



KOMTECH 2019



Instytut Techniki Górniczej

INNOWACYJNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE DLA GÓRNICTWA

BEZPIECZEŃSTWO - EFEKTYWNOŚĆ - NIEZAWODNOŚĆ

Gliwice 2019



KOMTECH 2019



INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

Praca zbiorowa

**INNOWACYJNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE
DLA GÓRNICTWA**

BEZPIECZEŃSTWO – EFEKTYWNOŚĆ – NIEZAWODNOŚĆ

Monografia

Redakcja naukowa:

Dr hab. inż. Dariusz Prostański, prof. ITG KOMAG

Recenzenci:

Dr hab. inż. Piotr Cheluszka, prof. PŚ

Dr hab. inż. Iwona Jonczy

Dr inż. Krzysztof Kędzia

Prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński

Dr inż. Łukasz Orzech

Dr inż. Kamil Szewerda

Dr hab. inż. Stanisław Szweda, prof. ITG KOMAG

Dr inż. Marek Szyguła

Dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor techniczny:

Mgr inż. Marzena Pabian-Macina

Mgr inż. Bogna Kolasińska

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374612
ISBN 978-83-65593-19-1

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

WPROWADZENIE

Ważnym wyzwaniem technologicznym zarówno dla jednostek naukowych, jak i dla producentów jest w chwili obecnej wprowadzenie do stosowania bezpiecznych, wydajnych i inteligentnych systemów mechanizacyjnych.

Poprawa jakości i wydajności produkcji wymaga zastosowania do projektowania i wytwarzania narzędzi informatycznych, technik symulacyjnych i złożonych modułów obliczeniowych. Nadal jednak istnieją obszary, szczególnie w górnictwie, gdzie wdrożenie nowoczesnych i inteligentnych maszyn jest utrudnione a czasem niemożliwe w obecnym czasie. Wpływają na to nie tylko trudne warunki środowiskowe czy opłacalność ekonomiczna, ale i konieczność zmiany podejścia do niektórych procesów produkcyjnych.

Prezentujemy Państwu monografię poświęconą najnowszym osiągnięciom naukowym, badawczym i technicznym z obszaru mechanizacji górnictwa podziemnego oraz odkrywkowego, ze szczególnym uwzględnieniem zagadnień bezpieczeństwa pracy i ochrony zdrowia.

Wprowadzeniem do tematyki jest rozdział przedstawiający ogólny zarys historii mechanizacji górnictwa węgla kamiennego w okresie ostatnich stu lat na terenie Polski.

W opracowaniu podano przykłady rozwiązań maszyn i urządzeń autorstwa KOMAG-u wdrożonych do praktyki przemysłowej na przestrzeni blisko siedemdziesięciu lat.

W kolejnych rozdziałach monografii omówiono tematykę współczesnego projektowania systemów mechanizacyjnych oraz przykłady zastosowania nowoczesnych metod obliczeniowych.

Przedstawiono szeroką analizę możliwości aplikacji nowych rozwiązań układu zasilania siłowników hydraulicznych obudów zmechanizowanych, których wykorzystanie niewątpliwie umożliwi poprawę bezpieczeństwa pracy. Omówiono wybrane problemy obsługi technicznej wielkogabarytowych maszyn górnictwa odkrywkowego oraz zaprezentowano kierunki rozwoju konstrukcji naczyń wyciągowych i nowe możliwości wykorzystania czujników magnetometrycznych w diagnostyce lin nośnych dźwigów osobowych.

Zaprezentowano także założenia do prototypu wysokociśnieniowego agregatu hydraulicznego przeznaczonego do zasilania kluczy hydraulicznych oraz nowe rozwiązania układu napinania trasy zębatej systemu posuwu kombajnu ścianowego.

Warto podkreślić, że szereg wdrażanych technik i technologii, które opisano w niniejszej monografii, jest wynikiem współpracy środowisk naukowych i przemysłu.

Składając podziękowania wszystkim autorom i recenzentom, którzy przyczynili się do wydania niniejszego opracowania wyrażamy nadzieję, że będzie ono stanowić istotny wkład w rozwój innowacyjnych maszyn i urządzeń do górnictwa.

dr hab. inż. Dariusz Prostański
profesor ITG KOMAG
Redaktor naukowy monografii

Gliwice, październik 2019 r.

SPIS TREŚCI**Rozdział I****NOWOCZESNE MASZYNY, TECHNOLOGIE I TECHNIKI GÓRNICZE**

1. Rola i znaczenie Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w rozwoju górnictwa węgla kamiennego niepodległej Polski 5
2. Poprawa bezpieczeństwa użytkowania obudowy zmechanizowanej poprzez aplikację nowego rozwiązania hydraulicznego układu zasilania siłowników 19
3. Zastosowanie nowoczesnych metod obliczeniowych i badawczych w procesie projektowania oraz ocenie stanu technicznego wentylatorów 28
4. Układ napinania trasy zębatej systemu posuwu kombajnu ścianowego - projekt KOMTRACK 46

Rozdział II**TRANSPORT PIONOWY**

1. Eksploatacja górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 Zakładu Górniczego Lubelski Węgiel Bogdanka S.A. 59
2. Możliwości zmniejszenia oporów ruchu naczyń wyciągowych na przykładzie klatki wielkogabarytowej 73
3. Diagnostyka cięgien linowych dźwigów ciernych - nowe możliwości pomiarowe 83

Rozdział III**PROJEKTOWANIE ORAZ BADANIA ELEMENTÓW I UKŁADÓW MECHANICZNYCH**

1. Zwiększenie żywotności łożysk kulowych i lin stalowych wielkogabarytowych maszyn w kopalniach odkrywkowych 96
2. Projektowanie antyzmęczeniowe obudów górniczych 109
3. Wysokociśnieniowy agregat zasilający 118
4. Badania i ocena konstrukcji urządzeń specjalnego przeznaczenia 127
- Indeks autorów 146

Rola i znaczenie Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w rozwoju górnictwa węgla kamiennego niepodległej Polski

Aleksander Lutyński - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Dariusz Prostański - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono ogólny zarys historii górnictwa węgla kamiennego w okresie ostatnich stu lat na terenie Polski. Informacje podane w opracowaniu dotyczą kopalń podziemnych węgla kamiennego, prezentując ich ilości, produktywności, zatrudnienie oraz aspekty własnościowe w minionym okresie. Rozdział prezentuje również zmiany ilościowe i jakościowe, jakie nastąpiły w kopalniach polskich w opisywanym okresie. W opracowaniu opisano rolę i znaczenie jaką odegrał w tym procesie zmian Instytut Techniki Górniczej KOMAG.

The role and significance of the KOMAG Institute of Mining in the development of coal Mining industry of independent Poland

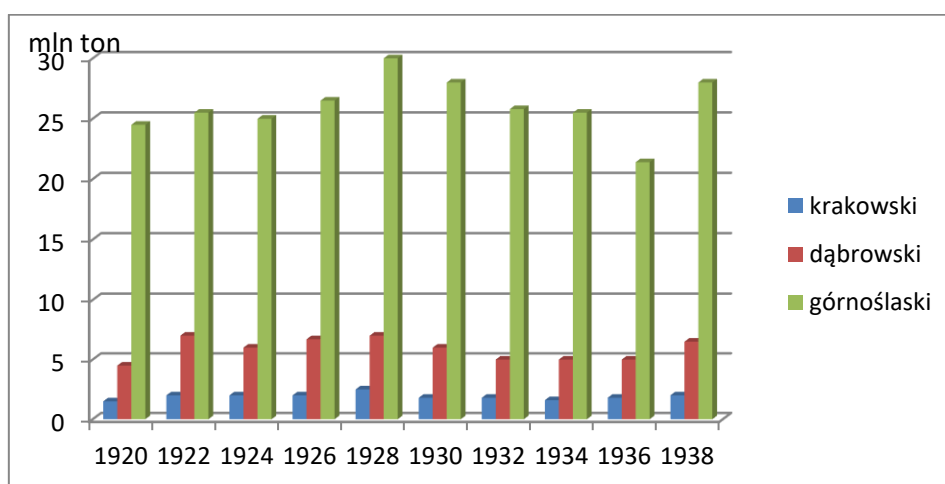
Abstract: The chapter presents a general overview of coal mining industry in Poland in the last centennial. Information on the number of mines, productivity, employment and ownership aspects is given in relation to underground mines. The chapter present qualitative and quantitative changes during that period in polish coal mines. The study describes the role and significance of the KOMAG Institute of Mining Technology in these processes.

1. Górnictwo węgla kamiennego w niepodległej Polsce

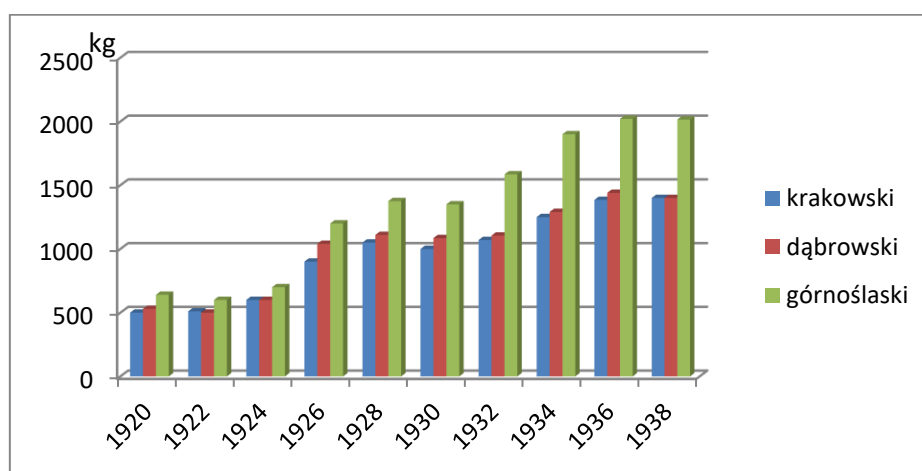
Odrodzenie Polski w listopadzie 1918 roku oraz działania podejmowane w późniejszym okresie miały niezwykle istotny wpływ na gospodarkę kraju, a w tym i na górnictwo węgla kamiennego. W 1918 r. w Polsce znajdowały się tylko dwa okręgi przemysłowe: dąbrowski i krakowski, w których działało 40 kopalń. Na Śląsku Cieszyńskim działała jedynie kopalnia Silesia. Kopalnie hulczyńskie, znajdujące się w okręgu górnośląskim, które powiązane były finansowo z Zagłębiem Ostrawsko-Karwińskim włączono w 1919 r. do Czechosłowacji [4]. Z uwagi na plebiscyt, który miał się odbyć na Górnym Śląsku, kopalnie znajdujące się w tym okręgu objęła kuratelą Komisja Międzynarodowa. W okręgu górnośląskim działało wtedy 67 kopalń węgla kamiennego, 15 kopalń rud cynku i ołowiu, 9 kopalń rud żelaza, 18 hut cynku, ołowiu i srebra i 9 hut żelaza. Wydobyte węgla w górnośląskich kopalniach wyniosło w 1918 roku 43,5 mln ton. Ta ilość stanowiła 23% ogólnej produkcji węgla kamiennego Niemiec, bowiem wydobyte w tym roku wyniosło w 190 mln ton. Węgiel z kopalń górnośląskich zaopatrywał nie tylko cały przemysł w regionie oraz gospodarstwa domowe, ale i przemysł wschodnich i częściowo południowych Niemiec [4].

W wyniku plebiscytu, poprzedzonego dwoma śląskimi powstaniami, który przeprowadzony został 20 marca 1921 r. okręg górnośląski podzielony został pomiędzy Polskę i Niemcy. Polska uzyskała 29% terytorium Górnego Śląska, w tym 52 kopalnie węgla kamiennego, 10 kopalń rud cynku i ołowiu, wszystkie kopalnie rudy żelaza i wszystkie huty rud cynku i ołowiu oraz 5 hut żelaza. W związku z tym do trzydziestu dwóch kopalń okręgu dąbrowskiego (z czego połowa to bardzo małe, płytkie kopalnie) wydobywających około 4,5 mln ton węgla

i zatrudniających około 22 tys. robotników i do ośmiu kopalń okręgu krakowskiego wydobywających ok. 1,5 mln ton i zatrudniających ok. 7 tys. robotników dołączono pięćdziesiąt trzy kopalnie górnośląskie wydobywające około 25 mln ton i zatrudniające około 184 tys. robotników (statystyki Górnośląskiego Związku Przemysłowców Górnictwo-Hutniczych). W okresie międzywojennym wydobywanie polskich kopalń zmieniało się, co pokazano na rysunku 1 [5]. Również zmieniała się wydajność wydobywania przeliczana na roboczo-dniówkę, co pokazano na rysunku 2 [5]. Na obserwowane zmiany wydobywania wpływ miał kryzys gospodarczy oraz zakaz importu polskiego węgla przez Niemcy. Kilka kopalń zaprzestało swojej działalności. Do poprawy sytuacji doszło nieoczekiwanie w 1926 r. z uwagi na załamanie wydobywania węgla w Wielkiej Brytanii, będącej wtedy jednym z najważniejszych producentów i eksporterów węgla. W 1925 r. w 2800 kopalniach wydobywano tam, 247 mln ton węgla, z czego 21% było eksportowane. Strajki górników brytyjskich i wynikający z nich spadek eksportu pozwolił na wejście polskiego węgla na rynki zagraniczne. Nowymi odbiorcami polskiego węgla były Szwecja, Dania, Finlandia, Łotwa, Litwa, Estonia i Włochy.



Rys. 1. Wydobywanie węgla kamiennego polskich kopalń w trzech okręgach: krakowskim, dąbrowskim i górnośląskim [5]



Rys. 2. Wydajność przeliczana na roboczo-dniówkę w polskich kopalniach w trzech okręgach: krakowskim, dąbrowskim i górnośląskim [4]

Eksport polskiego węgla, który w 1925 r. wynosił około 8,2 mln ton wzrósł w 1926 r. do 14,7 mln ton, aby w 1929 r. osiągnąć poziom ok. 15 mln ton. W tym roku poziom wydobywania wszystkich polskich kopalń wyniósł około 46 mln ton. Od tego roku zaczął się ogólnoswiatowy długotrwały kryzys gospodarczy, co przełożyło się na istotne zmniejszenie zapotrzebowania na węgiel. Należy zaznaczyć, że w 1938 roku, po zmianie granic i przyłączeniu wschodniej części okręgu ostrawsko-karwińskiego, wchodzącej w skład Śląska Zaolziańskiego, Polska uzyskała 15 czynnych kopalń. Kopalnie te wydobyły w 1937 r. około 7,3 mln ton przy zatrudnieniu ok. 15 tys. robotników [4].

Szacuje się, że łączna produkcja polskich kopalń w okresie międzywojennym wyniosła ok. 700 mln ton. Zasoby nowo udostępnione zrównoważyły ubytek substancji węglowej zaledwie w drobnej części. Z uwagi na kryzysy gospodarcze w okresie międzywojennym kopalnie były słabo doposażane, a użytkowane maszyny i sprzęt przestarzały i wyeksploatowany.

Ciekawą jest informacja Instytutu Badania Koniunktur Gospodarczych i Cen [12], która dotyczy finansów kopalń okręgu górnośląskiego i dąbrowskiego. Otóż w latach 1929 do 1937 analizowane finanse funkcjonowania kopalń wykazały tylko w 1929 roku zysk, natomiast w pozostałych latach notowane były straty od kilku do kilkunastu procent przychodów ze sprzedaży węgla.

W roku 1938 kopalnie polskie i polsko-francuskie miały 35,4% udziału w wydobyciu węgla kamiennego w Polsce, niemieckie - 44,8%, amerykańsko-niemieckie (Giesche) - w 6,1% oraz firmy francuskie i belgijskie - 13,7% [12].

Druga wojna światowa doprowadziła do dalszego obniżenia zdolności produkcyjnej kopalń. W okresie drugiej wojny światowej w kopalniach węgla kamiennego prowadzona była rabunkowa gospodarka złożem. Okupant dążył do maksymalnego wydobycia węgla bez nakładów inwestycyjnych. Efektem tej gospodarki były fatalne skutki techniczno-ekonomiczne i radykalne pogorszenie warunków bezpieczeństwa oraz higieny pracy górników. W roku 1944 wydobycie kopalń trzech okręgów dąbrowskiego, krakowskiego i górnośląskiego w części polskiej wynosiła niespełna 20 mln ton [5]. W ostatnich dniach drugiej wojny światowej czynione były przez okupanta przygotowania mające na celu zniszczenie kopalń lub ich zatopienie. Jednak zdecydowana postawa górników strzegących z narażaniem życia swoich zakładów, nie dopuściła do zniszczenia kopalń. Natychmiast po wyzwoleniu górnicy sami zajęli się przygotowaniem kopalń do produkcji, zanim kopalnie zostały objęte przez oficjalny zarząd.

Po wyzwoleniu, na mocy ustawy z dnia 3 stycznia 1946 r., rząd Polski przejął wszystkie kopalnie na własność państwa. Górnictwo rozwijało się na zasadach planów gospodarki narodowej, stanowiąc w niej decydujące ogniwo dla rozwoju innych dziedzin wytwórczości.

Już w 1946 roku wydobycie węgla kamiennego wyniosło około 47 mln ton [15]. Likwidacji uległy małe kopalnie okręgów krakowskiego i dąbrowskiego. Modernizowano i doposażano kopalnie istniejące oraz podejmowano budowę kopalń nowoczesnych, wysoko produkcyjnych. Węgiel był praktycznie jedynym towarem eksportowym. Niezwykle dynamicznie rozwijał się Rybnicki Okręg Węglowy, obecnie Jastrzębska Spółka Węglowa SA. Powstały tam kopalnie: Jastrzębie (1962), Moszczenica (1966), Zofiówka (1969), Borynia (1971), Pniówek (1974) i w późniejszym okresie Krupiński (1983) oraz Morcinek (1987). Najpóźniej zagospodarowanym górnictwem węglowym w Polsce było Lubelskie Zagłębie Węglowe, dla którego pierwszą dokumentację złoża opracowano w 1971 r. [17], a w 1982 uruchomiono pierwszą kopalnię w Bogdance k. Łęcznej [23]. Najwyższe wydobycie węgla kamiennego zanotowano w naszym

kraju w 1979 roku. Było to według niektórych źródeł nawet 201 mln ton [19]. Od tego czasu ilość wydobywanego surowca maleje, podobnie jak zatrudnienie w branży górniczej. W roku 1990 w 70 funkcjonujących kopalniach wydobyto 151,3 mln ton węgla kamiennego, przy zatrudnieniu wynoszącym 416 tys. pracowników [16]. W okresie powojennym górnictwo węglowe przechodzi głębokie zmiany strukturalne, techniczne i technologiczne, które mają na celu poprawę efektywności jego funkcjonowania. W 2018 roku w Polsce pracowało 18 kopalń zatrudniających około 85 tys. pracowników. Wydobyto 63,4 mln ton węgla. Import węgla do kraju był rekordowy i wyniósł 19,6 mln ton, to jest o około 55% więcej niż w 2017 roku [19]. Działalność organizacji górniczych jest rentowna.

Wśród obecnie działających kopalń są takie, które już mają za sobą obchody 100-lecia istnienia. Najstarszą z czynnych kopalń jest kopalnia Murcki, w której rozpoczęto eksploatację podziemną w roku 1769 [20], a kolejną kopalnia Rydułtowy działająca od 1792 r. [22]. W listopadzie 2013 r. 130-lecie działalności obchodziła kopalnia Marcel w Radlinie, a w 2016 r. i 2017 r. 100-lecia świętowały kopalnie odpowiednio Jankowice i Sośnica [23, 24].

Natomiast najmłodszą kopalnią węgla jest Budryk w Ornontowicach, uruchomiona w 1994 r. [21]. Nieco wcześniej, bo 1982 roku uruchomiono kopalnię Bogdanka, w której planuje się wydobyć w 2019 r. 9,4 ton węgla [25].

2. Zmiany techniczno-technologiczne górnictwa węgla kamiennego w minionym okresie

W omawianym okresie stu lat górnictwa węgla kamiennego następowały głębokie zmiany w technice oraz technologii procesu pozyskiwania surowca i dotyczyły wszystkich segmentów tego procesu od sposobów eksploatacji, metod urabiania, systemu odstawy urobku, transportu materiałów i ludzi po procesy wzbogacania. Było to związane z ogólnym rozwojem przemysłu.

W okresie międzywojennym powszechnie stosowana była zabierkowa metoda eksploatacji. Z czasem, szczególnie w pokładach cienkich, przechodzono na eksploatację w systemie ścianowym, pozwalającą na stosowanie wrębiarek i mechanizację odstawy [6]. Za prekursora zachodzących zmian w tym zakresie uznać należy kopalnię Dębieńsko, w której pod koniec lat dwudziestych uruchomiono ścianę węglową o długości 400 m i wydobywaniu ok. 600 ton urobku na dobę. Po drugiej wojnie światowej sukcesywnie notowano wzrost wydobywania węgla w systemie ścianowym. W odniesieniu do innych sposobów eksploatacji wynosił on w 1946 r. – ok. 36%, w 1949 ok. 43%, a w roku 1955 – ok. 52%. Do kopalń wprowadzano również kombajny węglowe, z czego pierwszy z początkiem 1950 r. Pod koniec tego roku w kopalniach pracowało już 6 kombajnów, w 1951 r. – 11, w 1952 r. – 30, a w 1955 r. – 86. Były to kombajny konturowe, głębokozabiorowe praktycznie nieodpowiednie do właściwości polskich węgli. Skutkowało to częstymi wyłączeniami ich z eksploatacji. Pod koniec 1957 r. zastosowano pierwszy kombajn płytkozabiorowy bębnowy typu Anderton. Następnie zaprojektowano i podjęto produkcję kombajnów polskiej konstrukcji. Kombajny bębnowe zyskały uznanie i rozpowszechniły się w kopalniach. I tak w 1970 r. na 529 pracujących w podziemiach kombajnów węglowych tylko kilkanaście było kombajnami konturowymi, a udział wydobywania w systemie ścianowym wzrósł około 80%. W latach 60. zaczęto także wprowadzać do kopalń strugi i tarany węglowe, najpierw z importu, a następnie rodzimej produkcji. Nie znalazły one jednak szerszego zastosowania. Sukcesywnie wprowadzano maszyny i urządzenia eliminujące ręczne ładowanie urobku. Jeżeli w 1946 r.

załadunek urobku odbywał się prawie wyłącznie ręcznie, to wskaźnik mechanicznego ładowania w 1969 r. w ścianach wynosił około 79%, w zabierkach 37%, a w chodnikach 28%. W latach następnych w wyniku wprowadzania do produkcji różnego rodzaju maszyn i urządzeń (ładowarek) wyeliminowano ręczny załadunek urobku [6].

W 1946 r. w 90% wyrobisk stosowano obudowę drewnianą, a urobek w 10% odstawiany był przenośnikami taśmowymi, w 14% rynnami stalowymi, w 41% wozami ciągniętymi lokomotywami elektrycznymi, spalinowymi i powietrznymi, w 30% wozami napędzanymi kołowrotami linowymi i łańcuchowymi oraz w bardzo niewielkim zakresie przewozem ręcznym i konnym. Transport pionowy urobku odbywał się głównie klatkowymi urządzeniami wyciągowymi. W latach następnych wskaźniki te sukcesywnie wzrastały. Wzrastał też poziom elektryfikacji dołu kopalni, a więc maszyn z napędem elektrycznym. I tak w roku 1955 stopień mechanizacji odstawy wzrósł do 94%, obudowę stalową stosowano w 33% chodników, zaczęto stosować obudowę stalową w ścianach wydobywczych. W latach pięćdziesiątych podjęto próby hydraulicznego urabiania i transportu [5].

W roku 1970 obudowę stalową stosowano już w 78% chodników, w ścianach pracowało ok. 3000 tys. sekcji obudowy zmechanizowanej. Pracowały też dwa opracowane w ZKMPW kompleksy zmechanizowane ASI i BESTA, w skład których wchodziła obudowa zmechanizowana, kombajn węglowy, przenośnik zgrzeblowy, agregaty zasilające, urządzenia sygnalizacyjne oraz urządzenia do zdalnego sterowania. Dalsze zmiany w omawianym zakresie doprowadziły do pełnej mechanizacji wybierania węgla, jego ładowania i transportu w podziemiach oraz z podziemi na powierzchnię. W chodnikach i ścianach wydobywczych kopalń stosowana jest wyłącznie obudowa stalowa [5].

W przypadku przeróbki mechanicznej węgla również, co jest oczywiste, w okresie międzywojennym zanotowano znaczne zmiany modernizacyjne. Były one związane z rozwojem maszyn i urządzeń oraz ze sposobem ich zasilania w energię. Praktycznie we wszystkich kopalniach węgiel wydobyty z podziemi kierowany był do zakładów przeróbki mechanicznej zwanych sortowniami. W kopalniach polskich urobek węglowy w 80% poddawany był suchemu rozdzielaniu na poszczególne sortymenty według wielkości ziarna. Ziarna skały płonnej wybierano z grubych sortymentów ręcznie. Modernizacja sortowni polegała na zabudowie kruszarek rozdrabniających urobek (przerosty), zabudowie sit poprawiających procesy sortowania, płuczek wodnych oraz wialni pozwalających na wzbogacanie urobku. Istotne zmiany następowały w rozwiązaniach napędu poszczególnych maszyn i urządzeń pracujących w sortowniach. Napędy centralne poruszające maszyny i urządzenia za pomocą wałów i systemów pasów transmisyjnych zastępowano silnikami elektrycznymi małych mocy. Efektem tych rozwiązań modernizacyjnych było zmniejszenie zużycia energii i zwiększenie bezpieczeństwa pracy. Zmodernizowano także transport urobku z szybów do sortowni i z sortowni do wagonów kolejowych. Pojawiły się przenośniki taśmowe posiadające napęd elektryczny, wywroty usprawniające wyładunek z wozów kopalnianych, automatyczne opróżniane zbiorniki węgla. W 1936 r. w kopalni Karsten-Centrum zastosowano przenośnik taśmowy transportujący węgiel na zwały i ze zwałów. Wydajność największych sortowni dochodziła do 600 t/godz. Drobne sortymenty oczyszczano z kamienia przeważnie w płuczkach. I tak w kopalniach polskich w 1934 r. płukano 16,1 % wydobywanego węgla, a w 1937 r. ilość ta wzrosła do 18,7%. W 1938 r. w kopalniach Bytom i Hohenzollern zainstalowano płuczki kaskadowe, co było w owych czasach innowacyjnym rozwiązaniem. Natomiast w latach trzydziestych w zakładach przeróbki mechanicznej zaczęto wprowadzać

wialnie, nazywane też płuczkami pneumatycznymi. Pierwszymi kopalniami, które wprowadziły do swoich zakładów takie wialnie systemu Birtley były Bielszowice i Abwehr. W sumie jednak w wialniach wzbogacano tylko kilka procent urobku wydobywanego w kopalniach [5].

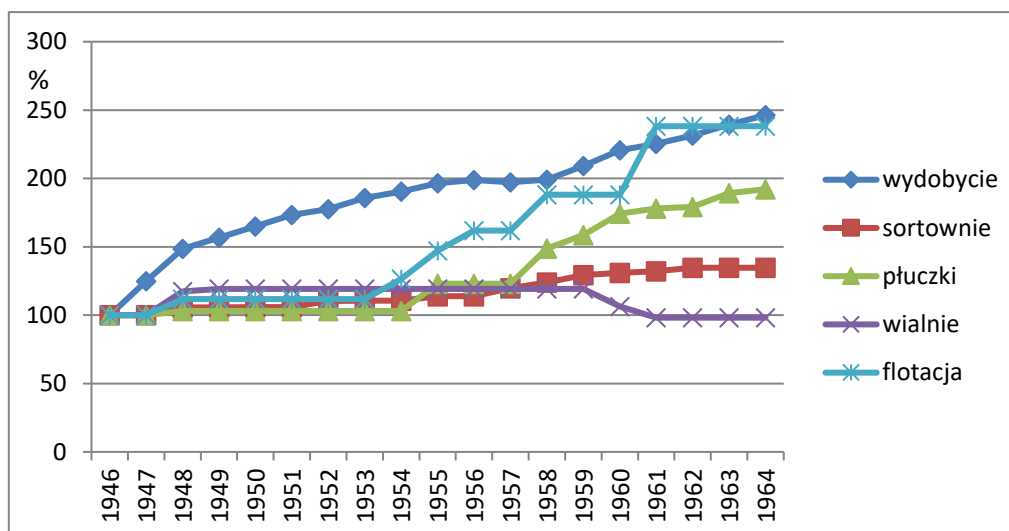
Nowym rozwiązaniem w zakładach przeróbki mechanicznej węgla były urządzenia wzbogacające (flotujące) najdrobniejsze ziarna węgla. Pierwsze takie urządzenia zabudowano w kopalni Dębieńsko w latach 1937÷1938 [5]. Urządzenie flotujące ziarna poniżej 1 mm miało dwie baterie o łącznej wydajności 25 t/godz. W skali roku dostarczało ono do 75 tys. ton koncentratu, który przerabiany był na koks odlewniczy.

Mimo wymienionych nowych rozwiązań wprowadzanych do zakładów przeróbki ich poziom techniczny był niższy w porównaniu z zakładami w innych krajach. Pierwsze płuczki bowiem pojawiły się w zakładach kopalń Górnego Śląska o 20 lat później niż w Anglii czy Ameryce. Ilustracją tego stwierdzenia może być następujący przykład. W 1934 r. w kopalniach angielskich wzbogacano w płuczkach 33,4% wydobywanego węgla, a w wialniach 6,1%. W kopalniach polskich było to odpowiednio 16,1% oraz 2,1% [5].

Zaznaczyć należy, iż mimo postępu w zakresie wzbogacania węgla nie znormalizowane zostały zarówno wymiary, jak i liczba jego sortymentów. Zostawiono znaczną dowolność dla poszczególnych okręgów, a nawet kopalń. Taka sytuacja stwarzała niejasny obraz konkurencji cenowej na rynku węgla.

Po zakończeniu drugiej wojny światowej, po przejęciu na własność państwa kopalń węgla kamiennego, które ze względu na rabunkową gospodarkę okupanta były niedoinwestowane rozpoczęto zabiegi modernizacyjne. Miały one na celu przywrócenie należnego poziomu technicznego tym kopalniom. W początkowym okresie najistotniejszym było odbudowanie zdolności wydobywczej kopalń.

W 1946 roku wydobyte polskich kopalń wyniosło około 51 mln ton. Zdolność przerobowa zakładów przeróbki wynosiła wtedy 19800 t/h. Sopleń wykorzystania tej zdolności przerobowej zakładów, w których technologia wzbogacania oparta była na ręcznym wzbogacaniu sortymentów grubych, wyniósł 56,3%. Zdolność przerobową płuczek i wialni szacowano wtedy na ok. 26,5 mln ton, co pozwalało na wzbogacanie 52,3% wydobywanego węgla kamiennego brutto. Była to więc stosunkowo korzystna sytuacja dla zakładów mechanicznej przeróbki węgla. Sytuacja ta trwała niestety krótko. Szybkie tempo wzrostu wydobywania, dyktowane koniecznością rozwoju przemysłu krajowego, nie przekładało się na przyrost zdolności przerobowej zakładów przerobczych. Zdolność ta utrzymywała się prawie na niezmiennym poziomie do 1959 r. Pokazuje to rysunek 3, na którym istotny wzrost wydobywania węgla w kopalniach nie koresponduje z przyrostem zdolności przerobowych zakładów i poszczególnych procesów technologicznych wzbogacania urobku, które prowadzone są w tych zakładach [13]. Dane prezentowane na wykresie wskazują, że w 1964 roku przyrost w stosunku do roku 1946 wyniósł w przypadku wydobywania węgla o 146,3%, a w przypadku zdolności przerobowych odpowiednio: sortowni o 34,7%, płuczki o 92,1%, flotacji o 138,2%. Natomiast w przypadku wialni ich zdolność przerobowa zmniejszyła się o 18% [13].



Rys. 3. Względny, w stosunku do roku 1946, przyrost wydobywania węgla kamiennego w kopalniach wraz ze względnym przyrostem zdolności przerobowych sortowni i poszczególnych węzłów technologicznych wzbogacania urobku [13]

Obserwowany wzrost zdolności przerobowej zakładów przeróbki mechanicznej w latach 1946 do 1964 był wynikiem budowy nowych i rozbudowy już istniejących zakładów. W tym okresie zbudowano bowiem 21 sortowni, 19 płuczek, 3 wialnie i 6 oddziałów flotacji, a rozbudowano 3 sortownie, 4 płuczki i 1 oddział flotacji. Przy wydobywaniu kopalń w 1963 r. na poziomie około 130,7 mln ton zdolność przerobowa sortowni pozwalała na przerób ok. 93% wydobytego surowca, a zdolność przerobowa płuczek i wialni pozwalała na wzbogacanie tylko 35,1 % surowca [13]. Przypomnieć należy, że zakłady przerobcze w 1946 r. mogły wzbogacić wydobywany węgiel w płuczkach i sortowniach w 52,3%, przy wydobywaniu ok. 51 mln ton.

Stosunkowo szybki rozwój mechanizacji urabiania, ładowania i transportu w latach sześćdziesiątych powodował wzrost zanieczyszczeń urobku węglowego skałą płonną. Z tego względu koniecznym stawała się rozbudowa technologii wzbogacania urobku w niższych klasach ziarnowych tym bardziej, że istniejące zakłady przerobcze były przestarzałe i niedostosowane do wymagań jakościowych węgla.

Kolejne lata rozwoju górnictwa węglowego przynoszą znaczny postęp w zakresie rozwoju zakładów przeróbki węgla [14]. W okresie do 1997 r. wybudowano łącznie 53 nowe zakłady przeróbki mechanicznej węgla, a 23 zmodernizowano. Tylko w okresie 1990 do 1996 roku wybudowanych zostało 10 zakładów przerobczych w tym 9 nowych zakładów wzbogacania miałów energetycznych. Podjęte zabiegi restrukturyzacyjne polskiego górnictwa węgla kamiennego wynikające ze zmian politycznych w 1989 r. i gospodarczych jako efekt urynkowania gospodarki miały istotny wpływ na jego funkcjonowanie, a tym samym na funkcjonowanie zakładów przeróbki mechanicznej węgla. Radykalnie zmniejszała się produkcja węgla. W latach od 1989 do 1997 w ramach restrukturyzacji przemysłu zlikwidowane zostały 22 zakłady przerobcze. Tak więc w 1997 r. węgiel kamienny wydobywano w 57 kopalniach, w których funkcjonowało 66 zakładów przeróbki mechanicznej.

Po 1997 r. zmiany restrukturyzacyjne w górnictwie kontynuowano. Obecnie w osiemnastu kopalniach węgla kamiennego funkcjonuje czterdzieści zakładów przeróbki mechanicznej

węgla [1, 2]. Trzydzieści trzy zakłady wzbogacają węgiel energetyczny, z czego dziewięć wzbogaca węgiel tylko w klasie powyżej 20(10) mm, szesnaście zakładów przeróbczych wzbogaca węgiel w klasach powyżej 0,1 mm, a osiem wzbogaca węgiel w pełnym zakresie uziarnienia. Węgiel koksowy natomiast wzbogaca siedem zakładów przeróbczych, wszystkie w pełnym zakresie uziarnienia. W zakładach mechanicznej przeróbki węgla pracują na ogół nowoczesne maszyny. Operacje przygotowujące węgiel do procesu wzbogacania prowadzone są w maszynach, takich jak przesiewacze różnych rodzajów i typów oraz kruszarki. Węgiel wzbogacany jest we wzbogacalnikach z cieczą ciężką, wodnych osadzarkach pulsacyjnych, spiralach Reicherta, cyklonach z cieczą ciężką, hydrocyklonach i flotownikach. Produkty wzbogacania odwadniane są na przesiewaczach wibracyjnych, w wirówkach wibracyjnych oraz sedymentacyjno-sitowych, prasach taśmowych i filtracyjnych, filtrach ciśnieniowych oraz tarczowych próżniowych. Poszczególne węzły technologiczne cechuje wysoki poziom automatyzacji [3]. Praca maszyn i urządzeń jest wizualizowana.

Na szczególne podkreślenie zasługują wszelkiego rodzaju zabiegi administracyjne i techniczne mające na celu poprawę warunków pracy górników we wszystkich ogniwach procesu technologicznego pozyskiwania surowca. Dobitnie świadczy o tym jeden z najistotniejszych wskaźników charakteryzujących bezpieczeństwo pracy w górnictwie. Jest to wskaźnik liczby wypadków śmiertelnych na 1 mln ton wydobycia węgla. Wskaźnik ten uległ na przestrzeni lat radykalnej zmianie. Wydobycie jednego miliona ton węgla kosztowało w roku 1946 życie 570 górników, a w 2018 - 0,24.

3. Rola Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w procesach zmian zachodzących w polskim górnictwie

Instytut Techniki Górniczej KOMAG powołano do życia 1 stycznia 2009 r. [6]. Powołanie Instytutu poprzedziło szereg działań organizacyjnych zmieniających nie tylko nazwę jednostki, ale i zakresy jej działań. Historia Instytutu sięga bowiem roku 1950, kiedy to istniejące Centralne Biuro Projektów zostało przekształcone w Biuro Konstrukcji Maszyn Górniczych, aby w 1953 r. przyjąć nazwę Centralnego Biura Konstrukcji Maszyn Górniczych z siedzibą w Gliwicach. W 1957 roku połączono Centralne Biuro Konstrukcji Maszyn Górniczych oraz istniejący od 1951 r. Instytut Mechanizacji Górnictwa. W wyniku tego połączenia powstał Instytut Doświadczalno - Konstrukcyjny Przemysłu Węglowego, który w 1958 roku przyjął nazwę Zakładów Konstrukcyjno-Mechanizacyjnych Przemysłu Węglowego. W rozwijającym się dynamicznie, zgodnie z potrzebami przemysłu węglowego, ZKMPW utworzono na przestrzeni kilku lat Zakład Elektroniki Górniczej w Tychach, Elektrometal w Cieszynie, Zakład Budowy Maszyn Doświadczalnych oraz Zakład Cybernetycznych Kompleksów Górniczych w Biskupicach. Do struktury ZKMPW włączono również kopalnię doświadczalną M300 i Doświadczalną, Zautomatyzowaną Kopalnię JAN w Katowicach. Funkcjonujący w ramach istniejącej struktury Ośrodek Szkolenia Maszynowego przekształcono w Zakład Doskonalenia Kadr.

Kolejną reorganizację przeprowadzono na początku 1975 r. Z Zakładów Konstrukcyjno-Mechanizacyjnych Przemysłu Węglowego wydzielono wtedy Zakład Budowy Maszyn Doświadczalnych, Kopalnię Doświadczalną M-300 oraz Zakład Doskonalenia Kadr, tworząc Centralny Ośrodek Projektowo-Konstrukcyjny Maszyn Górniczych KOMAG w Gliwicach, mający status ośrodka badawczo-rozwojowego. Został on podporządkowany organizacyjnie Zjednoczeniu Przemysłu Maszyn Górniczych POLMAG. KOMAG stał się wtedy zapleczem

konstrukcyjnym, badawczym i rozwojowym dla wszystkich fabryk, wchodzących w skład Zjednoczenia, a więc: FAMUR, FAZOS, TAGOR, RYFAMA i GEORYT. W fabrykach tych KOMAG utworzył zakłady terenowe.

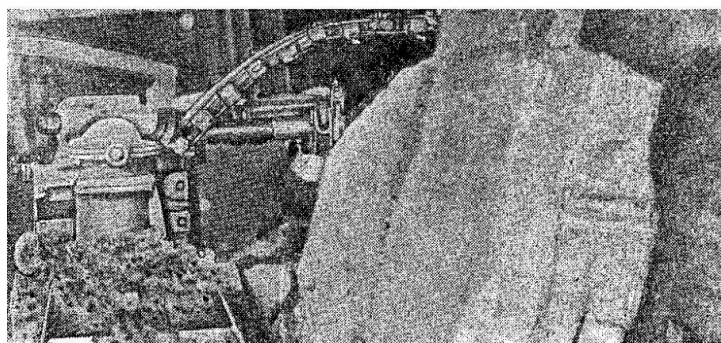
W 1979 roku do KOMAG-u włączono Ośrodek Projektowo-Technologiczny Maszyn Górniczych ORTEM. Tak więc zakres działania został poszerzony o zagadnienia technologii wytwarzania maszyn i urządzeń górniczych oraz o tematykę organizacji i zarządzania produkcją. Postanowiono wtedy zmienić nazwę na Centrum Konstrukcyjno-Technologiczne Maszyn Górniczych KOMAG. W wyniku kolejnej reorganizacji, która miała miejsce w marcu 1990 roku powstała jednostka badawczo-rozwojowa o nazwie Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG.

W 2005 roku w wyniku realizacji procesu konsolidacji jednostek badawczo-rozwojowych, podlegających Ministrowi Gospodarki, do Centrum KOMAG włączono Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Reduktorów i Motoreduktorów REDOR w Bielsku-Białej, natomiast w 2006 r. Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Budownictwa Górniczego BUDOKOP w Mysłowicach.

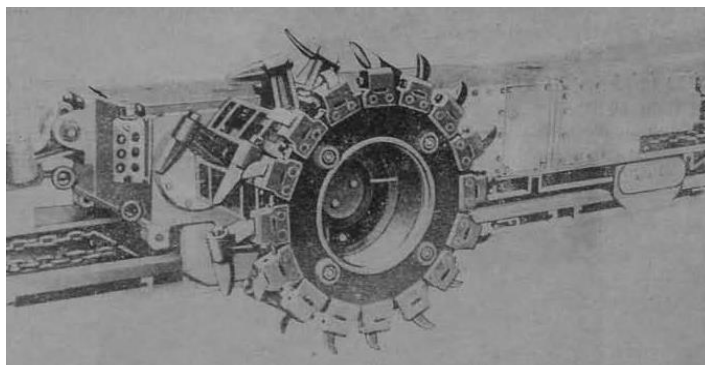
W związku ze znacznym poszerzeniem zakresu działalności uznano, że nazwa ta nie odzwierciedla szerokiego spectrum działalności naukowej, badawczej i technicznej, realizowanej przez KOMAG w zakresie innowacyjnych rozwiązań dla gospodarki. Biorąc pod uwagę ten fakt, wystąpiono do Ministerstwa Gospodarki z wnioskiem o zmianę dotychczasowej nazwy Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG na Instytut Techniki Górniczej KOMAG.

W okresie od 1950 roku powstało ponad 1100 dokumentacji technicznych maszyn i urządzeń zastosowanych w kopalniach surowców mineralnych w kraju i za granicą oraz ponad 4400 patentów i wzorów użytkowych.

W pierwszych latach swojej blisko siedemdziesięcioletniej historii prace badawczo-konstrukcyjne dotyczyły głównie maszyn i urządzeń służących do eksploatacji złóż węglowych. W latach pięćdziesiątych powstały, między innymi, pionierskie dokumentacje techniczne: wrębiarki uniwersalnej Q120/100x44, kombajnów wrębowych KW-1, KW-2 (rys. 4) oraz pierwszego kombajnu bębnowego KWB-3 (rys. 5). W tym okresie opracowano także dokumentacje techniczne serii ładowarek zasięrutnych ŁZK-1P, ładowarek szybowych ŁCh, przenośnika zgrzeblowego SKAT oraz maszyny wyciągowej z kołem pędnym $\Phi 4000$ mm i dwubębnowej $\Phi 3000$ mm. Wraz z Głównym Instytutem Górnictwa opracowano konstrukcję i wyprodukowano pierwsze sekcje doświadczalne obudowy zmechanizowanej typu OSM, które przeszły w kopalniach pomyślne próby, wobec czego podjęto ich seryjną produkcję [26].

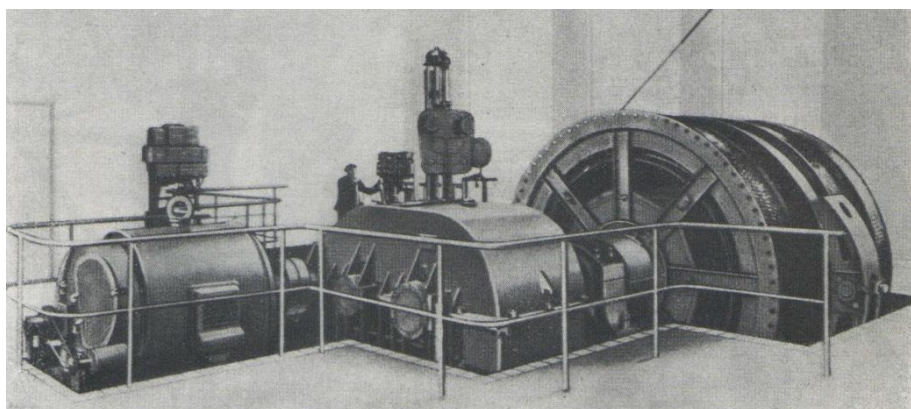


Rys. 4. Kombajn węglowy wrębowy KW-2 [arch. ZKMPW]



Rys. 5. Kombajn węglowy bębnowy KWB-3 [arch. ZKMPW]

W latach sześćdziesiątych na podstawie dokumentacji ZKMPW została uruchomiona produkcja obudowy podporowej w wersji ramowej i kaszowej, rozpoczęto prace nad automatyzacją ścian, które doprowadziły do skonstruowania i uruchomienia w 1967 roku wspomnianych wcześniej dwóch typów kompleksów zmechanizowanych ASI i BESTA. W tym okresie opracowano między innymi pierwsze konstrukcje osadzarek pulsacyjnych, opracowano dokumentację i wdrożono serię maszyn bobinowych typu BOB-5500/630 kW (rys. 6), opracowano także dokumentację wozu wiertniczego WW-2Ms, kołowrotu zgarniakowego DEKO-75/100z oraz maszyny wyciągowej czteroliniowej WL4-2000.



Rys. 6. Maszyna bobinowa typu BOB-5500/630 kW [arch. ZKMPW]

Do spektakularnych opracowań dokumentacji w latach siedemdziesiątych zaliczyć należy ścianowe obudowy podporowo-osłonowe typu FAZOS i GLINIK, o szerokim spektrum odmian uwzględniających warunki w jakich obudowy te miały pracować. Należy zaznaczyć, że w latach siedemdziesiątych wyprodukowano ponad 22 000 sztuk sekcji obudowy FAZOS 12/28-Oz. Kolejne opracowania to kombajn dwuramionowy KWB-6, strug węglowy SWP, przenośnik ścianowy SUPER SAMSON-NP, ścianowa obudowa wisząca typ SOW-80TP, urządzenia do mechanicznego odpylania GAD-1, agregat zasilający AZZ-250A, aparat wodny AW-3, wiertnica zdalnie sterowana EWA-15, kombajn chodnikowy AM-50, przenośnik taśmowy Gwarek 1200 i 1400, kombajn węglowy bębnowy typu KWB-2RDUW. Na

podkreślenie zasługuje to, że był to kombajn dwuramionowy z samozawrębiającymi się organami urabiającymi, w którym wyeliminowano łańcuch kombajnowy, zastępując go polskim, bezciągnowym systemem posuwu Poltrak II [26].

Lata osiemdziesiąte to kolejne spektakularne opracowania dokumentacji w KOMAG-u, do których między innymi zaliczyć należy kombajn ścianowy KGS-160N, obudowę osłonową GLINIK-055/15-OzM współpracującą ze strugiem SWS-6N, kolejkę podszybową SKL-5000, przenośnik zgrzeblowy Rybnik 80 z systemem posuwu Poltrak II, podajnik wibracyjny trapezowy WPT-3, kombajn bębnowy KWB-3RDUW/160, przenośnik zgrzeblowy SKAT/E/180, instalację odpylającą IO-500P, osadzarkę OS24B 3, wzbogacalnik zawieszinowy DISA - 2KU-3500 P, kombajn górniczy ścianowy KGS-560, maszynę wyciągową B-2000, wirówkę odwadniającą wibracyjną WOW-1,5, przesiewacze wibracyjne PWP1 - 3x6 i PWP-2-2,4x4,5 PWP-2-2,4x4,5, ładowarkę zgarniakową ZPP-2Z, kombajn węglowy modułowy KWM 780E, szynową kolej spągową SKS-60, szynową kolej spągową SKS-60, instalację odpylającą chodnikową OG-800Ch i ładowarkę zgarniakową ZPP-2Z [26].

Odnotować należy, że w opisywanym przedziale czasowym, w 1988 r. opracowano dla partnera chińskiego dokumentację obudowy FAZOS-12/28-OzM3, a w 1983 r. na 590 kombajnów ścianowych pracujących w polskich kopalniach węgla kamiennego 564 to kombajny produkcji FMG FAMUR na podstawie dokumentacji KOMAG.

W latach dziewięćdziesiątych opracowano dokumentacje kombajnów węglowych rodziny KSE – 344, 500, 700, 800/1000 przeznaczonych do ścian o dużej koncentracji wydobywania. W 1995 r. w Zakładach Mechanicznych Zamet w Tarnowskich Górach zaprezentowano ścianowy kombajn KSE-1000, przeznaczony do urabiania pokładów węgla o miąższości do 4 m. Był to pierwszy w świecie kombajn zasilany napięciem 6000 V. Pozwalał on na wydobywanie w ciągu doby ok. 7,5 tys. tony węgla. Natomiast w 1996 r. w CMG KOMAG opracowano we współpracy z POLON-SYSTEMS mikroprocesorowy system diagnostyki maszyn wyciągowych oznaczony symbolem MSD-86. Ponadto w tej dekadzie powstały też, między innymi, dokumentacje przenośnika zgrzeblowego PSZ-900, wzbogacalnika zawieszinowego DISA 2KR-300P, przesiewaczy wibracyjnych PWE 1-2x6 i PWE 2-2,5x5,25, szynowej kolei zębatej SKZ-100/650.

Po roku dwutysięcznym powstawały kolejne ważne dla górnictwa węgla kamiennego dokumentacje maszyn i urządzeń górniczych, takich jak osadzarki, wzbogacalniki zawieszinowe, przesiewacze oraz niezwykle istotne dla bezpieczeństwa pracy górników urządzenia opylające, zraszające i przeznaczone do walki z hałasem. Opracowano między innymi dokumentacje techniczne: ścianowego przenośnika zgrzeblowego z innowacyjnym systemem regulacji parametrów pracy napędów, wiertnicy inżyniersko-geologicznej WIG-200, wozu wiertniczego MWW-1, podwieszoności ciągnika akumulatorowego PCA-1, maszyny wyciągowej B-4300/DC, dołowej lokomotywy akumulatorowej Lda-12K-EMA, kombajnów ścianowych KSW-750E i KSW 950 E [26].

W blisko siedemdziesięcioletniej historii KOMAG-u rozwijane były nowe kierunki i zakresy prowadzonych prac. Obecnie prace naukowe, badawcze i techniczne obejmują systemy mechaniczne i mechatroniczne, w tym: maszyny i urządzenia dla podziemnej eksploatacji złóż oraz przeróbki mechanicznej surowców mineralnych oraz systemy zasilania, sterowania, diagnostyki i monitoringu. Opracowywane są koncepcje, projekty i dokumentacje techniczne maszyn i urządzeń oraz wykonywane są ekspertyzy w zakresie doboru maszyn i urządzeń

dostosowanych do określonych warunków eksploatacyjnych. Prowadzone są także badania modelowe, stanowiskowe i przemysłowe celem zwiększenia trwałości, niezawodności, bezpieczeństwa pracy, ergonomii i ochrony środowiska.

Za przykład efektywnej i dynamicznej działalności na rzecz górnictwa mogą służyć zaprojektowane i wdrożone w kopalniach maszyny i urządzenia wzbogacające węgiel surowy. Jest to segment działań KOMAG-u podejmowanych praktycznie od momentu jego powstania do chwili obecnej. W tym zakresie działania, w okresie od 1955 do 2018 r., opracowano dokumentacje techniczne trzystu dwudziestu wzbogacalników (nowych i zmodernizowanych), w tym ponad dwustu wzbogacalników w pulsującym ośrodku wodnym – osadzarek [11]. Obecnie konstruowane są osadzarki typu KOMAG do wzbogacania różnych klas ziarnowych. Są nimi osadzarki miałowe - OM przeznaczone dla klasy ziarnowej 20-0(0,5) mm, osadzarki średnioziarnowe - OS przeznaczone dla klasy ziarnowej 80(50)-0(0,5) mm i osadzarki ziarnowe - OZ przeznaczone dla klasy ziarnowej 120-20 mm.

W ITG KOMAG opracowany został i wdrożony do praktyki górniczej autorski System Sterowania Osadzarką Pulsacyjną KOMAG (K.O.S.S.) [18].

Osadzarki pracują w wielu polskich i zagranicznych kopalniach węgla kamiennego: w Brazylii, Chinach, Indiach, Rumunii i Wietnamie, a zmodyfikowane ich konstrukcje w zakładach produkcji kruszyw. Rozwój konstrukcji osadzarek pulsacyjnych na przestrzeni lat charakteryzuje się doskonaleniem rozwiązań prowadzącym do zmian parametrów technicznych, które mają istotny wpływ na walory użytkowe w tym, co jest niezwykle istotne, na wydajność i koszty eksploatacyjne [9].

Istotnym segmentem, w którym prowadzi prace Instytut Techniki Górniczej KOMAG jest segment związany z bezpieczeństwem pracy. W górnictwie węgla kamiennego, zarówno pod ziemią, jak i w zakładach przeróbki mechanicznej [7, 8], istnieje bowiem szereg zagrożeń dla życia i zdrowia tam zatrudnionych. Jednym z takich zagrożeń jest pył kopalniany generujący zarówno czynnik niebezpieczny, którego obecność może prowadzić do wybuchu oraz czynnik szkodliwy, którego oddziaływanie na pracującego może prowadzić lub prowadzi do schorzenia.

W wyniku prac prowadzonych w ITG KOMAG powstały interesujące rozwiązania konstrukcyjne [7, 8, 10] pozwalające na ich zastosowanie w wielu miejscach zakładu górniczego, w których pojawia się pył kamienny lub węglowy.

Od dwudziestu lat, w cyklu rocznym, Instytut Techniki Górniczej KOMAG organizuje międzynarodowe konferencje KOMTECH pt. „Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa; bezpieczeństwo – efektywność – niezawodność” oraz KOMEKO pt.: „Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych bezpieczeństwo – jakość – efektywność”. Na konferencjach tych przedstawiane są najnowsze osiągnięcia naukowe, badawcze i techniczne w dziedzinie górnictwa i przeróbki surowców mineralnych z uwzględnieniem zagadnień bezpieczeństwa i ochrony zdrowia. Konferencje te, będące forami naukowo-technicznymi, wnoszą niekwestionowany wkład w rozwój przedmiotowych technik i technologii górniczych.

4. Podsumowanie

Opisane w opracowaniu zmiany jakie następowały w polskim górnictwie węgla kamiennego na przestrzeni stu lat niepodległej Polski wskazują na niezwykle istotne i głębokie dokonania techniczne, technologiczne i organizacyjne. Zmodernizowano kopalnie istniejące i wybudowano nowe. W efekcie tych działań polskie górnictwo stało się nowoczesną, wysoko produkcyjną i efektywną gałęzią przemysłu. Polskie rozwiązania, maszyny i urządzenia produkowane w kraju z powodzeniem konkurują na rynku krajowym oraz rynkach zagranicznych z firmami spoza kraju. Istotną rolę w powojennych zabiegach modernizujących górnictwo węgla kamiennego po drugiej wojnie światowej odegrał, kilkakrotnie zmieniając swą nazwę, Instytut Techniki Górniczej KOMAG.

Literatura

1. Baic I., Blaschke W.: Przeróbka węgla kamiennego w Polsce – trendy rozwoju w zakresie zwiększenia efektywności produkcji. Inżynieria Mineralna. Lipiec-grudzień 2017
2. Blaschke W.S., Szafarczyk J., Baic I., Blaschke Z., Gawlik L.: Status of Coal Mining and Coal Preparation in Poland XVIII International Coal Preparation Congress. Ed. Springer. ISBN 978-3-319-40942-9 Saint Petersburg 2016
3. Giemza H., Lutyński A.: Stan rozwoju technologii przeróbki w świetle scenariuszy foresightu węglowego. Rozdział monografii Innowacyjne i przyjazne dla środowiska techniki i technologie przeróbki surowców mineralnych KOMEKO. Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Redakcja naukowa: prof. dr hab. inż. A. Klich, dr inż. A. Kozieł. ISBN 978-83-60708-91-0. Gliwice 2016
4. Jaros J.: Historia górnictwa węglowego w Zagłębiu Górnos Śląskim w latach 1914-1945. Śląski Instytut Naukowy. Katowice, Kraków 1969
5. Jaros J.: Historia górnictwa węglowego w Polsce Ludowej (1945-1970). PWN Warszawa-Kraków. 1973
6. Kłeczek Z., Kozieł A., Malec M.: 60 lat działań Instytutu Techniki Górniczej KOMAG na rzecz rozwoju przemysłu maszyn górniczych. Maszyny Górnicze 3-4.2010
7. Lutyński A.: Zagrożenia metanem, pyłem i hałasem występujące w zakładach przeróbki mechanicznej kopalń węgla kamiennego. Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Monografia nr 16. ISBN 978-83-60708-96-5. Seria: Innowacyjne techniki i technologie mechanizacyjne. Gliwice 2016. Stron 106
8. Lutyński A.: Zwalczanie zagrożeń wywołanych przez metan, pył i hałas w zakładach przeróbki mechanicznej kopalń węgla kamiennego. Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Monografia ISBN 978-83-65593-03-0. Seria: Innowacyjne techniki i technologie mechanizacyjne. Nr 18. Gliwice 2017. Stron 126
9. Lutyński A., Osoba M.: Wpływ charakterystyki pulsacji wody w wodnych osadzarkach pulsacyjnych na proces pozyskiwania wybranych produktów mineralnych Prace Naukowe – Monografie CMG KOMAG nr 18. ISBN 978-83-60708-06-4. Gliwice 2007.
10. Lutyński A., Prostański D.: Zwalczanie zagrożenia wywołanego pyłem w zakładach przeróbki mechanicznej kopalń węgla kamiennego. Rozdział nr 10 monografii pt.:

- Mechanizacja, Automatyzacja i Robotyzacja w Górnictwie - Problemy bezpieczeństwa, transportu i przeróbki w górnictwie. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego - Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH. Redakcja naukowa prof. dr hab. inż. K. Krauze. Łędziny, Kraków 2017. Str. 134-146
11. Matusiak P., Kowol D.: Rozwój osadzarek pulsacyjnych typu KOMAG. Maszyny Górnicze 2/1918
 12. Pruszyński M.: Z zagadnień przemysłu węglowego. Kraków 1939.
 13. Aktualny stan i potrzeby mechanicznej przeróbki węgla oraz efektywność inwestycji przeróbczych. Opracowanie Ministerstwa Górnictwa i Energetyki – Departament Nowej techniki. Katowice 1965
 14. Stan przeróbki mechanicznej węgla kamiennego w Polsce. Opracowanie Państwowej Agencji Restrukturyzacji Górnictwa Węgla Kamiennego SA. Biuro Restrukturyzacji Węgla Kamiennego. Katowice, maj 1997
 15. <http://www.racjonalista.pl/kk.php/s,9713/k,2>
 16. <https://www.pgi.gov.pl/psg-1/psg-2>
 17. <http://encyklopedia.pwn.pl/haslo/Lubelskie-Zaglebie-Weglowe> [dostęp 31.01.2019]
 18. <http://komag.eu/gearbox/1048-sterowanie-osadzarka> [dostęp 03.02.2019]
 19. <https://gasurvey.gemius.com/recruiting> [dostęp 06.05.2019]
 20. https://pl.wikipedia.org/Kopalnia_Węgla_Kamiennego_Murcki [dostęp 08.02.2019]
 21. https://pl.wikipedia.org/wiki/Kopalnia_Węgla_Kamiennego_Budryk [dostęp 08.02.2019]
 22. https://pl.wikipedia.org/wiki/Kopalnia_Węgla_Kamiennego_Rydułtowy [dostęp 08.02.2019]
 23. https://pl.wikipedia.org/wiki/Kopalnia_Węgla_Kamiennego_Jankowice [dostęp 08.02.2019]
 24. https://pl.wikipedia.org/wiki/Kopalnia_Węgla_Kamiennego_Sośnica [dostęp 08.02.2019]
 25. <http://ri.lw.com.pl/aktualnosci> [dostęp 09.02.2019]
 26. <http://www.komag.gliwice.pl/archiwum/>

Poprawa bezpieczeństwa użytkowania obudowy zmechanizowanej poprzez aplikację nowego rozwiązania hydraulicznego układu zasilania siłowników

Tomasz Siwulski - Politechnika Wrocławska

Maciej Skrzypczak - Zakład Hydrauliki Siłowej Hydromar

Urszula Warzyńska - Politechnika Wrocławska

Streszczenie: W ostatnich latach obserwuje się stopniowy rozwój techniczny sekcji zmechanizowanych obudów górniczych oraz systemów monitoringu całych kompleksów ścianowych. Uzyskane wyniki techniczne oraz raporty z ich eksploatacji pozwoliły zidentyfikować problemy techniczne, które wprost definiują dalsze kierunki rozwoju w tym obszarze. Jednym z nich jest analiza zasadności technicznej oraz ekonomicznej wprowadzania zmian w hydrostatycznych układach zasilania elementów wykonawczych sekcji obudowy. Hydrostatyczne układy zasilania oraz wykonawcze zmechanizowanych sekcji obudowy górniczej charakteryzują się konstrukcją, której architektura nie zmieniła się znacząco od czasu wprowadzenia tych rozwiązań do eksploatacji. Prace w zakresie analizy obecnie stosowanych układów hydrostatycznych oraz ich możliwości rozwoju są prowadzone w dwóch kierunkach. Pierwszy obejmuje analizy możliwości wzajemnej współpracy obecnie wykorzystywanych układów hydraulicznych pojedynczej sekcji obudowy w kompleksach ścianowych, ze szczególnym uwzględnieniem niestabilności stropu. Drugi natomiast skupia się na przeprowadzeniu analiz poziomu bezpieczeństwa załogi zapewnianego przez obecnie stosowane rozwiązania oraz możliwości jego poprawy. Niniejsze opracowanie odnosi się właśnie do tego drugiego zagadnienia. Jednym z wyników prowadzonych prac jest przedstawione w artykule rozwiązanie techniczne układu zasilania siłowników sekcji obudowy zmechanizowanej. W rozdziale przedstawiono szeroką analizę możliwości aplikacji nowych rozwiązań układu zasilania siłowników hydraulicznych sekcji obudowy zmechanizowanej, których wykorzystanie umożliwi poprawę bezpieczeństwa pracy. Podsumowanie prac analitycznych oraz wstępna analiza zasadności ekonomicznej umożliwiły określenie najkorzystniejszego rozwiązania technicznego zwiększającego bezpieczeństwo użytkowania obudowy zmechanizowanej, którego aplikacja nie wiąże się z wprowadzaniem znacznych zmian w układzie hydrostatycznym i w opinii autorów jest interesującą alternatywą dla obecnie stosowanych rozwiązań.

Improving the safety of roof support exploitation by the application of a new hydraulic power supply system of cylinders

Abstract: In recent years, a gradual technical development of mining roof supports and monitoring systems for the entire longwall systems may be observed. The technical results and reports on their operation allowed to identify technical problems that directly define further development directions in this area. One of them is the analysis of technical and economic reasonableness of introducing changes in hydrostatic power supply systems for the cylinders. Hydrostatic power supply and actuation systems of mechanized mining roof supports are characterized by a structure whose architecture has not changed significantly since these solutions were put into operation. The research of the currently used hydrostatic systems and their development possibilities is carried out in two directions. The first includes the analysis of mutual cooperation of currently used hydraulic roof supports in longwall systems, with a particular emphasis on roof instability. The second one focuses on the analysis of the crew safety level provided by currently used solutions and possibilities of their improvement. This study refers to the latter issue. One of the research results is the technical solution of the hydraulic power supply system for the roof support cylinders, which is presented in the article. The chapter includes a broad analysis of the possibilities of applying new solutions for the supply system of hydraulic cylinders for roof supports, the use of which will improve work safety. The summary of analytical work and the preliminary analysis of

economic reasonableness enabled the identification of the most advantageous technical solution increasing the safety of roof supports operation, the application of which does not involve significant changes in the hydrostatic system and, in the opinion of the authors, is an interesting alternative to currently used solutions.

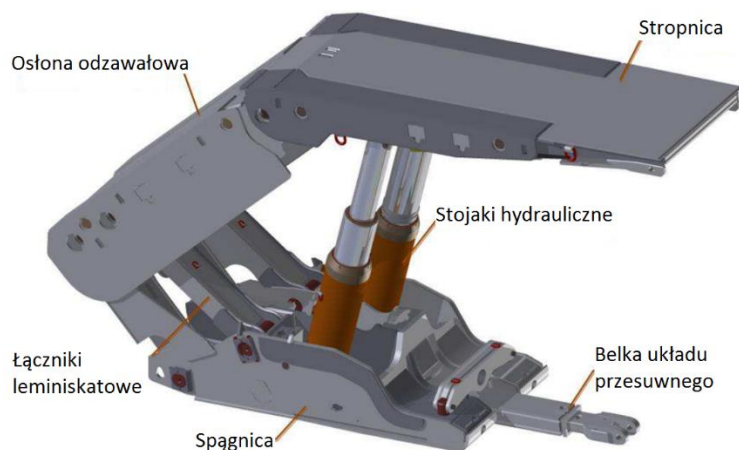
1. Wstęp

Jednym z wyraźnie widocznych w ostatnim czasie kierunków rozwoju elementów hydraulicznych jest tendencja do oferowania jednego elementu, zawierającego w sobie zarówno podzespoły wykonawcze, sterujące, jak i czasami zasilające. Elementy te zazwyczaj charakteryzują się wysokimi sprawnościami [1]. Jednym z przykładów połączenia dwóch elementów hydraulicznych w jeden element są siłowniki hydrauliczne sekcji obudowy górniczej, występujące z blokiem zaworowym. Blok zaworowy, którego aplikację opisano w niniejszym rozdziale, jest elementem układu bezpieczeństwa. Niezależne prace prowadzone w innych niż wydobywanie węgla kamiennego obszarach przemysłu wydobywczego, doprowadziły do opracowania nowego rozwiązania układu zasilania siłownika hydraulicznego. Nowe rozwiązanie, będące wynikiem analiz sposobu pracy, odpowiedzi dynamicznych oraz propagacji energii cieplnej w hydrostatycznych układach napędowych układów roboczych maszyn, opiera się na zmianach w układzie zasilania siłownika [2, 3]. Zmiany te jednakże nie są implementowane w niezależnym układzie sterowania, tylko w bloku zaworowym zamontowanym wprost na siłowniku. Przeprowadzone dotychczas prace badawcze wykazały, iż elementy sterowania zamontowane wprost na elemencie wykonawczym umożliwiają opracowanie bardziej bezpiecznych i niezawodnych układów o większej dokładności wykonywanych ruchów roboczych oraz o zwiększonym poziomie bezpieczeństwa użytkownika. Opracowany proces analizy sposobu działania połączonego w jeden element siłownika wraz z blokiem sterującym, polegający na określeniu możliwości ruchowych siłownika w odniesieniu do ciśnienia panującego w jego komorach, został w niniejszym opracowaniu wykorzystany do analizy obecnie stosowanego w konstrukcji sekcji obudowy rozwiązania układu hydraulicznego. Wyniki analizy pozwoliły sformułować wnioski odnośnie możliwości wprowadzenia korzystnych zmian w układzie w aspekcie poprawy bezpieczeństwa pracy oraz częściowo niezawodności systemów hydraulicznych podpór górniczych eksploatowanych w kopalniach węgla kamiennego.

2. Stan wiedzy

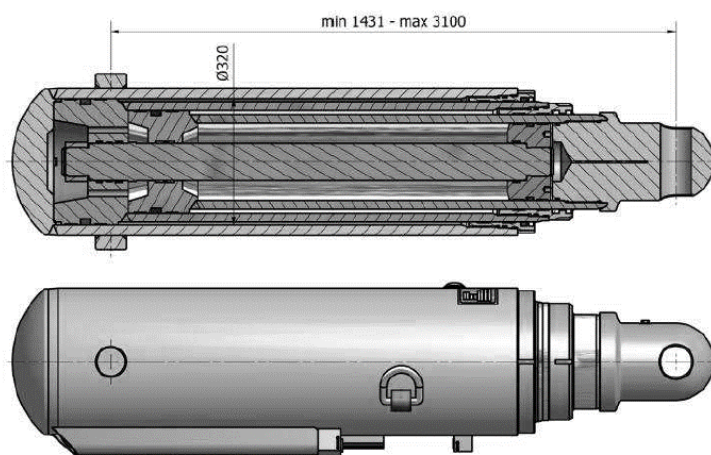
W literaturze wprost można znaleźć stwierdzenia, mówiące iż zabezpieczenie i likwidacja wyrobiska należą do najważniejszych czynności w całym cyklu realizacji procesu wydobywania węgla [4]. Czynności te mają podstawowe znaczenie zarówno w aspekcie wydajności wydobywania, jak i bezpieczeństwa pracy. Procesy zabudowy, eksploatacji oraz likwidacji ścian wydobywczych opisane są w szeregu publikacji, wśród których znajdują się pozycje wprost określające wartości wskaźników ryzyka [5]. Obudowa górnicza, będąca elementem odpowiedzialnym za stworzenie i zabezpieczenie obszaru pracy maszyn i ludzi w trakcie prowadzonych prac górniczych, jako element mechaniczny podlega ciągłemu rozwojowi. Zmiany wprowadzane są zarówno w konstrukcji nośnej obudowy, jak i w hydraulicznym układzie podporowym [6 - 11]. Ponadto prowadzone są prace, mające na celu integrację urządzeń składających się na ścianowy kompleks wydobywczy na poziomie sterowania oraz monitoringu, w efekcie czego możliwym jest wprowadzenie automatyzacji procesu urabiania [12]. Częścią prowadzonych prac rozwojowych jest analiza sposobu

działania oraz możliwości sterowania i kontroli siłowników hydraulicznych, będących podstawowym elementem wykonawczym obudowy górniczej (rys. 1).



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny obudowy zmechanizowanej z zaznaczonymi elementami podstawowymi [11]

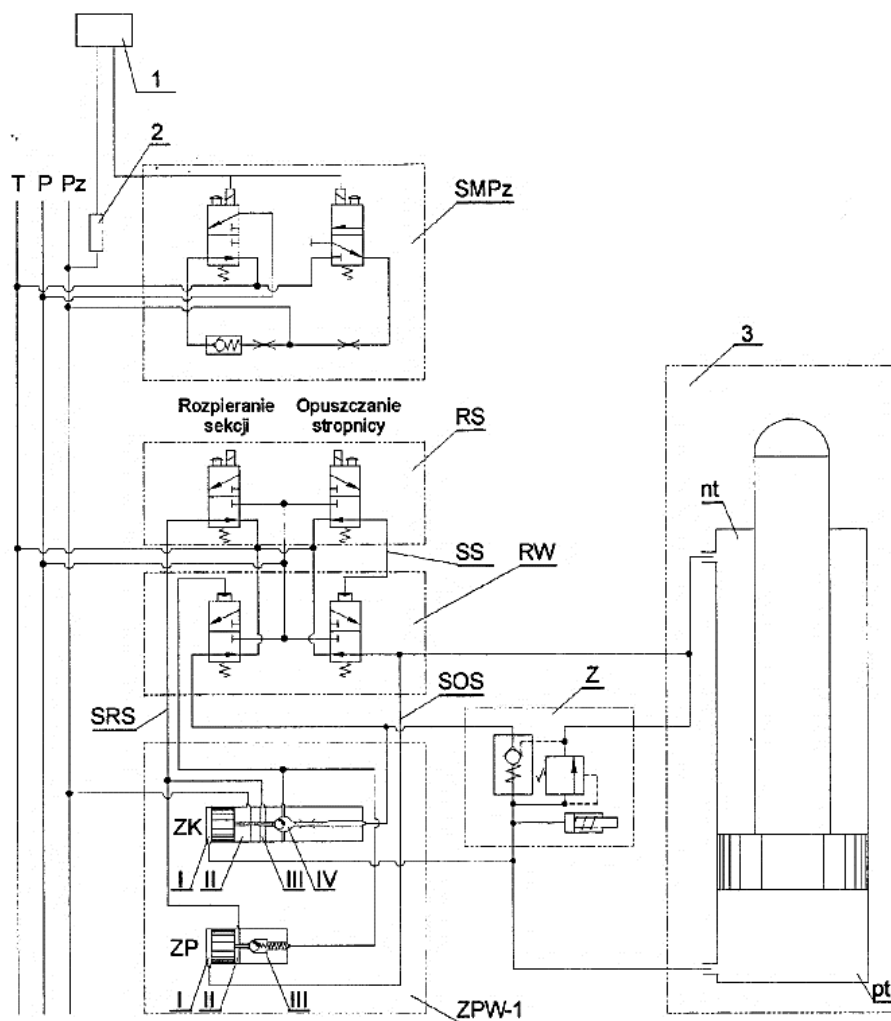
Podstawowymi siłownikami w obudowach zmechanizowanych, których praca wprost wpływa na geometrię obszaru roboczego oraz przenoszące główne obciążenie górotworem są stojaki hydrauliczne (rys. 2). Są to siłowniki hydrauliczne jedno lub dwustronnego działania, zasilane za pomocą układu hydraulicznego, w którym cieczą roboczą jest emulsja wodno-olejowa. Ich konstrukcja umożliwia pracę w zakresie ciśnienia roboczego dochodzącego do 48 MPa, jednakże w przypadku wystąpienia dynamicznego obciążenia udarowego powinny być w stanie przenieść krótkotrwale obciążenie dwukrotnie większe niż ich nominalne wartości.



Rys. 2. Schemat stojaka hydraulicznego obudowy zmechanizowanej [10]

Sterowanie hydraulicznymi elementami wykonawczymi sekcji obudowy odbywa się za pomocą systemu tzw. sterowania przyległego. Istotą tego rozwiązania jest umiejscowienie zaworów sterujących na sąsiedniej lub dalszej sekcji, w efekcie czego znacząco zwiększony jest poziom bezpieczeństwa obsługi. Schemat przykładowego układu hydraulicznego zasilania stojaka przedstawiony jest na rysunku 3. Stojaki hydrauliczne (poz. 3) wyposażone są w blok zaworowy (poz. Z), zamontowany wprost na lub w bezpośredniej bliskości siłownika.

Sterowanie ruchem siłownika odbywa się za pomocą dwustopniowego układu zaworów składającego się z bloku rozdzielaczy wykonawczych (RW) sterowanych hydraulicznie przez blok rozdzielaczy sterujących (RS). Hydrauliczne zasilanie układu odbywa się za pomocą magistrali zasilającej (P) a odprowadzenie cieczy odbywa się poprzez magistralę zlewną (T). Odpływ cieczy z układu zapewniają magistrale połączone z centralnym układem pomp. Stosowane są również rozwiązania zapewniające utrzymanie podporności wstępnej sekcji obudowy, w przedstawionym przypadku z pomocą zespołu podparcia wstępnego (ZPW-1).

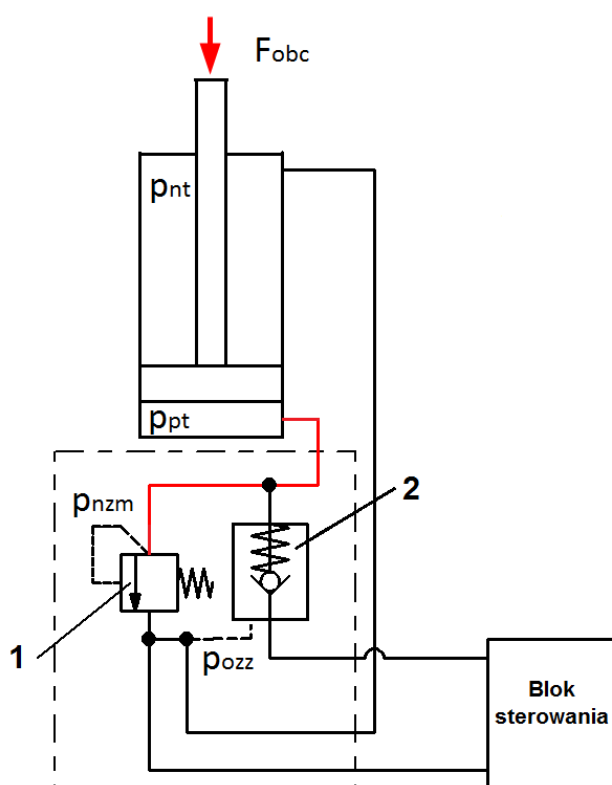


Rys. 3. Schemat hydraulicznego układu sterowania podpornością wstępną górniczej obudowy zmechanizowanej (opis w tekście) [6]

Zrealizowane prace rozwojowe układów sterowania stojakami hydraulicznymi zaowocowały nowymi rozwiązaniami, umożliwiającymi zmianę podporności obudowy poprzez umożliwienie sterowania ciśnieniem w komorze podtłokowej siłowników [6, 7]. Równoległe prace prowadzone na Politechnice Wrocławskiej w zakresie awaryjnych stanów eksploatacji układów zasilania siłowników hydraulicznych, umożliwiły opracowanie rozwiązań poszerzających możliwości operowania siłownikami wyposażonymi w zabezpieczenia przed samoistnym opadaniem w stanach awaryjnych [13, 14].

3. Analiza sposobu pracy stojaków hydraulicznych

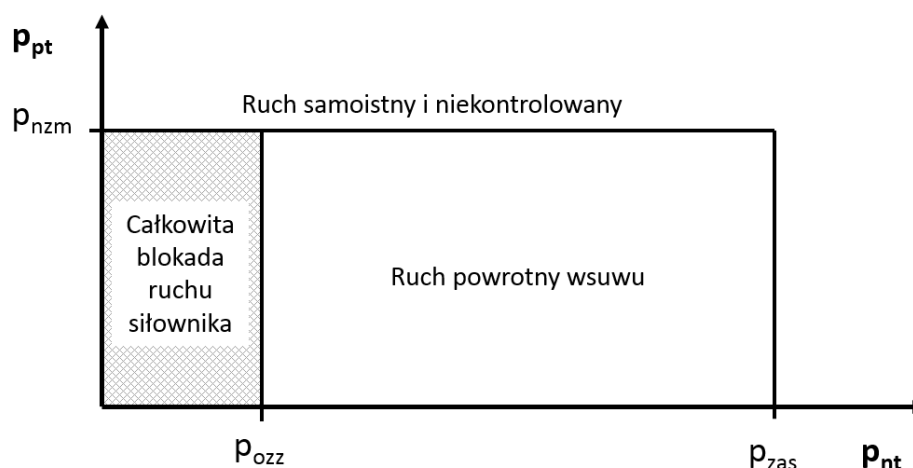
Obudowy górnicze zmechanizowane są obciążone poprzez oddziaływanie górotworu, którego wartość jest zmienna w czasie. Podczas projektowania oraz testów atestacyjnych sekcji obudowy uwzględniana jest również możliwość obciążenia siłowym impulsem dynamicznym. Obciążenie zewnętrzne przenoszone jest poprzez elementy konstrukcyjne obudowy oraz stojaki hydrauliczne w pozycji wysuniętej. Ponieważ po rozparciu obudowy i w trakcie eksploatacji rozdzielacze sterujące nie zasilają układu wykonawczego, w pierwszym kroku analizy zostanie ona przeprowadzona dla układu siłownika dwustronnego działania wraz z połączonym z nim blokiem zaworowym (rys. 4).



Rys. 4. Uproszczony schemat układu hydraulicznego typowej obudowy zmechanizowanej (opis w tekście)

Blok zaworowy składa się z dwóch głównych elementów. Pierwszym z nich jest zawór maksymalny (1) sterowany wprost sygnałem ciśnienia z przestrzeni podtłokowej siłownika (p_{pt}). Drugim elementem jest zawór zwrotny sterowany (2), którego otwarcie w kierunku zaporowym następuje w momencie osiągnięcia w linii sygnałowej określonej wartości ciśnienia (p_{ozz}). Wartość ciśnienia otwarcia zaworu zwrotnego sterowanego w kierunku zaporowym jest tożsama z ciśnieniem po stronie tłoczkowej siłownika (p_{nt}). W efekcie działania układu siłownik poddany obciążeniu statycznemu, w wyniku którego nastąpi wzrost ciśnienia w komorze podtłokowej (p_{pt}), w przypadku gdy jego wartość nie przekroczy wartości ciśnienia granicznego nastawionej na zaworze maksymalnym (p_{nzm}), będzie przenosił obciążenie bez zmiany długości. Jednakże jeśli wartość obciążenia wzrośnie do wartości, w efekcie której ciśnienie osiągnie wartość nastawy zaworu maksymalnego, siłownik bez ingerencji obsługi wsunie się o wartość, która definiowana jest między innymi takimi czynnikami, jak zmiennością

obciążenia zewnętrznego w trakcie tego ruchu, prędkością ruchu tłoczyska i związanym z tym uzyskanym natężeniem przepływu, charakterystyką odpowiedzi czasowej zaworu maksymalnego oraz różnicą statycznych oraz dynamicznych współczynników tarcia w uszczelnieniach siłownika. Charakterystyka uzyskanego w wyniku zwiększenia obciążenia zewnętrznego ruchu jest w efekcie oddziaływania wielu zmiennych trudna do oszacowania, jednakże pewnym jest iż ruch ten ma charakter samoistny i niekontrolowalny (rys. 5).

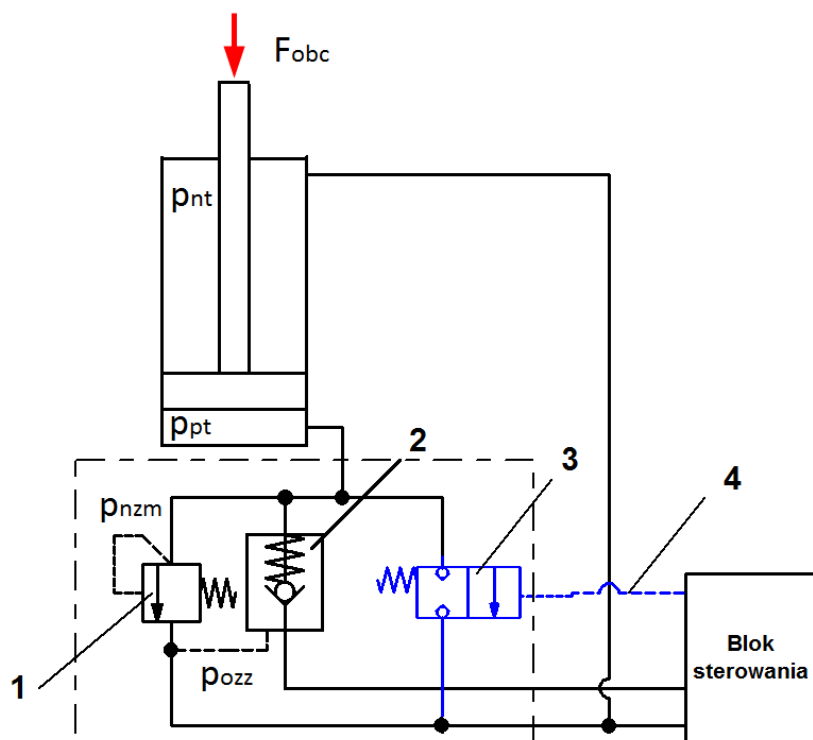


Rys. 5. Wykres zależności ciśnienia w komorze podtłokowej i ciśnienia w komorze tłoczyskowej stojaka hydraulicznego

W przypadku wykorzystania systemów umożliwiających uzupełnienie ubytków cieczy z komory podtłokowej siłownika, czyli łączących pośrednio lub bezpośrednio tę komorę z główną magistralą zasilającą, ruch wysunięcia siłownika jest możliwy tylko w przypadku oddziaływania na stojak siłą, generującą mniejsze ciśnienie niż ciśnienie magistrali zasilającej. Wykonanie wsunięcia siłownika z wykorzystaniem zasilania hydraulicznego jest możliwe tylko w przypadku osiągnięcia w przewodzie zasilającym górną komorę siłownika ciśnienia otwarcia zaworu zwrotnego sterowanego (p_{ozz}). Ponadto możliwość sterowania wysunięciem stojaka jest wprost powiązana z koniecznością zapewnienia zasilania hydraulicznego z magistrali tłocznej o wymaganym parametrze ciśnienia. W przypadku uszkodzenia centralnego układu zasilania hydraulicznego praktycznie nie ma możliwości wykonania ruchu stojakiem obudowy, pomimo, że rozparta obudowa posiada zakumulowaną energię potencjalną, którą można wykorzystać do jej złożenia.

Analiza sposobu pracy wskazuje, iż zastosowany układ nie zapewnia stałości geometrycznej obudowy podpartej stojakami hydraulicznymi w trakcie obciążenia zewnętrznymi siłami przekraczającymi wartości nominalne ($p_{pt} > p_{nzm}$). Ponadto istnieje możliwość wystąpienia sytuacji awaryjnej, w której pomimo podłączenia układu do magistrali zasilającej, ciśnienie w niej panujące ma mniejszą wartość niż potrzebne jest do otwarcia zaworu zwrotnego sterowanego ($p_{nt} > p_{ozz}$). W efekcie ciecz znajdująca się w dolnej komorze siłownika nie będzie miała możliwości odpływu z układu, co jest jednoznaczne z zablokowaniem możliwości jego ruchu. Sytuacja taka może wystąpić w przypadku konieczności zrabowania sekcji obudowy do naprawy w ścianie. Podkreślić należy, iż wykonanie tej czynności wymaga wcześniejszego zabezpieczenia stropu znajdującego się bezpośrednio nad rabowaną sekcją.

Jednym z możliwych rozwiązań jest zastosowanie dodatkowego, równoległego połączenia hydraulicznego umożliwiającego odprowadzenie cieczy z komory dolnej siłownika przy jednoczesnym dostarczeniu jej do komory górnej oraz umożliwienie odpływu jej nadmiaru do układu (rys. 6).

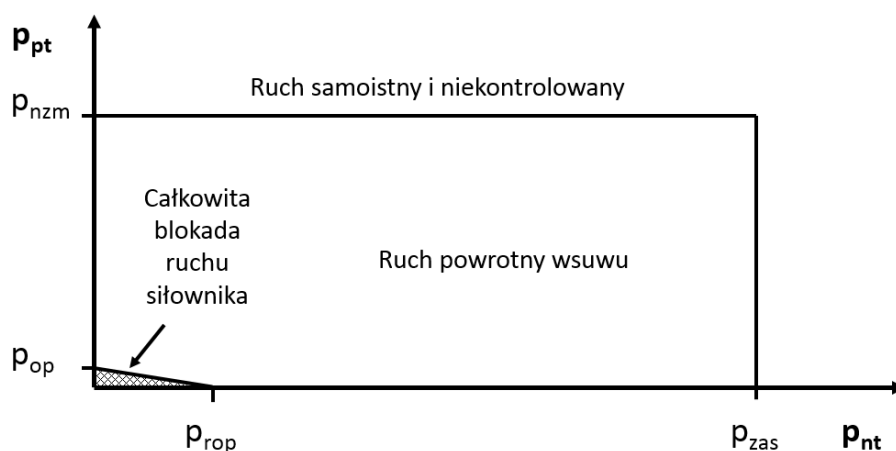


Rys. 6. Uproszczony schemat nowego układu hydraulicznego obudowy zmechanizowanej

Połączenie to musi być wyposażone w sterowany sygnałem zewnętrznym (4) zawór (3) zapewniający szczelność w przypadku jego zamknięcia. W trakcie normalnej eksploatacji obudowy pozostaje on na stałe zamknięty i nie ma wpływu na zachowanie się układu. Jednakże w przypadku wystąpienia sytuacji awaryjnej, powodującej konieczność zrabowania sekcji obudowy do naprawy w ścianie, przy jednoczesnym uszkodzeniu magistrali zasilającej, braku zasilania centralnych układów pompowych czy też uszkodzenie hydraulicznego układu sterowania głównego, w wyniku którego nastąpi uniemożliwienie otwarcia zaworu zwrotnego sterowanego w kierunku zaporowym (2) otwarcie zaworu dodatkowego (3), dokonane z miejsca bezpiecznego za pomocą sygnału sterującego (4) umożliwi złożenie częściowe lub całkowite sekcji obudowy. Możliwość otwarcia zaworu dodatkowego powinna być działaniem podejmowanym tylko w sytuacji awaryjnej, a ich wykonanie lub zastosowane zabezpieczenia powinny zapewnić możliwość ich wykorzystania tylko przez osoby dozoru.

Zastosowanie dodatkowego układu zmienia charakter obszarów pracy obudowy, co przedstawiono na rysunku 7 i umożliwia wykorzystanie energii potencjalnej rozpartej obudowy do jej złożenia w sytuacjach awaryjnych. Jak widać na wykresie obszar całkowitego zablokowania możliwości ruchu siłownika w porównaniu do rozwiązania klasycznego zmniejszył się znacznie i jest ograniczony tylko wartością ciśnienia, jakie należy osiągnąć po stronie dolnej siłownika (p_{pt}) aby pokonać opory mechaniczne i opory przepływu w układzie

(p_{op}). Ponadto, jeśli po stronie tłoczyskowej siłownika oddziaływać będzie niezerowe ciśnienie (p_{nt}), a jego wartość będzie na tyle wysoka aby pokonać opory w układzie (p_{rop}), siłownik po otwarciu zaworu (3) wsunie się nawet bez oddziaływania siły zewnętrznej.



Rys. 7. Wykres zależności ciśnienia w komorze podtłokowej i ciśnienia w komorze tłoczyskowej stojaka hydraulicznego współpracującego z opisywanym blokiem zaworowym

Opisywane rozwiązanie w ocenie autorów wpisuje się w proces ewolucji technicznej układów hydraulicznych sekcji obudowy górniczej. Dodanie dodatkowego elementu do bloku zabezpieczającego siłownik podporowy obudowy nie wpłynie znacząco, według wstępnej oceny, na koszt wykonania tego elementu. Jednakże zastosowanie tego układu w znaczący sposób poszerzy możliwości ruchowe sekcji obudowy w sytuacjach awaryjnych, w efekcie czego znacząco zwiększy bezpieczeństwo pracy w obszarze eksploatacji ścianowych kompleksów wydobywczych. Opisywane rozwiązanie ma również zastosowanie w analogicznych układach z siłownikami nurnikowymi lub teleskopowym i można je wykonać również w wersji z zaworem proporcjonalnym, co umożliwi uzyskanie jeszcze większej kontroli nad procesem składania sekcji obudowy w sytuacjach awaryjnych.

4. Podsumowanie

Przedstawiona w rozdziale analiza sposobu działania obecnie stosowanych podpór hydraulicznych sekcji obudowy górniczej wskazała na występowanie obszarów, w których możliwości kinematyczne ruchu są ograniczone poprzez wystąpienie sytuacji awaryjnych. Wykorzystując wyniki wcześniej prowadzonych prac badawczo-rozwojowych zaproponowano wprowadzenie korzystnej z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy zmiany, polegającej na uzupełnieniu układu hydraulicznego bloku siłownika o zawór w wykonaniu szczelnym. Wprowadzenie zaproponowanej zmiany umożliwia zwiększenie obszaru, w którym możliwe jest wykonanie częściowego lub całościowego złożenia rozpartej obudowy w przypadku zaniknięcia zasilania hydraulicznego w głównej magistrali zasilającej. Przedstawione rozwiązanie wskazuje, co potwierdzają również wyniki innych, równolegle prowadzonych prac badawczo-rozwojowych, że interesującym i bardzo obiecującym kierunkiem rozwoju jest analiza oraz wprowadzanie nowych rozwiązań w obszarze bloków zaworowych współpracujących wprost z siłownikami hydraulicznymi i umiejscowionych wprost na ich konstrukcji lub w bezpośredniej ich bliskości. Podkreślić należy, iż aplikacja przedstawionego

rozwiązania nie jest związana z ponoszeniem szczególnie wygórowanych kosztów, a uzyskane efekty w obszarze bezpieczeństwa wydają się nie do przecenienia.

Literatura:

1. Altare G., Vacca A.: A design solution for efficient and compact electro-hydraulic actuators, *Procedia Engineering* 106, 2015, pp. 8 – 16.
2. Siwulski T., Warzyńska U.: The advantages of a new hydraulic cylinder design with a control system, *Proceedings of the 23rd International Conference Engineering Mechanics 2017*, 15-18 May, 2017, Svratka, Czech Republic/ ed. Vladimír Fuis. Brno: Brno University of Technology, cop. 2017. s. 874-877.
3. Warzyńska U., Siwulski T.: Numerical analysis of the influence of initial position of a piston on fluid exchange process in a hydraulic cylinder, *Proceedings of the 25th International Conference Engineering Mechanics 2019*, May 13-16, 2019, Svratka, Czech Republic/ed. Igor Zolotarev, Vojtěch Radolf. Prague: Institute of Thermomechanics of the Czech Academy of Sciences, cop. 2019. s. 403-406.
4. Korecki Z.: Urządzenia hydrauliczne maszyn górniczych, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice, 1981.
5. Kania J., Szweda S., Szyguła M.: Analiza procesu wybudowy sekcji obudowy zmechanizowanej z wyrobiska ścianowego w aspekcie bezpieczeństwa, *Maszyny Górnicze* 3/2018, s. 23 – 34.
6. Sobczyk J., Sikora W., Jagła J., Kołodziejczyk A., Krodkiwski J., Grzyśka S.: Hydrauliczny układ sterowania podpornością wstępną górniczej obudowy zmechanizowanej, Patent PL 199077.
7. Gwiazda J.B., Gwiazda A.S.: Układ podpornościowy górniczej obudowy zmechanizowanej z zastosowaniem regulacji podporności wstępnej, Patent PL 163498.
8. Krauze K., Rączka W., Stopka G.: Zmechanizowana obudowa nowego typu do pokładów cienkich, *Maszyny Górnicze* 4, 2016, s. 34 – 43.
9. Szyguła M.: Rozwój konstrukcji sekcji obudowy zmechanizowanej w górnictwie węgla kamiennego w Polsce, *Maszyny Górnicze* 2/2013, s. 30 – 38.
10. Szyguła M., Stępor J., Mostek W., Lebda-Wyborny Z., Kazubiński D.: Dostosowanie sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz do zmieniających się warunków eksploatacji, *Maszyny Górnicze* 1/2017, s. 31 – 44.
11. Polak-Micewicz M.: Badanie zmechanizowanych obudów górniczych ze względu na trwałość zmęczeniową, *Rozprawa Doktorska*, Politechnika Opolska, Opole 2013.
12. Pielka B.: Teilautomatisierung ermöglicht effizientere Produktionsprozesse, *Mining Report, Glückauf*, 2018, nr 4 s. 337-341.
13. Siwulski T., Warzyńska U.: New solution to increase the safety of operating system with hydrostatic drive, *Scientific Journal of the Military University of Land Forces*, 2018, Volume 50, Number 2(188), pp. 197-207.
14. Siwulski T., Warzyńska U.: Siłownik hydrauliczny z układem blokującym swobodne przemieszczenie elementu roboczego siłownika, Patent PL 229886.

Zastosowanie nowoczesnych metod obliczeniowych i badawczych w procesie projektowania oraz ocenie stanu technicznego wentylatorów

Piotr Odyjas - Politechnika Wrocławska

Przemysław Moczko - Politechnika Wrocławska

Jędrzej Więckowski - Politechnika Wrocławska

Streszczenie: W rozdziale przedstawiona została problematyka zastosowania nowoczesnych metod obliczeniowych oraz badawczych w odniesieniu do wentylatorów nowoprojektowanych, jak i już eksploatowanych. Zapewnienie prawidłowej pracy wentylatorów stosowanych w wielu gałęziach gospodarki jest niezwykle istotne z punktu widzenia ekonomicznego i ekologicznego. Każdy przestój wentylatora, jego niewłaściwa praca w sieci powodują zaburzenie stabilności procesów przemysłowych lub stwarzają zagrożenie bezpieczeństwa pracy, co ma miejsce np. w przypadku wentylatorów wykorzystywanych do przewietrzania kopalń. Redukcja drgań niesie ze sobą efekt w postaci podniesienia trwałości urządzenia. Odbywa się to zarówno na etapie projektowania i doboru nowego wentylatora, jak i poprzez zmiany wprowadzane podczas remontów już eksploatowanych wentylatorów. W celu zobrazowania ww. problemów przedstawiono analizę wybranych przypadków nowoprojektowanych wentylatorów, jak i już eksploatowanych urządzeń. Szczególną uwagę zwrócono również na obliczenia przepływowe wentylatora.

Use of state-of-the-art computational and testing methods in the designing process of fans as well as in assessment of their technical state

Abstract: The problem of using the state-of-the-art computational and testing methods for new fans as well as for the fans which are in operation is presented. Ensuring the proper operation of fans used in many branches of industry is extremely important from an economic and ecological point of view. Any stoppage of the fan operation, its improper operation in the fans network cause a disturbance of industrial processes stability or pose a threat to work safety, which is the case, for example, of fans used in mine ventilation systems. Reduction of fan vibrations increases its durability. This is done both at the designing process and selection of new fans, as well as through changes introduced during the repairs of already operated fans. In order to illustrate the above problems, an analysis of the selected newly designed fans and already used devices is presented. Special attention was also paid to fan flow calculations.

1. Wstęp

Wentylatory są szeroko stosowane jako urządzenia do przetłaczania gazów w wielu procesach przemysłowych. Ponadto są nieodzowne w układach wentylacji hal, pomieszczeń oraz wyrobisk podziemnych [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9]. W każdym z wyżej wymienionych, jak i innych zastosowaniach, prawidłowa praca wentylatora ma wpływ nie tylko na odpowiedni przebieg procesów, lecz również na bezpieczeństwo pracy. Ponadto z punktu widzenia ochrony środowiska oraz ekonomii istotne jest, aby urządzenia wentylacyjne pracowały

z możliwie jak najwyższą sprawnością oraz przy jak najwyższej niezawodności. Dzięki temu zużycie energii podczas pracy wentylatora jest optymalne, zaś przestoje w celach napraw i konserwacji ograniczone do minimum i stosunkowo łatwe do zaplanowania. Aby taka praca wentylatora była możliwa, konieczne jest spełnienie następujących warunków:

- 1) Prawidłowy dobór wentylatora z punktu widzenia parametrów przepływowych.
- 2) Prawidłowy projekt wentylatora, z punktu widzenia jego cech konstrukcyjnych, który zapewni odpowiednią trwałość elementów wentylatora, zwłaszcza z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej.

Spełnienie tych warunków, w połączeniu z szeregiem wymagań montażowych powoduje, że konstrukcja wentylatorów, na pozór prosta, staje się zadaniem trudnym. Ma to miejsce zwłaszcza w sytuacji wciąż rosnących wymagań dotyczących sprawności, jak i niezawodności wentylatorów. W tym przypadku okazuje się, że dotychczasowe metody projektowania wentylatorów, opierające się na zależnościach analitycznych, zarówno w przypadku wstępnych obliczeń przepływowych, jak i określenia wytrzymałości, zwłaszcza zmęczeniowej wynikającej z drgań, nie są wystarczające. Dlatego też zastosowanie nowoczesnych metod obliczeniowych na etapie projektowania oraz oceny stanu technicznego już eksploatowanych wentylatorów staje się niezbędne, zwłaszcza w połączeniu z wykorzystaniem tradycyjnych, jak i nowych metod badawczych aplikowanych do tego typu urządzeń.

2. Problematyka drgań wentylatorów, ocena własności modalnych i wytrzymałości elementów wentylatora

Problematyka drgań w wentylatorach jest niezwykle istotna, zwłaszcza jeśli weźmiemy pod uwagę skalę wentylatorów przemysłowych (średnice dochodzące do ponad 5 metrów, przy masie wirującej ponad 10 ton). Ich zespoły wirujące podlegają wyważeniu statycznemu i dynamicznemu podobnie, jak w wielu innych maszynach obrotowych. Oprócz wpływu samego niewyważenia elementów wirujących na zjawiska dynamiczne podczas eksploatacji, ważnym aspektem przy ich konstruowaniu i badaniu są częstotliwości i postaci drgań własnych. Określenie charakterystyk modalnych jest niezbędne w przypadku każdego rodzaju urządzeń poddanych drganiom [21, 23]. W przypadku wentylatorów istnieje duże ryzyko wystąpienia rezonansu, w sytuacji niewłaściwego określenia częstotliwości drgań własnych. Praca maszyny obrotowej w obrębie częstotliwości rezonansowych powoduje wiele niekorzystnych zjawisk, począwszy od przyspieszonego zużycia jej podzespołów, a skończywszy na jej zniszczeniu w wyniku awarii [18, 19, 22, 34]. W historii inżynierii znane są przykłady zniszczenia obiektów technicznych przez zjawisko rezonansu. Przykładem ilustrującym konsekwencje tego zjawiska jest historia mostu Tacoma Narrows Bridge w 1940 r. W przypadku wentylatorów sytuacja taka jest również spotykana, co zazwyczaj kończy się poważnym uszkodzeniem lub zniszczeniem urządzenia i kosztowną naprawą. Oprócz tak katastrofalnych skutków, drgania rezonansowe lub około rezonansowe, przyspieszają zużycie łożysk w wentylatorach oraz powstawanie uszkodzeń zmęczeniowych. Z tego powodu ważne jest ograniczanie możliwości pracy w obszarze rezonansowym. Obszary te to najczęściej zakres drgań wymuszonych wynikających z ruchu obrotowego wirnika. Podstawowe wymuszenie to częstotliwość obrotowa wirnika, którą można określić korzystając z następującej formuły [1, 6, 8]:

$$f_{obr} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n}{60} [Hz] \quad (1)$$

gdzie:

ω - prędkość kątowna wirnika, s^{-1} ,

n – prędkość obrotowa wirnika, obr/min.

Drugą charakterystyczną częstotliwością jest częstotliwość łopatkowa, którą określa iloczyn liczby łopatek i częstotliwości obrotowej [23]:

$$f_{BPF} = N \frac{\omega}{2\pi} = N \frac{n}{60} [Hz] \quad (2)$$

gdzie:

ω - prędkość kątowna wirnika, s^{-1} ,

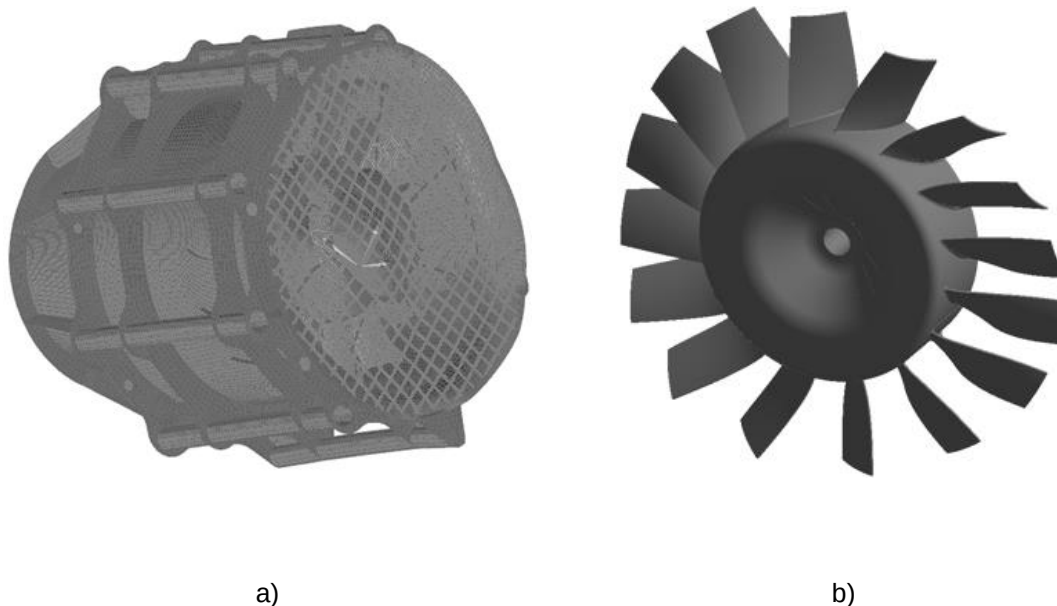
n – prędkość obrotowa wirnika, obr/min,

N – liczba łopatek wirnika.

Autorzy rozdziału, w czasie wieloletniej praktyki, opracowali indywidualne podejście do projektowania nowych i modernizacji istniejących wentylatorów [30, 31, 32, 33, 34], które pozwala skutecznie ograniczać prawdopodobieństwo wystąpienia rezonansu, w przypadku nowoskonstruowanych wentylatorów, jak i już eksploatowanych. W następnych akapitach opisano to podejście, zwracając szczególną uwagę na aspekt wdrożeniowy metody dla zastosowań praktycznych.

Pierwszym etapem opisywanej metody jest rozszerzenie obliczeń analitycznych o obliczenia numeryczne zmierzające do wyznaczenia częstotliwości i postaci drgań własnych na podstawie analizy modalnej. Dotyczy to zarówno podejścia dla nowo projektowanych wentylatorów, jak i tych modernizowanych. Wykorzystanie technik numerycznych pozwala sprawdzać wpływ różnych rozwiązań konstrukcyjnych na częstotliwość drgań własnych oraz na wytrzymałość doraźną, poprzez określenie obszarów, w których naprężenia mogą przekroczyć nie tylko wartości dopuszczalne, lecz również osiągać granicę plastyczności materiału, co grozi szybką awarią urządzenia zaraz po jego włączeniu.

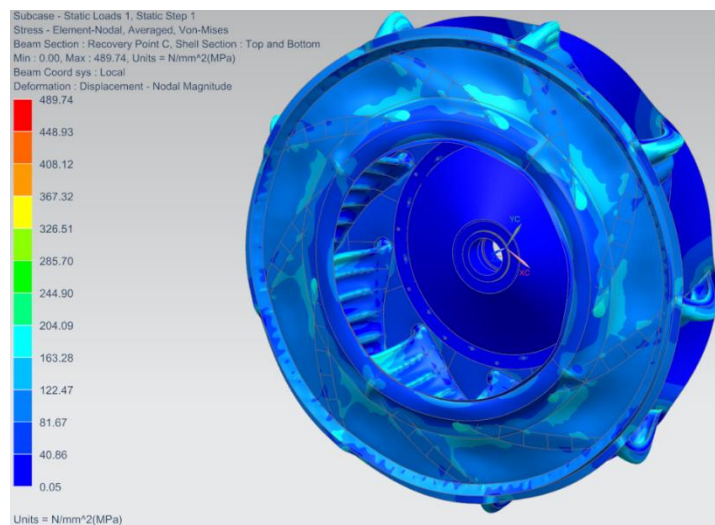
Takie podejście pozwala, na etapie wirtualnego prototypu, na opracowanie takiej formy geometrycznej, która spełni wymagania warunków wytrzymałościowych oraz zapewni odpowiednią sztywność konstrukcji, co spowoduje, że częstotliwości drgań własnych wentylatora będą oddalone od częstotliwości wymuszających. Autorzy takie podejście zastosowali w ramach prac nad wentylatorami serii WLS do lokalnego przewietrzania wyrobisk w kopalniach, opracowanymi w ramach programu INNOTECH. Na rysunku 1 przedstawiono wynik numerycznej analizy modalnej obudowy oraz wirnika wentylatora z tej serii. Należy tutaj wyraźnie zaznaczyć, że metody analityczne nie uwzględniają w swoich założeniach obliczeń częstotliwości drgań własnych obudów, co w praktyce okazuje się bardziej niekorzystne. Dlatego w opisywanej metodzie bada się numerycznie również obudowy.



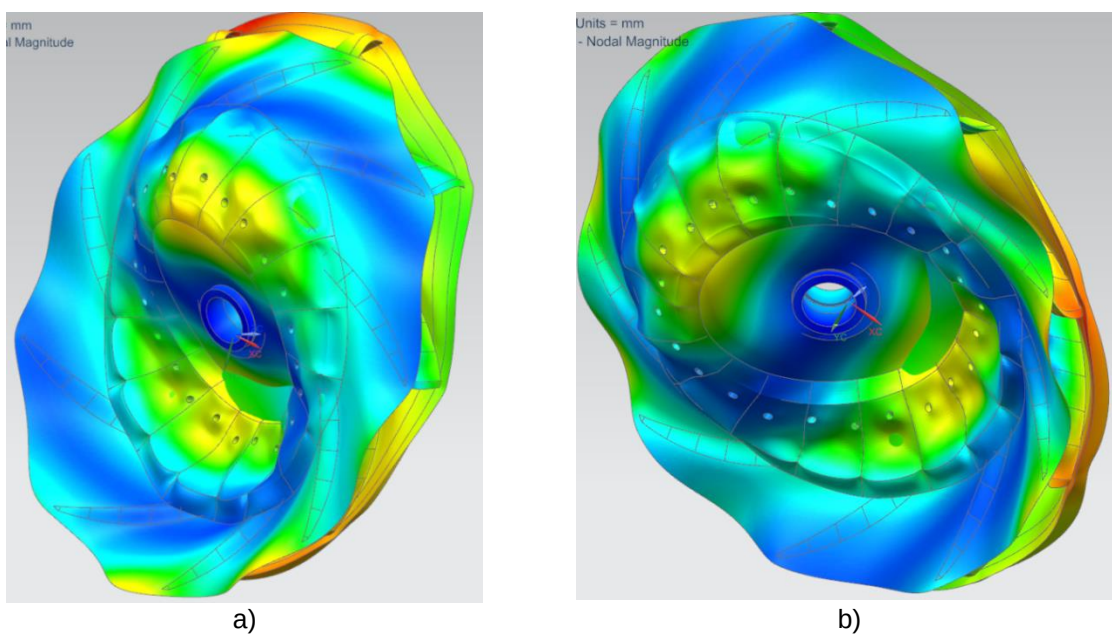
Rys. 1. Wynik numerycznej analizy modalnej obudowy wentylatora serii WLS (a) oraz wirnika (postać drgań przy częstotliwości drgań własnych 270,08 Hz) wentylatora WLS (b) [37]

Analogiczna sytuacja miała miejsce w przypadku projektu nowego wentylatora promieniowego o dużej średnicy, który mógłby zastąpić dotychczas eksploatowane wentylatory serii WPK278. Jak okazało się na podstawie wstępnych badań numerycznych metodą elementów skończonych [20], nowy wentylator, który został zaprojektowany zgodnie z dotychczas stosowanymi metodami analitycznymi, nie spełniłby w rzeczywistości kryterium wytrzymałościowego. Dotyczyło to zarówno przypadku wytrzymałości doraźnej, jak i zmęczeniowej, wynikającej bezpośrednio z możliwości wystąpienia nadmiernych drgań, poprzez pracę wirnika w pobliżu rezonansu (częstotliwość obrotowa wirnika to 8,33 Hz, zaś łopatkowa wynosi 75 Hz przy pracy wirnika z prędkością 500 obr/min).

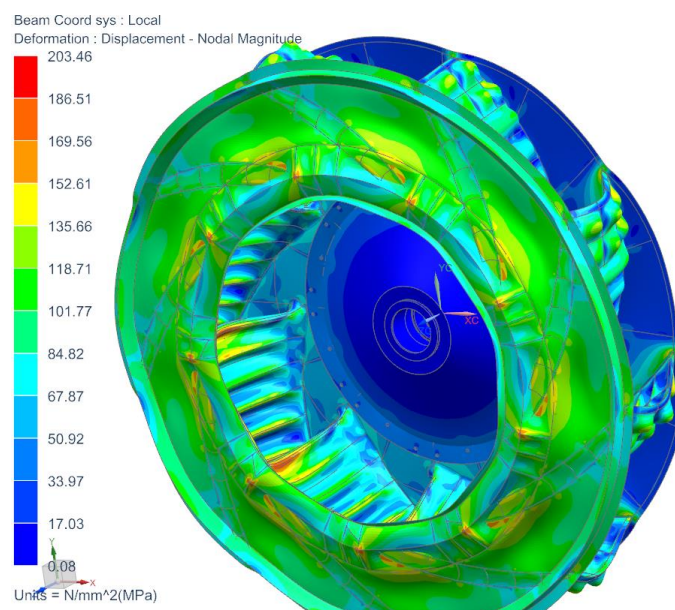
Badania numeryczne wstępnego projektu wentylatora wykazały nie tylko duże wyężenie niektórych węzłów wirnika (rys. 2), ale również wystąpienie kilku częstotliwości drgań własnych, które były bliskie częstotliwościom rezonansowym, a konkretnie częstotliwości łopatkowej (rys. 3). Dopiero znaczne usztywnienie pokrywy i/lub tarczy nośnej wirnika spowodowało, że częstotliwość drgań własnych została odsunięta od częstotliwości łopatkowej. Tego typu analiza była pracochłonna, ale pokazała, jak istotną rolę na etapie projektu pełnią obliczenia numeryczne, poprzez eliminację ryzyka niepowodzenia istotnej inwestycji w układ przewietrzania kopalni. Zadowolające rezultaty uzyskano przy niemal niezmienionej masie wirnika, poprzez zmianę grubości poszczególnych blach wirnika oraz poprzez usztywnienie najistotniejszych węzłów konstrukcyjnych. Brak przeprowadzonej analizy, spowodowałby najpewniej, jeśli nie szybko poważną awarię wentylatora, to na pewno jego szybki stopień zużycia wynikającego z nadmiernych drgań i jednoczesnego nadmiernego obciążenia poszczególnych węzłów. Warstwy naprężeń zredukowanych oraz pierwotnie najniebezpieczniejsze postacie drgań wirnika po modyfikacji przedstawiono na rysunkach 4 i 5.



Rys. 2. Warstwie naprężeń zredukowanych H-M-H przed modyfikacjami [37]



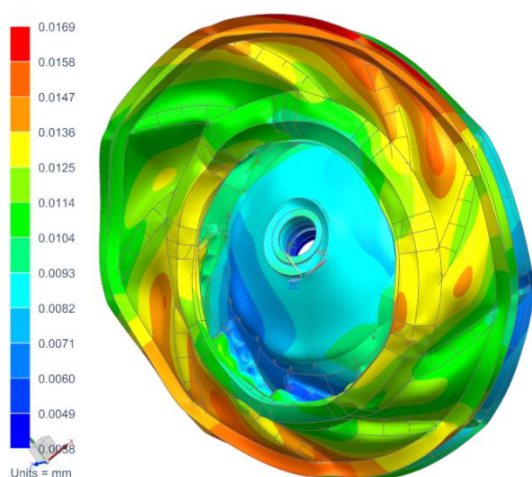
Rys. 3. Postacie drgań własnych wirnika przed modyfikacją przy a) 73,458 Hz oraz b) 73,59 Hz [37]



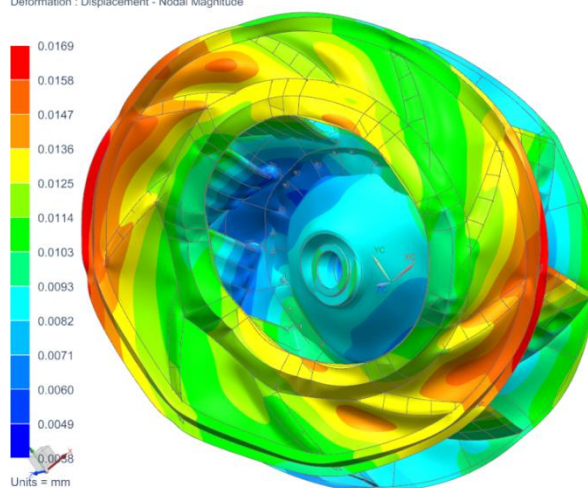
Rys. 4. Warstwy naprężeń zredukowanych H-M-H po przeprowadzonej modyfikacji wirnika [37]

Subcase - Dynamics, Mode 5, 83.6736 Hz
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0169, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

Subcase - Dynamics, Mode 6, 83.6742 Hz
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0169, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



a)

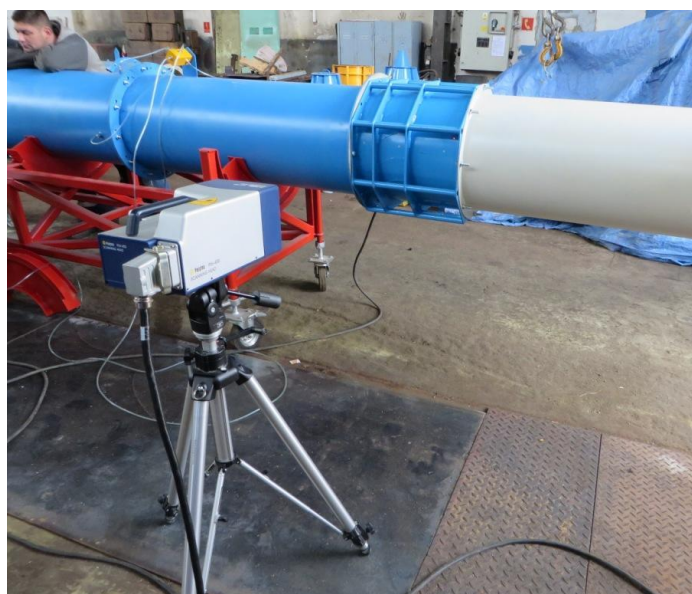


b)

Rys. 5. Postacie drgań własnych po modyfikacji przy a) 83,6736 Hz oraz b) 83,6742 Hz [37]

Opisana we wcześniejszym akapicie procedura dotyczy nowoprojektowanych wentylatorów lub istniejących, w których rozpoznano ich warunki pracy i charakterystyki modalne. Często sytuacją, dotyczącą zwłaszcza wentylatorów projektowanych za pomocą klasycznych metod, jest ujawnianie się problemów w trakcie użytkowania wentylatora. Może to być także wynik zmiany warunków pracy wentylatora, co jest dość częstą sytuacją w skomplikowanych układach przepływowych. Przykładem takich niekorzystnych zjawisk są drgania rezonansowe elementów wirujących lub obudowy wentylatora, w różnych warunkach pracy. W takiej sytuacji pomocna w analizie przyczyn powstawania tego zjawiska jest eksploatacyjna analiza modalna. Pozwala ona zidentyfikować częstotliwości drgań własnych badanych obiektów. Taka informacja pozwala określić przyczyny powstawania drgań i jeżeli przyczyną są zjawiska modalne, wprowadza się działania, których celem jest ograniczenie

występowania drgań rezonansowych. Jeżeli wymagane parametry wydajnościowe wentylatora pozwalają na zmniejszenie lub zwiększenie jego prędkości obrotowej można dokonać korekty tej prędkości. Skutkiem tego jest zmiana częstotliwości wymuszającej, co daje możliwość wyprowadzenia wentylatora z drgań rezonansowych. Metoda ta jest jednak rzadko możliwa do wykorzystania, zwłaszcza w wentylatorach o stałej prędkości obrotowej. Drugą metodą jest przeprojektowanie wadliwego elementu. Celem tego działania jest lokalna lub globalna zmiana sztywności elementów konstrukcyjnych wentylatora, w celu zmiany jego własności modalnych. W przeprowadzeniu eksperymentalnej analizy modalnej wykorzystuje się różne techniki pomiarowe. Autorzy wykorzystują do wykonania omawianej analizy pomiary z wykorzystaniem czujników przyspieszeń oraz laserowy wibrometr skanujący. Przykład zastosowania ww. aparatury przedstawiono na rysunku 6, który przedstawia wentylator z serii WLS podczas tego typu badań. Natomiast rysunek 7 przedstawia rozmieszczenie czujników przyspieszeń podczas badań wentylatora promieniowego. Warto zaznaczyć, że wskazane techniki są również użyteczne przy badaniu prototypów, ponieważ na ich podstawie można zweryfikować poprawność obliczeń numerycznych.



Rys. 6. Badania drgań obudowy wentylatora z wykorzystaniem wibrometru laserowego [37]

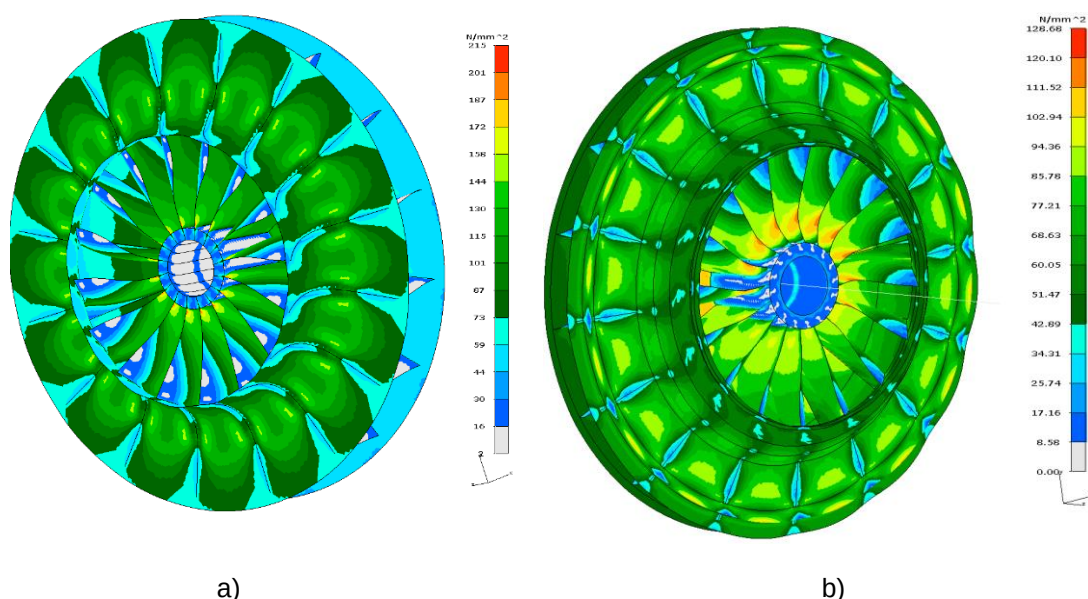
Przedstawione zastosowanie nowoczesnych metod badawczych, w procesie projektowania i ocenie stanu technicznego, potwierdza ich użyteczność w przypadku analizy zjawisk zachodzących w wentylatorach. Połączenie ich z nowoczesnymi metodami obliczeniowymi pozwala, na etapie badań prototypów, uzyskać wentylator o wymaganych parametrach. Ponadto umożliwia zastosowanie odpowiednich modyfikacji już istniejącego wentylatora, w celu obniżenia poziomu jego drgań.



Rys. 7. Badania drgań wentylatora z wykorzystaniem czujników do pomiaru przyspieszeń drgań [37]

Postępowanie takie daje dobre efekty, gdy wentylator pracuje ze stałą prędkością obrotową, ewentualnie w ograniczonym jej zakresie. Może się okazać, że przewidywany zakres prędkości obrotowych wirnika jest tak duży, że nie da się uniknąć sytuacji, w której zakres ten obejmuje też zakres prędkości powodujących wymuszenia rezonansowe. W takim wypadku wydaje się rozsądne określenie zakazu ciągłej eksploatacji wentylatora z prędkością około rezonansową. Sytuacja taka miała miejsce w pracy badawczej związanej z projektem nowego wentylatora do pracy w stosunkowo wysokiej temperaturze (ok. 300°C) i przy dużym zapyleniu. W takim wypadku konieczne było zastosowanie wentylatora np. o promieniowym układzie łopatek, który zwiększa odporność wirnika na ich wycieranie oraz ogranicza możliwość gromadzenia się na nim narostów. Odbywa się to jednak kosztem sprawności, która schodzi na dalszy plan. Sytuacja taka ma często miejsce w rzeczywistej pracy wentylatorów, gdzie sprawność jest mniej istotna w porównaniu np. z trwałością elementów wentylatora lub częstotliwością prac serwisowych. W przypadku rozpatrywanego wentylatora okazało się, że wirnik zaprojektowany zgodnie z metodami analitycznymi nie będzie mógł pracować przy tak wysokiej temperaturze medium, gdyż obecność agresywnych składników gazu wymagała także zastosowania kwasoodpornej stali, której granica plastyczności w temperaturze 300°C wynosiła ok. 150 MPa. Na rysunku 8 przedstawiono warstwice naprężeń zredukowanych według hipotezy H-M-H wirnika przed i po przeprowadzonej optymalizacji, z wykorzystaniem badań symulacyjnych. Okazało się, że wyężenie wirnika przy maksymalnej prędkości obrotowej (1600 obr/min) znacznie przekracza granicę plastyczności wybranego materiału. Możliwość przeprowadzenia szeregu symulacji numerycznych pozwoliła wypracować rozwiązanie konstrukcyjne, które zapewniło znaczną redukcję poziomu naprężeń (rys. 8).

Analiza modalna wykazała, że niebezpieczna może być praca tego wirnika przy prędkości około 1560 obr/min (wyliczona na podstawie symulacji, najniebezpieczniejsza częstotliwość drgań własnych jest równa ok. 416 Hz), co sugeruje, że należy unikać tej prędkości przy regulacji wentylatora. Pozwoli to zapobiec pracy wentylatora w rezonansie.



Rys. 8. Napężenie zredukowane według hipotezy H-M-H wirnika przed (a) i po modyfikacji (b) [37]

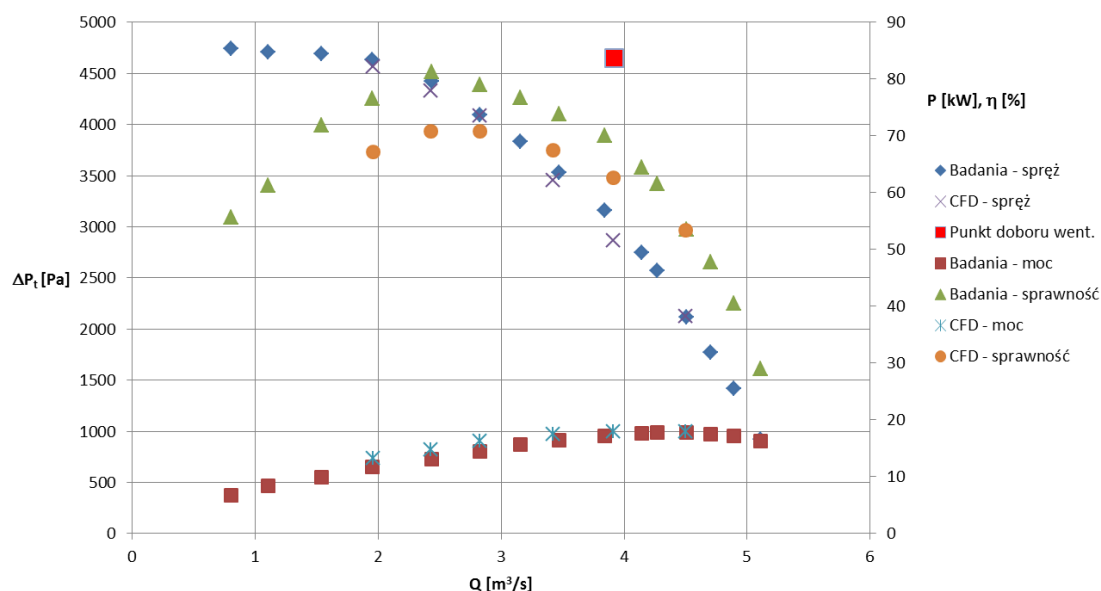
3. Określenie charakterystyki przepływowej wentylatora

Problem określenia charakterystyki przepływowej wentylatora jest niezwykle istotny już na etapie projektowania, co wynika z wymagań, aby wentylator pracował w żądanym punkcie pracy, z żądanymi parametrami dotyczącymi spiętrzenia oraz sprawności. Zadanie polegające na określeniu charakterystyki maszyny przepływowej na etapie projektu z wykorzystaniem metod analitycznych nie jest proste i przeważnie weryfikację tych obliczeń przeprowadza się poprzez badania modelowe. W zasadzie prawidłowe określenie charakterystyki jest powiązane z określeniem parametrów geometrycznych wentylatora. W momencie, gdy dysponujemy prawidłowo wyznaczoną charakterystyką, możemy odpowiedzieć na pytanie, czy wybrana postać geometryczna wentylatora jest prawidłowa i czy powinniśmy zastosować modyfikacje, w celu poprawy parametrów pracy wentylatora. Jeżeli ma to miejsce poprzez badania modelowe, sytuacja może ulec komplikacji i generować znaczne koszty wdrożenia nowego wentylatora. W takim wypadku niezbędne jest nie tylko doświadczenie w projektowaniu wentylatorów, ale również umiejętność wykorzystania nowoczesnych metod obliczeniowych, które obniżą koszty prototypowania. W efekcie pozwolą zaprojektować optymalnie dobrany wentylator do danego zastosowania. Dotychczas najczęściej stosowaną metodą obliczeń numerycznych, w celu określenia parametrów przepływowych w CFD (m. in. wartości ciśnień, prędkości, ich rozkłady i linie prądu w poszczególnych elementach wentylatora), jest metoda objętości skończonych, którą wykorzystuje się do przybliżonego rozwiązania równania Naviera-Stokesa [5, 10, 24, 25, 26].

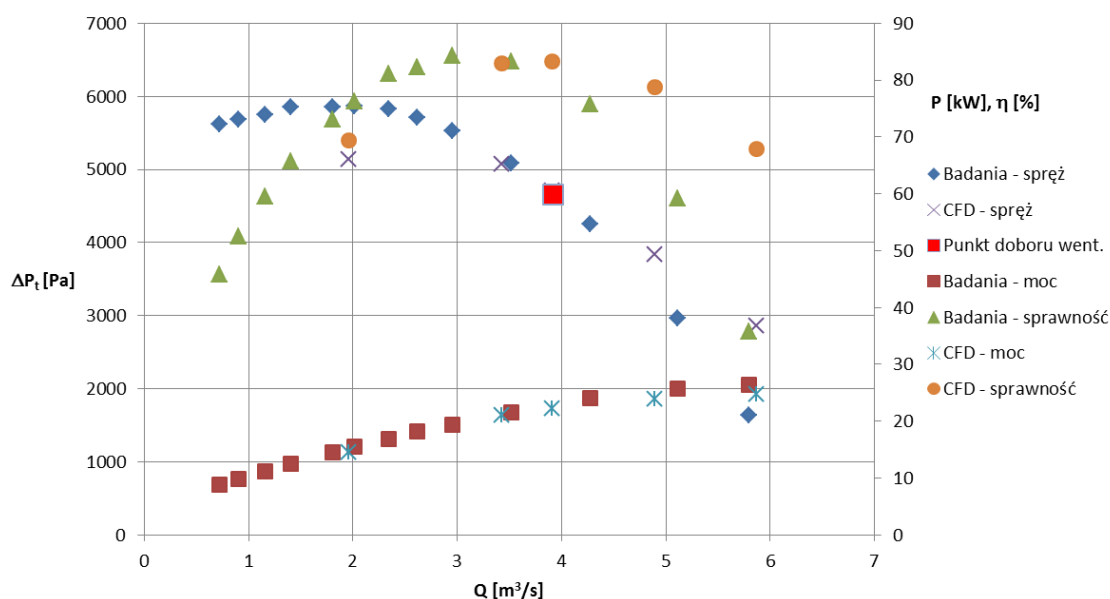
Metody numerycznego określenia charakterystyki wentylatora można wykorzystać zarówno w przypadku nowego projektu, jak i w celu oceny możliwych zmian konstrukcyjnych, które np. poprawią sprawność już eksploatowanego urządzenia. Oczywiście w drugim przypadku spowoduje to konieczność mniejszej lub większej modernizacji wentylatora, która jak pokazują rzeczywiste przykłady, jest często bardzo opłacalna i stanowi impuls do zmian. Jak pokazały prace wielu autorów, wykorzystanie metod numerycznych jest zasadne i daje dobre rezultaty [10, 27, 28, 29, 33, 35].

Jako przykład wykorzystania metod może posłużyć problematyka projektu nowego wentylatora, który miał zastąpić źle zaprojektowany wentylator. Wentylator ten miał wytworzyć spiętrzenie całkowite 4650 Pa przy objętościowym natężeniu przepływu równym 14100 m³/h (3,92 m³/s) i prędkości obrotowej 2000 obr/min, a jak pokazały badania na obiekcie rzeczywistym oraz badania symulacyjne (rys. 9), wentylator nie spełniał ww. wymagań projektowych, zwłaszcza w sytuacji, w której poza żądaniem wytworzenia odpowiedniego spiętrzenia, wymagano minimalnej sprawności rzędu 80%. W związku z tym, wykorzystując metody analityczne, określono geometrię nowego wentylatora, przy czym uwzględniono, że najważniejsze jest spełnienie priorytetu przepływowego, a nie uzyskania konstrukcji zbliżonej do dotychczas produkowanych wentylatorów [10]. Następnie wstępnie określoną geometrię wykorzystano do przygotowania modelu numerycznego, którego wykorzystanie miało na celu optymalizację parametrów pracy wentylatora w punkcie pracy. Okazało się, że wirnik o średnicy zewnętrznej $D_2 = 826$ mm z pierwotnie dobranymi kątami łopatek ($\beta_1 = 27^\circ$ i $\beta_2 = 37^\circ$), będzie pracował ze znacznie większym spiętrzeniem niż wymagane, dlatego wykorzystując badania symulacyjne, określono optymalne kąty napływu, jak i spływu z łopatek. Analizy wykazały, że zachowując średnicę zewnętrzną i zmieniając kąty łopatek, można uzyskać zadowalające rozwiązanie. Jak wykazały badania numeryczne najlepsze okazały się kąty $\beta_1 = 23^\circ$ i $\beta_2 = 29^\circ$. Weryfikacja tak opracowanego wentylatora miała miejsce poprzez badania eksperymentalne na stanowisku pomiarowym zgodnym z normami [11, 12, 13, 14, 15, 16, 17]. Jak widać na rysunku 10, charakterystyka nowego wentylatora spełnia wszystkie wymagania wstępne dotyczące przedstawionego wentylatora, a zarazem potwierdza wyniki obliczeń.

Wykorzystanie metody numerycznej do określenia charakterystyki przepływowej wentylatora przedstawiono także w innych pracach autorów [33, 35].



Rys. 9. Charakterystyka pierwotnej wersji wentylatora W12 uzyskana na podstawie badań oraz obliczeń numerycznych. Poza tym oznaczono żądany punkt pracy wentylatora [37]



Rys. 10. Charakterystyka zmodyfikowanego wentylatora W12 uzyskana na podstawie badań oraz obliczeń numerycznych. Poza tym oznaczono żądany punkt pracy wentylatora [37]37

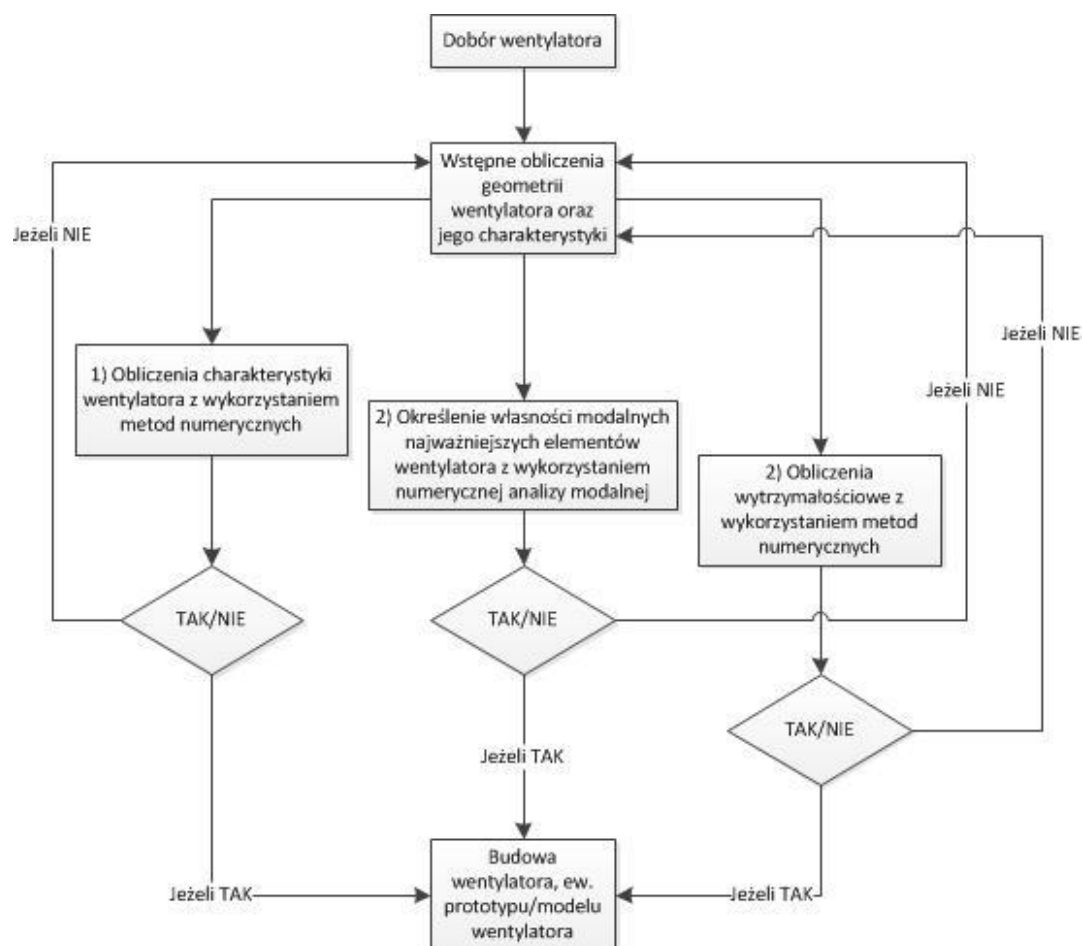
4. Proces projektowania nowego wentylatora

Realizacja szeregu prac badawczych, związanych z badaniami i obliczeniami wentylatorów, pozwoliła na opracowanie schematu postępowania w przypadku projektu nowego wentylatora, jak i analizy już eksploatowanego.

Dobór nowego wentylatora wiąże się często z koniecznością jego zaprojektowania od podstaw, albo np. przeprojektowania już istniejącego urządzenia. Oba przypadki można uznać za podobne, jeśli chodzi o schemat postępowania. Stosunkowo łatwa sytuacja występuje, gdy dysponujemy podobnym rozwiązaniem i prace polegają na wprowadzeniu zmian, aby spełnić wymagania nowoprojektowanego wentylatora. Jeżeli jednak nie dysponujemy podobnym wentylatorem, sprawa ulega komplikacji. W przypadku nowoprojektowanego wentylatora konieczne jest wstępne określenie jego geometrii oraz charakterystyki, co odbywa się przeważnie z wykorzystaniem metod analitycznych. W tym przypadku stosuje się często programy, w których zaimplementowano metody analityczne, które umożliwiają zarówno wstępny dobór geometrii, jak i obliczenie charakterystyki wentylatora. Nowy wentylator oblicza się przeważnie na żądane wartości objętościowego natężenia przepływu Q , jak i ciśnienia całkowitego ΔP_c lub statycznego ΔP_s . Często wstępny dobór wymaga również, aby wentylator pracował z prędkością obrotową nie niższą niż określona wartość. Oczywiście żąda się, aby wentylator w punkcie pracy miał jak najwyższą sprawność.

Wstępne obliczenia wentylatora z wykorzystaniem metod analitycznych nie są jednak doskonałe, dlatego po uzyskaniu na ich podstawie postaci geometrycznej nowego wentylatora, przygotowuje się często prototyp, przeważnie wykonany w skali. Ma to na celu określenie charakterystyki wentylatora i weryfikację projektu wstępnego [1, 2, 3]. Takie rozwiązania oczywiście nie jest zadowalające, zwłaszcza w przypadku wentylatorów o dużych rozmiarach, gdzie nawet model w skali ma znaczne gabaryty, a co za tym idzie, wymaga dużych nakładów

finansowych na jego przygotowanie. W takim wypadku, każda konieczność poprawy geometrii wentylatora wymaga budowy kolejnych prototypów, lub modyfikacji wirnika bazowego, co wciąż generuje znaczne koszty. Dlatego korzystając z dotychczas zgromadzonego doświadczenia można zaproponować schemat postępowania, który daje możliwość wyeliminowania etapu budowy prototypu/prototypów, co zapewnia znaczne oszczędności w całym etapie przygotowania nowego wentylatora, a także pozwala na skrócenie całego procesu. Proponowany schemat postępowania przedstawiony jest na rysunku 11.



Rys. 11. Schemat projektowania nowego wentylatora [37]

Po wstępnych obliczeniach geometrii oraz charakterystyki wentylatora, następuje proces weryfikacji z wykorzystaniem nowoczesnych metod numerycznych. W zasadzie projekt wentylatora wymaga weryfikacji w następujących obszarach:

- 1) Obliczenia przepływowe z wykorzystaniem metod numerycznych (CFD), które umożliwiają określenie charakterystyki wentylatora, co pozwala na sprawdzenie jej zgodności z wymaganiami wstępnymi/wstępnych obliczeniami analitycznymi i jej walidację.
- 2) Określenie własności modalnych wentylatora, zwłaszcza układu wirującego (wirnik z piastą i wałem oraz obudowy), przez co rozumie się określenie częstotliwości drgań własnych oraz odpowiadających im postaci drgań własnych. Na tej

podstawie i przy uwzględnieniu charakterystycznych wartości częstotliwości wymuszenia w przypadku maszyn wirnikowych, czyli częstotliwością obrotową drgań oraz częstotliwością łopatkową i/lub ich harmonicznym.

- 3) Obliczenia wytrzymałościowe z wykorzystaniem metody elementów skończonych, które dają możliwość sprawdzenia konstrukcji wentylatora, zwłaszcza wirnika, wału i piasty, pod kątem rozkładu i poziomu naprężeń oraz wzajemnych przemieszczeń. Dzięki temu nie tylko można określić ogólny poziom wyężenia i odpowiedzieć na pytanie, czy dobrany materiał i technologia wykonania będą odpowiednie w danym zastosowaniu, ale również narzędzie to, pozwala zlokalizować koncentracje naprężeń i ich wartości w rejonach niebezpiecznych z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej, jak np. w rejonie spoin i w strefach wpływu ciepła.

W przypadku sprawdzenia wentylatora w ww. obszarach, tylko uzyskanie zadowalającego rezultatu w każdym z tych obszarów (3xTAK), daje możliwość finalizacji projektu, czyli budowy prototypu wentylatora lub ewentualnie jego modelu w celu dalszej walidacji obliczeń. Jeżeli natomiast w przypadku sprawdzania wentylatora, w którymkolwiek z tych etapów, nie uzyskamy satysfakcjonującego wyniku, należy wprowadzić zmiany i ponownie sprawdzić wentylator w tych obszarach. Przeważnie sprowadza się to do zmian w obrębie wirnika i/lub piasty oraz wału. To który z parametrów geometrycznych należy poprawić, to nie tylko wynik wstępnie przeprowadzonych symulacji, ale również doświadczenie i wiedza osoby dokonującej zmiany. Bez wątpienia jest to zadanie trudne, zwłaszcza gdy wyniki są wysoce niezadowalające, a liczba parametrów/zmiennych mających wpływ na rezultaty, znaczna. W pierwszej kolejności dotyczy to charakterystyki wentylatora (krzywe spiętrzenia, sprawności i mocy), które zależą od szeregu parametrów geometrycznych wirnika i obudowy wentylatora. W tym przypadku, nawet drobna zmiana któregoś z parametrów może mieć istotny wpływ na zmianę charakterystyki wentylatora. Dlatego autorzy proponują, aby projekt wentylatora z punktu widzenia przepływowego był pierwszym i priorytetowym etapem, zapewnienie odpowiednich własności modalnych drugim, zaś zapewnienie odpowiedniej wytrzymałości doraźnej i zmęczeniowej może być zrealizowane poprzez zmiany konstrukcyjne w miejscach wentylatora, gdzie wpływ na przepływ będzie nieznaczny. W takim przypadku, można pominąć etap ponownych obliczeń przepływowych w przypadku, gdy uzyskana na podstawie obliczeń numerycznych charakterystyka była zadowalająca, ale obliczenia wytrzymałościowe wykazały konieczność zmian w konstrukcji wentylatora.

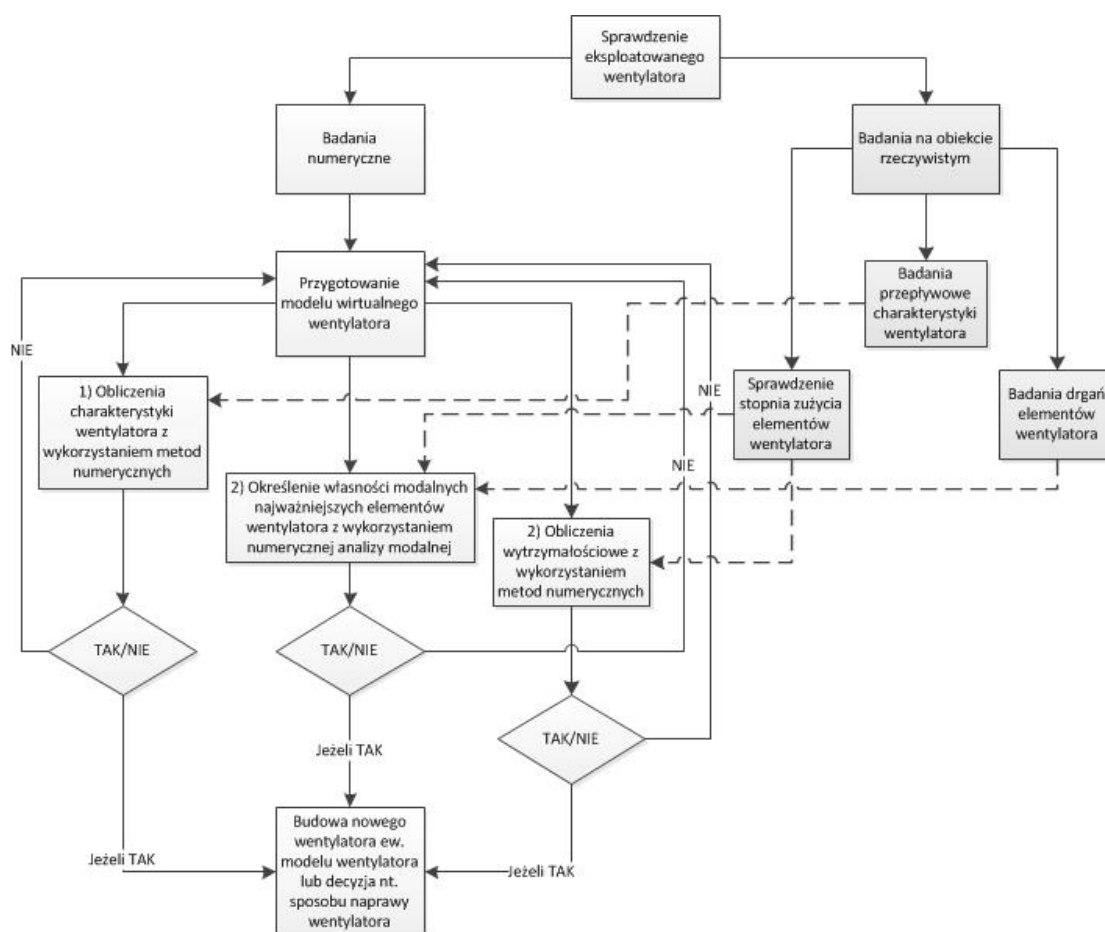
5. Badania eksploatacyjne wentylatora

Potrzeba prowadzenia badań wentylatorów, które są już eksploatowane, wynika z kilku podstawowych czynników, problemów eksploatacyjnych. Można do nich zaliczyć:

- Nieprawidłowa praca wentylatora w sieci, powodująca np., brak osiągnięcia wymaganych parametrów pracy, zbyt szybkie zużywanie się elementów wentylatora (np. wycieranie się łopatek, powstawanie pęknięć w wyniku nadmiernych drgań itd.).
- Zmiana charakterystyki sieci, która w konsekwencji może wymuszać zmianę lub modernizację wentylatora.
- Zmiana wymagań dotyczących eksploatacji wentylatora (np. konieczność wydłużenia czasu pracy, zwiększenie sprawności, poszerzenie zakresu pracy itd.).

W zasadzie często jeden problem może generować kolejny itd. I tak np. zmiana charakterystyki sieci powoduje to, że wentylator nie pracuje już w pierwotnie przewidzianym punkcie pracy. Częstym problemem jest też niezadowalająca trwałość elementów wentylatora, takich jak łopatki, łożyska itd. Jak pokazują rzeczywiste przykłady, nieraz teoretycznie dobrze zaprojektowany wentylator, w rzeczywistości pracuje przy podwyższonym poziomie drgań, który może być przyjęty przez eksploatatora jako normalny, zwłaszcza, że trudno jest określić precyzyjnie prawidłowe poziomy drgań urządzeń o dużych mocach, często powstających jako jednostkowe.

W związku z tym prawidłowe przeprowadzenie badań i podjęcie decyzji oraz realizacji ewentualnej modernizacji wentylatora wymaga według autorów postępowania zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 12. W pierwszym etapie należy przeprowadzić badania na obiekcie rzeczywistym. Podczas tych badań należy zidentyfikować rzeczywiste warunki eksploatacji wentylatora w zakresie parametrów przepływowych. Dodatkowo można również przeprowadzić badania w zakresie eksploatacyjnej lub eksperymentalnej analizy modalnej. Dodatkowo należy określić stopień zużycia elementów wentylatora (np. wytarcie się łopatek), sprawdzić najważniejsze węzły konstrukcyjne pod kątem pęknięć, do czego nadają się np. nieniszczące badania NDT. Informacje uzyskane na etapie badań doświadczalnych wykorzystuje się w dalszych etapach symulacyjnych, gdzie można np. uwzględnić pocienienie blach w wyniku wycierania, zvalidować model numeryczny czy ustalić warunki analiz przepływowych. Poza tym proces przeprowadzenia obliczeń wentylatora nie różni się nazbyt od sytuacji nowoprojektowanego wentylatora. Wykorzystując metody numeryczne można więc w efekcie uzyskać informację nt. stopnia zużycia wirnika i innych podzespołów wentylatora i na tej podstawie wnioskować o możliwości lub czasie ich dalszej eksploatacji, wynikach ekonomicznych i prognozach wykorzystania urządzenia, zwłaszcza w przypadku planowanych zmian warunków pracy sieci.



Rys. 12. Schemat sprawdzenia już eksploatowanego wentylatora w celu jego naprawy, modyfikacji [37]

6. Podsumowanie

Możliwość wykorzystania nowoczesnych, symulacyjnych metod obliczeniowych, w połączeniu z badaniami maszyn przepływowych, jest niezwykle istotna z punktu widzenia uzyskania optymalnego rozwiązania konstrukcyjnego. Jak wykazali autorzy, na podstawie przytoczonych przykładów, prawidłowe zastosowanie metody elementów skończonych oraz obliczeń przepływowych CFD skutkuje optymalizacją wytrzymałości konstrukcji oraz uzyskaniem najbardziej zadowalających parametrów przepływowych.

Wykorzystanie badań na obiekcie rzeczywistym lub na prototypie pozwala nie tylko określić rzeczywiste parametry fizyczne charakteryzujące pracę wentylatora, ale również umożliwia walidację modelu obliczeniowego. Na podstawie szeregu doświadczeń autorzy mogą stwierdzić, że w wielu sytuacjach wykonanie badań, zwłaszcza modelowych na skalowanym obiekcie rzeczywistym, może zostać pominięte. W takim wypadku prawidłowe przygotowanie modelu obliczeniowego jest konieczne, aby umożliwić uzyskanie rezultatów zbliżonych do tych rzeczywistych. Wymaga to nie tylko wiedzy z zakresu metod obliczeniowych, ale także doświadczenia związanego z rozwiązywaniem podobnych problemów. Można zatem zasugerować zastosowanie takiego podejścia, gdy nie ma możliwości wykonania

odpowiednich badań na obiekcie rzeczywistym lub gdy ich wykorzystanie jest znacznie utrudnione.

Wyniki szeregu prac badawczo-rozwojowych, prowadzonych przez autorów rozdziału, pozwalają określić ogólny plan działania w przypadku projektowania nowego wentylatora oraz oceny stanu technicznego i parametrów pracy już eksploatowanego obiektu. Ogólne schematy przedstawiono na rysunkach 11 i 12. Widać, jak ważne jest tu prawidłowe wykorzystanie metod numerycznych, które pozwala znacznie obniżyć koszty prototypowania albo uniknąć budowy urządzenia z niedopuszczalnymi wadami.

Podsumowując należy stwierdzić, że wykorzystanie nowoczesnych metod obliczeniowych jest niezwykle istotne w procesie projektowania, badania oraz optymalizacji maszyn wirnikowych. Tylko podejście, w którym metody te są wykorzystywane, pozwala uzyskać optymalną konstrukcję wentylatora przy minimalnym nakładzie środków. Jest to o tyle istotne, iż wymagania odnośnie trwałości oraz sprawności tego typu urządzeń wciąż rosną i są podkreślane zwłaszcza w zakresie energooszczędności [36].

Literatura

1. Fortuna S.: Wentylatory: podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno-eksploatacyjne i zastosowanie. TECHWENT, Kraków 1999
2. Kuczewski S.: Wentylatory. WNT, Warszawa 1978
3. Kuczewski S.: Wentylatory promieniowe
4. Eck B.: Ventilatoren, 6th edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 2003
5. Carolus T.: Ventilatoren. Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion. 3rd edition, Springer Vieweg 2013
6. Cory W. T. W.: Fans&Ventilation – A Practical Guide. Elsevier, 2005
7. Bommers L., Fricke J., Grundmann R. (Hrsg.): Ventilatoren 2. Auflage. Vulkan-Verlag Essen 2002
8. Bohl W.: Ventilatoren. Vogel-Buchverlag, Würzburg 1983
9. Mode F.: Ventilatorenanlagen, 4. Auflage, Walter de Gruyter Berlin, New York 1972
10. Zawiślak M.: Metoda projektowania i modernizacji maszyn oraz układów przepływowych z zastosowaniem numerycznej mechaniki płynów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2017
11. PN-EN ISO 5801:2017-12 - wersja angielska, Wentylatory - Badanie właściwości użytkowych z zastosowaniem stanowisk znormalizowanych
12. PN-G-04161:2003, Wentylatory górnicze głównego przewietrzania - Badanie podstawowych parametrów pracy, 2003
13. PN-M-34702:1998, Wentylatory kotłowe – Pomiar aerodynamiczne, 1998
14. PN-EN ISO 5802:2008 – wersja angielska, Wentylatory przemysłowe – Badania charakterystyk działania w miejscu zainstalowania

15. DIN 24163-1 (1985-01) Ventilatoren - Leistungsmessung – Normkennlinien
16. DIN 24163-2 (1985-01) Ventilatoren - Leistungsmessung – Normprüfstände
17. VDI 2044 (2002-11) Abnahme- und Leistungsversuche an Ventilatoren
18. Rusiński E., Moczko P., Odyjas P., Pietrusiak D.: Investigation of vibrations of a main centrifugal fan used in mine ventilation, Archives of Civil and Mechanical Engineering, 14 (2014) 569-579
19. Czmochoński J., Moczko P., Odyjas P., Pietrusiak D.: Test of Rotary Machines Vibrations in Steady and Unsteady States on the Basis of Large Diameter Centrifugal Fans, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability Vol.16, No. 2, 2014
20. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2000
21. Uhl T.: Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych. Warszawa: WNT, 1997
22. Wolfram D., Carolus T.: Experimental and numerical investigation of the unsteady flow field and tone generation in an isolated centrifugal fan impeller. Journal of Sound and Vibration 2010; 329: 4380-4397
23. Randall R. B., Vibration-based Condition Monitoring, A John Wiley and Sons, Ltd., 2011
24. ANSYS FLUENT 12.0 – Tutorial Guide. Ansys Inc. 2009
25. ANSYS FLUENT 12.0 – User's Guide. Ansys Inc. 2009
26. ANSYS Fluent Theory Guide. Ansys Inc. 2013
27. Fortuna S.: Badanie pracy użytecznej i strat w wentylatorze promieniowym. Wydawnictwo AGH, Kraków 2011
28. Fortuna S., Sobczak K.: Numerical and experimental investigation of the flow in the radial fan. Mechanics, Vol. 27, No. 4, 2008
29. Siwek T., Górski J., Fortuna S.: Numerical and experimental study of centrifugal fan flow structures and their relationship with machine efficiency. Pol. J. Environ. Stud., Vo. 23, No. 6, 2014
30. Rusiński E., Moczko P., Czmochoński J., Przybyłek G.: Aplikacja metod numerycznych i badań wibro-diagnostycznych do badań układów wentylatorowych dużych średnic. Raporty Inst. Konstr. Eksp. Masz. PWroc. 2008, Ser. SPR nr 88, 40 s.
31. Rusiński E., Moczko P., Odyjas P., Pietrusiak D., Urbański K., Wróblewski A.: Projektowanie wentylatorów osiowych do lokalnego przewietrzania kopalń podziemnych, Problemy rozwoju maszyn roboczych/red. Andrzej Kosucki. Łódź : Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 2015. s. 297-315. (Monografie - Politechnika Łódzka; nr 1227)

32. Rusiński E., Odyjas P., Moczko P., Pietrusiak D.: Ocena stanu dynamicznego wirnika wentylatora w zależności od rodzaju wykorzystanego modelu obliczeniowego. *Górnictwo Odkrywkowe*. 2014, R. 55, nr 4/5, s. 245-249
33. Moczko P., Więckowski J., Odyjas P.: Numerical and experimental testing of the WLS series axial fans used for local ventilation of underground excavations. Referat konferencyjny, *Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering / Eugeniusz Rusiński, Damian Pietrusiak (Eds.)*. Cham : Springer, cop. 2019. s. 497-509. (Lecture Notes in Mechanical Engineering), ISSN 2195-4356
34. Rusiński E., Moczko P., Odyjas P., Więckowski J.: The numerical and experimental vibrations analysis of WLS series fans designed for the use in underground mines. Referat konferencyjny, *Proceedings of the 13th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering/Eugeniusz Rusiński, Damian Pietrusiak (Eds.)*. Cham : Springer, cop. 2017. s. 489-504. (Lecture Notes in Mechanical Engineering), ISSN 2195-4356
35. Odyjas P., Więckowski J.: Verification of construction of axial fan with usage of numerical and experimental investigations. W: *Interdyscyplinarność badań naukowych 2017 [Dokument elektroniczny] : praca zbiorowa / pod red. Jarosława Szreka*. Wrocław : Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2017. s. 118-121
36. ROZPORZĄDZENIE KOMISJI (UE) – w sprawie wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla wentylatorów napędzanych silnikiem elektrycznym o poborze mocy od 125 W do 500 kW, NR 327/2011
37. Źródło/opracowanie własne

Układ napinania trasy zębatej systemu posuwu kombajnu ścianowego - projekt KOMTRACK

Krzysztof Nieśpiałowski - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Marek Kalita - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Norbert Rawicki - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

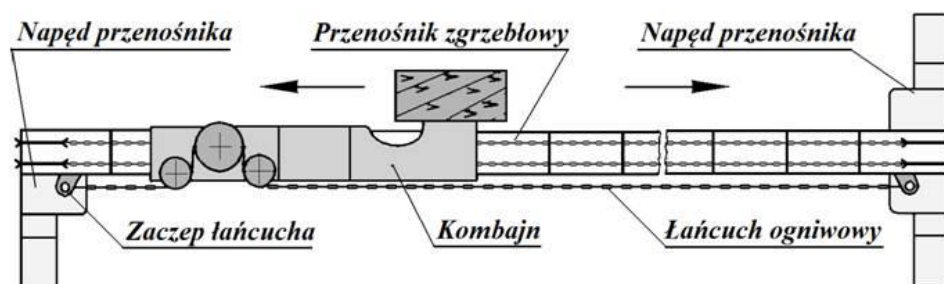
Streszczenie: W rozdziale przedstawiono układ napinania trasy zębatej systemu posuwu kombajnu ścianowego. Opisano dwa rozwiązania konstrukcyjne. Pierwsze z nich umożliwia napinanie segmentów zębatych za pomocą cylindra hydraulicznego. Drugie bazuje na wysokomomentowym silniku hydraulicznym, napędzającym, poprzez przekładnię, zębate koło napinające. Przedstawiono system zasilania układu napinania z kopalnianej magistrali emulsyjnej oraz alternatywny układ, zasilany z olejowego agregatu hydraulicznego. Prace prowadzono w ramach projektu KOMTRACK, który zgodnie z umową nr POIR.04.01.04-00-0068/17, realizowany przez konsorcjum: ITG KOMAG, AGH, Instytut Odlewnictwa, Przedsiębiorstwo Innowacyjne Odlewnictwa Specodlew Sp. z o.o. oraz Polska Grupa Górnicza S.A., jest współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Tensioning system for the longwall shearer's rack-and-pinion advancing system – KOMTRACK project

Abstract: Tensioning system for the longwall shearer's rack-and-pinion advancing system is presented. Two design solutions are described. The first one enables tensioning the toothed components by use of a hydraulic cylinder. The second one is based on a high-torque hydraulic motor, driving, through a gear, the tensioning toothed wheel. Feeding the tensioning system from the mine emulsion pipeline system as well as optional system for feeding from the hydraulic oil pack are given. The research work was carried out within the KOMTRACK project, which is realized according to the agreement No. POIR.04.01.04-00-0068/17, by the following consortium: KOMAG, AGH, Instytut Odlewnictwa (Foundry Research Institute), Przedsiębiorstwo Innowacyjne Odlewnictwa Specodlew Sp. z o.o. as well as Polska Grupa Górnicza S.A., and it is co-financed from the European Fund for Regional Development.

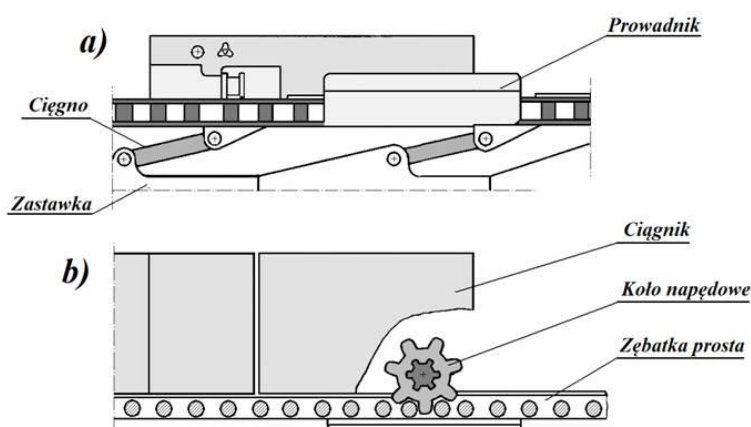
1. Wprowadzenie

Kombajn ścianowy przemieszczany jest po przenośniku zgrzeblowym za pomocą mechanizmu posuwu. Pierwsze rozwiązania systemów posuwu kombajnu ścianowego bazowały na systemie ciągnowym – linowym, a następnie łańcuchowym (rys. 1), rozpiętym pomiędzy napędem wysypowym i zwrotnym ścianowego przenośnika zgrzeblowego [10]. Główną wadą systemów ciągnowych było znaczne obciążenie mechanizmów ciągnika oraz występowanie zjawiska biczowania (liny lub łańcucha), co stwarzało zagrożenie dla załogi pracującej w ścianie [1, 3]. W późniejszym czasie system ciągnowy zastąpiony został systemami bezciągnowymi typu POLTRAK i EICOTRACK w różnych odmianach.



Rys. 1. Posuw łańcuchowy kombajnu [11]

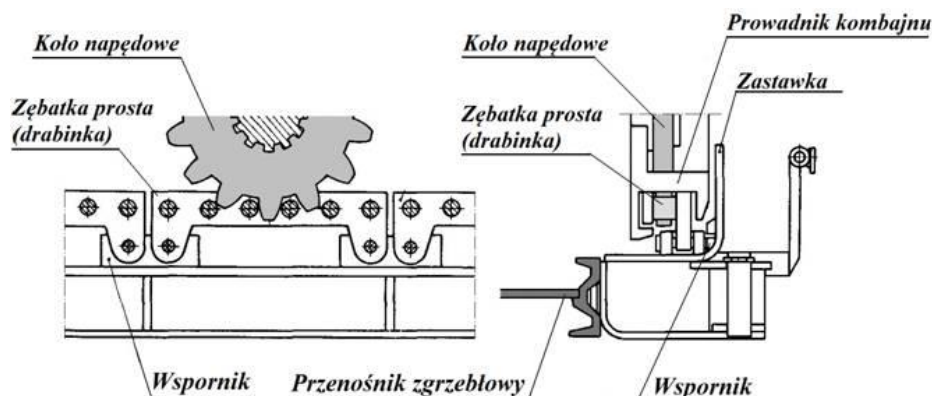
W mechanizmie posuwu typu POLTRAK, w ciągniku kombajnu, łańcuchowe koło napędowe zastąpiono kołem zębatym współpracującym z zębatką prostą, mocowaną przegubowo do zastawek przenośnika ścianowego (rys. 2). Długość odcinków zębatki sworzniowej odpowiada długości rynien przenośnika. Odcinki zębatki były zawieszone na cięgłach dwuprzegubowych, mocowanych do zastawek przenośnika. Koło napędowe ciągnika wchodziło w zazębienie z zębatką sworzniową. Ciągnik kombajnu w tym układzie był wyposażony dodatkowo w prowadnik naprowadzający segmenty zębatki na wymaganą wysokość i właściwą odległość względem koła napędowego. Dzięki temu koło napędowe miało stałe warunki zazębienia się z zębatką, niezależnie od pofałdowania spągu wyrobiska ścianowego oraz przebiegu przenośnika zgrzeblowego [5, 7, 8].



Rys. 2. Mechanizm posuwu POLTRAK [10, 11]

a) widok od strony zawалу, b) widok z góry

W polskich kopalniach węgla kamiennego powszechnie stosowany jest bezciągnowy mechanizm posuwu typu EICOTRACK z zębatką (drabinką) usytuowaną poziomo w zastawce przenośnika (rys. 3). Segmenty zębatki sworzniowej mocowane są do wsporników zastawek przenośnika zgrzeblowego. Koło napędowe ciągnika usytuowane pionowo swoimi zębami wchodzi w zazębienie z poziomo ustawionymi sworzniami zębatki, wymuszając przemieszczanie kombajnu. Po zębatce przemieszcza się ślizgowo prowadnik kombajnu zapewniający stałe warunki zazębienia pomiędzy kołem napędowym a drabinką [2, 5, 7, 8, 9].



Rys. 3. Bezciągnowy system posuwu EICOTRACK [10, 11]

Sztywne mocowanie segmentów zębataki skutkuje zmianą położenia koła trakowego względem zębataki podczas przegięcia trasy przenośnika zgrzeblowego. Prowadzi to do zaburzenia podziałki pomiędzy skrajnymi sworzniami sąsiadujących ze sobą segmentów oraz do zmiany odległości pomiędzy sworzniami segmentów zębataki, a osią obrotu koła trakowego. Konsekwencją występowania ww. niekorzystnych zjawisk jest tzw. krawędziowanie zębów powodujące przekroczenie wartości dopuszczalnych nacisków występujących pomiędzy współpracującymi powierzchniami koła trakowego i sworzni zębataki. Jest to główna przyczyna występowania licznych awarii i przestojów wymagających wymiany zużytych elementów.

Mając na uwadze realną potrzebę modernizacji systemu posuwu kombajnu ścianowego, w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG opracowano koncepcję innowacyjnego systemu posuwu typu Flextrack. Jego elastyczność niweluje zmianę podziałki zazębienia pomiędzy sąsiednimi segmentami występującą podczas przeginięcia się przenośnika w płaszczyźnie pionowej i poziomej [4, 6].

Idea elastycznego systemu posuwu jest obecnie rozwijana przez konsorcjum w składzie: ITG KOMAG, AGH, Instytut Odlewnictwa, PIO SPECODLEW Sp. z o.o. oraz PGG S.A.. Konsorcjum to w ramach umowy nr POIR.04.01.04-00-0068/17 realizuje projekt KOMTRACK. Efektem końcowym etapu badań przemysłowych, prac rozwojowych oraz eksperymentalnych prac przedwdrożeńowych będzie, przebadany w warunkach dołowych, innowacyjny system posuwu wysoko wydajnych kombajnów ścianowych, gotowy do zastosowania przemysłowego.

Do prawidłowego działania systemu KOMTRACK niezbędny jest układ napinania trasy zębatej będący przedmiotem niniejszego rozdziału. Dotychczasowe systemy posuwu kombajnów ścianowych ze względu na sztywną konstrukcję segmentów zębatych nie miały systemu napinania nadążającego za zmieniającą się trasą przenośnika (przegięcia w płaszczyźnie poziomej i pionowej).

2. Założenia techniczne układu napinania

Główne założenia techniczne układu napinania trasy zębatej systemu posuwu kombajnu ścianowego to:

- zasilanie medium hydraulicznym w postaci cieczy typu HFA (niskoprocentowa emulsja olejowo-wodna), powszechnie dostępnej w ciśnieniowej sieci zasilania cylindrów hydraulicznych sekcji obudowy zmechanizowanej,
- maksymalne ciśnienie pracy – 25 MPa,
- nominalna siła ściskająca wywierana na elementy trasy zębatej – 560 kN,
- możliwość zabudowy w ograniczonej przestrzeni rynien przenośnika,
- wykorzystanie możliwie jak największej liczby handlowych komponentów górniczej hydrauliki siłowej,
- blokowanie układu na czas postoju, awarii, konserwacji itp.

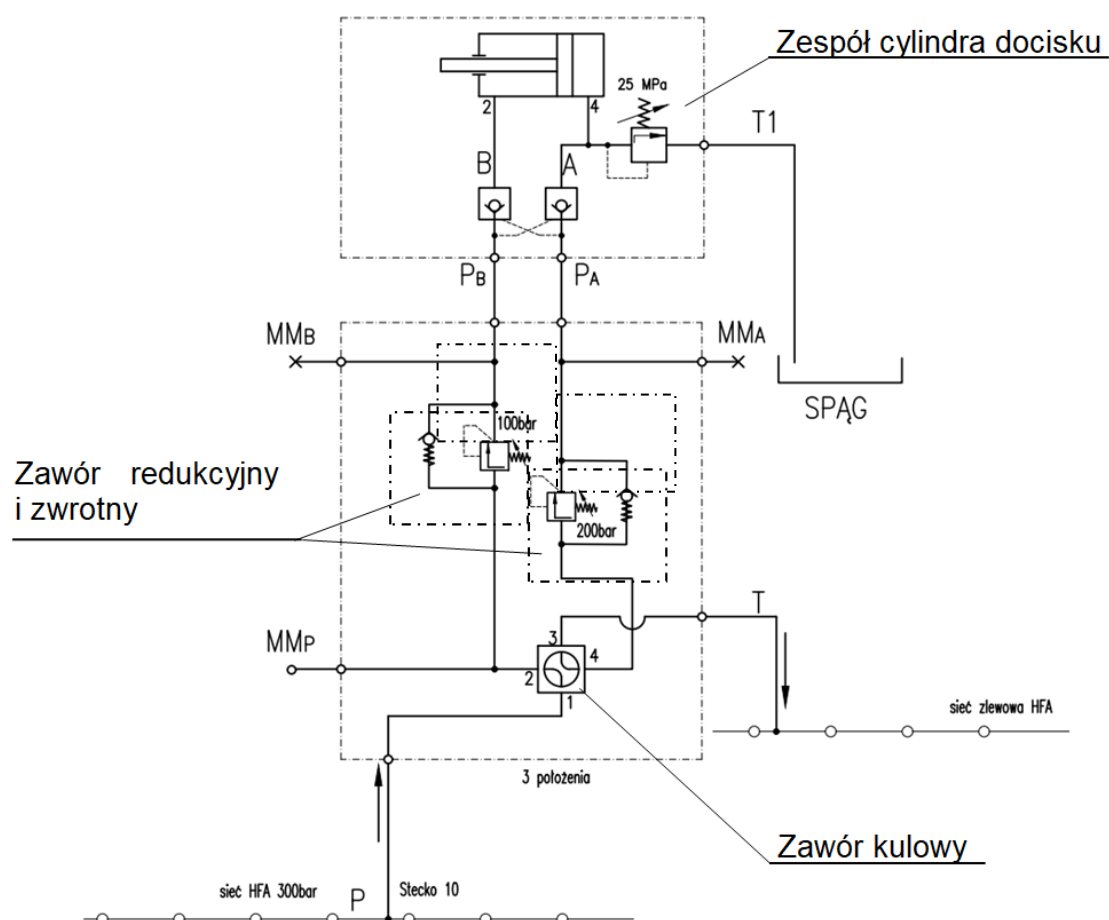
W projekcie układu napinania uwzględniono możliwość wystąpienia przegięć w płaszczyźnie poziomej, jak i pionowej trasy przenośnika, które powodują zmianę długości trasy ułożonej z segmentów zębatych (kasowanie luzów w przypadku wydłużania lub korektę długości przy konieczności skrócenia trasy). W ramach przeprowadzonych prac projektowych opracowano dwa rozwiązania konstrukcyjne układu napinania trasy zębatej. Pierwsze rozwiązanie, do napinania trasy zębatej, wykorzystuje cylinder hydrauliczny montowany na jednym lub na obu końcach trasy przenośnika zgrzebłowego. Drugie rozwiązanie bazuje na wysokomomentowych silnikach hydraulicznych napędzających przekładnie obiegowe.

3. Układ napinania trasy zębatej cylindrem hydraulicznym

Jak już wspomniano, opracowane w ramach projektu KOMTRACK, pierwsze rozwiązanie układu napinania segmentów zębatych oparte jest na cylindrze hydraulicznym. Założono, że cylinder może być montowany na jednym lub na obu końcach trasy przenośnika zgrzebłowego, powodując jej ściskanie przy przejeździe kombajnu w obu kierunkach.

Cylinder został tak skonstruowany i skonfigurowany pod względem zasilania hydraulicznego, by mógł przenosić obciążenie ściskające dostosowane do wartości siły posuwu kombajnu ścianowego.

Na rysunku 4 pokazano schemat hydrauliczny układu napinania segmentów zębatych za pomocą cylindra hydraulicznego.

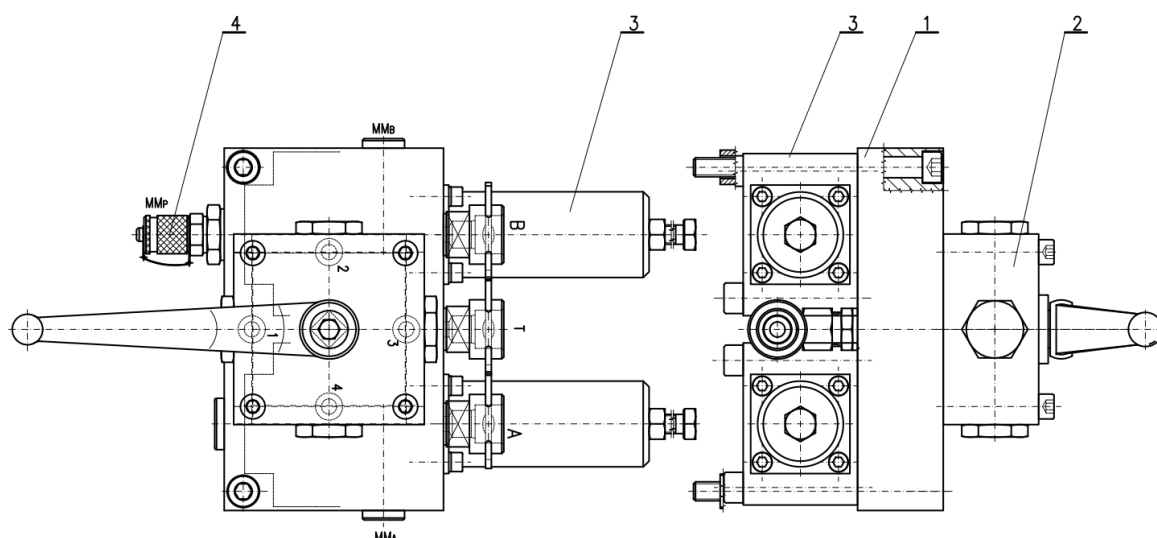


Rys. 4. Układ napinania trasy zębatej za pomocą cylindra hydraulicznego

W zaprojektowanym układzie hydraulicznym przewidziano zasilanie cieczą HFA z sieci kopalnianej o ciśnieniu 30 MPa. Połączenie sieci z układem wykonano za pomocą przewodów giętkich uzbrojonych w końcówki typu Stecco.

Podzespół sterowania cylindrem hydraulicznym to układ składający się z płyty zaworowej, na której zamontowano czterodrogowy trójpółłożeniowy zawór kulowy z zamkniętymi kanałami w pozycji środkowej, dwa zawory redukcyjne, dwa zawory zwrotne ze sprężynami oraz trzy króćce przygotowane do podłączenia przyłączy pomiarowych mini-mes.

Podzespół sterujący pokazano na rysunku 5, gdzie: poz. 1 to płyta zaworowa, na której zamontowano zawór sterujący (poz. 2) wsuwem i wysuwem tłoczyska cylindra hydraulicznego. Pod płytą zamontowano dwa zawory redukcyjne (poz. 3) z możliwością płynnego ustawienia ciśnienia na wyjściu zaworu.



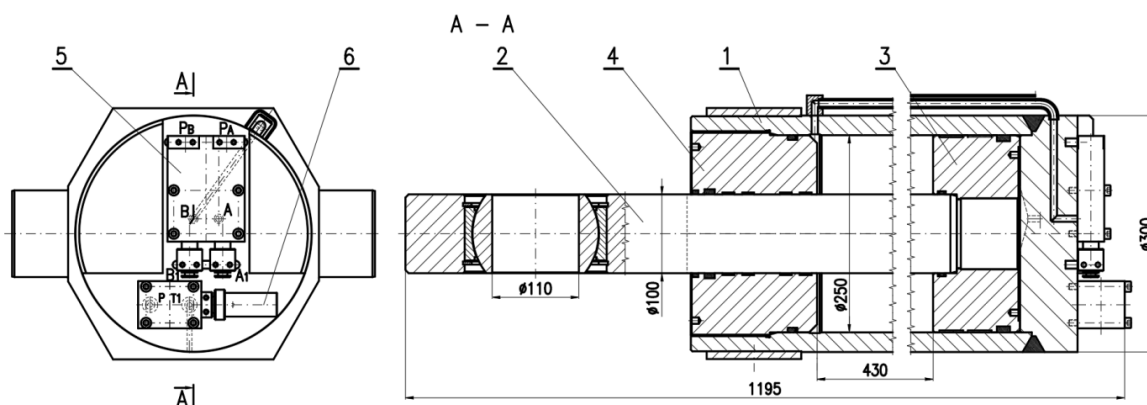
Rys. 5. Podzespół sterujący

1 - płyta zaworowa, 2 - zawór kulowy, 3 - zawór redukcyjny, 4 - przyłącze mini-mes.

Wewnątrz płyty zaworowej, w osi kanałów hydraulicznych, zabudowano zawory zwrotne ze sprężyną. Płytę zaworową wyposażono w przyłącze mini-mes (poz. 4), umożliwiające kontrolę ciśnienia zasilania strony nad- i podtłokowej cylindra hydraulicznego (gniazda MMA i MMB na schemacie na rysunku 4).

Zawór redukcyjny dla przestrzeni podtłokowej ustawiony został na ciśnienie wynoszące 20 MPa. Ciśnienie to gwarantuje uzyskanie siły pchającej wynoszącej około 980 kN. Dla strony nadtłokowej wartość ciśnienia ustawiono na 10 MPa, co skutkuje uzyskaniem siły ciągnącej wynoszącej około 410 kN. Istnieje możliwość płynnej regulacji ciśnienia zasilania (do wartości 25 MPa tj. maksymalnego ciśnienia na jakie został obliczony cylinder hydrauliczny), co umożliwi korekcję siły wywoływanej przez cylinder.

Na rysunku 6 pokazano rozwiązanie konstrukcyjne cylindra hydraulicznego. Średnica jego tłoka wynosi 250 mm, co przy ciśnieniu 20 MPa pozwala uzyskać wymaganą siłę nacisku. Skok tłoka ustalono na 430 mm i dla takiej długości cylinder hydrauliczny może być zamontowany w rejonie stacji zwrotnej przenośnika zgrzeblowego. Niekontrolowane przemieszczenie się tłoczyska zabezpieczone jest zaworem zwrotnym bliźniaczym sterowanym (zamkiem hydraulicznym), zabudowanym na dennicy cylindra. Takie zamontowanie zaworu bliźniaczego przyczynia się do zmniejszenia liczby przewodów hydraulicznych, a konstrukcja dennicy osłania zawór przed uszkodzeniami mechanicznymi. Dla zabezpieczenia cylindra przed wystąpieniem zbyt dużych sił pochodzących od napędu kombajnu (nacisk trasy zębatej na tłoczysko) w dnie cylindra zamontowano zawór przelewowy z bezpośrednim upustem cieczy zasilającej na spąg.

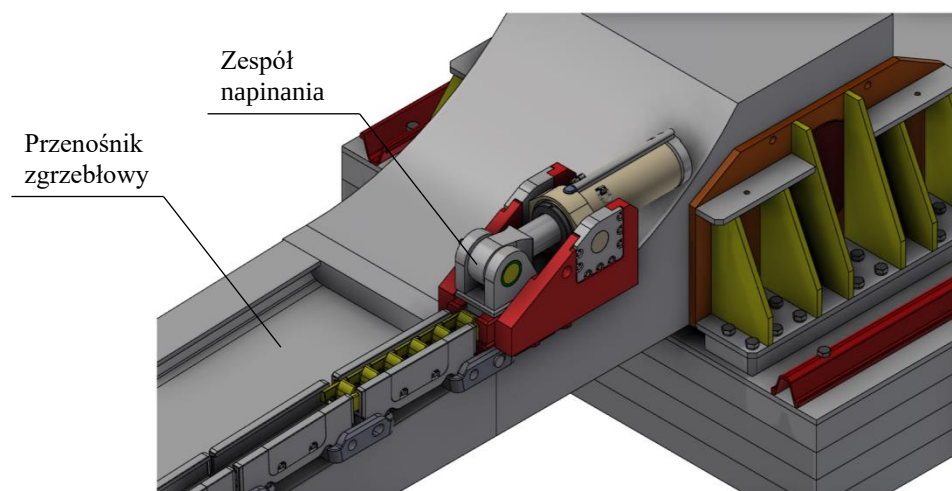


Rys. 6. Rozwiązanie konstrukcyjne cylindra hydraulicznego

- 1 - korpus cylindra, 2 - tłoczek, 3 - tłok, 4 - dławnica, 5 - zawór zwrotny sterowany bliźniaczy, 6 - zawór przelewowy

Cylinder hydrauliczny połączony jest z układem zasilająco-sterującym za pomocą przewodów elastycznych z końcówkami typu Stecko.

Zrealizowane prace projektowe pozwoliły na opracowanie rozwiązania układu napinania trasy zębatej systemu KOMTRACK. Na rysunku 7 pokazano zabudowę układu napinania z wykorzystaniem cylindra hydraulicznego na napędzie przenośnika zgrzeblowego. Ucho zabudowane na tłoczysku zostało przystosowane do współpracy ze skrajnym segmentem trasy zębatej systemu posuwu KOMTRACK.

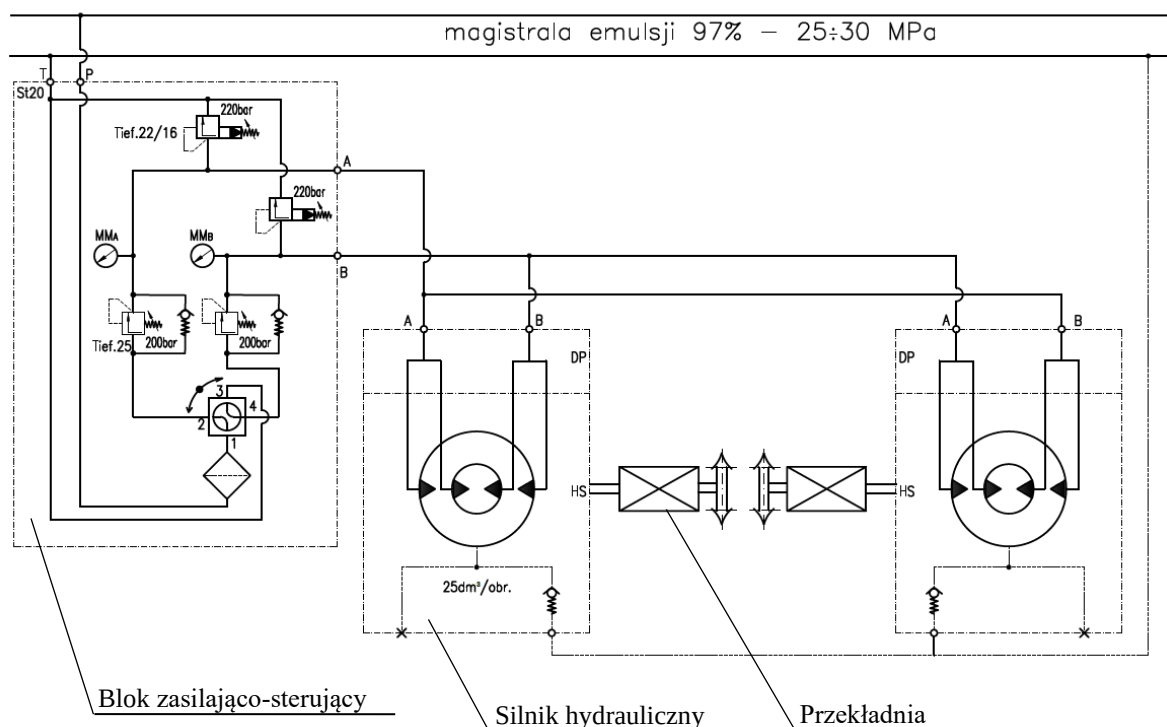


Rys. 7. Wizualizacja zabudowy układu napinania na napędzie przenośnika

4. Układ napinania trasy zębatej silnikami hydraulicznymi

W drugim wariantcie napinania trasy zębatej systemu posuwu KOMTRACK, zastosowano napęd realizowany za pomocą dwóch wysokomomentowych silników hydraulicznych, zabudowanych po jednym na obu końcach trasy przenośnika zgrzeblowego. Ze względu na konieczność zasilania niskoprocentową emulsją olejowo-wodną, wytypowano polskiej produkcji silniki typu HS. Oba silniki zasilane są z jednego podzespołu sterującego tak, by

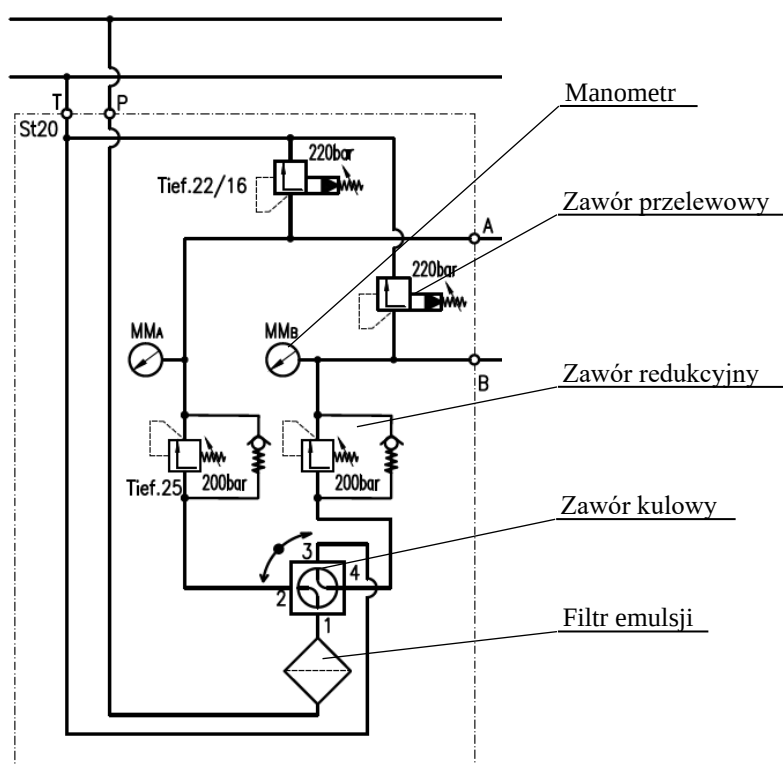
miały przeciwnie (względem siebie) obroty wałów. Takie podejście (oprócz redukcji kosztów budowy układu zasilania i sterowania) pozwoliło na uzyskanie efektu ściskania trasy przez oba silniki hydrauliczne. Na rysunku 8 pokazano schemat hydrauliczny rozwiązania układu napinania trasy zębatej za pomocą wysokomomentowych silników hydraulicznych.



Rys. 8. Układ napinania trasy zębatej za pomocą silników hydraulicznych

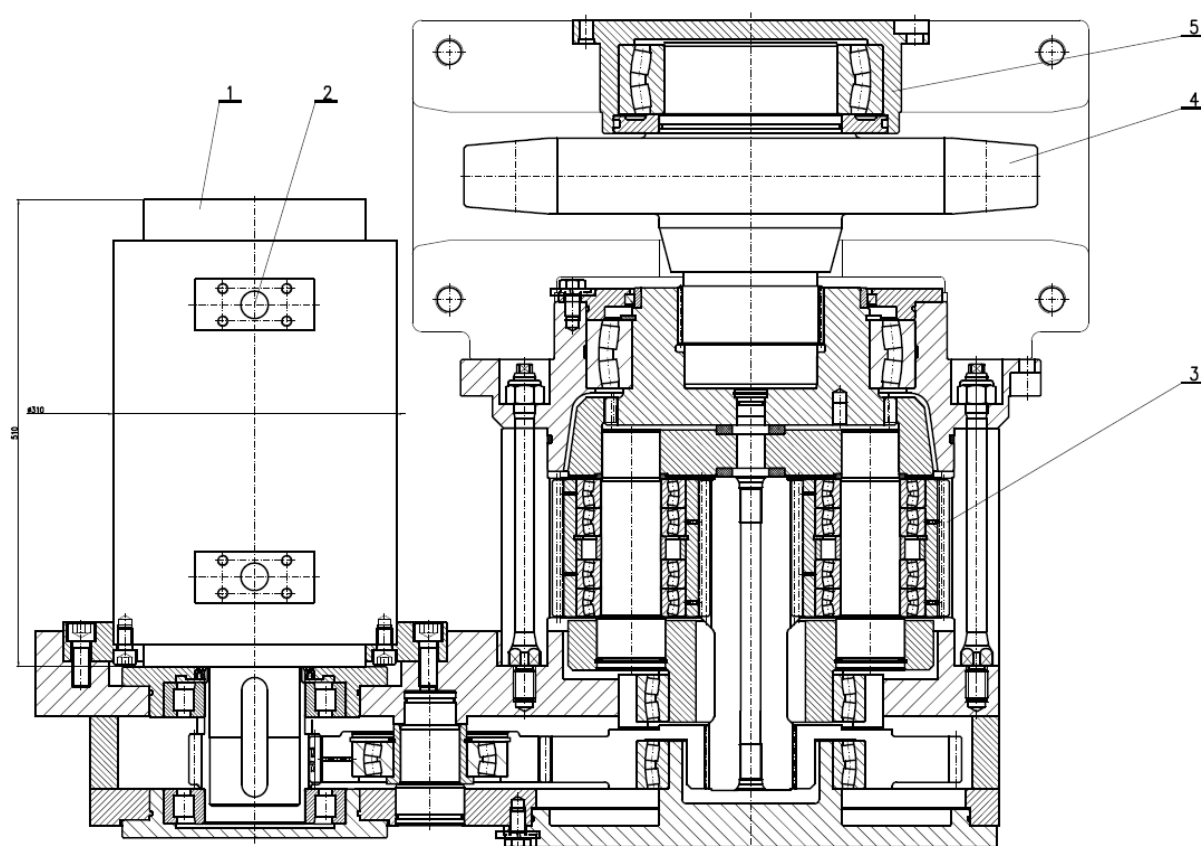
W skład układu hydraulicznego wchodzi blok zasilająco-sterujący (rys. 9) oraz dwa silniki hydrauliczne wraz z przekładniami. Blok zasilająco-sterujący zbudowany został z podzespołów hydraulicznych, umożliwiających poprawną pracę układu. Na wlocie zaworu kulowego umiejscowiono filtr emulsji, zapewniający jej właściwą klasę czystości w układzie. Zawór kulowy (trójpołożeniowy, czterodrogowy) umożliwia określenie kierunku obrotów silników hydraulicznych. W pozycji środkowej ma on odcięte wszystkie drogi. Za zaworem kulowym, na nitkach zasilających, zamontowano po jednym zaworze redukcyjnym ciśnienia. Zawory te (zabezpieczające silniki hydrauliczne przed nadmiernym wzrostem ciśnienia, mogącym spowodować ich uszkodzenie) ustawiono na ciśnienie o wartości 20 MPa.

Za zaworami redukcyjnymi zabudowano po jednym zaworze przelewowym. Takie rozwiązanie daje gwarancję zabezpieczenia układu przed ciśnieniem zwrotnym, pochodzącym od napędu kombajnu (w przypadku gdy powstałe siły byłyby większe od maksymalnych sił pochodzących z napędu).



Rys. 9. Blok zasilająco-sterujący

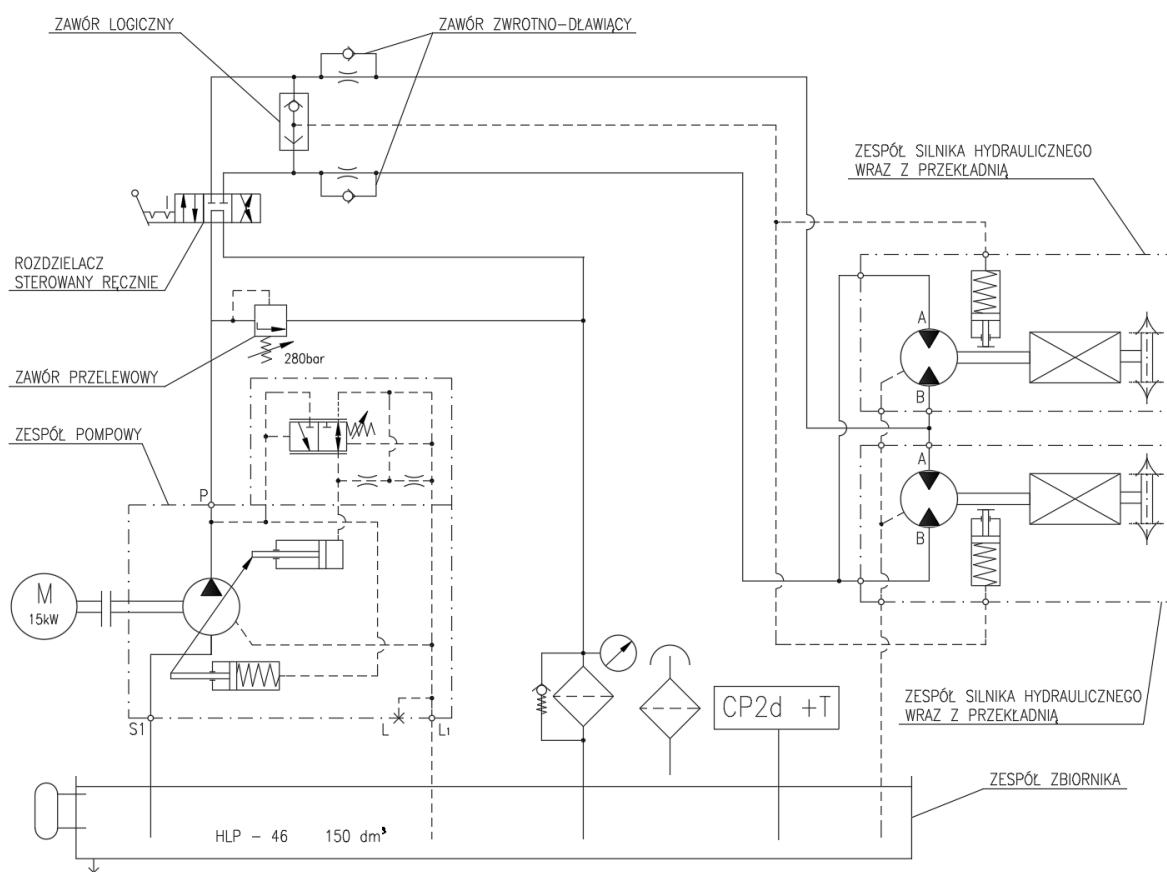
Silniki hydrauliczne współpracują z przekładniami obiegowo-walcowymi, których przełożenie wynosi $i = 12,62$. Takie rozwiązanie pozwala na uzyskanie siły napinającej wynoszącej około 1000 kN. Na rysunku 10 pokazano silnikowy zespół napędowy (zabudowa silnika hydraulicznego oraz przekładni obiegowej wraz z zębatym kołem napinającym).



Rys. 10. Silnikowy zespół napędowy

1 - wysokomomentowy silnik hydrauliczny, 2 - hydrauliczne przyłącza zasilające,
3 - przekładnia obiegowo-walcowa, 4 - koło napinające, 5 - łożyskowanie koła napinającego

W trakcie prowadzonych prac koncepcyjnych rozważano możliwość zastosowania alternatywnego rozwiązania układu napinania, opartego o wykorzystanie wysokomomentowych silników hydraulicznych, zasilanych z niezależnego agregatu hydraulicznego. Jego zasada działania jest podobna do wcześniej opisanego rozwiązania z zabudowanymi wysokomomentowymi silnikami hydraulicznymi zasilanymi z sieci HFA. W rozwiązaniu tym (rys. 11) wykorzystano standardowe agregaty hydrauliczne, zasilane olejem mineralnym. Układ wyposażony jest w zbiornik oleju, zespół pompowy z pompą o zmiennej wydajności, dwa zespoły napędowe składające się z silnika hydraulicznego wraz z przekładnią oraz zawory zabezpieczające układ przed nadmiernym wzrostem ciśnienia medium hydraulicznego i sterujące kierunkiem przepływu cieczy.



Rys. 11. Silnikowy zespół napędowy – olejowy

Układ napinający, przekazujący moment obrotowy z silnika hydraulicznego poprzez przekładnię zębatą na koło napinające, przeznaczony jest do zabudowy na napędzie wysypowym i zwrotnym przenośnika zgrzeblowego. Koło napinające, współpracując z segmentami zębatymi trasy posuwu kombajnu, umożliwia nadążne, za zmieniającym się obciążeniem i długością przenośnika, utrzymywanie w napięciu trasy zębatej systemu KOMTRACK.

5. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono efekty końcowe prac, wykonywanych w ramach projektu KOMTRACK, w zakresie układu napinania trasy zębatej nowo opracowywanego systemu posuwu wysoko wydajnych kombajnów ścianowych. Porównując opracowane rozwiązania konstrukcyjne można stwierdzić, że układ napinania trasy zębatej wykorzystujący cylindry hydrauliczne, jest prostszy i tańszy w budowie w porównaniu z układem z wysokomomentowymi silnikami hydraulicznymi. Z kolei zaletą układu z zabudowanymi silnikami hydraulicznymi jest kompaktowa budowa zespołu (wraz z przekładnią planetarną) napędzającego koło napinające.

Obydwa zaprezentowane rozwiązania pozwalają na uzyskanie wymaganej siły napinania, przy czym rozwiązanie z silnikami hydraulicznymi wymaga zdecydowanie więcej miejsca pod

zabudowę, co może powodować utrudnienia w trakcie montażu, eksploatacji, jak również podczas serwisowania.

Rozwiązanie z wysokomomentowymi silnikami hydraulicznymi zasilanymi niskoprocentową emulsją olejowo-wodną pracuje w górnych zakresach parametrów technicznych wykorzystując praktycznie wszystkie swoje możliwości. Zastosowane silniki hydrauliczne to największe tego typu jednostki dostępne na rynku, które w celu wytworzenia na kole napinającym wymaganej siły muszą pracować na najwyższych dopuszczalnych ciśnieniach zasilania.

W układzie z cylindrem hydraulicznym, którego ciśnieniowa wytrzymałość obliczeniowa to 25 MPa istnieje możliwość przeciążenia układu ponad nominalne parametry siły posuwu kombajnu.

Dla obydwu układów napinania opracowano schematy hydrauliczne oraz wytypowano ich podzespoły handlowe i dedykowane do wykonania.

Prace prowadzono w ramach projektu KOMTRACK (umowa nr POIR.04.01.04-00-0068/17) współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Literatura

1. Antoniak J., Opolski T.: Maszyny górnicze. Część II. Maszyny do eksploatacji podziemnej. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1979.
2. Cheluszka P.: Modelowanie przebiegu procesu zazębienia w mechanizmie posuwu kombajnu ścianowego dla potrzeb analizy zjawisk dynamicznych. Materiały na konferencję: Górnictwo zrównoważonego rozwoju, Konferencja Naukowa, Gliwice, listopad 2008 r. Zesz. Nauk. P.Śl., Gór. 2008 nr 286 s. 211-223.
3. Korecki Z.: Maszyny i urządzenia górnicze. Część I. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1979.
4. Kotwica K., Gospodarczyk P., Mendyka P., Stopka G., Pieczora E.: Wyniki badań stanowiskowych innowacyjnego systemu posuwu Flextrack. Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność – Niezawodność: KOMTECH 2016. Gliwice: ITG KOMAG, 2016, s. 28-51. ISBN 978-83-60708-97-2.
5. Mazurkiewicz A.: Rozwój konstrukcji kombajnów ścianowych Maszyny Górnicze 2/2013 Instytut Techniki Górniczej KOMAG.
6. Pieczora E., Mazurkiewicz A., Tarkowski A., Zachura A.: Innowacyjny system posuwu FLEXTRACK – koncepcja i wirtualne prototypowanie. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa: Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność: KOMTECH 2015. Gliwice: ITG KOMAG, 2016, s. 210-222. ISBN 978-83-60708-90-3.
7. Sikora W. [red.]: Obciążenia dynamiczne w układach ciągnięcia wysoko wydajnych kombajnów ścianowych. Gliwice: Wydaw. Politechniki Śląskiej, 2005. ISBN 83-7335-299-6.
8. Sikora W., Giza T., Sobota P., Osadnik J.: Mechanizmy posuwu kombajnów ścianowych stosowane w polskim górnictwie węgla kamiennego. II Międzynarodowa konferencja Techniki Urabiania 2002: materiały konferencyjne. Kraków-Krynica, 2002, s. 101-112. ISBN 83-915742-5-3.

9. Twardoch K., Grzesica P., Nawrat A.: Analiza współpracy koła napędowego z zębatką o owalnym przekroju sworzni w mechanizmie posuwu EICOTRACK (2BP). Materiały na konferencję: TEMAG 2016, XXIV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych", Ustroń, 3-5 listopada 2016 s. 291-304.
10. Warachim W., Maciejczyk J.: Ścianowe kombajny węglowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1985.
11. Wyciszczok S.: Maszyny i urządzenia górnicze. Część pierwsza. Wydawnictwo REA, Warszawa 2011.

Eksploracja górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 Zakładu Górniczego Lubelski Węgiel Bogdanka S.A.

Michał Stawowiak - Politechnika Śląska

Alferd Carbogno - Politechnika Śląska

Tomasz Jasiński - Zakład Górniczy Lubelski Węgiel Bogdanka S.A.

Streszczenie: W niniejszym rozdziale przedstawiono górnictwo wyciąg szybowy (GWS) szybu 2.1 kopalni węgla kamiennego Zakładu Górniczego Lubelski Węgiel Bogdanka S.A., w którym zastosowano skippy o największej ładowności 40 Mg, które są obecnie stosowane zarówno w kraju, jak i w Europie. Szerzej przedstawiono konstrukcję skipów, ich elementów składowych oraz materiały zastosowane do ich produkcji wraz z opisami zbiorników odmiarowych i wyladowczych skipów. Przedstawiono konstrukcję zastosowanych lin nośnych i wyrównawczych oraz ich zawieszanie, urządzenie do hamowania skipów na wolnej drodze przejazdu oraz wyciąg awaryjny. Niniejszy rozdział jest kontynuacją opublikowanego już referatu [7 i 8].

Operation of mine shaft hoisting machine of the Shaft 2.1. in the Mining Plant of Lubelski Węgiel Bogdanka S.A

Abstract: The chapter presents a mine shaft hoisting machine for coal mines of shaft 2.1 in the Mining Plant Lubelski Węgiel Bogdanka S.A., in which skips with the highest capacity of 40 Mg were used, such skips are used both in Poland and in Europe. The skip design, its components and the materials used for its manufacture, together with descriptions of skips' measuring and loading chutes, are presented in more detail. The design of used carrying ropes and balancing ropes as well as their suspensions are presented. This chapter is a continuation of the paper presented in [7 and 8].

1. Wstęp - dotychczasowa eksploatacja skipów 40 tonowych

– Uszkodzenia i naprawy.

W trakcie eksploatacji okazało się, że ciągną skipów, stanowiące ściany wewnętrzne (ściany od środka szybu) nie pękają. Natomiast na ciągnach zewnętrznych (od strony obmurza) zaczynają występować pęknięcia na wysokości piętra pod głowicą, nad pojemnikiem skipu. Pęknięcia te najprawdopodobniej są spowodowane innym niż na ścianach wewnętrznych rozwiązaniem konstrukcji ścian: ściany wewnętrzne są pełne, natomiast w ścianach zewnętrznych są wykonane otwory do wychodzenia poza skipy, na pomosty robocze podczas robót szybowych.

– Blachy wykładzinowe - trwałość, wymiana.

Pojemniki skipów wyłożone są blachami o zwiększonej odporności na ścieranie, typu HARDOX 500. Grubość blach wykładzinowych jest różna, zależy od miejsca zamocowania. Dno pojemnika jest wyłożone blachami o grubości 8 mm, ściany boczne na dole pojemnika blachami 6 mm, a w części górnej 4 mm. Do chwili obecnej (ok. 600 000 załadunków/skip) blachy wymienione były dwukrotnie. W skipach nie ma urządzeń przeciwwkruszeniowych ani innych osłaniających ściany lub dno skipu [7, 8].

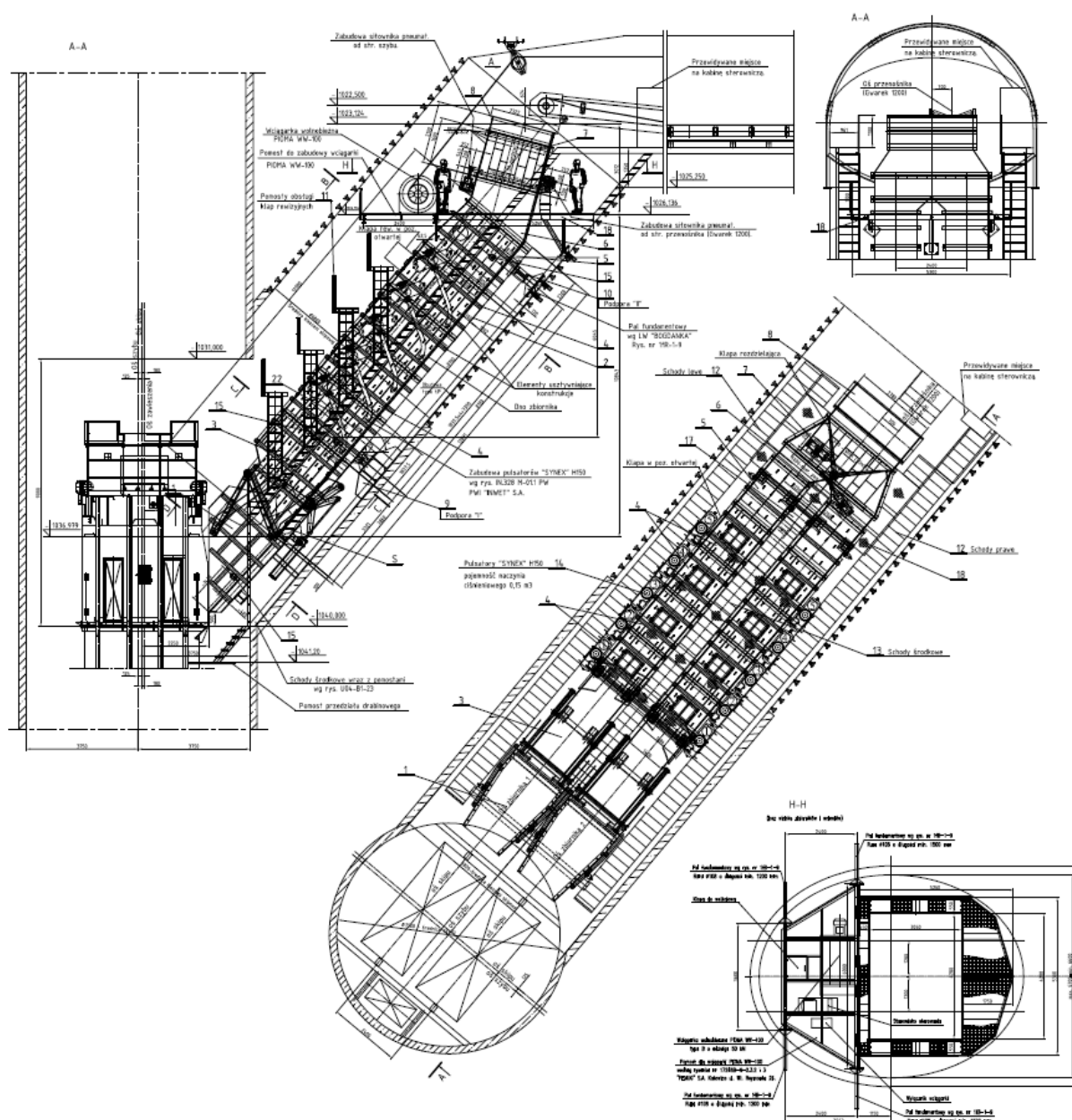
2. Zbiorniki odmiarowe, załadowcze

Załadunek skipów odbywa się za pośrednictwem zbiorników odmiarowych (rys. 1) wraz z klapą rozdzielczą. Zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą budowane są jako konstrukcje spawane o pojemności 45 m³ i ładowności 40 Mg ze szczelnym zamknięciem części wylotowej. Dla każdego skipu zastosowano oddzielny zbiornik o identycznej budowie, przy czym segment górny i segment z klapą rozdzielczą jest wspólny dla obu zbiorników odmiarowych. W ciągu technologicznym zbiorniki odmiarowe zlokalizowane 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 [14, 15].

Zbiorniki wyładowcze budowane są jako konstrukcje o pojemności 45 m³ i ładowności 48 Mg ze szczelnym zamknięciem części wlotowej i wylotowej [13]. Zbiorniki wyładowcze umieszczone są w nadszybiu na specjalnej konstrukcji stalowej nachylonej pod kątem 50° od poziomu. Każdy z dwóch zbiorników wyładowczych przeznaczony jest do odbioru urobku z poszczególnych urządzeń skipowych. Rzutuje to na to, iż oś wlotów do zbiorników wynosi 2400 mm ze względu na rozstaw skipów, a wylotów 4000 mm, co podyktowane jest rozstawem przenośników odstawy odbierającej. Zbiorniki wyładowcze na wlocie posiadają szczelne zamknięcie w postaci kłapy dociskanej siłownikiem pneumatycznym. Wnętrze pudła w dnie wyłożone jest blachami typu HARDOX 500 o grubości 30 mm. Wyłożenie pudła zbiorników wyładowczych występuje 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 wyładowczych wyłożony jest płytami typu HARDOX 500 o grubości 6 mm połączony jest 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.

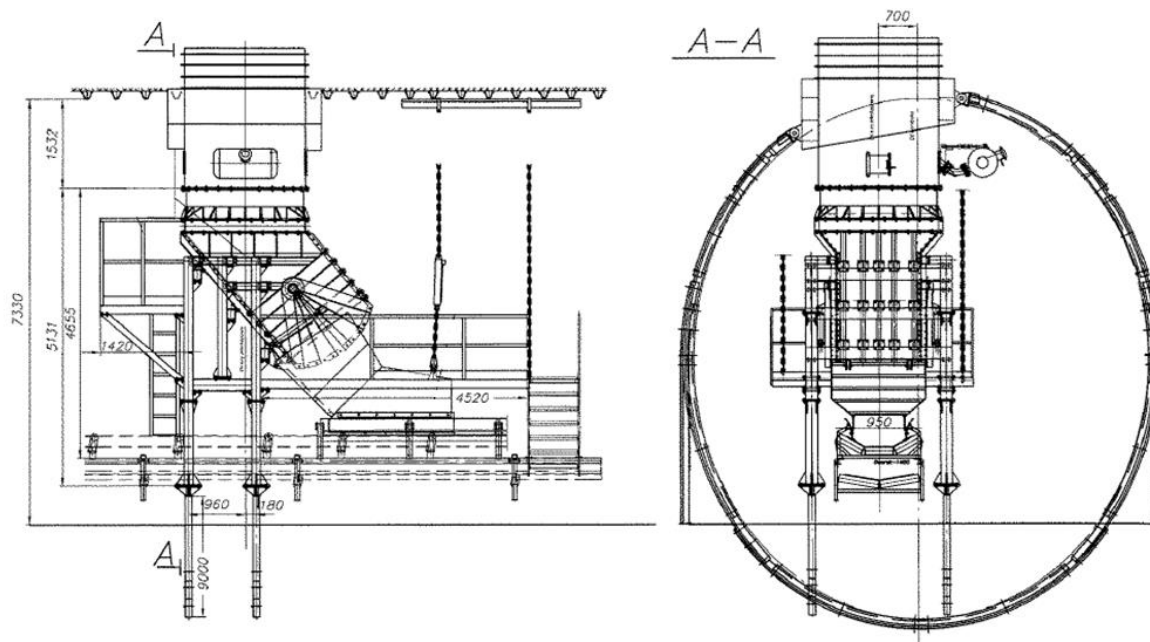


Rys. 1. Zbiorniki załadownicze [14]

3. Sposób ładowania skipów

Skipy są typu „C” tzn. załadunek i rozładunek skipów są po tej samej stronie naczyń; w przypadku górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 jest to ściana północna naczyń. Skipy załadowywane są urobkiem gromadzonym w dwóch zbiornikach odmiarowych (zbiorniki „wschodni” i „zachodni” odpowiednio dla skipów „wschodniego (E)” i „zachodniego (W)”) zlokalizowanych w kieszeni skipowej na poziomie 1040. Porcje urobku są odmierzane naprzemiennie dla skipu „E” lub „W” przez jedną tensometryczną wagę przenośnikową zabudowaną na napędzie przenośnika taśmowego Pioma-1400, tuż przed gardzielą zasypową zbiorników. Przenośnik Pioma-1400 transportuje urobek z punktów rozładowniczych

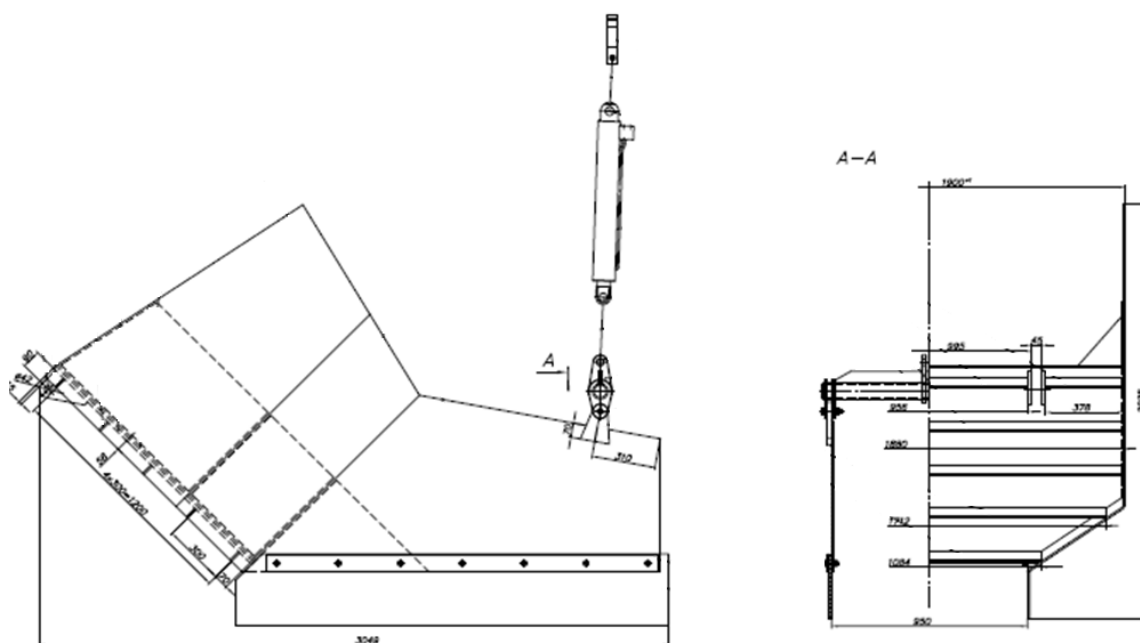
3 zbiorników retencyjnych (rys. 2) do zbiorników odmiarowych. Waga zabudowana na przenośniku, po odmierzeniu 40 Mg urobku, daje impuls na układ sterująco-zasilający kłapy rozdzielczej znajdującej się w gardzieli zasypowej zbiorników odmiarowych, następuje „przerzucenie” kłapy i zasypywanie drugiego zbiornika.



Rys. 2. Punkt rozładowczy zbiornika retencyjnego – bezpośredni załadunek urobku na przenośnik taśmowy [1, 15]

Punkty rozładowcze zbiorników retencyjnych (rys. 2), czyli punkty formujące strugę urobku na przenośniku załadowczym skipów, są pozbawione tradycyjnych, powszechnie stosowanych przenośników zgrzeblowych lub stalowo-płytowych. Struga urobku jest regulowana i formowana przez tzw. „zsuwnię uchylne” (rys. 3) sterowaną siłownikiem hydraulicznym. Zastosowanie zsuwni uchylnej (i wyrzucenie przenośnika „pośredniczącego”) pozwoliło na:

- zapewnienie jednakowej pod względem masy jednostkowej nadawy urobku, przez szybką i dokładną zmianę położenia zsuwni uchylnej, zależnie od jakości, składu (węgiel – kamień) oraz zawilgocenia nadawy,
- umożliwienie uzyskania ciągłej pracy (bez zatrzymań) przenośnika Pioma-1400 dopasowanej do cyklu wydobywczego skipowego urządzenia wyciągowego – wyeliminowanie zatrzymań i rozruchów oprócz zmniejszenia zużycia energii wydłuża również „żywość” elementów przenośnika taśmowego,
- zmniejszenie zużycia energii elektrycznej przez wyeliminowanie przenośnika „pośredniczącego”, działającego w sposób ciągły, a więc zużywającego energię,
- wyeliminowanie przenośnika „pośredniczącego” (zgrzeblowego lub stalowo-płytowego) zmniejsza również ilość urządzeń biorących udział w procesie załadunku skipów, a więc zmniejsza prawdopodobieństwo wystąpienia awarii i liczby urządzeń wymagających codziennej kontroli (zsuwnia „uchylna” jest pozbawiona części wirujących a „fartuchy” uszczelniające zużywają się jednostajnie i bardzo wolno).



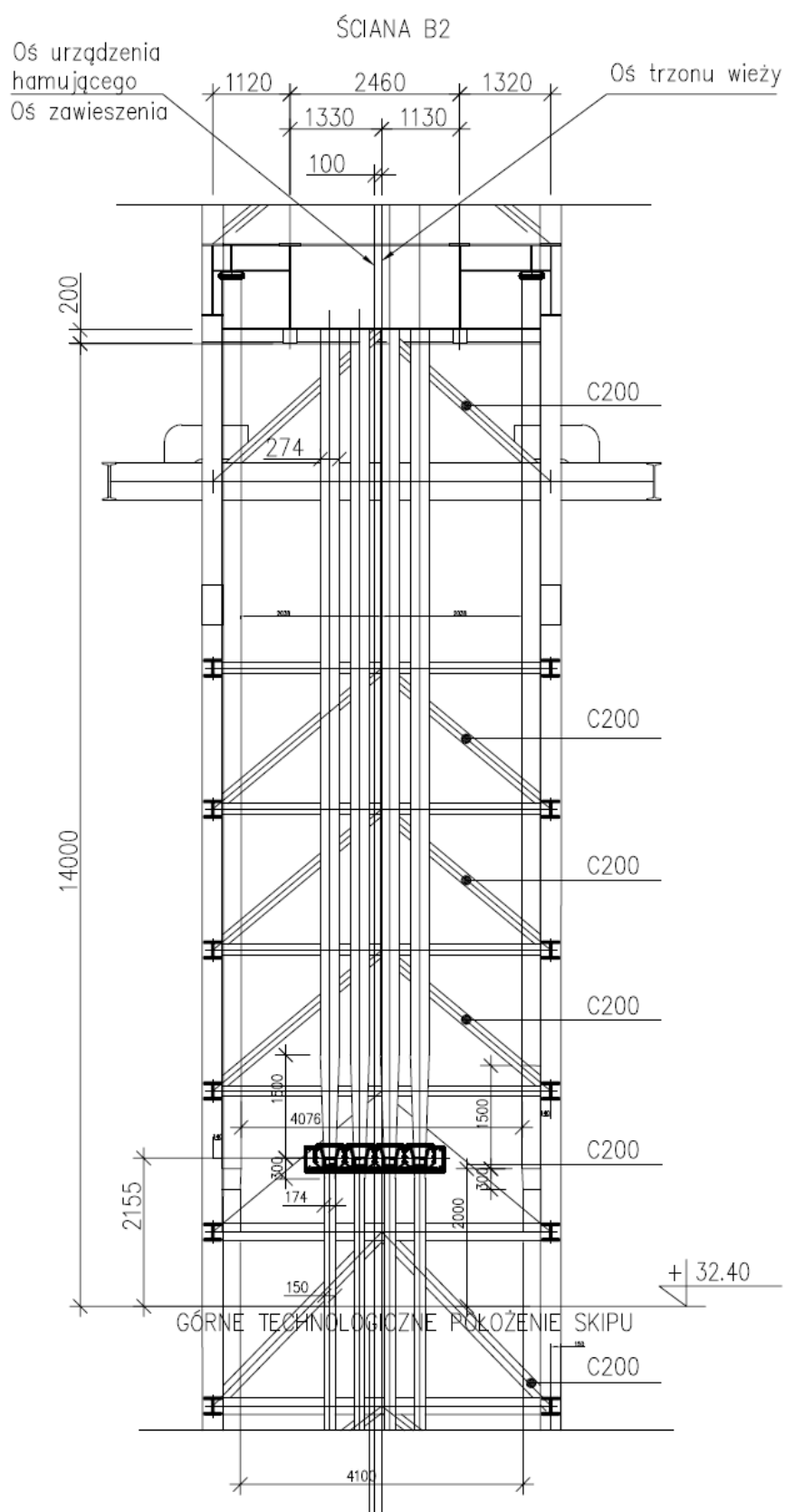
Rys. 3. Zsuwnia uchylna formująca urobek na taśmie przenośnika taśmowego – zastępuje
zwyczajowo stosowane przenośniki zgrzeblowe lub przenośniki stalowo-członowe [1]

Odpowiednio ukształtowane dno zsuwni „uchylnych” (rys. 3) umożliwia jednocześnie ładowanie urobku z więcej niż jednego zbiornika retencyjnego, a więc umożliwia tzw. mieszanie urobku ze zbiorników zawierających różny urobek, np. suchy i bardzo mokry.

4. Hamowanie skipów na wolnej drodze przejazdu w szybie

Wolna droga przejazdu naczynia skipowego zarówno po stronie nadsiębiernej, jak i podsiebiernej znajduje się powyżej skrajnego technologicznego położenia naczyń i wynosi 14 m. Na wolnej drodze przejazdu urządzenia skipowego zamontowane są dwa prowadniki zgrubione czołowe na przedłużeniu wyciągów prowadniczych, poszerzające się na długości 1,5 m, po 62 mm z każdej strony, licząc od początku hamowania urządzenia skipowego. Hamowanie urządzeń skipowych zaczyna się 2,0 m powyżej najniższego położenia naczynia i trwa na długości 13 m. Końce prowadników zgrubionych oparte o dźwigary oporowe – dwuteowniki 500 mm.

Wolna droga przejazdu urządzenia skipowego w wieży zarówno po stronie nadsiębiernej, jak i podsiebiernej powyżej skrajnego technologicznego położenia naczyń wyciągowych wynosi 14 m. Na wolnej drodze przejazdu naczyń wyciągowych zabudowane jest 5 par przewodników zgrubionych, wykonanych z drewna, na długości 12 m, przy czym jedna para umieszczona jest na przedłużeniu ciągu przewodników szybowych, a pozostałe 4 pary umieszczone są po bokach naczyń wyciągowych. Przewodniki zgrubione, czołowe poszerzono na długości 1,5 m po 62 mm z każdej strony. Wspomniane zgrubienie zaczyna się 2,0 m powyżej najwyższego położenia technologicznego naczynia wyciągowego. Przewodniki zgrubione boczne poszerzono na długości 1,5 m po 50 mm z każdej strony, licząc od początku hamowania (rys. 4). Hamowanie naczyń wyciągowych na bocznych przewodnikach odbywa się za pośrednictwem ruchomej ramy zawieszanej w trzonie wieży wyciągowej w odległości 2 m od głowicy urządzenia skipowego w jego krańcowym położeniu [1, 9].



Rys. 4. Usytuowanie przewodników zgrubionych bocznych w nadszybiu (wieży) [9]

5. Trwałość lin nośnych i wyrównawczych

- Trwałość lin nośnych [2].

Stosowane były liny nośne NOTORPLAST firmy Arcelor Mittal (dawniej TREFILEUROPE) Bourg en Bresse Wire France:

- oznaczone: 12x16 SPC: PWRC [FC-4x7-(4x17S+4x7)]-1770-B-zZ(sS)
- średnicy 50 mm,
- nom. masie jednostkowej 10,2 kg/m,
- sile zrywającej linę w całości ok. 1700 kN.

Od początku eksploatacji GWS szybu 2.1 liny wyciągały ilość skipów, którą przedstawiono w tabeli 1.

**Ilość wytransportowanych skipów w trakcie eksploatacji
górniczego wyciągu szybowego (GWS) (oprac. własne)**

Tabela 1.

Numer kompletu	Data założenia	Data zdjęcia	Czas pracy (miesiące)	Ilość wyciągniętych skipów
1	10.05.2011 r.	04.05.2014 r.	35,5	291 502
2	04.05.2014 r.	23.04.2016 r.	23,5	341 787
3	23.04.2016 r.	11.11.2017 r.	18,5	315 026
4	11.11.2017 r.	25.05.2019 r.	18,5	305 186

Obecnie eksploatowane są liny tego samego wytwórcy, ale o nieco zmienionej konstrukcji (zmiany w wewnętrznych splótkach liny) i poszerzonej nazwie: NOTORPLAST-Klondike.

- Trwałość lin wyrównawczych [2].

Stosowane są liny wyrównawcze stalowo-gumowe firmy SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych Sp. z o.o.:

- oznaczone: SAG 10,2-123x35/4x18-1570 wg WT-SAG-2007,
- o wymiarach poprzecznych 123 / 35 mm,
- o nom. masie jednostkowej 10,2 kg/m,
- o sile zrywającej linę w całości ok. 950 kN.

Od początku eksploatacji GWS szybu 2.1, a więc i lin wyrównawczych wyciąg wydobył 1 254 000 urobku. Liny były kilkakrotnie naprawiane przez wulkanizację na gorąco. Uszkodzenia stanowiły zacięcia warstwy gumowej, w dwu przypadkach dochodzące do stalowych linek.

6. Wyciąg awaryjny szybu 2.1

Szyb 2.1 jest szybem wydobywczym, wyposażonym w jeden wyciąg skipowy umieszczony centralnie w szybie. W szybie nie zabudowano przedziału drabinowego, jedynie od poziomu 990 do rzępa, a więc także poniżej poziomu załadowniczego (poz. -1040) zabudowane są drabiny stanowiące przedział „dojściowy”, w większej części spełniający przepisy dla przedziału drabinowego, wykorzystywany sporadycznie przez brygady szybowe [9].

Z tego powodu, na ewentualność wystąpienia konieczności ewakuacji załogi uwięzionej w szybie, między zrębem a poziomem 990, przewidziano zastosowanie wyciągu awaryjnego (rys. 5).

Wyciąg awaryjny szybu 2.1 składa się z elementów, które są rozmieszczone w różnych punktach kopalni [9]:

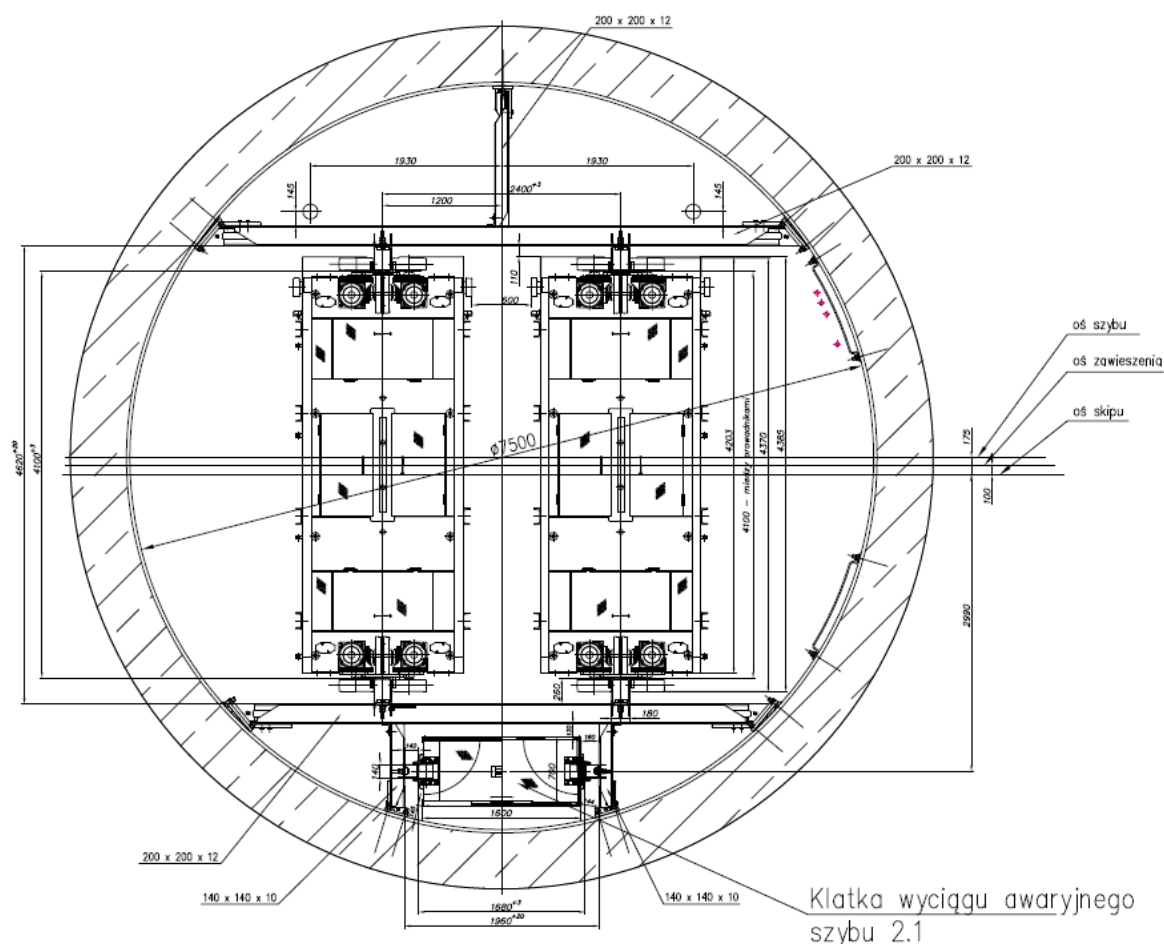
1. elementy na stałe zabudowane przy szybie 2.1:
 - a) fundament wciągarki przejazdnej (przy budynku maszyny wyciągowej wyciągu głównego),
 - b) koło linowe $\varnothing 1600$ (zabudowane na poziomie 32 m na wieży wyciągowej),
 - c) ciąg sztywnych przewodników czołowych (od poz. – 1,0 m do rzępa szybu),
 - d) podszybie na poz. 990 m,
 - e) stacja końcowa w rzępie szybu (nad zbiornikiem przepadu),
2. elementy demontowalne, przechowywane w budynku nadszybia szybu 2.1:
 - a) krzesło szybowe, zrębowe wraz z górnym odcinkiem przewodników i wyłącznikiem krańcowym (ustawione w budynku nadszybia szybu 2.1),
 - b) klatka wyciągu awaryjnego (ustawiona i umocowana w krześle szybowym w budynku nadszybia) (rys. 6),
3. elementy będące w eksploatacji w innych rejonach zakładu górniczego:
 - a) wciągarka przejazdna B-1100A-DC (z liną nośną i zawieszeniem naczynia) (stacjonująca i eksploatowana na stałe przy szybie 1.5 na sąsiednim polu „Nadrybie”),
 - b) urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej (przemieszczane wraz z wciągarką).

Składanie wszystkich elementów wyciągu w całość przebiega w sposób standardowy, jedynie montaż krzesła szybowego wraz z klatką wymaga nieznacznego przestawienia zasuw do posadowienia naczyń wyciągowych na zrębie szybu 2.1. Wynika to z konfiguracji urządzenia wyciągowego.

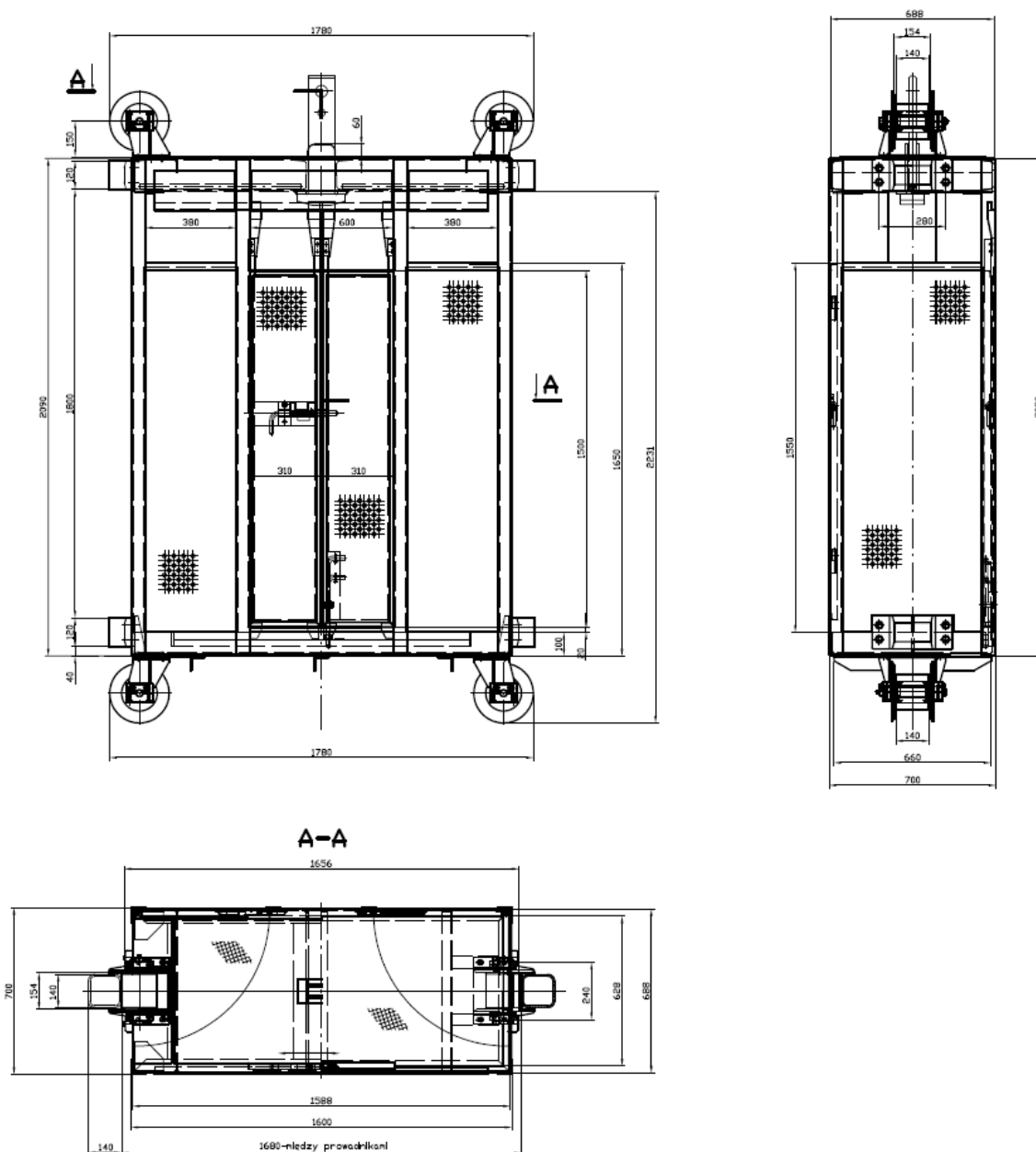
Krzesło szybowe wraz z klatką jest mocowane na zamkniętych wrotach szybowych trzonu wieży po stronie zasuw zrębowych. W związku z tym dla odsłonięcia przedziału ruchowego wyciągu awaryjnego należy odsunąć od szybu zasuwę do posadowienia naczyń. Z kolei jest to możliwe dopiero po zdemontowaniu segmentów torowiska między wrotami śluz nadszybia a zasuwami. Po odsunięciu zasuw i zamocowaniu na wrotach trzonu wieży ruchomego krzesła szybowego z klatką opuszcza się pod zręb, do szybu, górne odcinki przewodników czołowych (zainstalowane wraz z klatką w przestawnym krześle szybowym) i łączy je z ciągiem przewodniczym zabudowanym na stałe w szybie [9].

Po wykonaniu połączeń elektrycznych (zasilanie wciągarki i podpięcie urządzenia sygnalizacji, w tym wyłącznika krańcowego zabudowanego na stałe w przestawnym krześle szybowym) komisja powołana przez Kierownika Ruchu Zakładu Górniczego przeprowadza odbiór wyciągu. Na podstawie protokołu sporządzonego przez tą komisję (oraz innych dokumentów elementów wyciągu) Kierownik Ruchu Zakładu zezwala na ruch wyciągu.

Od czasu uruchomienia wyciągów szybowych w szybie 2.1, czyli od roku 2011, nie było potrzeby nieplanowanego uruchomienia wyciągu awaryjnego [9].



Rys. 5. Przekrój poprzeczny szybu 2.1 [9]



Rys. 6. Klatka wyciągu awaryjnego szybu 2.1 [9]

Podstawowe parametry maszyny wyciągowej są następujące:

- wciągarka przejezdna B-1100A-DC, konstrukcji i produkcji OPA-ROW Sp. z o.o. Rybnik, rok budowy 2011,
- napęd prądu stałego z przekładnią o przełożeniu $i = 40$,
- szerokość bębna 1010 mm, 6 warstw nawijania liny nośnej, wykładzina stalowa typu Lebns,
- moc sumaryczna maszyny wynosi 75 kW, hamulce tarczowe, agregat hamulcowy typu Hydac P72169,

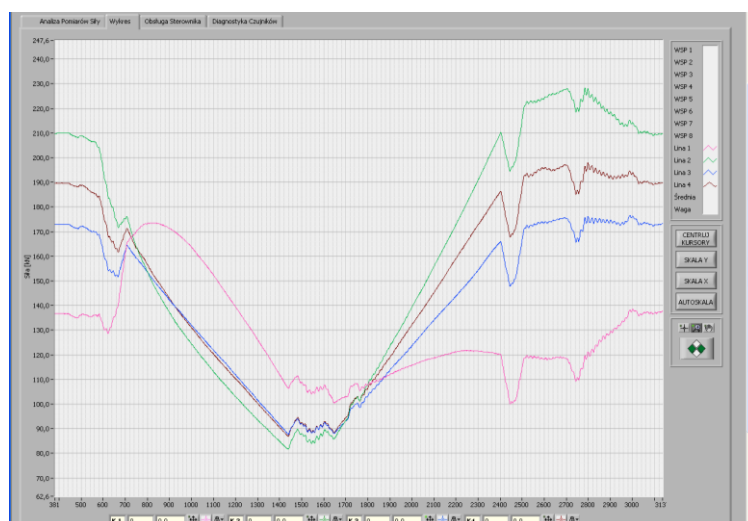
- koła linowe o średnicy 1600 mm na poziomie 32,066 m, klatka o masie użytecznej 0,509 Mg, producent Zamet Industry S.A., zawieszenie liny nośnej firmy RFM RYFAMA Rybnik,
- lina nośna o średnicy $\varnothing 22$ mm HR130, siła zrywająca 300,2 kN, produkcji firmy Pfeifer Drako,
- łączność szybowa produkcji OPA-ROW Sp. z o.o. Rybnik.

7. Zagadnienie przetaczania rowków bębna pędnego maszyny wyciągowej typu 4L-5000/2X 3600

Rowki bębna pędnego maszyny wyciągowej są wyłożone wykładziną trapezowo – klinową K50, dzieloną wykonaną z materiału Modar R3/Mz. Wykładzina mocowana jest na kole pędym bez stosowania klinów aluminiowych, sam przekrój gniazda dla wykładziny (na tzw. „jaskółczy ogon”) stabilizuje wykładzinę na bębnie pędym.

Do maja 2019 r. wyciągnięto ok. 1 250 000 skipów urobku. W tym czasie wymieniono 5 kompletów wykładziny bębna pędnego.

Do korekcji rowków bębna pędnego zastosowana jest tokarka montowana na poziomie hali maszyny wyciągowej, od strony szybu, między linami. Tokarka jest wyposażona w 4 noże na jednym suporcie. Konstrukcja elementów mocujących noże umożliwia ich indywidualne ustawienie w kierunku promieniowym i poosiowym bębna pędnego. Częstotliwość przetaczania rowków linowych jest nieokreślona. Rowki przetacza się w miarę potrzeb. Są nawet całe lata, w których nie wykonywano korekty rowków, ale są też okresy, w których między toczeniami upływało kilka tygodni. Dzieje się to szczególnie po wymianie lin nośnych w miesiącach letnich, kiedy miękkie, półpłynny smar wyciskany z lin nośnych dostaje się pod kostki wykładziny i mimo wykonanych w wykładzinie podfrezowań, wyciska kostki wykładziny. Przykłady przebiegu sił w linach nośnych przedstawiono na rysunkach 7 ÷ 9.



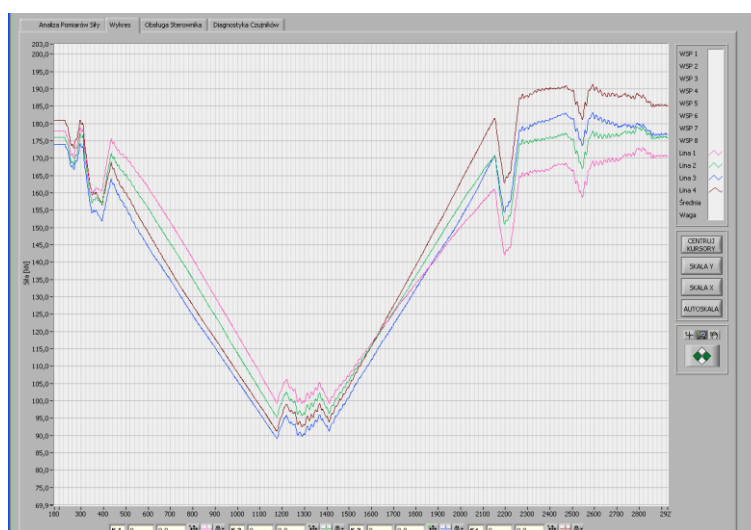
Rys. 7. Przejazd pustymi skipami zarejestrowany w dniu 30 czerwca 2019 r.

Pierwszy miesiąc po wymianie lin nośnych. Przed wymianą lin rowki na bębnie Koepe miały równe średnice, liny pracowały równomiernie. Smar z nowych lin nośnych został wciśnięty pod spód kostek wykładziny Modar (temp. zewn. ok. 30°C), najwięcej na linie 2 N, najmniej (może wcale) na linie 1 N.

Rozrzut sił w linach: 71 [kN] [9]



Rys. 8. Przejazd pustymi skipami zarejestrowany w dniu 30 czerwca 2019 r.
Pomiar po pierwszej korekcie (noże ustawione do listwy bazowanej na stojakach hamulcowych).
Rozrzut sił w linach 25 [kN] [9]



Rys. 9. Przejazd pustymi skipami zarejestrowany w dniu 30 czerwca 2019 r.
Pomiary sił w linach po 2 korekcie rowków. Do korekty noże miały zmniejszyć średnice o: 1 N -1 mm; 2 N - 0 mm; 3 N - 0,4 mm; 4 N - 0,8 mm. W rzeczywistości nóż 1 N wciął się więcej od planowanego, ale i tak zmniejszył się rozrzut sił z 70 na 25 (po 1 korekcie) i na 15 kN (po 2 korekcie) [9]

8. Podsumowanie

Z dotychczasowej eksploatacji górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1, wynikają następujące spostrzeżenia:

- Skipy górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 mają zawieszenia 4-ro punktowe. Producentem zawieszek jest firma SADEX. Zawieszenia wielkości 5 mają obciążenia dopuszczalne 4x320 kN i mogą być stosowane do lin o średnicy od 48 do 52 mm. Zawieszenia pracują pełne 36 miesięcy (czas dozwolony między regeneracjami) lub są wymieniane przy okazji wymiany lin nośnych. Nie było innej konieczności wymiany całego lub choćby częściowej wymiany zawieszenia. Bardzo korzystnym rozwiązaniem, zastosowanym w zawieszeniach, jest centralna śruba wodząca sercówkę. Rozwiązanie jest chwalone przede wszystkim przez pracowników.
- W GWS szybu 2.1 zastosowano zawieszenia lin wyrównawczych typu SADEX – klinowe wielkości 5. Zawieszenia, przy zachowaniu odpowiedniej kultury technicznej sprawują się zgodnie z oczekiwaniami.
- Trwałość wykładzin bębna pędnego. Na bębnie pędnym GWS szybu 2.1 stosowana jest wykładzina typu Modar R3/Mz. Wykładzina bębna pędnego wymieniana jest co około 250 000 wyciągniętych skipów. Wykładzina sprawdza się bardzo dobrze. W GWS szybu 2.1 wykładzinę typu Modar R-5/Kk stosuje się także na kierujących kołach linowych usytuowanych na wieży szybu.
- Liny wyciągowe nośne nie były dosmarowywane w tym wyciągu szybowym. Wszystkie dotychczas eksploatowane liny nośne były zdejmowane z powodów innych niż korozja. Żaden komplet nie wykazywał nawet najmniejszych śladów korozji zewnętrznej. Były niewielkie starcia drutów zewnętrznych, ale bez wżerów czy choćby tylko nalotów korozyjnych. Liny były zdejmowane głównie ze względu na zużycie wewnętrzne, widoczne na aparaturze do badań magnetycznych, ale i tak zawsze wykonywały więcej cykli niż gwarantował producent lin. Dosmarowywanie lin nośnych było wykonywane na innych wyciągach w innych szbach LW Bogdanka, ale nie przynosiło spodziewanego efektu. Smar ścierał się z lin już przy pierwszych przejazdach (mimo oczekiwania na jego wyschnięcie) i odkładał się na bębnie pędnym i kołach linowych kierujących.

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 górniczych 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 górniczych wyciągów szybowych. Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie”. CBiDGP Sp. z o.o. Łędziny 2017.
7. Carbogno A., Stawowiak M., Jasiński T.: Górniczy wyciąg szybowy szybu 2.1 zakładu górniczego LW Bogdanka S.A. Konferencja KOMTECH „Innowacyjne Techniki i Technologie dla Górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność”. Wydawnictwo Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, pp. 30 – 49, Gliwice, 2017.
8. Carbogno A., Stawowiak M., Jasiński T.: Problematyka górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 zakładu górniczego LW Bogdanka S.A. Napędy i Sterowanie. Nr 1 (2018), pp. 44 – 55.
9. Dokumentacja technologiczna górniczego wyciągu skipowego szybu 2.1. Opracowana przez BSiPG Katowice, 2009.
10. Klich A., Ptak J., Spendel N.: Rozwiązania skipów o dużych ładownościach. III Konferencja Naukowo-Techniczna. Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych. Akademia Górniczo Hutnicza. Kraków, październik 1984.
11. Ptak J., Spendel N.: Problemy konstrukcji naczyń skipowych w świetle ich eksploatacji. Budownictwo Węglowe – Projekty – Problemy. Nr 7 – 8, 1984.
12. Skip o ładowności 40 ton, opracowany przez PRUT Katowice, 2010.
13. Skip 40 Mg. Ogólny opis wyrobu. ZAMET INDUSTRY S.A., 2010.
14. Zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą. Centrum Projektowe Miedzi CUPRUM – PROJEKT Sp. z o.o. Wrocław, sierpień 2010.
15. Zbiorniki wyładowcze. Centrum Projektowe Miedzi CUPRUM – PROJEKT Sp. z o.o. Wrocław, 2010.

Możliwości zmniejszenia oporów ruchu naczyń wyciągowych na przykładzie klatki wielkogabarytowej

Jerzy Kwaśniewski – Akademia Górniczo-Hutnicza

Artur Konewcki - Akademia Górniczo-Hutnicza

Maciej Jagodziński - Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono możliwy kierunek rozwoju w konstrukcji naczyń wyciągowych. Wskazuje się możliwość zastosowania elementów aerodynamicznych w celu zmniejszenia sił oporu aerodynamicznego, co wprost można przełożyć na zmniejszenie energochłonności. Omówiono model numeryczny, założenia warunków brzegowych oraz zaprezentowano wyniki symulacji CFD.

The possibility of reduction movement resistance in conveyances of mine shaft on an example big conveyances of mine shaft

Abstract: The chapter indicates the possible direction of development in the design conveyances of mine shaft hoist. The possibility of using aerodynamic elements to reduce forces of aerodynamic drag is indicated, which can be directly translated into a reduction of energy consumption. The numerical model, assumptions of boundary conditions were discussed and the CFD simulation result was presented as well.

1. Wprowadzenie

Aktualne trendy w konstruowaniu i rozwoju naczyń wyciągowych obligują konstruktorów do zwiększania ich udźwigów, a tym samym zwiększenia ich powierzchni w tarczy szybu. Ze względu na coraz większe gabaryty naczyń wyciągowych w stosunku do przekroju poprzecznego rury szybowej, zasadnym jest podjęcie badań w kierunku analizy możliwości zmniejszenia oporów ruchu dla przemieszczających się naczyń w szybie. Założeniem szeregu badań modelowych jest zbadanie możliwości zmniejszenia oporów ruchu, a tym samym zmniejszenie energochłonności układów górniczych wyciągów szybowych.

2. Model numeryczny klatki wielkogabarytowej

Model numeryczny naczynia wyciągowego został wykonany na bazie przestrzennego modelu geometrycznego klatki wielkogabarytowej zaprojektowanej przez Biuro Studiów i Projektów Górniczych w Katowicach Sp. z o.o., dla zadania modernizacji górniczych wyciągów szybowych szybu „Foch II”. Naczynie to zostało wykonane i jest eksploatowane. W rozdziale zawarto i omówiono wyniki badań uproszczonego modelu naczynia wyciągowego w zakresie analizy aerodynamicznej.

Dane wejściowe do analizy uzyskano na podstawie ogólnego wzoru na siłę oporu aerodynamicznego [4].

$$F_x = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \quad (1)$$

gdzie:

- C_x – współczynnik oporu aerodynamicznego działającego na powierzchnię klatki,
- ρ – gęstość ośrodka, w którym przemieszcza się element, kg/m^3 ,
- A – pole powierzchni stawiającej opór, m^2 ,
- v – prędkość przemieszczania się elementu, m/s .

Pole powierzchni naczynia wyciągowego w rzucie z góry lub z dołu wynosi $A = 9,25 \text{ m}^2$.

Aby wyznaczyć dokładną wartość gęstości powietrza, należy skorzystać ze wzoru [3]:

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{(p_{oto} - \varphi_{oto} \cdot p'') \cdot T_n}{p_n \cdot T_{oto}} + \varphi_{oto} \cdot \rho''$$

$$\rho = 1,103 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$
(2)

gdzie:

- ρ_n – gęstość powietrza suchego w warunkach normalnych (wartość stała),
- p_{oto} – ciśnienie panujące w otoczeniu,
- ϕ_{oto} – wilgotność względna powietrza w szybie,
- p'' – ciśnienie nasycenia pary wodnej w temperaturze otoczenia,
- T_n – temperatura w warunkach normalnych,
- p_n – ciśnienie w warunkach normalnych,
- T_{oto} – temperatura otoczenia,
- ρ'' – gęstość nasyconej pary wodnej w temperaturze otoczenia, dla zakładanej temperatury otoczenia.

Wartości ciśnienia nasycenia pary wodnej oraz gęstości nasyconej pary wodnej odczytano z tablic pary wodnej zgodnej z normą PN-EN ISO:13788: 2013-05 [1].

Kolejny etap przygotowania do analizy aerodynamicznej polegał na wyznaczeniu współczynnika oporu powietrza C_x . W rzeczywistych zagadnieniach praktycznych, współczynnik ten wyznaczany jest empirycznie z wykorzystaniem tuneli aerodynamicznych. We wspomnianym przypadku wyznaczanie współczynnika oporu powietrza sprowadza się do wzoru na siłę oporu aerodynamicznego, lecz w przekształconej formie:

$$C_x = \frac{F_x}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot v^2}$$
(3)

gdzie:

- F_x – siła oporu aerodynamicznego, N,
- ρ – gęstość ośrodka, w którym przemieszcza się element, kg/m^3 ,
- A – pole powierzchni stawiającej opór, m^2 ,
- v – prędkość przemieszczania się elementu, m/s .

Wyznaczenie tego współczynnika za pomocą tunelu aerodynamicznego jest metodą opartą o jeden wzór. Siła oporu powietrza opływającego badany obiekt jest znana. To parametr nadawany i możliwy do zmiany jego wartości.

Metoda ta jednak wiąże się z posiadaniem bądź dostępem do tunelu aerodynamicznego oraz rzeczywistego modelu. Ponadto, budowa oraz kalibracja tunelu jest niezwykle skomplikowana i czasochłonna, a więc cena wynajmu takiego obiektu badawczego jest wysoka. W takich sytuacjach, można skorzystać z metod analitycznych, takich jak metoda charakterystyk bądź metoda Naviera-Stokesa. Są to metody półempiryczne, a więc sposoby bazujące na analitycznych i teoretycznych zagadnieniach, lecz część toku obliczeniowego opiera się na uproszczeniach i przybliżeniach parametrów otrzymanych doświadczalnie [5]. Wiąże się to często z błędami w wynikach końcowych. Dlatego, aby osiągnąć jak najdokładniejszy wynik współczynnika oporu aerodynamicznego C_x , wykorzystano oprogramowanie DassaultSystemesSolidworks 2017® FlowSimulation [2]. Funkcja FlowSimulation pozwala na utworzenie symulacji CFD (ang. *Computational Fluid Dynamics*), czyli obliczeniowej symulacji dynamicznej płynów. Do wyznaczenia minimalnej wielkości siatki, skorzystano z kalkulatora firmy Pointwise o nazwie ViscousGridSpacingCalculator [6]. Do kalkulatora należy wprowadzić dwie istotne zmienne:

1. Liczbę Reynoldsa ośrodka otaczającego klatkę, która jest podstawowym wyznacznikiem stateczności ruchu płynu.
2. Wielkość referencyjną klatki wielkogabarytowej.

Liczbę Reynoldsa obliczono korzystając ze wzoru, natomiast wielkość referencyjną klatki wyznaczono na podstawie dokumentacji technicznej:

$$Re = \frac{v_p \cdot l_{ref}}{\nu} \quad (4)$$

gdzie:

- v_p – prędkość przepływu, m/s,
- l_{ref} – wielkość referencyjna modelu, w przypadku modelu klatki jest to jej wysokość,
- ν – kinematyczny współczynnik lepkości.

Kinematyczny współczynnik lepkości należy wyznaczyć ze wzoru:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (5)$$

gdzie:

- μ – dynamiczny współczynnik lepkości,
- ρ – gęstość opływającego ośrodka.

Wartość prędkości przepływu wyznaczono na podstawie maksymalnej prędkości jazdy klatki wielkogabarytowej.

Dynamiczny współczynnik lepkości μ jest zmienną zależną od temperatury. Dlatego też, aby właściwie obliczyć ten współczynnik, wykorzystano wzór empiryczny uwzględniający temperaturę [7]:

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{385}{(T_{oto} + 112)} \cdot \left(\frac{T_{oto}}{273}\right)^{1,5} \quad (6)$$

gdzie:

μ_0 – dynamiczny współczynnik lepkości w temperaturze $t = 0^\circ\text{C}$, dla powietrza,

T_{oto} – temperatura bezwzględna dla zakładanej temperatury powietrza.

3. Analiza aerodynamiczna klatki

W celach porównawczych analizę aerodynamiczną podzielono na dwa zadania. Pierwsze z nich dotyczy symulacji jazdy klatki wielkogabarytowej przy jeździe w dół z prędkością 12 m/s. Drugie zadanie dotyczy symulacji jazdy klatki w dół z prędkością 12 m/s, z tą różnicą, że głowica naczynia i rama dolna zostały wyposażone w osłony aerodynamiczne.

3.1. Analiza aerodynamiczna klatki bez osłon

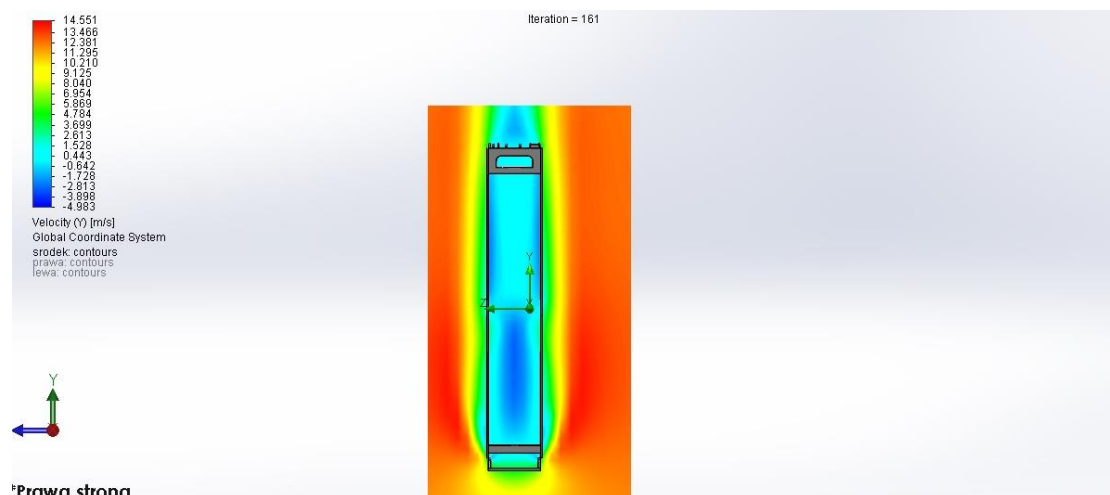
Analiza aerodynamiczna klatki została przeprowadzona w 161 iteracjach. W tabeli poniżej zostały przedstawione wyniki z przeprowadzonej analizy aerodynamicznej (tabela 1).

**Wyniki analizy aerodynamicznej klatki wielkogabarytowej
bez osłon aerodynamicznych**

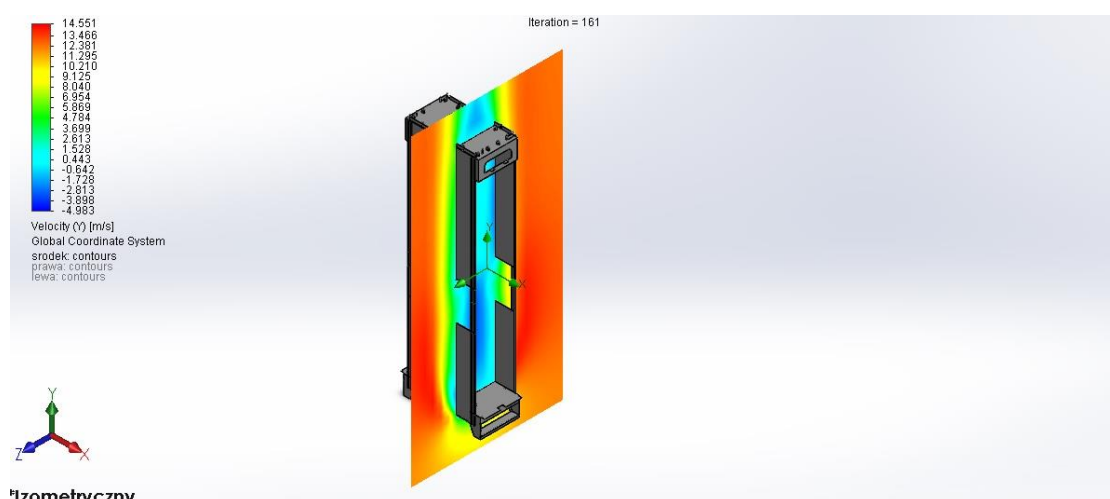
Tabela 1

Parametr	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Współczynnik oporu aerodynamicznego	C_x	1,941	-
Siła oporu aerodynamicznego	F_x	1239,076	N
Minimalna prędkość opływu powietrza	$V_{\min}$	-9,007	m/s
Maksymalna prędkość opływu powietrza	$V_{\max}$	15,080	m/s
Średnia prędkość opływu powietrza	V_{sr}	11,660	m/s

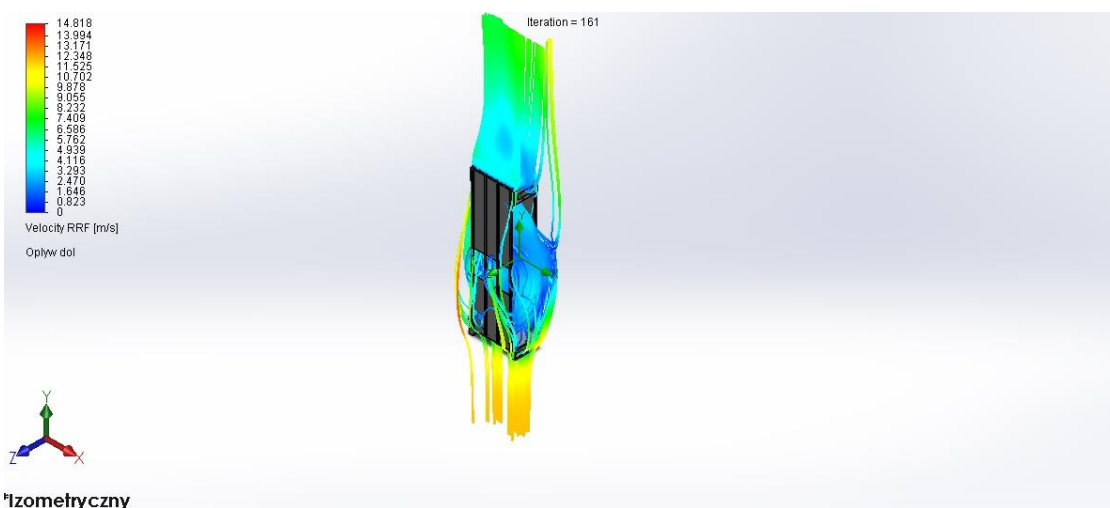
W dalszej części rozdziału zostały przedstawione rysunki z analizy aerodynamicznej obrazujące trajektorię powietrza (wraz z jego prędkością) w różnych przekrojach klatki za pomocą wykresów oraz strug (rysunki od 1 do 4).



Rys. 1. Opływ powietrza wokół środkowej części klatki wielkogabarytowej w rzucie bocznym



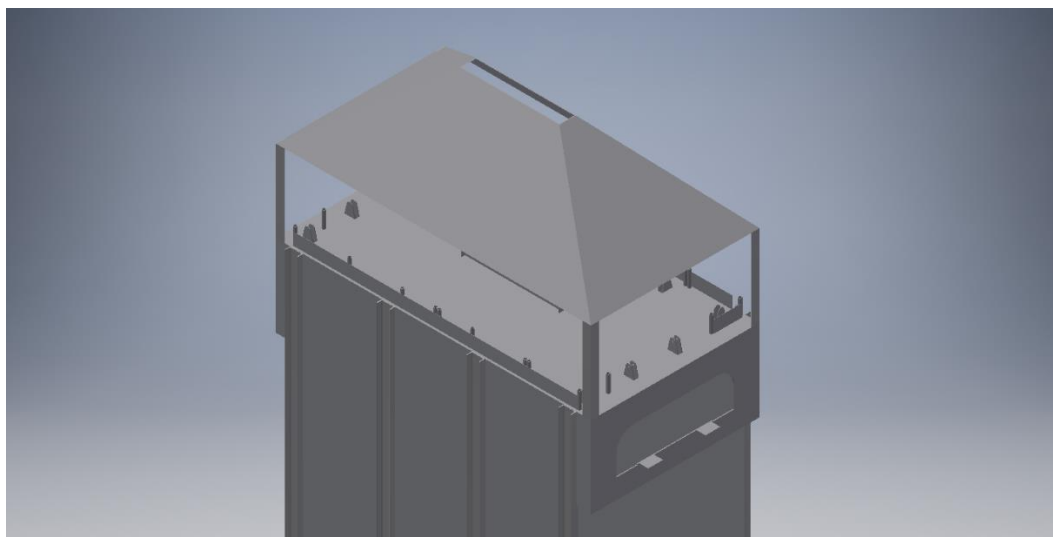
Rys. 2. Opływ powietrza wokół środkowej części klatki wielkogabarytowej w rzucie izometrycznym



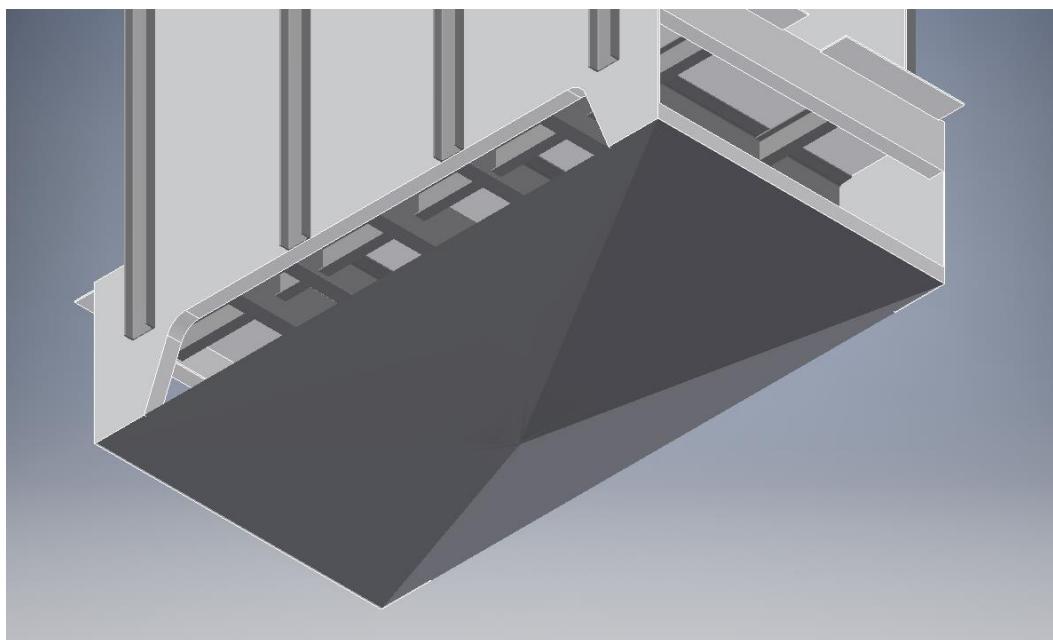
Rys. 3. Trajektoria strug powietrza wokół klatki wielkogabarytowej w rzucie izometrycznym

3.2. Analiza aerodynamiczna klatki z osłonami

Poddane analizie osłony aerodynamiczne dla klatki wielkogabarytowej zostały zaprojektowane w taki sposób, aby poza spełnianiem funkcji aerodynamicznej, nie kolidowały geometrycznie z pozostałymi elementami naczynia. Jednak na potrzebę wstępnych analiz zastosowano pewne uproszczenia. Górna osłona aerodynamiczna została wykonana z blachy z przepustem na liny nośne. Ponadto przewidziano możliwość przeprowadzenia rewizji szybu z głowicy klatki i nie zamknięto całkowicie obszaru bezpośrednio nad głowicą. Model osłony górnej przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Osłona aerodynamiczna głowicy naczynia (model uproszczony)



Rys. 5. Osłona aerodynamiczna dolna (model uproszczony)

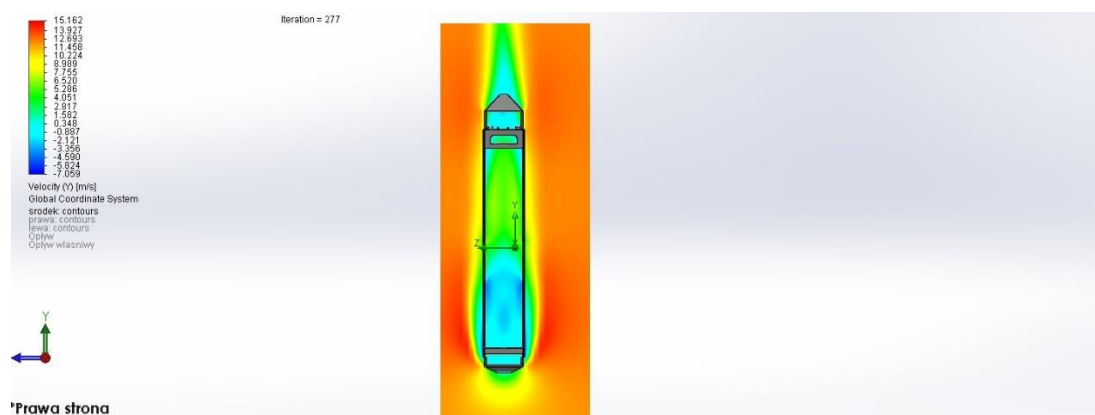
Analiza aerodynamiczna klatki została przeprowadzona w 272 iteracjach. W tabeli 2 zostały przedstawione wyniki z przeprowadzonej analizy aerodynamicznej.

Wyniki analizy aerodynamicznej klatki wielkogabarytowej z osłonami aerodynamicznymi

Tabela 2

Parametr	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Współczynnik oporu aerodynamicznego	C_x	1,536	-
Siła oporu aerodynamicznego	F_x	932,199	N
Minimalna prędkość opływu powietrza	$V_{\min}$	-5,040	m/s
Maksymalna prędkość opływu powietrza	$V_{\max}$	14,535	m/s
Średnia prędkość opływu powietrza	$V_{\text{śr}}$	11,655	m/s

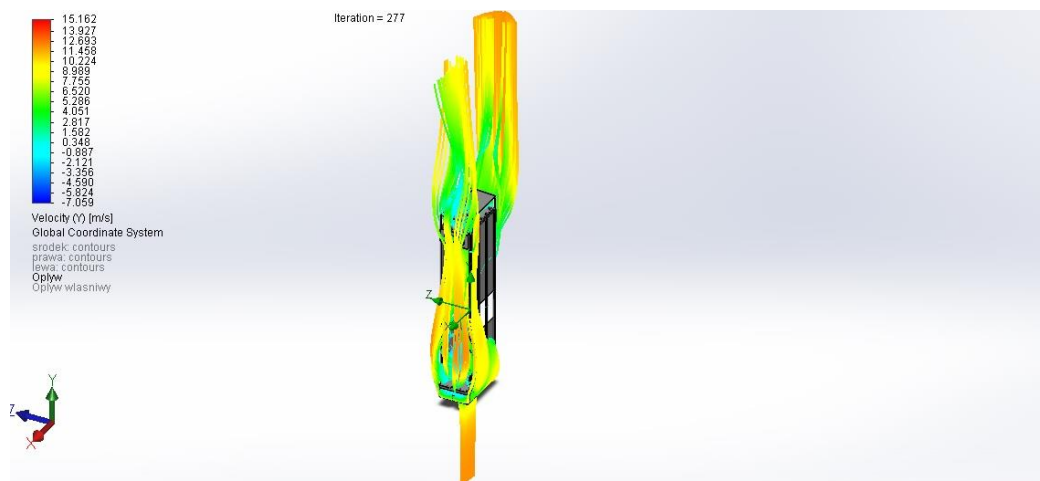
Na rysunkach od 6 do 10 przedstawiono wyniki analizy aerodynamicznej obrazujące trajektorie powietrza (wraz z jego prędkością) w różnych przekrojach naczynia.



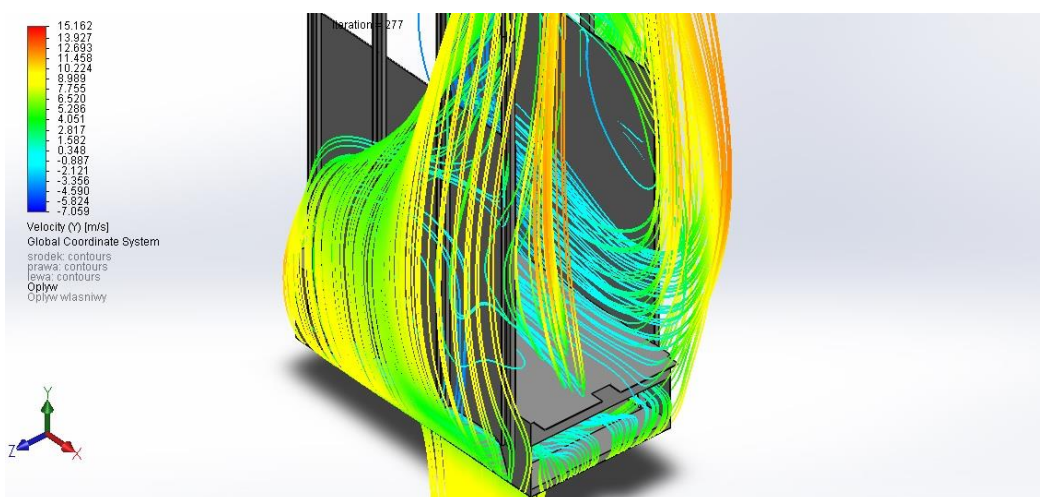
Rys. 6. Opływ powietrza wokół środkowej części klatki wielkogabarytowej z osłonami aerodynamicznymi w rzucie bocznym



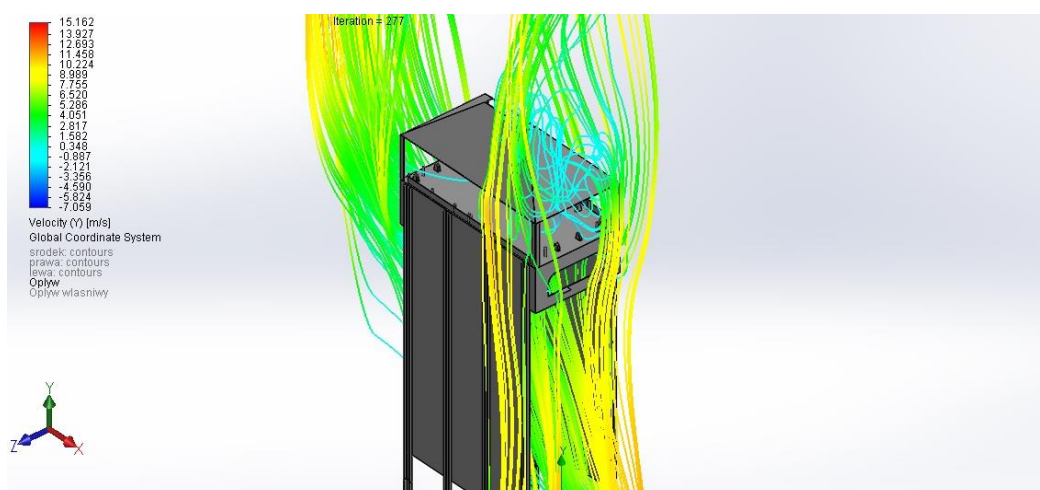
Rys. 7. Opływ powietrza wokół prawej części klatki wielkogabarytowej z osłonami aerodynamicznymi w rzucie izometrycznym



Rys. 8. Trajektoria strug powietrza wokół klatki wielkogabarytowej z osłonami aerodynamicznymi w rzucie izometrycznym



Rys. 9. Trajektoria strug powietrza wokół klatki wielkogabarytowej z osłonami aerodynamicznymi w rzucie izometrycznym (powiększenie)



Rys. 10. Trajektoria strug powietrza wokół klatki wielkogabarytowej z osłonami aerodynamicznymi w rzucie izometrycznym (powiększenie)

4. Analiza wyników

W wyniku przeprowadzonych symulacji CFD można wywnioskować, iż zastosowanie osłon aerodynamicznych może przynieść wymierne efekty w aspekcie zmniejszenia sił oporu aerodynamicznego. Podczas analizy otrzymanych wyników stwierdzono, iż współczynnik oporu aerodynamicznego w klatce bez osłon wyniósł 1,941, natomiast z zastosowanymi osłonami współczynnik ten spadł do wartości 1,536. Podobny spadek odnotowano w przypadku sił oporu aerodynamicznego, które w przypadku klatki wielkogabarytowej bez osłon wynosiły do 1239,076 N, a z zastosowanymi osłonami do 932,199 N. Tym samym poprzez zastosowanie osłon zredukowano wartości współczynnika oporu raz siły oporu odpowiednio o 20,87% i 24,77%. Ponadto wartości prędkości minimalnych i maksymalnych powietrza opływającego klatkę, w przypadku klatki bez osłon wynoszą -9,007 m/s, oraz 15,080 m/s. Przypadek z zamocowanymi osłonami aerodynamicznymi charakteryzował się prędkością minimalną oraz maksymalną na poziomie odpowiednio -5,040 m/s oraz 14,535 m/s. Oznacza to, że powietrze opływające klatkę wielkogabarytową z osłonami aerodynamicznymi jest zdecydowanie stabilniejsze co do jej prędkości.

Warto również zwrócić uwagę na grafy prędkości powietrza w różnych przekrojach klatki. W przypadku klatki wielkogabarytowej bez zastosowanych osłon, można zauważyć, iż prędkości powietrza wewnątrz klatki wahają się od wartości bliskiej 0 do około 5 m/s w różnych kierunkach i zwrotach, przy czym najwyższe prędkości osiągane są wewnątrz klatki. Na zewnątrz naczynia, warstwy powietrza bliżej obiektu analizowanego osiągają niższe prędkości. Na spodzie klatki kumulują się obszerne masy powietrza o niskiej prędkości. W przypadku zastosowania osłon aerodynamicznych, można zauważyć, iż powietrze wewnątrz klatki zachowuje się podobnie (osiąga wartości prędkości od bliskiej 0 do około 6 m/s w różnych kierunkach i zwrotach). Różnice występują jednak na zewnątrz klatki. Masy powietrza opływającego badany obiekt ze zmniejszoną prędkością są znacznie cieńsze niż w przypadku klatki bez osłon aerodynamicznych. Dotyczy to sekcji bocznych obiektu, a także obszaru ramy dolnej, czyli najbardziej newralgicznego punktu pod względem aerodynamicznym.

Analizując trajektorie powietrza opływającego klatkę wielkogabarytową można zauważyć, że w naczyniu bez osłon strugi powietrza wpadają w większe turbulencje aniżeli w przypadku klatki z zabudowanymi osłonami. Turbulencje te są w szczególności widoczne w dolnej części klatki. Klatka wielkogabarytowa z osłonami aerodynamicznymi została poddana znacznie mniejszym turbulencjom, a strugi powietrza charakteryzują się znacznie łagodniejszym przebiegiem. Dopiero na wysokości głowicy widać pewne zawirowania powietrza o nieznacznej prędkości (około 0,3-0,5 m/s).

5. Wnioski

Otrzymane wyniki z przeprowadzonych uproszczonych badań modelowych sugerują, iż zastosowanie osłon aerodynamicznych w klatce wielkogabarytowej może zmniejszyć współczynnik oporu aerodynamicznego oraz siłę oporu aerodynamicznego. Ponadto, powietrze opływające klatkę z osłonami wykazuje się większą stabilnością, dzięki czemu naczynie powinno się zachowywać stabilniej, a tym samym w znacznie mniejszym stopniu oddziaływać na ciągi przewodnicze. Co za tym idzie zużycie przewodnic tocnych, ślizgowych, jak i samego zbrojenia szybowego powinno być zmniejszone. Ze względu na obiecujące wyniki

eksperymentu modelowego, które zostały opisane w rozdziale, dalsze prace badawcze, jak i rozwój nad zastosowaniem osłon aerodynamicznych w urządzeniach transportu pionowego są prowadzone. Ze względu na mały udział sił aerodynamicznych w bilansie energetycznym dla górniczych wyciągów szybowych planuje się dalsze badania w szybach urządzeń dźwigów osobowych i osobowo-towarowych. Przyjęta metodologia może być z powodzeniem stosowana w projektowaniu urządzeń dźwigowych. W kolejnych etapach prac badawczych przewiduje się analizę przypadku mijania się dwóch dźwigów osobowych zabudowanych w szybie wydechowym o stosunkowo małej średnicy w kontekście zabudowanych urządzeń.

Literatura

1. PN-EN ISO: 13788:2013-05: Ciepłno-wilgotnościowe właściwości komponentów budowlanych i elementów budynku – Temperatura powierzchni wewnętrznej konieczna do uniknięcia krytycznej wilgotności powierzchni i kondensacji międzywarstwowej – Metody obliczania
2. Matsson J.: An Introduction to SOLIDWORKS Flow Simulation 2017, Sdc Publications, 2017
3. Fortuna S.: Badania wentylatorów i sprężarek, Kraków, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999
4. Piechna J.: Podstawy aerodynamiki i pojazdów, Warszawa, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 2000
5. Jeżowiecka-Kabsch K., Szewczyk H.: Mechanika Płynów, Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001
6. Pointwise. GridSpacingCalculator.
<http://www.pointwise.com/yplus/dostęp> 23 czerwca 2019]
7. Wyznaczenie liczby Reynoldsa.
<http://www.prz.rzeszow.pl/kzwwios/mechanikaplynow/cwiczenie1.pdf>
[dostęp 23 czerwca 2019]

Diagnostyka ciągów linowych dźwigów ciernych - nowe możliwości pomiarowe

Jerzy Kwaśniewski - Akademia Górniczo-Hutnicza

Szymon Molski - Akademia Górniczo-Hutnicza

Paweł Mazurek - Akademia Górniczo-Hutnicza

Krzysztof Rozwadowski - Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: Liny stalowe są najważniejszymi elementami nośnymi urządzeń dźwigowych. Ich stan techniczny ma decydujący wpływ na ciągłą bezawaryjną pracę oraz związane z nią bezpieczeństwo ludzi korzystających z tych urządzeń. Bardzo ważnym zagadnieniem są metody badań i oceny stanu bezpieczeństwa pracujących lin stalowych. W rozdziale przedstawiono nowe możliwości wykorzystania w diagnostyce lin nośnych dźwigów osobowych, czujników magnetometrycznych zbudowanych na bazie materiałów amorficznych, bez zastosowania zewnętrznego pola magnetycznego. Wyjaśnione zostały ogólne podstawy fizyczne metody wykorzystującej zjawisko rozproszenia strumienia magnetycznego na obszarach materiału o odmiennej przenikalności magnetycznej.

Diagnosis of crane rope cables - new measuring possibilities

Abstract: Steel wire ropes are the most important load-bearing elements of lifting devices. Their technical condition has a decisive influence on continuous, trouble-free operation and the related safety of people using these devices. Testing methods and safety assessment of working steel ropes are a very important issue. The chapter presents new diagnostics possibilities used in checking lifting ropes of passenger lifts. It describes also magnetometric sensors built on the basis of amorphous materials, without the use of an external magnetic field. The article explains the general physical basis of the used method - the phenomenon of magnetic flux dispersion in areas of material with variable magnetic permeability.

1. Wprowadzenie

Stały rozwój metod i środków diagnostyki technicznej jest niezbędny dla zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa eksploatacji maszyn, urządzeń i obiektów technicznych. Poznawanie charakteru procesów zużycia, szybkości przyrostu uszkodzeń danego elementu systemu, pozwala prognozować czas i możliwości dalszej bezpiecznej eksploatacji danego urządzenia i jego elementów, oraz przewidywać przybliżony termin ich wymiany (odkładania) [8].

Jednym z najistotniejszych elementów każdego dźwigu, poza elementami bezpieczeństwa, jest lina nośna [7]. Czynnikiem decydującym o dalszej eksploatacji lub wymianie lin nośnych w urządzeniach transportu linowego jest przede wszystkim liczba pękniętych drutów. Liczbę uszkodzeń określa się na podstawie oględzin wizualnych. Największą wadą takiego postępowania jest możliwość oceny jedynie warstwy zewnętrznej liny – nie ma informacji o stanie drutów wewnątrz liny. O konieczności wymiany liny świadczyć może także zmniejszenie średnicy liny (wywołane np. zniszczeniem rdzenia), zmniejszenie sprężystości liny, korozja czy rozluźnienie spletek i drutów bądź też fizyczne odkształcenia liny – np.: trwałe spłaszczenia lub zgrubienia [3, 5, 13].

2. Obecny stan wiedzy dotyczący kontroli lin nośnych dźwigów

W przypadku lin nośnych dźwigów osobowych ich kryteria odkładania opisane są w normach *PN-EN 12385-5 Liny stalowe - Bezpieczeństwo - Część 5: Liny splotkowe dla dźwigów* i *ISO 4344 Steel wire ropes for lifts - Minimum requirements*, rozszerzone w normie *DIN 15020 Lifting Appliances; Principles Relating to Rope Drives; Calculation and Construction* (tabela 1).

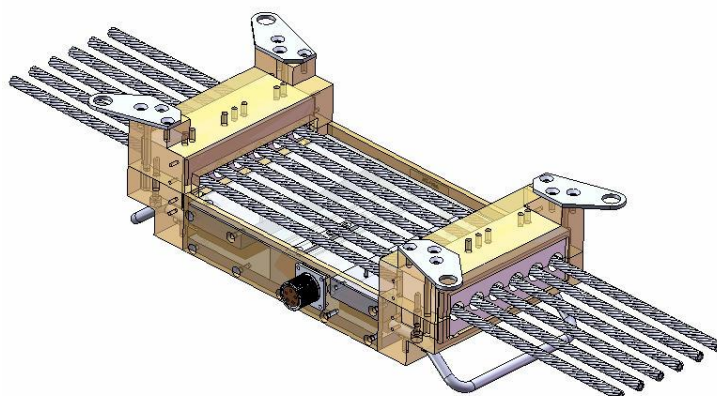
Kryteria te bazują jedynie na obserwacji zewnętrznych drutów splotek liny. Przeprowadzone kontrole wizualne często są nieobiektywne i nie odzwierciedlają rzeczywistej kondycji liny. Problem kontroli wizualnej pojawia się także w przypadku lin w otulinie z tworzywa sztucznego, m.in.: PCV, poliamidu (PA-6), polietylenu – w takim przypadku liny podlegają wymianie po określonej przez producenta liczbie jazd dźwigu.

Kryteria odkładania lin stalowych dla dźwigów [14]

Tabela 1

Kryteria odkładania zgodne ze standardami lin stalowych dla dźwigów EN 12385 - 5 i ISO 4344, rozszerzone w oparciu o DIN 15020:							
Lp.	Kryteria	Do wymiany lub ponownego badania w wyznaczonym czasie zalecanym przez inspektora			Do natychmiastowej wymiany		
		Lina konstrukcji 6x19	Lina konstrukcji 8x19	Lina konstrukcji 9x19	Lina konstrukcji 6x19	Lina konstrukcji 8x19	Lina konstrukcji 9x19
1.	Średnia liczba pękniętych drutów na zewnętrznych splotkach	Ponad 12 na długości pomiarowej	Ponad 15 na długości pomiarowej	Ponad 17 na długości pomiarowej	Ponad 24 na długości pomiarowej	Ponad 30 na długości pomiarowej	Ponad 34 na długości pomiarowej
2.	Liczba drutów pękniętych w jednej lub dwóch splotkach	Ponad 6 na długości pomiarowej	Ponad 8 na długości pomiarowej	Ponad 9 na długości pomiarowej	Ponad 8 na długości pomiarowej	Ponad 10 na długości pomiarowej	Ponad 11 na długości pomiarowej
3.	Liczba sąsiadujących pękniętych drutów w jednej splotce	5	5	6	Ponad 5	Ponad 5	Ponad 6
4.	Przerwa w drutach	1 na długości pomiarowej	1 na długości pomiarowej	1 na długości pomiarowej	Ponad 1 na długości pomiarowej	Ponad 1 na długości pomiarowej	Ponad 1 na długości pomiarowej

Opracowana i wykorzystywana do tej pory koncepcja pomiarów lin nośnych z wykorzystaniem głowicy magnetycznej okazuje się kłopotliwa w starciu z gwałtownie rosnącą liczbą urządzeń podlegających kontroli [8]. Metoda ta, w branży diagnostycznej opisywana jako aktywna, wymaga dodatkowego namagnesowania badanego obiektu, co wiąże się z koniecznością zamocowania w szybie dźwigowym odpowiedniej aparatury (rys. 1). W wielu przypadkach okazuje się to bardzo utrudnione.



Rys. 1. Model 3D głowicy magnetycznej do badania lin dźwigowych [8]

3. Pomiar indukcji magnetycznej liny nośnej dźwigu osobowego

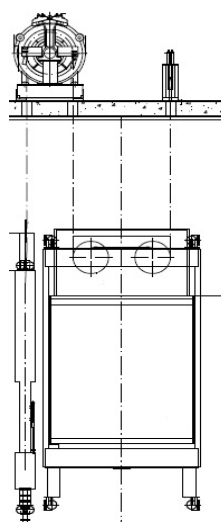
Pomiary stanu lin nośnych dźwigów osobowych metodą aktywną przeprowadzono zarówno na obiekcie laboratoryjnym AGH, jak również w pełni wykorzystywanym urządzeniu na terenie Kopalni Soli „Wieliczka”.

3.1. Pomiar stanu lin nośnych dźwigu w laboratorium AGH

Badania i obserwacje diagnostyczne stanu technicznego lin metodą aktywną są prowadzone dla lin nośnych dźwigu osobowego bez maszynowni zainstalowanego w budynku B4 Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Układ napędowy kabiny składa się z 5 lin o średnicy $\varnothing 6,5$ mm i konstrukcji 8x19W + IWRC (rys. 2). Przyjęty sposób olinowania dźwigu laboratoryjnego w budynku B4 prezentuje rysunek 3. Pomiar polega na przytwierdzeniu głowicy magnetycznej do ramy wsporczej prowadnic przeciwwagi w odległości około 2 m od napędu, a następnie rejestracji sygnałów diagnostycznych podczas przejazdu rewizyjnego kabiny na najniższy poziom. Defektograf umieszcza się na najwyższym piętrze dźwigu.



Rys. 2. Obiekt pomiarowy – liny nośne dźwigu osobowego



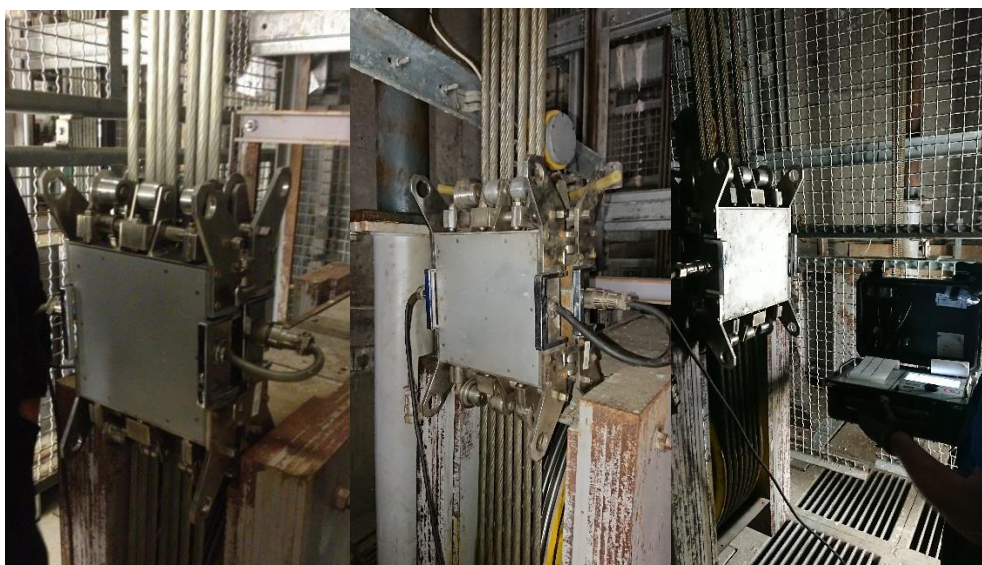
Rys. 3. Schemat olinowania dźwigu osobowego – układ pośredni 2:1

3.2. Pomiar stanu lin nośnych dźwigów w Kopalni Soli „Wieliczka”

Obecnie, w Kopalni Soli „Wieliczka”, w przebudowanym (najstarszym w Kopalni) szybie Regis zainstalowane są dwa bliźniacze elektryczne urządzenia dźwigowe. Wysokość podnoszenia każdego z dźwigów wynosi 131 m, natomiast prędkość nominalna dla każdego z nich wynosi 4 m/s. Są to dźwigi o przełożeniu olinowania 2:1. Kabina dźwigu zawieszona jest na 6 linach nośnych o średnicy 13 mm i konstrukcji 8x19+S+8x7+FC (PAWO F3 Gustav-Wolf). Dźwigi posiadają również 6 lin wyrównawczych o średnicy 16 mm i konstrukcji 8x19W+8x7+FC (PAWO F7 Gustav-Wolf). Oba dźwigi posiadają osobne pomieszczenia – maszynownie, gdzie znajdują się ich napędy. W szybie na głębokości 135 m znajduje się zabudowa sztucznego dna szybu. Dzięki temu uzyskano wymaganą dla urządzeń dźwigowych przestrzeń podszybia, w której zabudowano układ lin wyrównawczych.



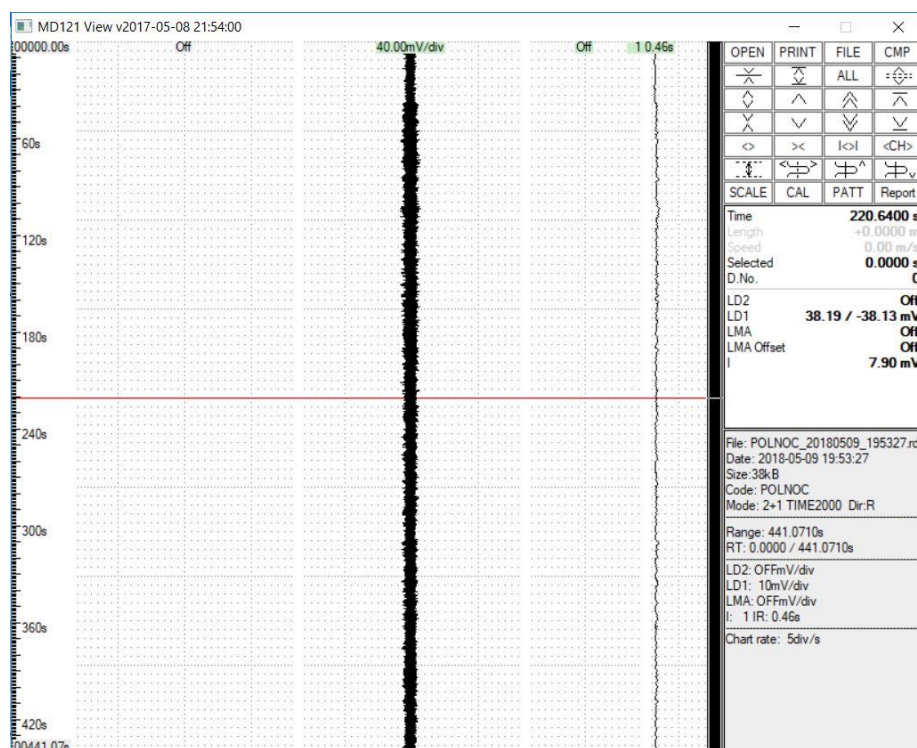
Rys. 4. Obiekt pomiarowy – liny nośne dźwigu osobowego w szybie Regis, badanie przy użyciu głowicy magnetycznej



Rys. 5. Obiekt pomiarowy – liny wyrównawcze dźwigu osobowego w szybie Regis, badanie przy użyciu głowicy magnetycznej

Badania przy użyciu głowicy magnetycznej prowadzone są od roku 2012, kiedy to zostały przebadane liny nośne i wyrównawcze celem określenia tzw. stanu zerowego z uwzględnieniem wymagań zapisanych w systemie certyfikacji personelu w metodzie Badań Magnetycznych Lin Stalowych (MTR). W badaniach zastosowano głowice pomiarowe będące na wyposażeniu Katedry Transportu Linowego AGH [6]. Wyniki tych badań oraz doświadczenia badaczy pozwalają na opracowanie stosownej procedury badawczej oraz na określenie kolejnych terminów badań.

Na rysunku 4 przedstawiono miejsce usytuowania głowicy pomiarowej w nadszybiu w pobliżu napędu. Na rysunku 5 widoczne jest miejsce montażu głowicy pomiarowej GP9 w podszybiu na linach wyrównawczych, natomiast rysunek 6 obrazuje przykładowy fragment z defektogramem z badania lin nośnych dźwigu.



Rys. 6. Fragment defektogramu z badania lin nośnych metodą aktywną

4. Wykorzystanie własnego magnetycznego pola rozproszenia w ocenie stanu wyczerpania linii

Zarówno przy badaniu lin nośnych i wyrównawczych obecnie wykorzystuje się metodę aktywną. Wiąże się to z koniecznością, między innymi, wykorzystania ciężkich głowic magnetycznych, a w związku z tym wydłuża się czas potrzebny na instalacje zestawów pomiarowych. Stąd też istnieje potrzeba implementacji metody pasywnej wykorzystującej zjawiska remanencji do badań diagnostycznych lin stalowych.

Remanencja metalu pojawia się w linii już na etapie wytwarzania drutów, a jej wartość zmienia się w trakcie ich rozciągania i przeginalnia. Wartość tej remanencji zmienia się wskutek wykonywanej przez linię pracy, tj. jej przeginalnia, rozciągania bądź skręcania [1]. Również występujące w linii uszkodzenia mają wpływ na wartość indukowanego pola magnetycznego [11]. Pod wpływem cyklicznie zmiennych obciążeń roboczych, wskutek działania efektów magnetomechanicznych zarówno w drutach, jak i w całej linii następują zmiany właściwości elektromagnetycznych [12].

Wykorzystanie do pomiarów lin nośnych dźwigów, własnego magnetycznego pola rozproszenia umożliwiają dwa czynniki: istnienie naturalnego pola magnetycznego Ziemi oraz fakt, że materiały, z których są wykonane elementy krytyczne obiektów technicznych to w dużej mierze materiały ferromagnetyczne. Przykładem metody reprezentującej dziedzinę pasywnej diagnostyki magnetycznej jest metoda Magnetycznej Pamięci Metalu (MPM) [4, 10].

Podstawą działania metody MPM jest wykorzystanie magnetyzmu ziemskiego. Metoda MPM bazuje na trzech zjawiskach fizycznych:

- odwrotny efekt magnetostrykcyjny (efekt Villariego), czyli zmiana magnesowania materiału pod wpływem naprężenia mechanicznego;
- odwrotny efekt magnetoplastyczny, czyli zmiana namagnesowania materiału występująca w strefach odkształceń plastycznych i wywołana deformacją materiału;
- efekt przecieku strumienia wektora natężenia pola magnetycznego spowodowany przez mechaniczne i strukturalne niejednorodności materiału [2].

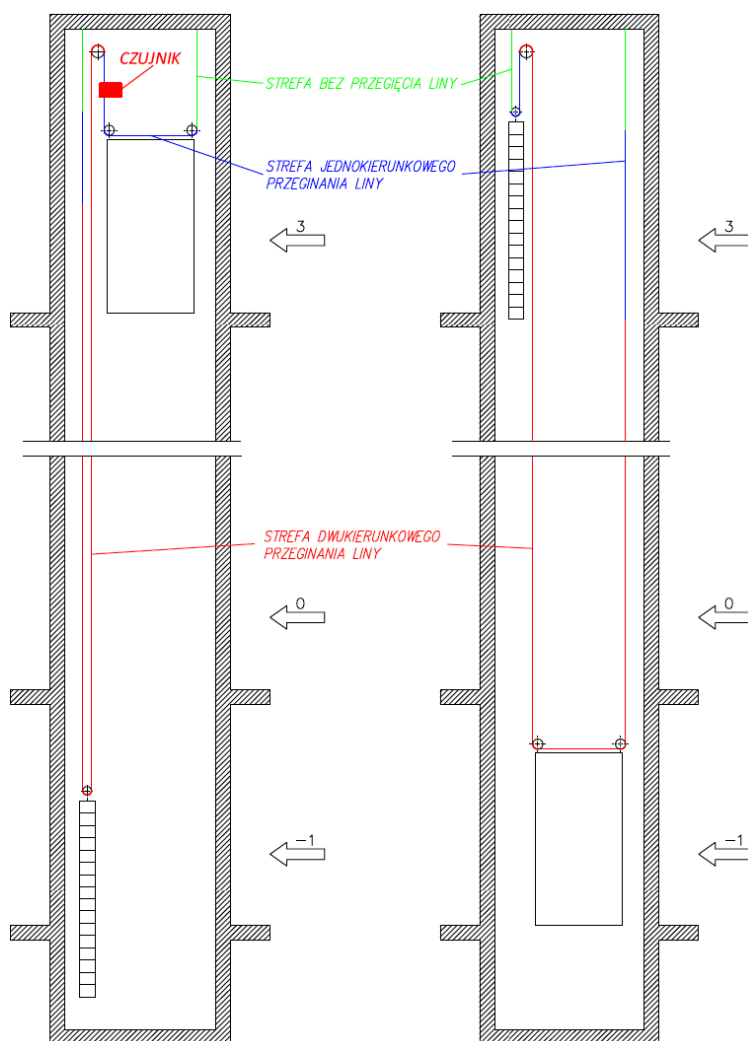
Istotą metody MPM jest pomiar i interpretacja lokalnego zaburzenia pola magnetycznego spowodowanego występowaniem lokalnych naprężeń w materiale, miejscowym odkształceniem plastycznym materiału lub obecnością nieciągłości materiałowych, zarówno mechanicznych (pęknięcia, rozwarstwienia), jak i strukturalnych (wtrącenia innego materiału). Mierzoną wartością jest wartość wybranej składowej natężenia pola magnetycznego zmierzona w pobliżu diagnozowanego obiektu [9].

4.1. Przeprowadzenie pomiarów na dźwigu laboratoryjnym

Pomiary z wykorzystaniem metody pasywnej zostały przeprowadzone na dźwigu laboratoryjnym AGH (rys. 7) z wykorzystaniem czujnika magnetometrycznego SpinMeter-3D oraz niezbędnego oprogramowania Micro Magnetics (rys. 8).

Zakres przeprowadzonego pomiaru obejmował ruch skrajnej liny nośnej przy przejeździe kabiny z najwyższej kondygnacji na najniższą. Czujnik pomiarowy został przymocowany do konstrukcji stalowej aluminiowym uchwytem tak, by przemieszczające się kabina oraz przeciwwaga, nie zaburzyły pomiaru (rys. 10).

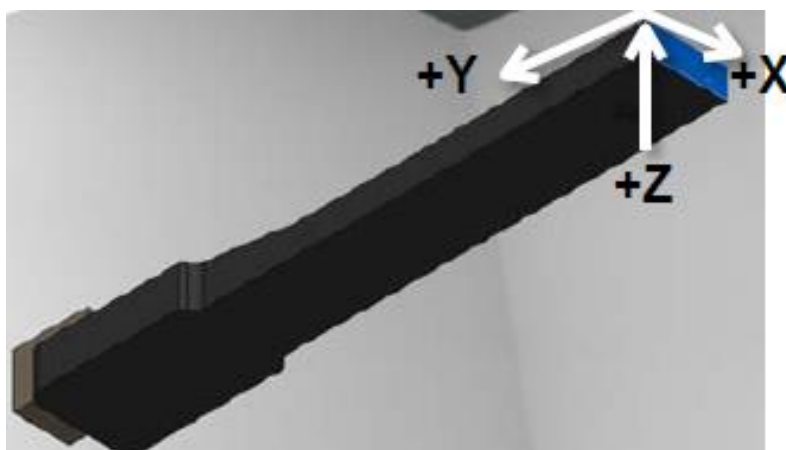
Warunki magnetyczne panujące w miejscu zamocowania czujnika przyjęto jako warunki początkowe. W miarę opuszczania kabiny ruchem jednostajnym prostoliniowym z prędkością rewizyjną tj. około 0,15 m/s, rejestrowano wartości indukcji magnetycznej przemieszczającej się liny.



Rys. 7. Skrajne położenia kabiny dźwigu laboratoryjnego AGH – strefy przegięć [15]



Rys. 8. Czujnik pomiarowy SpinMeter-3D wraz z oprogramowaniem Micro Magnetics [16]

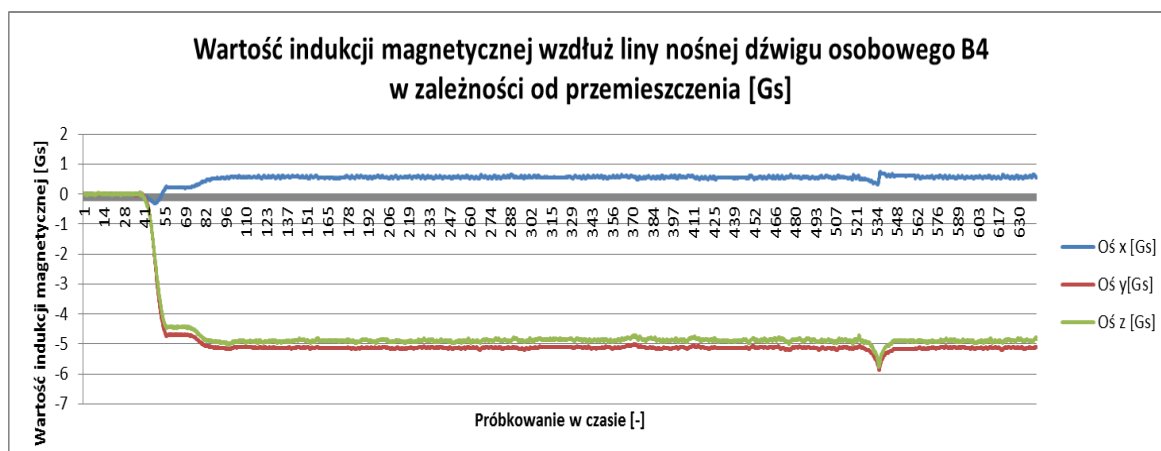


Rys. 9. Układ osi pomiarowych czujnika SpinMeter-3D[16]



Rys. 10. Badana lina nośna – pierwsza z lewej

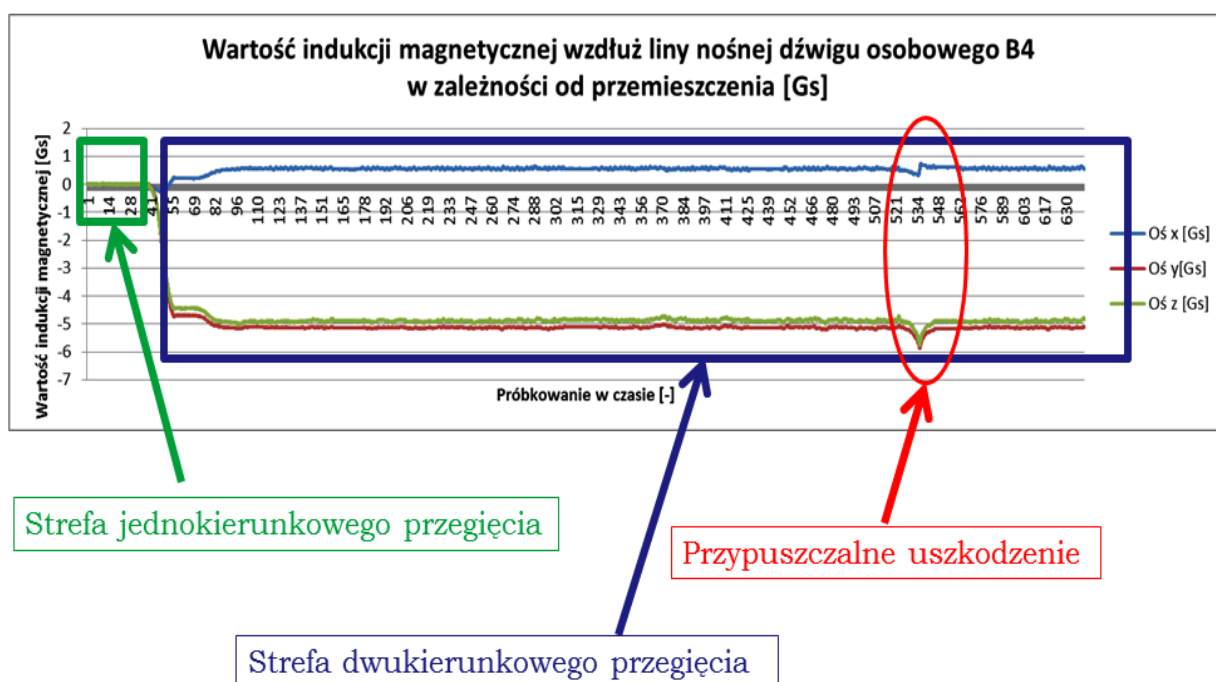
Wyniki uzyskane z całego pomiaru w trzech prostopadłych osiach czujnika magnetometrycznego SpinMeter-3D przedstawiono na rysunku 11.



Rys. 11. Wartość indukcji magnetycznej wzdłuż liny w zależności od przemieszczenia kabiny

4.2. Analiza wyników pomiarów zarejestrowanych na dźwigu laboratoryjnym

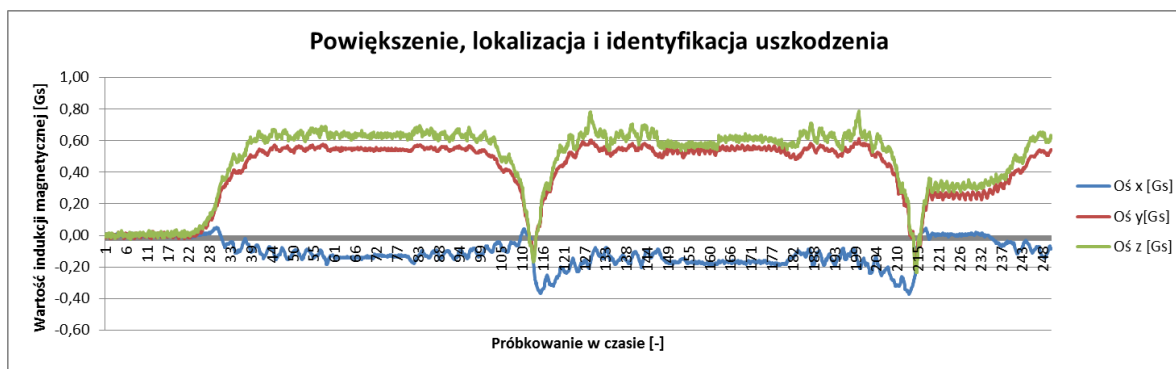
Na rysunku 12 zauważalne są dwie zmiany – krótko po rozpoczęciu pomiaru oraz w jego trakcie. Analizując otrzymane wyniki została postawiona hipoteza, iż pierwsza zmiana wynika ze zmiany charakteru pracy liny – tzn. punktem wyjściowym pomiarów jest miejsce, w którym lina może być przeginana tylko jednokierunkowo, natomiast po przewinięciu przez wciągarkę jest to już przeginanie dwukierunkowe (rys. 7). Druga zmiana najprawdopodobniej wynika z istniejącego uszkodzenia liny. Uszkodzenie to nie jest zauważalne w oględzinach wizualnych. Z powodu ciągłej eksploatacji dźwigu osobowego w chwili przeprowadzenia pomiarów nie było możliwości sprawdzenia charakteru uszkodzenia. W celu weryfikacji postawionej hipotezy dokonano kolejnych pomiarów.



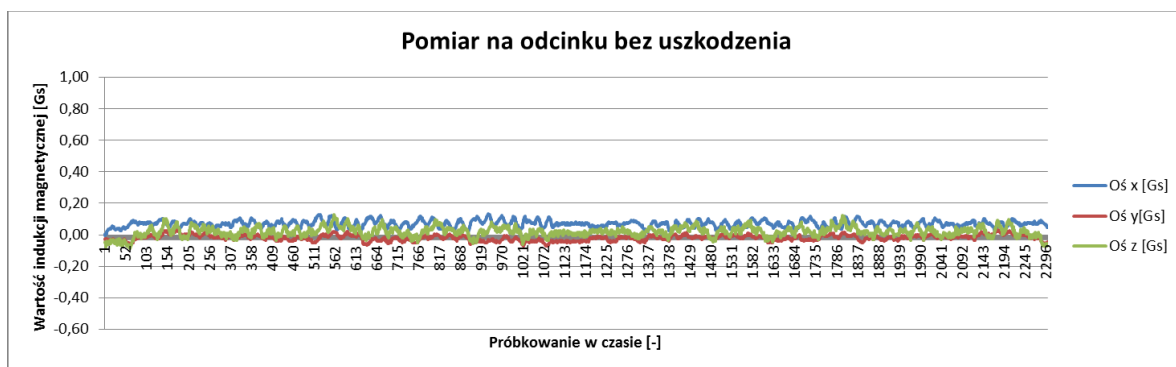
Rys. 12. Oznaczenie stref przegięć na wykresie

Na potwierdzenie postawionej hipotezy, poprzez odpowiednie opuszczenie kabiny, jako punkt odniesienia kolejnych pomiarów (punkt kalibracji czujnika) wybrano miejsce ze strefy dwukierunkowego przegięcia. Kolejny pomiar polegał na dwukrotnym przejeździe liny z wykrytym uszkodzeniem w pobliżu czujnika (rys. 13).

Dla porównania zmierzony został także inny odcinek przeginany dwukierunkowo. Na odcinku tym jednak nie został wykryty żaden defekt (rys. 14). Tak jak się spodziewano, wartość indukcji nie uległa zmianie (odchylenia rzędu 0,08 Gs wynikają z konstrukcji liny), co potwierdziło postawioną hipotezę.



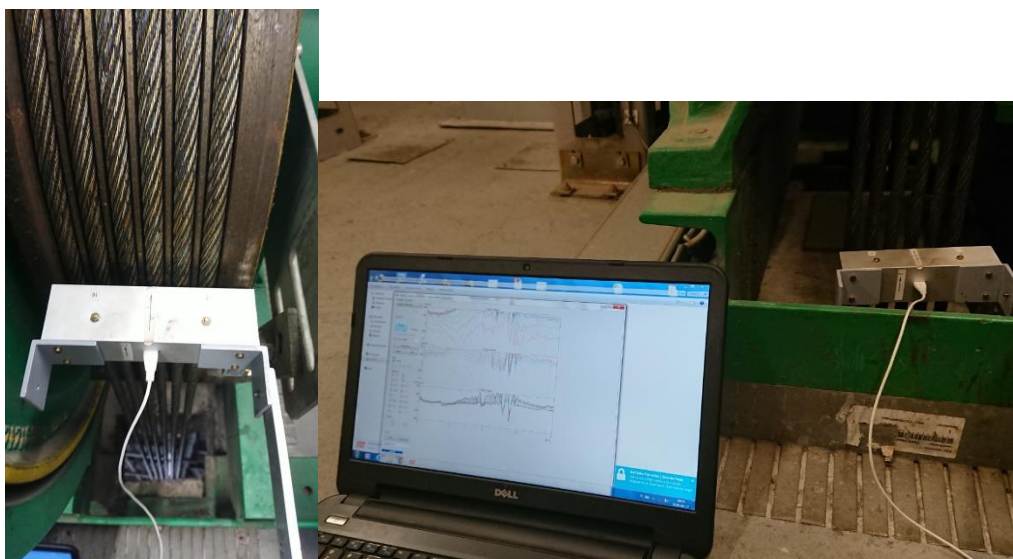
Rys. 13. Weryfikacja uszkodzenia liny



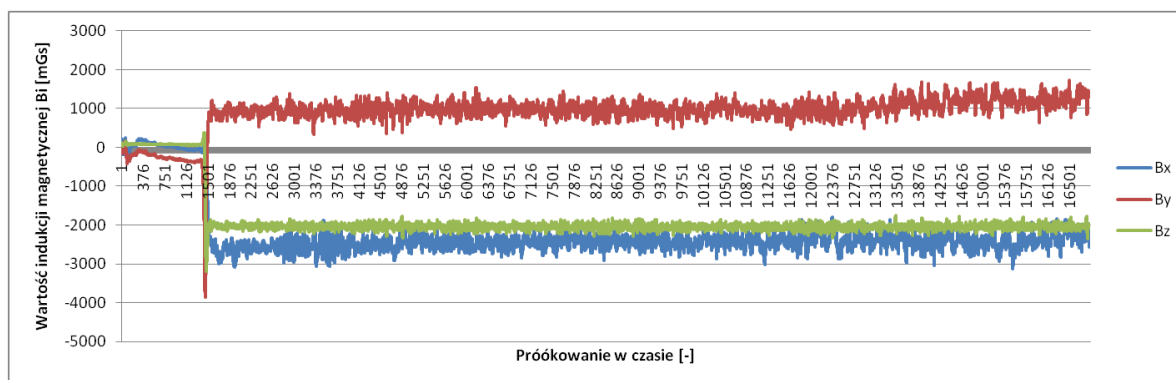
Rys. 14. Pomiar liny na odcinku bez uszkodzenia

4.3. Pomiary metodą pasywną lin dźwigu w szybie Regis

Po weryfikacji na obiekcie laboratoryjnym przyjętej metody pomiarów wykonano badania na jednym z dźwigów użytkowanych w szybie Kopalni Soli w Wieliczce. Do tego celu wykorzystano listwę z 16 magnetometrów (rys. 15).



Rys. 15. Badanie lin nośnych dźwigu osobowego w szybie Regis przy użyciu listwy z czujnikami magnetometrycznymi



Rys. 16. Fragment defektogramu z badania lin nośnych listwą pomiarową

Na rysunku 16 przedstawiono jako przykład początkowy fragment zarejestrowanego sygnału jednego z czujników magnetometrycznych listwy zarejestrowany podczas badania liny nośnej dźwigu metodą magnetometryczną. Wykres jednoznacznie odzwierciedla brak uszkodzeń na badanym odcinku.

5. Podsumowanie

Wprowadzenie i upowszechnienie badań lin dźwigów ciernych głowicą z czujnikiem magnetometrycznym usprawni i zwiększy w przyszłości bezpieczeństwo zarówno prowadzenia badań okresowych, jak i eksploatacji tych urządzeń. Obecnie prowadzone badania głowicami magnetycznymi są uciążliwe ze względu na ich gabaryty i ciężar. Dodatkowo miejsca montażu głowicy są bardzo często trudno dostępne, a montaż głowicy stwarza problemy i wydłuża czas wyłączenia urządzenia z ruchu.

Zastosowanie układów z czujnikami magnetometrycznymi, które są bardzo lekkie o zwartej kompaktowej konstrukcji pozwoli na szybsze i bezpieczniejsze wykonywanie badań przy jednoczesnym zminimalizowaniu czasu wyłączenia z ruchu urządzenia dźwigowego.

Pasywna metoda magnetyczna, polegająca na wykrywaniu wpływu zmian remanencji magnetycznej badanego obiektu na jego pole rozproszenia, umożliwia wskazanie miejsc czy obszarów niebezpiecznych, pęknięć czy innych defektów lin stalowych. Analiza wyników badań polega na analizie składowych normalnej i stycznej rozproszonego pola magnetycznego wzdłuż drogi pomiarowej. Metoda może być przydatna do analizy jakości nowych części ferromagnetycznych, jak również eksploatowanych, z różną historią i stanem wytężenia.

Literatura

1. Čereška A., Zavaskas E. K., Bucinskas V., Podvezko V., Sutins E.: Analysis of Steel Wire Rope Diagnostic Data Applying Multi-Criteria Methods, Applied Sciences, 8(2), 260, 2018
2. Dybała J., Nadulicz K.: Zastosowanie metody magnetycznej pamięci metalu w diagnostyce obiektów technicznych, Biuletyn Naukowy Problemy Techniki Uzbrojenia, z. 133, nr 1/2015, s. 63-80.

3. Haniszewski T., Gąska D., Margielewicz J.: Identyfikacja właściwości mechanicznych liny stalowej z rdzeniem włókiennym, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Series: Transport, vol. 85, 2014
4. Hankus J.: Nowa metoda badań diagnostycznych lin stalowych z wykorzystaniem magnetycznej pamięci metalu. Prace Naukowe GIG. Górnictwo i Środowisko/Główny Instytut Górnictwa 2: 107-131, 2006
5. Hankus J.: Zintegrowane metody badań i oceny stanu bezpieczeństwa lin stalowych. Prace Naukowe GIG. Górnictwo i Środowisko/Główny Instytut Górnictwa 43-58, 2002
6. Kwaśniewski J.: Badania magnetyczne lin stalowych. Certyfikacja personelu w metodzie MTR, Wydawnictwo AGH, Kraków, 2010
7. Kwaśniewski J.: Dźwigi osobowe i towarowe. Budowa i eksploatacja, AGH, Kraków, 2004
8. Kwaśniewski J., Molski S., Krakowski T., Ruta H.: Diagnostyka lin w powłokach z tworzyw sztucznych używanych w urządzeniach dźwigowych. The International Journal of TRANSPORT & LOGISTICS, 2012
9. Kwaśniewski J., Roskosz M., Witoś M., Molski S.: Applications of Magnetometric Sensors Based on Amorphous Materials in Diagnostics of Wire Ropes, Archives of Mining Sciences, 63(1), 221-227, 2018
10. Łapiński Z.: Wykrywanie wad materiałowych Metodą Pamięci Magnetycznej Metalu, Problemy Techniki Uzbrojenia, 37, 2008
11. Roskosz M.: Kryteria oceny w metodzie magnetycznej pamięci metalu. Przegląd Spawalnictwa-Welding Technology Review, 84.13, 2012
12. Roskosz M.: Wykorzystanie własnego magnetycznego pola rozproszenia w diagnostyce elementów ferromagnetycznych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2014
13. PN-EN 12385-5:2004/AC Liny Stalowe. Bezpieczeństwo. Część 5: Liny splotkowe dla dźwigów
14. PFEIFER-DRAKO Elevators Products Brochure – katalog lin
15. Dokumentacja techniczna dźwigu osobowego zainstalowanego w AGH, w budynku B4. Krakdźwig Sp. z o.o.
16. SpinMeter-3D USB 3 Axis Magnetometer – instrukcja obsługi

Zwiększenie żywotności łożysk kulowych i lin stalowych wielkogabarytowych maszyn w kopalniach odkrywkowych

Horst Gondek - Vysoká Škola Báňská – TU Ostrava

Jiří Kolman - Severočeské doly - Bílina

Streszczenie: Omówiono wybrane problemy obsługi technicznej wielkogabarytowych maszyn górnictwa odkrywkowego, w szczególności techniki smarowniczej stosowanej przy obsłudze wielkogabarytowych łożysk i lin. Przedstawiono doświadczenia eksploatacyjne związane z wdrażaniem smaru plastycznego CERAN HVS oraz modyfikacje budowy bieżni łożyska ułatwiające dopływ smaru do strefy kontaktu wieńca z bieżnią. Przeanalizowano praktyczne aspekty dosmarowywania lin. Stwierdzono, że w warunkach kopalń Bilina najkorzystniejszym rozwiązaniem jest stosowanie ocynkowanych lin typu CASAR nie wymagających dosmarowywania. Omówiono działania zmierzające do zmniejszenia zużycia kół linowych.

Increasing the life of ball bearing and steal ropes of big size machines in open-cast mines

Abstract: The selected problems of technical servicing the big size machines in the open-cast mining industry, especially lubricating technology in servicing the big size bearings and ropes are discussed. Operational experience in implementation of plastic CERAN HVS lubricant as well as modifications in a design of the bearing raceway which enable easier flow of lubricant to the contact between bearing ring and a raceway are presented. Practical aspects of the lubricant complementation during ropes operation is analysed. It was found that in the conditions of the Bilina mine, use of galvanized CASAR ropes which do not need lubricant complementation is the most advantageous solution. Actions aiming at reduction of Koepe pulleys wear are discussed.

1. Wstęp

Technika smarownicza jest nieodłącznym elementem procesu eksploatacji maszyn, w szczególności wielkogabarytowych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego. Eksploatacja maszyny, w tym jej obsługa techniczna zapewniająca niezawodne funkcjonowanie, stanowi istotny etap cyklu życia maszyny obejmującego projektowanie, konstruowanie, wykonanie i eksploatację.

Zagadnienia dotyczące eksploatacji wielkogabarytowych łożysk tocznych stosowanych w podstawowych maszynach górnictwa odkrywkowego omówiono, między innymi w pracy [1], zwracając szczególną uwagę na czynniki konstrukcyjne i eksploatacyjne, w tym na smarowanie, wpływające na trwałość łożyska. Problemem identyfikacji przyczyn degradacji łożyska podparcia mostu koparki kołowej z wykorzystaniem symulacji komputerowych obciążenia elementów tocznych przedstawiono w [2].

Przedmiotem niniejszego rozdziału są problemy smarowania i modyfikacji elementów konstrukcyjnych wielkogabarytowego łożyska kulowego oraz smarowania lin stalowych stosowanych w wielkogabarytowych maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego.

2. Smarowanie smarem

Smar plastyczny stosowany jest do smarowania łożysk pracujących w warunkach charakteryzujących się typową prędkością obrotową i typową temperaturą. Smar plastyczny w porównaniu z olejem ma szereg zalet:

- wystarczające jest stosowanie prostszych i tańszych smarownic,
- ma większą przyczepność,
- chroni łożysko przed wilgocią i wnikaniem zanieczyszczeń z otoczenia.

Smary plastyczne są żelowymi substancjami koloidalnymi o konsystencji od ciekłej do stałej. Makroskopowo mogą mieć strukturę mazistą, włóknistą gąbczastą lub ziarnistą. Utworzone są z fazy ciekłej, którą stanowi olej oraz stałych części zagęszczacza [3].

W porównaniu z olejami smarnymi zakres stosowania smarów plastycznych, ze względu na ich właściwości, jest bardziej ograniczony. Powszechnie są stosowane do krótkotrwałego smarowania, rozdzielonego dłuższymi przerwami. Wyjątkiem jest smarowanie łożysk tocznych, w których właściwości uszczelniające smaru plastycznego są wykorzystywane w długookresowym smarowaniu, czasami obejmującym cały okres życia łożyska.

3. Wielkogabarytowe łożyska kulowe

W firmie Czech Coal a s. w Moste prowadzone są od czterech lat testy przemysłowe nowego smaru CERAN HVS [4]. Środek ten służy do smarowania wielkogabarytowego łożyska koparki kołowej UNFX KU 800.

Na podstawie około 39 miesięcznego okresu stosowania smaru CERAN HVS można sformułować następujące spostrzeżenia [5]:

- zmniejszenie zużycia smaru o około 50% w porównaniu ze zużyciem oryginalnego smaru AK2 (rys. 1, rys. 2),
- znaczące zmniejszenie hałasu emitowanego przez łożysko,
- wyraźne zmniejszenie zużycia wykruszającego (pittingu) i wytarć,
- mniejsza pracochłonność i częstotliwość czyszczenia obrzeża łożyska ze zużytego i wytłoczonego smaru, co skutkuje mniejszym zanieczyszczeniem środowiska (rys. 3, rys. 4).



Rys. 1. Szczegół łożyska – oryginalny smar



Rys. 2. Szczegół łożyska – po zastosowaniu nowego smaru



Rys. 3. Stan łożyska smarowanego nowym smarem



Rys. 4. Szczegół kuli po rocznym stosowaniu smaru CERAN HVS

3.1. Nowe rozwiązanie smarowania łożyska kulowego obrotnicy nadwozia koparki KU 800

W okresie eksploatacji koparek kołowych KU 800 pracujących w kopalniach Bilina odnotowano wystąpienie szeregu uszkodzeń wpływających na trwałość i zużycie wielkogabarytowego łożyska kulowego obrotnicy nadwozia koparki. W szczególności dotyczyło to wystąpienia pittingu na znacznym obszarze, zawalcowień na krawędzi bieżni (rys. 5, rys. 6) oraz zatarcia na powierzchniach kontaktu dolnej bieżni i wieńca (rys. 7). Opiłki powstałe w wyniku tego tarcia przedostają się do bieżni łożyska, powodując punktowe obciążenie kul.



Rys. 5. Uszkodzenie bieżni nadwozia

Podczas smarowania łożyska kulowego smar wprowadzany jest z luk pomiędzy segmentami bieżni nadwozia i swobodnie opada na kule, które zaczynają go rozprowadzać po pozostałych częściach łożyska. Na styku kuli i wewnętrznej ściany wieńca następuje jednak starcie smaru, w związku z tym, minimalne ilości smaru przedostają się do obciążonej dolnej bieżni łożyska (bieżni podwozia). Przestrzeń węzła tribologicznego wieńiec - bieżnia podwozia jest smarowana smarem plastycznym podczas montażu łożyska. W trakcie jego użytkowania smar do tego węzła praktycznie rzecz biorąc wcale się nie przedostaje.



Rys. 6. Uszkodzenie bieżni podwozia



Rys. 7. Uszkodzenie wieńca

Celem nowego rozwiązania konstrukcyjnego łożyska kulowego było zaprojektowanie kanałków smarnych w dolnych segmentach łożyska (rys. 8) w sposób zapewniający dopływ smaru bezpośrednio do środkowej części rowka segmentu bieżni podwozia oraz do wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni kontaktu bieżni z wieńcami (rys. 9, rys. 10).

4. Smary do lin stalowych

4.1 Środki smarne do lin stalowych

Środki smarne lub impregnantry do lin stalowych muszą zawierać nieciekły bazowy środek, np.: Elaskon, zabezpieczający druty liny przed korozją, zmniejszający tarcie i zużycie ściernie drutów. Środki smarne lub impregnantry muszą się charakteryzować dobrymi właściwościami kryjącymi, odpornością na działanie wody i hydrofobowością [6, 7].

Smary lub impregnantry do lin stalowych nie mogą:

- być podatne na znaczną kruchość,
- zawierać piasek i inne cząstki stałe,
- zawierać wodę i chlorki,
- zawierać substancji wywołujących korozję warstwy wierzchniej lub uszkadzających tekstylne wkładki liny.



Rys. 8. Nowo zaprojektowany segment bieżni podwozia



Rys. 9. Smarowana bieżnia podwozia po czterech latach eksploatacji

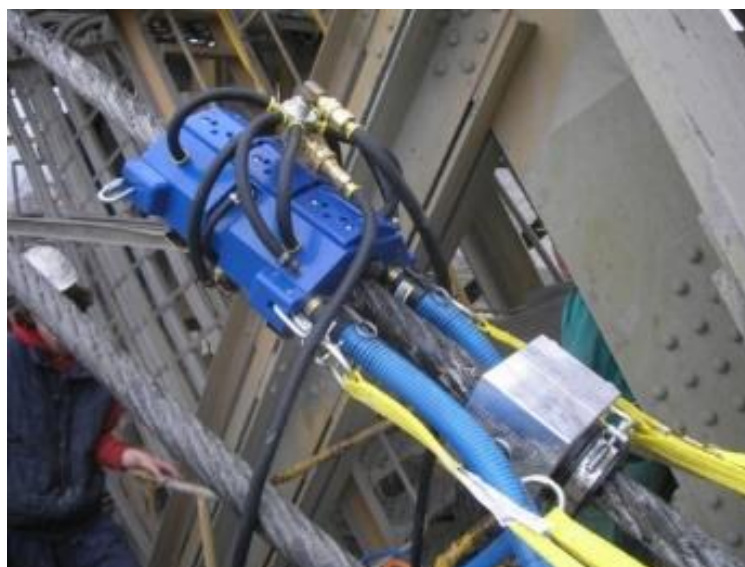
W 2008 roku przeprowadzono w kopalniach Blina próby maszynowego dosmarowywania lin wyciągarki urabiającego wielonaczyniowej koparki kołowej typu KU 800.

Przeprowadziła je firma Chesterton, stosując w tym celu urządzenie dosmarowujące własnej produkcji (rys. 11).

Urządzenie założono na linę i zamocowano trwale do stalowej konstrukcji wyciągarki. Po uruchomieniu napędu wciągarki lina zaczęła wolno przemieszczać się przez urządzenie dosmarowujące.



Rys. 10. Smarowana bieżnia podwozia po czterech latach eksploatacji



Rys. 11. Urządzenie dosmarowujące firmy CHESTERTON

Oceniając ogólnie korzyści maszynowego smarowania lin można sformułować następujące stwierdzenia.

Po przejściu przez urządzenie lina była wyraźnie lepiej oczyszczona niż w przypadku czyszczenia ręcznego. Na podstawie bardziej szczegółowych obserwacji stwierdzono jednak, że nie można w ten sposób wyczyścić szczelin pomiędzy poszczególnymi splotkami oraz szczelin pomiędzy wierzchnimi drutami splotki.

Kolejnym negatywnym aspektem omawianej metody maszynowego smarowania jest możliwość jej zastosowania wyłącznie w przypadku liny ruchomej, i to nie na całej jej długości. Ponadto koszty finansowe tego przedsięwzięcia były znaczne. Tak więc początkowo interesujący i pełen nadziei pomysł okazał się ostatecznie ekonomicznie niekorzystny i nie spełniający oczekiwanych korzyści.

Pierwotnym impulsem "grzesznego pomysłu" by naruszyć zapisy instrukcji obsługi i zaprzestać smarowania lin była powszechna właściwość wszystkich smarów do lin - to znaczy mała przyczepność do powierzchni liny w warunkach wysokiej (letniej) temperatury, a wręcz odwrotnie - wysoka przyczepność do wszystkich pozostałych powierzchni, skutkująca permanentnym zanieczyszczeniem (lepkość, śliskość) części maszyny nie tylko pod pomostami linowymi łącznie z drogami przejścia, czego rezultatem jest zanieczyszczenie odzieży i sprzętu ochronnego osób przemieszczających się po koparce.

Zasadniczym, oficjalnie przedstawianym argumentem były jednak oszczędności kosztów smaru i zmniejszenie czasochłonności przestoju maszyny. Równocześnie należało jednak zapewnić realizację drugiej podstawowej funkcji smaru, jaką jest ochrona liny przed korozją. Spełniono ten warunek zamawiając liny w wersji ocynkowanej.

W trakcie użytkowania tych lin nie potwierdziły się obawy odnośnie do skrócenia ich żywotności spowodowanego brakiem dosmarowywania, co skutkowałoby zwiększeniem zapotrzebowania na liny ocynkowane.

Specyfiką procesu eksploatacji w kopalniach Bilina jest też wysokie zanieczyszczenie pyłem o dużej zawartości cząstek ściernalnych krzemianów. Niemalże od razu po nałożeniu nowego (bardzo lepkiego) smaru następowało jego zanieczyszczenie cząstkami pyłu i jego niepożądana przemiana w pastę ścierną.

Zanieczyszczenie smaru pyłem powodowało jego krzepnięcie i wytłaczanie poza obszar styku wierzchnich drutów liny z krążkiem. Cały cykl, poczynając od dosmarowania liny, na wytłoczeniu ze strefy kontaktu kończąc, trwał maksymalnie około miesiąca, co oznacza, że dwukrotne dosmarowywanie liny w ciągu roku nie miało żadnego praktycznego znaczenia (oprócz spełnienia wymagań zapisu instrukcji obsługi sporządzonej przez producenta liny). Sensowne ograniczenie zużycia powierzchni liny wymagałoby ciągłego jej dosmarowywania, powodującego konieczność istotnego zwiększenia nakładów na zakup smaru oraz niepożądane zanieczyszczenie maszyny.

W następstwie wyeliminowania zużycia drutów na powierzchni liny istotnego znaczenia nabrałoby, dotąd nie rozpatrywane, zagadnienie zmęczenia materiału liny spowodowanego liczbą przegięć na krążkach i możliwości rozwoju wad wewnętrznych (wizualnie nie wykrywalnych). Aktualny stan rzeczy, kiedy skutek zmęczenia materiału następuje pękanie już osłabionych, ale kontrolowalnych drutów zewnętrznych, jest korzystniejszy z punktu widzenia bezpieczeństwa eksploatacji liny.

Cząsteczki pyłu nie przylepiają się do nie dosmarowywanych lin, natomiast bieżące warunki klimatyczne (wiatr, deszcz) powodują, że - z pewnymi wyjątkami - liny przez dłuższy czas pozostają czyste. Jest to bardzo korzystne w przypadku kontroli wszystkich lin stalowych. Dotyczy to szczególnie lin kotwiących, w przypadku których ponowne dosmarowanie całkowicie eliminuje możliwość wizualnej kontroli powierzchni liny.

Na podstawie wieloletniego doświadczenia nabytego podczas wymiany lin można stwierdzić, że jak dotąd nie stwierdzono korozji podpowierzchniowej wewnętrznych drutów liny długookresowo użytkowanej w stanie obciążonym.

Liny robocze i liny kotwiące należą do najistotniejszych elementów maszyny wielkogabarytowej; ich stan ma bezpośredni wpływ na integralność stalowej konstrukcji obrotowego nadwozia koparki. System konserwacji i pielęgnacji stalowych lin podstawowych

maszyn górnictwa odkrywkowego w kopalniach Bilina jest mocno rozbudowany. Wykwalifikowani pracownicy dokonują regularnie kontroli stanu lin. Monitorowany jest ogólny stan liny, ze szczególnym uwzględnieniem jej parametrów technicznych wpływających na niezawodność liny. W każdej księdze kontrolnej maszyny prowadzona jest przejrzysta, szczegółowa ewidencja dotycząca zakładania i demontażu lin.

Aktualnie liny w kopalniach Bilina nie są dosmarowywane. Zamawiane są liny intensywnie smarowane z wycieraniem, ocynkowane; zewnętrzna warstwa splotek liny oddzielona jest od splotek wewnętrznych warstwą specjalnego tworzywa syntetycznego. W przypadku lin roboczych wielonaczyniowych koparek kołowych są to liny typu CASAR o budowie Stratoplast i Turboplast. Korozja zewnętrzna i wewnętrzna została całkowicie wyeliminowana dzięki ocynkowaniu. Tarcie pomiędzy wewnętrzną a zewnętrzną warstwą liny, przy jej przeginięciu na kole linowym, eliminuje warstwa tworzywa plastycznego, oddzielająca poszczególne warstwy.

Pomimo nie małej ceny podanej przez zagranicznego producenta, omawiane aplikacje lin są wysoce korzystne ekonomicznie. W większości przypadków omawiane liny uzyskują w warunkach kopalni Bilina czas wymiany ponad dwukrotnie większy od zalecanego dla lin w podstawowych maszynach górnictwa odkrywkowego, i to łącznie z aplikacjami o zaostżonym czasie wymiany, w których lina poddawana jest znacząco wyższemu obciążeniu od nominalnego.

Wynika stąd, że problem smarowania lin w aspekcie ich żywotności jest w kopalniach Bilina aktualnie rozwiązany, a poziom nakładów ekonomicznych w aspekcie jakości użytkowej lin nie wywołuje potrzeby poszukiwania innego rozwiązania.

Pojawia się jednak pewien problem w tym obszarze. Dotyczy on zużycia strefy kontaktu koła linowego z liną. Podczas przemieszczania liny przez koło, na jego powierzchni występują naciski powierzchniowe i tarcie. Zjawiska te powodują zużycie koła. Stopień zużycia jest zależny od położenia osi koła linowego, od wielkości i kierunku sił działających na linę oraz – co nie mniej ważne – od rodzaju materiału liny i koła. Celem zmniejszenia tego zużycia, przy równoczesnym uniknięciu konieczności ręcznego dosmarowania liny, poszukiwano rozwiązania problemu zabezpieczenia strefy kontaktu koła z liną za pomocą smaru.

Pierwszym zastosowanym rozwiązaniem było smarowanie płynne poziomych kół liniowych zainstalowanych w podnośniku wysięgnika koła czerpakowego koparki kołowej K 2000. Zastosowano rozbryzgowy system smarowania (rys. 12), który po uruchomieniu mechanizmu podnoszenia wysięgnika, tryska specjalnym środkiem smarnym zawierającym cząstki stałe na przednią krawędź koła w określonych odstępach czasu i w ustalonym kierunku. Stwierdzono zmniejszenie tarcia w strefie kontaktu dzięki czemu znacząco zwiększyła się trwałość koła linowego.



Rys. 12. Płynne smarowanie kół podnośnika wyciągnika K 2000

Inne rozwiązanie ciągłego smarowania rowka koła linowego, testowane w kopalniach Bilina, zaproponowała firma BEKA. Prototypowe urządzenie zainstalowano w podnośniku wyciągnika koparki kołowej KU 800. Jest to system rozprowadzania środka smarnego po powierzchni koła linowego za pomocą obrotowej tarczy (rys. 13). Smar dostarczany jest do wydrążonego wału tarczy i kanalikami przedostaje się do zmiękczonej powierzchni tarczy, przez którą przesiąka i wskutek otaczania jej tarczy po kole linowym, jest równomiernie rozprowadzany w strefie tarcia koła i liny.



Rys. 13. Smarowanie stykowe kół podnośnika wyciągnika KV KU 800

System uzupełnia plastikowa szczotka obrotowa zapewniająca czyszczenie rowka. Jest ona napędzana za pomocą przekładni pasowej, wskutek obrotu koła linowego. Czystość rowka jest niezbędna dla zachowania integralności zmiękczonej powierzchni tarczy smarującej.

Ostatni testowany system został opracowany również BEKA. Jego zadanie polega też na zmniejszeniu tarcia w rowku koła, jednakże przy znacząco mniejszych, zarówno kosztach operacyjnych, jak również kosztach zakupu.

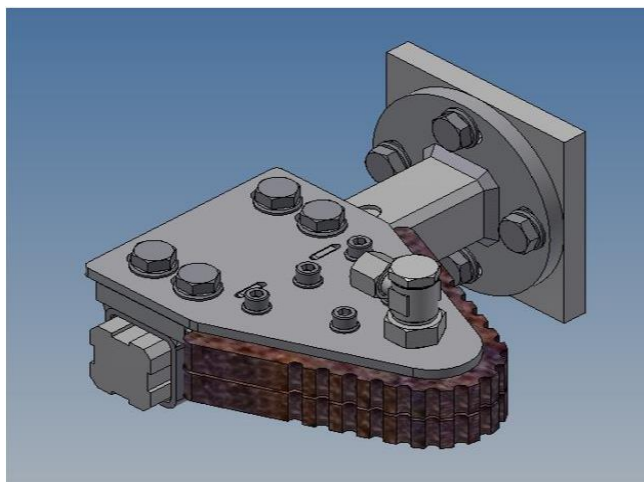
Kąt nabiegania liny na nabiegające koło linowe podnośnika wysięgnika koparki KK 1300 jest zmienny, uzależniony od nawijania, bądź odwijania liny na szerokości bębna linowego. W przypadku, gdy lina dochodzi do skrajnej krawędzi bębna pojawiają się zwiększone naciski liny na boczną ścianę rowka koła linowego. Celem zmniejszenia zużycia kół linowych firma BEKA opracowała nowy wariant systemu rozprowadzania środka smarnego bezpośrednio po rowku koła linowego z równoczesnym usuwaniem przylepionych zanieczyszczeń (rys. 14).

System oparty jest na doświadczeniach nabytych przy smarowaniu wózków kolejowych. specjalny grafitowy pręt jest wyciskany z pojemnika do profilu rowka koła liniowego (rys. 15, rys. 16).

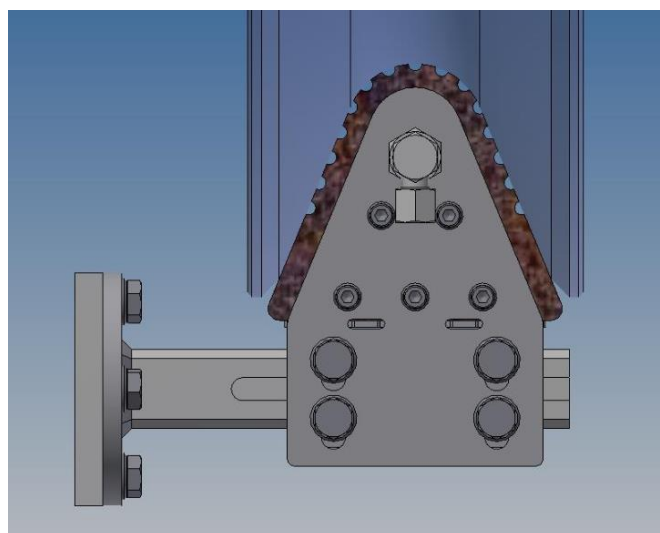
Ślad grafitowy przylega do powierzchni rowka i z tego względu oczekuje się tam zmniejszenia tarcia. Omawiany system jest również wyposażony w plastikową szczotkę obrotową, analogicznie jest w poprzednio omawianym rozwiązaniu. Ponieważ stosowane jest smarowanie na sucho, to korzyści wynikające z jego wdrożenia powinny się ujawnić w środowisku zanieczyszczonym pyłem, w którym ciekły smar mieszając się z cząstkami pyłu tworzy niepożądaną pastę ścierną.



Rys. 14. Smarowanie kół linowych



Rys. 15. Model urządzenia do smarowania kół linowych



Rys. 16. Model smarowania rowka koła linowego

5. Podsumowanie

Smarowanie kół linowych za pomocą systemu natryskowego i systemu stykowego jest niewątpliwie bardzo skuteczne. Koszty ich nabycia są jednak ogromne i dlatego te rozwiązania nie mogą być powszechnie stosowane, lecz jedynie w tych aplikacjach, w których koszty operacyjne i koszty nabycia będą akceptowalne w aspekcie oczekiwanego okresu użytkowania koła linowego.

System smarowania kół grafitem jest na wstępnym etapie testów. Jego skuteczność w odniesieniu do zmniejszenia tarcia liny o koło linowe może być kontrowersyjna.

Można jednak wskazać jedną bardzo pozytywną korzyść wynikającą z testowanych rozwiązań. Jest nią obrotowe czyszczenie rowka koła linowego. Jeżeli nie potrafimy lub nie możemy odpowiednio smarować powierzchni kontaktu koła linowego z liną, to przynajmniej usuniemy z niej zanieczyszczenia. I to jest korzystny krok w kierunku zwiększenia trwałości kół linowych.

Literatura

1. Smolnicki T., Stańco M.: 2009 Wybrane aspekty eksploatacji wielkogabarytowych łożysk tocznych, Maintenance and Reliability 2 pp 25–30
2. Jakubik J., Smolnicki T., Karliński J.: 2014 Identyfikacja przyczyn degradacji łożyska podparcia mostu koparki kołowej Przegląd Mechaniczny 1 pp 31–37
3. Technické informace firmy. TOTAL
4. TOTAL, LUB / I & S / DPS S.QUILLET 07/2010
5. Výsledky sledování a hodnocení maziv v těžním povrchovém dobývání, Severočeské doly, a.s. Chomutov.
6. Technické listy a dokumentace k produktům fy. TOTAL
7. www.ccefp.org

Projektowanie antyzmęczeniowe obudów górniczych

Tadeusz Łagoda - Politechnika Opolska

Monika Polak-Micewicz - Famur Institute Sp. z o.o.

Streszczenie: Jako zmechanizowaną obudowę ścianową określa się zestaw sekcji ustawionych koło siebie, który tworzy przestrzeń dla maszyny urabiającej, transportowej i obsługi. Obudowa zabezpiecza nowoodkryty strop przesuwając się o odległość równą szerokości organu urabiającego. Taki system wydobywczy przyczynia się do powstawania obciążeń zmiennych, a dalej prowadzić może do wystąpienia złożonego splotu zjawisk i zmian w konstrukcji obudowy. Powstające wskutek cyklicznych obciążeń mikrouszkodzenia sukcesywnie rozwijają się i kumulują, prowadząc do pęknięcia zmęczeniowego. W rozdziale przedstawiono złożoność projektowania obudów z uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej. W pracy dodatkowo można znaleźć informacje na temat występujących karbów oraz ich uwzględniania w obliczeniach. Głównym celem pracy było opracowanie takiej metodyki projektowania antyzmęczeniowego, aby obliczenia przeprowadzać z wykorzystaniem modelu ciała sprężystego, a następnie w krytycznych punktach zastosować lokalne metody ciała sprężysto-plastycznego z wykorzystaniem modelu Neubera, a w kolejnym kroku przyjąć odpowiednie kryteria zmęczeniowe, które pozwolą na określenie trwałości zmęczeniowej obudowy ścianowej. Aby uzyskać końcową postać algorytmu w pracy zaprezentowano szereg badań zmęczeniowych obejmujących: badania tensometryczne obudów ścianowych oraz analizy numeryczne z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Na podstawie przebadanych podzespołów określono najskuteczniejszą metodę uwzględniającą wartości średnie amplitud cyklu, a w kolejnym kroku wyznaczono stopień uszkodzenia zmęczeniowego dla danego bloku obciążenia. Na tej podstawie określono trwałość dla punktów krytycznych podzespołów obudowy, a także ustalono najbardziej wyłożony podzespół. Ze względu na brak usystematyzowanych procedur i wytycznych do obliczeń wytrzymałościowych obudowy ścianowej z uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej proponowana metoda wychodzi naprzeciw oczekiwaniom prawidłowego i pełnego ujęcia analiz wytrzymałościowych statycznych i zmęczeniowych.

Anti-fatigue design for power roof supports

Abstract: A mechanized longwall housing defines a set of powered roof supports arranged next to each other, which creates space for mining and transportation machines and also for staff. The housing protects the newly discovered ceiling by moving a distance equal to the width of the mining body. The powered roof supports (PRS) must keep roof in variables cycle loads in mine and then it can lead to a complex combination of physical occurrences and changes in the construction. Micro-damages arising as a result of cyclical loads gradually develop and accumulate, leading to fatigue cracking. This paper presents an approach for the complexity of powered roof supports design taking into account fatigue life. In the work there can also be found some information on existing notches and how they are taken into account in the calculation. The main purpose of the work was to develop such an anti-fatigue design methodology to make calculations using the elastic model, and then at critical points apply the local elastic-plastic model methods using the Neuber model. Next there were adopted the appropriate fatigue criteria to determine fatigue life wall housing. To obtain the final form of the algorithm in this paper there are presented different fatigue test, including: tests of wall casings with strain gauges and numerical analyzes using finite element method. Based on the tested main subassemblies of the PRS, there was defined the most effective method taking into account the average values of cycle amplitudes, and the next step determined the degree of damage for all load supports. The results from experiments allow determining durability of critical places for the main subassemblies of the PRS and determining the most stressed components. Due to the shortage of systematic procedures and guidelines for the strength calculations of PRS enclosure which would take into account fatigue life, the proposed method meets the expectations of a correct and full recognition of static and fatigue strength analyzes.

1. Wprowadzenie

Przesuwanie sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej za postępującym frontem ściany skutkuje cykliczną zmianą jej obciążenia. W trakcie każdego cyklu technologicznego w ścianie możemy wymienić następujące etapy obciążenia: rozpieranie, przyjmowanie obciążenia od górotworu, rabowanie. Cykl ten powtarza się w czasie wybierania węgla, co w konsekwencji prowadzi do występowania zmiennych naprężeń w konstrukcji obudowy. Należy pamiętać, że za obudową następuje zawał, czyli oberwanie się skał, które może powodować także pojawienie się dynamicznych oddziaływań na osłonę odzawałową, a to pomijane jest podczas testów laboratoryjnych. Wytrzymałość zmęczeniowa podzespołów obudowy powinna być wyznaczona już na etapie ich projektowania, ponieważ w okresie użytkowania w kopalni nie przewiduje się ich wymiany. Wynika stąd konieczność prawidłowego oszacowania liczby cykli, po przekroczeniu których może wystąpić uszkodzenie w obszarze spiętrzenia naprężeń w danym podzespole obudowy. Podstawowym instrumentem prawnym zapewniającym bezpieczeństwo są dyrektywy oraz normy: europejskie (EN 1804-1:2001+A1:2011), amerykańskie (metoda CONSOL), czy też rosyjskie (GOST R 52152-2003), które opisują szczegółowo plan badań, w tym obciążenia i liczbę cykli podczas prób zmęczeniowych, które przeprowadzane są na stanowisku badawczym w akredytowanym laboratorium certyfikacyjnym.

Badania zmęczeniowe sekcji prototypowej obudowy ścianowej w głównej mierze opierają się na testach laboratoryjnych. Obecnie obserwuje się tendencje do zwiększania liczby cykli przez krajowych klientów nawet do 60 tys. cykli. Po przeprowadzeniu badań zgodnych z normą europejską proporcjonalnie zwiększa się liczbę cykli dla każdego bloku podparcia tak, aby uzyskać oczekiwaną ich liczbę. Badania stanowiskowe pozwalają poznać mechanizm powstawania pęknięcia oraz precyzyjnie określić trwałość konstrukcji, dlatego dokonuje się rejestracji danych pomiarowych z czujników tensometrycznych, umożliwiając tym samym poznanie charakteru odkształceń w przewidywanym obszarze inicjacji pęknięcia. Najpopularniejszym i najprostszym podejściem do wyznaczenia granicy zmęczenia jest znajomość zależności amplitudy naprężenia od liczby cykli tzw. wykres Wöhlera czy też Basquina. Jednakże opieranie się wyłącznie na tych wykresach w przypadku zmechanizowanej obudowy jest bardzo dużym uproszczeniem, w którym pomija się między innymi: karby geometryczne, strukturalne czy wartości średnie cykli. Z przeglądu literatury na temat wieloosiowego zmęczenia cyklicznego wynika, że nie ma jednego uniwersalnego kryterium wyężdżenia dla różnych warunków obciążeń. Dlatego jednym z głównych celów niniejszej pracy jest próba oceny trwałości z wykorzystaniem analizy numerycznej bazujących na metodzie elementów skończonych i przyjęcie odpowiedniego kryterium zmęczeniowego tak, aby na tej podstawie ustalić najbardziej wyężdżony obszar, jednocześnie wskazując podzespół najbardziej narażony na potencjalne uszkodzenie.

2. Charakterystyka badań obudowy

Badania eksperymentalne zmechanizowanej obudowy ścianowej zrealizowano w Technicznym Laboratorium w Opawie (rys. 1) i trwały aż do momentu widocznego uszkodzenia konstrukcji. Pojawienie się pęknięć zagrażających bezpieczeństwu kontynuowania badań spowodowało wstrzymanie badań i ostateczne określenie trwałości. Sposób badań został przedstawiony w pracach [1, 2, 3], a zastosowane kryterium wieloosiowego zmęczenia w pracy [4]. Należy podkreślić fakt, że choć badania laboratoryjne

nie odzwierciedlają w pełni warunków rzeczywistych panujących w podziemiach kopalni, to jednak różnorodność podparć i liczba cykli z reguły przewyższa próby wytrzymałościowe w stosunku do rzeczywistej pracy obudowy. Taki wniosek wysunięto po długotrwałych obserwacjach obudowy w trakcie jej badania, eksploataowania oraz serwisowania.



Rys. 1. Sekcja prototypowa podczas badań stanowiskowych

Otrzymane wyniki z badań eksperymentalnych posłużyły do wyznaczenia odkształceń sprężystych i sprężysto-plastycznych według poniższego wzoru:

$$\varepsilon_{rz} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} \quad (1)$$

gdzie:

ε_{ae} - amplituda odkształcenia sprężystego,

ε_{ap} - amplituda odkształcenia plastycznego.

W cyklu naprężeń zmiennych sinusoidalnie wyróżnić można: naprężenia maksymalne cyklu $\sigma_{\max}$, naprężenia minimalne cyklu $\sigma_{\min}$, amplitudę naprężenia σ_a , naprężenie średnie cyklu σ_m , okres zmiany naprężeń T lub częstotliwość f . Każdej wartości amplitudy naprężenia σ_a lub naprężenia maksymalnego $\sigma_{\max}$ odpowiada liczba cykli niszczących N_f , dopóki amplituda naprężenia σ_a nie obniży się do poziomu granicy zmęczenia przy określonej liczbie N_f .

W pierwszym kroku z równania Ramberga - Osgooda wyznacza się krzywą cyklicznego odkształcenia:

$$\varepsilon_{rz} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{1/n'} \quad (2)$$

w którym:

E- moduł Younga,

σ_a - amplituda naprężenia,

K' - współczynnik odkształceniowego umocnienia cyklicznego,

n' - wykładnik odkształceniowego umocnienia cyklicznego.

W kolejnym kroku wyznacza się ekstrema przebiegów dla danego typu podparcia sekcji, a następnie amplitudy naprężeń i wartości średnie zgodnie z poniższymi wzorami:

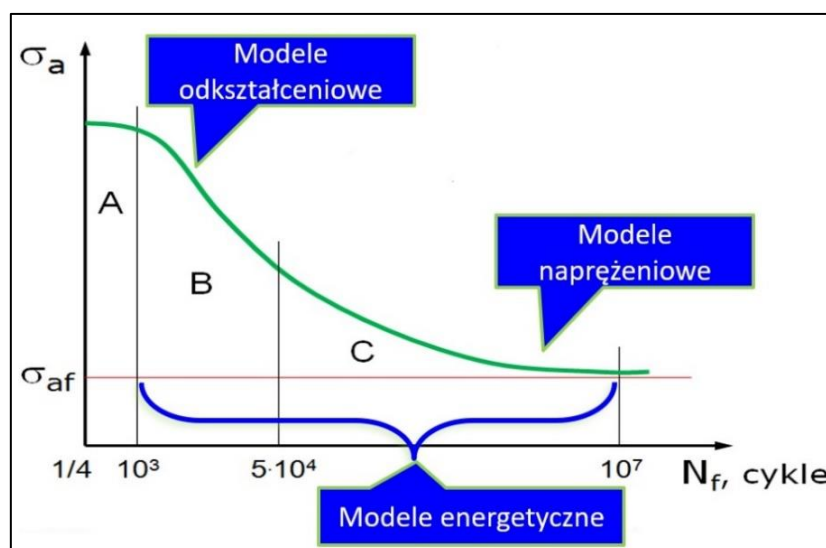
- amplituda naprężenia σ_a

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3)$$

- wartość średnia σ_m

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4)$$

Na podstawie charakterystyki przygotowanej z zależności Basquina oraz danych materiałowych można wyznaczyć w najprostszy sposób granicę zmęczenia mając na uwadze obszar pękania. I tak, wyróżnić można trzy obszary zależne od poziomu naprężeń i liczby cykli: quasi-statyczny, niskocyklowy (LCF) i wysokocyklowy (HCF), dla których stosuje się odpowiednie kryteria wieloosiowego zmęczenia: model odkształceniowy, naprężeniowy i energetyczny będący połączeniem dwóch wcześniej wymienionych (rys. 2).



Rys. 2. Wykres Basquina z obszarami wytrzymałości

Pamiętać należy, że nie ma wyraźnie zarysowanych granic pomiędzy wytrzymałością quasi-statyczną i niskocyklową czy niskocyklową i wysokocyklową. Z doświadczenia wynika, że pierwsze pęknięcia przede wszystkim wystąpić mogą w obszarach spoin [5] i właśnie te

miejsca należy właściwie zaprojektować wykorzystując przy tym dostępne narzędzia jakim są programy numeryczne (np. ANSYS, ABAQUS), wytyczne Instytutu Spawalnictwa [6], czy brytyjskie normy opisujące dopuszczalne naprężenia zmęczeniowe w połączeniach spawanych [7].

2.1 Szczegółne podejście do połączeń spawanych

Połączenia spawane zalicza się do elementów z karbem. Ich ocenę utrudnia nie tylko miejscowa geometria, ale również mikrostruktura i naprężenia własne spowodowane procesem spawania [8]. Metody stosowane do szacowania trwałości elementów z karbem, a połączenia spawane niewątpliwie do nich należą można podzielić na lokalne i nielocalne (globalne). Obie metody można dodatkowo podzielić na te bazujące na naprężeniach wykorzystujących sprężysty model materiałowy ciała oraz te wykorzystujące zależności modelu ciała sprężysto-plastycznego. W rozważaniach na temat inicjacji pęknięcia najczęściej przyjmuje się, że inicjacja zachodzi na powierzchni karbu. W tym miejscu, lokalne naprężenie zwykle przyjmuje duże wartości i obliczeniowa trwałość często wskazuje na znacznie zaniżone liczby cykli do zniszczenia [9]. Metody globalne najczęściej wykorzystują zmęczeniowy współczynnik działania karbu K_f , którego zależność opiera się na charakterystykach zmęczeniowych wyznaczonych w badaniach laboratoryjnych.

W przypadku połączeń spawanych można uznać, że wartość średnia naprężeń nie ma istotnego wpływu na trwałość zmęczeniową. Łagoda w pracy [10] przedstawia wyniki badań połączeń spawanych. Uzyskano w nich praktycznie identyczne wykresy zmęczeniowe dla obciążeń symetrycznych i tętniących. Wynika to prawdopodobnie z istniejących wysokich naprężeń własnych. Wytrzymałość zmęczeniowa stosunkowo słabo zależy od rodzaju analizowanego połączenia spawanego, większy natomiast ma wpływ rodzaj obciążenia, jakość spoiny oraz jej rozmiar.

Jedną z wielu metod wyznaczania trwałości dla elementów z karbem jest określenie teoretycznego współczynnika działania karbu K_t (α_k - według literatury polskiej). Parametr ten bazuje na naprężeniach lub odkształceniach znajdujących się w miejscach spiętrzenia naprężeń lub odkształceń.

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} \quad (5)$$

gdzie:

$\sigma_{\max}$, $\epsilon_{\max}$ – maksymalne naprężenie lub odkształcenie występujące w karbie,

σ_n , ϵ_n – naprężenie lub odkształcenie nominalne.

W przypadku występowania w karbie odkształceń sprężysto-plastycznych, współczynnik K_t należy wyznaczyć zgodnie z regułą Neubera jako średnią geometryczną za pomocą współczynników koncentracji naprężeń i odkształceń

$$K_t = \sqrt{K_\sigma K_\epsilon} \quad (6)$$

gdzie:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{\max}^{e-p}}{\sigma_n} \quad (7)$$

i

$$K_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\max}^{e-p}}{\varepsilon_n} \quad (8)$$

przy czym $\varepsilon_{\max}^{e-p}$ i $\sigma_{\max}^{e-p}$ są odpowiednio lokalnym maksymalnym odkształceniem sprężysto-plastycznym i naprężeniem normalnym w modelu sprężysto-plastycznym [10].

W celu oszacowania trwałości zmęczeniowej elementów zawierających zarówno karby geometryczne, jak i strukturalne stosuje się metody oparte o zmęczeniowy współczynnik działania karbu K_f , którego wartość można wyznaczyć z zależności:

$$K_f = \frac{\sigma_{sm}}{\sigma_{not}} \quad (9)$$

gdzie:

σ_{sm} – amplituda naprężeń nominalnych w elementach bez karbu geometrycznego,

σ_{not} – amplituda naprężeń nominalnych w elementach z karbem.

Na podstawie przeprowadzonych prób zmęczeniowych dla stali średniowytrzymałych, takich jak S355N Biłous w pracy [11] udowodnił, że dla zakresu dużej liczby cykli stale te osłabiają się, a wysokowytrzymałe (np. S690Q) wykazują tendencje do umocnienia się wraz ze wzrostem liczby cykli. Taki wniosek może mieć istotny wpływ podczas konstruowania i doboru połączenia spawanego, szczególnie w obszarze gniazd stojakowych obudowy.

3. Przykład oceny trwałości zmęczeniowej obudowy

Aby wyznaczyć trwałość zmęczeniową należy obliczyć stopień uszkodzenia stosując jedną z wielu hipotez kumulacji uszkodzeń. W poniższej pracy zastosowano liniową hipotezę Palmgren - Minera [12], w której przyjęto, że każdy zrealizowany cykl zmęczeniowy o określonych parametrach daje uszkodzenie równe odwrotności sumarycznej liczby cykli powodując uszkodzenie. Funkcję tę można zapisać w postaci:

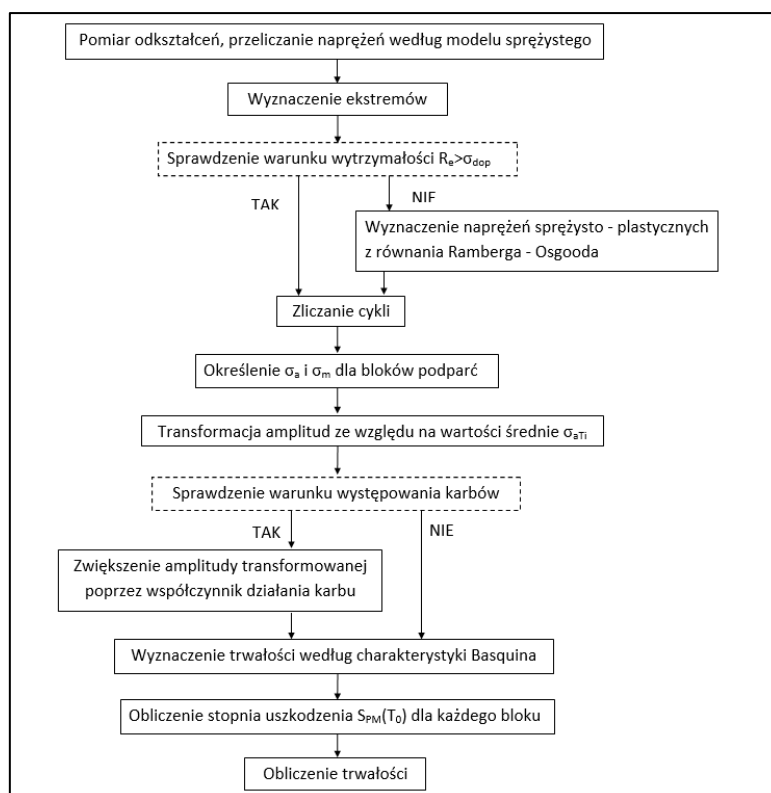
$$S_{PM}(N_{blok}) = n_i \sum \frac{1}{N_i}, \quad (10)$$

gdzie:

- N_i jest liczbą cykli dla kolejnych podparć,
- n_i jest liczbą powtórzeń badań dla kolejnych podparć.

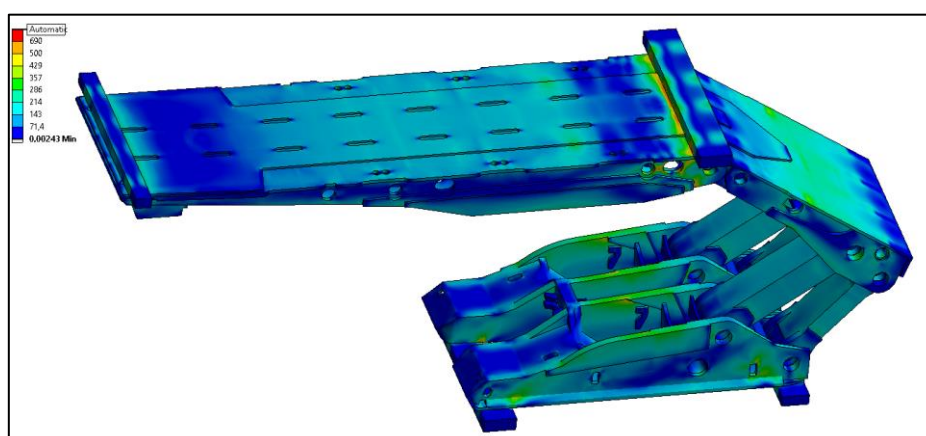
Zgodnie z tą hipotezą uszkodzenie następuje, gdy zsumowane porcje uszkodzeń osiągną wartość 1.

Poniżej przedstawiono ogólny algorytm [13] określania trwałości zmęczeniowej przy wykorzystaniu charakterystyki Basquina (rys. 3).

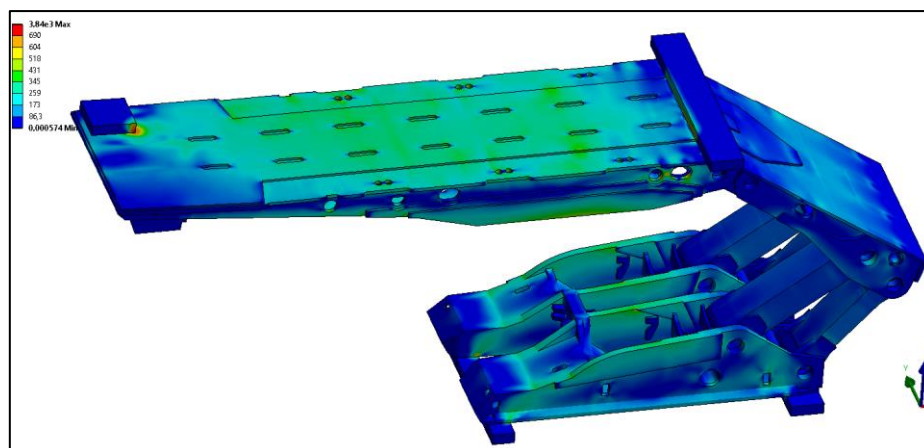


Rys. 3. Etapy obliczeń trwałości zmęczeniowej w warunkach wieloosiowego obciążenia

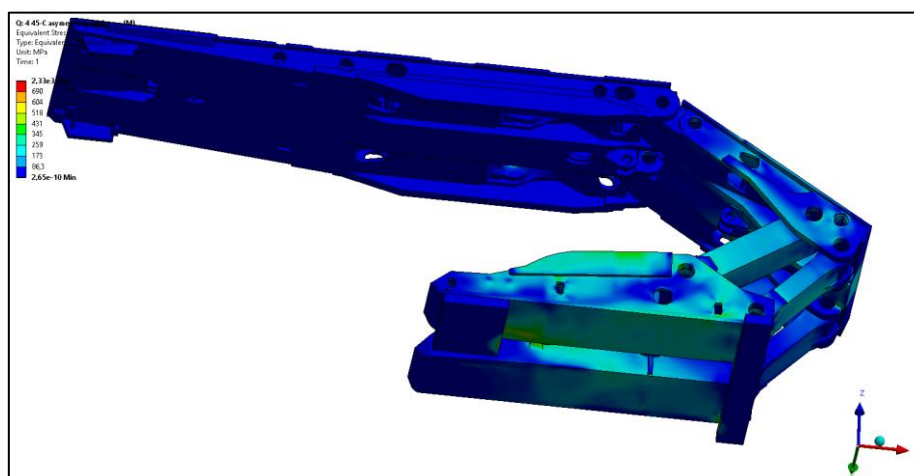
Obliczenia efektywnych naprężeń obudowy, a w szczególności w obszarach występowania połączeń spawanych wymaga zastosowania MES. We wcześniejszych pracach [14, 15] obliczenia były przeprowadzane dla pojedynczych elementów konstrukcji. Obecnie podjęto próbę wyznaczenia trwałości bazując na wynikach MES konstrukcji potraktowanej całościowo z odpowiednimi kontaktami i współczynnikami tarcia pomiędzy belkami podpierającymi (rysunki 4 - 6).



Rys. 4. Warstwie naprężeń zredukowanych H-M-H dla podparcia symetrycznego, MPa



Rys. 5. Warstwy naprężeń zredukowanych H-M-H dla podparcia niesymetrycznego dla stropnicy, MPa



Rys. 6. Warstwy naprężeń zredukowanych H-M-H dla podparcia niesymetrycznego dla spągnicy, MPa

Wykonane badania symulacyjne dla wszystkich rodzajów podparć jakim poddawana jest standardowo obudowa prototypowa w laboratorium wykazały, że zaprojektowana konstrukcja osiągnie trwałość powyżej 100 000 cykli. Obliczone wartości trwałości dowiodły, że konstrukcja spełni wysokie wymagania wytrzymałości zmęczeniowej dla zwiększonej liczby cykli, a mogące pojawić się lokalne pęknięcia mogą być spowodowane innymi czynnikami niezwiązanymi z produkcją sekcji obudowy zmechanizowanej.

4. Wnioski

Prezentowana metoda oraz wnioski wypływające z przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych stanowią jedynie fragment złożonej metodyki prognozowania trwałości obudowy ścianowej. Analizy wytrzymałościowe są ciągle modyfikowane w oparciu o kolejne testy laboratoryjne tak, aby w przyszłości dokładnie móc określić stopień uszkodzenia w poszczególnych obszarach konstrukcji i je zoptymalizować.

Wyznaczenie punktów krytycznych podzespołów sekcji obudowy zmechanizowanej, a w kolejnym kroku określenie trwałości stanowiąc może znaczący krok w kierunku opracowania metodyki doboru ścianowej obudowy według wymagań klienta oraz dla coraz trudniejszych

warunków górniczo - geologicznych w jakich będzie ona eksploatowana. Pozwolić także może nie tylko na uaktualnienie, zgodne z rozwojem wiedzy i dostępnych obecnie na świecie narzędzi do wspomagania konstruowania, metodyki doboru obudowy w Polsce, ale może być wręcz krokiem wyprzedzającym istniejące w najlepszych ośrodkach naukowo-badawczych świata rozwiązania dotyczące doboru i niezawodności zmechanizowanej obudowy ścianowej.

Literatura

1. Jaszczuk M., Markowicz J., Szweda S.: Ocena wytrzymałości elementów podstawowych sekcji obudowy zmechanizowanej przy różnym sposobie jej obciążenia, Komtech, Innowacyjne, bezpieczne oraz efektywne techniki i technologie dla górnictwa człowiek - maszyna - środowisko, Gliwice, 2009, str. 347-355
2. Okrajni J., Plaza M., Markowicz J.: Opis procesu odkształcenia elementów obudowy zmechanizowanej, XXIII Sympozjum Zmęczenie i Mechanika Pęknięcia, Bydgoszcz-Pieczyska, 2010, str. 351-352,
3. Polak-Micewicz M., Łagoda T., Khair Abdul W.: Determination of the Strength of Powered Roof Supports According for Fatigue Life, USA – 31st International Conference on Ground Control in Mining, West Virginia University, 2012
4. Łagoda T.: Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych, Studia i Monografie, z.121, Opole, 2001, str. 85-90
5. Savaidis G., Vormwald M.: Hot-spot stress evaluation of fatigue in welded structural connections supported by finite element analysis. Int J Fatigue 2000;22:pp.85-91
6. Łukasik T., Szubryt M.: Wytrzymałość zmęczeniowa konstrukcji spawanych - metody nowego podejścia, Materiały szkoleniowe, Instytut spawalnictwa, Gliwice, 2007, str. 1-5
7. BS 7608:2014+A1:2015, Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures
8. Markiewicz I.: Analiza połączenia spawanego zaprojektowanego metodami nośności granicznej, Eksploatacja i niezawodność, nr 3/2008, str. 12-21
9. Peterson R.E., Wrażliwość na działanie karbu, Konstrukcje i maszyny, str. 268-281
10. Łagoda T.: Prognozowanie trwałości zmęczeniowej złączy spawanych od systemu nominalnego do mechaniki pęknięcia, Energetyka, listopad 2011, str. 692-696
11. Biłous P.: Uwzględnianie karbów geometrycznych i strukturalnych przy wyznaczaniu trwałości zmęczeniowej elementów maszyn, rozprawa doktorska, Opole, 2012, str. 98-102
12. A.: Die Lebensdauer Von Kugellagern, VDI-Z, Vol. 68, 1924, pp. 339-341
13. Polak-Micewicz M., Łagoda T.: Szacowanie trwałości zmęczeniowej obudowy ścianowej Fazos, Modelowanie Inżynierskie, tom 3, nr 44, Gliwice, 2012, str. 237-244
14. Polak-Micewicz M.: Komputerowa analiza naprężeń i odkształceń w spągnicy przy obciążeniach asymetrycznych, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, nr 334/2010, z. 96
15. Polak-Micewicz M., Łagoda T., Trwałość zmęczeniowa zmechanizowanych obudów górniczych, Wieloosiowe zmęczenie losowe elementów maszyn i konstrukcji, Część XVI, Studia i Monografie z. 376, Opole 2014

Wysokociśnieniowy agregat zasilający

Krzysztof Nieśpiałowski - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Sławomir Bartoszek - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Mateusz Wójcicki - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Łukasz Zawada - ZBM OSSA

Sebastian Kubis - ZBM OSSA

Streszczenie: W niniejszym rozdziale zaprezentowano prototyp wysokociśnieniowego agregatu hydraulicznego przeznaczonego do zasilania kluczy hydraulicznych, mającego docelowo stanowić krajowy produkt konkurencyjny dla zachodnich rozwiązań. Agregat o zwartej konstrukcji zbudowany jest z czterech pomp o różnych wydajnościach uruchamianych i wyłączanych w zależności od oporów w układzie. Daje to z jednej strony możliwość szybkiego napełniania kluczy hydraulicznych olejem i wybierania luzów na gwincie przy jednoczesnym osiąganiu wysokich parametrów ciśnieniowych z niskim bilansem energetycznym. Agregat wyposażono w układ sterowania z wyświetlaczem graficznym oraz rozbudowaną funkcjonalnością. Przykładem jest regulacja momentem z automatycznym trybem dokręcania klucza, funkcja rozpoznawania dołączanych kluczy za pomocą technologii RFID, optymalizacja czasu dokręcania w trybie automatycznym, raportowanie przebiegu pracy przy pomocy smartfonu oraz bezprzewodowe sterowanie.

High-pressure hydraulic power pack

Abstract: The prototype of high-pressure hydraulic power pack for driving the hydraulic torque wrenches, which will be the Polish product competitive to the Western Europe solutions is presented. The aggregate of a compact design is built of four pumps of different output, which are started and switched off depending on current resistance of the system. This gives the ability to quickly fill the torque wrench driving system with oil and tighten the nut and to achieve high pressure parameters with low energy balance. The pack is equipped with a control system with a graphic display and extensive functionality. Torque control with automatic key tightening mode, the function of recognizing the attached keys using RFID technology, optimization of the tightening time in automatic mode, reporting the progress of work using a smartphone and wireless control are the examples of its functionality.

1. Wstęp

Agregaty hydrauliczne to maszyny, których celem jest zmiana energii mechanicznej momentu obrotowego dostarczanej przez silnik (elektryczny, spalinowy, pneumatyczny itp.) na energię hydrauliczną skoncentrowaną w cieczy hydraulicznej (najczęściej w postaci oleju), przekazywanej do układu hydraulicznego pod ustalonym ciśnieniem i z zakładaną wydajnością. Komponentem odpowiedzialnym za przemianę energii mechanicznej na energię hydrauliczną jest pompa. Uogólniając, agregat hydrauliczny to maszyna będąca połączeniem układu napędowego w postaci silnika z pompą hydrauliczną (przy pomocy sprzęgła) wraz z podzespołami odpowiedzialnymi za sterowanie i bezpieczeństwo użytkowania [1, 2, 3, 4].

Niniejszy rozdział dotyczy prototypu wysokociśnieniowego agregatu hydraulicznego przeznaczonego do zasilania kluczy hydraulicznych, stosowanych w czasie dokręcania śrub z wymaganą kontrolą momentu dokręcenia, opracowanego i wyprodukowanego wspólnie przez ITG KOMAG i ZBM OSSA. Już w fazie opracowywania koncepcji przyjęto, że wyrób powinien być konkurencyjny wobec oferowanych współcześnie rozwiązań, a tym samym dorównywać im parametrami mechanicznymi, przy jednocześnie znacznie bardziej rozwiniętej elektronice z zaawansowanym systemem pomiarowym, systemem sterowania i systemem rozpoznawania kluczy. Opis agregatu zrealizowano w dwóch rozdziałach z osobnym rozpatrzeniem części mechaniczno-hydraulicznej i części elektronicznej.

Zdjęcie wykonanego agregatu zamieszczono na rysunku 1.



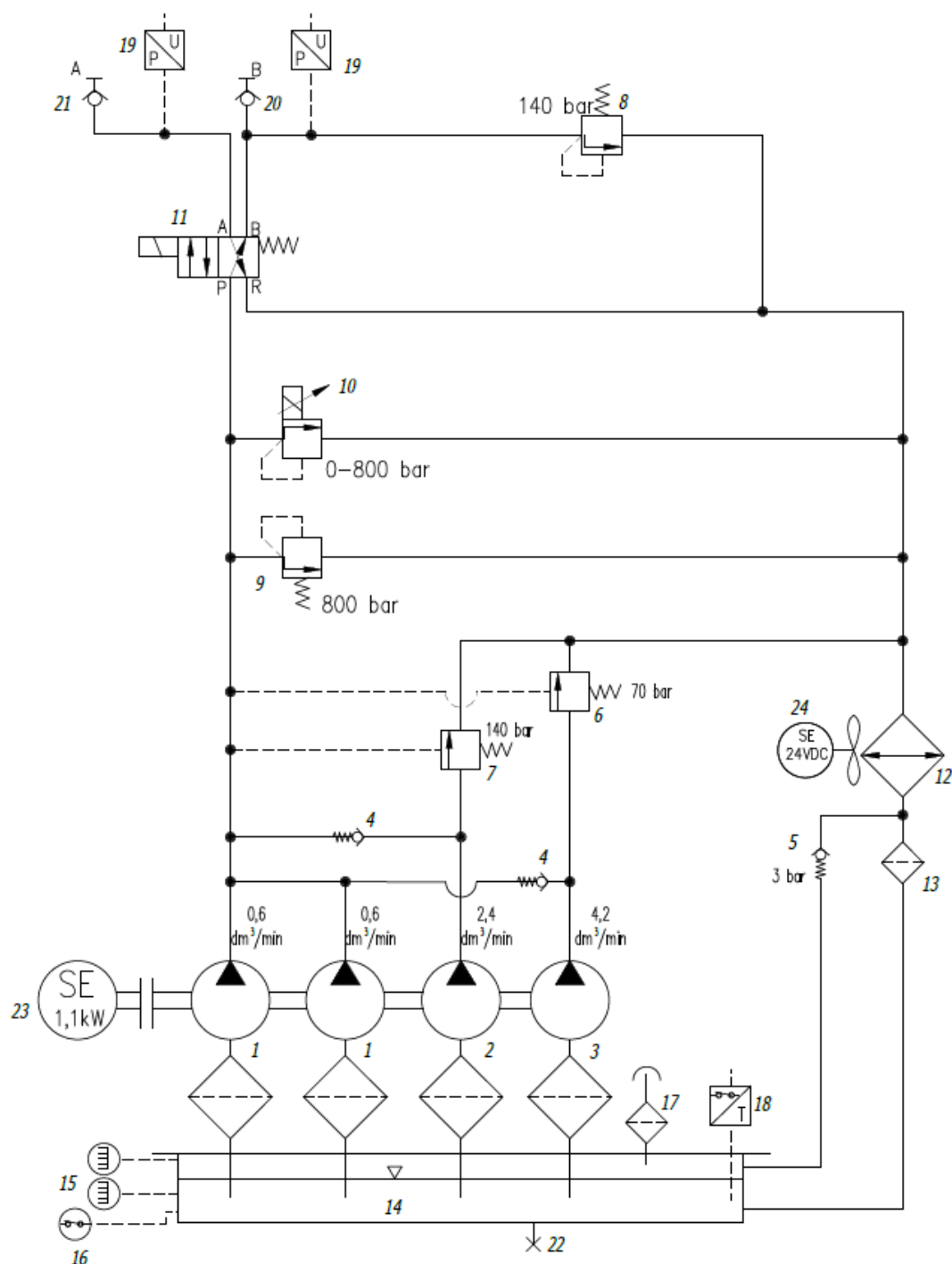
Rys. 1. Wysokociśnieniowy agregat hydrauliczny

2. Agregat hydrauliczny – część mechaniczno-hydrauliczna

Wysokociśnieniowy agregat hydrauliczny jest maszyną kompaktową, umieszczoną w stalowej ramie ze spawanych i giętych rur, przeznaczoną do zasilania kluczy hydraulicznych olejem hydraulicznym pod ciśnieniem dochodzącym do wartości 800 bar. Aby zapewnić konkurencyjność produktu w fazie projektowania przyjęto następujące założenia techniczne:

- maksymalne ciśnienie w kanale roboczym – 800 bar,
- maksymalne ciśnienie w kanale powrotnym – 140 bar,
- przepływ teoretyczny – $7,8 \text{ dm}^3/\text{min}$,
- zasilanie jednofazowe z sieci o napięciu znamionowym 230 V,
- medium – olej hydrauliczny typu HLB-46 lub HLP-68,
- dostosowanie układu hydraulicznego do możliwości sterowania na drodze elektronicznej.

Opisu działania agregatu dokonano w oparciu o schemat hydrauliczny z poniższego rysunku 2.



Rys. 2. Schemat hydrauliczny wysokociśnieniowego agregatu hydraulicznego
 (1, 2, 3 - pompy hydrauliczne, 4 - zawór zwrotny, 5 - zawór zwrotny (3 bar), 6 - zawór przełączający (70 bar), 7 - zawór przełączający (140 bar), 8 - zawór przelewowy (140 bar), 9 - zawór przelewowy (800 bar), 10 - zawór przelewowy proporcjonalny, 11 - rozdzielacz hydrauliczny, 12 - chłodnica, 13 - filtr, 14 - zbiornik, 15 - wzierniki, 16 - czujnik poziomu, 17 - korek z odpowietrznikiem, 18 - czujnik temperatury, 19 - czujnik ciśnienia, 20, 21 - szybkozłącza przyłączeniowe (A i B), 22 - korek spustowy, 23 - silnik elektryczny (230 VAC), 24 - silnik elektryczny (24VDC) [5]

Serce agregatu stanowi układ pompowy zbudowany z czterech pompek jednotłoczkowych (widok na rys. 3; poz. 1, 2, 3 wg rys. 2) zabudowanych na aluminiowej płycie i napędzanych z silnika elektrycznego (poz. 23 wg rys. 2) przy pomocy mimośrodowego wału (zasada działania jak w pompach tłoczkowych osiowych).



Rys. 3. Przykładowa pompa jednotłoczkowa [6]

W celu maksymalnego zmniejszenia rozmiaru silnika zasilającego agregat, w układzie zainstalowano pompy w kilku rozmiarach. Zdecydowano się na jedną w rozmiarze odpowiadającą wydajności $4,2 \text{ dm}^3/\text{min}$ (poz. 3 wg rys. 2), jedną $2,4 \text{ dm}^3/\text{min}$ (poz. 2 wg rys. 2) i dwie pompy po $0,6 \text{ dm}^3/\text{min}$ (poz. 1 wg rys. 2). Dwie największe na linii tłocznej podparto zaworami zwrotnymi (poz. 4 wg rys. 2) i zaworami przełączającymi (poz. 6 i 7 wg rys. 2), rozłączającymi pompy po osiągnięciu ciśnienia pracy kolejno 70 i 140 bar. Cały zespół pompowy podparty jest zaworem przelewowym/bezpieczeństwa (800 bar; poz. 9 wg rys. 2) i zaworem proporcjonalnym (poz. 10 wg rys. 2), odpowiedzialnym za regulację parametrami ciśnieniowymi. Takie połączenie układu pompowego oznacza, że przy niskich oporach nie wytwarzających wysokiego ciśnienia, układ działa z pełną wydajnością, która spada wraz ze wzrostem oporów (ciśnienia). W praktyce niskie opory występują podczas swobodnego napełniania przestrzeni tłokowej klucza i rosną dopiero w momencie napinania śruby/nakrętki z pożądanym momentem skręcającym. Jak już wspomniano na linii tłocznej (po złączeniu strug ze wszystkich pomp w jedną) zainstalowano dwa zawory przelewowe (poz. 9 i 10 wg rys. 2). Jeden z nastawą mechaniczną na 800 bar (poz. 9 wg rys. 2) i plombą pełniący rolę zaworu bezpieczeństwa oraz drugi – regulowany elektrycznie (napięciowo) z możliwością nastawy w zakresie 0-800 bar (poz. 10 wg rys. 2). Za pomocą tego zaworu regulowane jest ciśnienie maksymalne podawane dalej do układu, które odpowiedzialne jest za wielkość momentu skręcającego generowanego przez klucz hydrauliczny.

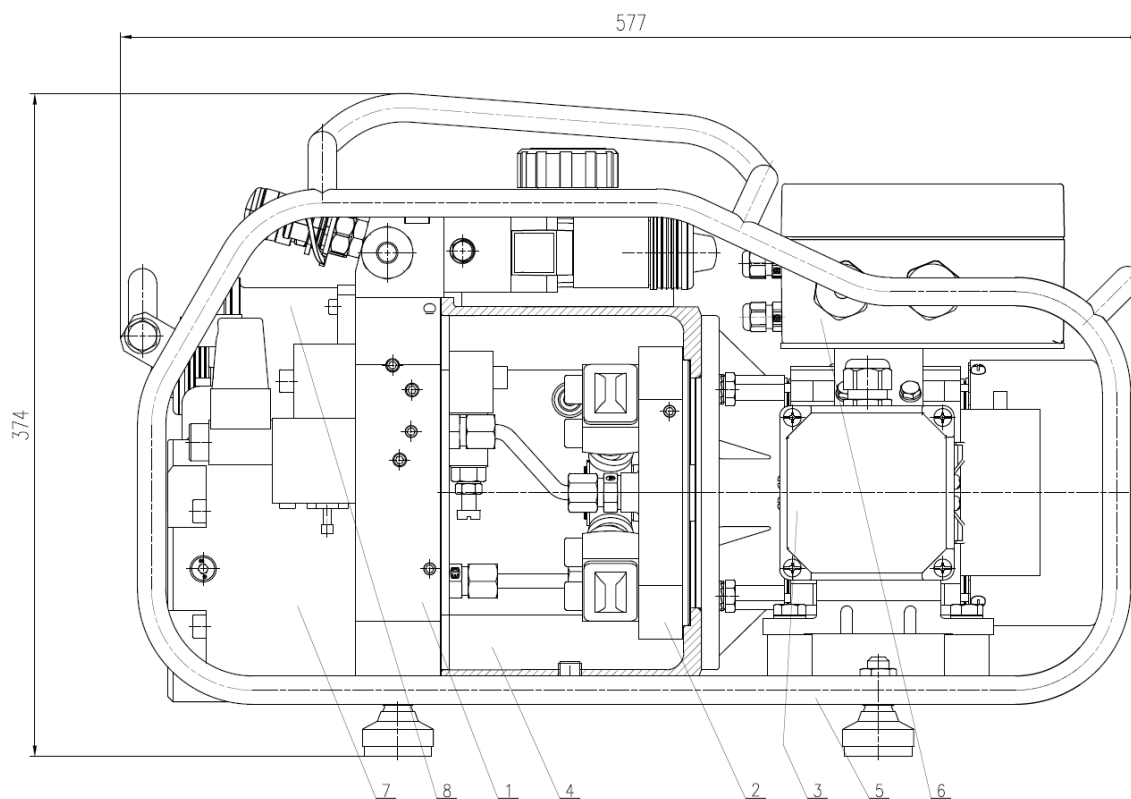
Klucz hydrauliczny oparty jest w swojej budowie o połączenie siłownika hydraulicznego i układu zapadkowego generującego obrót wielowypustu napędzającego nasadkę klucza. W związku z powyższym agregat hydrauliczny wyposażony musi być w dwa wyjścia przyłączeniowe w postaci szybkozłączy (poz. 20 i 21 wg rys. 2) – jedno do podłączenia z przestrzenią podtłokową klucza (A), drugie z jego przestrzenią nadłokową (B). Kierunek podawania strugi determinowany jest przez rozdzielacz hydrauliczny (poz. 11 wg rys. 2). Jego konfiguracja pozwala przy podawaniu strugi pod ciśnieniem do jednej z przestrzeni klucza jednocześnie spływ z drugiej strony. Na schemacie (rys. 2) szybkozłącza oznaczono jako A i B. Wyjście A to wyjście robocze przeznaczone do zasilania strony klucza odpowiedzialnej za dokręcanie śruby/nakrętki. Wyjście B odpowiada za zasilanie strony powrotnej. Normalny cykl pracy polega na naprzemiennym zasilaniu stron A i B aż do momentu wybrania luzu na

gwincie, a następnie gdy powstanie wymagany opór, podanie ciśnienia na stronę A odpowiadającego wymaganemu momentowi. Ze względu na występujące w niektórych kluczach ograniczenia wytrzymałościowe, na powrotnej stronie tłoka, na linii B agregatu, zainstalowano dodatkowy zawór przelewowy ustawiony na 140 bar (poz. 8 wg rys. 2). Jest to ciśnienie wystarczające do wykonania ruchu powrotnego tłoka przy jednoczesnym zachowaniu bezpieczeństwa po stronie powrotnej klucza.

Układ hydrauliczny agregatu na drodze powrotnej dodatkowo wyposażono w filtr (poz. 13 wg rys. 2) z zaworem by-pass (poz. 5 wg rys. 2) oraz chłodnicę oleju hydraulicznego (poz. 12 wg rys. 2) owiewaną wentylatorem 24 VDC (poz. 24 wg rys. 2).

Cały układ posiada wymagane oczujnikowanie na bieżąco informujące system sterowania o ciśnieniu panującym w układzie (dwa czujniki na stornach A i B; poz. 19 wg rys. 2), o bezpiecznej temperaturze pracy (poz. 18 wg rys. 2) i o wymaganym poziomie oleju hydraulicznego (poz. 16 wg rys. 2).

Większość podzespołów hydrauliki siłowej zainstalowano na aluminiowej płycie zaworowej (zespół zaworowy; poz. 1 wg rys. 4). Do płyty czołowo przykręcony jest aluminiowy zbiornik (poz. 4 wg rys. 4), do którego z kolei przykręcony jest zespół pompowy (poz. 2 wg rys. 4) z silnikiem elektrycznym (poz. 3 wg rys. 4). Od drugiej strony na zespole zaworowym zainstalowano filtr (poz. 8 wg rys. 4) i chłodnicę oleju (poz. 7 wg rys. 4). Skrzynkę zawierającą układ sterowania (poz. 6 wg rys. 4) zamontowano na silniku elektrycznym (poz. 3 wg rys. 4). Całość zabudowana jest w ramie z rur stalowych (poz. 5 wg rys. 4). Budowę agregatu przedstawiono na rysunku 4.

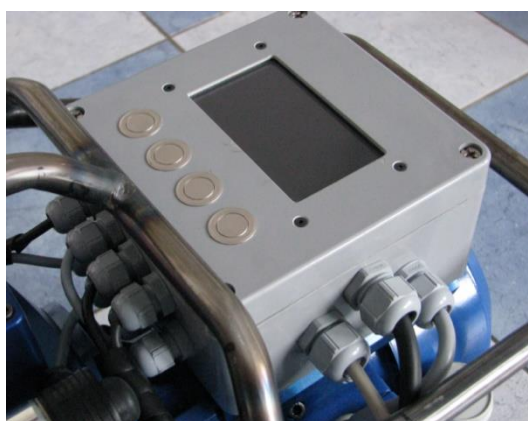


Rys. 4. Budowa wysokociśnieniowego agregatu hydraulicznego

1 - zespół zaworowy, 2 - zespół pompowy, 3 - silnik elektryczny, 4 – zbiornik, 5 – rama,
6 - układ sterowania, 7 – chłodnica, 8 - filtr [5]

3. Agregat hydrauliczny – część elektryczna i sterowanie

Agregat wyposażono w nowoczesny układ sterowania z wyświetlaczem graficznym oraz rozbudowaną funkcjonalnością. Opracowane funkcje charakteryzują się innowacyjnością w porównaniu do podobnych rozwiązań, dostępnych obecnie na rynku. Przykładem jest regulacja momentem z automatycznym trybem dokręcania klucza, funkcja rozpoznawania dołączanych kluczy za pomocą technologii RFID, optymalizacja czasu dokręcania w trybie automatycznym, raportowanie przebiegu pracy przy pomocy smartfonu oraz bezprzewodowe sterowanie. Układ sterowania składa się z modułu głównego zabudowanego na agregacie oraz dołączonego do niego pilota zdalnego sterowania. Prototyp układu sterowania został przedstawiony na rysunkach 5 i 6.



Rys. 5. Moduł główny układu sterowania



Rys. 6. Pilot zdalnego sterowania w wersji rozszerzonej

Pilot zdalnego sterowania występuje w dwóch wersjach. W wersji podstawowej pilot na stałe, przewodowo, połączony jest z modułem głównym. Wersja rozszerzona ma wbudowane źródło zasilania oraz moduł komunikacji radiowej, przez co może pracować bezprzewodowo. Czas bezprzewodowej pracy to około 10 h. Po tym czasie pilot należy dołączyć przewodem do modułu głównego, dzięki temu przełączy się automatycznie w tryb pracy przewodowej, umożliwiając dalszą pracę i jednocześnie ładowanie wewnętrznego akumulatora. Pilot wyposażono także w wyświetlacz pokazujący aktualną wartość ciśnienia roboczego.

Na płycie czołowej (pokrywie) modułu głównego układu sterowania umieszczono kolorowy wyświetlacz graficzny o rozmiarze 4,3" oraz przyciski służące do obsługi menu użytkownika. Na rysunku 7 przedstawiono podstawowy ekran, wyświetlany podczas pracy agregatu.



Rys. 7. Podstawowy ekran wyświetlany podczas pracy agregatu

W centralnej części ekranu wyświetlana jest zadana wartość ciśnienia, wartość ciśnienia roboczego na złączu zasilającym klucz oraz wartość ciśnienia na złączu umożliwiającym powrót części roboczej klucza hydraulicznego do pozycji wyjściowej. Na rysunku 8 przedstawiono główny ekran menu użytkownika z dostępnymi opcjami wyboru.



Rys. 8. Menu główne

W agregacie przewidziano dwa sposoby sterowania kluczem (tryby pracy): regulację ciśnieniem oraz regulację momentem. Regulacja ciśnieniem jest opcją uniwersalną, umożliwia sterowanie dowolnym kluczem, natomiast regulacja momentem jest ściśle związana z określonym typem klucza – dotyczy obsługi kluczy firmy OSSA. Wyboru klucza można dokonać z poziomu menu użytkownika (rys. 9) lub jeśli klucz został wyposażony w znacznik RFID, można to zrealizować poprzez zbliżenie klucza do modułu głównego układu sterowania.



Rys. 9. Wybór grupy kluczy

Po wyborze konkretnego typu klucza agregat przechodzi do trybu pracy, w którym kluczem steruje się przez regulację momentem. Na ekranie wyświetlana jest wartość ustawionego momentu oraz typ wybranego klucza (rys. 10).

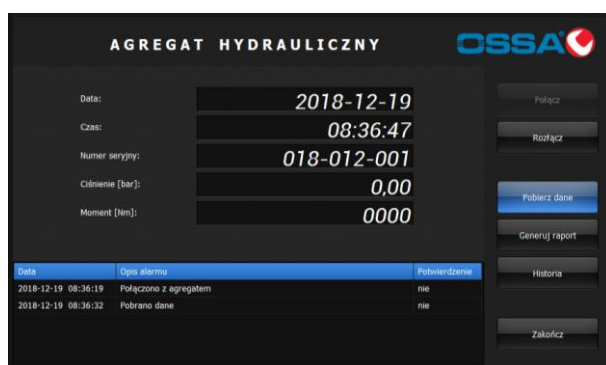


Rys. 10. Podstawowy ekran wyświetlacza podczas regulacji momentem

W trybie regulacji momentem można skorzystać z automatycznego cyklu dokręcania połączenia śrubowego. Proces ten inicjowany jest przez wciśnięcie i przytrzymanie odpowiedniego przycisku pilota. Zaletą tego trybu jest bieżące dostrajanie czasu wystawiania ciśnienia na złącza hydrauliczne, w obu fazach obrotu klucza i jego dopasowanie do dynamiki procesu, zależnej od stopnia dokręcenia połączenia śrubowego. Zapewnia to optymalizację czasu trwania całego cyklu dokręcania.

Układ nieustannie monitoruje temperaturę i poziom oleju oraz zlicza czas pracy. Stany alarmowe wskazujące na nieprawidłową pracę sygnalizowane są za pomocą odpowiednich komunikatów wyświetlanych na pasku w dolnej części ekranu.

Układ sterowania wyposażono w funkcję archiwizacji podstawowych parametrów pracy. Opcja ta umożliwia producentowi podgląd historii pracy urządzenia, co jest wykorzystywane m.in. w pracach serwisowych. Do przetwarzania zarchiwizowanych parametrów pracy i przygotowania ich w formie raportu, służy opracowana aplikacja działająca na urządzeniach mobilnych (smartfonach) z systemem operacyjnym Android (rys. 11).



Rys. 11. Aplikacja raportująca działająca na urządzeniach mobilnych

Komunikacja pomiędzy urządzeniem mobilnym i układem sterowania agregatu realizowana jest za pomocą sieci bezprzewodowej Wi-Fi.

4. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono prototyp wysokociśnieniowego agregatu hydraulicznego, przeznaczonego do zasilania kluczy hydraulicznych opracowanego wspólnie przez ITG KOMAG i ZBM OSSA. Agregat jest maszyną kompaktową umieszczoną w ramie z rur stalowych i może być stosowany na większości placów budowy i remontów. Spełnia stawiane tego typu konstrukcjom wymagania hydrauliczne (ciśnienie pracy do 800 bar) jednocześnie cechując się rozwiązaniami oznaczającymi produkt jako innowacyjny i konkurencyjny. Na szczególną uwagę zasługuje elektroniczna obsługa agregatu będąca rzadkością w innych rynkowych rozwiązaniach. Nastawa wymaganego ciśnienia odbywa się za pomocą elektronicznego panelu na agregacie a sama obsługa przy pomocy pilota posiadającego możliwość pracy bezprzewodowej. Dodatkowo system sterowania agregatem umożliwia rozpoznawanie konkretnych modeli kluczy (moduł RFID) i nastawę pracy w trybie wyboru pożądanego momentu skręcającego. Zapis danych na zewnętrznym nośniku z oprogramowaniem Android umożliwia kontrolę pracy i diagnostykę na wysokim poziomie. Cechy te w pozytywny sposób wpływają na jakość obsługi agregatu a przede wszystkim bezpieczeństwo pracy operatora.

Obecnie prototyp agregatu jest w fazie prób terenowych („in situ”). Badania funkcjonalne przeprowadzone uprzednio w ITG KOMAG wykazały zgodność cech i parametrów agregatu z założeniami.

Literatura

1. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1998; ISBN 83-204-2296-5
2. Jasiulek T. i inni: Koncepcja agregatu przeznaczonego do zasilania napinaczy hydraulicznych. ITG KOMAG, 2014 (materiały niepublikowane)
3. Jasiulek T. i inni: Koncepcja agregatu przeznaczonego do zasilania kluczy hydraulicznych. ITG KOMAG, 2014 (materiały niepublikowane)
4. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Elementy. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1995; ISBN 83-204-1826-7
5. W68.025– Wysokociśnieniowy agregat hydrauliczny – Dokumentacja techniczna ITG KOMAG (materiały niepublikowane)
6. www.downloads.hawe.com/5/6/D5600-it.pdf (dostęp 30-07-2019)

Badania i ocena konstrukcji urządzeń specjalnego przeznaczenia

Jerzy Ickiewicz - Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Suwałkach;
Politechnika Białostocka

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono zagadnienie badania i oceny konstrukcji urządzeń specjalnego przeznaczenia na przykładzie pługów do odśnieżania w kontekście bezpieczeństwa ich użytkowania. W szczególności zwrócono uwagę na zabezpieczenie poszczególnych elementów konstrukcji przed uszkodzeniami awaryjnymi wynikającymi z charakteru pracy. Skupiono się na zagadnieniu doboru nastaw bezpieczników śrubowych zabezpieczających pług przed przeciążeniem oraz nastaw mechanizmu odchylania lemiesza.

Badania przeprowadzono na stanowisku umożliwiającym prowadzenie badań na obiektach rzeczywistych w skali 1:1, umożliwiającym zadawanie dowolnej liczby obciążeń i wybranej wartości siły.

Testing and evaluation devices for special applications

Abstract: The paper presents issues related to examinations and evaluation of devices for special applications on the example of snowplow in the context of their safety of use. In particular, attention was paid to the protection of the individual structural parts against emergency damage resulting from the nature of the work. The focus was on the selection of screw fuse settings to protect the snowplow from overloading and settings of the blade deflection mechanisms.

The tests were carried out on a stand enabling examinations on real objects (1:1 scale) and enabling any number of loads and selected value of force.

1. Wstęp

Trwałość i niezawodność maszyn są bardzo ważnym zagadnieniem przez cały okres ich życia, począwszy od etapu projektowania, a skończywszy na etapie eksploatacji i utylizacji. We wszystkich tych okresach można tę trwałość i niezawodność kształtować poprzez właściwy dobór metod projektowych, metod prototypowania, w tym innowacyjnych metod szybkiego prototypowania i właściwych, określonych w instrukcji obsługi, sposobów eksploatacji.

W procesie produkcyjnym wytwarzania maszyn, w tym i maszyn komunalnych, stosuje się innowacyjne procesy technologiczne polegające na stosowaniu różnych technologii spawania i montażu do kształtowania cech konstrukcyjnych obiektów przestrzennych o często skomplikowanych kształtach, wynikających z wymagań procesów roboczych realizowanych w trudno definiowalnych warunkach obciążenia.

Pługi do odśnieżania mają wielorakie zastosowanie, ponieważ nie służą tylko wyłącznie do zimowego utrzymania dróg, a także do utrzymania dróg transportowych oraz placów składowych i manewrowych w zakładach górniczych i na lotniskach.

Charakter obciążeń w pługach jest losowy i wynika z sumy różnego rodzaju wymuszeń podyktowanych warunkami eksploatacji, w tym przypadku - grubość warstwy śniegu, zmrozenie, oblodzenie, występowanie przeszkód stałych itp. Jest to powodem występowania procesów zmęczeniowych w poszczególnych elementach konstrukcji.

Problemy zmęczenia materiałów i konstrukcji 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 zachodzi potrzeba określenia charakteru i wielkości obciążeń działających na najwrażliwsze elementy robocze wpływające na jakość realizowanego procesu roboczego, które decydują o ich trwałości i niezawodności. Z analizy literatury [1, 2, 3] przedmiotu wynika, iż brak jest danych dotyczących informacji o charakterze i wielkości tych obciążeń.

W pierwszym etapie pracy badawczo-rozwojowej przeprowadzono badania i ocenę wytrzymałościową pługów do odśnieżania (pługa ALPS 300 i ALPS 400) obciążonych statycznie. Takie założenie przyjęto po analizie charakteru stanu obciążenia i danych literaturowych [2] występującego w przeważającej mierze w trakcie normalnej eksploatacji. Wynika to z małej prędkości przemieszczania się ciągnika (do 10 km/h) i z agregatowanego z nim pługa. Badania skupiono na zagadnieniu optymalizacji nastaw bezpieczników śrubowych zabezpieczających pług przed przeciążeniem oraz nastaw mechanizmu odchyłania lemiesza.

Na początku przeprowadzono symulację komputerową procesu odkształcania się śrub bezpiecznika aż do ich zerwania, a następnie wyniki zweryfikowano podczas prób w skali 1:1 na stanowisku badawczym (stendzie) przy różnym rodzaju i wielkości obciążania statycznego.

2. Badanie zabezpieczenia pługów przed przeciążeniem

Badania przeprowadzono na stanowisku umożliwiającym prowadzenie badań na obiektach rzeczywistych w skali 1:1 (badania „in situ”), umożliwiającym zadawanie dowolnej liczby obciążeń, o wybranej wartości siły, przy zadawaniu statycznym i dynamicznym za pomocą siłowników hydraulicznych zasilanych z centralnego zasilacza hydraulicznego dużej mocy.

Badany pług zamocowano w ramie stanowiska w trzech punktach podparcia dokładnie odwzorowujących trójpunktowy układ jego zawieszenia na ciągniku rolniczym (rys. 1 - 4).



Rys. 1. Ogólny widok stanowiska badawczego z zamocowanym pługiem z pulpitem sterowniczym ALPS 300 (źródło: opracowanie własne)



Rys. 2. Pług zamocowany na stanowisku badawczym z widocznym sworzniowym, trójpunktowym podparciem i siłownikiem hydraulicznym do zadawania obciążeń (źródło: opracowanie własne)

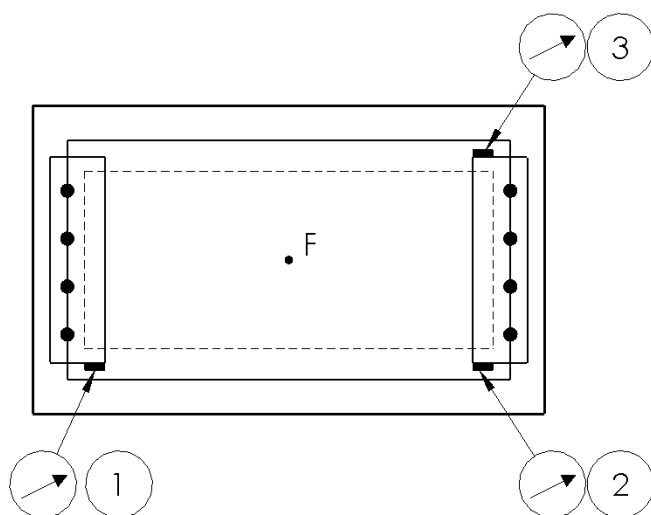


Rys. 3. Układ pomiarowy z dwoma siłownikami hydraulicznymi (źródło: opracowanie własne)



Rys. 4. Układ pomiarowy odkształcenia śrub (źródło: opracowanie własne)

Firma SaMASZ opatentowała [4, 5] własne rozwiązanie konstrukcyjne zabezpieczenie pługa przed przeciążeniem (np. zaczepieniem o przeszkodę stałą) składające się z ośmiu śrub (po cztery śruby z lewej i prawej strony prostokątnej ramy znajdującej się pomiędzy układem zawieszenia ciągnika i korpusem pługa), tak jak przedstawiono to na rysunku 5.



Rys. 5. Rama zabezpieczenia przed przeciążeniem z bezpiecznikiem śrubowym (z zaznaczonymi czujnikami przemieszczeń): 1 - strona lewa (pl); 2 - strona prawa (pp); 3 – strona prawa po przeciwnej stronie (tp); F – położenie siły obciążającej przy równomiernym obciążeniu zgarnianym śniegiem (źródło: opracowanie własne)

2.1. Badania zabezpieczeń śrubowych pługów ALPS 300 i ALPS 400

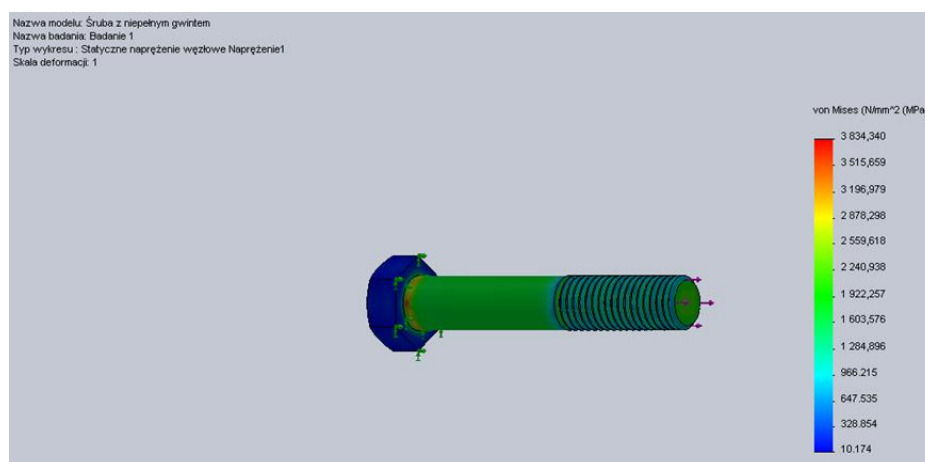
W celu określenia poziomu naprężeń i odkształceń śrub (dokręconych momentem zgodnie z zaleceniami – około 100 Nm), poddano obciążeniu statycznemu przyłożonemu w osi pługa ALPS 300 (symulacja równomiernego obciążenia pługa zgarnianym śniegiem). Wyniki pomiarów, zarejestrowanych tylko w jednym punkcie przedstawiono w tabeli 1.

**Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem –
moment dokręcenia śrub
100 Nm (źródło: opracowanie własne)**

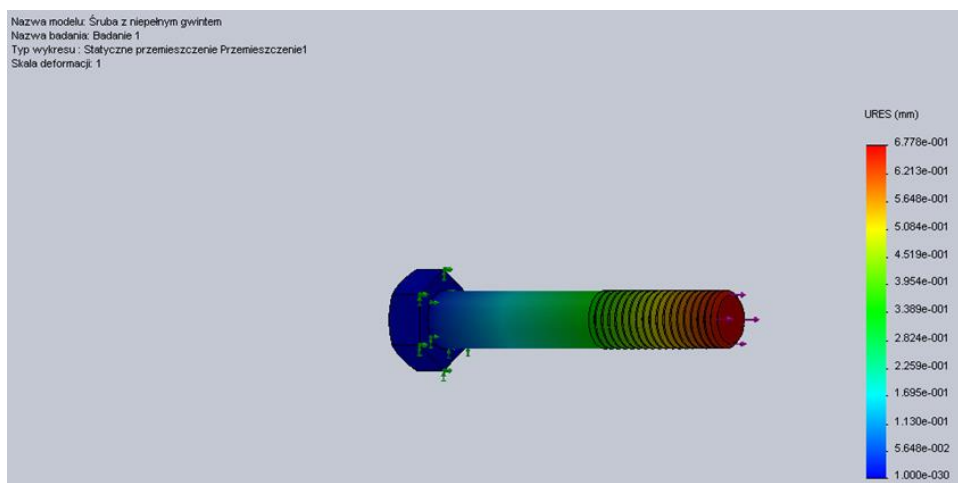
Tabela 1

Lp.	Obciążenie, F [kN]	Odształcenie śrub, ΔL [mm]
1	10,0	0,20
2	20,0	0,43
3	30,0	0,71
4	40,0	1,00
5	50,0	1,30
6	60,0	1,60
7	70,0	1,94
8	80,0	2,29
9	90,0	2,61
10	100,0	2,88
11	110,0	3,04
12	120,0	3,33
13	130,0	3,59
14	140,0	3,86
15	150,0	4,14
16	160,0	4,38
17	170,0	4,70
18	179,0	5,04
18	180,0	5,13
19	190,0	6,63
20	193,3	-

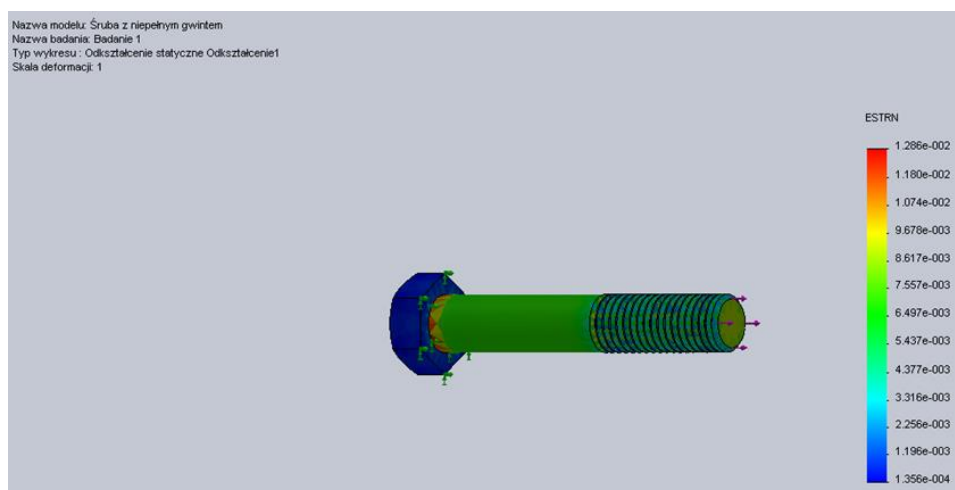
Otrzymane wyniki ze względu na zjawisko uplastyczniania nie w pełni potwierdzają badania symulacyjne naprężeń i odkształceń z wykorzystaniem programu SolidWorks Simulation. Przykładowe wyniki dla śruby z niepełnym gwintem M14x1,5x75 8.8 stosowanych w zabezpieczeniu przy obciążeniu 197 kN przedstawiono na rysunkach 6, 7 i 8.



Rys. 6. Stan naprężeń w śrubie (źródło: opracowanie własne)



Rys. 7. Stan przemieszczeń śruby (źródło: opracowanie własne)



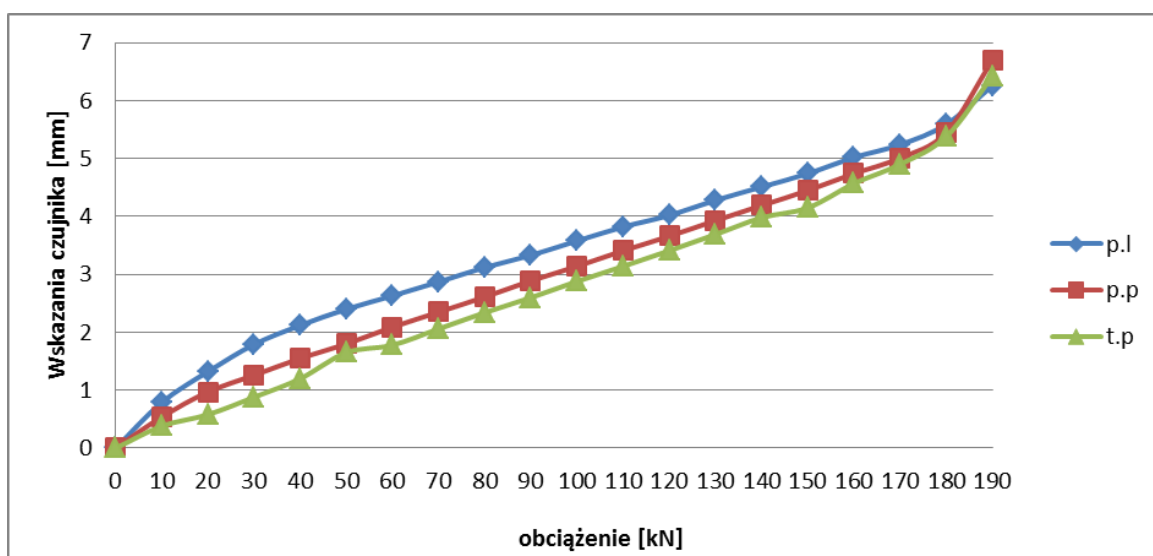
Rys. 8. Stan naprężeń i odkształceń śruby (źródło: opracowanie własne)

Następnie przeprowadzono właściwe badania z rejestrowaniem przemieszczeń w trzech i dwóch punktach (po stronie lewej – pl, po prawej – pp i po prawej z tyłu – tp - rys. 5). Wyniki tych badań zaprezentowane zostały w tabeli 2 i rysunku 9.

**Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przecięciem –
moment dokręcenia śrub
100 Nm (źródło: opracowanie własne)**

Tabela 2

Lp.	Obciążenie, F [kN]	Odształcenie, ΔL [mm]		
		pl	pp	tp
1	10	0,79	0,54	0,38
2	20	1,32	0,97	0,58
3	30	1,79	1,26	0,88
4	40	2,12	1,55	1,20
5	50	2,40	1,80	1,65
6	60	2,63	2,09	1,78
7	70	2,87	2,35	2,06
8	80	3,12	2,61	2,34
9	90	3,33	2,89	2,60
10	100	3,58	3,14	2,88
11	110	3,82	3,41	3,14
12	120	4,02	3,66	3,41
13	130	4,28	3,93	3,69
14	140	4,51	4,19	3,98
15	150	4,74	4,45	4,15
16	160	5,02	4,74	4,57
17	170	5,24	5,01	4,90
18	180	5,59	5,45	5,38
19	190	6,26	6,70	4,42
20	200	-	-	-



Rys. 9. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego w osi pługa
(źródło: opracowanie własne)

Z otrzymanych pomiarów wynika, iż przyrost odkształcenia (równomierny we wszystkich śrubach) w zakresie do 30 kN jest nieliniowy, następnie ma charakter liniowy, a przy obciążeniu 180 kN następuje jego gwałtowny wzrost na skutek uplastycznienia i zerwania śrub przy obciążeniu 197 kN (4 śruby po prawej stronie i 3 śruby po lewej stronie). Obrazy degradacji śrub przedstawiono na rysunkach 10 i 12.



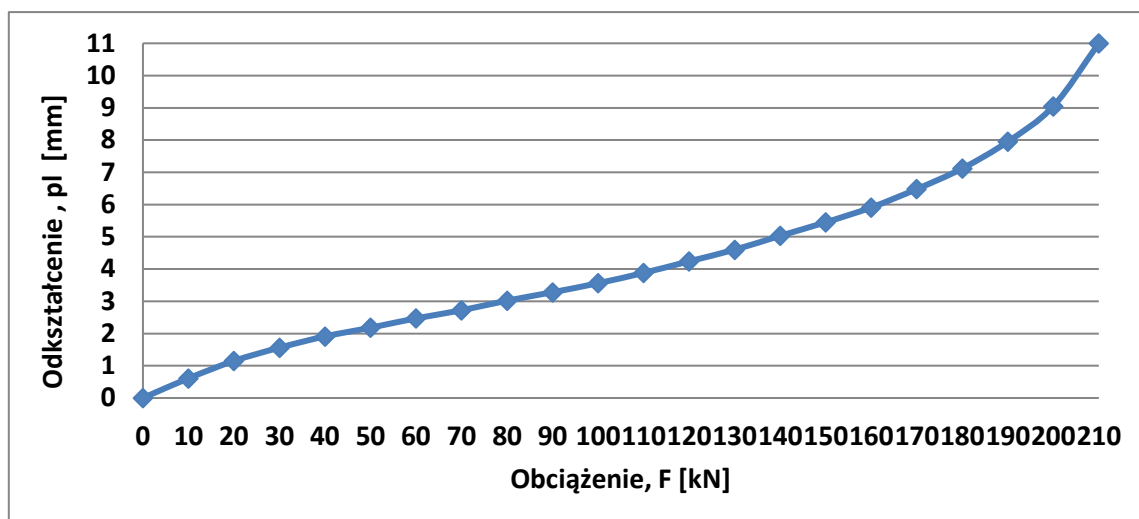
Rys. 10. Obraz uszkodzenia (zerwania) śruby z gwintem na całej długości
(źródło: opracowanie własne)

W celu określenia wpływu momentu dokręcenia na funkcjonowanie zabezpieczenia, przeprowadzono badanie przy momencie dokręcenia śrub, z gwintem na części śruby, równym 20 Nm (pomiar odkształcenia przeprowadzono tylko po lewej stronie). Zerwanie śrub względnie gwintu na śrubie lub w nakrętce nastąpiło przy obciążeniu równym 210,4 Nm przy znacznie większym odkształceniu (11 mm w stosunku do 7 mm). Wyniki badań prezentuje tabela 3 i rysunek 11.

**Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem –
moment dokręcenia śrub 20 Nm (źródło: opracowanie własne)**

Tabela 3

Lp.	Obciążenie, F [kN]	Odkształcenie, ΔL [mm]
		p.l
1	10	0,61
2	20	1,15
3	30	1,56
4	40	1,91
5	50	2,18
6	60	2,47
7	70	2,72
8	80	3,02
9	90	3,28
10	100	3,56
11	110	3,88
12	120	4,24
13	130	4,60
14	140	5,03
15	150	5,45
16	160	4,91
17	170	6,48
18	180	7,12
19	190	7,95
20	200	9,05
21	210	11,00



Rys. 11. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego w osi pług i momencie dokręcenia 20 Nm (źródło: opracowanie własne)



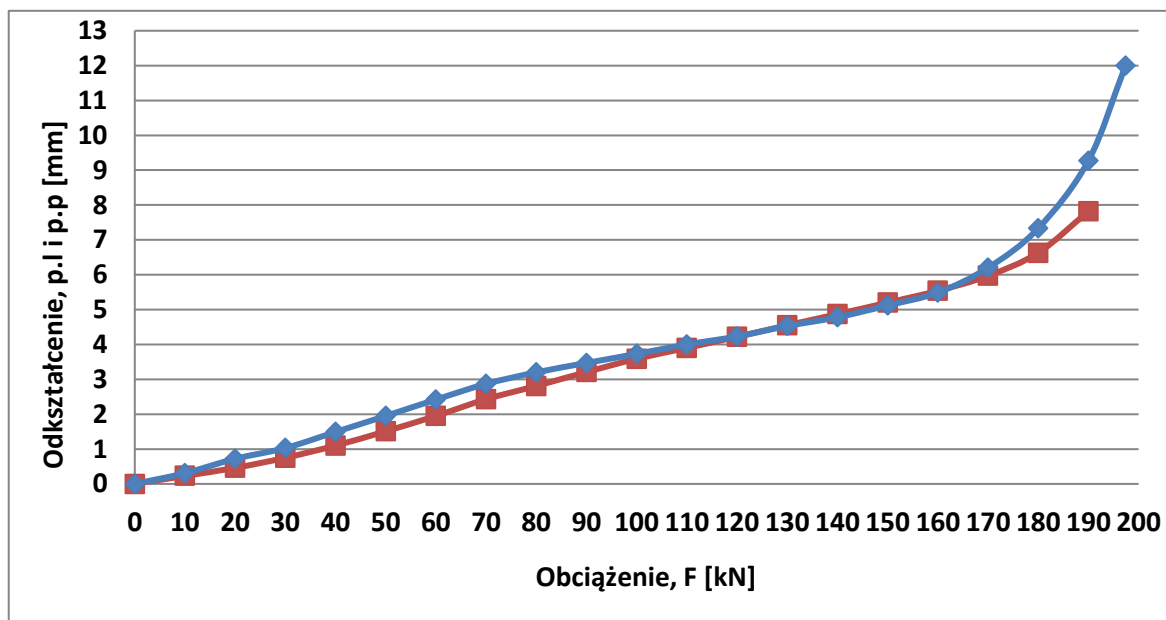
Rys. 12. Obraz uszkodzenia (zerwania) śruby lub zwojów śruby i nakrętki (źródło: opracowanie własne)

Badania te powtórzono przy momencie dokręcenia śrub równym 100 Nm z pomiarem odkształcenia po stronie prawej i lewej, a wyniki przedstawiono w tabeli 4 i na rysunku 13 .

**Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem –
moment dokręcenia śrub 100 Nm (źródło: opracowanie własne)**

Tabela 4

Lp.	Obciążenie, F [kN]	Odkształcenie, ΔL [mm]	
		p.l	p.p
1	10	0,31	0,23
2	20	0,72	0,46
3	30	1,03	0,75
4	40	1,49	1,10
5	50	1,95	1,51
6	60	2,42	1,95
7	70	2,87	2,43
8	80	3,20	2,81
9	90	3,47	3,21
10	100	3,73	3,59
11	110	4,00	3,90
12	120	4,23	4,22
13	130	4,53	4,55
14	140	4,78	4,87
15	150	5,12	5,20
16	160	5,49	5,54
17	170	6,20	5,97
18	180	7,33	6,63
19	190	9,27	7,82
20	200	12,00	-



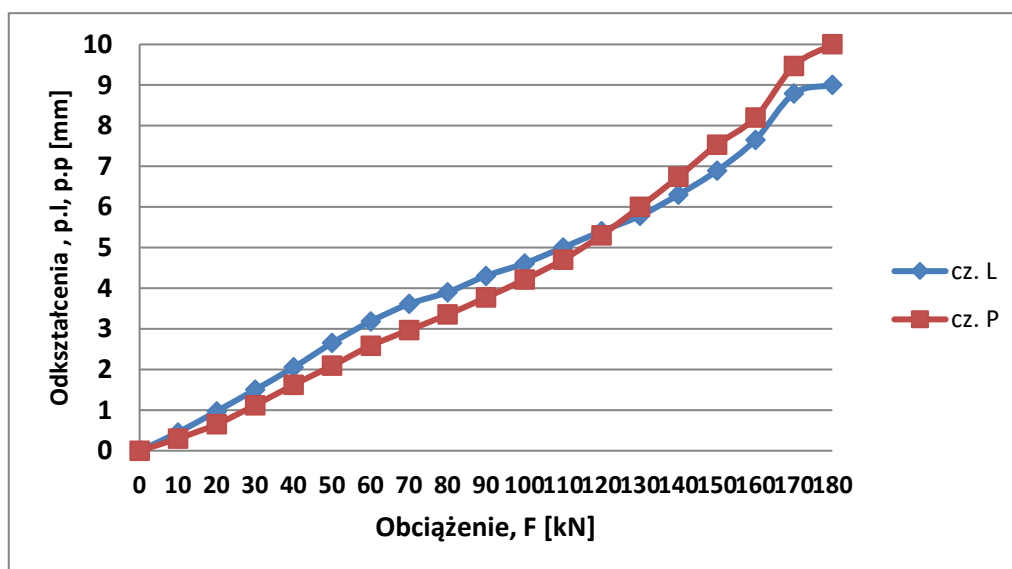
Rys. 13. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego w osi pługa i momencie dokręcenia 100 Nm (źródło: opracowanie własne)

W kolejnym kroku badawczym punkt przyłożenia obciążenia przesunięto o 100 mm w celu symulacji stanu asymetrycznego z momentem dokręcenia śrub równym 100 Nm. Wyniki tego badania prezentuje tabela 5 i rysunek 14.

**Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem -
asymetryczne, moment dokręcenia śrub 100 Nm
(źródło: opracowanie własne)**

Tabela 5

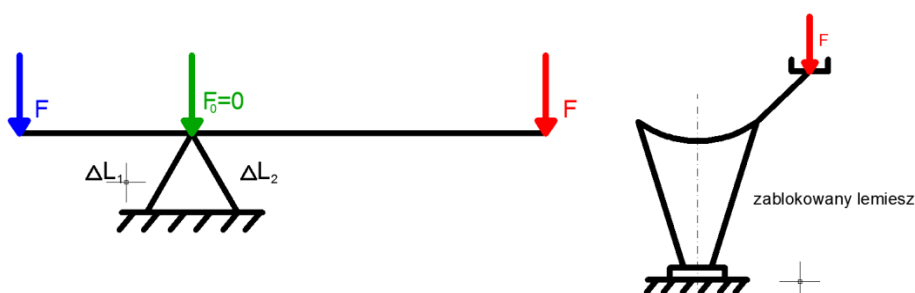
Lp.	Obciążenie, F[kN]	Odształcenie śrub, ΔL [mm]	
		p.l	p.p
1	20,0	0,97	0,65
2	30,0	1,50	1,12
3	40,0	2,05	1,62
4	50,0	2,65	2,09
5	60,0	3,18	2,58
6	70,0	3,61	2,97
7	80,0	3,90	3,35
8	90,0	4,30	3,77
9	100,0	4,61	4,21
10	110,0	5,00	4,70
11	120,0	5,40	5,30
12	130,0	5,78	6,00
13	140,0	6,30	6,74
14	150,0	6,89	7,53
15	160,0	7,65	8,20
16	170,0	8,79	9,47
17	180,0	9,00	10,00



Rys. 14. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego 100 mm od osi pługa i momencie dokręcenia 100 Nm
(źródło: opracowanie własne)

Wprowadzenie asymetryczności obciążenia spowodowało wahania czujników przemieszczenia na początku obciążania (10, 20 kN), a następnie przy 80 ÷ 90 kN, 120 ÷ 130 kN i 160 ÷ 170 kN, co świadczy o okresowym uplastycznianiu się materiału śruby (niejednorodność materiału śruby). Obraz zniszczenia po lewej i prawej stronie był taki sam (śruby nr 2 uległy zerwaniu, a w pozostałych ścięty został gwint nakrętki).

W celu symulacji najniekorzystniejszego stanu obciążenia (siła przyłożona na końcu lemiesza odchylanego – symulacja zaczepienia lemieszem o przeszkodę stałą – rysunek 15). W celu zabezpieczenia się przed odchyleniem lemiesza zablokowano mechanizm odchylania (strzałka przegubowego mechanizmu odchylania, $f = 0$). Wykonano próbę dwukrotnego obciążania nie doprowadzając w pierwszej próbie do zerwania śrub. Po pierwszej próbie obciążania, pozostało odkształcenie plastyczne (po stronie lewej: - 0,17 mm, a po stronie prawej: - 3,75 mm). Przy obciążeniu 52,6 kN nastąpiło jednoczesne zerwanie czterech śrub na części gwintowanej po prawej stronie. Wyniki badań przedstawia tabela 6 i rysunek 16.

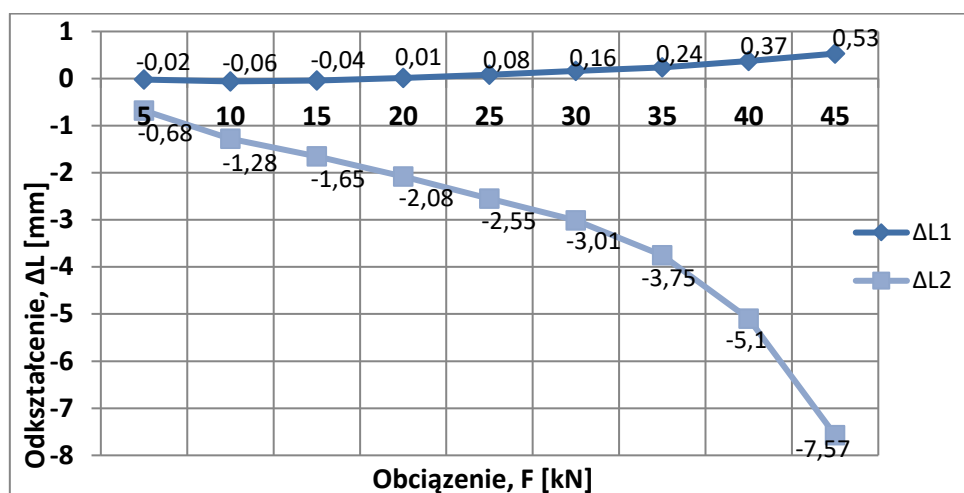


Rys. 15. Model obciążonego pługa siłą (źródło: opracowanie własne)

Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem – najniekorzystniejszy stan obciążenia, moment dokręcenia śrub 100 Nm (źródło: opracowanie własne)

Tabela 6

Lp.	Obciążenie, F [kN]	Odkształcenie, ΔL [mm]	
		ΔL_1	ΔL_2
1	5	- 0,02	- 0,68
2	10	- 0,06	- 1,28
3	15	- 0,04	- 1,65
4	20	0,01	- 2,08
5	25	0,08	- 2,55
6	30	0,16	- 3,01
7	35	0,24	- 3,75
8	40	0,37	- 5,10
9	45	0,53	- 7,57
1	5	0,00	- 0,77
2	10	0,02	- 1,24
3	15	0,04	- 1,80
4	20	0,09	- 2,37
5	25	0,15	- 2,89
6	30	0,21	- 3,35
7	35	0,28	- 3,81
8	40	0,35	- 4,31
9	45	0,44	- 4,88
10	50	0,55	- 5,54



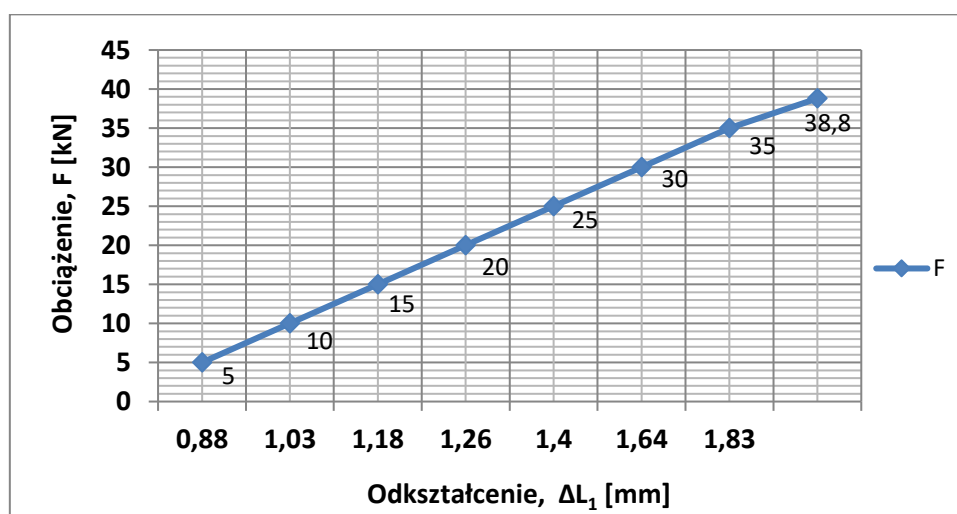
Rys. 16. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego na krawędzi zablokowanego lemiesza (źródło: opracowanie własne)

Przeprowadzono jeszcze dwie próby z zastosowaniem śrub M14x1,5x75 10.9 dokręconych momentem 120 Nm. Wyniki badań prezentują tabele 7 i 8 oraz rysunki 17 i 18.

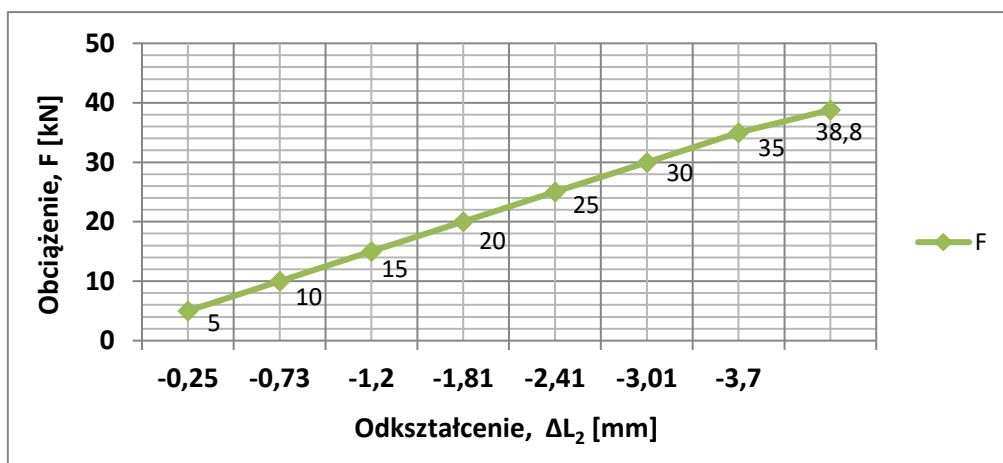
Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem – moment dokręcenia śrub 120 Nm (źródło: opracowanie własne)

Tabela 7

Lp.	Obciążenie, F[kN]	Odształcenie, ΔL [mm]	
		ΔL_1	ΔL_2
1	5	0,88	- 0,25
2	10	1,03	- 0,73
3	15	1,18	- 1,20
4	20	1,26	- 1,81
5	25	1,40	- 2,41
6	30	1,64	- 3,01
7	35	1,83	- 3,70



Rys. 17. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego na krawędzi zablokowanego lemiesza - lewa strona (źródło: opracowanie własne)



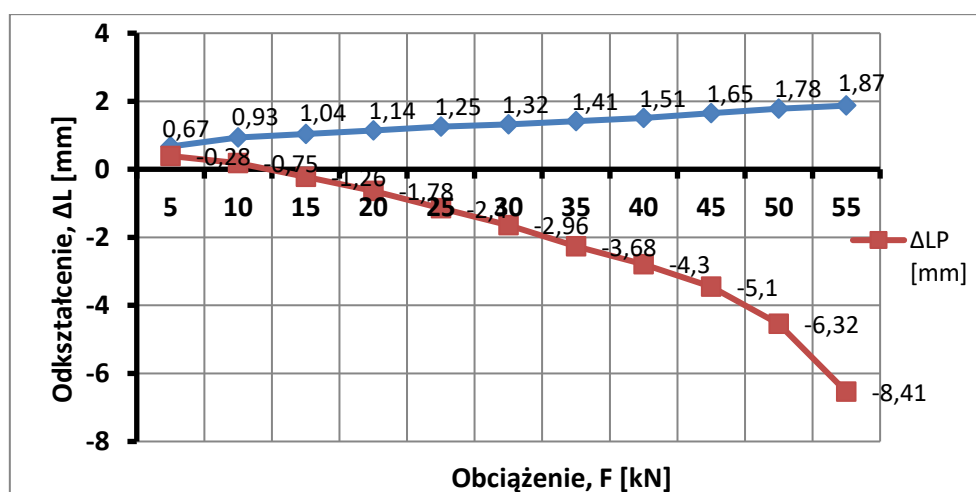
Rys. 18. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego na krawędzi zablokowanego lemiesza - prawa strona (źródło: opracowanie własne)

Ścięcie gwintu w nakrętkach nastąpiło przy obciążeniu równym 38,8 kN.

Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem – moment dokręcenia śrub 120 Nm (źródło: opracowanie własne)

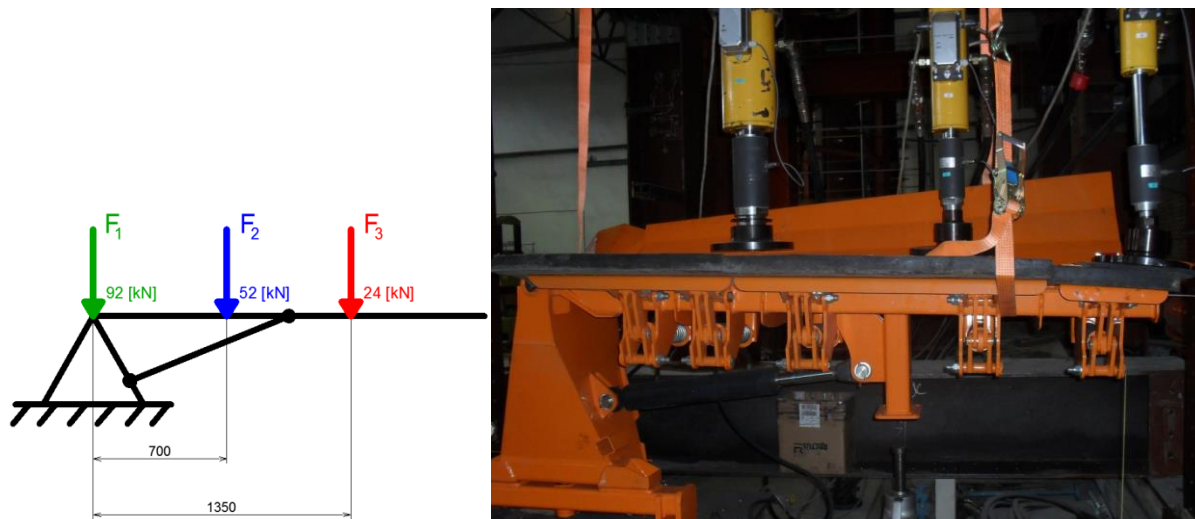
Tabela 8

Lp.	Obciążenie, F [kN]	Odształcenie, ΔL [mm]	
		ΔL_L	ΔL_P
1	5	0,67	- 0,28
2	10	0,93	- 0,75
3	15	1,04	- 1,26
4	20	1,14	- 1,78
5	25	1,25	- 2,40
6	30	1,32	- 2,96
7	35	1,41	- 3,68
8	40	1,51	- 4,30
9	45	1,65	- 5,10
10	50	1,78	- 6,32
11	55	1,87	- 8,41



Rys. 19. Zależność odkształcenia śrub zabezpieczenia w funkcji obciążenia przyłożonego na krawędzi zablokowanego lemiesza (źródło: opracowanie własne)

Śruby 1, 3, 4 zostały zerwane, a w śrubie nr 2 został ścięty gwint w nakrętce. W przypadku pługa ALPS 400, wykorzystano symetrię układu konstrukcyjnego i tym samym badaniom poddano tylko jedno jego skrzydło, zakładając obciążenie trzema siłami skupionymi, tak jak podano to na rysunku 20. Wyniki badań prezentuje tabela 9 oraz rysunki 21 i 22.



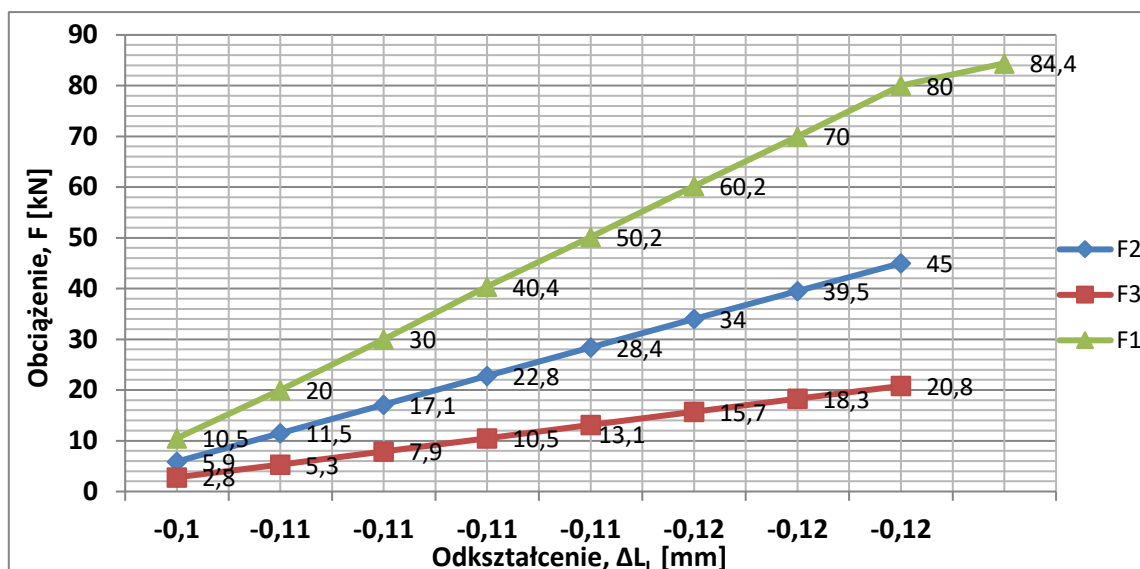
Rys. 20. Model obciążenia skrzydła pługa i widok układu obciążenia pługa trzema siłami skupionymi (źródło: opracowanie własne)

**Wyniki próby zabezpieczenia śrubowego przed przeciążeniem –
moment dokręcenia śrub 120 Nm (źródło: opracowanie własne)**

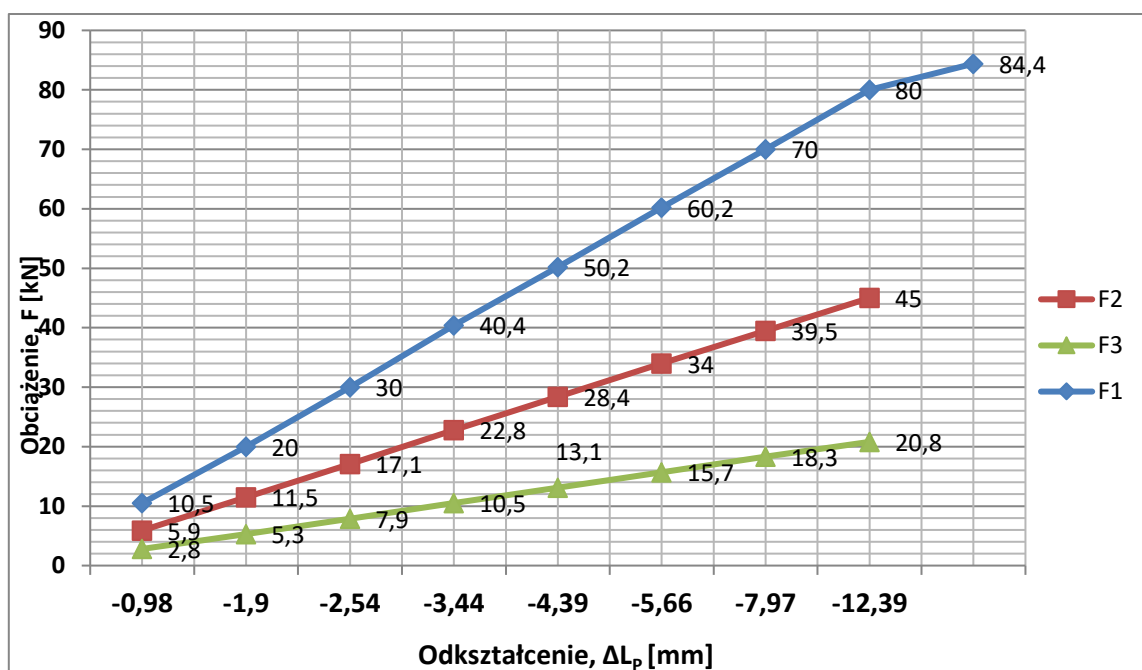
Tabela 9

Lp.	Obciążenia, F_n [kN]			Odształcenie ΔL [mm]	
	F_1	F_2	F_3	ΔL_L	ΔL_P
1	10,5	5,9	2,8	- 0,10	- 0,98
2	20,0	11,5	5,3	- 0,11	- 1,90
3	30,0	17,1	7,9	- 0,11	- 2,54
4	40,4	22,8	10,5	- 0,11	- 3,44
5	50,2	28,4	13,1	- 0,11	- 4,39
6	60,2	34,0	15,7	- 0,12	- 5,66
7	70,0	39,5	18,3	- 0,12	- 7,97
8	80,0	45,0	20,8	- 0,12	- 12,39

Podczas próby obciążania nastąpiło jednoczesne zerwanie czterech śrub przy maksymalnej sile, $F_{1,max} = 84,4$ kN przy wydłużeniu śrub ponad 13 mm.



Rys. 21. Zależność wydłużenia śrub po lewej stronie od obciążenia (źródło: opracowanie własne)



Rys. 22. Zależność wydłużenia śrub po prawej stronie od obciążenia (źródło: opracowanie własne)

2.2. Badanie mechanizmu przegubowego odchylenia lemiesza segmentowego

Mechanizmy odchylenia segmentów lemiesza w postaci wieloboku przegubowego służy przede wszystkim do zabezpieczenia pługa przed przeciążeniem w przypadku natrafienia na przeszkodę stałą oraz do dostosowania lemiesza do właściwości fizycznych zgarnianego śniegu (śnieg puszysty, śnieg zmrożony, powłoka lodowa, itp). Strzałka mechanizmu odchylenia w ustawieniu fabrycznym wynosi od 3 do 4 mm (rys. 23). Ustawienie to, w zależności od warunków atmosferycznych, może być zmieniane przez użytkownika zgodnie z zasadą opisaną w instrukcji obsługi pługa (wartość siły odchylenia nastawiana jest napięciem sprężyny mechanizmem śrubowym).



Rys. 23. Sposób pomiaru strzałki mechanizmu odchylania lemiesza (źródło: opracowanie własne)

Sposób obciążenia segmentu (siła przyłożona w środku odchylanego segmentu) lemiesza podano na rysunku 24. W tabeli 10 i na rysunku 25 podano zależność siły mechanizmu odchylania lemiesza w funkcji jego strzałki.

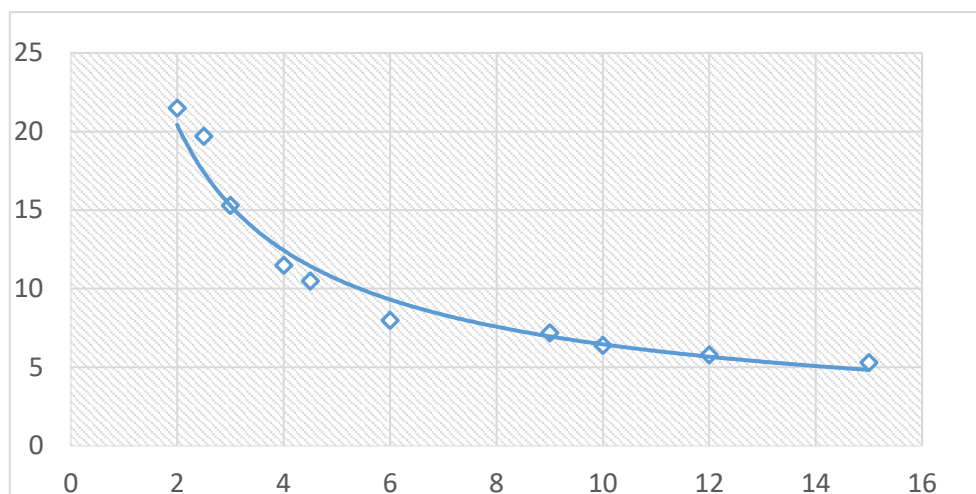


Rys. 24. Segment lemiesza w trakcie kolejnych faz odchylania (źródło: opracowanie własne)

Wartości sił odchylania lemiesza przy różnych nastawach strzałki
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 10

Strzałka, f [mm]	Siły odchylania lemiesza F [kN]	Wartość średnia
3,8 – ustawienie fabryczne	11,8; 11,2; 11,4; 11,7	11,50
15	5,4; 5,1; 5,1; 5,1	5,17
12	6,1; 5,8; 5,8; 5,9	5,90
10	6,6; 6,4; 6,1; 6,3	6,35
9	7,0; 7,2; 7,1; 7,1	7,10
6	8,7; 8,5; 8,4; 8,6	8,55
5	10,6; 10,4; 10,2; 10,8; 10,7	10,54
3	18,9; 14,7; 14,8; 15,3; 16,1	15,80
2,5	23,5; 20,2; 19,0; 19,3; 20,1	20,42
2	27,0; 21,3; 21,5; 21,9; 21,8	22,70



Rys. 25. Zależność siły odchylenia lemieszka od nastawienia strzałki mechanizmu odchylenia
(źródło: opracowanie własne)

W tabeli 11 przedstawiono wyniki uzyskane podczas prób odchylenia lemieszka pługa ALPS 400. W zakresie dużych strzałek (5, 10 mm) różnice w siłach dochodzą do 100% i są mniejsze dla pługa ALPS 400 niż w pługu ALPS 300. W przypadku strzałek rzędu 2 ÷ 3 mm wartości sił są porównywalne.

Wartości sił odchylenia lemieszka przy różnych nastawach strzałki
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 11

Strzałka, f [mm]	Obciążenie, F [kN]	Wartość średnia [mm]
10	3,5; 3,4; 3,5; 3,5; 3,4	3,46
5	7,4; 6,2; 6,3; 6,2; 6,4	6,50
3	15,1; 13,2; 14,1; 14,0; 13,6	14,00
2	18,4; 20,1; 19,5; 19,6; 23,5	20,22
1,5	31,5; 32,2; 30,9; 31,3; 33,1	31,80

Na zakończenie badań przeprowadzono próbę obciążania lemieszka o wzmocnionej konstrukcji (do usuwania oblodzenia na drodze), przy minimalnej strzałce mechanizmu odchylenia równej, $f = 1,25$ mm, siłą skupioną na jego końcu. Próbę przerywano po osiągnięciu siły równej 40 i 45 kN. W przypadku siły maksymalnej równej 40 kN ugięcie na końcu lemieszka wynosiło około 80 mm, a po odciążeniu około 10 mm. W przypadku siły – 45 kN ponad 100 mm, a po odciążeniu – 10 mm. Z dużym prawdopodobieństwem można przyjąć, iż obciążenie nie przekraczające 50 kN nie spowoduje uszkodzenia, tylko odkształcenie rzędu 20 mm, co nie spowoduje utraty funkcjonalności pługa.

3. Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone badania wytrzymałości elementów pługów (ALPS 300 i ALPS 400) wykonane na stanowisku badawczym pozwalającym na badania w skali 1:1 (badania „in situ”) wykazały ich przydatność w procesie wytwarzania. Uzyskane wyniki, poza oceną jakości konstrukcji, pozwalają na weryfikację procesu projektowania polegającego na doborze cech

konstrukcyjnych i opracowaniu procesów technologicznych wytwarzania i wytycznych eksploatacyjnych.

Wyniki badania układu zabezpieczenia pługów przed uszkodzeniem (przeciążeniem) pozwalają na dobór cech konstrukcyjnych bezpieczników śrubowych (średnica śrub, klasa wytrzymałości) przy różnych rodzajach obciążeń pługów (obciążenie równomierne spowodowane do osi pługa, dopuszczalne obciążenie układem sił, których wartość zmniejsza się od osi do krawędzi lemiesza). Przykładowo, na podstawie danych uzyskanych z badań eksploatacyjnych pługów, od tego roku śruby zwiększono liczbę śrub (śruby M14 ze względu na to, iż nie są zalecanych do stosowania, a ich dostawy wymagają specjalnego zamówienia u producenta) zostaną zastąpione śrubami M16. Pozwala to na umieszczenie w instrukcji obsługi informacji dotyczących procedury prawidłowej eksploatacji pługa gwarantujących bezawaryjną pracę zapewniającą niezawodność pługa.

Wyniki badania mechanizmu odchylania segmentów lemiesza pozwalają na optymalny dobór geometrii wieloboku przegubowego (strzałki w zależności od potrzeb wynikających z właściwości fizycznych usuwanego śniegu, lub lodu).

Zaprezentowana procedura ustalania wielkości nastawczych decydujących o bezpiecznej i bezawaryjnej pracy pozwala na wielostronne możliwości zastosowania pługów, począwszy od zimowego utrzymania dróg różnego rodzaju, a skończywszy na stosowaniu do utrzymania infrastruktury powierzchni kopalni (drogi, place manewrowe, place składowe) lub lotnisk (pasy startowe, place manewrowe i postojowe). W zależności od wymagań zamawiającego, procedura umożliwia zmiany konstrukcji, polegające np. na wyposażeniu pługa w różne – stalowe, gumowe lub z tworzywa sztucznego listwy zgarniające, względnie wyposażenie we wzmocnioną konstrukcję lemiesza (pługi eksportowane do krajów skandynawskich, w których obowiązuje zakaz stosowania soli zapobiegającej oblodzeniu jezdni wyposażane są we wzmocnioną konstrukcję lemiesza).

Literatura

1. Jaźwiński J., Klimaszewski S., Żurek J.: Metody prognozowania obiektu w oparciu o badania kontrolne. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn Vol.38, 2003.
2. Tomczyk W.: Uwarunkowania racjonalnego procesu użytkowania maszyn i urządzeń. Inżynieria Rolnicza nr 7, 2005.
3. Wawrzecki J.: Teoria manipulatorów. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2007.
4. Samasz Spółka z Ograniczoną Odpowiedzialnością, Białystok, Polska, Patent Polski PL 216182, Układ zawieszenia pługa zgarniającego, 2011.
5. Samasz Spółka z Ograniczoną Odpowiedzialnością, Białystok, Polska, Patent Europejski EP 2543768, Układ zawieszenia pługa zgarniającego, 2014.

Praca wykonana w ramach projektu „Transfer technologii do przemysłu” nr WND-POKL.08.02.01-20-103/12.

Indeks autorów

[Bartoszek Sławomir](#)

[Carbogno Alfred](#)

[Gondek Horst](#)

[Ickiewicz Jerzy](#)

[Jagodziński Maciej](#)

[Jasiński Tomasz](#)

[Kalita Marek](#)

[Kolman Jiří](#)

[Konewecki Artur](#)

[Kubis Sebastian](#)

[Kwaśniewski Jerzy](#)

[Lutyński Aleksander](#)

[Łagoda Tadeusz](#)

[Mazurek Paweł](#)

[Moczko Przemysław](#)

[Molski Szymon](#)

[Nieśpiałowski Krzysztof](#)

[Odyjas Piotr](#)

[Polak-Micewicz Monika](#)

[Prostański Dariusz](#)

[Rawicki Norbert](#)

[Rozwadowski Krzysztof](#)

[Siwulski Tomasz](#)

[Skrzypczak Maciej](#)

[Stawowiak Michał](#)

[Warzyńska Urszula](#)

[Więckowski Jędrzej](#)

[Wójcicki Mateusz](#)

[Zawada Łukasz](#)