



MASZYNY GÓRNICZE

4/2018

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

MASZYNY GÓRNICZE

MINING MACHINES

4(156)2018

Kwartalnik naukowo-techniczny
Rok XXXVI, grudzień 2018

Zespół Redakcyjny:

Redaktor Naczelny:
dr inż. Antoni Kozieł

Z-ca Redaktora Naczelnego:
dr inż. Edward Pieczora

Sekretarz Redakcji:
mgr inż. Romana Zając

Redaktor statystyczny:
dr inż. Jarosław Tokarczyk

Redaktor językowy:
mgr Elżbieta Kwaśniewska-Gajda

Redaktorzy tematyczni:
dr hab. inż. Beata Grynkiewicz-Bylina
prof. nadzw. ITG KOMAG,
prof. dr hab. inż. Adam Klich,
prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński,
dr hab. inż. Stanisław Szweda
prof. nadzw. ITG KOMAG,
prof. dr hab. inż. Teodor Winkler

Korekta i skład:
mgr inż. Marzena Pabian-Macina

Wydawca:
Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice
tel. 32 2374 129
<http://www.komag.eu>

Wersję elektroniczną wydawanego
kwartalnika należy traktować jako
wersję pierwotną.



ISSN 2450-9442

Szanowni Państwo

Kończy się 2018 rok, trudny dla polskiego górnictwa i branży maszyn górniczych. Atmosfera wokół „węgla” jest coraz bardziej niesprzyjająca w Europie, jak również w opinii polskiego społeczeństwa. Świadczyły o tym obrady szczytu klimatycznego ONZ – Konferencji COP24 zakończonej właśnie w Katowicach. Przeciwdziałanie zmianom klimatu, w tym redukcja CO₂, jest koniecznością i wiąże się z troską o los przyszłych pokoleń. Również problem „niskiej emisji” związany ze spalaniem węgla w piecach jest coraz bardziej dokuczliwy, nie tylko na Śląsku, ale również w wielu regionach Polski. Jaka będzie przyszłość polskiego górnictwa - to pytanie staje się coraz bardziej istotne dla Śląska i ludzi związanych z jego produkcją. Proces ograniczania jego roli wydaje się być nieuchronny i będzie długotrwały. Stąd istotne są prace nad tworzeniem „czystych technologii węglowych”, tj: zgazowanie węgla oraz wdrażanie inteligentnych technik pozwalających w racjonalny sposób pozyskiwać posiadane zasoby węgla. To zadanie dla instytutów naukowych, jak również jednostek związanych z górnictwem. Wymaga to jednak znacznych nakładów finansowych, o które spółkom górniczym coraz trudniej. Polski węgiel powinien być konkurencyjny i może zaspokajać potrzeby energetyczne kraju. Odnawialne źródła energii mogą stanowić tylko uzupełnienie potrzeb energetycznych. Nie ma, póki co, możliwości zastąpienia tego surowca energetycznego innym.

Świąteczna atmosfera i kończący się rok to czas na refleksje o tym co było i co będzie. Miejmy nadzieję, że przyszłość okaże się lepsza niż zakładamy. Życzymy Państwu wszelkiej pomyślności w Nowym 2019 Roku.

Redakcja Naukowa
Kwartalnika „Maszyny Górnicze”
dr inż. Antoni Kozieł

PROJEKTOWANIE I BADANIA

Kalita M., Mazurkiewicz A., Tarkowski A.: Projekt oraz weryfikacja wytrzymałościowa skrzyni akumulatorowej i aparaturowej górnictwej maszyny mobilnej	3
Madejczyk W.: Wyznaczanie nośności siatek okładzinowych zgrzewanych	19
Dobrzaniecki P., Kalita M.: Możliwość zastosowania magnesów neodymowych w sprzęgłach maszyn i urządzeń	27

TRANSPORT I ODSAWA

Kaczmarczyk K.: Układy napędowe ciągników manewrowych	39
--	----

SZYBY I MASZyny WYCIĄGOWE

Turewicz K.: Wybrane zagadnienia analizy wytrzymałościowej linopędni maszyn wyciągowych metodą elementów skończonych MES	48
---	----

NAPĘDY I UKŁADY NAPĘDOWE

Nieśpiałowski K., Rawicki N., Wójcicki M.: Mobilny zespół napędowo – pompowy do czyszczenia układów chłodzenia silników elektrycznych stosowanych w górnictwie ...	58
---	----

**SYSTEMY ZASILANIA,
STEROWANIA, MONITORINGU
I DIAGNOSTYKI**

Konsek R., Deja P.: Nowe rozwiązanie układu zasilająco-sterującego górnictwej maszyny mobilnej	67
--	----

**JAKOŚĆ, CERTYFIKACJA,
NORMALIZACJA, ZARZĄDZANIE**

Markowska K.: Problemy decyzyjne obsługi klientów w transporcie intermodalnym	78
--	----

DESIGNING AND TESTING

Kalita M., Mazurkiewicz A., Tarkowski A.: Design and strength verification of the battery and apparatus boxes for the mining mobile machine	3
--	---

Madejczyk W.: Determination of welded mesh claddings' load-bearing capacity	19
--	----

Dobrzaniecki P., Kalita M.: Possibility of using the neodymium magnets in machines and equipment clutches	27
---	----

**TRANSPORT AND CONVEYING
SYSTEM**

Kaczmarczyk K.: Driving systems in manoeuvring drivetrains	39
---	----

SHAFTS AND HOISTING MACHINES

Turewicz K.: Selected problems of strength analysis of Koepe pulleys in hoisting machines by the FEM method	48
---	----

DRIVERS AND DRIVE SYSTEMS

Nieśpiałowski K., Rawicki N., Wójcicki M.: Mobile driving-and-pumping unit for cleaning the electric motors cooling systems used in the mining industry	58
--	----

**SYSTEMS FOR POWER SUPPLY,
CONTROL, MONITORING AND
DIAGNOSTICS**

Konsek R., Deja P.: The new solution for the power supply and control system of mining auxiliary machines	67
---	----

**QUALITY, CERTIFICATION,
STANDARDIZATION, MANAGEMENT**

Markowska K.: Decision-making problems of customer service in intermodal transport ..	78
--	----

Projekt oraz weryfikacja wytrzymałościowa skrzyni akumulatorowej i aparaturowej górnictwa mobilnej

dr inż. Marek Kalita
mgr inż. Andrzej Mazurkiewicz
mgr inż. Artur Tarkowski
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Design and strength verification of the battery and apparatus boxes for the mining mobile machine

Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki prac projektowych konstrukcji skrzyni akumulatorowej i aparaturowej, przeznaczonych dla górniczej maszyny mobilnej. Prace realizowano w ramach projektu HYDKOM 75 pt.: „Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego” współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego. Projekt jest realizowany na podstawie umowy o dofinansowanie z Narodowym Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjny Rozwój, Działanie 4.1.2 Regionalne agendy naukowo-badawczej. Współwykonawcą projektu jest przedsiębiorstwo Hydrotech S.A. W artykule omówiono budowę skrzyni oraz przedstawiono wyniki weryfikacji wytrzymałościowej metodą elementów skończonych. Przedstawiono wymagania formalno-prawne oraz warunki niezbędne do spełnienia wymagań zasadniczych ujętych w Dyrektywie ATEX.

Abstract:

Results of the design work on the structure of battery and apparatus boxes intended for the mining mobile machine are presented. The work was carried out as part of the HYDKOM 75 project entitled "Innovative mobile machine with a universal electric drive system, increasing the level of technical safety" co-financed from the European Regional Development Fund. The project is implemented on the basis of co-financing from the National Centre for Research and Development under the Operational Programme Innovative Development, Measure 4. 1. 2 Regional Science and Research Agendas. The co-contractor of the project is Hydrotech S.A. The structure of boxes and the results of strength verification using the finite element method is discussed. The formal and legal requirements as well as the conditions necessary to meet the essential requirements included in the ATEX Directive are presented.

Słowa kluczowe: projektowanie, skrzynia akumulatorowa, skrzynia aparaturowa, ognioszczelność, ATEX

Keywords: design, battery box, apparatus box, containment of flames, ATEX

1. Wprowadzenie

Zmiana przekroju poprzecznego wyrobiska poprzez wypiętrzanie spągu zmienia między innymi jego warunki wentylacyjne. W związku z powyższym, w celu przywrócenia pierwotnego przekroju poprzecznego wyrobiska konieczna jest przybierka spągu. Ingerencja w profil wyrobiska zachodzi również podczas drażenia wyrobisk korytarzowych techniką strzelniczą, gdzie wymagane jest usunięcie pozostawionych po odstrzeleniu fragmentów skały płonnej i węgla. Do utrzymania wymaganego stanu spągu stosowane są między innymi spagoladowarki [2, 3].

Na rynku maszyn górniczych przeznaczonych do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach górniczych istnieje szereg rozwiązań spagoladowarek. Maszyny te, poruszające się na podwoziu gąsienicowym, oprócz czerpaka pozwalającego na realizację przybierki spągu, często wyposażane są w narzędzia dodatkowe zwiększające funkcjonalność maszyny. Cechą wspólną tych maszyn jest ich układ napędowy, w postaci agregatu elektro-hydraulicznego. Agregat napędzany silnikiem elektrycznym, jest zasilany przewodem

elektrycznym z wyłączników stycznikowych zlokalizowanych w wyrobisku. Taki układ zasilający ogranicza mobilność maszyny długością przewodu zasilającego [2, 15].

W ramach projektu HYDKOM 75, pt.: „Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego” współfinansowanym ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego, Instytut Techniki Górniczej KOMAG oraz firma Hydrotech S.A. opracowały spagolodowarkę, z napędem akumulatorowym, przeznaczoną do mechanizacji prac związanych z utrzymaniem spągu wyrobisk chodnikowych z atmosferą potencjalnie zagrożoną wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.

Innowacyjny układ zasilający maszyny bazuje na ogniwach litowo-żelazowo-fosforanowych. Zabudowa zespołu zasilającego na maszynie wymagała podjęcia prac projektowych, mających na celu opracowanie postaci konstrukcyjnej części mechanicznej skrzyni akumulatorowej i aparaturowej, stanowiących moduł zasilająco-sterujący HK-1. Proponowane rozwiązania skrzyń konsultowano z zespołem specjalistów ITG KOMAG odpowiedzialnym za opracowanie części elektrycznej maszyny oraz z konsorcjantem przemysłowym i producentem maszyny, tj. firmą Hydrotech S.A. Kolejne wersje konstrukcyjne skrzyń elektrycznych poddawano weryfikacji wytrzymałościowej metodą elementów skończonych w środowisku oprogramowania Ansys. Efektem końcowym prac była postać konstrukcyjna oraz dokumentacja techniczna części mechanicznej obydwu skrzyń, na podstawie której partner przemysłowy wyprodukował egzemplarze prototypowe.

2. Wymagania formalno-prawne w zakresie projektowania skrzyń aparatury elektrycznej

Projektowane skrzynie aparatury elektrycznej, z racji stosowania w gazowych atmosferach wybuchowych, podlegają dyrektywie Unii Europejskiej ATEX 2014/34/UE [1]. Dyrektywa ATEX (ATmospheres EXplosibles) definiuje wymagania zasadnicze jakie musi spełniać każdy produkt przeznaczony do stosowania w strefach zagrożonych wybuchem i obejmuje swym zakresem:

- urządzenia i systemy ochronne przeznaczone do użytkowania w atmosferze wybuchowej,
- komponenty bez funkcji samodzielnych,
- sprzęt przeznaczony do użytku poza atmosferą wybuchową, który wymagany jest lub przyczynia się do bezpiecznego funkcjonowania sprzętu wobec zagrożeń wybuchowych.

Wymagania szczegółowe dotyczące konstrukcji spełniającej wymagania dyrektywy ATEX podane są w normach zharmonizowanych. Wykaz norm zharmonizowanych z dyrektywą ATEX podaje komunikat UE z dnia 09.03.2018 r. [4].

Projektowane skrzynie aparatury elektrycznej podlegają wymaganiom normy PN-EN 60079-0:2013-03 [9], która określa wymagania ogólne dotyczące konstrukcji, badań i znakowania urządzeń elektrycznych oraz komponentów przeznaczonych do stosowania w atmosferach wybuchowych. Skrzynie, w rozumieniu przedmiotowej normy, są osłonami ognioszczelnymi i podlegają również szczegółowym wymaganiom dotyczącym konstrukcji i badań wg normy PN-EN 60079-1:2014-12 [10].

Ww. normy, oprócz określenia odpowiednich terminów, pojęć i definicji w zakresie konstruowania, stosowania i badania osłon ognioszczelnych eksploatowanych w atmosferach wybuchowych, zawierają wytyczne i wymagania dla projektowanych skrzyń. Wytyczne te dotyczą między innymi takich elementów konstrukcyjnych skrzyń jak:

- złącza ognioszczelne i uszczelnione,
- drążki sterownicze,
- wałki i łożyska,
- części przepuszczające światło,
- urządzenia oddechowe i odwadniania,
- elementy mocujące i otwory,
- materiały,
- wprowadzenia do osłon ognioszczelnych,
- aparatura łączeniowa,
- osłony niemetalowe i niemetalowe części osłon.

Normy definiują również zakres badań wyrobu i badania typu (badania wytrzymałości osłony na ciśnienie oraz badanie nieprzenoszenia się wewnętrznego zapłonu).

Zachowanie ognioszczelności w zakresie złączy gwintowanych wymaga, aby otwory gwintowane posiadały pełny zarys na całej długości i były wykonane w klasie 6H (średniokładnie) wg normy PN ISO 965-1:2001 [13].

Ponadto kadłuby skrzyń aparatury elektrycznej powinny spełniać wymagania techniczne umieszczone na rysunkach dokumentacji konstrukcyjnej oraz wymagania norm [5, 7, 8] w zakresie tolerancji wymiarów kątowych i liniowych oraz chropowatości powierzchni. Wymagania techniczne dotyczą również rodzaju stosowanych materiałów i ich zgodności w zakresie składu chemicznego, własności wytrzymałościowych oraz dokładności wykonania spoin, konstrukcji spawanych jak i innych nietolerowanych wymiarów konstrukcyjnych. Wymagania techniczne w zakresie spawania kadłubów definiują zasady przygotowania do spawania oraz wykonania spawania i są powiązane z instrukcją technologiczną spawania WPS (*ang. Welding Procedure Specification*) wykonawcy. Jeśli dokumentacja konstrukcyjna nie stanowi inaczej należy spełnić wymagania norm [6, 7, 8, 11, 12] dla spawanych kadłubów skrzyń aparatury elektrycznej w zakresie:

- klasy wykonania konstrukcji spawanej (1 klasa wg PN-87/M-69008),
- jakości spoin (klasa B lub C wg PN-EN ISO 5817:2014-05),
- tolerancji wymiarów liniowych (klasa B wg PN-EN ISO 13920:2000),
- tolerancji prostoliniowości, płaskości i równoległości (klasa F wg PN-EN ISO 13920:2000),
- wymiarów nietolerowanych (wykonanie jako ISO 2786 m K wg PN-EN 22768-1:1999 i PN-EN 22768-2:1999).

3. Założenia konstrukcyjne

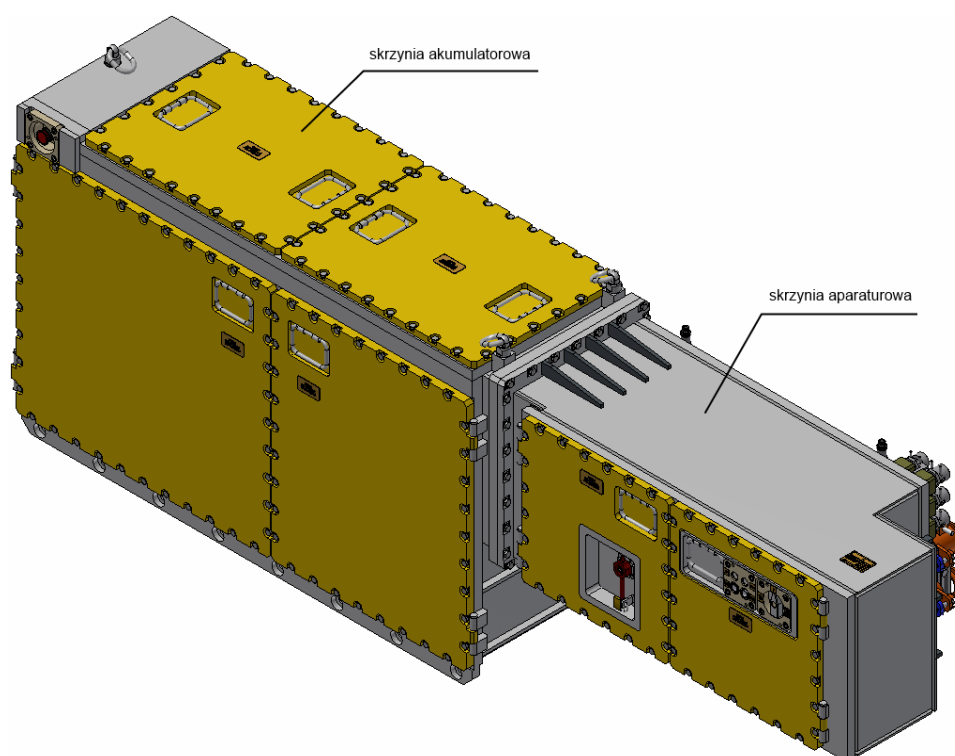
Prace projektowe prowadzono w oparciu o następujące założenia konstrukcyjne:

1. Moduł zasilająco sterujący powinien składać się z dwóch skrzyń: akumulatorowej i aparaturowej.
2. Skrzynie powinny spełniać wymagania stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.
3. Kadłuby skrzyń powinny być niezależnymi konstrukcjami spawanymi połączonymi są ze sobą za pomocą śrub i podkładek.
4. Kadłub skrzyni aparaturowej powinien być zakończony czopem, który pozwoli na centrowanie względem niego skrzyni z akumulatorami.
5. Szczelina pomiędzy czopem kadłuba skrzyni aparaturowej, a otworem kadłuba skrzyni akumulatorów powinna stanowić przejście ognioszczelne.
6. Podział modułu zasilająco sterującego na dwie skrzynie wynika z wymiarów gabarytowych przestrzeni przeznaczonej do jego zabudowy na spągłodowarce oraz z aspektów wykonawczych, obróbczych i montażowych.
7. Wewnątrz skrzyni akumulatorowej należy umieścić czternaście pakietów bateryjnych.
8. Każdy pakiet bateryjny składa się z szesnastu ogniw.
9. Wewnątrz skrzyni aparaturowej należy zabudować elementy wyposażenia elektrycznego takie jak: falownik i ładowarka, zasilacze, sterowniki oraz szereg komponentów drobnych wytypowanych przez zespół odpowiedzialny za projekt części elektrycznej skrzyń.
10. Zabudowane w skrzyni zasilającej falownik i ładowarka należy wyposażyć w wymiennik ciepła.
11. Obydwie skrzynie, pod względem elektrycznym, będą połączone ze sobą za pomocą izolatorów spełniających wymagania ognioszczelności.
12. Rozmieszczenie elementów wyposażenia elektrycznego powinno w możliwie największym stopniu ułatwiać montaż i prowadzenie czynności serwisowych.
13. Wymiary gabarytowe zespołu zasilająco sterującego nie mogą powodować zwiększenia wymiarów gabarytowych maszyny.

Na podstawie ww. założeń oraz w oparciu o prowadzone na bieżąco uzgodnienia techniczne pomiędzy zespołami projektowymi, opracowano postać konstrukcyjną (części mechanicznej) skrzyni akumulatorowej i aparaturowej wraz z wizualizacją zabudowy poszczególnych jej podzespołów.

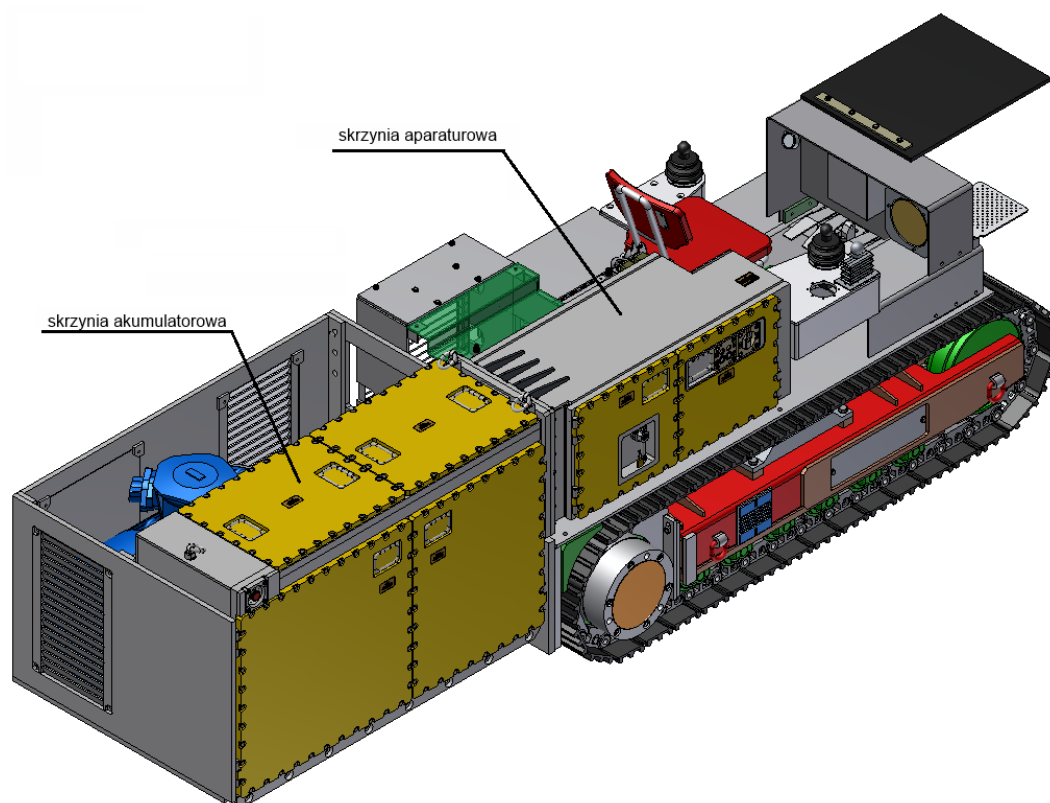
4. Budowa zespołu zasilająco-sterującego

Zespół zasilająco-sterujący HK-1 spągłodowarki składa się z dwóch niezależnych, połączonych ze sobą mechanicznie i elektrycznie skrzyń: akumulatorowej i aparaturowej (rys. 1).



Rys. 1. Model przestrzenny zespołu zasilająco-sterującego HK-1 spągłodowarki [14]

Większa gabarytowo skrzynia akumulatorowa przeznaczona jest do zabudowy w jej wnętrzu ogniw bateryjnych. W skrzyni mniejszej zabudowane jest wyposażenie elektryczne niezbędne do prawidłowego działania ogniw oraz do zasilania maszyny. Na rysunku 2 pokazano sposób zabudowy zespołu zasilająco sterującego HK-1 na podwoziu gąsienicowym spągłodowarki.



Rys. 2. Sposób zabudowy zespołu zasilająco-sterującego HK-1 na podwoziu spągłodowarki [14]

Konstrukcja zespołu HK-1 umożliwia jego zabudowę na prawym boku maszyny, w tylnej części jej kadłuba napędowego. Część akumulatorową zespołu dostosowano do wymiarów kadłuba napędu maszyny nie zwiększając wymiaru szerokościowego maszyny. Górna powierzchnia całego zespołu zasilającego sterującego stanowi maksymalny wymiar wysokościowy maszyny. Zamocowana do skrzyni akumulatorowej skrzynia aparaturowa zajmuje miejsce nad prawym błotnikiem wózka gąsienicowego maszyny.

Zabudowa zespołu zasilającego sterującego zajmuje niespełną połowę szerokości maszyny dzieląc jej kadłub napędu na dwie części. Wszystkie wpusty kablowe wchodzące do i wychodzące ze skrzyni aparaturowej zwrócone są w kierunku osi podłużnej maszyny. Taka ich zabudowa umożliwia łatwe doprowadzenie przewodów zasilających do wszystkich podzespołów elektrycznych maszyny, tj.: silnika elektrycznego, wyłączników awaryjnych, oświetlenia, itp.

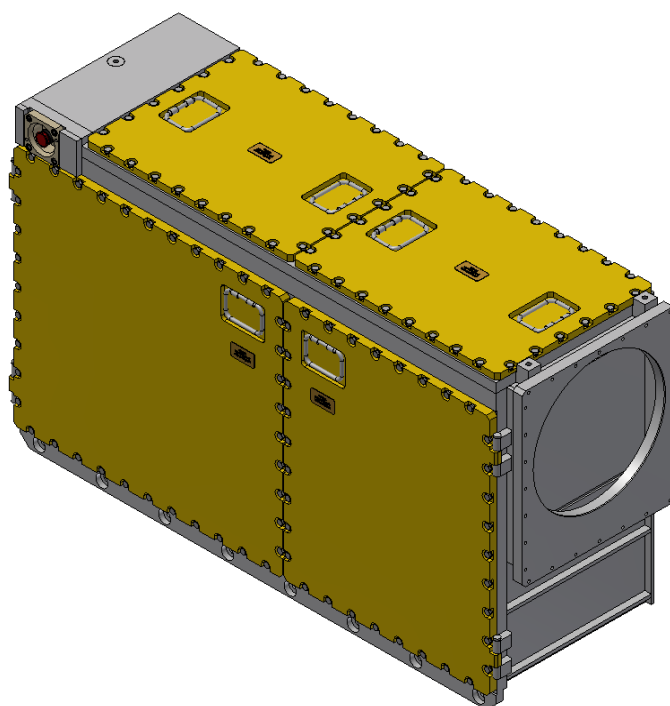
Od strony osi maszyny zlokalizowano zintegrowany ze skrzynią zasilającą wymiennik ciepła, odpowiedzialny za chłodzenie zabudowanych wewnątrz skrzyni falownika i ładowarki.

Po zabudowaniu zespołu zasilającego sterującego HK-1 na podwoziu maszyny, pokrywy dostępne obydwu skrzyń zlokalizowano na prawym boku maszyny (czworo otwieranych drzwi) oraz na powierzchni górnej (pokrywy przykręcane śrubami).

W trakcie procesu projektowania prowadzono analizy wytrzymałościowe metodą elementów skończonych w celu weryfikacji konstrukcji i ewentualnej jej modyfikacji, w aspekcie zachowania właściwej wytrzymałości i spełnienia wymagań w zakresie ognioszczelności.

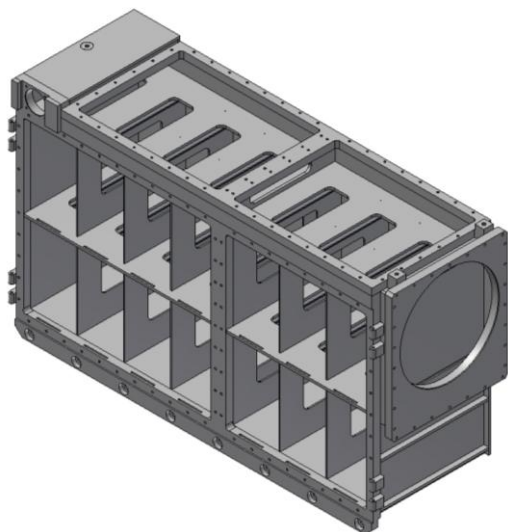
4.1. Skrzynia akumulatorowa

Na podstawie wymiarów gabarytowych ogniw oraz w oparciu o przeprowadzone analizy wytrzymałościowe MES opracowano postać konstrukcyjną skrzyni akumulatorowej (rys. 3).

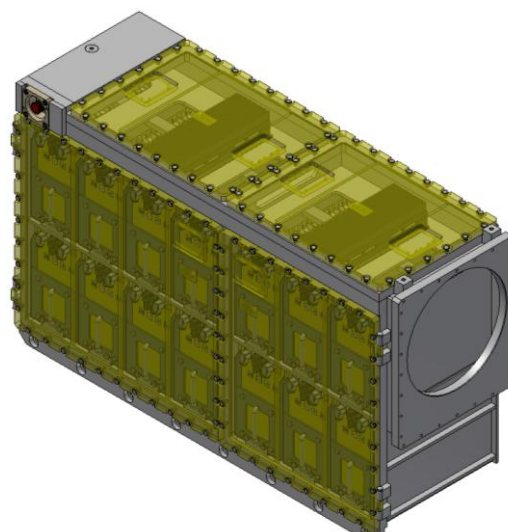


Rys. 3. Skrzynia akumulatorowa [14]

Skrzynia jest konstrukcją spawaną z blach stalowych. Powierzchnia górna skrzyni posiada dwie, przykręcane śrubami, pokrywy dostępne. Boczna ściana skrzyni posiada dwoje otwieranych drzwi. W tylnej górnej części skrzyni umieszczono wyłącznik awaryjny. Skrzynię podzielono na dwie części. W dolnej wykonano miejsca montażu modułów bateryjnych, a górną przeznaczono na montaż modułów BMS (*ang. Building Management System*). Na rysunku 4 pokazano widok kadłuba skrzyni, a na rysunku 5 widok skrzyni z zabudowanym wyposażeniem.

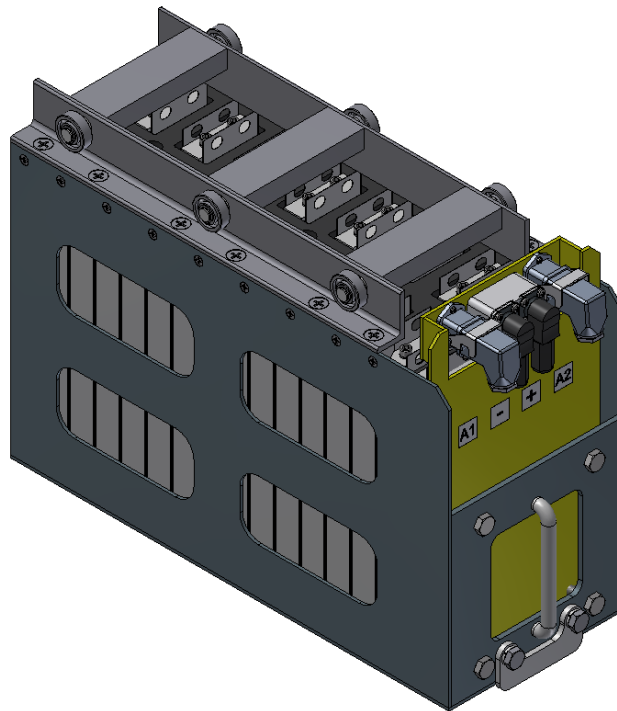


Rys. 4. Kadłub skrzyni akumulatorowej [14]



Rys. 5. Skrzynia akumulatorowa z zabudowanym wyposażeniem [14]

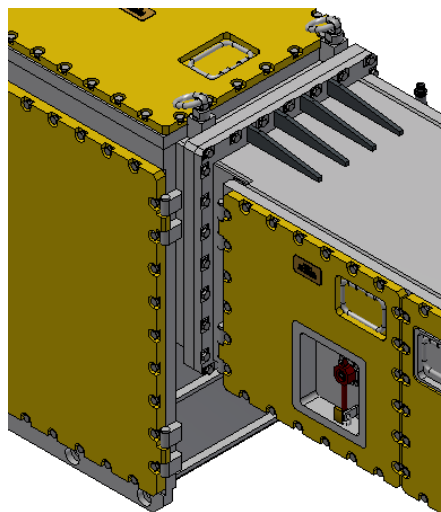
Skrzynię wzmocniono poprzez wspawanie w jej wnętrzu żebra dzielącego komorę akumulatorową na dwie części. W przestrzeni zarezerwowanej pod montaż modułów bateryjnych umieszczono półki umożliwiające montaż modułów bateryjnych. Integralną częścią skrzyni są szufladowe moduły bateryjne (rys. 6).



Rys. 6. Kompletny szufladowy moduł baterijny [14]

Skrzynia akumulatorowa wyposażona jest w 14 modułów baterijnych. Pojedynczy moduł baterijny składa się z 16 ogniw litowo-żelazowo-fosforanowych. Ogniwa w module są montowane posobnie. Każde z ogniw w górnej części posiada styki: dodatni i ujemny. Styki łączone są ze sobą w górnej części modułu za pomocą specjalnej płyty przekazującej napięcie do złączy zlokalizowanych w przedniej górnej części modułu. Wszystkie moduły bateryjne połączono są ze sobą za pomocą przewodów elektrycznych.

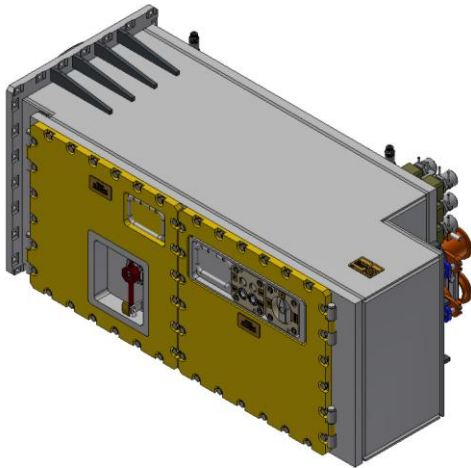
Przednia część skrzyni akumulatorowej posiada kołnierz przeznaczony do mocowania skrzyni aparaturowej (rys. 7). Kołnierz, oprócz otworów przeznaczonych pod montaż śrub, wyposażono w otwór centrujący skrzynię aparaturową względem skrzyni akumulatorowej. Otwór, w połączeniu z czopem skrzyni aparaturowej, stanowi przejście ognioszczelne.



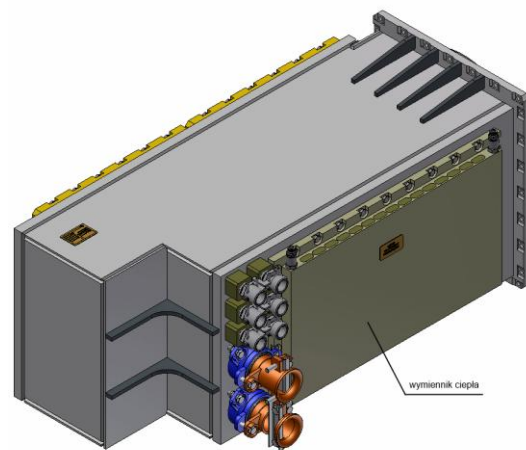
Rys. 7. Sposób połączenia skrzyni akumulatorowej i aparaturowej [14]

4.2. Skrzynia aparaturowa

Ze skrzynią akumulatorową współpracuje skrzynia aparaturowa, która podobnie jak akumulatorowa, jest również konstrukcją spawaną z blach i profili stalowych. Na bocznej ścianie skrzyni zabudowano, otwierane na zawiasach, drzwi dostępne (rys. 8). Do tylnej ściany skrzyni przykręcono wymiennik ciepła (rys. 9). Obok wymiennika zabudowano również wpusty kablowe.

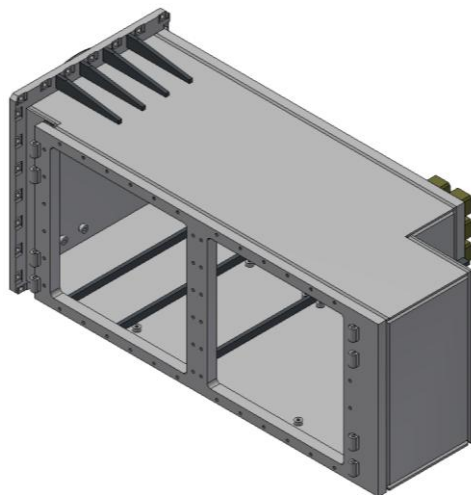


Rys. 8. Skrzynia aparaturowa [14]



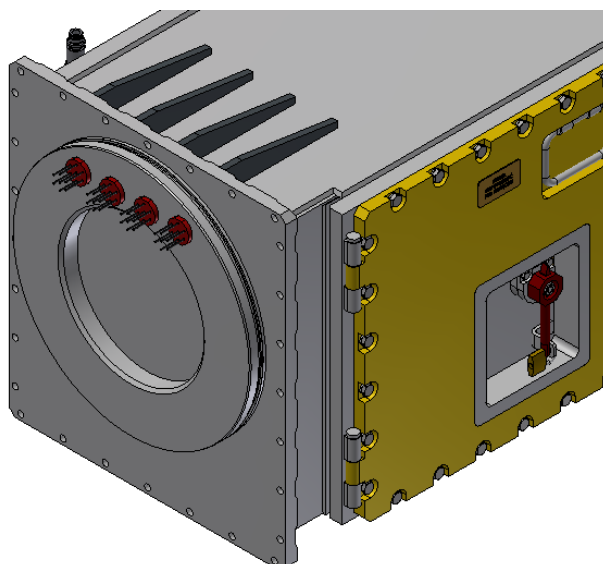
Rys. 9. Skrzynia aparaturowa z zabudowanym wymiennikiem ciepła oraz wpustami [14]

Widok konstrukcji spawanej skrzyni aparaturowej przedstawiono na rysunku 10. Wewnątrz oraz na zewnątrz skrzyni zabudowano żebra wzmacniające. Ze względu na zabudowę skrzyni na maszynie, jej przednia część jest węższa, co umożliwia montaż siedzenia operatora.



Rys. 10. Konstrukcja spawana skrzyni aparaturowej [14]

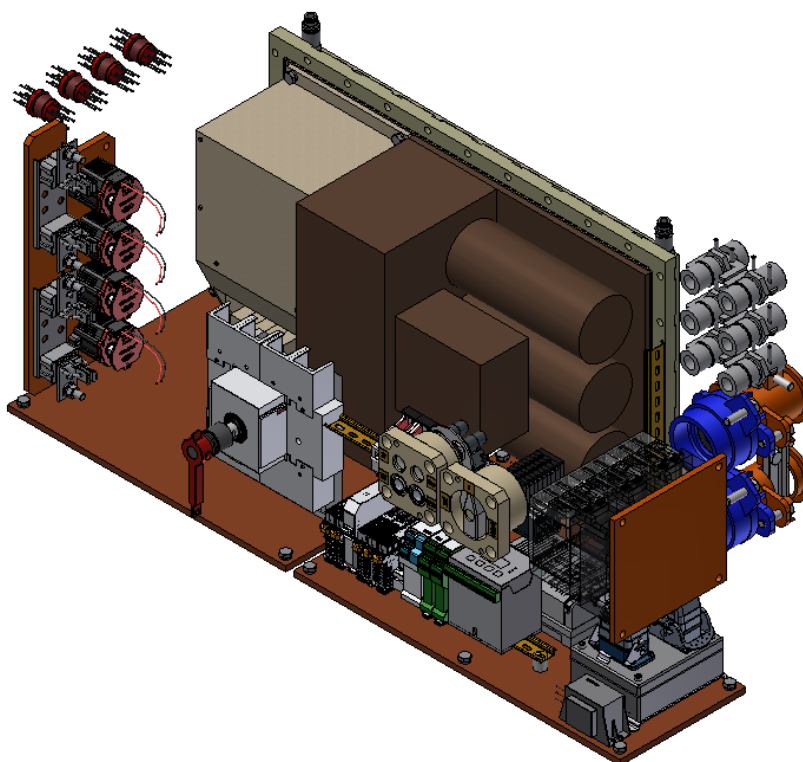
Na ścianie kołnierza skrzyni aparaturowej zabudowano cztery izolatory przepustowe, które umożliwiają połączenie elektryczne części akumulatorowej z aparaturową (rys. 11).



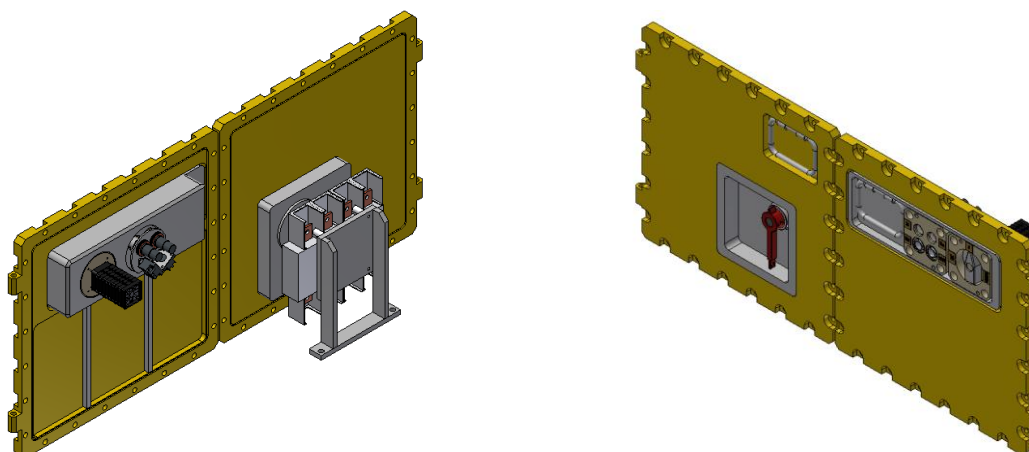
Rys. 11. Izolatory przepustowe zabudowane na kołnierzu mocującym [14]

Montaż podzespołów elektrycznych skrzyni odbywa się poprzez płyty montażowe. Zastosowanie płyt mocowanych we wnętrzu skrzyni za pomocą śrub pozwala na dowolne przemieszczanie mocowanych elementów, bez konieczności ingerencji w konstrukcję kadłuba skrzyni.

Na rysunku 12 pokazano zabudowę elementów wyposażenia elektrycznego skrzyni. Główne elementy jej wyposażenia, w postaci falownika i ładowarki, zabudowano w głębi skrzyni, na ścianie wymiennika ciepła. Na dolnych i bocznych płytach montażowych przymocowano podzespoły mniejsze gabarytowo. Na drzwiach skrzyni zabudowano elementy sterujące oraz włączniki pod montaż lamp sygnalizacyjnych (rys. 13).



Rys. 12. Zabudowa elementów wyposażenia elektrycznego w skrzyni aparaturowej [14]



Rys. 13. Elementy sterownicze zabudowane na drzwiach skrzyni aparaturowej [14]

5. Weryfikacja wytrzymałościowa skrzyń

W trakcie obliczeń numerycznych wyznaczano wartości naprężeń zredukowanych powstających w wyniku poddania konstrukcji obciążeniu ciśnieniem potencjalnego, wewnętrznego wybuchu metanu oraz przemieszczeń poszczególnych elementów konstrukcyjnych skrzyń. Sposób obciążenia konstrukcji oraz wartość zadanego ciśnienia odwzorowywały warunki potencjalnego wybuchu metanu wewnątrz konstrukcji każdej ze skrzyń. Miejscem utwierdzenia każdej ze skrzyń były ich powierzchnie wzajemnego łączenia. Przeprowadzone analizy wskazały najbardziej wytężone węzły konstrukcyjne oraz nakreśliły kierunki modyfikacji docelowej konstrukcji obydwu skrzyń. W artykule przedstawiono ostateczne wyniki weryfikacji wytrzymałościowej obydwu skrzyń.

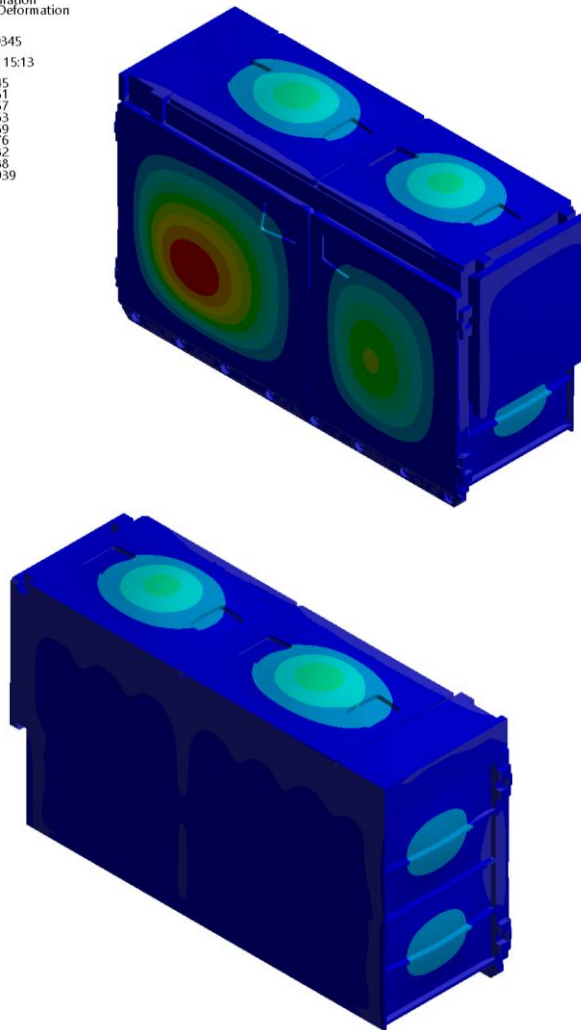
Ponieważ każda ze skrzyń jest konstrukcją spawaną z blach, to do obliczeń przyjęto następujące własności mechaniczne odpowiadające stali S355JR:

- gęstość $7,85 \text{ g/cm}^3$
- granica plastyczności 355 MPa
- wytrzymałość na rozciąganie 600 MPa
- moduł Younga 220 GPa
- współczynnik Poissona $0,3$
- moduł sprężystości $76,9073 \text{ GPa}$.

Obliczenia numeryczne skrzyni akumulatorowej odzwierciedlały próbę ciśnieniową, w której na wewnętrzne powierzchnie ścianek skrzyni działało ciśnienie o wartości $0,8 \text{ MPa}$. W wyniku obliczeń otrzymano mapy przemieszczeń konstrukcji skrzyni. Maksymalna wartość przemieszczeń wyniosła $5,03 \text{ mm}$ i była zlokalizowana w centralnej części lewej pokrywy frontowej skrzyni (rys. 14).

A: 1
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: m
Time: 1
Max: 0.0050345
Min: 0
2018-09-03 15:13

0.0050345
0.0044751
0.0039157
0.0033563
0.0027969
0.0022376
0.0016782
0.0011188
0.00055939
0

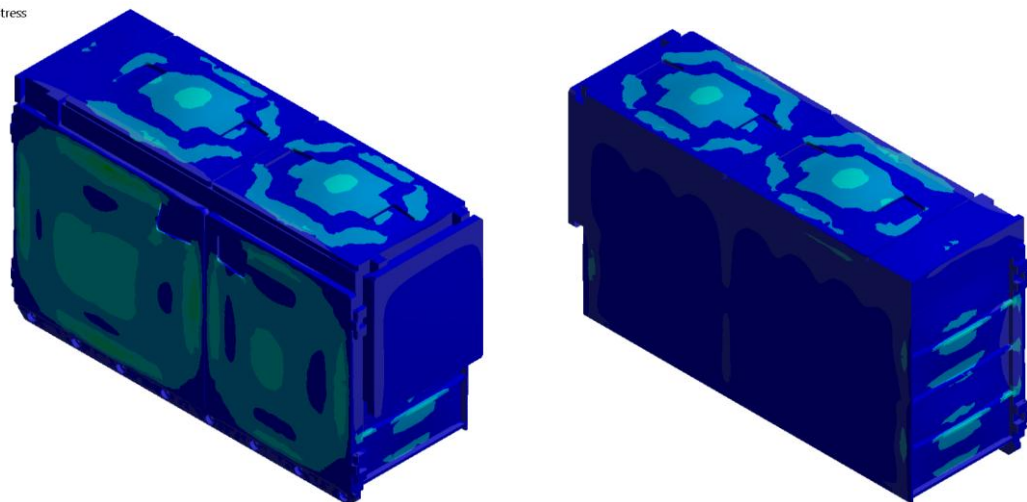


Rys. 14. Mapy przemieszczeń konstrukcji skrzyni akumulatorowej [14]

Na rysunku 15 przedstawiono wyniki symulacji numerycznej modelu skrzyni w postaci map naprężeń zredukowanych.

A: 1
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 1
Max: 8.5445e8
Min: 1.9593e5
2018-09-03 15:14

8.5445e8
7.5953e8
6.6461e8
5.697e8
4.7478e8
3.7986e8
2.8495e8
1.9003e8
9.5113e7
1.9593e5



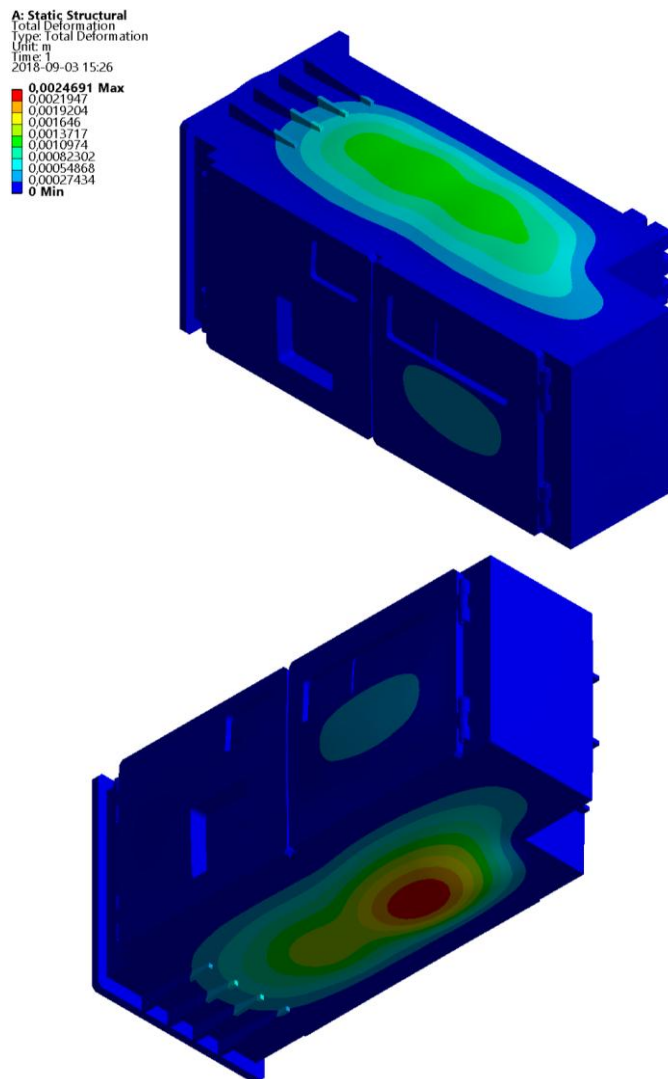
Rys. 15. Mapy naprężeń zredukowanych konstrukcji skrzyni akumulatorowej [14]

Najwyższe wartości naprężeń występowały wewnątrz skrzyni, na jej dnie oraz w obrębie bocznych pokryw dostępowych na żebrach wzmacniających. Maksymalna wartość naprężeń

wynosząca 855 MPa występowała na żębrze wewnętrznym pokrywy. Naprężenia występujące na pozostałych elementach skrzyni nie przekraczały wartości odpowiadających granicy plastyczności materiału.

Podczas analizy wytrzymałościowej MES skrzyni aparaturowej, podobnie jak we wcześniej opisywanym przypadku, w pierwszej kolejności zdefiniowano obciążenia, jakie na nią działają. W analizie wytrzymałościowej przyjęto obciążenie naciskiem powierzchniowym o wartości $P = 0,8 \text{ MPa}$. Model utwierdzono na powierzchni łączenia ze sobą obydwu skrzyń.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano mapy przemieszczeń konstrukcji skrzyni. Maksymalna wartość przemieszczeń wyniosła 2,4 mm i była zlokalizowana na dolnej blasze skrzyni (rys. 16).

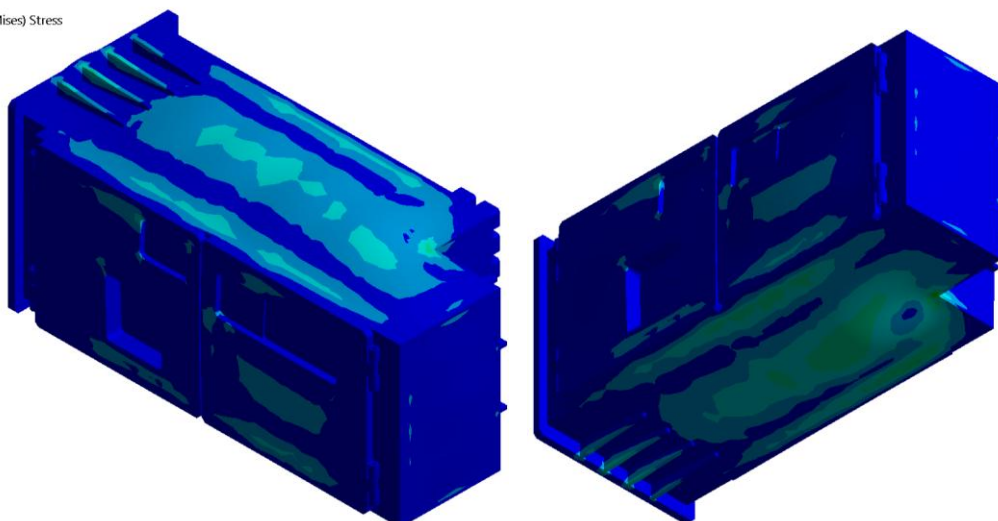


Rys. 16. Mapy przemieszczeń konstrukcji skrzyni aparaturowej [14]

Na rysunku 17 przedstawiono wyniki symulacji numerycznej modelu skrzyni w postaci map naprężeń zredukowanych.

A: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: Pa
 Time: 1
 2018-09-03 15:27

6.202e8 Max
 5.5129e8
 4.8239e8
 4.1348e8
 3.4458e8
 2.7567e8
 2.0677e8
 1.3786e8
 6.8955e7
 50344 Min



Rys. 17. Mapy naprężeń zredukowanych konstrukcji skrzyni aparaturowej [14]

Przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe MES skrzyni aparaturowej wykazały największe naprężenia w rejonie uźebrowania podstawy skrzyni. Maksymalna wartość tych naprężeń wyniosła 620 MPa. Naprężenia pozostałych elementów skrzyni nie przekroczyły granicy plastyczności materiału.

6. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wyniki prac projektowych zespołu zasilająco sterującego HK-1, składającego się ze skrzyń akumulatorowej i aparaturowej, przeznaczonego dla spągłodowarki górniczej. Prace realizowano w ramach projektu HYDKOM 75 pt.: „Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego”. Projekt współfinansowano ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego na podstawie umowy o dofinansowanie z Narodowym Centrum Badań i Rozwoju nr POIR.04.01.02-00-0102/16 w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjny Rozwój, Działanie 4.1.2 Regionalne agendy naukowo-badawcze. Współwykonawcą projektu jest przedsiębiorstwo Hydrotech S.A.

Praca obejmowała wszystkie etapy projektowania rozpoczynając od koncepcji poprzez projekty wstępne, modelowanie przestrzenne, weryfikację konstrukcji z zastosowaniem numerycznych metod obliczeniowych MES, kończąc na opracowaniu ostatecznych modeli przestrzennych i dokumentacji wykonawczej. Wyniki realizacji prac przedstawiono w poniższych punktach:

1. Opracowano wstępne koncepcje skrzyń akumulatorowej i aparaturowej w oparciu o uproszczony model przestrzenny podwozia spągłodowarki, udostępniony przez konsorcjanta przemysłowego projektu, tj. firmę Hydrotech S.A. Opracowane rozwiązania uwzględniały, między innymi, ograniczenia wynikające z możliwości zabudowy skrzyń na maszynie.
2. Rozwiązania konstrukcyjne skrzyń uszczegóławiano w toku kolejnych analiz numerycznych, jednocześnie uwzględniając zabudowę ich wyposażenia elektrycznego. Ze względu na nowatorski charakter rozwiązania zespołu zasilająco sterującego proces projektowania wymagał wprowadzania szeregu zmian

konstrukcyjnych, które omawiano w gronie specjalistów z zakresu wyposażenia elektrycznego oraz producenta spągłodowarki.

3. Do opracowania ostatecznej postaci konstrukcyjnej skrzyni akumulatorowej wymagane było zaprojektowanie konstrukcji modułów bateryjnych z zabudowanymi ogniwami litowo-żelazowo-fosforanowymi. Cały zasób energii niezbędnej do zasilania spągłodowarki został zgromadzony w czternastu modułach, w których zabudowano po szesnaście ogniw bateryjnych. W celu ułatwienia montażu i prowadzenia prac serwisowych konstrukcje nośne modułów bateryjnych wykonano w formie szuflad wsuwanych do wnętrza skrzyni, przez otwierane drzwi zewnętrzne.
4. Ustalenie postaci geometrycznej skrzyni aparaturowej poprzedziła analiza rozmieszczenia i zabudowy wszystkich jej podzespołów elektrycznych. Budowa skrzyni zasilającej zdeterminowana była wielkością i wymaganym sposobem montażu falownika i ładowarki bateryjnej. Konieczność odbierania ciepła z powierzchni ww. zespołów wymagała opracowania wymiennika ciepła chłodzonego wodą.
5. Wykonywano numeryczne analizy wytrzymałościowe MES z użyciem oprogramowania Ansys. Przeprowadzone obliczenia wskazały najbardziej wyęzione węzły konstrukcji skrzyń oraz wskazały zakres modyfikacji.
6. Opracowano wszystkie przejścia ognioszczelne, uwzględniając przy tym wymagania dyrektywy ATEX. Szczegóły dotyczące przejść ognioszczelnych wykazano w dokumentacji technicznej przedmiotowych skrzyń.

Literatura

- [1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej
- [2] Kalita M.: Proces projektowania spągłodowarki z wymiennym osprzętem roboczym, *Maszyny Górnicze* 2011 nr 3 (127)
- [3] Klich A.: Praca zbiorowa. Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie, Katowice 1999
- [4] Komunikat Komisji w ramach wdrażania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej, *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej* C 92/87 z dnia 09.03.2018 r.
- [5] Norma PN-87/M-04251 Struktura geometryczna powierzchni – Chropowatość powierzchni – Wartości liczbowe parametrów
- [6] Norma PN-87/M-69008 Spawalnictwo – Klasyfikacja konstrukcji spawanych
- [7] Norma PN-EN 22768-1:1999 Tolerancje ogólne – Tolerancje wymiarów liniowych i kątowych bez indywidualnych oznaczeń tolerancji
- [8] Norma PN-EN 22768-2:1999 Tolerancje ogólne – Tolerancje geometryczne elementów bez indywidualnych oznaczeń tolerancji

- [9] Norma PN-EN 60079-0:2013-03 Atmosfery wybuchowe – Część 0: Urządzenia – Podstawowe wymagania
- [10] Norma PN-EN 60079-1:2014-12 Atmosfery wybuchowe – Część 1: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon ognioszczelnych „d”
- [11] Norma PN-EN ISO 13920:2000 Spawalnictwo – Tolerancje ogólne dotyczące konstrukcji spawanych – Wymiary liniowe i kąty – Kształt i położenie
- [12] Norma PN-EN ISO 5817:2014-05 Spawanie – Złącza spawane ze stali, niklu, tytanu i ich stopów (z wyjątkiem spawanych wiązek) – Poziomy jakości według niezgodności spawalniczych
- [13] Norma PN-ISO 965-1:2001 Gwinty metryczne ISO ogólnego przeznaczenia – Tolerancje – Część 1: Zasady i dane podstawowe
- [14] Projekt HYDKOM 75 pt.: Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego, Sprawozdanie z realizacji zadania nr 3 pt.: Opracowanie i wykonanie modelu modułu zasilającego, Gliwice, maj 2018, ITG KOMAG (materiały niepublikowane)
- [15] Rozumek D., Marek P., Tokarczyk J., Kalita M.: Ładowarka górnicza ŁBT-1200EH/LS-A wraz z konstrukcją ochronną operatora. Transport Przemysłowy Maszyny Robocze 2009 nr 4 s. 64-67

Czy wiesz, że

...cztery wiodące uczelnie górnicze Europy: Clausthal University of Technology (Niemcy), Luleå University of Technology (Szwecja), RWTH Aachen University (Niemcy) oraz Montanuniversität Leoben (Austria), tworząc konsorcjum zainicjowały projekt finansowany przez Europejski Instytut Innowacji i Technologii. W ten sposób powstała agenda Unii Europejskiej o nazwie SafeMine, której celem jest kształcenie, na poziomie studiów doktoranckich, przyszłej kadry profesjonalistów w dziedzinie bezpieczeństwa i higieny pracy dla europejskiego przemysłu górniczego. W pierwszej, pilotowej fazie projektu trwającej 2 lata, weźmie udział 4 studentów, po jednym z każdej uczelni. W trakcie tego etapu programu, opracowany zostanie jego ostateczny zakres oraz forma kształcenia przyszłych studentów. Zainteresowane firmy będą miały możliwość przyłączenia się do tej inicjatywy. Również absolwenci studiów magisterskich, którzy są zainteresowani doktoratem w tej dziedzinie, mogą wziąć udział w projekcie SafeMine.

Mining Report. Glückauf 2018 nr 5 s.400-405

Wyznaczanie nośności siatek okładzinowych zgrzewanych

dr inż. Włodzimierz Madejczyk
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Determination of welded mesh claddings' load-bearing capacity

Streszczenie:

W 2018 r. wprowadzono do stosowania normę PN-G-15050:2018-01 „Obudowa wyrobisk górniczych. Siatki okładzinowe zgrzewane”, która zastąpiła normę, o takim samym tytule, z 1996 r. Jedną z istotnych, wprowadzonych zmian dotyczy sposobu wyznaczania nośności siatki. W publikacji przedstawiono sposób wyznaczania wartości równoważnika M_g nośności siatek typu O i typu S oraz nośności siatki typu K. Wyniki obliczeń porównano z wartością momentu zginającego wyznaczonego zgodnie z dotychczasową normą. Zinterpretowano wymagania zawarte w nowej normie.

Abstract:

PN-G-15050:2018-01 Standard „Mining support. Net lining welded” which replaced the standard of the same title of 1996 was implemented in 2018. The method for determination of mesh cladding load-bearing capacity is one of the most important changes. Procedure for determination of load-bearing capacity equivalent M_g for the O type and S type meshes as well as determination of load-bearing capacity of K type meshes are presented. Calculation results are compared with the bending momentum determined according to the replaced standard. Requirements included in the new standard are interpreted.

Słowa kluczowe: górnictwo, obudowa wyrobisk, siatki okładzinowe, nośność

Keywords: mining industry, roadway support, mesh cladding, load-bearing capacity

1. Wprowadzenie

Norma PN-G-15050:2018-01 „Obudowa wyrobisk górniczych. Siatki okładzinowe zgrzewane” [4] dotyczy siatek okładzinowych zgrzewanych, stosowanych jako zabezpieczenie przed obrywającymi lub osuwającymi się bryłami węgla, kamienia, rud lub innych kopalin. Zastąpiła ona normę o takim samym tytule i numerze, z 1996 r. W aktualnie stosowanej normie wyróżnia się 3 typy siatek okładzinowych zgrzewanych do obudowy:

- odrzwiowej (typu O),
- ścianowej (typu S),
- kotwowej (typu K).

W zależności od konstrukcji, rozróżnia się następujące rodzaje siatek okładzinowych zgrzewanych: proste P, zaczepowe Z, łańcuchowe L, łańcuchowo-węzłowe LW, zaczepowo-łańcuchowe ZL i zestawy naprawcze.

Poszerzono w niej wymagania dotyczące wytrzymałości siatek, wprowadzając pojęcie równoważnika M_g nośności siatki, w zastępstwie momentu zginającego M_z , wyznaczanego dotychczas.

W zależności od wartości równoważnika nośności siatki rozróżnia się odmiany siatek okładzinowych zgrzewanych:

- typu O:
 - lekkie, o minimalnej wartości równoważnika nośności $M_{gmin} = 3,00$ kNm,
 - ciężkie, o minimalnej wartości równoważnika nośności $M_{gmin} = 6,25$ kNm,
 - ciężkie wzmocnione, o minimalnej wartości równoważnika nośności $M_{gmin} = 10,00$ kNm,

- typu S
 - lekkie, o minimalnej wartości równoważnika nośności $M_{gmin} = 15,00$ kNm,
 - ciężkie, o minimalnej wartości równoważnika nośności $M_{gmin} = 24,00$ kNm,
 - ciężkie wzmocnione, o minimalnej wartości równoważnika nośności $M_{gmin} = 30,00$ kNm.

W przypadku siatek typu K do obudowy kotwowej, zamiast równoważnika nośności siatki, wyznacza się nośność N_{Smax} siatki. W normie [4] zawarto wymagania dotyczące minimalnej wartości nośności N_{Smax} oraz maksymalnej strzałki ugięcia.

Jakkolwiek w nowo opracowanej normie [4] zawarto zalecenia dotyczące rozmiaru siatki, a w szczególności jej szerokości, to przedstawiono również zależności umożliwiające porównywanie siatek o dowolnych rozmiarach, z siatkami o rozmiarach zalecanych.

Zmiany dotyczące toku obliczeń parametrów charakteryzujących nośność siatki zilustrowano przykładami analizy wyników badań siatki typu O do obudowy odrzwiowej zaczepowej i siatki typu K do obudowy kotwowej o rozstawie kotwi (siatce kotwienia), różniącym się od rozstawu zalecanego w normie.

2. Badania wytrzymałości siatek typu O

Badania wytrzymałościowe wykonano na 3 siatkach okładzinowych zgrzewanych typu O rodzaju zaczepowego ciężkiego o oczkach 100x100, wykonanych z prętów podłużnych o średnicy 8,0 mm spiralnie walcowanych i prętów poprzecznych o średnicy 6,0 mm spiralnie walcowanych, do opinki obudowy o rozstawie odrzwi $T=1,0$ m [1].

Badania te polegają na statycznym obciążeniu, działającym prostopadle do płaszczyzny siatki. W trakcie badania wykonywane są równoczesne pomiary wartości siły i strzałki ugięcia. Badanie prowadzi się do osiągnięcia wymaganej wartości strzałki ugięcia siatki lub do jej zniszczenia [3, 4].

Na podstawie wyników badań oblicza się wartość momentu zginającego M_z wg PN-G-15050:1996 [3] lub równoważnika M_g nośności siatki wg PN-G-15050:2018-01 [4].

Zgodnie z normą PN-G-15050:1996 [3] moment zginający M_z siatki oblicza się wg wzoru:

$$M_z = \frac{F_{max} \cdot L_c}{4} \quad (1)$$

gdzie:

- F_{max} – maksymalna wartość siły uzyskana przy ugięciu siatki typu O, w przedziale od zera do wartości 100 mm, kN
- L_c – całkowita długość czynna siatki, m

Równoważnik M_g nośności siatki można obliczyć zgodnie z załącznikiem A.1 aktualnej normy [4] wg wzoru:

$$M_g = \frac{F_{max} \cdot T}{4} \quad (2)$$

gdzie:

- F_{max} – maksymalna wartość siły, uzyskana przy ugięciu siatki w przedziale od zera do wartości 100 mm, w przypadku siatki typu O i do wartości 250 mm w przypadku siatki typu S, kN
- T – rozstaw odrzwi (siatki typu O) lub podziałka sekcji obudowy (siatki typu S), m

W tabeli 1 przedstawiono wyniki porównania wartości momentu zginającego M_z oraz równoważnika M_g nośności siatki podczas badań wytrzymałości siatek zaczepowych.

Wyniki porównania wartości momentu zginającego M_z i równoważnika nośności siatki M_g podczas badań wytrzymałości siatek zaczepowych

Tabela 1

Nr siatki	Siła obciążająca [kN]	Moment zginający M_z [kNm]	Równoważnik nośności M_g [kNm]	Strzałka ugięcia siatki [mm]
100.2	29,41	8,82	7,35	100
100.3	28,56	8,57	7,14	
100.4	28,54	8,56	7,13	

Do obliczeń momentu zginającego M_z siatki zaczepowej, wg normy PN-G-15050:1996 [3], przyjmowano czynną długość siatki. W przypadku rozstawu odrzwi $T=1$ m czynna długość siatki zaczepowej wynosi 1,2 m. Do obliczeń równoważnika nośności M_g siatki zaczepowej, wg normy PN-G-15050:2018-01 [4], należy przyjąć jako długość siatki rozstaw odrzwi T . W związku z powyższym uzyskane wartości równoważnika nośności M_g siatki zaczepowej wg normy PN-G-15050:2018-01 [4] są mniejsze od wartości momentów zginających wyznaczonych wg normy PN-G-15050:1996 [3]. Należy jednak zaznaczyć, że sposób wyznaczania równoważnika M_g nośności siatki według nowej normy [4] w większym stopniu odpowiada rzeczywistemu sposobowi obciążenia siatki, niż sposób obliczeń zalecany w starej normie [3].

Z tabeli 1 wynika, że badana siatka spełnia wymagania stawiane siatkom rodzaju ciężkiego, gdyż zgodnie z PN-G-15050:1996 [3] $M_z > M_{zmin} = 6,25$ kNm. Według PN-G-15050:2018-01 [4] $M_g > M_{gmin} = 6,25$ kNm.

Znowelizowana norma PN-G-15050:2018-01 [4] umożliwia porównywanie siatek o różnych szerokościach, wprowadzając wzory przeliczeniowe, sprowadzające uzyskane wartości równoważnika nośności M_g siatek o innych rozmiarach do równoważnika M_g siatki o rozmiarach zalecanych w normie tj. do szerokości 0,5 m – siatki typu O i szerokości 0,8 m – siatki typu S. Wartość przeliczeniową równoważnika nośności M_{g1} siatki wyznacza się zgodnie ze wzorami podanymi w załączniku A.2 omawianej normy.

Równoważnik M_{g1} nośności siatki o szerokości różnej od szerokości zalecanej należy obliczyć wg wzoru:

$$M_{g1} = \frac{M_g \cdot S_1}{S} \quad (3)$$

gdzie:

- S_1 – pole powierzchni siatki o dowolnej szerokości, m^2
- S – pole powierzchni siatki o zalecanej szerokości A , obliczane wg wzoru:

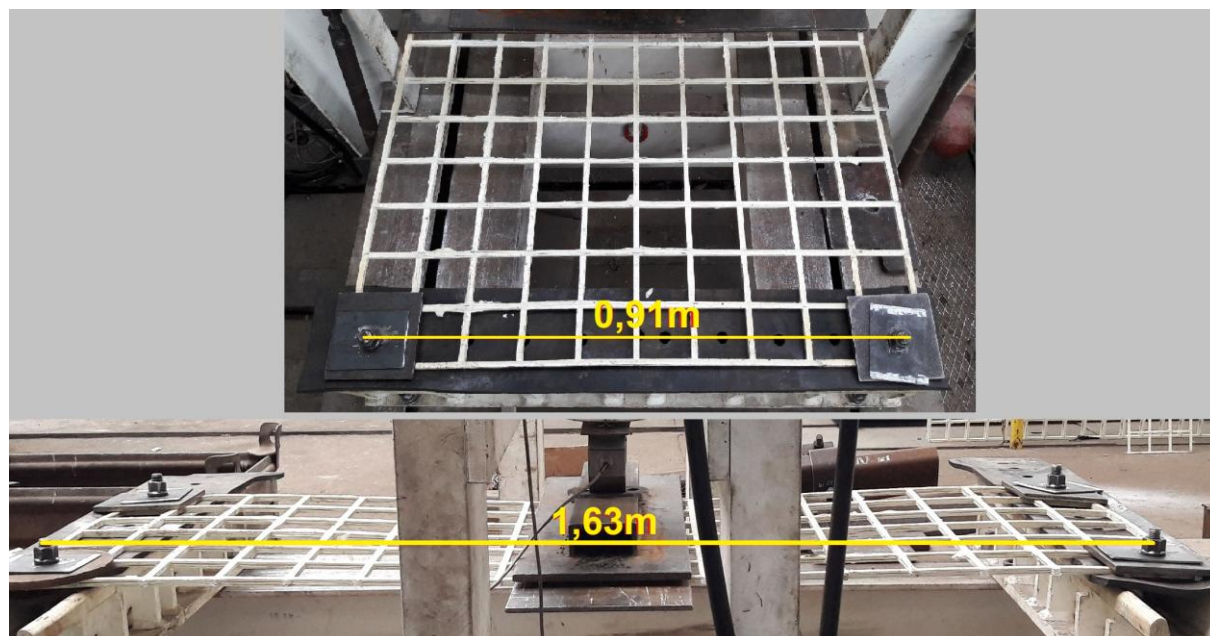
$$S = T \cdot A \quad (4)$$

przy czym:

- T – rozstaw odrzwi (siatki typu O) lub podziałka sekcji obudowy (siatki typu S), m
- $A = 0,5$ m (siatki typu O)
- $A = 0,8$ m (siatki typu S)

3. Sprawdzenie wytrzymałości siatek typu K

Przedmiotem badań były 3 siatki kompozytowe (typu K) o długości 1720 mm i szerokości 1010 mm, przeznaczone do opinania stropów i ociosów wyrobisk chodnikowych i komór specjalnego przeznaczenia, w przypadku stosowania obudowy kotwowej w zakładach górniczych. Badania przeprowadzono w stanowisku do badań siatek okładzinowych w Laboratorium Badań ITG KOMAG w Gliwicach (rysunek 1).



Rys. 1. Widok siatki zamocowanej w stanowisku [2]

Celem badań było sprawdzenie nośności siatki typu K, wg pkt. 6.2.7 normy PN-G-15050:2018-01 [4], na zgodność z wymaganiami pkt. 2.4.3.1 normy PN-G-15091:1998 [5] i pkt. 4.4 normy PN-G-15050:2018-01 [4]. Rozstaw kotwi badanych siatek wynosił $C1 \cdot C2 = 1,63 \text{ m} \cdot 0,91 \text{ m}$ i był różny od zalecanego w normie [4] rozstawu kotwi $C1 \cdot C2 = 1,0 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$.

Badanie polegało na statycznym obciążeniu, działającym prostopadle do płaszczyzny siatki. Siatka obciążona była poprzez belkę ułożoną prostopadle do dłuższych prętów siatki. W trakcie badania wykonywano równoczesne pomiary wartości siły F_{k1} i strzałki ugięcia l . Badanie prowadzono aż do zniszczenia siatki. Bezpośrednio z wykresu siły F_{k1} w funkcji strzałki ugięcia l odczytywano nośność N_{S1max} siatki, równą maksymalnej wartości siły F_{k1} . Wyniki uzyskane w trakcie badań przedstawiono w tabeli 2, podając wartość siły co 10 mm ugięcia l oraz ugięcie l przy sile maksymalnej.

Wyniki badań wytrzymałości siatek o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,63 \text{ m} \cdot 0,91 \text{ m}$ [2]

Tabela 2

Nr wewnętrzny siatki					
116.1		116.2		116.3	
Strzałka ugięcia	Siła uzyskana	Strzałka ugięcia	Siła uzyskana	Strzałka ugięcia	Siła uzyskana
$l \text{ [mm]}$	$F_{k1} \text{ [kN]}$	$l \text{ [mm]}$	$F_{k1} \text{ [kN]}$	$l \text{ [mm]}$	$F_{k1} \text{ [kN]}$
0	0,00	0	0,00	0	0,00
10	3,29	10	3,03	10	2,49

20	8,81	20	6,26	20	6,53
30	12,25	30	9,82	30	9,82
40	16,20	40	13,65	40	13,38
50	22,13	50	18,54	50	18,07
60	28,89	60	24,00	60	23,85
70	36,82	70	30,11	70	30,79
max 76	41,53	80	38,18	max 77	37,08
---		max 89	45,36	---	

Według pkt. 4.4 normy PN-G-15050:2018-01 [4] nośność siatki N_{Smax} nie powinna być mniejsza niż 11,8 kN i odnosi się do siatki o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,0 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$. W przypadku siatki o innym rozstawie kotwi należy otrzymany wynik nośności przeliczyć zgodnie z wytycznymi zamieszczonymi w załączniku A.3 normy PN-G-15050:2018-01 [4].

Nośność N_{S1max} siatki obliczono wg wzoru:

$$N_{S1max} = \frac{N_{Smax} \cdot S_1}{S} \quad (5)$$

gdzie:

N_{Smax} – nośności siatki typu K o rozstawie kotwi (siatce kotwienia) $C1 \cdot C2 = 1,0 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$, kN

S_1 – pole powierzchni siatki kotwienia o dowolnych wymiarach, m^2

S – pole powierzchni siatki kotwienia [m^2], obliczone wg wzoru:

$$S = C1 \cdot C2 \quad (6)$$

przy czym:

$C1 = 1 \text{ m}$

$C2 = 0,5 \text{ m}$

Zgodnie z powyższą zależnością w badanym przypadku po podstawieniu wartości 11,8 kN zamiast N_{Smax} , wartość N_{S1max} wynosiła 35,01 kN.

Dla porównywania uzyskanych wyników badań siatek, o różnym rozstawie kotwi, wygodniejsze jest przedstawianie wyników w postaci przeliczeniowej wartości nośności N_S .

Wartości te otrzymuje się przekształcając równanie (5) w następującą zależność:

$$N_S = \frac{N_{S1} \cdot S}{S_1} \quad (7)$$

gdzie:

N_{S1} – nośność siatki typu K odczytana w trakcie badań, kN

S_1 – pole powierzchni siatki kotwienia o dowolnych wymiarach, m^2

S – pole powierzchni siatki kotwienia zalecane w normie, m^2

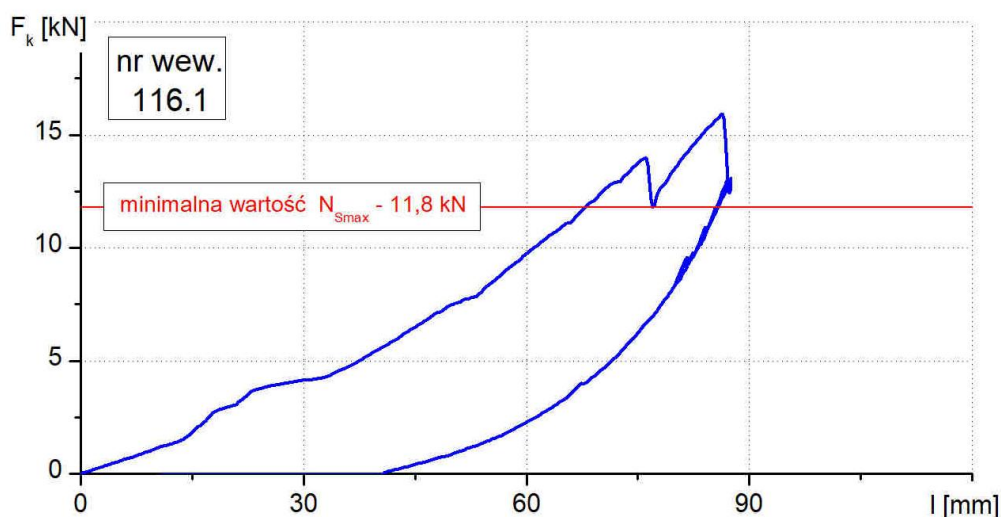
Wyniki badań wyznaczenia nośności N_S w tym N_{Smax} siatki zestawiono w tabeli 3 [2] jako wartości przeliczeniowe nośności, zgodnie z przekształconą zależnością z załącznika A.3 normy PN-G-15050:2018-01 [4].

Wyniki badań wytrzymałości siatek o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,63 \text{ m} \cdot 0,91 \text{ m}$ przeliczone do siatek o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,0 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$

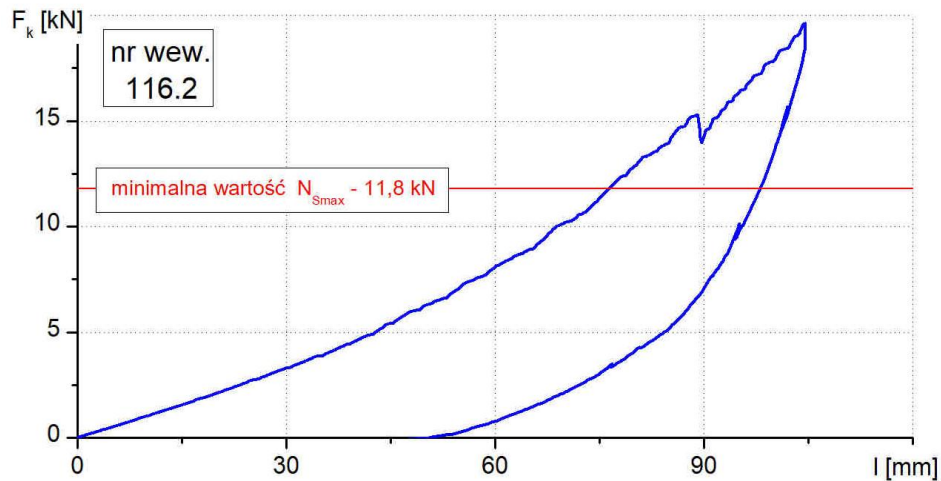
Tabela 3

Nr wew. siatki					
116.1		116.2		116.3	
Strzałka ugięcia	Siła przeliczeniowa	Strzałka ugięcia	Siła przeliczeniowa	Strzałka ugięcia	Siła przeliczeniowa
$l \text{ [mm]}$	$F_k \text{ [kN]}$	$l \text{ [mm]}$	$F_k \text{ [kN]}$	$l \text{ [mm]}$	$F_k \text{ [kN]}$
0	0,00	0	0,00	0	0,00
10	1,11	10	1,02	10	0,84
20	2,97	20	2,11	20	2,20
30	4,13	30	3,31	30	3,31
40	5,46	40	4,60	40	4,51
50	7,46	50	6,25	50	6,09
60	9,74	60	8,09	60	8,04
70	12,41	70	10,15	70	10,38
max 76	14,00	80	12,87	max 77	12,50
---		max 89	15,29	---	

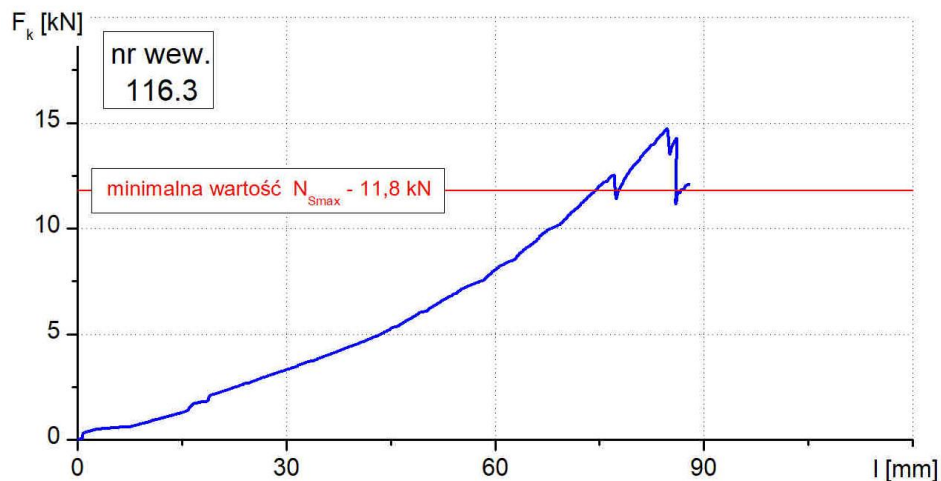
Na rysunkach 2÷4 przedstawiono wykresy zależności siły F_k obciążającej siatkę w funkcji strzałki ugięcia siatki l , rejestrowane w trakcie próby obciążenia siatki, aż do zniszczenia. Wartości siły i ugięcia zestawione w tabeli 3 dotyczą monotonicznego narastania siły F_k , aż do pierwszego uszkodzenia siatki, objawiającego się gwałtownym zmniejszeniem wartości siły F_k .



Rys. 2. Wykres siły przeliczeniowej w funkcji strzałki ugięcia dla siatki o nr 116.1 [2]



Rys. 3. Wykres siły przeliczeniowej w funkcji strzałki ugięcia dla siatki o nr 116.2 [2]



Rys. 4. Wykres siły przeliczeniowej w funkcji strzałki ugięcia dla siatki o nr 116.3 [2]

4. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wyników badań pozwala na sformułowanie następujących stwierdzeń:

- Wartości równoważnika nośności M_g , wyznaczone zgodnie z aktualną normą PN-G-15050:2018-01 są mniejsze od wartości momentu zginającego M_z wyznaczonego w dotychczasowej normie, gdyż w obliczeniach równoważnika M_g uwzględnia się rozstaw odrzwi T, a nie długość siatki zaczepowej.

Analizowane siatki typu O (p. 2) spełniają wymagania obu norm. Jednakże, siatki charakteryzujące się momentem zginającym M_z o wartości zbliżonej do wartości wymaganej według starej normy prawdopodobnie nie będą spełniały wymagań nowej normy.

W analizowanym przypadku, wartość równoważnika nośności M_g siatki do opinki obudowy o rozstawie odrzwi $T = 1$ m jest o około 17% mniejsza od momentu zginającego M_z .

Dla siatek zaczepowych przeznaczonych do opinki obudowy o większym rozstawie odrzwi, procentowa różnica wartości tych parametrów będzie się zmniejszała i np. dla rozstawu odrzwi $T = 1,5$ m będzie wynosić około 11%.

Powyższe uwagi odnoszą się jedynie do siatek rodzaju zaczepowego. Dla pozostałych siatek wyniki obliczeń momentu zginającego M_z , wyznaczonego wg normy PN-G-15050:1996 i równoważnika nośności M_g siatki, wyznaczonego wg normy PN-G-15050:2018-01, będą zgodne.

- Nowa norma zaleca, aby maksymalna szerokość siatki typu O nie była większa niż $500 \text{ mm} \pm 1\%$, a siatki typu S nie większa niż $800 \text{ mm} \pm 1\%$. Norma nie obliguje do wykonywania badań na określonym wymiarze siatki, a jedynie do przedstawienia ujednoliconych wyników badań odniesionych do siatki o wymiarach zalecanych. W przypadku siatek o dowolnej szerokości obliczyć należy równoważnik M_g nośności siatki wg wzoru (3).
- Wyniki nośności siatki typu K o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$ należy wyznaczać bezpośrednio z wykresu siły obciążającej w funkcji strzałki ugięcia. Nośność maksymalną siatki typu K, o rozstawie kotwi innym niż $C1 \cdot C2 = 1 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$ należy obliczyć wg wzoru (5).
Nośność badanej siatki kompozytowej o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,63 \text{ m} \cdot 0,91 \text{ m}$ wynosiła $N_{S1} = 37,08 \text{ kN}$. W związku z tym minimalna wartość nośności, odniesiona do siatki o zalecanym rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,0 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$, wyniosła $12,5 \text{ kN}$, co spełnia warunek pkt. 4.4 normy ($N_{S\max} \geq 11,8 \text{ kN}$ lub po przeliczeniu wg wzoru (5) $N_{S1\max} \geq 35,01 \text{ kN}$).
Z powyższego wynika, że w przypadku siatek typu K norma nie obliguje do wykonywania badań na próbkach o określonym rozstawie kotwi, a jedynie do przedstawienia ujednoliconych wyników badań, odniesionych do siatki o rozstawie kotwi $C1 \cdot C2 = 1,0 \text{ m} \cdot 0,5 \text{ m}$. Należy podkreślić, że rozstaw kotwi nie jest tożsamy z wymiarami siatki.
- Przedstawienie ujednoliconych wyników badań odniesionych do siatek o wymiarach zalecanych, w przypadku siatek typu O i typu S, oraz do rozstawu kotwi, w przypadku siatek typu K, dokonuje się w celu porównywania otrzymanych wyników badań z wymaganiami normy oraz z wynikami uzyskanymi dla siatek o innych wymiarach lub rozstawie kotwi, co umożliwia ujednolicenie oceny.

Literatura

- [1] Badania siatek okładzinowych zgrzewanych typu zaczepowego rodzaju ciężkiego dla rozstawu odrzwi do 1 m. Sprawozdanie nr 96/DLB-2/2015. Laboratorium Badań ITG KOMAG, Gliwice sierpień 2015 (materiały niepublikowane)
- [2] Badania laboratoryjne siatek kompozytowych. Sprawozdanie nr 14/DLB-2/2018. Laboratorium Badań ITG KOMAG, Gliwice styczeń 2018 (materiały niepublikowane)
- [3] PN-G-15050:1996 Obudowa wyrobisk górniczych - Siatki okładzinowe zgrzewane
- [4] PN-G-15050:2018-01 Obudowa wyrobisk górniczych - Siatki okładzinowe zgrzewane
- [5] PN-G-15091:1998 Kotwie górnicze - Wymagania

Możliwość zastosowania magnesów neodymowych w sprzęgłach maszyn i urządzeń

dr inż. Piotr Dobrzaniecki
dr inż. Marek Kalita
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Possibility of using the neodymium magnets in machines and equipment clutches

Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki prac badawczych, zrealizowanych w ITG KOMAG, dotyczących wykorzystania magnesów neodymowych w sprzęgłach. Opisano przebieg badań trzech wariantów sprzęgła magnetycznego, wytworzonego techniką druku 3D. Omówiono uzyskane wyniki, sformułowano wnioski oraz kierunki dalszych prac badawczych.

Abstract:

The results of research projects on using the neodymium magnets in clutches realized in KOMAG are presented. Testing procedure of three variants of magnetic clutch obtained by additive manufacturing technology (3D printing) is described. The results are analysed and conclusions regarding the direction of further projects are formulated.

Słowa kluczowe: inżynieria mechaniczna, budowa i eksploatacja maszyn, sprzęgło magnetyczne, magnes neodymowy

Keywords: mechanical engineering, machines design and operation, magnetic clutch, neodymium magnet

1. Wprowadzenie

Sprzęgła stosowane w maszynach i urządzeniach, opierają swą zasadę działania o wzajemne oddziaływanie pomiędzy dwoma elementami konstrukcji. Przeniesienie momentu obrotowego w sprzęgłach maszyn i urządzeń realizowane jest zazwyczaj poprzez: połączenie kształtowe, siły tarcia, zjawiska hydrokinetyczne oraz elektromagnetyczne [1, 2]. Stosowane są sprzęgła z magnesami trwałymi, np. w miejscach, gdzie zasadnicze znaczenie ma hermetyczne rozdzielanie przestrzeni, w których pracują połówki sprzęgła. Sprzęgła magnetyczne występują zarówno w wariacie doczołowym, jak i koncentrycznym. Jako przykład mogą tu posłużyć rozwiązania firm Tridelta Magnetsysteme, Grim [7] oraz KTR [6]. Producenci sprzęgieł magnetycznych deklarują przenoszenie momentu obrotowego o wartości od 0,1 Nm do 1000 Nm [6, 7]. Sprzęgła magnetyczne znajdują zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu, m.in. w mieszalnikach, pompach próżniowych czy ekstruderach oraz w układach przeciążeniowych i miękkiego rozruchu [6, 7]. Ponieważ autorzy nie znaleźli zastosowania tego typu sprzęgieł w konstrukcjach maszyn i urządzeń górniczych, w ITG KOMAG podjęto prace badawcze, mające na celu opracowanie dedykowanych do nich rozwiązań. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki dotychczasowych prac projektowych i badawczych, dotyczących zastosowania magnesów w konstrukcji sprzęgła, w tym magnesów neodymowych. W oparciu o dostępne na rynku rozwiązania magnesów neodymowych, opracowano i poddano badaniom trzy warianty sprzęgła magnetycznego, wytworzone techniką druku 3D.

2. Modele badawcze sprzęgieł magnetycznych

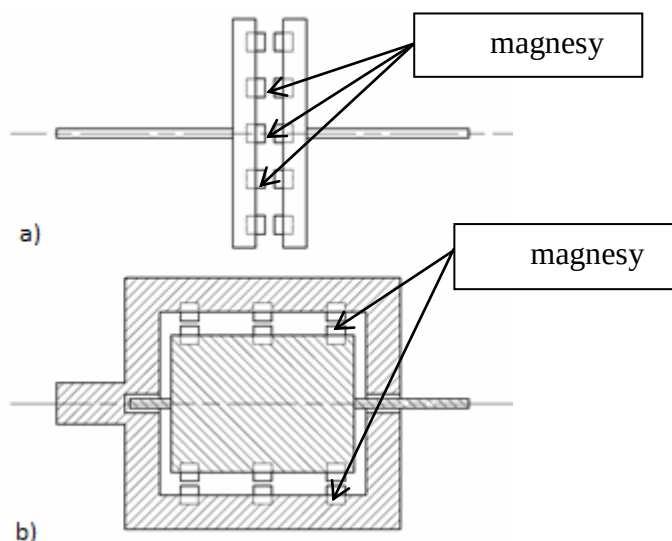
Bardzo dobre własności magnetyczne spieków neodymowych, skutkujące dużymi siłami oddziaływania pomiędzy parami magnesów, umożliwiają zastosowanie ich w konstrukcjach sprzęgieł lub hamulców. W ramach prac rozwojowych, opracowano w ITG KOMAG, dwie koncepcje sprzęgieł, w których siła oporu, pozwalająca przenosić moment obrotowy, wytwarzana jest przez pary magnetyczne. Do budowy badawczych egzemplarzy sprzęgieł zastosowano magnesy neodymowe w postaci sześciianów o długości boku 10 mm. Podstawowe parametry magnesu MPŁ 10x10x10 zestawiono w tabeli 1.

Podstawowe parametry magnesu MPŁ 10x10x10 [4, 5]

Tabela 1

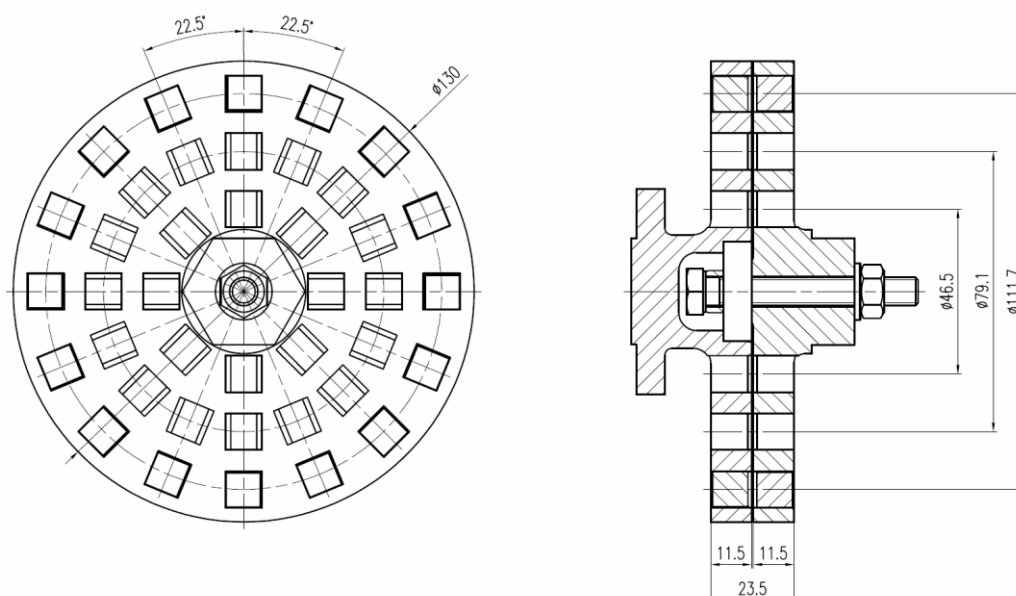
Długość boku sześcianu	10 mm
Siła oderwania	46,6 N
Odporność cieplna	80°C
Powłoka ochronna	nikiel

Opracowane koncepcje rozwiązań sprzęgieł przedstawiono na rysunku 1. Konstrukcja doczołowa składa się z dwóch tarcz, z których jedna jest połączona z wałem czynnym, natomiast druga z wałem biernym. Elementy czynne (magnesy) związane z powierzchnią czołową tarcz, oddziałują pomiędzy sobą, generując siłę oporu. W konstrukcji koncentrycznej sprzęgło składa się z wirnika oraz obudowy, połączonych z wałkami – czynnym i biernym. W tym przypadku magnesy zabudowano na średnicy wewnętrznej obudowy oraz na średnicy zewnętrznej wirnika.

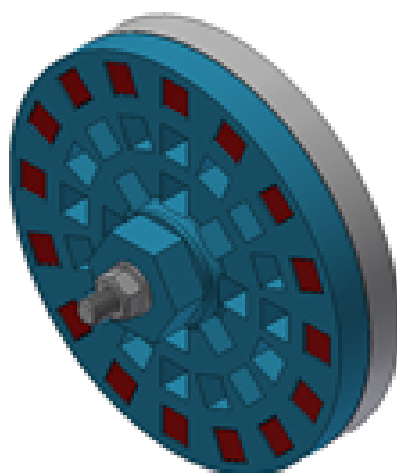


Rys. 1. Koncepcje sprzęgła magnetycznego: a) doczołowego, b) koncentrycznego [opracowanie własne]

Opracowane rozwiązanie sprzęgła doczołowego umożliwia zabudowę magnesów na obydwu tarczach na trzech średnicach. Możliwość zmiany średnicy zabudowy magnesów umożliwiają gniazda rozmieszczone na średnicach: $\varnothing 46,5$ mm, $\varnothing 79,1$ mm oraz $\varnothing 111,7$ mm. Podstawowe wymiary sprzęgła doczołowego przedstawiono na rysunku 2. Model przestrzenny sprzęgła wykonany w środowisku oprogramowania Autodesk Inventor przedstawiono na rysunku 3.

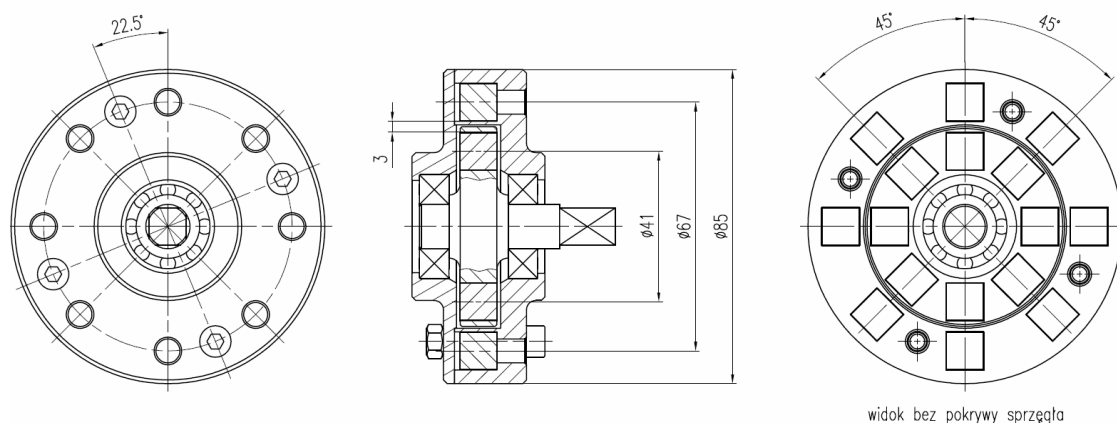


Rys. 2. Sprzęgło magnetyczne doczołowe [3]



Rys. 3. Model przestrzenny magnetycznego sprzęgła doczołowego [3]

W ramach prac badawczych wykonano również projekt jednorzędowego, magnetycznego sprzęgła koncentrycznego. Wirnik wraz z wałem napędowym, zabudowano wewnątrz stojana i pokrywy, z zastosowaniem łożysk kulkowych. Pokrywę sprzęgła połączono ze stojanem za pomocą śrub i nakrętek. Podstawowe wymiary sprzęgła koncentrycznego przedstawiono na rysunku 4, a jego model przestrzenny na rysunku 5.

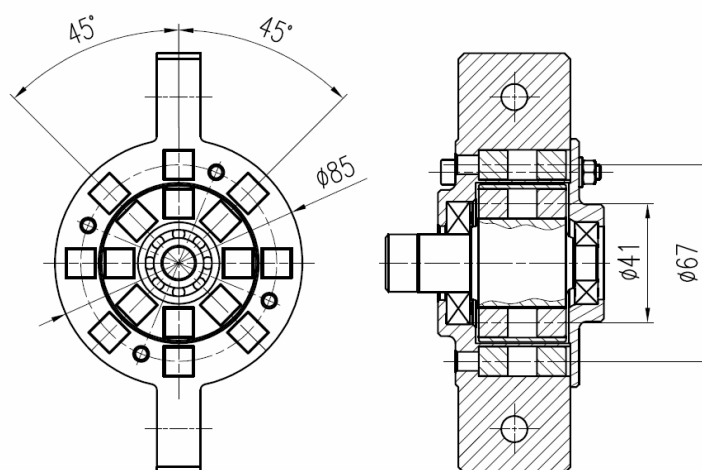


Rys. 4. Jednorzędowe magnetyczne sprzęgło koncentryczne [3]



Rys. 5. Model przestrzenny jednorzędowego magnetycznego sprzęgła koncentrycznego [3]

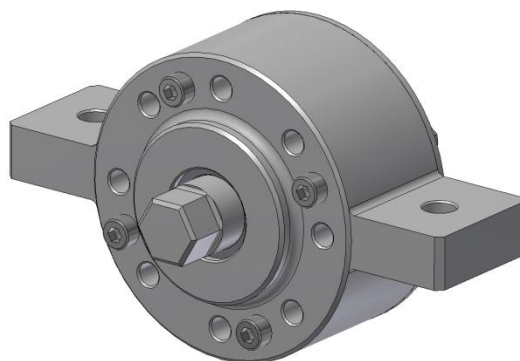
W wyniku analizy rozwiązań wariantów doczołowego i koncentrycznego, opracowano kolejne rozwiązanie sprzęgła koncentrycznego dwurzędowego, które pozwala na zabudowę w wirniku i stojanie dwukrotnie większej liczby magnesów, rozmieszczonych w dwóch rzędach. Podstawowe wymiary sprzęgła przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Dwurzędowe magnetyczne sprzęgło koncentryczne [3]

Stojan w dwurzędowej wersji sprzęgła wyposażono w ucha mocujące, służące do unieruchomienia konstrukcji w trakcie badań na hamowni. W niniejszym sprzęgle, podobnie jak w jego jednorzędowym wariantcie, na łożyskach zabudowano wirnik, a całość zamknięto

pokrywą identyczną jak w przypadku sprzęgła jednorzędowego, mocowaną za pomocą śrub i nakrętek (rys. 7).

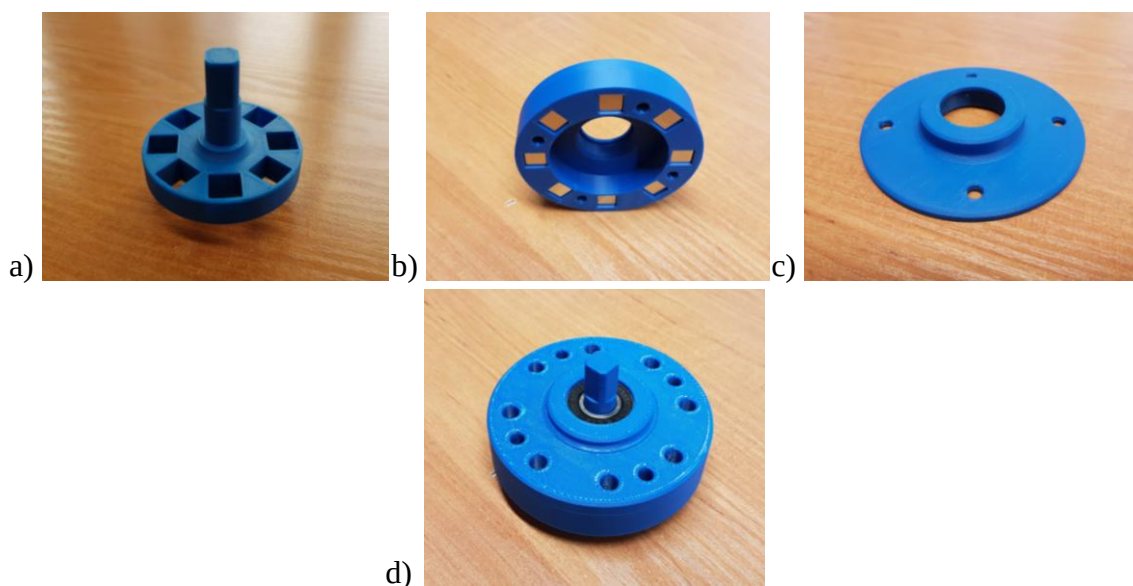


Rys. 7. Model przestrzenny dwurzędowego magnetycznego sprzęgła koncentrycznego [3]

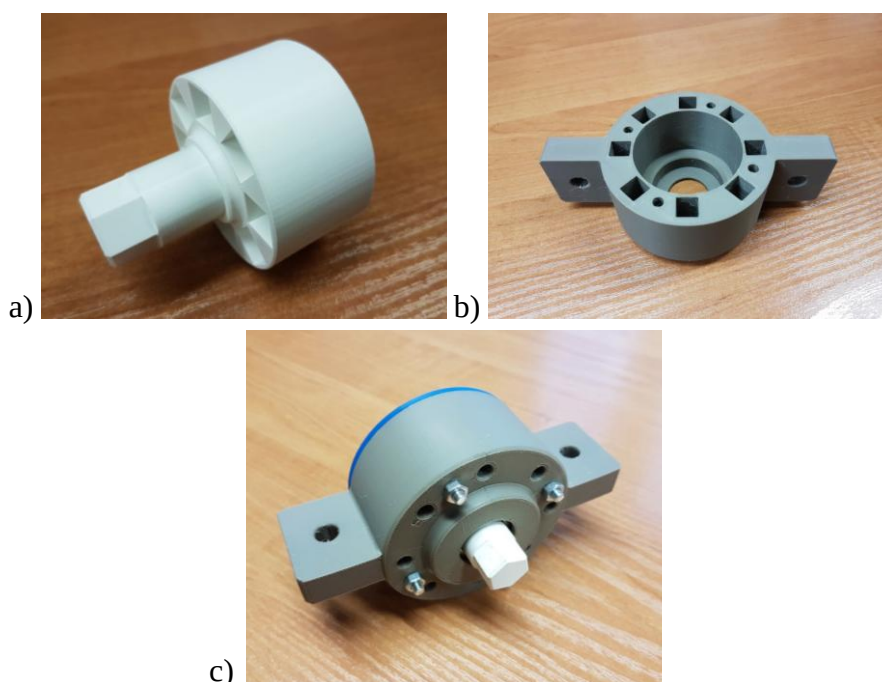
Opracowane z pomocą oprogramowania Autodesk Inventor modele przestrzenne sprzęgieł umożliwiły wykonanie egzemplarzy badawczych techniką druku 3D. Na rysunku 8 pokazano model badawczy sprzęgła doczołowego, na rysunku 9 zobrazowano podzespoły i model badawczy sprzęgła koncentrycznego jednorzędowego, a na rysunku 10 model badawczy dwurzędowego sprzęgła koncentrycznego.



Rys. 8. Model badawczy sprzęgła doczołowego: a) tarcza 1, b) tarcza 2, c) sprzęgło zmontowane [3]



Rys. 9. Model badawczy magnetycznego sprzęgła koncentrycznego jednorzędowego:
a) wirnik, b) stojan, c) pokrywa, d) sprzęgło zmontowane [3]

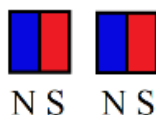


Rys. 10. Model badawczy dwurzędowego magnetycznego sprzęgła koncentrycznego (wariant 3):
a) wirnik, b) stojan, c) sprzęgło zmontowane [3]

Ze względu na występujący w trakcie stygnięcia skurcz materiału wydrukowanego modelu, wykonano kilka wydruków próbných, z korektą modeli przestrzennych. Pozwoliło to na dobór właściwych odchyłek wymiarowych pod zabudowę magnesów i łożysk. Do wykonania wydruków elementów sprzęgła zastosowano materiał Z-ABS, o średnich wartościach twardości i uderzalności [8]. Wirnik sprzęgła dwurzędowego, ze względu na spodziewane, wyższe wartości momentu obrotowego, wydrukowano ze zwiększonym stopniem wypełnienia.

3. Badania sprzęgieł

Wydrukowane podzespoły sprzęgła, po zmontowaniu, poddano próbom statycznym, w celu określenia granicznych wartości przenoszonego momentu obrotowego. W przypadku sprzęgła doczołowego wszystkie pary magnesów ustawiono tak, jak pokazano na rysunku 11.



Rys. 11. Sposób ustawienia magnesów w sprzęgle doczołowym

Wyniki pomiarów momentu obrotowego (oporu) sprzęgła doczołowego z magnesami zabudowanymi na średnicy $\varnothing 79,1$ mm, przedstawiono w tabeli 2, a dla średnicy $\varnothing 111,7$ mm – w tabeli 3.

Wartości momentu obrotowego sprzęgła doczołowego dla magnesów zabudowanych na średnicy $\varnothing$ 79,1 mm

Tabela 2

Rozkład magnesów na obwodzie tarczy	Wartość momentu oporu [Nm]
co 180°	0,44
co 90°	0,90
co 45°	1,21
co 22,5°	1,60

Wartości momentu obrotowego sprzęgła doczołowego dla magnesów zabudowanych na średnicy $\varnothing$ 111,7 mm

Tabela 3

Rozkład magnesów na obwodzie tarczy	Wartość momentu oporu [Nm]
co 180°	0,54
co 90°	1,10
co 45°	2,35
co 22,5°	5,88

W tabelach 4, 5 i 6 zestawiono wyniki pomiarów momentu obrotowego (oporu) jednorzędowego sprzęgła koncentrycznego, przy różnym sposobie zabudowy par magnesów.

Wartości momentu obrotowego jednorzędowego sprzęgła koncentrycznego przy ułożeniu magnesów S-N

Tabela 4

Rozkład magnesów na obwodzie stojana	Rozkład magnesów na obwodzie wirnika	Sposób ułożenia magnesów	Wartość momentu oporu [Nm]
jednostkowy (1 magnes w stojanie)	jednostkowy (1 magnes w wirniku)	 NS NS	0,20
co 45°	co 90°	 NS NS	0,65
co 45°	co 180°	 NS NS	0,29
co 90°	co 180°	 NS NS	0,40
co 90°	co 90°	 NS NS	0,79
co 45°	co 45°	 NS NS	1,25

**Wartości momentu obrotowego jednorzędowego sprzęgła koncentrycznego
przy ułożeniu magnesów S-S**

Tabela 5

Rozkład magnesów na obwodzie stojana	Rozkład magnesów na obwodzie wirnika	Sposób ułożenia magnesów	Wartość momentu oporu [Nm]
jednostkowy (1 magnes w stojanie)	jednostkowy (1 magnes w wirniku)	 N S S N	0,22
co 45°	co 90°	 N S S N	0,62
co 45°	co 180°	 N S S N	0,32
co 90°	co 180°	 N S S N	0,43
co 90°	co 90°	 N S S N	0,78
co 45°	co 45°	 N S S N	1,23

**Wartości momentu obrotowego jednorzędowego sprzęgła koncentrycznego
przy naprzemiennym ułożeniu magnesów S-N i N-S**

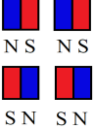
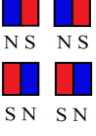
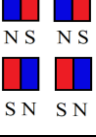
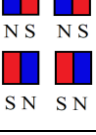
Tabela 6

Rozkład magnesów na obwodzie stojana	Rozkład magnesów na obwodzie wirnika	Sposób ułożenia magnesów	Wartość momentu oporu [Nm]
co 180°	co 45°	 N S N S  S N S N	0,56
co 90°	co 45°	 N S N S  S N S N	1,06
co 45°	co 45°	 N S N S  S N S N	2,11

Przeprowadzono również badania wariantu dwurzędowego sprzęgła koncentrycznego. Badania wykazały, że wartości momentu obrotowego przy naprzemiennej sekwencji ułożenia magnesów S-N i N-S były najwyższe. W tabeli 7 zestawiono wyniki pomiarów momentu obrotowego (oporu) dwurzędowego sprzęgła koncentrycznego.

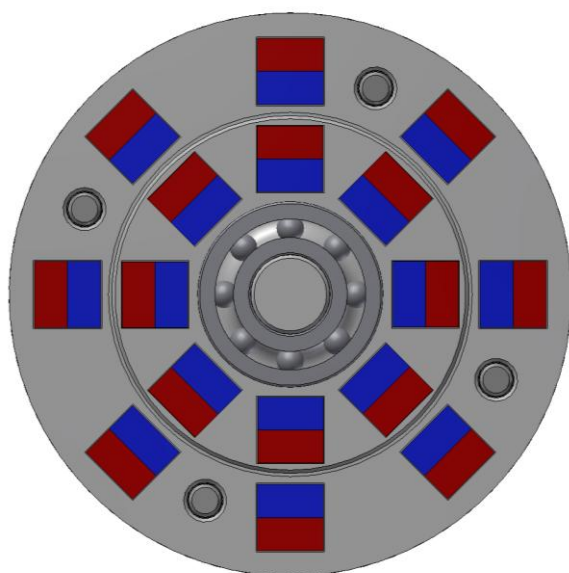
Wartości momentu obrotowego dwurzędowego sprzęgła koncentrycznego przy naprzemiennym ułożeniu magnesów S-N i N-S

Tabela 7

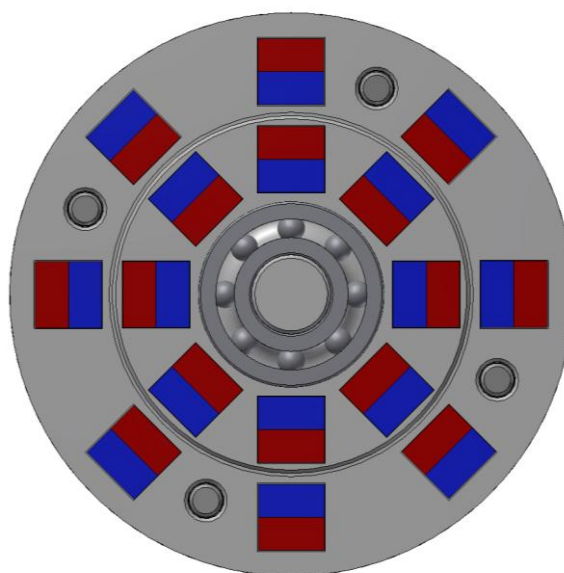
Rozkład magnesów na obwodzie stojana	Rozkład magnesów na obwodzie wirnika	Sposób ułożenia magnesów	Wartość momentu oporu [Nm]
co 45° w warstwie 1 co 45° w warstwie 2	co 45° w warstwie 1 co 45° w warstwie 2	 N S N S S N S N	3,99
co 90° w warstwie 1 co 45° w warstwie 2	co 45° w warstwie 1 co 45° w warstwie 2	 N S N S S N S N	3,05
co 45° w warstwie 1 co 180° w warstwie 2	co 45° w warstwie 1 co 45° w warstwie 2	 N S N S S N S N	2,60
co 45° w warstwie 1 brak magnesów w warstwie 2	co 45° w warstwie 1 brak magnesów w warstwie 2	 N S N S S N S N	2,12

Różny sposób ułożenia magnesów w sprzęgłach koncentrycznych dawał w efekcie układ magnesów jak pokazano na rysunku 12.

a)



b)



Rys. 12. Układy par magnetycznych w zależności od zastosowanej konfiguracji [3]:

a) pary zgodne, b) pary przeciwsobne

Organizacja magnesów w zgodne pary powoduje generowanie momentu oporu dzięki oddziaływaniu 8 par magnetycznych (8 par przyciągających lub odpychających się). Obciążenie sprzęgła zewnętrznym momentem obrotowym, przekraczającym moment oporu

powoduje obrót sprzęgła o kąt 45° . Faza przejścia do kolejnej pozycji ustalonej jest z jednej strony ograniczana przez siły przyciągania par magnetycznych, z drugiej jednak strony, po przekroczeniu pewnej wartości kąta obrotu, następuje wspomaganie ruchu obrotowego przez początek przyciągania tworzących się „nowych” par magnetycznych.

Organizacja magnesów w pary przeciwsoobne pozwala zwiększyć wartość generowanego momentu oporu z uwagi na to, że przejściu sprzęgła do kolejnej ustalonej pozycji zapobiegają zarówno przyciągające się pary magnetyczne, jak również siły odpychania jednobiegunowych par, które powstają przy kontynuowaniu obrotu sprzęgła. Konsekwencją tego jest dwukrotnie większy kąt elementarnego obrotu po przekroczeniu momentu znamionowego sprzęgła.

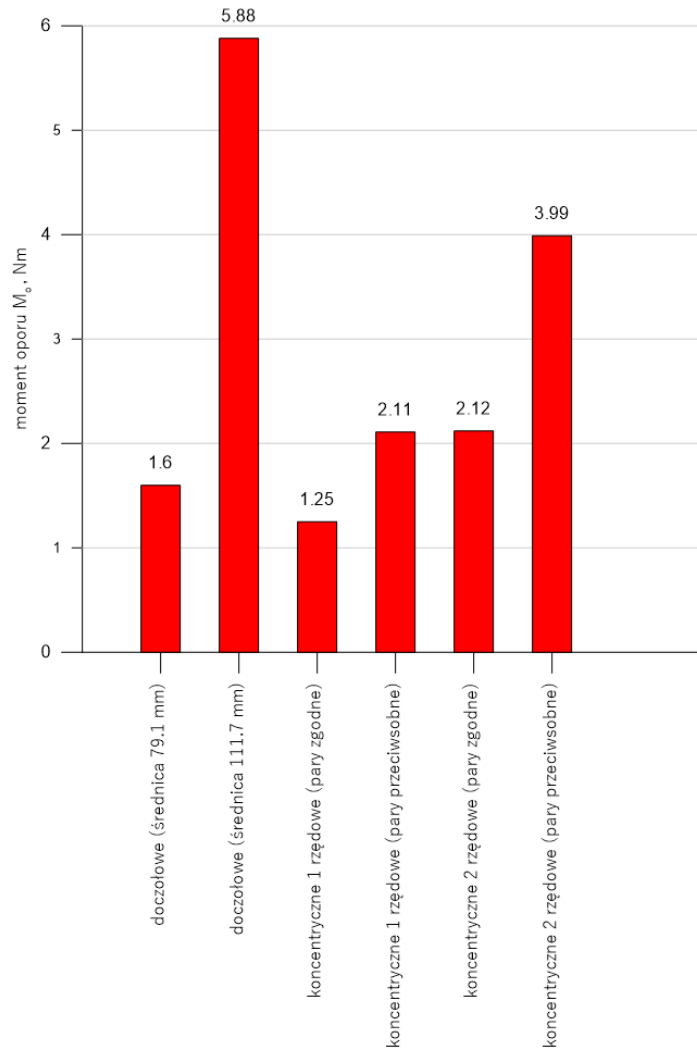
Na podstawie wyników badań można stwierdzić, że przy ustawieniu magnesów, tworzących w każdym położeniu parę przyciągającą się (N-S) lub odpychającą (N-N, S-S), dla jednej i drugiej konfiguracji moment obrotowy (oporu) był zbliżony. Wzrost momentu oporu w sprzęgle stwierdzono przy ustawieniu magnesów w stojanie i wirniku, w którym kolejne pary magnesów nie były ze sobą zgodne (konfiguracja z parami przeciwsoobnymi, N-S – S-N). Przy całkowitym wypełnieniu gniazd wirnika i stojana wariant z naprzemiennymi parami generował dwukrotnie wyższy moment oporu niż wariant ze zgodnymi parami.

4. Opracowanie wyników badań

Po badaniach trzech wariantów sprzęgieł magnetycznych można stwierdzić, że:

1. Sprzęgło doczołowe, w zależności od średnicy zabudowy magnesów, charakteryzują następujące wartości momentu oporu:
 - a) 1,6 Nm dla średnicy $\varnothing$ 79,1 mm,
 - b) 5,88 Nm dla średnicy $\varnothing$ 111,7 mm.
2. Sprzęgło koncentryczne jednorzędowe przy konfiguracji z parami zgodnymi, generuje moment oporu o wartości 1,25 Nm.
3. Sprzęgło koncentryczne jednorzędowe przy przeciwsoobnej konfiguracji par magnesów, osiągnęło wartość momentu oporu równą 2,12 Nm.
4. Sprzęgło koncentryczne dwurzędowe przy przeciwsoobnej konfiguracji par magnesów generowało moment oporu równy 3,99 Nm.

Wyniki pomiarów momentów obrotowych (oporu) dla wszystkich wariantów sprzęgieł zestawiono na rysunku 13.



Rys. 13. Wartości momentu obrotowego (oporu) poszczególnych wariantów sprzęgieł

Na podstawie przeprowadzonych badań sformułowano następujące wnioski:

1. Ułożenie przeciwsobne par magnetycznych w przypadku sprzęgieł współosiowych, skutkuje zwiększeniem generowanego momentu oporu. Jednostkowy obrót wału (przeskok sprzęgła do kolejnej, ustalonej pozycji), jaki ma miejsce podczas przeciążenia, jest 2 razy większy niż w przypadku ułożenia magnesów w zgodne pary.
2. W efekcie większego jednostkowego kąta obrotu sprzęgła z parami przeciwsobnymi, dochodziło do niekorzystnego zjawiska transmisji uderzeń dynamicznych do układu przeniesienia napędu.
3. Sprzęgło doczołowe z magnesami zabudowanymi na największej, dostępnej średnicy, generowało największy moment oporu. Gęstość rozmieszczenia par magnetycznych powodowała łagodną pracę podczas przeciążenia oraz mniejsze, dynamiczne obciążenie układu.
4. Wariant współosiowy daje możliwość zwiększenia generowanego momentu oporu poprzez zmianę sposobu rozmieszczenia par magnetycznych.
5. Porównując parametry geometryczne oraz momenty oporu osiągnięte przy użyciu wariantu doczołowego oraz koncentrycznego dwurzędowego można stwierdzić, że sprzęgło koncentryczne jest lepszym rozwiązaniem. Porównując wartość

maksymalnego momentu oporu sprzęgła doczołowego (5,88 Nm, przy średnicy montażu $\varnothing$ 111,7 mm) oraz wartość maksymalnego momentu sprzęgła koncentrycznego (3,99 Nm przy średnicy montażu $\varnothing$ 54 mm) otrzymano około 1,5 krotny wzrost wartości momentu, przy około dwukrotnie większej średnicy zabudowy magnesów.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono zaprezentowano trzy warianty sprzęgieł magnetycznych, scharakteryzowano ich konstrukcję i parametry użytkowe oraz uzyskane statyczne momenty obrotowe (oporu).

Zastosowanie technologii druku 3D do wytworzenia egzemplarzy badawczych sprzęgieł wymagało korekcji modeli przestrzennych, ponieważ skurcz tworzywa sztucznego drukowanych elementów generował zmiany tolerancji wymiarowych.

Sprzęgło doczołowe generowało moment oporu o największej wartości, natomiast konstrukcja koncentryczna umożliwia zwiększenie wartości wytwarzanego momentu oporu dzięki zmianie konfiguracji par magnetycznych oraz zwielokrotnieniu liczby magnesów tworzących sekcje, w ramach pojedynczej pary, co przedstawiono na rysunku 12.

W kolejnych pracach przewidziane jest przeprowadzenie prób dynamicznych wytworzonych modeli, które pozwolą na uzyskanie charakterystyki przeciążeniowej sprzęgieł. Charakterystyki posłużą do oceny wpływu opracowanych rozwiązań na układ przeniesienia napędu.

Literatura

- [1] Podstawy konstrukcji maszyn. T. 3. Red. Dietrich M., Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1999, wyd.: 3 zm. ISBN: 83-204-2346-5 (T.3), 83-204-2343-0 (całość)
- [2] Szydelski Z.: Pojazdy samochodowe: sprzęgła, hamulce i przekładnie hydrokinetyczne. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1981. ISBN 83-206-0227-0
- [3] <https://e-shop.magsy.pl/magnes-neodymowy-prostopadloscian-10x10x10-n/> (01.10.2018)
- [4] <http://www.magnesy.eu/mpl-10-x-10-x-10--n42---magnes-neodymowy-t-3378.html> (01.10.2018)
- [5] <https://www.ktr.com/pl/produkty/przeniesienie-napedu/sprzegla/sprzegla-magnetyczne/minex-s/> (01.10.2018)
- [6] <http://www.grim.pl/sprzegla/gerwah/magnetyczne/magnetyczne.html> (01.10.2018)
- [7] <https://zortrax.pl/materialy/dla-serii-zortrax-m/> (01.10.2018)

Układy napędowe ciągników manewrowych

dr inż. Krzysztof Kaczmarczyk
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Driving systems in manoeuvring drivetrains

Streszczenie:

W artykule opisano i porównano układy napędowe ciągników manewrowych przemieszczających się po podwieszanej trasie jednoszynowej. Przedstawiono podział ciągników na poszczególne grupy ze względu na sposób zasilania, rodzaj zasilania, rodzaj napędu oraz rodzaj współpracy koła napędowego z szyną jezdnią.

Abstract:

Driving systems for manoeuvring drivetrains moving along a suspended monorail are described and compared. Classification of drivetrains into groups due to supply type and method, type of a drive, as well as type of cooperation of driving wheel with a rail is presented.

Słowa kluczowe: górnictwo, transport, ciągnik podwieszony, ciągnik manewrowy

Keywords: mining industry, transportation, suspended drivetrain, manoeuvring drivetrain

1. Wprowadzenie

Jednym z najistotniejszych procesów zakładu górniczego jest realizacja prac transportowych. Wyróżnia się dwa podstawowe rodzaje podziemnego transportu górniczego: transport główny i transport pomocniczy.

Transport główny ma za zadanie odstawę urobku z przodków wydobywczych i jest realizowany głównie przenośnikami taśmowymi, w mniejszym stopniu koleją kopalnianą. Transport pomocniczy służy do odstawy materiałów i przewozu ludzi. W tym procesie technicznym wykorzystuje się szeroki asortyment dostępnych maszyn i urządzeń. W zakresie transportu pomocniczego wyróżnia się transportowe prace manewrowe wykorzystujące urządzenia przemieszczające się po podwieszanej trasie jednoszynowej. Urządzenia te nazywane ciągnikami manewrowymi pracują przede wszystkim w obrębie stacji materiałowych, komór montażowych oraz warsztatów. Jak podano w [12] w górnictwie węglowym, na dzień 27.12.2016, stosowanych było 125 ciągników manewrowych i tak w:

Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A. – 68 szt.

Polskiej Grupie Górniczej Sp. z o.o. – 27 szt.

Katowickim Holdingu Węglowym S.A. – 10 szt.

PG Silesia Sp. z o.o. – 8 szt.

LW Bogdanka S.A. – 12 szt.

2. Rozwiązania konstrukcyjne ciągników manewrowych

W ofercie dla polskiego górnictwa znajduje się szereg rozwiązań technicznych ciągników manewrowych. Różnią się one między sobą zasilaniem i przeniesieniem mocy z silnika na koło napędowe oraz sposobem sprzężenia koła napędowego z szyną jezdnią.

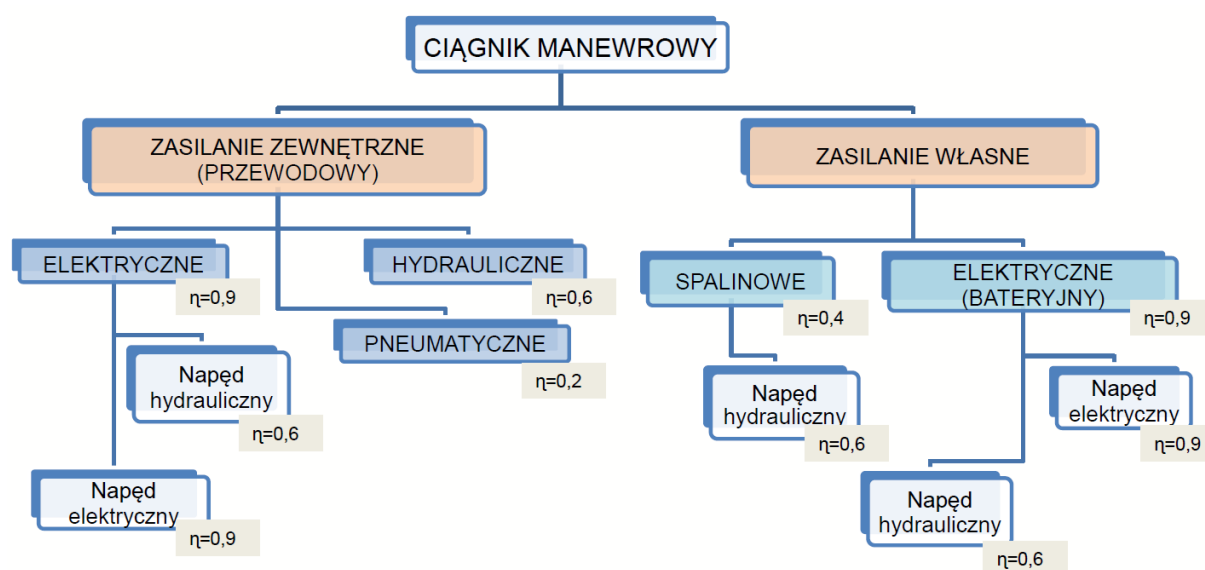
Ciągniki zasilane są przewodowo lub z własnych źródeł energii.

Ze względu na rodzaj zasilania wyróżniamy ciągniki:

- pneumatyczne,
- hydrauliczne,
- elektryczne,
- spalinowe.

Generowanie momentu obrotowego na koła napędowe może być realizowane z wykorzystaniem silników pneumatycznych, hydraulicznych oraz elektrycznych.

Podział ciągników manewrowych ze względu na sposób zasilania i rodzaj napędu przedstawiono na rysunku 1:



η - szacowana sprawność układu napędu ciągnika.

Rys. 1. Podział ciągników manewrowych [opracowanie własne]

Ze względu na współpracę kół napędowych z szyną jezdnią można dodatkowo wyróżnić:

- ciągniki z kołami napędowymi współpracującymi z półką szyny (koło napędowe dociskane do półki szyny siłami ciężkości),
- ciągniki z kołami napędowymi współpracującymi z środkiem szyny (koło napędowe dociskane do środka szyny siłą zewnętrzną),
- ciągniki z napędowymi kołami zębatymi (koła kształtowe współpracują z zębatką zintegrowaną z trasą jezdnią).

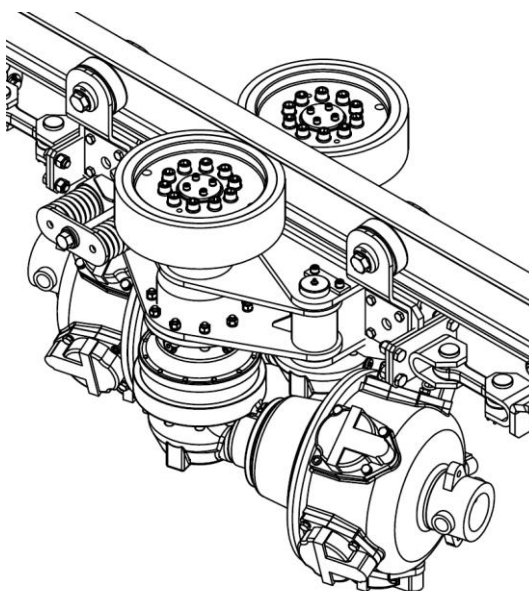
2.1. Ciągniki manewrowe zasilane za pośrednictwem przewodu

Przewodowe ciągniki manewrowe mogą być zasilane przewodem zawieszonym na wózkach kablowych lub wleczonym po spągu. Ze względu na ograniczoną długość przewodu ciągniki te pracują z reguły na odcinkach nieprzekraczających 150 m. Najpopularniejszymi ciągnikami w tej grupie są ciągniki pneumatyczne (rys. 2).



Rys. 2. Ciągnik pneumatyczny firmy GTA [10]

Popularność ciągników pneumatycznych wynika przede wszystkim z dostępności sprężonego powietrza w wyrobiskach korytarzowych oraz bezpieczeństwa zasilania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i pyłu węglowego. Główną niedogodnością w użytkowaniu takich ciągników jest hałas związany z pracą silnika pneumatycznego. Zastosowanie dodatkowych elementów tłumiących na wylocie silnika wpływa na pogorszenie parametrów użytkowych. W układach napędowych stosowane są głównie silniki z tłokiem obrotowym, napędzającym poprzez przekładnię koło napędowe. Istnieją również rozwiązania bazujące na silnikach tłokowych. Przykładowym rozwiązaniem jest ciągnik PPCM (rys. 3). Ciągnik ten o mocy zainstalowanej 13 kW charakteryzuje się siłą pociągową na poziomie 10 kN, a jego maksymalna prędkość jazdy wnosi 2 m/s [4].



Rys. 3. Ciągnik PPCM konstrukcji ITG KOMAG [4]

Z kolei zastosowanie w układzie napędowym silnika hydraulicznego w miejsce silnika pneumatycznego wymaga zastosowania agregatu hydraulicznego. Zasilanie silników olejem pod wysokim ciśnieniem pozwala na zwiększenie siły pociągowej oraz obniża poziom hałasu. Dodatkową zaletą jest uniezależnienie od parametrów sprężonego powietrza w magistrali,

albowiem ciśnienie i ilość sprężonego powietrza w przodkach nie zawsze są wystarczające do napędu silników pneumatycznych. Pewną niedogodnością związaną z zasilaniem przewodem pneumatycznym lub hydraulicznym jest trudność jego prowadzenia z uwagi na fakt, że pod wpływem ciśnienia przewód staje się twardszy. Sytuacja ta nie występuje w przypadku zasilania elektrycznego (sztywność przewodu jest zawsze taka sama). Na rysunku 4 przedstawiono przykładowy ciągnik manewrowy PUT-1 zasilany przewodowo wraz z wciągnikami elektrycznymi. W ciągniku tym zastosowano silniki elektryczne z hamulcem. Silniki te napędzają poprzez przekładnie planetarne koła napędowe. Przy mocy zainstalowanej w układzie napędowym równej 2,2 kW, ciągnik uzyskuje siłę pociągową na poziomie 10 kN oraz prędkość maksymalną przejazdu 0,2 m/s [5].



Rys. 4. Ciągnik PUT-1 konstrukcji ITG KOMAG [5]

Ciągniki zasilane przewodem elektrycznym mogą być stosowane w konfiguracji, w której silnik elektryczny wykorzystywany jest do zasilania przejezdnego agregatu hydraulicznego. W takim przypadku napęd ciągnika realizowany jest hydraulicznie.

2.2. Ciągniki manewrowe z zasilaniem własnym

Podstawową zaletą ciągników z własnym zasilaniem jest eliminacja przewodu zasilającego. Zasięg ciągnika jest nieograniczony, a czas jego pracy uzależniony jedynie od pojemności źródła energii. W tej grupie ciągników wyróżnia się ciągniki spalinowe i bateryjne. Ciągniki spalinowe to rozwiązania konstrukcyjne, w których silnik diesla wykorzystany jest do napędu zespołu hydrostatycznego. Przykładowy ciągnik spalinowy przedstawiono na rysunku 5. Moc silnika spalinowego w tym przypadku wynosi 36 kW. Urządzenie może być wyposażone w jedną lub dwie jednostki napędowe, o uciągu 20 kN lub 40 kN [8]. Zastosowanie silnika spalinowego pozwala na uzyskiwanie dużych sił pociągowych. Silniki spalinowe stwarzają jednak zagrożenia wynikające z emisji spalin, ciepła oraz hałasu. Wymuszają konieczność stosowania systemów schładzania i oczyszczania spalin [7] oraz wzmożonej wentylacji wyrobisk, w których jest eksploatowany ciągnik.



Rys. 5. Ciągnik manewrowy DMZ50F-RC firmy Ferrit [8]

Innymi rozwiązaniami ciągników z własnym źródłem zasilania są ciągniki bateryjne. Przykładem takiego rozwiązania jest ciągnik PCA-1 (rys. 6).

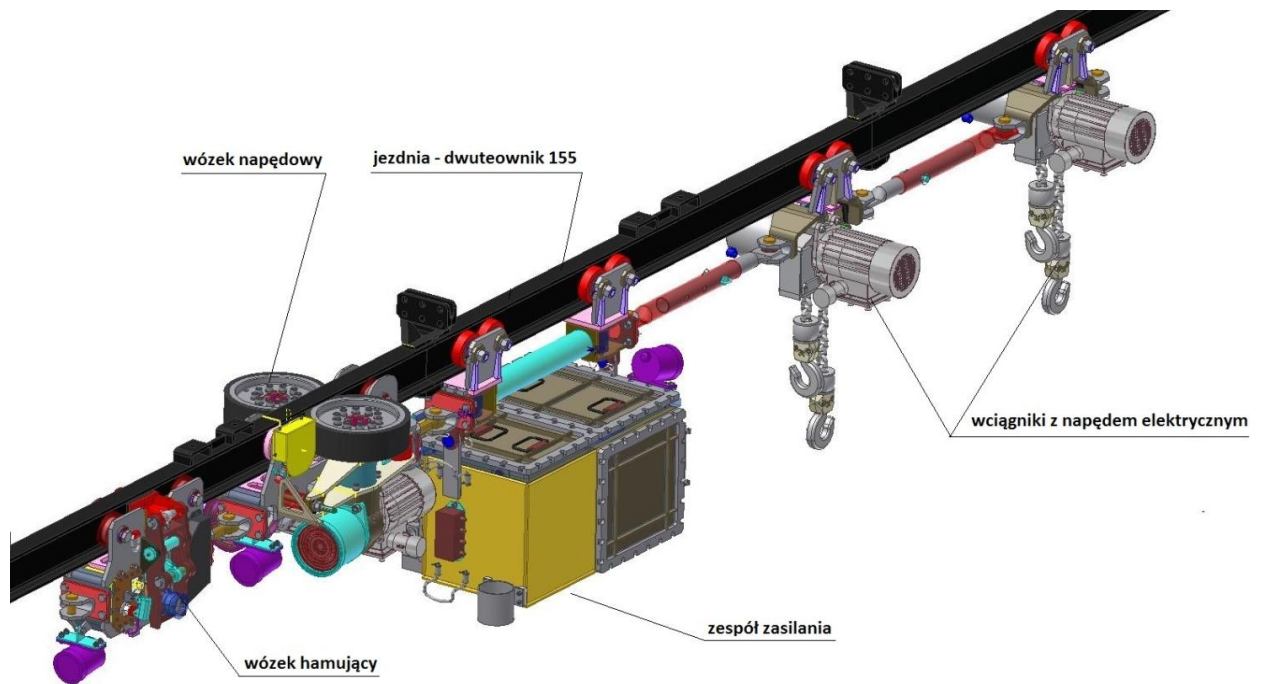
W tym przypadku silniki napędowe zasilane są z baterii umieszczonych w module zasilającym. Bateria akumulatorów składa się z ogniw litowych (LiFePO₄), o dużej pojemności. Umożliwiają one ładowanie bez emisji gazów niebezpiecznych (powszechnie stosowane ogniwa kwasowo-ołowiowe w trakcie ładowania wydzielają wodór) [5, 2]. Zastosowanie takiego źródła energii pozwala na ładowanie w dowolnym miejscu. Urządzenie przewidziane jest do prac manewrowych (załadowcze, wyładowcze), prowadzonych w wyrobiskach zagrożonych atmosferą wybuchową, jest dedykowany w szczególności do prac transportowych prowadzonych w zakładach górniczych w obrębie przodków korytarzowych, zajezdni oraz warsztatów naprawczych. Ciągnik PCA-1 oferowany jest w dwóch podstawowych wersjach:

- PCA-1 - współpracuje tylko z belką transportową wyposażoną w wciągniki ręczne,
- PCA-1/ZT - może współpracować z belką transportową z zabudowanymi wciągnikami elektrycznymi.

W przypadku zastosowania wciągników elektrycznych, ciągnik może obsługiwać maksymalnie dwa wciągniki połączone elektrycznie z modulem zasilania.

Do przemieszczania się ciągnika PCA-1 po podwieszanej jezdni jednoszynowej służy wózek napędowy, który posiada dwa zespoły napędu ciernego, z zabudowanymi silnikami elektrycznymi. Podstawowe zalety ciągnika to:

- zasilanie akumulatorowe nieograniczające zasięgu urządzenia,
- możliwość doładowywania baterii w miejscu pracy poprzez złącze ognioszczelne,
- płynna regulacja prędkości poprzez przekształtnik elektroenergetyczny,
- odzysk energii w procesie hamowania,
- brak negatywnego oddziaływania na środowisko pracy,
- możliwość obsługi wciągników elektrycznych,
- elastyczność kompletacji urządzenia.

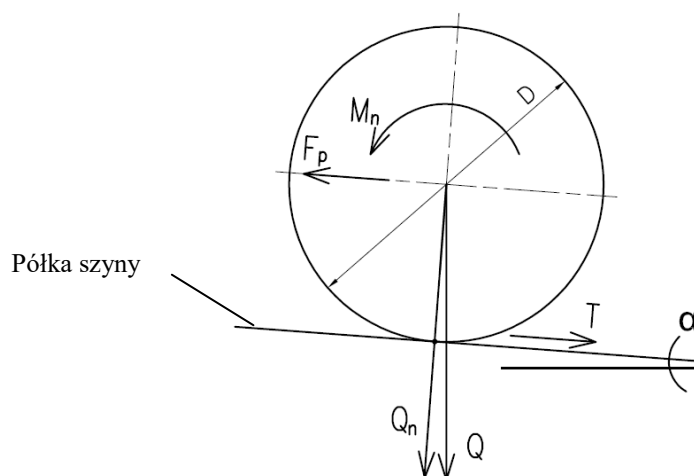


Rys. 6. Podwieszony ciągnik akumulatorowy PCA-1 firmy HELLFEIER [6]

3. Sposoby przeniesienia napędu stosowane w ciągnikach manewrowych

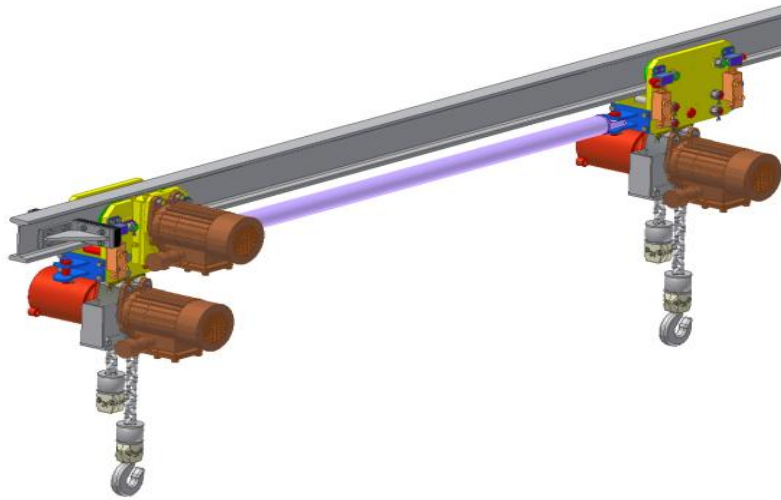
Siła pociągowa ciągnika manewrowego uzyskiwana jest poprzez sprzężenie koła napędowego z szyną jezdnią.

Na rysunku 7 przedstawiono rozwiązanie, w którym koło napędowe współpracuje z dolną półką szyny trasy podwieszanej. W celu wygenerowania momentu obrotowego M_n wprawiającego ciągnik w ruch, między kołem a półką szyny powinna być odpowiednia siła tarcia T . Jest ona wynikiem działania siły docisku Q_n oraz tarcia pomiędzy kołem a szyną. Takie rozwiązanie napędu jest wrażliwe na nachylenie trasy jezdnej, ponieważ wraz ze wzrostem jej nachylenia maleje docisk koła do półki szyny.



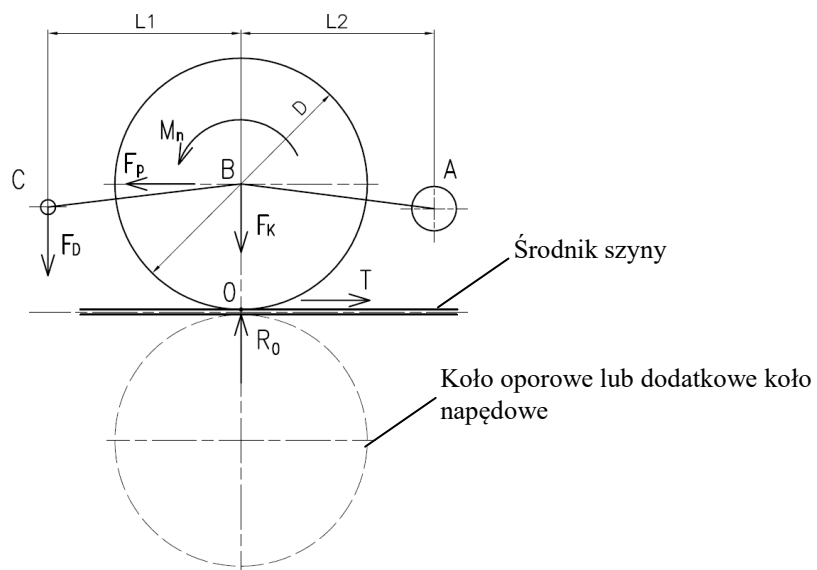
Rys. 7. Współpraca koła napędowego z półką szyny [opracowanie własne]

Przy tego rodzaju napędzie brak jest możliwości regulowania siły docisku koła do bieżni w celu zwiększenia siły pociągowej, w związku z tym ich zastosowanie ogranicza się do wyrobisk poziomych. Przykładem takiego rozwiązania jest zespół wciągników przejezdnych EWS 3+3ne (rys. 8) [2].

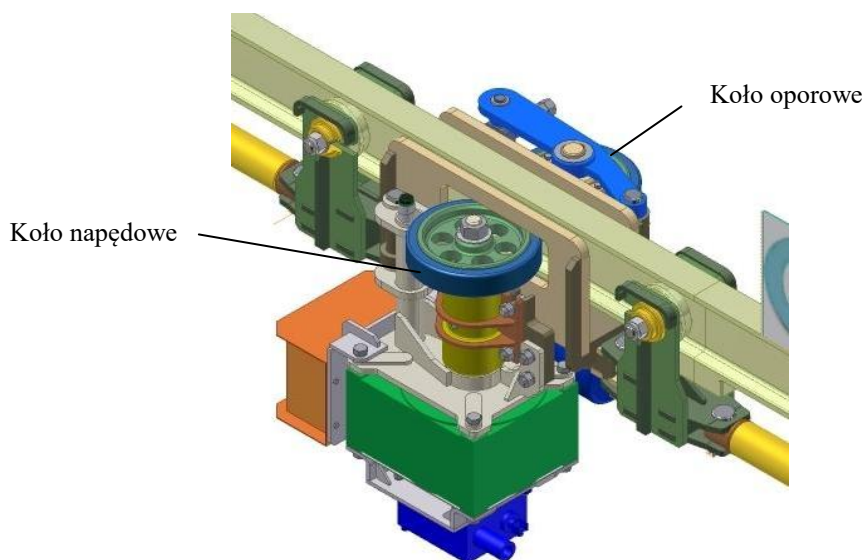


Rys. 8. Wciągnik przejezdny EWS 3+3ne firmy OMAG [1]

W większości ciągników manewrowych dostępnych na rynku siła pociągowa osiągana jest poprzez sprzężenie cienne koła napędowego ze środkiem szyny jezdnej przy wymuszonym docisku koła do środka (rys. 9). W celu zapewnienia odpowiedniej siły sprzężenia cienne, koło musi być dociśnięte do środka szyny z siłą F_K pozwalającą na powstanie siły tarcia T , która równoważyć będzie siłę pociągową F_P . Siła docisku koła F_K musi być zrównoważona reakcją R_O . W praktyce jest to realizowane poprzez wprowadzenie po przeciwnej stronie środka koła oporowego (jak na przykładzie pokazanym na rysunku 10) lub dodatkowego koła napędowego (rys. 9). Zaletą zastosowania dodatkowego koła napędowego jest zwiększenie siły pociągowej ciągnika przy niezmięnionej sile docisku F_K . W wielu rozwiązaniach siła docisku kół F_K nie jest bezpośrednio wywierania w osi koła napędowych, ale jest wynikiem działania siły F_D działającej na odpowiednim ramieniu dźwigni.



Rys. 9. Współpraca koła napędowego ze środkiem szyny [źródło własne]



Rys. 10. Przykład ciągnika z kołem oporowym - ECM-LEMUR firmy SIGMA [9]

Wykorzystanie połączenia kształtowego do generowania siły pociągowej jest, w porównaniu z opisanymi powyżej, rozwiązaniem pozwalającym generować największe siły pociągowe, a jego funkcjonalność jest w mniejszym stopniu zależna od nachylenia trasy. Wadą jest konieczność uzbrojenia trasy w specjalną zębatkę, z którą współpracuje koło kształtowe. Rozwiązanie to jest dedykowane do prac transportowych w przodkach, które prowadzone są w wyrobiskach nachylonych. Przykład ciągnika manewrowego z napędem zębatym pokazano na rysunku 11.



Rys. 11. Ciągnik manewrowy z napędem zębatym firmy FAMUR [11]

4. Podsumowanie

Zastosowanie ciągników manewrowych wpływa na poprawę warunków pracy, eliminując czynności transportowe wykonywane ręcznie. Wpływa również na zwiększenie efektywności wykorzystania podstawowych maszyn transportowych, takich jak kolejki podwieszone, które nie muszą być angażowane do prac manewrowych a jedynie do transportu dalekiego. Na rynku dostępnych jest wiele różnych rozwiązań ciągników manewrowych poruszających się po podwieszanej trasie jednoszynowej. Wybór odpowiedniego rozwiązania uzależniony jest między innymi od długości trasy, jej nachylenia, maksymalnych mas transportowanych, miejsca pracy i ceny rozwiązania. Rozwiązaniami najkorzystniejszymi pod względem

kosztowym są rozwiązania z zasilaniem przewodowym. Z kolei rozwiązaniami o największej sile pociągowej są ciągniki spalinowe. Ciągniki z zasilaniem bateryjnym stanowią obecnie najmniej liczną grupę ciągników manewrowych, pomimo, że cechuje je większa sprawność układu napędowego w porównaniu do urządzeń z napędem spalinowym oraz brak negatywnego oddziaływania na środowisko.

Literatura:

- [1] Bałaga D., Budzyński Z., Kalita M., Prostański D.: Nowe elektryczne wciągniki łańcuchowe konstrukcji CMG KOMAG. Maszyny Górnicze 2007 nr 4, s. 36-43
- [2] Budzyński Z., Drwięga A., Kaczmarczyk K., Pieczora E.: Innowacyjne rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem akumulatorowym. Maszyny Górnicze 2012 nr 1, s. 19-25
- [3] Dąbek P., Deja P., Kalita M.: Typoszereg wciągników łańcuchowych efektem współpracy Instytutu Techniki Górniczej KOMAG z Fabryką Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność. KOMTECH 2014. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2014, s. 113-124
- [4] Kaczmarczyk K. [red.]: Podwieszony zestaw transportowy do odstawy urobku. ITG KOMAG Gliwice 2014 (materiały niepublikowane)
- [5] Kaczmarczyk K. [red.]: Podwieszony ciągnik manewrowy z zasilaniem przewodowym. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane)
- [6] Konsek R., Kaczmarczyk K., Budzyński Z., Polnik B.: Podwieszony ciągnik akumulatorowy PCA-1. Napędy Sterowanie 2013 nr 7-8, s. 112-115
- [7] Suffner H.: Chłodzenie spalin w górniczych napędach spalinowych dla kopalń węgla kamiennego. Maszyny Górnicze 2018 nr 3, s. 67-80
- [8] <http://ferrit.cz> (24.08.2018)
- [9] <http://www.sigmasa.pl> (24.08.2018)
- [10] www.gornictwo.dremex.com.pl (24.08.2018)
- [11] www.famur.com (24.08.2018)
- [12] www.wug.gov.pl (28.08.2018)

Czy wiesz, że

...odejście od węgla do 2050 r. będzie nieco droższe niż brak dekarbonizacji, jednak dzięki temu uzyskamy korzyść w postaci znacząco niższej emisji dwutlenku węgla – oszacowali ekonomiści z Instytutu Badań Strukturalnych (IBS). Przekonują, że spadek udziału węgla w polskim miksie wytwarzania energii elektrycznej jest nieunikniony. Przy wyborze najtańszego rozwiązania, które nie uwzględnia redukcji emisji dwutlenku węgla, udział ten zmniejszy się o 75% (z obecnych 85%) w 2030 r. i do 33% w 2050 r. W ambitnym scenariuszu odejścia od węgla, łączne koszty wytworzenia energii będą o 15% wyższe niż przy braku dekarbonizacji, z uwagi na wyższe nakłady inwestycyjne.

Rzeczpospolita 29 listopada 2018 s. A17

Wybrane zagadnienia analizy wytrzymałościowej linopędni maszyn wyciągowych metodą elementów skończonych MES

dr inż. Krzysztof Turewicz
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Selected problems of strength analysis of Koepe pulleys in hoisting machines by the FEM method

Streszczenie:

Linopędnie maszyn wyciągowych są jednymi z najistotniejszych elementów górniczych wyciągów szybowych. Ze względu na ich istotność w bezpieczeństwie użytkowania dąży się do doskonalenia ich metod obliczeń. W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia analizy wytrzymałościowej linopędni przeprowadzone metodą elementów skończonych. Zdefiniowano statyczne i dynamiczne warunki brzegowe. Modelowanie dynamicznych warunków brzegowych omówiono na podstawie autorskiej metody obliczeń obciążeń linopędni. Wyniki obliczeń numerycznych MES zweryfikowano z pomiarami na obiektach rzeczywistych.

Abstract:

Koepe pulleys of the hoisting machines are the most important components of mine shaft hoists. As they are important element of shaft hoisting system safety, the method for improvement of their calculations is necessary. The selected problems of Koepe pulley strength analyses by the FEM method are given. Static and dynamic boundary conditions are defined. Modelling of dynamic boundary conditions are discussed basing on the method for Koepe pulley load calculations developed by the authors. The results FEM numerical calculations were verified by the measurements taken on the real objects.

Słowa kluczowe: maszyny wyciągowe, linopędnie, obliczenia wytrzymałościowe MES

Keywords: hoisting machines, koepe pulleys, FEM numerical calculations

1. Wstęp

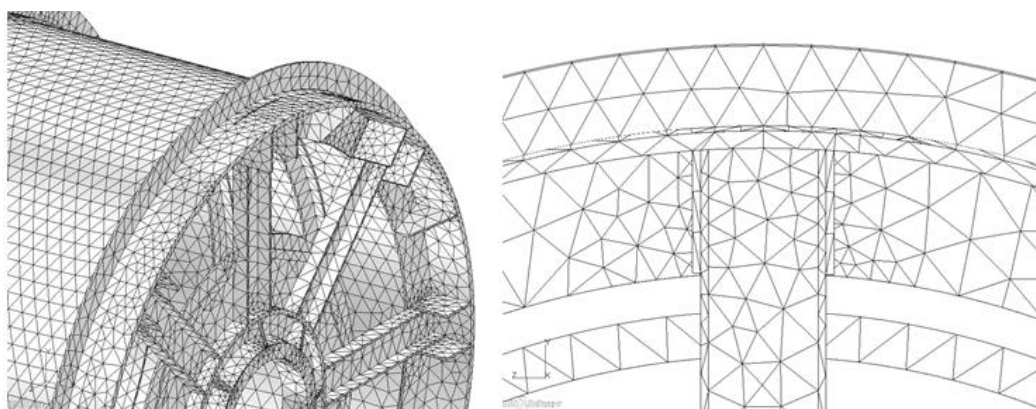
Obliczenia wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych są zadaniem skomplikowanym. Przykłady analitycznych obliczeń wytrzymałościowych można znaleźć m. in. w pracy [1]. Obecnie obliczenia linopędni prowadzi się z reguły za pomocą Metody Elementów Skończonych MES. Najszybszy sposób budowy modelu obliczeniowego MES polega na utworzeniu przestrzennego modelu geometrycznego w programie CAD, a następnie wyeksportowaniu geometrii do odpowiedniego preprocesora, w którym przygotowuje się model obliczeniowy. Przygotowanie modelu obliczeniowego polega na budowie siatki elementów skończonych oraz zdefiniowaniu odpowiednich warunków brzegowych i początkowych. Model obliczeniowy poddawany jest analizie za pomocą solvera obliczeniowego. Analiza i przeglądanie wyników obliczeń wymaga ich importu do postprocesora. W ITG KOMAG model geometryczny linopędni budowany jest z wykorzystaniem oprogramowania Autodesk Inventor, natomiast do budowy modelu obliczeniowego, czyli pre i post procesora stosowane jest oprogramowanie MSC.Patran. Jako solver obliczeniowy wykorzystuje się najczęściej MSC.Nastran.

Na każdym z etapów budowy modelu obliczeniowego dokonywane są uproszczenia, w odniesieniu do modelu geometrycznego, pozwalające uzyskać odpowiednią dokładność obliczeń. Uproszczenia wiążą się z dyskretyzacją, czyli budową siatki elementów skończonych w taki sposób, aby była ona jak najbardziej jednorodna. Uzyskuje się to poprzez pominięcie mało istotnych, pod względem wytrzymałościowym elementów konstrukcyjnych

jak np.: małe otwory, promienie, fazy itp. Istotne z punktu widzenia dokładności obliczeń jest również zastosowanie właściwego typu elementów skończonych do analizowanego obiektu.

2. Budowa siatki MES linopędni

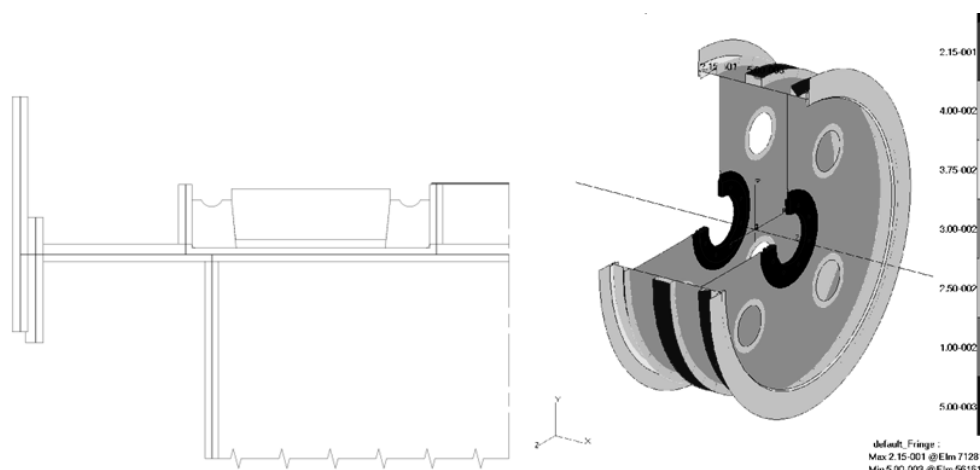
W odniesieniu do linopędni maszyn wyciągowych, charakteryzujących się dużymi gabarytami, przy niewielkich grubościach blach, zastosowanie bryłowych elementów skończonych powoduje wygenerowanie dużej liczby elementów skończonych, co istotnie wpływa na czas obliczeń i stosowanie dużej mocy obliczeniowej. Z kolei zastosowanie zbyt rzadkiej siatki powoduje otrzymywanie niedokładnych wyników obliczeń. Przykład zastosowania bryłowych dziesięcio-węzłowych elementów bryłowych typu tet10, w odniesieniu do bębna nawojowego, pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Model MES linopędni z elementami 3D typu tet10. [opracowanie własne]

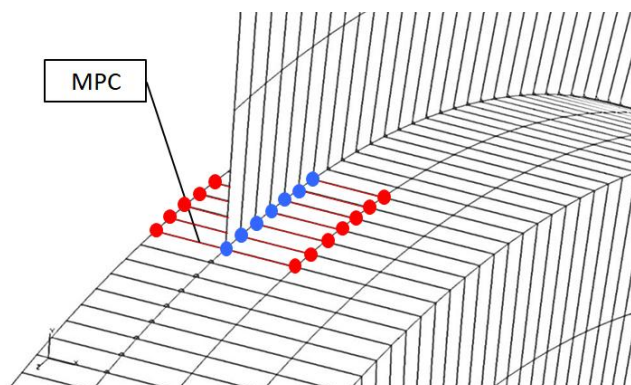
Widoczna siatka elementów skończonych (rys. 1) jest nieregularna, a na grubości blach widoczne są pojedyncze zdegradowane elementy skończone. Wyniki analizy takiego modelu są bardzo przybliżone.

Dla tego typu konstrukcji, najbardziej odpowiednim sposobem modelowania MES wydaje się być zastosowanie płaskich elementów 2D, które składają się na model płytowo – powłokowy. Modele budowane są na podstawie płaszczyzn środkowych blach, natomiast grubość podawana jest w postaci parametru elementu skończonego. Wyniki analiz pozwalają na wyznaczenie mapy naprężeń na obu stronach blach. Na rysunku 2 pokazano przykład płytowo – powłokowego modelu linopędni maszyny wyciągowej z zaznaczonymi grubościami blach.



Rys. 2. Model płytowo-powłokowy 2D z elementami typu quad4 oraz tri3. [opracowanie własne]

Większość analizowanego modelu linopędni składa się z elementów płaskich. Z reguły są to elementy czterowęzłowe typu quad. Natomiast w odniesieniu do piasty linopędni, której przekrój poprzeczny jest duży, najwłaściwsze jest zastosowanie elementów bryłowych ośmiowęzłowych typu hex lub dziesięciowęzłowych typu tet. W celu poprawności obliczeń bryłowe elementy piasty oraz płaskie elementy tarcz bocznych linopędni muszą być połączone ze sobą w odpowiedni sposób. Wynika to z różnicy stopni swobody, jaką posiadają elementy typu quad i typu hex. Elementy typu quad posiadają sześć stopni swobody, natomiast typu hex tylko trzy. W związku z tym w miejscu ich styku stosowane są bezmasowe elementy pośrednie typu MPC (rys. 3).



Rys. 3. Modelowanie połączenia elementów 2D (tarcza linopędni) z elementami 3D (piasta linopędni)

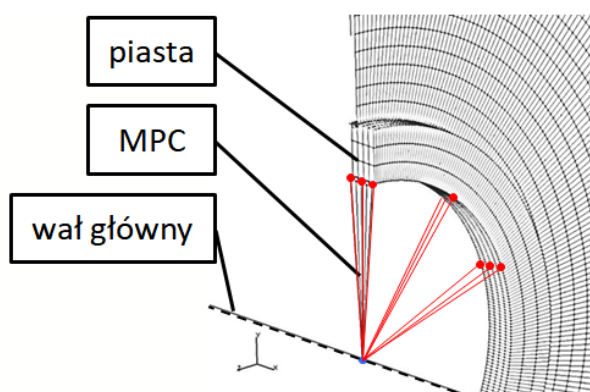
[opracowanie własne]

3. Definiowanie warunków brzegowych

Prawidłowo zbudowana siatka elementów skończonych jest tylko jednym z elementów modelu obliczeniowego. Aby model był kompletny należy uzupełnić go o warunki brzegowe. Warunki brzegowe można podzielić na podparcia i wymuszenia. Podobnie jak podczas budowy siatki elementów skończonych, w trakcie definiowania warunków brzegowych, stosowane są różne uproszczenia. Należy jednak dążyć do jak najdokładniejszego odzwierciedlenia rzeczywistych warunków podparć i obciążeń. W odniesieniu do modelu obliczeniowego zastawu wału głównego można wyszczególnić bezpośrednie podparcie linopędni na sztywno lub z uwzględnieniem podatności wału głównego. Podparcie rozumiane jest, jako odebranie węzłom odpowiednich stopni swobody translacyjnych i rotacyjnych.

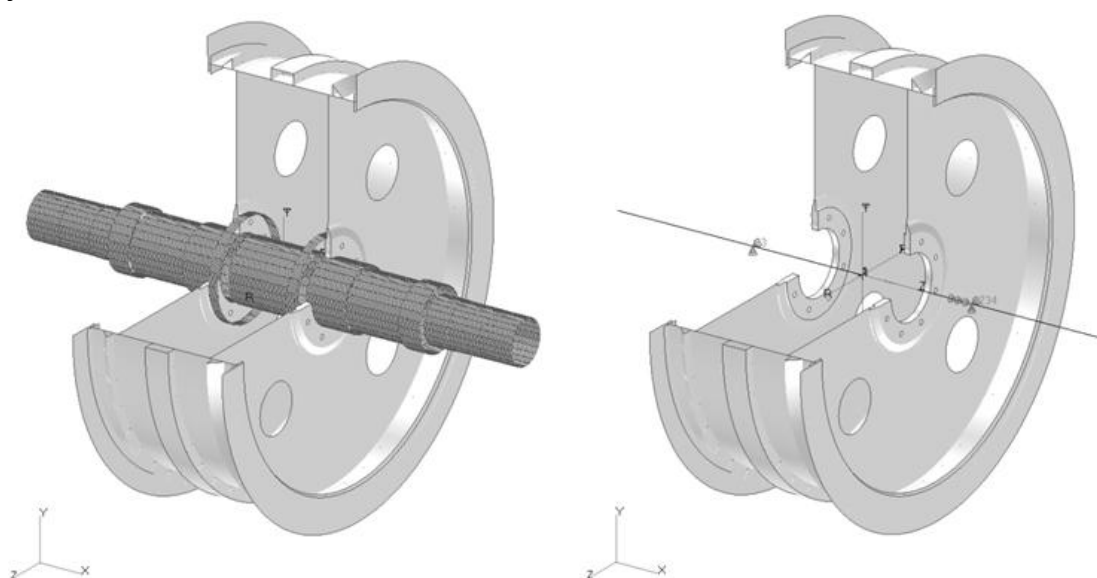
W odniesieniu do podparcia na sztywno odbierane są stopnie swobody linopędni w miejscach piast lub otworów służących do łączenia linopędni z wałem głównym. W tym przypadku wał główny nie jest uwzględniany w analizie. Ten sposób definiowania podparcia przyspiesza czas budowy modelu obliczeniowego, ponieważ nie ma konieczności uwzględnienia wału głównego. Należy jednak rozważyć czy na takie uproszczenie można sobie pozwolić z punktu widzenia dokładności obliczeń.

Drugim sposobem definiowania podparć linopędni jest uwzględnienie podatności wału głównego. Wymaga to zbudowania dyskretnego modelu linopędni oraz wału głównego. Wał główny modelowany jest wówczas za pomocą elementów jednowymiarowych 1D typu beam. Linopędnie łączy się z wałem głównym za pomocą specjalnych elementów pośrednich MPC (rys. 4).



Rys. 4. Modelowanie wału głównego za pomocą elementów belkowych i MPC RBE2
[opracowanie własne]

W miejscach modelu wału odpowiadających osiom łożysk odbierane są odpowiednie stopnie swobody. Ten sposób modelowania jest w prawdzie bardziej pracochłonny niż poprzedni, natomiast bardziej oddaje rzeczywisty charakter analizowanego obiektu. Kompletny model MES linopędni wykonanej z zastosowaniem elementów 2D i piastą z elementów 3D oraz wału głównego wykonanego za pomocą elementów 1D przedstawiono na rysunku 5.



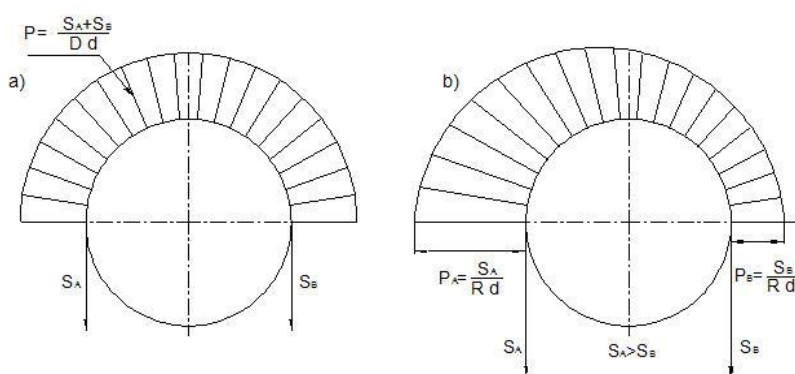
Rys. 5. Model MES linopędni i wału głównego [opracowanie własne]

Linopędnie maszyn wyciągowych, zgodnie z wytycznymi przepisów, muszą spełniać warunki wytrzymałościowe w odniesieniu o warunków ruchowych, dotyczących normalnej pracy maszyny wyciągowej oraz warunków awaryjnych dotyczących zerwania lin(y) nośnych. Główne obciążenie linopędni związane jest z naciskiem lin nośnych na płaszczyznę. Obciążenie to można podzielić na:

- normalne do powierzchni linopędni – modelowane najczęściej w postaci ciśnienia, uwzględniające nacisk lin nośnych na linopędnię,
- styczne do powierzchni linopędni – modelowane w postaci sił węzłowych stycznych do powierzchni linopędni, uwzględniające różnicę sił w gałęziach lin i powodujące skręcanie linopędni,
- poosiowe – modelowane w postaci sił węzłowych stycznych do linopędni i skierowanych w kierunku osi wału głównego (wyłącznie w przypadku bębnow nawojowych co wynika z kąta nabiegu liny nośnej na bęben),

- obrzeży stref nawojowych – modelowane w postaci sił węzłowych przyłożonych na obwodzie obrzeży w kierunku osi wału głównego (uwzględniane w przypadku wielowarstwowego nawijania liny na bęben nawojowy).

Najprostszy sposób modelowania obciążeń linopędni polega na przyjęciu statycznych wartości. Wartości statyczne obciążeń wyznaczane są na podstawie parametrów wyciągu szybowego i uwzględniają m.in. masy: ładunków, naczyń, lin, zawiesi itp.. Mogą uwzględniać również siły dynamiczne pojawiające się podczas rozruchu. Wyznaczona wartość obciążeń, zazwyczaj maksymalna, przeliczana jest na poszczególne składowe i definiowana na modelu obliczeniowym linopędni w postaci nacisków i sił węzłowych. Statyczne wartości obciążeń mogą być definiowane jako wartości średnie (rys. 6a) lub w sposób liniowy (rys. 6b), uwzględniając różnicę sił w gałęziach lin.



Rys. 6. Rozkład obciążeń na linopędni [opracowanie własne]

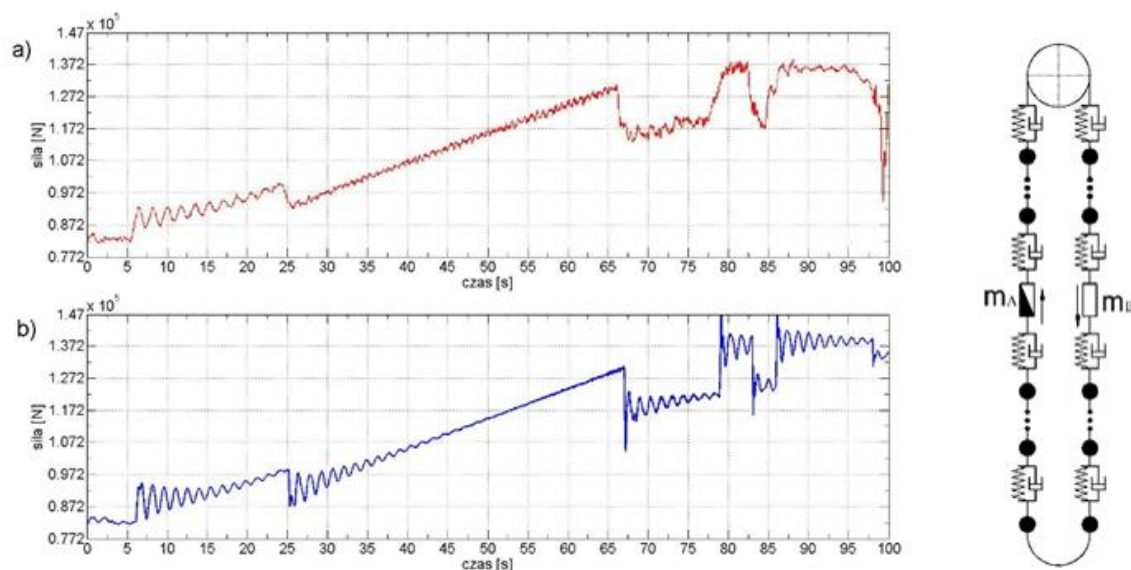
4. Definiowanie warunków brzegowych z uwzględnieniem dynamiki

Bardziej zaawansowany sposób modelowania obciążeń linopędni uwzględnia dynamiczne zmiany obciążeń linopędni, związane z drganiami wzdłużnymi liny i ich oddziaływanie na linopędnię. Niestety definiowanie warunków brzegowych w modelu MES, w postaci zmiennych w czasie obciążeń linopędni, jest zagadnieniem złożonym. Ponieważ wartość nacisku liny nośnej na linopędnię jest zmienna w czasie, ze względu na dynamiczne zmiany sił w linach nośnych jakie występują podczas pracy górniczego wyciągu szybowego. Ponadto, podczas pracy lina nośna przewija się cyklicznie przez linopędnię (lub nawija na linopędnię w przypadku bębnow nawojowych), powodując obciążanie różnych obszarów płaszcza w kolejnych chwilach czasu.

Podczas obliczeń MES zjawisko to można uwzględniać na dwa sposoby. Pierwszy polega na dyskretyzacji linopędni i liny nośnej. Między linopędnią a liną zakładane są wówczas kontaktowe warunki brzegowe. Jest to bardzo kłopotliwe z punktu widzenia obliczeń MES, ze względu na konieczność uwzględniania zjawiska kontaktowego.

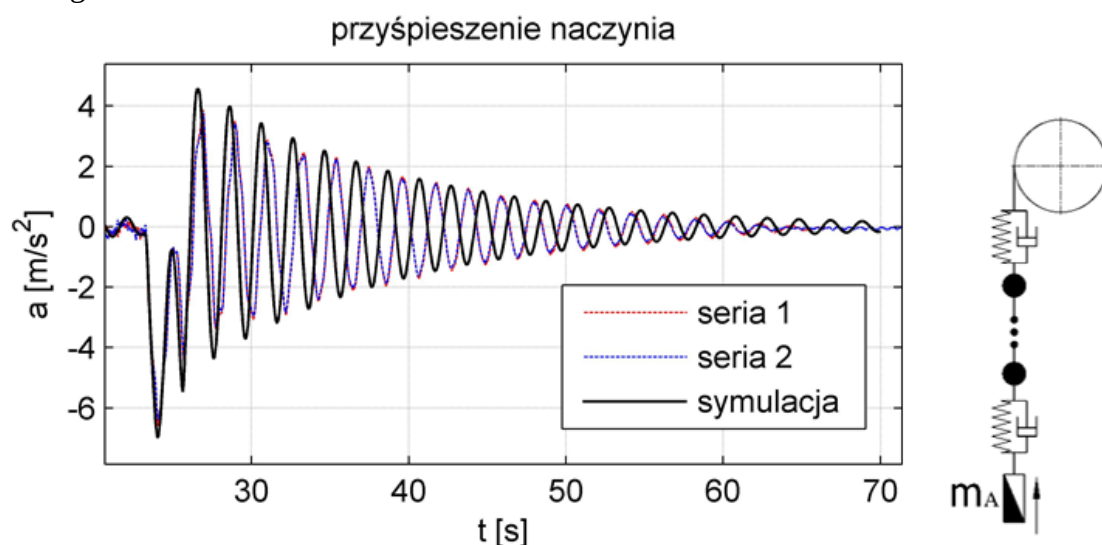
Opracowana w ITG KOMAG metoda modelowania obciążeń uwzględnia zmiany wartości sił w linach nośnych, jak i zmianę występowania obciążenia na linopędni, w odniesieniu do całego cyklu jazdy maszyny wyciągowej, bez konieczności stosowania zjawiska kontaktowego. Metoda ta wymaga zastosowania matematycznych modeli dynamicznych górniczego wyciągu szybowego [2]. Jednym z takich modeli jest opracowany w ITG KOMAG wielomasowy model górniczego wyciągu szybowego. Model składa się z dyskretnych elementów masowych linopędni i naczyń wyciągowych oraz lin nośnych i wyrównawczych, połączonych nieważkimi elementami sprężysto tłumiącymi. Model

uwzględnia zmianę parametrów sztywności i tłumienia lin nośnych oraz wyrównawczych, związanych ze zmianą długości lin. Umożliwia wyznaczenie przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń każdego dyskretnego elementu modelu oraz wartości sił w linach, w odniesieniu do całego cyklu jazdy maszyny wyciągowej. Za pomocą modelu możliwa jest analiza normalnej pracy wyciągu oraz procesu tzw. „hamowania bezpieczeństwa”. W odniesieniu do wyciągów jednokońcowych i dwukońcowych opracowany model zweryfikowano z wynikami pomiarów na obiektach rzeczywistych. Na rysunku 7 pokazano przykładowe porównanie pomiarów sił w linach nad naczyniem wyciągowym, w odniesieniu do wyciągu dwukońcowego, z wynikami symulacji wykonanej za pomocą wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego.



Rys. 7. Porównanie rozkład sił w linach nośnych nad naczyniem wyciągowym
a) na obiekcie rzeczywistym, b) w wyniku symulacji numerycznej [opracowanie własne]

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie pomiarów przyspieszeń naczynia podczas hamowania bezpieczeństwa, w odniesieniu do wyciągu jednokońcowego, z wynikami symulacji wykonanej za pomocą wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego.



Rys. 8. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 [m] [opracowanie własne]

Wyniki pomiarów przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych oraz wyniki obliczeń numerycznych, wykonanych za pomocą modelu wielomasowego, cechuje duża zgodność, co potwierdza poprawność utworzonego modelu numerycznego. Na dokładność obliczeń numerycznych bardzo duży wpływ mają również przyjęte parametry masowe oraz sprężysto tłumiące lin. Wyznaczone wartości sił dynamicznych wykorzystano do definiowania obciążeń linopędni w modelu MES. Założono, że nacisk lin nośnych na linopędni jest zmienny w czasie oraz zmienne jest miejsce występowania nacisku na linopędni (co wynika ze zmian obciążeń i ruchu obrotowego linopędni). W odniesieniu do nacisku średniego dla danej chwili na kącie opasania liny nośnej na linopędni, wartość nacisku $P(t)$ jest średnia i stała.

$$P(t) = \left(\frac{S_A(t) + S_B(t)}{D \cdot Szw} \right) \quad (1)$$

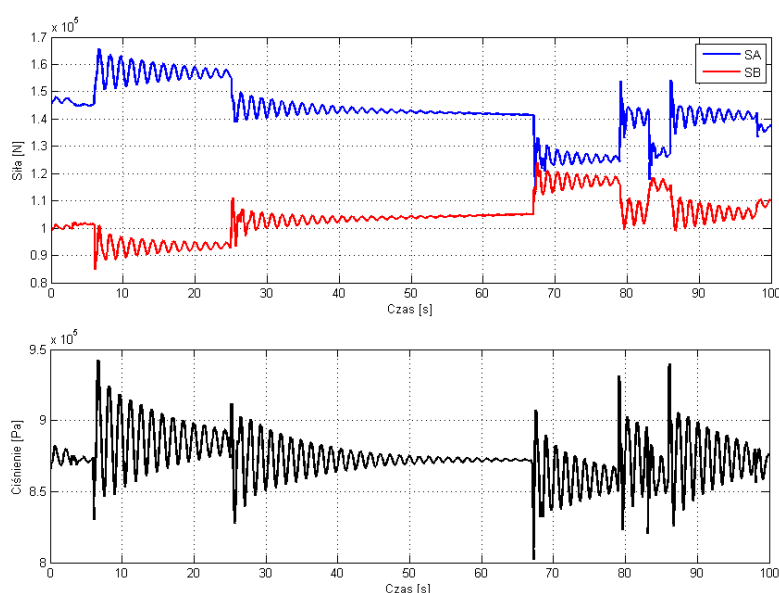
W przypadku nacisku liniowego na kącie opasania liny nośnej na linopędni wartość nacisku ma charakter liniowy i osiąga maksimum po stronie nadwagi i minimum po stronie przeciwnej.

$$P_A(t) = \left(\frac{S_A(t)}{R \cdot Szw} \right), \quad P_B(t) = \left(\frac{S_B(t)}{R \cdot Szw} \right) \quad (2)$$

gdzie:

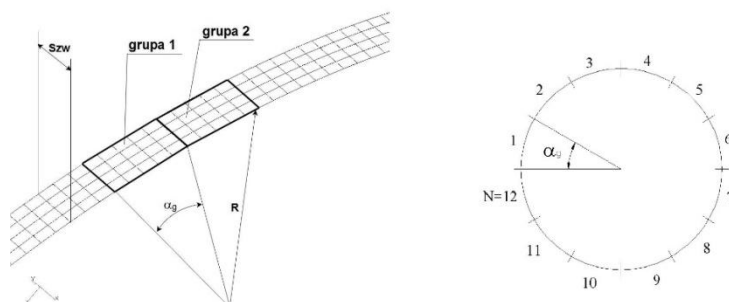
- S_A, S_B – siła w linach nośnych, N
- D – średnica lino pędni, m
- R – promień lino pędni, m
- Szw – szerokość wykładziny, m

Chwilowe wartości obciążeń linopędni $SA(t)$ i $SB(t)$ wyznaczono na podstawie wyników obliczeń wykonanych za pomocą wielomasowego modelu górniczego wyciągu szybowego. Na rysunku 9 przedstawiono siły w elementach sprężystych przy linopędni, wyznaczone za pomocą modelu wielomasowego, odpowiadające siłom w linach nośnych, oraz nacisk średni, jaki wywierają one na płaszcz, w odniesieniu do całego cyklu jazdy maszyny wyciągowej.



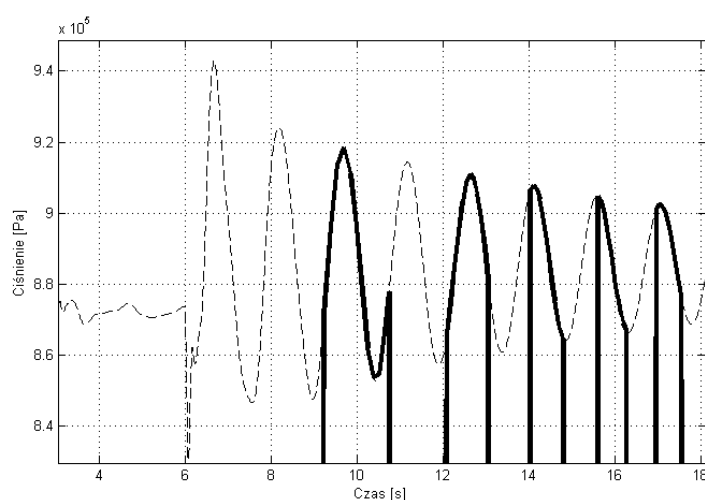
Rys. 9. Siły w linach oraz nacisk na linopędni wyznaczony za pomocą modelu wielomasowego [opracowanie własne]

Chwilowe wartości obciążeń zależne są od przyjętej dyskretyzacji obciążenia na modelu MES linopędni. Dyskretyzacja obciążenia odnosi się do miejsca styku wykładziny z płaszczem linopędni, które podzielono kątowo na N grup (rys. 10). W skład jednej grupy wchodzi odpowiednie elementy i węzły modelu.



Rys. 10. Podział modelu MES linopędni na grupy obciążeń [opracowanie własne]

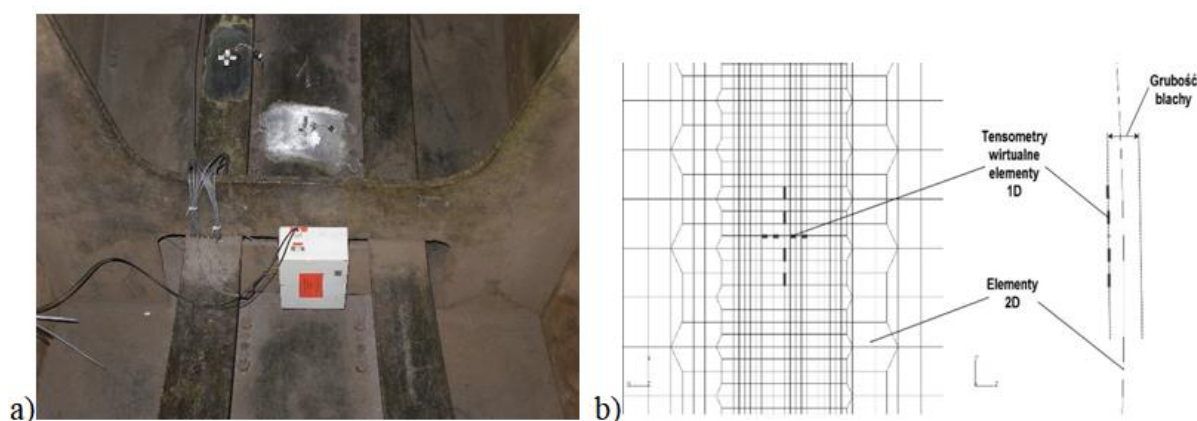
W odniesieniu do każdej z grup (od 1 do N) przypisano im odpowiednie obciążenie, uwzględniające obciążenia dynamiczne płaszcza oraz obrót linopędni. W tym celu "pocięto" ciągły wykres zmiany obciążenia, przedstawiony na rysunku 9, na odcinki. Otrzymano od 1 do N wykresów, które mają wartości niezerowe, w odniesieniu do chwil, w których dana grupa jest obciążona (nacisk lin na linopędnię), natomiast w chwilach, w których nie jest obciążona przyjmują one wartości zerowe. Na rysunku 11 przedstawiono przykładowy, początkowy fragment wykresu obciążenia pojedynczej grupy. Grubą linią zaznaczono czasy, w którym dana grupa pod linopędnią jest obciążona, natomiast linią cienką chwile nieobciążające danego obszaru (grupy) linopędni.



Rys. 11. Początkowy fragment obciążenia pojedynczej grupy modelu MES [opracowanie własne]

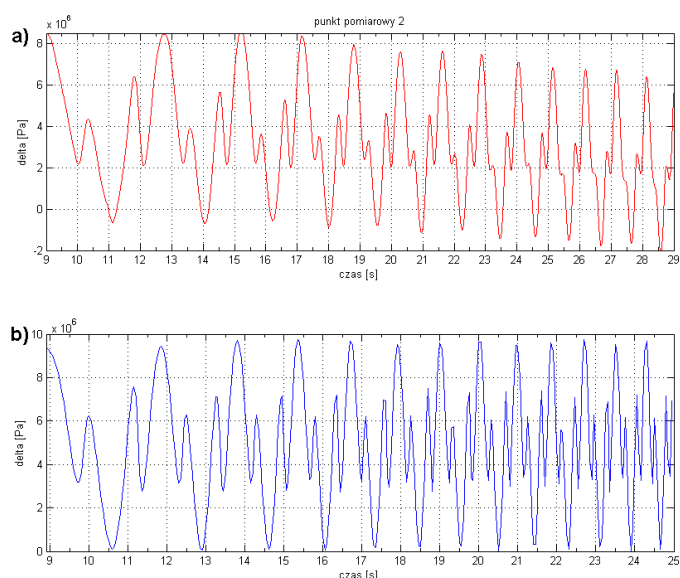
Budując podobne wykresy dla każdej z utworzonych grup otrzymano ciągłą i przemieszczającą się po linopędni wartość obciążenia płaszcza linopędni.

Przedstawiony sposób modelowania obciążeń w odniesieniu do linopędni zweryfikowano z pomiarami wykonanymi na obiekcie rzeczywistym (rys. 12). Podczas pomiaru rejestrowano naprężenia wyznaczone na podstawie pomiarów tensometrycznych, w wybranych miejscach linopędni, podczas normalnej pracy maszyny wyciągowej (rys. 12a). Wyniki pomiarów porównano z wynikami obliczeń numerycznych linopędni. Tensometrom pomiarowym odpowiadały zastosowane w modelu MES tensometry wirtualne, którymi były jednowymiarowe elementy belkowe typu beam (rys. 12b).



Rys. 12. Pomiar naprężeń lino pędni: a) na obiekcie rzeczywistym, b) na modelu MES
[opracowanie własne]

Porównanie zmierzonych wartości naprężeń na obiekcie rzeczywistym i wyznaczonych w wyniku obliczeń MES, w odniesieniu do przykładowego punktu pomiarowego, przedstawiono na rysunku 13.



Rys. 13. a) Naprężenia zmierzone na obiekcie rzeczywistym, b) naprężenia uzyskane w wyniku obliczeń MES
[opracowanie własne]

Na rysunku 13 przedstawiono charakter zmian i wartości naprężeń zmierzone na obiekcie rzeczywistym, w porównaniu z uzyskanymi wyniku obliczeń MES. Widać dużą zgodność, co dowodzi o poprawności przyjętego sposobu modelowania linopędni, zarówno pod względem budowy siatki elementów skończonych, jak i przyjętego sposobu modelowania warunków brzegowych. Uzyskane wyniki obliczeń dynamicznych MES linopędni mogą być wykorzystane, jako dane wejściowe do dalszych analiz, np. zmęczenia.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia związane z budową modeli obliczeniowych linopędni maszyn wyciągowych, z zastosowaniem metody elementów skończonych MES. Zaprezentowano przykładowe wyniki, opracowanej w ITG KOMAG,

metody umożliwiające powiązanie wyników analizy wykonanej za pomocą modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego z analizą wytrzymałościową MES konstrukcji linopędni. Takie powiązanie może stanowić podstawę do prowadzenia analiz zmęczeniowych na podstawie podstawowych informacji związanych z parametrami górniczego wyciągu szybowego takimi jak: masy naczyń, masa transportowanego ładunku, głębokość ciągnięcia, parametry liny lub lin nośnych oraz parametry ruchowe: prędkość ruchu, przyspieszenia przy rozruchu i opóźnienia podczas zwalniania. Umiejętność prognozowania obciążeń konstrukcji w trakcie ruchu, na podstawie podstawowych informacji o obiekcie, ma istotne znaczenie ze względu na różnorodność górniczych wyciągów szybowych, i w większości przypadków, jednostkowego wykonania maszyny wyciągowej dedykowanej pod konkretne oczekiwania zamawiającego.

Przedstawione w artykule wyniki obliczeń numerycznych MES są wynikiem prac badawczo – rozwojowych prowadzonych przez ITG KOMAG. Przedstawione obliczenia wykonano na komputerach Centrum Informatycznego Trójmiejskiej Akademickiej Sieci Komputerowej (Calculations were carried out at the Academic Computer Centre in Gdańsk).

Literatura

- [1] Bućko St.: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego, Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, Mechanika nr 86, Kraków 2001
- [2] Tejszerska D., Turewicz K.: Obliczenia wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych, Prace Naukowe – Monografie ITG KOMAG nr 30, Gliwice 2009
- [3] Tejszerska D.: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika nr 124, Gliwice 1995
- [4] Tejszerska D., Turewicz K.: Modelowanie lin pędni obciążonej dynamicznie. W: Materiały Konferencyjne NT „Transport szybowy”, Zakopane 2006
- [5] Tejszerska D., Turewicz K., Helmrich P., Niedworok A.: Modelowanie i badania weryfikacyjne elementów górniczego wyciągu szybowego", ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 41, Kraków 2007
- [6] Turewicz K., Tejszerska D.: Analiza wytrzymałościowa linopędni – pomiary naprężeń na obiekcie i weryfikacja modelu MES. W: Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, Szczyrk 2007

Mobilny zespół napędowo – pompowy do czyszczenia układów chłodzenia silników elektrycznych stosowanych w górnictwie

dr inż. Krzysztof Nieśpiałowski
mgr inż. Norbert Rawicki
mgr inż. Mateusz Wójcicki
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Mobile driving-and-pumping unit for cleaning the electric motors cooling systems used in the mining industry

Streszczenie:

Napędy dużych mocy wyposażone w silniki elektryczne stosowane w górnictwie węgla kamiennego, wymagają ciągłego chłodzenia. Stosowanie do tego celu wody z instalacji przeciwpożarowej powoduje osadzanie się kamienia kotłowego w przewodach chłodniczych, co wymusza na użytkowniku ich okresowe czyszczenie. Wiąże się to z demontażem silnika i wytransportowaniem go poza obszar pracy, na przykład do warsztatu oddziałowego. W artykule przedstawiono opracowane w ITG KOMAG rozwiązanie mobilnego zespołu napędowo-pompowego, przeznaczonego do czyszczenia układów chłodniczych silników elektrycznych stosowanych w górnictwie. Pompa agregatu będzie napędzana silnikiem hydraulicznym, zasilanym z wodnej magistrali ppoż.

Abstract:

High-power drives used in hard coal mining industry, equipped with electric motors require continuous cooling. Water from the fire-fighting installation, used for that operation, cause limescale deposition in cooling pipes, what requires their periodical cleaning. Cleaning operation needs the motor disassembling and its transportation to other place, e.g. to the near workshop. The solution of mobile driving-and-pumping unit intended for cleaning the electric motor cooling systems used in hard coal mining industry, designed at KOMAG, is presented. The pump of this unit is driven by a hydraulic motor supplied from the fire-fighting installation.

Słowa kluczowe: górnictwo, zespół napędowo-pompowy, agregat czyszczący, pompa

Keywords: mining industry, driving-and-pumping unit, cleaning unit, pump

1. Wprowadzenie

Rosnące wymagania dotyczące zwiększania wydajności maszyn i urządzeń w górnictwie, wymuszają stosowanie napędów wyposażonych w silniki elektryczne o mocach dochodzących do kilkuset kilowatów. Tak duże jednostki elektryczne wymagają stosowania układów chłodzenia. Szczególny przypadek stanowią napędy elektryczne stosowane w strefach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Silniki wykonywane są wówczas w obudowach przeciwwybuchowych i wymagają chłodzenia [1, 3, 4, 5]. Medium chłodzące stanowi woda pobierana z rurociągu ppoż., która po poddaniu filtracji i oczyszczeniu z cząstek stałych, zawiera mimo to rozpuszczone związki magnezu i wapnia w postaci wodorowęglanów. W wyniku konwekcji cieplnej między obudową silnika, a medium chłodniczym, dochodzi do podgrzewania i chemicznego rozkładu jonów wodorowęglanowych na węglanowe. W momencie rozpadu, najmniej rozpuszczalne węglany wytrącają się na ściankach kanałów chłodniczych w postaci osadu (tzw. kamienia kotłowego). Długotrwałe występowanie niniejszego zjawiska powoduje zmniejszenie przekroju poprzecznego kanałów chłodniczych, a w konsekwencji spadek intensywności przepływu strugi chłodzącej oraz spadek sprawności całego procesu chłodzenia silnika. Niska sprawność chłodzenia silnika może prowadzić do jego przegrzania i uszkodzenia.

W polskim górnictwie powszechnie stosowana jest konserwacja układów chłodniczych silników polegająca na ich demontażu i przetransportowaniu do najbliższego warsztatu

oddziałowego, gdzie układ chłodniczy przepłukiwany jest substancjami mającymi rozpuścić osad z kamienia kotłowego.

Alternatywą dla powyższego problemu może być zastosowanie mobilnego agregatu umożliwiającego płukanie kanałów agresywną cieczą w miejscu pracy silnika elektrycznego. W ITG KOMAG opracowano zatem koncepcję agregatu, którego bazę stanowić będzie układ hydrauliczny napędzany z magistrali ppoż.

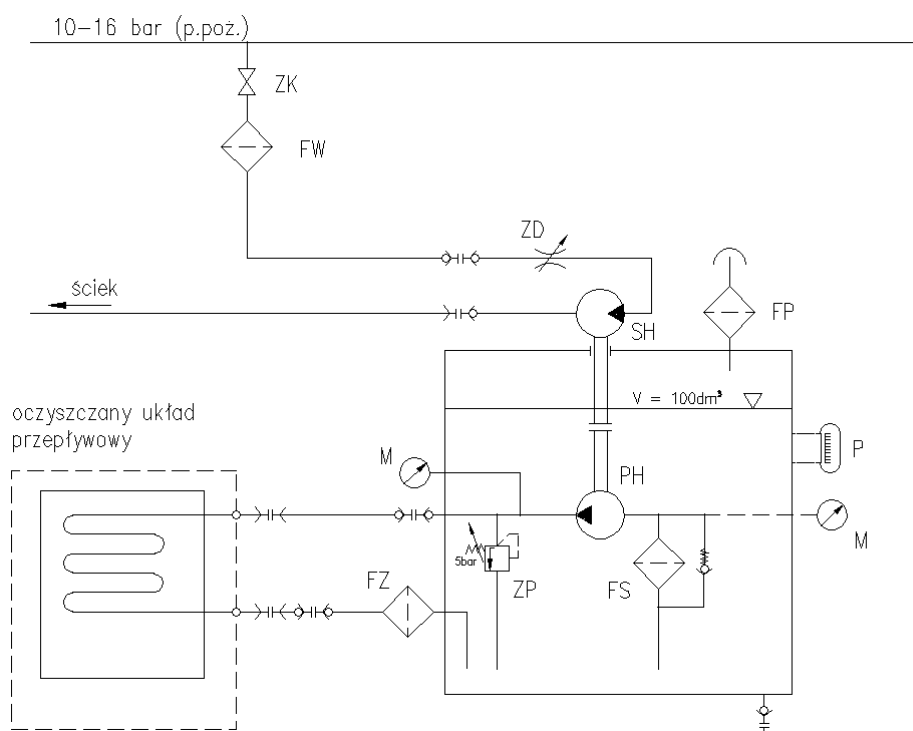
Należy wspomnieć, że rynek producentów agregatów nie dysponuje gotowymi rozwiązaniami przeznaczonymi do płukania układów chłodniczych silników elektrycznych w celu oczyszczenia ich z kamienia kotłowego. Ponadto, nie występują gotowe rozwiązania agregatów tłoczących substancje agresywne (jak wersenian czterosodowy, alkohol diacetonowy czy roztwór kwasu mrówkowego), mogące być zastosowane do czyszczenia wymienników ciepła silników elektrycznych. W związku z powyższym można uznać, że mobilny agregat czyszczący będzie rozwiązaniem innowacyjnym i potencjalnie rozwojowym, mogącym w dużym stopniu ułatwić prace konserwacyjne silników elektrycznych.

2. Koncepcja zespołu napędowo-pompowego

Zespół napędowo-pompowy składa się z kilku podzespołów: silnikowo-pompowego, filtrów, zaworu przelewowego, zbiornika oraz orurowania. Podzespół silnikowo-pompowy posiada silnik hydrauliczny zasilany wodą pochodzącą z magistrali ppoż. oraz pompę hydrauliczną w wykonaniu specjalnym, przystosowaną do pracy w cieczach agresywnych.

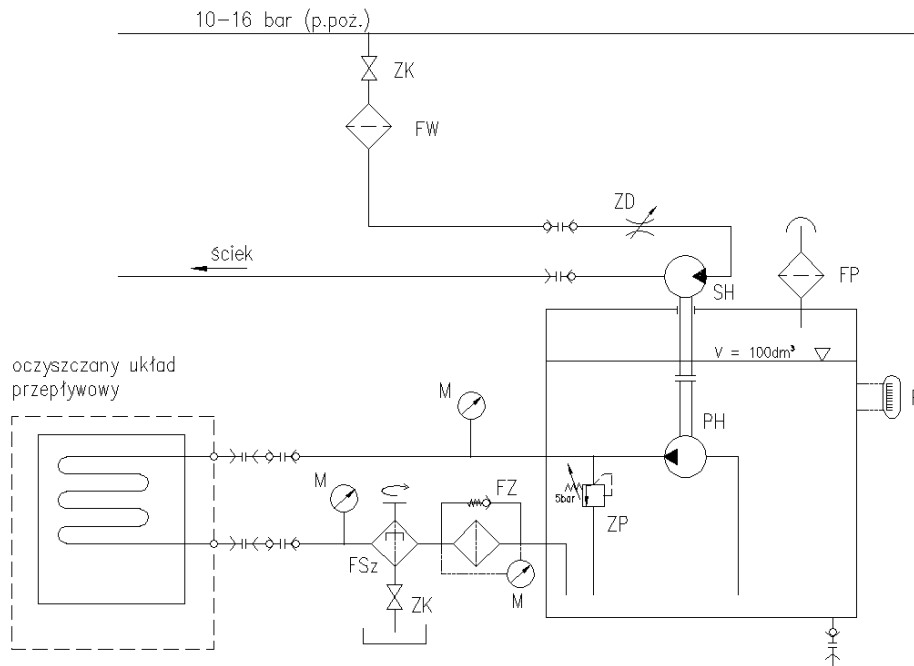
W pracach koncepcyjnych rozważano dwa warianty budowy zespołu napędowo-pompowego. Pierwszy opierał się o zabudowę większości podzespołów w zbiorniku medium czyszczącego. Takie podejście miało na celu zabezpieczenie podzespołów przed uszkodzeniami mechanicznymi, mogącymi powstać w warunkach stosowania w podziemnych zakładach wydobywczych. Podstawową wadą takiego rozwiązania byłby utrudniony dostęp podczas konserwacji lub serwisowania. Każdorazowa konieczność czyszczenia lub wymiany wkładów filtracyjnych wiązałaby się z otwieraniem pokrywy zbiornika, co stanowiłoby to zagrożenie dla serwisantów, wynikające z bezpośredniego dostępu do agresywnej cieczy czyszczącej i jej oparów. Kolejnym problem byłaby trudność zachowania wymaganej czystości w miejscu prowadzenia prac remontowych. Otwarty zbiornik narażony byłby na przedostawanie się do niego zanieczyszczeń mogących prowadzić do uszkodzenia podzespołów napędowych.

Schemat hydrauliczny zespołu napędowo-pompowego z podzespołami umieszczonymi wewnątrz zbiornika przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat hydrauliczny zespołu napędowo-pompowego z podzespołami wewnątrz zbiornika [6]:
 ZK - zawór kulowy, ZD - zawór dławiący, ZP – zawór przelewowy, SH - silnik hydrauliczny,
 PH - pompa hydrauliczna, FW - filtr wody, FP - filtr powietrza, FS - filtr ssawny, FZ - filtr zlewowy,
 M - manometr, P - poziomowskaz

Uwzględniając powyższe problemy zdecydowano się na rozwiązania z podzespołami hydraulicznymi umieszczonymi na zewnątrz zbiornika. Wewnątrz pozostawiono jedynie pompę medium czyszczącego oraz zawór przelewowy. Przez wzgląd na zastosowane medium, zawór musi być w wykonaniu specjalnym. Dzięki prostej konstrukcji zespołu nie będzie on wymagał częstego serwisowania. Podobnie jak w poprzednim rozwiązaniu (pokazanym schematycznie na rysunku 1), filtracja wody będzie się odbywać przed wlotem do silnika hydraulicznego. Zrezygnowano z filtracji na króćcu ssawnym pompy medium czyszczącego i zdecydowano się na zastąpienie jej podwójnym pakietem filtrowym na spływie z układu chłodniczego silnika. Zanieczyszczone medium spływając do zbiornika w pierwszej kolejności przepływać będzie przez zgrubny filtr szczelinowy (umożliwiający łatwe i szybkie czyszczenie), a następnie przez filtr dokładny. Rozwiązanie z podzespołami na zbiorniku przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat hydrauliczny zespołu napędowo-pompowego z podzespołami na zbiorniku [2, 6]:

ZK - zawór kulowy, ZD - zawór dławiący, ZP – zawór przelewowy, SH - silnik hydrauliczny, PH - pompa hydrauliczna, FW - filtr wody, FP - filtr powietrza, FSz - filtr szczelinowy, FZ - filtr zlewowy, M - manometr, P - poziomowskaz

3. Dobór podzespołów

Ze względu na nietypowe warunki zasilania (woda z rurociągu ppoż.) oraz agresywny charakter cieczy czyszczącej, należało dobrać komponenty układu wykonane z odpowiednich materiałów.

W pierwszej kolejności dokonano przeglądu i weryfikacji materiałów, z których powinny być wykonane uszczelnienia układu cieczy agresywnej. Po przeanalizowaniu jej składu chemicznego zdecydowano się na uszczelnienia wykonane z EPDM (elastomer etylenowo-propylenodienowy) oraz CR (elastomer chloroprenowy). Materiały te najlepiej sprawdzą się we współpracy z medium czyszczącym. Na sumaryczną żywotność uszczelnień wpływać będzie jednak temperatura medium czyszczącego, jak i wielkość jego przepływu i ciśnienia.

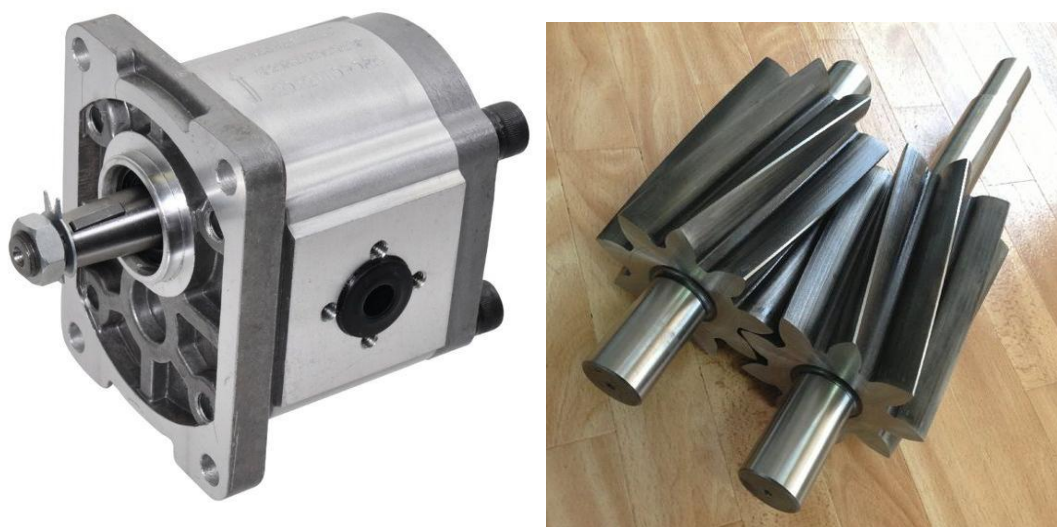
Kolejnym krokiem był dobór materiału konstrukcyjnego na zbiornik i obudowę urządzenia. Ze względu na agresywny charakter cieczy czyszczącej zdecydowano się na wybór powszechnie stosowanej w technice morskiej i szeroko pojętym przemyśle chemicznym stali nierdzewnej, austenitycznej chromowo-niklowo-molibdenowej, stabilizowanej tytanem.

Następnie dobrano podzespoły napędowe. Źródło energii zasilającej zespół pochodzić będzie z kopalnianej magistrali ppoż. W związku z tym silnik powinien mieć możliwość pracy w środowisku chemicznie czystej wody (nieemulgowanej olejem). Zdjęcie omawianego silnika przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Silnik hydrauliczny typu SM [10]

Następnym krokiem był dobór pompy hydraulicznej. Po wykonaniu obliczeń wymaganych do określenia jej rozmiaru oraz uwzględniając zanurzenie w agresywnej cieczy, wytypowano produkt firmy Lutz Kracht (LK1/20ZN). Jest to pompa zębata o zębach skośnych, zbudowana ze stali AISI316L. Jej parametry ciśnieniowe i wydajnościowe oraz odporność na korozję gwarantują prawidłową pracę układu. Przykładową pompę zębatą i jej skośne uzębienie przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Pompa zębata o uzębieniu skośnym [7, 8]

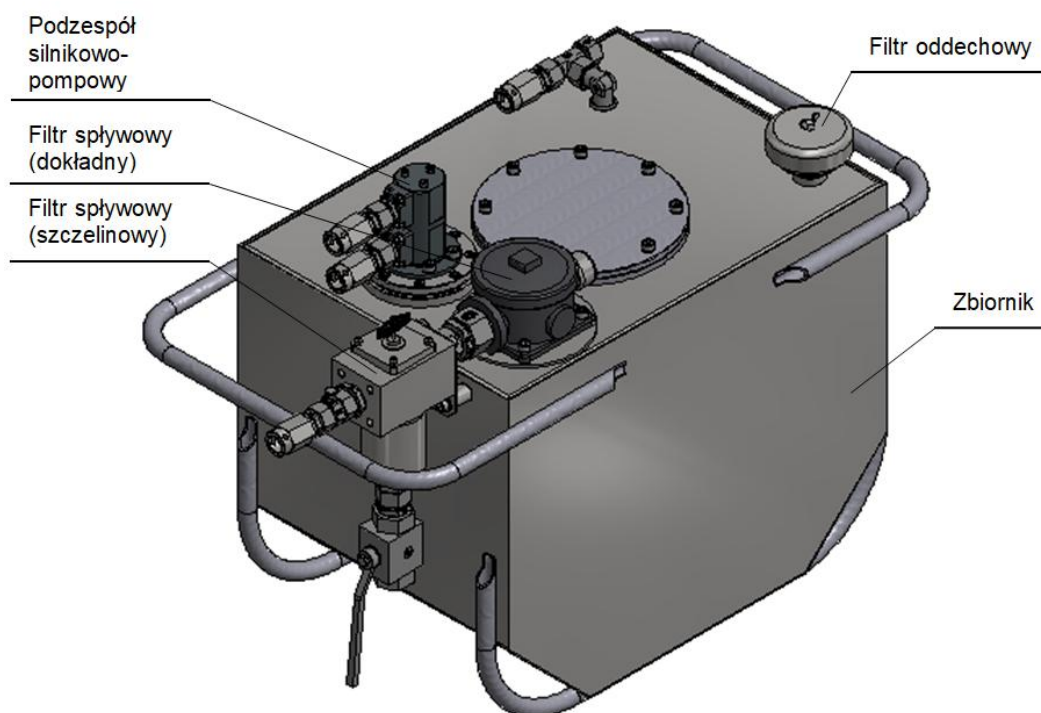
Ponieważ na rynku nie ma wielu producentów podzespołów hydraulicznych pozwalających na ich wykorzystanie w środowisku agresywnym, w ITG KOMAG opracowano rozwiązanie prototypowe.

4. Budowa zespołu

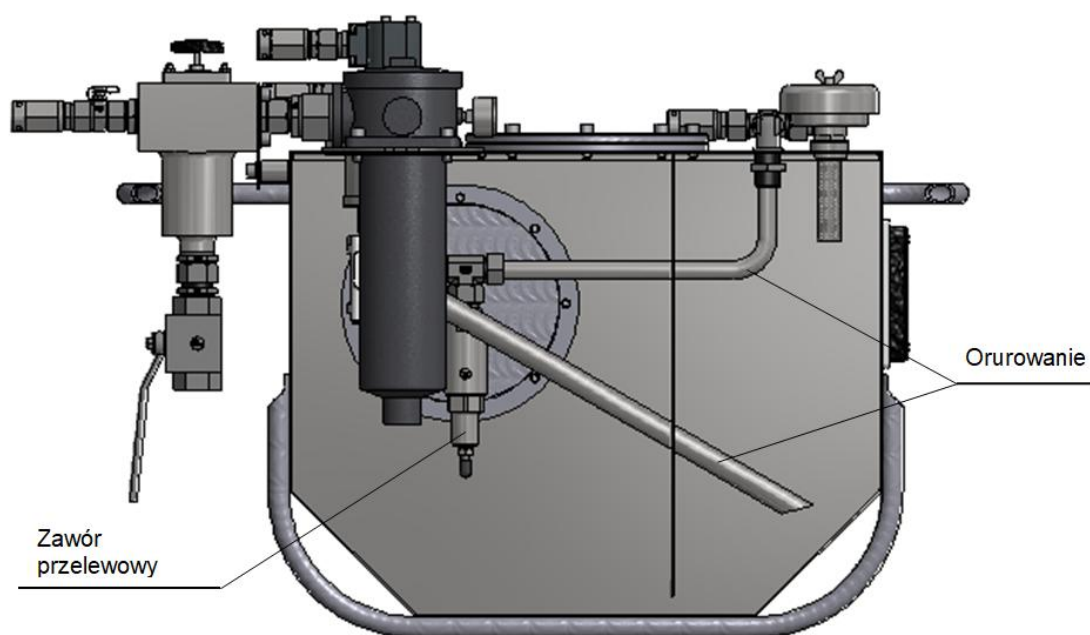
W skład zespołu napędowo-pompowego (rys. 5 i 6) wchodzi następujące podzespoły:

- zespół silnikowo-pompowy,
- filtr spływowy (dokładny),

- filtr sphywowy (zgrubny, szczelinowy)
- zbiornik hydrauliczny,
- zawór przelewowy,
- orurowanie i oprzyrządowanie.



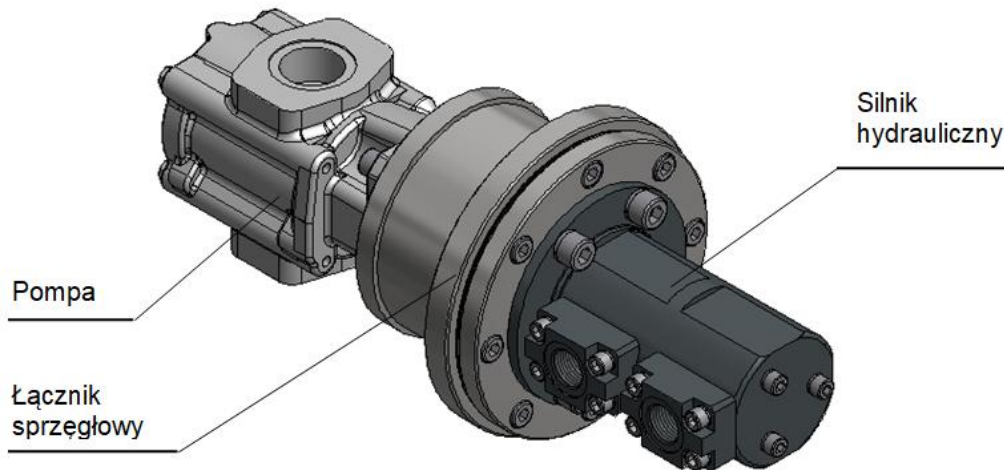
Rys. 5. Zespół napędowo-pompowy – model 3D – widok izometryczny [6]



Rys. 6. Zespół napędowo-pompowy – model 3D – wnętrze zbiornika [6]

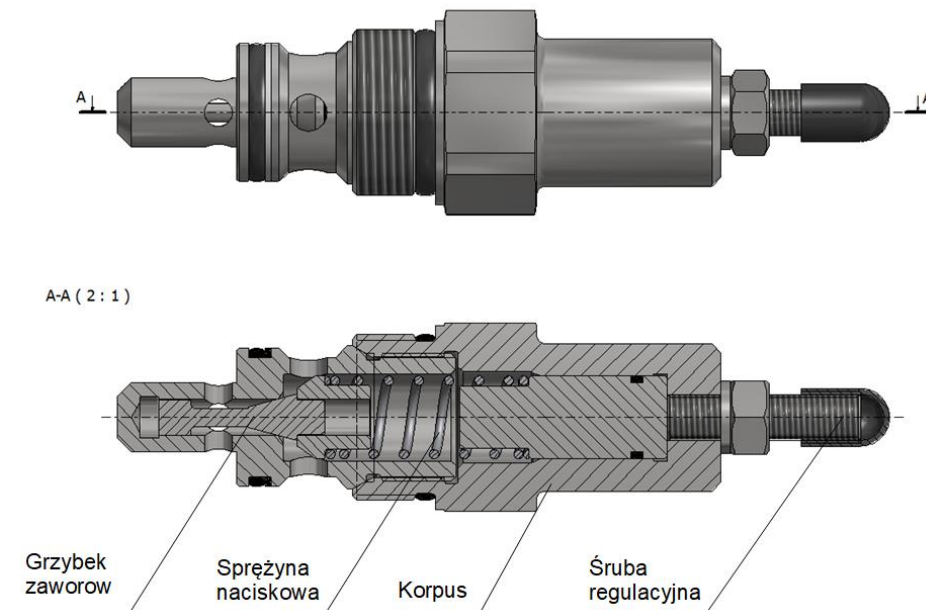
W skład zespołu napędowo-pompowego wchodzi zbiornik hydrauliczny, na którym zamontowano podzespół hydrauliki siłowej. Zbiornik wykonano z blachy nierdzewnej jako konstrukcję spawaną, dodatkowo wzmocnioną wewnątrz przegrodami. Pojemność zbiornika wynosi około 100 dm³. W celu ułatwienia montażu, serwisu i konserwacji zespołu, na zbiorniku przewidziano dwa włązy rewizyjne, wyposażone w proste rękojeści.

Na zbiorniku kołnierzowo zamontowany jest podzespół silnikowo-pompowy. Silnik z pompą połączono elastycznym sprzęgłem [9] i łącznikiem sprzęgłowym. Widok podzespołu silnikowo-pompowego przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Podzespół silnikowo-pompowy[6]

Zawór przelewowy wykonany zostanie również ze stali nierdzewnej (kwasoodpornej). Uszczelnienia zaworu, jak wspomniano wcześniej, dobrano z EPDM-u oraz CR wg katalogu firmy Trelleborg. Budowę prototypowego zaworu przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Zawór przelewowy ITG KOMAG [6]

5. Zasada działania

Zasadę działania zespołu napędowo-pompowego przedstawiono na rysunkach 2, 5 oraz 6. Przefiltrowana woda napędza silnik hydrauliczny połączony przy pomocy elastycznego sprzęgła z pompą, tworząc podzespół silnikowo-pompowy. Całość zamontowana jest kołnierzowo na zbiorniku. Silnik hydrauliczny napędza pompę, która z kolei zasysa medium czyszczące ze zbiornika i kieruje je bezpośrednio do oczyszczanego układu przepływowego (wymienika ciepła silnika elektrycznego). Na linii tłocznej zainstalowano zawór przelewowy, regulowany dzięki obserwacji wskazań manometru, który w czasie normalnej pracy powinien być zdemonstrowany. Powracająca ciecz czyszcząca przepływa przez zawór zwrotny, a następnie kieruje się na zespół filtrów – najpierw zgrubny, a następnie dokładny i do zbiornika. Kontrola stopnia zabrudzenia filtrów możliwa jest dzięki zamontowanym manometrom (możliwości odczytu różnicy ciśnień). Wszystkie króćce przyłączeniowe zespołu będą w wykonaniu Stecko, co zagwarantuje kompatybilność z instalacjami występującymi w górniczych zakładach węglowych. Wewnętrzne połączenia hydrauliczne zespołu oparto o wykorzystanie systemu złączy bezprzeciekowych Parker.

Dodatkowo, zbiornik hydrauliczny wyposażony zostanie w filtr zalewowo-odpowietrzający, dobrany z uwzględnieniem podwyższonego zapylenia w kopalniach. Będzie on utrzymywał stałe ciśnienie tworząc tzw. poduszkę powietrzną zapobiegającą odkształceniom konstrukcji zbiornika. Zbiornik wyposażony będzie również w poziomowskaz oraz umieszczony w dolnej części korek spustowy, umożliwiającą zlanie medium czyszczącego.

6. Podsumowanie

Przegląd obecnego stanu techniki wykazał, że na rynku brak jest handlowych rozwiązań mobilnych urządzeń przystosowanych do czyszczenia układów chłodniczych w silnikach dużej mocy, stosowanych w podziemnych zakładach górniczych. Obecnie, proces czyszczenia układu chłodniczego wiąże się z:

- koniecznością demontażu silnika elektrycznego i transportem z miejsca pracy do warsztatu oddziałowego,
- montażem zamiennika w miejscu silnika zdemonstrowanego lub przerwą technologiczną,
- wykonaniem czynności czyszczenia układu chłodniczego.

Zabiegi te są kosztowne i czasochłonne.

Rozwiązaniem powyższych problemów może być zastosowanie mobilnego zespołu napędowo-pompowego. Jego głównymi zaletami są: mobilność, kompaktowe wymiary oraz masa (nieprzekraczająca 70 kg bez medium chłodniczego). Zastosowanie odpowiednich materiałów w konstrukcji agregatu umożliwi stosowanie go w większości wyrobisk, w których wykorzystywane są silniki elektryczne, wymagające okresowego czyszczenia układu chłodniczego. Zaletą jest również możliwość zasilania zespołu cieczą transportowaną w magistrali ppoż.

Literatura

- [1] Bojko I. G., Omelchenko A. N., Shikhova L. K.: Dwuobwodowy układ chłodzenia silników elektrycznych przeciwybuchowych. Ugol Ukr. 2007 nr 5
- [2] Dokumentacja techniczna nr W99.049 Zespół napędowo-pompowy układu czyszczenia. ITG KOMAG, 2018 (materiały niepublikowane)
- [3] Nieśpiałowski K., Rawicki N., Wójcicki M.: Agregat chłodniczy w układzie zamkniętym dla silników elektrycznych maszyn górniczych. Maszyny Górnicze 2018 nr 3
- [4] Niewiara M., Bartnik D.: Nowe konstrukcje w ofercie produkcyjnej DFME DAMEL S.A. w tym silniki stosowane w napędach przenośników taśmowych. Materiały na konferencję: Transport taśmowy a optymalizacja pracy pod ziemią, XXII Międzynarodowe Sympozjum, Zakopane, 8-9 maja 2014
- [5] Niewiara M., Nagas Z.: Nowoczesne silniki DFME DAMEL S.A. stosowane w napędach przenośników taśmowych i urządzenia współpracujące. Artykuł promocyjny. Transp. Przem. Masz. Robocze 2017 nr 3
- [6] Praca statutowa pt.: Koncepcja zespołu napędowo-pompowego dla medium czyszczącego. ITG KOMAG, 2017 (materiały niepublikowane)
- [7] www.bef-mont.com/index/gallery/7/wybrane-produkty.html#!prettyPhoto (15.06.2018)
- [8] www.pmkaubamaja.ee/eng/hydraulic-pump-gr-2-r-230bar-12ccm-p.html (15.06.2018)
- [9] www.sprzegla.eu (15.06.2018)
- [10] www.stosowaniemaszyn.pl (15.06.2018)

Czy wiesz, że

... nowa drukarka L280 firmy German RepRap oferuje możliwość druku 3D z użyciem materiałów płynnych, np. LSR (Liquid Silicone Rubber). Urządzenie ma przestrzeń roboczą o wymiarach 280 x 280 x 200 mm z podgrzewanym łóżem zapewniającym optymalne parametry adhezji i operuje w trybie warstwowym, drukując warstwy o grubości od 0,22 do 0,90 mm. Urządzenie wykorzystuje dysze o średnicy 0,23 mm, 0,40 mm lub 0,80 mm. W zależności od potrzeb, priorytetem może być jakość detalu bądź czas pracy. Warstwy są selektywnie utrwalane za pomocą lampy halogenowej, co zwiększa szybkość procesu. Zaawansowany system kontroli procesu pozwala na generowanie ścieżek i regulację parametrów pracy głowicy, umożliwiając uzyskanie optymalnej orientacji wiązań strukturalnych, zapewniając jednocześnie większą wytrzymałość detalu, również w przypadku skomplikowanych geometrii. Drukarka L280 może sprawdzić się przy wytwarzaniu prototypowych i nisko seryjnych elementów o złożonym kształcie.

Projektowanie i Konstrukcje Inżynierskie 2018 nr 11 s.7

Nowe rozwiązanie układu zasilająco-sterującego górniczej maszyny mobilnej

dr inż. Rafał Konsek
mgr inż. Przemysław Deja
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

The new solution for the power supply and control system of mining auxiliary machines

Streszczenie:

Spągłodowarki są powszechnie stosowanymi maszynami w polskim górnictwie węglowym. Zazwyczaj maszyny te stosowane są do prac związanych z odpowiednim utrzymaniem spągu w chodnikach. Są to z reguły maszyny samobieżne, zbudowane na podwoziu gąsiennicowym, o napędzie elektrohydraulicznym, w których wszystkie funkcje sterownicze realizowane są na drodze hydraulicznej. Pompa hydrauliczna napędzana jest silnikiem elektrycznym, zasilanym z rozwijanego kabla podłączonego do kopalnianej sieci elektroenergetycznej. Wadą takiego rozwiązania jest ograniczona mobilność spągłodowarki oraz możliwość uszkodzenia mechanicznego przewodu zasilającego. W związku z powyższym, podjęto prace nad układem napędowym zasilanym z własnego źródła w postaci baterii ogniw. Prace nad innowacyjnym rozwiązaniem zespołu zasilającego rozpoczęto w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG, przy współpracy z producentem maszyn górniczych firmą HYDROTECH S.A.

Abstract:

Dinting loaders are widely used machines in Polish coal mining. Typically, these machines are used for works related to proper maintenance of the floor in the sidewalks. These are self-propelled machines built on a tracked electro-hydraulic chassis, in which all control functions are carried out by the hydraulic systems. The hydraulic pump is driven by an electric motor, powered from a drop-down cable connected to the mine power network. The disadvantage of this solution is limited mobility and the fact that during the displacement of the dinting loader, the cable being unwound and exposed to mechanical damage. In reference to the above, it was reasonable to start work on the drive system supplied from its own power source in the form of battery cells. Work on an innovative solution of the power supply unit for mining machinery of small mechanization has been started at the KOMAG Institute of Mining Technology in cooperation with the mining machine manufacturer HYDROTECH S.A.

Słowa kluczowe: górnictwo, maszyny do pobierki spągu, maszyny elektryczne, bateria akumulatorów

Keywords: mining, dinting loaders, electrical machines, battery

1. Wprowadzenie

Spągłodowarki są powszechnie stosowanymi maszynami w polskim górnictwie węglowym. Służą do pobierki spągu, prac załadowniczych w chodnikach i do podciągania materiałów w różnych miejscach infrastruktury kopalnianej. Są również stosowane podczas drażenia wyrobisk korytarzowych techniką strzelniczą, gdzie wymagane jest usunięcie fragmentów skały płonnej i węgla z ociosów oraz stropu. Spągłodowarki są maszynami samobieżnymi opartymi na podwoziu gąsiennicowym o napędzie elektrohydraulicznym, w którym wszystkie funkcje sterownicze realizowane są na drodze hydraulicznej. Pompa hydrauliczna napędzana jest silnikiem elektrycznym, zasilanym z rozwijanego kabla podłączonego do kopalnianej sieci elektroenergetycznej. Wadą takiego rozwiązania jest ograniczona mobilność oraz możliwość uszkodzenia mechanicznego kabla. Uwzględniając powyższe podjęto prace w ramach projektu pt. „Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego” HYDKOM 75 w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020. Projekt realizowany jest przez konsorcjum ITG KOMAG i HYDROTECH S.A.

Maszyna przewidziana będzie do prac związanych z utrzymaniem właściwego stanu technicznego spągu w wyrobiskach górniczych potencjalnie zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego [2].

2. Układ zasilająco-sterujący

W celu zapewnienia uniwersalności wykonywanych przez spągoloadowarkę prac zastosowano innowacyjny układ zasilająco-sterujący, w skład którego wchodzi bateria akumulatorów. Czas pracy maszyny z napędem akumulatorowym jest uzależniony od mocy źródła energii – baterii akumulatorów. Podstawowym założeniem dla projektantów pojazdów elektrycznych jest zatem ocena czasu pracy maszyny, w odniesieniu do stanu naładowania baterii akumulatorów. Przykładowo, w badaniach homologacyjnych w Unii Europejskiej, zużycie energii przez samochody elektryczne jest wyznaczane zgodnie z procedurą opisaną w Regulaminie EKG ONZ nr 101. Samochody są badane na hamowni podwoziowej w teście jezdnym NEDC, symulującym jazdę miejską i pozamiejską. W celu oceny zużycia energii przez pozostałe pojazdy elektryczne wykonuje się badania w testach jezdnych, odpowiadających różnym warunkom ruchu [1]. Energochłonność napędu pojazdu określa praca, którą należy wykonać w celu pokonania oporów ruchu i sił bezwładności podczas pracy pojazdu. Energochłonność uzależniona jest od cech konstrukcyjnych pojazdu, jak i od profilu trasy oraz sposobu jej pokonania. Na energochłonność mają również wpływ straty wynikające ze zamiany energii źródła na energię mechaniczną w układzie napędowym. Straty te można zmniejszyć w procesie projektowo-konstrukcyjnym poprzez odpowiedni dobór cech jednostki napędowej. Zmiennymi mogą być cechy konstrukcyjne, takie jak: kształt i masa pojazdu, przełożenie oraz sposób sterowania, który w szczególności może dotyczyć prędkości chwilowej, momentu uruchomienia i wyłączenia jednostki napędowej, doboru nastaw sterownika jednostki napędowej (natężenia prądu, napięcia). Celem opracowania innowacyjnego układu zasilająco-sterującego spągoloadowarki, przeprowadzono identyfikację danych wejściowych w zakresie energochłonności. W tym celu przeprowadzono badania spągoloadowarki typu BH 3000 (rys. 1) produkowanej przez firmę HYDROTECH S.A., eksploatowanej w podziemiach kopalń węgla kamiennego. Wyniki badań przedstawiono w publikacji [2]. Posłużyły one do opracowania układu zasilająco-sterującego innowacyjnej spągoloadowarki, a w szczególności do doboru baterii akumulatorów.



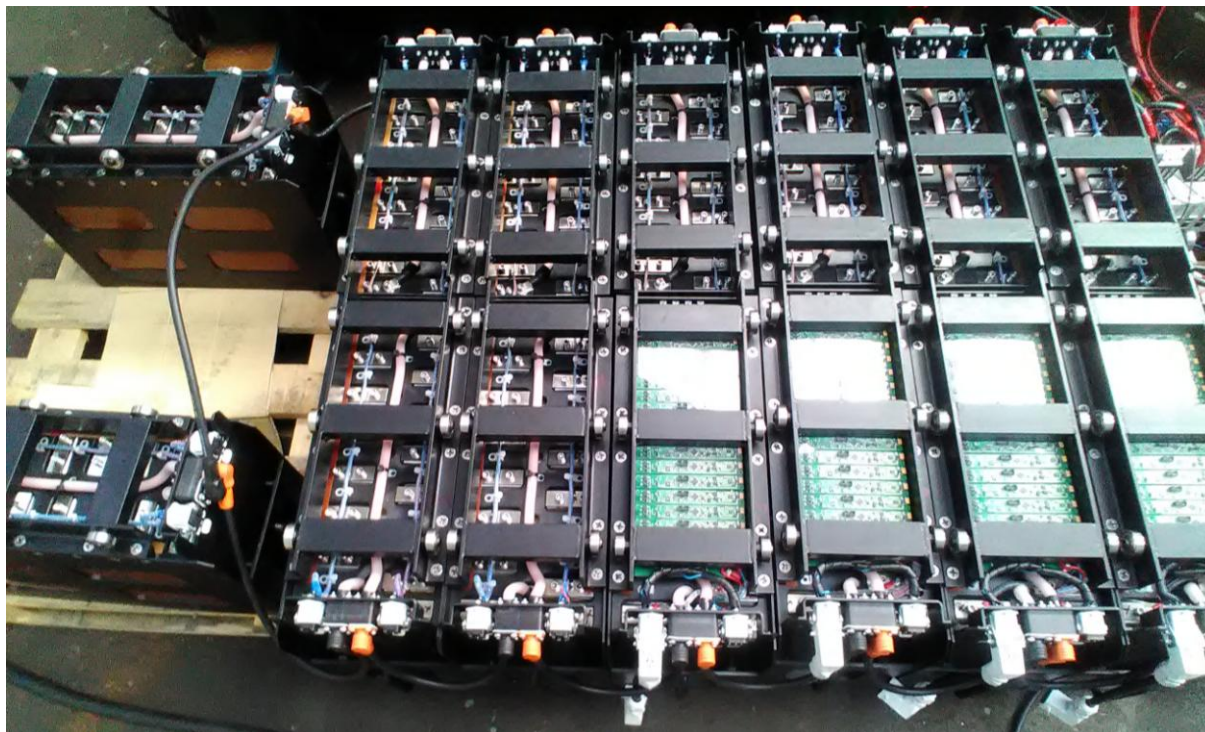
Rys. 1. Spągoloadowarka typu BH 3000 [3]

2.1. Bateria

W publikacji [2] przedstawiono zapotrzebowanie na energię spągotładowarki, która wynosi 75 kWh. Aby sprostać tym wymaganiom złożono baterię, składającą się z 224 akumulatorów połączonych szeregowo. Są to akumulatory typu LiFePo₄ (litowo-żelazowo-fosforanowe) o pojemności 100 Ah każdy i napięciu nominalnym 3,2 V (rys. 2a). Bateria (rys. 2b) składa się z 14 kaset po 16 ogniw.



a)

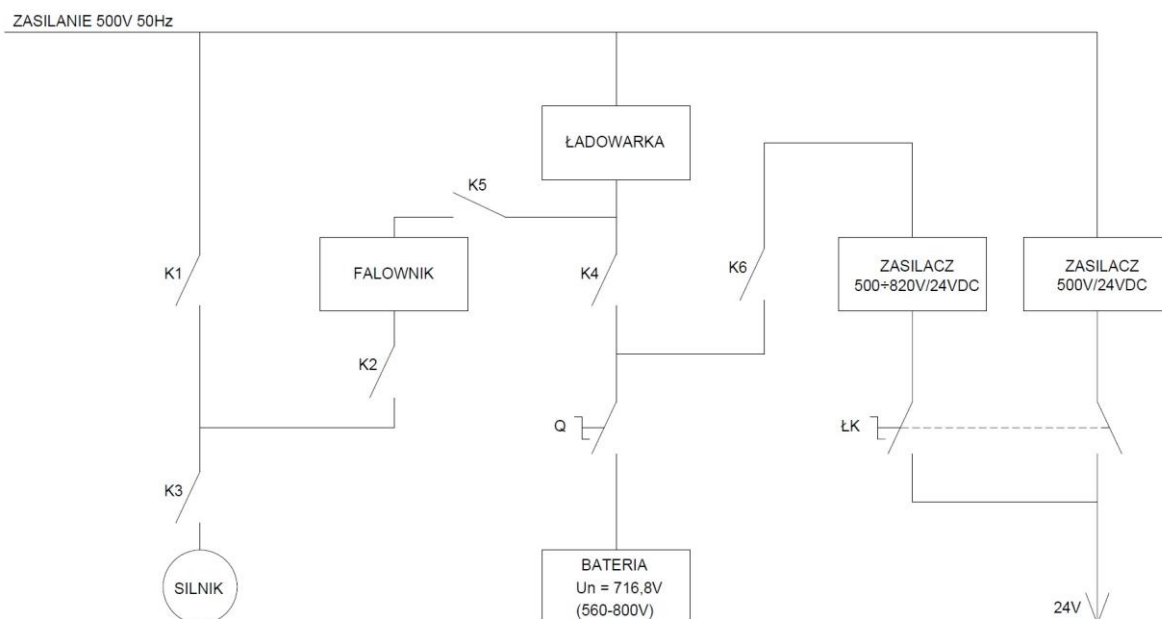


b)

Rys. 2. Bateria akumulatorów
a) pojedynczy akumulator [4] b) bateria akumulatorów [3]

2.2. Obwody główne układu zasilająco-sterującego

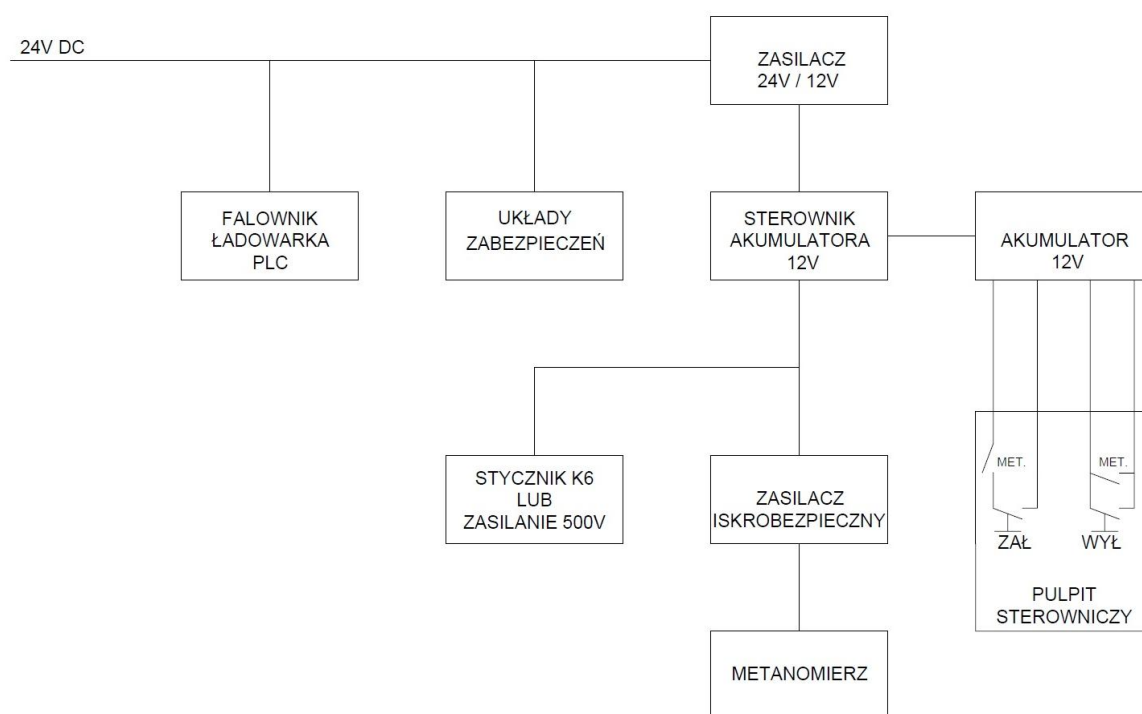
Główne obwody elektryczne układu zasilająco-sterującego przedstawiono na rysunku 3. Podstawowymi elementami wyposażenia elektrycznego są: silnik elektryczny o mocy 55 kW, falownik, ładowarka, bateria akumulatorów oraz dwa zasilacze o napięciu wyjściowym 24VDC do zasilania obwodów sterowniczych. Praca spągoladowarki może odbywać się w dwóch trybach – podczas zasilania bateryjnego lub sieciowego. Wyboru trybu pracy będzie dokonywał operator za pomocą łącznika krzywkowego ŁK.



Rys. 3. Obwody główne układu zasilająco-sterującego [3]

2.3. Obwody sterownicze układu zasilająco-sterującego

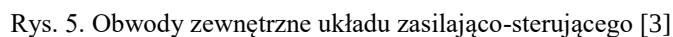
Na rysunku 4 przedstawiono przykład obwodu sterowniczego do uruchomienia maszyny. W celu uruchomienia maszyny należy najpierw sprawdzić stężenie metanu w rejonie pracy maszyny za pomocą zabudowanego na maszynie metanomierza zasilanego z wewnętrznego akumulatora. Brak przekroczenia dopuszczalnego stężenia metanu umożliwia uruchomienie obwodów wykonawczych metanomierza, którego styki wpięte są w obwód akumulatora 12 V. Naciśnięcie przycisku ZAŁ powoduje pojawienie się napięcia wyjściowego 12 V na akumulatorze, które w zależności od wybranego trybu pracy załącza napięcie sterownicze 24VDC.



Rys. 4. Obwody sterownicze układu zasilająco-sterującego [3]

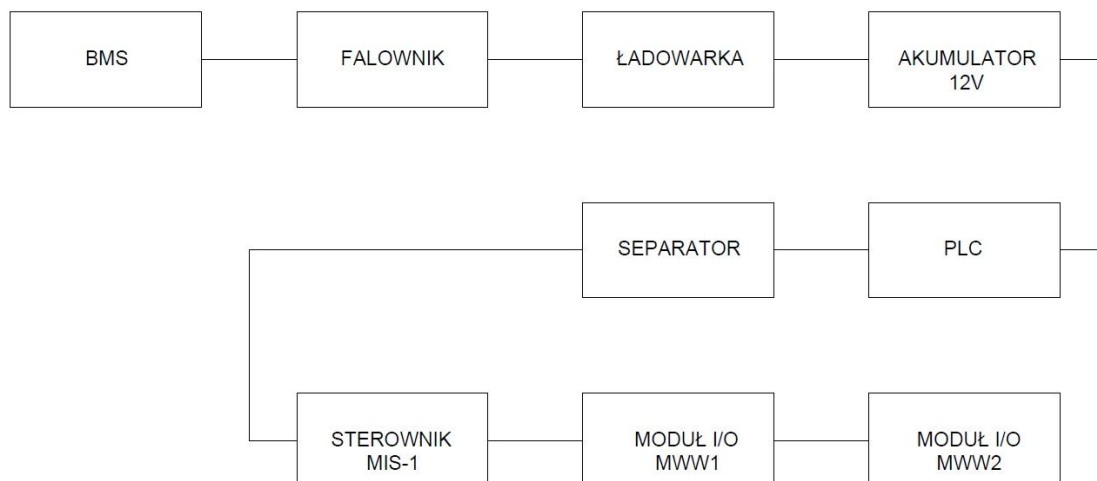
2.4. Obwody zewnętrzne

Na rysunku 5 przedstawiono obwody zewnętrzne. Głównymi elementami są moduły wejść/wyjść MWW1 i MWW2, które zbierają dane z czujników rozmieszczonych na maszynie i przesyłają je do sterownika MIS-1. Ten z kolei przesyła je dalej do sterownika PLC umieszczonego wewnątrz skrzyni ognioszczelnej.



2.5. Komunikacja

Komunikacja między poszczególnymi elementami układu zasilająco-sterującego odbywa się za pomocą protokołu komunikacyjnego CANopen (rys. 6). Głównym jego elementem jest sterownik PLC, który zbiera informacje o stanie maszyny i decyduje o możliwości jej załączenia lub wyłączenia. Wszystkie informacje o aktualnym stanie maszyny będzie można wyświetlić na sterowniku MIS-1.



Rys. 6. Komunikacja [3]

2.6. Sterowanie bezprzewodowe

Sterowanie radiowe spągłodowarki ograniczono jedynie do jazdy, gdyż tylko taka funkcja będzie potrzebna. W spągłodowarce zastosowane zostaną elektrozawory, które będą wysterowane po naciśnięciu odpowiedniego przycisku na pilocie. Wybór sterowania radiowego na pulpicie sterowania będzie również skutkował zmniejszeniem prędkości silnika elektrycznego, wobec czego prędkość spągłodowarki zostanie mniejsza niż podczas jazdy w trybie lokalnym. Do sterowania radiowego wykorzystany zostanie pilot MPB-1 systemu BLUESTER firmy Gabrypol (rys. 7).



Rys. 7. Pilot bezprzewodowego systemu sterowania BLUESTER [3]

Zaletą pilota MPB-1 jest możliwość komunikacji ze sterownikiem MIS-1 (rys. 8). Dzięki czemu nie ma potrzeby stosowania dodatkowego odbiornika do sterowania maszyną.



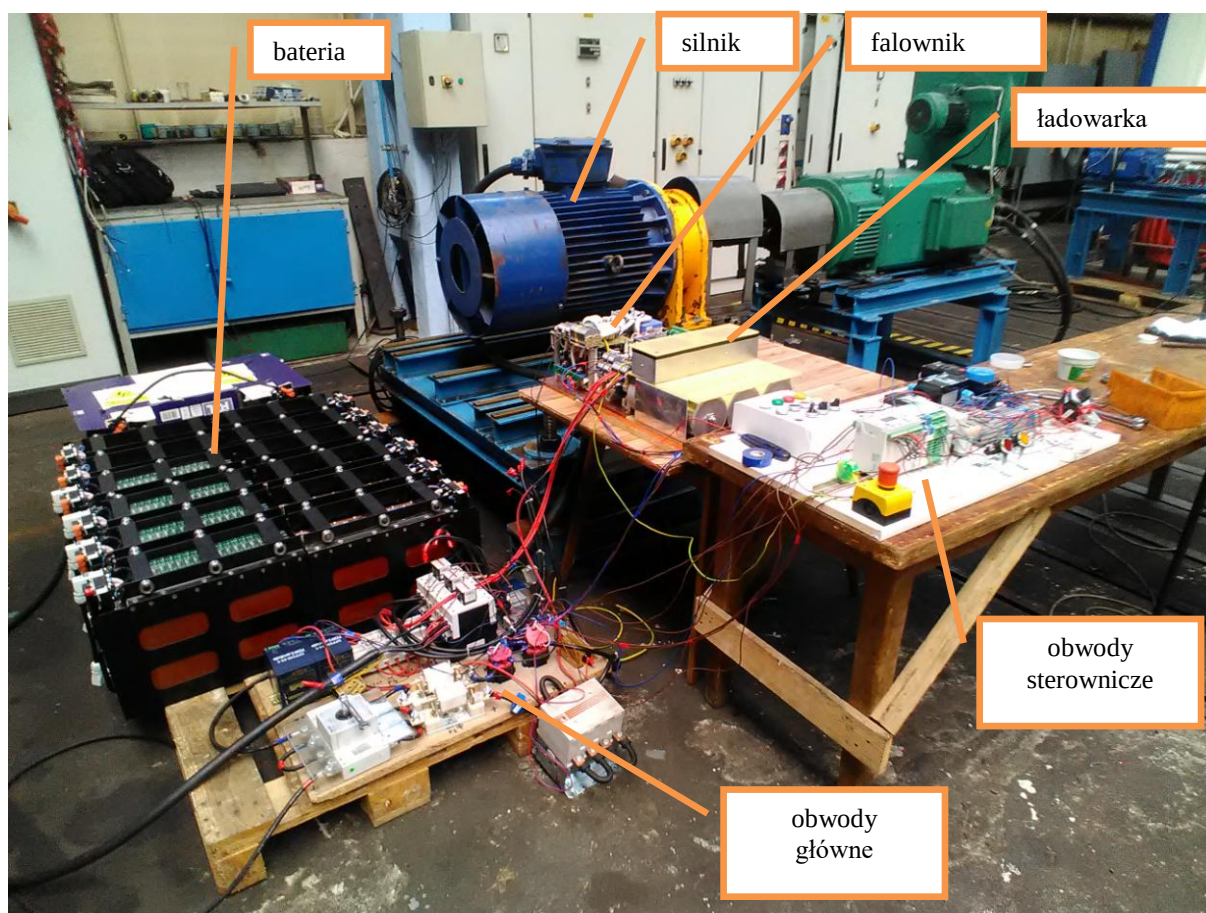
Rys. 8. Sterownik MIS-1 [5]

3. Stanowisko do badań funkcjonalnych

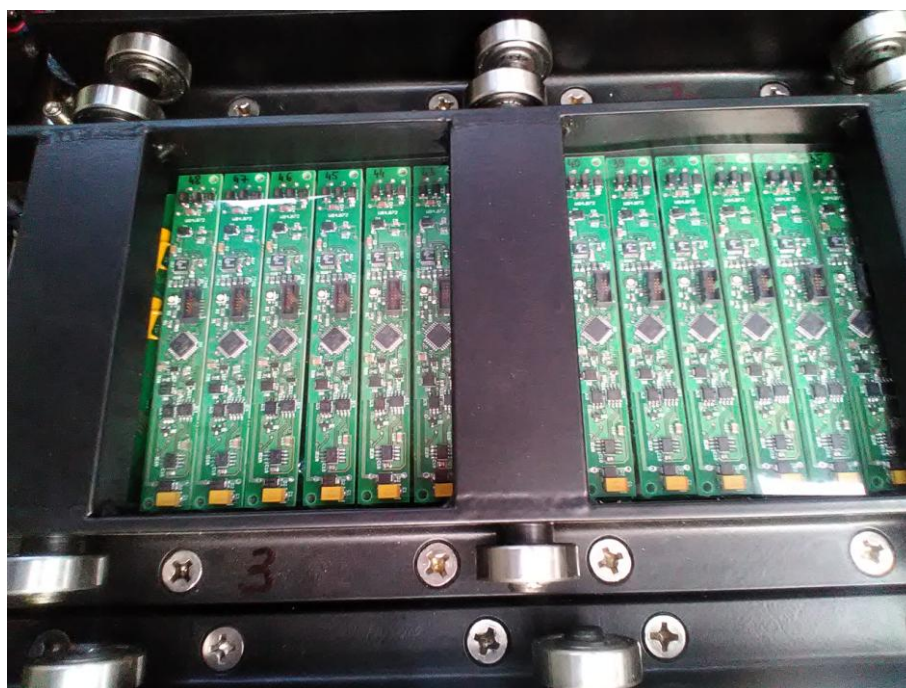
Po zaprojektowaniu obwodów elektrycznych spągładowarki, zakupiono elementy wyposażenia, które zabudowane zostaną wewnątrz skrzyni ognioszczelnej. Przed ich zabudową w skrzyni na stanowisku badawczym (rys. 9) zostaną przeprowadzone testy, mające na celu określenie:

- prawidłowości działania układu zasilającego,
- prawidłowości działania układu sterującego,
- poprawności działania zabezpieczeń,
- doboru odpowiednich nastaw parametrów pracy ładowarki,
- doboru odpowiednich nastaw parametrów pracy falownika,
- działania układu zarządzającego baterią BMS aktywnym (rys. 10),
- działania układu zarządzającego baterią BMS pasywnym (rys. 11),

Po przeprowadzeniu badań stanowiskowych elementy wyposażenia elektrycznego zostaną zabudowane wewnątrz skrzyni ognioszczelnej, która umieszczona zostanie w spągładowarce. Wówczas przeprowadzone zostaną badania kompletnego wyposażenia elektrycznego spągładowarki (wraz z obwodami zewnętrznymi) umożliwiając tym samym rejestrowanie parametrów pracy z wszystkich czujników.



Rys. 9. Stanowisko badawcze [3]



Rys. 10. Układy BMS aktywny [3]



Rys. 11. Układy BMS pasywny [6]

4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono prace wstępne przeprowadzone w ramach projektu HYDKOM 75 pt.: „Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego”. Projekt jest realizowany jest w ramach umowy z Narodowym Centrum Badań i Rozwoju. Projekt jest współfinansowany z Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego, Program Operacyjny Innowacyjny Rozwój, Działanie 4.1.2 Regionalne agendy naukowobadawcze. W artykule zaprezentowano układ zasilająco-sterujący prototypu spągłodowarki, przedstawiono schematy blokowe obwodów głównych, sterowniczych oraz zewnętrznych. Opisano budowę stanowiska do badań funkcjonalnych układu sterowania. Zastosowanie innowacyjnych rozwiązań, rozszerzających funkcjonalność maszyny o sterowanie bezprzewodowe, umożliwi zwiększenie bezpieczeństwa operatora poprzez jego oddalenie od maszyny przy wykonywaniu manewrów jazdy. Zastosowanie baterii akumulatorów o wysokiej gęstości energii zintegrowanej w jednej obudowie z układem ładowania pozwoli na praktycznie ciągłą pracę maszyny. Zaproponowana elektromobilność pojazdów stosowanych w podziemiach kopalń to nowy kierunek rozwoju systemów zasilania i napędów maszyn małej mechanizacji, co w opinii użytkowników przyczyni się do zwiększenia możliwości ich wykorzystania.

Literatura

- [1] Konsek R.: Szacowanie czasu pracy górniczych maszyn transportowych z napędem akumulatorowym. *Maszyny Górnicze* 2017 nr 2
- [2] Kapuściński D., Polnik B.: Innowacyjny układ zasilająco-sterujący spągłodowarki górniczej. *Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe* 2018 nr 2
- [3] Projekt pt. Innowacyjna maszyna mobilna z uniwersalnym układem napędu elektrycznego, podwyższającym poziom bezpieczeństwa technicznego – materiały ITG KOMAG, Gliwice 2018 (materiały niepublikowane)

- [4] www.ev-power.eu (27.08.2018)
- [5] www.gabrypol.com (27.08.2018)
- [6] www.orionbms.com (27.08.2018)

Czy wiesz, że

...innowacyjne technologie dotyczące systemów ścianowych, opracowane przez australijskich naukowców i specjalistów z przemysłu, zrzeszonych w organizacji CSIRO, znacząco przyczyniły się do wzrostu poziomu wydobywania węgla i zwiększenia bezpieczeństwa pracy w górnictwie podziemnym. Między innymi rozwinięto systemy umożliwiające monitorowanie zagrożeń związanych z wyrzutami gazu i skał, kontrolę zagrożeń pożarowych oraz związanych z zapyleniem, a także opracowano nowe systemy ciągłego pomiaru wskaźników mechaniki górotworu. Obecnie prace CSIRO skoncentrowane są na zwiększaniu produktywności i poprawie bezpieczeństwa robót chodnikowych, w tym na udoskonalaniu kombajnów typu continuous miner. Do najnowszych osiągnięć należy system umożliwiający autonomiczną pracę kombajnu, wykorzystujący zaawansowane układy orientacji 3D, w oparciu o sygnały z czujników bezwładnościowych (żyroskopów i akcelerometrów - system INS), a także laserowy system ExScan tworzący mapy środowiska pracy w czasie rzeczywistym.

World Coal 2018 nr 9 s.29-31

Problemy decyzyjne obsługi klientów w transporcie intermodalnym

dr Katarzyna Markowska
Politechnika Śląska

Decision-making problems of customer service in intermodal transport

Streszczenie:

W niniejszym artykule dokonano oceny obsługi klienta nowoczesnej strategii łańcucha dostaw, realizowanej we współpracy partnerskiej. Sporządzono przykładowy wzór kwestionariusza ankiety badania oceny zadowolenia klienta z realizacji usług intermodalnych na przykładzie przedsiębiorstwa świadczącego usługi drogowo-kolejowe, umożliwiające w przyszłości dokonanie oceny jakości obsługi klienta w usługach transportu intermodalnego. Zaproponowano próbę oceny terminalu przeładunkowego pod kątem przebiegu realizacji usługi intermodalnej, a w efekcie finalnym, wpływu na obsługę klienta, na jego satysfakcję ze świadczonej usługi lub też niezadowolenie z realizacji usługi intermodalnej.

Abstract:

This article contains an assessment of customer service for the cutting-edge delivery chain strategy implemented by partner cooperation. A model survey questionnaire was prepared to study the customer satisfaction with intermodal service implementation based on the example of an enterprise providing road and railway services. Its aim is to enable to assess customer service in intermodal transport services in the future. An attempt at assessing the reloading terminal with respect to the intermodal service performance and, consequently, to the effect on the customer service, customer satisfaction with the service provided or dissatisfaction with the intermodal service performance was proposed.

Słowa kluczowe: obsługa klienta, problemy decyzyjne, strategia efektywnej obsługi klienta, transport intermodalny, terminal intermodalny

Keywords: customer service, decision-making problems, strategy of effective customer service, intermodal transport, intermodal terminal

1. Wprowadzenie

Strategia efektywnej obsługi klienta (ECR) opracowana została w USA na początku lat 90 i jest definiowana jako nowoczesna strategia łańcucha dostaw realizowana we współpracy partnerskiej uwzględniającej usprawnienie przepływu towarów, maksymalizację wartości produktów dostarczanych konsumentom, efektywność informacji, ujednolicenie pomiaru efektywności świadczonych usług oraz maksymalizację korzyści wszystkich uczestników łańcucha, a szczególnie ostatecznego odbiorcy. Właściwe obciążenie terminalu intermodalnego wywiera istotny wpływ na przebieg realizacji usługi intermodalnej, a w efekcie finalnym na obsługę klienta, na jego satysfakcję ze świadczonej usługi lub też niezadowolenie z realizacji usługi intermodalnej. Studia literaturowe i badania empiryczne problemów decyzyjnych obsługi klienta pozwalają na dokonanie oceny jakości obsługi klienta w usługach transportu intermodalnego. Obsługa klientów jest pojęciem nowoczesnej logistyki. Dotyczy powszechnie znanej Reguły 6 R: właściwa ilość, właściwy koszt, właściwy czas, właściwe miejsce, właściwy stan, właściwy klient i jest definiowana jako: „system rozwiązań, zapewniający klientowi satysfakcjonujące relacje między czasem złożenia zamówienia a czasem otrzymania produktu”. Według M. B. Scharry jest to: „system rozwiązań zapewniający takie relacje między czasem złożenia zamówienia a czasem, w którym produkt dostarczono klientowi aby go w pełni usatysfakcjonować i podtrzymywać tę satysfakcję w jak najdłuższym okresie”. R. H. Ballou postrzega obsługę klienta jako: „wiele

wzajemnie sprzężonych czynności logistycznych decydujących o satysfakcji klienta przy zakupie produktu (usługi) czyli ostatnim akcie procesu, który zwykle rozpoczyna się złożeniem zamówienia a kończy dostawą produktu do klienta.” Do elementów obsługi klienta zalicza się: czas dostaw, dostępność produktu z zapasu, niezawodność i częstotliwość dostaw, elastyczność dostaw, kompletność dostaw, punktualność dostaw [6].

2. Przykładowy wzór ankiety dotyczący problemów decyzyjnych obsługi klienta w transporcie intermodalnym – badania własne

Badania empiryczne dotyczące opracowania wzoru przykładowej ankiety w transporcie intermodalnym zostały przeprowadzone w ramach działalności naukowo-badawczej Politechniki Śląskiej w maju 2018 r. Przykładowy wzór sporządzonego kwestionariusza ankiety został opracowany na podstawie studiów literaturowych oraz obserwacji realizacji usług intermodalnych w przedsiębiorstwach transportowych [5]. Uwzględniono kryteria determinujące jakość obsługi klienta, problemy decyzyjne obsługi klienta na rynku usług intermodalnych oraz ocenę zadowolenia klienta z realizacji usług intermodalnych na przykładzie przedsiębiorstw transportowych świadczących usługi transportu drogowo – kolejowego. Ankieta ma stanowić narzędzie ułatwiające w przyszłości przeprowadzenie badań empirycznych oceny jakości obsługi klienta w przedsiębiorstwach świadczących usługi transportu intermodalnego.

Wzór przykładowej ankiety badania oceny zadowolenia klienta z realizacji usług intermodalnych na przykładzie przedsiębiorstwa świadczącego usługi drogowo-kolejowe

Respondenci wypełniający ankietę pozostaną anonimowi. Kwestionariusz ankiety jest narzędziem badawczym dla przeprowadzenia badań empirycznych oceny zadowolenia klienta z realizacji usług przedsiębiorstw transportu drogowo – kolejowego ładunków. Badanie obejmuje poziom jakości obsługi klienta: jakość i terminowość usługi, współpracę oraz komunikację (rys. 1). Badanie prowadzone jest w ramach działalności naukowo-badawczej Politechniki Śląskiej.

1. Proszę określić zakres usług działalności przedsiębiorstwa
 - ☐ Produkcja
 - ☐ Usługi
 - ☐ Handel
2. Z jakich usług towarowych transportu kolejowo – drogowego Pani/Pan korzysta?
 - ☐ Przewozy krajowe
 - ☐ Przewozy międzynarodowe
3. Jakie przesłanki zadecydowały o podjęciu przez Panią/Pana współpracy z przedsiębiorstwem transportowym?
(można zaznaczyć więcej niż jedną odpowiedź)
 - ☐ Cena
 - ☐ Jakość usług
 - ☐ Terminowość
 - ☐ Kompetencje pracowników
 - ☐ Wiarygodność
 - ☐ Dostępność informacji

4. Jak ocenia Pani/Pan poziom obsługi klienta (uprzejmość, rozwiązywanie problemów)?
- ☐ Bardzo dobrze
 - ☐ Dobrze
 - ☐ Niezbyt dobrze
 - ☐ Słabo
5. Czy usługa transportowa była realizowana w terminie?
- ☐ Tak
 - ☐ Nie
6. Czy usługa transportowa była realizowana prawidłowo?
(można zaznaczyć więcej niż jedną odpowiedź)
- ☐ Z ustalonymi kosztami
 - ☐ Z określonym czasem
 - ☐ Z określonymi postanowieniami umownymi
7. Jak Pani/Pan ocenia wiedzę i kompetencje naszych pracowników?
(odpowiedź na to pytanie jest wymagana)
- ☐ Bardzo dobrze
 - ☐ Dobrze
 - ☐ Przeciętnie
 - ☐ Słabo
8. Jak pod względem profesjonalizmu ocenia Pani/Pan naszą firmę?
- ☐ Bardzo dobrze
 - ☐ Dobrze
 - ☐ Przeciętnie
 - ☐ Słabo
9. Czy dla Pani/Pana ceny naszych usług transportowych są bardziej przystępne w porównaniu do cen przedsiębiorstw konkurencyjnych?
- ☐ Zdecydowanie tak
 - ☐ Tak
 - ☐ Nie
 - ☐ Porównywalnie
10. Jak ocenia Pani/Pan dostępność i przekaz informacji o swoim towarze?
- ☐ Bardzo dobrze
 - ☐ Dobrze
 - ☐ Przeciętnie
 - ☐ Słabo
11. Proszę podać źródła o naszej ofercie?
(można zaznaczyć więcej niż jedną odpowiedź)
- ☐ Strony internetowe
 - ☐ Poczta elektroniczna
 - ☐ Kontakt telefoniczny
 - ☐ Kontakt osobisty
 - ☐ Inne
12. Jak często korzysta Pani/Pan z naszej strony internetowej?
- ☐ Bardzo często
 - ☐ Często
 - ☐ Raczej rzadko
 - ☐ Nigdy
13. Jak ocenia Pani/Pan współpracę z firmą transportową w porównaniu z innymi firmami dostarczającymi te same usługi?
- ☐ Bardzo dobrze

- ☐ Dobrze
☐ Przeciętnie
☐ Słabo
14. Jak oceniają Państwo jakość obsługi klienta?
- ☐ Bardzo dobrze
☐ Dobrze
☐ Przeciętnie
☐ Słabo
15. Jak ocenia Pan/ Pani elastyczność w dostosowaniu usługi do potrzeb klienta?
- ☐ Bardzo dobrze
☐ Dobrze
☐ Niezbyt dobrze
☐ Źle
☐ Inne
16. Czy świadczone usługi transportowe spełniały Państwa oczekiwania?
- ☐ Zdecydowanie tak
☐ Raczej tak
☐ Raczej nie
☐ Nie
17. Czy świadczenie dla Pani/Pana naszych usług było korzystne?
- ☐ Tak
☐ Nie
☐ Raczej tak
☐ Nie mam zdania
18. Jak ocenia Pan/Pani naszą firmę transportową?
- ☐ Bardzo dobrze
☐ Dobrze
☐ Niezbyt dobrze
☐ Źle
19. Czy jest Pani/Pan zadowolona ze współpracy z naszą firmą transportową?
- ☐ Tak
☐ Nie
☐ Raczej tak
☐ Nie mam zdania

Rys. 1. Wzór przykładowej ankiety badania oceny zadowolenia klienta z realizacji usług intermodalnych na przykładzie przedsiębiorstwa świadczącego usługi drogowo-kolejowe [opracowanie własne]

3. Obciążenie terminalu intermodalnego i jego wpływ na efektywną obsługę klienta

Szacowanie obciążenia terminalu przeładunkowego wpływa na:

- 1) prędkość procesów technologicznych terminalu,
- 2) wielkość i pojemność stref funkcjonalno-przestrzennych,
- 3) liczbę urządzeń przeładunkowych [1].

Na wielkość zadań przeładunkowych terminalu intermodalnego ma wpływ wiele czynników takich jak [1]:

- struktura przyległej sieci dróg publicznych, struktura przyległej sieci kolejowej,

- zakres świadczonych usług przez terminal intermodalny,
- koszty realizowanych usług,
- sprawny dostęp do centrów usługowo-magazynowych zakładów przemysłowych,
- rodzaj obsługiwanych jednostek ładunkowych transportu intermodalnego,
- rozmieszczenie potencjalnych klientów terminalu intermodalnego.

Intermodalne jednostki ładunkowe przechodzące przez terminal obsługiwane są w transporcie drogowym i kolejowym wg wzoru:

$$n_{T-PZ}(r, p) = n_{P-N}(r, p) + n_{S-S}(r, p) \quad (1)$$

gdzie:

$n_{T-PZ}(r, p)$ – intermodalne jednostki ładunkowe przechodzące przez terminal obsługiwane zarówno w transporcie kolejowym i drogowym

$n_{P-N}(r, p)$ – intermodalne jednostki przeładunkowe przeładowywane z pociągu jednej relacji na pociąg innej relacji

$n_{S-S}(r, p)$ – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych obsługiwanych w terminalu

Liczbę intermodalnych jednostek ładunkowych określonego rodzaju poddawanych obsłudze technicznej na terminalu w jednostce czasu określa zależność:

$$n_{OT}(r) = \sum_{p \in P} n_p(r, p) + n_N(r, p) + n_{T-PZ}(r, p) \quad (2)$$

gdzie:

r – rodzaj intermodalnej jednostki ładunkowej

p – typ jednostki ładunkowej

P – zbiór typów intermodalnych jednostek ładunkowych

$n_{OT}(r)$ – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych określonego rodzaju poddawanych obsłudze technicznej na terminalu w jednostce czasu

$n_p(r, p)$ – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych ładownych, próżnych wszystkich rodzajów i typów przybywających transportem kolejowym z przeznaczeniem obsługi rejonu w którym zlokalizowany jest terminal

$n_N(r, p)$ – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych zarówno ładownych jak i próżnych wszystkich rodzajów i typów wysyłanych transportem kolejowym z terminalu – są to intermodalne jednostki ładunkowe dostarczane przez klientów terminalu pojazdami drogowymi.

$n_{T-PZ}(r, p)$ – intermodalne jednostki ładunkowe przechodzące przez terminal obsługiwane zarówno w transporcie kolejowym i drogowym

natomiast:

$$n_{OT} = \sum_{r \in R} \sum_{p \in P} n_p(r, p) + n_N(r, p) + n_{T-PZ}(r, p) \quad (3)$$

gdzie:

r – rodzaj intermodalnej jednostki ładunkowej

p – typ jednostki ładunkowej

P – zbiór typów intermodalnych jednostek ładunkowych

R – zbiór rodzajów intermodalnych jednostek ładunkowych

n_{OT} – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych wszystkich rodzajów i typów poddawanych obsłudze technicznej na terminalu w jednostce czasu

$n_p(r, p)$ – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych ładownych, próżnych wszystkich rodzajów i typów przybywających transportem kolejowym z przeznaczeniem obsługi rejonu w którym zlokalizowany jest terminal

$n_N(r, p)$ – liczba intermodalnych jednostek ładunkowych zarówno ładownych jak i próżnych wszystkich rodzajów wysyłanych transportem kolejowym z terminalu – są to intermodalne jednostki ładunkowe dostarczane przez klientów terminalu pojazdami drogowymi.

$n_{T-PZ}(r, p)$ – intermodalne jednostki ładunkowe przechodzące przez terminal obsługiwane zarówno w transporcie kolejowym i drogowym

Należy nadmienić, że prawidłowe szacowanie terminalu przeładunkowego wpływa na realizację i jakość obsługi klienta usług transportu intermodalnego.

4. Podsumowanie

Obsługa klienta należy obecnie do najważniejszych zagadnień logistycznych. Jest określana jako: „zbiór wzajemnie powiązanych działań logistycznych, zapewniających uzyskanie satysfakcji wynikającej z osiągnięcia odpowiedniej relacji pomiędzy czasem złożenia zamówienia a czasem otrzymania produktu” [2]. Efektywna obsługa klienta zapewnia uzyskanie przewagi konkurencyjnej na rynku. Realizacja usługi transportu intermodalnego nieodłącznie jest związana z szacowaniem obciążenia terminalu intermodalnego. Prawidłowe obciążenie terminala intermodalnego wpływa na jakość realizowanej usługi i zadowolenie klienta usług transportu intermodalnego. Problemy decyzyjne obsługi klienta i usługi transportu intermodalnego dotyczą oceny zadowolenia klienta z realizacji usługi transportu intermodalnego. Wśród najważniejszych mierników oceny obsługi klienta należy wymienić: czas, kompletność dostaw, elastyczność dostaw, koszt usługi transportowej, wiedzę i kompetencje pracowników, terminowość, współpracę, zaufanie, życzliwość, wiarygodność, przekaz informacji, prawidłową realizację usługi wpływającą na jakość i zadowolenie oraz satysfakcję klienta ze świadczenia usługi transportu intermodalnego [3][4].

Literatura

- [1] Jacyna M., Pyza D., Jachimowski R.: Transport intermodalny, Projektowanie terminali przeładunkowych, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN SA, 2017 r. ISBN 978-83-01-19579-3
- [2] Kempny D.: Logistyczna obsługa klienta, Warszawa: Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, 2001 r. ISBN 83-208-1310-7
- [3] Markowska K.: Rozwój infrastruktury systemu transportowego a realizacja usług transportowych, Systemy logistyczne. Teoria i praktyka, Wydanie I, Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2015 r. ISSN 1231-5478
- [4] Markowska K.: A Sample Model of a Logistics Center and the Plan of Its Stages of

Design from Both a Subjective and Objective Approach, Journal of Kones, European Science of Powertrain and Transport Publication, Warszawa 2015 r. ISSN 1231-4005

- [5] Markowska K.: Perspectives and Problems of Intermodal Freight Transportation Market Development in Poland, Journal of Kones, European Science of Powertrain and Transport Publication, Warszawa 2015 r. ISSN 1231-4005
- [6] Pisz I., Sęk T., Zielecki W.: Logistyka w przedsiębiorstwie, Warszawa: Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, 2013 r. ISBN 978-83-208-2041-6