

Unikatowe rozwiązanie ładowarki LHD przeznaczonej do pracy w niskich wyrobiskach kopalni podziemnych

Data wpłynięcia do Redakcji: 05/2025
Data akceptacji przez Redakcję do publikacji: 05/2025

2025, volume 14, issue 1, pp. 41-57

Łukasz Bołoz
AGH w Krakowie, Poland



Streszczenie: W artykule przedstawiano wyniki porównawczych badań numerycznych typowych układów roboczych ładowarek LHD z autorskim rozwiązaniem opracowanym na podstawie patentu. Ładowarki LHD są jednymi w podstawowych maszyn pracujących w różnych systemach eksploatacji, w tym w systemach komorowo-filarowych. Ze względu na grubość pokładów złóż eksploatacja często odbywa się w niskich wyrobiskach. W przypadku typowych układów roboczych T lub Z ładowarki LHD mają utrudnioną pracę. Ze względu na małą wysokość wyrobiska proces ładowania urobku odbywa się w kilku cyklach. Mniejsza maszyna generuje mniejszą siłę naporu, co również wpływa negatywnie na efektywność ładowania. Dodatkowo występują typowe problemy eksploatacyjne związane z zastosowaniem siłowników hydraulicznych, których tłoczyska są narażone na uszkodzenie mechaniczne i utratę szczelności. W przedstawionym autorskim rozwiązaniu układu roboczego, łyżka mocowana jest do układu wysięgnika teleskopowego poruszanego obrotnikami hydraulicznymi. Ponadto ładowarka posiada rozpory pozwalające na stabilizację maszyny. Zastosowanie obrotników i obniżonego punktu obrotu łyżki, wraz z teleskopowym ramieniem i rozporami pozawala na załadunek łyżki w jednym cyklu. W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych trzech układów kinematycznych. Analizowano między innymi ruch łyżki, czas trwania cyklu i związane z nim zapotrzebowanie na olej hydrauliczny oraz obciążenie najważniejszych elementów i węzłów konstrukcyjnych. Badania wykazały, że proponowane rozwiązanie może z powodzeniem konkurować z klasycznymi układami w aspekcie obciążenia i zapotrzebowania na olej, przy jednoczesnej przewadze w zakresie funkcjonalności.

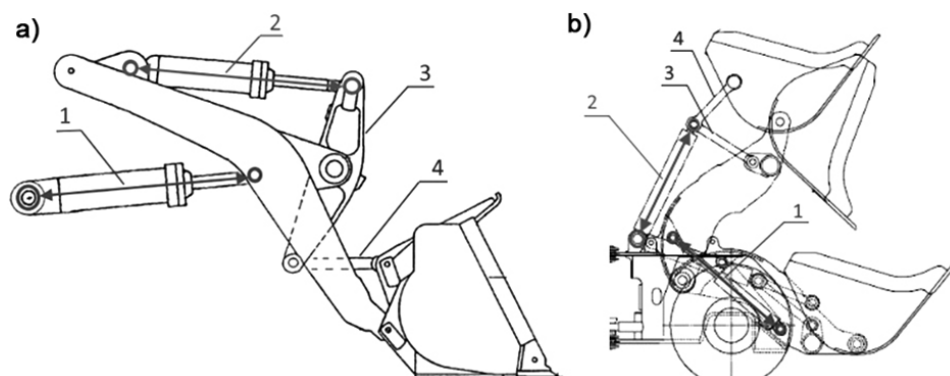
Słowa kluczowe: ładowarka LHD, niskie wyrobiska, układ Z, układ T, badania modelowe, badania dynamiczne

WPROWADZENIE

W eksploatacji złóż, w kopalniach podziemnych czynności związane z ładowaniem i odstawą urobku są ciężkie i pracochłonne. We współczesnych kopalniach procesy te są niemal w całości zmechanizowane. Jedynie drobniejsze prace pomocnicze lub doraźne wykonywane są ręcznie. W wielu systemach eksploatacji na całym świecie stosowane są przegubowe samojedne maszyny górnicze, w tym przegubowe ładowarki łyżkowe, zwane w skrócie LHD od realizowanych procesów (loading, hauling, damping). O rozpowszechnieniu samojednych maszyn zdecydowała duża prędkość jazdy i łatwe manewrowanie. Ładowarki LHD dostosowane są do zmieniającego się frontu robót, wysokości wyrobisk, dużych nachyleń spągu oraz współpracy z innymi środkami

transportowymi, a przy tym przemieszczają się szybko w dowolne rejony kopalni. Maszyny te mogą pracować samodzielnie lub współpracować z punktami przesypowymi, wozami odstawczymi lub przenośnikami.

Ładowarki LHD znalazły one szerokie zastosowanie w podziemnych kopalniach rud metali, w tym rud miedzi. Zasada działania i budowa ładowarek kopalnianych jest podobna do uniwersalnych budowlanych ładowarek łyżkowych. Z tą różnicą, że maszyny do kopalń podziemnych są niskie i wydłużone, a kabina operatora, dla ułatwienia jazdy do przodu i tyłu, umieszczona jest z boku, a operator siedzi prostopadłe do kierunku jazdy. Ponadto tył i przód połączone są przegubem, co zwiększa manewrowość maszyny (Korski i in., 2023). Ładowarka LHD składa się z tak zwanego ciągnika i połączonej z nim platformy do której mocowany jest układ kinematyczny z łyżką (Rys. 1). Ciągnik z platformą połączone są tak zwanym przegubem centralnym (pomarańczowa oś).



Rys. 1 Typowe układy robocze ładowarek LHD: a. typu Z, b. typu T (opis w tekście)

Typowe ładowarki LHD wykorzystują układ roboczy typu Z lub typu T (Rys. 1). W przypadku pracy w niskich wyrobiskach ładowarki LHD ujawniają szereg wad, które zmniejszają efektywność ich pracy. Rozwiązaniem tych problemów jest autorskie rozwiązanie ładowarki LHD, a zwłaszcza jej układu roboczego.

Ładowarki łyżkowe wysypujące czołowo mogą być wyposażone w różne układy robocze. W przypadku ładowarek dla górnictwa podziemnego jest to zazwyczaj układ Z i T. Spośród nich najczęściej stosowany jest układ Z, który jest prosty i ma małą liczbę członów, a przy tym dobrze spełnia swoje funkcje.

W układzie Z podnoszenie wysięgnika wraz z łyżką realizowane jest za pomocą siłownika hydraulicznego 1, zaś obrót samej łyżki odbywa się za pomocą siłownika hydraulicznego 2 i przez układ dźwigni 3 oraz 4. Konstrukcja ta pozwala na sprawniejsze manewrowanie łyżką w skrajnych położeniach oraz mniejszą siłę potrzebną do obrócenia łyżki.

Układ T jest zbliżony do równoległego układu członów i jest stosowany dużo rzadziej niż układ Z. Konstrukcja ta charakteryzuje się zmniejszonym obciążeniem elementów układu (łożyska, sworznie, łączniki). Kolejną cechą tej konstrukcji jest zmniejszony moment obrotowy przeznaczony do obrotu łyżki, co jest kompensowane przez zastosowanie większego siłownika obrotu łyżki. W

układzie typu T główne ruchy czyli podnoszenie ramienia wysięgnika z łyżką jest realizowane poprzez siłownik hydrauliczny 1. Łyżka obracana jest przez ruch siłownika hydraulicznego 2 połączonego z nią przez łącznik 4 oraz łącznik pomocniczy 3.

Przykładową ładowarkę LKP-0301 firmy KGHM ZANAM S.A. z układem Z przedstawiono na Rys. 2, natomiast na Rys. 3 pokazano ładowarkę LF-3 firmy GHH Fahrzeuge GmbH z układem T.



Rys. 2 Ładowarka LKP-0301 firmy KGHM ZANAM S.A. z układem Z

Źródło: (KGHM Zanam, 2024)



Rys. 3 Ładowarka LF-3 firmy GHH Fahrzeuge GmbH z układem T

Źródło: (GHH Fahrzeuge, 2024)

STAN WIEDZY I TECHNIKI

Ładowarki LHD stosowane są w różnych kopalniach podziemnych na całym świecie. W zależności od lokalnych uwarunkowań rozwijane są w różnym kierunku np. większej ładowności czy mniejszej szerokości. Już czterdzieści lat temu pojawił się temat problem wysokości maszyn w przypadku eksploatacji cienkich złóż surowców (Trueman, 1984). Problem ten występuje nadal, a często jedynym rozwiązaniem jest wykonywanie wyrobisk wyższych niż grubość złoża, co powoduje niepotrzebną eksploatację skały płonnej. W przypadku ładowarek LHD pracujących w niskich wyrobiskach pojawia się problem ładowania łyżki w ograniczonej przestrzeni, co wymaga kilku cykli otwierania i zamykania łyżki, aby urobek mógł się zsunąć na jej dno. Poza tym mała ładowarka jest lżejsza, przez co siła naporu wynikająca z przyczepności kół jest również ograniczona.

W zakresie badań numerycznych pierwsze artykuły na temat układu roboczego ładowarek LHD pochodzą sprzed piętnastu lat (Li i in., 2007). Następnie badania numeryczne były wykorzystane również do symulacji pracy ładowarki w celu jej zdalnego sterowania (Jiang i in., 2022). Badania numeryczne, zwłaszcza Engineering Discrete Element Method (EDEM) zostały również wykorzystane do optymalizacji oporów ładowania przez modyfikację trajektorii łyżki (Meng i in.,

2019). Znaleźć można również opracowania, w których przedstawiono wyniki badań przy wykorzystaniu modelu analitycznego oraz numerycznego typowego rozwiązania układu kinematycznego ładowarki LHD (Liang i in., 2023).

Rozwój ładowarek LHD zmierza również w kierunku zasilania bateryjnego, co przedstawiono w dwóch artykułach opisujących efekty projektu realizowanego w Polsce (Bołoz i in., 2022), (Korski i in., 2023). Znaleźć można również opracowania dotyczące zdalnego sterowania jak i autonomicznej pracy (Tampier i in., 2021), w tym w zakresie nowoczesnych rozwiązań czujników (Inostroza i in., 2023).

Na potrzeby opracowania nowego rozwiązania układu roboczego przeprowadzono szczegółową analizę rozwiązań patentowych ładowarek LHD, a zwłaszcza ich układów roboczych. Żadne z przeanalizowanych rozwiązań nie było zbliżone do przedmiotowego. Warto jednak zwrócić uwagę na kilka rozwiązań, które pomimo że zupełnie inne, to również dotyczą układu roboczego ładowarek. Rozwiązania te można znaleźć w bazie Espacenet wpisując podane poniżej numery (Espacenet – patent search, b.d.).

Jeden z wynalazków przedstawia nowe rozwiązanie sposobu załadunku wykluczające ramę wysięgnika, dzięki czemu istnieje możliwość bezpośredniego samo-załadunku wozu odstawczego. W rozwiązaniu tym nie ma wysięgnika, a ruch oparty jest na siłownikach hydraulicznych (EP3359746). Wiele kolejnych patentów prezentuje nowe propozycje rozwiązania układów roboczych, innych niż typowe Z i T, jednak również są one oparte na ramionach i siłownikach hydraulicznych (JP2018199993, US20119003147, EP0036455, WO2018112211, SE531215, KR101299860, US2012128456).

METODY BADAWCZE

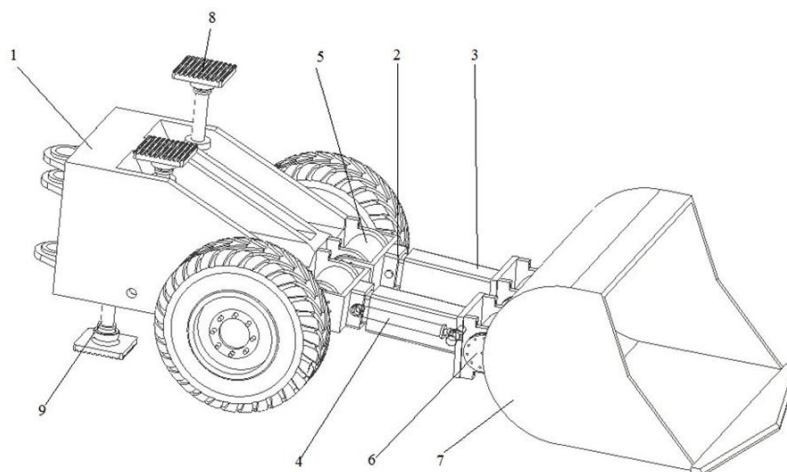
Opisane w artykule rezultaty są wynikiem wielu przeprowadzonych działań. Opracowane autorskie rozwiązanie stanowi efekt prac koncepcyjnych, które miały na celu rozwiązanie szeregu znanych problemów stosowanych obecnie ładowarek LHD. Prace koncepcyjne przeprowadzono w środowisku 3D. W celu wykluczenia istnienia rozwiązania zbliżonego przeprowadzono analizę znanych rozwiązań i patentów. Prace te polegające na badaniu stanu techniki i czystości patentowej przeprowadzono korzystając z dostępnych elektronicznie baz. W wyniku tych działań, po złożeniu odpowiedniego wniosku, uzyskano ochronę patentową (Bołoz & Uchwat, b.d.). Dalsze prace wymagały opracowania projektu układu roboczego oraz alternatywnych układów Z i T przeznaczonych do łyżki o takiej samej pojemności. Następnie przeprowadzono badania modelowe w zakresie dynamiki, obciążenia oraz badania numeryczne FEM. W celu obciążenia łyżki odpowiednimi wartościami sił i momentów przeprowadzono obliczenia zgodnie z metodyką z literatury (Pieczonka, 2009). Przeprowadzono również obliczenia zapotrzebowania na olej hydrauliczny w funkcji czasu. Wyniki badań, zwłaszcza obciążenia, pozwoliły na dobór konkretnych odbiorników hydraulicznych oraz projekt wstępny układu roboczego.

AUTORSKIE ROZWIĄZANIE UKŁADU ROBOCZEGO ŁADOWARKI LHD

W autorskim rozwiązaniu ładowarki czołowej do niskich podziemnych wyrobisk górniczych, klasyczny układ kinematyczny zastąpiony został, układem opartym jedynie o ruch obrotowy, który może zostać zrealizowany za pomocą obrotników hydraulicznych. Obrotniki hydrauliczne są kompaktowymi hydraulicznymi siłownikami obrotowymi. Zmieniona została również lokalizacja punktów obrotu łyżki i ramion. Poza tym zastosowano teleskopowe ramiona wysięgnika łyżki jak również zespół hydraulicznych rozpór samej ładowarki, zlokalizowany na platformie maszyny (Bołoz, 2024).

Dzięki zastosowaniu obrotników hydraulicznych wyeliminowane zostało ekspozowanie siłowników hydraulicznych, a w szczególności ich tłoczyśk, które często ulegają zarysowaniu powodując w rezultacie uszkodzenie siłownika. Przesunięcie osi obrotu ramion wysięgnika w dół oraz osi obrotu łyżki do jej wnętrza poprawia trajektorię ruchu czerpaka w aspekcie pracy w niskich wyrobiskach oraz podczas rozładunku na wóz odstawczy lub przenośnik. Zastosowanie ramion teleskopowych wysięgnika umożliwia zmianę jego długości, a tym samym ładowanie łyżki tylko za pomocą ramion. Dodatkowe zastosowanie rozpór hydraulicznych, umożliwia zwiększenie siły wnikania łyżki w pryzmę materiału, przez wykorzystanie tych ramion teleskopowych zamiast siły naporu maszyny. Wykorzystanie rozpór hydraulicznych umożliwia stabilizację maszyny i zwiększenie siły wnikania łyżki w urobek, która była ograniczona przez poślizg kół, zwłaszcza w lekkich ładowarkach do niskich wyrobisk.

Przedmiotowa ładowarka przegubowa (Rys. 4) zbudowana jest tak jak klasyczna ładowarka LHD z ciągnika i platformy (1), na podwoziu kołowo-oponowym.



Rys. 4 Schemat platformy i ładowarki czołowej zwłaszcza do niskich, podziemnych wyrobisk górniczych (opis w tekście)

Głównym elementem mechanizmu podnoszenia i obrotu są ramiona teleskopowe składające się z części stałej (2) i wysuwnej (3), połączonych siłownikiem hydraulicznym zabudowanym wewnątrz (4). Ramie może mieć w przekroju kształt pryzmatyczny lub kołowy. Przekrój kołowy ramion umożliwia przechyl

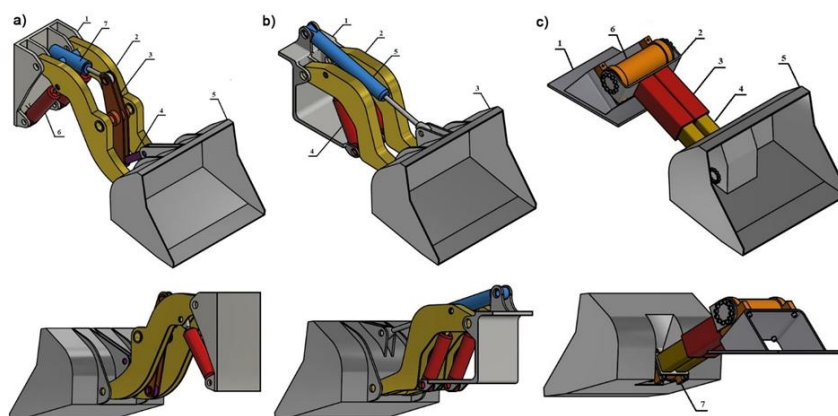
łyżki na bok. Ramiona połączone są z jednej strony z platformą (1) za pomocą obrotników hydraulicznych (5), a z drugiej strony za pomocą obrotników hydraulicznych (6) z łyżką (7). Platforma (1) po obu stronach wyposażona jest w rozporę hydrauliczne dolne (8) i górne (9) pozwalające na stabilizację maszyny w wyrobisku, zwłaszcza niskim. Obrotniki (6) umieszczone są wewnątrz łyżki. Dla uproszczenia dalszego układu ten nazwano „O”.

BADANIA PORÓWNAWCZE UKŁADÓW KINEMATYKI

Programy typu CAD (Computer Aided Design), takie jak Autodesk Inventor Professional pozwalają na realizację złożonych badań dynamicznych, dzięki którym jeszcze na etapie projektu 3D możliwe jest określenie prędkości, przyspieszeń jak również sił i momentów w poszczególnych punktach i węzłach konstrukcyjnych mechanizmów. Jednocześnie badania takie pozwalają na analizę kolizji oraz ocenę funkcjonalności przy współpracy z innymi maszynami. Uzyskane wyniki badań można wyeksportować bezpośrednio do modułu FEM w celu przeprowadzenia numerycznych obliczeń wytrzymałościowych.

Przygotowanie symulacji

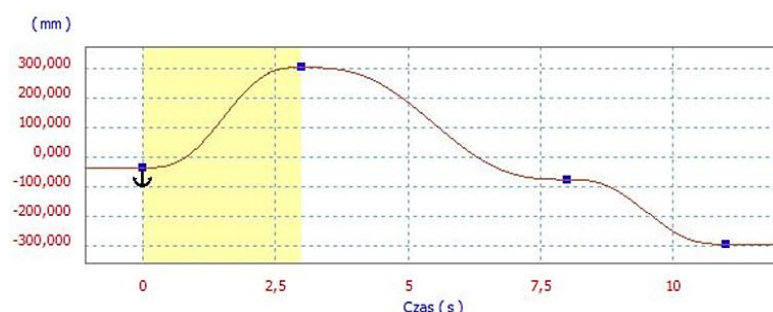
W celu przeprowadzenia symulacji dynamicznej konieczne było wykonanie projektu 3D wszystkich elementów układów, w tym przypisanie materiałów. Opracowano trzy układy kinematyczne o takiej samej wysokości podnoszenia łyżki oraz dwie łyżki o pojemności 1,6 m³. Układ Z wzorowano na ładowarce LKP-0301 firmy KGHM ZANAM S.A. (Rys. 2), a układ T na ładowarce LF-3 firmy GHH Fahrzeuge GmbH (Rys. 3). Dla układu Z i T zastosowano takie same łyżki, różniące się jedynie punktami mocowania. Natomiast dla układu O, ze względu na konieczność zabudowy obrotników wewnątrz konieczne było powiększenie łyżki, tak, aby uzyskać taką samą pojemność. Na wszystkie elementy przypisano stal, natomiast masę obrotników i siłowników przypisano zgodnie z danymi katalogowymi. We wszystkich układach pominięto masę węży hydraulicznych oraz oleju.



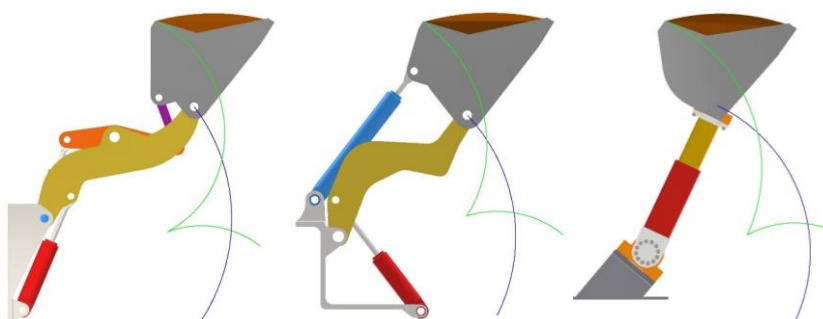
Rys. 5 Modele kinematyczne ładowarki LHD (Bołoz, 2024): a. układ Z, b. układ T, c. układ O (opis w tekście)

Układ Z składa się z następujących elementów: 1 – podstawa, 2 – ramię, 3 – łącznik, 4 – ciągnio, 5 – łyżka, 6 – siłownik podnoszenia ramienia, 7 – siłownik obrotu łyżki. Układ T z: 1 – podstawa, 2 – ramię, 3 – łyżka, 4 – siłownik podnoszenia ramienia, 5 – siłownik obrotu łyżki. Natomiast układ O z: 1 – podstawa, 2 – mocowanie ramienia, 3 – ramię stałe, 4 – ramię ruchome, 5 – łyżka, 6 – obrotnik podnoszenia ramienia, 7 – obrotnik obrotu łyżki.

Kolejnym krokiem było stworzenie złożenia elementów mechanizmów przez zastosowanie połączeń kinematycznych. Połączenia kinematyczne uwzględniają odpowiednią liczbę stopni swobody oraz parametry w postaci tarcia i tłumienia. W analizowanym przypadku zastosowano głównie połączenia obrotowe, o jednym stopniu swobody. Dodatkowo zastosowano połączenia pryzmatyczne, również o jednym stopniu swobody, dla współpracy tłoków z cylindrami i teleskopowych ramion układu O. Gotowy mechanizm obciążono (grawitacja, siły i momenty od procesu urabiania) oraz wprowadzono w ruch. W trakcie symulacji na wszystkie masowe elementy działają siły pozorne (bezwładności, odśrodkowa). W zależności od założeń i celu symulacji w każdym połączeniu kinematycznym można zadać (wymusić) drogę, prędkość lub siłę czy też moment, w przypadku połączenia obrotowego. W przedmiotowych badaniach zadawano drogę (posuw, obrót) w funkcji czasu, tak aby uzyskać taki sam czas trwania każdego etapu cyklu (zamykanie, podnoszenie, otwieranie łyżki). Przykładowy przebieg wymuszenia ruchu siłownika obrotu łyżki układu Z przedstawiono na Rys. 6. Natomiast na Rys. 7 etap końcowy podnoszenia łyżki kolejno dla układu Z, T i O.



Rys. 6 Wymuszenie ruchu na siłowniku obrotu łyżki układu Z



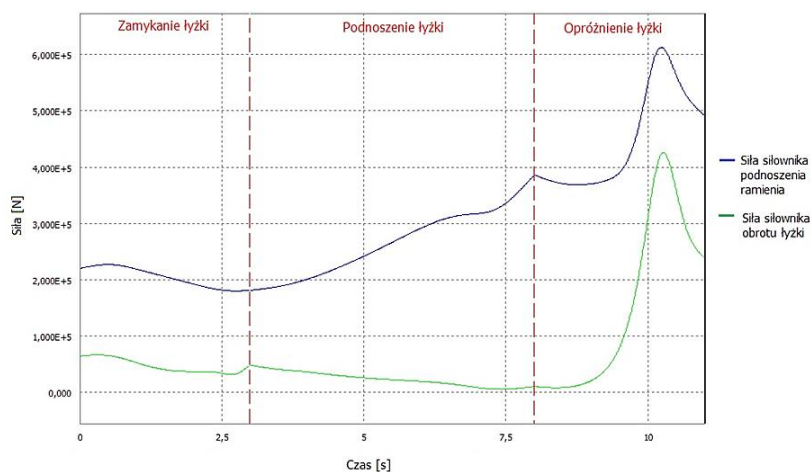
Rys. 7 Etap końcowy podnoszenia łyżki dla układu Z, T i O

Źródło: (Bołoz, 2024)

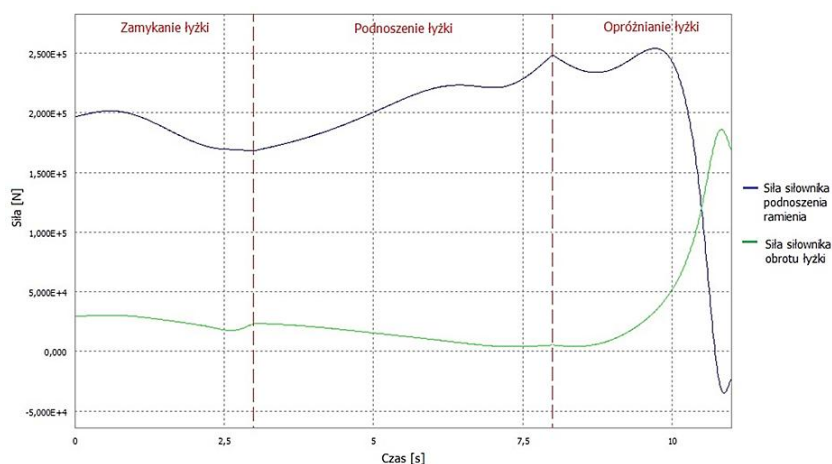
Przyjęto, że ładowanym materiałem jest ruda miedzi o gęstości 2800 kg/m^3 oraz współczynnika rozluźnienia 1,6, co skutkuje masą 2,8 Mg dla pełnej łyżki. Ponadto obliczono obciążenia pochodzące od oporów ładowania w funkcji drogi łyżki w pryzmie urobku, zgodnie z metodyką opisaną w literaturze (Pieczonka, 2009).

Wymagane siły i momenty

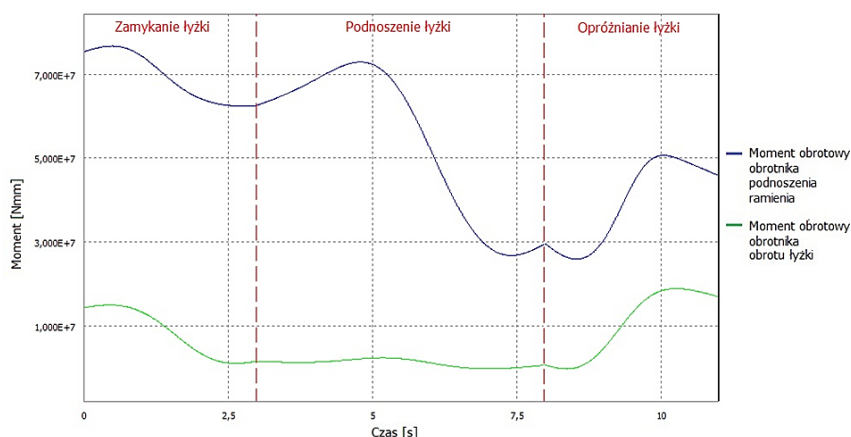
W wyniku przeprowadzenia kompleksowych badań symulacyjnych uzyskano szereg wyników, w tym przebiegów wartości sił i momentów. W pierwszym kroku przeanalizowano wymuszone w siłownikach i obrotnikach siły i momenty. Na poniższych wykresach (Rys. 8, Rys. 9 i Rys. 10) przedstawione zostały wartości sił i momentów wymuszonych w siłownikach w różnych przedziałach czasowych, czyli różnych etapach cyklu.



Rys. 8 Układ Z - wykres sił wymuszonych na siłownikach w zależności od czasu



Rys. 9 Układ T - wykres sił wymuszonych na siłownikach w zależności od czasu



Rys. 10 Układ O - wykres momentów wymuszonych na siłownikach w zależności od czasu

Siły i momentu wymuszone są wartościami wymaganymi w celu zapewnienia zadanego ruchu. Siły i momenty wymuszone zależą nie tylko od masy urobku i obciążeń zewnętrznych (tarcie, opory wnikania w pryzmę urobku), ale również od masy elementów mechanizmu, ich trajektorii i ich zadanych przyspieszeń.

Wykresy sił potrzebnych do pracy mechanizmu w zadanym cyklu wyraźnie wskazują, że największa potrzebna siła występuje przy opróżnianiu urobku. Związane jest to ze zmianą położenia środka ciężkości łyżki oraz rozmieszczenia mocowań siłowników. Szczególnie wyraźny jest wzrost siły potrzebnej do obrotu łyżki w końcowym etapie jej opróżniania. W przypadku układu typu Z (Rys. 8) i typu T (Rys. 9) różnica jest bardzo wyraźna, ponieważ wcześniejszy etap wymaga minimalnej wartości siły w siłownikach obrotu. Można również zauważyć, że układ typu Z wymaga większych wartości sił generowanych przez siłowniki, niż układ typu T. Wartości sił potrzebnych do obrotu łyżki jak i jej podnoszenia, dla układu T, są ponad dwa razy większe w przypadku układu Z. W układzie O (Rys. 10) wzrost momentu obrotowego potrzebnego do opróżnienia łyżki nie jest tak znaczący i niewiele przekracza wartość potrzebną do zamknięcia łyżki. W Tab. 1 zestawiono wartości maksymalne sił i momentów dla każdego odbiornika oraz układu.

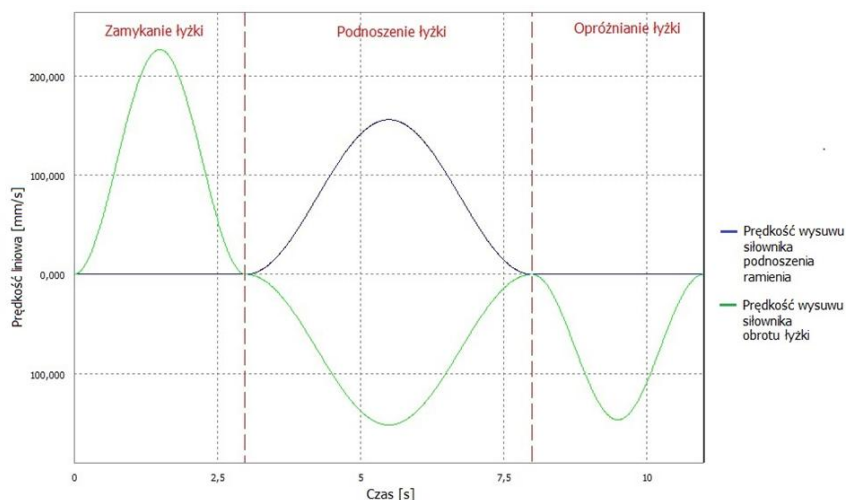
Tabela 1 Zestawienie maksymalnych wartości sił oraz momentów w trzech cyklach

		Zamykanie łyżki	Podnoszenie łyżki	Opróżnianie łyżki
Układ Z	Siłownik podnoszenia	227 kN	386,4 kN	612,7 kN
	Siłownik obrotu	66,7 kN	48,5 kN	426 kN
Układ T	Siłownik podnoszenia	201,6 kN	248,6 kN	254 kN
	Siłownik obrotu	30,4 kN	23,5 kN	186 kN
Układ O	Obrotnik podnoszenia	77,7 kNm	72,9 kNm	50,6 kNm
	Obrotnik obrotu	15,8 kNm	2,4 kNm	18,8 kNm

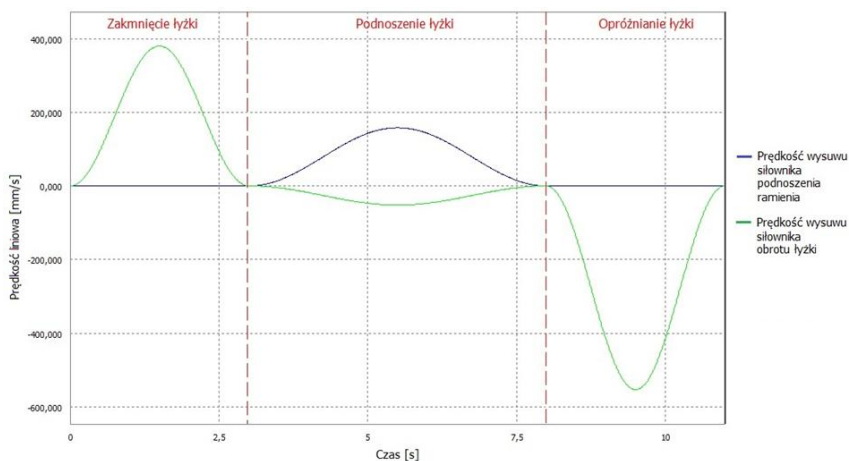
Prędkość ruchu odbiorników hydraulicznych

Kolejnym etapem badań było wyznaczenie prędkości linowej oraz kątowej hydraulicznych elementów wykonawczych w każdym układzie. Na poniższych

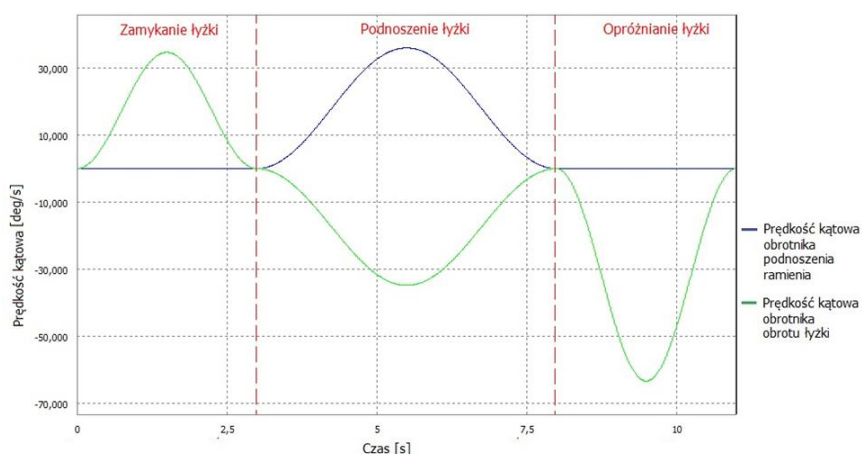
wykresach (Rys. 11, Rys. 12, Rys. 13) przedstawione zostały ich przebiegi, w kolejnych przedziałach czasowych.



Rys. 11 Układ Z - wykres prędkości wysuwu siłowników w zależności od czasu



Rys. 12 Układ T - wykres prędkości wysuwu siłowników w zależności od czasu



Rys. 13 Układ O - wykres prędkości kątowej obrotników w zależności od czasu

Z powyższych wykresów odczytać można wartości prędkości poruszania się siłowników i obrotników hydraulicznych konieczne, aby mechanizm wykonał

każdy z ruchów w określonym czasie. Porównać można prędkość siłowników układu typu Z (Rys. 11) z tą w układzie typu T (Rys. 12). Wartości różnią się znacznie i jest to związane z innymi przełożeniami ruchu siłowników na ruch łyżki (punkty mocowań siłowników i łączników). Układ T wymaga większego wysuwu siłowników w tym samym czasie, stąd wymagana jest większa prędkość jego siłowników tak dla etapu zamykania jak i otwierania łyżki.

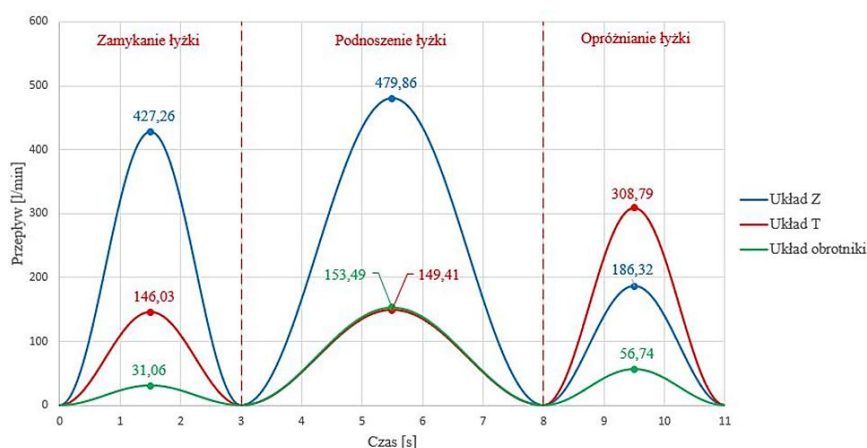
Tabela 2 Zestawienie maksymalnych wartości prędkości w trzech cyklach

		Zamykanie łyżki	Podnoszenie łyżki	Opróżnianie łyżki
Układ Z	Siłownik podnoszenia	-	156 mm/s	-
	Siłownik obrotu	226,7 mm/s	152 mm/s	146,7 mm/s
Układ T	Siłownik podnoszenia	-	158 mm/s	-
	Siłownik obrotu	380 mm/s	152 mm/s	553,336 mm/s
Układ O	Obrotnik podnoszenia	-	36 deg/s	-
	Obrotnik obrotu	38 deg/s	34,8 deg/s	63,33 deg/s

Ze względu na ruch obrotowy obrotników, układu typu O nie można bezpośrednio porównać do pozostałych układów. Jednak uzyskane dla wszystkich trzech układów przebiegi pozwalają na obliczenie wymaganego zapotrzebowania na olej hydrauliczny, które może być bezpośrednio porównane ze sobą. W Tab. 2 zestawiono wartości maksymalne prędkości dla każdego odbiornika oraz układu.

Wymagane natężenie przepływu oleju hydraulicznego

Na podstawie uzyskanych wcześniej wyników symulacji otrzymano maksymalne, wymagane wartości sił i momentów oraz wymagany zakres ruchu (liniowy lub kątowy). Na tej podstawie dobrano siłowniki i obrotniki hydrauliczne, co pozwoliło na obliczenie wymaganego zapotrzebowania na olej hydrauliczny. Uzyskane wyniki, w postaci wykresu przebiegów wartości przepływu w czasie wykonywania pełnego cyklu przedstawiono na Rys. 14. Natomiast w Tab. 3 zestawiono wartości maksymalne dla każdego cyklu, układu i odbiornika oraz sumaryczne wymagane natężenie przepływu.



Rys. 14 Sumaryczne wartości przepływu oleju hydraulicznego obu siłowników

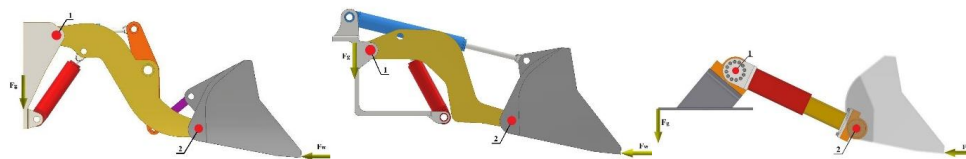
Tabela 3 Zestawienie wartości przepływu [l/min] w trzech cyklach

		Zamykanie łyżki	Podnoszenie łyżki	Opróżnianie łyżki
Układ Z	Siłownik podnoszenia	-	286,76	-
	Siłownik obrotu	427,26	193,10	186,32
	Sumarycznie	427,26	479,86	186,32
Układ T	Siłownik podnoszenia	-	120,39	-
	Siłownik obrotu	146,03	29,02	308,79
	Sumarycznie	146,03	149,41	308,79
Układ O	Obrotnik podnoszenia	-	122,31	-
	Obrotnik obrotu	31,06	31,18	56,74
	Sumarycznie	31,06	153,49	56,74

Z przebiegów wartości przepływu oleju potrzebnych do pracy mechanizmów wyraźnie widać, że mechanizm w układzie typu Z w większości przypadków ma największe zapotrzebowanie na olej. Pomimo, że w układzie typu T siłowniki muszą poruszać z największą prędkością, to dzięki mniejszym potrzebnym siłom, nie są wymagane aż tak duże wartości przepływu. Mniejszy przepływ uzyskuje się przez zastosowanie siłowników o mniejszych średnicach. Jedynie podczas opróżniania łyżki układ typu T wykazuje większe wartości przepływu, czyli podczas obrotu łyżki na zewnątrz. Układ oparty na obrotnikach wykazuje tutaj dużą zaletę jaką są najmniejsze wartości przepływu. W niemalże każdym cyklu wartości te są najmniejsze z pośród badanych mechanizmów.

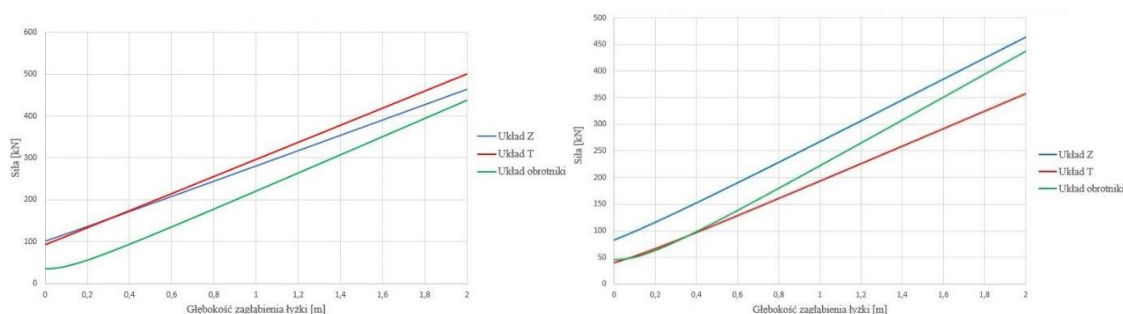
Obciążenie wybranych elementów

Każdy z trzech układów został poddany analizie pod obciążeniem wynikającym z zagłębiania łyżki w zwał urobku. Jest to początkowy etap napełniania łyżki, w którym łyżka przemieszcza się w głąb, bez obracania (Rys. 15). W celu wykonania takiej analizy konieczne było wykonanie obliczeń całkowitego oporu wcinania łyżki, zgodnie z wcześniej wspomnianą metodyką obliczeniową.

**Rys. 15 Sposób obciążenia oraz oznaczenie punktów pomiarowych dla układu Z, T i O.**

Źródło: (Bołoz, 2024)

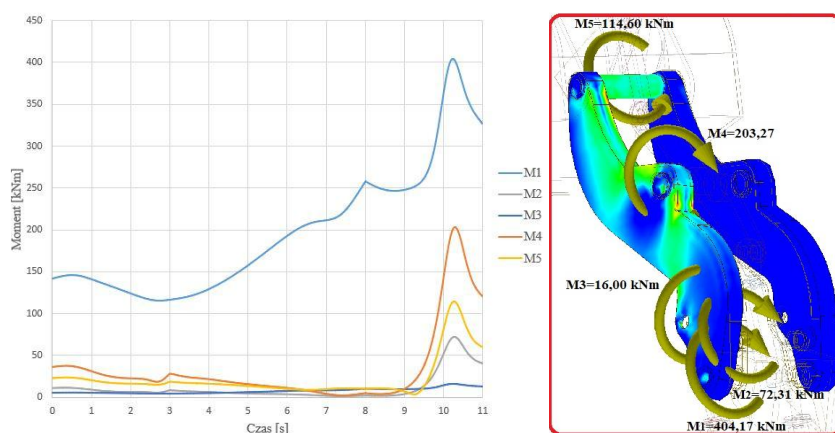
Analizowano siłę w sworzniu 1 oraz 2, według oznaczenia na schemacie. Siła wcinania rośnie niemal liniowo, stąd obciążenie układów również zmienia się w podobny sposób, co jest widoczne na Rys. 16.



Rys. 16 Przebieg wartości sił w sworzniach: 1 (po lewej) i 2 (po prawej)

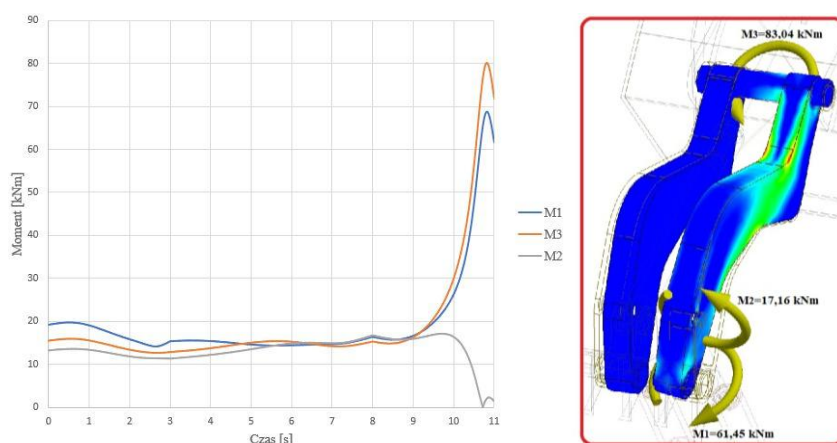
Po przeanalizowaniu wykresów sił w sworzniach zauważyć można, że największe obciążenia generowane są w osi obrotu ramienia (punkt pomiarowy 1). Największe ich wartości zanotowane zostały dla układu typu T. Natomiast w osi obrotu łyżki (punkt pomiarowy 2) największe wartości można zaobserwować dla układu typu T.

Kolejnym krokiem badań było wyznaczenie obciążeń działających na główne elementy mechanizmu. Przeprowadzono kilkadziesiąt analiz elementów układu Z, T i O. Na rysunkach (Rys. 17-20) zestawiono wyniki wybranych analiz. Przedstawiają one przebieg wartości momentów oraz ich lokalizację na ramieniu kolejnych układów. Dla układu O wykonano dwie analizy, ze względu na ramię teleskopowe podzielone na ramię stałe i wysuwne. Nie zamieszczono legendy do wartości naprężeń, ponieważ celem tych analiz było jedynie oszacowanie wartości obciążeń. Mapę naprężeń pokazano jedynie dla zobrazowania ich rozkładu. Analizy pozwalające na ocenę ilościową w zakresie wytrzymałości wymagają zoptymalizowania konstrukcji ramion.

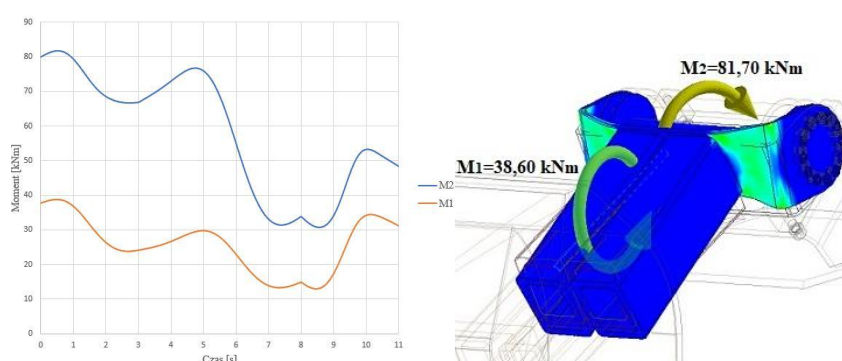


Rys. 17 Układ Z – przebieg wartości momentów oraz ich lokalizacja na ramieniu

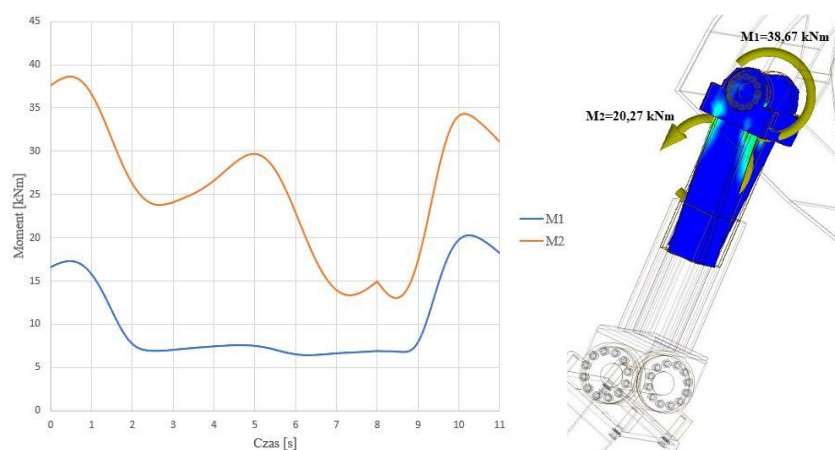
Źródło: (Bołoz, 2024)



Rys. 18 Układ T – przebieg wartości momentów oraz ich lokalizacja na ramieniu.
 Źródło: (Bołoz, 2024)



Rys. 19 Układ O – przebieg wartości momentów oraz ich lokalizacja na ramieniu stałym
 Źródło: (Bołoz, 2024)



Rys. 20 Układ O – przebieg wartości momentów oraz ich lokalizacja na ramieniu wysuwającym

Źródło: (Bołoz, 2024)

Na powyższych wykresach zauważyć można, że największe obciążenia elementów występują w układzie typu Z. Jest to zgodne z wcześniejszymi obserwacjami sił generowanych przez siłowniki zarówno podnoszenia jak i obrotu łyżki. W układzie typu T występują znacznie mniejsze obciążenia elementów. W praktyce ma to wpływ na średnicę potrzebnych sworzni oraz

łożysk lub na możliwość uzyskania większych współczynników bezpieczeństwa. Obciążenia w układzie O są porównywalne do tych w układzie typu T.

PODSUMOWANIE

Ładowarki LHD jako jedne z podstawowych maszyn w wielu systemach eksploatacji w górnictwie podziemnym, są ciągle udoskonalane i rozwijane. Jednak typowe, opracowane wiele lat temu układy kinematyczne Z i T pozostały niemal niezmienione. W przypadku pracy w niskich wyrobiskach klasyczne rozwiązania ładowarek napotykać na szereg problemów, które zmniejszają ich efektywność. Rozwiązaniem tych problemów może być specjalne rozwiązanie ładowarki LHD przeznaczone do pracy w niskich wyrobiskach. Zaproponowana ładowarka oprócz unikatowego układu kinematycznego, opartego na obrotnikach hydraulicznych i z dodatkowymi teleskopowymi ramionami, posiada opcjonalne rozporę.

Przeprowadzone kompleksowe badania symulacyjne i analityczne wykazały, że układ oparty na obrotnikach hydraulicznych może konkurować po różnych względach z obecnie stosowanymi rozwiązaniami. W układzie tym występuje mniej ruchomych elementów. Wyeliminowane zostały również nieosłonięte siłowniki, które narażone są na uszkodzenie. Szczególną uwagę trzeba zwrócić na zapotrzebowanie na przepływ oleju hydraulicznego, którego wartość jest znacznie niższa niż w pozostałych dwóch układach. Ponadto układ typu Z wymaga największych sił generowanych przez siłowniki oraz jego połączenia są najbardziej obciążone, co jednak skutkuje większym momentem obrotu łyżki. W układzie typu T niewątpliwą zaletą jest relatywnie mniejsze obciążenie węzłów, czyli sworzni i łożysk. Poza tym w układzie Z występują mniejsze wymagane w siłownikach siły, ale odbywa się to kosztem większego skoku, a tym samym większego przepływu oleju aby uzyskać ten sam czas cyklu. Układ O charakteryzuje się porównywalnymi z układem T siłami w węzłach konstrukcyjnych, przy niższym zapotrzebowaniu na olej hydrauliczny.

LITERATURA

- Bołoz, Ł. (2024). Innovative solution for the LHD loader intended for operation in low workings of underground mines. *Acta Montanistica Slovaca*, 29(v29/i3), 548–560. <https://doi.org/10.46544/AMS.v29i3.03>
- Bołoz, Ł., Kozłowski, A., & Horak, W. (2022). Assessment of the Stability of BEV LHD Loader. *Management Systems in Production Engineering*, 30(4), 377–387. <https://doi.org/10.2478/mspe-2022-0048>
- Bołoz, Ł., & Uchwat, K. (b.d.). Ładowarka czołowa zwłaszcza do niskich, podziemnych wyrobisk górniczych (UPRP Patent No. PL 243090 B1).
- Espacenet – patent search. (b.d.). Pobrano 3 lipiec 2024, z <https://worldwide.espacenet.com/patent/>
- GHH Fahrzeuge. (2024). LHD - LF-3 Water cooled. <https://ghhmm.co.za/lf3-lhd/>
- Inostroza, F., Parra-Tsunekawa, I., & Ruiz-del-Solar, J. (2023). Robust Localization for Underground Mining Vehicles: An Application in a Room and Pillar Mine. *SENSORS*, 23(19), 8059. <https://doi.org/10.3390/s23198059>

- Jiang, Y., Peng, P., Wang, L., Wang, J., Liu, Y., & Wu, J. (2022). Modeling and Simulation of Unmanned Driving System for Load Haul Dump Vehicles in Underground Mines. *Sustainability*, 14(22), Article 22. <https://doi.org/10.3390/su142215186>
- KGHM Zanam. (2024). Ładowarka kołowa – przegubowa LKP-0301. <https://www.kghmzanam.com/produkty/maszyny-gornicze/ladowarki/lkp-0301-2/>
- Korski, W., Horak, W., Bołoz, Ł., Niestrój, R., & Kozłowski, A. (2023). Lightweight LHD BEV Loader with an Individual Drive for Each Wheel. *Management Systems in Production Engineering*, 31(3), 281–290. <https://doi.org/10.2478/mspe-2023-0031>
- Li, Y., Fang, M., Feng, M. L., & Frimpong, S. (2007). Three dimensional modeling of the working linkage of load-haul-dump loader. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 32(9), 856–862. <https://doi.org/10.1007/s00170-006-0407-8>
- Liang, G., Liu, L., Meng, Y., Chen, Y., Bai, G., & Fang, H. (2023). Dynamic Modeling and Analysis of Loader Working Mechanism Considering Cooperative Motion with the Vehicle Body. *Machines*, 11(1), Article 1. <https://doi.org/10.3390/machines11010009>
- Meng, Y., Fang, H., Liang, G., Gu, Q., & Liu, L. (2019). Bucket Trajectory Optimization under the Automatic Scooping of LHD. *Energies*, 12(20), Article 20. <https://doi.org/10.3390/en12203919>
- Pieczonka, K. (2009). . Inżynieria maszyn roboczych. Część 1. Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu (II). Oficyna Wydaw. Politechniki Wrocławskiej.
- Tampier, C., Mascaró, M., & Ruiz-del-Solar, J. (2021). Autonomous Loading System for Load-Haul-Dump (LHD) Machines Used in Underground Mining. *Applied Sciences*, 11(18), Article 18. <https://doi.org/10.3390/app11188718>
- Trueman, R. (1984). An evaluation of the equipment used in South Africa for the bord-and-pillar mining of thin coal seams. *Journal of the south african institute of mining and metallurgy*.

A unique LHD loader solution designed for work in low underground mine workings

Abstract: The article discusses the results of comparative numerical tests involving typical operating systems of LHD loaders and a proprietary solution based on a patent. LHD loaders are categorized as fundamental machines utilized in various operating systems, including room-and-pillar methods. Due to the thickness of deposits, mining often takes place in low workings. For conventional T-kinematic or Z-kinematic systems, operating LHD loaders becomes more challenging. In low height excavations, the material needs to be loaded in multiple cycles. Smaller machinery generates less thrust force, which negatively impacts loading efficiency. Additionally, there are common operational issues related to hydraulic actuators, whose piston rods may suffer mechanical damage and loss of tightness. In the proposed proprietary working system, the bucket is connected to a telescopic boom driven by hydraulic rotary actuators. Furthermore, the loader is equipped with stabilizers to enhance its stability. The integration of rotary actuators and a lowered pivot point for the bucket, alongside the telescopic arm and stabilizers, allows for loading the bucket in a single cycle. The article presents the results of simulation tests of three kinematic systems, analyzing factors such as the bucket's movement, cycle duration, hydraulic oil demand, and the load on critical structural elements and joints. The research indicates that the proposed solution can effectively compete with traditional systems in terms of load capacity and oil demand while providing advantages in functionality.

Keywords: underground loader, Z-kinematic system, LHD loaders, low workings, T-kinematic system, model tests, dynamic tests

Łukasz Bołoz

AGH University of Krakow

Faculty of Mechanical Engineering and Robotics

Department of Machinery Engineering and Transport

A. Mickiewicza Av. 30, 30-059 Krakow, Poland

e-mail: boloz@agh.edu.pl