

## MODELOWANIE I BADANIA SYMULACYJNE DYNAMIKI JAZDY ŁADOWARKI

### MODELING AND SIMULATION RESEARCHES OF LOADERS'S DRIVING DYNAMICS

**Jacek Balchanowski, Jacek Karliński, Sławomir Wudarczyk – Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczny**

*W artykule podjęto problem badań dynamiki jazdy ładowarki czołowej stosowanej w górnictwie podziemnym do transportu urobku. Maszyny te podczas jazdy w podziemnych chodnikach o nierównych podłożach poddane są znacznym oddziaływaniom dynamicznym. W celu wyznaczenia stanu obciążenia głównych węzłów konstrukcyjnych ładowarki opracowano i przedstawiono procedury budowy modelu obliczeniowego i badań symulacyjnych dynamiki jazdy. Zamieszczono wyniki symulacji jazdy maszyny po podłożu o różnych profilach.*

*The paper discusses the problem of building computational model and simulation research of a front loader used in underground mining for ore transport. These machines while driving in the underground sidewalks on uneven surfaces are subjected to significant dynamic interactions. In this paper an attempt to determine the load status of loader's major structural nodes by simulation researches were prepared. The paper presents the results of a simulation driving of the machine on the uneven ground about different profiles.*

### Wprowadzenie

Maszyny górnicze, szczególnie w górnictwie podziemnym, są układami pracującymi w niezwykle trudnych warunkach. Poddane są dużym zmiennym obciążeniom, pracują w szerokim zakresie temperatur, bardzo często w atmosferze o wilgotności dochodzącej do 100% i o dużym zapyleniu. Maszyny kołowe poruszają się po nierównych chodnikach górniczych w wyniku czego podczas jazdy poddane są dodatkowym obciążeniom dynamicznym wynikającym z oddziaływań kół z podłożem o nierównościach i uskokach [4, 6, 7].

Szczególną grupą maszyn są łyżkowe ładowarki górnicze służące do transportu urobku pod ziemią. Maszyny te charakteryzują się specyficzną budową w porównaniu do układów pracujących na powierzchni. Ze względu na geometrię sztybów zjazdowych i chodników kopalnianych są to układy o małej wysokości (zwykle poniżej 1,5 m), szerokie i ze względu na konieczność realizacji ruchu z małymi promieniami skrętu o budowie z łamanym korpusem (promień skrętu zazwyczaj mniejszy niż 8 m) oraz o dużej masie własnej (25 ÷ 35 t). Maszyny tego typu są wyposażone w łyżkę na urobek o znacznej pojemności (5 ÷ 9 m<sup>3</sup>) i udźwigu do 8 ÷ 12 t. Z powodu małej wysokości maszyny, łyżka jest prowadzona czołowo, nisko

osadzona przed przednim kołami (rys. 1). Mechanizmy podnoszenia i otwierania łyżki mają z reguły prostszą strukturę niż mechanizmy stosowane w maszynach do prac naziemnych. Są to rozwiązania 2, 3 członowe pracujące w układzie prostym (np. maszyna firmy GHH SLP8H) lub typu „Z” (np. ładowarka Atlas Copco ST1030LP) napędzane siłownikami podnoszenia i otwierania łyżki [1, 2, 4, 7].

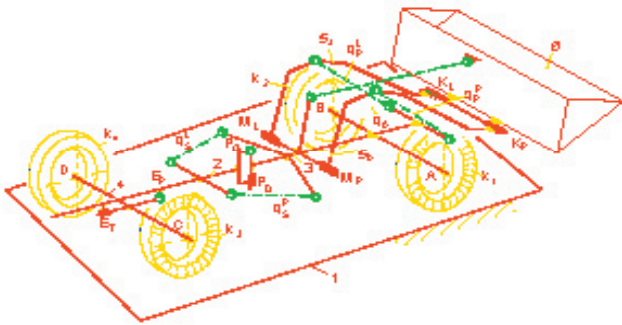
Wymóg obniżania kosztów wydobycia w górnictwie prowadzi do konieczności zwiększenia efektywności wydobywania urobku. W przypadku ładowarek górniczych wymagane jest poprawienie wydajności przewozu urobku. Determinuje to konstruowanie urządzeń o coraz większej szybkości jazdy bez obciążenia i z urobkiem. Dla ciężkich maszyn jazda po nierównym podłożu skutkuje dużymi obciążeniami dynamicznymi węzłów konstrukcyjnych maszyny w porównaniu do obciążeń statycznych. Obciążenia dynamiczne wynikające z jazdy stają się dominującymi i niezbędne do prawidłowego zaprojektowania wytrzymałościowego maszyny jest ich wyznaczenie.

W artykule przedstawiono opis procedury budowy modelu obliczeniowego i badań symulacyjnych dynamiki jazdy po nierównym podłożu ładowarki SLP8H firmy GHH produkowanej dla górnictwa podziemnego (rys. 1). Celem badań było określenie obciążeń występujących w maszynie podczas pracy,



Rys. 1. Widok ogólny ładowarki GHH SLP8H podczas testów naziemnych

w szczególności podczas jazdy po terenie z nierównościami oraz określenie wpływu prędkości jazdy i charakteru przeszkód na poziom sił oddziaływania występujących w parach kinematycznych oraz siłownikach napędowych.



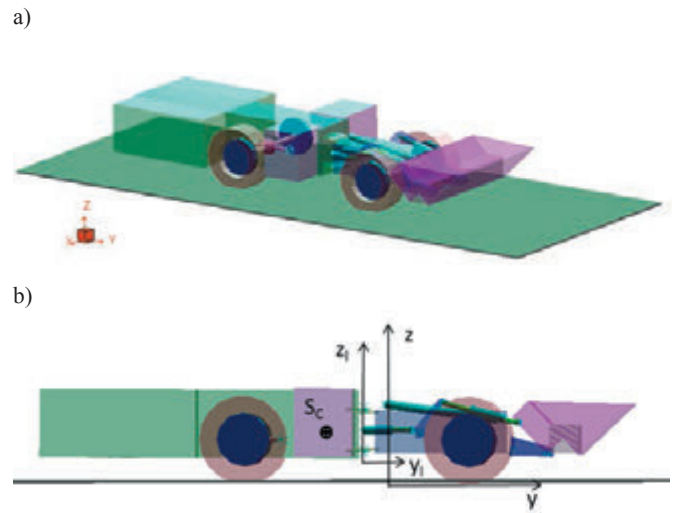
Rys. 2. Schemat kinematyczny ładowarki SLP8H

### Budowa modelu obliczeniowego ładowarki GHH SLP8H

Obiektem badań i analizy w niniejszej pracy jest górnicza ładowarka czołowa SLP8H firmy GHH, której widok ogólny i schemat strukturalny przedstawiono na rysunkach 1 i 2 [2]. Maszyna ma typową budowę z łamanym korpusem zbudowanym z wózka przedniego 2 i ciągnika 3 połączonych przegubem głównym P zbudowanym z par kinematycznych  $P_G$  (przegub sferyczny III klasy) i  $P_D$  (para cylindryczna II klasy) (rys. 2). Tylna sztywna oś tworzy kołyskę 4 połączoną obrotowo z ciągnikiem 2 za pomocą przegubu kołyski E utworzonego z par kinematycznych  $E_p$  (przegub sferyczny III klasy) i  $E_T$  (para cylindryczna II klasy) (rys. 2). Przednia oś jest połączona sztywno z wózkiem 2. Łyżka maszyny 6 połączona jest obrotowo (pary  $K_p$  i  $K_L$ ) z elementami 5a i 5b osadzonymi obrotowo (pary  $M_L$  i  $M_p$ ) w wózku przednim. Koła  $k_1$ ,  $k_2$  maszyny są osadzone na osi przedniej wózka 3 za pomocą par obrotowych A i B, koła tylne  $k_3$ ,  $k_4$  maszyny połączone są parami obrotowymi C i D z osią kołyski 4.

Na kołach  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  i  $k_4$  są osadzone opony, które poprzez siły kontaktowe sprężysto-tłumiące tworzą oddziaływania maszyny z podłożem. Wszystkie człony układu są traktowane jako bryły sztywne, jedynymi elementami podatnymi są opony na kołach. W schemacie kinematycznym pominięto układ przeniesienia napędu od silnika do kół napędowych.

W ładowarce występują 3 liniowe wymuszenia kinematyczne modelujące napęd mechanizmu podnoszenia  $q_P^L$  i  $q_P^P$  (2 wymuszenia) i otwierania  $q_O$  (1 wymuszenie) łyżki 6 oraz



Rys. 3. Model ładowarki GHH SLP8H: a) widok ogólny, b) widok z wprowadzonymi układami współrzędnych – globalnym  $xyz$  i lokalnym  $x_i y_i z_i$  maszyny oraz środkiem ciężkości  $S_c$

dwa wymuszenia liniowe  $q_S^P$  i  $q_S^L$  napędu skrętu ładowarki (rys. 2).

Numeryczne badania symulacyjne zostały przeprowadzone w komputerowym systemie analizy dynamicznej LMS DADS [5]. Opracowano parametryczny model obliczeniowy ładowarki GHH SLP8H zbudowany na podstawie schematu kinematycznego przedstawionego na rysunku 2. Na rysunku 3 przedstawiono widok opracowanego modelu obliczeniowego ładowarki wraz z usytuowaniem układów współrzędnych – globalnego  $xyz$  leżącego na podłożu i lokalnego maszyny  $x_i y_i z_i$  usytuowanego w przegubie skrętu  $P_D$ .

Model ma właściwości masowe i geometryczne zgodne z ładowarką SLP8H. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry masowe członów. Interakcje kół ładowarki z podłożem zbudowano przy pomocy sił modelujących oddziaływanie opony z gruntem za pomocą obiektu typu Tire – Complex z biblioteki standardowych sił systemu LMS DADS [3, 5].

Ładowarka GHH SLP8H ma 4 jednakowe koła jezdne o promieniu zewnętrznym  $r_k = 0,767\text{m}$  i szerokości  $h_k = 0,554\text{m}$  (wymiarzy dla koła nieobciążonego). Na kołach maszyny są osadzone opony GOODYEAR 20.5R25. Widok i podstawowe dane techniczne opony przedstawiono na rysunku 4. Ciśnienie powietrza w oponach maszyny wynosi 6 bar dla kół na osi przedniej i 5,5 bar dla kół osadzonych na osi tylnej. Obciążenia osi i kół wynikające z masy ładowarki i ładunku przenoszonego w łyżce przedstawiono w tabeli 2.

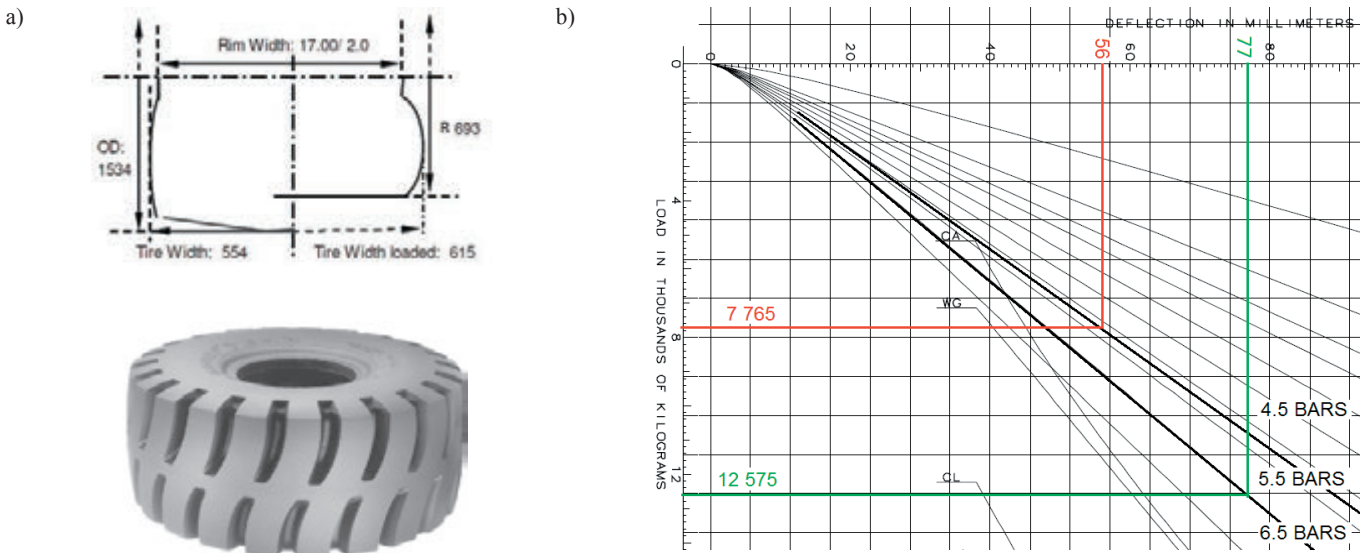
Dla przyjętego ciśnienia powietrza w oponach oraz danego obciążenia kół dla przypadku jazdy z ładunkiem (tab. 2) od-

Tabela 1. Podstawowe parametry masowe maszyny

Lp.	Nazwa członu	masa [kg]	Lp.	Nazwa członu	masa [kg]
1	Ciągnik 2	15 110	6	Koło $k_4$ – tył lewy	460
2	Wózek 3	5 762	7	Koło $k_3$ – tył prawy	460
3	Kołyska 4	2 856	8	Koło $k_2$ – przód lewy	460
4	Rama łyżki 5a i 5b	2 600	9	Koło $k_1$ – przód prawy	460
5	Łyżka 6	4 660	10	Ładunek w łyżce	8 000
	<b>Masa całkowita bez ładunku</b>	<b>32680</b>		<b>Masa całkowita z ładunkiem</b>	<b>40 680</b>

Tab. 2. Obciążenia osi i kół maszyny

	Z ładunkiem 8000 kg		Bez ładunku	
	Nacisk na oś [kg]	Nacisk na koło [kg]	Nacisk na oś [kg]	Nacisk na koło [kg]
Oś przednia	25 150	12 575	13 403	6 701,5
Oś tylna	15 530	7 765	19 277	9 638,5



Rys. 4. Podstawowe dane opony GOODYEAR 20.5R25: a) widok opony, b) nomogram podstawowych parametrów technicznych

czytano z dostarczonego nomogramu ugięcie, obciążeń i ciśnień (rys. 4b) ugięcia:

- opona przednia – ugięcie 0,077 m,
- opona tylna – ugięcie 0,056 m.

Dla określonych nacisków na koła oraz uzyskanych odkształceń opon (ugięcie) wyliczono sztywności promieniowe  $k_{rp}$  i  $k_{rt}$  dla modeli opon zamontowanych na kołach na osiach:

- oś przednia –  $k_{rp} = 1\,602$  kN/m,
- oś tylna –  $k_{rt} = 1\,360$  kN/m.

**Badania symulacyjne dynamiki jazdy ładowarki SLP8H**

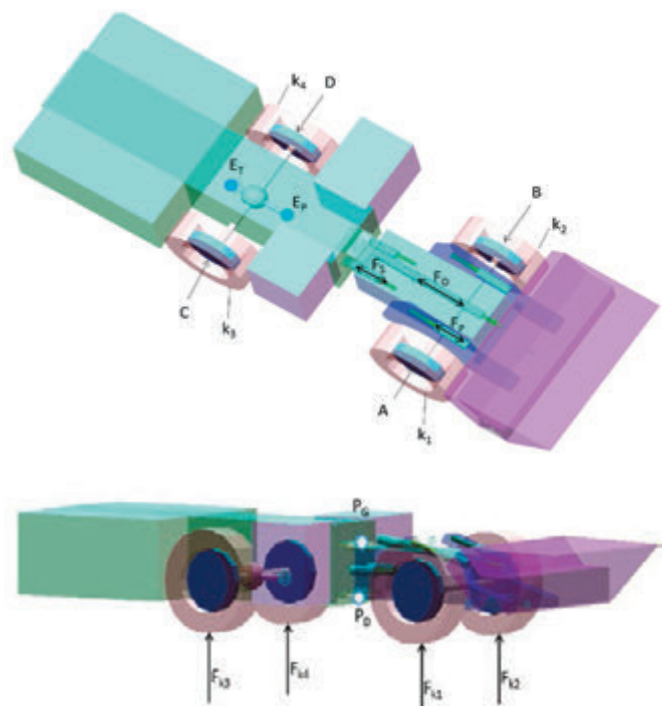
Celem badań przeprowadzonych w niniejszej pracy było określenie obciążeń dynamicznych występujących w ładowarce podczas jazdy po terenie z nierównościami oraz określenie wpływu prędkości jazdy i charakteru przeszkód na poziom sił oddziaływania występujących w parach kinematycznych oraz siłownikach napędowych. Podczas badań dokonano również porównania stanu obciążenia dynamicznego maszyny z obciążeniem w stanie statycznym.

Badania symulacyjne polegały na komputerowej symulacji jazdy ładowarki na wprost po podłożu z nierównościami. Analizy i obliczenia były przeprowadzone dla maszyny obciążonej masą 8000 kg umieszczoną w łyżce oraz dla dwóch prędkości jazdy: nominalnej  $v_1 = 7,2$  km/h (2 m/s) i maksymalnej  $v_2 = 11,5$  km/h (3,19 m/s).

Przedmiotem zainteresowania i analizy były wartości następujących wielkości kinematycznych i dynamicznych ładowarki (rys. 5):

- a) położenia środków A, B, C, D kół podczas jazdy oraz sił oddziaływania  $F_{k1}$ ,  $F_{k2}$ ,  $F_{k3}$ ,  $F_{k4}$  opon kół  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  i  $k_4$  z podłożem,

- b) sił oddziaływania  $F_{EP}$  w przednim łożysku kołyski  $E_P$  i  $F_{PG}$  w górnym przegubie skrótu  $P_G$ ,
- c) wypadkowej siły  $F_P$  w siłownikach podnoszenia łyżki  $q_p^L$  i  $q_p^P$ , siły  $F_o$  w siłowniku otwierania łyżki  $q_o$



Rys. 5. Oznaczenie podstawowych parametrów wybranych do badań symulacyjnych



d) wypadkowej siły  $F_s$  w siłownikach skrętu ładowarki  $q_p^L$  i  $q_p^P$ .

Zaplanowano przeprowadzenie, w celu określenia przebiegów i wartości przedstawionych wyżej wielkości kinematycznych i dynamicznych, symulacji postoju oraz jazdy maszyny po podłożu z nierównościami.

### Badanie symulacyjne postoju ładowarki SLP8H

W pierwszej kolejności przeprowadzono analizę obciążenia podstawowych węzłów konstrukcyjnych ładowarki w czasie postoju. Symulacja polegała na badaniu stanu maszyny stojącej nieruchomo ( $v = 0$  m/s) na kołach na podłożu poziomym. Celem tej analizy było wyznaczenia wartości sił i ugięć opon kół występujących w maszynie w stanie statycznym. Wartości parametrów uzyskane z tej analizy posłużą do przeprowadzenia analiz i porównania obciążenia maszyny na postoju i podczas jazdy. Na rysunku 6 przedstawiono ogólny schemat symulacji [2].

W tabeli 3 zebrano i przedstawiono wyniki obliczeń. Składowe wektorów sił są podawane względem głównego układu odniesienia (rys. 3).

Analizując wyniki obliczeń należy zauważyć, że środek ciężkości maszyny  $S_c$  podczas postoju nie leży w osi wzdłużnej  $y_l$  układu, a jest przesunięty na jego lewą stronę ( $x_l^{S_c} = -0,097$  m). Skutkuje to większym ugięciem  $u_2$  i większą siłą oddziaływania  $F_{k2}$  z podłożem opony koła  $k_2$  przedniego lewego w porównaniu z wartościami dla koła prawego  $k_1$ . Wynika to z osadzenia kół przednich na osi sztywno połączonej z wózkiem. Koła tylne  $k_3$  i  $k_4$  osadzone na osi wahliwej są symetrycznie obciążone.

### Badania symulacyjne jazdy ładowarki SLP8H po terenie z przeszkodami

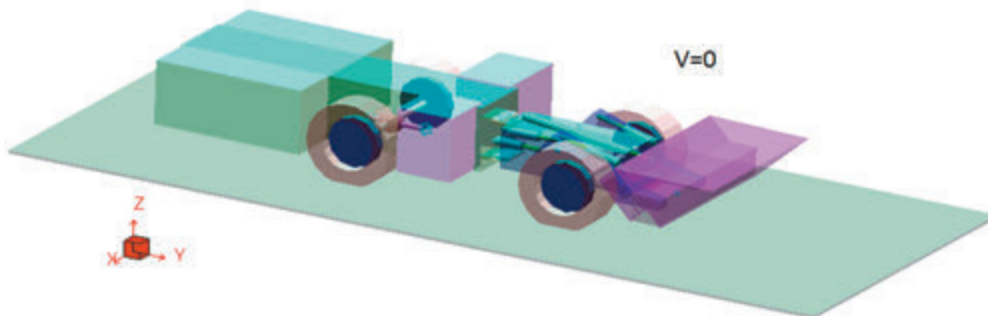
Podczas analiz przeprowadzono szereg badań symulacyjnych jazdy ładowarki po terenie z symetrycznymi i niesymetrycznymi przeszkodami o różnych profilach. W szczególności zostały przeanalizowane następujące przypadki jazdy ładowarki:

- najazdu na przeszkodę wszystkimi kołami,
- najazdu na przeszkodę lewymi kołami,
- zjazdu z uskoju wszystkimi kołami,
- zjazdu z uskoju prawymi kołami,
- jazdy ładowarki po nierównościach o profilu sinusoidalnym.

Maksymalna wysokość  $h_k$  nierówności podłoża wynosi 15% promienia koła  $r_k$  ( $h_k^{\max} = 0,1$  m).

Badania symulacyjne polegały na modelowaniu jazdy ładowarki przez przeszkodę znajdującą się na torze jazdy i przejechaniu odcinka drogi ze stałą prędkością. Na rysunku 7 przedstawiono ogólne schematy poszczególnych symulacji. Każdą symulację przeprowadzono dla dwóch prędkości jazdy:  $v_1 = 7,2$  km/h (2 m/s), czas symulacji  $t = 5$  s, przejechana droga  $s = 10$  m oraz  $v_2 = 11,5$  km/h (3,19 m/s – maksymalna prędkość maszyny), czas symulacji  $t = 3,5$  s, przejechana droga  $s = 11,16$  m [2].

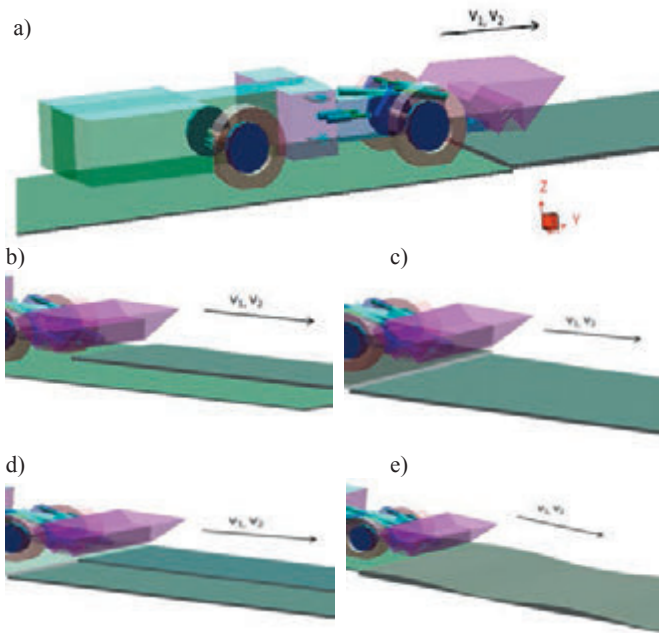
Poniżej przedstawiono na wykresach wybrane wyniki symulacji najazdu ładowarki na przeszkodę symetryczną (rys. 7a), której profil w postaci przebiegu zmian wysokości nierówności  $h_k$  wzdłuż osi toru jazdy maszyny zamieszczono na rysunku 8 [2].



Rys. 6. Schemat przeprowadzonej symulacji – ładowarka w spoczynku  $v=0$  m/s

Tab. 3. Wartości wyznaczonych ugięć i sił

Ugięcia opon		Siły oddziaływania opon na podłożu		Siły w siłownikach	
$u_1$	0,074 m	$F_{k1}$	118,4 kN	$F_P$	255,1 kN
$u_2$	0,080 m	$F_{k2}$	128,3 kN	$F_o$	128,0 kN
$u_3$	0,056 m	$F_{k3}$	76,1 kN	$F_s$	0,92 kN
$u_4$	0,056 m	$F_{k4}$	76,1 kN		
Siła w przednim $E_p$ łożysku kołyski		Siła w górnym $P_G$ przegubie skrętu		Siła w dolnym $P_D$ przegubie skrętu	
$F_{EP}^x$	0 N	$F_{PG}^x$	14,6 kN	$F_{PD}^x$	-14,7 kN
$F_{EP}^y$	0 N	$F_{PG}^y$	202,3 kN	$F_{PD}^y$	-200,4 kN
$F_{EP}^z$	44,2 kN	$F_{PG}^z$	32,2 kN	$F_{PD}^z$	0 N
$F_{EP}$	44,2 kN	$F_{PG}$	205,4 kN	$F_{PD}$	200,9 kN



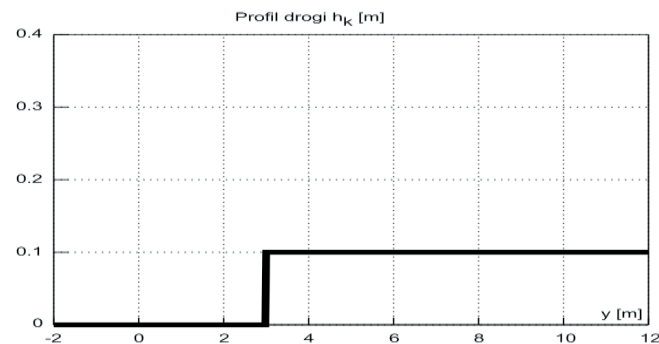
Rys. 7. Schematy przeprowadzonych symulacji jazdy ładowarki:  
 a) najazd na przeszkodę, b) najazd na przeszkodę lewymi kołami, c) najazd na uskok, d) najazd na uskok prawymi kołami, e) jazda po nierównościach o sinusoidalnym profilu

Na kolejnych rysunkach zamieszczono wyniki obliczeń w postaci przebiegów w czasie: położen środków A, B, C i D kół oraz sił oddziaływania  $F_{k1}$ ,  $F_{k2}$ ,  $F_{k3}$  i  $F_{k4}$  opon kół  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  i  $k_4$  z podłożem (rys. 9), sił oddziaływania  $F_{PG}$  w górnym przegubie skrótu  $F_G$  oraz sił oddziaływania  $F_{EP}$  w przednim łożysku kołyski  $E_p$  (rys. 10), sił  $F_p$  i  $F_o$  w siłownikach podnoszenia i otwierania łyżki oraz siły  $F_s$  w siłowniku skrótu ładowarki (rys. 11) dla prędkości  $v_1$  jazdy ładowarki, zaś na rys. 12, 13 i 14 przebiegi tych samych parametrów dla prędkości jazdy  $v_2$ .

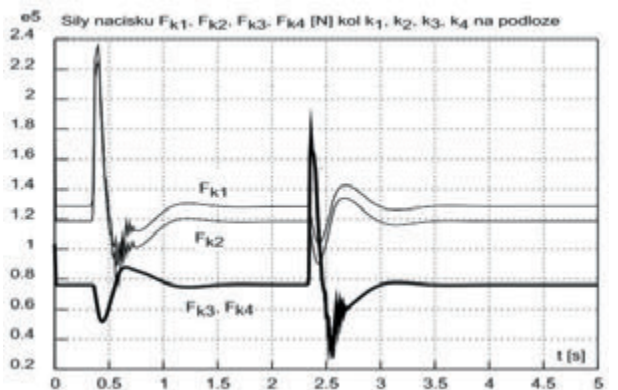
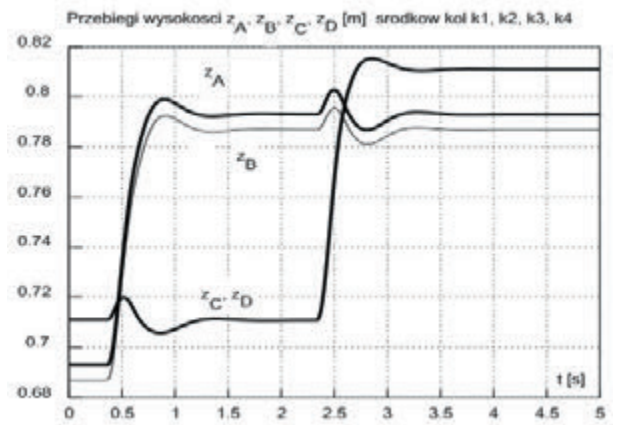
W celu łatwiejszego przeanalizowania otrzymanych rezultatów badań w tabeli 4 zebrano wybrane wyniki symulacji przedstawionej na rys. 9–14 oraz obliczeń, których schematy pokazano na rysunkach 7b–e, ale ich wyników nie zamieszczono w niniejszej pracy. Pełny zestaw symulacji, analiz i wyników obliczeń zawarto w pracy [2].

Do analiz porównawczych wybrano następujące wielkości występujące w wybranych węzłach maszyny:

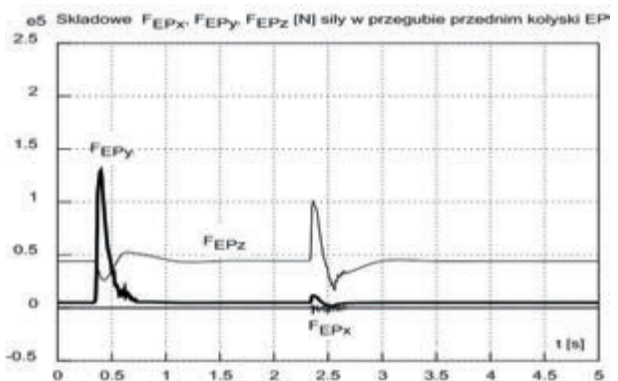
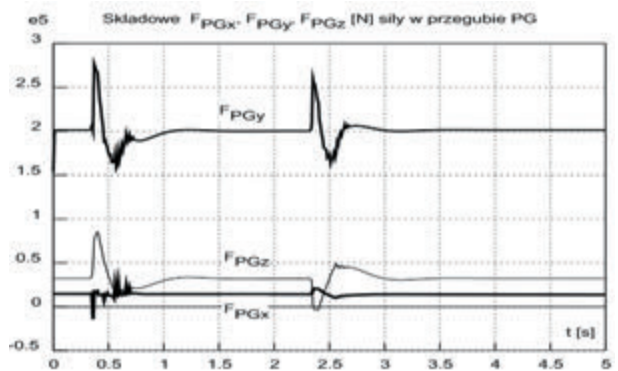
- a) siłę  $F_{k2}$  nacisku na podłoże koła  $k_2$  (dla symulacji najazdu na uskok prawymi kołami wybrano siłę  $F_{k1}$  koła 1),
- b) wypadkową siły oddziaływania  $F_{PG}$  w górnym przegubie skrótu ,
- c) wypadkowe siły  $F_p$  w siłowniku podnoszenia oraz  $F_o$  w siłowniku opuszczania,



Rys. 8. Przekrój drogi w kierunku jazdy ładowarki

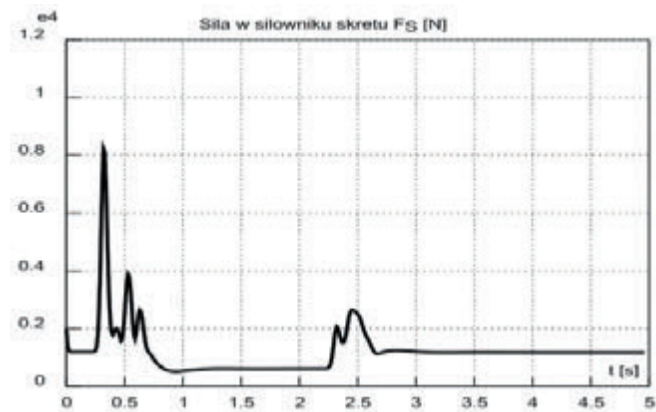
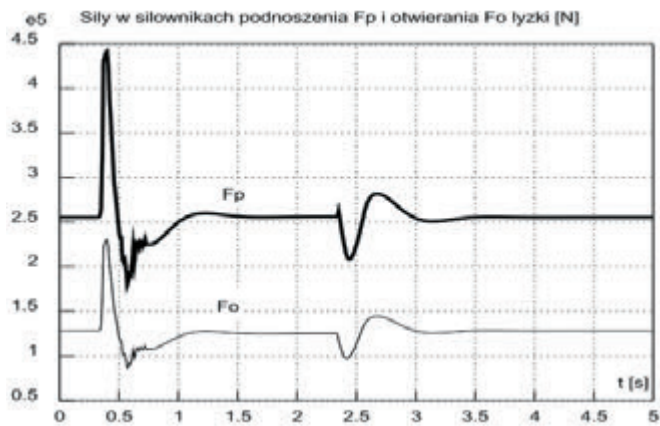


Rys. 9. Przebiegi zmiany wysokości środków A, B, C, D kół oraz przebiegi sił nacisku  $F_{k1}$ ,  $F_{k2}$ ,  $F_{k3}$ ,  $F_{k4}$  kół 1, 2, 3, 4 na podłoże podczas jazdy ładowarki z prędkością  $v_1$

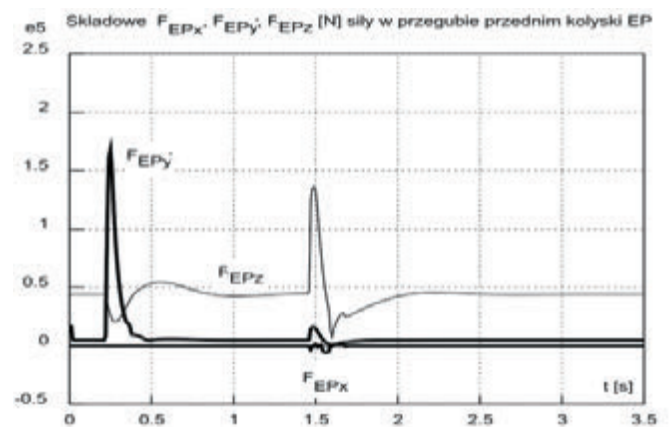
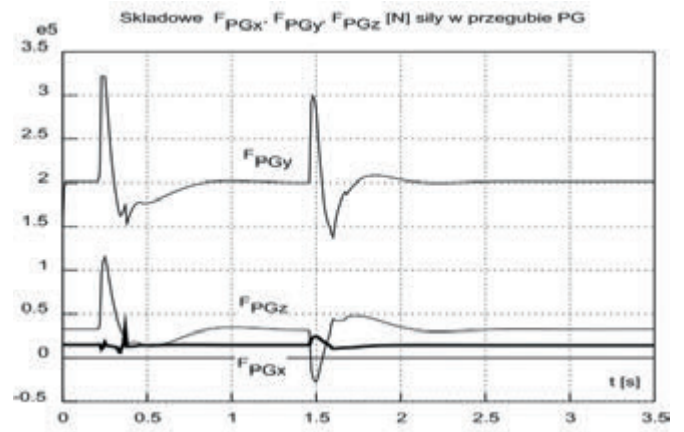


Rys. 10. Przebiegi składowych sił  $F_{PGx}$ ,  $F_{PGy}$ ,  $F_{PGz}$  w górnym przegubie skrótu  $P_G$  i składowych  $F_{EPx}$ ,  $F_{Epy}$ ,  $F_{EPz}$  w przednim przegubie kołyski  $E_p$  podczas jazdy ładowarki z prędkością  $v_1$

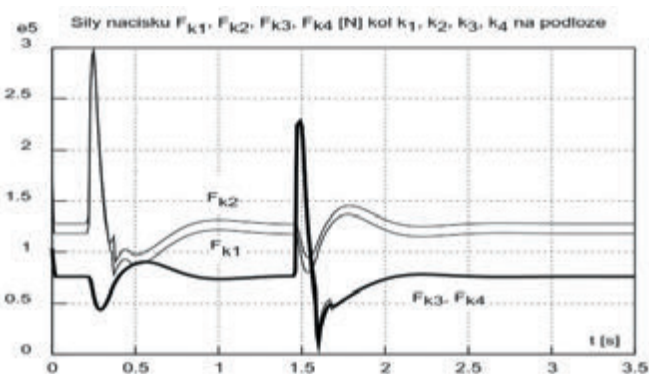
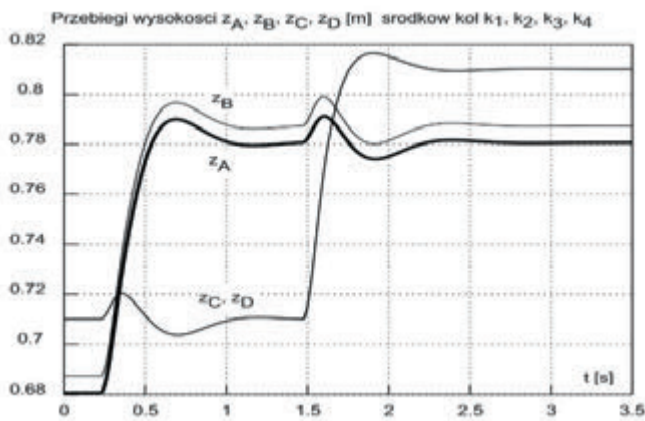




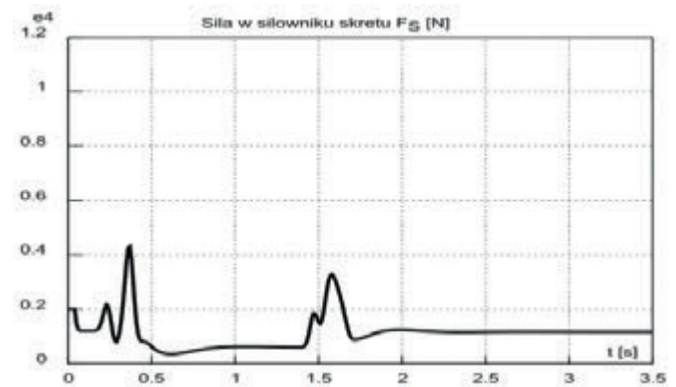
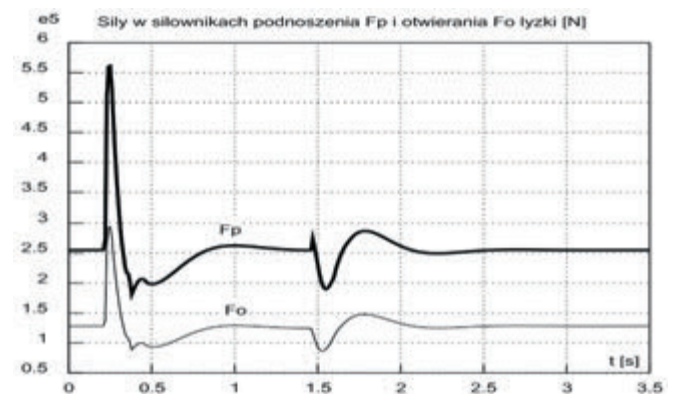
Rys. 11. Przebiegi sił w silownikach podnoszenia  $F_p$  i otwierania  $F_o$  łyżki oraz skretu  $F_S$  podczas jazdy ładowarki z prędkością  $v_1$



Rys. 13. Przebiegi składowych sił  $F_{PGx}$ ,  $F_{PGy}$ ,  $F_{PGz}$  w górnym przegubie skretu  $P_G$  i składowych  $F_{EPx}$ ,  $F_{EPy}$ ,  $F_{EPz}$  w przednim przegubie kołyski  $E_p$  podczas jazdy ładowarki z prędkością  $v_2$



Rys. 12. Przebiegi zmiany wysokości środków A, B, C, D kół oraz przebiegi sił nacisku  $F_{k1}, F_{k2}, F_{k3}, F_{k4}$  kół 1, 2, 3, 4 na podłoże podczas jazdy ładowarki z prędkością  $v_2$



Rys. 14. Przebiegi sił w silownikach podnoszenia  $F_p$  i otwierania  $F_o$  łyżki oraz skretu  $F_S$  podczas jazdy ładowarki z prędkością  $v_2$

Tabela 4. Wybrane wyniki liczbowe przeprowadzonych symulacji

Lp.	Typ symulacji	$F_{k2}$ [kN] ( $F_{k1}$ dla 8 i 9)	$F_{PG}$ [kN]	$F_P$ [kN]	$F_O$ [kN]	$F_S$ [kN]
1.	Postój	128	202	255	128	0,95
2.	Najazd na przeszkodę ( $v_1$ )	236	276	442	230	1,1
3.	Najazd na przeszkodę ( $v_2$ )	296	322	561	294	4,1
4.	Najazd na przeszkodę lewymi kołami ( $v_1$ )	225	336	348	179	91,2
5.	Najazd na przeszkodę lewymi kołami ( $v_2$ )	286	395	400	210	96,1
6.	Najazd na uskok ( $v_1$ )	209	304	415	218	2,1
7.	Najazd na uskok ( $v_2$ )	210	314	412	214	8,1
8.	Najazd na uskok prawymi kołami ( $v_1$ )	202	245	337	173	39,8
9.	Najazd na uskok prawymi kołami ( $v_2$ )	217	275	341	174	45,0
10.	Jazda po nierównościach o profilu sinusoidalnym ( $v_1$ )	147	220	289	147	2,9
11.	Jazda po nierównościach o profilu sinusoidalnym ( $v_2$ )	166		327	167	3,1

d) wypadkową siłę  $F_s$  w siłowniku skrętu ładowarki.

W tabeli 4 przedstawiono maksymalne wartości powyższych parametrów.

Dokonując przeglądu zebranych w tabeli wyników można sformułować następujące wnioski:

- oddziaływania dynamiczne wynikające z jazdy po nierównościach znacząco zwiększają obciążenie układu w porównaniu ze stanem statycznym. Dla przeprowadzonych symulacji w krańcowym przypadku obciążenie wzrastało o 130% (najazd na przeszkodę z  $v_2$  – poz. 3 tab. 4) w porównaniu z postojem (poz. 1 tab. 4),
- zwiększenie prędkości jazdy zwykle skutkowało powiększeniem obciążenia. Przy wzroście prędkości z  $v_1$  (7,2 km/h) do  $v_2$  (11,5 km/h) obciążenie rosło nawet o 25% (najazd na przeszkodę z  $v_2$  – poz. 3 tab. 4). Nie w każdym przypadku wzrost prędkości zwiększa znacząco obciążenie maszyny. Powiększenie obciążenia maszyny z powodu wzrostu prędkości jazdy układu zależy bowiem od rodzaju nierówności. Pokonywanie przeszkód powoduje większy wzrost obciążenia niż przejazd przez uskok. Najazd na uskok (poz. 6 i 7) nie powodował praktycznie żadnych zmian w obciążeniu przy zwiększeniu prędkości z  $v_1$  do  $v_2$ ,

- niesymetryczne pokonywanie przeszkód czy uskoków (poz. 4, 5 i 8, 9 w porównaniu z poz. 1, 2, 3 i 6, 7 tab. 4) powoduje znaczne zwiększenie obciążenia w siłownikach skrętu oraz w przegubie skrętu.

### Wnioski końcowe

Przedstawione wybrane wyniki badań symulacyjnych jazdy ładowarki pokazały znaczący wpływ oddziaływań dynamicznych na obciążenie podstawowych węzłów konstrukcyjnych. Oddziaływania te powstają w wyniku jazdy maszyny po nierównym podłożu. Poziom obciążenia dynamiczne zależy zarówno od charakteru i rodzaju nierówności jak i od prędkości jazdy maszyny.

Badania symulacyjne jazdy ładowarki wydają się koniecznym elementem projektowania tych maszyn. Analizy wyników symulacji pozwolą określić wielkości obciążeń dynamicznych maszyny, które są znacząco większe od oddziaływań statycznych i powinny być uwzględniane podczas prac projektowych przy obliczeniach wytrzymałościowych. Znajomość stanu obciążenia pozwoli zaplanować prawidłowe parametry eksploatacji maszyny, aby osiągnąć wzrost wydajności układu przy zapewnieniu niezawodnej i długotrwałej pracy.

### Literatura

- [1] Adamczyk E., Synteza strukturalna i geometryczna wieloczołowych ustrojów nośnych maszyn roboczych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1992
- [2] Bałchanowski J., Karliński J., Rusiński E., Wyznaczenie parametrów dynamicznych ładowarki kopalnianej (analiza kinematyczna i dynamiczna modelu ładowarki). Raporty serii SPR. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska, Wrocław, 2013
- [3] Bałchanowski J., Gronowicz A., The simulation researches of the car driving system. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms., Vol. 6. Gearing reliability tribology transportation machinery Oulu, Finland, 1999
- [4] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L., Dynamika maszyn roboczych. WNT, Warszawa 1996
- [5] Haug E. J.: Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems. Allyn and Bacon, Boston 1989
- [6] Pieczonka K., Maszyny urabiające: podstawy urabiania i przemieszczania. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1988
- [7] Pieczonka K., Inżynieria maszyn roboczych, część 1: podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu, 2007