

BARTNICKI Adam  
MUSZYŃSKI Tomasz  
RUBIEC Arkadiusz  
SPRAWKA Piotr<sup>1</sup>

### **ANALIZA OBCIĄŻEŃ NOWOPROJEKTOWANEGO ZAWIESZENIA ODPORNEGO NA ZAGROŻENIA TYPU IED**

*Obecnie prowadzone operacje militarne (Irak, Afganistan,) pokazały, że jednym z największych zagrożeń bezpieczeństwa poruszających się w konwojach pojazdów są Improvizowane Ładunki Wybuchowe. Na podstawie doświadczeń stwierdzono, że nie istnieją struktury całkowicie odporne na falę wybuchu. Referat opisuje ideę wahaczy układu zawieszenia ze specjalnym osłabionym węzłem konstrukcyjnym, ulegającym kontrolowanemu zniszczeniu w momencie eksplozji. Zaprojektowanie docelowych elementów wymaga przeprowadzenia badań w celu określenia obciążeń eksploatacyjnych układu zawieszenia.*

### **LOADS ANALYSIS OF NEWLY DESIGNED IED RESISTANT SUSPENSION**

*Ongoing military operations (Iraq, Afghanistan,) showed that one of the biggest security threats moving in convoys of vehicles are IED. Based on experience, it was found that there aren't structures completely resistant to the explosion wave. The paper describes the idea arms suspension system with a special joint with lower level of strength, undergoing a controlled destroy at the detonation time. Design target elements requires testing to determine loads of the suspension system during vehicle drive.*

#### **1. WSTĘP**

Umowy i zobowiązania międzynarodowe jakie w ostatnich latach zawarła Polska, powodują, że Siły Zbrojne RP coraz częściej uczestniczą w konfliktach militarnych w krajach Bliskiego Wschodu (Irak, Afganistan).

Prowadzone w ramach misji stabilizacyjnych działania bojowe pokazały, że największe zagrożenie dla życia i sprzętu stanowią ataki terrorystyczne, prowadzone z wykorzystaniem:

---

<sup>1</sup>Wojskowa Akademia Techniczna im. Jarosława Dąbrowskiego, 00 - 908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2,  
tel. +48 22 683 71 07, e - mail: abartnicki@wat.edu.pl, tmuszynski@wat.edu.pl, arubiec@wat.edu.pl,  
psprawka@wat.edu.pl

- a) różnego rodzaju zagrożeń balistycznych (pociski pistoletowe i karabinowe, granaty ręczne, granaty RPG);
- b) min i ostrzału artyleryjskiego (min przeciwpancernych, przeciwpiechotnych, kierunkowych, pocisków moździerzowych i artyleryjskich);
- c) improwizowanych ładunków wybuchowych (*ang. Improvised Explosive Device*) IED - budowanych w oparciu o dostępny na danym terenie materiał wybuchowy i amunicję saperską z siłą rażenia dostosowaną do zniszczenia określonego celu.

Najbardziej niebezpieczne i nieprzewidywalne zagrożenie stanowią ładunki IED [3]. Asymetryczne działania bojowe prowadzone przez terrorystów pokazały, że nie istnieją struktury całkowicie odporne na oddziaływanie fali wybuchu spowodowanej Improwizowanymi Ładunkami Wybuchowymi (rys.1).



Rys.1 Pojazdy o podwyższonej odporności na działanie wybuchu po detonacji IED: a) amerykański CUGUAR, b) czołg ABRAMS

Terroryci prowadzą zamachy w celu zniszczenia nie tylko siły żywej, lecz coraz częściej w celu jak największej destrukcji sprzętu przeciwnika.

Budowane obecnie pojazdy specjalistyczne (CUGUAR, Buffalo, Cheetah), są uodparniane" na zagrożenia związane z oddziaływaniem IED poprzez zastosowanie wzmocnionego pancerza w określonej klasie (np. wg STANAG 4569). Modernizowanie istniejących lub budowanie nowych pojazdów z osłonami balistycznymi wprowadza pewne ograniczenia związane z ich użyciem (np. zwiększona masa, zmniejsza ich mobilność). Ponadto wraz z wielkością opancerzenia znacznie rosną koszty wytworzenia tego typu sprzętu.

W przypadku, gdy nie jest wymagana ochrona zdrowia i życia ludzkiego (roboty misji IED/EOD, roboty wsparcia taktycznego, Rozpoznawcze Bezzałogowe Platformy Lądowe) pożądane jest opracowanie innego (o znacznie mniejszych kosztach) rozwiązania konstrukcyjnego odpornego na zagrożenia typu IED.

## 2. KONCEPCJA ZAWIESZENIA ODPORNEGO NA ZAGROŻENIA IED

Ponieważ pierwszą z kolei na którą, w przypadku detonacji miny pułapki, oddziałuje fala wybuchu, a zarazem najwrażliwszą częścią pojazdu (roboty) jest jego podwozie, zatem zespół Katedry Budowy Maszyn WAT wraz z Instytutem Odlewnictwa z Krakowa oraz

gdyńską firmą Hydromega podjął się opracowania i wykonania specjalnego układu zawieszenia odpornego na działanie zagrożeń typu IED.

Odmierna od prezentowanych dotychczas (osłony balistyczne) koncepcja zakłada stworzenie nowego układu zawieszenia, które będzie ulegało kontrolowanemu zniszczeniu pod wpływem działania ładunku wybuchowego o energii wybuchu równoważnej TNT o masie 3,5 - 4 kg. Zawieszenie przejmując podczas detonacji część energii powinno ulec destrukcji nie naruszając (przemieszczając) węzłowych punktów mocowania jego elementów do ramy. Koncepcja zakłada, że nowoprojektowany układ musi być w pełni funkcjonalny (zwiększać mobilność terenową pojazdu bazowego), i możliwie niwelować obciążenia dynamiczne powstałe podczas jazdy po nierównościach terenowych. Dlatego zdecydowano o zastosowaniu zawieszenia hydropneumatycznego [1,5].

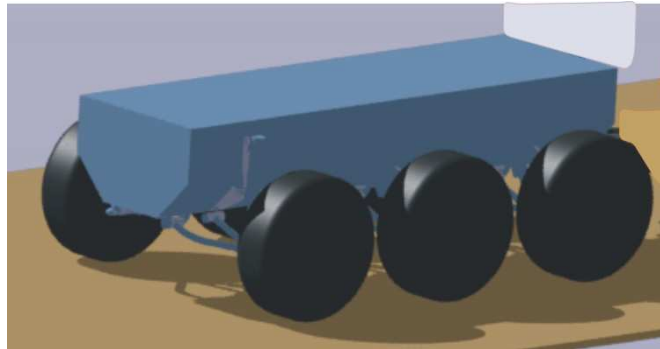
Jednocześnie główne elementy przenoszące obciążenia (wahacze) powinny być w pełni odporne na obciążenia eksploatacyjne wynikające z jazdy w rejonach (drogi gruntowe, bezdroża itp.) gdzie występują zagrożenia związane z IED.

W celu zaprojektowania nowego wahacza należało zidentyfikować obciążenia układu zawieszenia występujące podczas eksploatacji bezzałogowego obiektu mobilnego. Aby tego dokonać opracowano jego model symulacyjny.

### 3. MODEL SYMULACYJNY

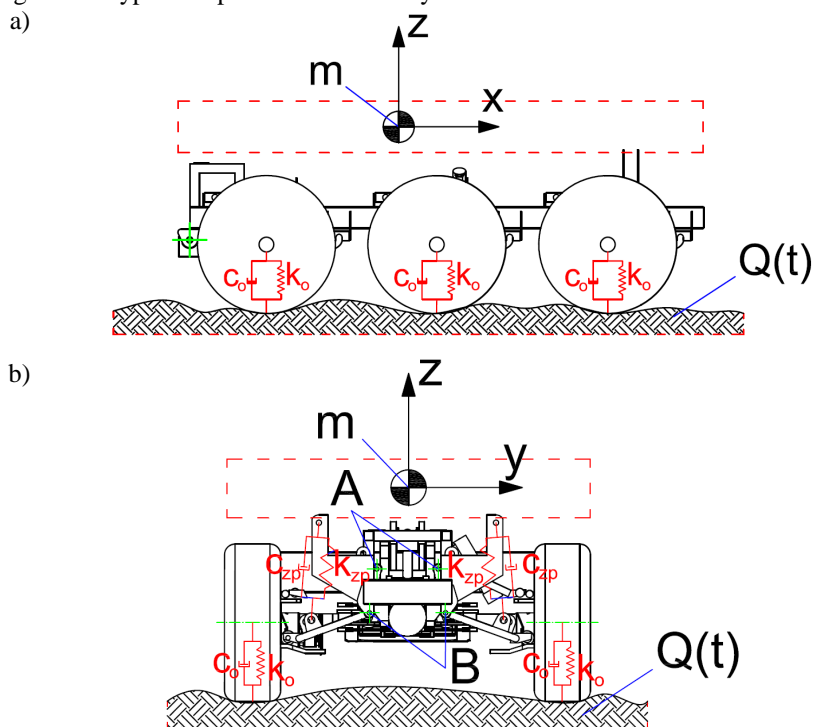
Model symulacyjny bezzałogowego obiektu mobilnego służący do identyfikacji obciążeń eksploatacyjnych nowoprojektowanego zawieszenia stworzono, korzystając z metody układów wielocłonowych (*ang. MULTIBODY*) i oprogramowania MD Adams/View. Przy jego opracowywaniu przyjęto następujące założenia upraszczające:

- masa całkowita pojazdu wynosi 3750 kg, przy czym masa nadwozia  $m = 3400$  kg;
- położenie środka masy  $m$  i jej wartość wynika z analizy masowej przeprowadzonej na modelu geometrycznym (rys.2) obiektu mobilnego opracowanym w środowisku CATIA;
- początek globalnego układu współrzędnych w chwili początkowej znajduje się w punkcie środka masy  $m$  (rys.3), a orientacja jego osi zgodna jest z układem przedstawionym na rysunku 3;
- podłoże, po którym porusza się pojazd jest nieodkształcalne;
- model poddano wymuszeniu kinematycznemu  $Q$ ;
- uwzględniono sztywność promieniową opony (ugięcie statyczne 0,05m) oraz bezwymiarowy współczynnik tłumienia  $\xi=0,15$ , na podstawie których wyznaczono współczynniki sztywności  $k_o$  i tłumienia  $c_o$  promieniowego kół;
- uwzględniono podatność układu zawieszenia wszystkich osi bezzałogowego obiektu mobilnego (współczynniki  $k_{zp}$  i  $c_{zp}$ );
- układ hydroaktywnego zawieszenia zastąpiono liniowymi elementami sprężysto - tłumiącymi;
- punkty  $A$  i  $B$  stanowią punkty obrotu wahaczy zawieszenia;
- uwzględniono masy nieresorowane poszczególnych osi, a ich wartości i położenia środków mas poszczególnych elementów zawieszenia pojazdu wynikają z modelu geometrycznego (rys.2).



Rys. 2. Model geometryczny bezałogowego obiektu mobilnego odpornego na zagrożenia typu IED

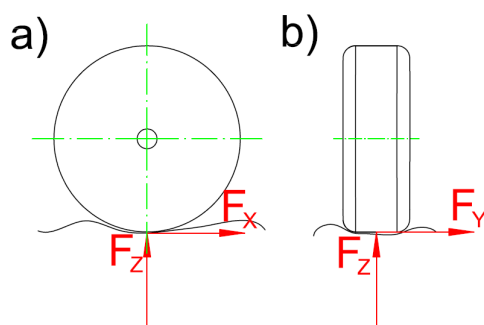
Schemat przedstawiający model fizyczny bezałogowego obiektu mobilnego odpornego na zagrożenia typu IED przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Model fizyczny bezałogowego obiektu odpornego na zagrożenia typu IED

Ponieważ docelowo pojazd poruszać się będzie po drogach polnych i gruntowych jako wymuszenie kinematyczne  $Q$  wykorzystano profil drogi wykorzystywany do badania

układów zawiesznień rolniczych ciągników kołowych – „Rougher track” o długości 35,04 m zgodnie z normą ISO 5008 Agricultural wheeled tractors and field machinery – Measurement of whole-body vibration on the operator. Nierówności w niej występujące mają charakter losowy i są inne dla prawej i lewej burty pojazdu.

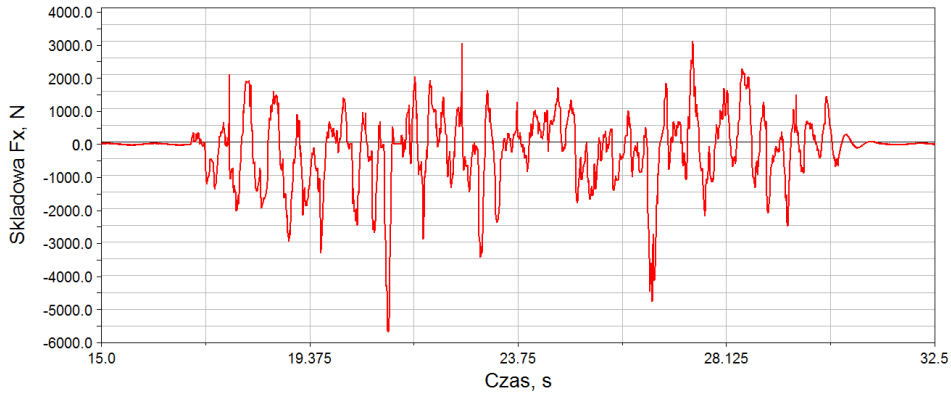


Rys.4. Składowe sił pod kołami pojazdu zgodnie z orientacją globalnego układu współrzędnych podczas badań symulacyjnych: a) widok koła z boku, b) widok koła od czola

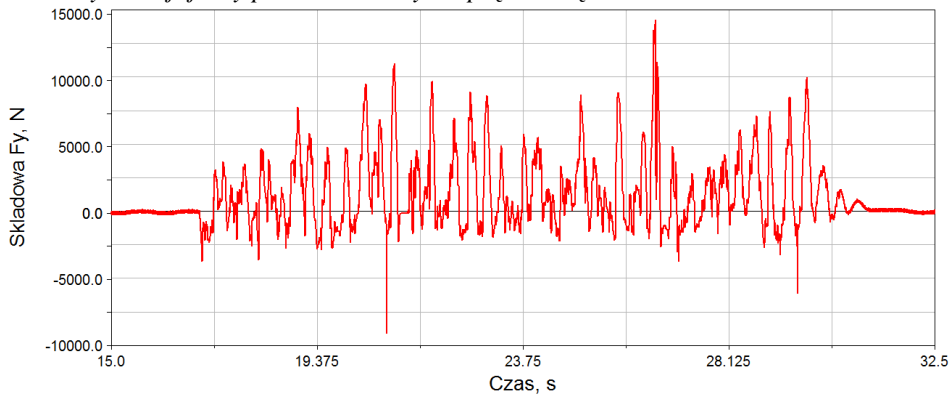
Zgodnie z normą, w przypadku wykorzystania „Rougher track” należy przeprowadzić badania z prędkościami jazdy wynoszącymi 4, 5, i 7 km/h. Ponieważ nowoprojektowane zawieszenie zastosowane będzie w pojeździe bezzałogowym (brak człowieka na pokładzie) badania jego obciążeń przeprowadzono z prędkościami jazdy wynoszącymi: 5, 10, 15 km/h. Podczas symulacji rejestrowano wartości sił wypadkowych występujących w punkcie styku koła z podłożem oraz poszczególne jej składowe (rys.4).

#### 4. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

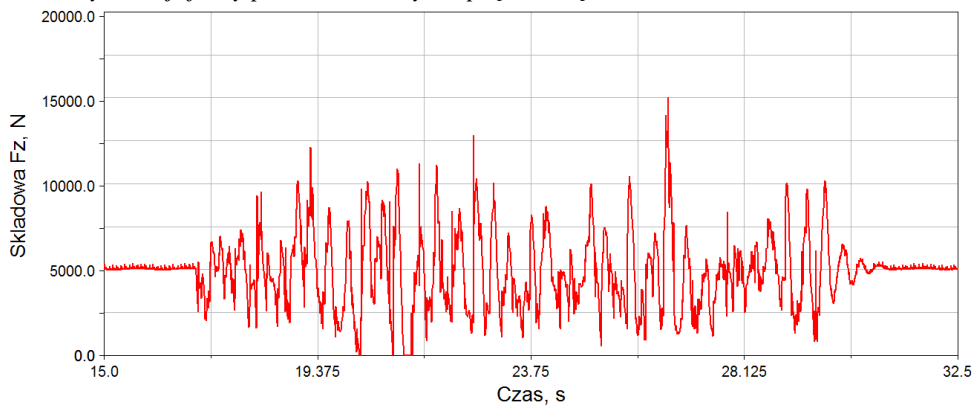
Na rejestrowanych podczas badań symulacyjnych przebiegach czasowych (rys.5 – 8) zmiany wartości poszczególnych składowych siły, odczytywano maksymalną wartość  $F_x$  podczas próby i w chwili czasu jej wystąpienia wartości pozostałych składowych  $F_y$ ,  $F_z$ . Analogicznie postępowano przy wystąpieniu maksymalnej wartości składowej  $F_y$ , i  $F_z$ . Następnie odczytywano największą wartość sumy wektorowej siły  $F$  i dla niej poszczególne składowe. Największe obciążenia podczas jazdy zanotowano dla wahacza prawego osi przedniej. Wyniki badań symulacyjnych zestawiono w tabeli 1.



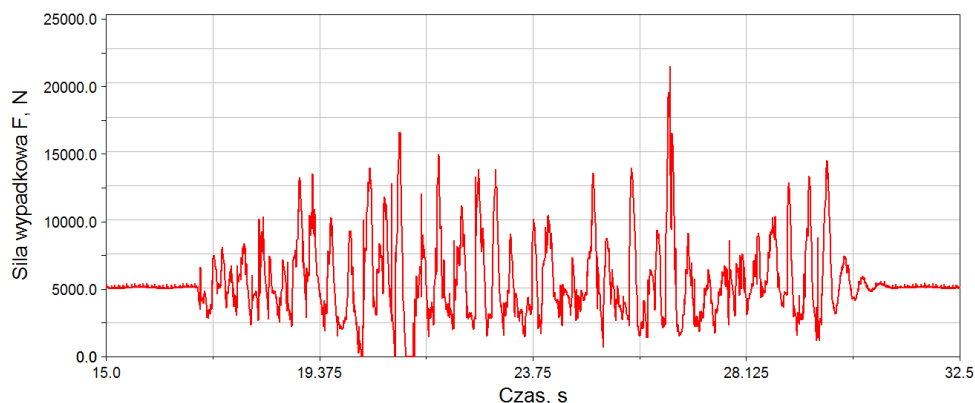
Rys.5. Przebieg czasowy zmiany wartości składowej siły  $F_x$  koła przedniego prawego, podczas symulacji jazdy po torze testowym z prędkością 10 km/h



Rys.6. Przebieg czasowy zmiany wartości składowej siły  $F_y$  koła przedniego prawego, podczas symulacji jazdy po torze testowym z prędkością 10 km/h



Rys.7. Przebieg czasowy zmiany wartości składowej siły  $F_z$  koła przedniego prawego, podczas symulacji jazdy po torze testowym z prędkością 10 km/h



Rys.8. Przebieg czasowy zmiany wartości sumy wektorowej siły  $F$  koła przedniego prawego, podczas symulacji jazdy po torze testowym z prędkością 10 km/h

Tabela 1. Wyniki badań symulacyjnych obciążeń zawieszenia

	Prędkość jazdy, km/h		
	5	10	15
<b>Max <math>F_x, N</math></b>	- 3000 N	- 5646 N	-9700 N
$F_y, N$	4500 N	11384 N	12250 N
$F_z, N$	6200 N	11016 N	16631 N
$F_x, N$	1000 N	- 4200 N	-8500 N
<b>Max <math>F_y, N</math></b>	7500 N	14000 N	15156 N
$F_z, N$	10000 N	14000 N	14000 N
$F_x, N$	-2500 N	1524 N	-9614 N
$F_y, N$	7500 N	16000 N	15156 N
<b>Max <math>F_z, N</math></b>	10100 N	15000 N	17050 N
$F_x, N$	-2100s N	-3850 N	-9614 N
$F_y, N$	7450 N	14001 N	15156 N
$F_z, N$	10025 N	14166 N	17050 N
<b>Max <math>F, N</math></b>	12600 N	20290 N	24750 N

Największe obciążenie układu zawieszenia podczas badań symulacyjnych uzyskano w przypadku jazdy pojazdu z prędkością wynoszącą 15 km/h. Dla tego typu wymuszenia kinematycznego maksymalny uzyskany współczynnik nadwyżek dynamicznych  $k_d$  w stosunku do pionowej siły statycznej występującej na kole  $F_z$  wynosił ok. 2,5. Dlatego nie badano przypadku poruszania się pojazdu z prędkością pełzającą po bardzo dużych

nierównościach. Współczynnik nadwyżek dynamicznych wynoszący 2,5 powoduje większą wartość siły oddziaływującej na zawieszenie niż w przypadku quasistatycznego obciążenia, gdy trzy koła nie mają kontaktu z podłożem. Wówczas obciążenie pojedynczego wahacza będzie dwukrotnie większe w stosunku do równomiernego statycznego obciążenia wszystkich kół pojazdu..

Dodatkowo przeprowadzono badanie obciążenia układu zawieszenia (głównie przedniej osi) podczas gwałtownego procesu hamowania pojazdu na betonie. Proces hamowania podczas symulacji modelowano w sposób umożliwiający uzyskanie opóźnienia wynoszącego  $8 \text{ m/s}^2$  zgodnie z zależnością [6]

$$a = \mu_s \cdot g \quad (1)$$

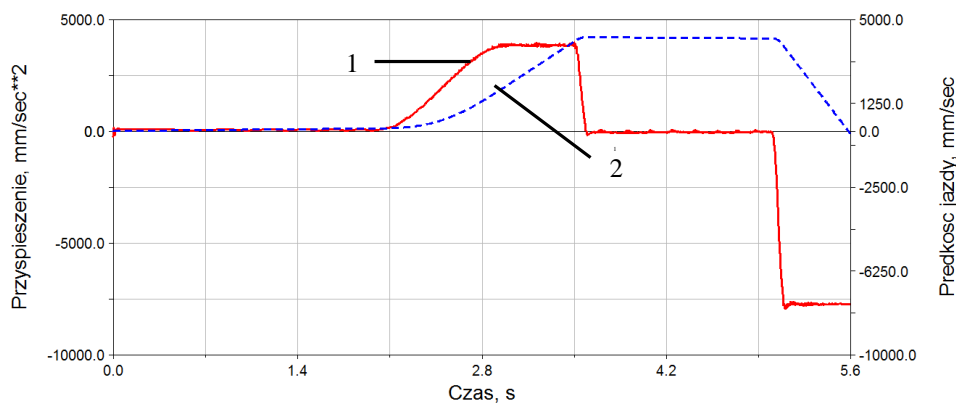
gdzie:

$a$  - opóźnienie hamowania,  $\text{m/s}^2$ ;

$\mu_s$  - ślizgowa wartość współczynnika przyczepności (dla betonu 0,7 - 0,9);

$g$  - przyspieszenie ziemskie  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

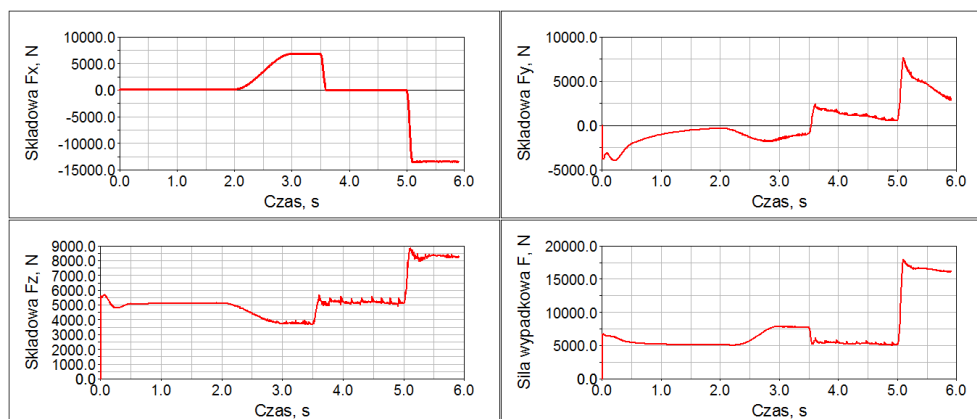
Hamowanie następowało z prędkości  $15 \text{ km/h}$  do całkowitego zatrzymania pojazdu. Przebieg czasowy zmiany wartości prędkości pojazdu oraz przyspieszenia (opóźnienia) środka masy  $m$  wzdłuż osi X globalnego układu współrzędnych podczas symulacji procesu hamowania przedstawiono na rysunku 9.



Rys.9. Przebieg czasowy zmiany wartości przyspieszenia (1) i prędkości liniowej (2) punktu środka masy  $m$  w kierunku X osi globalnego układu współrzędnych

Przebiegi czasowe zmiany wartości składowych siły  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  i ich sumy wektorowej  $F$  podczas symulacji procesu hamowania modelu bezzałogowego obiektu lądowego odpornego na zagrożenia typu IED przedstawiono na rys. 10.





Rys.10. Przebiegi czasowe zmiany wartości składowych siły występującej pod prawym przednim kołem podczas symulacji procesu hamowania

Maksymalna wartość sumy wektorowej  $F$  składowych  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  podczas symulacji procesu hamowania z prędkości  $15 \text{ km/h}$  do 0 z opóźnieniem hamowania wynoszącym  $8 \text{ m/s}^2$  wyniosła  $17500 \text{ N}$ . Jest to wartość mniejsza niż w przypadku wyników uzyskanych w trakcie jazdy pojazdu (tab.1). Wartość pionowej siły  $F_z$  oddziaływującej na koło podczas procesu hamowania wzrosła o 50 % w stosunku do wartości obciążenia statycznego.

## 5. PODSUMOWANIE

Coraz częstsze ataki terrorystyczne, których celem jest sprzęt wojskowy (w tym roboty) spowodowały potrzebę stworzenia nowego i zarazem taniego systemu odporności mobilnych obiektów bezałogowych na zagrożenia typu IED (najgroźniejsze).

Znajomość obciążeń eksploatacyjnych zawieszenia była konieczna do opracowania i zaprojektowania nowych wahaczy. W celu ich identyfikacji opracowano modelu pojazdu poddany wymuszeniu kinematycznemu.

Przeprowadzone badania symulacyjne modelu umożliwiły określenie wartości sił oddziaływujących bezpośrednio na koła, zarówno podczas jazdy jak i procesu hamowania. Ich znajomość umożliwi zamodelowanie elementów nośnych (wahaczy) zawieszenia z wykorzystaniem metody MES oraz ich zaprojektowanie wraz ze specjalnie osłabionym węzłem konstrukcyjnym. Krytyczne wartości obciążeń w modelu uzyskano dla osi przedniej w przypadku jazdy z prędkością  $15 \text{ km/h}$ . Uzyskane na drodze symulacyjnej wyniki powinny zostać zweryfikować na obiekcie rzeczywistym.

Ponieważ podatność zawieszenia realizowana będzie na drodze hydropneumatycznej w celu opracowania poprawnego modelu MES należy zbadać zachowanie się układu (zaworów przeciążeniowych, elementów wykonawczych) pod wpływem gwałtownie (quasiskokowo) narastającego obciążenia spowodowanego wybuchem.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Borkowski W., Rybak P., Michałowski B.: *Influence of tracked vehicle suspension type on dynamic loads of crew and inside equipment*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.13, No.4, 2006
- [2] ISO 5008
- [3] Sprawka P., *Analiza zagrożeń związanych z stosowaniem IED w Iraku i Afganistanie*, WAT, Warszawa 2009
- [4] STANAG 4569
- [5] Uys P.E., Els P.S., Thoresson M.: *Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds*, Journal of Terramechanics, vol.44, Issue 2, April 2007
- [6] Wierciński J. i inni, *Wypadki drogowe-elementy analizy technicznej i opiniowania*, WKiŁ Warszawa 1985