

INFLUENCE OF TRACKED VEHICLE SUSPENSION TYPE ON DYNAMIC LOADS OF CREW AND INSIDE EQUIPMENT

Wacław Borkowski, Piotr Rybak, Bogusław Michałowski

Military University of Technology
ul. S. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa
tel.: +48 22 6839752, fax: +48 22 6837370
e-mail: p.rybak@wme.wat.edu.pl

Abstract

In the paper were described threats that can happened to combat vehicles during warfare as well as peacekeeping and stabilising missions. Special attention was pay to suspension and its influence on dynamic load level acting on crew and inside equipment, also in aspect of combat task realization – main gun shooting.

The main goal was to work out model of combat vehicle – the tank – equipped with conventional (individual with rod spring) and hydro-pneumatic suspension. Were presented adopted assumption as well as methodology of building mathematical model of investigated object. Parameters of the model were adopted for hypothetical vehicle based on literature data for such kind of vehicles and experts knowledge. The model was verified based on results of authors experimental tests as well as on literature data. Investigations of influence of dynamic loads on vehicle and crew were realised based on simulated drives on different kind of roads and during crossing of-road common obstacles. Results of numerical investigations of self-supporting body of combat vehicle and crew were presented on drawings and charts.

Presented methodology make possible multi-variant investigations of combat vehicles operated in complex road condition as well as other multi-axial vehicles as early as construction or modernization stage.

Keywords: combat vehicle, tank, suspension, input function, dynamic loads

WPLYW RODZAJU ZAWIESZENIA POJAZDU GAŚNIENICOWEGO NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE ZAŁOGI I WYPOSAŻENIA WEWNĘTRZNEGO

Streszczenie

W pracy opisano zagrożenia jakie mogą spotykać wozy bojowe podczas działań wojennych oraz w misjach pokojowych i stabilizacyjnych. Szczególną uwagę zwrócono na zawieszenie i jego wpływ na poziom obciążeń dynamicznych działających na członków załogi oraz wyposażenie wewnętrzne, również w aspekcie realizacji zadań bojowych – strzelania z uzbrojenia głównego.

Głównym celem było opracowanie modelu wozu bojowego – czołgu – wyposażonego w zawieszenie konwencjonalne (indywidualne na walkach skrętnych) i hydro-pneumatyczne. Przedstawiono przyjęte założenia oraz metodykę budowy modelu matematycznego obiektu badań. Parametry modelu przyjęto dla hipotetycznego pojazdu w oparciu o dostępną literaturę dla tej klasy pojazdów i wiedzę ekspercką. Model zweryfikowano w oparciu o rezultaty własnych badań eksperymentalnych oraz dane literaturowe. Badania wpływu obciążeń dynamicznych na pojazd i załogę realizowano w oparciu o symulowane jazdy po różnych drogach i podczas pokonywania najczęściej spotykanych przeszkód terenowych. Rezultaty badań numerycznych samonośnego nadwozia wozu bojowego i załogi przedstawiono na rysunkach i wykresach.

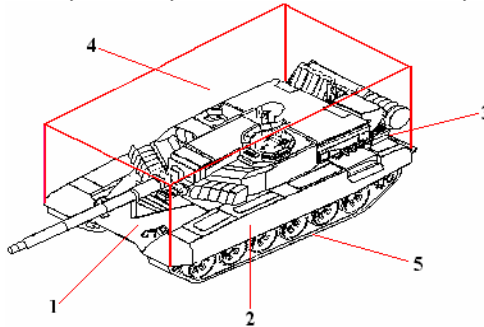
Zaprezentowana metodyka pozwala na wielowariantowe badanie wozów bojowych eksploatowanych w złożonych warunkach drogowych oraz innych pojazdów wieloosiowych już na etapie konstruowania lub modernizacji.

Słowa kluczowe: wóz bojowy, czołg, zawieszenie, wymuszenie, obciążenia dynamiczne

1. Wprowadzenie

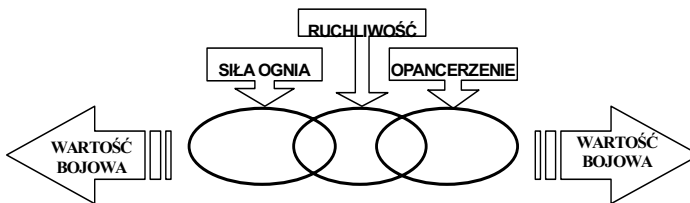
Minione i współczesne konflikty zbrojne (m.in. Angola, Bliski Wschód, Czeczenia, Jugosławia, Afganistan, Irak) potwierdzają tezę, że wozy bojowe (czołgi, bojowe wozy piechoty) stanowią i będą nadal stanowić podstawowy środek walki wojsk lądowych.

Przeznaczeniem czołgu na współczesnym i przyszłym polu walki jest m. in. wykonywanie zadań w warunkach bezpośredniego zagrożenia – rys.1.1: środkami porażającymi przeciwnika; wynikającymi z poruszania się w terenie z dużymi prędkościami. Obszary 1, 2, 3 i 4 odnoszą się do zagrożeń od środków ogniowych przeciwnika, a obszar 5 związany jest z oddziaływaniem min przeciwpancernych i obciążen dynamicznych od nierówności terenowych.



Rys 1.1. Obszary oddziaływania zagrożeń na pojazd bojowy
Fig. 1.1. Fig. 1.1. Areas of threats acting on combat vehicle

O wartości czołgu decydują jego główne cechy bojowe, tzn.: siła ognia, ruchliwość i opancerzenie – rys.1.2, które w myśl zasady łańcucha powinny być ogniwami o takiej samej wytrzymałości.



Rys. 1.2. Główne cechy bojowe czołgu
Fig. 1.2. Main combat features of the tank

Siła ognia czołgu charakteryzuje nie tylko rodzaj, ilość i jakość uzbrojenia, lecz również efektywność pocisków oraz jakość systemu stabilizacji i kierowania ogniem. Określa ona możliwość niszczenia z pewnej odległości wozów bojowych, środków ogniowych i innych obiektów opancerzonych w dowolnych warunkach klimatycznych i meteorologicznych, w dzień i w nocy.

Opancerzenie czołgu chroni w określonym stopniu załogę, uzbrojenie, amunicję, mechanizmy i urządzenia umieszczone wewnątrz kadłuba i wieży przed środkami ogniowymi przeciwnika. Opancerzenie charakteryzują: grubość płyt pancernych, kąty ich pochylenia, rodzaj materiału, z których jest wykonana kompozycja osłony pancernej, jak również technologia wykonania pancerza oraz systemy ochrony aktywnej.

Pod pojęciem ruchliwości rozumiemy zespół cech charakteryzujących zdolność jazdy i manewrowania wozu bojowego na polu walki na możliwym do występowania i o dowolnym kształcie podłożu. Jako najistotniejsze z tych cech należy wymienić:

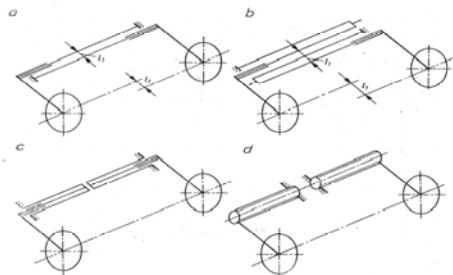
- parametry charakteryzujące ruch prostoliniowy,
- zwrotność,
- zdolność pokonywania terenu.

Ruchliwość czołgu decyduje o tempie wykonywania zadań bojowych. Jest ona również nierozdzielnie związana z pozostałymi cechami bojowymi (siłą ognia i opancerzeniem). Im większą ruchliwość posiada wóz bojowy, tym trudniejszy cel stanowi dla środków ogniowych przeciwnika, tym szybciej przekracza niebezpieczne odcinki oraz ma większe możliwości wykorzystania naturalnych osłon terenowych.

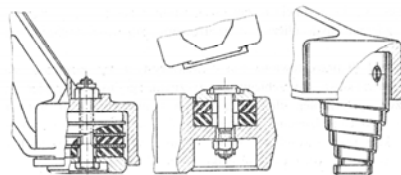
Osiągnięcie wysokiej ruchliwości wozu bojowego zależy od wielu czynników począwszy od konstrukcji zespołu napędowego i jezdnego poprzez systemy dowodzenia aż do warunków pracy i umiejętności mechanika kierowcy. Za najważniejsze z nich uważa się charakterystyki techniczne silnika, układu napędowego i jezdnego, a mianowicie:

- właściwości silnika i układu napędowego umożliwiające optymalne wykorzystanie mocy silnika i zapewniające uzyskanie wymaganej rozpiętości sił napędowych i prędkości jazdy,
- właściwości mechanizmów skrętu zapewniające dużą zwrotność pojazdu, w tym dużą prędkość kątową realizacji skrętu, płynne wejście w skręt i wyjście z niego,
- konstrukcję układu zawieszenia i jezdnego charakteryzującą zdolność do poruszania się w trudnych warunkach terenowych, w pełni wykorzystanie przyczepności do podłoża,
- jakość i precyzja układów sterowania czołgiem.

Aktualnie najbardziej rozpowszechnionymi są zawieszenia indywidualne z metalowymi elementami sprężystymi, głównie na wałkach skrętnych (większość czołgów) – rys.1.3 lub na sprężynach śrubowych (czołg Merkava MkI, II). W zawieszeniach na wałkach skrętnych trudno jest uzyskać pożądany przebieg charakterystyki sprężystości. Dlatego stosuje się dodatkowe elementy sprężyste włączające się w końcowej fazie ugięcia zawieszenia – rys.1.4. Jako elementy dodatkowe, będące jednocześnie ogranicznikami skoku kół, stosuje się sprężyny stożkowe lub poduszki gumowe. Dużo wydajniejsze są rozwiązania z zastosowaniem hydraulicznych ograniczników skoku (Leopard 2, Merkava Mk3) lub z tworzywa elastomerowego (PT-91).

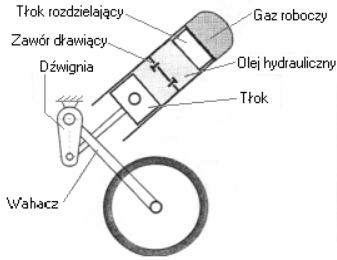


Rys. 1.3. Rodzaje zawiesznień na wałkach skrętnych [1]
Fig. 1.3. Types of torsion bar suspensions

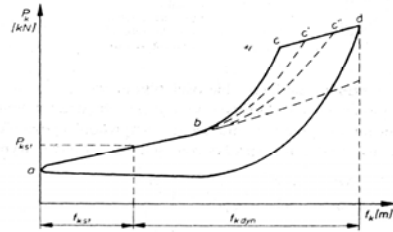


Rys. 1.4. Przykłady ograniczników skoku kół nośnych
Fig. 1.4. Examples of carrying wheels route limiters

Ze względu na dobre spełnienie wymogu nieliniowości charakterystyki sprężystości oraz niewielkiej sztywności w położeniu równowagi statycznej coraz częściej w czołgach stosuje się zawieszenia hydropneumatyczne (Leclerc, Challenger) – rys. 1.5 i 1.6. W zawieszeniach opartych na tym systemie można kształtować charakterystyki sprężystości i tłumienia, dostosowując ich przebieg do obciążenia pojazdu. Mając na uwadze to, że realizacja zadań bojowych odbywa się w różnych warunkach terenowych w pracy podjęto próbę jakościowej oceny wpływu zawieszenia na obciążenia dynamiczne członków załogi i wyposażenie wewnętrzne hipotetycznego czołgu.



Rys. 1.5. Schemat zawieszenia firmy Dunlop
Fig. 1.5. Scheme of Dunlop suspension

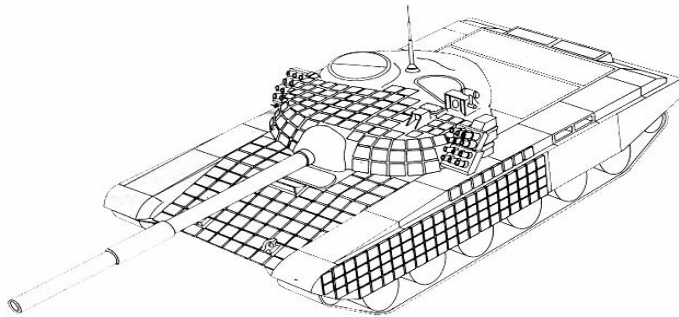


Rys. 1.6. Przykładowa charakterystyka zawieszenia hydropneumatycznego
Fig. 1.6. Example characteristic of hydropneumatic suspension

W szczególności rozważono dwa rodzaje najczęściej stosowanych zawiesznień kół nośnych: klasyczne na wałku skrętnym oraz hydropneumatyczne. Badania realizowano na EMC w oparciu o oryginalne oprogramowanie.

2. Badania modelowe

Jako obiekt badań przyjęto gąsienicowy wóz bojowy wzorowany na czołgu PT-91, sylwetkę którego przedstawia rys. 2.1.



Rys. 2.1. Sylwetka czołgu PT-91
Fig. 2.1. Combat vehicle PT-91

Jako główny cel badań przyjęto wykazanie możliwości zwiększenia płynności ruchu pojazdu poprzez zastąpienie klasycznego zawieszenia na wałkach skrętnych zawieszeniem hydropneumatycznym.

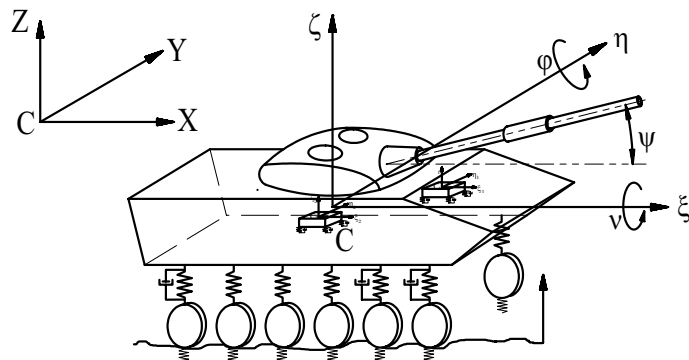
2.1. Model fizyczny obiektu badań

Uwzględniając zasadniczy cel badań (płynność ruchu pojazdu) opracowano model fizyczny o strukturze przedstawionej na rys. 2.2, złożony z brył sztywnych modelujących nadwozie, fotel z kierownicą oraz koła nośne połączonych ze sobą nieważkimi więziami sprężysto – tłumiącymi. Bryłom modelującym nadwozie i fotel przypisano po trzy stopnie swobody – przemieszczenie pionowe i przemieszczenia kątowe względem osi podłużnej i poprzecznej pojazdu, natomiast kołom nośnym po jednym stopniu swobody – przemieszczenie pionowe.

Ponadto przyjęto następujące założenia:

- rozkład mas pojazdu jest symetryczny, co oznacza, że momenty dewiacji są równe zero;

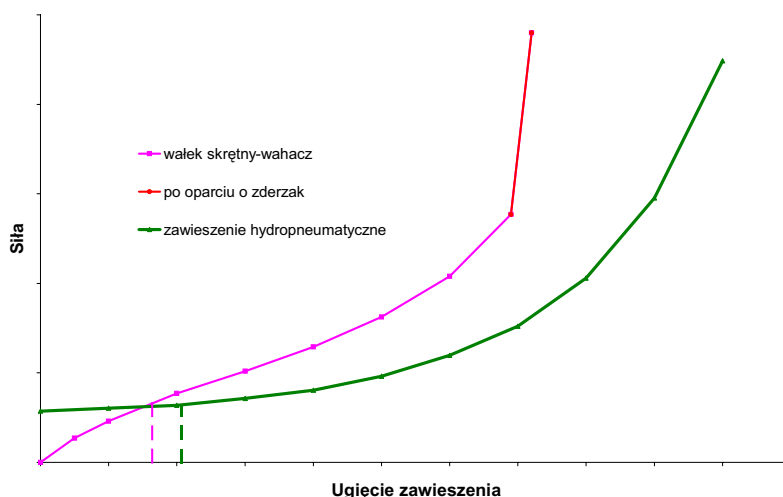
- układ jezdny składa się z określonej liczby kół lewej i prawej strony pojazdu zawieszonych indywidualnie na wahaczach wzdłużnych lub poprzecznych z wykorzystaniem jako elementów sprężystych wałków skrętnych albo elementów hydropneumatycznych. Możliwe jest również bezpośrednio połączenie kół z nadwoziem elementami sprężysto – tłumiącymi o zastępczych charakterystykach (wynikających z geometrii zawieszenia). Liczba kół nośnych po obu stronach pojazdu oraz charakterystyki ich zawiesznień mogą być różne;



Rys. 2.2. Model obiektu badań
Fig. 2.2. A numerical model of the object

- charakterystyki sprężystości i tłumienia mogą być liniowe lub nieliniowe, w zawieszeniu hydropneumatycznym uwzględniono napięcie wstępne elementów sprężystych;
- pomija się luzy we wszystkich skojarzeniach ruchowych (np. w przegubach zawieszenia);
- więzy nałożone na układ są holonomiczne i skleronomiczne, natomiast nałożone na koła są więzami jednostronnymi.

Na rys. 2.3. pokazano charakterystyki sprężystości zawieszenia analizowanego modelu.



Rys.2.3. Charakterystyki sprężystości: WS – walek skrętny-wahacz, HP – element hydropneumatyczny
Fig.2.3. Spring characteristics: WS - torsion bar-crank, HP – hydro-pneumatic element

Charakterystyka sprężystości układu wahacz – walek skrętny odpowiada istniejącemu rozwiązaniu natomiast charakterystyka zawieszenia hydropneumatycznego stosowanego do tej klasy wozów bojowych przyjęto wg [3].

2.2. Model matematyczny obiektu

Do sformułowania modelu matematycznego przyjęto następujące układy współrzędnych:

- globalny układ współrzędnych OXYZ, w którym formułowane są równania ruchu;
- lokalny układ współrzędnych Sxyz związany z modelem kadłuba, w którym opisuje się geometrię zawieszenia oraz definiuje masowe momenty bezwładności nadwozia;
- lokalny układ współrzędnych $C_1x_1y_1z_1$ związany z fotelem kierowcy, którym definiuje się współrzędne elementów sprężysto – tłumiących zwieszenia fotela i jego masowe momenty bezwładności.

Opracowano dwa modele matematyczne pojazdu: liniowy i nieliniowy. Pierwszy z nich jest wykorzystywany do analizy podstawowych właściwości dynamicznych czołgu, a w szczególności do wyznaczania częstotliwości i stowarzyszonych z nimi postaci drgań własnych. Jest on również przydatny do wstępnych badań dynamicznych i częściowego sprawdzenia algorytmu modelu nieliniowego. Równania ruchu sformułowano wykorzystując równanie Lagrange'a II rodzaju [2]. Funkcje energii kinetycznej, potencjalnej i rozproszenia określono wykorzystując zasady klasycznej mechaniki ruchu ciał sztywnych, przy czym w każdym przypadku zwrócono szczególną uwagę na wierne odwzorowanie geometrii zawieszenia. W konsekwencji otrzymano macierzowe równanie ruchu o postaci (2.1)

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F}(t), \quad (2.1)$$

gdzie: \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{K} – odpowiednio macierz bezwładności, tłumienia i sztywności układu,

\mathbf{F} – wektor obciążeń zewnętrznych wynikający z wymuszeń kinematycznych i siłowych,

\mathbf{q} – wektor uogólnionych współrzędnych o postaci,

$$\mathbf{q}^T = [z_1, \varphi_1, \vartheta_1, z, \varphi, \vartheta, z_{kli}, \dots, z_{nkl}, z_{kpi}, \dots, z_{nkp}],$$

$z_1, \varphi_1, \vartheta_1$ – przemieszczenia uogólnione fotela, odpowiednio: pionowe, kątowe względem osi poprzecznej i kątowe względem osi podłużnej pojazdu,

z, φ, ϑ – przemieszczenia uogólnione kadłuba analogicznie jak dla fotela,

z_{kli}, z_{kpi} – przemieszczenia kół nośnych, odpowiednio: lewych i prawych.

Wszystkie współrzędne uogólnione mierzone są od położenia równowagi statycznej.

Do sformułowania modelu nieliniowego wykorzystano zasadę d'Alemberta otrzymując układ równań równowagi dynamicznej o postaci (2.2)

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t), \quad (2.2)$$

w którym \mathbf{M} , \mathbf{q} mają identyczne znaczenie jak w wyrażeniu (2.1), natomiast \mathbf{Q} jest wektorem uogólnionych sił reprezentujących siły sprężystości, tłumienia oraz wymuszenie zewnętrzne (siłowe lub kinematyczne).

Charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących mogą mieć dowolną postać określoną zależnością funkcyjną lub być aproksymowane linią łamaną o dowolnej liczbie odcinków.

Istotnym problemem w analizie nieliniowej jest wyznaczenie położenia równowagi statycznej rozważanego modelu fizycznego. W opracowanym algorytmie realizowane jest to poprzez rozwiązanie przyrostowego, nieliniowego równania równowagi statycznej (zlinearyzowanego na kroku przyrostowym) (2.3)

$$\mathbf{K}(\mathbf{q})\Delta\mathbf{q} = \Delta\mathbf{G}, \quad (2.3)$$

gdzie $\mathbf{K}(\mathbf{q})$ jest macierzą sztywności określoną dla każdego kroku przyrostowego według algorytmu jak w modelu liniowym, $\Delta\mathbf{q}$ jest przyrostem wektora uogólnionych przemieszczeń, natomiast $\Delta\mathbf{G}$ przyrostem wektora sił ciężkości elementów modelu.

Dla obu modeli matematycznych opracowano algorytmy i program komputerowy do ich analizy. Kod źródłowy programu został napisany w języku FORTRAN. W aktualnej wersji program umożliwia analizę drgań własnych i wymuszonych pojazdów gąsienicowych z indywidualnym zawieszeniem kół nośnych poddanych działaniu typowych wymuszeń kinematycznych i siłowych, a mianowicie: toru sinusoidalnego, progę, pojedynczej nierówności w postaci garbu, przeciwskarpę [4], wymuszenia losowego oraz oddziaływania uzbrojenia głównego podczas strzelania .

Wyniki obliczeń wyprowadza się w postaci plików łatwych do dalszej obróbki za pomocą specjalistycznego oprogramowania narzędziowego.

2.3. Drgania własne

W pierwszym etapie analizy rozwiązano uogólnione zagadnienie na wartości własne [5]. Obliczone, podstawowe częstości drgań własnych modelu zestawiono w tabeli 2.1. W tabeli zawarto również częstości drgań własnych uzyskane z badań eksperymentalnych oraz wg danych literaturowych.

Tab. 2.1. Zestawienie porównawcze częstości drgań własnych modelu i pojazdu
Tab. 2.1. Comparison of natural frequencies of the model and object

Częstotliwość drgań [Hz]	Badania modelowe WS/HP^{*)}	Badania eksperymentalne i dane literaturowe
kątowe podłużne kadłuba	0.96 /0.37	0.6 – 1.0
pionowe kadłuba	1.61/0.96	1.1 – 2.0
siedziska	2.5	2.4 – 2.6

^{*)}WS – zawieszenie na wałkach skrętnych, HP – zawieszenie hydropneumatyczne

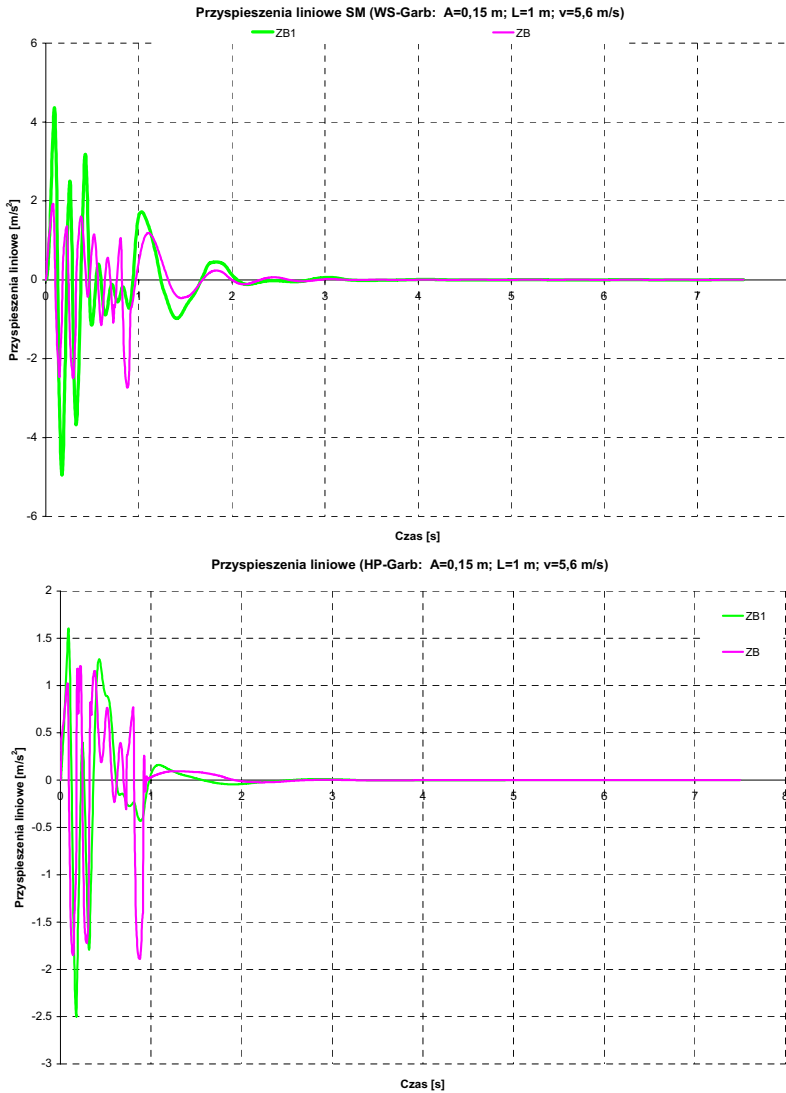
Można stwierdzić, że uzyskane częstości drgań własnych czołgu odpowiadają częstościom drgań własnych tej klasy pojazdów.

2.4. Wyniki badań modelowych

Opracowany model obiektu, wyposażony w zawieszenie na wałkach skrętnych lub hydropneumatyczne, poddano obciążeniu podczas przejazdów po drogach o zadanym profilu i parametrach odpowiadających typowym drogom czołgowym oraz pojedynczych nierówności mogących się niespodziewanie pojawić przed pojazdem.

Na rysunku 2.5 przedstawiono wybrane przebiegi czasowe przyspieszeń kadłuba pojazdu i siedziska kierowcy podczas przejazdu przez pojedynczą nierówność typu garb poprzeczny, dla pojazdu zawieszono konwencjonalnie na wałkach skrętnych – WS oraz na elementach hydropneumatycznych – HP.

W tabeli 2.2 zestawiono maksymalne wartości przyspieszeń pionowych będące rezultatem badań przy pokonywaniu przez czołg przeszkody typu przeciwskarpa. Obliczenia prowadzono dla przeciwskarpę o wysokości 0.6.m i dla różnych prędkości ruchu pojazdu zawieszono na analizowanych elementach sprężystych.



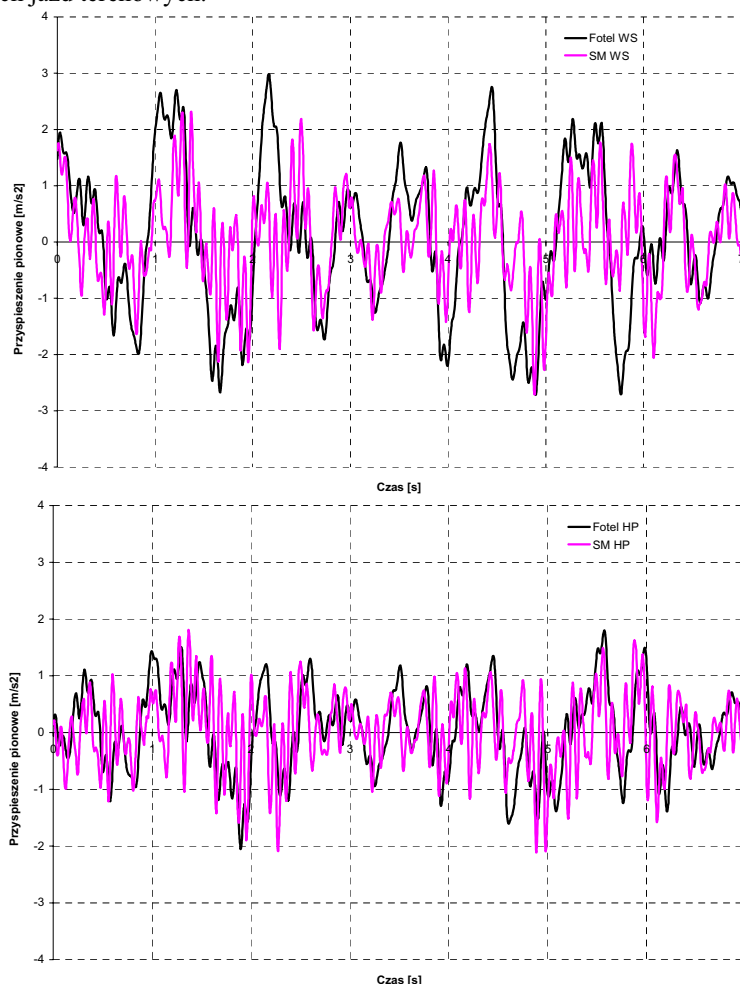
Rys. 2.6. Przyspieszenia pionowe środka masy ZB i kierowcy ZB1 podczas przejazdu przez pojedynczą nierówność typu garb

Fig. 2.6. Vertical accelerations of mass center ZB and driver ZB1 while transit through single inequality hump type

Tab. 2.2. Zestawienie wartości maksymalnych przyspieszeń podczas pokonywania przeciwskarp
 Tab. 2.2. Comparison of maximum values of accelerations while scarp defeating

Przyspieszenia pionowe [m/s ²]	Prędkość jazdy v=2m/s		Prędkość jazdy v=4m/s	
	Pojazd z WS	Pojazd z HP	Pojazd z WS	Pojazd z HP
środku masy kadłuba	4.6	4.1	16	11.5
siedziska kierowcy	14.7	10.8	36	27

Na rys. 2.6 przedstawiono przebiegi czasowe interesujących przyspieszeń podczas symulowanych jazd terenowych.



Rys. 2.6. Przebiegi przyspieszeń środka masy i fotela podczas jazd po drodze gruntowej
 Fig.2.6. Courses of accelerations center of mass and the arm-chair during drives along the ground way

W tabeli 2.3. zestawiono odchylenia standardowe przyspieszeń pionowych działających na środek masy kadłuba czołgu i siedzisko kierowcy podczas jazd terenowych dla założonych parametrów profilu drogi odpowiadających typowej drodze gruntowej.

Tab. 2.3. Zestawienie odchyleń standardowych przyspieszeń podczas jazd po dowolnych drogach
 Tab. 2.3. Comparison of acceleration standard deviations while moving on various roads

Przyspieszenia pionowe [m/s ²]	Prędkość jazdy v=2m/s		Prędkość jazdy v=4m/s	
	Pojazd z WS	Pojazd z HP	Pojazd z WS	Pojazd z HP
środką masy kadłuba	4.6	4.1	16	11.5
siedziska kierowcy	14.7	10.8	36	27

3. Wnioski końcowe

Przedstawione wyniki uzyskano z obliczeń wykonanych dla hipotetycznego czołgu i mają one charakter jakościowy. Daje się zauważyć, niezależnie od rodzaju pokonywanego terenu, wyraźne zmniejszenie obciążeń dynamicznych czołgu zawieszono na elementach hydropneumatycznych w stosunku do zawieszono na wałkach skrętnych. W odniesieniu do załogi zmniejszenie wartości obciążeń jest na poziomie od 20 – 40 %, a w przypadku obciążeń kadłuba od 12 – 30 %.

Opracowany model pojazdu jest uniwersalnym i pozwala realizować badania obciążeń dynamicznych załogi i wyposażenie wewnętrznych gąsienicowych wozów bojowych i pojazdów wieloosiowych. Badania można realizować wielowariantowo, uwzględniając między innymi:

- zmianę położenia środka masy pojazdu i parametrów masowych,
- zmianę wymuszenia,
- zmiany charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia (nieliniowe, liniowe),
- możliwość zmiany charakterystyk sprężystych i tłumiących kół jezdnych,
- różne charakterystyki właściwości podłoża,
- wpływ uszkodzeń układu jezdnego, a w szczególności elementów zawieszenia na właściwości dynamiczne pojazdu.

Opracowana metodyka badań numerycznych umożliwia:

- określenie obciążeń dynamicznych analizowanych obiektów badań i jego elementów,
- określenie obciążeń działających na członków załóg, desantu lub ładunku pojazdów,
- ocenę odporności wyposażenia wewnętrznych pojazdów bojowych,
- oszacowanie skutków działania obciążeń dynamicznych już na etapie projektowania lub modernizacji pojazdu.

Literatura

- [1] Chodkowski, A., W., *Konstrukcja i obliczanie szybkojeżdżących pojazdów gąsienicowych*, WKŁ Warszawa 1990.
- [2] Leyko, J., *Mechanika ogólna*, t.2. PWN 2006.
- [3] Materiały firmy *Horstman Defence Systems Ltd*, <http://www.horstman.co.uk/>.
- [4] Przysucha, J., *Analiza obciążeń dynamicznych pojazdu gąsienicowego podczas pokonywania przeszkód terenowych*, Rozprawa doktorska, WAT Warszawa 1998.
- [5] Borkowski, W., Konopka, S., Prochowski, L., *Dynamika maszyn roboczych*, WNT, Warszawa 1996.