

dr inż. Jacek Gniłka,
prof dr hab. inż. Arkadiusz Mężyk
Instytut Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej,
Politechnika Śląska
Wydział Mechaniczny Technologiczny
ul. Konarskiego 18A, 44-100 Gliwice, Polska
E-mail: jacek.gnilka@polsl.pl, arkadiusz.mezyk@polsl.pl

Identyfikacja doświadczalna oraz dobór cech dynamicznych układu jezdnego szybkobieżnego pojazdu gąsienicowego

Słowa kluczowe: *zawieszenie pojazdu gąsienicowego, identyfikacja własności zawieszenia, metoda układów wieloczłonowych, algorytmy genetyczne*

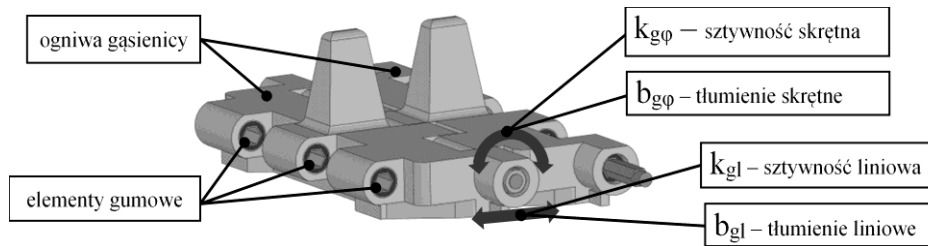
Streszczenie: Zróżnicowanie materiałowe podzespołów wchodzących w skład gąsienicowego układu jezdnego oraz stopień jego zużycia wpływają na trudność określenia wartości sił działających w tym układzie. W artykule poprzez zastosowanie metody optymalizacji algorytmami genetycznymi, przedstawiono sposób dostosowania parametrów modelu układu zawieszenia szybkobieżnego pojazdu gąsienicowego. Przeprowadzono badania doświadczalne ruchu pojazdu, w celu wyznaczenia charakterystyk wielkości kinematycznych wybranych punktów układu, które zostały przyjęte jako referencyjne. W rezultacie przeprowadzonych analiz otrzymano wyniki symulacji numerycznych, które zestawiono na wykresach i porównano z wynikami badań doświadczalnych. W końcowym etapie na podstawie przyjętego kryterium określono wartości tłumienia w amortyzatorach pojazdu.

1. Wstęp

Projektowanie i modyfikacja układów jezdnych pojazdów gąsienicowych odbywa się obecnie przy wsparciu numerycznych symulacji ruchu pojazdu działających w konwencji układów wieloczłonowych. Poprzez zastosowanie tego typu analiz możliwe jest obniżenie kosztów związanych z nakładami na badania doświadczalne; skróceniu ulega także czas wdrożenia projektu do produkcji. Istotne z punktu widzenia odwzorowania charakteru ruchu pojazdu jest uwzględnienie wpływu oddziaływania gąsienicy na układ zawieszenia, dzięki czemu możliwy jest precyzyjny dobór elementów składowych zawieszenia.

W skład konwencjonalnego układu gąsienicowego pojazdu wchodzi nie tylko elementy metalowe, ale również tuleje wykonane z gumy lub innego materiału [17]. Zróżnicowanie materiałowe podzespołów oraz czas eksploatacji powodują trudność w określeniu sił występujących w ogniwach gąsienicy. Zmiana parametrów opisujących zjawiska występujące w tym układzie (Rys.1) wpływa bezpośrednio na charakter pracy całego zawieszenia pojazdu. Na własności układu wpływa również trudny do określenia stopień jego zużycia, gdzie trwałość, w zależności od producenta gąsienic, szacuje się na około 2000 km przebiegu. Również nie bez znaczenia jest środowisko w którym układ gąsienicowy pracuje; przykładowo duże zapylenie również wpływa na intensywność jego zużycia [9].

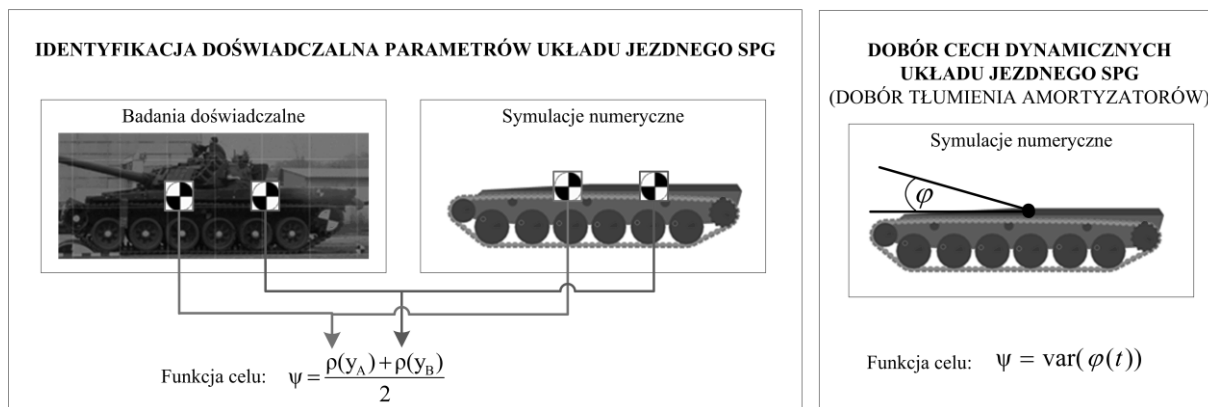
Identyfikacja sił występujących w układzie gąsienicowym jest możliwa poprzez prowadzenie doświadczalnych badań stanowiskowych [2]. W pracy [14] zaprezentowano metodę określenia wielkości naciągu gąsienicy w czasie rzeczywistym, mającą zastosowanie w aktywnych systemach zawieszenia. W pracach [21, 22] przedstawiono identyfikację własności elementów tłumiących zawieszenia pojazdu gąsienicowego z zastosowaniem sieci neuronowych.



Rys. 1 Model fizyczny i parametry opisujące siły w układzie gašienicowym

Sankar i in. [20] oraz Dhir i Sankar [7] opracowali model do dynamicznej symulacji pojazdu gašienicowego z niezależnym zawieszeniem oraz możliwością zastosowania liniowych lub nieliniowych charakterystyk elementów tłumiących oraz sprężystych. Opracowana symulacja komputerowa w dziedzinie czasu, poprzez śledzenie pracy zawieszenia, pozwala na poprawę komfortu i bezpieczeństwa załogi. Z kolei w pracy [18] uwzględniono optymalizację elementów sprężystych układu zawieszenia, przyjmując kryterium minimalizacji przyspieszeń pionowych fotela kierowcy w odniesieniu do 8-godzinnej ekspozycji na drgania. Gregory M. Hulbert i in. [10] opracowali metodę optymalizacji postaci konstrukcyjnej wahacza z wykorzystaniem charakterystyk sił działających na węzeł zawieszenia, pochodzących z symulacji pojazdu. W pracy [16] zaprezentowano metodykę modelowania hybrydowego układu napędowego oraz elementów zawieszenia pojazdu gašienicowego. Choi i in. [6] przedstawia metodę modyfikacji zawieszenia czterokołowego pojazdu opancerzonego w celu zmaksymalizowania mobilności pojazdu po wystrzale, przy minimalizacji przyspieszeń pionowych fotela kierowcy. Zagadnienia sterowania rotacyjnymi tłumikami drgań zawieszenia pojazdu gašienicowego, w celu poprawy skuteczności stabilizacji pojazdu, zostały przedstawione w pracy [12]. Podstawowe źródła obciążeń dynamicznych działających na wozy bojowe, które wynikają z jazdy terenowych, strzelania z armaty, trafienia pociskiem przeciwnika czy też oddziaływania ładunków wybuchowych zostały zaprezentowane w pracy [19]. Metodyka modelowania pojazdu gašienicowego w konwencji układów wieloczłonowych została zastosowana w pracy [13], gdzie w rezultacie przedstawiono wyniki analizy numerycznej w środowisku LMS Virtual.Lab Motion w odniesieniu do przeprowadzonych badań doświadczalnych. W pracy [11] zaprezentowano ocenę warunków komfortu transportu osób w wybranych pojazdach specjalnego przeznaczenia. Nie spełnienie kryteriów dotyczących ekspozycji organizmu ludzkiego na drgania, wynikających z ruchu pojazdu, może prowadzić do poważnych zaburzeń percepcji utrudniających załodze wykonywanie działań operacyjnych. Praca [3] przedstawia model sterowania aktywnym układem zawieszenia w technice LQR (Linear Quadratic Regulator), w celu poprawienia komfortu jazdy pojazdem. W raporcie [15] jest dokonany przegląd funkcjonalności oprogramowania służącego do modelowania ruchu pojazdów w konwencji układów wieloczłonowych, gdzie opisane zostają funkcje programów ułatwiające budowę modelu pojazdu gašienicowego oraz możliwość prowadzenia analizy uwzględniającej dużą podatność gruntu.

Autorzy artykułu przedstawiają metodę estymacji parametrów opisujących pracę układu gašienicowego opierającą się na działaniu algorytmów genetycznych z uwzględnieniem wielkości kinematycznych pojazdu zarejestrowanych podczas prób doświadczalnych. Przedstawione zagadnienia obejmują analizę wpływu działania sił kontaktu w parach kinematycznych pomiędzy ogniwami gašienicy oraz wpływu stopnia naciągu gašienicy realizowanego przez położenie koła napinającego. W końcowej części pracy przedstawiono kryterium doboru optymalnych wielkości tłumienia amortyzatorów znajdujących się w analizowanym pojeździe (Rys 2).

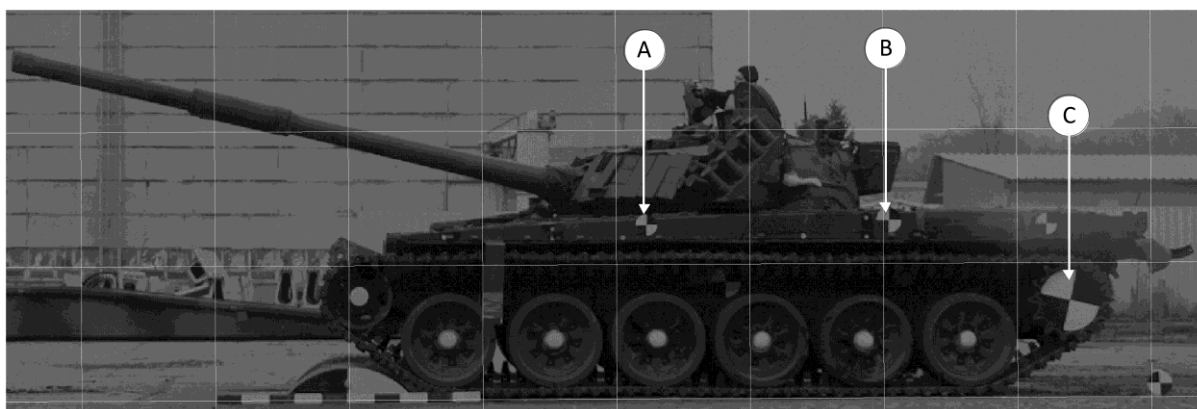


Rys. 2 Schemat wykonanych prac w ramach artykułu

2. Badania doświadczalne

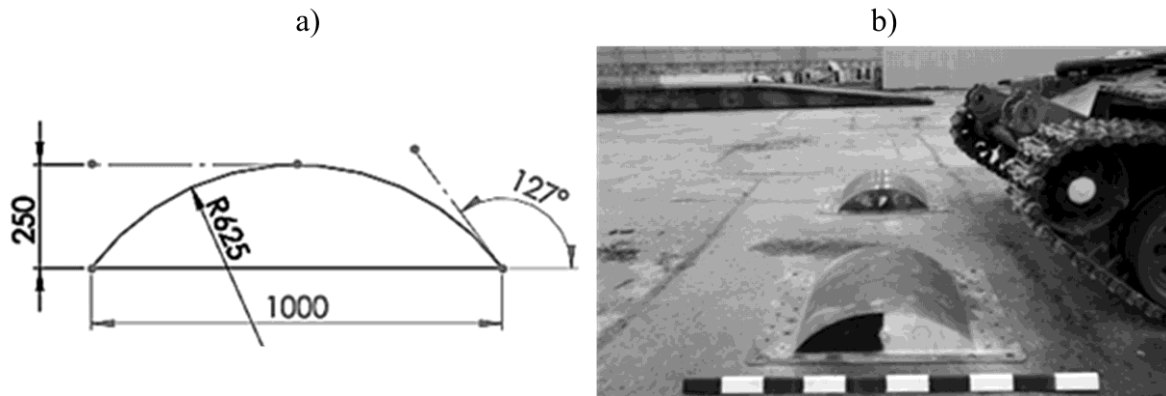
Przeprowadzone badania doświadczalne przejazdu pojazdu przez przeszkodę terenową miały na celu określenie trajektorii markerów znajdujących się na kadłubie pojazdu (masie resorowanej). W rezultacie przeprowadzonych badań otrzymano charakterystyki liniowych przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń w punktach znajdujących się na kadłubie oznaczonych markerami, jak pokazano na rysunku 3.

Badania doświadczalne przeprowadzone zostały z użyciem prototypu wozu PT-91 Twardy. Realizacja eksperymentu odbyła się przy wykorzystaniu fotogrametrycznej metody rejestracji obrazu za pomocą szybko klatkowej kamery typu PHANTOM V9.1 z obiektywem szerokokątnym. Pojazd w trakcie prowadzenia badań doświadczalnych posiadał masę około 42600 kg szacowaną na podstawie braku elementów wyposażenia.



Rys. 3 Rozmieszczenie markerów (X, Y) na pojeździe;
 A (-3347, 587), B (-1445, 620), C (0, 0)

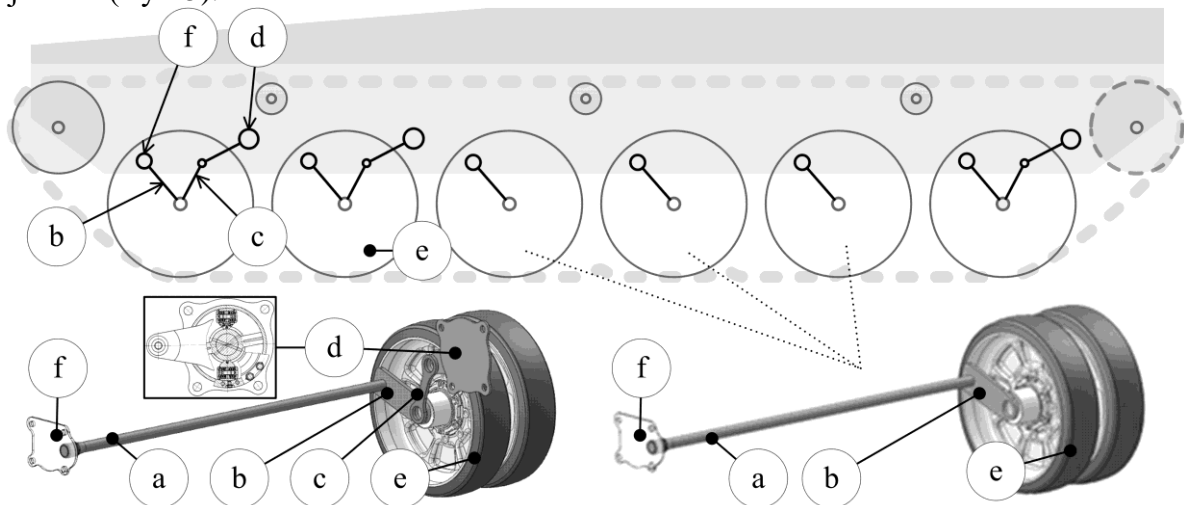
Badania doświadczalne obejmowały przejazdy przez przeszkodę (Rys. 4) z najazdem obiema gąsienicami równocześnie. Zaproponowany wariant pokonywania przeszkody jest wykorzystany do identyfikacji parametrów układu gąsienicowego. Przyjęta geometria przeszkody została odwzorowana na podstawie istniejących elementów toru do badań długodystansowych, które będą stanowiły przedmiot kolejnych analiz w tym zakresie. Badania przeprowadzono przy prędkościach ruchu pojazdu wynoszących: 4, 8, i 13 km/h. Dla celów statystycznych każdy z przejazdów został powtórzony trzykrotnie. Przykładowe wyniki eksperymentu zestawiono wraz z wynikami analiz numerycznych i zaprezentowano w rozdziale 5.



Rys. 4 Przeszkoda terenowa;
 a) geometria,
 b) rozmieszczenie na placu badań

3. Model matematyczny pojazdu gąsienicowego

Na podstawie danych geometrycznych oraz masowo-bezwładnościowych zbudowano model pojazdu gąsienicowego, wykorzystując do tego celu metodę układów wielocłonowych zaimplementowaną w programie MSC ADAMS. Model pojazdu uwzględnia układ gąsienicowy, podzespoły zawieszenia połączone parami kinematycznymi oraz rozmieszczenie elementów sprężystych, elementów tłumiących oraz ograniczników ugięcia występujących w pojeździe (Rys. 5).



Rys. 5 Schemat kinematyczny zawieszenia pojazdu gąsienicowego PT-91;
 a) wałek skrętny, b) wahacz, c) łącznik wahacza i tłumika,
 d) rotacyjny tłumik łopatkowy, e) koło jezdne, f) gniazdo wałków skrętnych

Modelowanie układów wielocłonowych w środowisku programu MSC ADAMS odbywa się poprzez zdefiniowanie współrzędnych członów kinematycznych, rodzaju więzów kinematycznych, określenie parametrów masowo-bezwładnościowych oraz parametrów kontaktów występujących pomiędzy elementami w układzie. Ponadto deklarowane są parametry procesu obliczeniowego, takie jak: krok całkowania, czas symulacji, prędkość początkowa, itp.

Model pojazdu uproszczono uwzględniając płaszczyznę symetrii wzdłużnej. Jest on złożony ze 118 elementów nieodkształcalnych połączonych ze sobą w łańcuch kinematyczny poprzez pary kinematyczne.

Ruchliwość teoretyczną układu określono, korzystając z formuły Grublera-Artobolewskiego dla układów przestrzennych:

$$W_T = 6k - \sum_{i=1}^5 (6-i)p_i \quad (1)$$

gdzie:

W_T – ruchliwość teoretyczna układu,
 k – liczba ruchomych członów kinematycznych,
 p_i – liczba par kinematycznych i -tej klasy.

Po podstawieniu odpowiednich wielkości:

$$W_T = 6 * 118 - 5 * 18 - 4 * 2 - 3 * 3 = 601 \quad (2)$$

Model pojazdu przedstawiony za pomocą metody układów wieloczłonowych wymaga zdefiniowania współrzędnych uogólnionych.

$$q = [q_1 + q_2 + \dots + q_n] \quad (3)$$

Człony kinematyczne ograniczone są poprzez równania więzów które można przedstawić w postaci:

$$(q, t) = [\Phi_1(q_1, t), \dots, \Phi_n(q_n, t)]^T \quad (4)$$

Równanie ruchu zapisane w formalizmie Lagrange'a I rodzaju można przedstawić za pomocą zapisu wektorowego:

$$M\ddot{q} + \Phi_q^T \lambda = Q \quad (5)$$

gdzie :

q - wektor położenia,
 \ddot{q} - wektor przyspieszenia,
 M - macierz mas,
 Φ_q - macierz pochodnych cząstkowych,
 λ - macierz kolumnowa mnożników Lagrange'a,
 Q - wektor sił uogólnionych.

Po uwzględnieniu transformacji wynikających z występowania w równaniach więzów prędkości wyrażonych we współrzędnych lokalnych ($\gamma = \Phi_q \dot{q}$), równania stanowiące układ równań Lagrange'a I rodzaju można przedstawić w postaci:

$$\begin{bmatrix} M & -\Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (6)$$

Przedstawione równania ruchu układu stanowią układ równań różniczkowo-algebraicznych zawierających równania różniczkowe pierwszego rzędu ze zmienną niezależną w postaci czasu i równania więzów, które są równaniami algebraicznymi. Układ równań jest wyznaczany poprzez całkowanie numeryczne, czyli wyznaczane jest rozwiązanie zadaną

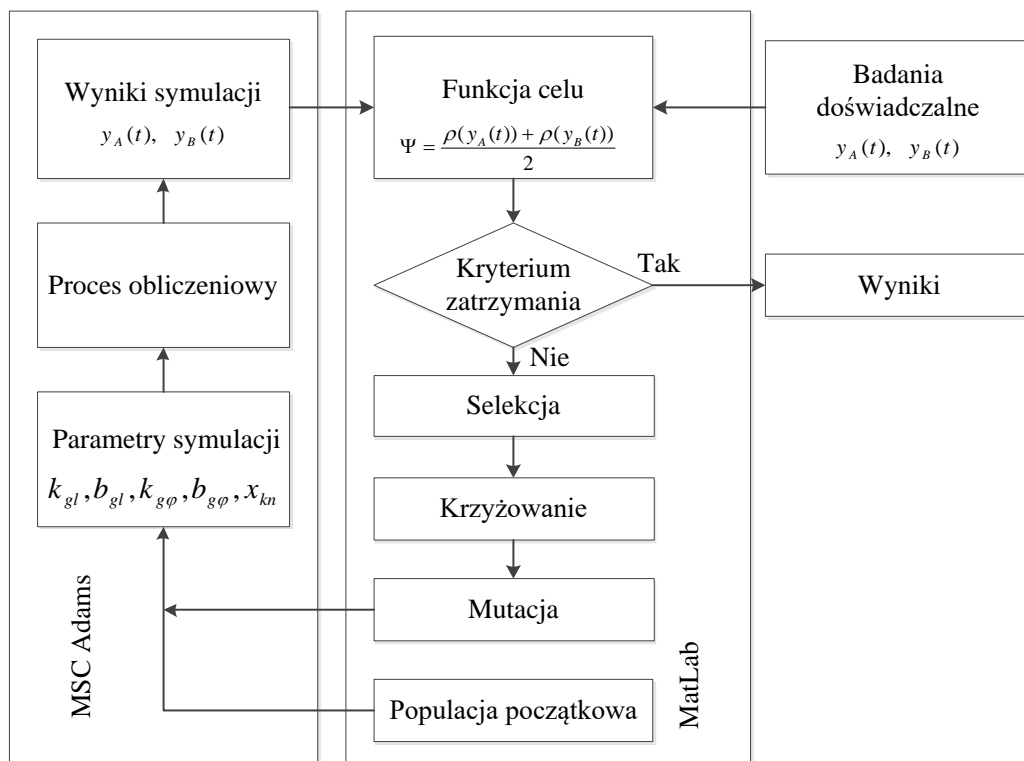
dokładnością w dyskretnych chwilach czasu. Najbardziej popularną metodą całkowania numerycznego w programie MSC ADAMS jest metoda różnic wstecznych (algorytm Geara). Szczegółowy opis modelu matematycznego oraz metod obliczeniowych kinematyki i dynamiki mechanizmów zastosowanych w programie MSC ADAMS przedstawiony jest w pracy [1].

4. Estymacja parametrów modelu

Na dynamikę i efektywność układu zawieszenia ma wpływ m.in. wielkość siły działającej na koła pojazdu, wywołanej przez stan naciągu gąsienicy. Zmiana naciągu gąsienicy realizowana jest poprzez regulację położenia koła napinającego. Dodatkowo istotne jest uwzględnienie stanu zużycia gąsienicy, głównie ze względu na występujące zużycie elementów gumowych mających wpływ na jakość pracy tego układu.

W modelu układu gąsienicowego parametry opisujące jego właściwości, oprócz położenia koła napinającego to: sztywność liniowa oraz tłumienie liniowe połączenia ogni w gąsienicy, sztywność skrętna oraz tłumienie skrętne połączenia ogni w gąsienicy (Rys.1).

Uzyskane wyniki badań doświadczalnych zostały zastosowane do dopasowania parametrów modelu pojazdu gąsienicowego. W tym celu opracowano autorski program sprzęgający symulacje przejazdu badanego pojazdu z algorytmem genetycznym znajdującym się w module optymalizacji programu MatLab, którego schemat działania przedstawiono na rys. 6. Efektywność zastosowania algorytmu genetycznego w dużym stopniu zależy od zdefiniowanej w nim funkcji celu będącej wskaźnikiem podobieństwa zachowania się modelu do obiektu rzeczywistego.



Rys. 6 Schemat blokowy działania programu

Istnieje wiele statystycznych wskaźników określających stopień dopasowania modelu do danych empirycznych. W artykule zastosowano analizę korelacji do budowy funkcji celu poprzez określenie współczynników korelacji.

Korelacja pomiędzy dwiema losowymi zmiennymi X i Y jest miarą siły (stopnia) liniowego związku między tymi zmiennymi [8].

$$\rho = \frac{\text{cov}(X, Y)}{\sigma_X \sigma_Y} \quad (7)$$

gdzie w liczniku występuje kowariancja dwóch zmiennych X i Y:

$$\text{cov}(X, Y) = E[(X - \mu_X)(Y - \mu_Y)] \quad (8)$$

gdzie:

μ_X i μ_Y - średnie arytmetyczne zmiennych X i Y w populacji,
 σ_X, σ_Y - odchylenia standardowe zmiennych X i Y.

Współczynnik ρ zawiera się w przedziale $\langle -1; 1 \rangle$. Jeśli $\rho=0$, to zmienne są nieskorelowane. W przypadku $\rho = -1$, proste regresji mają ujemne nachylenie, zatem można stwierdzić ujemne skorelowanie. Gdy $\rho=1$ występuje sytuacja odwrotna do poprzednio opisywanej, czyli korelacja jest dodatnia [8].

Opisywany wyżej współczynnik korelacji zastosowano do wyznaczenia wskaźnika jakości dopasowania charakterystyk pionowych przemieszczeń punktów oznaczonych markerami znajdującymi się na kadłubie modelu symulacyjnego do charakterystyk pozyskanych drogą wideorejestracji w trakcie prowadzenia przejazdu doświadczalnego.

Do porównania modeli z wynikiem eksperymentu wykorzystano markery A i B umiejscowione na kadłubie pojazdu, jak pokazano na rysunku 3.

Kolejno zdefiniowano macierz kolumnową zmiennych decyzyjnych oraz ich przedziały, które zapewniają możliwość prowadzenia procesu obliczeniowego symulacji, oraz są zgodne z uwarunkowaniami technologicznymi konstrukcji, w postaci:

$$x = \{x_1, x_2, x_3, x_4, x_5\} \quad (9)$$

gdzie:

$$x_1 = k_{gl}, \quad k_{gl} \in [1.0e + 5; 1.0e + 9] \quad (10)$$

$$x_2 = k_{g\varphi}, \quad k_{g\varphi} \in [10; 1.0e + 5] \quad (11)$$

$$x_3 = b_{gl}, \quad b_{gl} \in [1; 1.0e + 6] \quad (12)$$

$$x_4 = b_{g\varphi}, \quad b_{g\varphi} \in [1; 1.0e + 5] \quad (13)$$

$$x_5 = x_{kn}, \quad x_{kn} \in [-5590.0; -5550.0] \quad (14)$$

gdzie:

k_{gl} - sztywność liniowa połączenia ogniwa gaśienicy $\left[\frac{N}{m} \right]$

$k_{g\varphi}$ - sztywność skrętna połączenia ogniwa gaśienicy $\left[\frac{Nm}{rad} \right]$

b_{gl} - współczynnik tłumienia liniowego połączenia ogniwa gaśienicy $\left[\frac{N*s}{m} \right]$

$b_{g\varphi}$ - współczynnik tłumienia skrętnego połączenia ogniwa gaśienicy $\left[\frac{Nm*s}{rad} \right]$

x_{kn} - położenie koła napinającego [mm]

Proces estymacji z wykorzystaniem procedury optymalizacji przeprowadzono na podstawie symulacji przejazdu pojazdu przez przeszkodę z prędkością 4 km/h. Zdefiniowano funkcję celu w postaci średniej arytmetycznej współczynników korelacji pionowych przemieszczeń markerów A i B:

$$\Psi = \frac{\rho(y_A(t)) + \rho(y_B(t))}{2} \quad (15)$$

gdzie:

- $y_A(t)$ – przemieszczenie pionowe markera A,
- $y_B(t)$ – przemieszczenie pionowe markera B.

Ustalono parametry optymalizacji:

- liczebność populacji = 40,
- kryterium stopu: liczba pokoleń = 30.

W rezultacie obliczeń otrzymano następujące wartości zmiennych decyzyjnych:

$$k_{gl} = 2.676e + 7 \left[\frac{N}{m} \right] \quad (16)$$

$$k_{g\varphi} = 6.257e + 3 \left[\frac{Nm}{rad} \right] \quad (17)$$

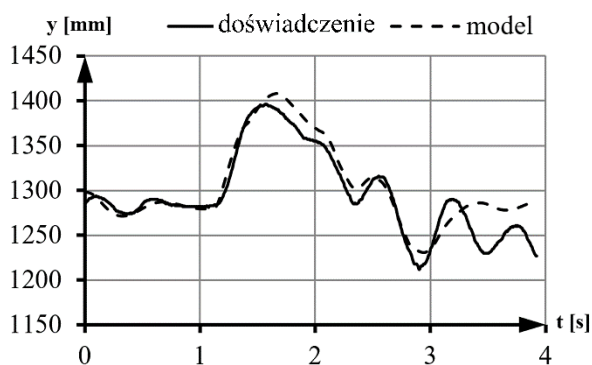
$$b_{gl} = 1.0e + 4 \left[\frac{N * s}{m} \right] \quad (18)$$

$$b_{g\varphi} = 7.74e + 3 \left[\frac{Nm * s}{rad} \right] \quad (19)$$

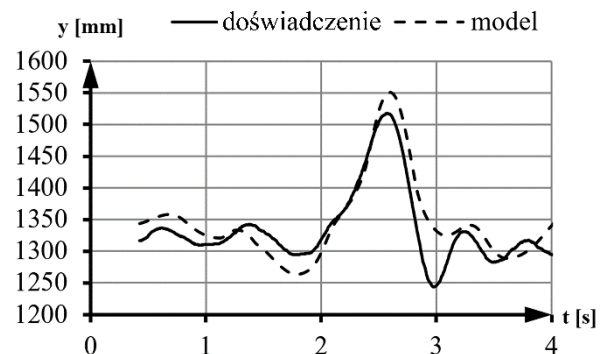
$$x_{kn} = - 5563 [mm] \quad (20)$$

5. Wyniki badań

Wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych oraz symulacji komputerowych zestawiono na wykresach i przedstawiono w postaci charakterystyk przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń korpusu względem globalnego układu współrzędnych. Przedstawiono przykładowe charakterystyki dla prędkości przejazdu równej 13 km/h.

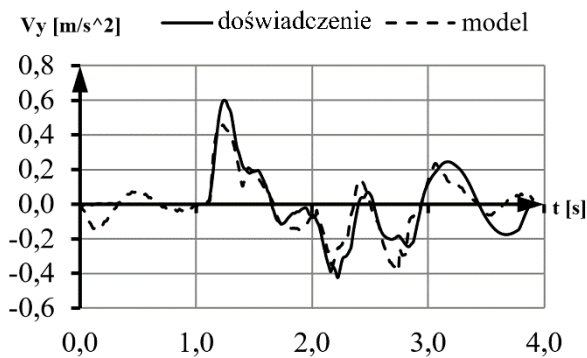


Rys. 7 Charakterystyka przemieszczenia punktu oznaczonego markerem A na kierunku pionowym w funkcji czasu



Rys. 8 Charakterystyka przemieszczenia punktu oznaczonego markerem B na kierunku pionowym w funkcji czasu

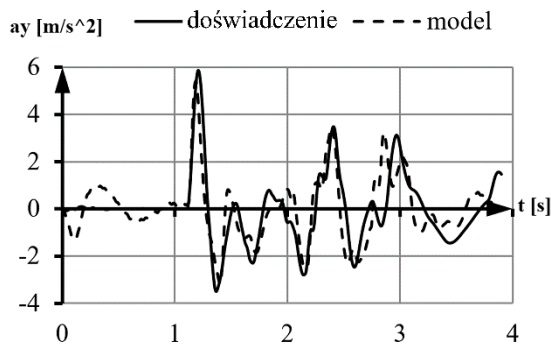
Współczynnik korelacji przemieszczenia pionowego markera A $\rho(y_A(t))$ dla modelu wynosi 0,94, natomiast współczynnik korelacji przemieszczenia pionowego markera B $\rho(y_B(t))$ dla modelu wynosi 0,87.



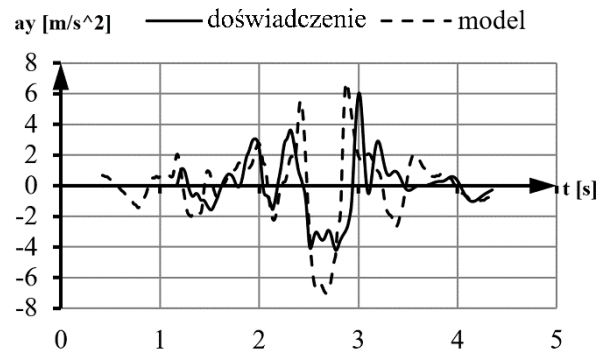
Rys. 9 Charakterystyka prędkości punktu oznaczonego markerem A na kierunku pionowym w funkcji czasu



Rys. 10 Charakterystyka prędkości punktu oznaczonego markerem B na kierunku pionowym w funkcji czasu



Rys. 11 Charakterystyka przyspieszenia punktu oznaczonego markerem A na kierunku pionowym w funkcji czasu



Rys. 12 Charakterystyka przyspieszenia punktu oznaczonego markerem B na kierunku pionowym w funkcji czasu

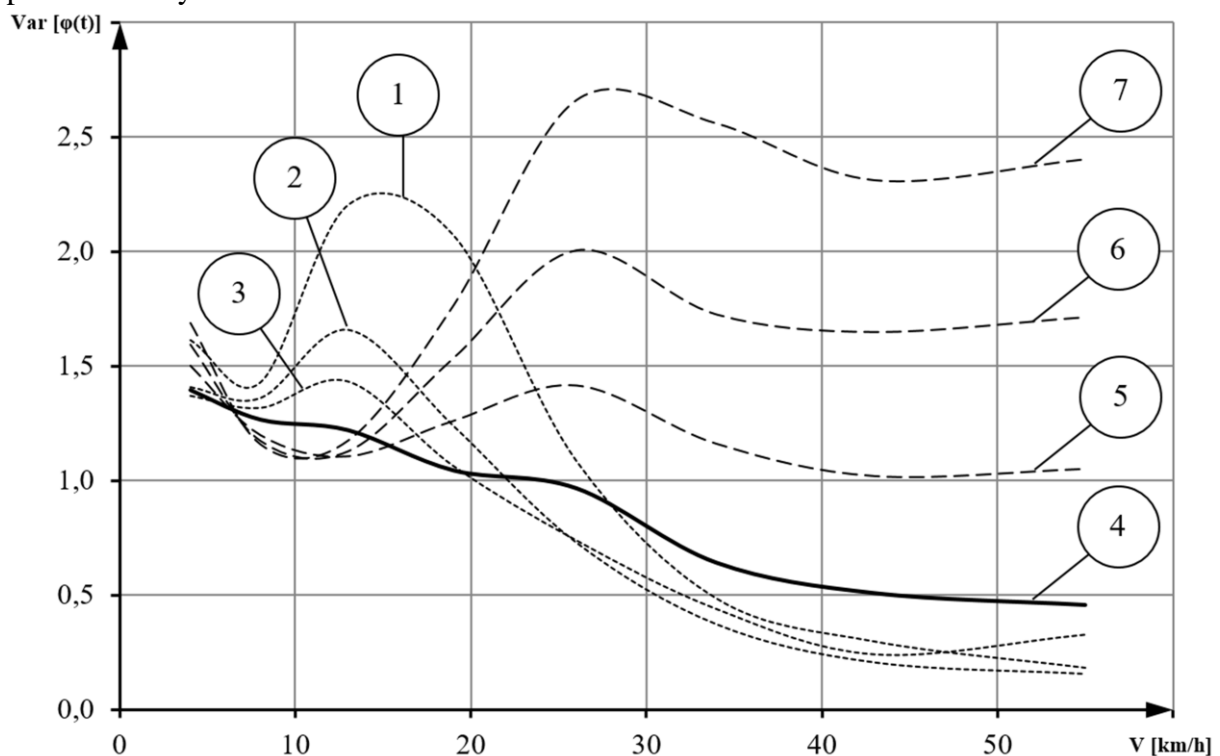
Charakterystyki prędkości otrzymane na drodze symulacji komputerowej wykazują dużą zbieżność z eksperymentem zarówno pod względem jakościowym jak i ilościowym. Maksymalne prędkości punktu oznaczonego markerem A określono na poziomie 0,6 m/s, natomiast dla punktu B 0,8 m/s. Chwilowe przyspieszenia dla tego przejazdu osiągają wartość równą 6 m/s².

6. Dobór wielkości tłumienia amortyzatorów

Model pojazdu gąsienicowego traktowany jako układ dynamiczny pozwala na analizę takich charakterystyk jak funkcje przenoszenia lub charakterystyki częstotliwościowe. Obie charakterystyki są zależne od własności samego układu, natomiast nie zależą od rodzaju działających na nie wymuszeń. W podejściu praktycznym w celu doboru optymalnych parametrów zawieszenia wykorzystywane są metody statystycznej teorii resorowania. Metoda polega na określeniu liczbowych charakterystyk rozkładu nierówności terenu i dróg, takich jak wartość średnia, wariancja czy też odchylenie standardowe. Następnie zmierzone próbki terenu klasyfikuje się na grupy. Przykładowa klasyfikacja może wynikać z podziału nierówności (względem wyznaczonego, np.: odchylenia standardowego) na przedziały, takie jak: drogi z małymi nierównościami, drogi polne, drogi z dużymi nierównościami. Dzięki temu zabiegowi możliwe jest wygenerowanie funkcji przypadkowej opisującej profil terenu. Istnieją badania

dotyczące wyznaczania liczbowych charakterystyk rozkładu nierówności terenów obszarów na które projektowane są pojazdy specjalne, jednak prace te nie są jawne. W związku z tym zaproponowano dobór wielkości tłumienia poprzez analizę wariancji wzdłużnych pochyłeń kadłuba $\Psi = \text{var}[\varphi(t)]$ przy określonym wymuszeniu działającym na pojazd w funkcji prędkości jazdy [4].

W tym celu wykorzystano model wymuszenia w postaci przeszkody terenowej o profilu pokazanym na rysunku 3. Przeprowadzono analizy opracowanego modelu pojazdu w wariantach uwzględniających zmianę prędkości najazdu na przeszkodę oraz zmianę wartości tłumienia w amortyzatorach. Czas każdej symulacji wynosił 15 s. Symulacje w każdym przypadku przeprowadzono dla prędkości od 5 do 55 km/h z krokiem co 5 km/h. Analizy przeprowadzono dla różnej wartości współczynnika tłumienia zgodnie z wariantami przedstawionymi w tabeli 1.



Rys. 13 Charakterystyka wariancji wzdłużnych pochyłeń kadłuba pojazdu w funkcji prędkości przejazdu dla różnych wartości tłumienia amortyzatorów

Tabela 1 Warianty prowadzonych symulacji

Numer krzywej	1	2	3	4	5	6	7
Tłumienie w amortyzatorach [Nm*s/rad]	0	11272	22545	45090	90180	135270	180360

Na tej podstawie określono wartość wariancji wzdłużnych pochyłeń kadłuba $\Psi = \text{var}[\varphi(t)]$ w funkcji prędkości przejazdu (Rys 13).

Analizując wyniki, można zaobserwować, że niska wartość wariancji wzdłużnych pochyłań kadłuba dla całego zakresu analizowanych prędkości przejazdu występuje w zakresie 4. Dobór wielkości tłumienia zależy ponadto od przeznaczenia pojazdu oraz określenia kryterium prędkości, dla którego pojazd powinien charakteryzować się mniejszymi wartościami wariancji wzdłużnych pochyłań kadłuba [5].

7. Wnioski

Dzięki zastosowaniu metody fotogrametrycznej otrzymano wyniki w postaci przebiegów przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń wybranych punktów kadłuba zawieszenia pojazdu gąsienicowego, co stanowiło podstawę weryfikacji założeń przyjętych w procesie modelowania. Otrzymano w ten sposób dane użyte do działania funkcji celu w procedurze estymacji parametrów modelu. Opracowany i opisany model pojazdu gąsienicowego został dostrojony poprzez estymację parametrów opisujących siły występujące w układzie gąsienicowym. Uzyskano wyniki przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń kadłuba o dużym stopniu zbieżności z wynikami otrzymanymi w sposób doświadczalny.

Opracowana została uniwersalna metoda doboru, trudnych do określenia, parametrów układu gąsienicowego. Znajduje ona zastosowanie w modelowaniu zjawisk dynamicznych pojazdów gąsienicowych, w doborze parametrów eksploatacyjnych, takich jak np.: siła naciągu gąsienicy czy wielkość tłumienia amortyzatorów.

Metoda umożliwi również analizę zjawisk występujących w pojazdach kołowych, takich jak m.in. identyfikacja parametrów modelu opony.

Praca naukowa realizowana w ramach umowy 2828/B/T00/2010/40, finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2011 – 2014 jako projekt badawczy o symbolu O N501 282840.

Literatura

1. ADAMS Standard Documentation and Help, MSC Software Corporation, MD/ADAMS R3, 2007.
2. Automotive Research Center. Dynamic analysis and design of tracked vehicles <http://arc.engin.umich.edu/events/archive/annual/conf98/case2.pdf>, 16.05.2016.
3. Bello M M, Shafie A A, Khan R M. Off-Road Vehicle Suspension Performance Improvement Using Linear Quadratic Regulator, Techniques. International Conference on Mechanical And Industrial Engineering (ICMAIE'2015), Kuala Lumpur, Malaysia 2015.
4. Burdziński Z. Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1972.
5. Chodkowski A. W. Konstrukcja i obliczanie szybkobieżnych pojazdów gąsienicowych. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1990.
6. Choi E, Ryoo J, Cho J. et al. Optimum suspension unit design for enhancing the mobility of wheeled armored vehicles. Journal of Mechanical Science and Technology 2010; 24: 323-330.
7. Dhir A, Sankar S. Assessment of tracked vehicle suspension system using a validated computer simulation model. Journal of Terramechanics 1995; 32(3): 127-149.
8. Dietrich C F. Uncertainty, Calibration and Probability: The statistics of scientific and industrial measurement 2nd edition. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 1991.
9. Djurić R, Milisavljević V. Investigation of the relationship between reliability of track mechanism and mineral dust content in rocks of lignite open pits. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2016; 18(1): 142-150.

10. Hulbert G M. et al. Case Study for network-distributed collaborative design and simulation: extended life optimization for M1 Abrams tank road arm. *Mechanics of Structures and Machines* 1999; 27(4): 423-451.
11. Jamroziak K, Kosobudzki M, Ptak J. Assessment of the comfort of passenger transport in special purpose vehicles. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2013; 15 (1): 25–30.
12. Kciuk S, Duda S, Mężyk A, Świtoński E, Klarecki K. Tuning the Dynamic Characteristics of Tracked Vehicles Suspension Using Controllable Fluid Dampers. *Innovative Control Systems for Tracked Vehicle Platforms. Studies in Systems, Decision and Control 2.* Springer 2014; 243-258.
13. Kciuk S, Mężyk A, Mura G. Modelling of tracked vehicle dynamics. *Journal of KONES Powertrain and Transport* 2010; 17(1): 223-232.
14. Kunsoo H, Jungtak K, Hong D. Estimation of dynamic track tension utilizing a simplified tracked vehicle model. *American Control Conference, 2001. Proceedings of the 2001, Arlington, VA, 2001; 5: 3335-3340.*
15. Madsen J, Heyn T, Negrut D. Methods for Tracked Vehicle System Modeling and Simulation. Technical Report 2010-01.
16. Mężyk A. et al. Modelling and investigation of dynamic parameters of tracked vehicles. *Mechanics and Mechanical Engineering* 2011; 15(4): 115-130.
17. Ogorkiewicz R M. *Technology of Tanks: Volumes I and II.* Surrey: Jane's Information Group, 1991.
18. Qigang S, Hongyan W, Li Y. Design of the refitted high mobility tracked vehicle suspension system. *2009 International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, 2009; 4638-4643.*
19. Rybak P. Operating loads of impulse nature acting on the special equipment of the combat vehicles. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2014; 16 (3): 347–353.
20. Sankar S S, Dhir A A, Shankhla V S. Simulation and field testing of tracked vehicle suspension dynamics. *ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control.* 1994; 116(4): 764-773.
21. Shengii Y, Daolin X. An application of a progressive neural network technique in the identification of suspension properties of tracked vehicles. *Neural Information Processing, 2002. ICONIP '02. Proceedings of the 9th International Conference on, 2002; 2: 542-546.*
22. Xu D, Yap F F, Han X, Wen G L. Identification of spring-force factors of suspension systems using progressive neural network on a validated computer model. *Inverse Problems in Engineering* 2003; 11(1): 55-74.