

## PARAMETRIC IDENTIFICATION ON THE EXAMPLE OF THE LATERAL STIFFNESS OF THE AGRICULTURAL UNIT IN THE ASPECT OF TRAFFIC SAFETY

### Summary

The article presents description of parametric identification process of agricultural unit model. It is a 2D (flat) model based on the so-called bicycle models that are often referenced in the literature. The minimization of loss function is used as identification method. The function depends on difference between results obtained by simulation and by identification experiment. The identification test was described in short. Problem of optimization algorithm selection and the problem of identification of loads acting on the vehicle while in motion were presented. Some results of identification were also presented.

**Key words:** tractors; trailers; public roads; safety of the move; parametric identification; mathematical models

## IDENTYFIKACJA PARAMETRYCZNA NA PRZYKŁADZIE SZTYWNOŚCI POPRZECZNEJ AGREGATU ROLNICZEGO W ASPEKTCIE BEZPIECZEŃSTWA RUCHU

### Streszczenie

W artykule przedstawiony został opis procesu identyfikacji parametrycznej modelu agregatu rolniczego ciągnik – przyczepa. Jako model wyjściowy wybrano płaski model, który jest rozwinięciem znanego w literaturze dwukołowego modelu (tzw. model rowerowy). Jako metodę identyfikacji zastosowano minimalizację funkcji strat, zależnej od różnicy między wartościami otrzymanymi z obliczeń symulacyjnych i z eksperymentu identyfikacyjnego. W skrócie opisano przeprowadzony eksperyment identyfikacyjny. Przedstawiono zagadnienie doboru algorytmu optymalizacyjnego oraz zagadnienie identyfikacji obciążeń działających na pojazd w czasie ruchu. Zaprezentowano również przykładowe wyniki identyfikacji.

**Słowa kluczowe:** ciągniki; przyczepy; drogi publiczne; bezpieczeństwo ruchu; identyfikacja parametryczna; modele matematyczne

### 1. Wstęp

W ogólnym przypadku proces dentyfikacji przebiega w następujących fazach:

- przeprowadzenie eksperymentu identyfikacyjnego,
- wybór typu oraz struktury modelu,
- przeprowadzenie identyfikacji modelu,
- walidacja modelu.

W celu wyznaczenia modelu przyczynowego odzwierciedlającego zachowanie procesu, należy przeprowadzić czynny eksperyment identyfikacji. Eksperyment identyfikacyjny polega na obserwacji wyjścia podczas pobudzania analizowanego układu znanym sygnałem wejściowym (np. sinusoidalnym lub impulsowym). Następnie, na podstawie wyników eksperymentu identyfikacyjnego, dokonywany jest wybór typu i postaci modelu. Identyfikacja polega na znalezieniu modelu wybranego uprzednio typu, który według wybranego kryterium, możliwie najlepiej opisuje zachowanie modelowanego obiektu.

Walidacja jest ostatnim etapem procesu identyfikacji. Polega ona na ocenie jego przydatności z punktu widzenia osiągnięcia celów modelowania. Zależnie od oceny może on zostać przyjęty, przeznaczony do poprawy lub odrzucony.

Identyfikacja jest zatem procesem iteracyjnym. Zwykle niezbędne jest kilkakrotne przeprowadzenie postępowania identyfikacyjnego. Gdy uzyskany model nie spełnia oczekiwań, konieczne jest wprowadzenie odpowiednich poprawek lub modyfikacji i jego ponowna ocena.

Metody stosowane podczas postępowania identyfikacyjnego można podzielić na dwie zasadnicze grupy [1, 2, 3]:

1. metody identyfikacji nieparametrycznej,
2. metody identyfikacji parametrycznej.

Metody pierwszej grupy polegają na wyznaczaniu wybranych charakterystyk modelu w postaci wykresów lub tabel. Są stosowane zwykle do modeli nieparametrycznych. Metody drugiej grupy umożliwiają estymację nieznanymi parametrów modeli matematycznych (parametrycznych).

### 2. Identyfikacja nieparametryczna

Przy zastosowaniu nieparametrycznych metod identyfikacji, otrzymane modele reprezentowane są przez funkcje lub wykresy opisujące np. charakterystyki częstotliwościowe badanego obiektu. Nie muszą być opisane przez skończoną ilość parametrów.

Do prawidłowego przeprowadzenia identyfikacji nieparametrycznej należy wykonać odpowiednio przygotowany eksperyment identyfikacyjny. Szczególnie istotne jest w tym przypadku uwzględnienie odpowiedniego wymuszania drgań. Metody identyfikacji nieparametrycznej bazują na różnych podejściach [1]. Są to:

- analiza przebiegów przejściowych. Modelem jest mierzony sygnał wyjściowy, powstały na skutek impulsowego lub skokowego sygnału wejściowego. Jest to metoda łatwa w użyciu, jednakże z powodu dużej wrażliwości na zakłócenia może służyć jedynie do wyznaczania bardzo przybliżonych modeli;
- analiza częstotliwościowa. Charakterystyka częstotliwościowa określa jest przez zmiany amplitudy i fazy na wyjściu układu wymuszane przez sinusoidalny sygnał wejściowy o zadanych częstotliwościach. Metoda ta wymaga długich czasów pomiarów, jest wrażliwa na szum.

Znane są następujące rodzaje tych charakterystyk:

- charakterystyka amplitudowo-fazowa,
- charakterystyka amplitudowa,

- charakterystyka fazowa,
- charakterystyka składowej rzeczywistej transmitancji,
- charakterystyka składowej urojonej transmitancji,
- charakterystyka logarytmiczna amplitudowa,
- charakterystyka logarytmiczna fazowa;
- analiza korelacyjna. Stosuje się ją, gdy sygnał wejściowy jest białym szumem. Charakterystyka układu zadana jest przez korelację wzajemną sygnału wejściowego i wyjściowego. Metoda ta jest mało wrażliwa na szum dodany do sygnału wejściowego;
- analiza widmowa. Charakterystyką układu jest estymator transmitancji w dziedzinie częstotliwości. Można go otrzymać przez podzielenie wzajemnej gęstości widmowej sygnału wejściowego i sygnału wyjściowego przez gęstość widmową sygnału wejściowego.

### 3. Identyfikacja parametryczna

Model parametryczny można zapisać na przykład w następującej postaci:

$$\frac{d}{dt}u(t) = f[u(t), b(t), t] \quad u(t_0) = u_0 \quad (1)$$

lub

$$y(t) = f(u, b),$$

gdzie:

$u(t)$  – wektor stanu,

$b(t)$  – wektor parametrów modelu,

$y(t)$  – wektor sygnałów wejściowych,

$t$  – czas,

$t_0$  – czas w chwili początkowej,

$u(t_0)$  – wektor stanu w chwili początkowej.

W przypadku uzyskania modelu parametrycznego, opisanego powyższymi zależnościami, praca nad modelem prowadzi do estymacji wartości wektora parametrów  $b$  (mogącego w ogólnym przypadku zależeć od czasu). Innymi słowy, należy znaleźć wektor  $\beta$ , który w najlepszy sposób przybliżałby wektor  $b$ . W naturalny sposób rodzi się zatem pytanie o kryterium według którego należy dokonywać wyboru wektora  $\beta$ . Można zaproponować jako kryterium minimalizację opisanego błęd estymacji wyrażenia:

$$\int_{t-T}^t [b(t) - \beta(t)]^2 dt \quad (2)$$

Jednak w zastosowaniach praktycznych funkcja  $b(t)$  nie jest znana. Kryterium to jest zatem możliwe do zastosowania tylko w niektórych badaniach symulacyjnych. Bardziej przydatne jest inne kryterium, nieoparte bezpośrednio o błąd estymacji wektora parametrów  $b(t)$ , ale o różnicę między wartościami  $y_p$  wyjścia badanego obiektu, otrzymanymi na podstawie pomiarów, a wartościami  $y$  otrzymanymi na podstawie obliczeń modelu [Eykhoff P. 1980]. Najczęściej spotykaną postacią takiego kryterium jest norma określająca tę różnicę:

$$\varepsilon(y_p, y_m) = \|y_p - y_m\|, \quad (3)$$

gdzie:

$y_p$  – wektor parametrów stanu uzyskany na podstawie pomiarów,

$y_m$  – wektor parametrów stanu uzyskanych na podstawie obliczeń symulacyjnych.

Jako kryterium jakości można przyjąć różne funkcje  $\varepsilon$ .

Klasy zjawisk fizycznych, dla których można powyższe zadanie rozwiązać analitycznie są bardzo wąskie, zaś w uproszczonych, wyidealizowanych problemach, założenia często zbyt odbiegają od rzeczywistości.

Rozwiązania zadania estymacji, rozumianego jako minimalizacja kryterium jej błędu można podzielić na trzy klasy [2]:

- metody bezpośrednie, stosujące techniki minimalizacji bezpośredniej do nieskończonego wymiarowych modeli,
- redukcja do układów o zmiennych skupionych, przez aproksymację modeli o zmiennych rozłożonych układami równań różnicowych, różniczkowych zwyczajnych lub różnicowo-różniczkowych,
- redukcja do równań algebraicznych.

W każdej z tych klas można wyraźnie wyodrębnić etap aproksymacji modelu oraz etap estymacji wartości parametrów. Wśród metod wyznaczania wartości identyfikowanych parametrów można wymienić następujące:

- metody minimalizacyjne,
- metody stochastyczne,
- techniki teorii filtrów,
- metody quasilinearizacji,
- metoda najmniejszych kwadratów,
- metody rozwiązywania równań algebraicznych (dla układów zredukowanych do takich równań).

Efektywne zastosowanie wymienionych metod jest z reguły ograniczone tylko do niektórych typów zadań. Najszersze zastosowanie mają metody minimalizacji (głównie metody gradientowe). Niemniej, również ich stosowanie napotyka na trudności, szczególnie w przypadku wykorzystywania złożonych obliczeniowo modeli.

### 4. Dobór metody identyfikacji dla stosowanych modeli – studium metod

Niezależnie od powyższych uwag w dalszym ciągu istnieje problem doboru efektywnej metody optymalizacji do konkretnego zagadnienia. Jest to zwykle zadanie trudne, a jego rozwiązanie zależy najczęściej od dokładnej znajomości matematycznych i numerycznych własności minimalizowanej funkcji. Wiele algorytmów optymalizacyjnych wymaga, by funkcja kryterialna była ciągła, różniczkowalna jedno lub dwukrotnie. Na skuteczność algorytmów wpływa też położenie punktu optymalnego względem występujących ograniczeń. Istnieje bogata literatura dotycząca badań porównawczych rozmaitych procedur optymalizacyjnych.

Wyciągnięto na tej podstawie pewne ogólne wnioski, dotyczące ich jakości oraz wpływu poszczególnych elementów metod na wynik końcowy.

Można powiedzieć, że klasyfikacja uwzględniająca sposób tworzenia kierunku poszukiwań określa w przybliżeniu szybkość zbieżności metod od najniższej (algorytmy bezgradientowe) do najwyższej (metody drugiego rzędu i algorytmy quasi-newtonowskie). Różnego rodzaju testy spotykane w literaturze wskazują, że jeżeli jako kryterium wybierzemy liczbę wywołań modelu (jest to najbardziej kosztowna część obliczeń), to najbardziej efektywne są algorytmy:

- oparte na modyfikacjach metody Gaussa - Newtona oraz na metodzie Marquarta,
- niektóre algorytmy zmiennej metryki,
- różne wersje metody Davidona - Fletchera - Powella.

Do rozwiązania zadania identyfikacji wykorzystywane są też metody ewolucyjne. Podstawową ich zaletą jest uniwersalność i brak założeń dotyczących własności funkcji kryterialnych (funkcji opisujących dopasowanie). Dzięki odpowiedniej

liczności populacji i dopracowanym zasadom selekcji, metody te umożliwiają na ogół przeszukanie całej przestrzeni zmiennych decyzyjnych i dlatego uważane są za metody globalne. Jednak uniwersalność typowych metod ewolucyjnych jest jednocześnie ich słabością. Stwierdzono, że bardziej efektywne są algorytmy z wbudowaną w strukturach danych i operatorach genetycznych specyficzną wiedzą o rozwiązywanym zadaniu. Jednak ich opracowanie i stosowanie wymaga dużego doświadczenia i zwykle wielu prób.

## 5. Przeprowadzenie prób identyfikacji parametrycznej

Dla modelu samochodu, opisanego w [4], przeprowadzono próbę identyfikacji parametrów o nieznanymi wartościami. W celu uzyskania danych eksperymentalnych, umożliwiających przeprowadzenie procesu identyfikacji, zrealizowano eksperyment identyfikacyjny, opisany w [5]. Uzyskane dane opisywały zachowanie samochodu podczas manewrowania na twardej nawierzchni. Zdecydowano przeprowadzić identyfikację poprzez minimalizację funkcji strat opisującej, zależny od wektora identyfikowanych parametrów, błąd estymacji sygnałów wyjściowych modelu. Dzięki temu zagadnienie identyfikacji zostało sprowadzone do zadania optymalizacji, które można rozwiązać za pomocą szeregu algorytmów, dostępnych np. w systemie Matlab.

W zastosowanym do badań modelu samochodu można wskazać dwa parametry  $K_{\delta 1}$  oraz  $K_{\delta 2}$  ( $K_{\delta}$  – współczynnik sztywności poprzecznej kół agregatu).

Przeprowadzona identyfikacja parametryczna polegała na znalezieniu takich wartości wymienionych wyżej parametrów, które zapewniłyby zgodność wielkości wyjściowych, otrzymywanych z modelu oraz wyników pomiarów identyfikacyjnych. Przyjęto, że funkcja opisująca błędy estymacji powinna być nieujemną funkcją estymowanych parametrów.

Przyjęto jej następującą ogólną postać:

$$F_{kryt}(par) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^m \sum_{i=1}^n \alpha_k (y_{mk}(t_i) - y_{pk}(t_i))^2, \quad (4)$$

gdzie:

$n$  – liczba kroków symulacji,

$par$  – wektor identyfikowanych parametrów modelu,

$t_i$  – chwile kolejnych kroków symulacji i pomiaru,

$y_m$  – m wymiarowy wektor wartości parametrów stanu modelu uzyskanych na podstawie symulacji,

$y_p$  – m wymiarowy wektor wartości parametrów stanu agregatu uzyskanych na podstawie eksperymentu identyfikacyjnego,

$\alpha_k$  – współczynnik wagi, przyjęty w stosowanej przez nas identyfikacji jako równy 1.

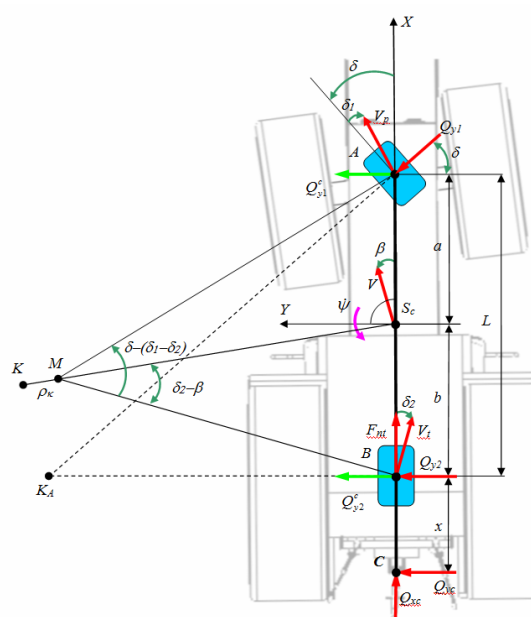
Zagadnienie identyfikacji modelu samochodu sprowadzono zatem do zadania optymalizacji funkcji, w dwuwymiarowej przestrzeni parametrów modelu. Własności funkcji kryterialnej decydujące o wyborze obliczeniowej metody optymalizacji są trudne do określenia, gdyż w celu jej obliczenia należy rozwiązać każdorazowo równania, na podstawie których należy ustalić wartości sił działających na pojazd, opisany w rozdz.6 dla aktualnych wartości identyfikowanych parametrów.

Wobec tego, w pierwszym podejściu do obliczeń optymalizacyjnych, zastosowano przede wszystkim, zgodnie z uwagami podanymi w poprzednim rozdziale, metodę Nelder-Meada (funkcja *fminsearch* w Optimization Toolbox Matlab [6]). Jest

to bezgradientowa metoda minimalizacji, bez ograniczeń. Nie nakłada żadnych założeń co do różniczkowalności funkcji kryterialnej. Dobrze nadaje się do zadań z silną nieliniowością, a nawet nieciągłością funkcji kryterialnej. Metoda Nelder-Meada polega na przekształcaniu w  $n$  wymiarowej przestrzeni zmiennych decyzyjnych wielościanu o  $n+1$  wierzchołkach (sympleksu) zbudowanego wokół punktu początkowego.

Podsumowując, należy stwierdzić, że ponieważ nie wiemy jak bardzo punkt startowy identyfikacji parametrów modelu samochodu różni się od ich poszukiwanych wartości rzeczywistych, proces identyfikacji należy oprzeć przede wszystkim na procedurze *fminsearch*, realizującej algorytm Nelder-Meada. Procedury pozostałe, między innymi *lsqnonlin*, mogą zostać wykorzystane do celów kontrolnych, szczególnie po wstępnym zlokalizowaniu wartości identyfikowanych parametrów.

Wykorzystanie przedstawionej metody wymaga w pierwszej kolejności przeprowadzenia eksperymentu ruchowego wybranego obiektu, jakim jest agregat rolniczy (rys. 1).



Rys. 1. Model fizyczny agregatu rolniczego przyjęty do identyfikacji parametrycznej

Fig. 1. The physical model of agricultural unit adopted for the parametric identification

## 6. Badania obiektu

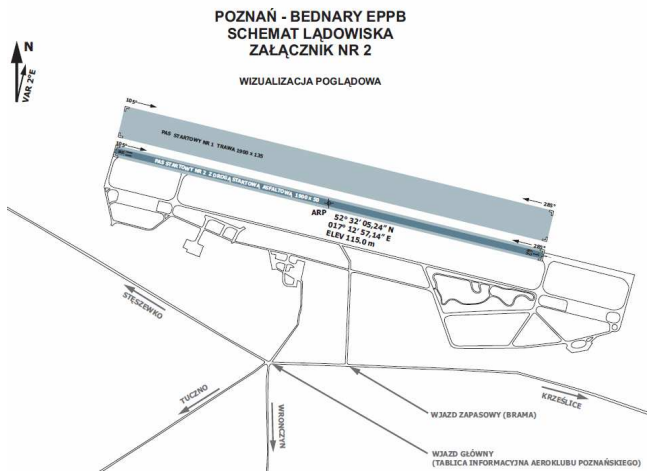
Badany obiekt przedstawiono na rys. 2 wraz z elementami połączenia naczepy z samochodem.



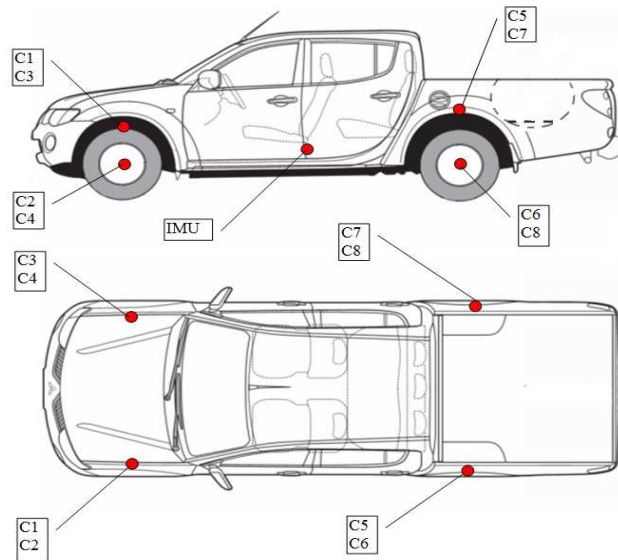
Rys. 2. Badany obiekt

Fig. 2. Vehicle intended for tests

Eksperymenty z obiektem zostały przeprowadzone na lotnisku Bednary k. Poznania (rys. 3-4).



Rys. 3. Szkic sytuacyjny lotniska Bednary  
Fig. 3. Sketch of the airport Bednary



Rys. 6. Rozmieszczenie czujników przyspieszeń  
Fig. 6. Arrangement of acceleration sensors

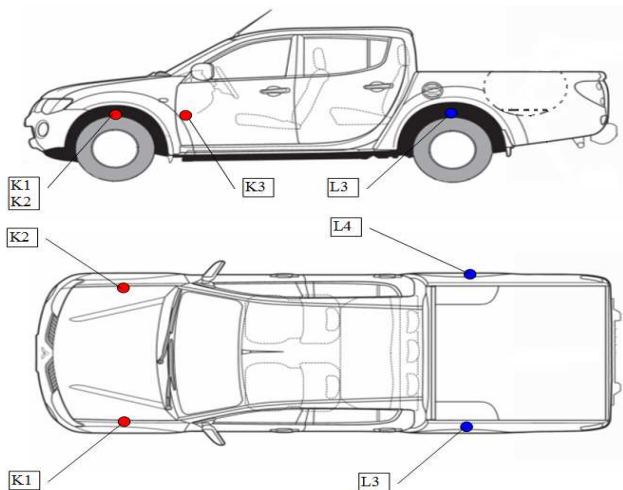


Rys. 4. Zdjęcie z miejsca prowadzenia badań ruchowych agregatu rolniczego  
Fig. 4. Photo of a place of agricultural unit movement research



Rys. 7. Układ firmy DATRON do pomiaru położenia koła kierowanego podczas jazdy  
Fig. 7. Datron's system for measuring steered wheel position

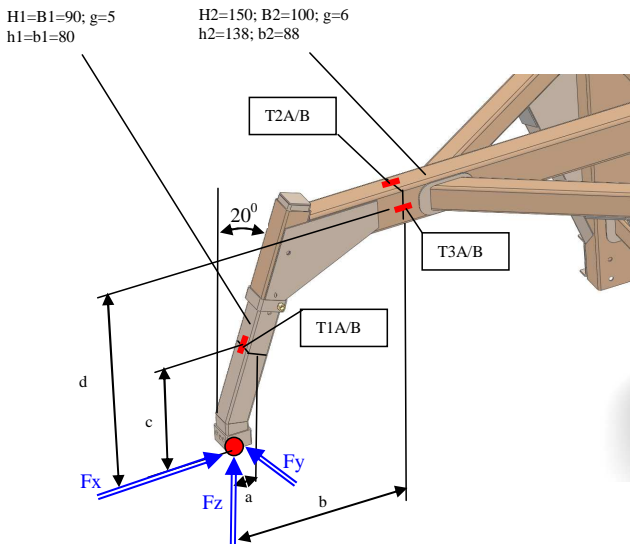
Rodzaje oraz rozmieszczenie czujników na pojeździe przedstawiono na rys. 5-9.



Rys. 5. Rozmieszczenie czujników przemieszczeń  
Fig. 5. Arrangement of displacement sensors



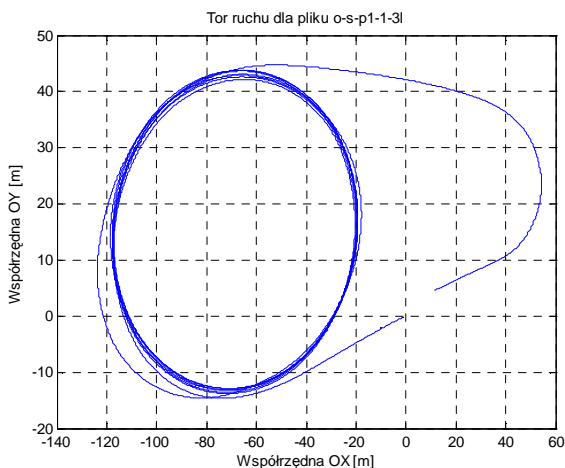
Rys. 8. GPS – SPAN- CPT  
Fig. 8. GPS – SPAN- CPT



Rys. 9. Rozkład tensometrów służących do pomiaru siły  $F_x$ ,  $F_y$  oraz  $F_z$  pochodzącej od oddziaływania naczepy  
 Fig. 9. Distribution of strain gauges to measure forces  $F_x$ ,  $F_y$  and  $F_z$  that come from the impact of the trailer

### 7. Identyfikacja obciążeń działających na pojazd w czasie ruchu

Rozpatrzmy w pierwszej kolejności jazdę po okręgu przy realizacji testu ze zmienną prędkością (przyśpieszanie, a następnie hamowanie silnikiem). Jest to o tyle wiarygodny pomiar, ponieważ ruch odbywa się po stałym promieniu, a więc powstające przyśpieszenia można sprawdzić teoretycznie. W przypadku testu z podwójną zmianą pasa ruchu istnieje „silne” zjawisko nieliniowości, wobec czego sprawdzenie uzyskanych wyników w zakresie przyśpieszeń byłoby bardzo złożonym wywodem matematyczno-fizycznym. Analizowany ruch pojazdu po torze, przedstawionym na rys. 10, charakteryzuje się zmiennymi przyśpieszeniami wzdłużnymi i poprzecznymi.



Rys. 10. Tor ruchu – jazda po okręgu  
 Fig. 10. Vehicle track – driving on the circle-shaped track

Na podstawie przyśpieszeń występujących w czasie ruchu po okręgu można określić siły poprzeczne wg równań:

$$Q_{y1l} = Q_{y1p} = M_s \cdot a_{y_{sc}} \cdot \left(\frac{b}{L}\right), \quad (5)$$

$$Q_{y2l} = Q_{y2p} = M_s \cdot a_{y_{sc}} \cdot \left(\frac{a}{L}\right), \quad (6)$$

gdzie:

- $a_{y_{sc}}$  – przyspieszenie poprzeczne środka ciężkości,
- $M_s$  – masa pojazdu (masa samochodu + zredukowana masa przyczepy),
- $a$  – odległość przedniej osi od środka ciężkości,
- $b$  – odległość tylnej osi od środka ciężkości,
- $L$  – odległość między osiami.

Siłę wzdłużną (napęd tylny) wyznaczamy z równania:

$$T_{x2l} = T_{x2p} = M_s \cdot a_{x_{sc}}, \quad (7)$$

gdzie:

- $a_{x_{sc}}$  – przyspieszenie wzdłużne środka ciężkości pojazdu.

Siły te można również wyznaczyć z równań:

$$F_{yt} = \frac{mv_s^2}{\rho} \cdot \frac{a}{a+b} = \frac{mv_s^2}{\rho} \cdot \frac{a}{L}, \quad (8)$$

$$F_{yp} = \frac{mv_s^2}{\rho} \cdot \frac{b}{a+b} = \frac{mv_s^2}{\rho} \cdot \frac{b}{L}, \quad (9)$$

po uwzględnieniu promienia krzywizny  $\rho$  wg zależności:

$$\psi = \frac{V_s}{\rho}, \quad (10)$$

gdzie:

- $V_s$  – prędkość liniowa środka ciężkości.

Prędkość kątową odchylenia  $\dot{\psi}_{sc}$  uzyskujemy z zarejestrowanych wartości w czasie pomiarów.

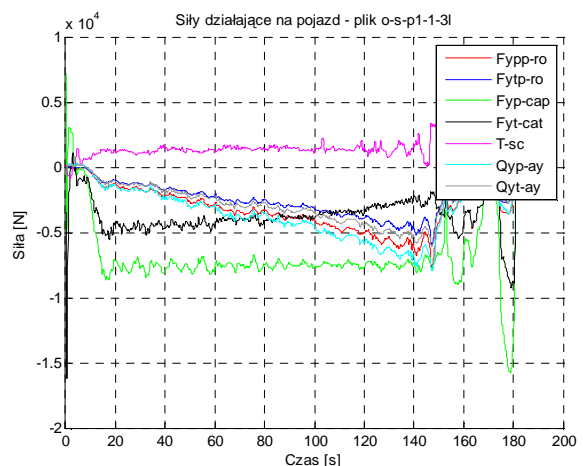
Należy jednak do tej analizy dołączyć również analizę wartości sił poprzecznych na podstawie zależności:

$$F_{yp} = K_{\delta 1} \cdot \delta_1, \quad F_{yt} = K_{\delta 2} \cdot \delta_2 \quad (11)$$

gdzie:

- $K_{\delta}$  – współczynnik sztywności poprzecznej kół agregatu,
- $\delta$  – kąt znoszenia dla kół odpowiedniej osi agregatu.

Zbiórny wykres uzyskanych wartości sił przedstawiono na rys. 11.



Rys. 11. Siły działające na pojazd określone na podstawie różnych teorii

Fig. 11. The forces acting on the vehicle defined on the basis of various theories – driving on the circle-shaped test track

Oznaczenia:

$F_{yp-ro}$  – siła poprzeczna działająca na przednie koła obliczona na podstawie zależności (8),

$F_{yt-ro}$  – siła poprzeczna działająca na tylne koła obliczona na podstawie zależności (8),

$F_{yp-cap}$  – siła poprzeczna działająca na przednie koła obliczona na podstawie zależności (11),

$F_{yt-cat}$  – siła poprzeczna działająca na tylne koła obliczona na podstawie zależności (11),

$T_{sc}$  – siła napędowa pojazdu działające wzdłuż osi OX,

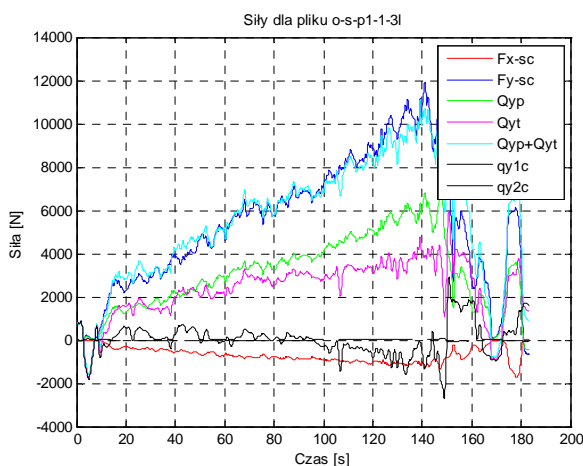
$Q_{yp-ay}$  – siła poprzeczna działająca na przednie koła obliczona na podstawie zależności (5),

$Q_{yt-ay}$  – siła poprzeczna działająca na przednie koła obliczona na podstawie zależności (5).

Z rys. 11 wynika, że:

- wartości sił poprzecznych uzyskane z analizy bazującej na przyśpieszeniach poprzecznych oraz promieniu krzywizny toru, są zasadniczo sobie równe (występują nieznaczne odchyłki wynikające z przybliżonej wartości liczenia promienia krzywizny),
- siły uzyskane z równań (11) różnią się co do charakteru jak również i co do wartości. Wynika to z uzyskanych wartości kątów  $\delta_1$  oraz  $\delta_2$ . Tak znaczna wrażliwość układu eliminuje tę metodę z definiowania sił zewnętrznych.

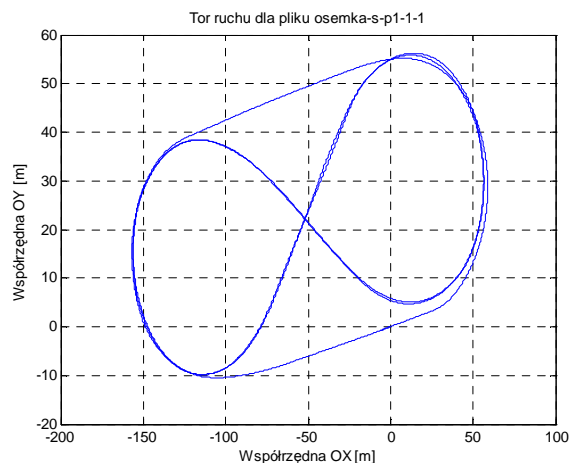
Ostatecznie przyjęto, że ustalanie wartości sił będzie wykonywane z wykorzystaniem równań (5) oraz (8), których przebieg przedstawiono na rys. 12.



Rys. 12. Przebieg sił obliczonych na podstawie równań (5) oraz (8). Przebieg sił oddziaływującej naczepy na pojazd (qy1c oraz qy2c)

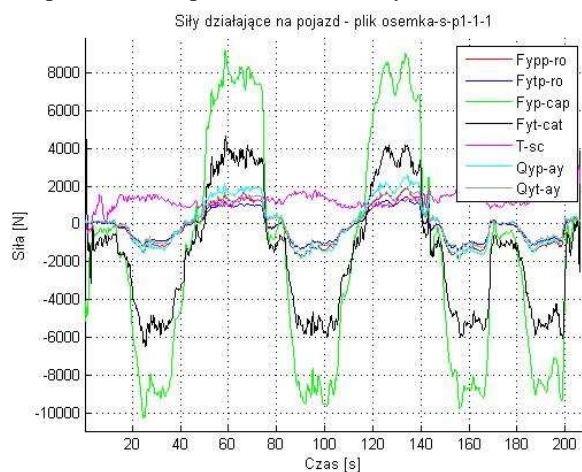
Fig. 7.3. The course of the forces calculated using the equations (5) and (8). The course of the trailer forces acting on the vehicle (qy1c and qy2c) – driving on the circle-shaped test track

W identyczny sposób dokonano obliczenia sił powstających na torze ruchu w postaci „ósemki” (rys. 13).



Rys. 13. Tor ruchu – jazda po torze w postaci „ósemki”  
Fig. 13. Vehicle track – driving on the eight-shaped test track

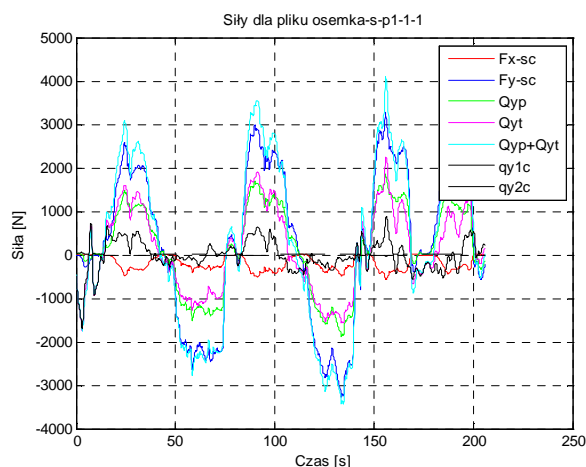
Siły oddziaływujące na pojazd powstałe w wyniku ruchu po „ósemce” przedstawiono na rys. 14.



Rys. 14. Siły działające na pojazd określone na podstawie różnych teorii

Fig. 14. The forces acting on the vehicle defined on the basis of various theories – driving on the eight-shaped test track

Z uwzględnieniem poczynionych uwag odnośnie sił powstających na torze ruchu po okręgu, uzyskane wartości sił dla toru ruchu po „ósemce” przedstawiono na rys. 15.



Rys. 15. Przebieg sił obliczonych na podstawie równań (5) oraz (8). Przebieg sił oddziaływującej naczepy na pojazd (qy1c oraz qy2c)

Fig. 15. The course of the forces calculated using the equations (5) and (8). The course of the trailer forces acting on the vehicle (qy1c and qy2c)

Mając zdefiniowane siły można obecnie przystąpić do symulacji komputerowej dla modelu strukturalnego celem przeprowadzenia identyfikacji parametrycznej [4].

## 8. Identyfikacja parametrów dla modelu o dwóch stopniach swobody

Często w praktyce inżynierskiej wykorzystuje się, celem przyspieszenia analizy oraz syntezy obiektu w zakresie stateczności ruchu, modele o dwóch stopniach swobody. Rozpatrzmy obecnie taki model z uwzględnieniem pełnej identyfikacji jego parametrów, z wykorzystaniem funkcji optymalizacyjnej  $f_{\text{minsearch}}$  wraz z symulacją komputerową.

Uzyskane wyniki przedstawiono poniżej:

Xload in-o\_s\_p1\_1\_3l  
Xload out-o\_s\_p1\_1\_3l

Punkt startu:  
X0 = 200000 200000

Kwadrat różnicy sił	$K_{\delta_1}$	$K_{\delta_2}$
F=807408619.1353	200000	200000
F=897083048.0115	210000	200000
F=811154325.8581	200000	210000
F=726395394.8275	190000	210000
F=648523502.9	180000	215000
F=644646212.3157	180000	205000
F=568790074.287	170000	202500
F=8840303.5796	22567.9833	62668.4019
F=8840303.5795	22567.96	62668.4701
F=8840303.5795	22567.9539	62668.4411
F=8840303.5795	22567.9666	62668.4566
F=8840303.5795	22567.9619	62668.4939
F=8840303.5795	22567.964	62668.4481
F=8840303.5795	22567.9575	62668.4615
F=8840303.5795	22567.9643	62668.4579

Xload in-ossemka\_s\_p1\_1\_1  
Xload out-ossemka\_s\_p1\_1\_1

Punkt startu:  
X0 = 200000 200000

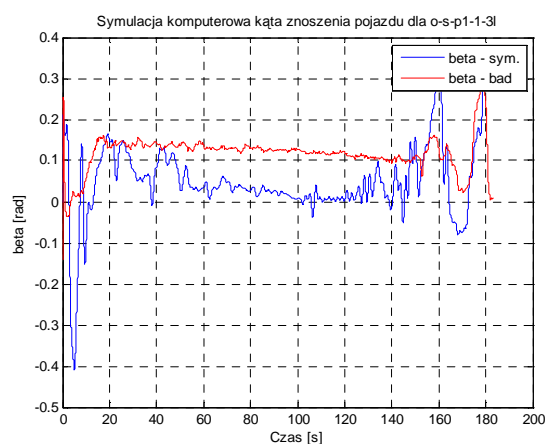
Kwadrat różnicy sił	$K_{\delta_1}$	$K_{\delta_2}$
F=513673297.3114	200000	200000
F=570977924.0166	210000	200000
F=516297023.1256	200000	210000
F=462154372.5006	190000	210000
F=412551328.1853	180000	215000
F=409839912.6081	180000	205000
F=361370763.3003	170000	202500
F=4327384.2562	23769.576	55397.2575
F=4327384.2562	23769.5759	55397.2574
F=4327384.2562	23769.5761	55397.2575
F=4327384.2562	23769.576	55397.2577
F=4327384.2562	23769.5759	55397.2575
F=4327384.2562	23769.576	55397.2576
F=4327384.2562	23769.576	55397.2576
F=4327384.2562	23769.576	55397.2576

Z przedstawionych wyników identyfikacji wynika, że uzyskane wartości parametrów dla dwóch różnych torów ruchu, są zbliżone. Wobec czego możemy przystąpić do symulacji komputerowej z wykorzystaniem uzyskanych wartości  $K_{\delta_1}$  oraz  $K_{\delta_2}$ .

## 9. Walidacja systemu ruchu poprzecznego pojazdu

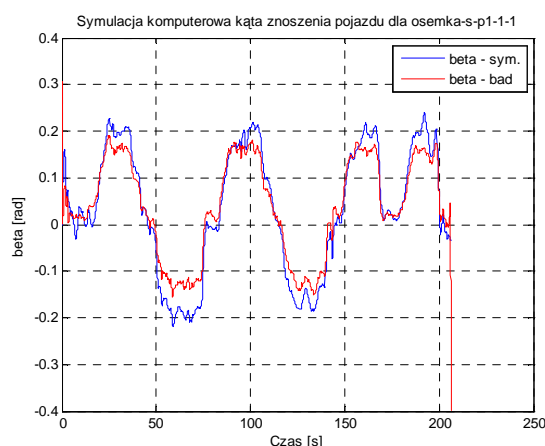
Walidacja w naukach technicznych i informatyce oznacza działanie mające na celu potwierdzenie w sposób udokumentowany i zgodny z założeniami, że procedury, procesy, urządzenia, materiały, czynności i systemy rzeczywiście prowadzą do zaplanowanych wyników. W tym celu dokonajmy symulacji komputerowej z wykorzystaniem równań ruchu dla pojazdu z naczepą przedstawionych w literaturze [4], poruszającego się po torze ruchu w postaci okręgu oraz „ósemki”.

Uzyskane kąty znoszenia pojazdu przedstawiono na rys. 16 i 17.



Rys. 16. Wykres kąta znoszenia samochodu przy jeździe po torze ruchu w postaci okręgu

Fig. 16. Vehicle's drift angle – driving on the circle-shaped test track

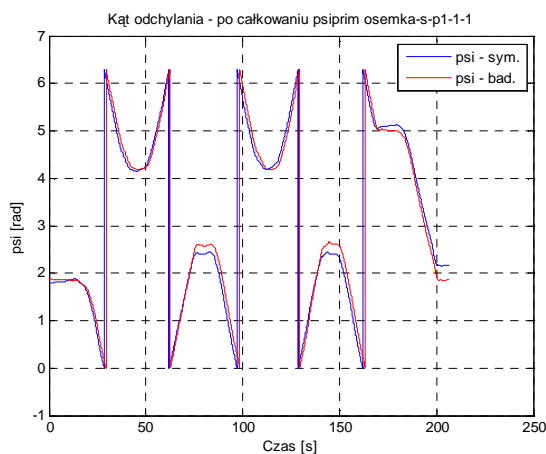


Rys. 17. Wykres kąta znoszenia samochodu przy jeździe po torze ruchu w postaci „ósemki”

Fig. 17. Vehicle's drift angle – driving on the eight-shaped test track

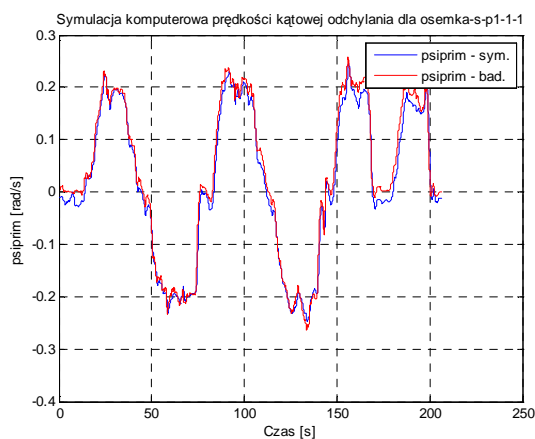
Z rys. 16 wynika, że uzyskane wartości współczynników sztywności poprzecznej pojazdu nie w pełni pozwalają na odzwierciedlenie ruchu po okręgu. Uzyskany z symulacji komputerowej kąt znoszenia  $\beta$  jest przesunięty, co do amplitudy, natomiast charakter w pełni odzwierciedla zachowanie się pojazdu na łuku. Różnice wynikają prawdopodobnie ze zmiennej prędkości. Zagadnienie to będzie przedstawione w kolejnym artykule.

Bardzo dobre zbieżności wyników symulacji komputerowej z badaniami otrzymano dla ruchu po „ósemce”. Jest to wynik bardziej równomiernej jazdy co do prędkości ruchu (rys. 17-19). Na szczególną uwagę zasługuje uzyskana dokładność symulacji komputerowej kąta odchylenia  $\psi$ , którego charakterystyka jest złożona.



Rys. 18. Wykres kąta odchylenia pojazdu po torze ruchu w postaci „ósemka”

Fig. 18. Vehicle's yaw angle – driving on the eight-shaped test track



Rys. 19. Wykres prędkości kątowej odchylenia pojazdu poruszającego się po torze ruchu w postaci „ósemka”

Fig. 19. Vehicle's deflection angular velocity – driving on the eight-shaped test track

## 10. Wnioski

Porównanie wyników badań daje podstawę do sformułowania wniosku o dobrej zgodności przebiegów czasowych otrzymanych z symulacji i badań eksperymentalnych, szczególnie dotyczy to kąta odchylenia pojazdu, co uzasadnia stwierdzenie, że model symulacyjny dobrze odzwierciedla własności obiektu rzeczywistego.

Celem długofalowym prac jest skonstruowanie sterownika, pozwalającego na zapewnienie bezpieczeństwa ruchu agregatu rolniczego po drogach publicznych. Uzyskane zadawalające wyniki identyfikacji wskazują, że prace związane z przedstawioną tematyką powinny być w dalszym ciągu kontynuowane.

## 11. Bibliografia

- [1] Soderstrom T., Stoica P.: Identyfikacja systemów. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1997.
- [2] Maślowski A.: Wprowadzenie do analizy dynamiki układów fizycznych. Część III. Identyfikacja. Wydawnictwa Politechniki Białostockiej, 1991.
- [3] Szczepaniak J.: Symulacja zachowań dynamicznych maszyn rolniczych z uwzględnieniem kryterium stateczności dla potrzeb bezpieczeństwa ruchu. Rozprawa habilitacyjna, 2008.
- [4] Pawłowski T., Wojciechowski J., Osmólski W.: Dynamika ruchu agregatu rolniczego poruszającego się po drogach publicznych. Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering, 2012, Vol. 57(2).
- [5] Pawłowski T.: Transport agregatów rolniczych po drogach publicznych w ujęciu teorii sterowania w aspekcie bezpieczeństwa ruchu. Praca habilitacyjna – przyjęta do druku.
- [6] Coleman T., Branch M. A., Grace A.: Optimization Toolbox For Use with Matlab. User Guide version 2, The Math Works Inc., 1999.