

POSSIBILITY OF FORECAST FOR MODEL TRACTOR – POTATO PLANTER COMBINATION

Summary

The paper presents a mathematical model, which may be used for analysing the behaviour of tractor – agricultural machine combinations at the preliminary design stages. It is a 2D (flat) three-wheeled model based on the so called bicycle models (two-wheeled) that are often referred to in the literature. The model has been applied to a tractor – potato planter combination. Obtained results enable to estimate influence of tractor – potato planter combination parameters on its behaviour on the road.

MOŻLIWOŚCI PROGNOSTYCZNE MODELU AGREGATU CIĄGNIK – SADZARKA DO ZIEMNIAKÓW

Streszczenie

W artykule przedstawiono model matematyczny, który może posłużyć do analiz zachowania zestawów ciągnik – maszyna rolnicza we wstępnych etapach projektowania. Jako model wyjściowy wybrano płaski model, który jest rozwinięciem znanego w literaturze dwukołowego modelu (tzw. bicycle model). Model zastosowano do zestawu ciągnik – sadzarka do ziemniaków. Przedstawiono przykłady obliczeń symulacyjnych. Uzyskane wyniki pozwalają na ocenę wpływu wartości parametrów konstrukcji agregatu ciągnik – sadzarka do ziemniaków na jego zachowanie podczas ruchu na drodze.

1. Wprowadzenie

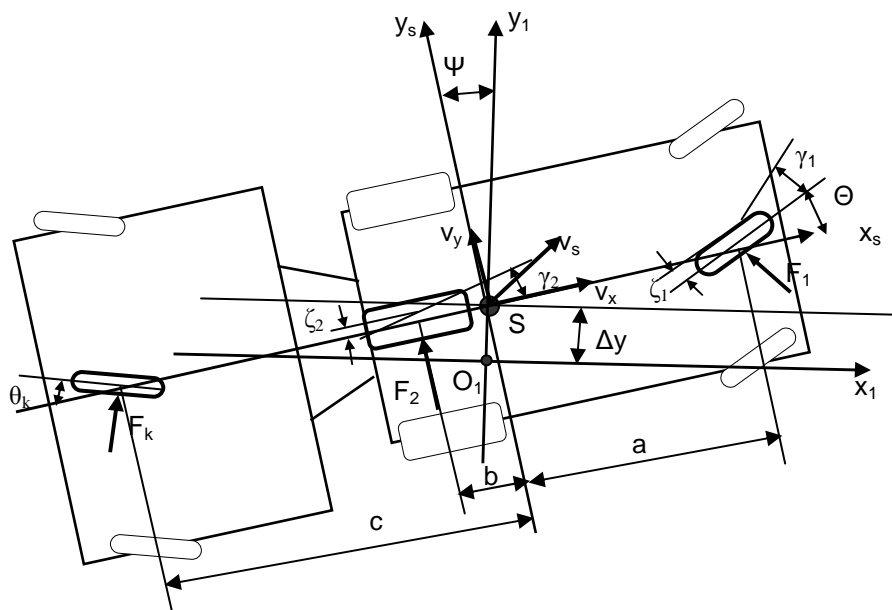
Rozwój maszyn rolniczych i coraz większe wymagania ich użytkowników sprawiają, że podczas ich projektowania stosowane są coraz nowocześniejsze metody i narzędzia. Należą do nich modelowanie i komputerowe metody symulacji. Często są one przejmowane z innych, bardziej zasobnych i nowoczesnych gałęzi przemysłu i adaptowane do specyficznych warunków, w których pracują maszyny rolnicze.

Jednym z problemów spotykanych w trakcie projektowania i badań maszyn rolniczych jest przewidywanie zachowania agregatu składającego się z ciągnika i połączonej z nim maszyny. W artykule wykorzystano model matematyczny, który może posłużyć do takich analiz.

2. Charakterystyka modelu

Analizowany agregat składa się z ciągnika rolniczego oraz półzawieszanej, automatycznej, dwurzędowej sadzarki do ziemniaków. Sadzarka zaczepiona jest do dolnych cięgien 3-punktowego układu zawieszenia ciągnika, co umożliwia wyniesienie przedniej części sadzarki w górne położenie na uwrociach oraz podczas przejazdów transportowych. Sadzarka opierać się będzie wówczas na tylnych, samoskrętnych kołach podporowych. Należy podkreślić, że sposób połączenia sadzarki z ciągnikiem uniemożliwia obrót sadzarki względem ciągnika wokół osi prostopadłej do powierzchni drogi.

Jako podstawę modelu agregatu ciągnik – sadzarka do ziemniaków przyjęto płaski dwukołowy model pojazdu.



Rys. 1. Płaski model agregatu ciągnik – sadzarka do ziemniaków
Fig. 1. The 2D model of tractor – potato planter combination

Jest on wzorowany na modelach często wykorzystywanych do opisu ruchu samochodu, dla potrzeb symulacji układów automatyki wspomagających pracę kierowcy. Proponowany model został w istotny sposób zmodyfikowany przez dodanie trzeciego koła reprezentującego oś sadzarki [10], [13]. Jego schemat przedstawiono na rys. 1.

Na rys. 1 przyjęto następujące oznaczenia:

- Δy [m] – poprzeczne odchylenie agregatu,
- Ψ [rad] – kąt obrotu masy resorowanej agregatu, od stycznej do osi korytarza,
- v_s [m/s] – prędkość środka ciężkości agregatu,
- v_y i v_x [m/s] – rzuty prędkości punktu S na oś SY_s i SX_s ,
- ζ_1, ζ_2 [m] – boczne przemieszczenia odpowiednio przednich i tylnych kół ciągnika,
- γ_1, γ_2 [rad] – kąty znoszenia odpowiednio przednich i tylnych kół ciągnika,
- Θ [rad] – średni kąt skrętu koła kierowanego,
- θ_k [rad] – kąt skrętu kół samoskrętnych,
- F_1, F_2, F_k [N] – boczne reakcje na przedniej i tylnej osi ciągnika oraz osi sadzarki,
- a [m] – odległość przedniej osi ciągnika od środka ciężkości agregatu,
- b [m] – odległość tylnej osi ciągnika od środka ciężkości agregatu,
- c [m] – odległość osi sadzarki od środka ciężkości agregatu.

Poza tym prezentowany model agregatu wykorzystuje następujące parametry:

- M [kg] – masa agregatu,
- m [kg] – masa układu koła samoskrętnego,
- I_{zz} [kg m²] – moment bezwładności agregatu względem osi pionowej przechodzącej przez środek ciężkości agregatu,
- $c_{\xi 1}, c_{\xi 2}$ [N/m] – sztywności poprzeczne opon przedniej i tylnej osi oraz osi sadzarki,
- $K_{\delta 1}, K_{\delta 2}, K_{\delta k}$ [N/rad] – współczynniki odporności na katowe znoszenie kół przedniej i tylnej osi oraz osi sadzarki,
- κ [kg m²] – moment żyroskopowy układu koła samoskrętnego,
- a_1, a_2 [m⁻²] – współczynniki krzywizny deformacji opon przedniej i tylnej osi ciągnika,
- a_k [m] – odległość osi obrotu zespołu koła samoskrętnego od jego środka ciężkości,
- b_k [m] – odległość punktu styku opony koła samoskrętnego z powierzchnią drogi od jego środka ciężkości,
- k_k [kg/s²] – współczynnik sztywności kontaktu zestawu koła samoskrętnego z podłożem.

Proponowany model ma 7 stopni swobody: boczne przemieszczenie pojazdu y , kąt Ψ obrotu masy resorowanej agregatu wokół osi prostopadłej do powierzchni drogi, boczne przemieszczenia przedniego i tylnego koła ciągnika ζ_1, ζ_2 , kąty znoszenia odpowiednio przednich i tylnych kół ciągnika γ_1, γ_2 , kąt skrętu kół samoskrętnych θ_k .

Podczas opracowywania modelu przyjęto następujące założenia upraszczające:

- ruch agregatu odbywa się ze stałą prędkością wzdłużną v_x ,
- pomijane są podatności siedzeń oraz zawieszenia silnika,
- pomija się luzy w połączeniach przegubowych,
- kąty skrętu kół, kąty bocznego znoszenia kół i pojazdu oraz kąt odchylenia są małe tak, by można było przyjąć: $\sin(\Psi) \approx \Psi$ oraz $\cos(\Psi) \approx 1$.

Równania modelu uzyskano na podstawie równań dynamiki Newtona oraz teorii Kieldysza [1] opisującej toczenie się ogumionego koła po płaskiej powierzchni. Uwzględniono także specyficzne własności kół samonastawnych [3]:

$$\begin{cases} \dot{y}_y = \frac{c_{\xi 1}}{M} \zeta_1 + \frac{c_{\xi 2}}{M} \zeta_2 + \frac{m(\kappa^2 + a_k^2)}{M(a_k + b_k)} \ddot{\theta}_k - v_x \dot{\Psi} \\ \ddot{\Psi} = \frac{ac_{\xi 1}}{I_{zz}} \zeta_1 - \frac{bc_{\xi 2}}{I_{zz}} \zeta_2 - \frac{c}{I_{zz}} \frac{m(\kappa^2 + a_k^2)}{(a_k + b_k)} \ddot{\theta}_k \\ \dot{\zeta}_1 = -v_y - a \dot{\Psi} + v_x \Theta + v_x \gamma_1 \\ \dot{\zeta}_2 = -v_y + b \dot{\Psi} + v_x \gamma_2 \\ \dot{\gamma}_1 = -\dot{\Psi} - \dot{\Theta} - v_x a_1 \left(\zeta_1 + \frac{K_{\delta 1}}{c_{\xi 1}} \gamma_1 \right) \\ \dot{\gamma}_2 = -\dot{\Psi} - v_x a_2 \left(\zeta_2 + \frac{K_{\delta 2}}{c_{\xi 2}} \gamma_2 \right) \\ \ddot{\theta}_k = -\frac{v_x k_k}{K_{\delta k}} \dot{\theta}_k - k_k \frac{(a_k + b_k)^2}{m(\kappa^2 + a_k^2)} \dot{\theta}_k - k_k v_x \frac{(a_k + b_k)}{m(\kappa^2 + a_k^2)} \theta_k \end{cases} \quad (1)$$

3. Identyfikacja parametryczna modelu

Istotnym etapem tworzenia modelu była identyfikacja jego parametrów. Identyfikację przeprowadzono porównując wartości zmiennych modelu takich jak prędkość przemieszczenia poprzecznego lub kąt skrętu agregatu, a przede wszystkim trajektorie ruchu agregatu uzyskane na podstawie eksperymentu identyfikacyjnego (pomiarów) oraz na podstawie obliczeń symulacyjnych. Przyjęto następujące kryterium identyfikacji:

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

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,

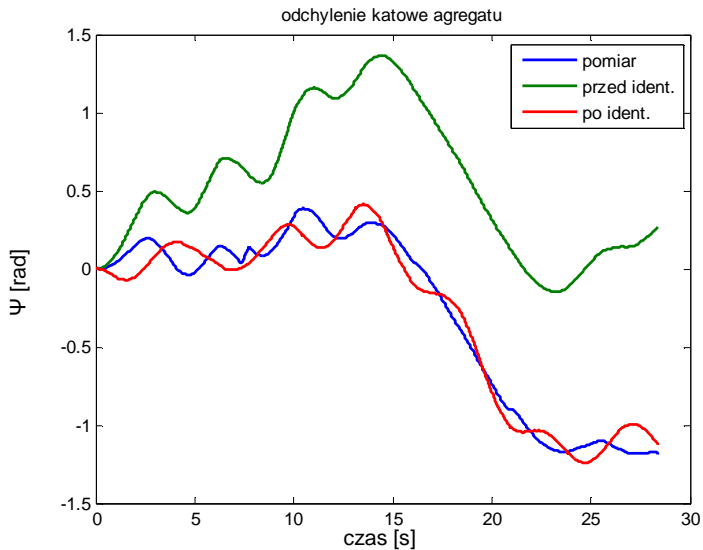
y_p – m wymiarowy wektor wartości parametrów stanu agregatu uzyskanych na podstawie eksperymentu identyfikacyjnego.

Dzięki temu zadanie identyfikacji sprowadzono do zadania optymalizacji jednokryterialnej [2]. Szczegółowy opis procesu identyfikacji przedstawiono w pracy [12].

Na rys. 2 przedstawiono przykładowe wyniki procesu identyfikacji. Na rysunku przedstawiono trzy krzywe reprezentujące: wartości uzyskane dzięki badaniom identyfikacyjnym, wyniki obliczeń symulacyjnych przed przeprowadzeniem identyfikacji (dla spodziewanych, szacowanych wartości identyfikowanych parametrów) oraz wyniki obliczeń symulacyjnych dla wartości parametrów uzyskanych w wyniku identyfikacji.

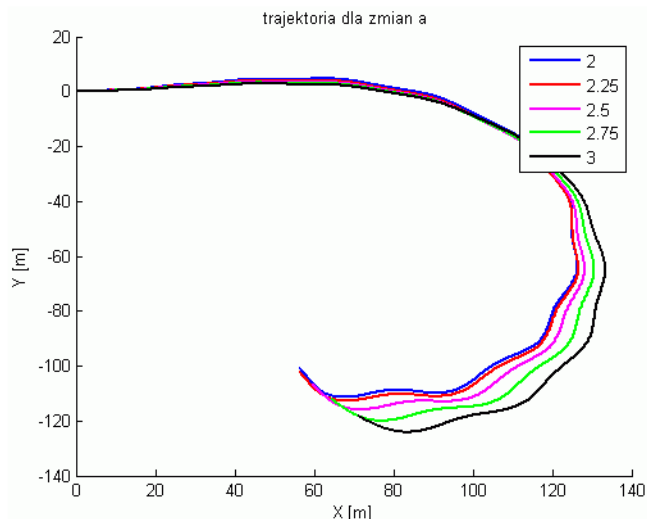
4. Symulacja prognostyczna

Po uzyskaniu właściwych parametrów modelu agregatu ciągnik – sadzarka do ziemniaków, można go wykorzystać do przeprowadzania symulacji prognostycznej umożliwiającej określenie wpływu poszczególnych parametrów na zachowanie analizowanej maszyny. Można też szacunkowo określić zakresy ich wartości, dopuszczalne z punktu widzenia stabilności ruchu agregatu.



Rys. 2 Wykresy odchylenia katowego środka ciężkości agregatu uzyskane za pomocą pomiarów oraz za pomocą obliczeń symulacyjnych

Fig. 2. Charts of combination centre of gravity rotation angle obtained from measurement and from simulation



Rys. 3 Zmiany trajektorii agregatu dla różnych odległości (wartości podane w legendzie [m]) przedniej osi ciągnika od środka ciężkości agregatu (a na rys. 1) dla jazdy po okręgu

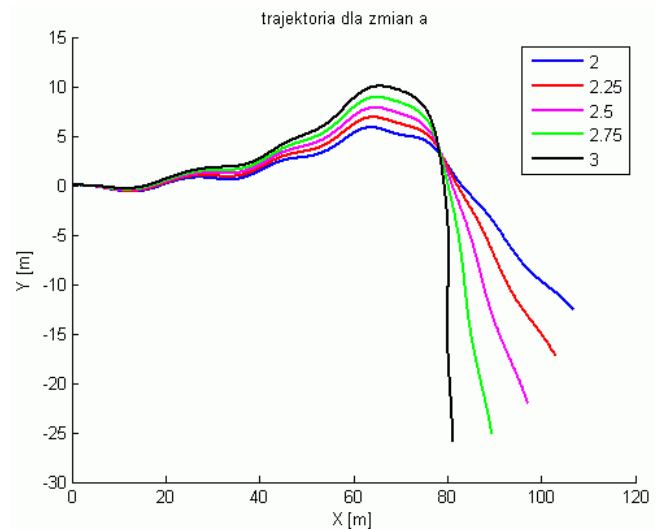
Fig. 3. Changes of combination trajectory for various distances from front tractor axle to combination center of gravity (the distances values are shown on the legend [m]) for cornering

W rzeczywistej konstrukcji zmieniając jeden z jej parametrów zmieniamy jednocześnie inne. Np. zmieniając położenie osi jezdnej maszyny lub agregatu zmieniamy jednocześnie położenie środka ciężkości i moment bezwładności. Korzystając z modelu możemy modelować także takie zmiany. Możemy analizować jednak także wpływ pojedynczego parametru na właściwości trakcyjne modelowanej maszyny. Ułatwia to konstruktorowi decyzję, które parametry powinny ulec zmianie w celu uzyskania maszyny o lepszych właściwościach.

Na rys. 3-10 przedstawiono przykładowe analizy zachowania agregatu ciągnik – sadzarka do ziemniaków. Legenda dołączona do prezentowanych wykresów pokazuje wartości parametru, którego wpływ na zachowanie agregatu jest badany.

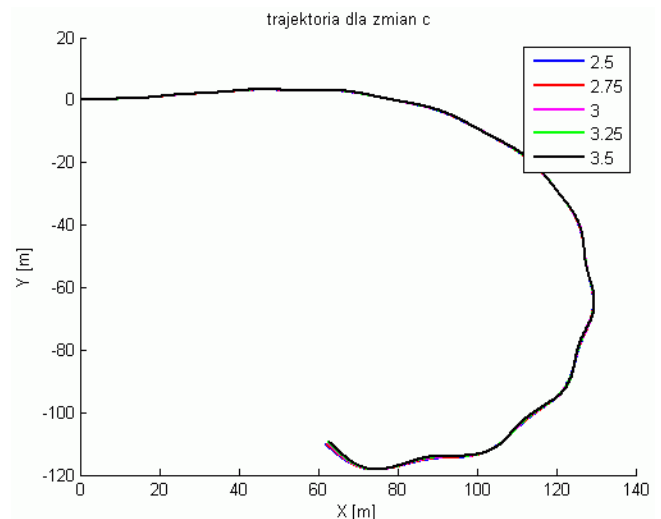
Na rys. 3 i 4 uwidoczniło zmiany kształtu drogi przebytej przez agregat, wynikające ze zmian odległości środka ciężkości agregatu od przedniej osi ciągnika.

Można zauważyć, że zmiana odległości przedniej osi ciągnika od środka ciężkości o 1 m powoduje znaczące zmiany w kształcie przebytej drogi.



Rys. 4. Zmiany trajektorii agregatu dla różnych odległości (wartości podane w legendzie [m]) przedniej osi ciągnika od środka ciężkości agregatu (a na rys. 1) dla jazdy po zakręcie

Fig. 4. Changes of combination trajectory for various distances from front tractor axle to combination center of gravity (the distances values are shown on the legend [m]) for cornering



Rys. 5. Zmiany trajektorii agregatu dla różnych odległości (wartości podane w legendzie [m]) osi sadzarki od środka ciężkości agregatu (c na rys. 1) dla jazdy po okręgu

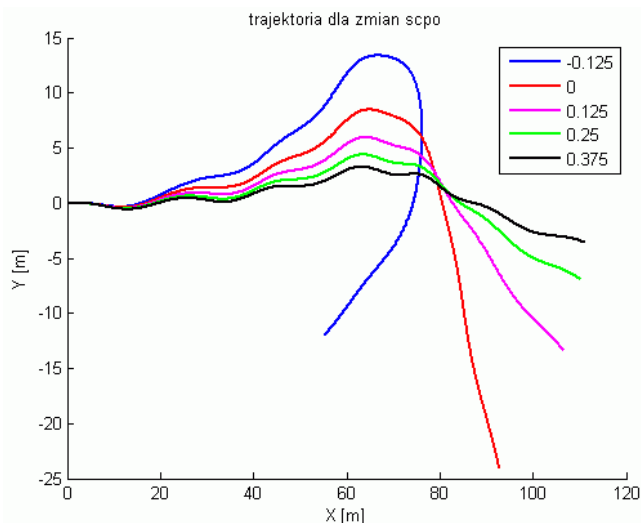
Fig. 5. Changes of combination trajectory for various distances from potato planter axle to combination center of gravity (the distances values are shown on the legend [m]) for cornering

Możemy też zauważyć, że zgodnie z oczekiwaniami (koła sadzarki są kołami samonastawnymi) zmiana samej tylko odległości osi sadzarki od środka ciężkości agregatu nie wpływa znacząco na ruch pojazdu (rys. 5).

Szczególnie istotny wpływ na zachowanie agregatu ma położenie środka ciężkości. Jego przesunięcie oznacza jed-

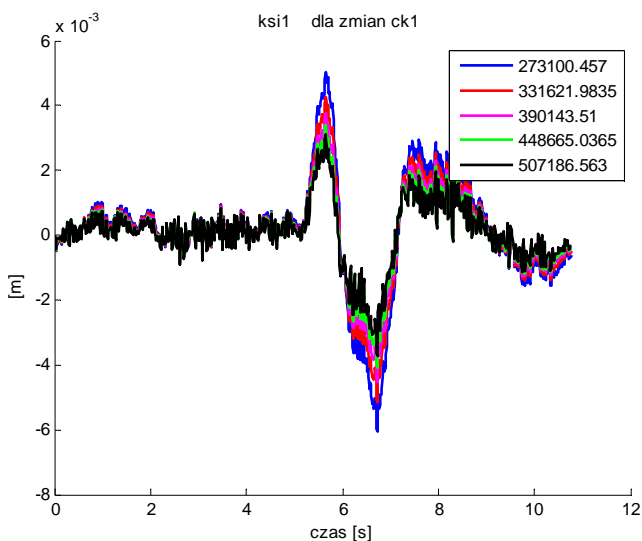
noczesną zmianę odległości od obu osi ciągnika i osi sadzar-ki. W legendzie dołączonej do rys. 6 dodatnia wartość para-metru oznacza przesunięcie środka ciężkości do przodu.

Jak widać, przesunięcie środka ciężkości do tyłu może doprowadzić pojazd do utraty stateczności (niebieska linia).



Rys. 6. Zmiany trajektorii agregatu dla zmian położenia środka ciężkości agregatu [m] w czasie wykonywania zakrętu; legenda opisuje wielkość przesunięcia w metrach – wartość dodatnia oznacza przesunięcie środka ciężkości do przodu

Fig. 6. Changes of combination trajectory for various combination center of gravity position (the shift values are shown on the legend [m], positive values mean forward shift) for cornering



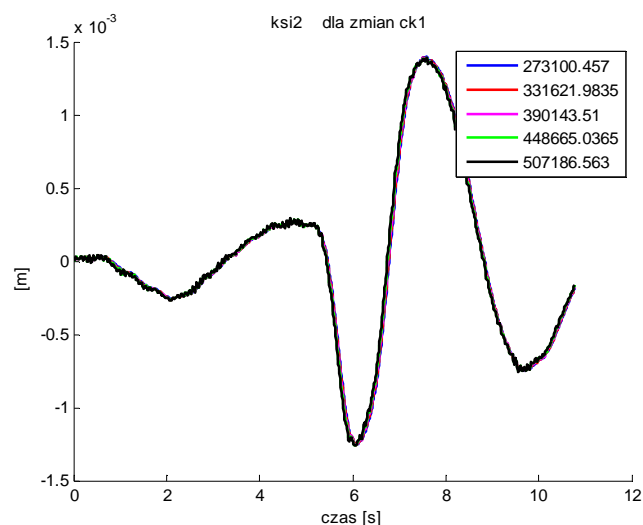
Rys. 7. Zmiany bocznego przemieszczenia opon przedniej osi ciągnika (zmienna ζ_1 [m] modelu i rys. 1) dla różnych wartości poprzecznej sztywności opon przedniej osi ciągnika c_{ζ_1} [N/m] (patrz legenda)

Fig. 7. The changes of lateral displacement of tractor front axle tires (model variable ζ_1 [m], fig. 1) for various values of lateral stiffness of tractor front axle tires c_{ζ_1} [N/m] (see legend)

Ważne jest też badanie wzajemnych powiązań między poszczególnymi parametrami modelu i charakterystyka ich oddziaływań. Na rys. 7 i 8 pokazano wpływ zmian sztywności poprzecznej opon przedniej osi ciągnika na boczne przemieszczenie opon odpowiednio przedniej i tylnej osi.

Zgodnie z oczekiwaniami, dla większej poprzecznej sztywności opon wystąpiły mniejsze przemieszczenia. Jest to widoczne szczególnie podczas zmian kierunku przemieszczeń opon.

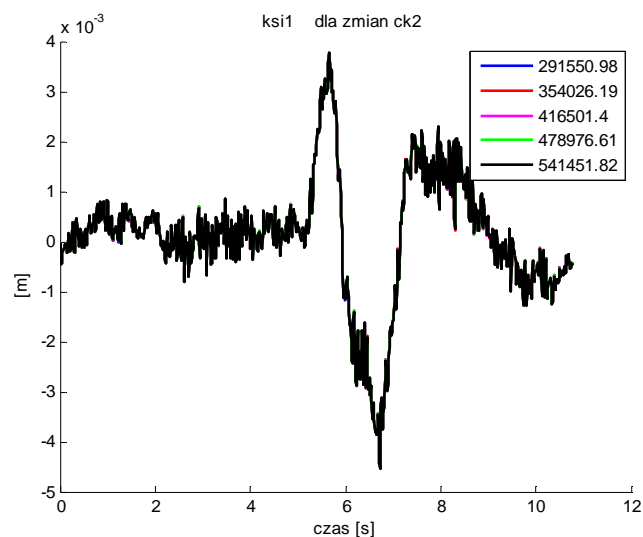
Rys. 8 pokazuje, że zmiana sztywności opon przedniej osi ciągnika nie wpływa w istotny sposób na zachowanie opon tylnej osi.



Rys. 8. Zmiany bocznego przemieszczenia opon tylnej osi ciągnika (zmienna ζ_2 [m] modelu) dla różnych wartości poprzecznej sztywności opon przedniej osi ciągnika c_{ζ_1} [N/m] opisanych w legendzie

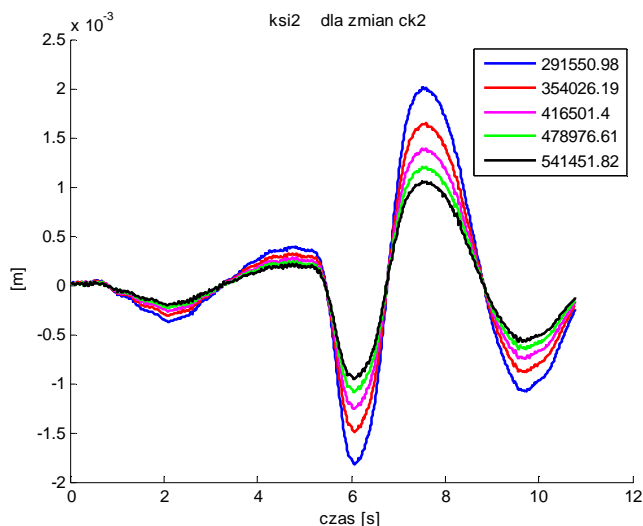
Fig. 8. The changes of lateral displacement of tractor back axle tyres (model variable ζ_2 [m], fig. 1) for various values of lateral stiffness of tractor front axle tires c_{ζ_1} [N/m] (see legend)

Analogicznie, zmiana wartości sztywności poprzecznej opon tylnej osi ciągnika spowoduje zmiany przemieszczenia tylko dla opon tylnej osi (rys. 9 i 10).



Rys. 9. Zmiany bocznego przemieszczenia opon przedniej osi ciągnika (zmienna ζ_1 [m] modelu) dla różnych wartości poprzecznej sztywności opon tylnej osi ciągnika c_{ζ_2} [N/m] opisanych w legendzie

Fig. 9. The changes of lateral displacement of tractor front axle tires (model variable ζ_1 [m]) for various values of lateral stiffness of tractor back axle tires c_{ζ_2} [N/m] (see legend)



Rys. 10. Zmiany bocznego przemieszczenia opon tylnej osi ciągnika (zmienna ζ_2 [m] modelu) dla różnych wartości poprzecznej sztywności opon tylnej osi ciągnika $c_{\zeta 2}$ [N/m] opisanych w legendzie

Fig. 10. The changes of lateral displacement of tractor back axle tires (model variable ζ_2 [m]) for various values of lateral stiffness of tractor back axle tires $c_{\zeta 1}$ [N/m] (see legend)

Na rys. 10 także można zauważyć, że większe sztywności opon tylnej osi skutkują mniejszymi przemieszczeniami poprzecznymi opon tej osi. Widać też, że różnice te są mniejsze niż dla zmian sztywności opon przedniej osi. Jest to prawdopodobnie spowodowane większym naciskiem na tylną oś ciągnika.

5. Podsumowanie

Zaprezentowane przykładowe wyniki symulacji świadczą o dużych możliwościach prognostycznych opracowanego modelu. Można dzięki niemu uzyskiwać informacje o wpływie zmian wybranych parametrów analizowanej maszyny na jej ruch lub wartości innych parametrów. Uzyskanie takich danych nie zawsze jest możliwe nawet przy zastosowaniu badań eksperymentalnych.

Przedstawiony model może być efektywnie wykorzystywany przez konstruktorów maszyn rolniczych do prowadzenia analiz dotyczących bezpieczeństwa ruchu na wczesnych etapach projektowania. W sytuacji, gdy wiele proponowanych modeli charakteryzuje się dużą liczbą stopni swobody i koniecznością wprowadzenia wartości wielu, często trudnych do oszacowania parametrów, zaletą prezentowanego rozwiązania jest jego prostota połączona z dokładnością wystarczającą do realizacji założonych celów.

Uzyskane wyniki wskazują, że należy w dalszym ciągu kontynuować prace związane z przedstawioną tematyką. Powinny one dotyczyć zarówno formalizacji i uproszczenia procesu modelowania, jak i poszerzenia obszaru stosowalności uzyskiwanych modeli. Bardzo ważnym zadaniem jest przede wszystkim opracowanie efektywnego opisu kontaktu opona – gleba dla różnych warunków glebowych i atmosferycznych.

6. Literatura

- [1] Chacaturow A.A.(red.): Dinamika sistemy dorogazhina-avtomobil-voditel. Maszynostrojenie. Moskwa, 1976.
- [2] Coleman T., Branch M. A., Grace A.: Optimization Toolbox For Use with Matlab. User Guide version 2. The Math Works Inc., 1999.
- [3] Karnopp D.: Vehicle Stability. Marcel Dekker, Inc, New York, 2004.
- [4] Lozia Z.: Vehicle dynamisc and Motion Simulation Versus Experiment. SAE Paper 980220, 1998.
- [5] Lugner P., Pacejka H. B., Plöchl M.: Recent advances in tyre models and testing procedures. Vehicle System Dynamics, vol. 43, No6-7, June-July, p. 413-436, 2005.
- [6] Pacejka H.B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth Heinemann, 2006.
- [7] Saarihahti M.: Soil Interaction Model. Quality of Life and Management of Living Resources. Contract No QLK5-1999-00991, 2002.
- [8] Soderstrom T., Stoica P.: Identyfikacja systemów. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1997.
- [9] Sparrer B.: TurboLab 5. User Manual. MDZ Bühler & Partner GbR, 2003.
- [10] Szczepaniak J.: Symulacja ruchu agregatu rolniczego ciągnik – sadzarka do ziemniaków. Inżynieria Rolnicza 11(86), Kraków 2006, str. 455-461.
- [11] Szczepaniak J., Grzechowiak R.: Badania bezpieczeństwa ruchu maszyn rolniczych z uwzględnieniem kryterium statecznościowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej Nauki Techniczne Budowa i Eksploatacja Maszyn, s. 263-272, Wyd. Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2008.
- [12] Szczepaniak J.: Identyfikacja parametrów modelu agregatu rolniczego ciągnik – sadzarka do ziemniaków. Journal of Research and Application in Agricultural Engineering, vol. 53(2), 2008, s. 16-20.
- [13] Szczepaniak J., Grzechowiak R.: Modeling of a Tractor – Potato Planter Combination for Use in Traffic Simulation. Machine Dynamics Problems, 2006, vol. 30, No 4, Warsaw University of Technology, s. 140-145.