

Zapewnienie stabilności ruchu pojazdu wieloczołowego w sytuacjach krytycznych

Kornel Warwas, Iwona Adamiec-Wójcik

Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

W artykule przedstawiono rozwiązanie zadania doboru momentów hamujących działających na koła pojazdu wieloczołowego. Wyprowadzono model matematyczny, którego kalibrację wykonano w oparciu o dane eksperymentalne, wykazując jednocześnie dobrą jego zgodność z rzeczywistym obiektem fizycznym. Do całkowania równań ruchu wykorzystano różne metody numeryczne stało- i zmiennokrokowe. Przedstawiono wyniki obliczeń oraz wnioski.

1. Wprowadzenie

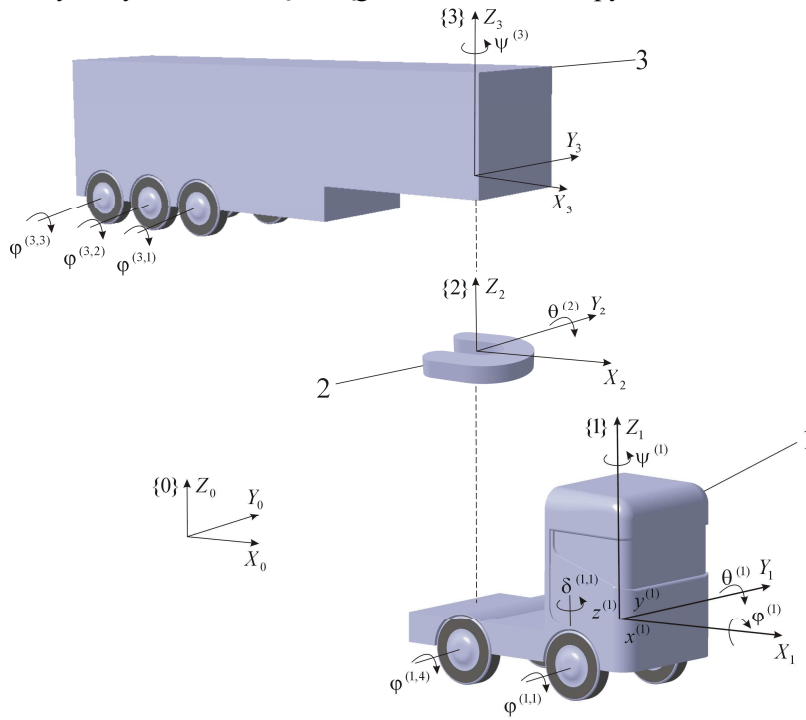
Zapewnienie bezpieczeństwa podczas jazdy wymaga od producentów samochodów konstruowania systemów działających niezależnie od woli kierowcy. Systemy te mają za zadanie sterować działaniem układów pojazdu (np. układem hamulcowym) podczas gwałtownych manewrów lub w trudnych sytuacjach drogowych (np. przejazdu po obszarze o obniżonym współczynniku przyczepności). Aby mogły one poprawnie funkcjonować, muszą być odpowiednio kalibrowane oraz wielokrotnie testowane. Projektowanie wirtualnych modeli pozwala zmniejszyć koszty związane z wielokrotnymi testami jezdnyymi oraz dokonać rzeczywistej oceny zachodzących zjawisk. Wykorzystanie obliczeń symulacyjnych pozwala także, w początkowym etapie prac konstrukcyjnych, odpowiednio dobrać parametry nowych układów sterujących. Tworzone w tym celu modele powinny jak najlepiej odzwierciedlać rzeczywistość, a czas obliczeń powinien być stosunkowo krótki, aby możliwe było prowadzenie analiz wariantowych lub obliczeń optymalizacyjnych.

Autorzy niniejszej pracy zajmowali się doбором momentów hamujących w różnych sytuacjach drogowych, wykorzystując do tego celu zarówno klasyczne metody optymalizacji [1], jak i algorytmy genetyczne [1,2]. Metody te były stosowane w odniesieniu do pojazdów osobowych.

W niniejszej pracy podjęto próbę doboru optymalnych momentów hamujących dla pojazdów wieloczołowych, co ze względu na złożoność układu jest zadaniem bardziej skomplikowanym. Przedmiotem analizy jest manewr wywracania się pojazdu wieloczołowego (roolover), który, jak wynika z badań literaturowych, jest jednym z najbardziej niebezpiecznych manewrów dla pojazdów wieloczołowych [3].

2. Model matematyczny

Przestrzenny, uproszczony model analizowanego pojazdu wielocznego przedstawiony na rys.1 składa się z ciągnika, siódła i naczepy.



Rys.1. Model pojazdu wielocznego:
1 – ciągnik, 2 – siódło, 3 – naczepa.
Fig. 1. Model of an articulated vehicle
1 – tractor, 2 – fifth wheel, 3 – semi-trailer.

Zakłada się, że nadwozie ciągnika pojazdu wielocznego jest bryłą sztywną o sześciu stopniach swobody. Jest ono połączone z podłożem poprzez koła, których kąt obrotu własnego wprowadza do układu dodatkowe niewiadome. Wektor współrzędnych uogólnionych ciągnika można przedstawić w postaci:

$$\mathbf{q} = \mathbf{q}^{(1)} = \tilde{\mathbf{q}}^{(1)} = \left[\mathbf{q}_n^{(1)T} \quad \mathbf{q}_s^{(1)T} \quad \mathbf{q}_w^{(1)T} \right]^T =$$

$$= \left[x^{(1)} \quad y^{(1)} \quad z^{(1)} \quad \psi^{(1)} \quad \theta^{(1)} \quad \varphi^{(1)} \quad \delta^{(1,1)} \quad \delta^{(1,2)} \quad \varphi^{(1,1)} \quad \varphi^{(1,2)} \quad \varphi^{(1,3)} \quad \varphi^{(1,4)} \right]^T \quad (1)$$

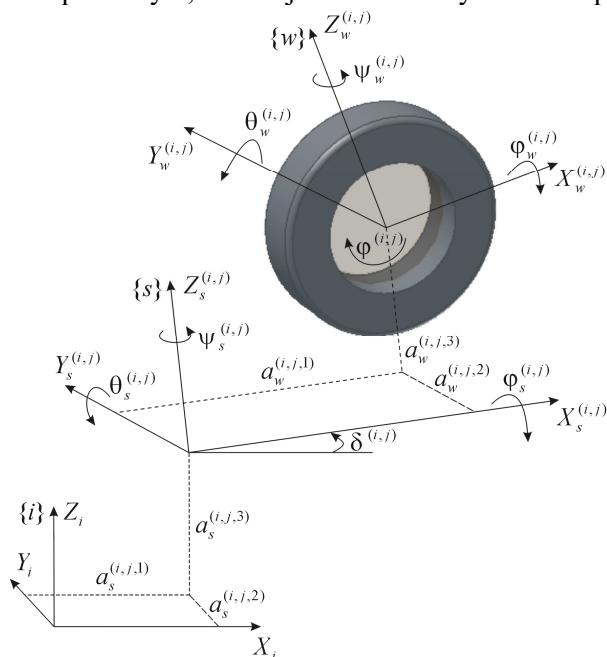
gdzie:

$$\mathbf{q}_n^{(1)} = \left[x^{(1)} \quad y^{(1)} \quad z^{(1)} \quad \psi^{(1)} \quad \theta^{(1)} \quad \varphi^{(1)} \right]^T - \text{współrzędne uogólnione nadwozia,}$$

$$\mathbf{q}_s^{(1)} = \left[\delta^{(1,1)} \quad \delta^{(1,2)} \right]^T - \text{kąty skrętu kół przednich ciągnika,}$$

$\mathbf{q}_w^{(1)} = [\varphi^{(1,1)} \quad \varphi^{(1,2)} \quad \varphi^{(1,3)} \quad \varphi^{(1,4)}]^T$ - kąty obrotu własnego kół ciągnika.

Podatność zawiesznień i kół ogumionych zredukowano do punktu kontaktu opon z nawierzchnią. Pomimo iż zawieszzenia nie posiadają dodatkowego stopnia swobody związanego z ruchem pionowym, można je dowolnie usytuować w przestrzeni (rys.2).



Rys.2. Układy współrzędnych związane z zawieszaniem i kołem.

Fig. 2. Coordinate system of suspension and wheel

Na rysunku 2 przyjęto następujące oznaczenia:

$a_s^{(i,j,1)}, a_s^{(i,j,2)}, a_s^{(i,j,3)}$ - współrzędne początku układu współrzędnych związanego z zawieszaniem w układzie ciągnika,

$a_w^{(i,j,1)}, a_w^{(i,j,2)}, a_w^{(i,j,3)}$ - współrzędne początku układu związanego z kołem w układzie zawieszania,

$\psi_s^{(i,j)}, \theta_s^{(i,j)}, \varphi_s^{(i,j)}$ - kąty obrotu układu związanego z zawieszaniem,

$\psi_w^{(i,j)}, \theta_w^{(i,j)}, \varphi_w^{(i,j)}$ - kąty obrotu układu związanego z kołem,

$\delta^{(i,j)}$ - kąt skrętu koła.

Siły oddziaływania nawierzchni na koła pojazdu wyznaczono korzystając z modelu Dugoffa-Uffelmana opisanego między innymi w pracach [4, 5], ponadto założono kinematyczne wymuszenie skrętu kół przednich.

Siodło w ruchu względem ciągnika posiada jeden stopień swobody, a zatem wektor współrzędnych uogólnionych przyjmuje postać:

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(2)} = [\boldsymbol{\theta}^{(2)}] . \quad (2)$$

Ruch zespołu złożonego z ciągnika i siodła opisuje następujący wektor współrzędnych uogólnionych:

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= \left[\mathbf{q}_n^{(1)T} \quad \tilde{\mathbf{q}}^{(2)} \quad \mathbf{q}_s^{(1)T} \quad \mathbf{q}_w^{(1)T} \right]^T = \\ &= \left[x^{(1)} \quad y^{(1)} \quad z^{(1)} \quad \psi^{(1)} \quad \theta^{(1)} \quad \phi^{(1)} \quad \theta^{(2)} \quad \delta^{(1,1)} \quad \delta^{(1,2)} \quad \phi^{(1,1)} \quad \phi^{(1,2)} \quad \phi^{(1,3)} \quad \phi^{(1,4)} \right]^T \end{aligned} \quad (3)$$

Naczepa, podobnie jak siodło, posiada w ruchu względnym jeden stopień swobody będący kątem odchylenia. Kontakt z podłożem zapewniony jest przez sześć kół. Wektor współrzędnych uogólnionych naczepy można zatem zapisać w postaci:

$$\tilde{\mathbf{q}}^{(3)} = \left[\mathbf{q}_n^{(3)} \quad \mathbf{q}_w^{(3)T} \right]^T = \left[\psi^{(3)} \quad \phi^{(3,1)} \quad \phi^{(3,2)} \quad \phi^{(3,3)} \quad \phi^{(3,4)} \quad \phi^{(3,5)} \quad \phi^{(3,6)} \right]^T \quad (4)$$

gdzie:

$\mathbf{q}_n^{(3)} = [\psi^{(3)}]$ - współrzędne uogólnione bryły naczepy,

$\mathbf{q}_w^{(3)} = [\phi^{(3,1)} \quad \phi^{(3,2)} \quad \phi^{(3,3)} \quad \phi^{(3,4)} \quad \phi^{(3,5)} \quad \phi^{(3,6)}]^T$ - współrzędne uogólnione kół naczepy.

Ostatecznie, wektor współrzędnych uogólnionych całego zestawu pojazdu wieloczołowego można przedstawić jako:

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= \left[\mathbf{q}_n^{(1)T} \quad \tilde{\mathbf{q}}^{(2)} \quad \mathbf{q}_n^{(3)} \quad \mathbf{q}_s^{(1)T} \quad \mathbf{q}_w^{(1)T} \quad \mathbf{q}_w^{(3)T} \right]^T = \\ &= \left[x^{(1)} \quad y^{(1)} \quad z^{(1)} \quad \psi^{(1)} \quad \theta^{(1)} \quad \phi^{(1)} \quad \theta^{(2)} \quad \psi^{(3)} \quad \delta^{(1,1)} \quad \delta^{(1,2)} \right. \\ &\quad \left. \phi^{(1,1)} \quad \phi^{(1,2)} \quad \phi^{(1,3)} \quad \phi^{(1,4)} \quad \phi^{(3,1)} \quad \phi^{(3,2)} \quad \phi^{(3,3)} \quad \phi^{(3,4)} \quad \phi^{(3,5)} \quad \phi^{(3,6)} \right]^T \end{aligned} \quad (5)$$

Równania ruchu wyprowadzono korzystając z formalizmu Lagrange'a, a do transformacji współrzędnych zastosowano przekształcenia jednorodnie. Pozwoliło to zapisać układ równań różniczkowych w postaci macierzowej:

$$\mathbf{A}^{(i)} \ddot{\mathbf{q}}^{(i)} = \mathbf{f}^{(i)} \quad (6)$$

dla ciał $i = 1, \dots, 3$. Macierz \mathbf{A} jest macierzą mas układu, natomiast elementy wektora \mathbf{f} uwzględniają składowe pochodzące od energii kinetycznej i energii potencjalnej oraz siły i momenty uogólnione (w tym siłę oporu powietrza) [4, 5].

Równanie (6) dla poszczególnych ciał występujących w zestawie wieloczołowym przyjmuje postać:

- Dla $i = 1$ (ciągnik)

$$\mathbf{A}^{(1)} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{1,1}^{(1)} & \mathbf{A}_{1,s}^{(1)} & \mathbf{A}_{1,w}^{(1)} \\ \mathbf{A}_{s,1}^{(1)} & \mathbf{A}_{s,s}^{(1)} & \mathbf{A}_{s,w}^{(1)} \\ \mathbf{A}_{w,1}^{(1)} & \mathbf{A}_{w,s}^{(1)} & \mathbf{A}_{w,w}^{(1)} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{q}^{(1)} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_n^{(1)} \\ \mathbf{q}_s^{(1)} \\ \mathbf{q}_w^{(1)} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f}^{(1)} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1^{(1)} \\ \mathbf{f}_s^{(1)} \\ \mathbf{f}_w^{(1)} \end{bmatrix}. \quad (7)$$

- Dla $i = 2$ (siodło)

$$\mathbf{A}^{(2)} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{1,1}^{(2)} & \mathbf{A}_{1,2}^{(2)} \\ \mathbf{A}_{2,1}^{(1)} & \mathbf{A}_{2,2}^{(1)} \end{bmatrix}, \mathbf{q}^{(2)} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_n^{(1)} \\ \tilde{\mathbf{q}}^{(2)} \end{bmatrix}, \mathbf{f}^{(2)} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1^{(2)} \\ \mathbf{f}_2^{(2)} \end{bmatrix}. \quad (8)$$

- Dla $i = 2$ (naczepy)

$$\mathbf{A}^{(3)} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{1,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{1,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{1,3}^{(3)} & \mathbf{A}_{1,w}^{(3)} \\ \mathbf{A}_{2,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{2,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{2,3}^{(3)} & \mathbf{A}_{2,w}^{(3)} \\ \mathbf{A}_{3,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{3,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{3,3}^{(3)} & \mathbf{A}_{3,w}^{(3)} \\ \mathbf{A}_{w,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{w,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{w,3}^{(3)} & \mathbf{A}_{w,w}^{(3)} \end{bmatrix}, \mathbf{q}^{(3)} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_n^{(1)} \\ \tilde{\mathbf{q}}^{(2)} \\ \mathbf{q}_n^{(3)} \\ \mathbf{q}_w^{(3)} \end{bmatrix}, \mathbf{f}^{(3)} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1^{(3)} \\ \mathbf{f}_2^{(3)} \\ \mathbf{f}_3^{(3)} \\ \mathbf{f}_w^{(3)} \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Znany kąt skrętu przednich kół pojazdu wprowadzono do układu poprzez dodatkowe równania więzów. Ostatecznie równania ruchu pojazdu wieloczołowego przyjmują postać:

$$\begin{cases} \mathbf{A}\ddot{\mathbf{q}} - \mathbf{D}\mathbf{R} = \mathbf{f} \\ \mathbf{D}^T \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{W} \end{cases}, \quad (10)$$

gdzie:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{1,1}^{(1)} + \mathbf{A}_{1,1}^{(2)} + \mathbf{A}_{1,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{1,2}^{(2)} + \mathbf{A}_{1,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{1,3}^{(3)} & \mathbf{A}_{1,s}^{(1)} & \mathbf{A}_{1,w}^{(1)} & \mathbf{A}_{1,w}^{(3)} \\ \mathbf{A}_{2,1}^{(2)} + \mathbf{A}_{2,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{2,2}^{(2)} + \mathbf{A}_{2,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{2,3}^{(3)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{2,w}^{(3)} \\ \mathbf{A}_{3,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{3,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{3,3}^{(3)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{3,w}^{(3)} \\ \mathbf{A}_{s,1}^{(1)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{s,s}^{(1)} & \mathbf{A}_{s,w}^{(1)} & \mathbf{0} \\ \mathbf{A}_{w,1}^{(1)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{w,s}^{(1)} & \mathbf{A}_{w,w}^{(1)} & \mathbf{0} \\ \mathbf{A}_{w,1}^{(3)} & \mathbf{A}_{w,2}^{(3)} & \mathbf{A}_{w,3}^{(3)} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{A}_{w,w}^{(3)} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_n^{(1)} \\ \tilde{\mathbf{q}}^{(2)} \\ \mathbf{q}_n^{(3)} \\ \mathbf{q}_s^{(1)} \\ \mathbf{q}_w^{(1)} \\ \mathbf{q}_w^{(3)} \end{bmatrix}, \mathbf{D} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{R} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \end{bmatrix}, \mathbf{f} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1^{(1)} + \mathbf{f}_1^{(2)} + \mathbf{f}_1^{(3)} \\ \mathbf{f}_2^{(2)} + \mathbf{f}_2^{(3)} \\ \mathbf{f}_3^{(3)} \\ \mathbf{f}_s^{(1)} \\ \mathbf{f}_w^{(1)} \\ \mathbf{f}_w^{(3)} \end{bmatrix}, \mathbf{W} = \begin{bmatrix} \ddot{\delta}^{(1,1)}(t) \\ \ddot{\delta}^{(1,2)}(t) \end{bmatrix},$$

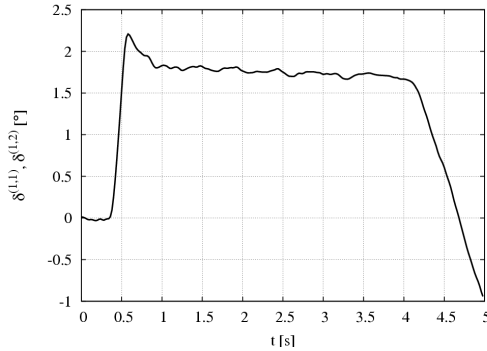
R_1 , R_2 - niewiadome reakcje.

3. Weryfikacja modelu

Do całkowania równań ruchu wykorzystano dwie metody: stałokrokową Rungego-Kutty IV rzędu (RK4) [5,6] i zmiennokrokową metodę Bulirsch'a-Stoer'a z modyfikacją Deuffhard'a (BSD) [6]. Czas trwania obliczeń dla pięciosekundowego wymuszenia wynosił w przypadku wykorzystania metody RK4 kilka minut, a w przy zasto-

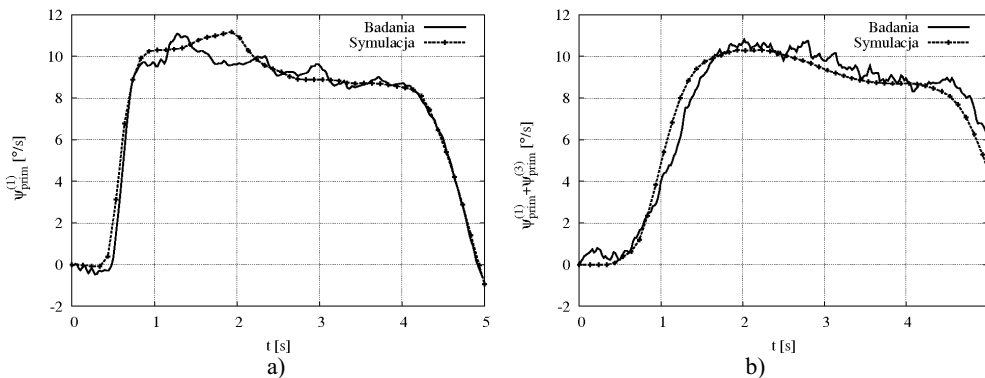
sowaniu metody BSD około trzech sekund, na średniej klasy komputerze PC. Różnice w wynikach obliczeń uzyskanych za pomocą obydwu metod są pomijalne. Biorąc pod uwagę dużą różnicę w czasach obliczeń, dalsze analizy prowadzone były przy użyciu metody BSD.

W celu sprawdzenia poprawności zaproponowanego modelu wykonano obliczenia, w których porównano wyniki symulacji numerycznych z badaniami doświadczalnymi prezentowanymi w pracach [4, 5]. W teście jeźdźnym wykonano manewr szarpnięcia kierownicą o zmianie kąta skrętu przednich kół pojazdu, zilustrowanym na rysunku 3.



Rys.3. Przebieg kąta skrętu przednich kół ciągnika.
Fig. 3. Steer angle of the front wheels of the tractor.

Przebiegi prędkości odchylenia (ciągnika i naczepy) dla badań drogowych i obliczeń przeprowadzonych metodą BSD pokazano na rysunku 4.



Rys.4. Porównanie prędkości odchylenia: a) ciągnika i b) naczepy dla badań doświadczalnych i symulacji komputerowej.

Fig. 4. Comparison of yawing velocity: a) tractor, b) semi-trailer obtained by experimental measurements and calculations.

Do oszacowania wielkości różnic między badaniami a wynikami symulacji komputerowej wprowadzono procentowy błąd obliczany według wzoru:

$$\varepsilon = \left| \frac{\int_0^{t_k} \dot{\psi}_B^{(i)} dt - \int_0^{t_k} \dot{\psi}_O^{(i)} dt}{\int_0^{t_k} \dot{\psi}_B^{(i)} dt} \right| \cdot 100\%, \quad (10)$$

gdzie:

t_k – czas końca obliczeń,

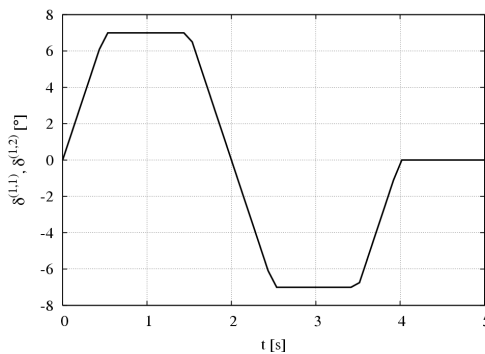
$\dot{\psi}_B^{(i)}$ – zmierzona prędkość odchylenia (ciągnika lub naczepy),

$\dot{\psi}_O^{(i)}$ – obliczona prędkość odchylenia (ciągnika lub naczepy).

Błąd procentowy wyznaczony według wzoru (10), dla przedstawionego manewru, wynosił: dla ciągnika 2.7 %, a dla naczepy 2.0 %, co oznacza dobrą zgodność wyników otrzymanych na podstawie sformułowanego modelu przestrzennego, uproszczonego pojazdu wieloczołowego z wynikami badań jezdnych.

4. Zadanie optymalizacji

Dobór odpowiednich momentów hamujących, stabilizujących pojazd w trudnych sytuacjach drogowych możliwy jest poprzez rozwiązanie zadania optymalizacji dynamicznej. Wymaga to całkowania równań ruchu pojazdu w każdym kroku procesu optymalizacji. Dla prędkości początkowej pojazdu 60 km/h założono wymuszenie kinematyczne (rys. 5), które powoduje wywrócenie się zestawu wieloczołowego.



Rys. 5. Kąt skrętu przednich kół pojazdu wieloczołowego.

Fig. 5. Steer angle of the front wheels of the tractor.

Zadaniem optymalizacji jest taki dobór momentów hamujących działających na koła pojazdu wieloczołowego, który zapewni stabilność ruchu. Za minimalizowaną w trakcie optymalizacji funkcję celu przyjęto:

$$\Omega = C \frac{1}{t_k} \int_0^{t_k} (\varphi^{(1)})^2 dt \rightarrow \min, \quad (11)$$

gdzie:

C - waga,

$\varphi^{(1)}$ [deg] - kąt pochylenia ciągnika,

t_k [s] - czas końca obliczeń.

Zmiennymi decyzyjnymi są wartości momentów hamujących, działających na koła pojazdu w pewnych określonych punktach kontrolnych. Wartości momentów między tymi punktami były aproksymowane funkcjami sklejanymi trzeciego stopnia. Wektor zmiennych decyzyjnych można zatem przedstawić w postaci:

$$\mathbf{X} = \left[\mathbf{X}_w^{(1)T} \quad \mathbf{X}_w^{(2)T} \quad \dots \quad \mathbf{X}_w^{(n)T} \right]^T, \quad (12)$$

gdzie:

$\mathbf{X}_w^{(i)}$ - wartości momentów hamujących działających na koło i ,

n - liczba kół (lub grup kół), na które działają momenty hamujące.

Dodatkowo do zadania optymalizacji dołączono ograniczenia nierównościowe i równościowe w postaci:

$$g(\mathbf{X}) \leq 0, \quad (13)$$

$$h(\mathbf{X}) = 0. \quad (14)$$

Tak postawione zadanie zostało rozwiązane za pomocą metody Nelder'a-Mead'a [7]. Jest to metoda bezgradientowa, która w swoim oryginalnym sformułowaniu stosowana jest do zadań optymalizacji bez ograniczeń. Aby uwzględnić ograniczenia (13) i (14) zdefiniowano zewnętrzną funkcję kary [7, 8] w postaci:

- dla ograniczeń nierównościowych

$$\zeta_i(\mathbf{X}) = \begin{cases} 0 & \text{dla } g_i(\mathbf{X}) \leq 0 \\ C_{1,i} e^{C_{2,i} g_i(\mathbf{X})} & \text{dla } g_i(\mathbf{X}) > 0 \end{cases} \quad (15)$$

gdzie: $C_{1,i}$, $C_{2,i}$ - wagi,

- dla ograniczeń równościowych

$$\zeta_j(\mathbf{X}) = \begin{cases} 0 & \text{dla } h_j(\mathbf{X}) = 0 \\ C_{3,j} e^{C_{4,j} |h_j(\mathbf{X})|} & \text{dla } h_j(\mathbf{X}) \neq 0 \end{cases} \quad (16)$$

gdzie: $C_{3,j}$, $C_{4,j}$ - wagi.

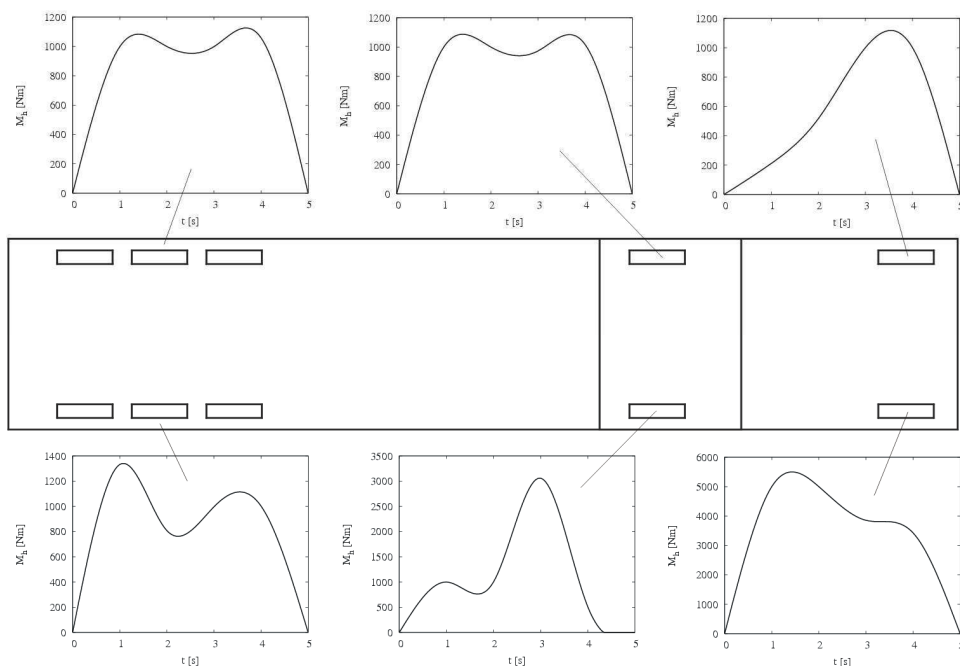
W rozwiązywanym zadaniu przyjęte ograniczenia (13) oraz (14) wynosiły:

- $M_h(t) \leq 6000$ [Nm],
- $M_h(t) \geq 0$ [Nm],
- $\psi^{(1)} \Big|_{t_a} = 0$ [deg],
- $\dot{\psi}^{(1)} \Big|_{t_a} = 0$ [deg/s],

gdzie $t_a = 4$ [s] – czas, po którym kąt oraz prędkość odchylenia ciągnika powinna wynosić zero (zapewnienie równoległości dalszego ruchu do osi jezdni).

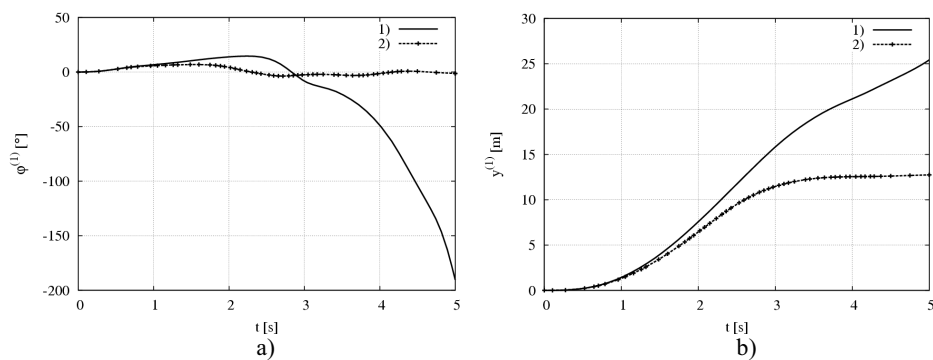
5. Wyniki symulacji numerycznych

W wyniku rozwiązania zadania optymalizacji otrzymano wartości momentów hamujących działających na koła pojazdu w postaci przedstawionej na rysunku 6.



Rys. 6. Przebiegi momentów hamujących działających na koła pojazdu wielozłączowego.
Fig. 6. Courses of braking torques applied to wheels of articulated vehicle.

Pozwoliło to uzyskać przebieg kąta przechylenia oraz współrzędnej uogólnionej $y^{(1)}$ pojazdu wielozłączowego pokazanych na rysunku 7.



Rys. 7. Przebieg kąta przechylenia ciągnika (a), Współrzędna poprzeczna środka masy ciągnika (b), bez działania momentów hamujących (1), z momentami hamującymi wyznaczonymi podczas optymalizacji.

Fig. 7. Courses of roll angle of the tractor (a), Lateral coordinate of centre of mass of the tractor (b) without braking torques (1), with braking torques obtained during optimisation process (2).

6. Podsumowanie

Wyniki otrzymane w procesie optymalizacji dynamicznej w postaci wartości momentów hamujących w zasadniczy sposób przyczyniają się do poprawy bezpieczeństwa ruchu pojazdu wieloczołowego. Należy jednak zauważyć, że proces optymalizacji został przeprowadzony tylko dla konkretnego modelu oraz manewru drogowego. Aby zapewnić bezpieczeństwo w każdej niebezpiecznej sytuacji można, jak pokazano w pracy [9], zastosować sztuczne sieci neuronowe. W celu skrócenia czasu obliczeń (proces optymalizacji dla prezentowanego modelu uproszczonego trwał kilka godzin) planuje się wykorzystanie możliwości, jakie dają obliczenia równoległe.

Literatura

- [1] ADAMIEC-WÓJCIK I., WARWAS K., GRZEGOZEK W.: *Optymalizacja momentów hamujących w celu oceny systemu ESP*. [w:] Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, ser. Konferencje: XVIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo – Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Wrocław 2002, Łądek Zdrój 18-20 września 2002, s.21-26.
- [2] ADAMIEC-WÓJCIK I., GRZEGOZEK W., WARWAS K.: *Optymalizacja momentów hamujących pojazdu przy zastosowaniu algorytmów genetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Czasopismo Techniczne: Mechanika, Zeszyt 7, Konmot-Autoprogres 2004, s.23-30.
- [3] MA W.-H., PENG H.: Worst-Case Vehicle Evaluation Methodology-Examples on Truck Roll-over/Jackknifing and Active Yaw Control System. Swets & Zeitlinger, Vehicle System Dynamics, 32 (1999) pp. 389-408.
- [4] ADAMIEC-WÓJCIK I.: *Modelling dynamics of multibody systems using homogenous transformations*, Wydawnictwa Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, Rozprawy Naukowe 3, Bielsko-Biała 2003.
- [5] GRZEGOZEK W., ADAMIEC-WÓJCIK I., WOJCIECH S.: *Komputerowe modelowanie dynamiki pojazdów samochodowych*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2003.
- [6] PRESS W.H., TENKOLSKY S.A., VETTERLING W.T., FLANNERY B.P.: *Numerical Recipes in C. The art of scientific computing*. Cambridge University Press., 1992.
- [7] YANG W., CAO W., CHUNG T-S., MORRIS J.: *Applied Numerical Methods Using Matlab®*, WILEY-INTERSCIENCE, Canada 2005.
- [8] STACHURSKI A., WIERZBICKI, A.: *Podstawy optymalizacji*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.
- [9] ADAMIEC-WÓJCIK I., OBROCKI K., WARWAS K., *Distributed neural network used in control of brake torque distribution*, IEEE International Workshop on Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems: Technology and Applications, Sofia, Bulgaria, 5-7 September 2005.

Motion stability of an articulated vehicle in critical situations

S u m m a r y

The paper presents an application of the Nelder-Mead method to optimisation of braking torques, applied to articulated vehicle wheels. Since the equations of motion of the vehicle have to be solved at each optimization step, a simplified spatial model of the vehicle is used. A rollover maneuver and results of numerical calculations are presented.