



Specyfika modelowania ruchu ciągnika przegubowego z ogumieniem wielkogabarytowym

MARIAN J. ŁOPATKA, TOMASZ MUSZYŃSKI

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny, Instytut Budowy Maszyn,
00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2

Streszczenie. W artykule przedstawiono opracowany przez autorów model symulacyjny ruchu ciągnika przegubowego. Podane zostały zależności wykorzystane do opisu zachodzących zjawisk i przyjęte założenia upraszczające. Zaprezentowano postać modelu wykonanego w środowisku Matlab Simulink oraz jego badania symulacyjne. Wykorzystując przebiegi z badań doświadczalnych na obiekcie rzeczywistym, dokonano także identyfikacji wpływu ogumienia wielkogabarytowego na dokładność odwzorowywania przez opracowany model toru ruchu pojazdu.

Słowa kluczowe: kołowe ciągniki przegubowe, model ruchu, model układu skrętu, ogumienie wielkogabarytowe

Symbole UKD: 621.878

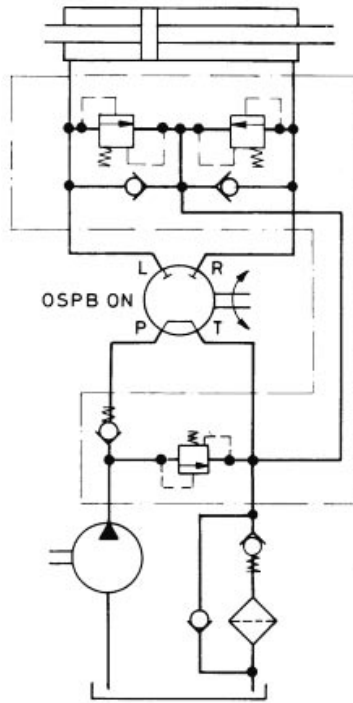
1. Wprowadzenie

Określenie możliwości zwiększenia prędkości przejazdowych przegubowych maszyn inżynierskich wymagało opracowania modelu ruchu ciągnika przegubowego jako pojazdu kierowanego. W dostępnej literaturze brak jest modeli ciągników przegubowych jako pojazdów sterowanych — występują tylko modele ruchu niekierowanego lub drgań skrętnych [4, 7, 8, 12].

2. Uproszczony model działania hydraulicznego układu skrętu

Określenie charakteru oddziaływań układu skrętu na ciągnik wymagało określenia podstawowych zjawisk i zależności w nim występujących. W tym celu opracowano uproszczony model hydraulicznego układu skrętu ciągnika przegubowego,

składający się z hydraulicznej jednostki dozującej i siłownika dwutłoczkowego (rys. 1) obciążonego masą zredukowaną.



Rys. 1. Schemat hydraulicznego układu skrętu [9]

Źródłem wymuszeń w hydraulicznym układzie skrętu jest oddziaływanie operatora na koło kierownicy, bezpośrednio związane z hydraulicznym zespołem dozującym.

Obrocanie kołem kierowniczym powoduje zatem przepompowanie do siłownika skrętu ściśle określonej objętości oleju:

$$V_d(t) = q_d \cdot n_k, \quad (1)$$

gdzie: q_d — objętość właściwa zespołu dozującego (wydajność jednostkowa);
 n_k — liczba obrotów koła kierowniczego.

Wtłoczenie do siłownika skrętu oleju o objętości V_d powinno spowodować przemieszczenie tłoka o odcinek $w(t)$ (rys. 2) wyznaczany z zależności:

$$w(t) = \frac{V_d(t)}{S_z}, \quad (2)$$

gdzie: S_z — zastępcze czynne pole powierzchni tłoka — w układach o 2 cylindrach ujmuje ono sumę czynnych powierzchni obydwu cylindrów:

$$S_z = S_1 + S_2, \quad (3)$$

gdzie: S_1 — pole powierzchni tłoka cylindra;

S_2 — pole powierzchni tłoka pomniejszone o przekrój tłoczyska.

Rzeczywiste przemieszczenie tłoka w wyniku ściśliwości cieczy jest jednak mniejsze o wartość $\Delta x(t)$ określoną poprzez zależność:

$$\Delta x(t) = \frac{\Delta V(t)}{S_z} = x(t) - w(t), \quad (4)$$

gdzie: $x(t)$ — rzeczywiste przemieszczenie tłoka;

$\Delta V(t)$ — zmiana objętości cieczy roboczej (oleju) pod wpływem ciśnienia.

Korzystając z zależności (4) oraz zasady d'Alemberta [4], można sformułować równanie ruchu tłoka siłownika układu skrętu:

$$m_z \cdot \ddot{x}(t) + c \cdot \dot{\Delta x}(t) + k \cdot \Delta x(t) = 0, \quad (5)$$

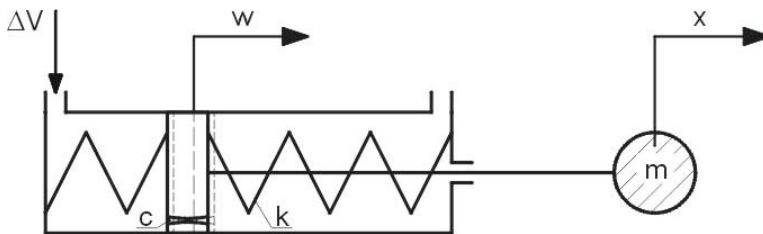
gdzie: m_z — zastępcza masa bezwładności zredukowana do tłoczyska cylindra;

c — współczynnik tłumienia wiskotycznego;

k — współczynnik sprężystości.

Po wykorzystaniu zależności (4), (2) i (1) przyjmie ono postać:

$$m_z \cdot \ddot{x}(t) + c \cdot [\dot{x}(t) - \frac{q_d}{S_z} \dot{n}_k(t)] + k \cdot [x(t) - \frac{q_d}{S_z} n_k(t)] = 0. \quad (6)$$



Rys. 2. Model siłownika hydraulicznego układu skrętu

Analiza funkcjonalna przedstawionego modelu hydraulicznego układu skrętu pozwala stwierdzić, że oddziaływania operatora poprzez obracanie kołem kierowniczym mają charakter wymuszeń kinematycznych $w(t)$ wywołujących drgania mas obciążających siłowniki skrętu. W zależności od przyjętego modelu redukcji mas oraz sprężystości (liniowej lub skrętnej) są to drgania postępowe lub

skrętne — wynikające głównie ze sprężystości oleju oraz podatności przewodów elastycznych znajdujących się między siłownikami układu skrętu a rozdzielaczem sterującym.

Modelując oddziaływania operatora (lub oddziaływania układów wspomaganie operatora) na ciągnik przegubowy należy zatem traktować je jako wymuszenia kinematyczne — liniowe lub kątowe — w zależności od przyjętej konfiguracji modelu pojazdu.

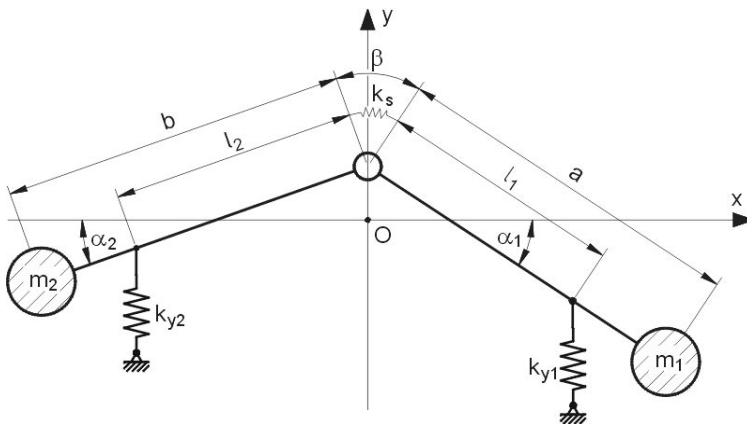
3. Model układu skrętu ciągnika przegubowego — układ zachowawczy

Ponieważ podczas jazdy prostoliniowej występują nieznaczne zmiany parametrów modelu, do analizy działania układu skrętu przyjęto płaski model liniowy. Z uwagi na występowanie przegubu — w odróżnieniu od klasycznych pojazdów — model płaski ciągnika przegubowego posiada trzy stopnie swobody. W celu uproszczenia identyfikacji parametrów modelu oraz uproszczenia zapisu równań, jako współrzędne uogólnione przyjęto (rys. 3):

y — przemieszczenie poprzeczne przegubu;

α_1 — kąt obrotu przedniej części ramy względem przegubu;

α_2 — kąt obrotu tylnej części ramy względem przegubu.



Rys. 3. Płaski model ciągnika przegubowego jako układu drgającego o kinematycznym wymuszeniu β w układzie skrętu

Przyjęto, że elementami sprężystymi w układzie są siłowniki skrętu zredukowane do jednego cylindra dwustronnego działającego na promieniu r_c , charakteryzującego się sztywnością skrętną k_s oraz ogumienie przedniego i tylnego mostu.

W teorii ruchu pojazdów samochodowych [1, 2, 3, 6, 10, 11, 13, 14] uwzględniane jest tylko zjawisko znoszenia bocznego opon, określane poprzez współczynnik odporności na znoszenie k_s wyrażany w kN/rd. Ujmuje on zmianę kierunku ruchu pod wpływem działania sił poprzecznych — wielkość poprzecznego odkształcenia ogumienia nie jest uwzględniana. Jednak, zgodnie z [12], podczas ruchu pojazdu z prędkościami poniżej prędkości granicznej ogumienia, która wynosi 10÷15 m/s, należy uwzględniać również przemieszczenia poprzeczne występujące w ogumieniu. Ponieważ przebiegi służące do identyfikacji modelu rejestrowano przy prędkościach nieprzekraczających 8 m/s, przyjęto, że oddziaływanie ogumienia ma charakter złożony i występuje zarówno zjawisko znoszenia bocznego, jak i przemieszczenia poprzeczne mostów względem punktu styku opony z podłożem charakteryzowane poprzez współczynniki sprężystości poprzecznej ogumienia przedniego i tylnego mostu k_{y1} i k_{y2} .

W tak przyjętym układzie współrzędnych (rys. 3) możliwe są drgania skrętne α_1 przedniej części maszyny o masie m_1 , drgania skrętne α_2 tylnej części maszyny o masie m_2 oraz drgania poprzeczne (wzdłuż osi y) całej maszyny.

Jako wymuszenie przyjęto teoretyczny kąt skręcenia ramy ciągnika β , wyznaczony na podstawie teoretycznego skoku siłownika skrętu i geometrii układu skrętu. Ponieważ przeznaczeniem modelu są badania ruchu ciągnika na prostoliniowym odcinku jezdni, a występujące wówczas wielkości kątów są małe — można go wyznaczyć z następujących zależności:

$$\beta = \frac{\Delta x_c}{r_c}, \quad (7)$$

gdzie: Δx_c — teoretyczne przemieszczenie tłoka w cylindrze;

$$\Delta x_c = \frac{\Delta V}{S_c}, \quad (8)$$

gdzie: S_c — powierzchnia czynna cylindra

ΔV — objętość dostarczonego do cylindra oleju wyznaczana z zależności:

$$\Delta V = \frac{\alpha}{2\pi} q_d, \quad (9)$$

gdzie: α — kąt obrotu koła kierowniczego [rd];

q_d — wydajność jednostkowa zespołu dozującego.

Do wyznaczenia równań ruchu tak przyjętego modelu wykorzystano metodę Lagrange'a [4, 5]. Wymaga ona określenia energii kinetycznej i potencjalnej analizowanego układu mas. Energię kinetyczną układu można wyrazić zależnością:

$$E_K = E_{v_1} + E_{\omega_1} + E_{v_2} + E_{\omega_2}, \quad (10)$$

gdzie: E_{v_1} — energia ruchu postępowego przedniej części ciągnika;
 E_{ω_1} — energia ruchu obrotowego przedniej części ciągnika;
 E_{v_2} — energia ruchu postępowego tylnej części ciągnika;
 E_{ω_2} — energia ruchu obrotowego tylnej części ciągnika.

Energię potencjalną układu można ująć jako:

$$E_P = E_{pky_1} + E_{pky_2} + E_{pks}, \quad (11)$$

gdzie: E_{pks} — energia potencjalna siłownika skrętu wynikająca z jego sztywności skrętnej k_s ;
 E_{pky_1} — energia potencjalna przednich kół wynikająca z ich sztywności poprzecznej k_{y_1} ;
 E_{pky_2} — energia potencjalna tylnych kół wynikająca z ich sztywności poprzecznej k_{y_2} .

Korzystając z zależności (10) i (11), można sformułować, zgodnie z twierdzeniem Lagrange'a, dla przyjętego modelu fizycznego (rys. 3), następujący układ równań ruchu:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y} - m_1 a \ddot{\alpha}_1 + m_2 \ddot{y} - m_2 b \ddot{\alpha}_2 + k_{y_1} (y - \alpha_1 \cdot l_1) + k_{y_2} (y - \alpha_2 \cdot l_2) &= 0 \\ J_1 \ddot{\alpha}_1 - m_1 a \ddot{y} + m_1 a^2 \ddot{\alpha}_1 + k_s (\alpha_1 + \alpha_2 - \beta) + k_{y_1} (\alpha_1 l_1 - y) &= 0 \\ J_2 \ddot{\alpha}_2 - m_2 b \ddot{y} + m_2 b^2 \ddot{\alpha}_2 + k_s (\alpha_1 + \alpha_2 - \beta) + k_{y_2} (\alpha_2 \cdot l_2 - y) &= 0, \end{aligned} \quad (12)$$

gdzie: m_1, m_2 — masy przedniej i tylnej części maszyny;
 J_1, J_2 — momenty bezwładności przedniej i tylnej części maszyny względem przegubu.

Stworzenie modelu matematycznego dogodnego do symulacji w środowisku Matlab-Simulink wymaga uzyskania postaci operatorowej — w tym celu otrzymane równania należy poddać przekształceniu Laplace'a [5]. Przyjmą one wówczas następującą postać:

$$\begin{aligned} m_1 s^2 Y - m_1 s^2 A_1 + m_2 s^2 Y - m_2 b s^2 A_2 + k_{y_1} (Y - A_1 l_1) + k_{y_2} (Y - A_2 l_2) &= 0 \\ J_1 s^2 A_1 - m_1 a s^2 Y + m_1 a^2 s^2 A_1 + k_s (A_1 + A_2 - B) + k_{y_1} (A_1 l_1 - Y) &= 0 \\ J_2 s^2 A_2 - m_2 b s^2 Y + m_2 b^2 s^2 A_2 + k_s (A_1 + A_2 - B) + k_{y_2} (A_2 l_2 - Y) &= 0, \end{aligned} \quad (13)$$

gdzie: $A_1 = \mathcal{L}(\alpha_1), A_2 = \mathcal{L}(\alpha_2), Y = \mathcal{L}(y), B = \mathcal{L}(\beta)$.

Po przekształceniu pozwalają one wyznaczyć poszukiwane zmienne:

$$Y = \frac{A_1(m_1 a s^2 + l_1) + A_2(m_2 b s^2 + l_2)}{(m_1 + m_2) s^2 + k_{y1} + k_{y2}} \quad (14)$$

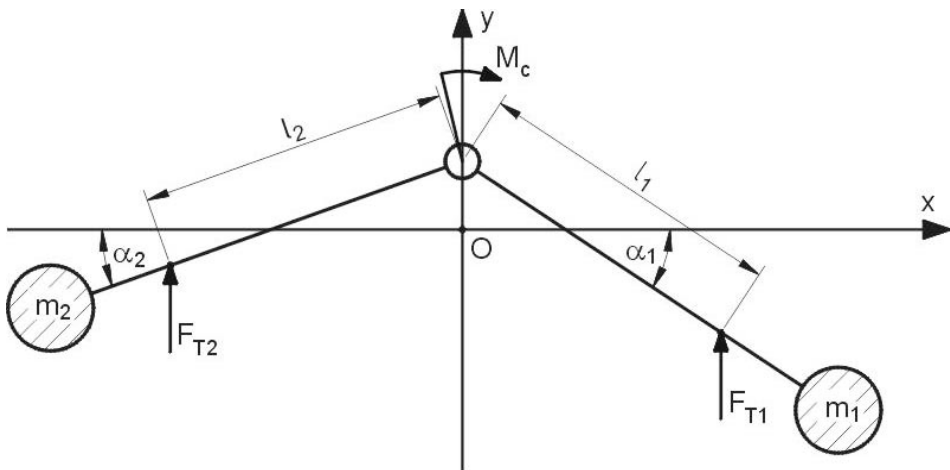
$$A_1 = \frac{Y(m_1 a s^2 + k_{y1}) - A_2(k_s) + B(k_s)}{(J_1 + m_1 a^2) s^2 + k_s + k_{y1} l_1} \quad (15)$$

$$A_2 = \frac{Y(m_2 b s^2 + k_{y2}) - A_1(k_s) + B(k_s)}{(J_2 + m_2 b^2) s^2 + k_s + k_{y2} l_2} \quad (16)$$

4. Model układu skrętu ciągnika przegubowego — układ niezachowawczy

Metoda Lagrange'a pozwala na traktowanie sił i momentów tarcia wiskotycznego jako sił zewnętrznych [5], które należy uwzględnić w ramach sił uogólnionych oddziaływujących na układ. Przyjęto, że w analizowanym układzie występuje tłumienie w ogumieniu oraz w zespole siłownika skrętu. Schemat działania sił i momentów tłumiących przedstawia rysunek 4.

Do wyznaczenia sił uogólnionych wykorzystano metodę prac przygotowanych. Zgodnie z przyjętym schematem działania sił zewnętrznych, pracę przygotowaną



Rys. 4. Schemat działania sił i momentów tarcia wiskotycznego jako sił zewnętrznych

na przesunięciach przygotowanych zgodnie z przyjętym układem współrzędnych uogólnionych można wyrazić jako [4, 5]:

$$\begin{aligned}\delta W_y &= (F_{T_2} + F_{T_1})\delta y \\ \delta W_{a_1} &= F_{T_1} \cdot l_1 \cdot \delta\alpha_1 + M_c \cdot \delta\alpha_1 \\ \delta W_{a_2} &= F_{T_2} \cdot l_2 \cdot \delta\alpha_2 + M_c \cdot \delta\alpha_2,\end{aligned}\tag{17}$$

gdzie: F_{T_1} — siła tarcia wiskotycznego w oponach przedniego mostu;
 F_{T_2} — siła tarcia wiskotycznego w oponach tylnego mostu;
 M_c — moment tarcia wiskotycznego w zespole siłownika skrętu;
 δy — przesunięcie przygotowane — elementarne przemieszczenie liniowe wzdłuż osi y ;
 $\delta\alpha_1$ — przesunięcie przygotowane — obrót elementarny zgodnie ze współrzędną α_1 ;
 $\delta\alpha_2$ — przesunięcie przygotowane — obrót elementarny zgodnie ze współrzędną α_2 .

Zdefiniowane w ten sposób prace przygotowane pozwalają na wyznaczenie sił uogólnionych dla poszczególnych współrzędnych uogólnionych:

$$\begin{aligned}Q_{a_1} &= c_1 l_1 (\dot{y} - a\dot{\alpha}_1) + c_s (\dot{\beta} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) \\ Q_{a_2} &= c_2 l_2 (\dot{y} - a\dot{\alpha}_2) + c_s (\dot{\beta} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) \\ Q_y &= c_1 (\dot{y} - a\dot{\alpha}_1) + c_2 (\dot{y} - a\dot{\alpha}_1).\end{aligned}\tag{18}$$

Równania ruchu dla przyjętego modelu działania układu skrętu można zatem wyrazić jako:

$$\begin{aligned}m_1 \ddot{y} - m_1 a \ddot{\alpha}_1 + m_2 \ddot{y} - m_2 b \ddot{\alpha}_2 + k_{y_1} (y - \alpha_1 \cdot l_1) + k_{y_2} (y - \alpha_2 \cdot l_2) &= \\ = -c_1 (\dot{y} - a\dot{\alpha}_1) - c_2 (\dot{y} - b\dot{\alpha}_2) & \\ J_1 \ddot{\alpha}_1 - m_1 a \ddot{y} + m_1 a^2 \ddot{\alpha}_1 + k_s (\alpha_1 + \alpha_2 - \beta) + k_{y_1} (\alpha_1 l_1 - y) &= \\ = c_1 l_1 (\dot{y} - a\dot{\alpha}_1) + c_s (\dot{\beta} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) & \\ J_2 \ddot{\alpha}_2 - m_2 b \ddot{y} + m_2 b^2 \ddot{\alpha}_2 + k_s (\alpha_1 + \alpha_2 - \beta) + k_{y_2} (\alpha_2 l_2 - y) &= \\ = c_2 l_2 (\dot{y} - b\dot{\alpha}_2) + c_s (\dot{\beta} - \dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2).\end{aligned}\tag{19}$$

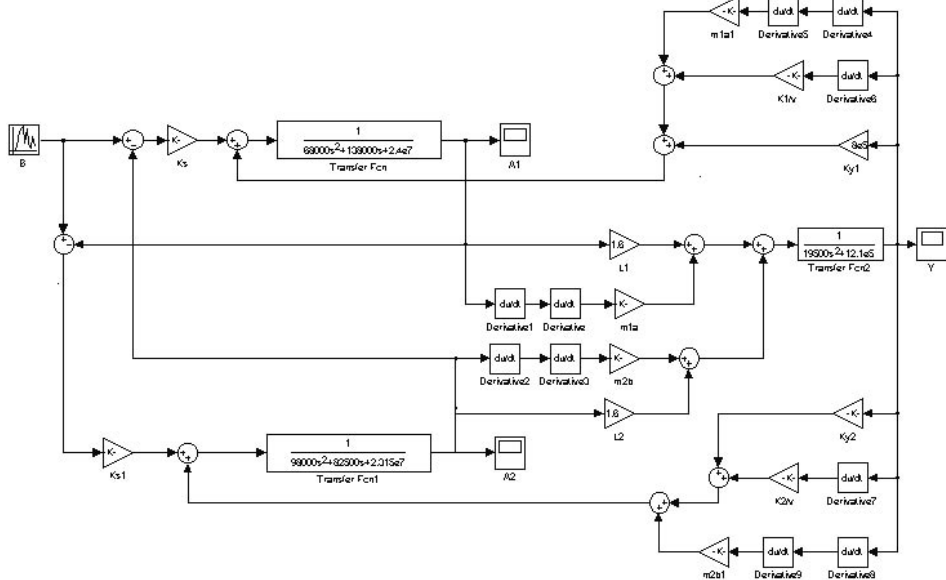
Ostateczne równania drgań układu skreću ciągnika przegubowego w postaci dogodnej do budowy modelu symulacyjnego przyjmują kształt:

$$Y = \frac{A_1(m_1 a^2 s^2 + k_{y1} l_1 + c_1 a s) + A_2(m_2 b s^2 + k_{y2} l_2 + c_2 b s)}{m_1 s^2 + m_2 s^2 + k_{y1} + k_{y2} + c_1 s + c_2 s} \quad (20)$$

$$A_1 = \frac{Y(m_1 a^2 s^2 + k_{y1} + c_1 l_1 s) + B(k_s + c_s s) - A_2(k_s + c_s s)}{J s^2 + m_1 a^2 s^2 + c_1 l_1 a s + c_s s + k_s + k_{y1} l_1} \quad (21)$$

$$A_2 = \frac{Y(m_2 b^2 s^2 + k_{y2} + c_2 l_2 s) + B(k_s + c_s s) - A_1(k_s + c_s s)}{J_2 s^2 + m_2 b^2 s^2 + c_2 l_2 b s + c_s s_1 + k_s + k_{y2} l_2} \quad (22)$$

Opracowany na ich podstawie niezachowawczy model symulacyjny układu skreću ciągnika przegubowego poddanego wymuszeniom kinematycznym w postaci kąta skrećenia ramy β przedstawia rysunek 5.



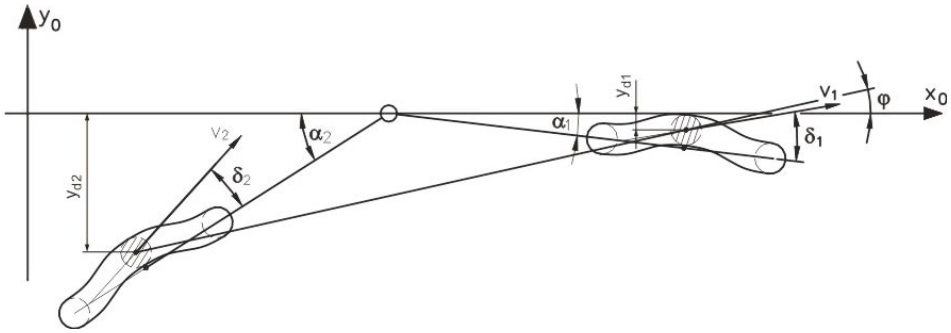
Rys. 5. Model symulacyjny układu skreću ciągnika przegubowego — graficzna postać układu równań (20), (21) oraz (22)

5. Model ruchu ciągnika przegubowego

Wyznaczenie toru ruchu ciągnika przegubowego przy założonej stałej prędkości postępowej v wymaga znajomości chwilowych położenia punktów styku ogumienia przedniego i tylnego mostu z podłożem (rys. 6). Położenie początkowe ciągnika określone jest poprzez położenie przedniego y_{d1p} i tylnego y_{d2p} mostu względem osi drogi x_0 (lub jezdni). Określają one kąt odchylenia maszyny od osi jezdni φ , przy założeniu małych wartości kąta skreślenia ramy maszyny β poprzez zależność (rys. 6):

$$\varphi = \frac{y_{d1} - y_{d2}}{L_0}, \quad (23)$$

gdzie: L_0 — rozstaw osi ciągnika.



Rys. 6. Schemat ruchu ciągnika przegubowego w ruchu postępowym

Prędkości znoszenia mostów zależą od wartości prędkości jazdy v oraz kierunku jej działania (rys. 6) zgodnie z zależnościami:

$$v_{y1} = v(\alpha_{d1} + \varphi) \quad (24)$$

$$v_{y2} = -v(\alpha_{d2} + \varphi), \quad (25)$$

gdzie: α_{d1} — kąt odchylenia wektora prędkości przedniego mostu od osi drogi;
 α_{d2} — kąt odchylenia wektora prędkości tylnego mostu od osi drogi.

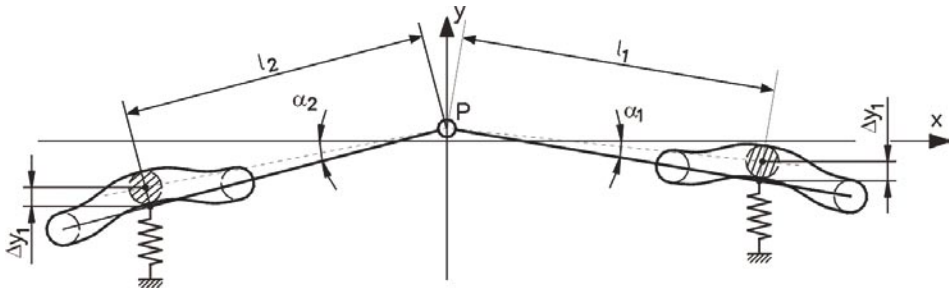
Kąty znoszenia δ można wyznaczyć na podstawie równości reakcji poprzecznych na styku ogumienia z podłożem (rys. 7):

$$R_i = k_{\delta_i} \cdot \delta_i \quad (26)$$

$$R_i = k_{y_i} \cdot \Delta y_i. \quad (27)$$

Łącząc zależności (26) i (27), ostatecznie kąt znoszenia można wyrazić jako:

$$\delta_i = \frac{k_{y_i} (\alpha_i l_i - y_0)}{k_{\delta_i}}. \quad (28)$$



Rys. 7. Wpływ ugięcia poprzecznego ogumienia Δy_i na kinematykę skrętu ciągnika przegubowego

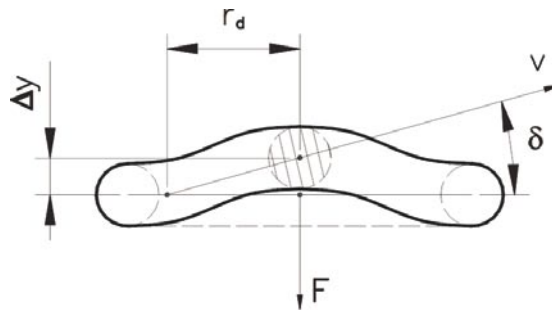
Współczynniki odporności na znoszenie k_δ oraz sztywności poprzecznej k_y są ze sobą związane, ponieważ, zgodnie z rysunkiem 8, dla małych wartości kąta znoszenia δ można napisać:

$$\frac{\Delta y}{r_d} = \delta. \quad (29)$$

Wówczas wielkość deformacji poprzecznej opony Δy można wyrazić jako:

$$\Delta y = \delta \cdot r_d, \quad (30)$$

gdzie: r_d — wielkość strefy deformacji opony.



Rys. 8. Model wpływu deformacji ogumienia na zjawisko znoszenia bocznego

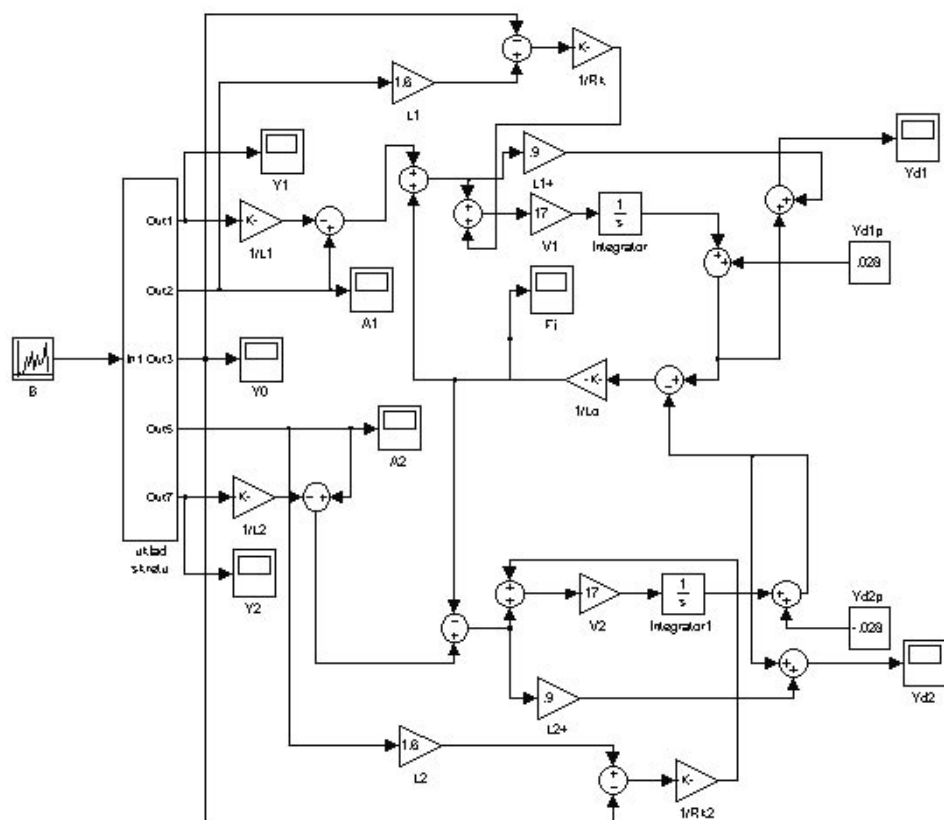
Ostatecznie kąty znoszenia δ_i można wyrazić jako:

$$\delta_1 = \frac{(\alpha_1 l_1 - y_0)}{r_d} \quad (31)$$

oraz

$$\delta_2 = \frac{(\alpha_2 l_2 - y_0)}{r_d}. \quad (32)$$

Łącząc powyższe zależności z równaniami (20, 21, 22), uzyskano model ruchu ciągnika przegubowego poddanego wymuszeniom kinematycznym w postaci kąta skręcenia ramy ciągnika β (rys. 9).



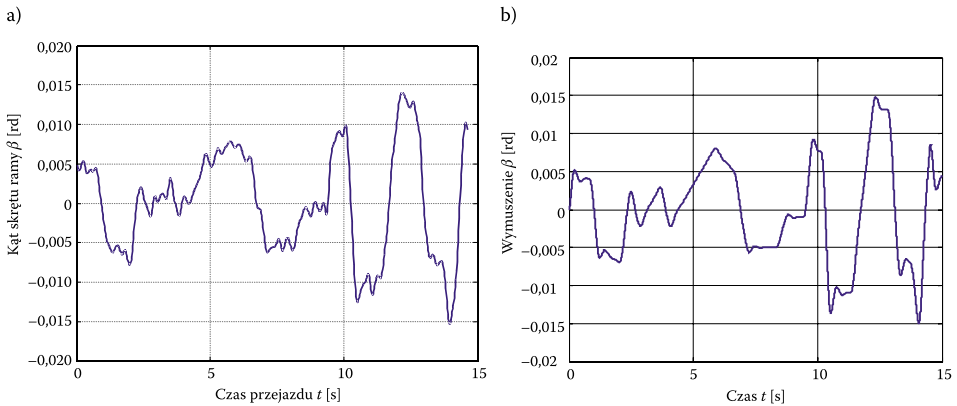
Rys. 9. Model ruchu ciągnika przegubowego poddanego wymuszeniom kinematycznym w postaci kąta skręcenia ramy ciągnika β

6. SYMULACYJNE BADANIA IDENTYFIKACYJNE

Celem symulacyjnych badań identyfikacyjnych była ocena poprawności działania opracowanego modelu. Jako obiekt badań przyjęto spycharko-ładowarkę SŁ-34, dla której posiadano przebiegi z badań doświadczalnych, umożliwiające weryfikację wyników badań symulacyjnych. Wielkości mas i momentów bezwładności wyznaczono na podstawie znajomości rozkładu mas oraz parametrów konstrukcyjnych maszyny. Współczynnik sprężystości skrętnej zespołu siłownika,

sprężystości poprzecznej ogumienia oraz współczynniki tłumienia wyznaczono na drodze analitycznej.

Do badań symulacyjnych wykorzystano uproszczony przebieg wymuszeń (rys. 10) o poziomie zgodności korelacji wzajemnej z wymuszeniem rzeczywistym $k_{xy} = 0,99$. Jako wskaźnik poprawności działania modelu przyjęto zgodność, z zarejestrowanymi podczas badań doświadczalnych (rys. 11), maksymalnych odchyień torów jazdy oraz wielkość maksymalnych różnic między amplitudami odchyień od torów jazdy przedniej i tylnej części maszyny.

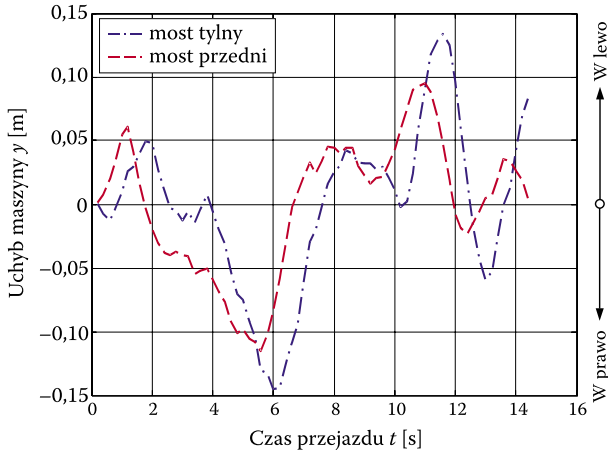


Rys. 10. Wymuszenie kinematyczne: a) zarejestrowane na obiekcie rzeczywistym; b) postać uproszczona — wykorzystana do badań symulacyjnych

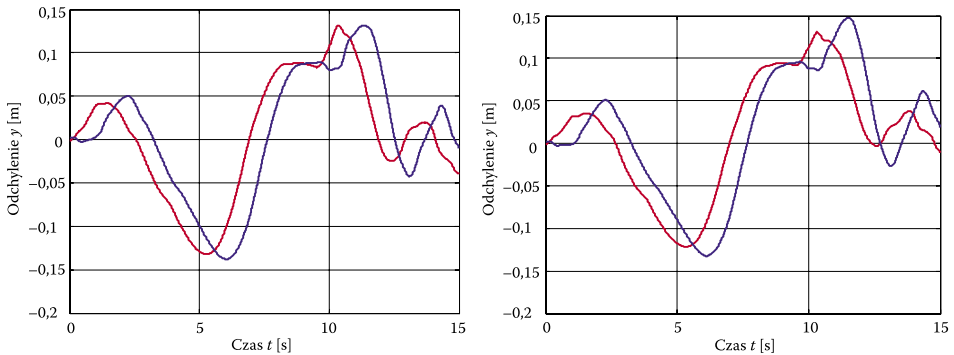
Przebiegi otrzymane z badań symulacyjnych charakteryzowały się dobrym odwzorowaniem toru ruchu przedniej części maszyny (rys. 12a). Maksymalne odchylenia toru jazdy tylnej części maszyny były niemal identyczne z odchyleniami przodu maszyny — powinny być natomiast o prawie 4 cm większe (rys. 11).

Mogło to oznaczać, że ogumienie obiektu rzeczywistego charakteryzowało się znacznie mniejszą sztywnością poprzeczną, tzn. mniejszymi wartościami współczynnika sprężystości poprzecznej niż wyznaczone na drodze analitycznej.

W celu oszacowania rzeczywistej wartości sprężystości poprzecznej ogumienia przeprowadzono symulacje jazdy ciągnika dla ogumienia 4-krotnie bardziej podatnego (rys. 12b). Wskazały one, że symulowanie ogumienia o niższej sztywności powoduje pożądane zwiększenie amplitud toru ruchu tylnej części maszyny — o ok. 1÷2 cm. Nie osiągnęły one jednak obserwowanej w rzeczywistości różnicy amplitud przedniego i tylnego mostu rzędu 4 cm. Oznacza to, że w przyjętym modelu nie uwzględniono istotnego z punktu widzenia modelowania toru ruchu zjawiska lub zjawisk. Przeprowadzona analiza wykazała, że zjawiskiem takim mogła być bezwładność pasów bieżnych ogumienia — ich masa i prędkość są stosunkowo wysokie (prędkość jazdy maszyny wyniosła 8 m/s), a sztywność osnowy stosunkowo niska.

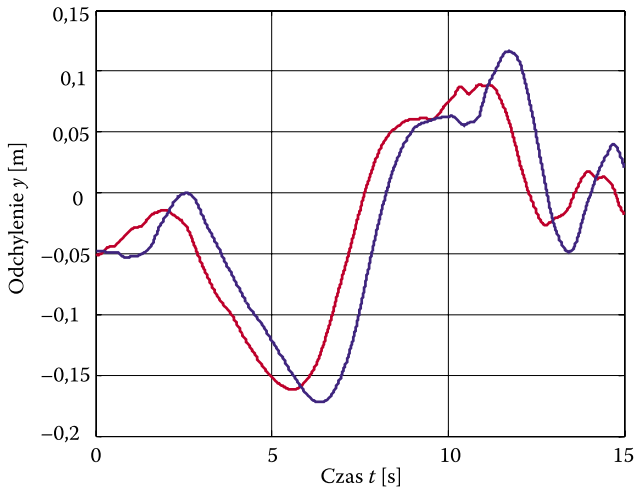


Rys. 11. Odpowiedź układu — przemieszczenia poprzeczne ciągnika zarejestrowane na obiekcie rzeczywistym



Rys. 12. Odpowiedź układu — przemieszczenia poprzeczne ciągnika (przód i tył) uzyskane dla: a) sprężystości ogumienia wyznaczonych na drodze analitycznej; b) sprężystości ogumienia 2-krotnie niższych od wyznaczonych na drodze analitycznej

Efekt działania bezwładności ogumienia zamodelowano poprzez wprowadzenie opóźnienia Δt w realizacji kąta skręcenia ogumienia α_1 i α_2 . Dla przedniego mostu przyjęto $\Delta t_1 = 0,1$ s, natomiast dla tylnego, ze względu na blisko dwukrotnie niższe ciśnienia robocze i niższą sztywność ogumienia, $\Delta t_2 = 0,2$ s. Rezultaty symulacji na zmodyfikowanym modelu przedstawia rysunek 13.



Rys. 13. Odpowiedź układu — przemieszczenia poprzeczne ciągnika (przód i tył) uzyskane dla sprężystości ogumienia 2-krotnie niższych od wyznaczonych na drodze analitycznej oraz z uwzględnioną bezwładnością pasów bieżnych ogumienia

7. Wnioski

Przedstawione badania symulacyjne pozwalają potwierdzić poprawność działania zaprezentowanego modelu ruchu ciągnika przegubowego, a tym samym słuszność zaproponowanego sposobu podejścia do problematyki opisu matematycznego tego procesu.

Badania symulacyjne wskazały również, że w przypadku opisu ruchu pojazdu kołowego z ogumieniem wielkogabarytowym konieczne jest uwzględnianie bezwładności jego pasów bieżnych. W przypadku zaprezentowanego modelu spowodowało to konieczność jego rozbudowy o dodatkowe człony opóźniające — wskazuje to na braki literaturowe w zakresie zachowania tak specyficznego ogumienia. Opracowany model posłuży do badań możliwości rozwijania wysokich prędkości przejazdowych ciągników przegubowych oraz kształtowania struktur maszyn szybkobieżnych — rozstawu osi, sztywności ogumienia, położenia osi przegubu, położenia środków ciężkości przedniego i tylnego mostu.

Artykuł wpłynął do redakcji 23.11.2005 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w lipcu 2006 r.

LITERATURA

- [1] R. ANDRZEJEWSKI, *Stabilność ruchu pojazdów kołowych*, WNT, Warszawa, 1997.
- [2] S. ARCZYŃSKI, *Mechanika ruchu samochodu*, WNT, Warszawa, 1993.

- [3] J. BETZLER, J. REIMPELL, *Podwozia samochodów — podstawy konstrukcji*, WKŁ, Warszawa, 2001.
- [4] W. BORKOWSKI, S. KONOPKA, L. PROCHOWSKI, *Dynamika maszyn roboczych*, WNT, Warszawa, 1996.
- [5] R. H. CANNON jr., *Dynamika układów fizycznych*, WNT, Warszawa, 1973.
- [6] A. A. CHACZATUROW i in., *Dynamika sitemy — doroga-szina-awtomobil-woditiel*, Maszynostrojenie, Moskwa, 1976.
- [7] A. N. IWANOW, S. N. GRIGORIEW, A. B. KORZIN, *Osnownyje principy sozdania mnogo-celewowo awtodorozno szassi*, Stroitelnyje i Dororznyje Masziny, 6, 1990.
- [8] A. N. IWANOW, S. N. GRIGORIEW, A. B. KORZIN, *Analiz kriwolimiejnowo dwirzenia mnogocelowowo szarnirno sozczlennowo szassi so smennym oborudowaniem*, Stroitelnyje i Dororznyje Masziny, 9, 1990.
- [9] Katalog wyrobów firmy Danfoss, *Hydrostatic steering components*, Hydrostatic and hydro-mechanical steering systems, HK.20.B1.02.
- [10] J. LANZENDOERFER, C. SZCZEPANIAK, *Teoria ruchu samochodu*, WKŁ, Warszawa, 1980.
- [11] A. LITWINOW, *Kierowalność i stateczność samochodu*, WKŁ, Warszawa, 1975.
- [12] E. J. MALINOWSKIJ, M. M. GAJCGORI, *Dynamika samochodnych maszin s szarnirnoj ramoj*, Maszynostrojenie, Moskwa, 1974.
- [13] C. SZCZEPANIAK, *Podstawy modelowania systemu człowiek-pojazd-otoczenie*, PWN, Warszawa, 1999.
- [14] J. Y. WONG, *Theory of ground vehicles*, John Wiley & Sons, Inc., Toronto, 1998.

M. J. ŁOPATKA, T. MUSZYŃSKI

Modelling of movement of articulated wheel tractor with big-size tires

Abstract. The paper presents a simulation model of articulated tractor movement developed by the authors. It includes the observed relationship, assumed simplifications, and equations. Moreover, comparison of simulations data and real test results conducted with 20-t wheel loader are discussed. It enabled us to draw conclusion about specific problem of big-size tire used in heavy equipment modelling.

Keywords: articulated wheel tractor, movement model, turning system model, big-size tires

Universal Decimal Classification: 621.878