

Marek Trombski, Jacek Kłosiński, Ludwik Majewski,
Stanisław Suwaj

Politechnika Łódzka, Filia w Bielsku-Białej

Katedra Podstaw Budowy Maszyn

Projekt badawczy KBN nr 8 8538 91 02

AUTOMATYZACJA STEROWANIA RUCHAMI WYKONAWCZYMI PRZEJEZDNYCH MASZYN ROBOCZYCH

1. WSTĘP

Praca stanowi kontynuację projektu badawczego MEN z 1991 r. pod tym samym tytułem i wcześniejszych prac w ramach problemu węzłowego CPBP 02.05. pt. Optymalizacja układu podporowego dźwigu samochodowego jako członu automatycznego sterowania [6].

W ramach tej pracy na bazie doświadczeń uzyskanych z poprzednio realizowanych tematów dokonano analizy struktury modelu dźwigu samochodowego w aspekcie jego przydatności do symulacji procesów sterowania ruchami roboczymi. W tym celu badano zachowanie się modeli o różnych liczbach stopni swobody, co wiązało się z uwzględnieniem lub pominięciem podatności układu podporowego czy wysięgnika. Badano wpływ tłumienia na proces sterowania oraz sposobu wymuszenia ruchów roboczych siłowego lub kinematycznego. Sterowanie ruchem obrotowym realizowano z wykorzystaniem typowego wymuszenia uzyskanego z pomiarów eksperymentalnych, parametry kinematyczne i geometryczne modelu zaczerpnięto z dokumentacji typowego dźwigu o średniej nosności. Sformułowano strategię sterowania minimalizującą wahania ładunku po zakończeniu ruchu. Przedstawiono wyniki symulacji komputerowej proponowanych strategii sterowania.

2. ANALITYCZNA IDENTYFIKACJA OBIEKTU STEROWANIA

2.1. Model dyskretny dźwigu

Przedstawiony w niniejszej pracy model przestrzenny dźwigu stanowi modyfikację modelu przedstawionego w pracy [7]. Model ten przystosowany jest do analizy odrywania ładunku od podłoża oraz posadowienia go na podłożu umożliwiając w ten sposób symulację wszystkich podstawowych ruchów roboczych, a mianowicie: podnoszenie - opuszczanie, obrót, zmiana wysięgu.

Pominięto w tym modelu poziome ruchy podwozia, gdyż jak wynika z obliczeń numerycznych prezentowanych w pracach [5] [7] są one dla typowych ruchów wymuszających pomijalnie małe, a w przypadku ruchów poziomych podpór konieczne byłoby uwzględnienie luzów w modelu podpory. Analizę tego problemu dla płaskiego modelu dźwigu przedstawiono w pracy [7].

Schemat modelu przedstawia rys.1. Przyjęto nieruchomy układ współrzędnych xyz o początku w środku masy podwozia oraz ruchomy $x_1y_1z_1$ o osi z_1 pokrywającej się z osią obrotu nadwozia. Wektor współrzędnych uogólnionych określający położenie masy modelu dźwigu ma postać:

$$q = [z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi, y_2, z_2, x_3, y_3]^T \quad (1)$$

Uwzględniono tłumienie w elementach konstrukcyjnych dźwigu, przy czym założono liniowy model tłumienia. Przy modelowaniu układu podporowego przyjęto więzy jednostronne. Odkształcalność układu podporowego wykorzystano do sformułowania warunków stateczności dynamicznej. Liczba stopni swobody modelu zależna jest od położenia ładunku, przy czym rozważane są dwa przypadki określone warunkiem dotyczącym współrzędnej z_0 :

$$\text{- ładunek spoczywa na podłożu} \quad z_0 \leq -z_p \quad (2)$$

$$\text{- ładunek jest uniesiony} \quad z_0 > -z_p \quad (3)$$

Współrzędna z_0 określająca położenie ładunku w nieruchomym układzie odniesienia, wyrażona za pomocą współrzędnych uogólnionych i parametrów geometrycznych dźwigu, jest określona zależnością:

$$z_0 = z_g - \sqrt{[l_n(t)]^2 - x_3^2 - y_3^2} \quad (4)$$

Równania ruchu dla układu wyprowadzono z równań Lagrange'a II rodzaju wyznaczając energię kinetyczną i potencjalną układu w funkcji współrzędnych uogólnionych analogicznie jak w [7]. Mają one postać:

$$A(q) \ddot{q} = P(q, \dot{q}, t) \quad (5)$$

Wektor prawych stron $P(q, \dot{q}, t)$ zawiera również funkcje $\varphi(t)$, $l_g(t)$, $l_n(t)$ - określające kinematyczne wymuszenia ruchu dźwigu - oraz ich pochodne. Równania te są całkowane dla przypadku (3), gdy ładunek jest uniesiony.

W przypadku (2), gdy ładunek spoczywa na podłożu ruch dźwigu określa 6 współrzędnych uogólnionych, bowiem:

$$x_0 = \text{const}; \quad y_0 = \text{const}; \quad z_0 = -z_p = \text{const}. \quad (6)$$

Pierwsze 5 równań otrzymuje się identycznie jak w przypadku (3), natomiast równanie szóste powinno spełniać warunek więzów:

$$(z_g - z_0)^2 + (y_g - y_0)^2 + (x_g - x_0)^2 = [l_n(t)]^2 \quad (7)$$

gdzie: x_g, y_g, z_g - współrzędne główki wysięgnika,

x_0, y_0, z_0 - współrzędne ładunku.

Równanie więzów (7) jest równaniem algebraicznym. W celu przeprowadzenia obliczeń numerycznych najdogodniej jest różniczkować go dwukrotnie względem czasu:

$$\begin{aligned} (x_g - x_0)\ddot{x}_g + (y_g - y_0)\ddot{y}_g + (z_g - z_0)\ddot{z}_g &= l_n(t)\ddot{l}_n(t) + [\dot{l}_n(t)]^2 + \\ - \dot{x}_g^2 - \dot{y}_g^2 - \dot{z}_g^2 & \quad (8) \end{aligned}$$

i dołączyć do układu pięciu równań różniczkowych.

Moment oderwania ładunku od podłoża jest sprawdzony poprzez obliczanie siły występującej w linie. Ponieważ lina w przyjętym modelu jest nieodkształcalna, siłę w linie można wyznaczyć z warunku równowagi kinetostatycznej sił działających na główkę wysięgnika. W przypadku gdy siła w linie spełni warunek:

$$S_1 = \frac{k_z z_2}{\cos \alpha} - m_g g + m_g \ddot{l}_n(t) \geq m_0 g \quad (9)$$

następuje oderwanie ładunku od podłoża.

W przedstawionym modelu przyjęto kinematyczne wymuszenia ruchów roboczych. Funkcje wymuszające ruchy robocze określono przy pomocy wielomianów w postaci:

$$z_i(t) = \sum_{k=0}^{q_i} a_{ik} t^k \quad (10)$$

gdzie: $z_i(t)$ - funkcje wymuszające ruchy robocze; w modelu odpowiednio $\phi_i(t), l_{s1}(t), l_{n1}(t); i = 1, \dots, p$; p - liczba przedziałów, w których określona jest dana funkcja wymuszająca,

q_i - stopień wielomianu funkcji wymuszającej w przedziale i
 a_{ik} - współczynniki wielomianu w przedziale i .

Liczba przedziałów dla każdej funkcji wymuszającej jak również stopnie wielomianów opisujących te funkcje w poszczególnych przedziałach są dowolne.

Model przewidziany jest do symulacji różnych strategii sterowania w układzie otwartym. Wielkością zadaną są współrzędne początkowego i końcowego położenia ładunku.

2.2. Model uwzględniający tłumienie w dźwigu

Do parametrów, które trudno zidentyfikować należą charakterystyki dysypacyjne elementów łączących poszczególne człony dźwigu. Do elementów łączących zalicza się również elementy sprężyste. Choć siły sprężyste i bezwładności w dźwigu są dużo większe od sił dysypacyjnych to jednak te ostatnie odgrywają dużą rolę przy sterowaniu i kontroli drgań. Tłumienie wyznacza również ważną granicę między statecznością, a niestatecznością ruchu dźwigu.

We wcześniejszych rozważaniach przedstawionych w pracy [7] przyjęto przestrzenny, dyskretny model dźwigu o 11 stopniach swobody bez uwzględnienia tłumienia.

Szczegółowy opis budowy wspomnianego modelu dźwigu podczas wykonywania ruchów roboczych przedstawiono w pracy [5] [7]. Równanie opisujące ruch modelu dźwigu wyprowadzone z równań Lagrange'a ma postać (5).

Przykładowe obliczenia numeryczne przeprowadzono dla danych geometrycznych typowego dźwigu średniej wielkości niosącego określony ciężar. Założono wymuszenie kinematyczne w postaci ruchów roboczych ułożonych według podanej sekwencji: podnoszenie nosiwa; postój $l_n = \text{const.}$; obrót nadwozia dźwigu; postój $\varphi = \text{const.}$; zmiana kąta podniesienia wysięgnika; postój $\alpha = \text{const.}$; opuszczanie nosiwa.

Wyniki obliczeń numerycznych przebiegów czasowych wybranych zmiennych na tle sekwencyjnego wymuszenia ruchami roboczymi przedstawiono na rysunkach: 3b, 4b.

Tłumienie w dyskretnym, fizycznym modelu dźwigu (rys.2) przedstawiono w postaci gotowych modeli reologicznych uwzględniających łącznie siły sprężyste i tłumienia. Tłumienia te modelowano linio- wymi elementami tłumiacymi.

Po określeniu energii rozproszenia E_R , a następnie jej pochodnej względem uogólnionej prędkości q_i otrzymano część dysypatywną, która

wprowadzono do równań ruchu (5) modelu matematycznego dźwigu. Następnie równania te rozwiązano z warunkami początkowymi identycznymi jak przy rozwiązywaniu równań bez tłumienia. Wyniki obliczeń numerycznych przedstawiono na rysunkach: 3c, 4c.

Z przedstawionych na rysunkach przebiegów czasowych zmiennych φ_x , φ_y , wynika, że tłumienie znacznie wpływa na ich charakter (wyglądza je). Wpływa również, choć nieznacznie na ich wartości średnie.

Do przeprowadzenia analizy dynamicznej dźwigu z tarciem w parach kinematycznych wysięgnika teleskopowego opracowano model dźwigu, który pokazano na rysunku 5. Jest on modelem przestrzennym o 10 stopniach swobody z dyskretnym rozkładem mas i sprężystości. Człony 1, 2, i 3 wysięgnika tworzą dwie pary kinematyczne przesuwne. Człony te mogą poruszać się w dwu płaszczyznach, w płaszczyźnie obrotu $O_2x_p y_p$ wysięgnika i w płaszczyźnie podnoszenia $O_2x_p z_p$ wysięgnika. Założono że luzy w tych parach występują tylko w płaszczyźnie obrotu. W płaszczyźnie podnoszenia luzy są skasowane działaniem sił ciężkości członów 2 i 3 oraz nosiwa.

W płaszczyźnie obrotu wysięgnika masę obrotową platformy i pierwszego członu wysięgnika przyjęto jako bryłę sztywną posiadającą jeden stopień swobody określony współrzędną φ . W tej samej płaszczyźnie człony 2 i 3 wysięgnika posiadają po dwa stopnie swobody określone współrzędnymi odpowiednio: x_{s2} , φ_2 , x_{s3} , φ_3 . Natomiast w płaszczyźnie podnoszenia wysięgnika człony 1, 2, 3 wysięgnika posiadają po jednym stopniu swobody o współrzędnych z_{s1} , z_{s2} , z_{s3} . Przenoszony ładunek wraz ze zbloczem o masie m_n (masa nosiwa) opisany jest współrzędnymi x_n , y_n .

Model wysięgnika w płaszczyźnie obrotu i podnoszenia pokazano na rysunku 6. Pokazane na nim elementy sprężyste o sztywnościach k_1 , k_2 , k_3 , k_4 modelują luzy i podatności ślizgów poza strefami luzów, a o sztywnościach k_{z1} , k_{s1} modelują podatności mocowania wysięgnika odpowiednio z obrotową platformą i siłownikiem zmiany wysięgu. Elementy oznaczone symbolami k_5 , k_6 , k_7 , k_8 modelują podatności ślizgów.

Luzy modeluje siła sprzęgająca $k_1 x_w$, gdzie: k_1 sztywności sprężyn, x_w przemieszczenie względne punktów A, B, C, D zamocowania sprężyn w strefie luzów i odkształcenia względne poza strefą luzu.

Wartości luzów i sztywności sprężyn pracujących w parach kinematycznych wysięgnika zdefiniowano następująco:

$$(\text{luz})_r = b_r - B_{r+1}, \quad r = 1, 2 \quad (11)$$

gdzie: b_r - szerokość otworu odpowiedniego segmentu wysięgnika,
 B_{r+1} - szerokość odpowiedniego segmentu wysięgnika,

$$k_i = \frac{z_{sw}}{x_w} \mu k_j \quad i = 1, 2, 3, 4; \quad j = 5, 6, 7, 8 \quad (12)$$

gdzie: z_{sw} - odkształcenia względne punktów zamocowania sprężyn o sztywnościach k_j pracujących w płaszczyźnie podnoszenia,

μ - współczynnik tarcia.

Równania ruchu modelu dźwigu wynikające z obrotu nadwozia dookoła osi pionowej wyprowadzono przy następujących założeniach:

- ruchy mas określone współrzędnymi uogólnionymi - oprócz ruchu obrotowego nadwozia określonego współrzędną φ - są małe;
- moment bezwładności I_{1z} jest sumą momentu obrotowego nadwozia i elementów sztywno z nim związanych (do nich należy pierwszy człon wysięgnika) względem osi obrotu nadwozia oraz sumy mas wirników pompy i silnika sprowadzonych do tej osi;
- człony wysięgnika o masach m_1, m_2, m_3 traktowane są jako bryły quasisztywne o przekrojach skrzynkowych;
- masa m_{no} to suma mas nosiwa i zbocza sprowadzona do masy punktowej równej sumie mas rzeczywistych;
- współczynnik sprężystości k_s modeluje podatność przekładni napędowej nadwozia.

Równania te zapisano w znanej ogólnej postaci (5). Do rozwiązania tych równań napisano program obliczeniowy, który jest testowany.

2.3. Model dźwigu dla ruchu obrotowego nadwozia

Model ten powstał z modeli przedstawionych poprzednio po pominięciu tych zmiennych stanu, które nie odgrywają istotnej roli w trakcie realizacji ruchu obrotowego. Zatem jest to model przydatny jedynie do analizy ruchu obrotowego nadwozia.

Przy budowie modelu przyjęto następujące założenia:

- nosiwo jest zawieszona na nierozciągliwej, nieważkiej i wiotkiej linie o stałej długości; zachowuje się ono jak wahadło sferyczne;
- wysięgnik potraktowany jako sztywny pręt o stałej długości i o znanej masie i momencie bezwładności jest połączony z obrotowym sztywnym nadwoziem;

- nadwozie jest obracane poprzez przekładnię zębatą o określonej sztywności układem hydraulicznym, który stanowi sterowana dławieniowo przy użyciu zaworu elektrohydraulicznego przekładnia hydrostatyczna;
- nadwozie względem podwozia wykazuje jedynie możliwość obrotu względem osi pionowej; kąt pochylenia wysięgnika jest stały;
- bryły podwozia i nadwozia posiadają 5 stopni swobody - nie uwzględniono przemieszczeń pionowych elementów;
- w układzie pominięto tłumienie;
- przyjęto, że przemieszczenia elementów modelu są małe.

Schemat modelu dźwigu w trakcie realizacji obrotu nadwozia wraz ze schematem układu napędowego pokazano na rys.7. Dla modelu zapisano związki określające energię kinetyczną i potencjalną [4]; po ich różniczkowaniu i wstawieniu do równań Lagrange'a uzyskano nieliniowy model dźwigu (5), który po kilku przekształceniach można zapisać w następującej postaci macierzowej:

$$\ddot{q} = b(q, \dot{q}, \varphi_1) \quad (13)$$

gdzie: $q = [x, y, u, v, \varphi, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z]^T$ - wektor liniowych i kątowych przemieszczeń elementów modelu,
 φ_1 - kąt obrotu wału silnika obrotu nadwozia zredukowany do osi pionowej wysięgnika,
 $b(q, \dot{q}, \varphi_1)$ - 8-mio elementowy wektor prawych stron równań.

Model ten uzupełniono równaniem napędu hydraulicznego. Przyjmując, że układ hydrauliczny składa się z pompy hydraulicznej o stałej wydajności, silnika hydraulicznego obrotu nadwozia o stałej chłonności i przetwornika elektrohydraulicznego dławiącego przepływ oleju [3] oraz zakładając liniowość elementów hydraulicznych, ściśliwość cieczy oraz występowanie strat wolumetrycznych w układzie ma ono postać równania różniczkowego pierwszego rzędu:

$$\dot{\varphi}_1 = f_1(\varphi_1, q, \dot{q}, i) \quad (14)$$

gdzie: $f_1(\cdot)$ - funkcja odpowiednich zmiennych,
 i - prąd przetwornika elektrohydraulicznego.

W wyniku przeprowadzonych symulacji numerycznych modelu poddanego różnym wymuszeniom ruchu obrotowego nadwozia oraz na podstawie analizy wykonanych badań doświadczalnych rzeczywistego dźwigu [6] stwierdzono, że poziome przemieszczenia liniowe podwozia x i y oraz

przemieszczenia katowe względem poziomych osi podwozia φ_x i φ_y przy prawidłowo ustawionym dźwigu są małe i można je pominąć w modelu upraszczając w ten sposób model (13).

3. STEROWANIE RUCHEM OBROTOWYM UPROSZCZONEGO MODELU DŹWIGU SAMOCHODOWEGO

3.1. Model układu sterowania

W związku z tym, że w trakcie wykonywania ruchu obrotowego nadwozia nie realizuje się innych ruchów roboczych elementów dźwigu oraz wobec faktu, że przebiegi zmiennych u i v (będących rzutami na płaszczyznę xOy (rys.7) przemieszczeń nosiwa w kierunku odpowiednio promieniowym i stycznym do toru zakreślonego przez główkę wysięgnika) są w trakcie obrotu ze sobą powiązane, proponuje się realizację układu sterowania ze zmienną v jako wielkością sterowaną. Może on być otwartym programowanym układem sterowania napędem wysięgnika lub zamkniętym układem regulacji prędkości katowej wału silnika lub likwidacji składowej v wahań nosiwa. Uproszczone schematy blokowe rozwiązań układu przedstawiono na rys.8.

Model matematyczny pierwszego z proponowanych rozwiązań uzyskuje się łącząc ze sobą równania (13) i (14). Wprowadzając w tym modelu zmienne fazowe zamienia się go na model składający się z równań różniczkowych pierwszego rzędu, a następnie dokonując prostych przekształceń algebraicznych równania ruchu sprowadza się do postaci:

$$\begin{aligned} \dot{q}_1 &= g_1(q_1, v) \\ \dot{\varphi}_1 &= g_2(q_1, v) \\ i &= g_3(\dot{q}_1, q_1, \dot{\varphi}_1, \varphi_1, v) \end{aligned} \quad (15)$$

gdzie: q_1 - wektor powstały z połączenia wektorów q i \dot{q} , w których wykreslono v i \dot{v} ,

$g_1(\cdot)$, $g_2(\cdot)$, $g_3(\cdot)$ - funkcje odpowiednich zmiennych.

Postać ta umożliwia określenie strategii sterującej $i_{zad}(t)$ zapewniającej realizację założonego przebiegu $v_{zad}(t)$. Jeśli założona funkcja $v_{zad}(t)$ spełnia przyjęte warunki początkowe i zerowe warunki końcowe oraz równocześnie spełnione zostaną określone warunki końcowe dla pozostałych zmiennych stanu [1],[2], to obliczona strategia sterująca $i_{zad}(t)$ zapewni likwidację wahań

nosiwa po zakończeniu ruchu obrotowego nadwozia.

W przypadku realizacji układu zamkniętego (rys.8b), w którym $e = \varphi_{1zad} - \varphi_1$ można podobnie jak poprzednio wykorzystując dwa pierwsze równania (15) określić strategię sterującą $\varphi_{1zad}(t)$ zapewniającą realizację założonego przebiegu $v_{zad}(t)$. Sygnał $\varphi_{1zad}(t)$ pełni rolę wielkości zadanej w tym układzie regulacji. Jest to zamknięto-otwarty układ regulacji prędkości obrotowej wału silnika hydraulicznego; układ podobnie jak poprzedni nie eliminuje działania zakłóceń występujących w obiekcie sterowania.

Wersja przedstawiona na rys.8c opisana jest modelem matematycznym zawierającym równania (13) i (14), równanie dynamiki regulatora układu (zwykle różniczkowo-całkowe) i równanie węzła sumacyjnego $e = v_{zad} - v$. Jest to nieliniowy astatyczny układ zamknięty, w którym rolę sygnału wiodącego spełnia wielkość $v_{zad}(t)$. Dobór regulatora i jego nastaw w obu układach zamkniętych przeprowadza się zgodnie z zasadami teorii regulacji.

3.2. Symulacja komputerowa i interpretacja wyników

W celu dokonania obliczeń numerycznych wszystkie modele zapisano w formie układów równań różniczkowych pierwszego rzędu i równań algebraicznych. Funkcję $v_{zad}(t)$ przyjęto zgodnie z propozycjami podanymi w [1] i [2]. Uwzględnia ona trzy fazy występujące w trakcie realizacji każdego ruchu obrotowego: pierwsza obejmująca rozpoczęcie ruchu roboczego przez wysięgnik i trwająca do chwili $t = t_A$; druga mająca charakter ruchu quasijednostajnego trwająca do $t = t_B$ i trzecia (od chwili $t = t_B = t_A + t_w$ do $t = T = 2t_A + t_w$) obejmująca zakończenie ruchu nadwozia i stanowiąca odwrócenie fazy pierwszej. Od funkcji $v_{zad}(t)$ wymaga się, aby dla $t = t_A$ i $t = t_B$ były spełnione określone warunki kinematyczne ruchu, co wiąże się z określoną długością przedziału $t_w = t_B - t_A$, zaś jeśli $t_w = 0$ (brak drugiej fazy ruchu) wskazane jest, aby czas trwania ruchu był powiązany z okresem wahań wahadła T_{osc} , jakie stanowi zawieszony na linie nosiwo, czyli $T = \alpha T_{osc}$ [2].

Wyniki przykładowych symulacji komputerowych pracy układu likwidacji wahań nosiwa wykonanych dla funkcji v_{zad} o kształcie stosowanym w dźwignicach, w których ciężar porusza się ruchem płaskim (np. w suwnicach) pokazano na rysunkach 9 i 10. Rysunek 9 przedstawia wyniki symulacji modelu układu regulacji z rysunku 8c, w którym model dźwigu jest opisany równaniem (13), zaś na rysunku 10

pokazano wyniki symulacji uproszczonego modelu dźwigu ($k_x=k_y=k_z=\infty$, czyli $x=y=\varphi_x=\varphi_y=\varphi_z=0$). Analizując wyniki można zauważyć, że końcowe wahaniasa nosiwa są małe - amplituda ich nie przekracza tysięcznych części maksymalnej amplitudy wahań, jaka pojawia się w trakcie całego ruchu [1].

4. PODSUMOWANIE

W pracy po zbudowaniu kilku modeli dźwigu i przeprowadzeniu analizy wyników wykonanych symulacji numerycznych zdecydowano się na sformułowanie problemu sterowania ruchem obrotowym nadwozia w oparciu o uproszczony model dźwigu uwzględniający przemieszczenia podwozia. Dopasowano do tego modelu układ sterowania i określono strategię sterującą obrotem nadwozia umożliwiającą spełnienie określonych warunków brzegowych. Wyniki symulowanego sterowania obrotem dźwigu pozwalają na zapisanie kilku wniosków:

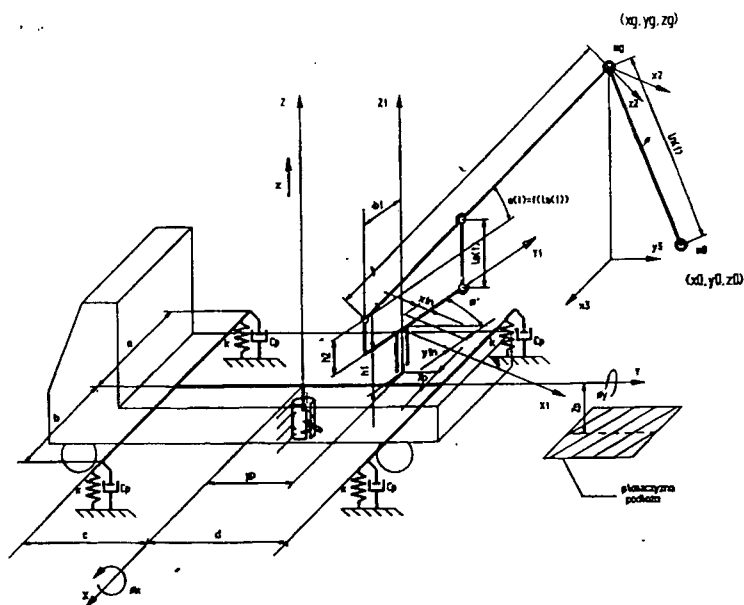
- a) warunki końcowe są spełnione z dużą dokładnością dla przyjętych przebiegów wartości zadanej $v_{zad}(t)$ układu regulacji,
- b) istnieje możliwość wykorzystania przyjętej idei regulacji do sterowania wszystkimi ruchami roboczymi dźwigu,
- c) badane strategie sterujące można optymalizować w sensie założonego wskaźnika jakości,
- d) warto byłoby dokonać eksperymentalnej weryfikacji sterowania na obiekcie rzeczywistym lub modelu fizycznym.

LITERATURA

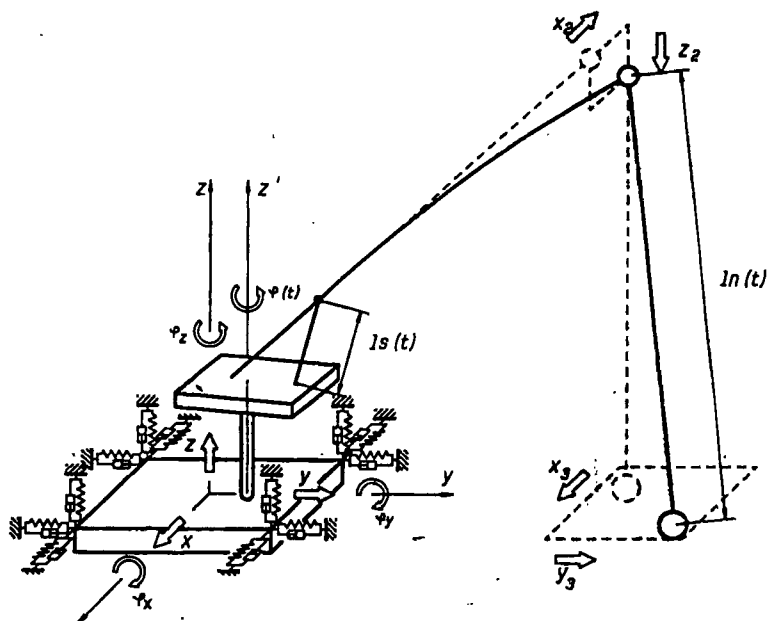
- [1] Kłosiński J.: Analiza możliwości sterowania ruchami roboczymi dźwigu samochodowego. ZN Politechniki Łódzkiej, Filii w Bielsku Białej, zeszyt 13 nr 14(1993).
- [2] Kłosiński J.: Badania symulacyjne ruchu wysięgnika żurawia samochodowego w aspekcie likwidacji wahań nosiwa w punkcie końcowym. Prace PIMB. Międzynarodowa Konferencja pn. Rozwój konstrukcji i badań samojezdnych żurawi hydraulicznych. Warszawa-Zaborów 1992.
- [3] Kłosiński J.: Model matematyczny układu sterowania ruchem obrotowym wysięgnika dźwigu samochodowego. Mater. VI Konferen. pn. Rozwój podstaw, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich - w tym budowlanych. Warszawa-Zakopane 1993.
- [4] Kłosiński J.: Przemieszczenia podwozia jako zakłócenia w pracy

układu sterowania ruchami roboczymi dźwigu samochodowego. Materiały IV Konferencji Mechaniki Maszyn Włókienniczych i Dźwigowych. Bielsko-Biała 1993.

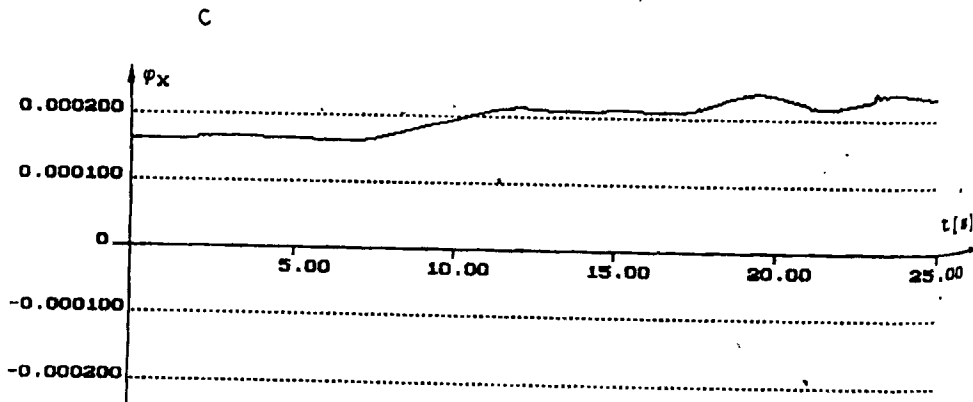
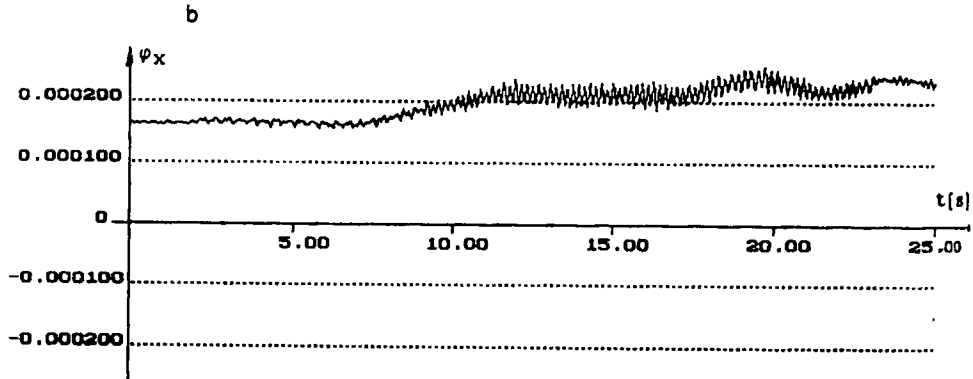
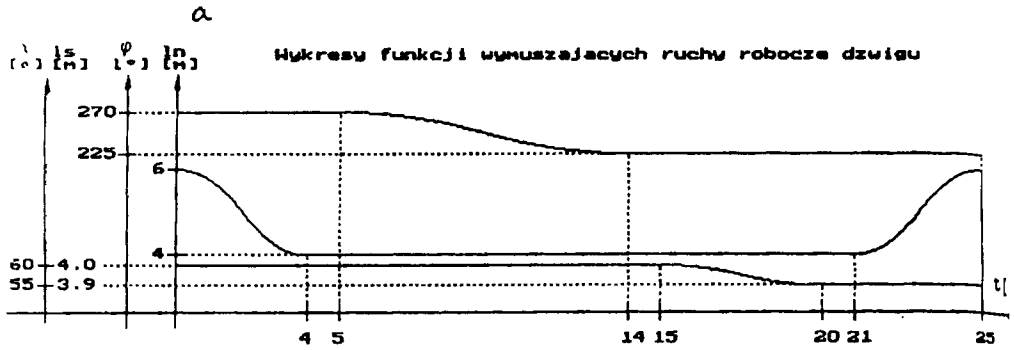
- [5] Majewski L., Trombski M.: Przestrzenny model dźwigu z uwzględnieniem luzu w parach kinematycznych wysięgnika teleskopowego. Materiały IV Ogólnopolskiej Konferencji Mechaniki Maszyn Włókienniczych i Dźwigowych. Bielsko - Biała 1993.
- [6] Praca zbiorowa: Optymalizacja układu podporowego żurawia samochodowego jako członu automatycznego sterowania ruchami roboczymi. Etapy I, II, III, IV. Realizacja-Wyniki-Wnioski. Wydawn. Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1990.
- [7] Suwaj S., Trombski M.: Model dyskretny dźwigu samochodowego, Mater. VI Konferencji pn. Rozwój podstaw, ekspl. i badań maszyn roboczych ciężkich - w tym budowlanych. Warszawa-Zakopane 1993.



Rys.1. Model dyskretny dźwigu o ośmiu stopniach swobody

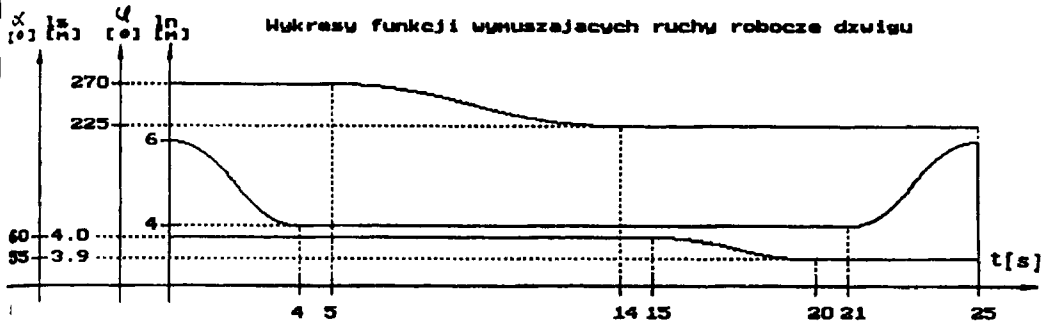


Rys.2. Model przestrzenny dźwigu z uwzględnieniem tłumienia

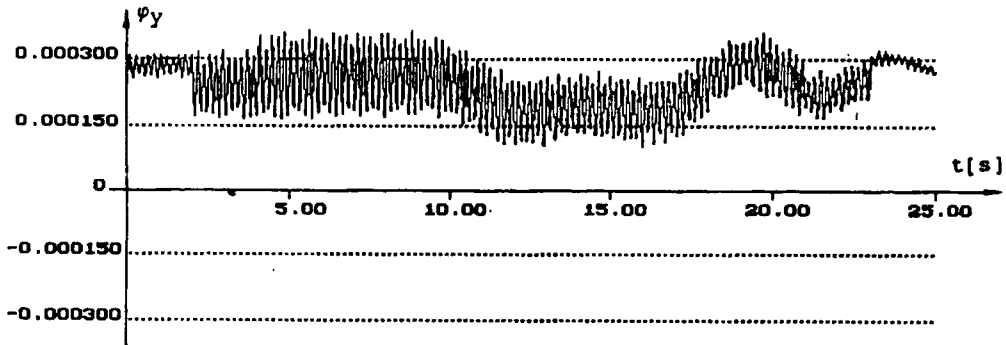


Rys.3. Przebiegi czasowe: a - wymuszenia, b - wybranej zmiennej bez tłumienia, c - zmiennej z tłumieniem.

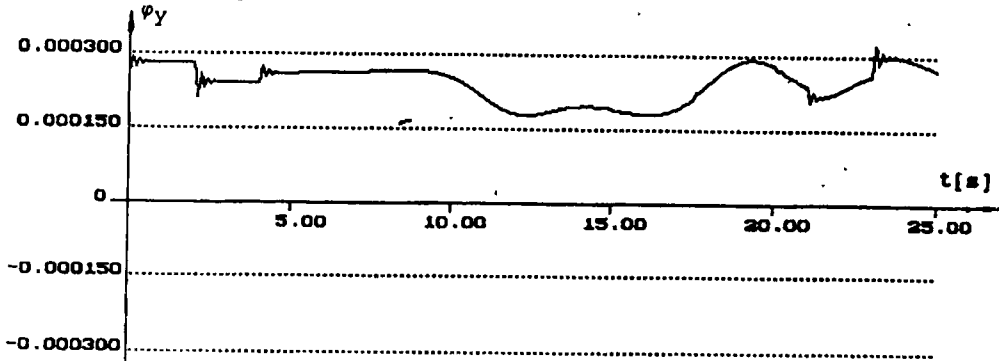
a



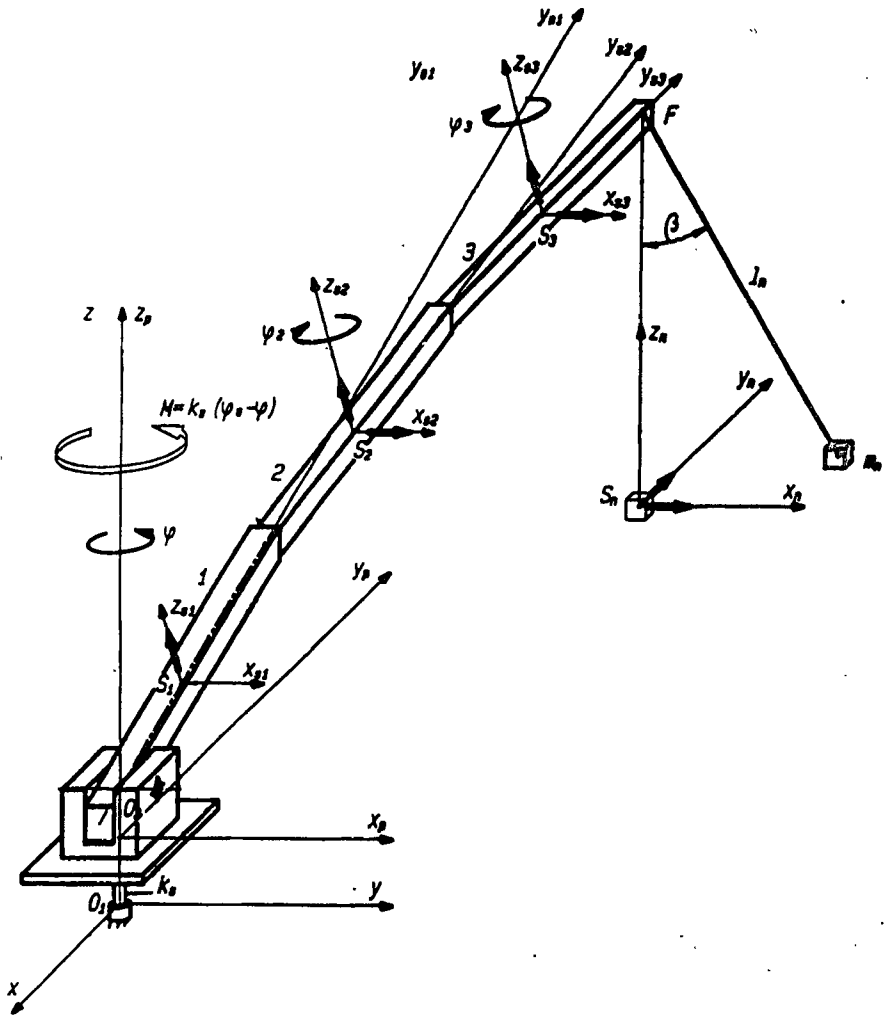
b



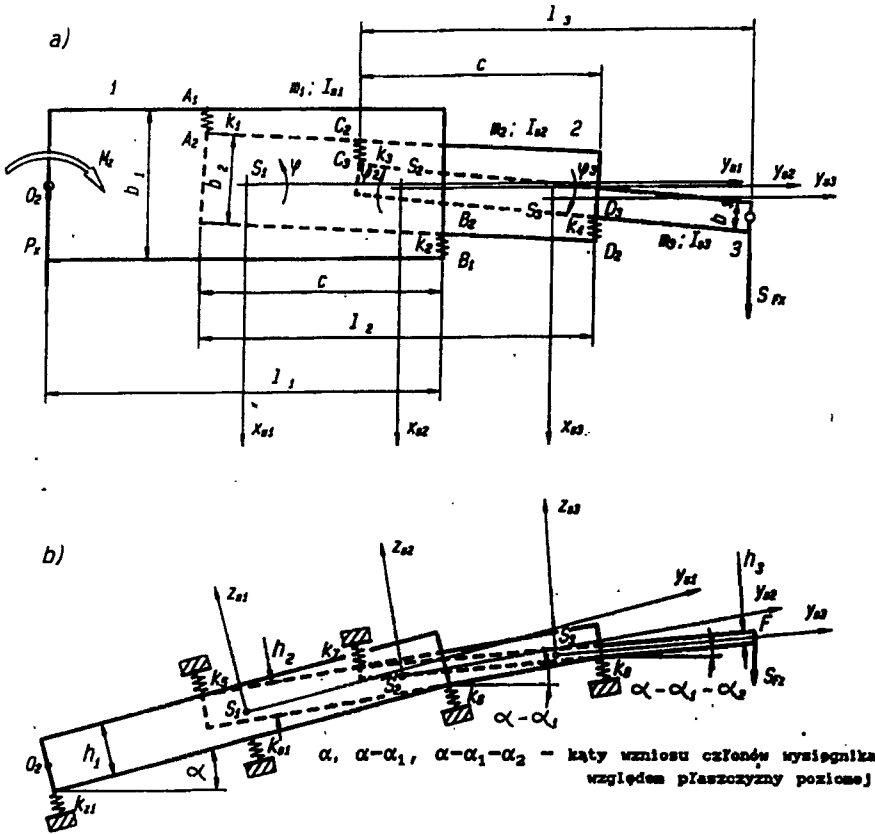
c



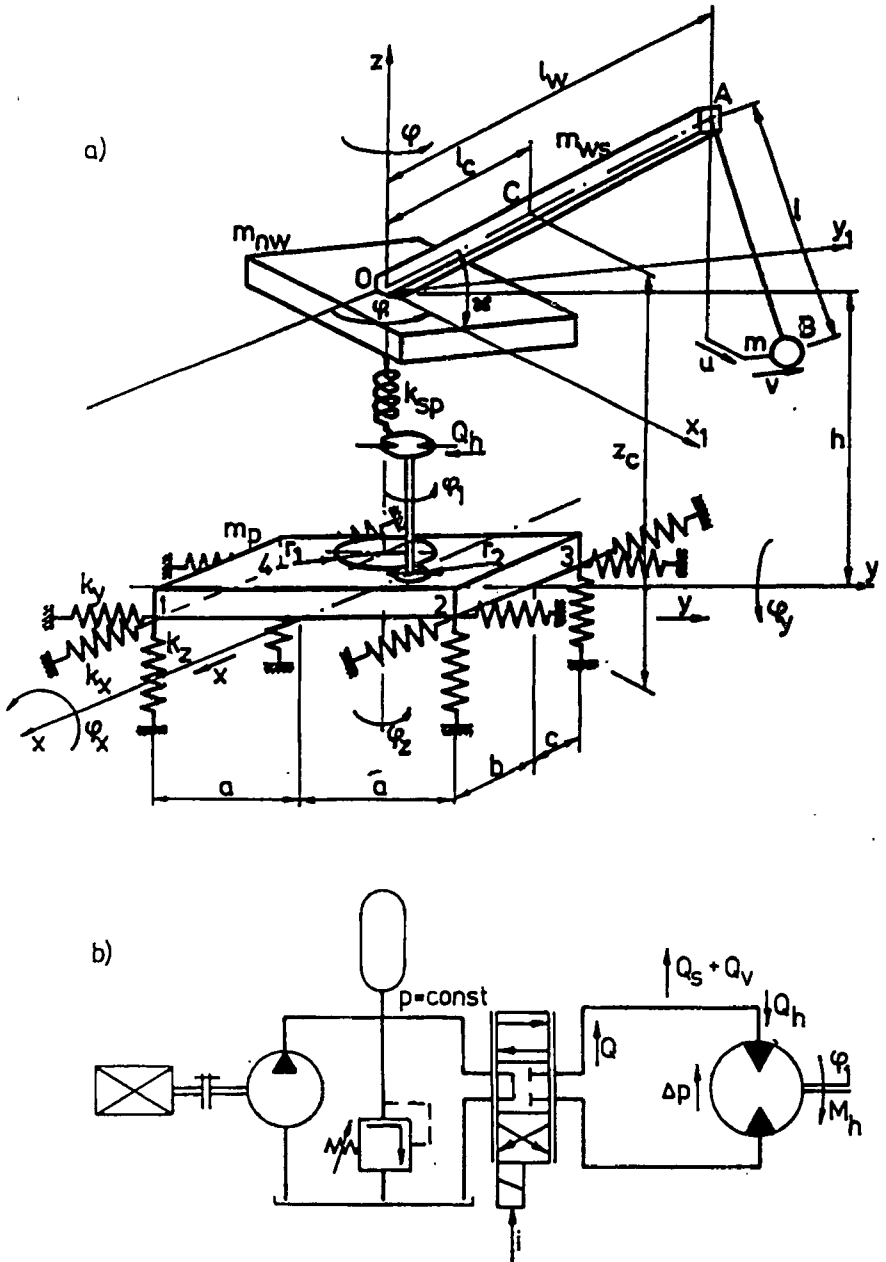
Rys.4. Przebiegi czasowe: a - wymuszenia, b - wybranej zmiennej bez tłumienia, c - zmiennej z tłumieniem



Rys.5. Model dźwigu z uwzględnieniem luzów i tarcia w parach kinematycznych wysięgnika

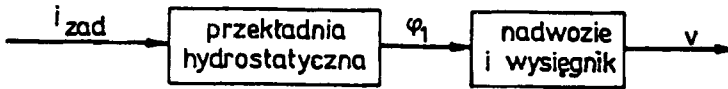


Rys.6. Modele wysięgnika: a) w płaszczyźnie obrotu, b) płaszczyźnie podnoszenia

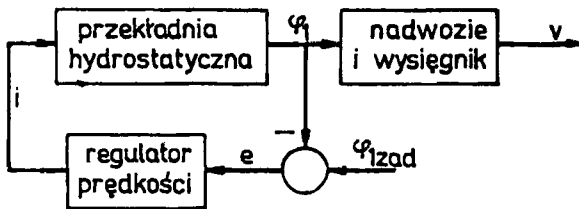


Rys.7. Model dźwigu w trakcie obrotu nadwozia: a) model podwozia i nadwozia, b) schemat układu napędowego.

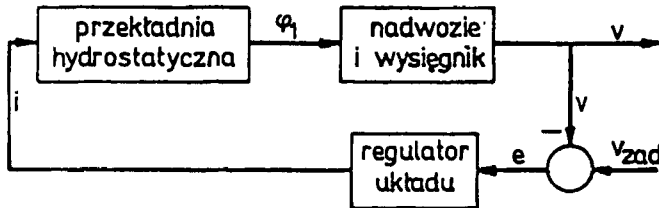
a)



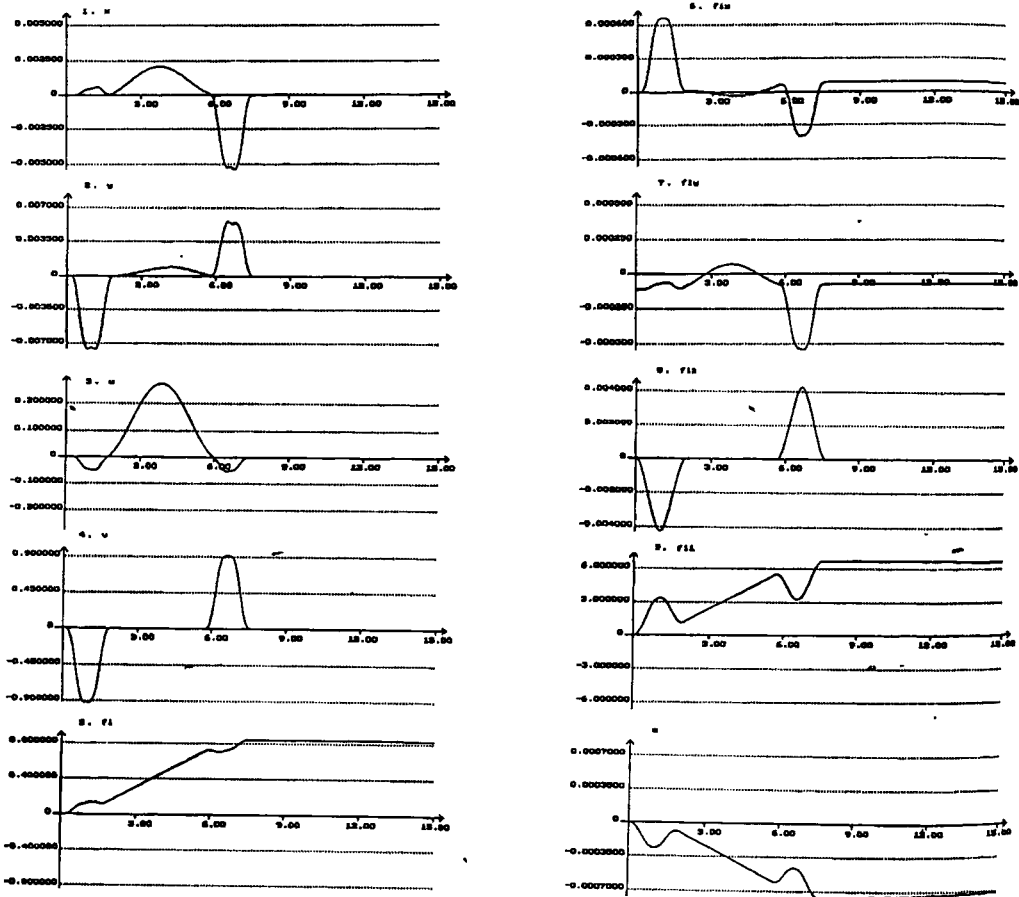
b)



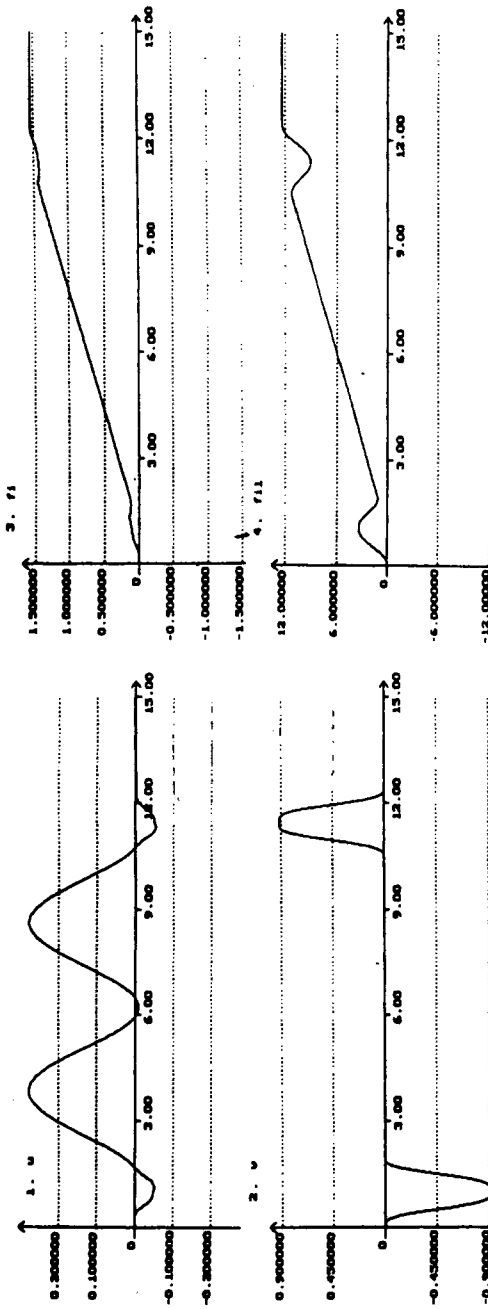
c)



Rys.8. Schematy blokowe: a) układu sterowania ruchem obrotowym, b) układu regulacji prędkości katowej silnika nadwozia, c) układu likwidacji składowej v wahań nosiwa.



Rys.9. Przebiegi zmiennych stanu uzyskane drogą symulacji numerycznej pracy modelu uwzględn. przemieszczenia podwozia.



Rys.10. Przebiegi zmiennych stanu uzyskane drogą symulacji numerycznej pracy uproszczonego modelu niewzględniającego przemieszczeń podwozia.