

WPŁYW WYBRANYCH STRATEGII STEROWANIA RUCHAMI ROBOCZYMI ŻURAWIA SAMOJEZDNEGO NA JEGO STATECZNOŚĆ

Jarosław JANUSZ*, Jacek KŁOSIŃSKI*

*Katedra Podstaw Budowy Maszyn, Akademia Techniczno-Humanistyczna, ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała

jjanusz@ath.bielsko.pl, jklosinski@ath.bielsko.pl

Streszczenie: W pracy zaprezentowano model matematyczny układu sterowania ruchami roboczymi żurawia teleskopowego umożliwiającą badanie jego stateczności. Badano wpływ stosowanych strategii sterowania ruchem obrotowym na wartości reakcji w podporach żurawia oraz przemieszczenia ładunku w trakcie oraz po zakończeniu ruchu.

1. WPROWADZENIE

Wykorzystanie automatycznego sterowania ruchami roboczymi żurawia znacznie skraca czas procesu przeładunku i transportu ładunku. Przenoszenie dużych ładunków przy pomocy żurawia samochodowych może w pewnych warunkach doprowadzić do zagrożenia utraty stateczności. Możliwość utraty stateczności żurawia w trakcie jego pracy spowodowana zmianą wartości sił dynamicznych w wyniku występowania dużych przyspieszeń ładunku, na przykład dośrodkowego i Coriolisa, stanowi poważne zagrożenie dla bezpieczeństwa obsługi i maszyny (Balkan, 1996; Kiliçcaslan i inni, 1999). Miarą zagrożenia przewrócenia się maszyny może być wartość siły nacisku na podłoże najmniej obciążonej podpory żurawia oraz wartość zmian tej siły w czasie.

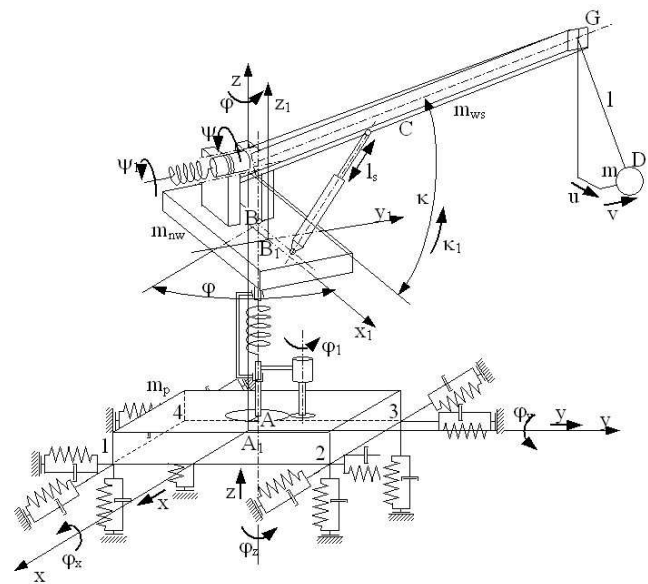
Warunki zapewniające stateczność żurawia określa norma (PN-ISO 4305:1998). Warunki te dotyczą głównie obciążeń statycznych i mają na celu wyznaczenie obciążenia użytkowego dla różnych konfiguracji żurawia i warunków pracy tak, aby żuraw był stateczny. Obciążenie żurawia musi być tak dobrane, aby moment wywracający żuraw nie był większy niż moment ustalający.

2. MODEL MATEMATYCZNY

W badaniach symulacyjnych wykorzystano model matematyczny prezentowany w pracach (Kłosiński, 2000; Kłosiński i Janusz, 2002; Janusz, 2004). Sterowanie odbywa się przez zmianę prądów przetworników elektrohydraulicznych służących do sterowania prędkościami obrotowymi silników hydraulicznych zastosowanych do realizacji ruchu obrotowego nadwozia i nawijania lub odwijania liny z bębna wciągarki oraz prędkości liniową siłownika zmiany wysięgu (Rys. 1). Sterowanie może być realizowane w torze otwartym lub w układzie zamkniętym regulacji wybranego parametru kinematycznego ruchu, na przykład przemieszczenia lub prędkości określonego punktu modelu.

Zbudowany model matematyczny pozwala również na wyznaczenie dopuszczalnych obciążeń żurawia o określo-

nych parametrach. Wyznacznikiem statycznych dopuszczalnych obciążeń żurawia wynikającym z warunku utrzymania stateczności (bez uwzględnienia wytrzymałości maszyny) są wartości reakcji podłoża na układ podporowy oraz położenie punktu przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża.



Rys. 1. Uproszczony schemat modelu żurawia

Model żurawia został wyprowadzony z równań Lagrange'a II rodzaju i zamieszczony w pracy (Janusz, 2005). Ma on postać:

$$\ddot{q} = f(\dot{q}, q) + Bq_u + B_1\dot{q}_u \quad (1)$$

gdzie: q – wektor współrzędnych uogólnionych modelu, $f(\cdot)$ – wektor nieliniowych funkcji mas, momentów bezwładności, współczynników sztywności i tłumienia oraz sił i wzajemnych powiązań współrzędnych i ich pochodnych, q_u – wektor wymuszeń kinematycznych i rozważanych ruchów roboczych modelu; obejmuje kąt obrotu wału silnika hydraulicznego obrotu nadwozia, kąt pochylenia wysięgnika wskutek działania siłownika zmiany wysięgu i długość liny nawiniętej na bęben wciągarki, B , B_1 – ma-

cierze współczynników. Wektor współrzędnych uogólnionych q ma postać:

$$q = [x, y, z, u, v, \varphi, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z, \kappa, l]^T \quad (1a)$$

gdzie: x, y, z - przemieszczenia liniowe środka masy podwozia względem bazowego układu odniesienia;

u, v - składowe poziome wahań ładunku w kierunku odpowiednio promieniowym i stycznym do łuku zataczanego przez główkę wysięgnika;

φ - kąt obrotu nadwozia i wysięgnika względem osi pionowej;

$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ - kąty obrotu żurawia względem osi związanych ze środkiem masy podwozia;

κ - kąt pochylenia osi wysięgnika przechodzącej przez punkt zawieszenia ładunku i punkt jego obrotu w płaszczyźnie pionowej względem płaszczyzny nadwozia;

l - odległość od główki wysięgnika do środka ciężkości ładunku;

B, B_1 - macierze, których elementami są współczynniki wynikające z równań dynamiki hydraulicznych układów napędowych (Janusz J. 2005).

W celu monitorowania wartości pionowych sił nacisku podpór żurawia na podłoże wyprowadzono równania umożliwiające wyznaczenie tych sił w funkcji współrzędnych uogólnionych:

$$R_z = f_1(q) \quad (2)$$

gdzie: R_z - wektor pionowych składowych sił nacisku układu podporowego na podłoże.

Wyprowadzono również wzory umożliwiające obliczenie składowych poziomych nacisku podpór w funkcji współrzędnych uogólnionych:

$$R_{xy} = f_2(q) \quad (3)$$

gdzie: R_{xy} - wektor składowych poziomych sił oddziaływania układu podporowego na podłoże.

Maksymalna siła tarcia podpory o podłoże wynosi zatem:

$$T_{xy} = \mu R_z \quad (4)$$

gdzie: T_{xy} - wektor maksymalnych sił tarcia podpór o podłoże, μ - statyczny średni współczynnik tarcia podpory o podłoże.

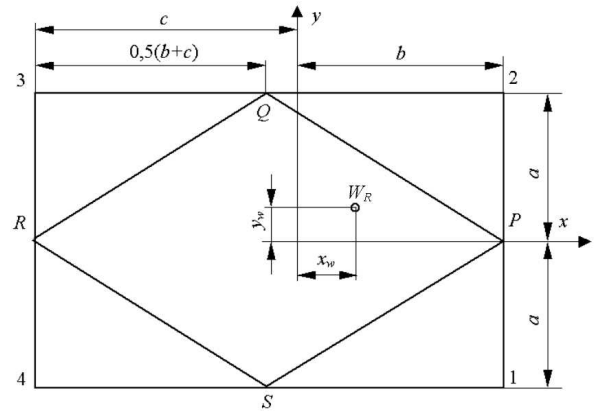
Porównując wartości składowych poziomych sił układu podporowego z siłami tarcia uzyskuje się zależność:

$$T_{xy} \geq R_{xy} \quad (5)$$

Na Rys. 2 przedstawiono krawędzie względem, których może nastąpić wywrócenie żurawia, wyznaczone na bazie punktów rozmieszczenia podpór żurawia (Suwaj, 1999).

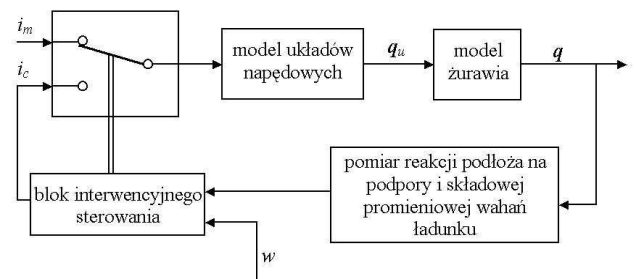
Na bazie płaszczyzny podstawy żurawia można określić krawędzie wywrótu żurawia: odcinki 1-2, 2-3, 3-4, 4-1 (prostokąt 1234) oraz obszar stateczności żurawia. Jeśli prosta działania wypadkowej pionowych sił nacisku podpór na podłoże przechodzi przez punkt W_R na płaszczyźnie podłoża określony (Rys. 2) współrzędnymi (x_w, y_w) i punkt ten leży wewnątrz rombu $PQRS$, to żuraw stoi na wszystkich podporach. Jeśli punkt W_R znajduje się w obszarze

trójkąta $PQ2$, to oderwaniu od podłoża ulega przeciwległa podpora nr 4. Analogicznie dzieje się w pozostałych przypadkach. Nie powoduje to jednak wywrócenia się żurawia. Jednak ze względów bezpieczeństwa należy unikać takich sytuacji. Jeśli wypadkowa reakcji pionowych przechodzi przez którąkolwiek z krawędzi wywrótu, to oderwaniu od podłoża ulegają dwie przeciwległe podpory i żuraw traci stateczność.



Rys. 2. Płaszczyzna podstawy żurawia wyznaczona punktami rozmieszczenia podpór

Prezentowany model matematyczny żurawia wyposażono również w interwencyjny układ zmiany wysięgu (Rys. 3).



Rys. 3. Schemat działania układu sterowania zapobiegającego utracie stateczności: i_m - prąd sterowania ruchami roboczymi żurawia w trakcie jego pracy, i_c - interwencyjny prąd sterowania zmianą wysięgu zapobiegającą przewróceniu się żurawia, w - przyjęte warunki zadziałania bloku sterowania

Praca układu polega na korygowaniu kąta pochylenia wysięgnika w przypadku zaistnienia zagrożenia utraty stateczności. Interwencyjny blok regulacji rozpoczyna swoją pracę po zaistnieniu warunków świadczących o zagrożeniu utratą stateczności.

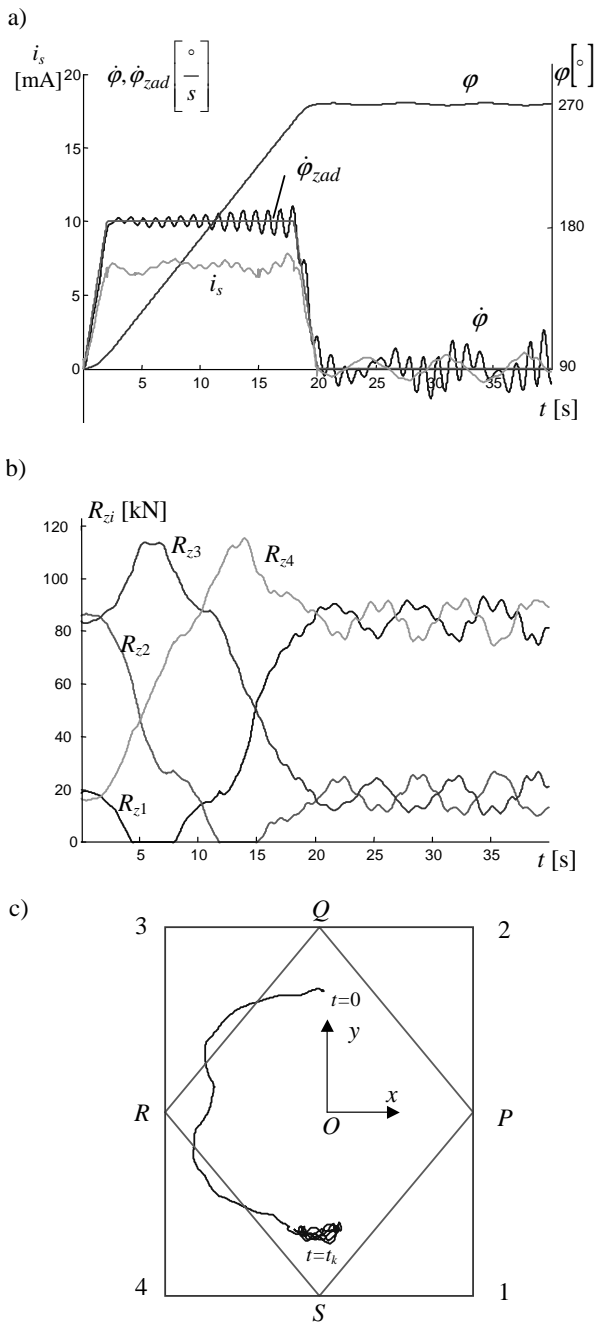
3. WYNIKI SYMULACJI NUMERYCZNYCH MODELU ŻURAWIA

Wykonano szereg badań symulacyjnych różnych struktur układów sterowania i regulacji dla różnych przypadków bez

lub z interwencją zapobiegającą utracie stateczności żurawia.

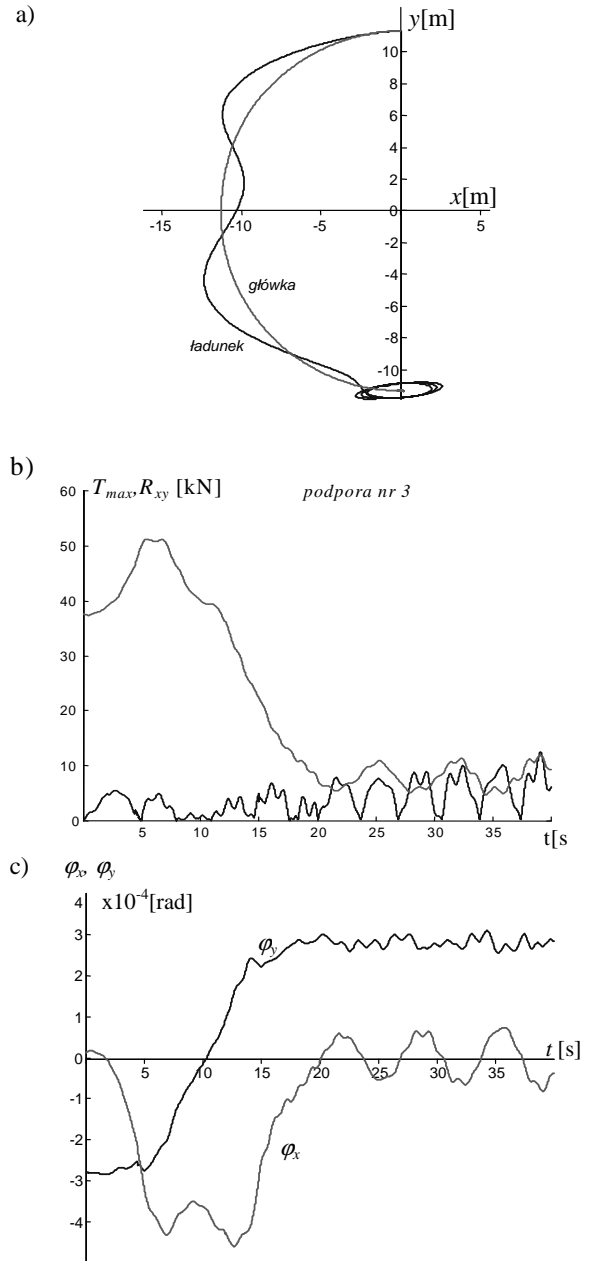
3.1. Regulacja ruchu obrotowego nadwozia

Do realizacji ruchu obrotowego nadwozia wykorzystano układ regulacji z regulatorem typu PID. Na wejście regulatora wprowadza się różnicę pomiędzy sygnałem zadanej prędkości kątowej obrotu nadwozia żurawia z wysięgnikiem $\dot{\varphi}_{zad}(t)$, a sygnałem pomiarowym określającym aktualną wartość prędkości kątowej $\dot{\varphi}(t)$.



Rys. 4. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia (przypadek A): a) przebiegi czasowe zadanej $\dot{\varphi}_{zad}$ i uzyskanej prędkości kątowej $\dot{\varphi}$

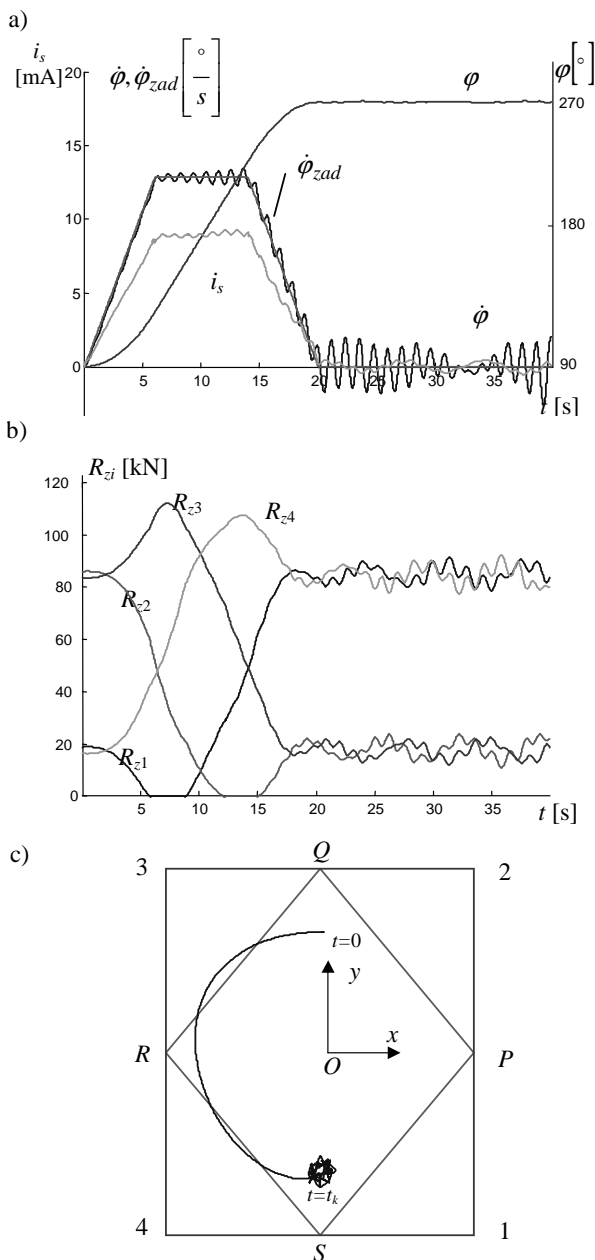
oraz kąta obrotu nadwozia z wysięgnikiem, prąd i_s elektrozaworu sterującego silnikiem ruchu obrotowego nadwozia, b) reakcje podłoża na układ podporowy, c) trajektorie ruchu punktu przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża



Rys. 5. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia (przypadek A): a) rzut na płaszczyznę poziomą trajektorii ruchu ładunku w odniesieniu do przemieszczenia końca wysięgnika (główki), b) przebieg czasowy składowej poziomej reakcji podłoża oraz maksymalna siła tarcia pomiędzy podporą nr 3 a podłożem, c) przebiegi czasowe kątów obrotu podwozia żurawia φ_x, φ_y .

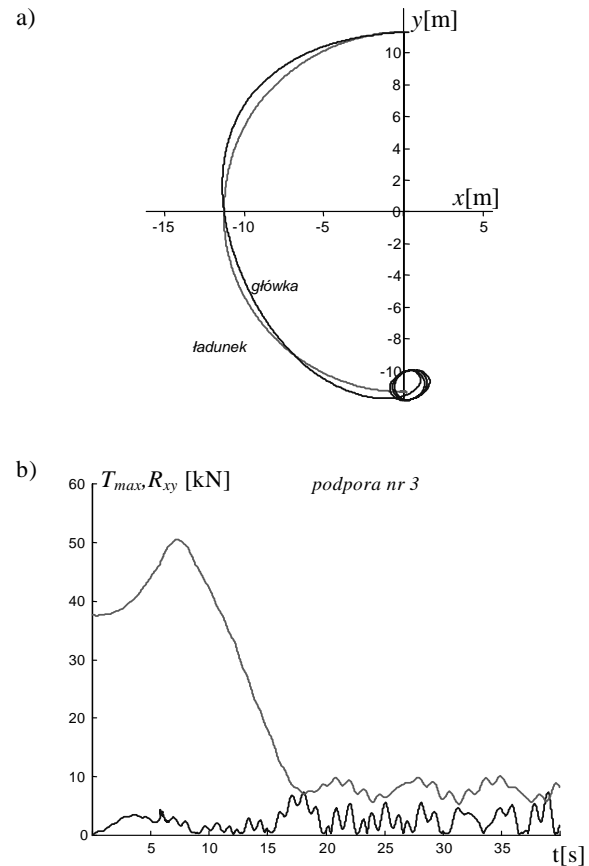
Założono obrót nadwozia o kąt $\varphi=180^\circ$ z położenia początkowego $\varphi_0=90^\circ$ w czasie 20s. Jako sygnał zadany na wejście regulatora PID przyjęto trapezowy przebieg czasowy

wy prędkości kątowej $\dot{\varphi}_{zad}$ dla obrotu nadwozia (Rys. 4a, Rys. 6a), przy czym czasy przyspieszania i hamowania nadwozia $t_A=t_C=2s$ dla przypadku A oraz $t_A=t_C=6s$ dla przypadku B. Przyjęto ładunek o masie $m=2200kg$ – jest to obciążenie statyczne niepowodujące utraty stateczności wyznaczone jak w pracy (Janusz, 2004). Na kolejnych wykresach przedstawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych modelu matematycznego żurawia pracującego w zamkniętym układzie regulacji prędkości kątowej obrotu nadwozia z wysięgnikiem.



Rys. 6. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia (przypadek B): a) przebiegi czasowe zadanej $\dot{\varphi}_{zad}$ i uzyskanej prędkości kątowej $\dot{\varphi}$ oraz kąta obrotu nadwozia z wysięgnikiem, prąd i_s elektrozaworu sterującego silnikiem ruchu obrotowego nadwozia, b) reakcje podłoża na układ podporowy, c) trajektoria ruchu punktu przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża

Analizując przedstawione przebiegi można stwierdzić, że pomimo zapewnienia stateczności statycznej żurawia, może dojść do zagrożenia utraty stateczności (Rys. 4b, c). Między 4 a 8 sekundą ruchu kontakt z podłożem traci podpora nr 1, natomiast między 12 a 15 sekundą podpora nr 2. Nie powoduje to jednak wywrócenia maszyny (Rys. 5c).



Rys. 7. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia (przypadek B): a) rzut na płaszczyznę poziomą trajektorii ruchu ładunku w odniesieniu do przemieszczenia końca wysięgnika (główki), b) przebieg czasowy składowej poziomej reakcji podłoża oraz maksymalna siła tarcia pomiędzy podporą nr 3 a podłożem.

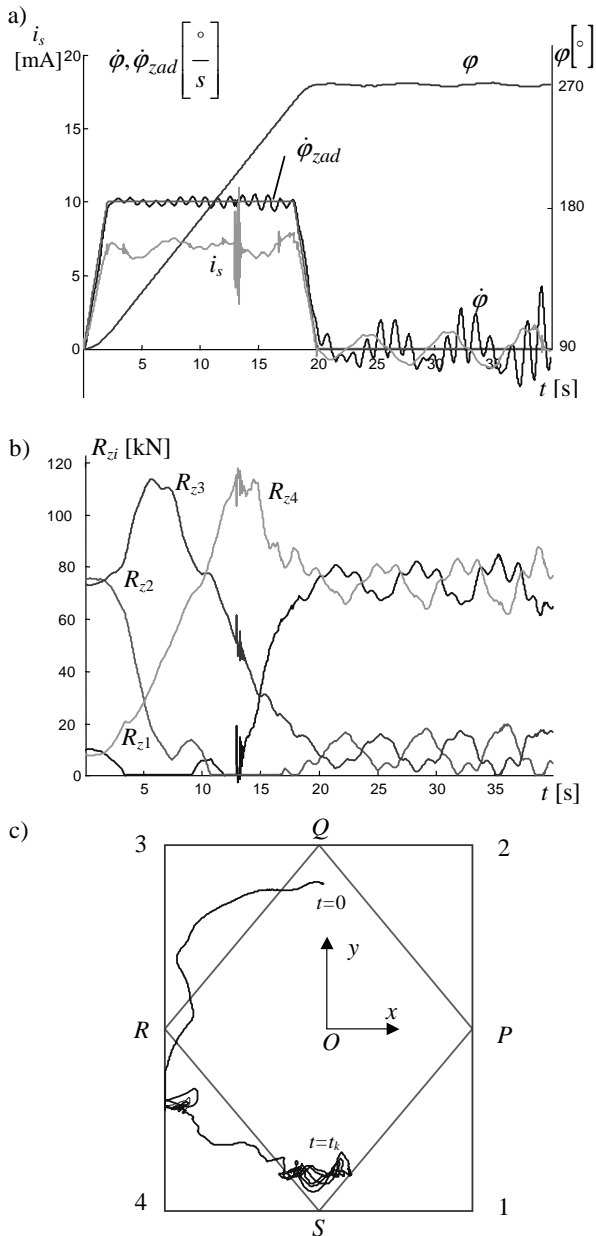
Podpora nr 3 również jest zagrożona chwilową utratą kontaktu z podłożem, gdyż po zakończeniu ruchu dochodzi do chwilowego przekroczenia przez składową poziomą reakcji podłoża wartości maksymalnej siły możliwego do przeniesienia między podporą a podłożem (Rys. 5b).

W przypadku symulacji ruchu oznaczonej symbolem B podobnie jak w przypadku A dochodzi do chwilowego oderwania najpierw podpory nr 1 a następnie podpory nr 2 (Rys.6b, c). Nie dochodzi jednak do poziomego przesuwania się podpory nr 3, gdyż pozioma składowa reakcji podłoża na podporę jest mniejsza od możliwej do przeniesienia siły tarcia rozwiniętego (Rys.7b).

Na podstawie rzutu na płaszczyznę trajektorii ruchu ładunku w odniesieniu do przemieszczenia główki wysięgnika (Rys. 5a, Rys. 7a) można stwierdzić, że istnieje współzależność między składowymi wahań ładunku a możliwością utraty stateczności.

3.2. Regulacja ruchu obrotowego nadwozia – przypadek utraty stateczności

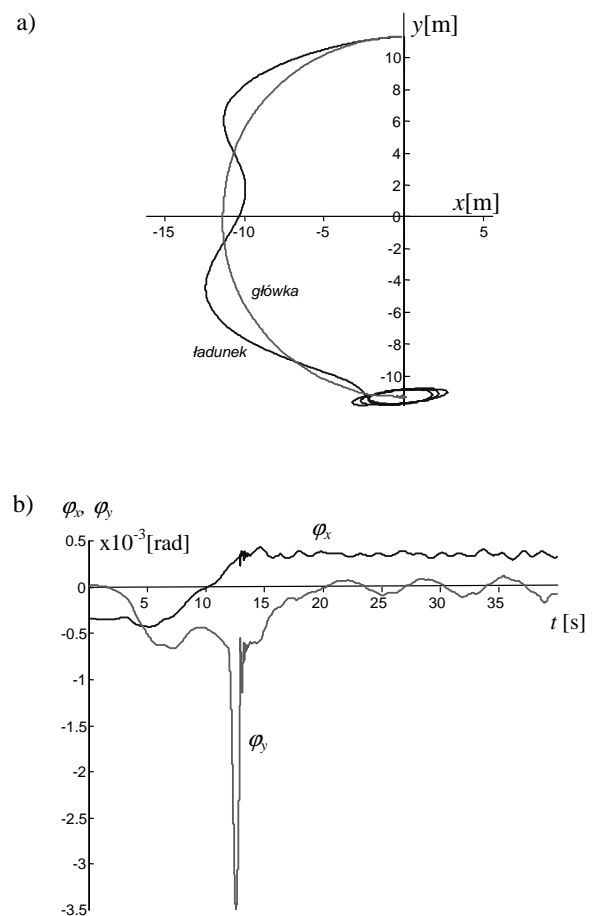
Poniżej przedstawiono wyniki symulacji obliczeń numerycznych dla przypadku, w którym dochodzi do utraty stateczności żurawia w trakcie wykonywania ruchu obrotowego. Żuraw pracuje w zamkniętym układzie regulacji. Przyjęto parametry ruchu jak w przypadku A analizowanym w rozdziale 3.1. Założono masę przenieszonego ładunku $m=3000\text{kg}$.



Rys. 8. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia: a) przebiegi czasowe zadanej $\dot{\varphi}_{zad}$ i uzyskanej prędkości kątowej $\dot{\varphi}$ oraz kąta obrotu nadwozia z wysięgnikiem, prąd i_s , elektrozaworu sterującego silnikiem ruchu obrotowego nadwozia, b) reakcje podłoża na układ podporowy, c) trajektoria ruchu punktu przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża

W chwili rozpoczęcia ruchu żuraw stał na wszystkich podporach, ale w trakcie wykonywania ruchu obrotowego nadwozia kontakt z podłożem utraciła podpora nr 1 (Rys. 8b, c). Żuraw ponownie oparł się na 4 podporach w 9 sekundzie, jednak w 11 sekundzie podpora nr 1 ponownie utraciła kontakt z podłożem a w 12 s podpora nr 2. Wówczas punkt W_R przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża znajduje się na krawędzi wywrotu 3-4. Żuraw przez około 2 sekundy stoi na dwóch podporach, w 14 sekundzie kontakt z podłożem uzyskuje podpora nr 1 a w 17 s podpora nr 2.

Zaistniałą chwilową utratę stateczności żurawia można również zaobserwować na Rys. 9b. Wówczas wzrasta kąt φ_y obrotu podwozia żurawia. W chwili ponownego kontaktu podpór z podłożem występuje uderzenie i zaburzenie pracy modelu (widoczny impuls prądu i_s na Rys. 8a).



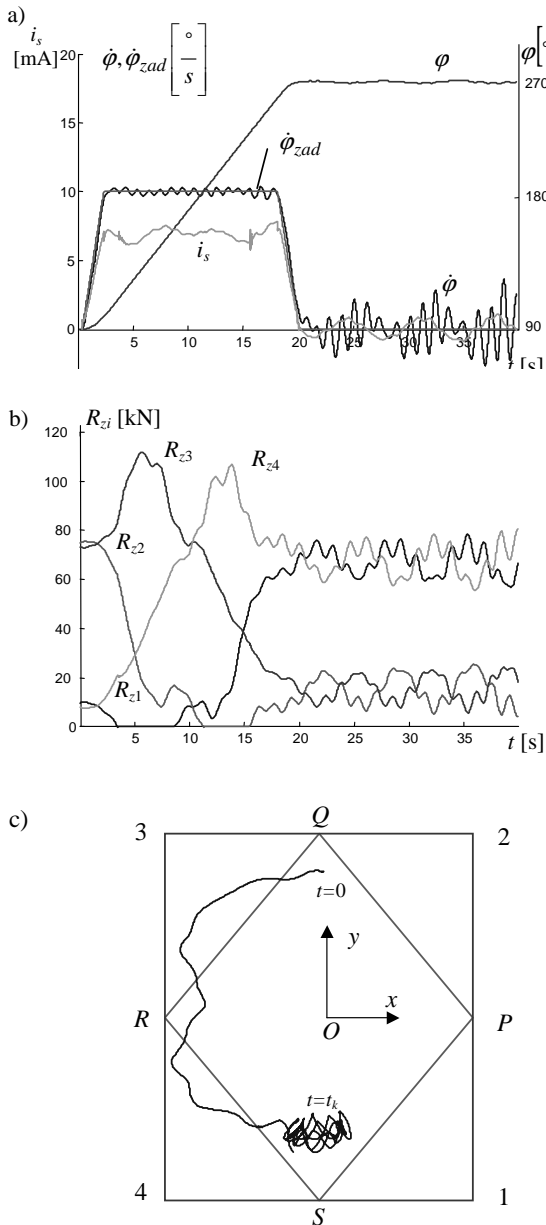
Rys. 9. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia: a) rzut na płaszczyznę poziomą trajektorii ruchu ładunku w odniesieniu do przemieszczenia końca wysięgnika (główki), b) przebiegi czasowe kątów obrotu podwozia żurawia φ_x , φ_y .

3.3. Regulacja ruchu obrotowego nadwozia z włączonym układem zapobiegania utraci stateczności

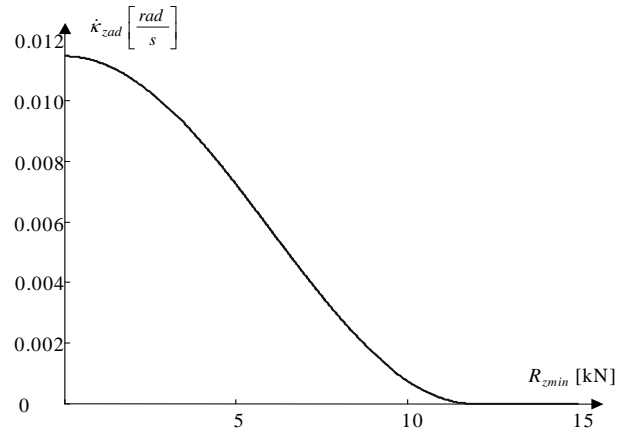
Poniżej przedstawiono wyniki symulacji numerycznych modelu matematycznego żurawia wyposażonego w układ

interwencyjnego sterowania zmianą wysięgu z wybranym korektorem nieliniowym. Funkcję sterującą w głównym torze przyjęto tak samo jak w rozdziale 3.2 (Rys. 10a), kiedy to dochodzi do oderwania dwóch podpór maszyny od podłoża. Korektor interwencyjnego sterowania zmianą wysięgu ma za zadanie korygować kąt pochylenia wysięgnika (zmniejszać wysięg) w celu zapewnienia stateczności żurawia.

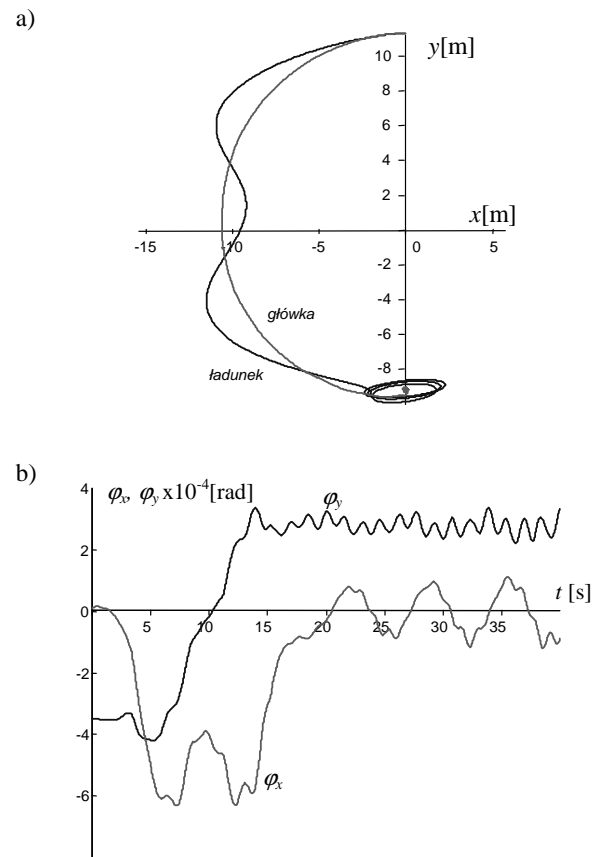
Charakterystykę statyczną korektora nieliniowego, działającego w torze interwencyjnego sterowania zmianą wysięgu przedstawiono na Rys. 11.



Rys. 10. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia z korekcyjnym układem zmiany wysięgu: a) przebiegi czasowe zadanej $\dot{\varphi}_{zad}$ i uzyskanej prędkości kątowej $\dot{\varphi}$ oraz kąta obrotu nadwozia z wysięgnikiem, prąd i_s elektrozaworu sterującego silnikiem ruchu obrotowego nadwozia, b) reakcje podłoża na układ podporowy, c) trajektoria ruchu punktu przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża



Rys. 11. Charakterystyka statyczna regulatora interwencyjnej zmiany wysięgu ($\dot{\kappa}_{zad}$ - zadana prędkość korekcyjnej zmiany kąta pochylenia wysięgnika; R_{zmin} - składowa pionowa reakcji najmniej obciążonej podpory żurawia)



Rys. 12. Wyniki symulacji układu regulacji prędkości kątowej ruchu obrotowego nadwozia z korekcyjnym układem zmiany wysięgu: a) rzut na płaszczyznę poziomą trajektorii ruchu ładunku w odniesieniu do przemieszczenia końca wysięgnika (główki), b) przebiegi czasowe kątów obrotu podwozia żurawia φ_x, φ_y .

Do realizacji ruchu zmiany kąta pochylenia wysięgnika wykorzystano układ regulacji z regulatorem typu PID podobnie jak w pracy (Kłosiński i Janusz, 2009). Wartością zadaną dla układu jest zadana prędkość zmiany kąta pochy-

lenia wysięgnika wynikająca z pracy interwencyjnego korektora zmiany wysięgu.

Porównując przebiegi składowych poziomych i pionowych reakcji podłoża na poszczególne podpory dla przypadku realizacji ruchu bez i z korekcją zmiany wysięgu, można stwierdzić, że istnieje możliwość zmniejszenia zagrożenia utraty stateczności przez odpowiednie sterowanie pochyleniem wysięgnika żurawia. Aby jednak można było stosować tą metodę, potrzebne jest "monitorowanie" reakcji podłoża na układ podporowy. Znajomość wartości reakcji pozwala na odpowiednio wczesną interwencję, polegającą na korekcji istniejącej strategii sterowania w celu zminimalizowania zagrożenia utraty stateczności.

4. WNIOSKI

Uzyskane wyniki symulacji numerycznych pozwalają ocenić wpływ stosowanych strategii sterowania ruchami roboczymi żurawia na jego stateczność. Dobór odpowiedniej strategii sterującej pozwala na zmniejszenie zagrożenia utraty stateczności. Zastosowanie korekcji kąta zmiany wysięgu pozwala na zapobieganie odrywania się podpór w przypadku realizacji strategii sterującej ruchem obrotowym. Wpływa to również na zmniejszenie możliwości wystąpienia poślizgu na styku podpory z podłożem. Wystąpienie poślizgu podpory jest bardzo niebezpieczne podczas pracy żurawia w pobliżu budynków, innych maszyn lub uskoków terenu. Modyfikacje i zastosowanie przedstawionej metody zapobiegania utraty stateczności mogą znacznie obniżyć ryzyko wystąpienia tego zjawiska w trakcie wykonywania ruchów roboczych.

LITERATURA

1. **Balkan T.** (1996), A load control system for mobile cranes, *Mechanics Research Communications*, Vol. 23, No 4, 395-400.
2. **Janusz J.** (2004), *Wpływ wybranych parametrów sterowania ruchami roboczymi żurawia samojezdnego na jego stateczność*, ZN ATH, Publikacje, Z. 12, Bielsko-Biała, 45-58.
3. **Janusz J.** (2005), *Analiza dynamiczna układu sterowania ruchami roboczymi żurawia w warunkach zagrożenia utraty stateczności*, Praca Doktorska, Bielsko-Biała.
4. **Kilicaslan S., Balkan T., Ider S. K.** (1999), Tipping loads of mobile cranes with flexible booms, *Journal of Sound and Vibration*, 223(4), 645-657.
5. **Kłosiński J.** (2000), Sterowanie ruchami roboczymi żurawia samojezdnymi zapewniające pozycjonowanie przenoszonego ładunku, ZN, *Budowa i eksploatacja Maszyn*, Rozprawy Naukowe nr 55, Bielsko-Biała.
6. **Kłosiński J., Janusz J.** (2002), Model matematyczny żurawia samojezdnego przeznaczony do badania jego stateczności dynamicznej, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, 85, *Mat. XVIII Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo-Dydaktycznej TMiM*, Wrocław, 239-244.
7. **Kłosiński J., Janusz J.** (2009), Control of Operational Motions of a Mobile Crane under a Threat of Loss of Stability, *Solid State Phenomena*, Vol. 144, 77-82.
8. **Suwaj S.** (1999), Próba diagnozowania warunków utraty stateczności żurawia teleskopowego, *Mat. XII Konferencji: Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich, w tym budowlanych*, Zakopane, 249-256.
9. **PN-ISO 4304:1998**, *Żurawie samojezdne. Wyznaczanie stateczności*.

INFLUENCE OF THE SELECTED CONTROL STRATEGIES OF MOBILE CRANE MOTIONS ON ITS STABILITY

Abstract: The mathematical model of control of working motions of a mobile crane which can be used for checking the crane stability, is described in the paper. The admissible static loads of crane model have been determined. In the paper, results of research of slewing motion for conditions of thread of loss stability have been presented. The influence of the assumed strategies of the controlling of the slewing motion and the crane luffing on the values of reactions in the crane support system was investigated. The displacements of payload during the motions' realisation and after ending of the motions were calculated.