

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
im. Tadeusza Kościuszki

GRZEGORZ TORA

MODELOWANIE
MECHANIZMU PLATFORMOWEGO
AKTYWNEGO ZAWIESZENIA KABINY
MASZYNY ROBOCZEJ



SERIA MECHANIKA

MONOGRAFIA 416



KRAKÓW 2012

PRZEWODNICZĄCY KOLEGIUM REDAKCYJNEGO
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Jan Kazior

PRZEWODNICZĄCY KOLEGIUM REDAKCYJNEGO WYDAWNICTW NAUKOWYCH

Józef Nizioł

REDAKTOR SERII Rafał Palej

REDAKTOR NAUKOWY Józef Knapczyk

RECENZENCI Antoni Gronowicz, Zbigniew Lozia

SEKRETARZ SEKCJI I OPRACOWANIE REDAKCYJNE Marta Wlazło

SKŁAD I ŁAMANIE Krystyna Gawlik

PROJEKT OKŁADKI Jadwiga Mączka

© Copyright by Politechnika Krakowska, Kraków 2012

© Copyright by Grzegorz Tora, Kraków 2012

ISSN 0860-097X

Wydawnictwo PK, ul. Skarżyńskiego 1, 31-866 Kraków; tel.: 12 628 37 25, fax: 12 628 37 60
e-mail: wydawnictwo@pk.edu.pl www.wydawnictwo.pk.edu.pl
Adres do korespondencji: ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków

Druk i oprawę wykonano w Dziale Poligrafii Politechniki Krakowskiej.
Ark. wyd. 8,5.

Zam. 274/2012

Nakład 200 egz.

Cena zł 23,10 z VAT

SPIS TREŚCI

Ważniejsze oznaczenia.....	5
1. Wstęp.....	7
1.1. Wprowadzenie.....	7
1.2. Przegląd literatury.....	10
1.2.1. Komfort pracy operatora maszyn roboczych.....	10
1.2.2. Przegląd układów zmniejszania drgań w zawieszeniu pojazdów.....	13
1.3. Cel i zakres pracy.....	18
2. Mechanizmy platformowe zawieszenia kabiny maszyny roboczej.....	20
2.1. Właściwości i przykłady zastosowań mechanizmów platformowych....	20
2.2. Układy odniesienia.....	29
2.3. Orientacja kątowa ramy maszyny.....	31
2.4. Schematy strukturalne mechanizmów platformowych.....	32
3. Analiza kinematyczna wybranego mechanizmu aktywnego zawieszenia kabiny (AZK).....	47
3.1. Wybór rozwiązania.....	47
3.2. Analiza układu sterowania.....	50
3.3. Kinematyka mechanizmu AZK.....	53
3.3.1. Położenia ogniw.....	54
3.3.1.1. Proste zadanie położenia.....	57
3.3.1.2. Odwrotne zadanie położenia.....	65
3.3.2. Prędkości ogniw.....	70
3.3.2.1. Macierze jacobianowe mechanizmu AZK.....	72
3.3.2.2. Proste zadanie prędkości.....	73
3.3.2.3. Analiza wartości elementów macierzy jacobianowej ...	81
3.3.2.4. Odwrotne zadanie prędkości.....	84
3.3.3. Przyspieszenia ogniw.....	85
3.3.3.1. Proste zadanie przyspieszenia.....	85
3.3.3.2. Odwrotne zadanie przyspieszenia.....	86
3.3.3.3. Przyspieszenia bezwzględne.....	86
3.4. Model wymuszenia kinematycznego ramy maszyny.....	87

4.	Synteza wymiarowa mechanizmu AZK	92
4.1.	Zmniejszenie drgań kabiny w dwóch kierunkach z użyciem jednego napędu.....	93
4.2.	Zależności wymiarowe ogniw mechanizmu AZK.....	96
4.3.	Zakresy przemieszczeń w parach kinematycznych i napędach.....	104
4.3.1.	Ograniczenia wymiarowe w parze krzyżakowej.....	104
4.3.2.	Ograniczenia wymiarowe w parze kulistej.....	105
4.3.3.	Ograniczenia ruchu w napędzie ruchu pionowego fotela operatora.....	108
5.	Dynamika mechanizmu AZK	110
5.1.	Zadanie odwrotne dynamiki	113
5.2.	Wyznaczenie sił reakcji	114
5.3.	Wskaźniki zdolności przeniesienia mocy	117
5.3.1.	Ocena mechanizmu AZK	118
6.	Napęd hydrauliczny	121
6.1.	Model napędu hydraulicznego.....	121
6.2.	Siły tarcia w napędzie hydraulicznym.....	127
6.3.	Częstotliwości drgań własnych mechanizmu AZK	130
7.	Pomiary ruchu ładowarki w warunkach terenowych.....	134
7.1.	Wyniki pomiarów	135
8.	Wyniki badań symulacyjnych AZK.....	141
8.1.	Dane liczbowe	141
8.2.	Synteza wymiarowa ogniw mechanizmu AZK	143
8.3.	Wyniki symulacji.....	144
8.3.1.	Przyspieszenie skuteczne fotela operatora	145
8.3.2.	Efekty pionizacji kabiny.....	148
8.3.3.	Wpływ opóźnienia czasowego na efekty pracy AZK.....	151
8.3.4.	Analiza wpływu dokładności wybranych wielkości kinematycznych na jakość pracy AZK.....	154
8.3.5.	Wyniki symulacji dotyczących napędów hydraulicznych	156
9.	Podsumowanie i wnioski	161
9.1.	Uwagi ogólne.....	161
9.2.	Uwagi szczegółowe	161
9.3.	Uwagi dotyczące środowiska symulacji.....	164
9.4.	Kierunki dalszych badań.....	165
	Literatura.....	166
	Streszczenia.....	181

WAŻNIEJSZE OZNACZENIA

Duże litery

- A_k – środek połączenia ogniwa k z ramą,
 B_k – środek połączenia ogniwa k z platformą,
 $M_{(ij)k}$ – wartość składowej na kierunku k momentu reakcji od ogniwa i na ogniwo j ,
 O_i – środek i -tego układu odniesienia,
 Q – objętościowe natężenie przepływu,
 $R_{(ij)k}$ – wartość składowej na kierunku k siły reakcji od ogniwa i na ogniwo j ,
 S_i – pole powierzchni ($i = 1$ tłoka, $i = 2$ tłoka pomniejszone o pole powierzchni tłoczyska),
 F – wektor sił napędowych mechanizmu AZK,
 I_i – macierz momentu bezwładności i -tego obiektu,
 J – macierz jacobianowa pochodnych cząstkowych, zmiennych kartezjańskich względem zmiennych konfiguracyjnych,
 M_{ij} – wektor momentu reakcji od ogniwa i na ogniwo j ,
 jR_i – macierz orientacji układu i względem układu j ,
 R_{ij} – wektor siły reakcji od ogniwa i na ogniwo j .

Małe litery

- a – stała odległość pomiędzy punktami ramy,
 b – stała odległość pomiędzy punktami platformy,
 d – długość wahacza,
 c_{ij} – cosinus kąta pomiędzy wersorami \mathbf{u}_i^o i \mathbf{u}_j^o ,
 f_d – pole przekroju szczeliny zaworu dławiącego,
 k_f – współczynnik przepływu,
 m_i – masa i -tego obiektu,
 n_r – liczba ruchomych ogniw,
 p_i – liczba par kinematycznych i -tej klasy,
 p_s – ciśnienie splywu,
 p_z – ciśnienie zasilania,
 r_i – promień występujący w macierzach jacobianowych,

- s – liczba zmiennych współrzędnych ruchu platformy,
- s_i ($i = 1, 4, 5$) – długość i -tego siłownika AZK, ($j = 6, 7, 8$) – zmienna odległość,
- w – liczba stopni ruchliwości,
- \mathbf{a}^o – wersor wektora wodzącego punktu ramy,
- $\mathbf{a}_{O,i}$ – wektor przyspieszenia liniowego punktu O względem układu i ,
- $\mathbf{a}_{i,j}$ – wektor przyspieszeń liniowych i kątowych układu j względem układu i ,
- \mathbf{b}^o – wersor osi przegubu,
- \mathbf{d}^o – wersor wahacza,
- \mathbf{e}^o – wersor osi przegubu,
- \mathbf{r}_{ij} – wektor $\overline{O_i O_j}$,
- \mathbf{s} – wektor długości aktualnych napędów,
- \mathbf{s}^o – wersor napędu liniowego lub wersor wektora o zmiennej długości,
- $\mathbf{v}_{O,i}$ – wektor prędkości liniowej punktu O względem układu i ,
- $\mathbf{v}_{i,j}$ – wektor prędkości liniowych i kątowych układu j względem układu i ,
- $\mathbf{x}^o, \mathbf{y}^o, \mathbf{z}^o$ – wersory układu odniesienia,
- \mathbf{z}_g^o – wersor przyspieszenia ziemskiego.

Litery greckie

- α_{ir} – ($i = x, y$) kąt przechyłu ramy wokół osi i_r ,
- χ – unormowana prędkość przejazdu maszyny,
- ζ_i – współczynnik przeniesienia ruchu i -tej pary kinematycznej,
- κ_{ik} – ($i = x, y$) kąt przechyłu kabiny wokół osi i_k ,
- μ – współczynnik strat przepływu,
- μ_k – współczynnik tarcia kinematycznego,
- μ_s – współczynnik tarcia statycznego,
- $\omega_{i,j}$ – moduł składowej wektora prędkości kątowej układu i na kierunku j ,
- $\boldsymbol{\varepsilon}_{i,j}$ – wektor przyspieszenia kątowego układu i względem układu j ,
- $\boldsymbol{\omega}_{i,j}$ – wektor prędkości kątowej układu i względem układu j .

Indeksy

- ${}^h \mathbf{z}_g^o$ – górny z lewej strony (h) wskazuje układ, w którym została wyrażona dana wielkość,
- \mathbf{z}_g^o – brak górnego lewego indeksu oznacza, że dana wielkość została wyrażona w układzie ramy maszyny $\{O_r, x_r, y_r, z_r\}$,
- \mathbf{a}^o – górny z prawej strony o – wersor,
- \mathbf{s}_o – dolny prawy o – wektor wielkości oczekiwanych,
- \mathbf{s}_w – dolny prawy w – wektor wielkości wymaganych.

1. WSTĘP

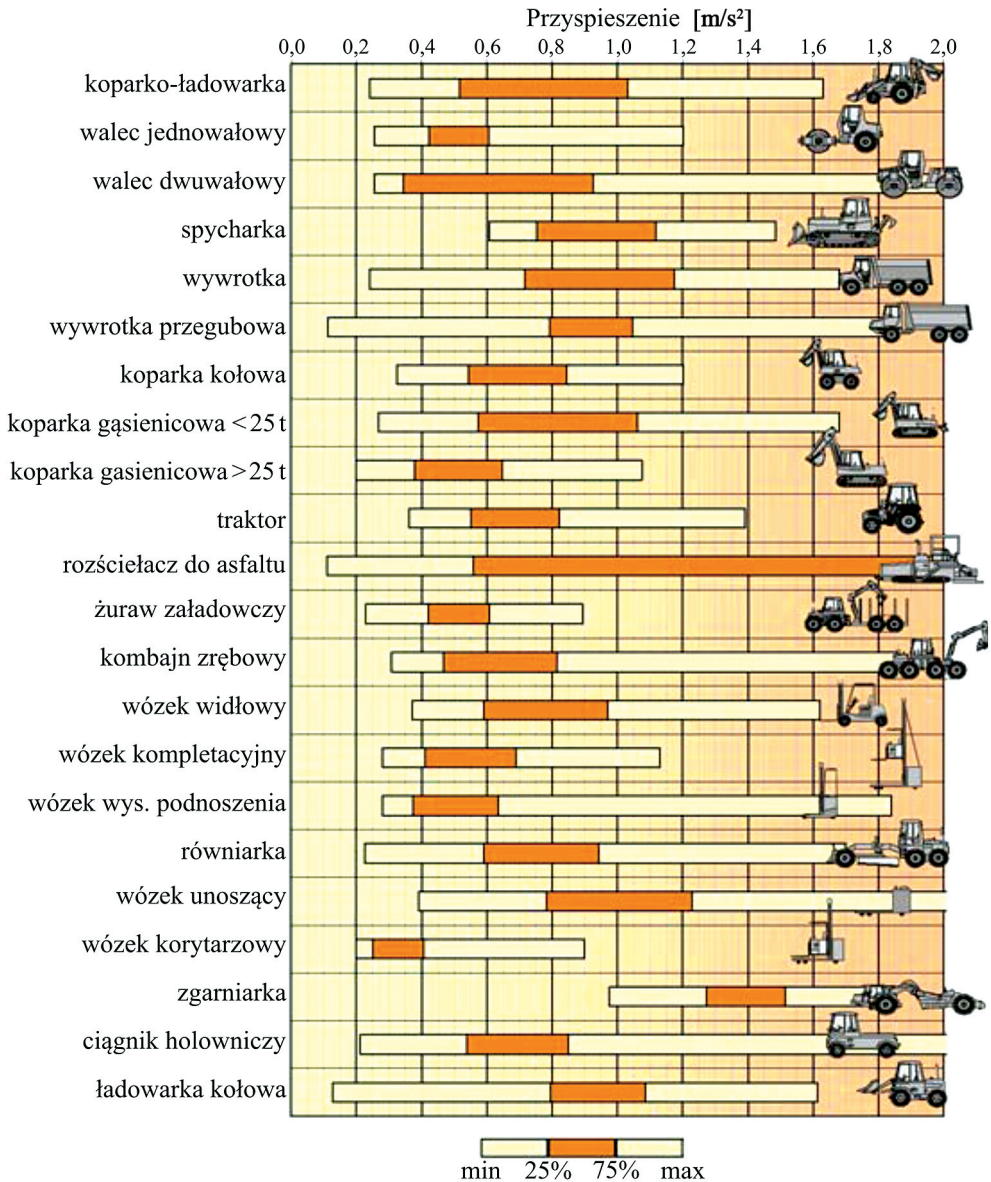
1.1. WPROWADZENIE

Praca operatora maszyn roboczych (MR) wymaga ciągłej uwagi koniecznej do rozpoznawania i przetwarzania informacji o otoczeniu, o wykonywanej pracy i o aktualnym stanie ruchu prowadzonej maszyny. Operator na bieżąco ocenia otrzymywane informacje i podejmuje decyzje, które są realizowane za pośrednictwem układu sterowania, co zapewnia optymalne wykonanie założonych zadań. Im większa moc maszyny, tym błąd operatora może mieć poważniejsze konsekwencje. Typowy zakres częstotliwości drgań maszyn roboczych i ich osprzętu, określony na podstawie wyników badań przeprowadzonych dla maszyn roboczych używanych w Europie [a2], wynosi od 0,5 do 80 Hz. Natomiast wartości przyspieszeń drgań w maszynach roboczych prezentuje rys. 1.1.

Drgania MR wywołane są zmiennymi obciążeniami układów napędowych osprzętu i wymuszeniem ruchu układu jezdnego maszyny. Przejazdy MR, traktorów, maszyn do prac leśnych po trudnym terenie są przyczyną pojawienia się cyklicznych przechyłów maszyny, które można potraktować jako drgania ramy maszyny o niskiej częstotliwości (do 5 Hz) i o amplitudach rzędu kilkunastu stopni. Ruchy przechyłowe ramy są przenoszone na kabinę, przy czym im wyżej jest umieszczona kabina, tym zakres amplitud drgań liniowych punktu bazowego siedziska SIP¹ jest większy (rzędu 0,5 m). Drgania wpływają negatywnie na konstrukcję maszyny, na procesy sterowania, na jakość wykonywanej pracy oraz na operatora. Długotrwałe działanie wibracji na operatora obniża jego zdolność koncentracji ograniczając prawidłową ocenę przebiegu procesu roboczego. Dlatego jednym z ważnych kierunków rozwoju MR jest redukcja drgań miejsca pracy operatora.

Stosowane są rozwiązania powodujące zmniejszenie amplitudy drgań fotela operatora w kierunku pionowym, wtedy operator zmienia swoje położenie względem ścian kabiny. Aby nie dopuścić do zmiany położenia operatora względem elementów sterujących umieszcza się je na fotelu lub pulpicie sterowniczym związanym z ruchomym fotelem. Innym sposobem ograniczenia drgań miejsca pracy operatora

¹ SIP – punkt bazowy siedziska [a1].



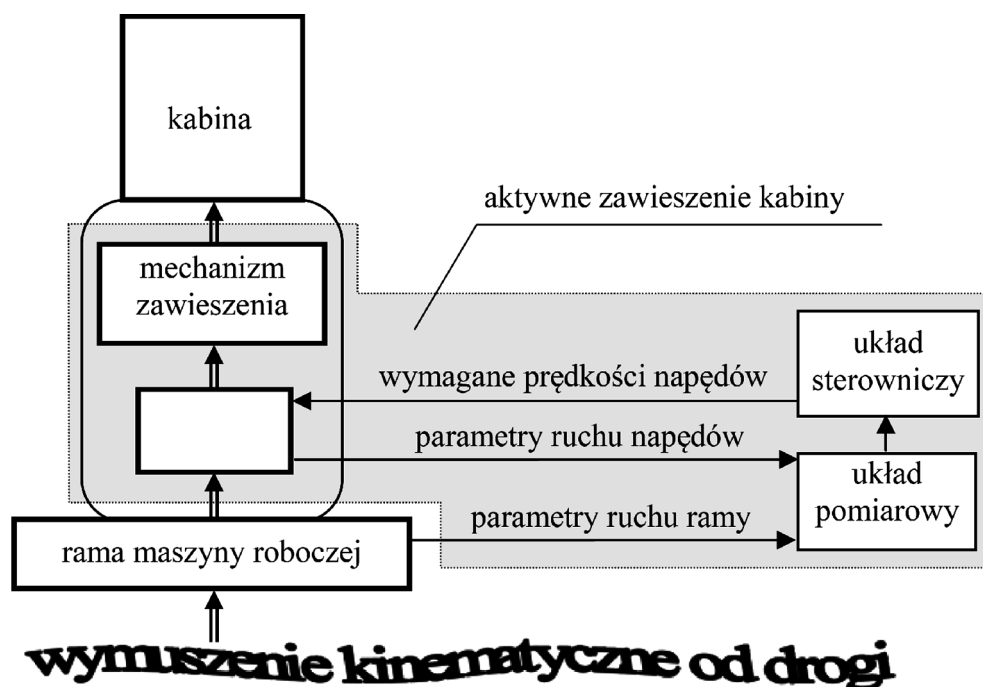
Rys. 1.1. Typowe zakresy przyspieszeń osprzętu MR [a_2]

jest zmniejszenie drgań całej kabiny za pomocą mechanizmu jej zawieszenia względem ramy, jednak znaczna masa kabiny powoduje, że taka redukcja drgań odnosi się do niższych częstotliwości i wymaga większego zużycia energii.

Istotną kwestią, wymagającą oddzielnego zbadania, jest wpływ redukcji drgań na precyzję oceny przez operatora stanu maszyny w aspekcie utraty stateczności.

Podobny problem stwierdzono w rozwiązaniach redukujących hałas silnika w autobusach. Kierowca pozbawiony sygnałów akustycznych nie reagował na symptomy pogarszającej się pracy silnika doprowadzając do jego awarii.

Jednym ze sposobów poprawy komfortu pracy operatora MR, jest wprowadzenie do konstrukcji maszyny aktywnego zawieszenia kabiny (AZK, rys. 1.2) redukującego jej drgania. AZK składa się z układów mających zróżnicowany charakter.



Rys. 1.2. Schemat blokowy aktywnego zawieszenia kabiny

1. **Mechanizm zawieszenia.** Głównym ogniwem mechanizmu jest ruchoma platforma, do której przymocowana jest kabina. Platforma jest zawieszona lub podparta na ramie za pomocą mechanizmu zawieszenia umożliwiającego jej ruch względem ramy w wymaganych kierunkach.

2. **Napędy** poruszają ogniwami mechanizmu AZK. Ze względu na wymaganą sztywność, szybką odpowiedź na sygnał sterujący i dostępne źródła energii przewiduje się zastosowanie napędów hydraulicznych albo elektromechanicznych. Napędy są wyposażone w sterowniki określające przebiegi chwilowych prędkości obliczonych w układzie sterowania.

3. **Układ pomiarowy.** Rama maszyny, poddawana wymuszeniom kinematycznym, wykonuje ruch przestrzenny mierzony z zastosowaniem zespołu czujników. Jako wielkości sterujące AZK wybrano przemieszczenia i prędkości napędów.

Bezpośredni ich pomiar umożliwia obliczenie uchybu wykorzystywanego w procesie sterowania.

4. **Układ sterowania.** Planuje się wykorzystanie uchybów położeń napędów i ich pochodnych do sterowania układem AZK ze sprzężeniem zwrotnym. W układzie sterowania obliczane są, w czasie rzeczywistym na podstawie zmierzonego ruchu ramy maszyny, przewidywane obciążenia i wymagane prędkości napędów.

1.2. PRZEGLĄD LITERATURY

Już pierwsze konstrukcje pojazdów zawierały zawieszenia, których zadaniem było tłumienie drgań wymuszanych przejazdem przez nierówności drogi. Najwcześniej zastosowano zawieszenia pasywne zawierające biernie elementy sprężyste i tłumiące o stałych charakterystykach. Jednak możliwości dalszego zwiększenia komfortu z wykorzystaniem elementów biernych są ograniczone. Znacznie więcej możliwości w tłumieniu drgań wykazują zawieszenia semiaktywne i aktywne z elementami sprężystymi i tłumiącymi o charakterystykach zmienianych zgodnie z przyjętym sterowaniem. Zawieszenia semiaktywne wykazują mniejsze zużycie energii niż zawieszenia aktywne, lecz osiągnięte tłumienie drgań jest mniejsze. Aktywne zawieszenie o zmienianych parametrach geometrycznych (tzw. zmiennej geometrii) zapewnia zużycie energii znacznie mniejsze od innych zawieszeń aktywnych, ponieważ jego działanie zależy głównie od amplitud zmian obciążeń zewnętrznych, a w innych zawieszeniach aktywnych zużycie energii zależy od chwilowych wartości obciążeń.

Aktywne zawieszenia kół i kabin pojazdów wprowadzają nową jakość w tłumieniu drgań pojazdów w zakresie niskich częstotliwości wymuszeń. W zawieszeniach pojazdów często stosuje się złożone układy wielowahaczowe. W przypadku ruchomych podparć siedzisk tłumione są zazwyczaj tylko drgania pionowe, np. za pomocą sprężyn pneumatycznych o zmiennej sztywności. Obecnie w ciągnikach siodłowych stosuje się czteropodporowe zawieszenie kabiny kierowcy, które redukuje drgania kabiny o trzech stopniach swobody w zakresie niskich częstotliwości o amplitudach rzędu 0,1 m.

Wymogi ergonomii pracy oraz aspekt konkurencyjności powoduje, że konstruowanie maszyn o coraz lepszym komforcie pracy człowieka jest ważnym kierunkiem rozwoju MR.

1.2.1. Komfort pracy operatora maszyn roboczych

Większość obecnie użytkowanych maszyn roboczych jest sterowana przez operatora [o2], który w trakcie pracy lub przejazdu maszyny najczęściej znajduje się w kabinie. Konstrukcja kabiny powinna zapewniać przede wszystkim

bezpieczeństwo operatora, ale i komfort pracy [v1]. Powinna być wyposażona w zabezpieczenia chroniące przed zagrożeniem związanym z przejazdem maszyny po drogach publicznych, co ujęte jest w odpowiednich przepisach homologacyjnych. Podstawowe wymagania bezpieczeństwa pracy operatora w kabinie spełnione są przez konstrukcję ramy kabiny odpornej na wywrócenie się maszyny na placu budowy ROPS² oraz odpornej na uderzenia spadających przedmiotów FOPS³. Komfort pracy operatora ma wpływ na bezpieczeństwo pracy. Odpowiednio wysoki komfort pracy ułatwia utrzymanie zwiększonej koncentracji i spowalnia proces zmęczenia operatora. Wykazano [m8], że ponad 80% wypadków przy pracy i ponad 60% awarii maszyn roboczych wynika z fizycznej i psychicznej niewydolności operatora. Ponadto zmniejszenie wpływu szkodliwych oddziaływań na operatora jest skuteczniejszym środkiem do zwiększenia efektów ekonomicznych niż motywowanie do pracy przez dodatki do płacy za „warunki szkodliwe dla zdrowia”.

Obecnie komfort pracy operatora jest traktowany jako element atrakcyjności maszyny, gdy w kabinie zapewniono warunki lepsze od normatywnych. Często zalecenia normatywne traktuje się jako ograniczenia jednostronne.

Do oceny komfortu stanowiska operatora umieszczonego w kabinie przyjmuje się poniższe kryteria.

Przestrzeń wokół operatora. W normach [α1] przedstawiono minimalną zalecaną przestrzeń roboczą siedzącego operatora. Do opisanie przestrzeni wokół operatora używa się 15 wymiarów, które podano w odniesieniu do punktu SIP [o2]. Wymiary nazywane są minimalnymi, co daje możliwość projektowania obszerniejszych kabin.

Widoczność ze stanowiska operatora. Widoczność z kabiny opisana jest według norm [α4–α6], które definiują i określają liczbowo: kontrolny okrąg widoczności, sektor widzenia do przodu, sektory boczne, sektor widzenia do tyłu. Efekt zasłaniania – określenie cieni spowodowanych zasłanianiem przez elementy konstrukcyjne kabiny, elementy maszyn na kontrolnym okręgu widoczności o promieniu 12 m, wokół pozycji oczu 50-centylowego operatora maszyny. Polepszenie widoczności z kabiny uzyskuje się poprzez umieszczenie jej w pobliżu osprzętu maszyny zwykle na dużej wysokości. Znane są rozwiązania ruchomych kabin w żurawiach samojezdnych i portowych, gdzie zastosowano mechanizm ustawiający kabinę w miejscu wygodnym do obserwacji procesów przeładunkowych.

Rozmieszczenie elementów sterowniczych. Norma [α7] definiuje elementy sterownicze podstawowe (np. koło kierownicy, pedały i dźwignie zmiany biegów, sprzęgła, hamulca, przyspiesznika, sterowania osprzętem i urządzeniami sygnalizacyjnymi; kierunkowskazy, światła ostrzegawcze, sygnał dźwiękowy) oraz elementy

² ROPS – *Roll Over Protective Structure* [α2].

³ FOPS – *Falling Object Protective Structures* [α3].

sterownicze pomocnicze (do sterowania np. urządzeniami rozruchowymi, ogrzewaniem, wentylacją kabiny, spryskiwaczami, wycieraczkami, opuszczania i podnoszenia podpór). Określone są strefy zasięgu i wygody, w których powinny być dostępne elementy sterownicze dla małego i dużego operatora.

Mikroklimat wewnątrz kabiny. Mikroklimat kabiny opisywany jest przez komfort cieplny, który jest osiągany, gdy wytwarzane ciepło wewnętrzne organizmu operatora jest równe ciepłu oddawanemu przez niego do otoczenia. Drugim czynnikiem kształtującym mikroklimat w kabinie jest komfort atmosferyczny określany przez dopuszczalne ilości zanieczyszczeń stałych i gazowych powietrza przy minimalnej jego wymianie zależnej od temperatury. Metodyka badania układów wentylacyjnych, grzejnych i klimatyzacji została przedstawiona w normie [α8].

Hałas na stanowisku pracy operatora. Ważnym czynnikiem kształtującym komfort pracy operatora jest hałas. Normy maszynowe [α9, α10, α12] podają sposób określania poziomu ekspozycji na hałas L_{EX84} , który w czasie 8-godzinnej zmiany nie powinien przekraczać 85 dB.

Drgania na stanowisku operatora. Podstawowymi parametrami określającymi drgania w środowisku pracy są: przyspieszenie drgań, czas ekspozycji drgań, częstotliwości drgań i ich kierunek [g11]. W normie [α11] uwzględniane są drgania miejscowe (działające na kończyny górne) i ogólne działające między innymi na operatora w pozycji siedzącej [m3]. Rozpatrywane są ekspozycje drgań: krótkotrwała – $a_{w,30min}$ trwająca 30 min lub krócej i dzienna – $A(8)$ odniesiona do 8 godzin. Wartość dopuszczalna (NDN) [α12] drgań mechanicznych o działaniu ogólnym ekspozycji krótkotrwałej jest odpowiednio większa ($a_{w,30min,dop} = 3,2 \text{ m/s}^2$) od ekspozycji dziennej ($A(8)_{dop} = 0,8 \text{ m/s}^2$). Przyspieszenia na stanowisku pracy operatora mierzy się wzdłuż każdego z trzech kierunków osi x_f, y_f, z_f ruchomego układu związanego z fotelem. Na podstawie reprezentatywnych serii N pomiarów próbujących wyznacza się dzienną ekspozycję drgań dla pojedynczego kierunku:

$$A_l(8) = k_l \sqrt{\frac{1}{T_o} \sum_{i=1}^N a_{wli}^2 t_i} \quad (1.1)$$

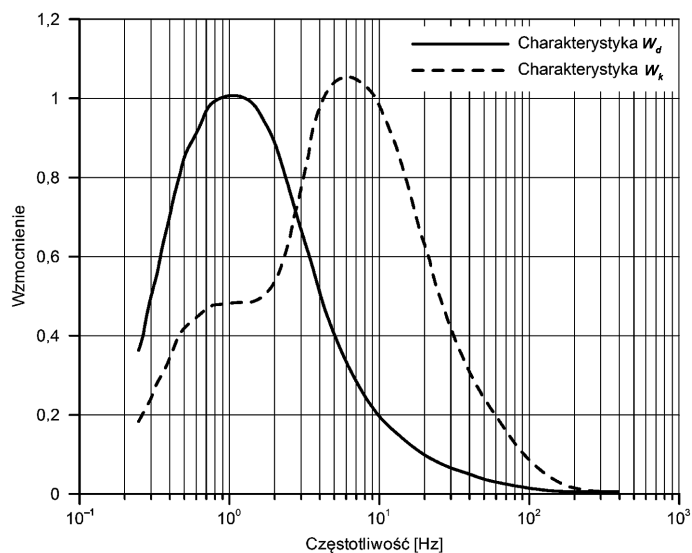
gdzie:

$$l = x_f \text{ lub } l = y_f \text{ lub } l = z_f,$$

a_{wli} – skuteczna wartość przyspieszenia drgań (rms), ważona częstotliwościowo, określona dla przedziału czasu t_i , $k_x = k_y = 1,4$,
 $k_z = 1$,

$T_o = 8 \text{ h}$ – czas odniesienia.

Skuteczne wartości przyspieszenia drgań są ważne częstotliwościowo z wykorzystaniem charakterystyk korekcyjnych (rys. 1.3). W zakresie drgań ogólnych stosuje się charakterystyki dla drgań poziomych – W_d , a dla drgań pionowych – W_k .



Rys. 1.3. Charakterystyki korekcyjne dla drgań ogólnych pionowych – W_k i poziomych W_d [k16]

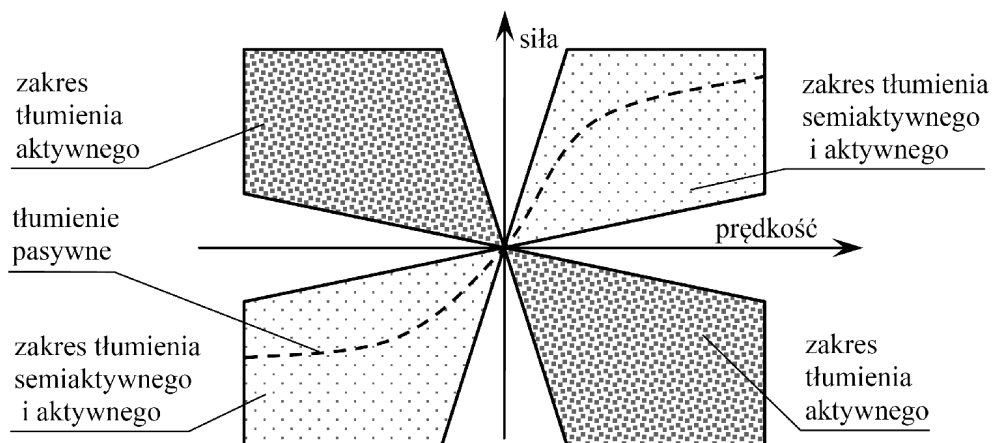
Dzienna ekspozycja na drgania wyznaczana jest jako maksymalna wartość z trzech dziennych ekspozycji kierunkowych:

$$A(8) = \max([A_x(8), A_y(8), A_z(8)]) \quad (1.2)$$

1.2.2. Przegląd układów zmniejszania drgań w zawieszeniach pojazdów

Zawieszenie pojazdu jest układem łączącym oś koła z podwoziem i powinno spełniać kilka funkcji, takich jak: przenoszenie obciążeń działających między nadwoziem i kołami (np. siłę grawitacji i bezwładności nadwozia oraz sił napędu i hamowania), zapewnienie bezpieczeństwa, zapewnienie komfortu jazdy kierowcy pojazdu. Bezpieczeństwo jazdy określane jest za pomocą wariancji pionowej siły nacisku koła na powierzchnię drogi. W odniesieniu do pracy zawieszenia, ze względu na bezpieczeństwo i komfort jazdy pojazdu, stawiane są sprzeczne wymagania, tzn. podwyższenie komfortu związane jest z obniżeniem poziomu bezpieczeństwa. Dlatego konstrukcja zawieszenia ma charakter kompromisowy i określana jest wskutek poszukiwania optymalnego rozwiązania. W skład mechanizmu zawieszenia, obok ogniw ruchomych (wahacze, zwrotnica), wchodzi elementy sprężyste i tłumiące. Do podstawowych parametrów opisujących zawieszenia pojazdów można zaliczyć siłę, z jaką element zawieszenia (tłumik, siłownik) działa na podwozie pojazdu i względ-

ną prędkość pomiędzy punktami mocowania tego elementu. Zakresy działania zawieszek pasywnych, semiaktywnych i aktywnych, przedstawionych w układzie prędkość–siła, prezentuje rys. 1.4.



Rys. 1.4. Zakresy charakterystyk zawieszek pasywnych, semiaktywnych i aktywnych [j3]

Zawieszenia pasywne opisywane są charakterystyką tłumika o stałych parametrach (linia przerywana). Pola z pierwszej i trzeciej ćwiartki odnoszą się do rodziny charakterystyk semiaktywnych. Działanie zawieszek aktywnych umożliwia pracę w oparciu o charakterystyki ze wszystkich czterech ćwiartek wykresu, przy czym w drugiej i czwartej ćwiartce siłownik aktywnego zawieszenia pobiera energię z zewnętrznego źródła zasilania, a w pozostałych pracuje jak element pasywny rozpraszający energię.

Zawieszenie pasywne zawiera zwykle elementy sprężyste o liniowej lub nieliniowej charakterystyce sprężystości i tłumiące o nieliniowym tłumieniu. Z jednej strony stałość parametrów zawieszenia pasywnego jest zaletą w postaci prostoty konstrukcji, z drugiej strony, w warunkach wymuszeń odbiegających od średnich zawieszenie pojazdu nie pracuje optymalnie. Częściowym rozwiązaniem tego problemu było wprowadzenie zawieszek nastawnych, w których dzięki ustawieniu przełącznika ręcznie albo za pomocą automatycznego układu oceniającego warunki jazdy uzyskuje się zawieszenie miękkie, średnie i twarde.

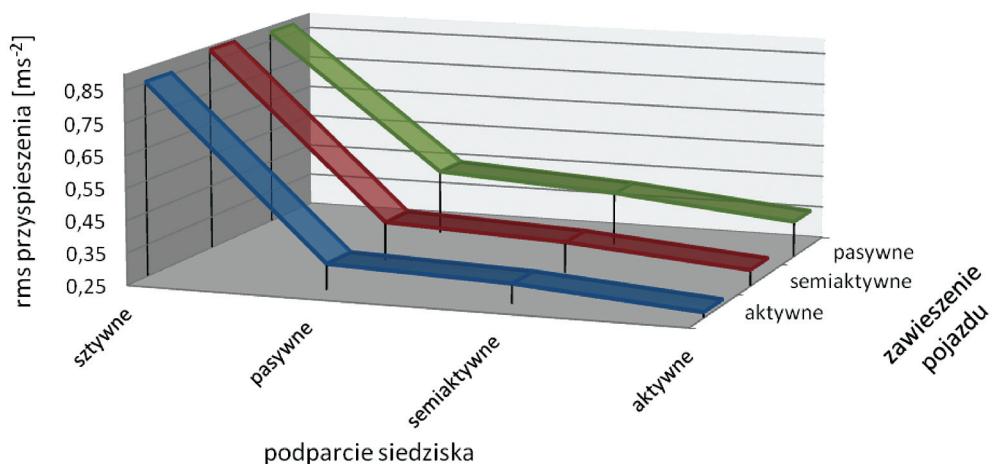
Istotną rolę w tłumieniu drgań wyższych częstotliwości w zawieszeniach samochodowych [b9] pełnią stalowo-gumowe łączniki stosowane jako części składowe przegubów. W pracy [s5] zbadano wpływ ciśnienia w oponach maszyny leśnej na występujące zagrożenie drganiami. Stwierdzono, że w czasie prac ścinania drzew najniższy poziom drgań występuje przy minimalnym ciśnieniu.

Zawieszenie semiaktywne zawiera element tłumiący, w którym wartość współczynnika tłumienia może być zmienna i uzyskiwana w wyniku sterowania w czasie rzeczywistym. Zawieszenie semiaktywne nie generuje aktywnej siły, co powoduje, że zapotrzebowanie na energię jest niskie. Zmianę współczynnika tłumienia uzyskuje się stosując sterowane dławiące zawory hydrauliczne lub ciecze reologiczne, w których sztywność i przede wszystkim lepkość zależą od wartości natężenia pól elektrycznego [b7] lub magnetycznego [p11]. W pracach [a5, m9, z10] przedstawiono możliwość wykorzystania tarcia suchego jako podstawy działania semiaktywnego tłumika. Innym rozwiązaniem semiaktywnego zawieszenia jest zastosowanie układu dźwigniowego, w którym sprężyna może zmieniać punkt zaczepienia. Uzyskuje się w ten sposób nastawialny wynikowy współczynnik sprężystości [s1]. Górna granica częstotliwości efektywnego działania zawieszenia semiaktywnego [a2] wynosi około 100 Hz. Z racji niewielkiego zapotrzebowania na energię semiaktywne zawieszenia samochodowe są obecnie intensywnie rozwijane i coraz powszechniej wprowadzane do produkowanych samochodów.

Aktywne zawieszenia zawierają w swojej strukturze siłowniki, które mogą pracować samodzielnie lub mogą być połączone równolegle z tłumikami lub sprężynami [c11, k1, k17]. Poszukiwane są też bardziej złożone rozwiązania, np. o strukturze szeregowo-równoległej, przedstawione w pracy [11]. Aktywne zawieszenia wykazują największą skuteczność tłumienia drgań w zakresie niskich częstotliwości [d18, e1] (do około 5 Hz) i są uzupełnieniem zawiesznień pasywnych dobrze tłumiących drgania wyższych częstotliwości. Efektywność zawiesznień aktywnych okupiona jest jednak ich dużą energochłonnością. Najczęściej w zawieszniach aktywnych stosuje się siłowniki hydrauliczne, które mogą uzyskiwać odpowiednie przyspieszenia mas poddanych znacznym obciążeniom. Siłowniki pneumatyczne mogą osiągać wyższe prędkości niż hydrauliczne, jednak przyspieszenie jest silnie uzależnione od zewnętrznego obciążenia [p1, p13, y6]. Ponadto w siłownikach pneumatycznych zachodzi istotne tłumienie wewnętrzne, pożyteczne w aktywnych układach redukcji drgań. W literaturze [c9, s10] można też napotkać przykłady wykorzystania siłowników hydropneumatycznych, wykazujących zalety poprzednich napędów. W pracach [m6, n1] wykorzystano elektryczne siłowniki DC i AC-servo do aktywnego tłumienia drgań kabiny samochodu ciężarowego.

Rozwój konstrukcji siedzisk operatora jest analogiczny do rozwoju zawiesznień samochodowych [m1, r3]. Najprostsze rozwiązanie w postaci sztywnego posadowienia siedziska na ramie maszyny albo podłodze kabiny powoduje prawie pełne przeniesienie drgań miejsca mocowania na operatora. Ruchome podparcie siedziska umożliwia jego ruch zwykle tylko w pionie i na tym kierunku można zastosować układ redukcji drgań w postaci pasywnej, semiaktywnej lub aktywnej. Często stosuje się jako podparcie siedziska mechanizm nożycowy [d19]. Można jednak znaleźć rozwiązania mechanizmu podparcia siedziska o większej liczbie stopni swobody [j1, y3]. Mała masa siedziska wraz operatorem powoduje osiągnięcie wyższej, górnej

granicy częstotliwości, przy której aktywne podparcie siedziska jest bardziej efektywne [m2, s14] niż w przypadku zawiesznień samochodowych. Sterowanie układem podparcia siedziska powinno uwzględniać nie tylko masę operatora, ale także bardziej szczegółowy model wielomasowy siedzącego człowieka [k3, k17, m7, m14], różne wartości częstotliwości drgań własnych części ciała człowieka oraz rozkład nacisków na siedzisku operatora [w4]. Problem redukcji drgań działających na operatora maszyn roboczych trzeba rozwiązywać całościowo, biorąc pod uwagę wszystkie czynniki wpływające na wywoływanie drgań i ich redukcję. W artykule [t4] przedstawiono strategię redukcji drgań ogólnych działających na operatora maszyny roboczej, gdzie uwzględniono wpływ konstrukcji fotela, podparcia fotela, zawieszienia kabiny, modelu ciała człowieka, typ pojazdu i opon oraz prędkość pojazdu i profil drogi. W pracy [b10] przeanalizowano jednoczesny wpływ rodzaju zawieszienia pojazdu oraz rodzaju podparcia siedziska (rys. 1.5).



Rys. 1.5. Wartości rms przyspieszenia siedziska dla różnych kombinacji zawiesznień pojazdu i podparć siedziska [b10]

Czteropunktowe zawieszenie kabiny samochodu ciężarowego [g10] umożliwia redukcję drgań pionowych (rzędu 0,1 m) i przechyłowych wokół osi poprzecznej i podłużnej samochodu (o amplitudach rzędu kilku stopni). Aktywne zawieszenie może działać w tym w zakresie do 10 Hz, zmniejszając przyspieszenie kabiny [e5]. W pracy [s2] zastosowano pomysłowe rozwiązanie wykorzystujące owiewkę umieszczoną na dachu kabiny. Owiewka jest zamocowana do mechanizmu poruszającego jednym lub dwoma siłownikami. Uzyskano pozytywny efekt redukcji drgań pionowych i przechyłowych kabiny wokół osi poziomej poprzecznej.

Aktywne zawieszenia pojawiły się także w konstrukcjach kabin maszyn rolniczych i leśnych, gdzie typowe wymuszenie stanowią drgania niskoczęstotliwościowe o dużej amplitudzie [h3, l7, r6]. W pracach [d13] i [d14] przedstawiono propozycję biernego zawieszenia kabiny kombajnu rolniczego o trzech stopniach swobody. Aktywne zawieszenia są stosowane w konstrukcji motocykla [s11], belki opryskiwacza [d11, d12], wagonu kolejowego [l3, l5, t2], wózka podnośnikowego [d9].

Ważnym składnikiem aktywnego lub semiaktywnego układu redukcji drgań jest sterowanie, które powinno uwzględniać równocześnie wiele czasem sprzecznych wymagań. Z tym problemem dobrze „radzą sobie” optymalne techniki sterowania jak liniowy regulator kwadratowy LQR [s2], liniowy regulator Gausa LQG [e2, h5]. W prostszych przypadkach stosuje się sterowanie PID, jednak w pracy [e4] wykazano większą efektywność sterowania z wykorzystaniem sieci neuronowych. W systemach sterowania układów aktywnych spotyka się, oprócz regulatorów opartych na sieciach neuronowych [y5], regulatory wykorzystujące logikę rozmytą [l4]. Jednym ze sposobów sterowania zawieszeniem semiaktywnym jest sterowanie *sky-hook* [d19, g10, p10, s15], w którym siła tłumienia zależy od prędkości bezwzględnej nadwozia. W [c10] zaprezentowano rozszerzone sterowanie zastosowane do redukcji drgań poprzecznych fotela w wagonie kolejowym. W pracach [h5, h7, y1] rozważono warunki Lapunowa zapewniające stabilność układu sterowania.

W pracy [c9] zastosowano sterowanie typu \mathcal{H}_∞ odporne na niepewne wielkości wejściowe obciążone dużym błędem (np. stała czasowa, zredukowana masa, siła tłumienia, przyspieszenie, prędkość, współczynnik tłumienia opony [a3]). Sterowanie typu \mathcal{H}_∞ realizuje jednocześnie wielokryterialną optymalizację i w przypadku aktywnych i semiaktywnych zawiesznień uwzględnia: przyspieszenie masy resorowanej, szczytowe przyspieszenia, udar przedniego i tylnego zawieszenia, trzymanie się drogi, siły działające na masy, ugięcie opony i zawieszzenia [d17, k11, p11]. W pracy [d17], gdzie rozpatrzono sterowanie \mathcal{H}_∞ w aktywnym zawieszeniu samochodu, przeanalizowano wpływ czasu opóźnienia na stabilność procesu sterowania. Wykazano, że czas opóźnienia zadziałania siłownika aktywnego układu, zredukowana masa oraz moc są kluczowymi czynnikami ustalającymi granicę częstotliwości efektywnego działania tego typu zawieszzenia [d16]. Wyprowadzono warunek stabilności dla założonego zakresu czasu opóźnienia i parametrów układu. Zjawisko zaszumienia wielkości pomiarowych powoduje, że oprócz zastosowania sterowania odpornego (krzepkiego) do estymacji stosuje się filtry. Najczęściej spotykany w literaturze przedmiotu to filtr Kalmana [h5, m4]. Działanie układu aktywnego zawieszzenia może ulec poprawie, jeżeli zastosuje się pomiar nierówności drogi przed kołami samochodu [k2]. W pracach [c7, h3] zamieszczono przykłady sterowania adaptacyjnego, w którym optymalne wartości parametrów obliczane są w zależności od zmieniających się warunków drogowych i zachowania się sterowanego układu.

Stosowane modele zawiesznień samochodowych są zwykle dyskretne, opisane według równań Newtona–Eulera lub Lagrange’a, które przekształca się do postaci

macierzowego równania stanu. Typowy przykład konfliktu celów występuje w modelowaniu zawiesznień samochodowych, gdzie w sterowniku wymagane są szybkie obliczenia wykonywane w czasie rzeczywistym. Najprostszy model [d16, d17, e1, f2, h7, k11, p13, t17, y2] dwumasowy (ćwiartka masy samochodu i masa koła) jest często stosowany do opisu stanowisk badawczych zawieszenia pojedynczego koła, opisuje drgania masy resorowanej, tzn. do części masy nadwozia zredukowanej do punktu nad osią koła. Ten sposób modelowania jest wykorzystywany często w celu doboru optymalnych parametrów zawieszenia. Bardziej złożony model – połówkowy [a3, c7] zawiera zawieszzenia przednie i tylne połączone ze sobą belką. Model ten jest odpowiedni dla jazdy na wprost, bez uwzględnienia sił bocznych. W modelu połówkowym wykazano, że aktywny układ zawiesznień samochodowych eliminuje zjawisko galopowania [t14]. Pełny model czterokołowy pojazdu [d10, r3, y7] opisywany jest większą liczbą zmiennych. Model ten zawiera pełne sprzężenie pomiędzy kołami, zawieszzeniami i ramą samochodu i umożliwia badanie zachowania się samochodu w dowolnych warunkach.

Przeprowadzony przegląd literatury pokazuje, że uzupełnieniem technologii pasywnej i semiaktywnej redukcji drgań są układy aktywne działające w niższych częstotliwościach. Techniczne realizacje układów aktywnej redukcji drgań są głównie stosowane i rozwijane w zawieszzeniach samochodów oraz w zawieszzeniach fotela operatora. Na tym tle rozwiązania aktywnych zawiesznień kabin MR znajdują się na dużo wcześniejszym etapie rozwoju. Budowa AZK powinna zdecydowanie poprawić komfort pracy operatorów maszyn pracujących w nierównym terenie.

1.3. CEL I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest analiza i synteza mechanizmu platformowego aktywnego zawieszenia kabiny maszyny roboczej, którego zadaniem jest zmniejszenie drgań kabiny wywołanych zmiennymi obciążeniami układów napędowych osprzętu i wymuszeniem ruchu układu jezdnego maszyny podczas jej przejazdu po nierównym terenie.

Zakres pracy obejmuje zadania częściowe:

- analiza strukturalna przestrzennych mechanizmów platformowych, które mogą być zastosowane jako aktywne zawieszzenia kabiny o ustawianych zmianach położenia i kilku napędach,
- opracowanie matematycznych modeli:
 - kinematyki i dynamiki wybranego mechanizmu platformowego,
 - hydraulicznych napędów liniowych,
 - układu sterowania,

- opracowanie modelu symulacyjnego aktywnego zawieszenia kabiny maszyny roboczej, jego wykorzystanie do sterowania, a także do wyznaczania zakresu częstotliwości efektywnego działania oraz zapotrzebowania mocy napędów,
- badania eksperymentalne wymuszeń kinematycznych wywołanych przejazdem kołowej MR po nierównym terenie.

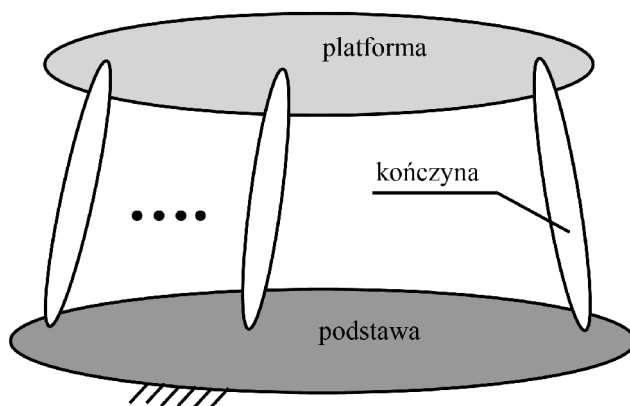
Do oryginalnych zagadnień rozpatrywanych w pracy należą:

- projekty koncepcyjne struktur przestrzennych mechanizmów platformowych, zastosowanych do aktywnego zawieszenia kabiny maszyny roboczej, o znacznych zakresach przemieszczeń kabiny (liniowych rzędu 0,5 m, kątowych rzędu 5°),
- synteza wymiarowa wybranego mechanizmu zawieszenia kabiny, który umożliwia znaczne przemieszczenia kabiny (liniowe przemieszczenia pionowe, poprzeczne i podłużne oraz kątowe przemieszczenia przechyłowe, poprzeczne i podłużne) z wykorzystaniem trzech napędów.

2. MECHANIZMY PLATFORMOWE ZAWIESZENIA KABINY MASZYNY ROBOCZEJ

2.1. WŁAŚCIWOŚCI I PRZYKŁADY ZASTOSOWAŃ MECHANIZMÓW PLATFORMOWYCH

Mechanizm platformowy zawiera ogniwo wielołączne, nazywane platformą, która jest połączona z podstawą za pomocą kilku łańcuchów kinematycznych, o strukturze szeregowej, nazywanych kończynami. Platforma może wykonywać ruchy: płaski, kulisty lub przestrzenny i jest ogniwem wykonawczym mechanizmu. Podstawa, platforma i kończyny mechanizmu platformowego stanowią zamknięte łańcuchy kinematyczne. Mechanizmy platformowe nazywane są też mechanizmami o strukturze równoległej lub równoległymi (rys. 2.1).



Rys. 2.1. Schemat mechanizmu platformowego

Kończyny mogą podpieierać platformę, tak jak w przypadku symulatora ruchu pojazdów albo mogą być użyte do zawieszenia platformy, jak w przypadku manipulatora DELTA. Mechanizmy platformowe mogą pracować też w pozycji bocznej, czego przykładem jest wielowahaczowe zawieszenie samochodu.

Jako kryterium podziału mechanizmów platformowych można przyjąć liczbę kończyn łączących platformę z podstawą. Najprostszy mechanizm zawiera dwie kończyny połączone z platformą w dwóch miejscach podparć (tzw. duopod). Zastosowanie tego mechanizmu jest niewielkie ze względu na ograniczoną liczbę stopni swobody ruchu [g4]. Przykładowo mechanizm Sarrusa, przedstawiony na rys. 2.17, można rozpatrywać jako duopod, gdy jedna z kończyn zawiera napęd (rys. 2.3).

Wiele zastosowań znalazły mechanizmy typu tripod, które łączą w miarę prostą strukturę z licznymi zaletami mechanizmów platformowych [b5, f1, g2, h1, l6, p8, s4, s7, t9, t15], np. trójnogi statyw teodolitu pomiarowego, zawieszenie kół samochodu typu McPhersona i dwuwahaczowe. Często stosowany jest tripod symetryczny zawierający identyczne kończyny rozłożone na planie trójkąta równobocznego. Quadropod i pentapod stosowane są w przypadku, gdy pożądana jest większa sztywność mechanizmu [g4, l10, m5] oraz w maszynach kroczących, gdzie podniesienie jednej kończyny nie powoduje utraty równowagi maszyny. Najbardziej znanym mechanizmem platformowym jest platforma Gougha-Stewartta (rys. 2.8) o sześciu kończynach (tzw. heksapod), przy czym każdą kończynę stanowi liniowy siłownik [b4, d3, d4, d5, d8, j2, p6, t17]. Mechanizm ten charakteryzuje się wyjątkową prostotą struktury z możliwością wykonania ruchu platformy o sześciu stopniach swobody.

Można przyjąć kryteria podziału mechanizmów platformowych na podstawie ruchliwości mechanizmu oraz zmiennych współrzędnych ogniwa wykonawczego – platformy.

Ruchliwość mechanizmu (w – liczbę stopni ruchliwości) określa się jako liczbę niezależnych przemieszczeń względnych ogniw mechanizmu, po ustaleniu których mechanizm staje się nieruchliwy. Liczbę stopni ruchliwości wyznacza się według wzoru strukturalnego [g9]:

$$w = (6 - H_w)n_r - \sum_{i=H_w+1}^{i=5} (i - H_w)p_i \quad (2.1)$$

gdzie:

- n_r – liczba ruchomych ogniw mechanizmu,
- i – klasa pary kinematycznej ($1 \leq i \leq 5$),
- p_i – liczba par kinematycznych i -tej klasy,
- H_w – liczba dodatkowych więzów ograniczających względne ruchy ogniw mechanizmu, wynikająca z wzajemnego usytuowania i orientacji osi par kinematycznych.

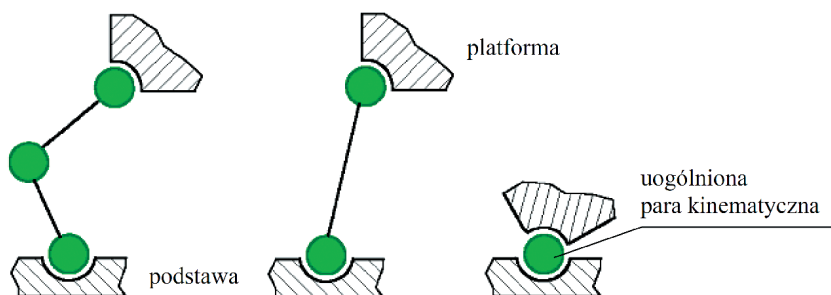
Jeśli $H_w = 0$ (tzw. grupa zerowa), to mechanizm jest przestrzenny. Jeśli $H_w = 3$ (grupa trzecia), to mechanizm jest płaski (osie par obrotowych są równoległe) lub sferyczny (osie wszystkich par przecinają się w jednym punkcie).

Zastosowanie wzoru (2.1) jest ograniczone. W niektórych przypadkach bardzo trudno określić liczbę H_w (wyznaczyć grupę mechanizmu). Ponadto można spotkać mechanizmy, w których część mechanizmu należy do jednej grupy, a pozostała do innej grupy. Wzór (2.1) ma charakter topologiczny, który nie uwzględnia szczególnych przypadków uwidaczniających się po analizie równań położenia. W razie wątpliwości co do liczby stopni ruchliwości można próbować ustalić ich liczbę na podstawie analizy ograniczeń ruchu platformy, jakie wnoszą kończyny. Pożądaną cechą każdego mechanizmu jest jednoznaczność ruchu ogniów względem podstawy. Ten warunek jest spełniony, gdy liczba zastosowanych napędów jest równa liczbie stopni ruchliwości.

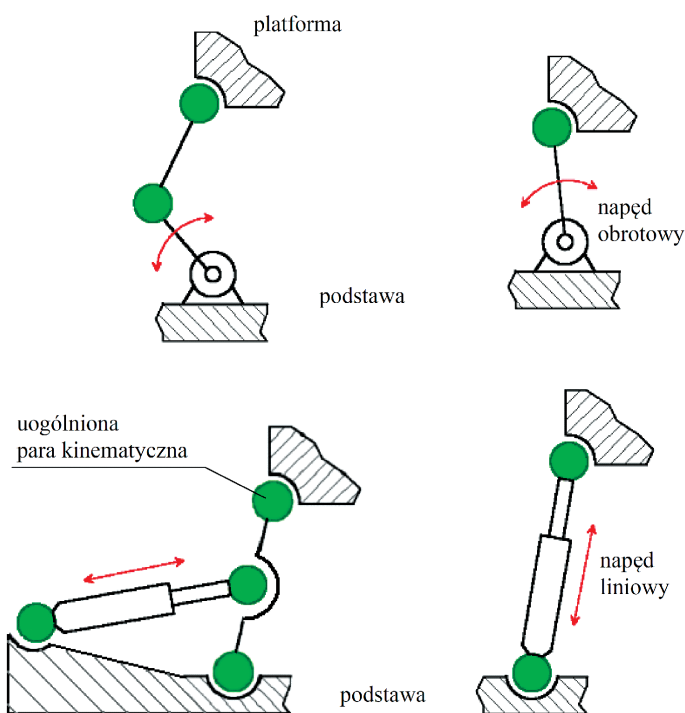
Przemieszczenia platformy względem podstawy mogą być określone przez s – zmiennych współrzędnych, w tym i współrzędnych zależnych od siebie ($1 \leq s \leq 6$). Maksymalna liczba zmiennych współrzędnych platformy składa się z trzech współrzędnych liniowych wzdłuż osi układu odniesienia i z trzech współrzędnych kątowych wokół osi układu odniesienia. O liczbie zmiennych współrzędnych platformy decyduje struktura kończyn oraz wzajemne usytuowanie osi ich połączeń ruchowych. Dla każdego rozpatrywanego dalej przypadku wykonano komputerowy przestrzenny model, który potwierdził poprawność określenia s i w . W zależności od relacji liczby stopni ruchliwości mechanizmu platformowego w i liczby s zmiennych współrzędnych platformy można rozpatrywać przypadki:

- 1) $w = s$, wtedy liczba napędów jest równa liczbie zmiennych współrzędnych platformy, zatem liczba zmiennych współrzędnych wejściowych (tzw. konfiguracyjnych lub złączowych) jest równa liczbie zmiennych wyjściowych (współrzędnych kartezjańskich platformy). Poprzez ruchy w – napędów mechanizmu platformowego można uzyskać niezależne ruchy platformy w każdym z s kierunków. Taki przypadek daje możliwość pełnego sterowania ruchem platformy przez napędy;
- 2) $w < s$, tzn. liczba napędów jest mniejsza od liczby zmiennych współrzędnych platformy, zatem liczba zmiennych wejściowych jest mniejsza od liczby zmiennych wyjściowych. Liczba zależnych ruchów platformy (więzi) wynosi $s - w$. Napędy w ograniczony sposób mogą kontrolować ruchy platformy. Zaletą tego przypadku jest mniejsza liczba napędów;
- 3) $w > s$ – mechanizm platformowy redundantny, który w zastosowaniu do aktywnego zawieszenia kabiny nie wydaje się być celowy. Większa liczba napędów w stosunku do liczby zmiennych współrzędnych platformy powoduje nadmierną komplikację układu.

Kończyny bierne łączą platformę z podstawą odbierając platformie określoną liczbę stopni swobody i przenosząc obciążenia (rys. 2.2). Zwykle kończyny zbudowane są z jednego lub większej liczby ogniów połączonych ruchowo ze sobą, z platformą i podstawą parami przesuwными, przegubami obrotowymi, krzyżakowymi lub kulistymi (na rys. 2.2 i 2.3 wszystkie te połączenia przedstawiono w symbolicznej formie uogólnionej pary kinematycznej).



Rys. 2.2. Typowe schematy kinematyczne kończyn mechanizmu platformowego



Rys. 2.3. Kończyny mechanizmu platformowego zawierające napędy

Kończyny mechanizmu platformowego mogą zawierać napędy (rys. 2.3), które są usytuowane przy podstawie, w środku kończyny lub przy platformie. Zatrzymanie jednego napędu odbiera jeden stopień swobody platformie. Minimalna ilość kończyn mogąca utworzyć zamknięty łańcuch kinematyczny z platformą i podstawą wynosi $n_{\min} = 2$. Zasady budowy różnych struktur mechanizmów platformowych oraz wyznaczanie ich ruchliwości można znaleźć w pracach [a4, b1, g8, g9, k12, z3, z5, z7].

Właściwości mechanizmów platformowych różnią się od właściwości mechanizmów o strukturze szeregowej, w których ogniwa połączone są po kolei, jedno za drugim, a ostatnie jest ogniłem wykonawczym.

Istotnym problemem w konstruowaniu mechanizmów jest wybranie optymalnego umiejscowienia napędów. W mechanizmach szeregowych kolejne ruchome przeguby powinny mieć swoje oddzielne napędy, które umieszcza się wprost w przegubach albo stosuje się mechaniczne układy przeniesienia ruchu. Pierwsze rozwiązanie zwiększa ruchomą masę mechanizmu szeregowego, a drugie zwiększa komplikację jego struktury. W mechanizmach platformowych napędy można zamocować przy podstawie, co powoduje zmniejszenie mas ruchomych (np. masy cylindra napędu liniowego lub korpusu silnika obrotowego).

W kinematyce mechanizmów platformowych można wyróżnić dwa zadania: proste i odwrotne, odnoszące się do położenia, prędkości i przyspieszeń. Rozwiązanie zadanie prostego kinematyki mechanizmów polega na wyznaczeniu położenia, prędkości i przyspieszenia platformy, znając długości, prędkości i przyspieszenia napędów liniowych lub przy znanych położeniach kątowych, prędkościach i przyspieszeniach kątowych w napędach obrotowych.

Wyznaczanie położenia platformy sprowadza się do rozwiązania układu równań nieliniowych [r5]. Równania położenia można uzyskać wykorzystując wieloboki wektorowe związane z łańcuchami kinematycznymi mechanizmu. Inny sposób polega na rozłączeniu wybranych kończyn od platformy, określeniu położenia rozłączonych par i uwzględnieniu warunków ponownego połączenia.

Jednym ze sposobów rozwiązania układu równań położenia jest sprowadzenie ich do jednego równania wielomianowego o jednej zmiennej, którego współczynniki zależą od parametrów geometrycznych mechanizmu i pozostałych zmiennych wejściowych. Różnym rzeczywistym rozwiązaniom układu równań położenia odpowiadają różne możliwe ustawienia ogniw mechanizmu, nazywane konfiguracjami, przy takich samych długościach napędów liniowych lub położeniach kątowych napędów obrotowych. W pracy [r1] wykazano, że mechanizm Gougha-Stewart'a może mieć co najwyżej 40 rozwiązań (konfiguracji). W niektórych szczególnych przypadkach można znaleźć jawne rozwiązania układu równań położenia [d3].

Zbiór wszystkich możliwych rozwiązań zadania prostego położenia określa przestrzeń roboczą [t15], którą można podzielić na podprzestrzenie odpowiadające poszczególnym konfiguracjom [h1, z6, z9]. Mechanizmy platformowe obsługują mniejszą przestrzeń roboczą, w porównaniu z odpowiednimi manipulatorami szeregowymi. Graniczne powierzchnie, odpowiadające możliwym zmianom konfiguracji, określają położenia osobliwe. Przejście mechanizmu przez położenia osobliwe jest wybitnie niekorzystne ze względu na zwiększenie obciążeń i utrudnienie sterowalności. Mechanizm platformowy w położeniu osobliwym wykazuje pozorną ruchliwość. Przy projektowaniu tych mechanizmów należy planować jego pracę tylko w jednej konfiguracji [d5, d7]. W pracy [i1] podaje się dynamiczne warunki „bezpiecznego” przejścia przez położenie osobliwe.

Rozwiązanie odwrotnego zadania położenia, polegające na wyznaczeniu przemieszczeń w napędach, przy znanym przemieszczeniu platformy, wykorzystuje się często w sterowaniu według zadanego ruchu platformy. Rozwiązanie zadania odwrotnego dla mechanizmów platformowych można uzyskać stosunkowo prosto w jawnej formie. Wiele prac dotyczy takiego planowania trajektorii ruchu platformy, aby nie były zbliżone do położenia osobliwych [b8, d3, p12]. Jednym ze sposobów poradzenia sobie z trudnościami sterowania w położeniach osobliwych jest zwiększenie liczby napędów ponad liczbę ruchliwości mechanizmu [b2].

Zadania syntezy ruchu mechanizmu platformowego formułowane są następująco:

- wyznaczyć przestrzeń możliwych pozycji platformy o danej orientacji lub danym zakresie jej zmian,
- wyznaczyć przestrzeń możliwych zmian orientacji platformy o danej pozycji lub danym zakresie jej zmian,
- sprawdzić, czy dana trajektoria ruchu może być realizowana w zakresie jednej konfiguracji.

Istotne ograniczenia przestrzeni roboczej wynikają z możliwości kolizji kończyn mechanizmu platformowego oraz ograniczeń zakresów przemieszczeń w przegubach [r2]. Kolizje odnoży powodują ograniczenia przestrzeni orientacji przy stałej pozycji. Ciekawym kierunkiem prac, mającym ważne praktyczne znaczenie, jest synteza wymiarów ogniw mechanizmu platformowego dla założonej przestrzeni roboczej [p12, r4].

Kompletny, ale i trudny opis charakteryzujący osobliwości może być przedstawiony w formie sparametryzowanej sześciowymiarowej hiperprzestrzeni. Analiza hiperpowierzchni osobliwych pozwala na ustalenie granic pomiędzy regionami poszczególnych konfiguracji i opisanie zakresu ograniczeń możliwości manewrowych.

W pracach [b11, c6, p9, s4, w3] przedstawiono zależność dokładności złożonego ruchu platformy od odchyłek niedokładności wykonania wymiarów ogniw i przemieszczeń napędów oraz luzów i odkształceń w parach kinematycznych. Zależność dokładności realizowanej trajektorii od niedokładności wykonania ogniw można ograniczyć dzięki procesowi kalibracji przedstawionemu w [c8, d2, h6].

Prędkości i przyspieszenia w mechanizmach platformowych opisuje się równaniami liniowymi, przedstawianymi zwykle w formie macierzowej. Współczynniki liniowego układu równań można zapisać w postaci macierzy jacobianowej. Macierz jacobianowa jest kluczowym sposobem opisu większości własności kinematycznych i dynamicznych mechanizmu platformowego. Jest wykorzystywana do rozwiązania zadania prostego [m5] i odwrotnego [110] prędkości i przyspieszeń [h8]. Badanie wyznacznika macierzy jacobianowej jest podstawowym (choć nie jedynym sposobem [a7]) wyznaczania położenia osobliwych [b5, c4].

W analizie mechanizmów platformowych można wykorzystać rachunek wektorów śrubowych (ang. *screw calculus*), które w postaci zespolonej opisują przemieszczenia śrubowe (kątowe i liniowe).

Topologiczne wzory określające ruchliwość w nie uwzględniają sytuacji, w których równania położenia mechanizmu są zależne. Zastosowanie wektorów śrubowych pomaga stwierdzić i uwzględnić takie przypadki [z7]. W pracach [b3, g2] przedstawiono opis kinematyki mechanizmów platformowych z wykorzystaniem wektorów śrubowych. W pracy [z6] przedstawiono sposób badania osobliwości z użyciem wektorów śrubowych bez potrzeby rozwiązywania macierzy jacobianowej. Podobnie przy obciążeniach można stosować zespolony wektor skrętnik (ang. *wrench*) uwzględniający wypadkową siłę i wypadkowy moment względem chwilowej osi śrubowej [a6]. Równoczesna analiza wektorów śrubowych i skrętników opisujących przemieszczenia ogniwi i ich obciążenie umożliwia wyznaczenie wskaźnika przeniesienia mocy dla pojedynczego przegubu oraz dla całego mechanizmu platformowego (ang. *good-transmission workspace* – GTW) [w1]. Innym wskaźnikiem używanym do oceny możliwości ruchu (zwinności) w danym punkcie przestrzeni roboczej jest liczba warunkowa (ang. *condition number*) określona jako stosunek ekstremalnych bezwzględnych wartości elementów macierzy jacobianowej [p7].

Utrzymywanie platformy przez kilka kończyn powoduje, że mechanizmy platformowe mogą przenosić większe obciążenia statyczne i dynamiczne, przyłożone do platformy, które rozkładają się na poszczególne kończyny. Kolejnym efektem równoległej struktury mechanizmu platformowego jest większa sztywność mechanizmu, która sprzyja uzyskaniu lepszej precyzji ruchu i większej szybkości (manipulatory DELTA, HEKSA, FALCON).

Zastępcza sztywność mechanizmu platformowego określana jest na podstawie dwóch grup czynników [c3, h4, k7, p4, p9, q1, x1]. Pierwsza grupa to współczynniki sztywności elementów tworzących mechanizm, jak napędów, poszczególnych ogniwi i przegubów. Współczynniki sztywności poszczególnych elementów ujmowane są jako elementy macierzy diagonalnych. Drugą grupę czynników określają: struktura mechanizmu, wymiary ogniwi i zmienne konfiguracyjne, determinujące położenie mechanizmu. Wpływ drugiej grupy czynników zawarty jest w macierzy jacobianowej. Całkowita sztywność mechanizmu reprezentowana jest przez macierz sztywności, pozwalającą obliczyć przemieszczenia liniowe i kątowe na wybranych kierunkach pod wpływem zewnętrznych sił i momentów. Punkty przestrzeni roboczej mechanizmu są opisywane przez kierunkowe współczynniki sztywności liniowej i kątowej [z2]. Sztywność mechanizmu platformowego w pobliżu położenia osobliwego zmniejsza się gwałtownie. Ciekawym problemem, z punktu projektowania mechanizmu platformowego, jest zadanie odwrotne sztywności. Danymi wejściowymi są założone dopuszczalne minimalne sztywności w przestrzeni roboczej mechanizmu, z których należy wyznaczyć np. minimalne sztywności w napędach w odpowiednich położeniach [l2].

W porównaniu z bogatą literaturą dotyczącą struktury i kinematyki mechanizmów platformowych opracowania związane z dynamiką są dosyć skromne. Ze względu na prostotę formułowania często są stosowane równania Newtona-Eulera [d6, g1, o1]. W wielu pracach wykorzystuje się zasadę prac przygotowanych [g1, t17, z8], gdzie związki kinematyczne reprezentowane są przez macierz jacobianową. Z powodu złożoności opisu rzadziej stosowany jest formalizm równań Lagrange'a [n2], chociaż autor pracy [a1] wykazuje, że właściwie użyte równania Lagrange'a pozwalają na szybkie i intuicyjne uzyskanie wyników. Krótki czas uzyskania wyników w pełnym modelu mechanizmu ma istotne znaczenie w procesie sterowania. Dlatego ważnym kierunkiem rozwoju badań tych mechanizmów jest poszukiwanie prostych i efektywnych metod uzyskiwania rozwiązań [t16]. Jednym ze sposobów upraszczania modeli jest eliminacja czynników niemających znaczącego wpływu na dokładność końcowego wyniku [d15]. Istotny problem w analizie omawianych mechanizmów stanowi ocena udziału sił tarcia w całkowitym obciążeniu danego urządzenia. Prace [f4, m11, s4] wykazują znaczący ilościowo udział tarcia w dokładności wyników.

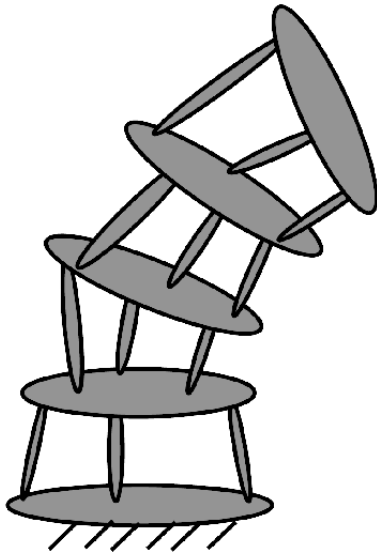
Wiele zastosowań znalazł tripod, który przedstawiony przykładowo w pracy o charakterze teoretyczno-symulacyjnym [y8] jest wykorzystany do aktywnego tłumienia drgań wrażliwych na nie urządzeń. Mechanizm zawiera elastyczne przeguby (omawiane także w [w3] i [t3]), których modele opisano metodą elementów skończonych (ANSYS). Zastosowano trzy napędy piezoelektryczne. Model dynamiki mechanizmu układu oparto na równaniach Kane'a i użyto mieszanej metody sterowania $\mathcal{H}_2/\mathcal{H}_\infty$. Rodzaj napędów, zastosowane materiały i rozwiązania konstrukcyjne przegubów powodują, że urządzenie działa efektywnie w szerokim zakresie częstotliwości.

Z punktu widzenia problemów stawianych w tezach niniejszej monografii praca [d8] zawiera bliską metodykę ich rozwiązania. Dotyczy symulacji realizacji zaplanowanej trajektorii platformy Gougha-Stewart'a. Przyjęto stosowany w niniejszej monografii model dynamiki opisany równaniami prac przygotowanych, rozwiązano zadania proste i odwrotne kinematyki i dynamiki, zastosowano napędy hydrauliczne sterowane zaworem dławiącym. Uwzględniono siły tarcia w siłownikach hydraulicznych. Zastosowano sterowanie ze sprzężeniem zwrotnym (typu *feedforward*). Symulacje wykonano w dwóch współpracujących ze sobą jednocześnie programach. Program ADAMS posłużył do symulacji mechanizmu i napędów, a program MATLAB SIMULINK wykorzystano do symulacji sterownika.

Ze względu na swoje właściwości mechanizmy platformowe znalazły różnorodne zastosowanie. W zawieszeniach samochodowych zwrotnica (jako platforma), względem której obraca się koło, jest zawieszona na kilku wahaczach (kończynach) [k8]. Możliwość uzyskania przyspieszeń rzędu kilku g i dużej sztywności mechanizmów platformowych spowodowały ich wykorzystanie w symulatorach ruchu samochodu [19], lokomotywy, helikoptera, samolotu [p5], okrętu, konia itp.

Mechanizmy platformowe w symulatorach wywołują przyspieszenia występujące w czasie rzeczywistego ruchu symulowanego obiektu, potęgując wrażenie realności. Mechanizm platformowy, w którym platforma jest podwieszona na linach, użyto w żurawiach do precyzyjnego pozycjonowania podnoszonego obiektu. Precyzja i różnorodność struktur mechanizmów platformowych pozwoliła je stosować w medycynie jako endoskop i mechanizm do wykonywania operacji chirurgicznych. Duża sztywność i możliwość ruchu o wielu stopniach swobody to główne powody zastosowania mechanizmów platformowych w obrabiarkach, w których można przesuwac i orientować pod dowolnym kątem narzędzie, np. frez albo głowicę szlifierską. Mechanizm platformowy został użyty do ustalania orientacji tarczy z zamocowanymi frezami do drążenia tunelu. Na bazie mechanizmów platformowych buduje się wieloosiowe czujniki pomiarowe przemieszczeń lub czujniki siły i momentów, które mogą mierzyć ruch i obciążenia w ruchu przestrzennym. W przypadku gdy należy precyzyjnie zorientować platformę, stosuje się mechanizmy platformowe o ruchu sferycznym względem podstawy. Takie mechanizmy wykorzystano w układzie pozycjonującym anteny satelitarne, platformy dział okrętowych lub lemiesz równiarki drogowej.

Ciekawym kierunkiem rozwoju mechanizmów są mechanizmy hybrydowe, w których główna budowa nawiązuje do otwartej struktury mechanizmów szeregowych, gdzie pojedyncze ogniwa zastąpiono mechanizmami równoległymi (rys. 2.4). Otrzymuje się wtedy co prawda bardziej skomplikowaną strukturę,



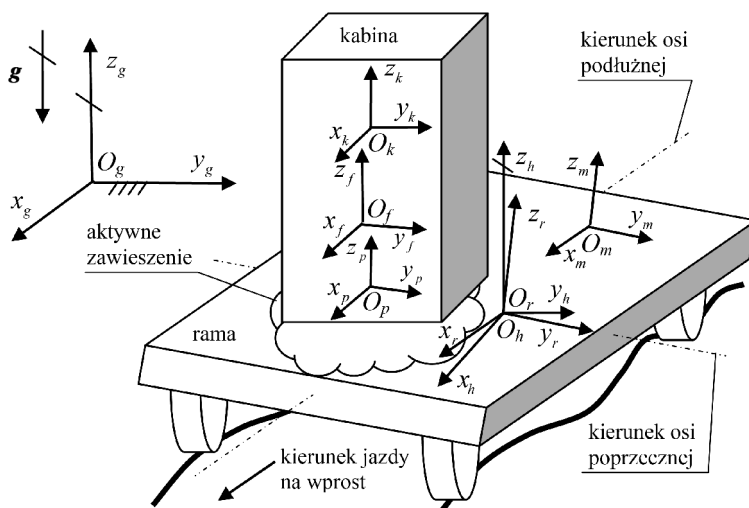
Rys. 2.4. Struktura mechanizmu hybrydowego

ale o większej przestrzeni roboczej niż w mechanizmach platformowych i o większej sztywności i dynamice niż w mechanizmach szeregowych [t1, b3, g1, c5]. Metody opisu tych mechanizmów nawiązują do metod używanych zarówno w mechanizmach szeregowych, jak i równoległych. Kinematykę i dynamikę mechanizmów hybrydowych opisuje się rekursywną metodą poszczególnych modułów platformowych [o1]. Przykładem mechanizmu hybrydowego jest chodząca platforma służąca do transportu ładunków albo ludzi.

Mechanizmy platformowe mogą osiągać odpowiednie przyspieszenia w zakresie niskich częstotliwości, wykazując wysoką sztywność. Platforma może poruszać się w wielu założonych kierunkach. Wymienione własności bardzo dobrze odpowiadają wymaganiom stawianym mechanizmowi aktywnego zawieszenia kabiny.

2.2. UKŁADY ODNIESIENIA

Wprowadza się następujące układy odniesienia, związane z poszczególnymi zespołami (rys. 2.5).

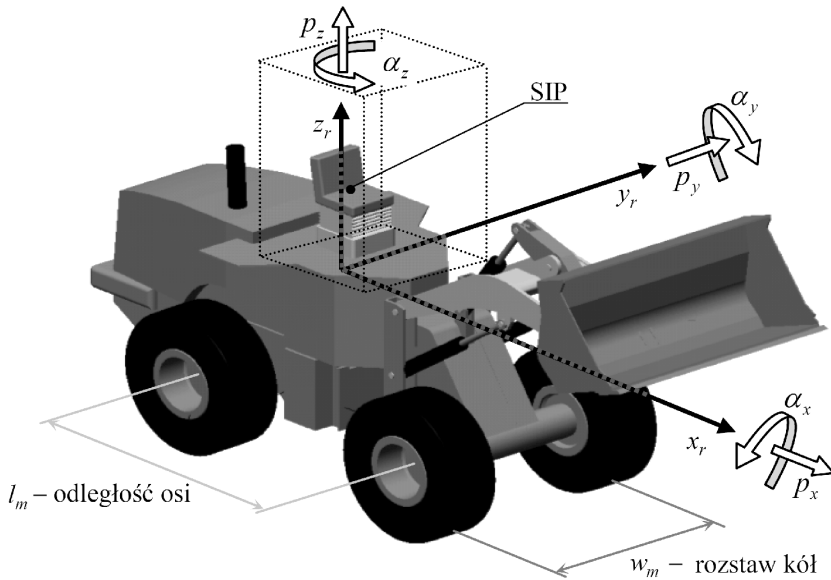


Rys. 2.5. Układy odniesień wykorzystywane w opisie maszyny i aktywnego zawieszenia kabiny

Inercyjny układ odniesienia $\{O_g, x_g, y_g, z_g\}$ związany jest z drogą, po której porusza się maszyna. Oś z_g jest równoległa do wektora przyspieszenia ziemskiego \mathbf{g} . W tym układzie opisywana jest funkcja zarysu profilu drogi, po której przemieszcza się maszyna robocza.

Układ odniesienia $\{O_r, x_r, y_r, z_r\}$ związany jest z ramą maszyny. Początek układu ramy znajduje się w punkcie O_r , należącym do osi obrotu ogniwa mechanizmu AZK względem ramy. Oś x_r pokrywa się z tą osią a oś y_r jest prostopadła do płaszczyzny podłużnej symetrii ramy maszyny [18].

Układ odniesienia $\{O_h, x_h, y_h, z_h\}$ jest pośredni pomiędzy $\{O_g, x_g, y_g, z_g\}$ a $\{O_r, x_r, y_r, z_r\}$. Środek układu $\{O_h, x_h, y_h, z_h\}$ znajduje się w punkcie O_r , oś z_h jest równoległa do wektora przyspieszenia ziemskiego \mathbf{g} a osie z_h, x_h, y_h są współpłaszczyznowe (na rys. 2.7 należą do płaszczyzny π). Ostatni warunek spełnia potrzebę uwzględnienia orientacji kierunku sił grawitacji w układzie $\{O_r, x_r, y_r, z_r\}$. Oś x_h jest zawsze pozioma i skierowana wzdłuż kierunku jazdy maszyny. Układ $\{O_h, x_h, y_h, z_h\}$ będzie wykorzystywany do przedstawienia w nim wektora kierunku sił grawitacji. Kierunek sił grawitacji jest ważny z dwóch powodów. Po pierwsze AZK powinno ustawiać kabinę wzdłuż \mathbf{g} , po drugie – istotne obciążenie mechanizmu zawieszenia to siła grawitacji działająca na kabinę.



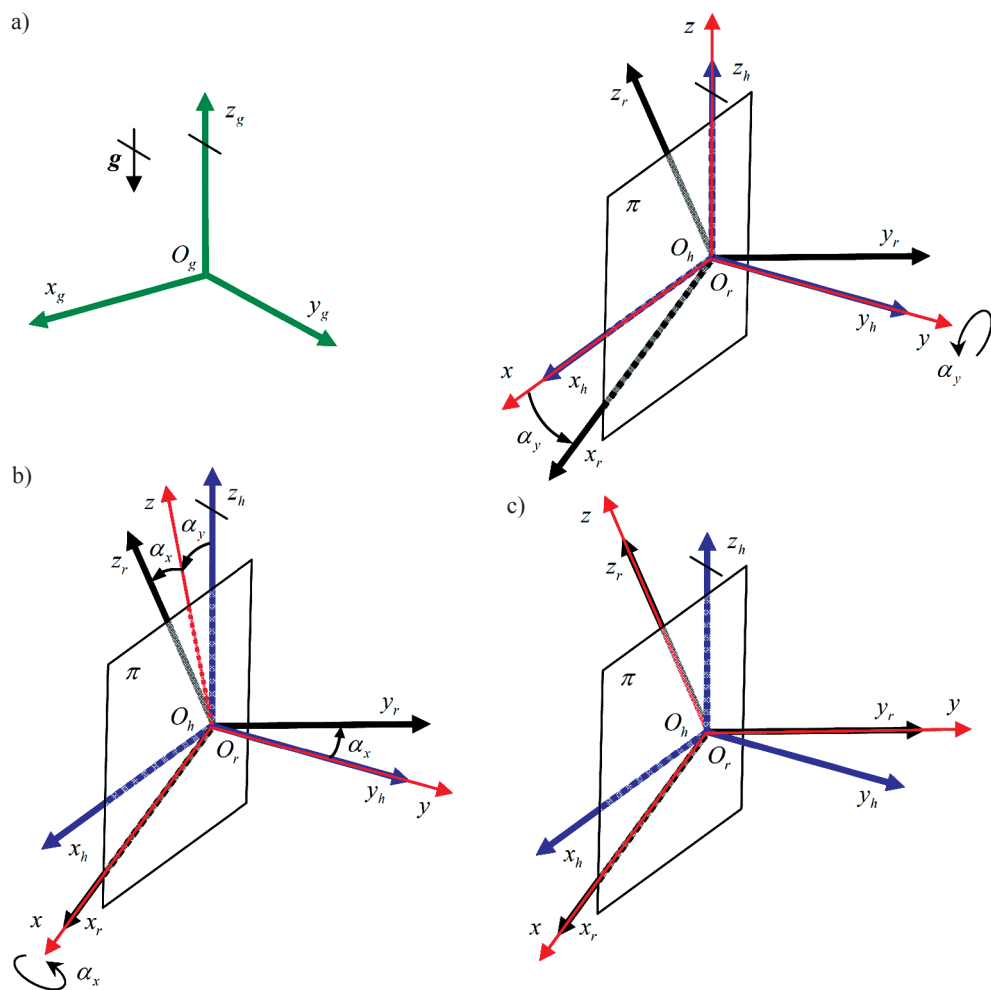
Rys. 2.6. Kierunki $[p_x, p_y, p_z, \alpha_x, \alpha_y, \alpha_z]$, w których występują drgania ramy maszyny

Układ odniesienia $\{O_p, x_p, y_p, z_p\}$ jest związany z platformą, która porusza się względem ramy maszyny. Jego środek O_p znajduje się w geometrycznym środku platformy a osie x_p i y_p są równoległe odpowiednio do x_r i y_r , jeżeli platforma przyjmuje położenie środkowe. Kabina jest sztywno związana z platformą. Układ odniesienia $\{O_k, x_k, y_k, z_k\}$ jest związany z kabiną. Jego środek O_k znajduje się w środku masy kabiny, oś z_k jest równoległa do pionowej osi fotela operatora a oś x_k skierowana na przednią szybę kabiny. Układ odniesienia $\{O_f, x_f, y_f, z_f\}$ jest związany z fotelem, który może wykonywać ruch wzdłuż osi z_f . Układy $\{O_k, x_k, y_k, z_k\}$ i $\{O_f, x_f, y_f, z_f\}$ są równoległe do siebie. Środek układu $\{O_f, x_f, y_f, z_f\}$ znajduje się w środku masy układu fotel-operator. W pomiarowym układzie odniesienia $\{O_m, x_m, y_m, z_m\}$ opisane są położenia punktów mocowania oraz orientacje zespołu czujników, których zadaniem jest pomiar ruchu ramy maszyny. Układy $\{O_m, x_m, y_m, z_m\}$ i $\{O_r, x_r, y_r, z_r\}$ są równoległe i powinny być położone jak najbliżej siebie.

Rozstaw kół na osi maszyny jest mniejszy od odległości osi przedniej i tylnej, co wpływa na amplitudy drgań w wybranych kierunkach. W czasie przejazdu maszyny roboczej po nierównym terenie największe drgania liniowe wysoko posadowionej kabiny obserwuje się na kierunku osi poprzecznej maszyny y_r , a mniejsze wzdłuż osi podłużnej maszyny x_r . Najmniejsze drgania obserwuje się wzdłuż osi pionowej z_r . W odniesieniu do drgań kątowych kabiny większe wychylenia obserwuje się wokół osi x_r niż wokół osi y_r . Drgania kątowe kabiny wokół osi z_r , w czasie prostoliniowego przejazdu maszyny, są niewielkie a kabina powinna obracać się razem z ramą maszyny w czasie skrętu. Wobec tego nie trzeba eliminować tych drgań kabiny.

2.3. ORIENTACJA KĄTOWA RAMY MASZINY

Jednym z zadań AZK jest utrzymywanie pionowej orientacji kabiny, czyli zapewnienie równoległości osi $z_h \parallel z_g$, dlatego w procesie regulacji wymagany jest pomiar aktualnych kątów wychylenia pionowej osi ramy maszyny od kierunku sił ciężkości. Są to: kąt przechyłu poprzecznego (α_x) i kąt przechyłu wzdłużnego (α_y). Kabina w trakcie przejazdu maszyny powinna zajmować ustawienie wzdłuż kierunku osi podłużnej ramy. Dlatego kąt obrotu ramy maszyny wokół osi pionowej nie jest potrzebny. Podobny sposób opisu kątów przechyłu stosowany jest dla nadwozi samochodów [18].



Rys. 2.7. Układy odniesień i kąty przechyłu ramy maszyny

Na rysunku 2.7 przedstawiono kolejne dwa przemieszczenia kątowe przejściowego układu $\{Oxyz\}$ początkowo pokrywającego się z układem $\{O_h x_h y_h z_h\}$ (rys. 2.7a). Pierwsze przemieszczenie kątowe układu $\{Oxyz\}$ wokół osi własnej y o kąt α_y doprowadza do pokrycia się osi x z osią x_r (rys. 2.7b). Drugie przemieszczenie kątowe układu $\{Oxyz\}$ wokół osi własnej x o kąt α_x doprowadza do pokrycia układu $\{Oxyz\}$ z układem $\{O_r x_r y_r z_r\}$. Alternatywne określenia kątów przechyłu kabiny (rys. 2.7a, b): α_x – kąt przechyłu poprzecznego osi z_r mierzony od jej prostopadłego rzutu na pionową płaszczyznę π , gdzie: $\{x_r, x_h, z_h\} \in \pi$, α_y – kąt przechyłu podłużnego rzutu osi z_r na płaszczyznę π mierzony od osi z_h .

Macierz orientacji układu $\{O_r x_r y_r z_r\}$ w układzie $\{O_h x_h y_h z_h\}$ wynosi:

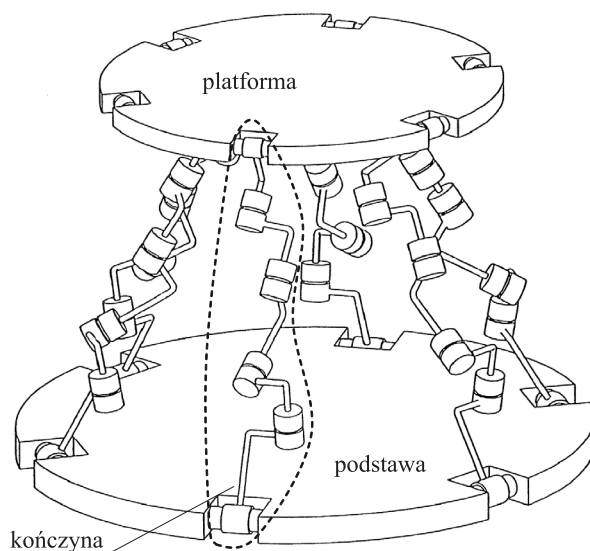
$$\begin{aligned} {}_h^r \mathbf{R}(\alpha_y, \alpha_x) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_x & -\sin \alpha_x \\ 0 & \sin \alpha_x & \cos \alpha_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \alpha_y & 0 & \sin \alpha_y \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha_y & 0 & \cos \alpha_y \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} \cos \alpha_y & 0 & \sin \alpha_y \\ \sin \alpha_x \sin \alpha_y & \cos \alpha_x & -\sin \alpha_x \cos \alpha_y \\ -\cos \alpha_x \sin \alpha_y & \sin \alpha_x & \cos \alpha_x \cos \alpha_y \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.2)$$

2.4. SCHEMATY STRUKTURALNE MECHANIZMÓW PLATFORMOWYCH

Kabiny znajdują się często wysoko na ramie maszyny roboczej, co sprzyja lepszemu widoczności, koniecznej operatorowi w trakcie wykonywania pracy. Niskoczęstotliwościowe drgania kabiny wynikają z przejazdu maszyny po trudnym terenie, w którym najczęściej pracują. Gdy maszyna stoi w miejscu, jej rama może drgać pod wpływem ruchu osprzętu i oddziaływań otoczenia, np. zmiennych sił oporu i obciążenia łyżki koparki. W tym przypadku niskoczęstotliwościowe drgania są możliwe dzięki podatności ogumienia i gruntu. Im wyżej znajduje się kabina, tym większych amplitud drgań można się spodziewać. Mechanizm AZK nie powinien znacząco podwyższać położenie kabiny, ponieważ zwiększy to jego zakres pracy.

Pożądaną cechą maszyny roboczej jest możliwie najprostsza struktura o małej liczbie ogniw ruchomych. Ze względu na własności eksploatacyjne i cenę mechanizm AZK powinien zawierać tylko pary obrotowe, krzyżakowe lub kuliste. Pary przesuwne zwykle stosowane są tylko w napędach liniowych.

Złożoność struktury mechanizmu AZK i liczba użytych w nim napędów zależy od arbitralnej decyzji określającej liczbę i rodzaj stopni swobody, których dotyczy realizowana redukcja drgań. Ze względu na prostotę sterowania pracą AZK pożądane jest rozdzielanie ruchów w poszczególnych stopniach swobody na oddzielne napędy.

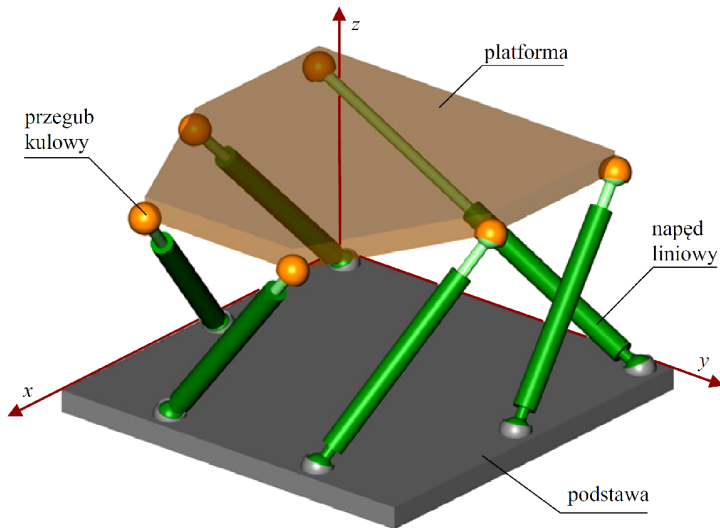


Rys. 2.8. Podstawowy mechanizm platformowy ($w = 6$, $s = 6$)

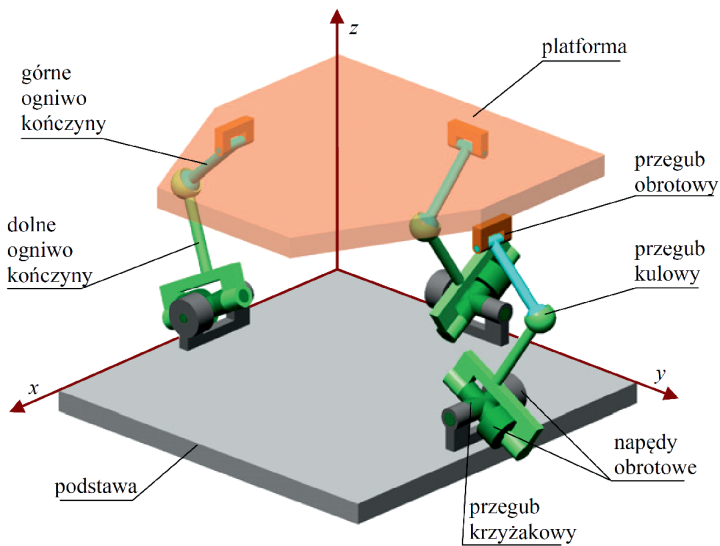
Mechanizm platformowy, o ogólnej strukturze, przedstawiono na rys. 2.8. Sześć kończyn tego mechanizmu ma jednakową strukturę w postaci szeregowego łańcucha o pięciu ogniwach połączonych przegubami obrotowymi. Kończyny podłączone są do podstawy i platformy przegubami obrotowymi. Kolejne warianty strukturalne otrzymuje się przez odrzucenie kończyn, zmniejszenie liczby ogniw w kończynie lub przez modyfikacje grup przegubów obrotowych. Jeżeli dwie osie sąsiednich przegubów obrotowych przecinają się, to występuje przegub krzyżakowy. Jeśli trzy niewspółpłaszczyznowe osie sąsiednich przegubów obrotowych przecinają się, to trzy przeguby obrotowe można zastąpić przegubem kulistym.

Dobrze znanym mechanizmem o $w = 6$ stopniach ruchliwości i $s = 6$ zmiennych współrzędnych platformy jest mechanizm Gougha-Stewart (rys. 2.9), w którym wykorzystano sześć napędów liniowych podpierających platformę. Siłowniki są połączone z platformą za pomocą przegubów kulowych lub krzyżakowych. W przypadku zamontowania każdego z siłowników za pomocą dwóch przegubów kulowych wynik na stopień ruchliwości mechanizmu, obliczany według (2.1), będzie zawierał oprócz ruchliwości globalnej mechanizmu ruchliwości lokalne, tzn. możliwości obrotów elementów siłowników wokół osi podłużnych. Mechanizm ten (zastosowany w aktywnym zawieszeniu kabiny, według patentu US 7029059 B2 z 2006 r.) wyróżnia się prostotą konstrukcji, jednak siłowniki podpierające cabinę są obciążone siłą grawitacji kabiny, co zwiększa zapotrzebowanie ich mocy.

Innym przykładem mechanizmu, o ruchliwości $w = 6$, jest tripod przedstawiony na rys. 2.10 (patent UP RP B25J9/00, 2008 r.). Platforma o ruchu przestrzennym $s = 6$ jest podparta przez trzy kończyny. Każda kończyna składa się z dwóch ogniw.



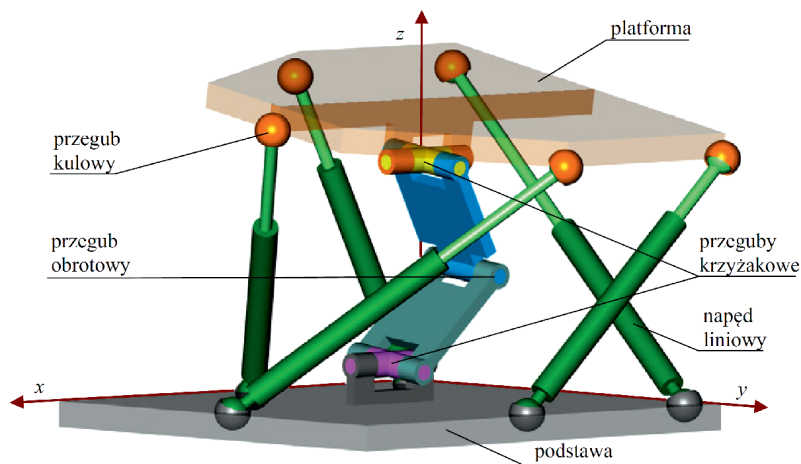
Rys. 2.9. Mechanizm platformowy Gougha-Stewarta ($w = 6, s = 6$)



Rys. 2.10. Trójpodporowy mechanizm platformowy ($w = 6, s = 6$)

Dolne ogniwo jest połączone do podstawy przegubem krzyżakowym. Górne ogniwo jest połączone z dolnym przegubem kulowym, a z platformą przegubem obrotowym. Napędy obrotowe są zainstalowane w parach obrotowych przegubów krzyżakowych podłączonych do podstawy.

Na rysunku 2.11 przedstawiono schemat kinematyczny mechanizmu platformowego, w którym jedna bierna kończyna wprowadza jedno uzależnienie pomiędzy sześcioma zmiennymi współrzędnymi platformy. Kończyna ta zawiera dwa ogniwa połączone ze sobą przegubem obrotowym, a podłączona jest przegubami krzyżakowymi do podstawy i platformy. Mechanizm wykazuje $w = 5$ stopni ruchliwości i jest napędzany pięcioma napędami liniowymi.

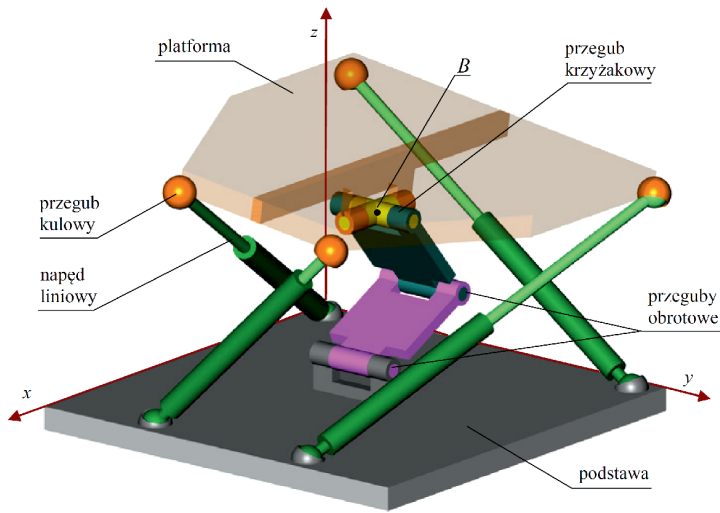


Rys. 2.11. Mechanizm platformowy z jedną kończyną bierną ($w = 5, s = 6$)

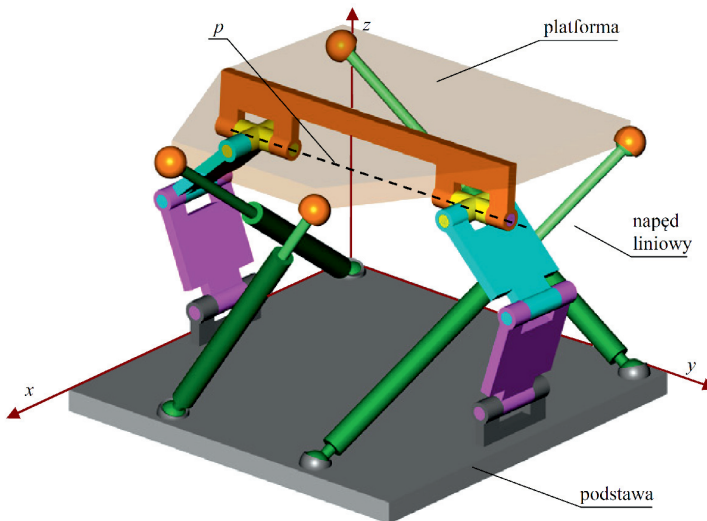
Modyfikacją mechanizmu z rys. 2.11 jest mechanizm platformowy przedstawiony na rys. 2.12, w którym połączenie biernej kończyny z podstawą jest zrealizowane za pomocą przegubu obrotowego. Ta zmiana powoduje, że ruchliwość mechanizmu ogranicza się do $w = 4$. Punkt platformy B , pokrywający się ze środkiem przegubu krzyżakowego, nie może przemieszczać się w kierunku osi y podstawy, dlatego liczba zmiennych współrzędnych platformy wynosi $s = 5$.

Odmianą mechanizmu z rys. 2.12 jest mechanizm z rys. 2.13, w którym zastosowano drugą bierną kończynę, wprowadzającą te same ograniczenia ruchu platformy, co pierwsza kończyna. Dwie bierne kończyny wraz z p – odcinkiem platformy łączącym środki przegubów krzyżakowych stanowią mechanizm płaski. Własności ruchowe mechanizmów z rys. 2.12 i 2.13 są takie same, przy czym platforma mechanizmu z rys. 2.13 nie może przemieszczać się wzdłuż osi x podstawy.

Następna modyfikacja mechanizmu z rys. 2.12 polega na zastąpieniu przegubu krzyżakowego przegubem obrotowym o osi równoległej do osi pozostałych przegubów kończyny (jak na rys. 2.14). Kończyna i platforma wykonują ruch płaski, a mechanizm ma $w = 3$ stopnie ruchliwości. Platforma może wykonać przemieszczenia wzdłuż osi x i z oraz obrót wokół osi y podstawy ($s = 3$).



Rys. 2.12. Mechanizm platformowy z jedną kończyną bierną ($w = 4, s = 5$)

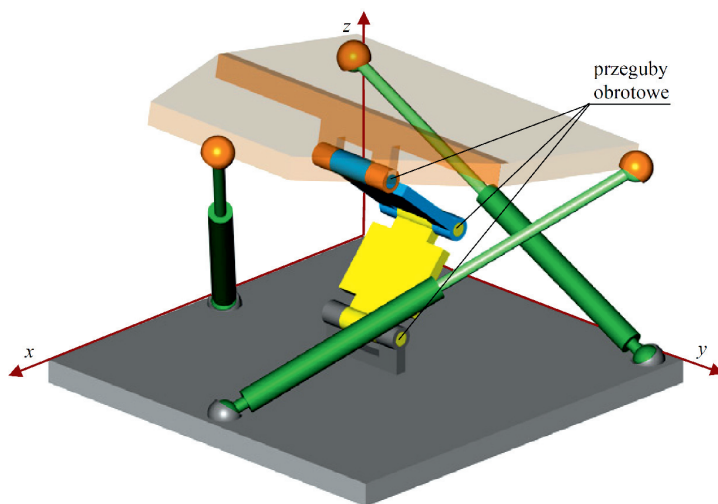


Rys. 2.13. Mechanizm platformowy z dwiema biernymi kończynami ($w = 4, s = 5$)

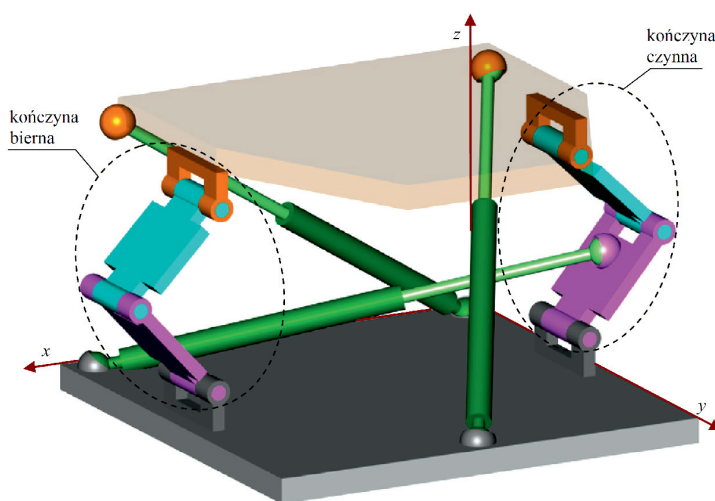
Wybór punktów zamocowań napędów liniowych w mechanizmach platformowych stanowi kompromis konstrukcyjny. Z punktu widzenia sprawności działania mechanizmu wektor prędkości ruchomego punktu zaczepienia każdego napędu liniowego powinien tworzyć jak najmniejszy kąt z kierunkiem osi napędu, który powinien wykonywać małe obroty własne. Można to uzyskać dzięki zamontowaniu trzech napędów pionowo pod platformą, ale wtedy platforma może obniżyć się tylko

do minimalnej długości napędów. Składanie się napędów, umożliwiające niższe położenie platformy, jest możliwe przy skośnym mocowaniu, jak przedstawiono na rys. 2.14 i 2.15. Jednak sprawność mechanizmu jest wtedy mniejsza.

Mechanizm przedstawiony na rys. 2.15 ma te same własności ruchowe co mechanizm z rys. 2.14, z tą różnicą, że wykorzystano dwie kończyny; lewą bierną i prawą czynną z podłączonym napędem liniowym. Dwa pozostałe napędy podłączono do platformy. Większa liczba kończyn umożliwia lepsze rozłożenie obciążeń od platformy oraz większą sztywność mechanizmu platformowego.

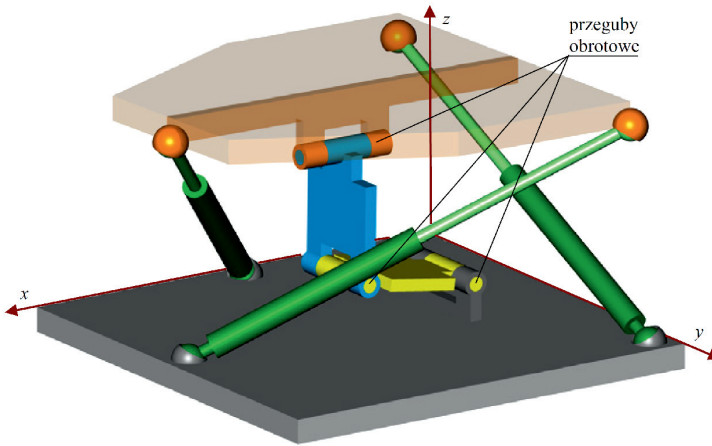


Rys. 2.14. Mechanizm z platformą wykonującą ruch płaski ($w = 3, s = 3$)



Rys. 2.15. Mechanizm platformowy płaski ($w = 3, s = 3$)

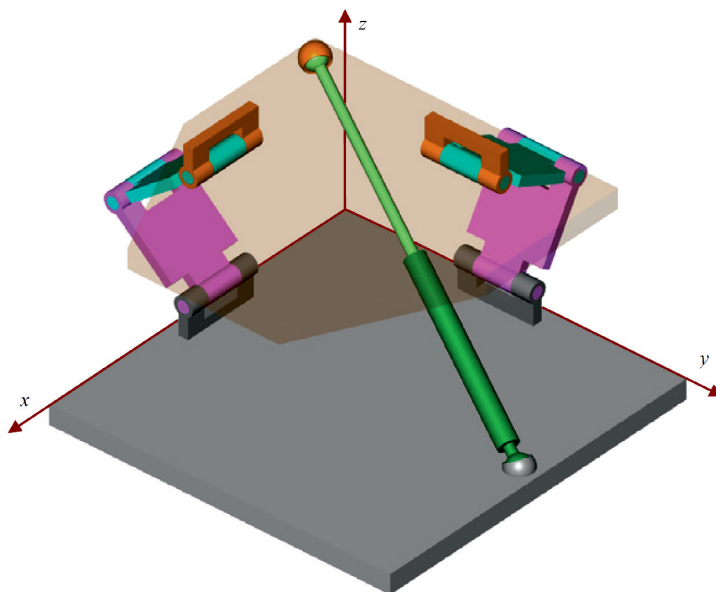
Mechanizm z rys. 2.12 można modyfikować inaczej orientując oś przegubu obrotowego, łączącego kończynę z platformą, prostopadle do pozostałych osi przegubów nogi (rys. 2.16). Ruchliwość mechanizmu nie zmienia się ($w = 3$), zwiększa się natomiast liczba zmiennych współrzędnych platformy, która może przemieszczać się wzdłuż osi x i z i wykonywać obroty wokół osi x , y i z ($s = 5$).



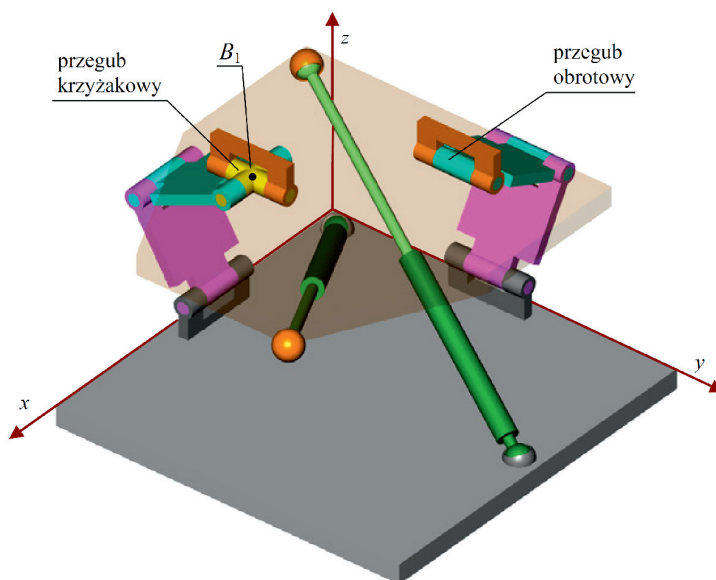
Rys. 2.16. Mechanizm platformowy o $w = 3$ i $s = 5$

Ciekawy schemat kinematyczny mechanizmu platformowego, który można zastosować do aktywnego zawieszenia kabiny maszyny roboczej, przedstawiono na rys. 2.17. Mechanizm zawiera dwie dwuogniowe kończyny bierne. Ogniwa każdej kończyny są połączone przegubami obrotowymi o osiach równoległych. Osie przegubów obrotowych jednej kończyny są prostopadle do osi drugiej kończyny. Stopień ruchliwości tego mechanizmu można określić na podstawie liczby i rodzaju ograniczeń wprowadzanych przez dwie kończyny. Prawa kończyna blokuje przesunięcie platformy w kierunku osi y oraz obroty platformy wokół osi x i z . Lewa kończyna blokuje przesunięcie platformy w kierunku osi x oraz obroty platformy wokół osi y i z . Biorąc pod uwagę wymienione ograniczenia, można stwierdzić, że platforma tego mechanizmu wykazuje $w = 1$ stopień ruchliwości i może poruszać się tylko wzdłuż osi z ($s = 1$). Mechanizm ten, znany z literatury przedmiotu jako mechanizm Sarrusa [z4], może zastąpić parę przesuwną, która umożliwi pionowy ruch przesuwny platformy względem podstawy.

Modyfikacją mechanizmu z rys. 2.17 jest mechanizm o ruchliwości $w = 2$ (rys. 2.18). Różnica w strukturze dotyczy połączenia jednej kończyny biernej z platformą, które jest w postaci przegubu krzyżakowego. Punkt platformy B_1 może przemieszczać się tylko wzdłuż osi z a platforma może wykonać przemieszczenie kątowe tylko wokół osi y ($s = 2$).

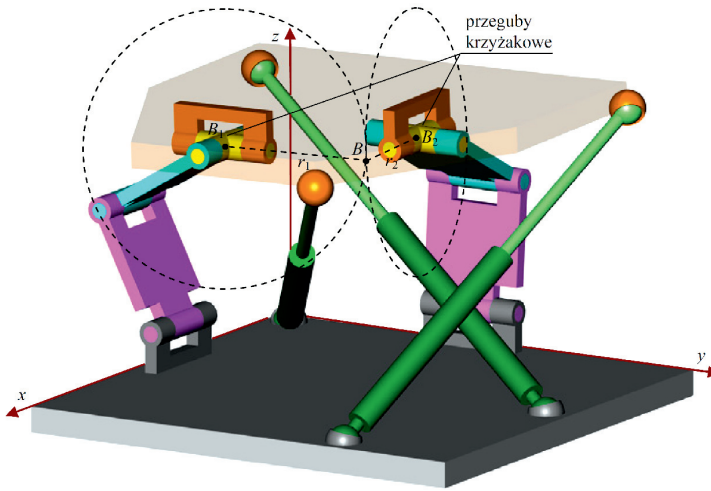


Rys. 2.17. Mechanizm platformowy Sarrusa z dwiema biernymi kończynami ($w = 1, s = 1$)



Rys. 2.18. Mechanizm platformowy z dwiema biernymi kończynami ($w = 2, s = 2$)

Inną modyfikacją mechanizmu z rys. 2.17 jest mechanizm przedstawiony na rys. 2.19. Różnica strukturalna dotyczy połączeń przegubami krzyżakowymi obydwu kończyn biernych z platformą. W trakcie podnoszenia platformy tego mecha-

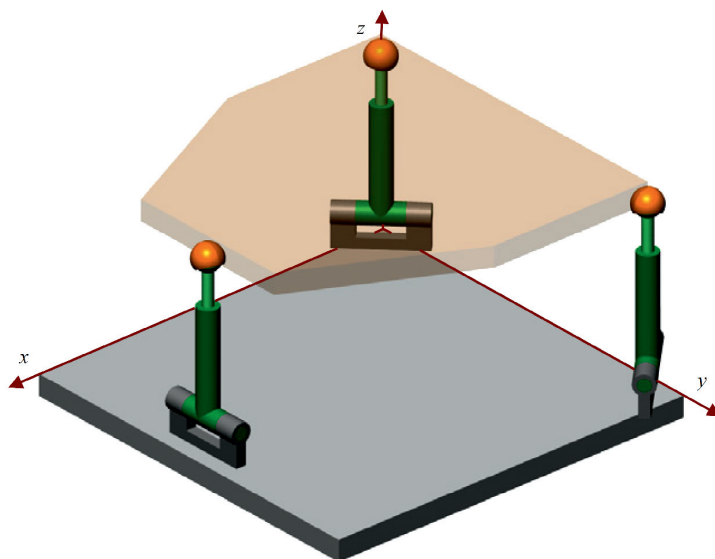


Rys. 2.19. Mechanizm platformowy z dwiema biernymi kończynami ($w = 3$, $s = 6$)

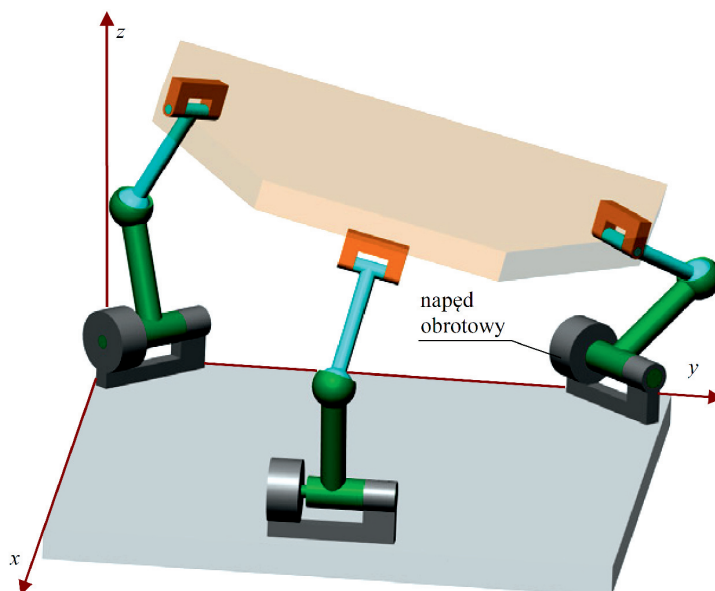
nizmu, przy jej niewielkim wychyleniu względem płaszczyzny podstawy xy , każdy punkt platformy oprócz zasadniczego ruchu wzdłuż osi z wykonuje nieznaczne przemieszczenia wzdłuż osi x i y . Natomiast platforma wykonuje zasadnicze przemieszczenia kątowe wokół osi x i y oraz nieznaczny obrót wokół z ($s = 6$). Liczbę stopni swobody platformy i jednocześnie ruchliwości mechanizmu określa minimalna liczba współrzędnych jednoznacznie opisujących położenie platformy. Punkt środka przegubu krzyżakowego B_1 nie może przemieszczać się wzdłuż osi x ($x_{B_1} = \text{const}$) a punkt środka przegubu krzyżakowego B_2 nie może przemieszczać się wzdłuż osi y ($y_{B_2} = \text{const}$). Jeżeli są znane trzy współrzędne z_{B_1} , z_{B_2} i y_{B_1} ($w = 3$), to określenie x_{B_2} jest możliwe na podstawie współrzędnych punktu przecięcia sfery o ośrodku B_1 i promieniu $B_1 B_2$ przez prostą równoległą do osi x przechodzącą przez punkt $(0, y_{B_2}, z_{B_2})$. Trzeci punkt płaszczyzny platformy B , jednoznacznie ustalający jej położenie, jest punktem styczności dwóch okręgów. Pierwszy okrąg, o środku B_1 i o znanym promieniu r_1 , leży w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny yz . Drugi okrąg, o środku B_2 i o znanym promieniu r_2 , leży w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny xz .

Mechanizm platformowy pokazany na rys. 2.20 ma platformę podpartą przez trzy siłowniki. Każdy siłownik jest podłączony do podstawy przegubem obrotowym, a do platformy przegubem kulowym. Ruchliwość mechanizmu wynosi $w = 3$, natomiast platforma ma możliwość przemieszczeń o sześciu zmiennych współrzędnych. Napędy wywołujące ruch platformy w istotnym zakresie wymuszają jej przemieszczenia wzdłuż osi z oraz wokół osi x i y . W pozostałych kierunkach przemieszczenia są niewielkie.

Inny mechanizm platformowy, o $w = 3$ stopniach ruchliwości, przedstawiono na rys. 2.21. Platforma jest podparta przez trzy aktywne kończyny; każda zawiera



Rys. 2.20. Mechanizm platformowy z trzema napędami liniowymi ($w = 3, s = 6$)

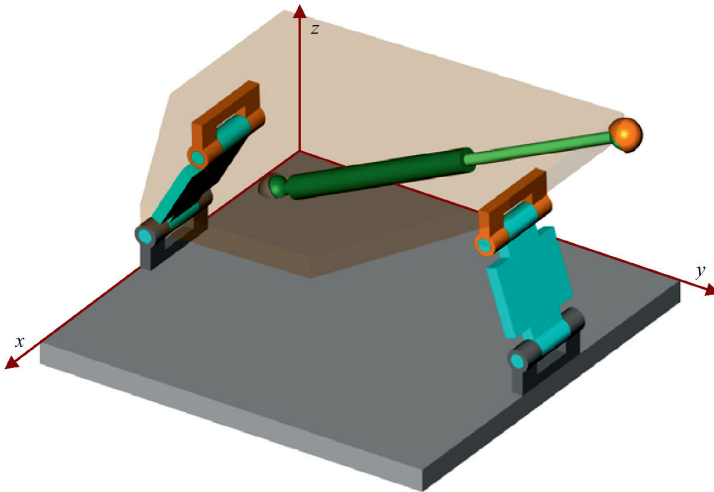


Rys. 2.21. Mechanizm platformowy z trzema aktywnymi kończynami ($w = 3, s = 6$)

dwa ogniwa połączone przegubem kulowym. Dolne ogniwo ma przy podstawie napęd obrotowy. Górne ogniwo jest podłączone do platformy przegubem obrotowym.

Platforma wykonuje przemieszczenia przestrzenne o $s = 6$ kierunkach, jednak jej przemieszczenie kątowe wokół osi z jest niewielkie, przy niewielkich wychyleniach platformy względem płaszczyzny xy .

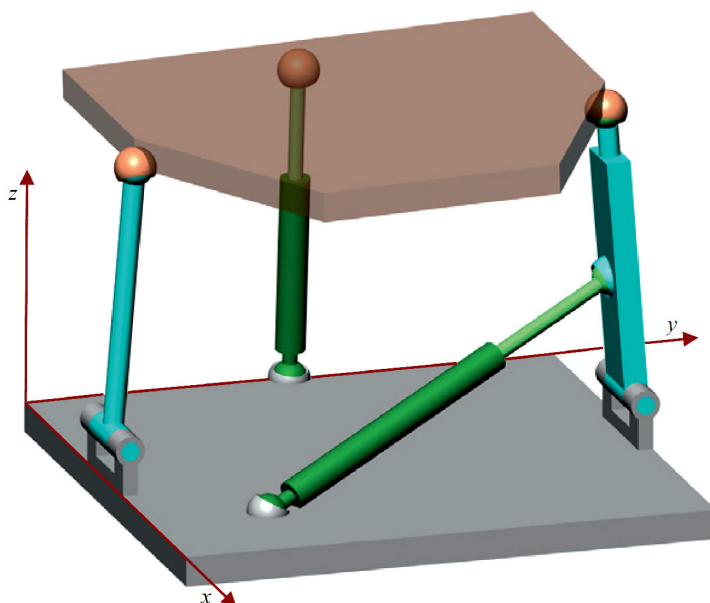
Oddzielną grupę stanowią mechanizmy platformowe, które mają bierne kończyny zawierające tylko jedno ogniwo. Przykład takiego mechanizmu ilustruje rys. 2.22. Platforma wraz z dwiema kończynami stanowi bardzo dobrze znany mechanizm płaski czworoboku przegubowego. Przy ruchliwości $w = 1$ stosowany jest jeden napęd liniowy, który może być podłączony do kończyny lub do platformy bądź do przegubu obrotowego. Platforma może wykonywać przemieszczenia liniowe wzdłuż osi y i z oraz przemieszczenie kątowe wokół x .



Rys. 2.22. Mechanizm platformowy z dwoma biernymi kończynami ($w = 1, s = 3$)

Modyfikacją tej struktury jest mechanizm z rys. 2.23, gdzie obrotowe połączenia kończyn z platformą zastąpiono przegubami kulowymi. W porównaniu z mechanizmem z rys. 2.22 platforma uzyskała możliwość ruchu obrotowego wokół osi wyznaczonej przez środki przegubów kulowych. Ruchliwość mechanizmu wynosi $w = 2$, platforma nie może się przemieszczać tylko wzdłuż osi x ($s = 5$).

Jednym ze sposobów zmniejszenia zapotrzebowania mocy chwilowej napędów w aktywnym zawieszeniu jest zastosowanie układu odciążającego siłę ciężaru kabiny. W takim przypadku celowo wykorzystuje się mechanizm hybrydowy, składający się z dwóch mechanizmów platformowych umieszczonych jeden nad drugim. Podstawowym zadaniem dolnego mechanizmu jest ustawienie kabiny w pozycji pionowej, natomiast górny mechanizm jest odpowiedzialny za ustawienie kabiny na właściwej pozycji w kierunkach xyz . Podukład odciążający może być złożony z wielu sprężyn skrętnych, zamontowanych w przegubach obrotowych górnego mechanizmu zawieszenia.



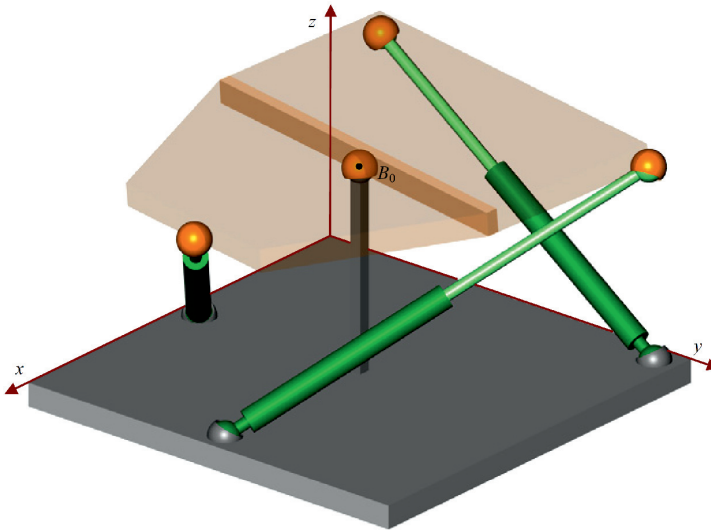
Rys. 2.23. Mechanizm platformowy z jednoogniowymi kończynami ($w = 2$, $s = 5$)

Ustawienie kabiny w pionowej pozycji zapewnia stały rozdział siły ciężaru kabiny na poszczególne sprężyny przy danym położeniu ogniw mechanizmu zawieszania.

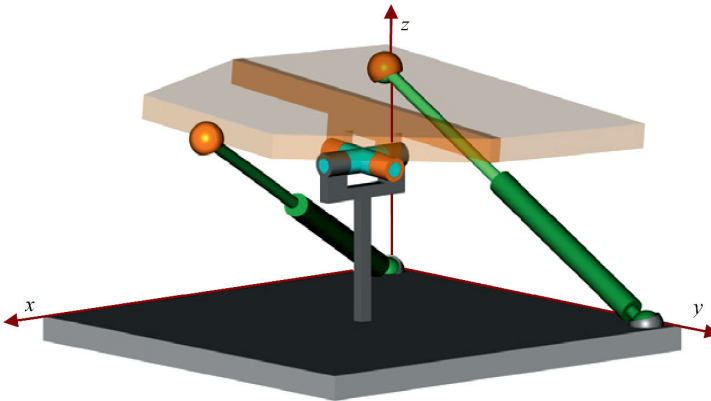
Na rysunku 2.24 przedstawiono mechanizm platformowy poziomujący platformę. Platforma jest podparta względem podstawy przez przegub kulowy (o środku B_0), a jej ruch wymuszany jest przez trzy liniowe napędy $w = 3$. W tym mechanizmie platformę można ustawić pod dowolnym kątem względem podstawy, w ramach ograniczeń. Przemieszczenie punktu B_0 jest zablokowane $s = 3$.

Zastosowanie przegubu krzyżakowego zamiast przegubu kulowego w miejscu podparcia platformy względem podstawy upraszcza mechanizm do postaci pokazanej na rys. 2.25. Mechanizm z dwoma napędami liniowymi może ustawić platformę w pozycji poziomej niezależnie od nachylenia podstawy. Pomiędzy ($s = 3$) przemieszczeniami kątowymi platformy występuje jedno uzależnienie.

Do poziomowania platformy można wykorzystać mechanizm hybrydowy (UP RP nr zgłoszenia P 389265 z 2009 r.), który przedstawiono na rys. 2.26. Wykorzystano tu dwa mechanizmy platformowe z rys. 2.22, poprzecznie ustawione względem siebie. Dolny mechanizm platformowy jest oparty na dwóch kończynach jednoogniowych podłączonych do podstawy przegubami obrotowymi. Platforma górnego mechanizmu platformowego podwieszona jest na dwóch jednoogniowych kończynach, które są połączone przegubami krzyżakowymi z kończynami dolnego mechanizmu platformowego. Cztery osie wyznaczone przez narożne przeguby krzyżakowe stanowią platformę pośrednią dolnego mechanizmu. Mechanizm wykazuje



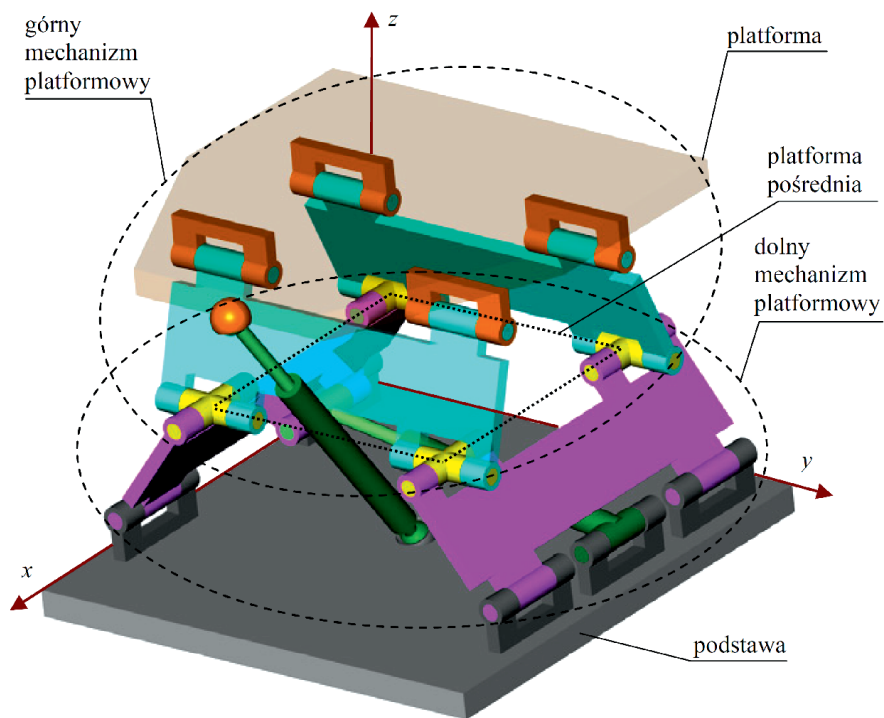
Rys. 2.24. Mechanizm platformowy sferyczny poziomujący platformę ($w = 3, s = 3$)



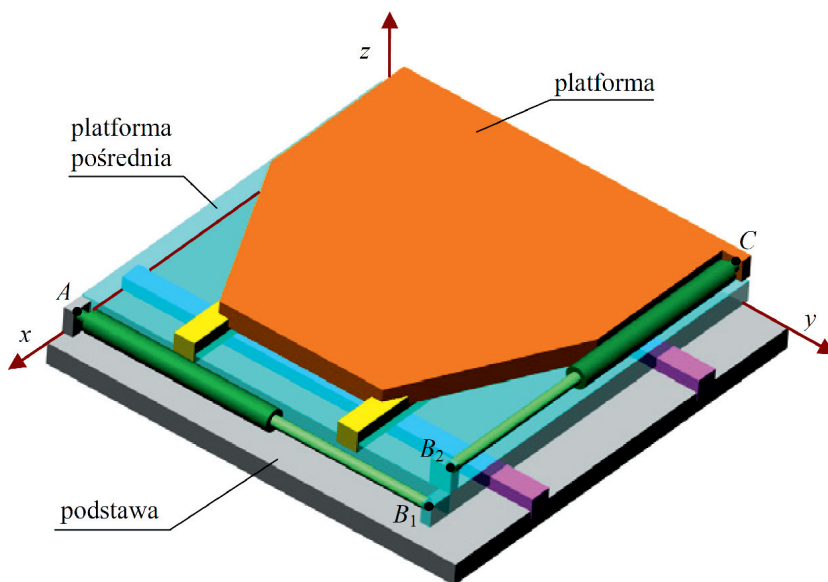
Rys. 2.25. Mechanizm platformowy poziomujący platformę ($w = 2, s = 2$)

$w = 2$ stopnie ruchliwości. Jest napędzany przez dwa liniowe napędy. Pierwszy jest podłączony do podstawy i platformy pośredniej przegubami obrotowymi. Drugi jest podłączony do platformy i podstawy przegubami kulowymi. Napędy wymuszają na platformie istotne przemieszczenia liniowe wzdłuż osi x i y oraz niewielkie przemieszczenie wzdłuż osi z . Ponadto platforma może wykonywać istotne przemieszczenia kątowe wokół osi x i y oraz pomijalnie małe wokół osi z ($s = 6$).

Na platformie ustawionej w pozycji poziomej można ustawić kolejny mechanizm platformowy odpowiedzialny za przemieszczenia o kierunkach osi x i y , przedstawiony na rys. 2.27. Między podstawą a platformą tego mechanizmu znajduje się



Rys. 2.26. Mechanizm hybrydowy poziomujący platformę ($w = 2, s = 6$)



Rys. 2.27. Mechanizm hybrydowy przesuwaný platformę ($w = 2, s = 2$)

pośrednia platforma, która może przesuwać się wzdłuż osi y napędzana siłownikiem liniowym AB_1 . Platforma może się przesuwać względem platformy pośredniej wzdłuż osi x napędzana siłownikiem liniowym CB_2 . Zatem platforma może wykonywać dwa niezależne przemieszczenia względem podstawy w kierunkach osi x i y .

Proces aktywnego tłumienia drgań kabiny działających na operatora można zrealizować rozdzielając mechanizm aktywnego zawieszenia; dolna część mechanizmu – zawieszenie kabiny, górna część – zawieszenie tylko fotela z pulpitem sterowniczym. Powszechnie są stosowane układy tłumienia drgań fotela operatora wzdłuż jego osi pionowej. Zastosowanie aktywnego zawieszenia fotela pracującego w dwóch kierunkach równoległych do podłogi kabiny spowoduje zwiększenie poprzecznych wymiarów kabiny.

Przedstawione schematy strukturalne mechanizmów platformowych pozwalają na wybór schematu umożliwiającego pracę AZK w pożądanym kierunku.

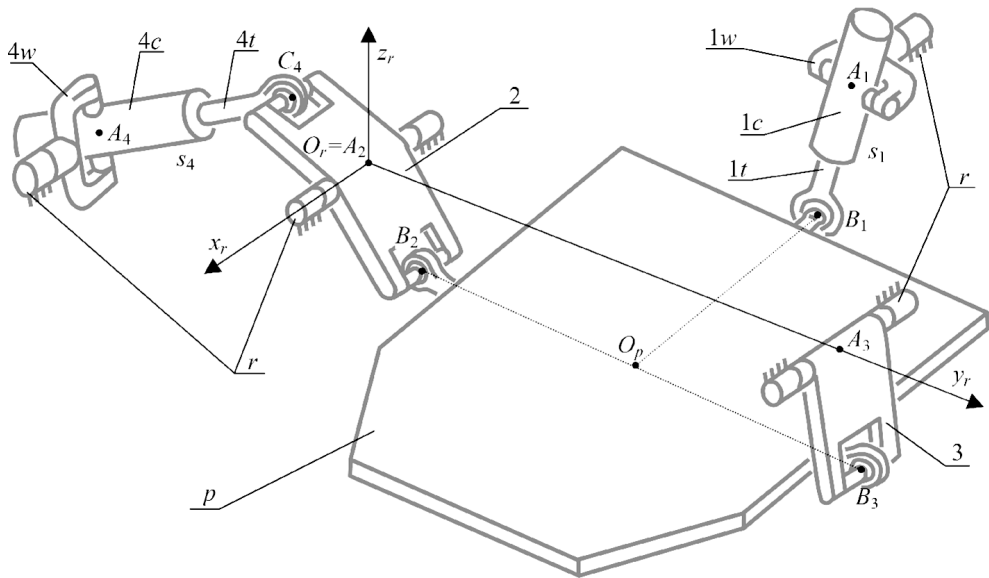
3. ANALIZA KINEMATYCZNA WYBRANEGO MECHANIZMU AKTYWNEGO ZAWIESZENIA KABINY (AZK)

3.1. WYBÓR ROZWIĄZANIA

Wybór mechanizmu AZK zależy od przyjętych założeń i kryteriów jego oceny. Zakłada się, że mechanizm AZK będzie zmniejszał drgania kabiny w czterech kierunkach ruchu. Rezygnuje się z bezpośredniego wpływu na drgania kabiny podłużne (wzdłuż x_r) oraz kątowe wokół osi pionowej z_r (rys. 2.6). Niedokładności wykonania ogniów mechanizmu AZK nie powinny powodować nadmiernego obciążenia i zużycia par kinematycznych, dlatego wybrany mechanizm AZK powinien należeć do grupy zerowej ($H_w = 0$). Napędy liniowe powinny kontrolować w sposób jednoznaczny ruch kabiny, zatem jego liczba ruchliwości powinna równać się liczbie siłowników. Jako ruchowe połączenia ogniów zalecane są pary obrotowe, krzyżakowe i kuliste.

Struktura mechanizmu AZK powinna być możliwie prosta, co wpływa na zmniejszenie kosztów wykonania, natomiast zwiększa trwałość i niezawodność. Podczas pracy AZK w układzie sterowania w czasie rzeczywistym są wykonywane obliczenia uwzględniające model mechanizmu AZK. Czas tych obliczeń wydłuża się wraz z komplikacją modelu mechanizmu, co wpływa bezpośrednio na zakres częstotliwości drgań, w którym praca AZK jest możliwa.

Jako obiekt modelowania i analizy symulacyjnej wybrano mechanizm AZK (rys. 2.23), ale zmieniono sposób połączenia siłowników z podstawą z przegubów kulowych na przeguby krzyżakowe, eliminując w ten sposób dwie ruchliwości lokalne. Na rysunku 3.1 przedstawiono postać mechanizmu AZK po zmianach kształtów ogniów oraz z podwieszoną platformą. Zaproponowana struktura stanowi kompromisowe rozwiązanie z punktu widzenia funkcjonalności mechanizmu i jego prostoty. Wybrany mechanizm AZK ma za zadanie zmniejszyć amplitudy drgań poprzecznych kabiny (wzdłuż osi y_r) i drgań przechyłowych kabiny wokół osi x_r i y_r . Rozpatrywany mechanizm AZK składa się tylko z trzech ogniów biernych napędzanych przez dwa liniowe napędy. Oddzielny mechanizm zawieszenia fotela ma za zadanie zmniejszyć jego drgania wzdłuż osi z_r .



Rys. 3.1. Mechanizm platformowy prowadzący kabinę pionowo. Oznaczenia: r – rama maszyny roboczej, p – platforma, 2, 3 – wahacze, 1w, 4w – widelki przegubów krzyżakowych, 1c, 4c – cylindry siłowników, 1t, 4t – tłoki siłowników

Zadaniem mechanizmu AZK jest pionowe prowadzenie kabiny za pomocą odpowiedniego sterowania napędami 1 i 4. Mechanizm AZK zawiera ruchomą platformę p zawieszoną na trzech kończynach za pomocą przegubów kulowych o środkach B_1 , B_2 i B_3 . Dwie kończyny platformy to wahacze 2 i 3. Wahacz 2 (podobnie jak wahacz 3) jest połączony parą obrotową z ramą maszyny r . Trzecia kończyna jest siłownikiem 1 o długości s_1 . Cylinder siłownika 1c jest połączony ruchowo z ramą r przegubem krzyżakowym o środku A_1 . Cylinder siłownika 4c jest połączony z ramą r przegubem krzyżakowym o środku A_4 . Tłok siłownika 4t jest połączony z wahaczem 2 przegubem kulowym o środku C_4 . Długość siłownika 4 wynosi s_4 .

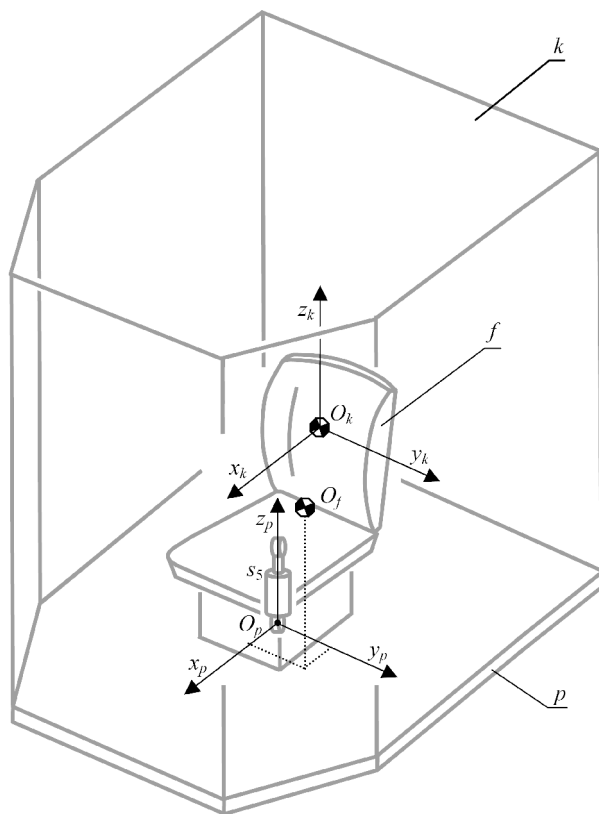
Mechanizm AZK wykazuje cztery stopnie ruchliwości. Dwa siłowniki mechanizmu zawieszenia funkcjonują w zakresie dwóch stopni ruchliwości globalnej i decydują o przemieszczeniach ogniów mechanizmu oprócz dwóch przemieszczeń kątowych wokół osi podłużnych tłoków 1t i 4t względem cylindrów 1c i 4c. Przemieszczenia kątowe tłoków dotyczą dwóch stopni ruchliwości lokalnej i nie wpływają na przemieszczenia pozostałych ogniów.

Część mechanizmu AZK dotyczącą wahaczy 2 i 3, siłownika 4 i platformy p na odcinku B_2B_3 można rozpatrywać jako mechanizm płaski, jeśli są spełnione określone warunki geometryczne. Środki przegubów A_4 , C_4 , B_2 i B_3 znajdują w jednej płaszczyźnie, a osie przegubów A_2 i A_3 są do niej prostopadłe. Koszty technicznej realizacji tych warunków maleją wraz ze wzrostem dopuszczalnych niedokładności

wykonania i montażu. Przyjęty model jest mało wrażliwy na niedokładności wykonania i montażu ogniw i połączeń, a mechanizm nie wykazuje przeszywnień. Mechanizm AZK można rozpatrywać jako mechanizm platformowy przestrzenny o trzech kończynach z połączeniami w postaci: R-S, R-S, K-C-S, gdzie: R – przegub obrotowy, S – przegub kulisty, K – przegub krzyżakowy, C – para cylindryczna.

Na rysunku 3.1 przedstawiono połączenia ruchowe cylindrów $1c$ i $4c$ do ramy za pomocą obejm z czopami i widełkami. Jest możliwy inny wariant tych połączeń – za pomocą przegubów kulistych, co jest rozwiązaniem prostszym w konstrukcji i nie wykazuje ograniczeń przemieszczeń względem ramy. Jednak przy założeniu, że należy wykorzystać cały skok siłownika, to zakres możliwego połączenia z ramą jest ograniczony. Ponadto pojawia się ruchliwość lokalna w postaci możliwego przemieszczenia kątownego cylindra względem ramy maszyny.

Zastosowanie mechanizmu AZK o proponowanej strukturze jest korzystne, ponieważ siła ciężkości kabiny jest przenoszona na napędy 1 i 4 w niewielkim stopniu, najmniejszym dla środkowego położenia platformy.



Rys. 3.2. Kabina z fotelem: p – ruchoma platforma jako podstawa kabiny, f – fotel

W prezentowanej konfiguracji mechanizmu platforma p jest podwieszona na wahaczach 2 i 3 i na siłowniku 1. W drugiej, możliwej do wykorzystania, konfiguracji platforma może być podpierana przez wahacze 2 i 3 i siłownik 1, wtedy zajmie ona położenie ponad środkami połączeń do ramy maszyny w punktach A_1 , A_2 i A_3 .

Kabina maszyny roboczej (rys. 3.2) jest sztywno zamocowana na platformie p . Środek masy kabiny znajduje się w punkcie O_k . Układy odniesienia platformy $\{O_p, x_p, y_p, z_p\}$ i kabiny $\{O_k, x_k, y_k, z_k\}$ są względem siebie nieruchome i równoległe. Wewnątrz kabiny znajduje się ruchomy fotel f operatora. Fotel może wykonywać ruch wzdłuż pionowej osi (z_k) kabiny, przy czym w niniejszej pracy pominięto szczegółową analizę mechanizmu zawieszenia fotela. Środek masy fotela i operatora znajduje się punkcie O_f , którego współrzędna pionowa s_5 w układzie odniesienia platformy jest ustalana przez napęd 5 – podnoszenia fotela.

3.2. ANALIZA UKŁADU STEROWANIA

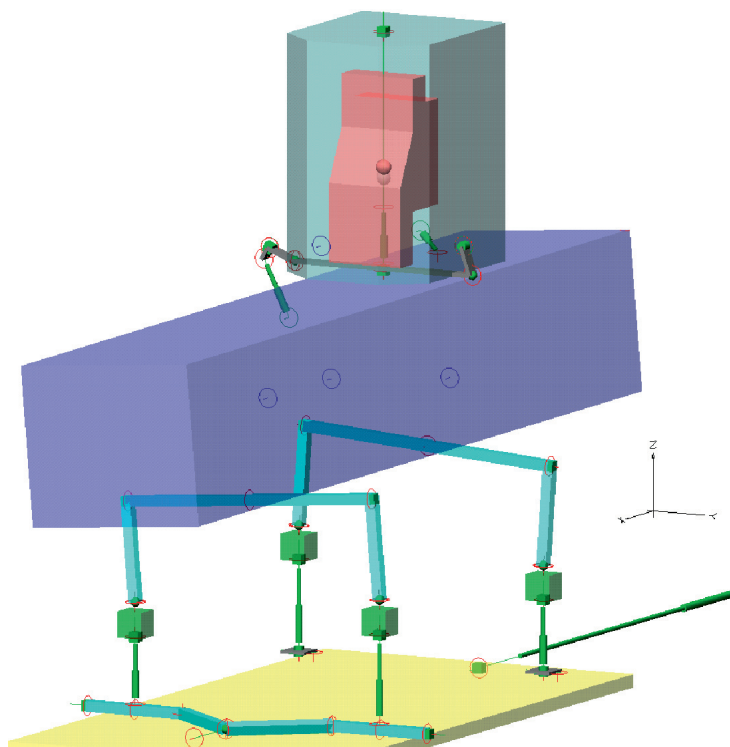
Analiza układu sterowania AZK obejmuje następujące zadania:

- rozwiązanie zadań kinematyki i dynamiki mechanizmu AZK,
- określenie zbioru wielkości, które należy mierzyć w czasie rzeczywistym,
- opracowanie programu symulacyjnego AZK.

Działanie proponowanego AZK przeanalizowano za pomocą dwóch współpracujących ze sobą jednocześnie programów. W programie MSC.visualNastran 4D wykonano model wymuszenia ruchu maszyny, zawieszenia maszyny, mechanizmu AZK kabiny i fotela, przy czym wszystkie elementy wykonano przyjmując uproszczenia ich kształtów (rys. 3.3). Program umożliwia śledzenie długości siłowników, kątów przechyłów poprzecznych i podłużnych ramy; α_x , α_y , prędkości i przyspieszenia punktu O_m oraz prędkości i przyspieszenia ruchu kąтового ramy.

Wymienione wielkości są przesyłane w trakcie symulacji do drugiego programu Matlab Simulink (rys. 3.4), który zawiera model układu sterowania i napędów. Efektem pracy programu Matlab Simulink jest wyznaczenie chwilowych wartości prędkości napędów. Tak wyznaczone wartości prędkości są przesyłane do realizacji w programie MSC.visualNastran 4D.

Przyjęto sterowanie AZK w układzie zamkniętym ze sprzężeniem zwrotnym z kompensacją mierzalnego zakłócenia w postaci ruchu ramy maszyny (rys. 3.4). Kluczowym zespołem układu regulacji AZK jest blok „Pomiaru ruchu ramy maszyny” składający się z zespołu czujników umocowanych na ramie maszyny. Sygnały czujników są podstawą do obliczeń w czasie rzeczywistym przyspieszenia, prędkości i położenia kąтового ramy oraz przyspieszenia i prędkości liniowej punktu ramy O_r . W celu śledzenia efektów redukcji drgań kabiny potrzebne jest wyznaczenie α_x , α_y – kątów przechyłów poprzecznego i podłużnego ramy.



Rys. 3.3. Model wymuszenia ruchu maszyny, zawieszenia maszyny, mechanizmu AZK, kabiny i fotela wykonany w programie MSC.visualNastran 4D

Stan ruchu kabiny wyznacza się w bloku „Zadany ruch kabiny maszyny”, zgodnie z uprzednio przyjętymi założeniami na podstawie zmierzonego ruchu ramy maszyny. Do założeń można zaliczyć wymóg ustawienia kabiny w kierunku pionowym, ograniczenia przemieszczeń kabiny wzdłuż osi poprzecznej ramy y_r oraz fotela wzdłuż osi pionowej kabiny. Ponadto przyjęto, że kabina powinna przemieszczać się w kierunku jazdy maszyny oraz wykonywać skręty razem z maszyną.

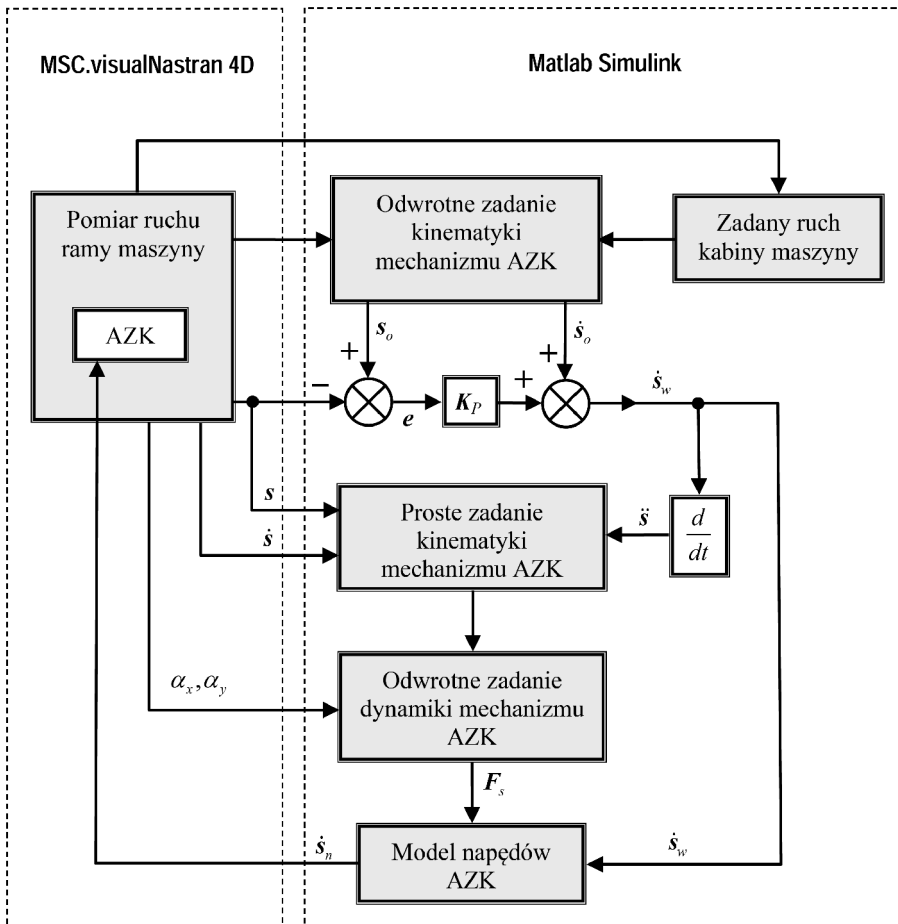
Mechanizm AZK jest umieszczony pomiędzy ramą a kabiną. Znając położenia ramy i kabiny, można wyznaczyć odpowiednie położenia ogniw napędów mechanizmu AZK. Na wyjściu bloku „Odwrotne zadanie kinematyki mechanizmu AZK” otrzymuje się oczekiwane położenia, prędkości trzech napędów ujęte w postaci wektorów: $\mathbf{s}_o = [s_{1o} \ s_{4o} \ s_{5o}]^T$, $\dot{\mathbf{s}}_o = [\dot{s}_{1o} \ \dot{s}_{4o} \ \dot{s}_{5o}]^T$.

Zastosowane siłowniki powinny być wyposażone w czujniki pomiaru ich aktualnych długości $\mathbf{s} = [s_1 \ s_4 \ s_5]^T$ i prędkości tłoczyśka względem cylindra, co pozwoli na wyznaczenie uchybu $\mathbf{e} = [s_{1o} - s_1 \ s_{4o} - s_4 \ s_{5o} - s_5]^T$. Prawo sterowania przyjmuje się tak, aby uchyb sterowania dążył asymptotycznie do zera. Równanie regulatora:

$$\dot{e} + \mathbf{K}_p e = 0 \quad (3.1)$$

gdzie:

$$\mathbf{K}_p = \begin{bmatrix} k_{p1} & 0 & 0 \\ 0 & k_{p4} & 0 \\ 0 & 0 & k_{p5} \end{bmatrix} \quad \text{– macierz współczynników wzmocnienia na torze sterowania położeniem.}$$



Rys. 3.4. Schemat układu regulacji napędów aktywnego zawieszenia

Na podstawie prawa sterowania napędami mechanizmu AZK (3.1) można wyznaczyć wektor prędkości, jakie w danej chwili powinny być realizowane w siłownikach:

$$\dot{\mathbf{s}}_w = \dot{\mathbf{s}}_o + \mathbf{K}_p \mathbf{e} \quad (3.2)$$

gdzie:

$\dot{\mathbf{s}}_w = [\dot{s}_{1w}, \dot{s}_{4w}, \dot{s}_{5w}]^T$ – wektor prędkości chwilowych wymaganych od napędów.

Obliczone przyspieszenia $\ddot{\mathbf{s}}$ oraz zmierzone prędkości $\dot{\mathbf{s}}$ i przemieszczenia \mathbf{s} napędów są wielkościami wejściowymi w bloku „Proste zadanie kinematyki mechanizmu AZK”, w którym oblicza się przewidywany ruch mechanizmu AZK i kabiny.

Na podstawie przewidywanego ruchu kabiny i fotela można obliczyć siły bezwładności i momenty sił bezwładności, które razem z siłą ciężkości stanowią główne obciążenia zewnętrzne przyłożone do kabiny i fotela. Blok „Odwrotne zadanie dynamiki mechanizmu AZK” zawiera obliczenia sił napędowych, ujętych w postaci wektora $\mathbf{F}_s = [F_{s1} \ F_{s4} \ F_{s5}]^T$, równoważących zewnętrzne obciążenia. Udział siły ciężkości w obciążeniu poszczególnych napędów zależy od kątów przechyłów ramy α_x, α_y . W bloku „Model napędów AZK”, na podstawie obliczonych obciążeń \mathbf{F} i wymaganych chwilowych prędkości $\dot{\mathbf{s}}_w$, wyznacza się możliwe do zrealizowania $\dot{\mathbf{s}}_n = [\dot{s}_{n1} \ \dot{s}_{n4} \ \dot{s}_{n5}]^T$ – chwilowe prędkości siłowników.

Rzeczywisty mechanizm AZK jest poruszany przez siłowniki, w których realizowane są zadawane prędkości $\dot{\mathbf{s}}_n$.

W procesie sterowania AZK pojawiają się uchyby \mathbf{e} , które spowodują niedokładne spełnienie warunków narzuconych na prędkość kątową kabiny i prędkości liniowe kabiny oraz fotela. Przyczyny występowania uchybów będą mieć różny charakter, przypuszcza się następującą ich kolejność ze względu na znaczenie:

- niedokładności pomiaru ruchu ramy maszyny,
- zwłoka czasowa realizacji obliczonych prędkości napędów,
- niedokładne dane wymiarów ogniw, wartości i rozkładu mas,
- niezrealizowanie wymaganej prędkości przez napędy (wyjście poza ograniczenia typowego zakresu ich pracy),
- niedokładne, zmieniające się w czasie współczynniki dotyczące tarcia w napędach.

3.3. KINEMATYKA MECHANIZMU AZK

W analizie mechanizmów przestrzennych zależności kinematyczne można zapisać w postaci macierzy i wektorów. W zapisie macierzowym wykorzystuje się względne współrzędne kątowe, określane pomiędzy układami związanymi z poszczególnymi ogniwami mechanizmu. Naturalnym narzędziem opisu matematycznego w tym przypadku jest rachunek macierzowy, wygodny do wykorzystania

w programach komputerowych [f5]. Istotną wadą tego opisu jest trudność interpretacji i wyobrażenia sobie wspomnianych kątów w przestrzeni.

W zapisie wektorowym wykorzystuje się wersory osi związanych z poszczególnymi połączeniami ruchowymi ogniów. W tym przypadku podstawowym sposobem opisu matematycznego jest rachunek wektorowy, który jest bardziej przejrzysty i co ważne – wspomaga intuicyjny sposób rozwiązywania problemu. Wersory łatwo sobie wyobrazić w przestrzeni i łatwo sprawdzić poprawność wyprowadzonych zależności dla przyjętych danych liczbowych.

W pracy przyjęto opis kinematyki za pomocą wersorów osi połączeń ruchowych i wersorów osi układów odniesienia. Wersory są opisane w ruchomym układzie odniesienia ramy (w oznaczeniach wielkości opisanych w układzie ramy nie ma górnego lewego indeksu).

W prezentowanym modelu kinematyki AZK przyjęto następujące założenia:

- wymiary ogniów istotnych z punktu widzenia kinematyki są nominalne i stałe,
- luzy w parach kinematycznych – nie występują.

Zadaniem analizy kinematycznej mechanizmu AZK jest:

- ustalenie warunków istnienia rozwiązań,
- określenie liczby konfiguracji i ustalenie konfiguracji, w jakiej pracuje mechanizm AZK,
- określenie zakresów przemieszczeń w parach kinematycznych,
- wyznaczenie zakresów przemieszczeń w napędach,
- określenie funkcji przeniesienia prędkości napędów na prędkość kabiny.

Zrealizowanie przedstawionych zadań umożliwią rozwiązania zadania prostego i odwrotnego kinematyki mechanizmu AZK. Zadanie proste kinematyki polega na wyznaczeniu położenia i przemieszczenia kątowego i liniowego kabiny i fotela, opisanych w układzie ramy maszyny, przy zadanych przemieszczeniach napędów 1, 4 i 5. Zadanie odwrotne kinematyki polega na wyznaczeniu przemieszczenia napędów 1, 4 i 5 dla założonych przemieszczenia kątowego i liniowego kabiny i fotela.

3.3.1. Położenia ogniów

W celu określenia położenia ogniów i napędów mechanizmu AZK wykorzystano dwa typy równań.

Pierwszy typ dotyczy trzech wersorów związanych równaniem:

$$u_i \mathbf{u}_i^o + u_j \mathbf{u}_j^o = u_k \mathbf{u}_k^o \quad (3.3)$$

Przy dwóch znanych modułach u_i , u_j wektorów \mathbf{u}_i , \mathbf{u}_j i ich wersorach \mathbf{u}_i^o , \mathbf{u}_j^o trzeci wersor wynosi (rys. 3.5a):

$$\mathbf{u}_k^o = \frac{u_i}{u_k} \mathbf{u}_i^o + \frac{u_j}{u_k} \mathbf{u}_j^o \quad (3.4)$$

gdzie:

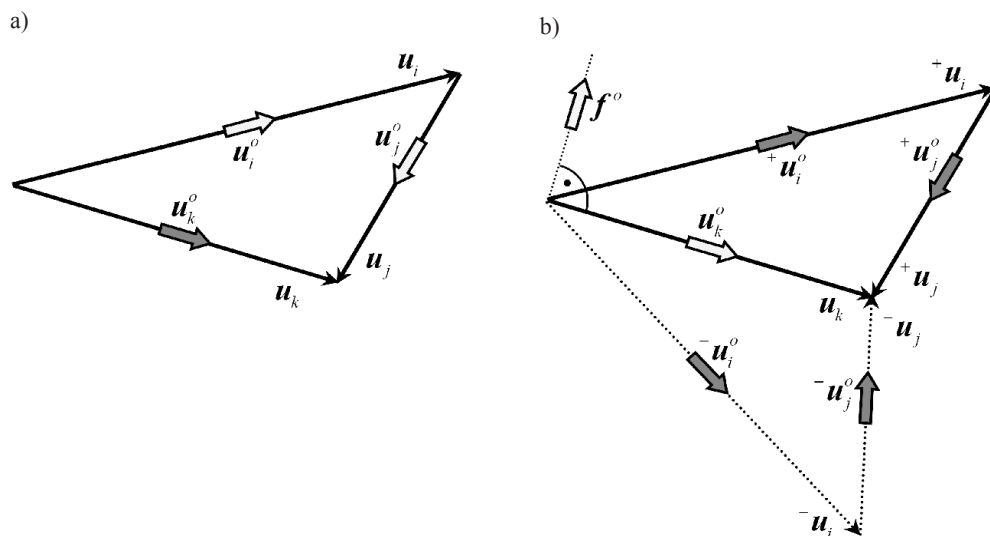
$$u_k = \sqrt{u_i^2 + u_j^2 + 2u_i u_j (\mathbf{u}_i^o \cdot \mathbf{u}_j^o)}$$

Jeżeli w równaniu (3.3) znane są moduły u_i , u_j , u_k i wektor \mathbf{u}_k^o , to pozostałe wersory wynoszą (rys. 3.5b):

$$\mathbf{u}_i^o = \pm \sqrt{1 - \left(\frac{u_i^2 - u_j^2 + u_k^2}{2u_k u_i} \right)^2} \mathbf{f}^o + \frac{u_i^2 - u_j^2 + u_k^2}{2u_k u_i} \mathbf{u}_k^o \quad (3.5)$$

$$\mathbf{u}_j^o = \mp \sqrt{\left(\frac{u_i}{u_j} \right)^2 - \left(\frac{u_i^2 - u_j^2 + u_k^2}{2u_k u_j} \right)^2} \mathbf{f}^o + \frac{u_j^2 - u_i^2 + u_k^2}{2u_k u_j} \mathbf{u}_k^o \quad (3.6)$$

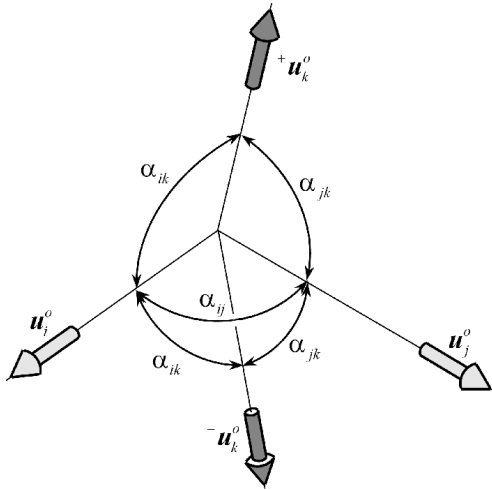
gdzie $\mathbf{f}^o \perp \mathbf{u}_k^o$, \mathbf{u}_k^o i \mathbf{f}^o – wyznaczają płaszczyznę wersorów \mathbf{u}_i^o i \mathbf{u}_j^o .



Rys. 3.5. Wersory i wektory równania trójkąta wektorowego

Kolejny użyteczny typ równania pozwala wyznaczyć nieznaną wersor, jeżeli są znane dwa inne wersory i trzy iloczyny skalarnie par wersorów (rys. 3.6) [k8]:

$$\mathbf{u}_k^o = \frac{c_{ik} - c_{ij}c_{jk}}{1 - c_{ij}^2} \mathbf{u}_i^o + \frac{c_{jk} - c_{ij}c_{ik}}{1 - c_{ij}^2} \mathbf{u}_j^o \pm \frac{\sqrt{1 - c_{ij}^2 - c_{ik}^2 - c_{jk}^2 + 2c_{ij}c_{ik}c_{jk}}}{1 - c_{ij}^2} (\mathbf{u}_i^o \times \mathbf{u}_j^o) \quad (3.7)$$



Rys. 3.6. Układ trzech wektorów

gdzie:

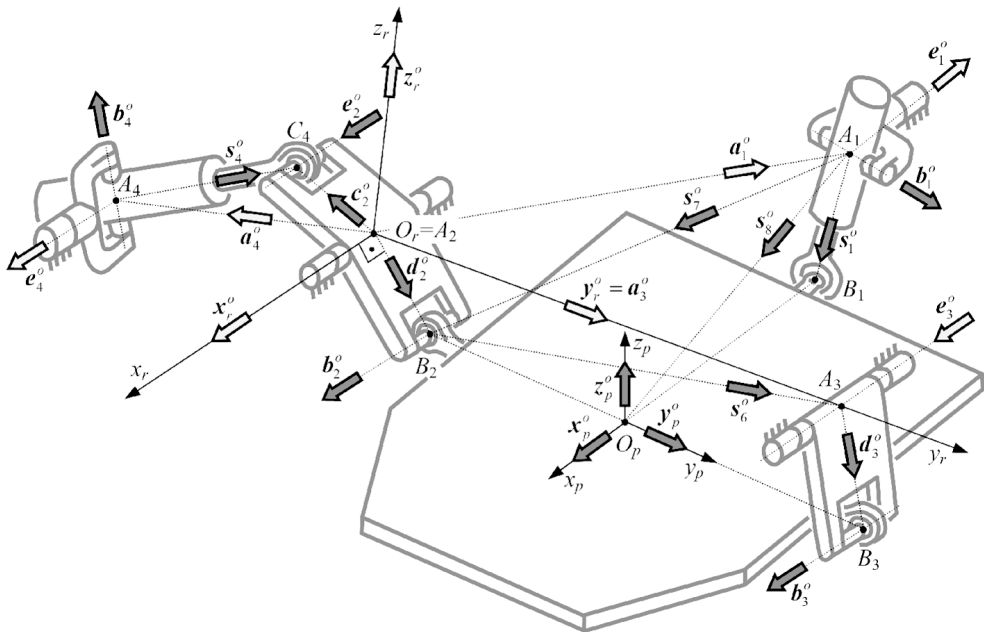
$$c_{ij} = \mathbf{u}_i^o \cdot \mathbf{u}_j^o = \cos \alpha_{ij},$$

$$c_{ik} = \mathbf{u}_i^o \cdot \mathbf{u}_k^o = \cos \alpha_{ik},$$

$$c_{jk} = \mathbf{u}_j^o \cdot \mathbf{u}_k^o = \cos \alpha_{jk}.$$

Dla trójki wektorów \mathbf{u}_i^o , \mathbf{u}_j^o , \mathbf{u}_k^o tworzących układ prawoskrętny znak przed pierwiastkiem powinien być dodatni, w przeciwnym przypadku – ujemny.

Na rysunku 3.7 przedstawiono wektory wykorzystywane w opisie położenia ogniw mechanizmu AZK. Środek układu ramy O_r jest punktem przecięcia



Rys. 3.7. Wektory modelu kinematycznego mechanizmu pionowania kabiny

wspólnej osi x_r wahliwych przegubów łączących wahacz 2 z ramą r i prostej do niej prostopadłej przechodzącej przez środek przegubu kulowego B_2 . Oś y_r przechodzi przez środek O_r i przecina oś obrotu wahacza 3 względem ramy r w punkcie A_3 . Wersory \mathbf{x}_r^o , \mathbf{y}_r^o , \mathbf{z}_r^o związane są z ramą maszyny r i znajdują się na kierunkach osi układu ramy. Środek układu platformy – O_p jest punktem przecięcia prostej (oś y_p) zawierającej punkty B_2 i B_3 i prostej do niej prostopadłej (oś x_p) przechodzącej przez punkt B_1 . Wersory \mathbf{x}_p^o , \mathbf{y}_p^o , \mathbf{z}_p^o określają kierunki osi układu odniesienia platformy p . Wersory \mathbf{c}_2^o i \mathbf{d}_2^o należą do wahacza 2 a wersor \mathbf{d}_3^o do wahacza 3. Wersory \mathbf{a}_1^o , $\mathbf{a}_3^o = \mathbf{y}_r^o$, \mathbf{a}_4^o są związane z ramą maszyny i określają kierunki od punktu O_r do punktów A_1, A_3, A_4 .

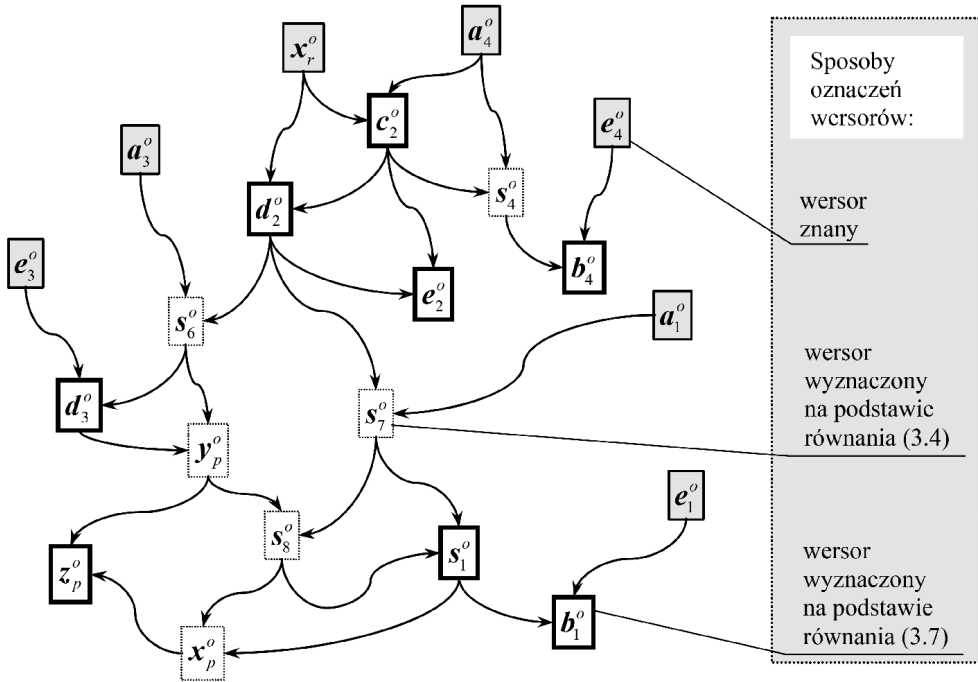
Wersory \mathbf{e}_2^o , \mathbf{b}_2^o określają osie osi, na których znajdują się środki czopów przegubów kulowych wahacza 2 ($C_4 B_2$), wersor \mathbf{b}_3^o określa oś osi, na której znajduje się środek czopu przegubu kulowego wahacza 3 (B_3), a wersor \mathbf{e}_3^o leży na osi przegubu obrotowego wahacza 3 (A_3). Kierunki osi siłowników 1 i 4 opisują wersory \mathbf{s}_1^o , \mathbf{s}_4^o . Wersory \mathbf{b}_1^o , \mathbf{e}_1^o opisują osie par obrotowych przegubu krzyżakowego siłownika 1, a wersory \mathbf{b}_4^o , \mathbf{e}_4^o opisują osie par obrotowych przegubu krzyżakowego siłownika 4. Wersory \mathbf{s}_6^o , \mathbf{s}_7^o i \mathbf{s}_8^o nie są związane z żadnym ogniwem, mają pomocniczy charakter i są użyteczne w procesie rozwiązywania zadania prostego położenia.

3.3.1.1. Proste zadanie położenia

Zadanie proste położenia polega na wyznaczeniu orientacji kabiny i pozycji jej punktu O_k – środka masy kabiny oraz na wyznaczeniu pozycji O_f – środka masy układu fotel–operator względem układu odniesienia ramy maszyny. Orientację kabiny determinują wersory kierunkowe osi układu odniesienia platformy: \mathbf{x}_p^o , \mathbf{y}_p^o , \mathbf{z}_p^o . Orientacja kabiny (jednocześnie platformy i fotela) i \mathbf{r}_{rk} – wektor wodzący środka masy kabiny względem środka układu odniesienia ramy zależą od dwóch zmiennych długości siłowników s_1, s_4 i znanych stałych wymiarów ogni mechanicznego AZK. Wektor wodzący środka masy układu fotel i operator \mathbf{r}_{rf} zależy od trzech zmiennych długości siłowników s_1, s_4, s_5 i znanych stałych wymiarów ogni mechanicznego AZK.

Rozwiązanie zadania prostego położenia ma jawną formę i polega na kolejnym wyznaczaniu wersorów, przy czym poszczególny wersor określa się na podstawie wcześniej znanych dwóch innych.

W rozpatrywanym mechanizmie AZK wyznacza się 14 wersorów. Algorytm kolejności wyznaczania wersorów przedstawiono na rys. 3.8. Wstępnie przyjęto za znane wersory związane z ramą maszyny: \mathbf{e}_1^o , \mathbf{e}_3^o , \mathbf{e}_4^o , \mathbf{x}_r^o , \mathbf{a}_1^o , $\mathbf{a}_3^o = \mathbf{y}_r^o$ i \mathbf{a}_4^o . Ponadto znane są iloczyny skalarne wersorów związanych z tym samym ogniwem mechanizmu oraz wymiary ogni.



Rys. 3.8. Algorytm kolejności wyznaczania wersorów

Wersor \mathbf{c}_2^o wyznaczono na podstawie znanych wersorów $\mathbf{a}_4^o = [a_{4x}^o, a_{4y}^o, a_{4z}^o]^T$ i $\mathbf{x}_r^o = [1, 0, 0]^T$:

$$\mathbf{c}_2^o = \frac{c_{42} - c_{4r}c_{r2}}{1 - c_{4r}^2} \mathbf{a}_4^o + \frac{c_{r2} - c_{4r}c_{42}}{1 - c_{4r}^2} \mathbf{x}_r^o \pm \frac{\sqrt{1 - c_{4r}^2 - c_{42}^2 - c_{r2}^2 + 2c_{4r}c_{42}c_{r2}}}{1 - c_{4r}^2} (\mathbf{a}_4^o \times \mathbf{x}_r^o) \quad (3.8)$$

gdzie:

$$c_{4r} = \mathbf{a}_4^o \cdot \mathbf{x}_r^o,$$

$$c_{42} = \frac{c_2^2 + a_4^2 - s_4^2}{2c_2 a_4},$$

$$c_2 = O_r C_4,$$

$$a_4 = O_r A_4,$$

$$c_{r2} = \mathbf{x}_r^o \cdot \mathbf{c}_2^o = \cos \angle(\mathbf{x}_r^o, \mathbf{c}_2^o),$$

$\angle(\mathbf{x}_r^o, \mathbf{c}_2^o)$ – znany stały kąt.

Wersor \mathbf{s}_4^o wyznaczono na podstawie \mathbf{a}_4^o i \mathbf{c}_2^o :

$$\mathbf{s}_4^o = -\frac{a_4}{s_4} \mathbf{a}_4^o + \frac{c_2}{s_4} \mathbf{c}_2^o \quad (3.9)$$

Wersor \mathbf{b}_4^o wyznaczono na podstawie \mathbf{e}_4^o i \mathbf{s}_4^o :

$$\begin{aligned} \mathbf{b}_4^o = & \frac{c_{44} - c_{44*}c_{44\#}}{1 - c_{44*}^2} \mathbf{e}_4^o + \frac{c_{44\#} - c_{44*}c_{44}}{1 - c_{44*}^2} \mathbf{s}_4^o \pm \\ & \pm \frac{\sqrt{1 - c_{44*}^2 - c_{44}^2 - c_{44\#}^2 + 2c_{44*}c_{44}c_{44\#}}}{1 - c_{44*}^2} (\mathbf{e}_4^o \times \mathbf{s}_4^o) \end{aligned} \quad (3.10)$$

gdzie:

$$c_{44} = \mathbf{e}_4^o \cdot \mathbf{b}_4^o = \cos \angle(\mathbf{e}_4^o, \mathbf{b}_4^o),$$

$$c_{44*} = \mathbf{e}_4^o \cdot \mathbf{s}_4^o,$$

$$c_{44\#} = \mathbf{s}_4^o \cdot \mathbf{b}_4^o = \cos \angle(\mathbf{s}_4^o, \mathbf{b}_4^o),$$

$\angle(\mathbf{e}_4^o, \mathbf{b}_4^o)$ i $\angle(\mathbf{s}_4^o, \mathbf{b}_4^o)$ – znane stałe kąty.

Wersor \mathbf{d}_2^o wyznaczono na podstawie \mathbf{x}_r^o i \mathbf{c}_2^o :

$$\begin{aligned} \mathbf{d}_2^o = & \frac{c_{r2} - c_{r2*}c_{22}}{1 - c_{r2*}^2} \mathbf{x}_r^o + \frac{c_{22} - c_{r2}c_{r2*}}{1 - c_{r2*}^2} \mathbf{c}_2^o \pm \\ & \pm \frac{\sqrt{1 - c_{r2*}^2 - c_{r2}^2 - c_{22}^2 + 2c_{r2*}c_{r2}c_{22}}}{1 - c_{r2*}^2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{c}_2^o) \end{aligned} \quad (3.11)$$

gdzie:

$$c_{r2*} = \mathbf{x}_r^o \cdot \mathbf{d}_2^o = 0,$$

$$c_{22} = \mathbf{c}_2^o \cdot \mathbf{d}_2^o = \cos \angle(\mathbf{c}_2^o, \mathbf{d}_2^o),$$

$\angle(\mathbf{c}_2^o, \mathbf{d}_2^o)$ – znany stały kąt.

Wersor \mathbf{e}_2^o wyznaczono na podstawie \mathbf{c}_2^o i \mathbf{d}_2^o :

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_2^o = & \frac{c_{22*} - c_{22}c_{22\#}}{1 - c_{22}^2} \mathbf{c}_2^o + \frac{c_{22\#} - c_{22}c_{22*}}{1 - c_{22}^2} \mathbf{d}_2^o \pm \\ & \pm \frac{\sqrt{1 - c_{22}^2 - c_{22*}^2 - c_{22\#}^2 + 2c_{22}c_{22*}c_{22\#}}}{1 - c_{22}^2} (\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{d}_2^o) \end{aligned} \quad (3.12)$$

gdzie:

$$c_{22*} = \mathbf{c}_2^o \cdot \mathbf{e}_2^o = \cos \angle(\mathbf{c}_2^o, \mathbf{e}_2^o),$$

$$c_{22\#} = \mathbf{d}_2^o \cdot \mathbf{e}_2^o = \cos \angle(\mathbf{d}_2^o, \mathbf{e}_2^o),$$

$\angle(\mathbf{c}_2^o, \mathbf{e}_2^o)$ i $\angle(\mathbf{d}_2^o, \mathbf{e}_2^o)$ – znane stałe kąty.

Wersor \mathbf{s}_6^o wyznaczono na podstawie \mathbf{d}_2^o i $\mathbf{a}_3^o = \mathbf{y}_r^o = [0, 1, 0]^T$:

$$\mathbf{s}_6^o = -\frac{d_2}{s_6} \mathbf{d}_2^o + \frac{a_3}{s_6} \mathbf{a}_3^o \quad (3.13)$$

gdzie:

$$s_6 = \sqrt{d_2^2 + a_3^2 - 2d_2a_3(\mathbf{d}_2^o \cdot \mathbf{a}_3^o)},$$

$$d_2 = O_r B_2,$$

$$a_3 = O_r A_3.$$

Wersor \mathbf{d}_3^o wyznaczono na podstawie \mathbf{s}_6^o i $\mathbf{e}_3^o = [\mathbf{e}_{3x}^o, \mathbf{e}_{3y}^o, \mathbf{e}_{3z}^o]^T$:

$$\mathbf{d}_3^o = \frac{c_{63*} - c_{63}c_{33}}{1 - c_{63}^2} \mathbf{s}_6^o + \frac{c_{33} - c_{63}c_{63*}}{1 - c_{63}^2} \mathbf{e}_3^o \pm \frac{\sqrt{1 - c_{63}^2 - c_{63*}^2 - c_{33}^2 + 2c_{63}c_{63*}c_{33}}}{1 - c_{63}^2} (\mathbf{s}_6^o \times \mathbf{e}_3^o) \quad (3.14)$$

gdzie:

$$c_{63} = \mathbf{s}_6^o \cdot \mathbf{e}_3^o,$$

$$c_{63*} = \mathbf{s}_6^o \cdot \mathbf{d}_3^o = \frac{b_{23}^2 - s_6^2 - d_3^3}{2s_6d_3},$$

$$c_{33} = \mathbf{e}_3^o \cdot \mathbf{d}_3^o = \cos \angle(\mathbf{d}_3^o, \mathbf{e}_3^o),$$

$$d_3 = A_3 B_3,$$

$$b_{23} = B_2 B_3.$$

Wersor \mathbf{y}_p^o wyznaczono na podstawie \mathbf{s}_6^o i \mathbf{d}_3^o :

$$\mathbf{y}_p^o = \frac{s_6}{b_{23}} \mathbf{s}_6^o + \frac{d_3}{b_{23}} \mathbf{d}_3^o \quad (3.15)$$

Wersor \mathbf{s}_7^o wyznaczono na podstawie \mathbf{d}_2^o i $\mathbf{a}_1^o = [a_{1x}^o, a_{1y}^o, a_{1z}^o]^T$:

$$\mathbf{s}_7^o = -\frac{d_2}{s_7} \mathbf{d}_2^o + \frac{a_1}{s_7} \mathbf{a}_1^o \quad (3.16)$$

gdzie:

$$s_7 = \sqrt{d_2^2 + a_1^2 - 2d_2 a_1 (\mathbf{d}_2^o \cdot \mathbf{a}_1^o)},$$

$$a_1 = A_2 A_1.$$

Wersor \mathbf{s}_8^o wyznaczono na podstawie \mathbf{s}_7^o i \mathbf{y}_p^o :

$$\mathbf{s}_8^o = \frac{s_7}{s_8} \mathbf{s}_7^o + \frac{b_2}{s_8} \mathbf{y}_p^o \quad (3.17)$$

gdzie:

$$s_8 = \sqrt{s_7^2 + b_2^2 - 2s_7 b_2 (\mathbf{s}_7^o \cdot \mathbf{y}_p^o)},$$

$$b_2 = O_p B_2.$$

Wersor \mathbf{s}_1^o wyznaczono na podstawie \mathbf{s}_7^o i \mathbf{s}_8^o :

$$\mathbf{s}_1^o = \frac{c_{71} - c_{78} c_{81}}{1 - c_{78}^2} \mathbf{s}_7^o + \frac{c_{81} - c_{78} c_{71}}{1 - c_{78}^2} \mathbf{s}_8^o \pm \frac{\sqrt{1 - c_{78}^2 - c_{71}^2 - c_{81}^2 + 2c_{78} c_{71} c_{81}}}{1 - c_{78}^2} (\mathbf{s}_7^o \times \mathbf{s}_8^o) \quad (3.18)$$

gdzie:

$$c_{71} = \frac{s_7^2 + s_1^2 - b_{12}^2}{2s_1 s_7},$$

$$c_{78} = \frac{s_7^2 + s_8^2 - b_2^2}{2s_7s_8},$$

$$c_{81} = \frac{s_8^2 + s_1^2 - b_1^2}{2s_1s_8},$$

$$b_1 = O_p B_1,$$

$$b_{12} = B_1 B_2.$$

Wersor \mathbf{b}_1^o wyznaczono na podstawie $\mathbf{e}_1^o = [e_{1x}^o, e_{1y}^o, e_{1z}^o]^T$ i \mathbf{s}_1^o :

$$\begin{aligned} \mathbf{b}_1^o = & \frac{c_{11} - c_{11*}c_{11\#}}{1 - c_{11*}^2} \mathbf{e}_1^o + \frac{c_{11\#} - c_{11*}c_{11}}{1 - c_{11*}^2} \mathbf{s}_1^o \pm \\ & \pm \frac{\sqrt{1 - c_{11*}^2 - c_{11}^2 - c_{11\#}^2 + 2c_{11*}c_{11}c_{11\#}}}{1 - c_{11*}^2} (\mathbf{e}_1^o \times \mathbf{s}_1^o) \end{aligned} \quad (3.19)$$

gdzie:

$$c_{11*} = \mathbf{e}_1^o \cdot \mathbf{s}_1^o,$$

$$c_{11} = \mathbf{e}_1^o \cdot \mathbf{b}_1^o = \cos \angle(\mathbf{e}_1^o, \mathbf{b}_1^o),$$

$$c_{11\#} = \mathbf{s}_1^o \cdot \mathbf{b}_1^o = \cos \angle(\mathbf{s}_1^o, \mathbf{b}_1^o),$$

$\angle(\mathbf{e}_1^o, \mathbf{b}_1^o)$ i $\angle(\mathbf{s}_1^o, \mathbf{b}_1^o)$ – znane stałe kąty.

Wersor \mathbf{x}_p^o wyznaczono na podstawie \mathbf{s}_1^o i \mathbf{s}_8^o :

$$\mathbf{x}_p^o = -\frac{s_1}{b_1} \mathbf{s}_1^o + \frac{s_8}{b_1} \mathbf{s}_8^o \quad (3.20)$$

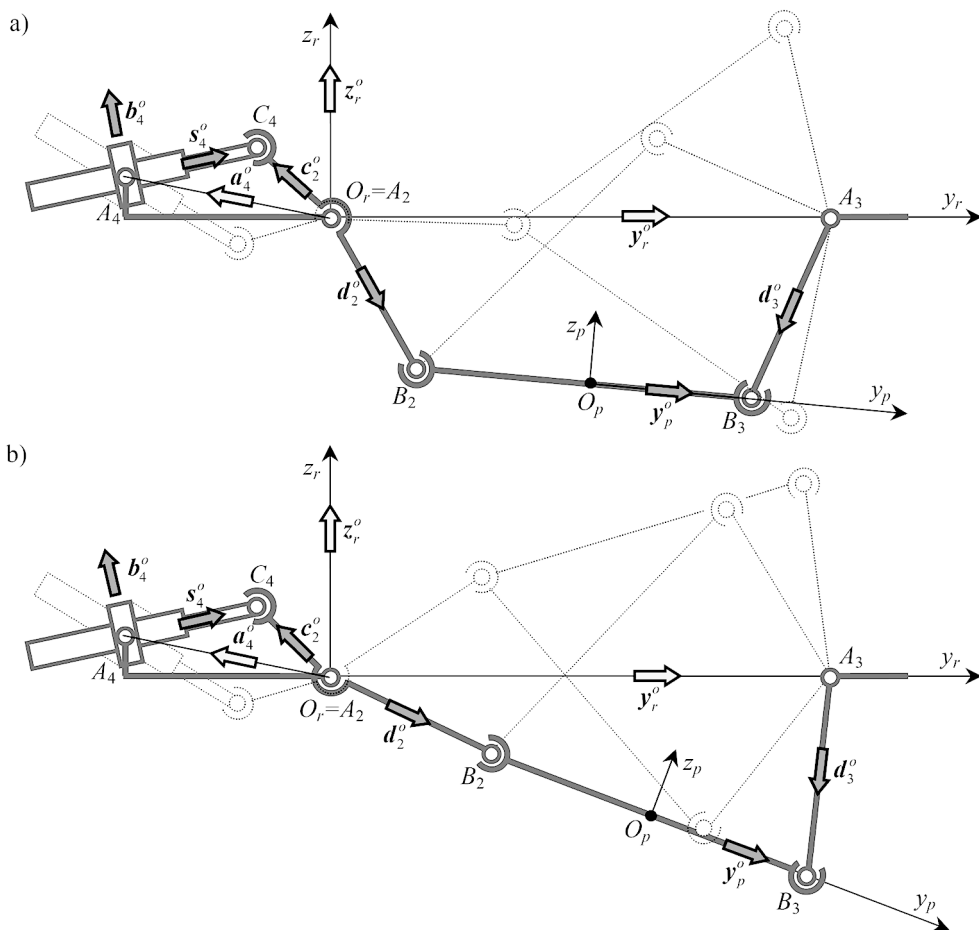
Wersor \mathbf{z}_p^o wyznaczono na podstawie \mathbf{x}_p^o i \mathbf{y}_p^o :

$$\mathbf{z}_p^o = \mathbf{x}_p^o \times \mathbf{y}_p^o \quad (3.21)$$

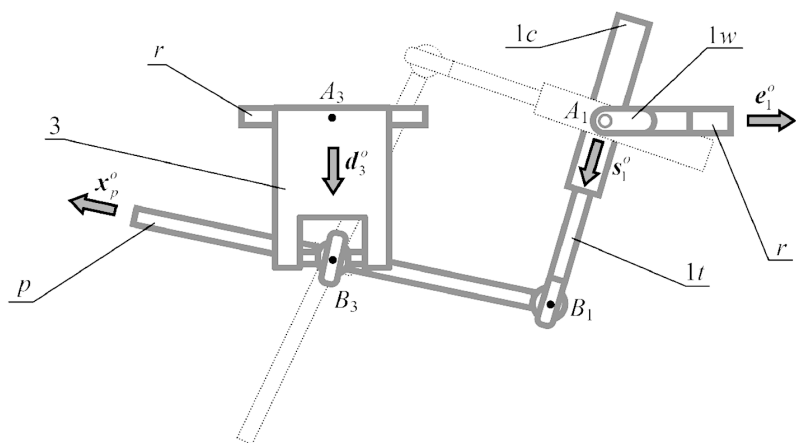
W rozwiązaniu zadania prostego dotyczącego położeń korzystano siedmiokrotnie z zależności (3.7), w której występują dwa różne znaki \pm przed pierwiastkiem. W odniesieniu do równań (3.8), (3.11) i (3.12) znaki \pm są uzależnione od siebie, ponieważ wersory \mathbf{c}_2^o , \mathbf{d}_2^o i \mathbf{e}_2^o związane są z tym samym wahaczem 2.

Z trójki wektorów \mathbf{c}_2^o , \mathbf{d}_2^o i \mathbf{e}_2^o , tworzących układ lewoskrętny, wyznaczenie jednego jest zależne od dwóch pozostałych.

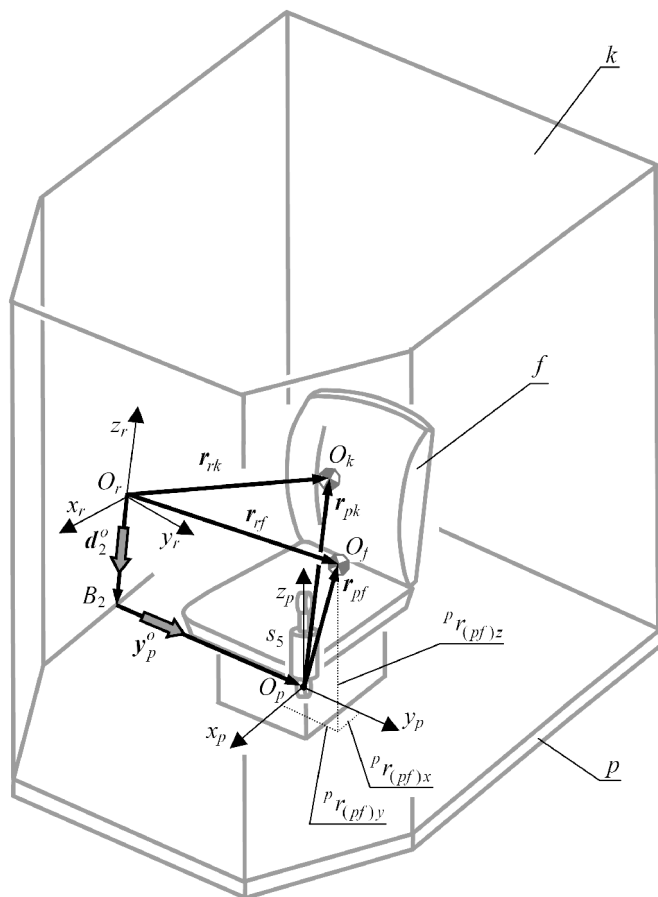
Odpowiednio do liczby $7 - 1$ niezależnych podwójnych rozgałęzień, może występować $2^{7-1} = 64$ konfiguracji, według których można zmontować ten mechanizm. Na rysunku 3.9 przedstawiono po cztery konfiguracje dla dwóch możliwych połączeń wahacza 2 przy tej samej długości s_4 . Kolejne dwie konfiguracje wynikają ze wzoru (3.18), rys. 3.10. Przy ustalonych długościach siłowników 1 i 4 platforma może przyjmować 16 różnych konfiguracji, co oznacza 16 różnych położeń platformy p . Pozostałe konfiguracje wynikają z możliwości ustawienia widełek połączeń krzyżakowych $1w$ i $4w$ na cztery różne sposoby, przy czym nie wpływa to już na zmianę położenia platformy p . Działanie rzeczywistego mechanizmu AZK (w którym platforma zajmuje dolne położenie) przewidziane jest w konfiguracji określonej kolejno znakami w równaniach (3.8), (3.11), (3.14), (3.18): (+, +, +, -).



Rys. 3.9. Schemat ilustrujący liczbę konfiguracji mechanizmu AZK



Rys. 3.10. Schemat ilustrujący dwie konfiguracje w zależności od ustawienia napędu 1



Rys. 3.11. Wektory wodzące środków mas kabiny i fotela

Na podstawie wzorów (3.15), (3.20) i (3.21) wyznaczono wersory platformy p , co umożliwia określenie ${}^p_r\mathbf{R}$ – macierzy orientacji układu odniesienia platformy względem układu ramy:

$${}^p_r\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_p^o \cdot \mathbf{x}_r^o & \mathbf{y}_p^o \cdot \mathbf{x}_r^o & \mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{x}_r^o \\ \mathbf{x}_p^o \cdot \mathbf{y}_r^o & \mathbf{y}_p^o \cdot \mathbf{y}_r^o & \mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{y}_r^o \\ \mathbf{x}_p^o \cdot \mathbf{z}_r^o & \mathbf{y}_p^o \cdot \mathbf{z}_r^o & \mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{z}_r^o \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

Dopełnieniem rozwiązania zadania prostego położenia jest wyznaczenie pozycji punktów O_k i O_f w zależności od s_1, s_4 , i s_5 . Wektor wodzący poprowadzony ze środka układu odniesienia ramy O_r do punktu O_f wynosi (rys. 3.11):

$$\mathbf{r}_{rf} = d_2 \mathbf{d}_2^o + b_2 \mathbf{y}_p^o + {}^p_r\mathbf{R} {}^p\mathbf{r}_{pf} \quad (3.23)$$

gdzie:

$${}^p\mathbf{r}_{pf} = [{}^p r_{(pf)x} \quad {}^p r_{(pf)y} \quad {}^p r_{(pf)z}]^T - \text{wektor wodzący punktu } O_f \text{ w układzie platformy,}$$

$${}^p r_{(pf)z} = {}^p r_{(pf)} + s_5 - \text{zmienna współrzędna pionowa fotela ustalana przez napęd 5 podnoszenia fotela,}$$

$${}^p r_{(pf)x}, {}^p r_{(pf)y}, {}^p r_{(pf)} - \text{stałe współrzędne.}$$

Wektor wodzący poprowadzony ze środka układu odniesienia ramy O_r do punktu O_k wynosi:

$$\mathbf{r}_{rk} = d_2 \mathbf{d}_2^o + b_2 \mathbf{y}_p^o + {}^p_r\mathbf{R} {}^p\mathbf{r}_{pk} \quad (3.24)$$

gdzie:

$${}^p\mathbf{r}_{pk} = [{}^p r_{(pk)x} \quad {}^p r_{(pk)y} \quad {}^p r_{(pk)z}]^T - \text{wektor wodzący punktu } O_k \text{ w układzie platformy,}$$

$${}^p r_{(pk)x}, {}^p r_{(pk)y}, {}^p r_{(pk)z} - \text{stałe współrzędne.}$$

3.3.1.2. Odwrotne zadanie położenia

Zadanie odwrotne położenia mechanizmu AZK w układzie współrzędnych ramy maszyny dotyczy siłowników 1 i 4, które mają za zadanie ustawić platformę p w poziomej pozycji. Jej ustawienie odnoszone jest do wersora sił ciężkości \mathbf{z}_g^o (rys. 3.12), który może być opisany w układzie ramy:

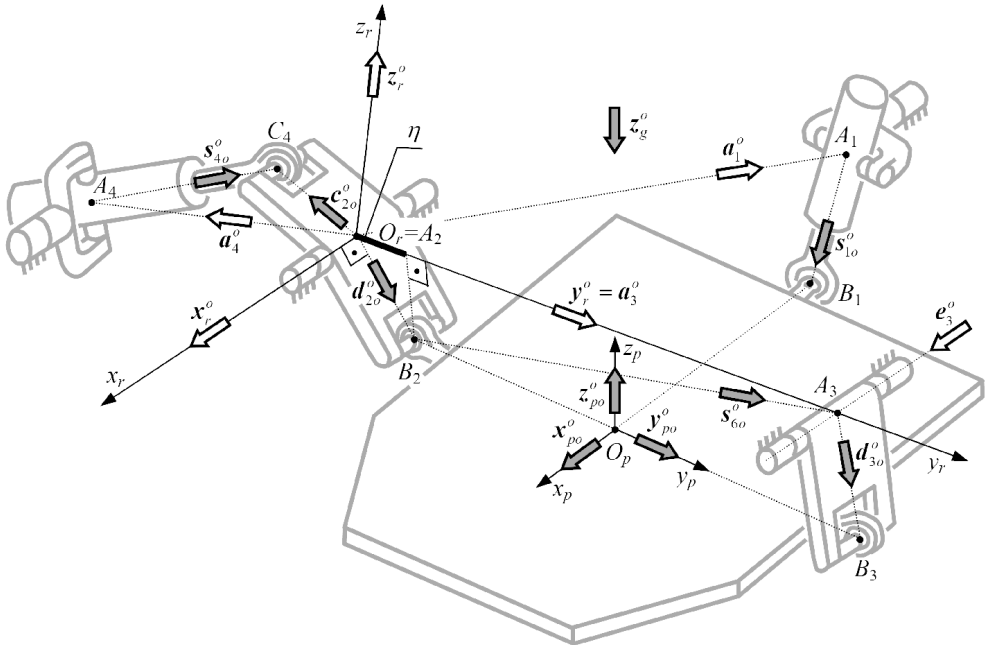
$$\mathbf{z}_g^o = {}^r_h\mathbf{R} {}^h\mathbf{z}_g^o \quad (3.25)$$

gdzie:

${}^h z_g^o = [0 \quad 0 \quad -1]^T$ – wektor sił ciężkości wyrażony w układzie $\{O_h x_h y_h z_h\}$ (rys. 2.5),

${}^r R_h$ – macierz rotacji układu $\{O_h x_h y_h z_h\}$ do układu $\{O_r x_r y_r z_r\}$, wyznaczona na podstawie kątów przechyłów mierzonych za pomocą układu pomiarowego.

Rozwiązanie zadania odwrotnego położenia polega na wyznaczeniu długości siłowników s_{1o} i s_{4o} odpowiadających założonej, oczekiwanej orientacji platformy względem układu ramy maszyny, wyrażonej przez współrzędne wektorów x_{po}^o , y_{po}^o i z_{po}^o . W rozwiązaniu zadania odwrotnego rozpatruje się już ustaloną konfigurację pracy mechanizmu AZK (+, +, +, -). W rzeczywistości kabina będzie osiągała położenie zbliżone do położenia oczekiwanego. Wielkości oczekiwane (odróżnione dolnym indeksem o) w wyniku rozwiązania zadania odwrotnego posłużą do obliczenia uchybów potrzebnych w procesie regulacji. Zwrot wektora pionowej osi kabiny powinien być przeciwny do zwrotu wektora sił ciężkości: $z_{po}^o = -z_g^o$.



Rys. 3.12. Schemat ilustrujący rozwiązanie zadania odwrotnego położenia

Wprowadza się zmienną pomocniczą $\eta(s_4) = d_2^o \cdot y_r^o = d_2^o \cdot a_3^o = d_{2y}^o$, która posłuży do wyznaczenia kolejnych wektorów:

$$\mathbf{s}_6^o(\eta) = -\frac{d_2}{s_6(\eta)} \mathbf{d}_2^o(\eta) + \frac{a_3}{s_6(\eta)} \mathbf{a}_3^o \quad (3.26)$$

gdzie:

$$\mathbf{d}_2^o(\eta) = \left[0, \eta, -\sqrt{1-\eta^2} \right]^T,$$

$$s_6(\eta) = \sqrt{d_2^2 + a_3^2 - 2d_2a_3\eta}.$$

Wersor $\mathbf{d}_3^o(\eta)$ wyznaczono na podstawie $\mathbf{s}_6^o(\eta)$ i \mathbf{e}_3^o :

$$\begin{aligned} \mathbf{d}_3^o(\eta) = & \frac{c_{63^*}(\eta) - c_{63}(\eta)c_{33}}{1 - c_{63}^2(\eta)} \mathbf{s}_6^o(\eta) + \frac{c_{33} - c_{63}(\eta)c_{63^*}(\eta)}{1 - c_{63}^2(\eta)} \mathbf{e}_3^o + \\ & + \frac{\sqrt{1 - c_{63}^2(\eta) - c_{63^*}^2(\eta) - c_{33}^2 + 2c_{63}(\eta)c_{63^*}(\eta)c_{33}}}{1 - c_{63}^2(\eta)} [\mathbf{s}_6^o(\eta) \times \mathbf{e}_3^o] \end{aligned} \quad (3.27)$$

gdzie:

$$c_{63}(\eta) = \mathbf{s}_6^o(\eta) \cdot \mathbf{e}_3^o,$$

$$c_{63^*}(\eta) = \frac{s_6^2(\eta) + d_3^3 - b_{23}^2}{2s_6(\eta)d_3},$$

$$c_{33} = \mathbf{e}_3^o \cdot \mathbf{d}_3^o.$$

Wersor $\mathbf{y}_p^o(\eta)$ wyznaczono na podstawie $\mathbf{s}_6^o(\eta)$ i $\mathbf{d}_3^o(\eta)$:

$$\mathbf{y}_p^o(\eta) = \frac{s_6(\eta)}{b_{23}} \mathbf{s}_6^o(\eta) + \frac{d_3}{b_{23}} \mathbf{d}_3^o(\eta) \quad (3.28)$$

Wprowadza się funkcję więzów:

$$f(\eta) = \mathbf{y}_p^o(\eta) \cdot \mathbf{z}_{po}^o \quad (3.29)$$

Miejsca zerowe funkcji $f(\eta)$ odpowiadają warunkowi ortogonalności wersorów osi układu platformy. Pierwiastek równania (3.29); η_o uzyskany metodą iteracyjną służy do wyznaczenia oczekiwanych wersorów: $\mathbf{s}_{6o}^o = \mathbf{s}_6^o(\eta_o)$, $s_{6o} = s_6(\eta_o)$, $\mathbf{d}_{2o}^o = \mathbf{d}_2^o(\eta_o)$, $\mathbf{d}_{3o}^o = \mathbf{d}_3^o(\eta_o)$ i $\mathbf{y}_{po}^o = \mathbf{y}_p^o(\eta_o)$. Dalsze rozwiązanie zadania odwrotnego położeń ma już jawny charakter.

Wersor \mathbf{x}_{po}^o wyznaczono na podstawie \mathbf{y}_{po}^o , \mathbf{z}_{po}^o :

$$\mathbf{x}_{po}^o = \mathbf{y}_{po}^o \times \mathbf{z}_{po}^o \quad (3.30)$$

Oczekiwaną długość siłownika 1 i wersor jego osi wyznaczono na podstawie wieloboku $A_1 A_2 B_2 O_p B_1$:

$$s_{1o} = \sqrt{(\mathbf{s}_{1o} \cdot \mathbf{x}_r^o)^2 + (\mathbf{s}_{1o} \cdot \mathbf{y}_r^o)^2 + (\mathbf{s}_{1o} \cdot \mathbf{z}_r^o)^2} \quad (3.31)$$

gdzie:

$$\mathbf{s}_{1o}^o = \frac{\mathbf{s}_{1o}}{s_{1o}},$$

$$\mathbf{s}_{1o} = d_2 \mathbf{d}_{2o}^o + b_2 \mathbf{y}_{po}^o - a_1 \mathbf{a}_1^o - b_1 \mathbf{x}_{po}^o \quad \text{– wektor siłownika 1.}$$

Wersor \mathbf{c}_{2o}^o wyznaczono na podstawie \mathbf{x}_r^o i \mathbf{d}_{2o}^o :

$$\begin{aligned} \mathbf{c}_{2o}^o = & \frac{c_{r2} - c_{r2^*} c_{22}}{1 - c_{r2^*}^2} \mathbf{x}_r^o + \frac{c_{22} - c_{r2} c_{r2^*}}{1 - c_{r2^*}^2} \mathbf{d}_{2o}^o - \\ & - \frac{\sqrt{1 - c_{r2^*}^2 - c_{r2}^2 - c_{22}^2 + 2c_{r2^*} c_{r2} c_{22}}}{1 - c_{r2^*}^2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_{2o}^o) \end{aligned} \quad (3.32)$$

gdzie:

$$c_{r2} = \mathbf{x}_r^o \cdot \mathbf{c}_2^o = \cos \angle(\mathbf{x}_r^o, \mathbf{c}_2^o),$$

$$c_{r2^*} = \mathbf{x}_r^o \cdot \mathbf{d}_2^o = 0,$$

$$c_{22} = \mathbf{c}_{2o}^o \cdot \mathbf{d}_{2o}^o = \cos \angle(\mathbf{c}_{2o}^o, \mathbf{d}_{2o}^o),$$

$$\angle(\mathbf{c}_{2o}^o, \mathbf{d}_{2o}^o), \angle(\mathbf{x}_r^o, \mathbf{c}_2^o) \quad \text{– znane stałe kąty.}$$

Oczekiwaną długość siłownika 4 i jego wersor wyznaczono na podstawie trójkąta $A_4 A_2 C_4$:

$$s_{4o} = \sqrt{(\mathbf{s}_{4o} \cdot \mathbf{x}_r^o)^2 + (\mathbf{s}_{4o} \cdot \mathbf{y}_r^o)^2 + (\mathbf{s}_{4o} \cdot \mathbf{z}_r^o)^2} \quad (3.33)$$

gdzie:

$$\mathbf{s}_{4o}^o = \frac{\mathbf{s}_{4o}}{s_{4o}},$$

$$\mathbf{s}_{4o} = c_2 \mathbf{c}_{2o}^o - a_4 \mathbf{a}_4^o \quad \text{– wektor siłownika 4.}$$

Iteracyjne wyznaczenie miejsc zerowych funkcji (3.29) wymaga użycia takiej wartości początkowej parametru η_b , która spowoduje zbieżność kolejnych rozwiązań do wartości η_o z dopuszczalnym odchyleniem. Proponuje się wyznaczenie η_b w sposób jawny przy założeniu, że $\mathbf{e}_{3b}^o \parallel \mathbf{x}_r^o$ i $\mathbf{d}_{3b}^o \perp \mathbf{e}_{3b}^o$. Wtedy wersor \mathbf{y}_p^o określa się na podstawie \mathbf{x}_r^o i \mathbf{z}_{po}^o :

$$\mathbf{y}_{pb}^o = \frac{c_{rp} - c_{rp}^* c_{pp}}{1 - c_{rp}^2} \mathbf{x}_r^o + \frac{c_{pp} - c_{rp}^* c_{rp}}{1 - c_{rp}^2} \mathbf{z}_{po}^o + \frac{\sqrt{1 - c_{rp}^2 - c_{rp}^2 - c_{pp}^2 + 2c_{rp}^* c_{rp} c_{pp}}}{1 - c_{rp}^2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{z}_{po}^o) \quad (3.34)$$

gdzie:

$$c_{rp} = \mathbf{x}_r^o \cdot \mathbf{y}_p^o = 0,$$

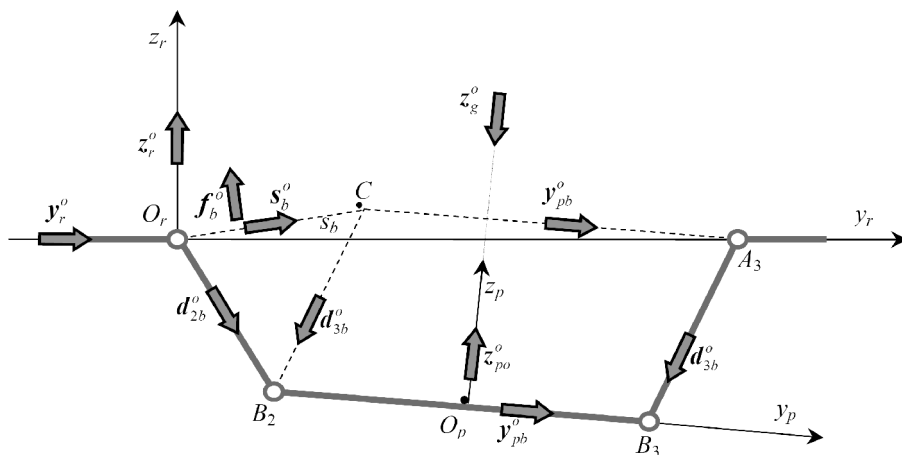
$$c_{rp}^* = \mathbf{x}_r^o \cdot \mathbf{z}_{po}^o = z_{pox}^o,$$

$$c_{pp} = \mathbf{y}_p^o \cdot \mathbf{z}_{po}^o = 0.$$

Z trójkąta $O_r A_3 C$ należy wyznaczyć moduł wektora pomiędzy punktami O_r i C oraz jego wersor (rys. 3.13):

$$s_b = \sqrt{a_{23}^2 + b_{23}^2 - 2a_{23}b_{23}(\mathbf{y}_{pb}^o \cdot \mathbf{y}_r^o)} \quad (3.35)$$

$$\mathbf{s}_b^o = \frac{a_{23}\mathbf{y}_r^o - b_{23}\mathbf{y}_{pb}^o}{s_b} \quad (3.36)$$



Rys. 3.13. Schemat ilustrujący sposób wyznaczenia η_b

Trójkąt O_rCB_2 można opisać równaniem:

$$s_b s_b^o = d_2 d_{2b}^o - d_3 d_{3b}^o \quad (3.37)$$

Wtedy na podstawie (3.5) wektor d_{2b}^o jest równy:

$$d_{2b}^o = -\sqrt{1 - \left(\frac{d_2^2 - d_3^2 + s_b^2}{2s_b d_2} \right)^2} f_b^o + \frac{d_2^2 - d_3^2 + s_b^2}{2s_b d_2} s_b^o \quad (3.38)$$

gdzie: $f_b^o = \mathbf{x}_r^o \times s_b^o$.

Ostatecznie startowa wartość η_b w procesie iteracyjnego wyznaczenia rozwiązania równania (3.29) wynosi:

$$\eta_b = d_{2p}^o \cdot \mathbf{y}_r^o = d_{2py}^o \quad (3.39)$$

3.3.2. Prędkości ogniw

Równania prędkości wyznaczono w wyniku różniczkowania względem czasu równań więzów, zapisanych w postaci równań zamknięcia odpowiednich wieloboków wektorowych, w których wektory są związane z ogniwami mechanizmu:

$$\sum_{i=1}^n u_i \mathbf{u}_i^o = \mathbf{0} \quad (3.40)$$

gdzie:

- \mathbf{u}_i^o – wektor podłużnej osi ogniwa i , przechodzącej przez środki połączeń ruchowych,
- u_i – długość ogniwa i (moduł wektora), tzn. odległość pomiędzy środkami połączeń ruchowych,
- $\mathbf{0}$ – wektor zerowy $\mathbf{0} = [0, 0, 0]^T$.

Pochodna względem czasu równania (3.40) przyjmuje postać:

$$\sum_{i=1}^n [\dot{u}_i \mathbf{u}_i^o + u_i (\boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{u}_i^o)] = \mathbf{0} \quad (3.41)$$

gdzie:

- $\boldsymbol{\omega}_i$ – wektor prędkości kątowej i -tego ogniwa, $\boldsymbol{\omega}_i \perp \mathbf{u}_i^o$,
- \dot{u}_i – prędkość zmiany długości ogniwa (w przypadku mechanizmu AZK oznacza prędkości napędów liniowych; $\dot{u}_i = \dot{s}_i$ ($i = 1, 4, 5$), w przypadku ogniwa o stałej długości $\dot{u}_j = 0$).

Wektor ω_i prędkości kątowej i -tego ogniwa można przedstawić jako złożenie wektorów składowych o kierunkach wersorów ogniwa mechanizmu AZK. Przy czym liczba składowych może być od jednego do trzech i jest zależna od struktury rozpatrywanego łańcucha kinematycznego:

$$\omega_i = \sum_{k=1}^m \omega_{i,k} \mathbf{u}_k^o, \quad m = 1, 2, 3 \quad (3.42)$$

W celu wyznaczenia modułów $\omega_{i,k}$ składowych prędkości kątowych wektory równania prędkości (3.41), rzutuje się na wybrany kierunek, określony wersorem \mathbf{u}_j^o $1 \leq j \leq n$. Wybór kierunku rzutowania dyktowany jest potrzebą eliminacji z równania (3.41) wektorów prostopadłych do \mathbf{u}_j^o .

$$\sum_{i=1}^n \{ \dot{u}_i (\mathbf{u}_i^o \cdot \mathbf{u}_j^o) + u_i \sum_{k=1}^m \omega_{i,k} [(\mathbf{u}_k^o \times \mathbf{u}_i^o) \cdot \mathbf{u}_j^o] \} = 0 \quad (3.43)$$

Z równań algebraicznych typu (3.43) można wyznaczyć poszukiwane moduły składowych wektora prędkości kątowej w funkcji prędkości liniowych siłowników napędowych:

$$\omega_{i,k} = \sum_i \frac{\dot{S}_i}{r_i} \quad (3.44)$$

gdzie:

r_i – „promień” zależny od orientacji wersorów i wymiarów geometrycznych ogniwa.

Z równania (3.41) można też wyznaczyć wektor prędkości kątowej ω_i w wyniku wektorowego mnożenia przez \mathbf{u}_j^o . Wtedy:

$$\omega_i = \frac{1}{u_i} \sum_{j=1}^n [(\omega_j \times \mathbf{u}_i^o) \times \mathbf{u}_j^o], \quad (i \neq j) \quad (3.45)$$

Prędkości liniowe rozpatrywanego punktu O otrzymuje się różniczkując względem czasu równanie wektora wodzącego:

$$\mathbf{r}_O = \sum_{i=1}^m u_i \mathbf{u}_i^o \quad (3.46)$$

Przy czym składniki równania (3.46) są wektorami związanymi z ogniwami mechanizmu, dla których wyznaczono wcześniej ich prędkości kątowe $\boldsymbol{\omega}_i$. Różniczkując względem czasu równanie (3.46), otrzymuje się:

$$\mathbf{v}_O = \sum_{i=1}^m (\dot{u}_i \mathbf{u}_i^o + u_i \boldsymbol{\omega}_i \times \mathbf{u}_i^o) \quad (3.47)$$

Ważnym zadaniem kinematyki mechanizmów jest wyznaczenie wektora prędkości ogniwa, wyrażonego przez pochodne współrzędnych kartezjańskich $\mathbf{v} = [\mathbf{v}_O \quad \boldsymbol{\omega}]^T$, w zależności wektora pochodnych współrzędnych konfiguracyjnych $\dot{\mathbf{s}} = [\dots \dot{s}_i \dots]^T$:

$$\mathbf{v} = \mathbf{J} \dot{\mathbf{s}} \quad (3.48)$$

gdzie:

- \mathbf{J} – macierz jacobianowa,
- $\boldsymbol{\omega}$ – wektor prędkości kątowej wybranego ogniwa,
- \mathbf{v}_O – wektor prędkości liniowej punktu O tego ogniwa.

Według definicji macierzy jacobianowej jej elementy opisuje się w postaci pochodnych cząstkowych przemieszczeń zmiennych kartezjańskich po zmiennych konfiguracyjnych. Ten sposób wyznaczania macierzy jacobianowej jest z powodzeniem stosowany w kinematyce manipulatorów o strukturze szeregowej. W mechanizmach platformowych wyznaczenie macierzy jacobianowej wynika z zapisu układu równań prędkości kartezjańskich wyrażonych w funkcji prędkości konfiguracyjnych. Elementy tak uzyskanej macierzy otrzymuje się na drodze przekształcenia układu równań w jedno równanie macierzowe.

3.3.2.1. Macierze jacobianowe mechanizmu AZK

W odniesieniu do kabiny uzależnia się wektor prędkości liniowej środka masy kabiny $\mathbf{v}_{O_{k,r}}$ i wektor prędkości kątowej kabiny $\boldsymbol{\omega}_{k,r} = \boldsymbol{\omega}_{p,r}$ od wektora prędkości w napędach liniowych:

$$\mathbf{v}_{k,r} = \mathbf{J}_k \dot{\mathbf{s}} \quad (3.49)$$

gdzie:

$$\mathbf{v}_{k,r} = [\mathbf{v}_{O_{k,r}} \quad \boldsymbol{\omega}_{p,r}]^T,$$

$$\dot{\mathbf{s}} = [\dot{s}_1 \quad \dot{s}_4 \quad \dot{s}_5]^T,$$

\mathbf{J}_k – jacobianowa macierz (6×3) przekształcenia wektora prędkości napędów w wektor zawierający składowe prędkości liniowej

$$\mathbf{v}_{O_k,r} = [v_{(O_k,r)x} \quad v_{(O_k,r)y} \quad v_{(O_k,r)z}]^T \quad \text{i} \quad \text{prędkości} \quad \text{kątowej} \quad \text{kabiny} \\ \boldsymbol{\omega}_{k,r} = [\omega_{(k,r)x} \quad \omega_{(k,r)y} \quad \omega_{(k,r)z}]^T .$$

Elementy macierzy jacobianowej zależą od położenia mechanizmu i wymiarów geometrycznych jego ogniw. Macierz jacobianową \mathbf{J}_k wygodnie jest przedstawić w postaci:

$$\mathbf{J}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{vk} \\ \mathbf{J}_{\omega} \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

gdzie:

- \mathbf{J}_{vk} – podmacierz (3×3) odnosząca się do wektora prędkości liniowej $\mathbf{v}_{O_k,r}$,
- \mathbf{J}_{ω} – podmacierz (3×3) odnosząca się do wektora prędkości kątowej kabiny i platformy $\boldsymbol{\omega}_{k,r}$.

W odniesieniu do układu fotel–operator uzależnia się wektor prędkości liniowej środka masy układu fotel–operator; $\mathbf{v}_{O_f,r}$ i wektor prędkości kątowej fotela; $\boldsymbol{\omega}_{f,r} = \boldsymbol{\omega}_{p,r}$ od prędkości w trzech napędach liniowych:

$$\mathbf{v}_{f,r} = \mathbf{J}_f \dot{\mathbf{s}} \quad (3.51)$$

gdzie:

$$\mathbf{J}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{vf} \\ \mathbf{J}_{\omega} \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

$$\mathbf{v}_{f,r} = [\mathbf{v}_{O_f,r} \quad \boldsymbol{\omega}_{p,r}]^T , \\ \mathbf{J}_{vf} \text{ – podmacierz (3×3) odnosząca się do prędkości liniowej} \\ \mathbf{v}_{O_f,r} = [v_{(O_f,r)x} \quad v_{(O_f,r)y} \quad v_{(O_f,r)z}]^T .$$

Elementy macierzy $\mathbf{J}_k, \mathbf{J}_f$ wyznaczone w dalszej części pracy, określa się jako tzw. funkcje przełożenia, które opisują właściwości kinematyczne mechanizmu AZK i są wykorzystywane do oceny możliwości mechanizmu, np. osiągow, sterowania i innych.

3.3.2.2. Proste zadanie prędkości

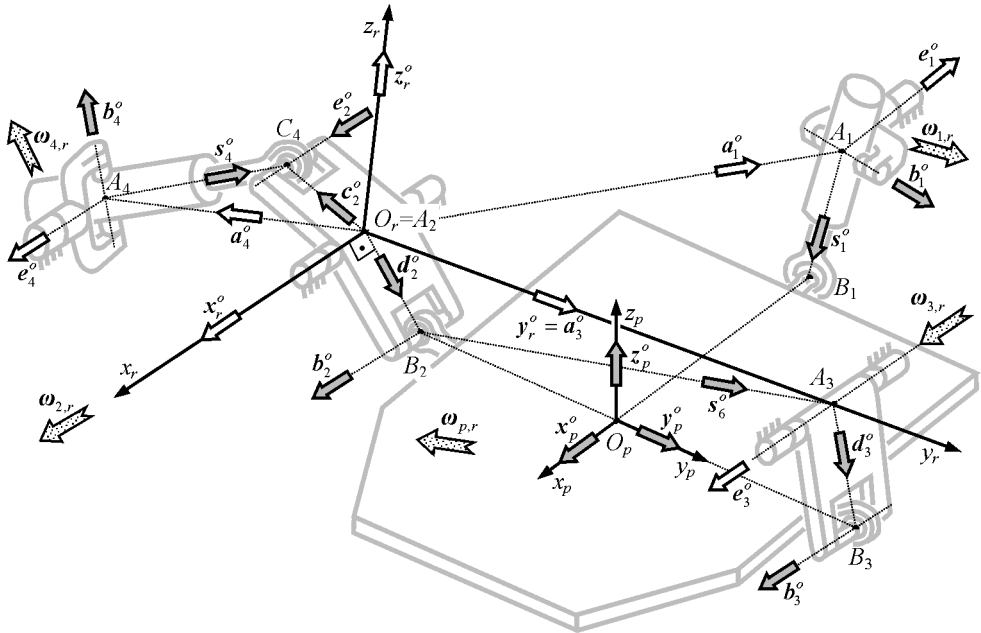
Rozwiązanie zadania prostego prędkości mechanizmu AZK w układzie współrzędnych ramy maszyny polega na wyznaczeniu wektorów:

- $\boldsymbol{\omega}_{p,r} = \boldsymbol{\omega}_{k,r} = \boldsymbol{\omega}_{f,r}$ – takiej samej prędkości kątowej platformy p , kabiny k i fotela z operatorem f ,
- $\mathbf{v}_{O_k,r}$ – prędkości liniowej środka masy kabiny O_k ,

$\mathbf{v}_{O_f, r}$ – prędkości liniowej środka masy układu fotel-operator O_f jako funkcji prędkości siłowników.

Łańcuch kinematyczny (K-P-S-R), oznaczony na rys. 3.14 za pomocą punktów $A_4 C_4 A_2$, spełnia równanie zamknięcia:

$$a_4 \mathbf{a}_4^o + s_4 \mathbf{s}_4^o = c_2 \mathbf{c}_2^o \quad (3.53)$$



Rys. 3.14. Wektory prędkości kątowych mechanizmu AZK

Po zróżniczkowaniu względem czasu równania (3.53) otrzymano:

$$\dot{s}_4 \mathbf{s}_4^o + s_4 (\boldsymbol{\omega}_{4,r} \times \mathbf{s}_4^o) = c_2 (\boldsymbol{\omega}_{2,r} \times \mathbf{c}_2^o) \quad (3.54)$$

Wersor \mathbf{x}_r^o określa kierunek wektora prędkości kątowej wahacza 2:

$$\boldsymbol{\omega}_{2,r} = \omega_{2,r} \mathbf{x}_r^o \quad (3.55)$$

Mnożąc skalarnie równanie (3.54) przez \mathbf{s}_4^o , otrzymano:

$$\omega_{2,r} = \frac{\dot{s}_4}{r_2} \quad (3.56)$$

gdzie: $r_2 = c_2 [(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{c}_2^o) \cdot \mathbf{s}_4^o]$.

Wektor prędkości kątowej siłownika 4 można przedstawić jako sumę dwóch składników o znanych kierunkach:

$$\boldsymbol{\omega}_{4,r} = \mathbf{e}_4^o \omega_{(4,r)e_4} + \mathbf{b}_4^o \omega_{(4,r)b_4} \quad (3.57)$$

Równanie (3.54) po wykorzystaniu (3.55)–(3.57) można pomnożyć skalarnie kolejno przez \mathbf{e}_4^o i \mathbf{b}_4^o i otrzymuje się:

$$\omega_{(4,r)b_4} = \frac{\dot{s}_4}{r_{4b_4}} \quad (3.58)$$

gdzie:

$$r_{4b_4} = \frac{s_4 (\mathbf{b}_4^o \times \mathbf{s}_4^o) \cdot \mathbf{e}_4^o}{\frac{c_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{c}_2^o) \cdot \mathbf{e}_4^o - \mathbf{s}_4^o \cdot \mathbf{e}_4^o}$$

oraz:

$$\omega_{(4,r)e_4} = \frac{\dot{s}_4}{r_{4e_4}} \quad (3.59)$$

gdzie:

$$r_{4e_4} = \frac{s_4 (\mathbf{e}_4^o \times \mathbf{s}_4^o) \cdot \mathbf{b}_4^o}{\frac{c_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{c}_2^o) \cdot \mathbf{b}_4^o - \mathbf{s}_4^o \cdot \mathbf{b}_4^o}$$

Łańcuch kinematyczny (R-S-S-R), oznaczony na rys. 3.14 za pomocą punktów $A_2 B_2 B_3 A_3$, spełnia równanie zamknięcia:

$$d_2 \mathbf{d}_2^o + b_{23} \mathbf{y}_p^o = a_{23} \mathbf{a}_3^o + d_3 \mathbf{d}_3^o \quad (3.60)$$

Po zróżniczkowaniu względem czasu równania (3.60) otrzymano:

$$d_2 (\boldsymbol{\omega}_{2,r} \times \mathbf{d}_2^o) + b_{23} (\boldsymbol{\omega}_{p,r} \times \mathbf{y}_p^o) = d_3 (\boldsymbol{\omega}_{3,r} \times \mathbf{d}_3^o) \quad (3.61)$$

Wersor \mathbf{e}_3^o określa kierunek wektora prędkości kątowej wahacza 3:

$$\boldsymbol{\omega}_{3,r} = \omega_{3,r} \mathbf{e}_3^o \quad (3.62)$$

Podstawiając w równaniu (3.61) zależności (3.55), (3.56), (3.62), a następnie mnożąc skalarnie wszystkie wektory przez wersor \mathbf{y}_p^o , otrzymano moduł wektora prędkości kątowej $\boldsymbol{\omega}_{3,r}$:

$$\omega_{3,r} = \frac{\dot{S}_4}{r_3} \quad (3.63)$$

gdzie:

$$r_3 = \frac{c_2 d_3}{d_2} \frac{[(\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{y}_p^o][(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{c}_2^o) \cdot \mathbf{s}_4^o]}{(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{y}_p^o}$$

Wektor prędkości kątowej platformy można przedstawić jako sumę trzech składowych o kierunkach osi wyznaczanych przez wersory \mathbf{x}_p^o , \mathbf{y}_p^o i \mathbf{z}_p^o :

$$\boldsymbol{\omega}_{p,r} = \omega_{(p,r)x_p} \mathbf{x}_p^o + \omega_{(p,r)y_p} \mathbf{y}_p^o + \omega_{(p,r)z_p} \mathbf{z}_p^o \quad (3.64)$$

Po uwzględnieniu w (3.61) równań (3.55), (3.56), (3.62)–(3.64) otrzymano:

$$d_2 \left(\frac{\dot{S}_4}{r_2} \mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o \right) + b_{23} \omega_{(p,r)x_p} \mathbf{z}_p^o - b_{23} \omega_{(p,r)z_p} \mathbf{x}_p^o = d_3 \left(\frac{\dot{S}_4}{r_3} \mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o \right) \quad (3.65)$$

Mnożąc skalarnie równanie (3.65) przez \mathbf{x}_p^o , można wyznaczyć:

$$\omega_{(p,r)z_p} = \frac{\dot{S}_4}{r_{pz_p}} \quad (3.66)$$

gdzie:

$$r_{pz_p} = \frac{b_{23}}{\frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{x}_p^o - \frac{d_3}{r_3} (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{x}_p^o}$$

Mnożąc skalarnie równanie (3.65) przez \mathbf{z}_p^o , można wyznaczyć:

$$\omega_{(p,r)x_p} = \frac{\dot{S}_4}{r_{px_p}} \quad (3.67)$$

gdzie:

$$r_{px_p} = \frac{b_{23}}{\frac{d_3}{r_3} (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{z}_p^o - \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{z}_p^o}$$

Zamknięty łańcuch kinematyczny (R-S-S-P-K), z siłownikiem s_1 , opisany na rys. 3.14 jako pięciobok $A_2A_1B_1O_pB_2$, spełnia równanie zamknięcia:

$$a_1 \mathbf{a}_1^o + s_1 \mathbf{s}_1^o + b_1 \mathbf{x}_p^o = d_2 \mathbf{d}_2^o + b_2 \mathbf{y}_p^o \quad (3.68)$$

Po zróżniczkowaniu równania (3.68) względem czasu otrzymano:

$$\dot{s}_1 \mathbf{s}_1^o + s_1 (\boldsymbol{\omega}_{1,r} \times \mathbf{s}_1^o) + b_1 (\boldsymbol{\omega}_{p,r} \times \mathbf{x}_p^o) = d_2 (\boldsymbol{\omega}_{2,r} \times \mathbf{d}_2^o) + b_2 (\boldsymbol{\omega}_{p,r} \times \mathbf{y}_p^o) \quad (3.69)$$

Uwzględniając w równaniu (3.69) zależności na wektor prędkości kątowej platformy (3.64) i wektor prędkości kątowej wahacza 2 (3.55), otrzymano:

$$\begin{aligned} \dot{s}_1 \mathbf{s}_1^o + s_1 (\boldsymbol{\omega}_{1,r} \times \mathbf{s}_1^o) + b_1 (\boldsymbol{\omega}_{(p,r)z_p} \mathbf{y}_p^o - \boldsymbol{\omega}_{(p,r)y_p} \mathbf{z}_p^o) = \\ = d_2 \left(\frac{\dot{s}_4}{r_2} \mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o \right) + b_2 (\boldsymbol{\omega}_{(p,r)x_p} \mathbf{z}_p^o - \boldsymbol{\omega}_{(p,r)z_p} \mathbf{x}_p^o) \end{aligned} \quad (3.70)$$

Mnożenie skalarne wektorów wyrażenia (3.70) przez \mathbf{s}_1^o pozwala wyrugować nieznaną w tej chwili wektor prędkości kątowej siłownika 1 $\boldsymbol{\omega}_{1,r}$:

$$\boldsymbol{\omega}_{(p,r)y_p} = \frac{\dot{s}_1 + \dot{s}_4 \left[\frac{b_1}{r_{pz_p}} \mathbf{y}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o - \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{s}_1^o - \frac{b_2}{r_{px_p}} \mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o + \frac{b_2}{r_{pz_p}} \mathbf{x}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o \right]}{b_1 \mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o} \quad (3.71)$$

Po przekształceniach niewiadomą składową wektora prędkości kątowej platformy można przedstawić w formie:

$$\boldsymbol{\omega}_{(p,r)y_p} = \frac{\dot{s}_1}{r_{py_p1}} + \frac{\dot{s}_4}{r_{py_p4}} \quad (3.72)$$

gdzie:

$$r_{py_p1} = b_1 (\mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o)$$

$$r_{py_p4} = \frac{b_1 \mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o}{\left[\frac{b_1}{r_{pz_p}} \mathbf{y}_p^o - \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) - \frac{b_2}{r_{px_p}} \mathbf{z}_p^o + \frac{b_2}{r_{pz_p}} \mathbf{x}_p^o \right] \cdot \mathbf{s}_1^o}$$

Wektor prędkości kątowej platformy, na podstawie (3.64), (3.66), (3.67) i (3.72), wynosi:

$$\boldsymbol{\omega}_{p,r} = \frac{\dot{s}_4}{r_{px_p}} \mathbf{x}_p^o + \left(\frac{\dot{s}_1}{r_{py_{p^1}}} + \frac{\dot{s}_4}{r_{py_{p^4}}} \right) \mathbf{y}_p^o + \frac{\dot{s}_4}{r_{pz_p}} \mathbf{z}_p^o \quad (3.73)$$

Ostatecznie wspólny wektor prędkości kątowej platformy, kabiny i fotela zależy liniowo od prędkości siłowników \dot{s}_1 i \dot{s}_4 :

$$\boldsymbol{\omega}_{p,r} = \boldsymbol{\omega}_{k,r} = \boldsymbol{\omega}_{f,r} = \dot{s}_1 \mathbf{h}_1 + \dot{s}_4 \mathbf{h}_4 \quad (3.74)$$

gdzie:

$$\mathbf{h}_1 = \frac{\mathbf{y}_p^o}{r_{py_{p^1}}} = [h_{1x} \quad h_{1y} \quad h_{1z}]^T$$

$$\mathbf{h}_4 = \frac{\mathbf{x}_p^o}{r_{px_p}} + \frac{\mathbf{y}_p^o}{r_{py_{p^4}}} + \frac{\mathbf{z}_p^o}{r_{pz_p}} = [h_{4x} \quad h_{4y} \quad h_{4z}]^T$$

Równanie (3.74) można przedstawić w formie macierzowej:

$$\boldsymbol{\omega}_{p,r} = \mathbf{J}_\omega \dot{\mathbf{s}} \quad (3.75)$$

gdzie:

$$\mathbf{J}_\omega = [\mathbf{h}_1 \quad \mathbf{h}_4 \quad \mathbf{0}]$$

$$\dot{\mathbf{s}} = [\dot{s}_1 \quad \dot{s}_4 \quad \dot{s}_5]^T$$

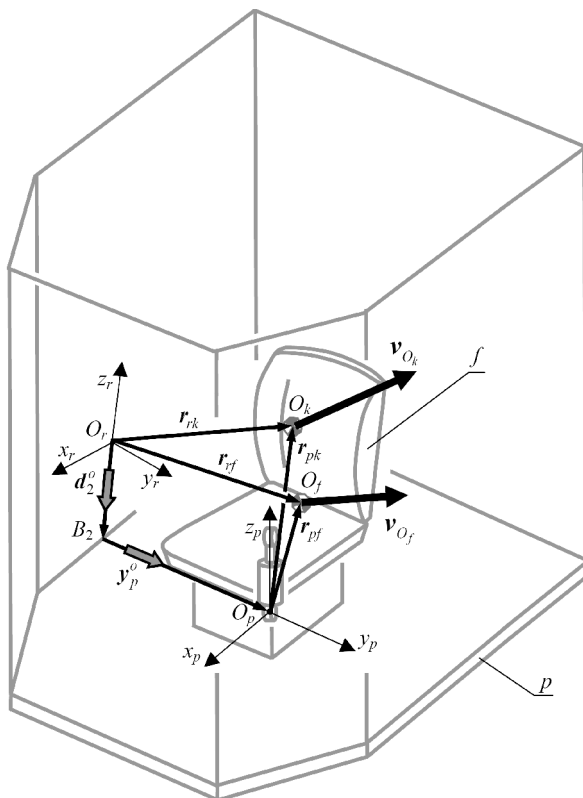
Mnożąc wektorowo przez wersor \mathbf{s}_1^o równanie (3.69), można wyznaczyć wektor prędkości kątowej siłownika 1:

$$\boldsymbol{\omega}_{1,r} = \frac{\mathbf{s}_1^o \times [d_2(\boldsymbol{\omega}_{2,r} \times d_2^o) + \boldsymbol{\omega}_{p,r} \times (\mathbf{y}_p^o b_2 - \mathbf{x}_p^o b_1)]}{s_1} \quad (3.76)$$

Wektor wodzący punktu O_k środka układu kabiny (rys. 3.15) na podstawie (3.24) można przedstawić w formie:

$$\mathbf{r}_{rk} = d_2 d_2^o + b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pk} \quad (3.77)$$

gdzie: $\mathbf{r}_{pk} = \mathbf{x}_p^o {}^p r_{(pk)x} + \mathbf{y}_p^o {}^p r_{(pk)y} + \mathbf{z}_p^o {}^p r_{(pk)z}$.



Rys. 3.15. Wektory prędkości liniowych środków mas fotela i kabiny

Różniczkując równie (3.77) względem czasu, otrzymuje się wektor prędkości liniowej punktu O_k :

$$\mathbf{v}_{O_{k,r}} = d_2(\boldsymbol{\omega}_{2,r} \times \mathbf{d}_2^o) + \boldsymbol{\omega}_{p,r} \times (\mathbf{y}_p^o b_2 + \mathbf{r}_{pk}) \quad (3.78)$$

Uwzględniając w równaniu (3.78) zależności (3.55), (3.56) i (3.74), otrzymano:

$$\mathbf{v}_{O_{k,r}} = \dot{s}_1 \mathbf{k}_{1O_k} + \dot{s}_4 \mathbf{k}_{4O_k} \quad (3.79)$$

gdzie:

$$\mathbf{k}_{1O_k} = \mathbf{h}_1 \times (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pk}) = [k_{1O_k x} \quad k_{1O_k y} \quad k_{1O_k z}]^T$$

$$\mathbf{k}_{4O_k} = \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r \times \mathbf{d}_2^o) + \mathbf{h}_4 \times (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pk}) = [k_{4O_k x} \quad k_{4O_k y} \quad k_{4O_k z}]^T$$

Wektor wodzący punktu środka masy fotela i operatora O_f wynosi:

$$\mathbf{r}_{rf} = d_2 \mathbf{d}_2^o + b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pf} \quad (3.80)$$

gdzie:

$$\mathbf{r}_{pf} = \mathbf{x}_p^{o\ p} r_{(pf)x} + \mathbf{y}_p^{o\ p} r_{(pf)y} + \mathbf{z}_p^{o\ p} r_{(pf)z}$$

Różniczkując (3.80) względem czasu, otrzymuje się prędkość liniową punktu O_f :

$$\mathbf{v}_{O_f,r} = d_2 \boldsymbol{\omega}_{2,r} \times \mathbf{d}_2^o + \boldsymbol{\omega}_{p,r} \times (\mathbf{y}_p^o b_2 + \mathbf{r}_{pf}) + \dot{s}_5 \mathbf{z}_p^o \quad (3.81)$$

Uwzględniając w równaniu (3.81) zależności (3.55), (3.56) i (3.74), otrzymano:

$$\mathbf{v}_{O_f,r} = \dot{s}_1 \mathbf{k}_{1O_f} + \dot{s}_4 \mathbf{k}_{4O_f} + \dot{s}_5 \mathbf{k}_{5O_f} \quad (3.82)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_{1O_f} &= \mathbf{h}_1 \times (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pf}) = [k_{1O_fx} \quad k_{1O_fy} \quad k_{1O_fz}]^T \\ \mathbf{k}_{4O_f} &= \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) + \mathbf{h}_4 \times (\mathbf{y}_p^o b_2 + \mathbf{r}_{pf}) = [k_{4O_fx} \quad k_{4O_fy} \quad k_{4O_fz}]^T \\ \mathbf{k}_{5O_f} &= \mathbf{z}_p^o = [k_{5O_fx} \quad k_{5O_fy} \quad k_{5O_fz}]^T \end{aligned}$$

Na podstawie równań (3.74) i (3.79) macierz jacobianowa dotycząca prędkości kabiny wynosi:

$$\mathbf{J}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{vk} \\ \mathbf{J}_\omega \end{bmatrix} \quad (3.83)$$

gdzie:

$$\mathbf{J}_{vf} = [\mathbf{k}_{1O_f} \quad \mathbf{k}_{4O_f} \quad \mathbf{k}_{5O_f}]$$

Na podstawie równań (3.74) i (3.82) macierz jacobianowa dotycząca prędkości fotela wynosi:

$$\mathbf{J}_f = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{vf} \\ \mathbf{J}_\omega \end{bmatrix} \quad (3.84)$$

gdzie:

$$\mathbf{J}_{vk} = [\mathbf{k}_{1O_k} \quad \mathbf{k}_{4O_k} \quad \mathbf{0}]$$

Dla sformułowania warunków pracy napędów mechanizmu AZK istotne są wektory prędkości odniesione do układu drogi. Bezwzględna prędkość kątowna kabiny wyrażona w układzie ramy wynosi:

$$\boldsymbol{\omega}_{p,g} = \boldsymbol{\omega}_{p,r} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} = \mathbf{J}_{\omega} \dot{\mathbf{s}} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \quad (3.85)$$

gdzie:

$\boldsymbol{\omega}_{r,g}$ – prędkość kątowna ramy względem drogi, wyznaczona w wyniku pomiaru.

Bezwzględne prędkości liniowe punktów O_k i O_f wyrażone w układzie ramy wynoszą:

$$\mathbf{v}_{O_k,g} = \mathbf{v}_{O_m,g} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \times (\mathbf{r}_{mr} + \mathbf{r}_{rk}) + \mathbf{v}_{O_k,r} \quad (3.86)$$

$$\mathbf{v}_{O_f,g} = \mathbf{v}_{O_m,g} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \times (\mathbf{r}_{mr} + \mathbf{r}_{rf}) + \mathbf{v}_{O_f,r} \quad (3.87)$$

gdzie:

$\mathbf{v}_{O_m,g}$ – zmierzona prędkość liniowa punktu środka układu pomiarowego względem drogi,

$\mathbf{r}_{mr} = [r_{(mr)x} \quad r_{(mr)y} \quad r_{(mr)z}]^T$ – wektor wodzący punktu O_r w układzie pomiarowym wyrażony w układzie ramy.

3.3.2.3. Analiza wartości elementów macierzy jacobianowej

Analizując zależności (3.78) i (3.81) określające prędkości liniowe punktów O_k i O_f , można stwierdzić, że istotną rolę pełnią w nich prędkości kątowe $\boldsymbol{\omega}_{2,r}$ i $\boldsymbol{\omega}_{p,r}$. Wylączając wpływ prędkości w napędach, wektor $\boldsymbol{\omega}_{2,r}$ (3.56) zależy od r_2 , a wektor $\boldsymbol{\omega}_{p,r}$ (3.73) zależy od r_{px_p} , r_{py_p1} , r_{py_p4} i r_{pz_p} . Wymienione „promienie” określają (3.74) moduły wektorów: \mathbf{h}_1 , \mathbf{h}_4 , których współrzędne występują jako elementy macierzy jacobianowej \mathbf{J}_{ω} (3.75). Dlatego analiza wpływu wartości „promieni” na prędkości kątowe jest równocześnie analizą wpływu \mathbf{J}_{ω} na prędkości kątowe mechanizmu AZK.

Analizowane będą „promienie” występujące w mianownikach zależności na moduły składowych prędkości kątowych: r_2 , r_3 , r_{px_p} , r_{py_p1} , r_{py_p4} i r_{pz_p} . Zbliżanie się wartości „promieni” do zera świadczy o zbliżaniu się do położenia osobliwego mechanizmu. Jeżeli wartości „promieni” dążą do nieskończoności, to oznacza, że ogniwo osiąga skrajne położenie, w którym nastąpi chwilowe zatrzymanie ruchu ogniwa i zmiana znaku prędkości kątowej.

Promień r_2

W równaniu (3.56) na moduł prędkości kątowej wahacza 2 występuje:

$$r_2 = c_2 [(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{c}_2^o) \cdot \mathbf{s}_4^o]$$

Wartość r_2 osiąga zero wtedy, gdy wersory \mathbf{x}_r^o , \mathbf{c}_2^o i \mathbf{s}_4^o leżą w jednej płaszczyźnie. Należy tak dobrać współrzędne punktu A_4 i skok siłownika 4, aby nie wystąpiło zerowanie się wartości r_2 .

Promień r_3

W równaniu (3.63) na moduł prędkości kątowej wahacza 3 występuje:

$$r_3 = r_2 \frac{d_3 (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{y}_p^o}{d_2 (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{y}_p^o}$$

Wartość r_3 osiąga zero, gdy $r_2 = 0$ oraz gdy wersory \mathbf{e}_3^o , \mathbf{d}_3^o , \mathbf{y}_p^o leżą w jednej płaszczyźnie, co odpowiada położeniu osobliwemu mechanizmu. Wartość r_3 zmierza do nieskończoności, gdy trójka wersorów \mathbf{x}_r^o , \mathbf{d}_2^o , \mathbf{y}_p^o leży w jednej płaszczyźnie, co odpowiada sytuacji osiągnięcia skrajnego położenia wahacza 3. Uniknięcie wymienionych współpłaszczyznowości zapewnia odpowiedni dobór położenia punktu A_4 i skoku siłownika 4. Mechanizm platformowy powinien mieć symetryczny zakres ruchu w kierunku osi y_r . Zatem długości d_2 i d_3 powinny być jednakowe, a punkt A_1 powinien leżeć na płaszczyźnie symetralnej do odcinka A_2A_3 . Ze względu na pożądaną symetrię zakresu ruchu platformy nie powinny występować zarówno położenia osobliwe, jak i położenia skrajne mechanizmu.

Promień r_{px_p}

W równaniu (3.67) na składową wzdłuż \mathbf{x}_p^o wektora prędkości kątowej platformy występuje:

$$r_{px_p} = \frac{b_{23}}{\frac{d_3}{r_3} (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{z}_p^o - \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{z}_p^o}$$

Wartość r_{px_p} zmierza do zera, gdy co najmniej jeden z dwóch składników mianownika zmierza do nieskończoności, co implikuje: $r_2 = 0$ albo $r_3 = 0$. Wartość r_{px_p} zmierza do nieskończoności, gdy mianownik zmierza do zera, co prowadzi do:

$$(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{y}_p^o (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{z}_p^o = (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{y}_p^o (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{z}_p^o$$

Biorąc pod uwagę, że: $\mathbf{x}_r^o = \mathbf{e}_3^o$, to powyższe równanie jest spełnione, gdy: $\mathbf{d}_2^o = \mathbf{d}_3^o$, co oznacza, że czworobok $A_2 A_3 B_3 B_2$ jest równoległobokiem lub, że $\mathbf{z}_p^o = \mathbf{x}_r^o$, czego nie przewiduje się w tym mechanizmie.

Promień r_{pz_p}

W równaniu (3.66) występuje:

$$r_{pz_p} = \frac{b_{23}}{\frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{x}_p^o - \frac{d_3}{r_3} (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{x}_p^o}$$

Wartość r_{pz_p} zmierza do zera, gdy co najmniej jeden z dwóch składników mianownika zmierza do nieskończoności, co implikuje: $r_2 = 0$ albo $r_3 = 0$. Wartość r_{pz_p} zmierza do nieskończoności, gdy wartość mianownika zmierza do zera, co prowadzi do:

$$(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{y}_p^o (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{x}_p^o = (\mathbf{e}_3^o \times \mathbf{d}_3^o) \cdot \mathbf{y}_p^o (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{x}_p^o$$

Z powyższej zależności można wyciągnąć analogiczne wnioski jak dla r_{px_p} . Przy czym $\mathbf{x}_p^o = \mathbf{x}_r^o$ odpowiada położeniu środkowemu platformy i powoduje że siłownik 4, w tym położeniu platformy, nie ma wpływu na składową prędkości kątowej platformy o kierunku wersora \mathbf{z}_p^o .

Promień r_{py_p1}

W równaniu (3.72) występuje:

$$r_{py_p1} = b_1 (\mathbf{z}_p^o \cdot \mathbf{s}_1^o)$$

r_{py_p1} może przyjąć wartość zero, gdy $\mathbf{s}_1^o \perp \mathbf{z}_p^o$. Ten przypadek odpowiada położeniu osoblwemu platformy. Należy tak dobrać położenie punktu A_1 i skok siłownika 1, aby nie dopuścić do osiągnięcia wartości zero przez r_{py_p1} .

Promień r_{py_p4}

W równaniu (3.72) występuje:

$$r_{py_p4} = \frac{r_{py_p1}}{\left[\frac{b_1}{r_{pz_p}} \mathbf{y}_p^o - \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) - \frac{b_2}{r_{px_p}} \mathbf{z}_p^o + \frac{b_2}{r_{pz_p}} \mathbf{x}_p^o \right] \cdot \mathbf{s}_1^o}$$

Mianownik wyrażenia zawiera „promienie” omówione powyżej. Wartość r_{py,p^4} wynosi zero, gdy co najmniej jeden z dwóch promieni spełnia warunek: $r_2 = 0$ albo $r_3 = 0$.

3.3.2.4. Odwrotne zadanie prędkości

Odwrotne zadanie prędkości polega na wyznaczeniu \dot{s}_{1o} , \dot{s}_{4o} , \dot{s}_{5o} dla założonej prędkości kabiny względem drogi. Ponieważ mechanizm AZK wykazuje trzy stopnie ruchliwości, można narzucić trzy warunki na prędkość kabiny. Efektem pracy AZK ma być pionowe ustawienie kabiny, przyjmuje się zatem warunek braku bezwzględnego ruchu obrotowego platformy wokół dwóch osi własnych \mathbf{x}_{po}^o i \mathbf{y}_{po}^o . Trzeci warunek to uzyskanie zerowej bezwzględnej prędkości liniowej punktu O_f w kierunku sił ciężkości:

$$\boldsymbol{\omega}_{(p,g)o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o = 0 \quad (3.88)$$

$$\boldsymbol{\omega}_{(p,g)o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o = 0 \quad (3.89)$$

$$\mathbf{v}_{(O_f,g)o} \cdot \mathbf{z}_g^o = 0 \quad (3.90)$$

Warunki (3.88) i (3.89) po uwzględnieniu równania (3.85) prowadzą do zależności na prędkości oczekiwane w siłownikach 1 i 4:

$$\left. \begin{aligned} \dot{s}_{1o} \mathbf{h}_{1o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o + \dot{s}_{4o} \mathbf{h}_{4o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \cdot \mathbf{x}_{po}^o &= 0 \\ \dot{s}_{1o} \mathbf{h}_{1o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o + \dot{s}_{4o} \mathbf{h}_{4o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \cdot \mathbf{y}_{po}^o &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.91)$$

Jeżeli siłowniki 1 i 4 będą poruszać się z prędkościami według zależności (3.91), to kabina będzie wykonywała niewielki ruch obrotowy tylko wokół kierunku \mathbf{z}_{po}^o . Trzeci warunek (3.90) z równaniem (3.87) daje:

$$\dot{s}_{1o} (\mathbf{k}_{1O_f} \cdot \mathbf{z}_g^o) + \dot{s}_{4o} (\mathbf{k}_{4O_f} \cdot \mathbf{z}_g^o) + \dot{s}_{5o} (\mathbf{k}_{5O_f} \cdot \mathbf{z}_g^o) + \mathbf{v}_{O_m,g} \cdot \mathbf{z}_g^o + [\boldsymbol{\omega}_{r,g} \times (\mathbf{r}_{mr} + \mathbf{r}_{(rf)o})] \cdot \mathbf{z}_g^o = 0 \quad (3.92)$$

Równania (3.91) i (3.92) stanowią liniowy układ równań względem wektora prędkości oczekiwanych w napędach:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{h}_{1o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o & \mathbf{h}_{4o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o & 0 \\ \mathbf{h}_{1o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o & \mathbf{h}_{4o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o & 0 \\ \mathbf{k}_{1O_f} \cdot \mathbf{z}_g^o & \mathbf{k}_{4O_f} \cdot \mathbf{z}_g^o & \mathbf{k}_{5O_f} \cdot \mathbf{z}_g^o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{s}_{1o} \\ \dot{s}_{4o} \\ \dot{s}_{5o} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{\omega}_{r,g} \cdot \mathbf{x}_{po}^o \\ \boldsymbol{\omega}_{r,g} \cdot \mathbf{y}_{po}^o \\ \mathbf{v}_{O_m,g} \cdot \mathbf{z}_g^o + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \cdot [(\mathbf{r}_{mr} + \mathbf{r}_{(rf)o}) \times \mathbf{z}_g^o] \end{bmatrix} = 0 \quad (3.93)$$

Drugi składnik równania (3.93) można przedstawić jako iloczyn:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{h}_{1o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o & \mathbf{h}_{4o} \cdot \mathbf{x}_{po}^o & 0 \\ \mathbf{h}_{1o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o & \mathbf{h}_{4o} \cdot \mathbf{y}_{po}^o & 0 \\ \mathbf{k}_{1of} \cdot \mathbf{z}_g^o & \mathbf{k}_{4of} \cdot \mathbf{z}_g^o & \mathbf{k}_{5of} \cdot \mathbf{z}_g^o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{s}_{1o} \\ \dot{s}_{4o} \\ \dot{s}_{5o} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{1 \times 3} & \mathbf{x}_{po}^o \\ \mathbf{0}_{1 \times 3} & \mathbf{y}_{po}^o \\ \mathbf{z}_g^o & (\mathbf{r}_{mr} + \mathbf{r}_{rf}) \times \mathbf{z}_g^o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v}_{O_m, g} \\ \boldsymbol{\omega}_{r, g} \end{bmatrix} = 0 \quad (3.94)$$

W związanej postaci ostatnie równanie można zapisać jako:

$$\mathbf{J}_{m(3 \times 3)} \dot{\mathbf{s}}_o = \mathbf{J}_{g(3 \times 6)} \mathbf{v}_{m, g} \quad (3.95)$$

albo:

$$\dot{\mathbf{s}}_o = \mathbf{J}_{mg} \mathbf{v}_{m, g} \quad (3.96)$$

gdzie:

$$\mathbf{J}_{mg} = \mathbf{J}_m^{-1} \mathbf{J}_g$$

Na bazie równania (3.96) oblicza się oczekiwane chwilowe prędkości w napędach, które spełnią narzucone warunki: (3.88)–(3.90), na podstawie pomiarów wielkości: $\mathbf{v}_{O_m, g}$ – wektora prędkości liniowej punktu O_m i $\boldsymbol{\omega}_{r, g}$ – wektora prędkości kątowej ramy maszyny. Elementy macierzy \mathbf{J}_{mg} są zależne od wymiarów ogniw i położenia mechanizmu AZK oraz zmierzonych kątów przechyłu ramy względem układu odniesienia $\{O_h x_h y_h z_h\}$.

3.3.3. Przyspieszenia ogniw

Formułowanie równań przyspieszeń opiera się na różniczkowaniu względem czasu równań prędkości uzyskanych w podrozdziale 3.3.2.

3.3.3.1. Proste zadanie przyspieszenia

Rozwiązanie zadania prostego przyspieszeń mechanizmu AZK w układzie odniesienia ramy maszyny, polega na wyznaczeniu w funkcji długości, prędkości i przyspieszeń siłowników 1, 4 i 5 następujących wielkości:

$\boldsymbol{\varepsilon}_{p, r}$ – przyspieszenia kątowego platformy, kabiny i fotela,

$\mathbf{a}_{O_k, r}$ – liniowego przyspieszenia środka masy kabiny,

$\mathbf{a}_{O_f, r}$ – liniowego przyspieszenia środka masy układu fotel–operator.

Różniczkując względem czasu równanie (3.75), otrzymuje się przyspieszenia kątowe platformy, kabiny i fotela:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{p,r} = \dot{\mathbf{J}}_{\omega} \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_{\omega} \ddot{\mathbf{s}} \quad (3.97)$$

gdzie: $\ddot{\mathbf{s}} = [\ddot{s}_1 \quad \ddot{s}_4 \quad \ddot{s}_5]^T$.

Różniczkując (3.49)–(3.52), otrzymuje się:

$$\mathbf{a}_{k,r} = \dot{\mathbf{J}}_k \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_k \ddot{\mathbf{s}} \quad (3.98)$$

$$\mathbf{a}_{f,r} = \dot{\mathbf{J}}_f \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_f \ddot{\mathbf{s}} \quad (3.99)$$

gdzie:

$$\mathbf{a}_{k,r} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_{O_k,r} & \boldsymbol{\varepsilon}_{p,r} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{a}_{f,r} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_{O_f,r} & \boldsymbol{\varepsilon}_{p,r} \end{bmatrix}^T$$

3.3.3.2. Odwrotne zadanie przyspieszenia

Po zróżniczkowaniu macierzowych równań rozwiązania zadania odwrotnego (3.96) związki pomiędzy oczekiwanymi przyspieszeniami w napędach w zależności od zmierzonych prędkości i przyspieszeń ramy maszyny dwóch wariantów wynoszą:

$$\ddot{\mathbf{s}}_o = \dot{\mathbf{J}}_{mg} \mathbf{v}_{m,g} + \mathbf{J}_{mg} \mathbf{a}_{m,g} \quad (3.100)$$

gdzie:

$$\ddot{\mathbf{s}}_o = [\ddot{s}_{1o} \quad \ddot{s}_{4o} \quad \ddot{s}_{5o}]^T,$$

$$\mathbf{v}_{m,g} = \begin{bmatrix} \mathbf{v}_{O_m,g} & \boldsymbol{\omega}_{r,g} \end{bmatrix}^T,$$

$$\mathbf{a}_{m,g} = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_{O_m,g} & \boldsymbol{\varepsilon}_{r,g} \end{bmatrix}^T,$$

$\boldsymbol{\varepsilon}_{r,g}$ – mierzone przyspieszenie kątowe ramy maszyny,

$\mathbf{a}_{O_m,g}$ – mierzone przyspieszenie środka pomiarowego układu odniesienia.

3.3.3.3. Przyspieszenia bezwzględne

Obciążenia bezwładnościowe określane są na podstawie bezwzględnych wartości przyspieszeń odniesionych do inercyjnego układu $\{O_g, x_g, y_g, z_g\}$. Bezwzględne przyspieszenie kątowe platformy, kabiny i fotela, wyrażone w ruchomym układzie ramy, na podstawie (3.85) wynosi:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{p,g} = \boldsymbol{\varepsilon}_{k,g} = \boldsymbol{\varepsilon}_{f,g} = \boldsymbol{\varepsilon}_{r,g} + \boldsymbol{\varepsilon}_{p,r} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \times \boldsymbol{\omega}_{p,r} \quad (3.101)$$

Bezwzględne przyspieszenia liniowe punktu O_k i punktu O_f , wyrażone w ruchomym układzie ramy, na podstawie (3.86) i (3.87) wynoszą:

$$\mathbf{a}_{O_k,g} = \mathbf{a}_{O_r,g} + \boldsymbol{\varepsilon}_{r,g} \times \mathbf{r}_{rk} + 2\boldsymbol{\omega}_{r,g} \times \mathbf{v}_{O_k,r} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \times (\boldsymbol{\omega}_{r,g} \times \mathbf{r}_{rk}) + \mathbf{a}_{O_k,r} \quad (3.102)$$

$$\mathbf{a}_{O_f,g} = \mathbf{a}_{O_k,g} + \boldsymbol{\varepsilon}_{k,g} \times \mathbf{r}_{kf} + 2\boldsymbol{\omega}_{k,g} \times \mathbf{v}_{O_f,k} + \boldsymbol{\omega}_{k,g} \times (\boldsymbol{\omega}_{k,g} \times \mathbf{r}_{kf}) + \mathbf{a}_{O_f,k} \quad (3.103)$$

gdzie:

$$\mathbf{a}_{O_r,g} = \mathbf{a}_{O_m,g} + \boldsymbol{\varepsilon}_{r,g} \times \mathbf{r}_{mr} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \times (\boldsymbol{\omega}_{r,g} \times \mathbf{r}_{mr})$$

3.4. MODEL WYMUSZENIA KINEMATYCZNEGO RAMY MASZYNY

Do badań symulacyjnych można wykorzystać model kinematycznego wymuszenia ruchu ramy maszyny (rys. 3.16). Ramę maszyny stanowią przedni most (P_p, P_L), rama podłużna (P, T) oraz punkt O_p , przez który przechodzi oś przegubu obrotowego wahacza 2 (rys. 3.7). Tylny most (T_L, T_p) jest połączony z ramą podłużną przegubem obrotowym T . Kierunek osi podłużnej opisuje wektor ${}^h\mathbf{x}_r^o$ a kierunek osi przedniego mostu wektor ${}^h\mathbf{y}_r^o$. Obydwa wektory są wyrażone w układzie odniesienia $\{O_h, x_h, y_h, z_h\}$.

Zakłada się, że:

- oś podłużna ramy TP porusza się w płaszczyźnie $x_g z_g$,
- składowe prędkości wzdłuż osi x_g skrajnych punktów przedniego i tylnego mostu są stałe i wynoszą v_{Px} ,
- składowe prędkości o kierunku y_g są pomijalnie małe,
- składowe prędkości o kierunku z_g wynikają z pionowych przemieszczeń kół wywołanych przejazdem maszyny po nierównościach terenu.

Pionowe przemieszczenie środka koła przedniego prawego opisano funkcją harmoniczną:

$$z_{P_p} = h_o + h_g \sin\left(2\pi \frac{v_{Px} t}{L_g}\right) \quad (3.104)$$

Gdy $t < t_\varphi$, pionowe przemieszczenie środka przedniego lewego koła przyjęto jako ustalone $z_{P_L} = h_o$. Natomiast gdy $t \geq t_\varphi$, pionowe przemieszczenie środka przedniego lewego koła przyjęto jako harmoniczne:

$$z_{P_L} = h_o + h_g \sin\left(2\pi \frac{v_{Px}(t - t_\varphi)}{L_g}\right) \quad (3.105)$$

- L_g – długość drogi odpowiadająca pełnej fali profilu,
 z_{\max} – amplituda profilu drogi,
 w_m – szerokość mostu,
 l_m – odległość pomiędzy przednim i tylnym mostem,
 φ – kąt przesunięcia fazowego zarysu drogi pomiędzy lewą a prawą stroną maszyny,
 $l_m^* = l_m({}^h \mathbf{x}_r^o \cdot {}^h \mathbf{z}_g^o) \approx l_m$ – odległość pomiędzy przednim a tylnym mostem maszyny.

Wersor osi podłużnej ramy maszyny wyrażony w układzie odniesienia $\{O_h x_h y_h z_h\}$:

$${}^h \mathbf{x}_r^o = \left[\sqrt{1 - \left(\frac{z_P - z_T}{l_m} \right)^2} \quad 0 \quad \frac{z_P - z_T}{l_m} \right]^T \quad (3.108)$$

gdzie:

$$z_P = \frac{z_{Pp} + z_{Pl}}{2},$$

$$z_T = \frac{z_{Tp} + z_{Tl}}{2}.$$

Wersor osi przedniego mostu wynosi:

$${}^h \mathbf{y}_r^o = \frac{c_{xy} - c_{xz} c_{yz}}{1 - c_{xz}^2} {}^h \mathbf{x}_r^o + \frac{c_{yz} - c_{xz} c_{xy}}{1 - c_{xz}^2} {}^h \mathbf{z}_g^o \pm \frac{\sqrt{1 - c_{xy}^2 - c_{xz}^2 - c_{yz}^2 + 2c_{xy} c_{xz} c_{yz}}}{1 - c_{xz}^2} ({}^h \mathbf{x}_r^o \times {}^h \mathbf{z}_g^o) \quad (3.109)$$

gdzie:

$$c_{xz} = {}^h \mathbf{x}_r^o \cdot {}^h \mathbf{z}_g^o = \frac{z_P - z_T}{l_m},$$

$$c_{xy} = {}^h \mathbf{x}_r^o \cdot {}^h \mathbf{y}_r^o = 0,$$

$$c_{yz} = {}^h \mathbf{y}_r^o \cdot {}^h \mathbf{z}_g^o = \frac{z_{Pp} - z_{Pl}}{w_m},$$

$${}^h \mathbf{z}_g^o = [0 \quad 0 \quad 1]^T.$$

Trzeci wersor układu odniesienia ramy wynosi:

$${}^h \mathbf{z}_r^o = {}^h \mathbf{x}_r^o \times {}^h \mathbf{y}_r^o \quad (3.110)$$

Na podstawie wersorów układu odniesienia ramy maszyny wyrażonych w $\{O_h x_h y_h z_h\}$ można określić macierz rotacji z układu $\{O_h x_h y_h z_h\}$ do układu $\{O_r x_r y_r z_r\}$ (w rzeczywistych warunkach macierz ${}^r_h \mathbf{R}$ otrzymuje się na podstawie zmierzonych kątów przechyłu ramy maszyny):

$${}^r_h \mathbf{R} = \begin{bmatrix} {}^h \mathbf{x}_h^o \cdot {}^h \mathbf{x}_r^o & {}^h \mathbf{y}_h^o \cdot {}^h \mathbf{x}_r^o & {}^h \mathbf{z}_h^o \cdot {}^h \mathbf{x}_r^o \\ {}^h \mathbf{x}_h^o \cdot {}^h \mathbf{y}_r^o & {}^h \mathbf{y}_h^o \cdot {}^h \mathbf{y}_r^o & {}^h \mathbf{z}_h^o \cdot {}^h \mathbf{y}_r^o \\ {}^h \mathbf{x}_h^o \cdot {}^h \mathbf{z}_r^o & {}^h \mathbf{y}_h^o \cdot {}^h \mathbf{z}_r^o & {}^h \mathbf{z}_h^o \cdot {}^h \mathbf{z}_r^o \end{bmatrix} \quad (3.111)$$

W celu określenia prędkości kątowej ramy maszyny w układzie $\{O_h x_h y_h z_h\}$ wyznacza się pochodne względem czasu wersorów ramy:

$${}^h \dot{\mathbf{x}}_r^o = {}^h \boldsymbol{\omega}_{r,h} \times {}^h \mathbf{x}_r^o, \quad {}^h \dot{\mathbf{y}}_r^o = {}^h \boldsymbol{\omega}_{r,h} \times {}^h \mathbf{y}_r^o \quad (3.112)$$

Wektor prędkości kątowej ramy można rozłożyć na kierunki wersorów ramy:

$${}^h \boldsymbol{\omega}_{r,h} = {}^h \omega_{(r,h)x} {}^h \mathbf{x}_r^o + {}^h \omega_{(r,h)y} {}^h \mathbf{y}_r^o + {}^h \omega_{(r,h)z} {}^h \mathbf{z}_r^o \quad (3.113)$$

gdzie:

$${}^h \omega_{(r,h)x}, {}^h \omega_{(r,h)y}, {}^h \omega_{(r,h)z} \text{ – współrzędne prędkości kątowej ramy.}$$

Po uwzględnieniu w (3.113) równania (3.112) otrzymuje się:

$${}^h \dot{\mathbf{x}}_r^o = -{}^h \omega_{(r,h)y} {}^h \mathbf{z}_r^o + {}^h \omega_{(r,h)z} {}^h \mathbf{y}_r^o \quad (3.114)$$

$${}^h \dot{\mathbf{y}}_r^o = {}^h \omega_{(r,h)x} {}^h \mathbf{z}_r^o - {}^h \omega_{(r,h)z} {}^h \mathbf{x}_r^o \quad (3.115)$$

Mnożąc skalarnie równanie (3.115) przez ${}^h \mathbf{z}_r^o$ i równanie (3.114) kolejno przez ${}^h \mathbf{z}_r^o$, ${}^h \mathbf{y}_r^o$, otrzymuje się:

$${}^h \omega_{(r,h)x} = {}^h \dot{\mathbf{y}}_r^o \cdot {}^h \mathbf{z}_r^o \quad (3.116)$$

$${}^h \omega_{(r,h)y} = -{}^h \dot{\mathbf{x}}_r^o \cdot {}^h \mathbf{z}_r^o \quad (3.117)$$

$${}^h \omega_{(r,h)z} = {}^h \dot{\mathbf{x}}_r^o \cdot {}^h \mathbf{y}_r^o \quad (3.118)$$

Potrzebne do symulacji wektory prędkości kątowej ramy maszyny i prędkości liniowej punktu O_r powinny być określone w układzie ramy:

$$\boldsymbol{\omega}_{r,h} = {}^r\mathbf{R}^h \boldsymbol{\omega}_{r,h} \quad (3.119)$$

$$\mathbf{v}_{O_r,g} = {}^r\mathbf{R}^h \mathbf{v}_{P,g} + \boldsymbol{\omega}_{r,g} \times \mathbf{r}_{PO_r} \quad (3.120)$$

gdzie dla $x_h \parallel x_g \rightarrow \boldsymbol{\omega}_{r,g} = \boldsymbol{\omega}_{r,h}$, ${}^h\mathbf{v}_{P,g} = [\dot{z}_P \quad 0 \quad {}^h v_{(P,g)x}]^T$, \mathbf{r}_{PO_r} – znany stały wektor określony w układzie ramy maszyny.

Przy wymuszeniu kinematycznym o różnych amplitudach nierówności drogi zachodzi potrzeba określenia maksymalnej prędkości przejazdu, do której z pewnym zapasem realizowane są prędkości rzeczywistych przejazdów maszyn. W tym celu przyjęto uproszczony model sztywnego koła. Zakładając warunek nieodrywania się koła od drogi, pionowe przyspieszenie środka koła powinno być mniejsze lub równe przyspieszeniu ziemskiemu. Wtedy graniczna prędkość przejazdu wynosi:

$$v_{Px\max} = \frac{L_g}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h_g}} \quad (3.121)$$

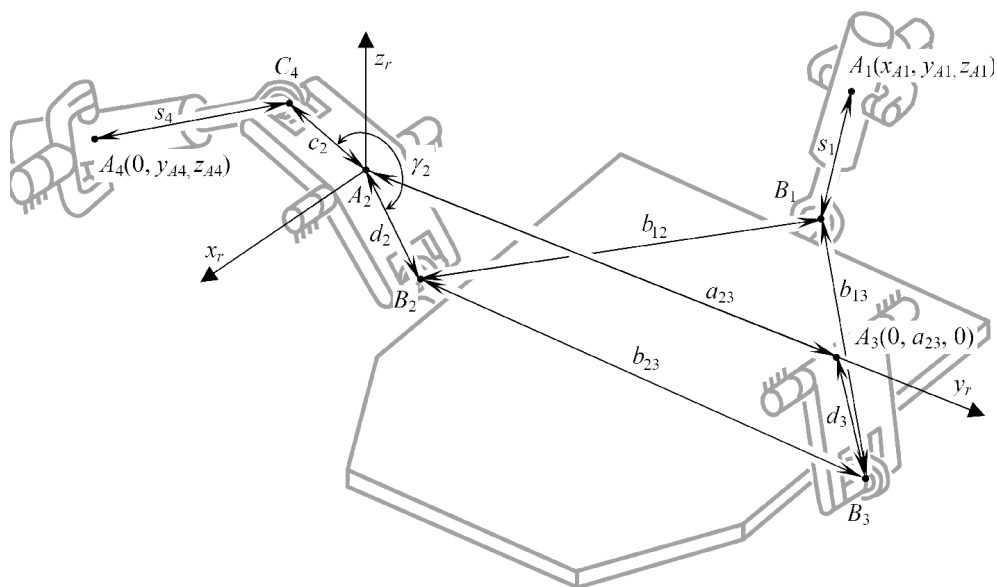
gdzie L_g i h_g przedstawiono na rys. 3.16.

Wartość granicznej prędkości przejazdu posłuży do prac symulacyjnych, w których będzie stanowić maksymalną prędkość przejazdu maszyny.

4. SYNTEZA WYMIAROWA MECHANIZMU AZK

Synteza wymiarowa obejmuje wyznaczenie wymiarów mechanizmu (długości ogniw, orientacji osi i usytuowania środków połączeń ruchowych) realizującego požądane położenia lub przemieszczenia ogniwa wykonawczego. Procedura rozwiązania zadania syntezy wymiarowej może być oparta na rozwiązaniu równań więzów. Jeżeli jest dany szereg wybranych położań ogniwa (platformy) względem podstawy, wtedy synteza daje pewną liczbę rozwiązań, z których każde zawiera zbiór poszukiwanych wartości wymiarów.

Synteza wymiarowa jest często traktowana jako początkowy etap procesu projektowania nowego mechanizmu. Końcowe rozwiązania zwykle uzupełniają dodatkowe wymagania projektowe dotyczące przeniesienia sił, ograniczeń przemieszczeń względnych, omijania położań osobliwych.



Rys. 4.1. Poszukiwane wielkości geometryczne

Do wstępnych uwarunkowań syntezy mechanizmu AZK można zaliczyć:

- ograniczenia miejsca możliwych ruchowych połączeń ogniów do ramy maszyny,
- ograniczenia dopuszczalnych przechyłów kabiny, wywołanych przejazdem maszyny przez nierówności terenu, przy czym mechanizm AZK powinien utrzymać kabinę w pionowej orientacji,
- wymiary kabiny.

Warunki, jakie powinien spełnić mechanizm AZK:

- wykorzystanie jednego napędu liniowego do redukcji drgań kabiny w dwóch kierunkach ruchu platformy,
- unikanie położeń osobliwych i kolizji ogniów.

Poszukiwane wielkości (rys. 4.1):

- współrzędne punktów: $A_1(x_{A_1}, y_{A_1}, z_{A_1})$, $A_3(0, a_{23}, 0)$, $A_4(0, y_{A_4}, z_{A_4})$,
- wymiary ruchomych ogniów mechanizmu AZK: $d_2, d_3, b_{23}, c_2, \gamma_2, b_{12}, b_{13}$,
- ekstremalne długości napędów 1, 4 i 5.

4.1. ZMNIJSZENIE DRGAŃ KABINY W DWÓCH KIERUNKACH Z UŻYCIEM JEDNEGO NAPĘDU

Mechanizm AZK zawiera w swojej strukturze przestrzenny czworobok przegubowy (A_2, B_2, B_3, A_3) z parami $RSSR$ (R – para obrotowa, S – para kulista). Odległość przegubów A_2 i A_3 od drogi oraz wymiary d_2, b_{23}, d_3, a_{23} wpływają na bezwzględny ruch kabiny w kierunku osi y_r i wokół osi x_r . Poniżej wykazano, że istnieje warunek wiążący wymienione wielkości, którego spełnienie spowoduje, że siłownik 4, ustawiając pionowo kabinę, jednocześnie ograniczy jej bezwzględne przemieszczenia wzdłuż osi y_r .

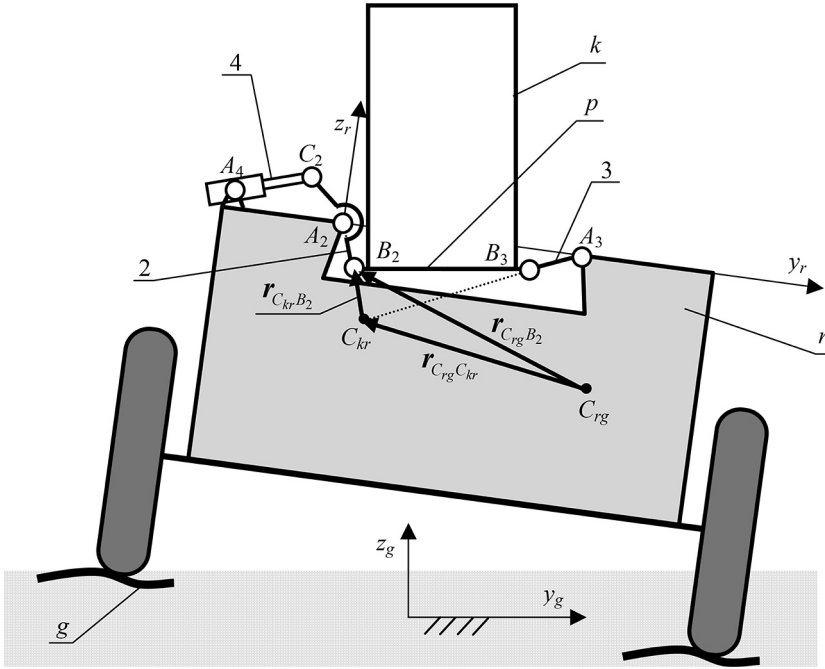
Zakłada się, że płaszczyzna poprzeczna maszyny $y_r z_r$, zawierająca punkty A_2, B_2, B_3, A_3 , jest chwilowo równoległa do płaszczyzny $y_g z_g$ układu związanego z drogą, co przedstawiono na rys. 4.2.

Chwilowy środek obrotu kabiny względem ramy maszyny C_{kr} leży na przecięciu prostych określonych przez punkty $A_2 B_2$ i $A_3 B_3$. Niech chwilowy środek obrotu ramy względem drogi znajduje się punkcie C_{rg} , to składowe bezwzględnej prędkości punktu B_2 na płaszczyźnie $y_r z_r$, wynikające z ruchu kąтового ramy i platformy, wynoszą:

$$\mathbf{v}_{(B_2,g)yz} = \boldsymbol{\omega}_{(r,g)x} \times \mathbf{r}_{C_{rg}B_2} + \boldsymbol{\omega}_{(k,r)x} \times \mathbf{r}_{C_{kr}B_2} \quad (4.1)$$

gdzie:

- $\boldsymbol{\omega}_{(r,g)x}$ – składowa o kierunku osi x_r prędkości kąto-
wej ramy względem inercyjnego układu odniesienia $\{O_g, x_g, y_g, z_g\}$,
- $\boldsymbol{\omega}_{(k,r)x}$ – składowa o kierunku osi x_r prędkości kąto-
wej kabiny względem ramy.



Rys. 4.2. Chwilowe środki obrotu

Po uwzględnieniu w (4.1) $\mathbf{r}_{C_{rg}B_2} = \mathbf{r}_{C_{rg}C_{kr}} + \mathbf{r}_{C_{kr}B_2}$ otrzymano:

$$\mathbf{v}_{(B_2,g)yz} = \boldsymbol{\omega}_{(r,g)x} \times \mathbf{r}_{C_{rg}C_{kr}} + (\boldsymbol{\omega}_{(k,r)x} + \boldsymbol{\omega}_{(r,g)x}) \times \mathbf{r}_{C_{kr}B_2} \quad (4.2)$$

Warunkiem uzyskania zerowej prędkości kątowej platformy i kabiny o kierunku osi x_r jest:

$$\boldsymbol{\omega}_{(k,g)x} = \boldsymbol{\omega}_{(k,r)x} + \boldsymbol{\omega}_{(r,g)x} = \mathbf{0} \quad (4.3)$$

Można go spełnić odpowiednio sterując siłownikiem 4, który dostosowuje prędkość $\boldsymbol{\omega}_{(k,r)x}$ do znanej z pomiaru prędkości $\boldsymbol{\omega}_{(r,g)x}$.

Na podstawie (4.2) i (4.3) oraz $\mathbf{r}_{C_{rg}C_{kr}} = [0 \quad r_y \quad r_z]^T$ uzyskuje się współrzędne wektora prędkości punktu B_2 :

$$\mathbf{v}_{(B_2,g)yz} = [0 \quad -r_z \boldsymbol{\omega}_{(r,g)x} \quad r_y \boldsymbol{\omega}_{(r,g)x}]^T \quad (4.4)$$

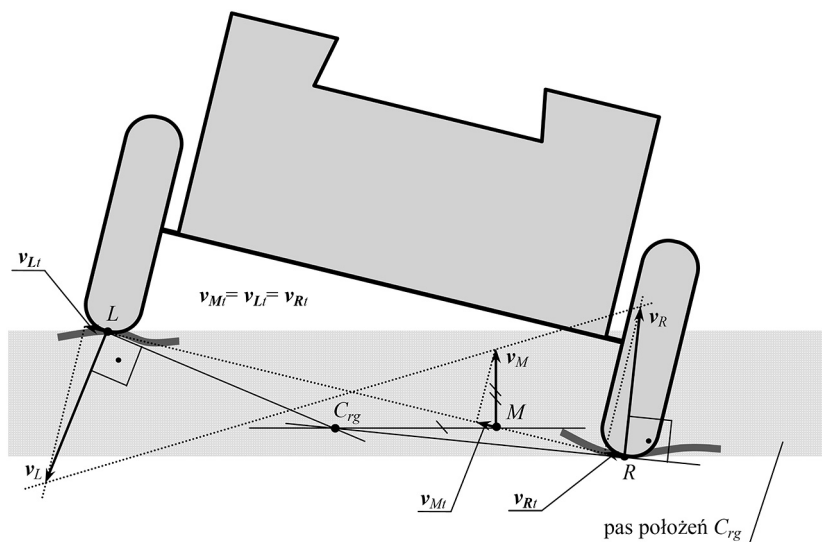
Jeżeli ustawiona pionowo kabina nie wykonuje ruchu obrotowego, przy spełnieniu warunku (4.3), to jednocześnie istnieje możliwość uzyskania zerowania składowej liniowej bezwzględnej prędkości punktu B_2 w kierunku osi y_g :

$$r_z \omega_{(r,g)x} = 0 \quad (4.5)$$

Warunek (4.5) będzie spełniony w dwóch przypadkach. Po pierwsze, kiedy wartość prędkości kątowej ramy względem drogi będzie równa zero $\omega_{(rg)x} = 0$. Ten przypadek występuje przy zmianie znaku prędkości kątowej, np. przy skrajnym wychyleniu ramy w jedną stronę. Drugi przypadek odnosi się do warunku: $r_z = 0$. Jest on spełniony, jeżeli chwilowy środek obrotu kabiny względem ramy i chwilowy środek obrotu ramy względem drogi są na tej samej wysokości: $C_{(kr)z} = C_{(rg)z}$.

1° Jeżeli chwilowy środek obrotu kabiny względem ramy i chwilowy środek obrotu ramy względem drogi są na tej samej wysokości, to siłownik 4 przeciwdziałający przechyłowi poprzecznemu kabiny przeciwdziała jednocześnie przemieszczeniu liniowemu w kierunku poprzecznym.

Położenie chwilowego środka obrotu ramy względem drogi C_{rg} zależy od kształtu profilu drogi, po której porusza się maszyna. Koła maszyny najeżdżając na nierówności drogi, ustawiają maszynę pod zmiennym kątem nachylenia względem osi y_g (rys. 4.3). Rozpatruje się odcinek LR , którego skrajne punkty reprezentują powierzchnie styku kół maszyny z drogą. Jeżeli na odcinku LR istnieje jeden punkt M , którego prędkość w płaszczyźnie $y_g z_g$ ma tylko składową pionową, to na prostej poziomej zawierającej punkt M musi się znajdować także punkt chwilowego środka obrotu ramy względem drogi; C_{rg} . Odpowiada to sytuacji braku zsuwania się kół względem podłoża poprzecznie do kierunku jazdy maszyny. Wtedy w dowolnym kątowym położeniu ramy maszyny możliwym polem występowania C_{rg} jest poziomy pas zawierający nierówności drogi.



Rys. 4.3. Chwilowy środek obrotu ramy względem drogi

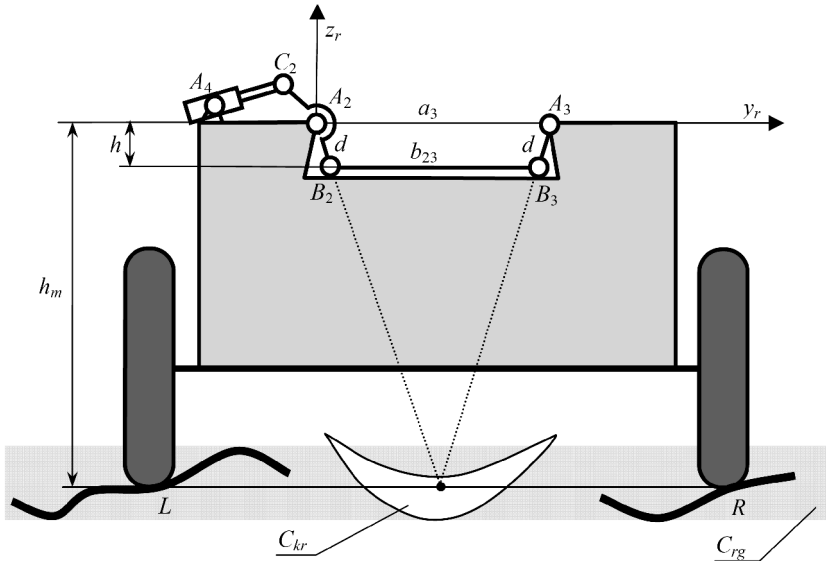
Sformułowany warunek 1° powstał przy założeniu równoległości płaszczyzn y_r, z_r i y_g, z_g i jest podstawą do ustalenia wymiarów ogniów mechanizmu zawieszenia AZK. Badania symulacyjne wykazały, że pomimo przestrzennego ruchu ramy maszyny, przy pionowym ustawieniu kabiny przez siłownik 4, występuje istotny efekt redukcji prędkości kabiny na kierunku poprzecznym.

4.2. ZALEŻNOŚCI WYMIAROWE OGNIW MECHANISMU AZK

W tym punkcie zebrano zbiór ograniczeń i zależności dotyczących wymiarów ogniów mechanizmu AZK. Jeżeli przyjąć centralne umieszczenie kabiny na ramie maszyny, to punkty A_2 i A_3 powinny być rozłożone symetrycznie względem osi podłużnej ramy a długości wahaczy 2 i 3 powinny być jednakowe:

$$d_2 = d_3 = d \quad (4.6)$$

Na podstawie tego spostrzeżenia oraz warunku $C_{(k,r)z} = C_{(r,g)z}$ należy tak dobrać wymiary ogniów, aby chwilowy środek obrotu platformy względem ramy $C_{r,g}$ znajdował się w poziomym pasie ograniczonym punktami L i R lub jak najbliższej tego pasa.



Rys. 4.4. Pola rozmieszczeń $C_{r,g}$ i $C_{k,r}$

Na rysunku 4.4 przedstawiono poziome pasmo występowania chwilowego środka obrotu ramy względem drogi $C_{r,g}$ (obejmujące nierówności drogi) i typowy kształt

półksiężycy, jaki ma pole występowania chwilowego środka obrotu kabiny względem ramy $C_{k,r}$. Przyjmuje się, że w poziomym położeniu ramy maszyny $C_{k,r}$ leży na linii styku kół z podłożem. Odległość przegubów połączeń wahaczy z ramą A_2 i A_3 od podłoża wynosi h_m . Wtedy na podstawie twierdzeń Pitagorasa i Talesa można stwierdzić:

$$h = \sqrt{d^2 - \left(\frac{a_3 - b_{23}}{2}\right)^2} \quad (4.7)$$

$$\frac{h_m}{a_3} = \frac{h_m - h}{b_{23}} \quad (4.8)$$

gdzie:

h – odległość platformy od środków przegubów A_2 i A_3 w jej poziomym ustawieniu.

Rugując z równań (4.7) i (4.8) h , otrzymuje się związek pomiędzy wymiarami czworoboku $A_2B_2A_3B_3$ a h_m , którego spełnienie powoduje umieszczenie $C_{k,r}$ w pobliżu pasa występowania $C_{r,g}$:

$$h_m \left(1 - \frac{b_{23}}{a_3}\right) = \sqrt{d^2 - \left(\frac{a_3 - b_{23}}{2}\right)^2} \quad (4.9)$$

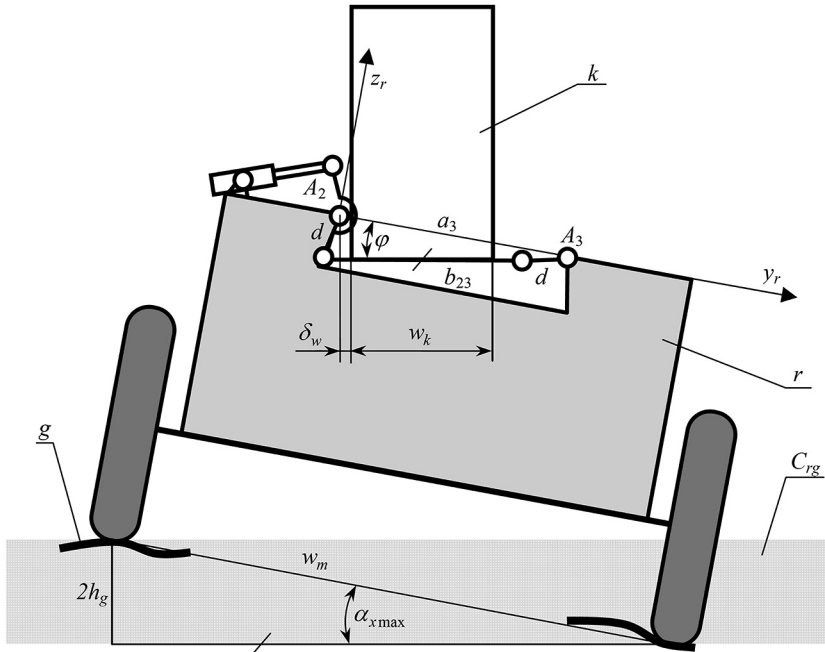
Przemieszczenia mechanizmu AZK są ograniczone przez występowanie położen osobliwych. Mechanizm nie powinien nawet zbliżać się do położenia osobliwego, gdzie gwałtownie spada sterowalność układu i zwiększają się obciążenia napędu i połączeń ruchowych. Dla założonej maksymalnej wysokości pasa nierówności terenu $2h_g$ i szerokości rozstawu kół maszyny w_m maksymalny kąt $\alpha_{x,max}$ pochylenia bocznego maszyny względem osi y_g nie powinien powodować osiągnięcia położenia osobliwego rozpatrywanego czworoboku (rys. 4.5):

$$\alpha_{x,max} < \varphi \rightarrow \alpha_{x,max} < \arccos \frac{a_3^2 + (b_{23} + d)^2 - d^2}{2a_3(b_{23} + d)} \quad (4.10)$$

gdzie:

$$\alpha_{x,max} = \arcsin \frac{2h_g}{w_m}$$

Spełnienie nierówności (4.10) przez wymiary ogniw czworoboku $A_2B_2A_3B_3$ i h_g zapewnia pracę mechanizmu w jednej konfiguracji.



Rys. 4.5. Kąt przechyłu ramy maszyny w odniesieniu do położenia osobliwego czworoboku

Kolejny warunek geometryczny może wynikać z przyjęcia swobodnego przemieszczania się kabiny bez kolizji z przegubami A_2 i A_3 w trakcie zbliżania się do skrajnego wychylenia maszyny o kąt $\alpha_{x\max}$ (rys. 4.5):

$$a_3 \cos \alpha_{x\max} > \frac{b_{23}}{2} + \frac{w_k}{2} + \delta_w + d \quad (4.11)$$

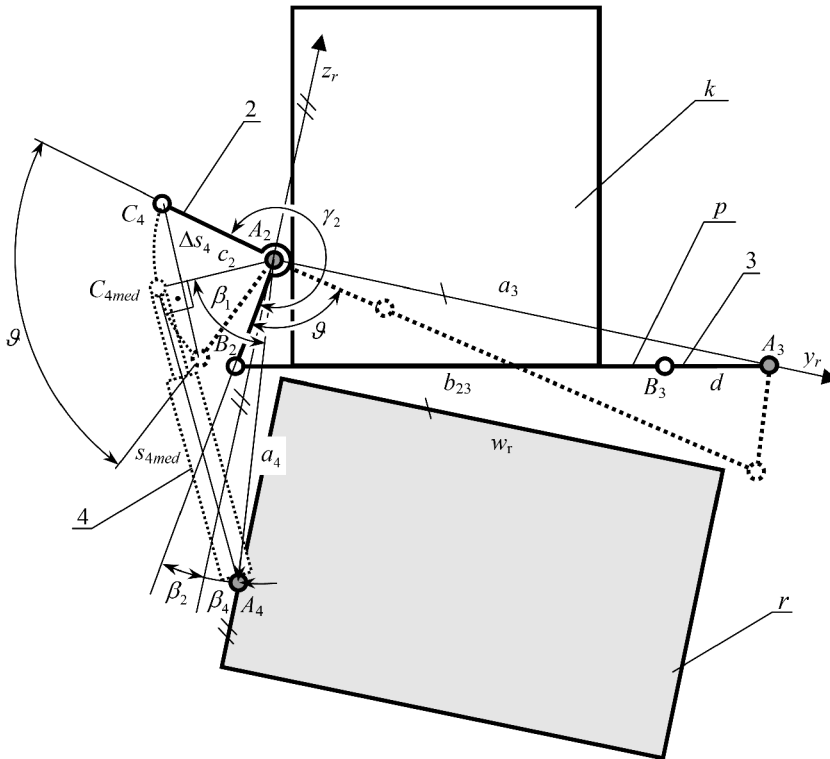
gdzie:

- w_k – szerokość kabiny, $w_k < b_{23}$,
- δ_w – dopuszczalna odległość kabiny ściany od środka przegubu A_2 .

Spełnienie nierówności (4.11) zapewni bezkolizyjną pracę czworoboku $A_2 B_2 A_3 B_3$ i kabiny przy założonej wysokości pasa nierówności terenu $2h_g$. Warunki (4.9)–(4.11) są podstawą do wyznaczenia wartości a_3 , b_{23} i d .

Praca maszyny w terenie o większych wartościach $2h_g$ od założonej spowoduje, że mechanizm AZK będzie czasem osiągał granicę pola pracy, co będzie skutkowało chwilowym wychyleniem kabiny od pionowego kierunku.

Określenie pozostałych wielkości: współrzędnych środka przegubu A_4 łączącego siłownik 4 z ramą maszyny, c_2 – odległości $A_2 C_4$, γ_2 – kąta pomiędzy ramionami ogniwa 2 oraz ekstremalnych długości siłownika 4, wymaga wyznaczenia ϑ – zakresu



Rys. 4.6. Konstrukcja położenia punktu mocowania siłownika 4; A_4 oraz stałego kąta pomiędzy ramionami wahacza 2; γ_2

przeszczenia kąowego wahacza 2, przedstawionego na rys. 4.6. Kąt ϑ odpowiada skrajnym położeniom platformy p wynikającym z położen osobliwych mechanizmu AZK:

$$\vartheta = \arccos\left(\frac{d^2 + a_3^2 - (b_{23} + d)^2}{2a_3d}\right) - \arccos\left(\frac{(b_{23} + d)^2 + a_3^2 - d^2}{2a_3(b_{23} + d)}\right) \quad (4.12)$$

Dalszy proces rozwiązania ma charakter iteracyjny:

1° Założenie początkowej wartości c_2 i obliczenie skoku siłownika 4:

$$\Delta s_4 \approx c_2 \sqrt{2(1 - \cos \vartheta)} \quad (4.13)$$

2° Założenie:

$$\lambda = \frac{s_{4\min}}{s_{4\max}} \quad (4.14)$$

której wartość $0,1 \leq \lambda \leq 0,9$ zależy od nieznanymi jeszcze wymiarów elementów siłownika 4, szczególnie od miejsca mocowania przegubu A_4 na cylindrze.

- 3° Na podstawie (4.14) i $\Delta s_4 = s_{4\max} - s_{4\min}$ oblicza się środkową długość siłownika 4 $s_{4\text{med}}$:

$$s_{4\text{med}} = \frac{s_{4\max} + s_{4\min}}{2} = \frac{\Delta s_4(1 + \lambda)}{2(1 - \lambda)} \quad (4.15)$$

Środkowemu ustawieniu platformy z kabiną odpowiada położenie przegubu C_4 w punkcie $C_{4\text{med}}$. W tym położeniu siłownik 4 powinien być prostopadły do kierunku wyznaczonego przez punkty A_2 i $C_{4\text{med}}$.

- 4° Obliczenie promienia a_4 okręgu o środku A_2 , na którym powinien leżeć środek przegubu A_4 :

$$a_4 = \sqrt{s_{4\text{med}}^2 + c_2^2} \quad (4.16)$$

Przyjmuje się na ramie maszyny położenie środka przegubu $A_4(0, y_{A_4}, z_{A_4})$, gdzie: $y_{A_4} = \frac{a_3 - w_r}{2}$, $z_{A_4} = -\sqrt{a_4^2 - y_{A_4}^2}$, w_r – szerokość ramy.

- 5° Obliczenie β_1 – kąta pomiędzy kierunkiem wyznaczonym przez A_2 i A_4 a kierunkiem wyznaczonym przez A_2 i $C_{4\text{med}}$:

$$\beta_1 = \arctan \frac{s_{4\text{med}}}{c_2} \quad (4.17)$$

- 6° Obliczenie β_2 – kąta pomiędzy kierunkiem wyznaczonym przez A_2 i A_4 w skrajnym lewym położeniu ognia 2 a kierunkiem osi z_r :

$$\beta_2 = \arccos \frac{d^2 + a_3^2 - (b_{23} + d)^2}{2a_3d} - \frac{\pi}{2} \quad (4.18)$$

- 7° Obliczenie β_4 – kąta pomiędzy kierunkiem wyznaczonym przez A_2 i B_2 a kierunkiem osi z_r :

$$\beta_4 = \arcsin \frac{a_3 - w_r}{2a_4} \quad (4.19)$$

- 8° Obliczenie stałego kąta pomiędzy ramionami wahacza 2:

$$\gamma_2 = 2\pi - \frac{\vartheta}{2} - \beta_1 + \beta_2 + \beta_4 \quad (4.20)$$

9° Na podstawie symulacji pracy AZK obliczono przebieg siły działającej na siłownik 4. Biorąc pod uwagę maksymalne dopuszczalne ciśnienie, można wyznaczyć pole powierzchni tłoka. Kolejnym ograniczeniem napędu hydraulicznego jest maksymalna wydajność pompy obsługującej napęd 4, która po uwzględnieniu powierzchni tłoka umożliwia wyznaczenie maksymalnej prędkości realizowanej przez napęd $\dot{s}_{4\text{dop}}$.

10° Na podstawie symulacji oblicza się przebieg prędkości w siłowniku 4 w funkcji jego długości. Jeżeli maksymalna prędkość będzie większa od dopuszczalnej $\dot{s}_{4\text{max}} > \dot{s}_{4\text{dop}}$, to należy zmniejszyć c_2 – długość ramienia wahacza 2 i odwrotnie. Kolejne zmiany c_2 i dobór innego siłownika 4 (inne λ) doprowadzają do spełnienia warunku: $\dot{s}_{4\text{max}} \approx \dot{s}_{4\text{dop}}$, co kończy ten etap syntezy. Rozpatrując wymiar c_2 , należy dodać, że powinien być możliwie jak największy ze względu na minimalizację wpływu błędów realizacji prędkości w napędzie 4 na dokładność uzyskania oczekiwanej prędkości kątowej platformy.

Zakładana wielkość nierówności terenu $2h_g$ jest punktem wyjścia do wyznaczenia położenia środka przegubu krzyżakowego A_1 oraz ekstremalnych długości siłownika 1. Niech początkowo A_1 leży na płaszczyźnie x_r, y_r i brak jest pochylenia poprzecznego ramy maszyny (wokół osi x_r) (rys. 4.7), wtedy rama maszyny jest maksymalnie pochylona do przodu.

Pionowe ustawienie kabiny determinuje położenie środka przegubu kulowego B_1 . Najbliższe położenie A_1 od ściany kabiny ustawia siłownik 1 równoległe do tylnej ściany kabiny. Pionowa prosta przechodząca przez B_1 zawiera alternatywne punkty możliwych położenia A_1 . Wtedy odległość A_1 od płaszczyzny y_r, z_r ; l_{A_1} wynosi:

$$l_{A_1} = \frac{b_1}{\cos \alpha_{y\text{max}}} \quad (4.21)$$

gdzie:

$$b_1 = l_{kb} + \delta_l,$$

l_{kb} – odległość środka masy kabiny od jej tylnej ściany,

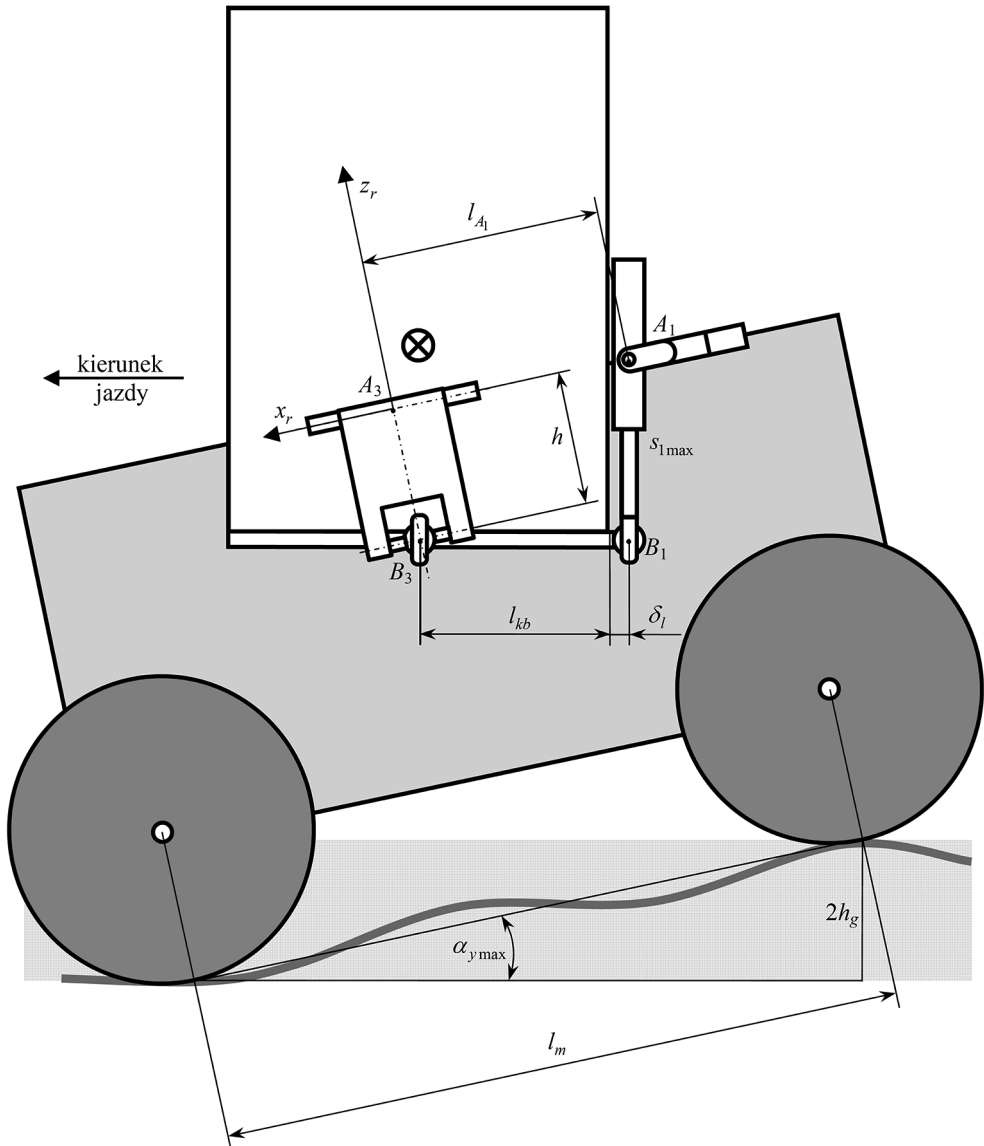
δ_l – dopuszczalna odległość tylnej ściany kabiny od środka przegubu A_1 ,

$$\alpha_{y\text{max}} = \arcsin \left(\frac{2h_g}{l_m} \right).$$

W tym położeniu ramy i kabiny siłownik 1 jest najdłuższy:

$$s_{1\text{max}} = b_1 \operatorname{tg} \alpha_{y\text{max}} + \frac{h}{\cos \alpha_{y\text{max}}} \quad (4.22)$$

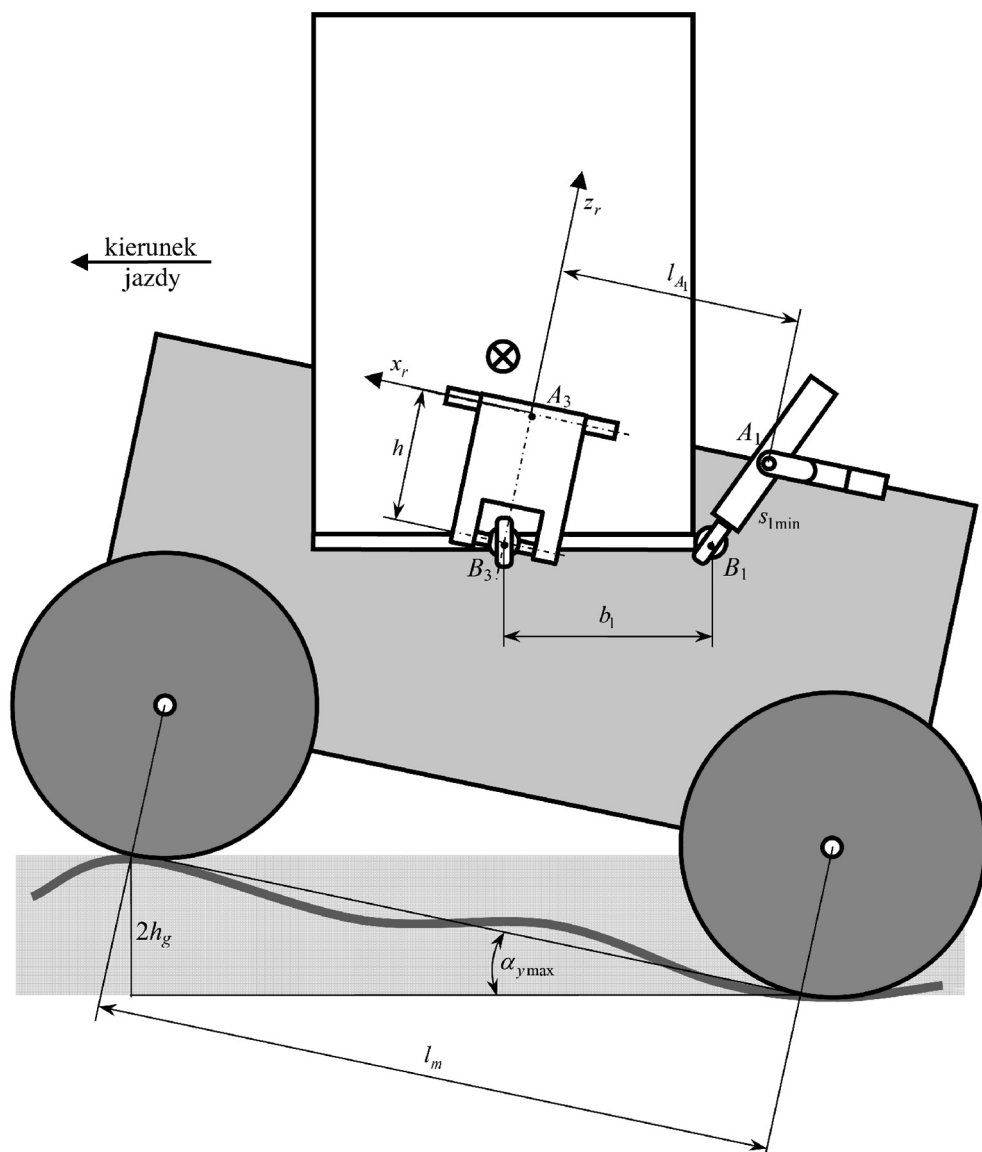
gdzie h wyznaczono na podstawie (4.7).



Rys. 4.7. Maksymalne pochylenie ramy maszyny do przodu

Minimalną długość siłownika 1 można wyznaczyć dla drugiego skrajnego położenia ramy maszyny – przechyłu do tyłu o kąt $\alpha_{y\max}$, co przedstawiono na rys. 4.8:

$$s_{1\min} = \sqrt{(h - b_1 \sin \beta_{\max})^2 + (l_{A_1} - b_1 \cos \beta_{\max})^2} \quad (4.23)$$



Rys. 4.8. Maksymalne pochylenie ramy maszyny do tyłu

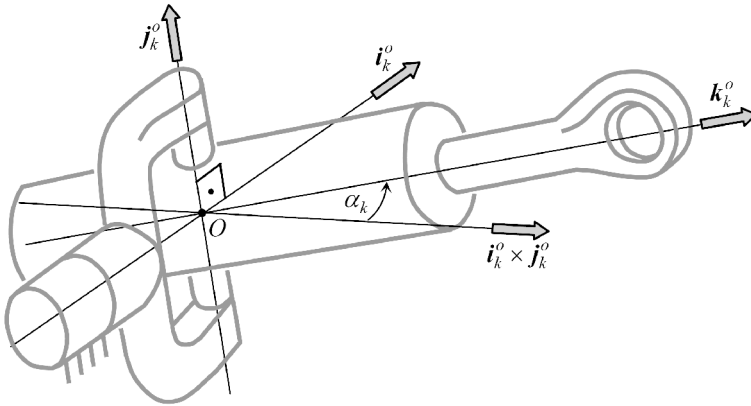
Pozostałe odległości pomiędzy środkami przegubów B_1 i B_2 oraz B_1 i B_3 platformy wynoszą:

$$b_{12} = b_{13} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}b_{23}\right)^2 + b_1^2} \quad (4.24)$$

4.3. ZAKRESY PRZEMIESZCZEŃ W PARACH KINEMATYCZNYCH I NAPĘDACH

4.3.1. Ograniczenia wymiarowe w parze krzyżakowej

Zastosowane pary kinematyczne krzyżakowe i kuliste, łączące ogniwa mechanizmu AZK, mają ograniczenia przemieszczeń wynikające z warunków konstrukcyjnych.



Rys. 4.9. Wersory kierunkowe osi przegubu krzyżakowego

Niech położenie kątowne ogniw połączonych parą krzyżakową określają wersory \mathbf{i}_k^o i \mathbf{j}_k^o leżące na osiach obrotów widełek, przecinających się w punkcie O , oraz wersor \mathbf{k}_k^o osi cylindra (rys. 4.9). Obrót cylindra wokół osi z wersorem \mathbf{i}_k^o nie jest ograniczony przez konstrukcję pary krzyżakowej. Ograniczenia dotyczą kąta obrotu α_k wokół osi z wersorem \mathbf{j}_k^o i wynikają z możliwości kolizji widełek z cylindrem. Kąt α_k wynosi:

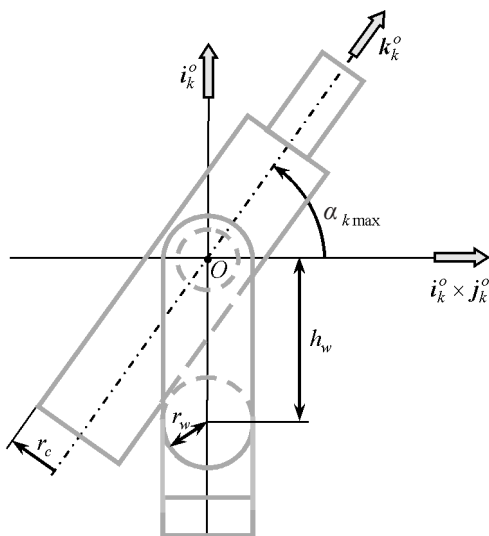
$$\alpha_k = \text{sign}\{\mathbf{j}_k^o \cdot [(\mathbf{i}_k^o \times \mathbf{j}_k^o) \times \mathbf{k}_k^o]\} \arccos[\mathbf{k}_k^o \cdot (\mathbf{i}_k^o \times \mathbf{j}_k^o)] \quad (4.25)$$

Maksymalna dopuszczalna wartość α_k wynosi (rys. 4.10):

$$\alpha_{k \max} = \arccos\left(\frac{r_c + r_w}{h_w}\right) \quad (4.26)$$

gdzie:

- r_c – promień cylindra,
- r_w – promień ramki widełek,
- h_w – odległość osi ramki widełek od osi obrotu określonej wersorem \mathbf{j}_k^o .



Rys. 4.10. Graniczne ustawienie przegubu krzyżakowego

4.3.2. Ograniczenia wymiarowe w parze kulistej

W przypadku pary kulistej do określenia położenia kątownego ogniw połączonych tą parą można wykorzystać wersory \mathbf{i}_s^o i \mathbf{j}_s^o (rys. 4.11). Wersor \mathbf{j}_s^o leży na kierunku osi podłużnej obejmy, a wersor \mathbf{i}_s^o leży na kierunku otworu obejmy. Kierunek osi sworznia czopa wyznacza wersor \mathbf{k}_s^o . Obrót sworznia wokół osi własnej (\mathbf{k}_s^o) jest nieograniczony.

Kierunek wersora osi sworznia czopa \mathbf{k}_s^o jest określony kątem odchylenia od osi otworu obejmy:

$$\beta_s = \arccos(\mathbf{i}_s^o \cdot \mathbf{k}_s^o) \quad (4.27)$$

oraz kątem:

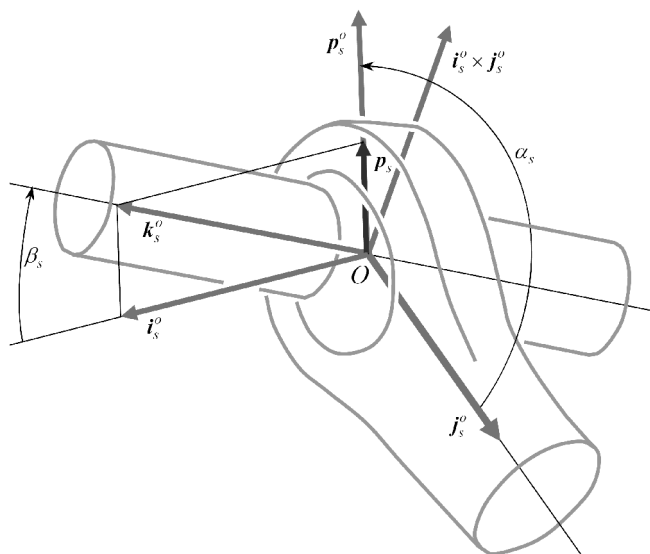
$$\alpha_s = \text{sign}[\mathbf{k}_s^o \cdot (\mathbf{i}_s^o \times \mathbf{j}_s^o)] \arccos(\mathbf{p}_s^o \cdot \mathbf{j}_s^o) \quad (4.28)$$

gdzie:

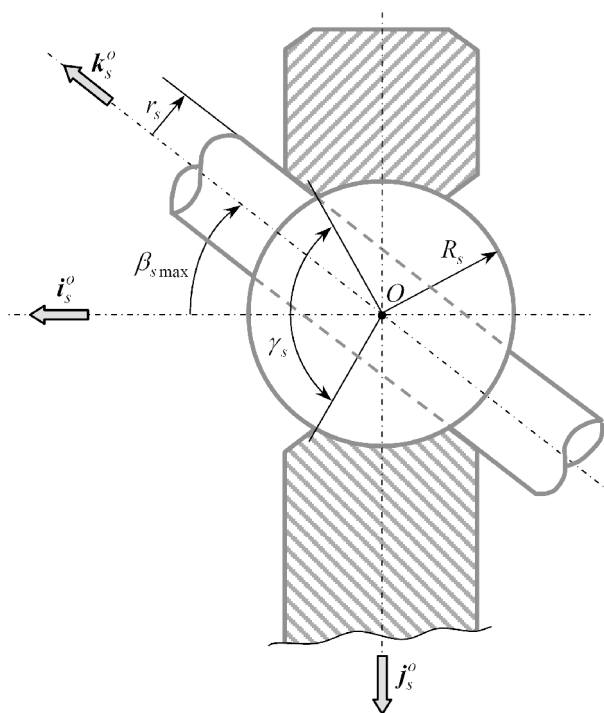
$$\mathbf{p}_s^o = \mathbf{p}_s / p_s,$$

$$\mathbf{p}_s = \mathbf{k}_s^o - (\mathbf{i}_s^o \cdot \mathbf{k}_s^o) \mathbf{i}_s^o,$$

$$p_s = \sqrt{1 - (\mathbf{i}_s^o \cdot \mathbf{k}_s^o)^2}.$$



Rys. 4.11. Wersory kierunkowe osi przegubu sferycznego



Rys. 4.12. Graniczne ustawienie czopa w przegubie sferycznym

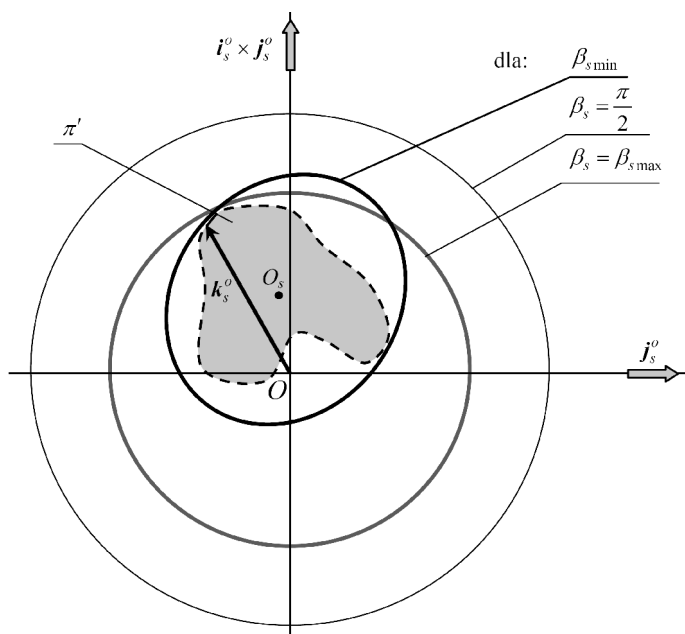
Maksymalna dopuszczalna wartość kąta β_s , przedstawiona na rys. 4.12, zależy od wymiarów konstrukcyjnych pary sferycznej:

$$\beta_{s \max} = \frac{\gamma_s}{2} - \arcsin\left(\frac{r_s}{R_s}\right) \quad (4.29)$$

gdzie:

- γ_s – kąt wycięcia otworu obejmy,
- r_s – promień sworznia,
- R_s – promień kuli.

Analiza ruchu mechanizmu AZK daje możliwość wyznaczenia wersorów ogniw we wszystkich możliwych ustawieniach. To pozwala na określenie na sferze powierzchni π' , na której może występować wersor k_s^o (rys. 4.13). Jeżeli kąt nachylenia osi sworznia do osi otworu obejmy β_s nie przekroczy wartości dopuszczalnej $\beta_{s \max}$, to zastosowany przegub kulisty będzie działał poprawnie.



Rys. 4.13. Wycinek sfery π' , na którym może występować wersor k_s^o

Istnieje możliwość ulepszenia konstrukcji przegubu kulistego przez zmniejszenie kąta rozwarcia otworu obejmy γ_s , co zwiększa nośność przegubu. W tym celu należy znaleźć punkt środka okręgu O_s o minimalnym promieniu, zdolnym do pokrycia

powierzchni π' , na którym może występować wektor \mathbf{k}_s^o . Punkt O_s wytycza nową (o innej orientacji) oś otworu obejmują. Otwór zorientowany nową osią będzie miał mniejszy promień, co przekłada się na mniejszy kąt $\beta_{s_{\min}}$ i w efekcie mniejszy kąt rozwarcia γ_s .

4.3.3. Ograniczenia ruchu w napędzie ruchu pionowego fotela operatora

Podczas pracy albo przejazdu maszyna może tak zmienić swoje położenie w kierunku pionowym, że utrzymywanie nieruchomo fotela na tym kierunku doprowadzi do wyczerpania zakresu ruchu siłownika 5. Podobny efekt występuje w symulatorach ruchu samochodu [19]. W celu rozwiązania tego problemu proponuje się wprowadzenie funkcji kary, której argumentem jest chwilowa długość siłownika s_5 . Funkcja kary jest wielomianem o nieparzystym stopniu z jednym wielokrotnym pierwiastkiem s_{5sr} . Gdy s_5 znajduje się w pobliżu s_{5sr} , to wartość funkcji kary jest pomijalnie mała. Natomiast gdy s_5 zbliża się do wartości s_{5max} lub s_{5min} , to wartość funkcji kary powoduje powrót tłoka z maksymalną prędkością $\dot{s}_{5k \max}$ do położenia środkowego.

$$\dot{s}_{5k} = \dot{s}_{5k \max} \left[\frac{s_{5sr} - s_5}{0,5(s_{5max} - s_{5min})} \right]^{2n-1} \quad (4.30)$$

gdzie:

$$s_{5sr} = 0,5(s_{5max} + s_{5min}),$$

$$\dot{s}_{5k \max} - \text{maksymalna prędkość siłownika 5, } n \in \mathbb{N}.$$

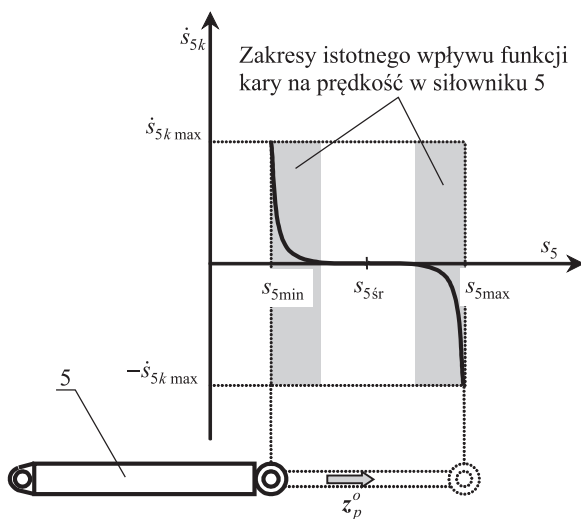
Ostateczna oczekiwana prędkość wysuwu tłoka siłownika 5 powinna zawierać składnik powodujący „dryfowanie” fotela do położenia środkowego.

$$\dot{s}_{5o}^* = \dot{s}_{5o} + \dot{s}_{5k} \quad (4.31)$$

gdzie:

$$\dot{s}_{5o} - \text{prędkość oczekiwana w siłowniku 5.}$$

Działanie drugiego składnika w (4.31) uwidoczni się nakładaniem na ruch względny fotela ruchu fotela do położenia środkowego. Przyjęta postać funkcji kary (4.30) powoduje, że względna prędkość powrotu fotela (rys. 4.14) do położenia środkowego ma istotną wartość w krańcowych częściach zakresu przemieszczeń siłownika.



Rys. 4.14. Funkcja kary

Przyjęta w dziedzinie prędkości funkcja kary uwidacznia się także w dziedzinie przyspieszeń:

$$\ddot{s}_{5o}^* = \ddot{s}_{5o} + \ddot{s}_{5k} \quad (4.32)$$

gdzie na podstawie (4.30) otrzymano:

$$\ddot{s}_{5k} = -\frac{(2n-1)\dot{s}_5\dot{s}_{5k max}}{0,5(s_{5max} - s_{5min})} \left[\frac{s_{5sr} - s_5}{0,5(s_{5max} - s_{5min})} \right]^{2n-2} \quad (4.33)$$

5. DYNAMIKA MECHANIZMU AZK

W modelu dynamiki mechanizmu AZK przyjęto następujące założenia:

- rozpatrywane więzy są holonomiczne,
- ogniwa są idealnie sztywne,
- masa ramy jest znacznie większa od masy kabiny, a masy ogniw mechanizmu AZK są pomijalnie małe: $m_{\text{ramy}} \gg m_{\text{kabiny}} \gg m_{\text{ogniw AZK}}$,
- wymuszenie ruchu kabiny traktuje się jako kinematyczne,
- siły tarcia w przegubach przyjmuje się jako pomijalnie małe.

Algorytm sterowania ruchem mechanizmu AZK (rys. 3.4) wymaga rozwiązania odwrotnego zadania dynamiki mechanizmu AZK, a zatem wyznaczenia sił napędowych trzech siłowników, które spowodują pożądany ruch kabiny i fotela z operatorem. W tym celu wykorzystano równanie wynikające z zasady prac przygotowanych [c12, g13, t14]:

$$\sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i^T \delta \mathbf{r}_i + \mathbf{F}_s^T \delta \mathbf{s} = \mathbf{0} \quad (5.1)$$

gdzie:

$$\delta \mathbf{r}_i = \begin{bmatrix} \delta r_{ix} & \delta r_{iy} & \delta r_{iz} \end{bmatrix}^T \quad \text{– wektor przemieszczenia przygotowanego ogniwa } i, \text{ wywołanego działaniem obciążenia zewnętrznego, opisanego wektorem: } \mathbf{F}_i = \begin{bmatrix} F_{ix} & F_{iy} & F_{iz} \end{bmatrix}^T,$$

$$\delta \mathbf{s} = \begin{bmatrix} \delta s_1 & \delta s_4 & \delta s_5 \end{bmatrix}^T \quad \text{– wektor przemieszczeń przygotowanych tłoków względem cylindrów siłowników,}$$

$$\mathbf{F}_s = \begin{bmatrix} F_{s1} & F_{s4} & F_{s5} \end{bmatrix}^T \quad \text{– wektor sił wywieranych przez siłowniki.}$$

Składniki równania (5.1) odniesione do tego samego przyrostu czasu opisują poszczególne chwilowe moce, których suma jest równa zero:

$$\sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i^T \dot{\mathbf{r}}_i + \mathbf{F}_s^T \dot{\mathbf{s}} = \mathbf{0} \quad (5.2)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{r}}_i &= [\dot{r}_{ix} \quad \dot{r}_{iy} \quad \dot{r}_{iz}]^T - \text{wektor chwilowej prędkości punktu przyłożenia siły } \mathbf{F}_p, \\ \dot{\mathbf{s}} &= [\dot{s}_1 \quad \dot{s}_4 \quad \dot{s}_5]^T - \text{wektor prędkości tłoków względem cylindrów siłowników.} \end{aligned}$$

Wektor $\dot{\mathbf{r}}_i$ można wyrazić jako:

$$\dot{\mathbf{r}}_i = \mathbf{J}_i \dot{\mathbf{s}} \quad (5.3)$$

gdzie:

\mathbf{J}_i – macierz jacobianowa przekształcenia wektora prędkości siłowników $\dot{\mathbf{s}}$ w wektor prędkości punktu przyłożenia obciążenia \mathbf{F}_i .

Równanie (5.2), z uwzględnieniem (5.3), można przekształcić do postaci:

$$\left(\sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i^T \mathbf{J}_i + \mathbf{F}_s^T \right) \dot{\mathbf{s}} = \mathbf{0} \quad (5.4)$$

Stąd:

$$\mathbf{F}_s = - \sum_{i=1}^n \mathbf{J}_i^T \mathbf{F}_i \quad (5.5)$$

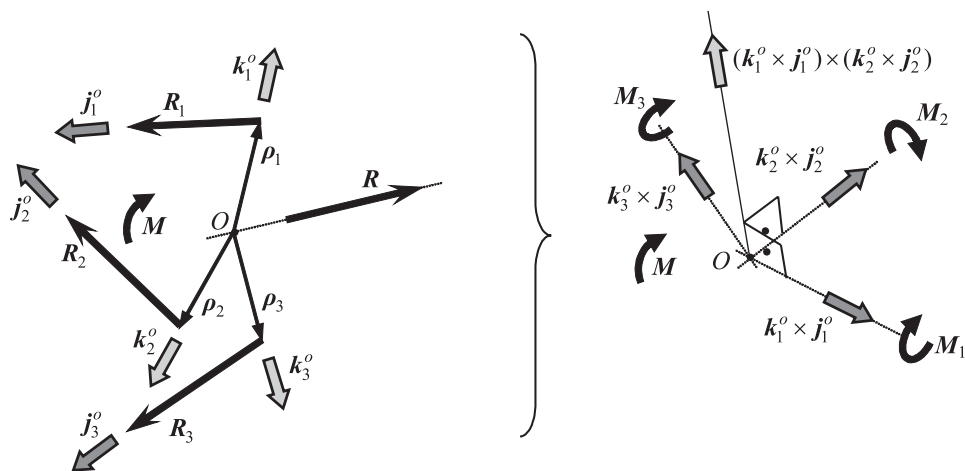
Zależność (5.5) wykorzystuje się do wyznaczenia sił napędowych, równoważących zewnętrzne obciążenia ogni w mechanizmie według odpowiednich macierzy jacobianowych.

Ruchy ogni mechanizmu, ograniczone warunkami więzów, są wywołane odpowiednio przez siły napędowe i obciążenia zewnętrzne. Ogniwa połączone parami kinematycznymi, oddziałują na siebie wzajemnie siłami reakcji. Wyznaczenie sił reakcji pozwala na zaprojektowanie przegubów, określenie sił tarcia lub obliczenie deformacji ogni i przegubów. Podstawowymi równaniami, na podstawie których będzie możliwe wyznaczenie sił reakcji, są wektorowe równania równowagi sił i momentów sił przyłożonych do poszczególnych ogni:

$$\sum_{i=1}^n \mathbf{F}_i = \mathbf{0}, \quad \sum_{i=1}^n \mathbf{M}_i = \mathbf{0} \quad (5.6)$$

Rozwiązanie układu równań (5.6) w znacznym stopniu upraszcza się, jeżeli spełnione są następujące warunki (rys. 5.1):

- znane są kierunki, określone przez wersory \mathbf{j}_i^o , trzech dowolnych wektorów sił reakcji \mathbf{R}_i ($i = 1, 2, 3$), przy czym $\mathbf{R}_i = R_i \mathbf{j}_i^o$, gdzie R_i to poszukiwany moduł wektora siły reakcji,



Rys. 5.1. Równoważne układy sił i momentów sił

- znane są wektory wodzące $\rho_i = \rho_i \mathbf{k}_i^o$ punktów przyłożenia wektorów sił reakcji \mathbf{R}_i ($i = 1, 2, 3$),
- kierunek wypadkowej \mathbf{R} pozostałych nieznanymi wektorów sił reakcji oddziałujących na ogniwo przechodzi przez punkt O ,
- inne znane obciążenia reprezentowane są w postaci wypadkowego momentu sił \mathbf{M} określonego względem punktu O .

Równanie równowagi momentów sił układu przedstawionego na rys. 5.1:

$$\rho_1 \times \mathbf{R}_1 + \rho_2 \times \mathbf{R}_2 + \rho_3 \times \mathbf{R}_3 = -\mathbf{M} \quad (5.7)$$

Podstawiając do równania (5.7) odpowiednie wersory kierunkowe, otrzymuje się:

$$\rho_1 R_1 (\mathbf{k}_1^o \times \mathbf{j}_1^o) + \rho_2 R_2 (\mathbf{k}_2^o \times \mathbf{j}_2^o) + \rho_3 R_3 (\mathbf{k}_3^o \times \mathbf{j}_3^o) = -\mathbf{M} \quad (5.8)$$

Moduł siły reakcji występującej w jednym z trzech składników równania (5.8) można otrzymać w wyniku rzutowania wektorów tego równania na kierunek prostopadły do płaszczyzny wyznaczonej przez wektory pozostałych dwóch składników, np.:

$$R_3 = - \frac{\mathbf{M} \cdot [(\mathbf{k}_1^o \times \mathbf{j}_1^o) \times (\mathbf{k}_2^o \times \mathbf{j}_2^o)]}{\rho_3 (\mathbf{k}_3^o \times \mathbf{j}_3^o) \cdot [(\mathbf{k}_1^o \times \mathbf{j}_1^o) \times (\mathbf{k}_2^o \times \mathbf{j}_2^o)]} \quad (5.9)$$

Analogicznie można wyznaczyć pozostałe moduły sił reakcji R_1 i R_2 .

5.1. ZADANIE ODWROTNE DYNAMIKI

W rozpatrywanym mechanizmie AZK zewnętrzne obciążenia stanowią siły ciężkości, siły i momenty sił bezwładności platformy z kabiną i fotelem z operatorem, które określa się na podstawie równań Newtona-Eulera:

$$\mathbf{P}_{bk} = -m_k \mathbf{a}_{O_k,g} \quad (5.10)$$

$$\mathbf{M}_{bk} = -\boldsymbol{\varepsilon}_{k,g} \mathbf{I}_k - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,g} \mathbf{I}_k \boldsymbol{\omega}_{k,g} \quad (5.11)$$

$$\mathbf{P}_{bf} = -m_f \mathbf{a}_{O_f,g} \quad (5.12)$$

$$\mathbf{M}_{bf} = -\boldsymbol{\varepsilon}_{f,g} \mathbf{I}_f - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{f,g} \mathbf{I}_f \boldsymbol{\omega}_{f,g} \quad (5.13)$$

gdzie:

$$\tilde{\boldsymbol{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix},$$

${}^k \mathbf{I}_k, {}^f \mathbf{I}_f$ – macierze momentów bezwładności kabiny i fotela z operatorem w ich układach własnych,

$$\mathbf{I}_k = {}^r \mathbf{R} {}^k \mathbf{I}_k {}^r \mathbf{R}^T,$$

$$\mathbf{I}_f = {}^r \mathbf{R} {}^f \mathbf{I}_f {}^r \mathbf{R}^T.$$

Sumę mocy rozwijanych przez napędy mechanizmu AZK oraz mocy sił ciężkości i bezwładności zgodnie z równaniem (5.4) można przyrównać do zera:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{s}}^T \mathbf{F}_s + m_k \mathbf{v}_{O_k,r}^T (\mathbf{g} - \mathbf{a}_{O_k,g}) + \boldsymbol{\omega}_{k,r}^T (-\mathbf{I}_k \boldsymbol{\varepsilon}_{k,g} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,g} \mathbf{I}_k \boldsymbol{\omega}_{k,g}) + \\ + m_f \mathbf{v}_{O_f,r}^T (\mathbf{g} - \mathbf{a}_{O_f,g}) + \boldsymbol{\omega}_{f,r}^T (-\mathbf{I}_f \boldsymbol{\varepsilon}_{f,g} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{f,g} \mathbf{I}_f \boldsymbol{\omega}_{f,g}) = 0 \end{aligned} \quad (5.14)$$

Na podstawie wyznaczonych macierzy jacobianowych (3.75), (3.83) i (3.84) równanie (5.14) można przedstawić w postaci:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{s}}^T [\mathbf{F}_s + m_k \mathbf{J}_{vk}^T (\mathbf{g} - \mathbf{a}_{O_k,g}) + \mathbf{J}_\omega^T (-\mathbf{I}_k \boldsymbol{\varepsilon}_{k,g} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,g} \mathbf{I}_k \boldsymbol{\omega}_{k,g}) + \\ + m_f \mathbf{J}_{vf}^T (\mathbf{g} - \mathbf{a}_{O_f,g}) + \mathbf{J}_\omega^T (-\mathbf{I}_f \boldsymbol{\varepsilon}_{f,g} - \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{f,g} \mathbf{I}_f \boldsymbol{\omega}_{f,g})] = 0 \end{aligned} \quad (5.15)$$

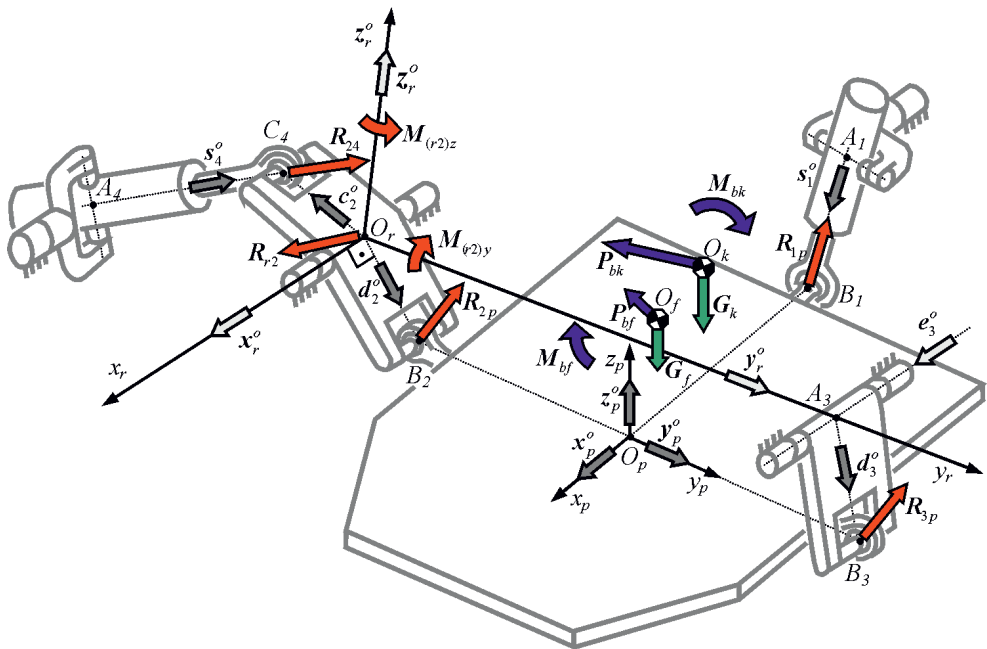
Znając obciążenia bezwładnościowe i ciężkości z równania (5.15), wyznacza się siły w napędach:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_s = & m_k \mathbf{J}_{vk}^T (\mathbf{a}_{O_k,g} - \mathbf{g}) + m_f \mathbf{J}_{vf}^T (\mathbf{a}_{O_f,g} - \mathbf{g}) + \\ & + \mathbf{J}_\omega^T \{ (\mathbf{I}_k + \mathbf{I}_f) \boldsymbol{\varepsilon}_{k,g} + [\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,g} (\mathbf{I}_f + \mathbf{I}_k) \boldsymbol{\omega}_{k,g}] \} \end{aligned} \quad (5.16)$$

5.2. WYZNACZENIE SIŁ REAKCJI

Przy pominięciu tarcia w przegubach obrotowych, krzyżakowych i kulistych, łączących siłownik 1 z platformą oraz siłownik 4 z wahaczem 2, kierunki sił reakcji w przegubach kulistych B_1 i C_4 wyznaczają odpowiednie kierunki osi siłowników (przy założeniu, że środki przegubów siłownika leżą na jego osi) (rys. 5.2):

$$\mathbf{R}_{42} = R_{42} \mathbf{s}_4^o, \quad \mathbf{R}_{1p} = R_{1p} \mathbf{s}_1^o \quad (5.17)$$



Rys. 5.2. Układ sił i momentów sił działający na ogniwa mechanizmu AZK

Wahacz 3 w przegubie kulistym B_3 może wywierać na platformę siłę reakcji, której wektor leży na płaszczyźnie wyznaczonej przez wersory \mathbf{e}_3^o i \mathbf{d}_3^o :

$$\mathbf{R}_{3p} = R_{(3p)e} \mathbf{e}_3^o + R_{(3p)d} \mathbf{d}_3^o \quad (5.18)$$

Równanie równowagi momentów sił działających na platformę względem bieguna położonego w punkcie B_2 ma postać:

$$\begin{aligned} b_{23} \mathbf{y}_p^o \times \mathbf{R}_{3p} + (b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{R}_{1p} + (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pk}) \times (\mathbf{G}_k + \mathbf{P}_{bk}) + \mathbf{M}_{bk} + \\ + (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pf}) \times (\mathbf{G}_f + \mathbf{P}_{bf}) + \mathbf{M}_{bf} = \mathbf{0} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Po uwzględnieniu w (5.19) zależności (5.17) i (5.18) otrzymano:

$$R_{(3p)e} b_{23} (\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) + R_{(3p)d} b_{23} (\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{d}_3^o) + R_{1p} (b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{s}_1^o + \mathbf{M}_{Gb} = \mathbf{0} \quad (5.20)$$

gdzie:

$$\mathbf{M}_{Gb} = (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pk}) \times (\mathbf{G}_k + \mathbf{P}_{bk}) + \mathbf{M}_{bk} + (b_2 \mathbf{y}_p^o + \mathbf{r}_{pf}) \times (\mathbf{G}_f + \mathbf{P}_{bf}) + \mathbf{M}_{bf}$$

W celu wyznaczenia z równania (5.20) modułów sił reakcji wykorzystano sposób rozwiązania zastosowany w (5.9):

$$R_{1p} = \mathbf{M}_{Gb} \cdot \mathbf{q}_{1p} \quad (5.21)$$

$$R_{(3p)e} = \mathbf{M}_{Gb} \cdot \mathbf{q}_{(3p)e} \quad (5.22)$$

$$R_{(3p)d} = \mathbf{M}_{Gb} \cdot \mathbf{q}_{(3p)d} \quad (5.23)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_{1p} &= -\frac{(\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) \times (\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{d}_3^o)}{[(b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{s}_1^o] \cdot [(\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) \times (\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{d}_3^o)]} \\ \mathbf{q}_{(3p)e} &= -\frac{(\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{d}_3^o) \times [(b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{s}_1^o]}{b_{23} (\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) \cdot \{(\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{d}_3^o) \times [(b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{s}_1^o]\}} \\ \mathbf{q}_{(3p)d} &= -\frac{(\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) \times [(b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{s}_1^o]}{b_{23} (\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) \cdot \{(\mathbf{y}_p^o \times \mathbf{e}_3^o) \times [(b_2 \mathbf{y}_p^o - b_1 \mathbf{x}_p^o) \times \mathbf{s}_1^o]\}} \end{aligned}$$

Wektor siły reakcji w przegubie kulistym B_2 otrzymuje się z równania równowagi sił działających na platformę:

$$\mathbf{R}_{2p} = -\mathbf{R}_{1p} - \mathbf{R}_{3p} - \mathbf{P}_{Gb} \quad (5.24)$$

gdzie:

$$\mathbf{P}_{Gb} = \mathbf{G}_k + \mathbf{P}_{bk} + \mathbf{G}_f + \mathbf{P}_{bf}$$

Uwzględniając w (5.24) zależności (5.17), (5.18), (5.21)–(5.23), otrzymano:

$$\mathbf{R}_{2p} = -(\mathbf{M}_{Gb} \cdot \mathbf{q}_{1p})\mathbf{s}_1^o - (\mathbf{M}_{Gb} \cdot \mathbf{q}_{(3p)e})\mathbf{e}_3^o - (\mathbf{M}_{Gb} \cdot \mathbf{q}_{(3p)d})\mathbf{d}_3^o - \mathbf{P}_{Gb} \quad (5.25)$$

Równanie równowagi momentów sił działających na wahacz 2, określonych względem punktu O_r :

$$d_2 \mathbf{d}_2^o \times (-\mathbf{R}_{2p}) + c_2 (\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{R}_{42}) + \mathbf{M}_{(r2)y} + \mathbf{M}_{(r2)z} = \mathbf{0} \quad (5.26)$$

gdzie:

$\mathbf{M}_{(r2)y} = M_{(r2)y} \mathbf{y}_r^o$ – składowa (o kierunku \mathbf{y}_r^o) wektora momentu reakcji ramy na wahacz 2 w połączeniu obrotowym A_2 ,

$\mathbf{M}_{(r2)z} = M_{(r2)z} \mathbf{z}_r^o$ – składowa (o kierunku \mathbf{z}_r^o) wektora momentu reakcji ramy na wahacz 2 w połączeniu obrotowym A_2 .

Wykorzystując (5.17) i rzutując składniki równania (5.26) na kierunek \mathbf{x}_r^o , otrzymano:

$$R_{42} = \frac{d_2 [(\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) \cdot \mathbf{R}_{2p}]}{c_2 [(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \cdot \mathbf{x}_r^o]} \quad (5.27)$$

Rzutując wektory składowych równania (5.26) na kierunki $(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \times \mathbf{y}_r^o$ i $(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \times \mathbf{z}_r^o$, można wyznaczyć wartości składowych wektora momentu reakcji ramy na wahacz 2 w połączeniu obrotowym:

$$M_{(r2)z} = \frac{d_2 (\mathbf{d}_2^o \times \mathbf{R}_{2p}) \cdot [(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \times \mathbf{y}_r^o]}{\mathbf{z}_r^o \cdot [(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \times \mathbf{y}_r^o]} \quad (5.28)$$

$$M_{(r2)y} = \frac{d_2 (\mathbf{d}_2^o \times \mathbf{R}_{2p}) \cdot [(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \times \mathbf{z}_r^o]}{\mathbf{y}_r^o \cdot [(\mathbf{c}_2^o \times \mathbf{s}_4^o) \times \mathbf{z}_r^o]} \quad (5.29)$$

Na podstawie wyznaczonych sił reakcji można określić siły w siłownikach:

$$F_{s1} = R_{1p} \quad (5.30)$$

$$F_{s4} = R_{42} \quad (5.31)$$

Wartość siły napędowej siłownika podtrzymującego fotel jest równa sumie rzutów sił bezwładności i ciężkości fotela z operatorem na kierunek ruchu siłownika \mathbf{z}_p^o :

$$F_{s5} = m_{fop}(\mathbf{a}_{f,g} + \mathbf{g}) \cdot \mathbf{z}_p^o \quad (5.32)$$

5.3. WSKAŹNIKI ZDOLNOŚCI PRZENIESIENIA MOCY

Mechanizm można ocenić pod względem zdolności przeniesienia mocy mechanicznej. Dla i -tego ruchomego przegubu, którego środek porusza się z chwilową prędkością \mathbf{v}_i i który przenosi chwilową siłę reakcji \mathbf{R}_i definiuje się lokalny współczynnik przeniesienia mocy jako iloraz mocy chwilowej do potencjalnie maksymalnej mocy możliwej do przeniesienia przez dany przegub:

$$\zeta_i = \frac{|\mathbf{v}_i \cdot \mathbf{R}_i|}{|\mathbf{v}_i \cdot \mathbf{R}_i|_{\max}} = \frac{\|\mathbf{v}_i\| \|\mathbf{R}_i\| |\cos \alpha_i|}{\|\mathbf{v}_i\| \|\mathbf{R}_i\|} = |\cos \alpha_i| \quad (5.33)$$

gdzie:

α_i – kąt zawarty pomiędzy wektorami prędkości i siły reakcji w przegubie, tzw. kąt nacisku.

Przy rozpatrywaniu całego mechanizmu proponuje się globalny współczynnik przeniesienia ruchu, który uwzględnia udział mocy i -tego przegubu:

$$\zeta = \frac{\sum_{i=1}^n \|\mathbf{v}_i\| \|\mathbf{R}_i\| |\cos \alpha_i|}{\sum_{i=1}^n \|\mathbf{v}_i\| \|\mathbf{R}_i\|} \quad (5.34)$$

Współczynniki przeniesienia mocy mieszczą się w przedziale $0 \leq \zeta_i \leq 1$. Im wartości współczynników przeniesienia ruchu są większe, tym udziały sił tarcia w przegubach mechanizmu są mniejsze oraz można lepiej wykorzystać zdolności przeniesienia obciążeń ogniw mechanizmu dla całego zakresu ruchu.

5.3.1. Ocena mechanizmu AZK

W mechanizmie AZK ruchome przeguby to C_4, B_1, B_2, B_3 . Lokalny współczynnik przeniesienia mocy dla przegubu C_4 wynosi:

$$\zeta_4 = \left| \cos \angle(\mathbf{v}_{C_4}, \mathbf{R}_{42}) \right| \quad (5.35)$$

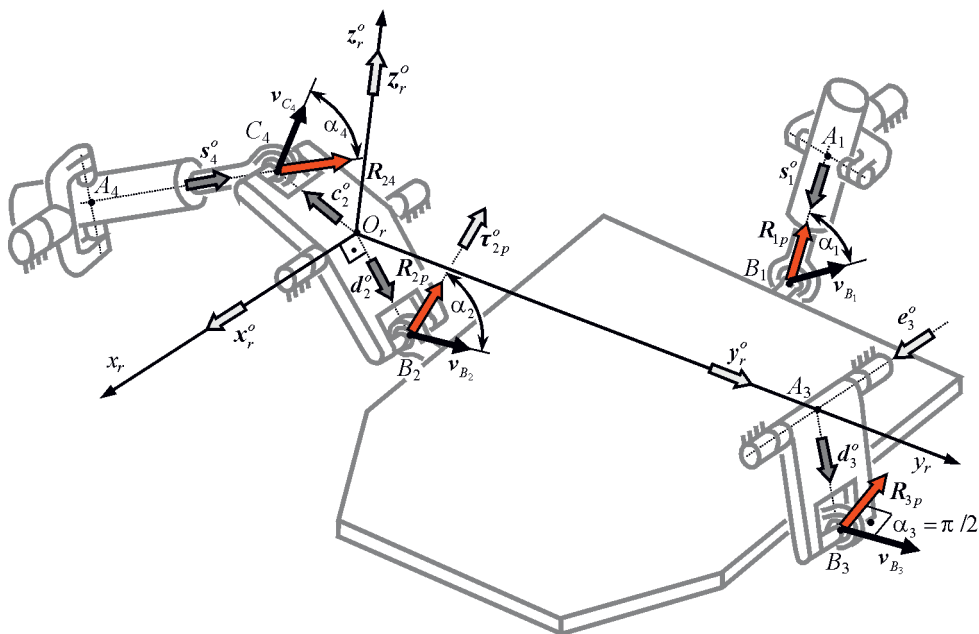
Ponieważ siła reakcji \mathbf{R}_{42} ma zawsze kierunek \mathbf{s}_4^o a $\mathbf{v}_{C_4} \perp \mathbf{c}_2^o$, to:

$$\zeta_4 = |\cos \alpha_4| = \sqrt{1 - (\mathbf{s}_4^o \cdot \mathbf{c}_2^o)^2} \quad (5.36)$$

gdzie $\mathbf{s}_4^o, \mathbf{c}_2^o$ to wersory osi siłownika 4 i wahacza 2 zależne od stałych wymiarów geometrycznych odpowiednich ogniw i chwilowej długości siłownika 4.

W przypadku przegubu B_1 kierunek siły reakcji \mathbf{R}_{1p} zawsze znajduje się na kierunku osi siłownika 1 wyznaczanym przez wersor \mathbf{s}_1^o . Wersor kierunku prędkości przegubu B_1 wynosi:

$$\mathbf{v}_{B_1}^o = \frac{\mathbf{s}_1 \boldsymbol{\omega}_{1,r} \times \mathbf{s}_1^o + \dot{\mathbf{s}}_1 \mathbf{s}_1^o}{\| \mathbf{s}_1 \boldsymbol{\omega}_{1,r} \times \mathbf{s}_1^o + \dot{\mathbf{s}}_1 \mathbf{s}_1^o \|} \quad (5.37)$$



Rys. 5.3. Kąty nacisku w przegubach mechanizmu AZK

Współczynnik przeniesienia ruchu dla przegubu B_1 jest równy:

$$\zeta_1 = |\cos \alpha_1| = \left| \mathbf{v}_{B_1}^o \cdot \mathbf{s}_1^o \right| = \frac{|\dot{s}_1|}{\|s_1 \boldsymbol{\omega}_{1,r} \times \mathbf{s}_1^o + \dot{s}_1 \mathbf{s}_1^o\|} \quad (5.38)$$

W przypadku gdy w siłowniku 1 tłok względem cylindra jest nieruchomy $\dot{s}_1 = 0$, to $\zeta_1 = 0$ i przegub B_1 nie uczestniczy w danej chwili w przenoszeniu mocy. Jeżeli chwilowo siłownik nie wykonuje obrotu $\boldsymbol{\omega}_{1,r} = \boldsymbol{\theta}$, to $\zeta_1 = 1$. Można z tego wyciągnąć wniosek, że jeżeli w mechanizmie występują linowe napędy wewnętrzne, to mechanizm wykazuje optymalną wartość wskaźnika przeniesienia mocy przy minimalnej wartości prędkości kątowej siłownika. Wyrażenie (5.38) można przedstawić w postaci:

$$\zeta_1 = \frac{1}{\left\| \mathbf{S} - \mathbf{s}_1^o (\mathbf{s}_1^o \cdot \mathbf{S}) + \mathbf{s}_1^o + \frac{\dot{s}_4}{\dot{s}_1} [\mathbf{U} - \mathbf{s}_1^o (\mathbf{s}_1^o \cdot \mathbf{U})] \right\|} \quad (5.39)$$

gdzie:

$$\mathbf{S} = \mathbf{h}_1 \times (\mathbf{y}_p^o b_2 - \mathbf{x}_p^o b_1),$$

$$\mathbf{U} = \frac{d_2}{r_2} (\mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o) + \mathbf{h}_4 \times (\mathbf{y}_p^o b_2 - \mathbf{x}_p^o b_1).$$

W mianowniku zależności (5.39) występuje iloraz chwilowych prędkości napędów mechanizmu AZK. Są one liniowo zależne od prędkości przejazdu maszyny oraz od profilu zarysu drogi. Zatem współczynnik ζ_1 zależy od aktualnego ustawienia mechanizmu odpowiednio do profilu drogi.

Kierunek prędkości liniowej środka przegubu B_2 jest prostopadły do \mathbf{d}_2^o i jednocześnie do \mathbf{x}_r^o oraz $\mathbf{x}_r^o \perp \mathbf{d}_2^o$, zatem:

$$\mathbf{v}_{B_2}^o = \mathbf{x}_r^o \times \mathbf{d}_2^o \quad (5.40)$$

Wersor siły reakcji w przegubie B_2 można przedstawić jako iloraz wektora \mathbf{R}_{2p} , wyznaczonego w (5.25), do jego modułu:

$$\boldsymbol{\tau}_{2p}^o = \frac{\mathbf{R}_{2p}}{\|\mathbf{R}_{2p}\|} \quad (5.41)$$

Współczynnik przeniesienia ruchu przegubu B_2 zależy nie tylko od położenia wahacza 2, ale też od chwilowych obciążeń bezwładnościowych i ciężkości działających na kabinę i fotel z operatorem, wpływających na $\boldsymbol{\tau}_{2p}^o$:

$$\zeta_2 = |\cos \alpha_2| = \left| \boldsymbol{\tau}_{2p}^o \cdot \boldsymbol{v}_{B_2}^o \right| = \frac{\boldsymbol{R}_{2p} \cdot (\boldsymbol{x}_r^o \times \boldsymbol{d}_2^o)}{\|\boldsymbol{R}_{2p}\|} \quad (5.42)$$

Jeżeli wektor siły reakcji będzie równoległy do płaszczyzny wyznaczonej przez wersory \boldsymbol{x}_r^o i \boldsymbol{d}_2^o , to $\zeta_2 = 0$, w przypadku prostopadłości $\zeta_2 = 1$.

Siła reakcji w przegubie B_3 ; \boldsymbol{R}_{3p} leży w płaszczyźnie wyznaczonej przez wersory \boldsymbol{e}_3^o i \boldsymbol{d}_3^o , zawsze jest prostopadła do prędkości środka przegubu B_3 . Lokalny współczynnik przeniesienia ruchu dla przegubu B_3 jest stały:

$$\zeta_3 = |\cos \alpha_3| = \cos(\pi / 2) = 0 \quad (5.43)$$

Przegub B_3 nie uczestniczy w przeniesieniu mocy w tym mechanizmie.

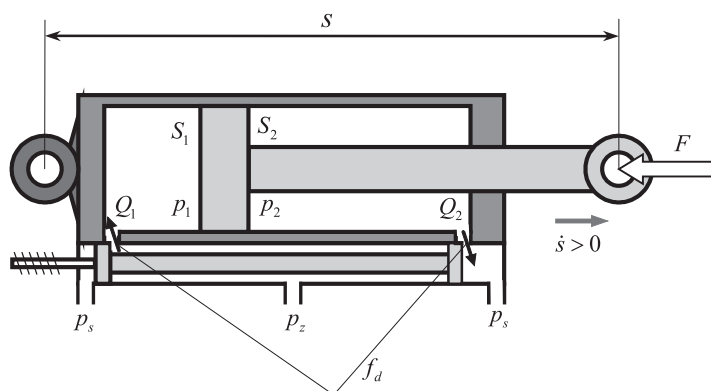
Globalny współczynnik przeniesienia ruchu mechanizmu AZK wynosi:

$$\zeta = \frac{|\boldsymbol{v}_{C_4} \cdot \boldsymbol{R}_{42}| + |\boldsymbol{v}_{B_1} \cdot \boldsymbol{R}_{1p}| + |\boldsymbol{v}_{B_2} \cdot \boldsymbol{R}_{2p}|}{\|\boldsymbol{v}_{C_4}\| \|\boldsymbol{R}_{42}\| + \|\boldsymbol{v}_{B_1}\| \|\boldsymbol{R}_{1p}\| + \|\boldsymbol{v}_{B_2}\| \|\boldsymbol{R}_{2p}\|} \quad (5.44)$$

Może on być wykorzystany jako kryterium oceny lub jako element funkcji celu przy optymalizacji konstrukcji mechanizmu AZK.

6. NAPĘD HYDRAULICZNY

Do napędu mechanizmu AZK proponuje się liniowe siłowniki hydrauliczne sterowane rozdzielaczami spełniającymi także funkcję zaworów dławiących (rys. 6.1). Położenie tłoczka rozdzielacza, ustalane przez elektromagnes, decyduje o wielkości szczeliny. Pole przekroju szczeliny jest jednym z głównych parametrów wpływających na natężenie przepływu w obrębie szczeliny i co za tym idzie – na prędkość tłoka względem cylindra. Drugim istotnym parametrem jest różnica ciśnień wynikająca z ciśnienia wewnątrz siłownika wywołanego przez jego zewnętrzne obciążenie i ciśnienie zasilania i spływu, które zależą od nastaw zaworów przelewowych. Aby można było zrealizować obliczoną chwilową prędkość siłownika należy znać jego zewnętrzne obciążenie jako jedną spośród zmiennych wielkości.



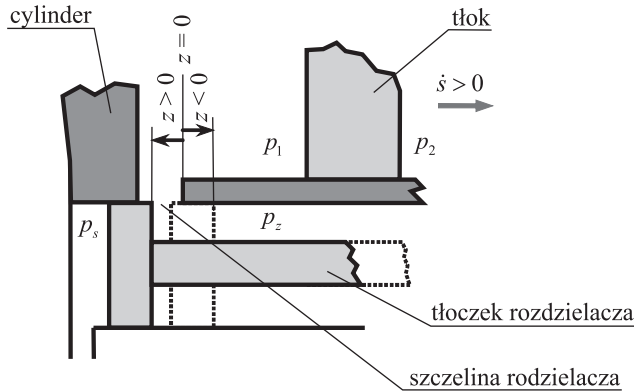
Rys. 6.1. Siłownik liniowy napędu hydraulicznego

6.1. MODEL NAPĘDU HYDRAULICZNEGO

W modelu napędu uwzględniono następujące założenia:

- ściślność cieczy jest pomijalnie mała,
- ciśnienia zasilania p_z i spływu p_s są w przybliżeniu stałe,
- przecieki są pomijalnie małe,

- przepływ ciecży w obrębie szczelin rozdzielacza jest turbulentny,
- pola przekrojów szczelin po stronie tłokowej i tłoczkowej f_d i współczynniki strat przepływu μ w szczelinach rozdzielacza są odpowiednio równe,
- siłowniki są zasilane przez oddzielne pompy,
- przy przewidywanej częstotliwości wymuszenia (rzędu kilku Hz) przyjmuje się, że pożądane położenie tłoczka rozdzielacza jest osiągnięte z pomijalnie małą stałą czasową.

Rys. 6.2. Położenie tłoczka dla $z > 0$

Położenie tłoczka rozdzielacza określa z – odległość od nieruchomej krawędzi szczeliny do krawędzi tłoczka (rys. 6.2), przy czym zachodzi: $z > 0 \rightarrow f_d > 0$, $z < 0 \rightarrow f_d < 0$.

$$f_d = z w_d \quad (6.1)$$

gdzie w_d to wysokość szczeliny w rozdzielaczu.

Natężenia przepływów w obu szczelinach, których pola przekrojów zależą od położenia tłoczka, wynoszą odpowiednio [m8]:

przy $z > 0$

$$\text{sgn}(p_z - p_1)Q_1 = k_f f_d \sqrt{|p_z - p_1|} \quad (6.2)$$

$$\text{sgn}(p_2 - p_s)Q_2 = k_f f_d \sqrt{|p_2 - p_s|} \quad (6.3)$$

przy $z < 0$

$$\text{sgn}(p_1 - p_s)Q_1 = k_f f_d \sqrt{|p_1 - p_s|} \quad (6.4)$$

$$\text{sgn}(p_z - p_2)Q_2 = k_f f_d \sqrt{|p_z - p_2|} \quad (6.5)$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 k_f &= \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} & - & \text{współczynnik przepływu,} \\
 \rho & & - & \text{gęstość cieczy w siłowniku,} \\
 \mu & & - & \text{współczynnik strat przepływu,} \\
 p_1 & & - & \text{ciśnienie po stronie tłokowej,} \\
 p_2 & & - & \text{ciśnienie po stronie tłoczyskowej,} \\
 Q_1 & & - & \text{natężenie przepływu po stronie tłokowej,} \\
 Q_2 & & - & \text{natężenie przepływu po stronie tłoczyskowej.}
 \end{aligned}$$

Natężenia przepływów w obrębie szczelin można wyrazić przez iloczyny prędkości wysuwu tłoczyska i odpowiednich pól przekrojów:

$$Q_1 = \dot{s}S_1 \quad (6.6)$$

$$Q_2 = \dot{s}S_2 \quad (6.7)$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 S_1 &- \text{pole powierzchni tłoka,} \\
 S_2 &- \text{pole powierzchni tłoka pomniejszone o pole powierzchni tłoczyska.}
 \end{aligned}$$

Jeżeli chwilowo nie brać pod uwagę siły tarcia w siłowniku, zewnętrzna siła F obciążając tłoczysko, równoważy się z siłami wynikającymi z ciśnień wewnątrz siłownika p_1 i p_2 :

$$F = S_1 p_1 - S_2 p_2 \quad (6.8)$$

Ze względu na $\text{sgn}(\dot{s})$ – znak prędkości tłoka i $\text{sgn}(z)$ – znak położenia tłoczka zaworu sterującego występują następujące przypadki:

$$1^\circ \quad z > 0 \quad \wedge \quad \dot{s} > 0 \quad \rightarrow \quad p_1 < p_z \quad \wedge \quad p_2 > p_s$$

Z zależności (6.1) i (6.2) można wyznaczyć ciśnienia w siłowniku:

$$p_1 = p_z - \left(\frac{\dot{s}S_1}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.9)$$

$$p_2 = p_s + \left(\frac{\dot{s}S_2}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.10)$$

Wykorzystując w równaniu (6.8) zależności (6.9) i (6.10), wyznacza się pole przekroju szczeliny, która zapewni zakładaną prędkość \dot{s} siłownika pod znanym zewnętrznym obciążeniem w postaci siły F :

$$f_d = \frac{\dot{s}}{k_f} \sqrt{\frac{S_1^3 + S_2^3}{S_1 p_z - S_2 p_s - F}} \quad (6.11)$$

W tym przypadku siłownik zwiększa swoją długość zgodnie z planem podawania cieczy o p_z – wyższym ciśnieniu zasilania od strony tłokowej. Zewnętrzna siła F rozciągająca siłownik może być dowolna, a ściskająca nie może przekroczyć wartości wynikającej z ciśnień zasilania i spływu: $F < S_1 p_z - S_2 p_s$.

Analogicznie rozwiązuje się trzy pozostałe przypadki:

$$2^\circ \quad z > 0 \quad \wedge \quad \dot{s} < 0 \quad \rightarrow \quad p_1 > p_z \quad \wedge \quad p_2 < p_s$$

$$p_1 = p_z + \left(\frac{\dot{s} S_1}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.12)$$

$$p_2 = p_s - \left(\frac{\dot{s} S_2}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.13)$$

$$f_d = -\frac{\dot{s}}{k_f} \sqrt{\frac{S_1^3 + S_2^3}{-S_1 p_z + S_2 p_s + F}} \quad (6.14)$$

W tym przypadku siłownik zmniejsza swoją długość niezgodnie z planem podawania cieczy o p_z – wyższym ciśnieniu zasilania od strony tłokowej. Zewnętrzna siła F ściskająca przekracza wartość wynikającą z ciśnień zasilania i spływu: $F > S_1 p_z - S_2 p_s$.

$$3^\circ \quad z < 0 \quad \wedge \quad \dot{s} > 0 \quad \rightarrow \quad p_1 < p_s \quad \wedge \quad p_2 > p_z$$

$$p_1 = p_s - \left(\frac{\dot{s} S_1}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.15)$$

$$p_2 = p_z + \left(\frac{\dot{s} S_2}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.16)$$

$$f_d = -\frac{\dot{s}}{k_f} \sqrt{\frac{S_1^3 + S_2^3}{-S_2 p_z + S_1 p_s - F}} \quad (6.17)$$

W tym przypadku siłownik zwiększa swoją długość niezgodnie z planem podawania cieczy o p_z – wyższym ciśnieniu zasilania od strony tłokowej. Zewnętrzna siła F rozciągająca przekracza wartość wynikającą z ciśnień zasilania i spływu: $-F > S_2 p_z - S_1 p_s$.

$$4^\circ z < 0 \wedge \dot{s} < 0 \rightarrow p_1 > p_s \wedge p_2 < p_z$$

$$p_1 = p_s + \left(\frac{\dot{s}S_1}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.18)$$

$$p_2 = p_z - \left(\frac{\dot{s}S_2}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.19)$$

$$f_d = \frac{\dot{s}}{k_f} \sqrt{\frac{S_1^3 + S_2^3}{S_2 p_z - S_1 p_s + F}} \quad (6.20)$$

W tym przypadku siłownik zmniejsza swoją długość zgodnie z planem podawania cieczy o p_z – wyższym ciśnieniu zasilania od strony tłoczyskowej. Zewnętrzna siła F ściskająca siłownik może być dowolna, a rozciągająca nie może przekroczyć wartości wynikającej z ciśnień zasilania i spływu: $-F < S_2 p_z - S_1 p_s$.

$$5^\circ z > 0 \wedge \dot{s} = 0 \rightarrow p_1 = p_z \wedge p_2 = p_s, f_d > 0$$

Zewnętrzna siła F musi spełniać zależność:

$$F = S_1 p_z - S_2 p_s \quad (6.21)$$

$$6^\circ z < 0 \wedge \dot{s} = 0 \rightarrow p_1 = p_s \wedge p_2 = p_z, f_d < 0$$

Zewnętrzna siła F musi spełniać zależność:

$$F = S_1 p_s - S_2 p_z \quad (6.22)$$

$$7^\circ z = 0 \wedge \dot{s} = 0 \rightarrow f_d = 0$$

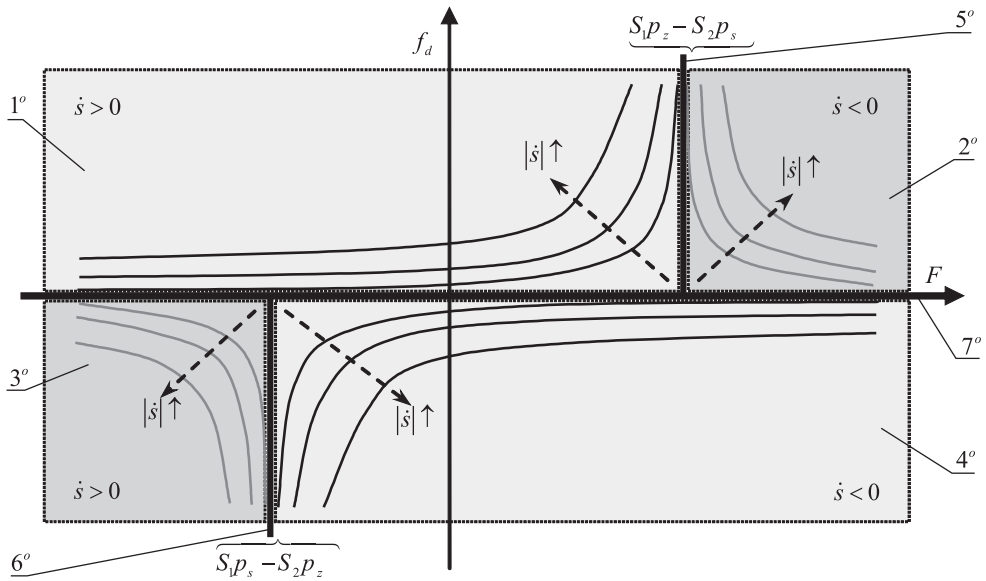
Zewnętrzna siła F jest dowolna i spełnia zależność (6.8).

W normalnym trybie pracy siłownik w czasie ruchu tłoka ($\dot{s} \neq 0$) realizuje przypadki 1° i 4°, które można zapisać w postaci scalonej:

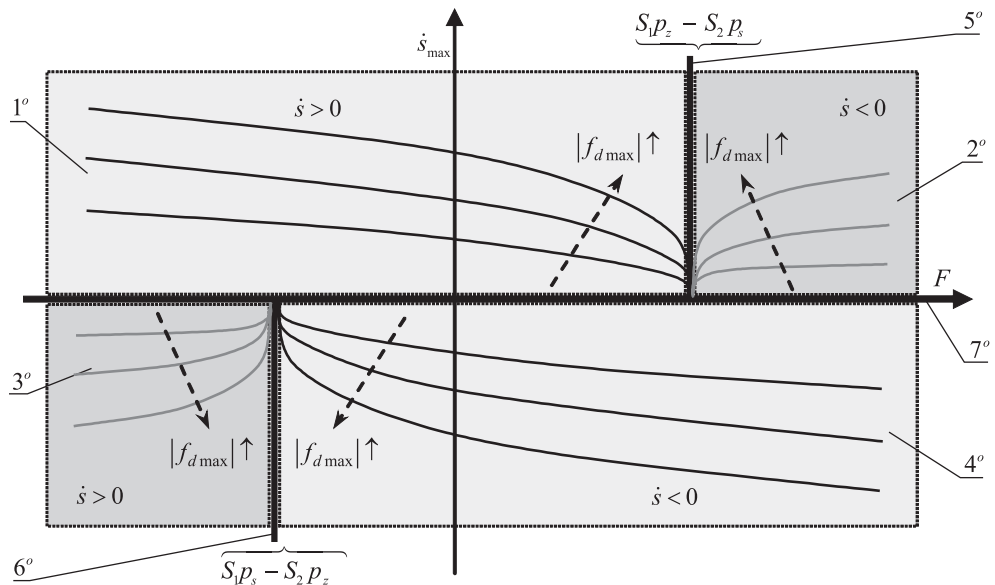
$$p_1 = 0,5[\operatorname{sgn}(\dot{s})(p_z - p_s) + p_z + p_s] - \operatorname{sgn}(\dot{s}) \left(\frac{\dot{s}S_1}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.23)$$

$$p_2 = 0,5[\operatorname{sgn}(\dot{s})(p_s - p_z) + p_z + p_s] + \operatorname{sgn}(\dot{s}) \left(\frac{\dot{s}S_2}{k_f f_d} \right)^2 \quad (6.24)$$

$$f_d = \frac{\dot{s}}{k_f} \sqrt{\frac{S_1^3 + S_2^3}{0,5[\operatorname{sgn}(\dot{s})(S_1 - S_2)(p_z + p_s) + (S_1 + S_2)(p_z - p_s)] - \operatorname{sgn}(\dot{s})F}} \quad (6.25)$$



Rys. 6.3. Wykresy zależności pola przekroju szczeliny w rozdzielaczu od zewnętrznej siły i prędkości siłownika



Rys. 6.4. Wykresy maksymalnych prędkości siłownika w funkcji siły zewnętrznej

Na rysunku 6.3 przedstawiono poglądowo wykresy pola przekroju szczeliny f_d w zależności od F – zewnętrznej siły i \dot{s} prędkości, odpowiadające rozpatrywa-

nym przypadkach. Cztery pola wykresów rozgraniczone są poziomą osią układu współrzędnych, która stanowi przypadek 7° i pionowymi asymptotami. Pola przypadków 1° i 2° są rozgraniczone pionową asymptotą o odciętej $S_1 p_z - S_2 p_s$, która dotyczy przypadku 5° . Pola odpowiadające przypadkom 3° i 4° są rozgraniczone pionową asymptotą o odciętej $S_1 p_s - S_2 p_z$, która dotyczy przypadku 6° . Przekroczenie granicznych obciążeń siłownika (asymptot) powoduje zatrzymanie tłoka i zmianę zwrotu jego prędkości. Taka sytuacja jest niepożądana, ponieważ świadczy o wyczerpaniu możliwości realizowania przez siłownik założonych prędkości przy dużych obciążeniach. Przebieg siły F ma charakter losowy i wynika z wielu czynników, takich jak: wielkości nierówności terenu, prędkości przejazdu maszyny, mas kabiny i fotela z operatorem, wymiarów mechanizmu AZK i innych. Prawdopodobieństwo osiągnięcia asymptot można ustalić na założonym poziomie dobierając S_1, S_2, p_z i p_s .

Ograniczenia prędkości rozwijanych przez siłownik wynikają z zastosowanej pompy o określonym natężeniu przepływu, a także z przyjętej maksymalnej wielkości szczeliny, szczególnie gdy trzeba przy maksymalnym otwarciu przenieść duże obciążenia siłownika. Na podstawie równania (6.25) wyznaczono zależność określającą maksymalne wartości prędkości w funkcji obciążenia dla przyjętego maksymalnego pola powierzchni szczeliny (rys. 6.4):

$$\dot{s}_{\max} = k_f f_{d\max} \sqrt{\frac{0,5[\operatorname{sgn}(\dot{s})(S_1 - S_2)(p_z + p_s) + (S_1 + S_2)(p_z - p_s)] - \operatorname{sgn}(\dot{s})F}{S_1^3 + S_2^3}} \quad (6.26)$$

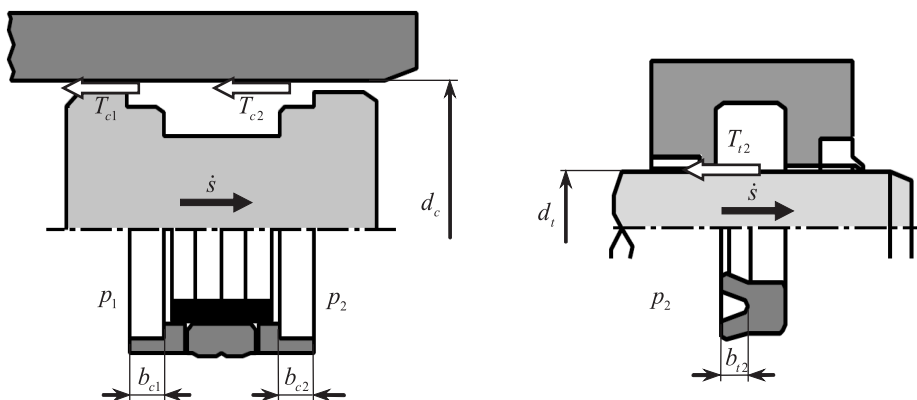
6.2. SIŁY TARCIA W NAPĘDZIE HYDRAULICZNYM

Siły tarcia w napędzie hydraulicznym zależą od konstrukcji uszczelnienia tłoka i tłoczyśka oraz są funkcjami ciśnienia, które powoduje nacisk uszczelki na uszczelniane powierzchnie. Całkowitą siłę tarcia w napędzie hydraulicznym można rozpatrywać jako trzy składowe (rys. 6.6):

$$T_{nh} = T_{c1} + T_{c2} + T_{t2} \quad (6.27)$$

gdzie:

- T_{c1} – siła tarcia działająca na uszczelkę tłoka dociskaną ciśnieniem p_1 ,
- T_{c2} – siła tarcia działająca na uszczelkę tłoka (od strony tłoczyśka) dociskaną ciśnieniem p_2 ,
- T_{t2} – siła tarcia działająca na uszczelkę tłoczyśka dociskaną ciśnieniem p_2 .



Rys. 6.5. Uszczelki tłoka i tłoczyska

Pojedyncza uszczelka działa siłą nacisku na uszczelnianą powierzchnię pochodzącą od napięcia wstępnego – N_o oraz siłą zależną od ciśnienia p dociskającego uszczelkę:

$$N_p = \pi dbp\kappa \quad (6.28)$$

gdzie:

- b – szerokość nacisku uszczelki,
- d – zewnętrzna średnica uszczelki,
- κ – współczynnik uwzględniający konstrukcję uszczelki i jej zużycie.

Całkowita siła tarcia kinematycznego w napędzie hydraulicznym jest sumą sił tarcia Coulomba działających na dwie uszczelki tłoka, uszczelkę tłoczyska i tarcia wiskotycznego:

$$T_k = -(T_{c1k} + T_{c2k} + T_{t2k}) \operatorname{sgn}(\dot{s}) - \lambda_{tw} \dot{s} \quad (6.29)$$

gdzie:

- λ_{tw} – współczynnik tarcia wiskotycznego,
- \dot{s} – prędkość wysuwu tłoka z cylindra,
- $T_{c1k} = (N_{oc1} + \pi d_c b_{c1} p_1 \kappa_{c1}) \mu_k$ – siła tarcia kinematycznego działająca na uszczelkę tłoka umieszczoną po stronie przeciwnej do tłoczyska,
- $T_{c2k} = (N_{oc2} + \pi d_c b_{c2} p_2 \kappa_{c2}) \mu_k$ – siła tarcia kinematycznego działająca na uszczelkę tłoka umieszczoną po stronie tłoczyska,
- $T_{t2k} = (N_{ot2} + \pi d_t b_{t2} p_2 \kappa_{t2}) \mu_k$ – siła tarcia kinematycznego działająca na uszczelkę tłoczyska,

- μ_k – współczynnik tarcia kinematycznego,
 $N_{oc1}, N_{oc2}, N_{ot2}$ – siły docisku uszczelki wynikające z napięcia wstępnego.

Gdy chwilowo w napędzie hydraulicznym $\dot{s} = 0$, to na uszczelki działa tarcie statyczne. W zależności od położenia tłoczka sterującego rozważa się wtedy dwa przypadki, w których określa się ciśnienia w siłowniku:

1°

$$z > 0 \rightarrow p_1 = p_z \wedge p_2 = p_s$$

2°

$$z < 0 \rightarrow p_1 = p_s \wedge p_2 = p_z$$

Tarcie statyczne rozwinięte wynosi:

$$T_s = (T_{c1s} + T_{c2s} + T_{t2s}) \quad (6.30)$$

gdzie:

$T_{c1s} = (N_{oc1} + \pi d_c b_{c1} p_1 \kappa_{c1}) \mu_s$ – siła tarcia statycznego rozwiniętego działająca na uszczelkę tłoka umieszczoną po stronie przeciwnej do tłoczyska,

$T_{c2s} = (N_{oc2} + \pi d_c b_{c2} p_2 \kappa_{c2}) \mu_s$ – siła tarcia statycznego rozwiniętego działająca na uszczelkę tłoka umieszczoną po stronie tłoczyska,

$T_{t2s} = (N_{ot2} + \pi d_t b_{t2} p_2 \kappa_{t2}) \mu_s$ – siła tarcia statycznego rozwiniętego działająca na uszczelkę tłoczyska,

μ_s – współczynnik tarcia statycznego rozwiniętego.

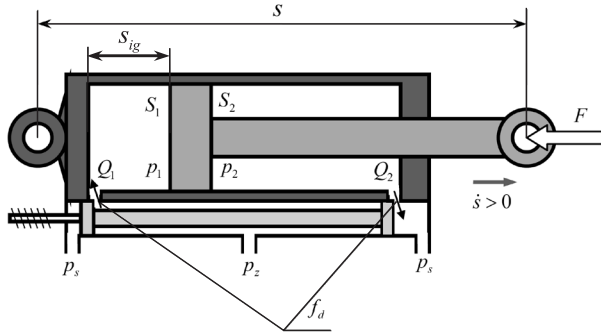
Ostateczny model tarcia w siłowniku hydraulicznym, obciążonym zewnętrzną siłą F , opisują zależności:

$$T = \begin{cases} T_k & \dot{s} \neq 0 \\ -F & \dot{s} = 0 \wedge |F| < T_s \\ -T_s \operatorname{sgn}(F) & \dot{s} = 0 \wedge |F| \geq T_s \end{cases} \quad (6.31)$$

Proces wyznaczenia siły tarcia ma charakter iteracyjny. Na początku zakłada się, że siła tarcia jest równa zero. Na podstawie F i \dot{s} oblicza się ciśnienia p_1, p_2 i siłę tarcia T , która działa razem z zewnętrznym obciążeniem F . Ponownie oblicza się zmienione nowe ciśnienia p_1, p_2 i nową siłę tarcia. Proces iteracyjny kończy się, gdy zmiana siły tarcia będzie mniejsza od założonej wartości.

6.3. CZĘSTOTLIWOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH MECHANIZMU AZK

Jednym z warunków poprawnego działania AZK jest zapewnienie, że częstotliwości drgań własnych istotnie różnią się od częstotliwości wymuszeń. Zakłada się, że zastosowane w AZK napędy hydrauliczne wykazują największą podatność, wynikającą ze ściśliwości cieczy roboczej. Dla każdego napędu i ($i = 1, 4, 5$) rozpatruje się takie położenie tłoka, przy którym objętość ściskanej cieczy jest maksymalna, ponieważ wtedy podatność siłownika jest największa. Częstotliwości drgań własnych AZK wyznacza się wokół położenia równowagi statycznej uwzględniając obciążenia siłą ciężkości.



Rys. 6.6. Podatność siłownika hydraulicznego

Na rysunku 6.6 położenie równowagi statycznej tłoka oznaczono za pomocą s_{ig} . Zewnętrzne dynamiczne obciążenie ΔF_i wywołuje zmianę ciśnienia o Δp_{i1} i przesuwają tłok z jego położenia równowagi statycznej o Δs_i . Ciecz robocza zamknięta wewnątrz cylindra pracuje jak wstępnie napięta sprężyna zmieniając swoją początkową objętość V_{i1} o [g5]:

$$\Delta V_{i1} = V_{i1} \frac{\Delta p_{i1}}{B} \quad (6.32)$$

gdzie B to moduł sprężystości objętościowej.

Uwzględniając w równaniu (6.32) $V_{i1} = S_{i1} s_{ig}$, $\Delta V_{i1} = S_{i1} \Delta s_i$ i $\Delta p_{i1} = \frac{\Delta F_i}{S_{i1}}$, otrzymano współczynnik sztywności siłownika:

$$k_i = \frac{\Delta F_i}{\Delta s_i} = \frac{S_{i1} B}{s_{ig}} \quad (6.33)$$

W równaniu ruchu AZK (5.16) uwzględniono ruchy tłoków względem cylindrów siłowników wokół ich położenia równowagi statycznej, pominięto siłę ciężkości, a ruch drgający mechanizmu AZK opisano w układzie ramy maszyny:

$$\mathbf{F}_s = m_k \mathbf{J}_{vk}^T \mathbf{a}_{O_k,r} + m_f \mathbf{J}_{vf}^T \mathbf{a}_{O_f,r} + \mathbf{J}_\omega^T \{(\mathbf{I}_k + \mathbf{I}_f) \boldsymbol{\varepsilon}_{k,r} + [\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,r} (\mathbf{I}_f + \mathbf{I}_k) \boldsymbol{\omega}_{k,r}]\} \quad (6.34)$$

Uwzględniając w (6.34) macierze jacobianowe i ich pochodne względem czasu, otrzymano:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_s = & m_k \mathbf{J}_{vk}^T \mathbf{J}_{vk} \Delta \ddot{\mathbf{s}} + m_f \mathbf{J}_{vf}^T \mathbf{J}_{vf} \Delta \ddot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_\omega^T (\mathbf{I}_k + \mathbf{I}_f) \mathbf{J}_\omega \Delta \ddot{\mathbf{s}} + \\ & + m_k \mathbf{J}_{vk}^T \dot{\mathbf{J}}_{vk} \Delta \dot{\mathbf{s}} + m_f \mathbf{J}_{vf}^T \dot{\mathbf{J}}_{vf} \Delta \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_\omega^T (\mathbf{I}_k + \mathbf{I}_f) \dot{\mathbf{J}}_\omega \Delta \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{J}_\omega^T [\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,r} (\mathbf{I}_f + \mathbf{I}_k) \boldsymbol{\omega}_{k,r}] \end{aligned} \quad (6.35)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_{k,r} &= \mathbf{J}_\omega \Delta \dot{\mathbf{s}}, \\ \tilde{\boldsymbol{\omega}}_{k,r} &\text{ – macierz stowarzyszona z wektorem } \boldsymbol{\omega}_{k,r}, \\ \Delta \dot{\mathbf{s}} &= \dot{\mathbf{s}}, \\ \Delta \ddot{\mathbf{s}} &= \ddot{\mathbf{s}}. \end{aligned}$$

Zaniedbując tarcie na tym etapie obliczeń, zakłada się równowagę obciążeń dynamicznych i sił sprężystości od ściskanych cieczy w siłownikach:

$$\mathbf{F}_s + \mathbf{K} \Delta \mathbf{s} = \mathbf{0} \quad (6.36)$$

gdzie:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_4 & 0 \\ 0 & 0 & k_5 \end{bmatrix} \text{ – macierz współczynników sztywności napędów.}$$

W równaniu (6.35) występują składniki zawierające iloczyny prędkości lub ich kwadraty. Są to wielkości reprezentujące siły odśrodkowe i Coriolisa powodujące, że rozpatrywane równania mają charakter nieliniowy. Zakłada się, że w przypadku mechanizmu AZK wspomniane składniki mają niewielkie znaczenie i można je pominąć:

$$\mathbf{M} \Delta \ddot{\mathbf{s}} + \mathbf{K} \Delta \mathbf{s} \approx \mathbf{0} \quad (6.37)$$

gdzie: $\mathbf{M} = m_k \mathbf{J}_{vk}^T \mathbf{J}_{vk} + m_f \mathbf{J}_{vf}^T \mathbf{J}_{vf} + \mathbf{J}_\omega^T (\mathbf{I}_k + \mathbf{I}_f) \mathbf{J}_\omega$.

Pierwiastki równania charakterystycznego odpowiadają częstościom drgań własnych mechanizmu AZK [k1]:

$$\det(\mathbf{M}^{-1} \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{I}) = 0 \quad (6.38)$$

gdzie \mathbf{I} to macierz jednostkowa.

Przykład obliczeń wartości częstotliwości własnych AZK

Na podstawie zależności przedstawionych w podrozdziale 8.2 obliczono długości słupów cieczy w siłownikach: $s_{1g} = 0,5 (s_{1\max} - s_{1\min}) = 0,5 (0,292 - 0,140) = 0,076$ m, $s_{4g} = s_{4\text{med}} - s_{4\min} = 0,532 - 0,456 = 0,076$ m, $s_{5g} = h_g = 0,125$ m. Przyjęto średnice cylindrów: $D_{C1} = 0,05$ m, $D_{C4} = 0,08$ m, $D_{C5} = 0,04$ m oraz wartość modułu sprężystości objętościowej oleju: $B = 1400$ MPa. Na podstawie zależności (6.33) obliczono współczynniki sztywności siłowników: $k_1 = 3,617 \times 10^7$ N/m, $k_4 = 9,259 \times 10^7$ N/m, $k_5 = 1,407 \times 10^7$ N/m. Wartości mas kabiny i fotela z operatorem; $m_k = 480$ kg, $m_f = 160$ kg. Na podstawie modeli kabiny oraz fotela z operatorem wykonanego w programie SolidWorks wyznaczono wartości elementów macierzy bezwładności w układach własnych o początkach w środkach mas:

$${}^k J_k = \begin{bmatrix} 180 & 0 & 0 \\ 0 & 208 & 0 \\ 0 & 0 & 133 \end{bmatrix} \text{ kg m}^2, \quad {}^f J_f = \begin{bmatrix} 23,8 & 0 & 0 \\ 0 & 24,7 & 0 \\ 0 & 0 & 13,2 \end{bmatrix} \text{ kg m}^2$$

Dla środkowego położenia platformy zachodzi: ${}^r R = I$, wtedy wartości macierzy momentów bezwładności kabiny i fotela w układzie ramy na podstawie (5.13) wynoszą: $I_k = {}^k I_k$, $I_f = {}^f I_f$. Wartości elementów macierzy jacobianowych (3.75), (3.83) i (3.84):

$$J_\omega = \begin{bmatrix} 0 & 0,9637 & 0 \\ -1,210 & 0,07734 & 0 \\ 0,02635 & -0,00168 & 0 \end{bmatrix} \frac{\text{rad}}{\text{m}}, \quad J_{vk} = \begin{bmatrix} -0,8293 & 0,05299 & 0 \\ -0,00004 & -2,594 & 0 \\ -0,001711 & -0,4751 & 0 \end{bmatrix},$$

$$J_{vf} = \begin{bmatrix} -0,5569 & 0,03559 & -0,002063 \\ -0,00003 & -2,377 & 0,02177 \\ -0,001149 & -0,4799 & 0,9998 \end{bmatrix}$$

Wartości elementów macierzy mas zredukowanych zgodnie z (6.37) wynoszą:

$$M = \begin{bmatrix} 720,6 & -45,52 & 0 \\ -45,52 & 4470 & -85,05 \\ 0 & -85,05 & 160 \end{bmatrix} \text{ kg}$$

Równanie charakterystyczne (6.38) w rozpatrywanym przypadku:

$$\det \begin{bmatrix} 50230 - \omega^2 & 1323 & 106,9 \\ 516,7 & 20940 - \omega^2 & 1692 \\ 274,7 & 11130 & 88860 - \omega^2 \end{bmatrix} = 0$$

Pierwiastki równania charakterystycznego:

$$\omega_1^2 = 2,065 \cdot 10^4 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}, \quad \omega_2^2 = 5,023 \cdot 10^4 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}, \quad \omega_3^2 = 8,915 \cdot 10^4 \frac{\text{rad}^2}{\text{s}^2}$$

Częstotliwości drgań własnych AZK:

$$f_1 = 22,9 \text{ Hz}, \quad f_2 = 35,7 \text{ Hz}, \quad f_3 = 45,5 \text{ Hz}$$

Otrzymane wyniki pokazują, że częstotliwości drgań własnych AZK są wielokrotnie większe od górnej wartości częstotliwości wymuszeń wynoszącej około 6 Hz (rys. 8.3b).

Przykład obliczeń wartości częstotliwości własnych ładowarki YTOZL50D-11

Przyjęto następujące dane ładowarki:

- sztywność opony [m13]: $k \approx 8 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}}$,
- masa ładowarki: $m \approx 1,7 \cdot 10^4 \text{ kg}$,
- moment bezwładności w płaszczyźnie $x_r z_r$: $J_{xz} \approx 7,68 \cdot 10^4 \text{ kg m}^2$,
- moment bezwładności w płaszczyźnie $y_r z_r$: $J_{yz} \approx 0,86 \cdot 10^4 \text{ kg m}^2$,
- rozstaw osi kół: $l_m = 2,81 \text{ m}$,
- rozstaw kół: $w_m = 2,06 \text{ m}$.

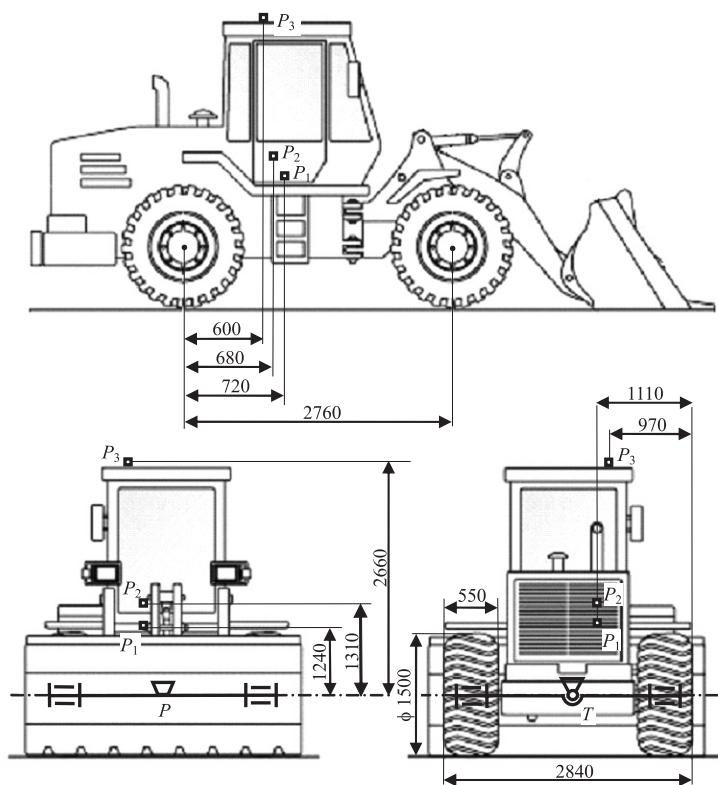
Założono także, że środek masy ładowarki jest w równej odległości od czterech kół maszyny i ruch kątowy przebiega wokół środka masy maszyny. Częstotliwości rozprężonych drgań własnych maszyny wynoszą:

- liniowych w kierunku pionowym: $f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \cdot 8 \cdot 10^5}{1,7 \cdot 10^4}} \approx 2,2 \text{ Hz}$,
- kątowych wokół osi x_r : $f_{\alpha_x} = \frac{w_m}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{J_{yz}}} = \frac{2,06}{2\pi} \sqrt{\frac{8 \cdot 10^5}{0,86 \cdot 10^4}} \approx 3,2 \text{ Hz}$,
- kątowych wokół osi y_r : $f_{\alpha_y} = \frac{l_m}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{J_{xz}}} = \frac{2,81}{2\pi} \sqrt{\frac{8 \cdot 10^5}{7,68 \cdot 10^4}} \approx 1,4 \text{ Hz}$.

Obliczone częstotliwości drgań własnych ładowarki YTOZL50D-11 znajdują się w zakresie częstotliwości wymuszeń (rys. 8.3b). Zatem oprócz wymuszeń kinematycznych drgań ładowarki wynikających z kształtu drogi istotnym ruchem ramy ładowarki są jej drgania własne. Otrzymane wartości częstotliwości odpowiadają wynikom pomiarów przedstawionych w rozdziale 7 (rys. 7.13 i 7.14).

7. POMIARY RUCHU ŁADOWARKI W WARUNKACH TERENOWYCH

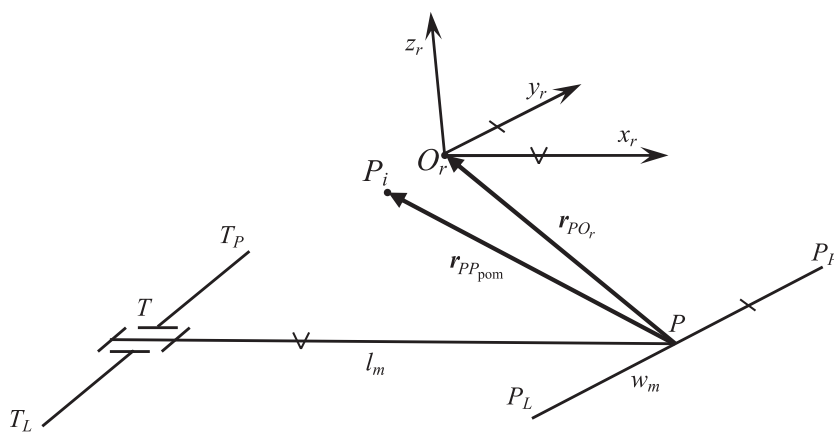
Symulacje pracy układu AZK wykonywane są dla typowych warunków pracy maszyny roboczej. W celu uzyskania informacji na temat rzeczywistych zakresów wymuszeń kinematycznych mogących występować w trakcie przejazdu maszyny w warunkach terenowych, wykonano pomiary ruchu ładowarki YTOZL50D-11. Pomiary wykonano na terenie firmy CONTRACTOR Sp. z o.o. w Krakowie.



Rys. 7.1. Wymiary ładowarki YTOZL50D-11 oraz odległości czujników

7.1. WYNIKI POMIARÓW

Istotne wymiary maszyny oraz odległości czujników od wybranych baz pomiarowych na ładowarce przedstawiono na rys. 7.1. W punkcie P_1 zamontowano blok pomiarowy Crossbow. W punkcie P_2 zamontowano blok pomiarowy IMU VBOX, którego antenę GPS umieszczono w punkcie P_3 . Na podstawie wymiarów z rys. 7.1. wyznaczono współrzędne wektorów punktów pomiarowych P_i ($i = 1, 2, 3$) wyrażonych w układzie odniesienia ramy: $\mathbf{r}_{PP_1} = [-2040 \quad -310 \quad 1240]^T$ mm, $\mathbf{r}_{PP_2} = [-2080 \quad -310 \quad 1310]^T$ mm, $\mathbf{r}_{PP_3} = [-2160 \quad -450 \quad 2660]^T$ mm.

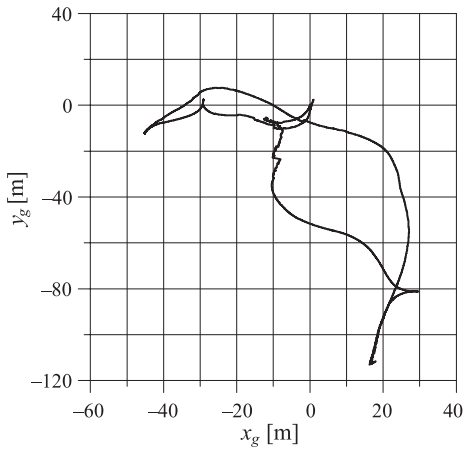
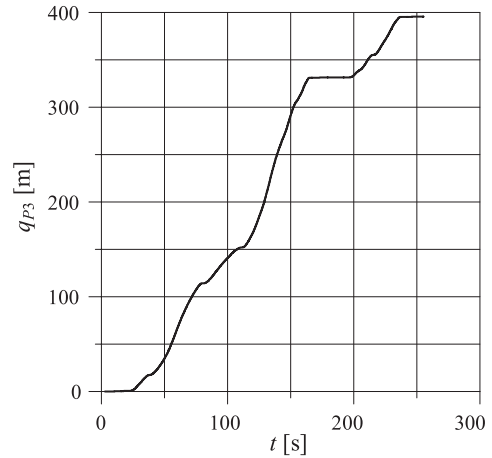
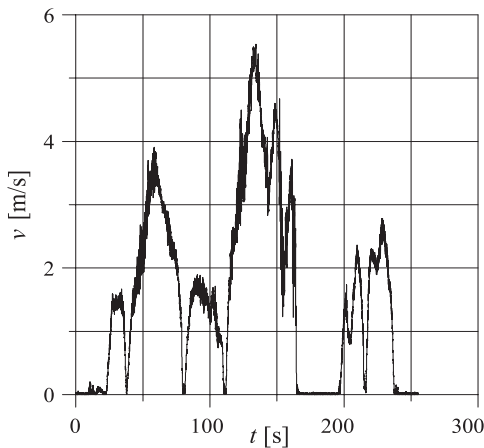


Rys. 7.2. Wektor wodzący punktów pomiarowych $P_{\text{pom}} = A, B, C$

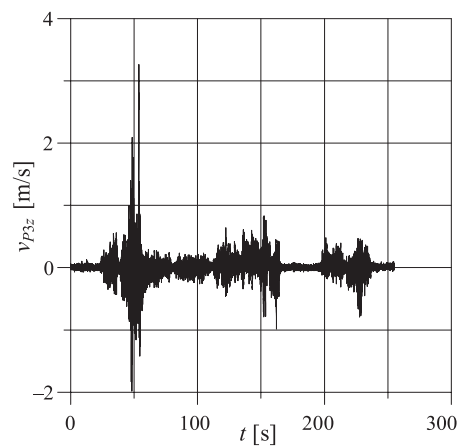
Trasa przejazdu ładowarki była ograniczona do terenu betoniarni. W układzie odniesienia $\{O_g, x_g, y_g, z_g\}$ (w rzucie z góry) zawierała się w prostokącie 75 m na 120 m (rys. 7.3). Długość drogi przejazdu q_{p3} w funkcji czasu przedstawiono na rys. 7.4. Całkowita długość drogi wyniosła 395,5 m, pomiary trwały $t_p = 255$ s. Ładowarka przemieszczała się na granicy odrywania się kół od podłoża z prędkością, której przebieg przedstawiono na rys. 7.5. Maksymalne wartości prędkości przejazdu i prędkości pionowej ładowarki wyniosły kolejno 5,5 m/s i 3,3 m/s (rys. 7.5, 7.6). Przebiegi pokazane na rys. 7.3–7.6 uzyskano z bloku pomiarowego IMU VBOX na podstawie sygnałów GPS.

Pozostałe wyniki otrzymano z bloku pomiarowego Crossbow wykorzystującego sygnały pomiarowe akcelerometrów, żyroskopów i inklinometrów. Zakres czasowy pozostałych przebiegów jest mniejszy i wynosi 60 s a dla przebiegów 7.7b, 7.8b, 7.9b – 10 s.

Największe wartości przyspieszeń mają składowe o kierunku pionowym $a_{P_z, \text{max}} = 6,2$ m/s², następnie składowe o kierunku poprzecznym $a_{P_{y, \text{max}}} = 5,3$ m/s².

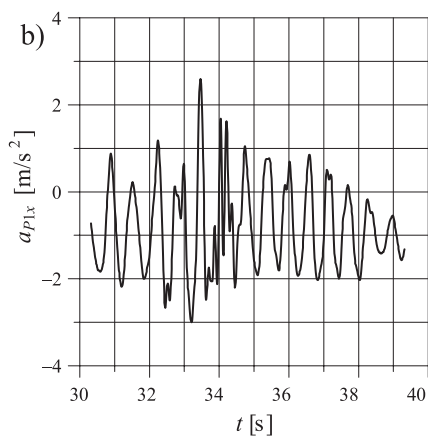
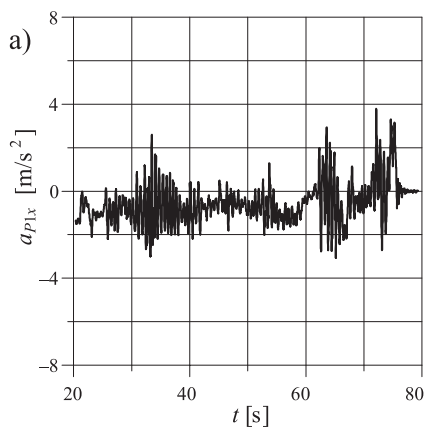
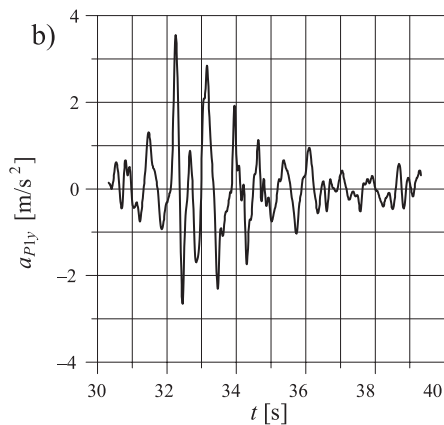
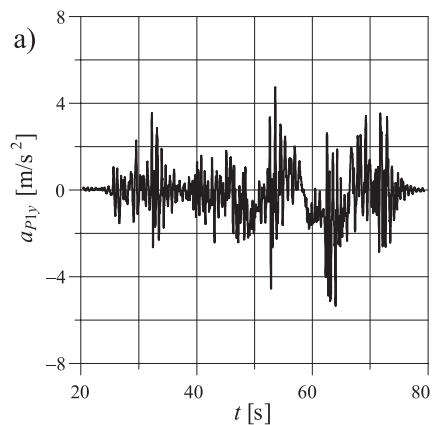
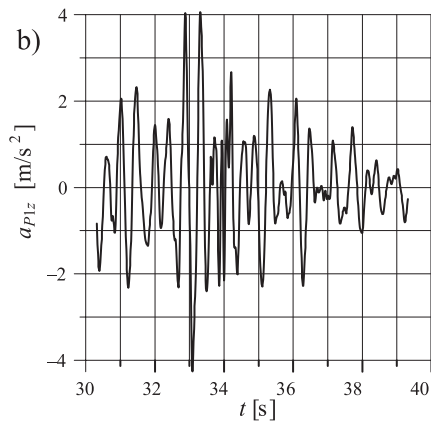
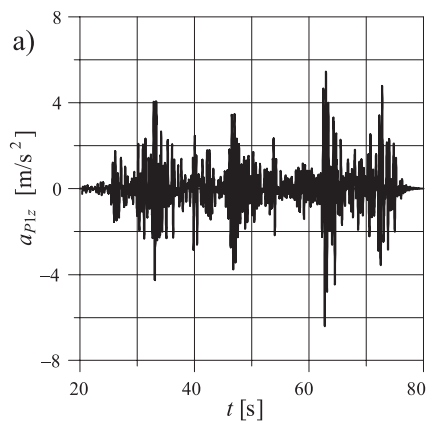
Rys. 7.3. Tor punktu ładowarki P_3 Rys. 7.4. Droga przejazdu ładowarki (punkt P_3)

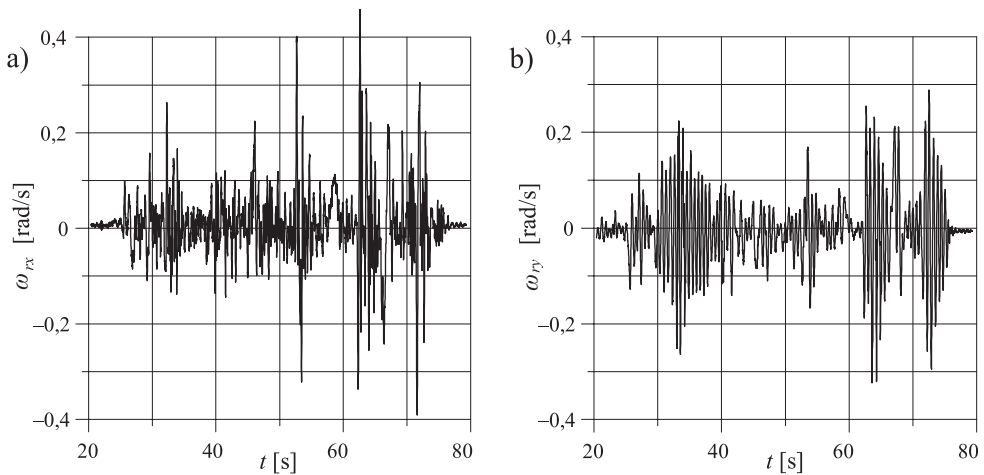
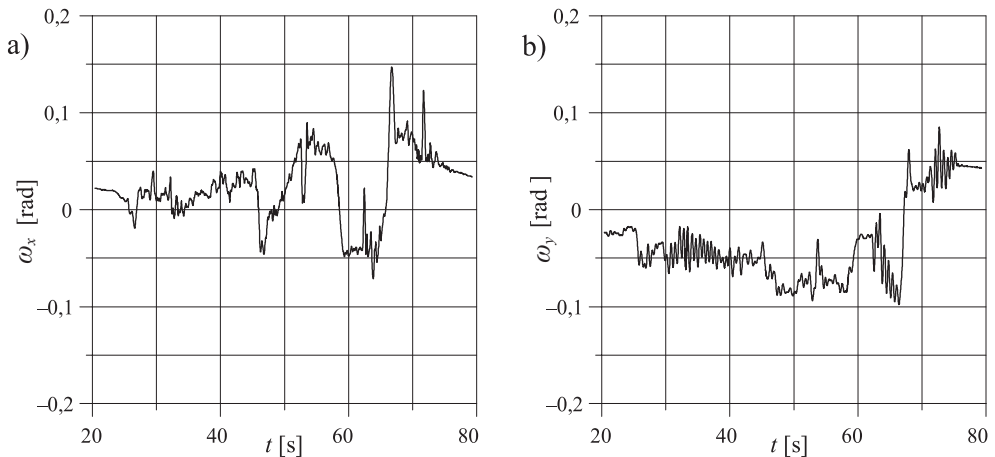
Rys. 7.5. Prędkość przejazdu ładowarki

Rys. 7.6. Prędkość pionowa punktu P_3

Najmniejsze maksymalne przyspieszenie zmierzono w kierunku podłużnym $a_{P_1x\max} = 3,9 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.7a, 7.8a, 7.9a). Z punktu widzenia komfortu istotne są wartości skuteczne składowych przyspieszenia, które dla punktu P_1 wyniosły: $a_{P_1x\text{rms}} = 1,09 \text{ m/s}^2$, $a_{P_1y\text{rms}} = 1,14 \text{ m/s}^2$, $a_{P_1z\text{rms}} = 1,09 \text{ m/s}^2$.

Zakres kąta przechyłu ramy maszyny wokół jej osi podłużnej $\Delta\alpha_x = 0,22 \text{ rad} = 12,6^\circ$ jest nieco większy od zakresu kąta przechyłu ramy maszyny wokół jej osi poprzecznej $\Delta\alpha_x = 0,185 \text{ rad} = 10,6^\circ$. Wynika to z większego rozstawu osi przedniej i tylnej ($l_m = 2760 \text{ mm}$) niż w rozstawie kół lewych i prawych ($w_m = 2290 \text{ mm}$) (rys. 7.11).

Rys. 7.7. Składowa podłużna x przyspieszenia punktu P_1 Rys. 7.8. Składowa poprzeczna y przyspieszenia punktu P_1 Rys. 7.9. Składowa pionowa z przyspieszenia punktu P_1

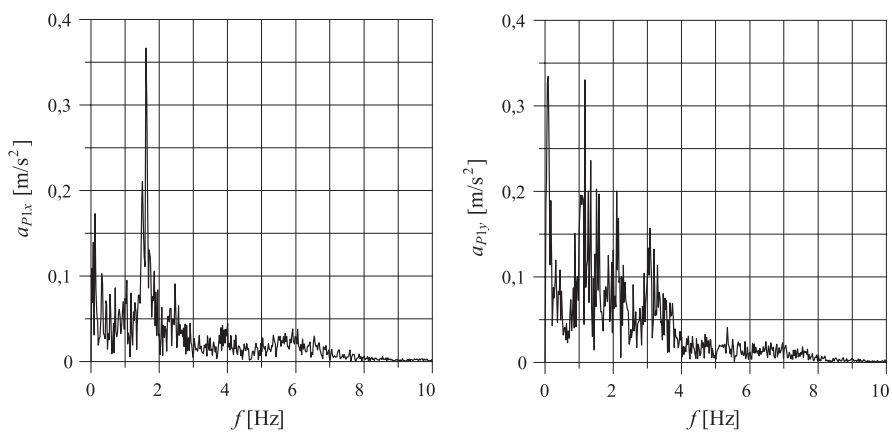
Rys. 7.10. Składowe podłużna x i poprzeczna y prędkości kątowej ramy ładowarki

Rys. 7.11. Kąty przechyłu ramy ładowarki wokół własnej osi podłużnej i poprzecznej ramy ładowarki

Zatem zakres składowej podłużnej prędkości kątowej jest większy od zakresu składowej poprzecznej (rys. 7.10).

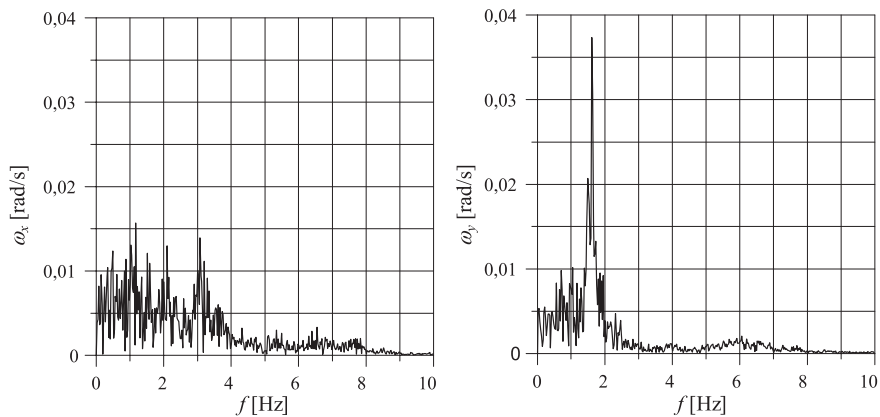
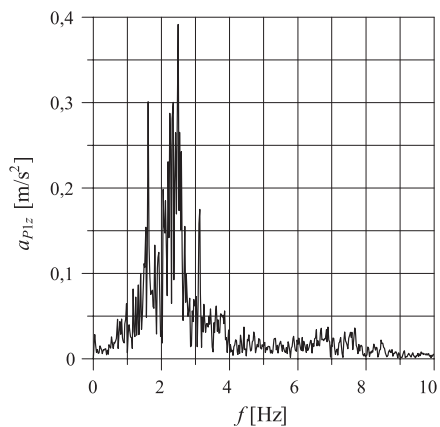
Wykresy widm amplitudowo-częstotliwościowych trzech składowych przyspieszenia punktu P_1 (rys. 7.12–7.14) oraz wykresy widm amplitudowo-częstotliwościowych dwóch składowych prędkości kątowej ramy maszyny pokazują, że istotne wymuszenie kinematyczne wystąpiło w zakresie częstotliwości 0–4 Hz.

Przejazd maszyny w trakcie badań nie należał do ekstremalnych z powodu obawy właściciela przed jej awarią. Dlatego wartości przyspieszeń i prędkości kątowych ramy i prędkość przejazdu w symulacjach powinny być zdecydowanie większe od zmierzonych. W trakcie pomiarów stwierdzono większe nierówności terenu niż



Rys. 7.12. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe składowej podłużnej x i poprzecznej y przyspieszenia punktu P_1

Rys. 7.13. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe składowej pionowej z przyspieszenia punktu P_1



Rys. 7.14. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe składowej podłużnej x i poprzecznej y prędkości kątowej ramy maszyny

maksymalnie założone w symulacjach. Z tego powodu rzeczywiste kąty przechyłu ramy maszyny będą większe niż w symulacjach. Na podstawie badań terenowych określono zakres częstotliwości wymuszeń realizowanych w dalszych symulacjach układu AZK.

8. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH AZK

Do badań symulacyjnych przyjęto za podstawę obliczeń ładowarkę 924Gz firmy Caterpillar.

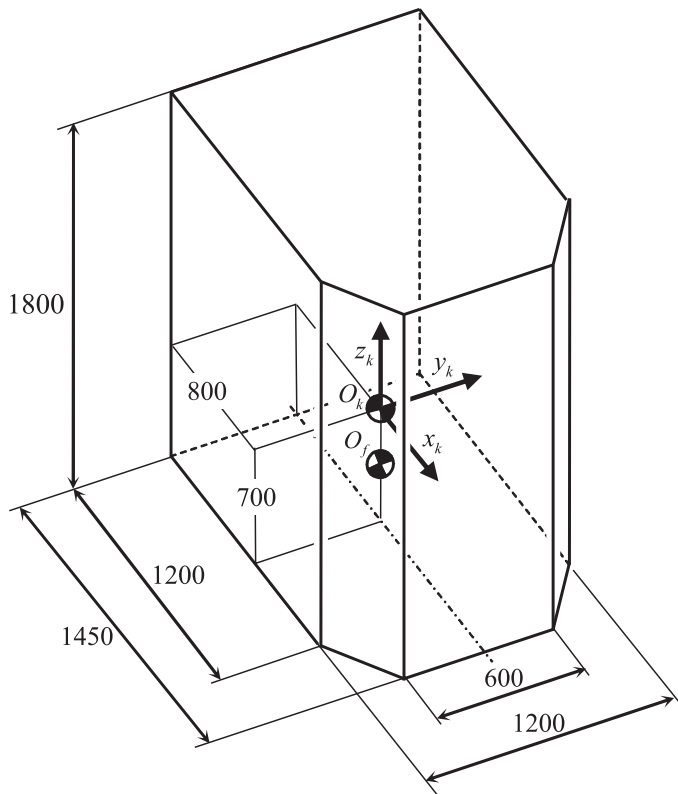
8.1. DANE LICZBOWE

Dane dotyczące maszyny:

- odległość pomiędzy przednią osią i tylną osią ramy maszyny: $l_m = 2,810$ m,
- rozstaw kół: $w_m = 2,060$ m,
- średnica kół: $d_w = 1,450$ m,
- szerokość ramy maszyny: $w_r = 1,4$ m,
- wysokość usytuowania przegubów A_2 i A_3 : $h_m = 2,420$ m,
- $\mathbf{r}_{pO_r} = [-2,100 \quad -0,818 \quad 1,600]^T$ m – wektor pozycji punktu $O_r = A_2$ względem punktu P .

Dane dotyczące kabiny i fotela:

- szerokość kabiny: $w_k = 1,200$ m,
- wysokość kabiny: $h_k = 1,800$ m,
- długość kabiny: $l_k = 1,450$ m,
- współrzędne środka masy kabiny: $x_{sck} = 0,800$ m, $y_{sck} = 0,600$ m, $z_{sck} = 0,700$ m (w układzie umieszczonym w dolnym lewym narożniku kabiny – rys. 8.1),
- współrzędne punktów O_k i O_f w układzie platformy: ${}^p r_{(pk)x} = {}^p r_{(pk)y} = 0$, ${}^p r_{(pk)z} = 0,700$ m, ${}^p r_{(pf)x} = {}^p r_{(pf)y} = 0$, ${}^p r_{(pf)z} = s_s + {}^p r_{(pf)}$, ${}^p r_{(pf)} = 0,335$ m,
- dopuszczalna odległość bocznej ściany kabiny od osi przegubu A_2 : $\delta_w = 0,05$ m,
- dopuszczalna odległość tylnej ściany kabiny od środka przegubu A_1 : $\delta_l = 0,05$ m,
- masa kabiny, masa fotela z operatorem oraz macierze bezwładności kabiny oraz fotela z operatorem w układach własnych podane w przykładzie podrozdziału 6.3.



Rys. 8.1. Wymiary kabiny i współrzędne środka masy kabiny [mm]

Dane dotyczące profilu drogi:

- wysokość nierówności terenu: $2h_g = 0,250$ m,
- długość profilu fali nierówności drogi przyjęto w oparciu o założenie, że minimalny promień krzywizny funkcji zarysu drogi jest większy od promienia koła maszyny:

$$r_{d \min} > 0,5 d_w \quad (8.1)$$

Warunek (8.1) implikuje:

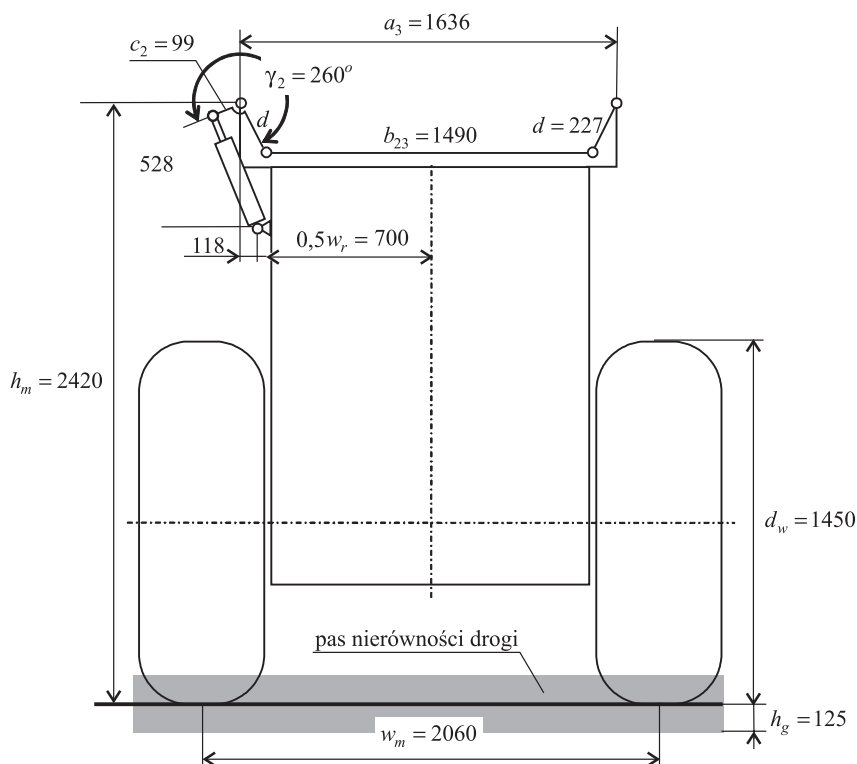
$$L_g > \pi \sqrt{2d_w h_g} \quad (8.2)$$

Na podstawie (8.2) $L_g > 1,891$ m, przyjęto $L_g = 2,000$ m;

- kąt fazowy pomiędzy lewą a prawą stroną nierówności drogi pod kołami maszyny: $\varphi = \pi/2$ rad.

8.2. SYNTEZA WYMIAROWA OGNIW MECHANIZMU AZK

Na podstawie zależności zamieszczonych w rozdziale 4 wyznaczono wymiary ogniw stanowiące dane w programach symulacyjnych.



Rys. 8.2. Wymiary mechanizmu AZK [mm]

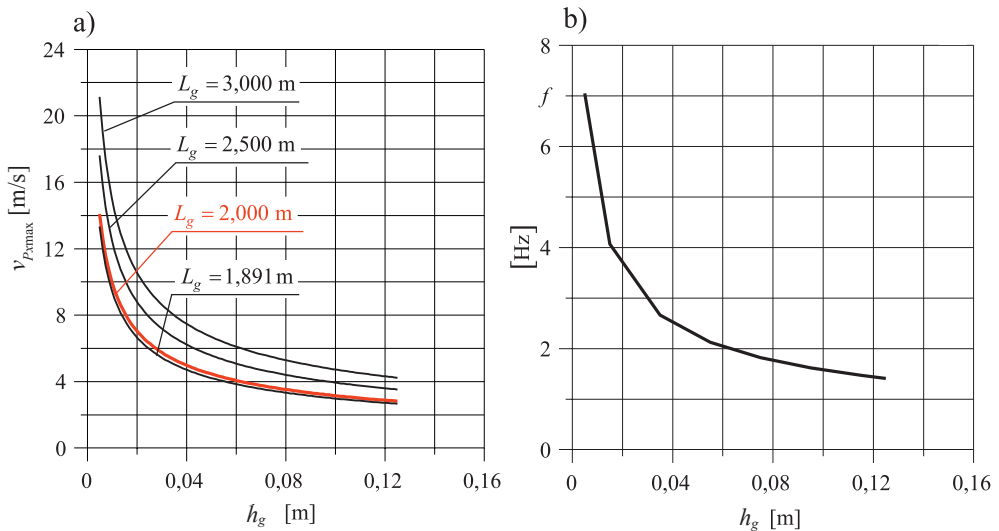
Zależności (4.6), (4.9), (4.10) i (4.11) tworzą układ równań, którego rozwiązaniem są: długości wahaczy – $d_2 = d_3 = d = 0,227$ m, maksymalny kąt przechyłu wokół osi podłużnej – $\alpha_{x\max} = 0,122$ rad $\approx 7^\circ$, odległość pomiędzy osiami przegubów A_2 i A_3 ; $a_3 = 1,636$ m, odległość pomiędzy środkami przegubów B_2 i B_3 ; $b_{23} = 1,490$ m. Na podstawie zależności (4.12) wyznacza się zakres przemieszczenia kąтового wahacza 2 (rys. 4.5) – $\vartheta = 1,745$ rad $\approx 100^\circ$.

Zakłada się wartość $c_2 = 0,099$ m. Na podstawie (4.13) skok siłownika 4 wynosi: $\Delta s_4 = 0,152$ m. Zakłada się $\lambda = 0,75$. Środkowa długość siłownika 4 na podstawie (4.15): $s_{4\text{med}} = 0,532$ m. Ekstremalne długości siłownika 4 wynoszą: $s_{4\text{max}} = 0,608$ m, $s_{4\text{min}} = 0,456$ m. Wartość promienia a_4 na podstawie zależności (4.16) i współrzędne środka przegubu $A_4(0, y_{A_4}, z_{A_4})$ wynoszą: $a_4 = 0,541$ m, $y_{A_4} = 0,118$ m, $z_{A_4} = -0,528$ m.

Na podstawie (4.17)–(4.20) stały kąt pomiędzy ramionami wahacza 2 wynosi: $\gamma_2 = 260^\circ$. Na podstawie zależności (4.21) wyznaczono: maksymalny kąt przechyłu ramy wokół osi poprzecznej y_r , $\alpha_{y_{\max}} = 5,1$, odległość środka przegubu A_1 od płaszczyzny $y_r z_r$; $l_{A_1} = 0,853$ m. Odległości środków przegubów platformy $b_{12} = b_{13} = 1,130$ m. Ekstremalne długości siłownika 1 na podstawie (4.23) i (4.24) wynoszą: $s_{1\max} = 0,292$ m, $s_{1\min} = 0,140$ m.

8.3. WYNIKI SYMULACJI

W celu uzyskania porównywalnych wyników symulacji przyjęto taką samą długość drogi jaką pokonywała ładowarka – 10 m. Dla różnych prędkości przejazdu każdorazowo obliczano i realizowano różne czasy symulacji. Przyjęto stały krok czasowy symulacji $\Delta t = 0,005$ s. W programie Simulink wykorzystano metodę całkowania Rungego-Kutty, a w programie MSC.visualNastran metodę całkowania Kutty-Mersona.



Rys. 8.3a. Maksymalna prędkość przejazdu $v_{P_{\max}}$ ($\chi = 1$) w funkcji wysokości nierówności drogi h_g [m] oraz długości fali nierówności sinusoidalnego zarysu drogi L_g , b. Częstotliwość wymuszenia od drogi w funkcji wysokości nierówności drogi h_g [m], dla $\chi = 1$ i $L_g = 2$ m

Na rysunku 8.3a zamieszczono przebiegi maksymalnych prędkości $v_{P_{\max}}$ w funkcji wysokości nierówności drogi i długości fali nierówności sinusoidalnego zarysu drogi. Rysunek 8.3b przedstawia przebieg częstotliwości wymuszeń od drogi w funkcji wysokości nierówności drogi, maksymalnych prędkości przejazdów ma-

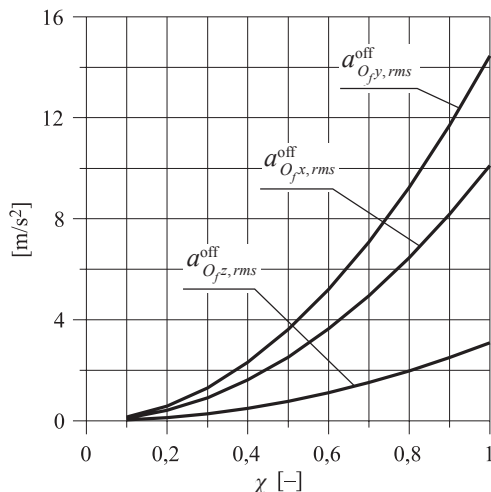
szyny i $L_g = 2,000$ m. Maksymalne prędkości ładowarki uzyskane w pomiarach są porównywalne (rys. 7.5). Dla przyjętej do symulacji długości $L_g = 2,000$ m oraz wysokości $h_g = 0,125$ m wartość granicznej prędkości (3.121) przejazdu wynosi $v_{Px\max} = 2,820$ m/s.

W symulacjach wprowadza się unormowaną prędkość przejazdu maszyny:

$$\chi = \frac{v_{Px}}{v_{Px\max}} \quad (8.3)$$

gdzie:

- $v_{Px\max}$ – graniczna prędkość sztywnego koła, przy której nie dochodzi do odrywania się koła od drogi o zarysie sinusoidalnym (3.121),
- v_{Px} – prędkość przejazdu maszyny.

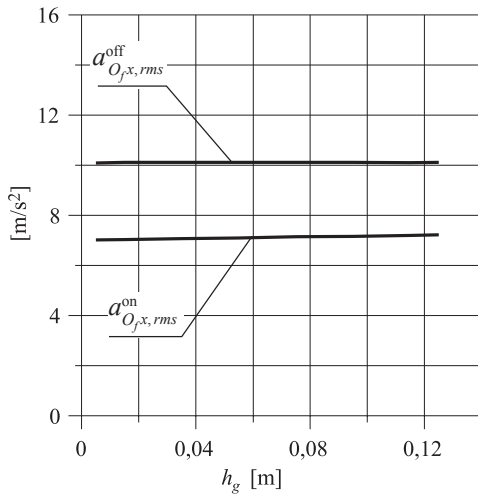


Rys. 8.4. Składowe przyspieszenia skutecznego punktu fotela O_f z wyłączonym AZK

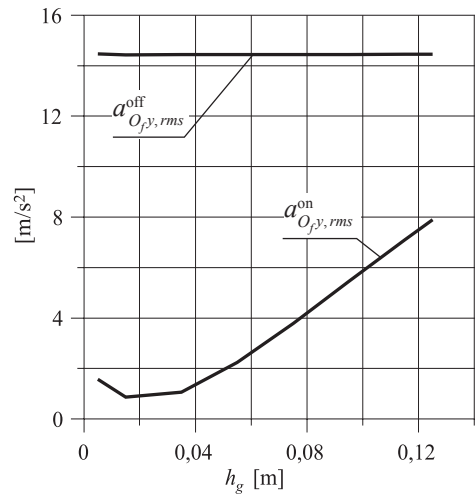
Zakres wymuszeń kinematycznych punktu fotela O_f , uzyskanych podczas symulowanego przejazdu ładowarki po sinusoidalnym zarysie drogi przedstawiono w postaci składowych przyspieszenia skutecznego O_f zamieszczonych na rys. 8.4. Przebiegi pokazują, że w przypadku wysoko posadowionej kabiny maszyny roboczej drgania poziome mogą być kilkukrotnie większe od drgań pionowych.

8.3.1. Przyspieszenie skuteczne fotela operatora

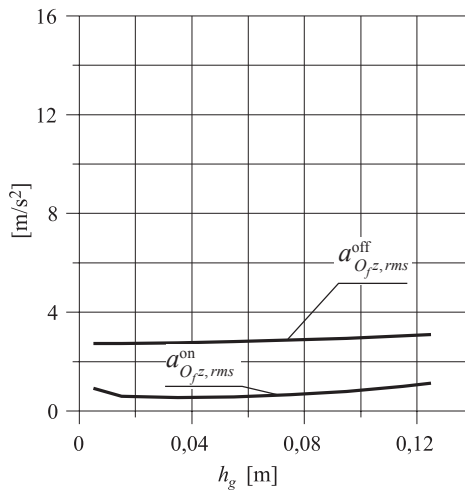
Głównym wynikiem symulacji są przebiegi składowych przyspieszenia skutecznego (rms) punktu fotela O_f przedstawione na rys. 8.5–8.7 dla maksymalnych



Rys. 8.5. Składowa podłużna przyspieszenia skutecznego punktu fotela O_f z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji wysokości profilu drogi ($\chi = 1$)



Rys. 8.6. Składowa poprzeczna przyspieszenia skutecznego punktu fotela O_f z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji wysokości profilu drogi ($\chi = 1$)



Rys. 8.7. Składowa pionowa przyspieszenia skutecznego punktu fotela O_f z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji wysokości profilu drogi ($\chi = 1$)

prędkości przejazdu $\chi = 1$ w funkcji wysokości nierówności drogi. Wszystkie trzy składowe przyspieszenia punktu O_f z włączonym AZK są zdecydowanie obniżone w porównaniu z odpowiednimi składowymi przyspieszenia O_f z wyłączonym AZK.

Wynikiem wskazującym na dogodność w stosowaniu unormowanej prędkości przejazdu są wykresy wartości składowych przyspieszenia skutecznego dla wyłączanego AZK, które prawie nie zależą od wartości nierówności drogi (dla $\chi = 1$).

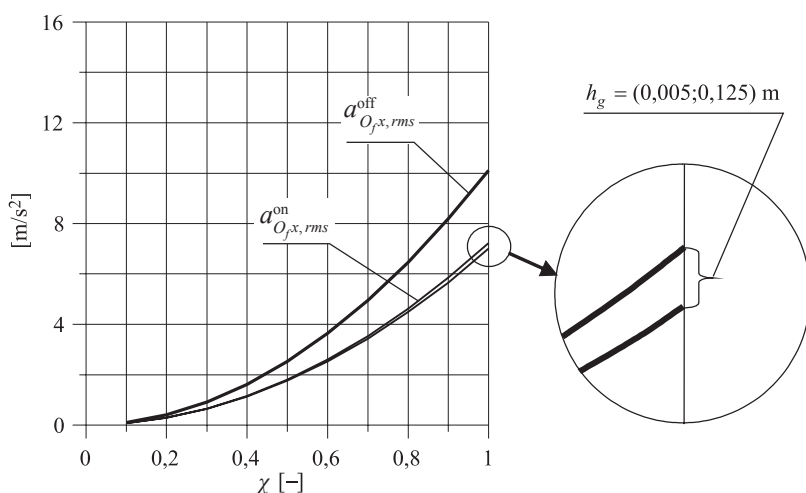
Mimo że celem sterowania układem nie było zmniejszenie drgań na kierunku podłużnym, to jednak warunek przyjęty w sterowaniu zmniejszający prędkość kątową na kierunku poprzecznym (3.89) powoduje równoczesne obniżenie drgań liniowych na kierunku podłużnym. Efekt ten jest wyraźnie widoczny na rys. 8.5.

Liczbową wartość redukcji drgań można ująć za pomocą współczynnika redukcji drgań na wybranym kierunku ruchu:

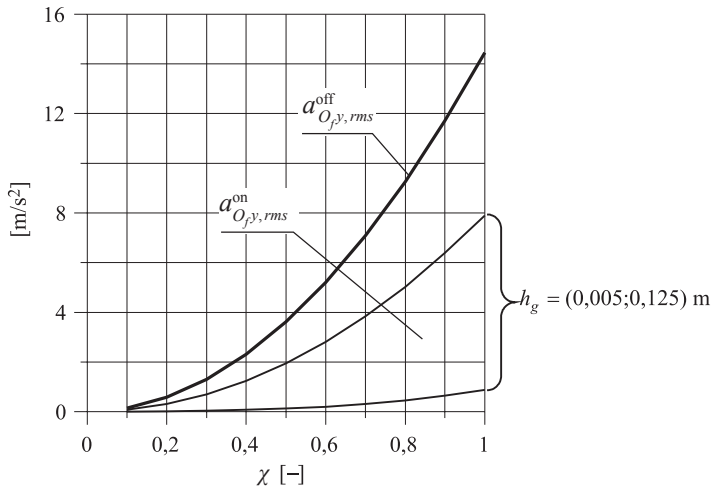
$$\mu_l = \frac{a_{O_f l, rms}^{\text{off}}}{a_{O_f l, rms}^{\text{on}}}, \quad l = x \text{ lub } y \text{ lub } z \quad (8.4)$$

Dla składowej podłużnej przyspieszenia O_f wartość $\mu_x \in (1,39-1,45)$ w niewielkim stopniu zależy od wysokości nierówności drogi $h_g = (0,005; 0,125)$ m. Dla składowej poprzecznej przyspieszenia O_f zakres zmienności $\mu_y \in (1,83-16,5)$ jest bardzo duży. Współczynnik redukcji drgań pionowych zmienia się w zakresie $\mu_z \in (2,75-5,05)$.

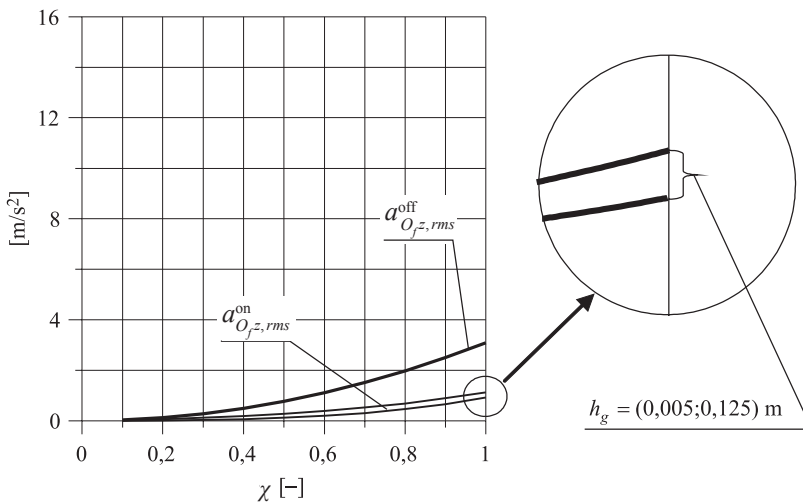
Uzupełniającą formą poprzednich wyników są przebiegi składowych przyspieszenia skutecznego O_f wyrażone w funkcji prędkości unormowanej χ (rys. 8.8–8.10).



Rys. 8.8. Przyspieszenie skuteczne O_f na kierunku jazdy maszyny z włączonym i wyłączonym AZK



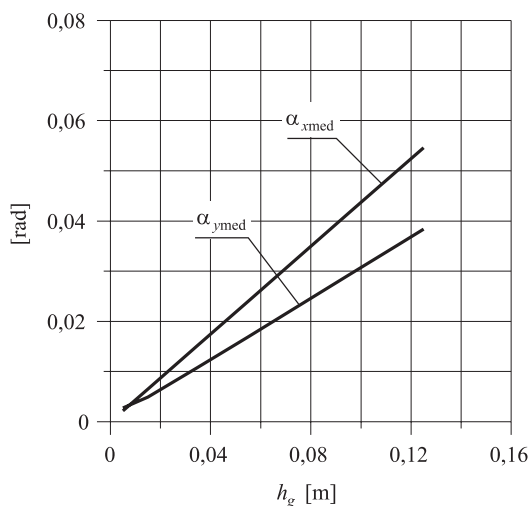
Rys. 8.9. Przyspieszenie skuteczne O_f na kierunku poprzecznym do kierunku jazdy maszyny



Rys. 8.10. Przyspieszenie skuteczne O_f na kierunku pionowym

8.3.2. Efekty pionizacji kabiny

Działanie siłowników 1 i 4 podporządkowane jest pionowemu ustawieniu kabiny niezależnie od przechyłu ramy maszyny. Na rysunku 8.11 przedstawiono wykresy



Rys. 8.11. Średnie kąty przechyłu ramy maszyny wokół własnych osi podłużnej i poprzecznej

średnich kątów przechyłów ramy: α_x – wokół osi podłużnej i α_y – wokół osi poprzecznej ramy maszyny (rys. 2.7) w funkcji amplitudy nierówności drogi, wyznaczonych zgodnie z zależnością:

$$\alpha_{l,med} = \frac{\int_0^{T_{pom}} |\alpha_l| dt}{T_{pom}} \quad (8.5)$$

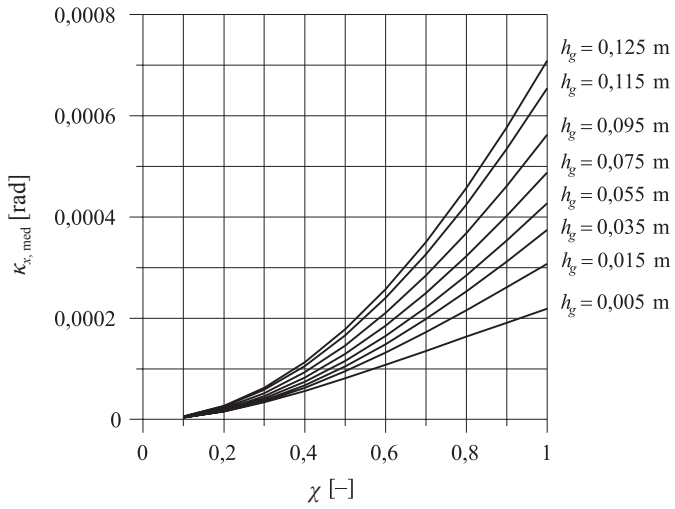
gdzie:

T_{pom} – czas symulacji,
 $l = x$ lub $l = y$.

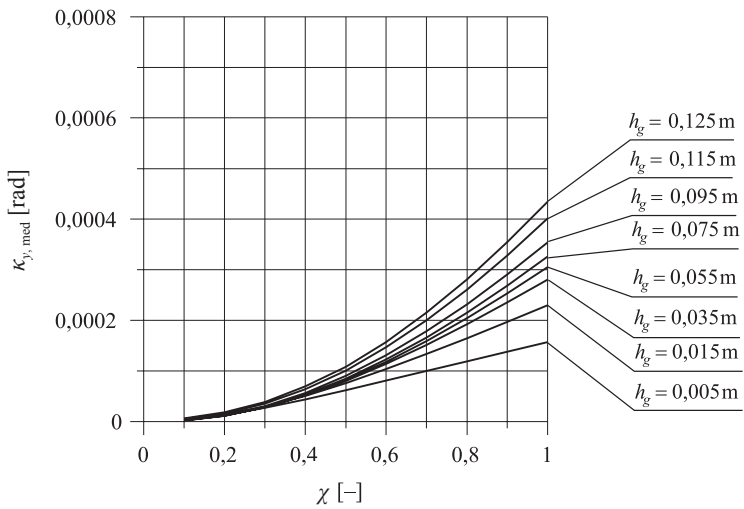
Efekt działania układu aktywnego zawieszenia kabiny w postaci średnich kątów przechyłów kabiny: κ_x – wokół osi podłużnej i κ_y – wokół osi poprzecznej kabiny. Kąty wychylenia kabiny: κ_x i κ_y określono analogicznie jak kąty wychylenia ramy maszyny α_x i α_y na rys. 2.7.

Natomiast kąty $\kappa_{x,med}$ i $\kappa_{y,med}$ przedstawione na rys. 8.12 i 8.13 wyznaczono analogicznie jak w zależności (8.3). Przebiegi wyrażono w funkcji unormowanej prędkości przejazdu maszyny χ oraz amplitudy nierówności terenu h_g .

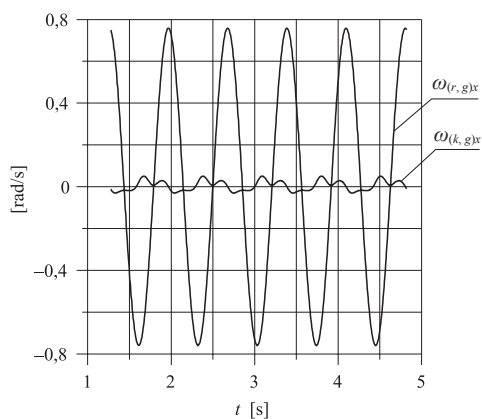
Przyjęte kinematyczne warunki sterowania siłownikami 1 i 4 powodują znaczne obniżenie prędkości kątowej kabiny, co przedstawiono na wykresach czasowych rys. 8.14 i 8.15.



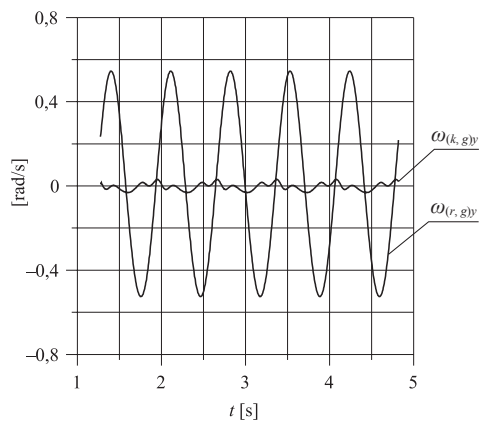
Rys. 8.12. Średni kąt przechyłu poprzecznego kabiny wokół osi podłużnej



Rys. 8.13. Średni kąt przechyłu podłużnego kabiny wokół osi poprzecznej



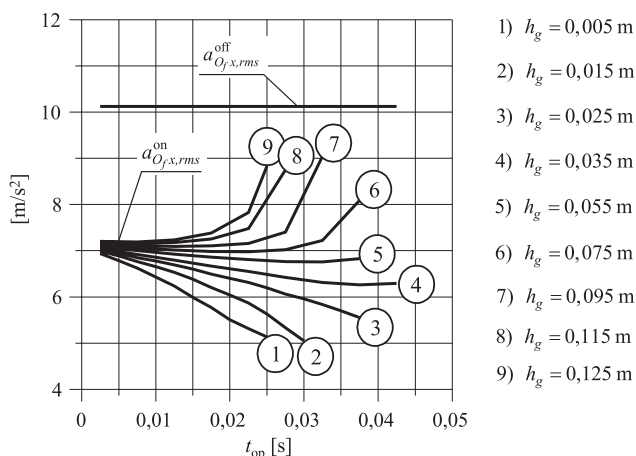
Rys. 8.14. Składowe podłużne prędkości kątowych ramy i kabiny ($h_g = 0,125$ m, $\chi = 1$)



Rys. 8.15. Składowe poprzeczne prędkości kątowych ramy i kabiny ($h_g = 0,125$ m, $\chi = 1$)

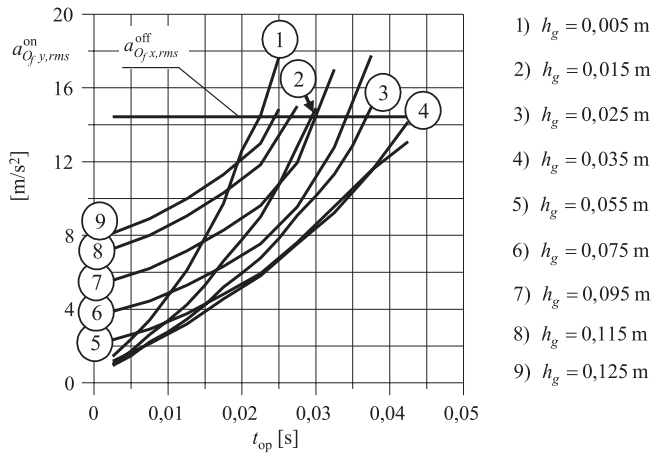
8.3.3. Wpływ opóźnienia czasowego na efekty pracy AZK

Pomiar ruchu ramy maszyny, przekazanie informacji o ruchu ramy maszyny do podukładu sterującego, obliczenie sygnału sterującego, przesłanie go do sterownika napędu i fizyczna realizacja chwilowej prędkości realizowanej przez napęd wymaga czasu. Czas opóźnienia istotnie wpływa na jakość pracy aktywnego zawieszenia kabiny. Na rysunkach 8.16–8.18 przedstawiono wpływ opóźnienia czasowego na uzyskane składowe skutecznego przyspieszenia punktu O_f fotela w porównaniu z odpowiednimi składowymi skutecznego przyspieszenia O_f z wyłączonym AZK.

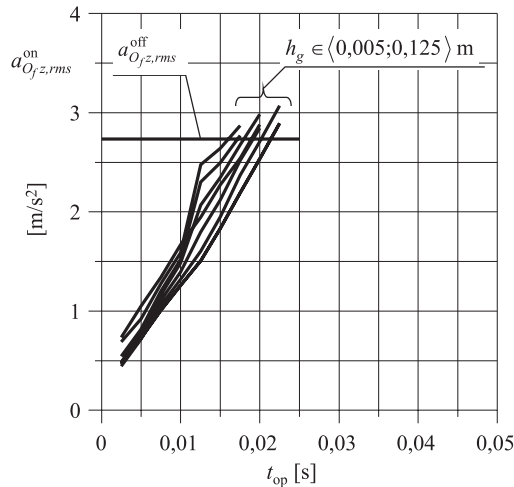


- 1) $h_g = 0,005$ m
- 2) $h_g = 0,015$ m
- 3) $h_g = 0,025$ m
- 4) $h_g = 0,035$ m
- 5) $h_g = 0,055$ m
- 6) $h_g = 0,075$ m
- 7) $h_g = 0,095$ m
- 8) $h_g = 0,115$ m
- 9) $h_g = 0,125$ m

Rys. 8.16. Składowa $a_{O_f, x, rms}$ skutecznego przyspieszenia punktu O_f z wyłączonym i wyłączonym AZK w funkcji czasu opóźnienia dla różnych wysokości nierówności drogi i przy $\chi = 1$

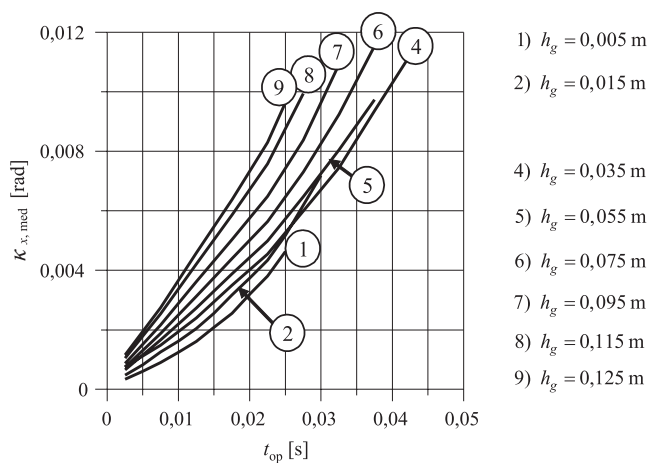


Rys. 8.17. Składowa $a_{O_j,y,rms}^{on}$ skutecznego przyspieszenia punktu O_j z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji czasu opóźnienia dla różnych wysokości nierówności drogi i przy $\chi = 1$

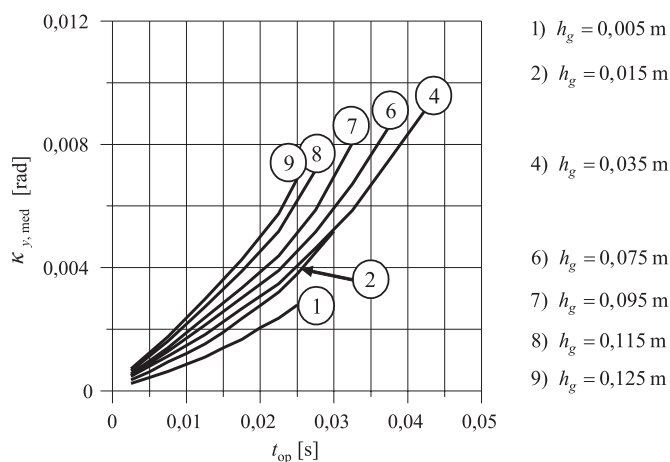


Rys. 8.18. Składowa $a_{O_j,z,rms}^{on}$ skutecznego przyspieszenia punktu O_j z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji czasu opóźnienia dla różnych wysokości nierówności drogi i przy $\chi = 1$

W tym przypadku obliczenia wykonano z krokiem $\Delta t = 0,0025$ s, a przesunięcie czasowe wprowadzono za pomocą bloku *Transport Delay* w miejscu przekazania obliczonych chwilowych prędkości siłownika z programu Matlab Simulink do programu MSC.visualNastran 4D.



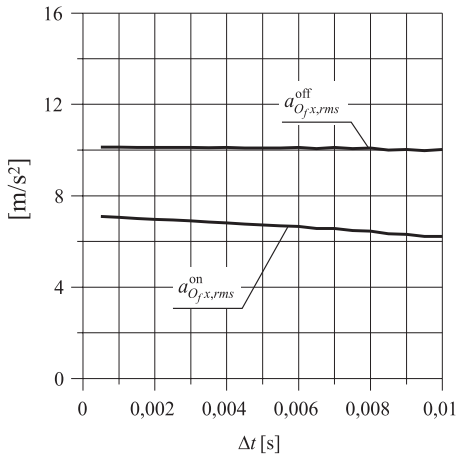
Rys. 8.19. Średni kąt przechyłu kabiny wokół osi własnej podłużnej $\kappa_{x,med}$ w funkcji czasu opóźnienia zadziałania układu AZK (dla $\chi = 1$)



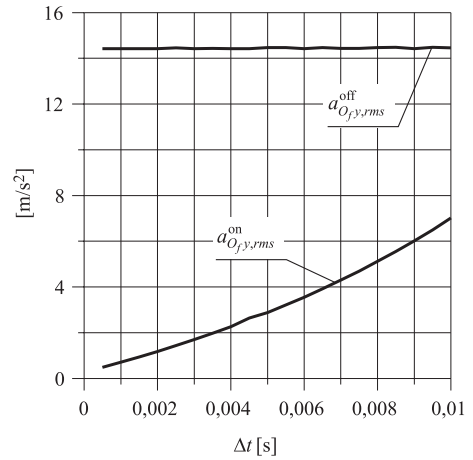
Rys. 8.20. Średni kąt przechyłu kabiny wokół osi własnej poprzecznej $\kappa_{y,med}$ w funkcji czasu opóźnienia zadziałania układu AZK (dla $\chi = 1$)

Na rysunkach 8.19 i 8.20 przedstawiono wpływ opóźnienia czasowego na wartości średnich kątów przechyłu kabiny.

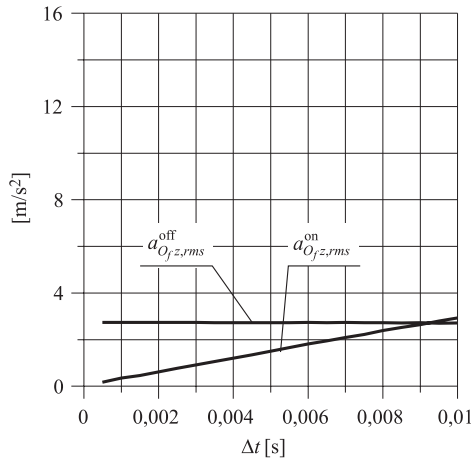
Inną formą wprowadzenia opóźnienia w obliczeniach jest zmiana kroku czasowego symulacji. Wyniki na rys. 8.21–8.23 pokazują jak istotny wpływ na wyniki ma krok czasowy symulacji w przypadku zastosowania sterowania ze sprzężeniem zwrotnym.



Rys. 8.21. Składowa podłużna skutecznego przyspieszenia punktu O_f z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji wielkości kroku czasu symulacji Δt (dla $\chi = 1$, $h_g = 0,005$ m)



Rys. 8.22. Składowa poprzeczna skutecznego przyspieszenia punktu O_f z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji wielkości kroku czasu symulacji Δt (dla $\chi = 1$, $h_g = 0,005$ m)



Rys. 8.23. Składowa pionowa skutecznego przyspieszenia punktu O_f z włączonym i wyłączonym AZK w funkcji wielkości kroku czasu symulacji Δt (dla $\chi = 1$, $h_g = 0,005$ m)

8.3.4. Analiza wpływu dokładności wybranych wielkości kinematycznych na jakość pracy AZK

Jakość pracy aktywnego zawieszenia kabiny zależy od dokładności wielkości mierzonych w podukładzie pomiarowym. Przeprowadzono symulację wpływu błędów wielkości mierzonych (tab. 8.1):

Tabela 8.1

Przyporządkowanie numerów do wielkości mierzonych $w_{w,i}$ ($j = 1, \dots, 20$)

1	α_x	5	s_5	9	$\omega_{(r,g)x}$	13	$v_{(O_m,g)y}$	17	$\epsilon_{(r,g)z}$
2	α_y	6	v_1	10	$\omega_{(r,g)y}$	14	$v_{(O_m,g)z}$	18	$a_{(O_m,g)x}$
3	s_1	7	v_4	11	$\omega_{(r,g)z}$	15	$\epsilon_{(r,g)x}$	19	$a_{(O_m,g)y}$
4	s_4	8	v_5	12	$v_{(O_m,g)x}$	16	$\epsilon_{(r,g)y}$	20	$a_{(O_m,g)z}$

na wartości składowych przyspieszenia skutecznego punktu kabiny O_f i średnich kątów przechyłu kabiny (tab. 8.2):

Tabela 8.2

Przyporządkowanie numerów do wielkości wyjściowych $w_{w,i}$ ($i = 1, \dots, 5$)

1	$a_{Ofx,rms}$	2	$a_{Ofy,rms}$	3	$a_{Ofz,rms}$	4	$\kappa_{x,med}$	5	$\kappa_{y,med}$
---	---------------	---	---------------	---	---------------	---	------------------	---	------------------

W celu umożliwienia porównania wyników przyjęto współczynnik wpływu, którego dwie graniczne wartości przedstawiono na rys. 8.24:

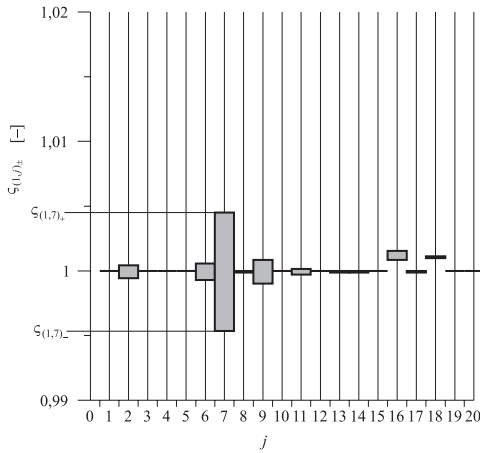
$$\zeta_{(i,j)\pm} = \frac{w_{w,i}(w_{m,j} \pm 5\% \Delta w_{m,j})}{w_{w,i}(w_{m,j})} \quad (8.6)$$

gdzie:

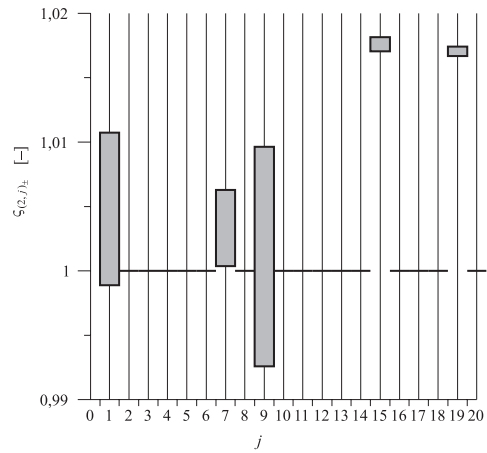
$\Delta w_{m,j}$ – zakres zmienności wielkości mierzonej $w_{m,j}$.

Symulacje wykonano dla $\Delta t = 0,0025$ s, $h_g = 0,060$ m, $\chi = 1$. Skale osi pionowych na rys. 8.24 i 8.25 są 30 razy mniejsze niż skale osi pionowych na rys. 8.268–8.28. Wartość jeden na powyższych wykresach pokazuje brak wpływu wybranej wielkości mierzonej na wybraną wielkość wyjściową.

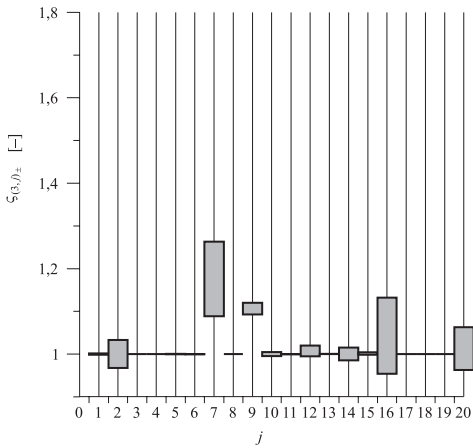
Analiza wpływu dokładności pomiaru wybranych wielkości kinematycznych na przyspieszenie skuteczne fotela i średnie kąty przechyłów kabiny wykazała grupę wielkości o istotnym znaczeniu. Wyniki pokazują (rys. 8.24, 8.25), że w celu zmniejszenia poziomego przyspieszenia skutecznego fotela największą względną dokładność pomiaru powinny mieć: prędkość siłownika 4, kąt przechyłu wzdłużnego, składowa podłużna prędkości kątowej ramy, składowa podłużna przyspieszenia kątowego ramy i składowa poprzeczna przyspieszenia liniowego punktu ramy O_m .



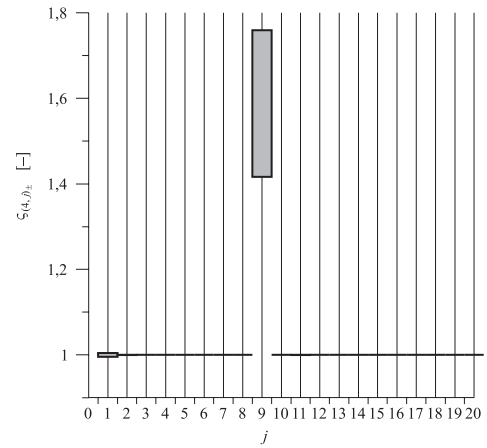
Rys. 8.24. Zakres współczynników wpływu odnoszących się do $a_{O_f x, rms}$ ($i = 1$)



Rys. 8.25. Zakres współczynników wpływu odnoszących się do $a_{O_f y, rms}$ ($i = 2$)

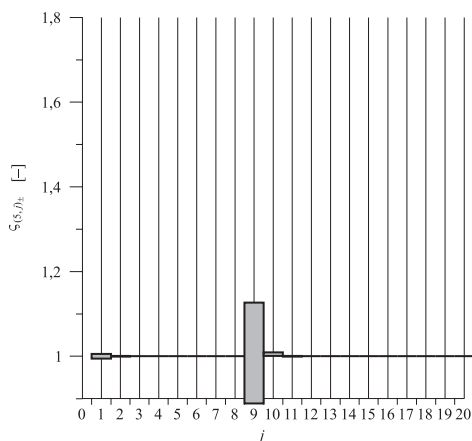


Rys. 8.26. Zakres współczynników wpływu odnoszących się do $a_{O_f z, rms}$ ($i = 3$)



Rys. 8.27. Zakres współczynników wpływu odnoszących się do $\kappa_{x, med}$ ($i = 4$)

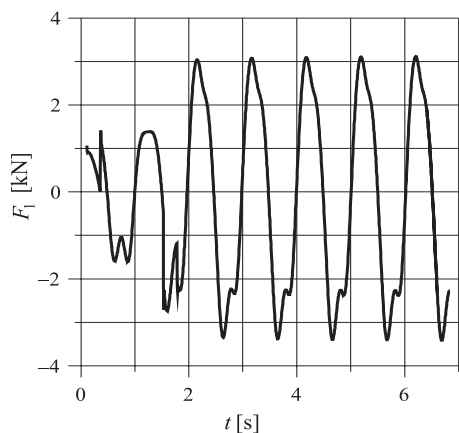
W celu zmniejszenia pionowego przyspieszenia skutecznego (rys. 8.26) fotela największą względną dokładność pomiaru powinny mieć: kąt przechyłu poprzecznego, prędkość siłownika 4, składowa podłużna prędkości kątowej ramy, składowa poprzeczna przyspieszenia kątowego ramy i składowa pionowa przyspieszenia liniowego punktu ramy O_m . W celu ustawienia pionowego kabiny (rys. 8.27, 8.28) największą względną dokładność pomiaru powinna mieć składowa podłużna prędkości kątowej ramy.



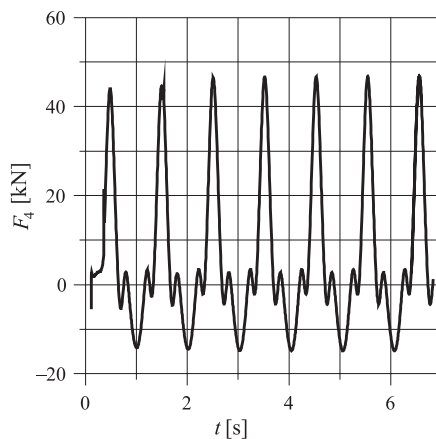
Rys. 8.28. Zakres współczynników wpływu odnoszących się do $\kappa_{y,med}$ ($i = 5$)

8.3.5. Wyniki symulacji dotyczących napędów hydraulicznych

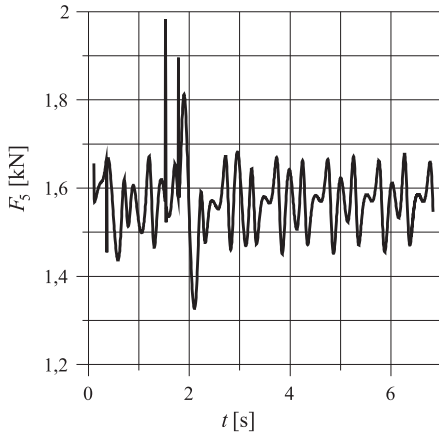
Przejazd maszyny po wybranym profilu drogi z założoną prędkością powoduje powstanie wymuszeń kinematycznych ramy maszyny. Na podstawie komputerowego modelu mechanizmu AZK można obliczyć chwilowe obciążenia siłowników, rozwijane prędkości oraz zapotrzebowanie na moc. Przyjęcie niektórych parametrów konstrukcji siłowników, jak: powierzchni tłoków po stronie tłokowej i tłoczkowej, ciśnienia zasilania i spływu współczynniki tarcia, pozwala na wyznaczenie ciśnień w siłownikach, natężeń przepływów i pól powierzchni szczelin w zaworach. Otrzymane wyniki (rys. 8.29–8.46) odpowiadają wymuszeniu: $h_g = 0,125$ m, $\chi = 0,7$, $v_{Px} = 1,974$ m/s, $\Delta t = 0,005$ s.



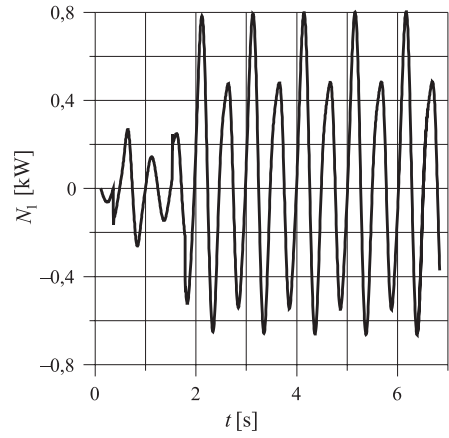
Rys. 8.29. Siła działająca na siłownik 1



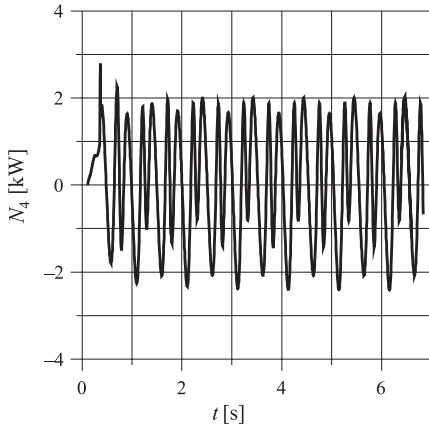
Rys. 8.30. Siła działająca na siłownik 4



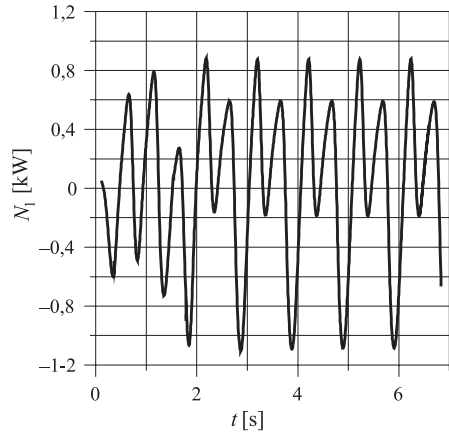
Rys. 8.31. Siła działająca na siłownik 5



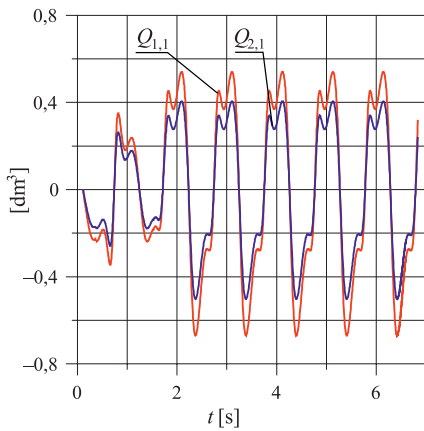
Rys. 8.32. Moc wydatkowana przez siłownik 1



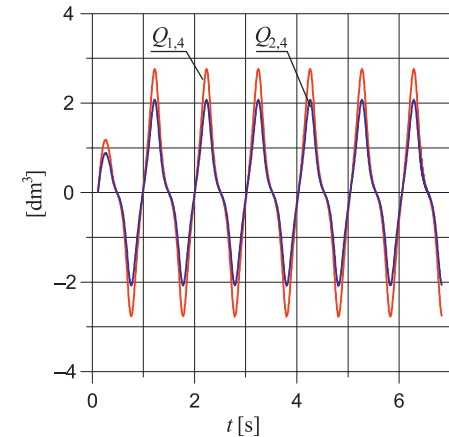
Rys. 8.33. Moc wydatkowana przez siłownik 4



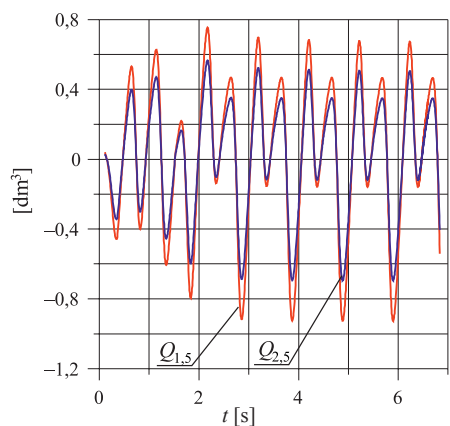
Rys. 8.34. Moc wydatkowana przez siłownik 5



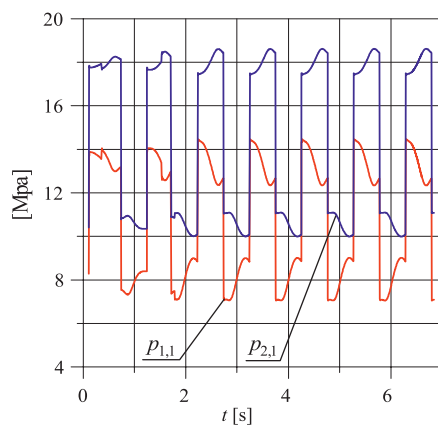
Rys. 8.35. Natężenia przepływu w siłowniku 1



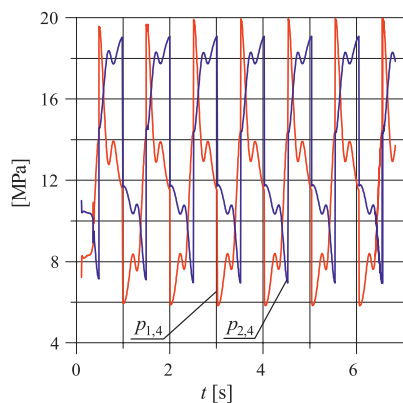
Rys. 8.36. Natężenia przepływu w siłowniku 4



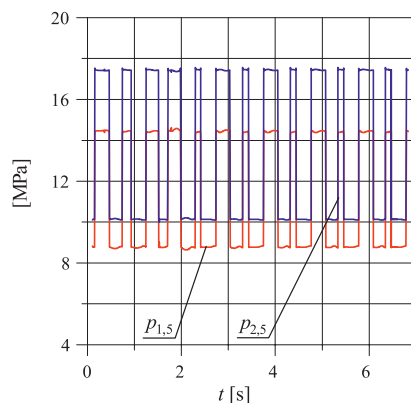
Rys. 8.37. Natężenia przepływu w siłowniku 5



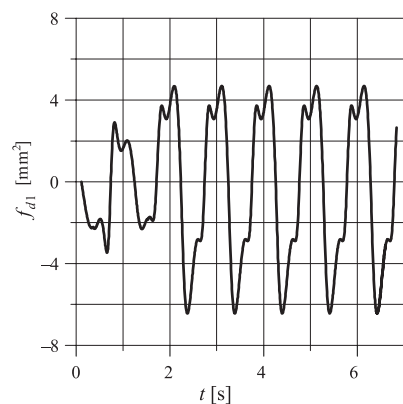
Rys. 8.38. Ciśnienia w siłowniku 1



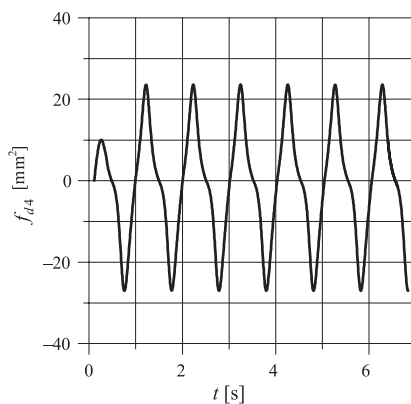
Rys. 8.39. Ciśnienia w siłowniku 4



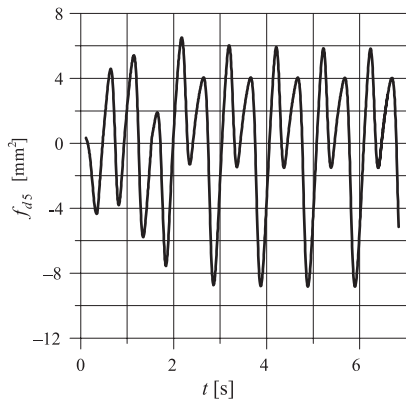
Rys. 8.40. Ciśnienia w siłowniku 5



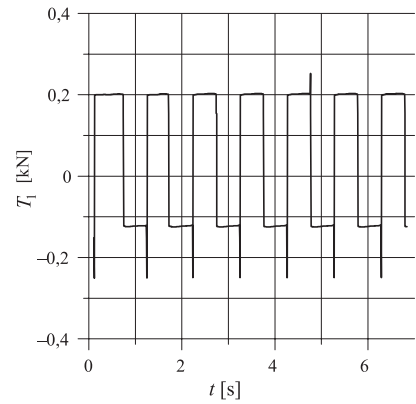
Rys. 8.41. Pole powierzchni szczeliny w zaworze rozdzielacza siłownika 1



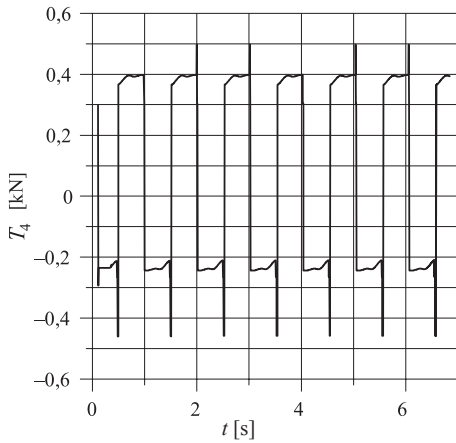
Rys. 8.42. Pole powierzchni szczeliny w zaworze rozdzielacza siłownika 4



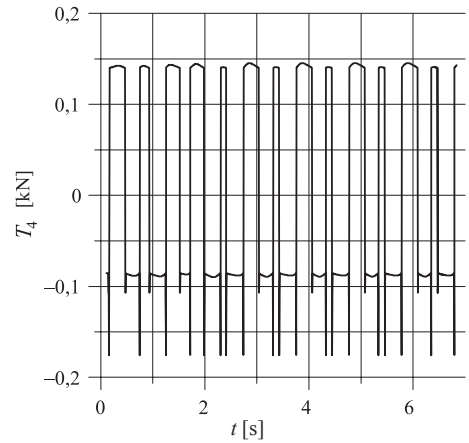
Rys. 8.43. Pole powierzchni szczeliny w zaworze rozdzielacza siłownika 5



Rys. 8.44. Siła tarcia w siłowniku 1



Rys. 8.45. Siła tarcia w siłowniku 4



Rys. 8.46. Siła tarcia w siłowniku 5

Wyniki symulacji odpowiadające przyjętemu zakresowi ekstremalnych wymuszeń mogą być podstawą do wyboru siłowników, przewodów, zaworów, i pomp hydraulicznych użytych w AZK.

9. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

9.1. UWAGI OGÓLNE

Praca wpisuje się w aktualny kierunek rozwoju maszyn roboczych (MR) dotyczącego podnoszenia komfortu i bezpieczeństwa pracy operatora z wykorzystaniem aktywnego zawieszenia kabiny (AZK) w celu zmniejszenia amplitudy jej drgań.

Zaproponowano zbiór schematów strukturalnych mechanizmów platformowych, które można wykorzystać jako wykonawcze układy mechaniczne AZK.

Przedstawiono metodę syntezy wymiarowej wybranego mechanizmu AZK przy założonych wymuszeniach drgań ramy MR wywołanych jej przejazdem przez nierówności drogi.

Opracowano własną metodę analizy kinematycznej, którą wykorzystano do rozwiązania zadań kinematyki (prostego i odwrotnego) projektowanego mechanizmu. Wyznaczone rozwiązania tych zadań umożliwiają sterowanie układem dzięki pomiarom w czasie rzeczywistym. Opracowane metody analizy i syntezy można zastosować w przypadku projektowania podobnych strukturalnie mechanizmów AZK.

9.2. UWAGI SZCZEGÓLNE

Opracowany model symulacyjny wybranego mechanizmu AZK sprawdzono rozwiązując reprezentatywne przykłady liczbowe. Na podstawie wyników symulacji wykazano pozytywne skutki działania AZK, w tym zmniejszenie wartości skutecznej przyspieszenia fotela operatora przy równoczesnym ustawieniu w kierunku pionowym kabiny wraz fotelem.

Przedstawiony przegląd schematów kinematycznych wybranych mechanizmów platformowych pokazuje, że można zaprojektować mechanizm z platformą wykonującą pożądane przemieszczenia w kilku kierunkach. Mechanizm AZK powinien zawierać możliwie małą liczbę ogniw a ich ruchome połączenia powinny stanowić przeguby obrotowe, krzyżakowe lub kuliste. Liczba ruchliwości mechanizmu AZK jest równa liczbie napędów. W przypadku gdy liczba zmiennych współrzędnych platformy z ka-

biną jest równa liczbie napędów, układ mechaniczny charakteryzuje się większą komplikacją, lecz wtedy ruch w każdym kierunku platformy można zaplanować niezależnie. Natomiast gdy liczba zmiennych współrzędnych platformy z kabiną jest większa od liczby napędów, struktura układu mechanicznego jest prostsza. Mechanizmy AZK, u których nie występują żadne dodatkowe więzy, tzn. zaliczane do grupy zerowej, nie są wrażliwe na niedokładności wykonania, np. wzajemnego ustawienia osi przegubów, środków przegubów kulistych, długości ogniwi, punktów zamocowań do ramy.

Amplituda nierówności drogi, przyjęta przy projektowaniu zawieszenia, rozstaw kół i odległość osi kół maszyny określają maksymalne wartości kątów przechyłu podłużnego i poprzecznego oraz maksymalne liniowe przemieszczenia kabiny. Zakres przemieszczeń kabiny, jej wymiary oraz ograniczenia miejsca mocowania zawieszenia na ramie maszyny są dane do syntezy wymiarowej mechanizmu AZK. W wyniku syntezy otrzymuje się długości ogniwi, punkty mocowania na ramie i skrajne długości siłowników.

Udowodniono dla płaskiego przypadku, że jeżeli chwilowy środek obrotu platformy względem ramy maszyny znajduje się w pasie nierówności drogi, to zmniejszenie drgań kątowych platformy wokół osi podłużnej z wykorzystaniem jednego napędu powoduje równocześnie zmniejszenie drgań platformy liniowych poprzecznych. Na podstawie wspomnianego dowodu, twierdzenia o chwilowych środkach obrotów, uwzględnienia położenia osobliwych oraz uniknięcia kolizji ogniwi uzyskano zależności wymiarowe tworzące układ równań, którego rozwiązaniem są wymiary ogniwi mechanizmu. Obliczenie zakresu ruchu w przegubach umożliwia odpowiedni dobór przegubów spośród dostępnych na rynku albo ich optymalne zaprojektowanie.

Wymuszenia kinematyczne ramy maszyny w kierunku pionowym mogą być większe od możliwego zakresu zmiany długości siłownika ustawienia fotela. Wtedy wymagane jest sterowanie z użyciem funkcji kary.

W opisie zależności kinematycznych wykorzystano metodę wektorową, przy czym kierunki wektorów opisano za pomocą wersorów. Z punktu widzenia łatwości wyobrażenia sobie przestrzennych położenia ogniwi, śledzenia ich przemieszczeń, poszukiwania błędów metoda ta okazuje się bardzo przyjazna i efektywna.

Najtrudniejszym zadaniem w kinematyce mechanizmów platformowych jest rozwiązanie zadania dotyczącego położenia platformy. Algorytm rozwiązania tych zadań opiera się na wyznaczeniu kolejnych wersorów na podstawie dwóch znanych, przy czym często istnieją dwa rozwiązania (konfiguracje) rozróżniane znakiem plus minus w odpowiedniej zależności. Wielokrotne użycie tych procedur powoduje, że w rozpatrywanym mechanizmie sumaryczna teoretyczna liczba różnych konfiguracji wynosi 64. Właściwy dobór zbioru znaków pozwala na opis kinematyki mechanizmu w zakresie odpowiedniej konfiguracji.

Opis kinematyki mechanizmu zawieszenia wygodnie jest przedstawić w ruchomym układzie odniesienia ramy. Wynika to z faktu, że współrzędne wektorów łączących punkty mocowań ogniwi mechanizmu na ramie maszyny są stałe, a pomiary wielkości kinematycznych są wyrażane w układzie odniesienia związanym z ramą.

Do pełnego opisu kinematyki mechanizmu AZK, stanowiącego kluczową część modelu matematycznego dynamiki, konieczne są dwie macierze orientacji. Wyznaczenie pierwszej macierzy wymaga dwóch kątów przechyłu ramy maszyny, które uzyskuje się na drodze pomiaru. Druga macierz orientacji platformy w układzie odniesienia ramy jest obliczana na podstawie wyników rozwiązania zadania prostego położenia.

Ważną wielkością zawierającą informacje o własności kinematyki rozpatrywanego mechanizmu jest macierz jacobianowa. Jej definicja opiera się na pochodnych cząstkowych zmiennych współrzędnych kartezjańskich po zmiennych współrzędnych konfiguracyjnych, jednak łatwiej ją uzyskać w tym przypadku z równań prędkości. Macierz jacobianowa jest wykorzystywana do obliczeń prędkości i przyspieszeń. Służy do wyraźnego wyodrębnienia zależności kinematycznych w równaniach dynamiki. Analiza macierzy jacobianowej pozwala ustalić położenia osobliwe jako graniczne pomiędzy konfiguracjami. W pracy macierz jacobianową zdefiniowano za pomocą chwilowych promieni występujących w równaniach prędkości zawierających liniowe prędkości napędów i składowe prędkości kątowej platformy. Analiza tych promieni okazała się wygodnym sposobem określenia kinematycznych własności mechanizmu zawieszenia.

Zamieszczony w pracy model mechanizmu zawieszenia kabiny pokazuje zbiór wielkości, które trzeba zmierzyć w czasie rzeczywistym i wykorzystać do sterowania napędami. Są to dwa kąty przechyłu ramy maszyny wokół osi poprzecznej i podłużnej, składowe prędkości i przyspieszenia liniowego wybranego punktu ramy, składowe prędkości i przyspieszenia kątowego ramy maszyny, długości i prędkości siłowników.

Rozwiązanie zadania odwrotnego kinematyki mechanizmu pozwala na przyjęcie w układzie sterowania warunków kinematycznych. Spełnienie tych warunków powoduje pionowe ustawienie kabiny i zmniejszenia drgań podłużnych poprzecznych i pionowych. Zmniejszenie drgań kątowych poprzecznych wyraźnie zmniejsza drgania liniowe podłużne. Rozwiązanie zadania prostego kinematyki pozwala na wykorzystanie odwrotnego modelu dynamiki, którego głównym zadaniem w sterowaniu jest obliczenie w czasie rzeczywistym obciążeń siłowników oraz sił reakcji w przegubach.

Badania poligonowe wybranej ładowarki (YTOZL50D-11) wykazały, że częstotliwości typowych wymuszeń ramy maszyny są w zakresie do 4 Hz. Ponadto wyznaczono zakresy kątów przechyłów, prędkości kątowych i liniowych oraz wartości przyspieszeń występujących w rzeczywistych warunkach.

Rozpatrywany mechanizm platformowy porusza się wokół położenia równowagi statycznej. Obciążenie siłą ciężkości jest przenoszone przez przeguby na ramę. W trakcie przechyłów siła ciężkości w niewielkim stopniu jest przenoszona na siłowniki, które nie podpierają platformy, są podłączone z boku platformy.

Przyjęto graniczną prędkość przejazdu maszyny jako prędkość sztywnego koła, które jeszcze nie odrywa się od sinusoidalnego profilu drogi. W celu wyznaczenia dokładniejszej wartości granicznej prędkości należy uwzględnić model opony oraz

dynamiczny model maszyny, w którym istotną rolę pełnią wartości macierzy bezwładności.

Przyjęte proporcje mas ramy maszyny, kabiny i mechanizmu AZK pozwalają traktować wymuszenia ruchu kabiny jako kinematyczne. Zastosowanie równań wynikających z zasady prac przygotowanych oraz macierzy jacobianowych pozwala na utworzenie prostego modelu dynamicznego mechanizmu AZK. Natomiast równania wektorowe równowagi ogniw są źródłem zależności na wartości siły reakcji.

Dla wybranego mechanizmu AZK rozwiązano zadanie syntezy wymiarowej. Wprowadzono kryteria oceny mechanizmu jako lokalne (dotyczące pojedynczych przegubów) i globalne (dotyczące całego mechanizmu). Jako globalne kryterium przyjęto wskaźniki przeniesienia mocy, które zależą tylko od parametrów geometrycznych i pokazują udział tarcia w przeniesieniu mocy od napędów do platformy.

Zamieszczony w pracy model dynamiki mechanizmu AZK umożliwia wyznaczenie sił obciążających siłowniki przy wymaganych prędkościach chwilowych. Przyjęcie średnic tłoka i tłoczyska oraz ciśnień zasilania i spływu pozwala na wyznaczenie natężeń przepływów, ciśnień w siłownikach i pola przekroju szczeliny, co umożliwia zaprojektowanie układu hydraulicznego.

Zapotrzebowanie na moc siłownika obsługującego pracę AZK w jednym stopniu swobody (obrotu wokół osi poprzecznej kabiny) jest około trzykrotnie mniejsze niż zapotrzebowanie na moc siłownika obsługującego dwa stopnie swobody (przemieszczenia liniowe poprzeczne i kątowe wokół osi podłużnej). Można to tłumaczyć tym, że prawo sterowania przyjęte dla ruchu obrotowego w dużym, lecz ograniczonym stopniu zmniejsza drgania poprzeczne kabiny. Uproszczenie struktury mechanizmu AZK w tym przypadku powoduje zwiększone zapotrzebowanie mocy.

Głównym wynikiem symulacji są składowe przyspieszenia skutecznego punktu fotela oraz średnie wartości kątów przechyłu kabiny. Napędy działają z pewnym opóźnieniem w stosunku do momentu, kiedy obliczone wartości chwilowych prędkości powinny być zrealizowane. Czas zwłoki działania napędów jest istotnym ograniczeniem aktywnego układu zmniejszającym efektywność jego działania. W granicznym przypadku można określić czas opóźnienia, w którym działanie układu AZK przynosi gorsze efekty niż w sytuacji gdyby nie działał.

9.3. UWAGI DOTYCZĄCE ŚRODOWISKA SYMULACJI

W obliczeniach symulacyjnych wykorzystano: program Matlab Simulink (wersja 6.1) do symulacji pracy sterownika oraz MSC.visualNastran 4D do symulacji wymuszeń od drogi, przemieszczeń ramy maszyny, mechanizmu AZK, kabiny z fotelem oraz do wykorzystania wskazań czujników pomiarowych. Współpracując ze

sobą, programy dokonują dynamicznej wymiany danych w trakcie równoczesnej pracy. Wykorzystano komputer Intel Core Duo CPU, 2,66 GHz, 1,95 GB RAM, z systemem operacyjnym Windows XP 2002.

Matlab Simulink wykorzystano do obliczania chwilowych prędkości napędów na podstawie modelu układu sterowania. Należy zastosować odpowiednią procedurę wgrywania obu programów do komputera, aby mogło dojść do właściwej ich współpracy. Wielkość kroku czasowego wyraźnie wpływa na dokładność wyników i czas obliczeń. Krok czasowy powinien być stały i taki sam dla dwóch programów. W dostępnym w zestawie modułów programu Matlab Simulink wykorzystuje się blok vNPlant, w którym definiuje się jakie wielkości należy przyjąć z programu MSC.visualNastran 4D do Matlab Simulink i jakie wielkości należy wysłać z Matlab Simulink do MSC.visualNastran 4D.

9.4. KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

Przedstawione w niniejszej monografii metody i przykładowe rozwiązania nie wyczerpują zagadnień związanych z projektowaniem i sterowaniem aktywnych zawiesznień kabiny. Rozpatrywane zadania można przykładowo rozwinąć w odniesieniu do innych strukturalnie mechanizmów zawieszenia.

Aktywne zawieszenie kabiny może być wykorzystane jako symulator drgań kabiny i fotela w celu badania ich wpływu na operatora maszyny.

W celu zmniejszenia zróżnicowania wartości chwilowych mocy sił napędowych AZK można zastosować układ ze sprężynami odciążającymi siły ciężkości.

W planowanym kierunku dalszych badań przewidziano zbudowanie prototypu aktywnego zawieszenia kabiny wybranej maszyny roboczej, przeprowadzenie odpowiednich badań stanowiskowych i poligonowych, między innymi w celu zbadania wpływu zastosowanego AZK na bezpieczeństwo i komfort operatora.

Literatura

- [a1] Abdellatif H., Heimann B., *Computational efficient inverse dynamics of 6-DOF fully parallel manipulators by using the Lagrangian formalism*, Mechanism and Machine Theory, 44, 2009, 192-207.
- [a2] Achen A., Toscano J., Marjoram R., StClair K., McMahan B., Goelz A., Shutto S., *Semi-active vehicle cab suspension using magnetorheological (mr) technology*, Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama 2008.
- [a3] Akcay H., Turkay S., *Influence of tire damping on mixed H_2/H_∞ synthesis of half-car active suspensions*, Journal of Sound and Vibration, 322, 2009, 15-28.
- [a4] Alizade R., Bayram C., *Structural synthesis of parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, 39, 2004, 857-870.
- [a5] Al Sayed B., Chatelet E., Baguet S., Jacquet-Richardet G., *Dissipated energy and boundary condition effects associated to dry friction on the dynamics of vibrating structures*, Mechanism and Machine Theory, 46, 2011, 479-491.
- [a6] Angeles J., Chen C., *Generalized transmission index and transmission quality for spatial linkages*, Mechanism and Machine Theory, 42, 2007, 1225-1237.
- [a7] Altuzarra O., Salgado O., Petuya V., Hernandez A., *Point-based Jacobian formulation for computational kinematics of manipulators*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 1407-1423.
- [b1] Bałchanowski J., *Topologia, geometria i kinematyka wybranych translacyjnych mechanizmów równoległych*, Przegląd Mechaniczny, z. 10, 2008, 20-25.
- [b2] Bande P., Seibt M., Uhlmann E., Saha S.K., Rao P.V.M., *Kinematics analyses of Dodekapod*, Mechanism and Machine Theory, 40, 2005, 740-756.
- [b3] Bandyopadhyay S., Ghosal A., *Analytical determination of principal twists in serial, parallel and hybrid manipulators using dual vectors and matrices*, Mechanism and Machine Theory, 39, 2004, 1289-1305.
- [b4] Bandyopadhyay S., Ghosal A., *Geometric characterization and parametric representation of the singularity manifold of a 6-6 Stewart platform manipulator*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 1377-1400.
- [b5] Ben-Horin P., Thomas F., *A nonholonomic 3-DOF parallel robot*, Advanced in Robot Kinematics: Analysis and Design, 2008, 111-118.
- [b6] Berezark S., Tora G., *Моделирование установки активной системы виброзащиты*, Wykłady 59 Naukowej Konferencji Pracowników Sankt Petersburgskiego Państwowego Uniwersytetu Architektury i Budownictwa, Sankt Petersburg 2002, 153, 154.
- [b7] Bica I., *Damper with magnetorheological suspension*, Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 241, 2002, 196-200.

- [b8] Bhattacharya S., Hatwal H., Ghosh A., *Comparison of an exact and an approximate method of singularity avoidance in platform type parallel manipulators*, Mech. Mach. Theory, Vol. 33, No. 7, 1998, 965-974.
- [b9] Blundell M.V., *The influence of rubber bush compliance on vehicle suspension movement*, Materials and Design, 19, 1998, 29-37.
- [b10] Bouazara M., Richard M.J., Rakheja S., *Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension*, Journal of Terramechanics, 43, 2006, 97-118.
- [b11] Briot S., Bonev I.A., *Accuracy analysis of 3TIR fully-parallel robots*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 695-706.
- [c1] Carbone G., Marini G., Ceccarelli M., *Experimental validation and tests of operation characteristics of a parallel-serial manipulator*, Romansy 14, Udine 2002, 331-338.
- [c2] Cardou P., Angeles J., *Angular-velocity estimation from the centripetal component of the rigid body acceleration filed*, Advances in Robot Kinematics: Analysis and Design, 2008, 353-360.
- [c3] Ceccarelli M., Carbone G., *A stiffness analysis for CaPaMan (Cassino Parallel Manipulator)*, Mechanism and Machine Theory, 37, 2002, 427-439.
- [c4] Cervantes-Sanchez J.J., Moreno-Baez M.A., Aguilera-Cortes L.A., Gonzalez-Galvan E.J., *Kinematic design of the RSSR-SC spatial linkage based on rotatability conditions*, Mechanism and Machine Theory, 40, 2005, 1126-1144.
- [c5] Cha S.-H., Lasky T.A., Velinsky S.A., *Kinematic redundancy resolution for serial-parallel manipulators via local optimization including joint constraints*, Mechanics Based Design of Structures and Machines, 34, 2006, 213-239.
- [c6] Chebbi A.-H., Affi Z., Romdhane L., *Prediction of the pose errors produced by joints clearance for a 3-UPU parallel robot*, Mechanism and Machine Theory, 44, 2009, 1768-1783.
- [c7] Chiou-Jye H., Jung-Shan L., Chung-Cheng C., *Road-adaptive algorithm design of half-car active suspension system*, Expert Systems with Applications, 37, 2010, 4392-4402.
- [c8] Chiu Y.-J., Perng M.-H., *Self-calibration of a general hexapod manipulator with enhanced precision in 5-DOF motions*, Mechanism and Machine Theory, 39, 2004, 1-23.
- [c9] Chwastek S., Michałowski S., *Optimal stabilization of equipment in unsprung mobile machines*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LV/3, 2008, 227-236.
- [c10] Codeca F., Savaresi S.M., Spelta C., Montiglio M., Ieluzzi M., *Semiactive control of a secondary train suspension*, IEEE, 2007.
- [c11] Crolla D.A., *Vehicle dynamics – theory into practice*, Journal of Automobile Engineering, Vol. 210, 1996, 83-94.

- [c12] Cervantes-Sanchez J.J., Rico-Martinez J.M., Pacheco-Gutierrez S., Cerda-Villafana G., *Static analysis of spatial parallel manipulators by means of the principle of virtual work*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 2011.
- [d1] D'Amato F.J., Viassolo D.E., *Fuzzy control for active suspension*, Mechatronics, 10, 2000, 897-920.
- [d2] Daney D., Andreff N., Chabert G., Papegay Y., *Interval method for calibration of parallel robots: Vision-based experiments*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 929-944.
- [d3] Dasgupta B., Mruthyunjaya T.S., *The Stewart platform manipulator: a review*, Mechanism and Machine Theory, 35, 2000, 15-40.
- [d4] Dasgupta B., Mruthyunjaya T.S., *A Newton-Euler formulation for the inverse dynamic of the Stewart platform manipulator*, Mech. Mach. Theory, Vol. 33, No. 8, 1998, 1135-1152.
- [d5] Dasgupta B., Mruthyunjaya T.S., *Singularity-free path planning for the Stewart platform manipulator*, Mech. Mach. Theory, Vol. 33, No. 6, 1998, 711-725.
- [d6] Dasgupta B., Choudhury P., *A general strategy based on the Newton-Euler approach for the dynamic formulation of parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, 34, 1999, 801-824.
- [d7] Dash A.K., Chen I.-M., Yeo S.H., Yang G., *Workspace generation and planning singularity-free path for parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, 40, 2005, 776-805.
- [d8] Davliakos I., Frączek J., Papadopoulos E., Wojtyra M., *The influence of dynamics model simplifications on an electrohydraulic Stewart platform model-based control process*, Multibody Dynamics, Eccomas Thematic Conference, 2005, 1-18.
- [d9] De Man P., Lemerle P., Mistrot P., Verschueren J.-Ph., Preumont A., *An investigation of a semi-active suspension for a fork lift truck*, Vehicle System Dynamics, Vo. 43, No. 2, (13) 2005, 107-119.
- [d10] Demic M., Diligenski D., Demic I., Demic M., *A method of vehicle active suspension design*, Forsch Ingenieurwes, 70, 2006, 145-158.
- [d11] Deprez K., Anthonis J., Ramon H., Van Brussel H., *Development of a slow active suspension for stabilizing the roll of spray booms, Part 1: Hybrid modelling*, Biosystems Engineering, 81 (2), 2002, 185-191.
- [d12] Deprez K., Anthonis J., Ramon H., Van Brussel H., *Development of a slow active suspension for stabilizing the roll of spray booms, Part 2: Controller design*, Biosystems Engineering, 81 (3), 2002, 273-279.
- [d13] De Temmerman J., Deprez K., Anthonis J., Ramon H., *Conceptual cab suspension system for a self-propelled agricultural machine, Part 1: Development of a linear mathematical model*, Biosystems Engineering, 89 (4), 2004, 409-416.

- [d14] De Temmerman J., Deprez K., Hostens I., Anthonis J., Ramon H., *Conceptual cab suspension system for a self-propelled agricultural machine*, Part 2: *Operator comfort optimisation*, Biosystems Engineering, 90 (3), 2005, 271-278.
- [d15] Díaz-Rodríguez M., Mata V., Valera A., Page A., *A methodology for dynamic parameters identification of 3-DOF parallel robots in terms of relevant parameters*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 1337-1356.
- [d16] Du H., Zhang N., Lam J., *Parameter-dependent input-delayed control of uncertain vehicle suspension*, Journal of Sound and Vibration, 317, 2008, 537-556.
- [d17] Du H., Zhang N., *H_∞ control of active vehicle suspensions with actuator time delay*, Journal of Sound and Vibration, 301, 2007, 236-252.
- [d18] Du H., Lam J., Sze K.Y., *Non-fragile output feedback H_∞ vehicle suspension control using genetic algorithm*, Engineering Applications of Artificial Intelligence, 16, 2003, 667-680.
- [d19] Duke M., Goss G., *Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper*, Biosystems Engineering, 96 (4), 2007, 477-486.
- [d20] Dwivedy S.K., Eberhard P., *Dynamic analysis of flexible manipulators, a literature review*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 749-777.
- [e1] ElBeheiry E.M., *Effects of small travel speed variations on active vibration control in modern vehicles*, Journal of Sound and Vibration, 232 (5), 2000, 857-875.
- [e2] Elmadany M.M., Abduljabbar Z.S., *Linear quadratic Gaussian control of a quarter-car suspension*, Vehicle System Dynamics, 32, 1999, 479-497.
- [e3] Engel Z., Kowal J., *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*, Wyd. AGH, Kraków 1995.
- [e4] Eski I., Yıldırım S., *Vibration control of vehicle active suspension system using a new robust neural network control system*, Simulation Modelling Practice and Theory, 17, 2009, 778-793.
- [e5] Evers W.-J., Besselink I., Teerhuis A., Knaap A. Nijmeijer H., *Controlling active cabin suspensions in commercial vehicles*, 2009 American Control Conference Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, June 10–12, 2009, 683-688.
- [f1] Farhat N., Mata V., Page A., Valero F., *Identification of dynamic parameters of a 3-DOF RPS parallel manipulator*, Mechanism and Machine Theory, 43, 2008, 1-17.
- [f2] Fischer D., Isermann R., *Mechatronic semi-active and active vehicle suspension*, Control Engineering Practice, 12, 2004, 1353-1367.
- [f3] Fischer I.S., *Static analysis of mechanisms with ball joints*, Mechanics Based Design of Structures and Machines, 36, 2008, 129-149.

- [f4] Frączek J., Wojtyra M., *On the unique solvability of a direct dynamics problem for mechanisms with redundant constraints and Coulomb friction in joints*, Mechanism and Machine Theory, 46, 2011, 312-334.
- [f5] Frączek J., Wojtyra M., *Kinematyka układów wieloczłonowych*, WNT, Warszawa 2008.
- [g1] Gallardo-Alvarado J., Aguilar-Najera C.R., Casique-Rosas L., Rico-Martinez J.M., Islam Md.N., *Kinematics and dynamics of 2(3-RPS) manipulators by means of screw theory and the principle of virtual work*, Mechanism and Machine Theory, 43, 2008, 1281-1294.
- [g2] Gallardo-Alvarado J., Ramirez-Agundis A., Rojas-Garduno H., Arroyo-Ramirez B., *Kinematics of an asymmetrical three-legged parallel manipulator by means of the screw theory*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 1013-1023.
- [g3] Gan D., Dai J.S., Liao Q., *Constraint analysis on mobility change of a novel metamorphic parallel mechanism*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 1864-1876.
- [g4] Gao F., Li W., Zhao X., Jin Z., Zhao H., *New kinematic structures for 2-, 3-, 4-, and 5-DOF parallel manipulator designs*, Mechanism and Machine Theory, 37, 2002, 1395-1411.
- [g5] Garbacik A., *Studium projektowania układów hydraulicznych*, ZNiO, Kraków 1997.
- [g6] Gawlik A., Tora G., *Synteza obciążenia aktywnego układu redukcji drgań*, XVIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Wrocław-Lądek Zdrój, 18-20 wrzesień 2002.
- [g7] Gerth W., Heimann B., Popp K., *Mechatronika*, PWN, Warszawa 2001.
- [g8] Gogu G., *Parallel mechanisms with decoupled rotation of the moving platform in planar motion*, J. Mechanical Engineering Science Proc. IMechE, Vol. 224 Part C, 2010, 710-720.
- [g9] Gogu G., *Mobility of mechanisms: a critical review*, Mechanism and Machine Theory, 40, 2005, 1068-1097.
- [g10] Graf Ch., Maas J., Pflug H.-Ch., *Concept for an active cabin suspension*, Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics, Malaga, April 2009.
- [g11] Griffin M.J., *Discomfort from feeling vehicle vibration*, Vehicle System Dynamics, Vol. 45, 2007, 679-698.
- [g12] Gronowicz A., *A method of identification of mobility properties of kinematic chains*, Mechanism and Machine Theory, 16, 1981, 127-135.
- [g13] Gronowicz A., *Podstawy analizy układów kinematycznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [h1] Han C., Kim J., Kim J., Park F.C., *Kinematic sensitivity analysis of the 3-UPU parallel mechanism*, Mechanism and Machine Theory, 37, 2002, 787-798.

- [h2] Hansen C.H. Snyder S.D., *Active control of noise and vibration*, E & FN Spon, 1997.
- [h3] Hannson P.-A., *Control algorithms for active cab suspensions on agricultural tractors*, *Vehicle System Dynamics*, 25, 1996, 431-461.
- [h4] Hao G., Kong X., Reuben R.L., *A nonlinear analysis of spatial compliant parallel modules: Multi-beam modules*, *Mechanism and Machine Theory*, 46, 2011, 680-706.
- [h5] He Y., McPhee J., *Multidisciplinary design optimization of mechatronic vehicles with active suspensions*, *Journal of Sound and Vibration*, 283, 2005, 217-241.
- [h6] Huang P., Wang J., Wang L., Yao R., *Identification of structure errors of 3-PRS-XY mechanism with regularization method*, *Mechanism and Machine Theory*, 46, 2011, 927-944.
- [h7] Huang S.-J., Chen H.-Y., *Adaptive sliding controller with self-tuning fuzzy compensation for vehicle suspension control*, *Mechatronics*, 16, 2006, 607-622.
- [h8] Huang T., Liu H.T., Chetwynd D.G., *Generalized Jacobian analysis of lower mobility manipulators*, *Mechanism and Machine Theory*, 46, 2011, 831-844.
- [h9] Husty M.L., *An algorithm for solving the direct kinematics of general Stewart-Gough platforms*, *Mech. Mach. Theory*, Vol. 31, No. 4, 1996, 335-380.
- [i1] Ider S.K., *Inverse dynamics of parallel manipulators in the presence of drive singularities*, *Mechanism and Machine Theory*, 40, 2005, 33-44.
- [i2] Ieluzzi M., Turco P., Montiglio M., *Development of a heavy truck semi-active suspension control*, *Control Engineering Practice*, 14, 2006, 305-312.
- [j1] Jarviluoma M., Nevala K., *An active vibration damping system of a driver's seat for off-road vehicles*, *IEEE*, 3/1997, 38-43.
- [j2] Jiang Q., Gosselin C.M., *Determination of the maximal singularity-free orientation workspace for the Gough-Stewart platform*, *Mechanism and Machine Theory*, 44, 2009, 1281-1293.
- [j3] Jonasson M., Roos F., *Design and evaluation of an active electromechanical wheel suspension system*, *Mechatronics*, 18, 2008, 218-230.
- [k1] Kamiński E., Pokorski J., *Dynamika zawieszzeń i układów napędowych pojazdów samochodowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983.
- [k2] Kim H.-J., Yang H.S., Park Y.-P., *Improving the vehicle performance with active suspension using road-sensing algorithm*, *Computers and Structures*, 80, 2002, 1569-1577.
- [k3] Kim T.H., Kim Y.T., Yoon Y.S., *Development of a biomechanical model of the human body in a sitting posture with vibration transmissibility in the vertical direction*, *International Journal of Industrial Ergonomics*, 35, 2005, 817-829.

- [k4] King T.L., Whidborne J.F., Purdy D., Dunoyer A., *A review of ground vehicle dynamic state estimations utilising GPS/INS*, Vehicle System Dynamics, Vol. 49, 2011, 29-58.
- [k5] Kędzior K., Knapczyk J., Morecki A., *Teoria mechanizmów i manipulatorów*, WNT, Warszawa 2002.
- [k6] Knapczyk J., Lebediew P.A., *Teoria mechanizmów przestrzennych i manipulatorów*, WNT, Warszawa 1990.
- [k7] Knapczyk J., Maniowski M., *Elastokinematic modeling and study of five-rod suspension with subframe*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 1031-1047.
- [k8] Knapczyk J., Dzierżek S., *Displacement and force analysis of five-rod suspension with flexible joints*, Trans ASME, Journal of Mech. Design, Vol. 117, 1995, 523-538.
- [k9] Knapczyk J., Tora G., *An inverse force analysis of the spherical 3-DOF parallel manipulator with three linear actuators considered as spring system*, XI CISM-IFTOMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators, Romansy '96, Udine 1996, 53-60.
- [k10] Knapczyk J., Tora G., *Influence of leg flexibilities on the trajectory planning of A3 – DOF spherical parallel manipulator*, XIII International Symposium on Robots and Manipulators System „Ro.Man.Sy 2000”, Zakopane 2000, 249-256.
- [k11] Koch G., Fritsch O., Lohmann B., *Potential of low bandwidth active suspension control with continuously variable damper*, Control Engineering Practice, 18, 2010, 1251-1262.
- [k12] Kong X., Gosselin C.M., *Type synthesis of 3-DOF PPR-equivalent parallel manipulators based on screw theory and the concept of virtual chain*, Journal of Mechanical Design, Vol. 127, 2005, 1113-1121.
- [k13] Kong X., Gosselin C.M., *Type synthesis of 4-DOF SP-equivalent parallel manipulators: A virtual chain approach*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 1306-1319.
- [k14] Kowal J., Romańska A., *Stanowisko do badań dokładności pracy operatora maszyny roboczej*, V Szkoła Metody aktywne redukcji drgań i hałasu, Kraków–Krynica 2001, 137-142.
- [k15] Kowal J., Romański G., *Badania laboratoryjne hybrydowego układu wibroizolacji*, V Szkoła Metody aktywne redukcji drgań i hałasu, Kraków–Krynica 2001, 143-148.
- [k16] Kowalski P., *Pomiar i ocena drgań w środowisku pracy według nowych przepisów prawnych*, Bezpieczeństwo Pracy, 9/2006, 24-26.
- [k17] Książek M., *Modelowanie i optymalizacja układu człowiek–wibroizolator–maszyna*, Monografia, 244, Wydawnictwo PK, Kraków 1999.

- [11] Lauwerys Ch., Swevers J., Sas P., *Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig*, Control Engineering Practice, 13, 2005, 577-586.
- [12] Li Y., Xu Q., *Stiffness analysis for a 3-PUU parallel kinematic machine*, Mechanism and Machine Theory, 43, 2008, 186-200.
- [13] Lin P.D., Hsieh J.-F., *A New Method to analyze spatial binary mechanisms with spherical pairs*, Journal of Mechanical Design, Vol. 129, 2008, 455-458.
- [14] Liu H., Nonami K., Hagiwara T., *Active following fuzzy output feedback sliding mode control of real-vehicle semi-active suspensions*, Journal of Sound and Vibration, 314, 2008, 39-52.
- [15] Liu-Henke X., Luckel J., Jaker K.-P., *An active suspension/tilt system for a mechatronic railway carriage*, Control Engineering Practice, 10, 2002, 991-998.
- [16] Liu X.-J., Wang J., Pritschow G., *A new family of spatial 3-DoF fully-parallel manipulators with high rotational capability*, Mechanism and Machine Theory, 40, 2005, 475-494.
- [17] Lofgren B., *Active cab suspension*, Skog Forsk Resultad, 17, 1995.
- [18] Lozia Z., *Analiza ruchu samochodu dwuosiowego na tle modelowania jego dynamiki*, Prace Naukowe Transport, z. 41, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1998.
- [19] Lozia Z., *Symulatory jazdy samochodem*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2008.
- [110] Lu Y., Hu B., *Analyzing kinematics and solving active/constrained forces, of a 3SPU + UPR parallel manipulator*, Mechanism and Machine Theory, 42, 2007, 1298-1313.
- [m1] Maciejewski I., Meyer L., Krzyzynski T., *The vibration damping effectiveness of an active seat suspension system and its robustness to varying mass loading*, Journal of Sound and Vibration, 329, 2010, 3898-3914.
- [m2] Maciejewski I., Oleśkiewicz R., Krzyzynski T., *Active control of vibration in small and medium amplitude range of elements in automotive systems*, Arch. Appl. Mech., 79, 2009, 587-594.
- [m3] Mansfield N.J., Notini L., Newell G.S., *Inter-cycle variation in whole-body vibration exposures of operators driving track-type loader machines*, Journal of Sound and Vibration, 298, 2006, 563-579.
- [m4] Marzbanrad J., Ahmadi G., Zohoor H., Hojjat Y., *Stochastic optimal preview control of a vehicle suspension*, Journal of Sound and Vibration, 275, 2004, 973-990.
- [m5] Masouleh M.T., Gosselin C., Husty M., Walter D.R., *Forward kinematic problem of 5-RPUR parallel mechanisms (3T2R) with identical limb structures*, Mechanism and Machine Theory, 46, 2011, 945-959.

- [m6] Matsuo Y., Hiromatsu T., Inaba T., *Development of an electromechanical active-cab-suspension*, IEEE, 2132-2137, 1993.
- [m7] Mehta C.R., Tewari V.K., *Seating discomfort for tractor operators – a critical review*, International Journal of Industrial Ergonomics, 25, 2000, 661-674.
- [m8] Michałowski S., *Aktywne układy w konstrukcji maszyn roboczych*, Monografia, 171, Wydawnictwo PK, Kraków 1994.
- [m9] Michałowski S., *Redukowanie wibracji w maszynach roboczych ciężkich*, PiT, Kraków 2001.
- [m10] Michałowski S., Tora G., *Analiza mechanizmu urządzenia wykonawczego aktywnego układu redukcji drgań kabiny maszyny roboczej*, Materiały XVI Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo-Dydaktycznej Teorii Maszyn i Mechanizmów, Rzeszów 1998, 627-634.
- [m11] Michałowski S., Tora G., *Uwzględnienie tarcia w mechanizmach urządzeń wykonawczych aktywnej redukcji drgań kabin*, XVII Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Warszawa–Jachranka 2000, 131-136.
- [m12] Michałowski S., Tora G., *Анализ механизма и управления активной системы виброзащиты кабины рабочей машины*, Wykłady 57 Naukowej Konferencji Pracowników Sankt Petersburgskiego Państwowego Uniwersytetu Architektury i Budownictwa, 2000, 111-112.
- [m13] Michałowski S., *Stabilizacja nadwozia maszyny budowlanej podatnym układem siłownikowym*, Materiały Sympozjum „Kierowalność i modelowanie dynamiki ruchu pojazdów i maszyn roboczych”, Radziejowice 1988, 149-159.
- [m14] Mistrot P., Fleury G., *Numerical assessment of fore-and-aft suspension performance to reduce whole-body vibration of wheel loader drivers*, Journal of Sound and Vibration, 298, 2006, 672-687.
- [m15] Mitschke M., *Dynamika samochodu*, t. 2, *Drgania*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1989.
- [n1] Nakano K., Suda Y., Nakadai S., Tsunashima H., Washizu T., *Self-powered active control applied to a truck cab suspension*, JSAE Review, 20, 1999, 511-516.
- [n2] Notash L., Kamalzadeh A., *Inverse dynamics of wire-actuated parallel manipulators with a constraining linkage*, Mechanism and Machine Theory, 42, 2007, 1103-1118.
- [o1] Ouarda I., Wisama K., *Inverse and direct dynamic models of hybrid robots*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 627-640.
- [o2] Oziemski S., *Człowiek w maszynie*, Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2004.
- [p1] Palej R., *Dynamika i stateczność aktywnych pneumatycznych układów wibroizolacji*, Monografia, 218, Wydawnictwo PK, Kraków 1997.

- [p2] Parsa K., Angeles J., Misra A.K., *Rigid-body pose and twist estimation using an accelerometer array*, Archive of Applied Mechanics, 74, 2004, 223-236.
- [p3] Parsa K., Lasky Ty A., Ravani B., *Design and implementation of mechatronic, all-accelerometer inertial measurement unit*, IEEE, Vol. 12, No. 6, 2007, 640-650.
- [p4] Pashkevich A., Chablat D., Wenger P., *Stiffness analysis of overconstrained parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, 44, 2009, 966-982.
- [p5] Paturski Z., Szczepański C., *Niektóre zagadnienia modelowania w lotniczych syntetycznych urządzeniach treningowych*, zmold.meil.pw.edu.pl/zaloga/ml-ref-b.doc, ML-X 2002 (odczyt z dn. 23.11.2012).
- [p6] Pi Y., Wang X., *Observer-based cascade control of a 6-DOF parallel hydraulic manipulator in joint space coordinate*, Mechatronics, 20, 2010, 648-655.
- [p7] Pond G., Carretero J.A., *Formulating Jacobian matrices for the dexterity analysis of parallel manipulators*, Mechanism and Machine Theory, 41, 2006, 1505-1519.
- [p8] Portman V.T., Sandler B.-Z., *Tripod robot with cylindrically actuated limbs: Structure and kinematics*, Mechanism and Machine Theory, 37, 2002, 1447-1463.
- [p9] Pott A., Kecskemethy A., Hiller M., *A simplified force-based method for the linearization and sensitivity analysis of complex manipulation systems*, Mechanism and Machine Theory, 42, 2007, 1445-1461.
- [p10] Poussot-Vassal C., Sename O., Dugard L., Gaspar P., Szabo Z., Bokor J., *A new semi-active suspension control strategy through LPV technique*, Control Engineering Practice, 16, 2008, 1519-1534.
- [p11] Prabakar R.S., Sujatha C., Narayanan S., *Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper*, Journal of Sound and Vibration, 326, 2009, 400-420.
- [p12] Premkumar P., Kramer S., *Synthesis of multi-loop spatial mechanisms by iterative analysis: The RSSR-SS path generator*, Journal of Mechanical Design, Vol. 112, 1990, 69-72.
- [p13] Priyandoko G., Mailah M., Jamaluddin H., *Vehicle active suspension system using skyhook adaptive neuro active force control*, Mechanical Systems and Signal Processing, 23, 2009, 855-868.
- [q1] Quenouelle C., Gosselin C.M., *Stiffness matrix of compliant parallel mechanisms*, Advanced in Robot Kinematics: Analysis and Design, 2008, 331-341.
- [r1] Raghavan M., *The Stewart platform of general geometry has 40 configurations*, ASME J. Mech. Design, 115, 1993, 277-282.

- [r2] Rao N.M., Rao K.M., *Dimensional synthesis of a spatial 3-RPS parallel manipulator for a prescribed range of motion of spherical joints*, Mechanism and Machine Theory, 44, 2009, 477-486.
- [r3] Richard M.J., Bouazara M., *An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions*, Eur. J. Mech. A/Solids, 20, 2001, 509-520.
- [r4] Russel K., Sodhi R., *Design of adjustable of RSSR-SC mechanisms for multi-phase motion generation*, JSME Series C, Vol. 48, No. 4, 2005, 668-673.
- [r5] Russel K., Sodhi R., *On displacement analysis of the RSSR-SS mechanism*, Mechanics Based Design of Structures and Machines, Vol. 31, No. 2, 2003, 281-296.
- [r6] Ruotsalainen P., Nevala K., Marjanen Y., *Design of an adjustable hydropneumatic damper for cab suspension*, The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, Vienna, July 2-6, 2006.
- [s1] Sampaio J.V.R., *Design of a low power active truck cab suspension*, Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Dynamics and Control, Eindhoven 2009.
- [s2] Savkoor A., Manders S., Riva P., *Design of actively controlled aerodynamic devices for reducing pitch and heave of truck cabins*, JSAE Review, 22, 2001, 421-434.
- [s3] Servadio P., Marsili A., Belfiore N.P., *Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors*, Biosystems Engineering, 97, 2007, 171-180.
- [s4] Shiau T.-N., Tsai Y.-J., Tsai M.-S., *Nonlinear dynamic analysis of a parallel mechanism with consideration of joint effects*, Mechanism and Machine Theory, 43, 2008, 491-505.
- [s5] Sherwin L.M., Owende P.M.O., Kanali C.L., Lyons J., Ward S.M., *Influence of tyre inflation pressure on whole-body vibrations transmitted to the operator in a cut-to-length timber harvester*, Applied Ergonomics, 35, 2004, 253-261.
- [s6] Sobczyk A., Tora G., *Grader blade stabilization system*, Automation in Construction, Vol. 7, No. 5, Elsevier 1998, 385-389.
- [s7] Sokolov A., Xirouchakis P., *Dynamics analysis of a 3-DOF parallel manipulator with R-P-S joint structure*, Mechanism and Machine Theory, 42, 2007, 541-557.
- [s8] Solarz W., Tora G., *Sterowanie układami aktywnej redukcji drgań o trzech stopniach ruchliwości*, XVIII Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Wrocław-Lądek Zdrój 2002.
- [s9] Solarz W., Tora G., *Mechanizm platformowy o 5 stopniach swobody w układzie aktywnej stabilizacji położenia kabiny maszyny roboczej*, Posiedzenie Sekcji Podstaw Technologii Komitetu Budowy Maszyn Polskiej Akademii Nauk, Nowy Sącz 2003, 85-91.

- [s10] Solomon U., Padmanabhan C., *Semi-active hydro-gas suspension system for a tracked vehicle*, Journal of Terramechanics, 48, 2011, 225-239.
- [s11] Spelta C., Savaresi S.M., Fabbri L., *Experimental analysis of a motorcycle semi-active rear suspension*, Control Engineering Practice, 18, 2010, 1239-1250.
- [s12] Stein G.J., Zahoransky R., Gunston T.P., Burstrom L., Meyer L., *Modelling and simulation of a fore-and-aft driver's seat suspension system with road excitation*, International Journal of Industrial Ergonomics, 38, 2008, 396-409.
- [s13] Sun Y.G., Song K.J., Mao Y.H., Lin L., *Dynamic analysis of an active flexible suspension system*, Journal of Sound and Vibration, 249(3), 2002, 606-610.
- [s14] Sun W., Li J., Zhao Y., Gao H., *Vibration control for active seat suspension systems via dynamic output feedback with limited frequency characteristic*, Mechatronics, 21, 2011, 250-260.
- [s15] Ślaski G., Maciejewski M., *Skyhook and fuzzy logic controller of a semi active vehicle suspension*, Prace Naukowe PW Transport, z. 78, 2011.
- [t1] Tanev T.K., *Kinematics of a hybrid (parallel-serial) robot manipulator*, Mechanism and Machine Theory, 35, 2000, 1183-1196.
- [t2] Tanifuji K., Koizumi S., Shimamune R., *Mechatronics in Japanese rail vehicles: active and semi-active suspensions*, Control Engineering Practice, 10, 2002, 999-1004.
- [t3] Tanik E., Parlaktaş V., *A new type of compliant spatial four-bar (RSSR) mechanism*, Mech. Mach. Theory, 2011.
- [t4] Tiemessen I.J., Hulshof C.T.J., Frings-Dresen M.H.W., *An overview of strategies to reduce whole-body vibration exposure on drivers: A systematic review*, Industrial Ergonomics, 37, 2007, 245-256.
- [t5] Ting K.-L., Zhu J., *On realization of spherical joints in RSSR mechanisms*, Journal of Mechanical Design, Vol. 127, 2005, 924-930.
- [t6] Tora G., *Study operation of the active suspension system of a heavy machine cab*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 48, 3, Warsaw 2010, 715-731.
- [t7] Tora G., *Applications of platform mechanisms with 6 DOF in active vibration control systems*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. XLIX, No. 2, 2002, 179-192.
- [t8] Tora G., *Position control active systems in heavy machines*, Materiały I Międzynarodowej Konferencji „Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators”, Kraków 2000.
- [t9] Tora G., *Spatial Motion Simulator*, Машинознавство, No. 5 (71), 2003, 40-44.
- [t10] Tora G., *Kinematyka mechanizmu platformowego w układzie aktywnej redukcji drgań*, XXI Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Dydaktyczna

- Teorii Maszyn i Mechanizmów, Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2008, 357-366.
- [t11] Tora G., *The active suspension of heavy machines cab*, Vibration Control, Intech, 2012.
- [t12] Tora G., *Simulations of the active cab suspension*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 19, 2012, 453-464.
- [t13] Tora G., *Mechanizmy platformowe do zawieszenia kabiny maszyny roboczej, Wybrane problemy rozwoju maszyn roboczych*, Praca zbiorowa pod red. Aleksandra Muca, Wydawnictwo PK, Kraków 2012, 135-150.
- [t14] Tsai L.-W., *Solving the inverse dynamics of a Stewart-Gough manipulator by the principle of virtual work*, Journal of Mechanical Design, Vol. 122, 2000, 3-9.
- [t15] Tsai M.-S., Shiau T.-N., Tsai Y.-J., Chang T.-H., *Direct kinematic analysis of a 3-PRS parallel mechanism*, Mechanism and Machine Theory, 38, 2003, 71-83.
- [t16] Tsai M.-S., Yuan W.-H., *Inverse dynamics analysis for a 3-PRS parallel mechanism based on a special decomposition of the reaction forces*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 1491-1508.
- [t17] Turkay S., Akcay H., *Aspects of achievable performance for quarter-car active suspensions*, Journal of Sound and Vibration, 311, 2008, 440-460.
- [v1] Vink P., Krause F., Kuijt-Evers L.F.M., *Aspects to improve cabin comfort of wheel loaders and excavators according to operators*, Applied Ergonomics, 34, 2003, 265-271.
- [w1] Wang J., Wu C., Liu X.-J., *Performance evaluation of parallel manipulators: Motion/force transmissibility and its index*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 1462-1476.
- [w2] Wang H., Chen G., Zhao Y., Lin Z., *Output error bound prediction of parallel manipulators based on the level set method*, Mechanism and Machine Theory, 45, 2010, 1153-1170.
- [w3] Wang S.-C., Hikita H., Kubo H., Zhao Y.-S., Huang Z., Ifukube T., *Kinematics and dynamics of a 6 degree-of-freedom fully parallel manipulator with elastic joints*, Mechanism and Machine Theory, 38, 2003, 439-461.
- [w4] Wu X., Rakheja S., Boileau P.-E., *Distribution of human-seat interface pressure on a soft automotive seat under vertical vibration*, International Journal of Industrial Ergonomics, 24, 1999, 545-557.
- [x1] Xi F., Zhang D., Mechefske C.M., Lang S.Y.T., *Global kinetostatic modelling of tripod-based parallel kinematic machine*, Mechanism and Machine Theory, 39, 2004, 357-377.
- [y1] Yagiz N., Hacioglu Y., *Backstepping control of a vehicle with active suspension*, Control Engineering Practice, 16, 2008, 1457-1467.

- [y2] Yahaya Md. Sam, Johari H.S. Osman, Ruddin A. Ghani, *A class of proportional-integral sliding mode control with application to active suspension system*, *Systems & Control Letters*, 51, 2004, 217-223.
- [y3] Yang P.H., Waldron K.J., Orin D.E., *Kinematics of a 3-DOF Motion Platform for a Low-Cost Driving Simulator*, *Recent Advances in Robot Kinematics*, Kluwer Acad. Publ., 1996, 89-98.
- [y4] Yang P.H., Waldron K.J., Orin D.E., *Dynamics of a three degree-of-freedom motion platform for a low-cost driving simulator*, *Fifth Applied Mechanisms & Robotics Conference*, Cincinnati, October 1997.
- [y5] Yildirim S., *Vibration control of suspension systems using a proposed neural Network*, *Journal of Sound and Vibration*, 277, 2004, 1059-1069.
- [y6] Yoshimura T., Kume A., Kurimoto M., Hino J., *Construction of an active suspension system of a quarter car model using the concept of sliding mode control*, *Journal of Sound and Vibration*, 239(2), 2001, 187-199.
- [y7] Youn I., Im J., Tomizuka M., *Level and attitude control of the active suspension system with integral and derivative action*, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, No. 9, September 2006, 659-674.
- [y8] Yun Y., Li Y., *A general dynamics and control model of a class of multi-DOF manipulators for active vibration control*, *Mech. Mach. Theory* (2011), doi:10.1016/j.mechmachtheory (odczyt z dn. 10.04.2011).
- [z1] Zehsaz M., Sadeghi M.H., Etefagh M.M., Shams F., *Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods*, *Journal of Terramechanics*, 2011.
- [z2] Zhang D., Xi F., Mechefske, C.M., Lang S.Y.T., *Analysis of parallel kinematic machine with kinetostatic modelling method*, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 20, 2004, 151-165.
- [z3] Zhang Y.T., Mu D.J., *New concept and new theory of mobility calculation for multi-loop mechanisms*, *Science China Technological Sciences*, Vol. 53, No. 6, June 2010, 1598-1604.
- [z4] Zhao J.-S., Chu F., Feng Z.-J., *Synthesis of rectilinear motion generating spatial mechanism with application to automotive suspension*, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 130/065001-8, June 2008.
- [z5] Zhao J.-S., Zhou K., Feng Z.-J., *A theory of degrees of freedom for mechanisms*, *Mechanism and Machine Theory*, 39, 2004, 621-643.
- [z6] Zhao J.-S., Feng Z.-J., Zhou K., Dong J.-X., *Analysis of the singularity of spatial parallel manipulator with terminal constraints*, *Mechanism and Machine Theory*, 40, 2005, 275-284.
- [z7] Zhao J.-S., Feng Z.-J., Dong J.-X., *Computation of the configuration degree of freedom of a spatial parallel mechanism by using reciprocal screw theory*, *Mechanism and Machine Theory*, 41, 2006, 1486-1504.

- [z8] Zhu Z., Li J., Gan Z., Zhang H., *Kinematic and dynamic modeling for real-time control of Tau parallel robot*, Mechanism and Machine Theory, 40, 2005, 1051-1067.
- [z9] Zlatanov D., Fenton R.G., Benhabib B., *Identification and classification of the singular configurations of mechanisms*, Mech. Mach. Theory, Vol. 33, No. 6, 1998, 743-760.
- [z10] Zubieta M., Elejabarrieta M.J., Bou-Ali M.M., *Characterization and modeling of the static and dynamic friction in a damper*, Mechanism and Machine Theory, 44, 2009, 1560-1569.
- [α1] PN-EN ISO 5353:2011 *Maszyny do robót ziemnych, ciągniki i maszyny rolnicze i leśne – Punkt bazowy siedziska*.
- [α2] PN-EN ISO 3471:2009 *Maszyny do robót ziemnych – Konstrukcje chroniące przy przewróceniu się maszyny – Badania laboratoryjne i wymagania techniczne*.
- [α3] PN-EN ISO 3449:2009 *Maszyny do robót ziemnych – Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami – Wymagania i badania laboratoryjne*.
- [α4] PN-ISO 5006-1:1997 *Maszyny do robót ziemnych – Widoczność ze stanowiska operatora – Metoda badań*.
- [α5] PN-ISO 5006-2:1997 *Maszyny do robót ziemnych – Widoczność ze stanowiska operatora – Metoda oceny*.
- [α6] PN-ISO 5006-3:1997 *Maszyny do robót ziemnych – Widoczność ze stanowiska operatora – Kryteria*.
- [α7] PN-EN ISO 6682:2009 *Maszyny do robót ziemnych – Strefy wygody i zasięgu w odniesieniu do elementów sterowniczych*.
- [α8] PN-ISO 10263-4:1998 *Maszyny do robót ziemnych – Środowisko przestrzeni osłoniętej operatora – Metoda badania układów wentylacyjnych, grzejnych i/lub klimatyzacji w przestrzeni osłoniętej operatora*.
- [α9] PN-N-01307:1994 *Hałas. Dopuszczalne wartości hałasu w środowisku pracy. Wymagania dotyczące wykonywania pomiarów*.
- [α10] PN-EN ISO 9612:2011 *Akustyka. Wytyczne do pomiarów i oceny ekspozycji na hałas w środowisku pracy*.
- [α11] PN-EN 14253+A1:2011 *Drgania mechaniczne. Pomiar i obliczanie zawodowej ekspozycji człowieka na drgania o ogólnym działaniu na organizm człowieka dla potrzeb ochrony zdrowia. Wytyczne praktyczne*.
- [α12] *Rozporządzenia Ministra Pracy i Polityki Społecznej w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy* (Dz. U. 2002 Nr 217, poz. 1833).

Streszczenie

Niniejsza praca dotyczy aktywnego zawieszenia kabiny (AZK) maszyny roboczej (MR). Przejazd MR po nierównym terenie powoduje, że kabina podlega wymuszeniom drgań o niskiej częstotliwości i znacznej amplitudzie. W celu redukcji tych drgań zaproponowano wykorzystanie AZK. AZK zawiera mechanizm wykonawczy, łączący kabinę z ramą maszyny, która poddawana wymuszeniom kinematycznym wykonuje ruch przestrzenny mierzony przez zespół czujników. Mechanizm wykonawczy jest napędzany przez siłowniki hydrauliczne, które są sterowane według przebiegów chwilowych prędkości obliczonych w podukładzie sterowania. Za cel działania AZK przyjęto pionowe ustawianie kabiny, zmniejszanie jej drgań przechyłowych oraz zmniejszanie drgań fotela operatora.

Przedstawiono zbiór schematów kinematycznych mechanizmów platformowych, spośród których do szczegółowej analizy i syntezy wybrano mechanizm platformowy napędzany przez dwa siłowniki. Trzeci siłownik napędza oddzielny mechanizm poruszający fotel wraz z operatorem w pionowym kierunku. Szczegółowo opracowano mechaniczny model mechanizmu wykonawczego. Dla przyjętych założeń w jawnej formie rozwiązano zadanie proste i odwrotne położeń i prędkości mechanizmu. Wyprowadzono macierz jacobianową, której elementy poddano analizie wykazującej kinematyczne ograniczenia mechanizmu. Macierz jacobianową wykorzystano w równaniach Newtona-Eulera, na podstawie których wyznaczono chwilowe obciążenia napędów.

Rozwiązano zadanie syntezy wymiarowej mechanizmu AZK przystosowanego do ładowarki Caterpillar 924Gz. Rozwiązanie zawiera wyznaczenie długości ogniw, orientacji osi i usytuowania środków połączeń ruchowych mechanizmu realizującego pożądane przemieszczenia platformy z kabiną. Przeprowadzono analizę przemieszczeń względnych w parach kulowych i krzyżakowych. Wyprowadzono zależności wymiarowe, przy których sterowanie jednym siłownikiem powoduje zmniejszenie drgań kątowych kabiny wokół osi podłużnej, a jednocześnie zmniejsza jej drgania liniowe wzdłuż osi poprzecznej.

Przeprowadzono badania poligonowe ładowarki (YTOZL50D-11), wyznaczono zakresy częstotliwości wymuszeń ramy maszyny, zakresy kątów przechyłów, wartości prędkości kątowych i liniowych oraz przyspieszeń liniowych wybranych punktów ramy maszyny występujących w rzeczywistych warunkach.

Wykonano przykładowe obliczenia symulacyjne przyjmując: model napędu hydraulicznego uwzględniający tarcie zawierający liniowy siłownik sterowany zaworem dławiącym, model wymuszenia od drogi, model zawieszenia MR, model mechanizmu AZK i sposób regulacji.

Na podstawie wyników symulacji pozytywnie oceniono efektywność pracy rozpatrywanego układu, wyznaczono graniczne częstotliwości wymuszeń i czasy zwłok działania AZK. Przeprowadzając odpowiednie symulacje, wyznaczono zakresy obciążeń napędów, ich wymagane prędkości i zapotrzebowanie na moc.

MODELLING OF A PLATFORM MECHANISM OF AN ACTIVE CAB SUSPENSION SYSTEM IN A HEAVY MACHINE

Summary

The present work relates to the active cab suspension (ACS) in a heavy machine (HM). During the ride HM over the rough terrain, the operator's cab is subjected to excitations in the form of low-frequency and high-amplitude vibration. The vibration reduction strategy is suggested whereby the machine structure should incorporate an ASC comprising an actuating mechanism connecting the operator cab to the machine frame, which subjected to kinematic excitations, performs movements in space, measured with the set of sensors. The actuating mechanism is driven by cylinders capturing the instantaneous velocities derived in the control sub-system. The purpose of the ASC is to stabilise the cab in the vertical, to reduce its tilting and vibration of the operator's seat.

Several kinematic diagrams of platform mechanisms are presented, a detailed synthesis and analysis is conducted of a platform mechanism driven by two cylinders whilst the third cylinder supports the separate mechanism moving the seat with an operator in the vertical direction. The mechanical model of the actuating mechanism is a subject of most detailed investigated. For such formulated assumptions, the explicit solutions are found to the simple and inverse problem involving the mechanism's velocity and position. The Jacobinian matrix is derived and its elements are duly analysed to demonstrate the kinematic constraints of the mechanism. The Jacobinian matrix is also utilised in Newton-Euler equations yielding the instantaneous drive loads.

The synthesis of the ASC dimension is carried out, to adapt it to be used in a Caterpillar 924GZ loader. The solution consists in finding the length of links, axes orientation and positions of the middle points of the mobile joints implementing the desired displacement of the platform and the cab, supported by analysis of relative displacements in spherical and cross joints. The relationships between relevant dimensions are derived such that the control action of one cylinder should lead to reduction of the cab's angular vibration around the longitudinal axis, at the same time reducing its linear vibration along the transverse axis.

The field tests of the loader (YTOZL50D-11) are carried out to determine the frequency range of the excitations acting upon the machine frame, the range of the tilting angle, angular and linear velocity and linear acceleration of selected points on the frame which are present in real-life conditions.

Underlying the applied simulation procedure are the following models: that of the hydraulic drive taking into account friction and incorporating a linear cylinder controlled via a throttling valve, the model of road-induced excitations, the model of an HM suspension, the model of the ASC and the control strategy.

Simulation data prove the system's performance to be effective. The boundary values of frequency of excitations and the delay times in the ASC operation are established. The simulation procedures are applied to determine the range of drive loads, the required drive velocities and power demands.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАТФОРМЕННОГО МЕХАНИЗМА АКТИВНОЙ ПОДВЕСКИ КАБИНЫ РАБОЧЕЙ МАШИНЫ

С о д е ж а н и е

Настоящая работа касается активной подвески кабины (АПК) рабочей машины (РМ). Проезд РМ по неровной поверхности приводит к вынужденным колебаниям низкой частоты и значительной амплитуде колебаний кабины. С целью редукации этих колебаний предложено использование АПК. АПК состоит из исполнительного механизма, соединяющего кабину с рамой машины, которая при вынужденных колебаниях производит пространственные движения, измеряемые комплектом датчиков. Исполнительный механизм приводится в движение при помощи приводов, управляемых в соответствии с величинами временных скоростей, рассчитанных в подсистеме управления. Целью действия АПК принято вертикальное расположение кабины, уменьшение ее наклонных колебаний, а также уменьшение колебаний кресла оператора.

Представлены кинематические схемы платформенных механизмов, из которых для детального анализа и синтеза выбран платформенный механизм, приводимый в движение двумя приводами. Третий привод приводит в движение отдельный механизм,двигающий кресло вместе с оператором в вертикальном направлении. Детально разработана механическая модель исполнительного механизма. Для принятых предпосылок в форме явной решено прямое и обратное задание положений и скорости механизма. Сформулировано матрицу Якоби, проведен анализ ее элементов, показывающий кинематические ограничения механизма. Матрицу Якоби использовано в уравнениях Ньютона-Эйлера, на основании которых обозначено временные нагрузки приводов.

Решено задание размерного синтеза механизма АПК, приспособленной для погрузчика Caterpillar 924Gz. Решение включает определенные длины звеньев, направление оси и установление центров подвижных соединений механизма, выполняющего требуемые перемещения платформы с кабиной. Проведен анализ относительных перемещений в шаровых и крестовых парах. Выведены размерные зависимости, при которых управление одним приводом приводит к уменьшению угловых колебаний кабины вокруг продольной оси и, одновременно, уменьшает ее линейные колебания вдоль поперечной оси.

Проведены полигонные исследования погрузчика (УТОЗЛ50D-11), определены пределы вынужденной частоты рамы машины, пределы углов наклона, размеры угловых и линейных скоростей, а так же линейных ускорений выбранных пунктов рамы машины, появляющиеся в реальных условиях.

Произведены примерные расчеты симуляций принимая: модель гидравлического привода, учитывающий трение, имеющий линейный привод, управляемый дроссирующим клапаном, модель вынужденного движения по неровной поверхности, модель подвески РМ, модель механизма АПК и способ регулирования.

По результатам симуляций положительно оценена эффективность работы рассматриваемой системы, обозначены предельные частоты вынуждень и время опоздания действий АПК. Проводя соответствующие симуляции, определен предел нагрузок приводов, их требуемые скорости и мощности.