

WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA
im. Jarosława Dąbrowskiego

WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ

Instytut Robotów i Konstrukcji Maszyn



Temat:

**Badanie właściwości hydrostatycznego układu skrętu
przegubowych bezzałogowych platform lądowych w systemie
podążania za przewodnikiem**

Opracował:

mgr inż. Karol KOŃCZALSKI

Promotor:

prof. dr hab. inż. Stanisław KONOPKA

Promotor pomocniczy:

dr inż. Marian Janusz ŁOPATKA

Warszawa 2022

Spis treści

Spis ważniejszych oznaczeń	4
1. Wprowadzenie	6
2. Analiza stanu zagadnienia	11
2.1. Problemy systemów podążania za przewodnikiem	11
2.2. Analiza układów skrętu stosowanych w systemie podążania za przewodnikiem	15
2.3. Problemy przegubowych hydrostatycznych układów skrętu	21
2.4. Wnioski.....	31
3. Cel i zakres pracy	32
4. Badania rozpoznawcze prędkości skrętu przegubowych platform podczas pokonywania toru testowego	33
4.1. Zakres i metodyka badań rozpoznawczych	35
4.2. Obiekt badań rozpoznawczych	36
4.3. Wyniki badań rozpoznawczych prędkości skrętu ładowarki podczas pokonywania toru testowego	39
4.4. Wyniki badań rozpoznawczych prędkości skrętu BPL podczas pokonywania toru testowego	40
4.5. Wnioski.....	44
5. Badania hydrostatycznego układu skrętu przegubowej bezzałogowej platformy	45
5.1. Model przegubowej platformy z hydrostatycznym układem skrętu	45
5.1.1. Model fizyczny przegubowej bezzałogowej platformy lądowej	45
5.1.2. Model hydrostatycznego układu napędu mechanizmu skrętu	47
5.2. Zakres badań identyfikacyjnych	53
5.3. Badania identyfikacyjne wybranych wielkości hydrostatycznego układu skrętu	53
5.4. Badania identyfikacyjne rozdzielacza	57
5.5. Weryfikacja modelu symulacyjnego	58
5.5.1. Wskaźniki oceny zgodności przebiegów doświadczalnych i symulacyjnych	58
5.5.2. Weryfikacja modelu hydrostatycznego układu skrętu BPL.....	60
5.6. Wnioski	62
6. Badania identyfikacyjne podążania bezzałogowej platformy lądowej po wyznaczonym torze ruchu	63
6.1. Zakres i metodyka badań.....	63
6.2. Analiza wyników badań identyfikacyjnych podążania bezzałogowej platformy lądowej	64
6.3. Weryfikacja modelu symulacyjnego platformy z hydrostatycznym układem skrętu ..	67

7. Badania symulacyjne podążania BPL po wyznaczonym torze ruchu	70
7.1. Zakres i metodyka badań symulacyjnych	70
7.2. Kryteria oceny dokładności toru ruchu bezzałogowej platformy lądowej	73
7.3. Analiza wyników badań kołowego toru ruchu	73
7.4. Analiza wyników badań toru ruchu w kształcie sinusoidy	75
7.5. Analiza wyników badań wpływu wybranych właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia toru ruchu BPL	94
7.6. Wnioski	97
8. Podsumowanie i wnioski końcowe	98
ABSTRACT	101
Literatura:.....	102

Spis ważniejszych oznaczeń

Oznaczenie	Opis
m	masa
g	przyspieszenie ziemskie
A	powierzchnia czynna tłoka siłownika hydraulicznego
A_z	zastępcze czynne pole powierzchni tłoka
B	szerokość korytarza ruchu platformy
φ_i	współczynnik przyczepności
φ	kąt skrętu ramy bezzałogowej platformy lądowej
p	ciśnienie czynnika roboczego
Q	natężenie przepływu czynnika roboczego
L	odległość przewodnika od platformy
α	kąt między kierunkiem jazdy platformy, a położeniem przewodnika
c	współczynnik tłumienia układu
k	współczynnik sprężystości układu
λ	współczynnik strat liniowych przewodów hydraulicznych
γ	ciężar właściwy czynnika roboczego
V	objętość czynnika roboczego
v	prędkość jazdy platformy
μ	lepkość dynamiczna
Re	liczba Reynolds'a
T_o	okres drgań
δ	logarytmiczny dekrement tłumienia
ω_o	częstość drgań własnych
f	częstotliwość drgań własnych
ξ	bezwymiarowy współczynnik tłumienia
A_i	amplituda drgań
Δx_b	błąd bezwzględny
Δx_w	błąd względny
$\overline{\Delta x_b}$	średni błąd bezwzględny
Δx_w	średni błąd względny

δ_i	odchylenie standardowe
R^2	współczynnik determinacji
k_{zs}	współczynnik korelacji
S	stosunek wielkości pól pod krzywą przebiegu
A_x	amplituda toru ruchu platformy
L_x	długość drogi manewru po torze ruchu platformy
y_{max}	maksymalne odchylenie toru ruchu platformy od zadanego toru ruchu
y_{AVE}	średnie arytmetyczne odchylenie toru ruchu platformy od zadanego toru ruchu
y_{RMS}	średnie skuteczne odchylenie toru ruchu platformy od zadanego toru ruchu
φ_{max}	maksymalny kąt skrętu ramy platformy
φ_{AVE}	średni maksymalny kąt skrętu ramy platformy
α_{max}	maksymalny kąt odchylenia kierunku jazdy platformy od kierunku zadanego
α_{RMS}	średni skuteczny kąt odchylenia kierunku jazdy platformy od kierunku zadanego

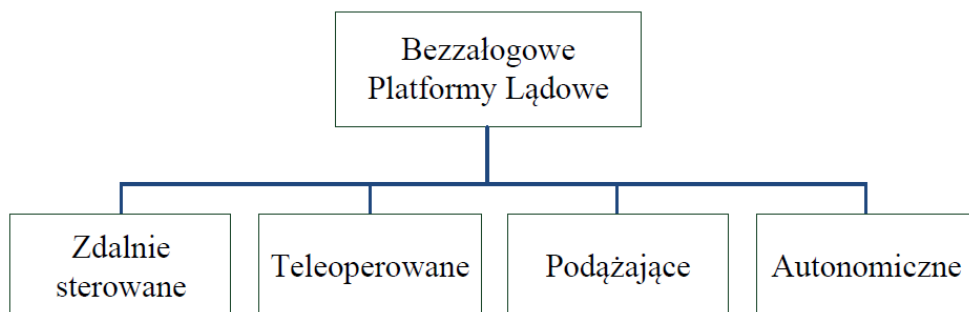
1. Wprowadzenie

Rozwój bezzałogowych platform lądowych umożliwia ich coraz szersze zastosowanie w celu ograniczenia wysiłku i zagrożenia dla operatora. Wykorzystywane są do [66,80,96,81]:

- rozpoznania terenu i zagrożenia;
- prowadzenia akcji ratowniczych;
- realizacji prac za pomocą osprzętów roboczych w strefach niebezpiecznych;
- transportu ładunków – zwłaszcza w trudnym terenie.

Bezzałogowe platformy lądowe (BPL) tworzą szeroką grupę robotów mobilnych, które ze względu na sterowanie można podzielić na cztery podgrupy [17,13] (rys.1.1):

- zdalnie sterowane - umożliwia sterowanie wszystkimi funkcjami BPL w zasięgu wzroku operatora;
- teleoperowane - również umożliwia sterowanie wszystkimi funkcjami BPL i dodatkowo operator ma obserwację otoczenia i efektów działania;
- podążające - rola operatora się zmniejsza i jest on oddalony od robota, który musi pracować półautonomicznie, czego wymaga system podążania za przewodnikiem, któremu poświęcono uwagę w niniejszej pracy w zastosowaniu do mobilnej platformy transportowej podążającej za przewodnikiem;
- autonomiczne – BPL samodzielnie wykonuje wszystkie funkcje i powierzone zadania.



Rys. 1.1. Podział bezzałogowych platform lądowych ze względu na sterowanie [13]

Szczególnie istotnymi rozwiązaniami są aplikacje transportowe, a zwłaszcza transportu szosowego. Wykorzystują dostępne drogi i infrastrukturę, na których występują zdeterminowane warunki, dlatego można łatwo zaplanować trasę przejazdu, wykorzystując do sterowania oznaczenia drogowe i punkty kontrolne. Przykładem takiego rozwiązania jest autonomiczny samochód Google (rys.1.2).



Rys. 1.2. Autonomiczny samochód [117]

Coraz częściej jednak występuje potrzeba transportowania w miejsca trudno dostępne dla konwencjonalnych środków transportu. Platforma musi podążać za przewodnikiem, ponieważ autonomia jest znacząco utrudniona ze względu na problemy zaplanowania trasy, która najczęściej przebiega w trudnych warunkach terenowych, gdzie nie ma oznaczeń i wymaga omijania przeszkód, dlatego platforma powinna cechować się także dużą mobilnością terenową i zwrotnością [66,80].

Pod względem stosowanych układów skrętu można wyróżnić skręt:

- burtowy – uzyskiwanie skrętu wymaga zmiany i zróżnicowania prędkości obrotowej kół każdej z burt (rys.1.3a). Powoduje to, iż układ charakteryzuje się dużymi oporami skrętu i jazdy [62,91,50,108].
- zwrotnicowy – platformy lądowe z zwrotnicowym kołowym układem skrętu (rys.1.3b) mają małe opory skrętu i prosty układ sterowania, lecz niską zdolność pokonywania przeszkód terenowych i małą zwrotność [19,82].
- przegubowy – najczęściej kontrolowany hydraulicznie sprzęg łączący człon przedni i tylny (rys.1.3c), oprócz wspomagania skrętu, pozwala na zwiększenie zdolności pokonywania przeszkód i dużą zwrotność [62,96,89,27].

a)



b)



c)



Rys. 1.3. Bezzałogowe pojazdy lądowe: a - HDT's Protector robot o skręcie burtowym [109], b - Tarvos o zwrotnicowym układzie skrętu [113], c - Dromader o przegubowym układzie skrętu [72]

Współpraca człowiek-maszyna jest jednym z najważniejszych aspektów użytkowania platform bezzałogowych. Znacząco poprawiający ergonomię sterowania platformy transportowej jest system podążania za przewodnikiem, ponieważ platforma autonomicznie podąża za operatorem, kopiując jego ścieżkę i zachowując bezpieczną odległość, bez koniecznych działań ze strony operatora. Na podstawie analizy literaturowej przyjęto jako najbardziej odpowiednią do potrzeb systemu podążania za przewodnikiem, bezzałogową platformę lądową z przegubowym hydrostatycznym układem skrętu. Pojazdy podwyższonej mobilności wyposażone w sprzęg odznaczają się szerokimi możliwościami manewrowymi, tzn. niewielkim promieniem skrętu oraz zdolnością przemieszczania się po trudnym terenie [66,27]. Szczególnie istotnym parametrem z uwagi na zwrotność pojazdu jest kąt skrętu członów względem siebie. Uzupełniając przegubową strukturę platformy o gąsiennicowy układ jezdny (rys. 1.4), zyskuje się ograniczenie nacisków na podłoże oraz większą mobilność terenową [62,91,28,50,74,75].



Rys. 1.4. Platforma przegubowa z gąsiennicowy układem jezdny [107]

Odpowiedzialnym za realizację procesu skrętu w przegubowej platformie jest hydrostatyczny układ skrętu. Zdolność realizacji skrętu zależy od [19,26,46,82,95,20]:

- prędkości jazdy platformy;
- prędkości skrętu;
- ciśnienia w układzie;
- kinematyki układu skrętu;
- masy członów platformy;
- charakteru podłoża;
- sztywności układu skrętu;
- ściśliwości czynnika roboczego;
- opóźnień układu skrętu;
- wzmocnienia układu skrętu.

Wielkości te należy rozpatrywać w procesie kształtowania hydrostatycznego układu skrętu przegubowej bezzałogowej platformy lądowej w systemie podążania za przewodnikiem i określić ich bezpośredni wpływ na dokładność uzyskiwanego kąta skrętu. Dostępne w literaturze badania przegubowych układów skrętu dotyczą najczęściej ciężkich maszyn roboczych takich jak przegubowe ładowarki kołowe. Badania skupiają się na przyczynach wężykowania oraz procesie stabilizowania ruchu w celu osiągnięcia większych prędkości jazdy [40,82,95,24,25]. Analiza literatury wykazuje również, że wpływ na tor ruchu ma obniżenie sztywności układu skrętu, długość przewodów hydraulicznych, stopień zapowietrzenia czynnika roboczego i charakterystyka rozdzielacza [39,37,32,43].

Maszyny przegubowe, posiadają serwomechanizmy z sprzężeniem zwrotnym. Nie znajduje się jednak podobnych badań dla małych bezzałogowych platform lądowych, które sterowane

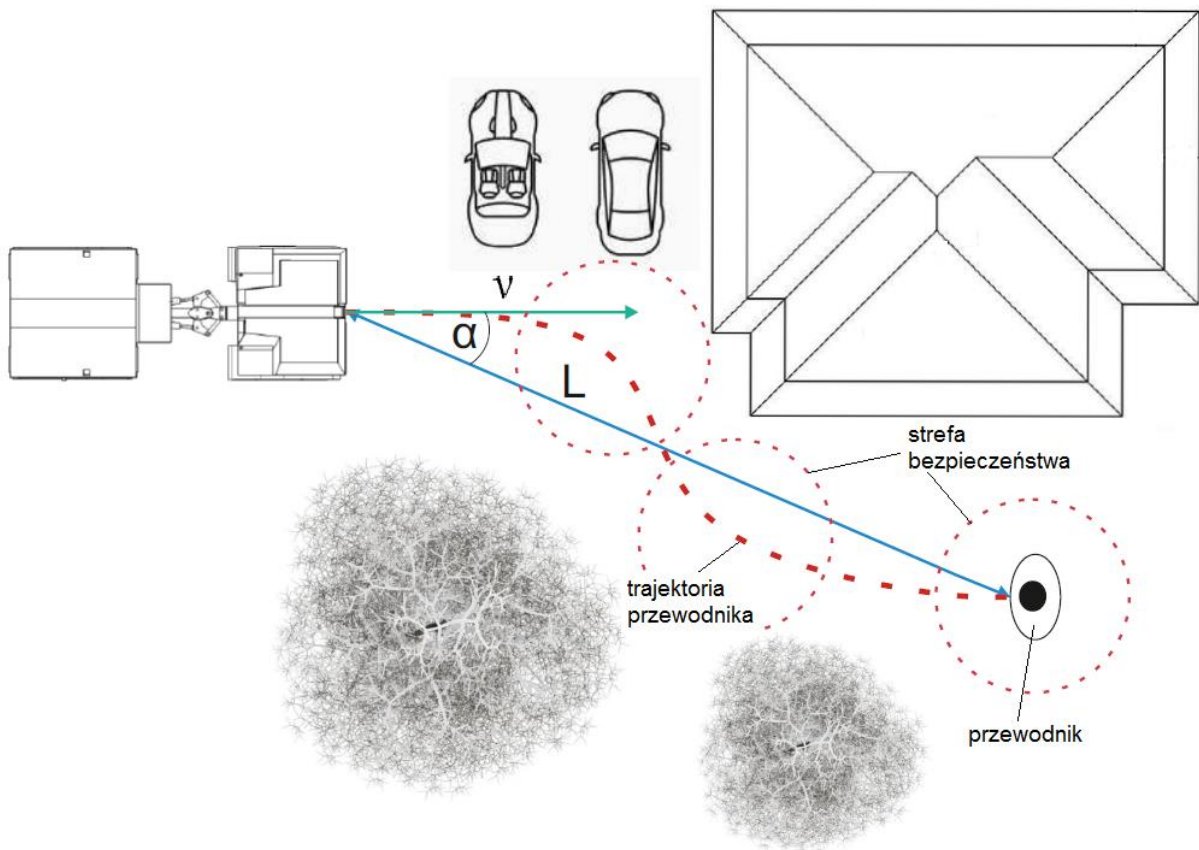
są zdalnie poprzez rozdzielacz proporcjonalny, co wskazuje na potrzebę realizacji przyjętej tematyki pracy.

Przeprowadzone badania, w ramach realizacji pracy pozwolą na ocenę problemów i błędów otrzymywania zadanego toru ruchu i możliwości podążania za przewodnikiem przegubowej bezzałogowej platformy lądowej z hydrostatycznym układem skrętu.

2. Analiza stanu zagadnienia

2.1. Problemy systemów podążania za przewodnikiem

Budowa lekkiej terenowej bezzałogowej platformy lądowej do celów transportowych, wymaga podjęcia wielu prac badawczych. Jednym z głównych problemów jest zdolność do podążania za przewodnikiem polegająca na przemieszczaniu się i utrzymaniu bezpiecznej odległości od niego. Przewodnik powinien przemieszczać się kilka metrów od platformy, a na trasie przejazdu nie powinny znajdować się żadne przeszkody, ale nie zawsze tak jest. Za prawidłowy dobór korytarza ruchu odpowiedzialny jest przewodnik, który musi podczas marszu wybierać trasę, którą będzie mogła pokonać również platforma zachowując strefy bezpieczeństwa od przewodnika (rys. 2.1). Wymaga ona między innymi opracowania systemu lokalizowania i wyznaczania trasy przewodnika [3,24,79,11,72] do której określenia niezbędny jest system sensorów, który jest w stanie śledzić położenie człowieka [55].



Rys. 2.1. Idea systemu podążania za przewodnikiem: v - prędkość jazdy, α - kąt między kierunkiem jazdy platformy, a położeniem przewodnika, L - odległość przewodnika od platformy

Wymagane jest, aby platforma przemieszczała się po wyznaczonej ścieżce w celu uniknięcia kolizji z przeszkodą i utrzymywał stałą odległość za przewodnikiem. W tym celu musi przez cały czas aktualizować współrzędne położenia przewodnika za pomocą systemu lokalizowania [22, 88]. System autonomicznego podążania za przewodnikiem powinien kopiować jego trasę przemarszu z dokładnością 0,3 m zachowując trajektorię oraz utrzymywać bezpieczną odległość i powinna ona zależeć od prędkości ruchu przewodnika. Platforma powinna podążać za idącym lub biegnącym przewodnikiem. Prędkość, z którą nie wykonuje gwałtownych zmian kierunku ruchu, określono w przybliżeniu na 12 km/h. Jednakże powinien nadążyć za przewodnikiem przemieszczającym się z prędkością do 6 km/h, wykonującym gwałtowne zmiany kierunku ruchu. System powinien umożliwić omijanie pojawiających się przeszkód lub zatrzymywać robota nie dopuszczając do kolizji [88].

Badane są różne usytuowania przewodnika względem platformy oraz dostosowanie jego prędkości jako czynnika odpowiedzialnego za utrzymanie bezpiecznej odległości od wykrytej osoby lub przeszkody i ostatecznie zatrzymania w określonej odległości [49] oraz wybrania toru ruchu obok przeszkód [14]. Zdecydowana większość badań dotyczących umiejscowienia przewodnika koncentruje się głównie na platformach, które podążają za przewodnikiem [49, 102,93,60,56,57,45], wykonano również prace nad umożliwieniem robotom towarzyszenia ludziom obok siebie [59,55,101] oraz w mniejszym stopniu przed przewodnikiem [101] lub pod kątem [59]. W większości badań względna pozycja platformy wybierana jest przez przewodnika i pozostaje stała.

System podążania za przewodnikiem może wykorzystywać szereg sensorów do określania lokalizacji przewodnika polegającej między innymi na:

- optycznym przetwarzaniu obrazu z kamer;
- bezpośrednim pomiarze odległości:
 - za pomocą skanerów laserowych;
 - analizie sygnału radiowego - Ultra Wideband (UWB).

W przypadku uczestniczenia większej liczby żołnierzy, wymagane jest, aby w grupie kilku maszerujących rozróżnić przewodnika [76]. Wybór metody zależy od konkretnego zastosowania i dokładności dobranych czujników i stopnia autonomii opracowania robotów podążających za ludźmi dla szerokiej gamy zastosowań.

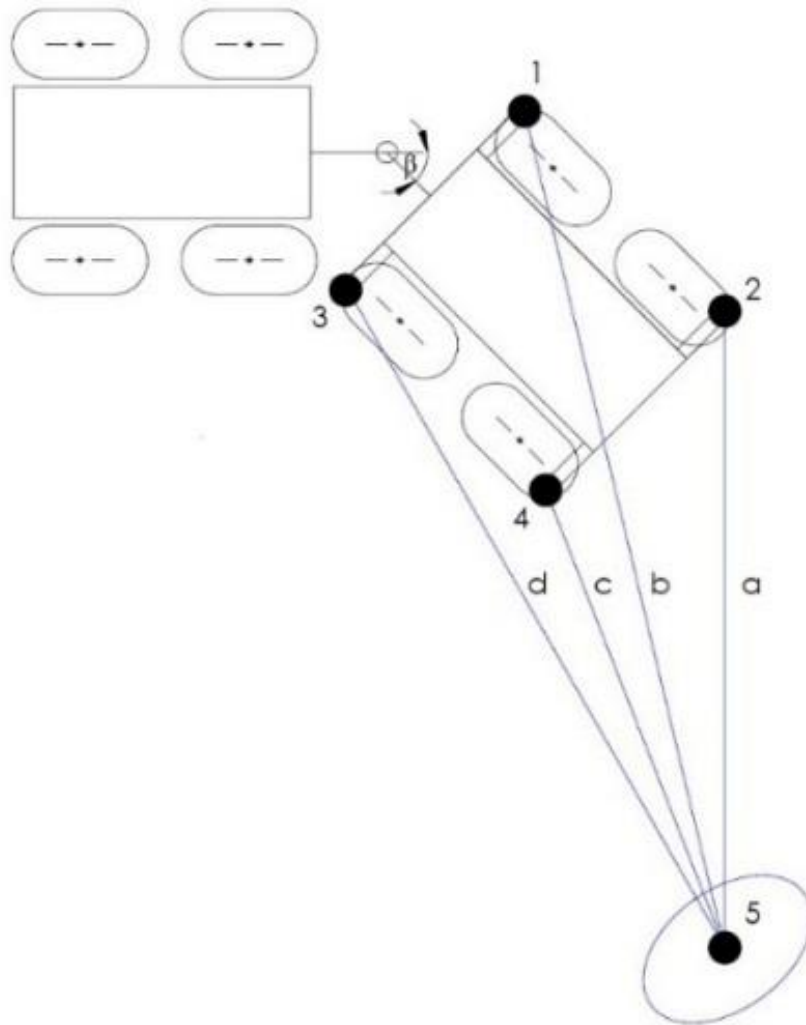
W literaturze dotyczącej roli przewodnika, istnieje kilka strategii podążających za nim robotami. Zależą one od czynników opisujących wymagane zachowanie platformy podczas

podążania za człowiekiem. Zidentyfikowano pięć czynników, które mogą wpływać na oczekiwania i preferencje użytkowników [53]:

- informacje – platforma zbiera o swoim otoczeniu i użytkowniku;
- planowanie ścieżki – sposób w jaki platforma dociera do pożądanego pozycji;
- przeszkody – możliwości platformy w radzeniu sobie z przeszkodami;
- pozycja względna – pozycja platformy w stosunku do przewodnika;
- odległość – utrzymanie prędkości i odległości platformy podążającej za przewodnikiem.

Konieczne w tym celu jest zapewnienie autonomicznego podążania platformy za przewodnikiem oraz zapewnianie mechanizmów pozwalających na jego zlokalizowanie. Dla potrzeb wojska, systemy muszą spełniać bardziej wymagające kryteria zważywszy na otoczenie w jakim przychodzi pracować bezzałogowym platformą lądowym [64,90,15], które powinny być opracowane tak, aby łączyły wymagania stawiane przez nowoczesne wojsko i zaawansowany technologicznie przemysł.

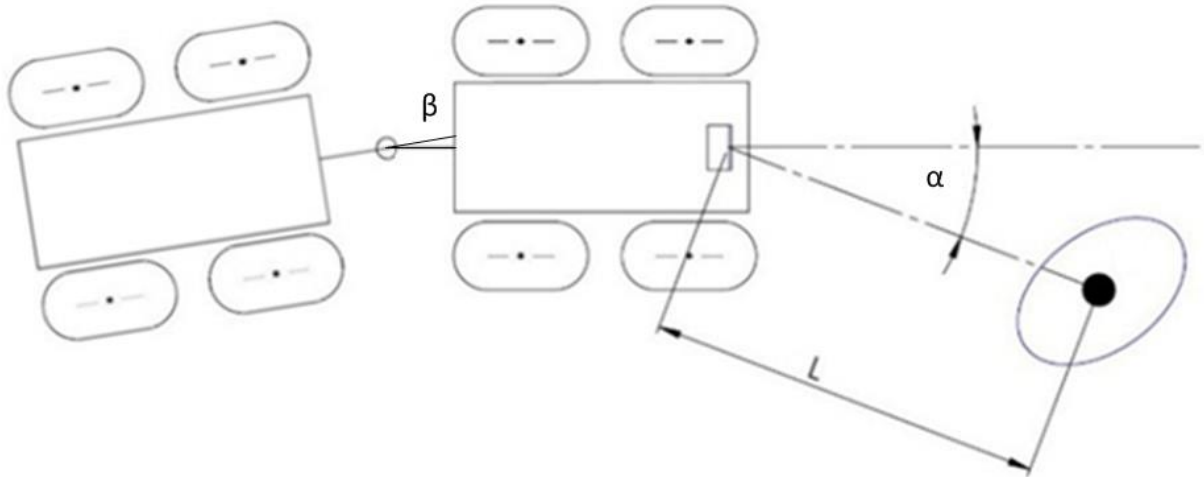
Jednym z rozwijanych systemów lokalizacji przewodnika w Instytucie Robotów i Konstrukcji Maszyn WAT na potrzeby bezzałogowych platform lądowych jest system UWB. Lokalizacja polega na pomiarze odległości przewodnika od platformy i jego azymutu. Należy zapewnić wymaganą dokładność i wiarygodność pomiarów, przy zapewnieniu wymaganych zasięgów. Niezbędne jest zapewnienie lokalizacji przy bezpośredniej widoczności pomiędzy platformą i przewodnikiem, lecz wskazana jest również lokalizacja bez widoczności, co może być przydatne np. podczas pracy w lesie, zaroślach, wysokiej trawie lub terenie zurbanizowanym. W tym celu, na bieżąco musi być mierzona odległość platformy od przewodnika określając wzajemną lokalizację za pomocą czterech czujników (1-4) zamontowanych na platformie, które mierzą odległość a, b, c, d od markera (5), który posiada przewodnik (rys. 2.2). Komputer przetwarzając informacje z czujników opierających się na bezprzewodowych miernikach szerokopasmowych (UWB) wyznacza kierunek podążania platformy za przewodnikiem. Moduły UWB są montowane zarówno na BPL, jak i u operatora. Na podstawie pomiarów system szacuje względną pozycję przewodnika.



Rys. 2.2. Rozmieszczenie czujników: 1 - 5 czujniki, a,b,c,d - mierzone odległości

Określony jest kąt α pomiędzy kierunkiem jazdy platformy, a kierunkiem przewodnika oraz jego odległość L (rys. 2.3). Parametry te są wytycznymi dla systemu sterującego układem skrętu i jazdy. Odległość L determinuje prędkość pojazdu, mierzona za pomocą prędkości obrotowej kół, to znaczy daje informację czy należy przyspieszyć czy zwolnić, gdyż zbliżył się za bardzo do przewodnika. Kąt α natomiast jest informacją dla układu skrętu. W platformie przegubowej o sterowaniu hydraulicznym elementem sterującym jest rozdzielacz proporcjonalny. Gdy zwiększa się kąt α (rys. 2.3), układ skrętu musi reagować. Odbywa się to za pomocą odpowiedniego przesunięcia się tłoczków siłowników odpowiadających za skręt i wzajemne położenie względem siebie członów pojazdu – kąt skrętu ramy platformy β (rys. 2.3). System sterowania musi zapewnić wymagany skręt zależny od kąta α , pokonując opory skrętu i ruchu w relacji z podłożem. System lokalizacji na bieżąco dostarcza nowe dane,

ponieważ koła mogą być w poślizgu lub napotkały na przeszkodę i nie osiągnięto zamierzonego kierunku jazdy i wymagana jest korekta. Oczekiwany tor jazdy ma odpowiadać ścieżce, po której przemieszcza się przewodnik, a nie wyznaczenia najkrótszej drogi do niego.

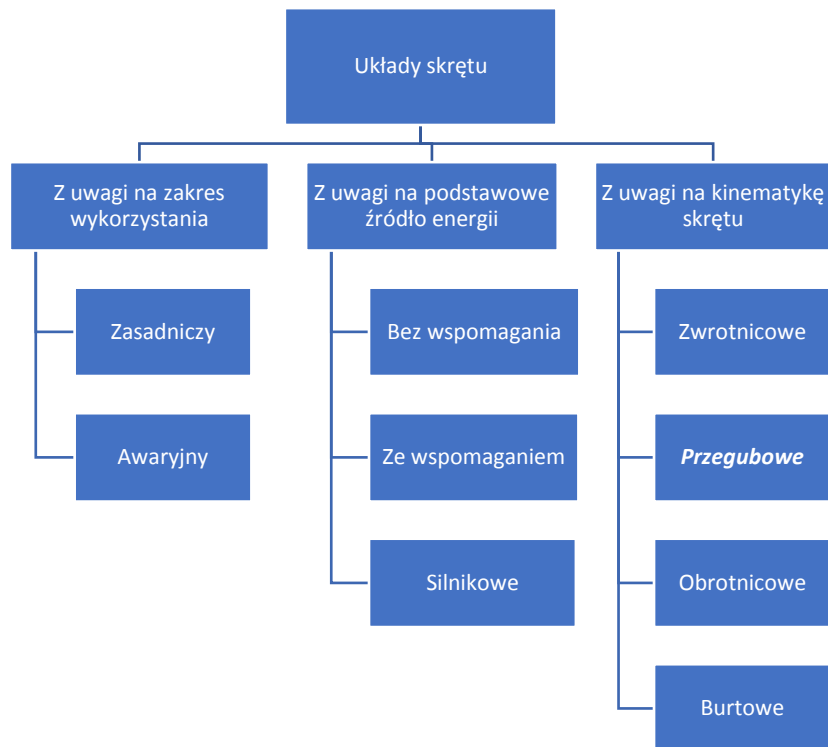


Rys. 2.3. Kluczowe parametry zmienne określania lokalizacji przewodnika: kąt β – kąt skrętu ramy platformy, α - kąt między kierunkiem jazdy platformy, a położeniem przewodnika, L - odległość przewodnika od platformy

Mając wyznaczone współrzędne przewodnika, należy dalej dostosować te dane do sterowania konkretnym układem skrętu BPL. Każdy rodzaj układu skrętu będzie wymagał innego podejścia i sterowania, ale będą występowały też inne problemy wynikające z konkretnego mechanizmu skrętu.

2.2. Analiza układów skrętu stosowanych w systemie podążania za przewodnikiem

Układy skrętu można podzielić ze względu na: zakres wykorzystania, źródła energii i kinematykę skrętu (rys. 2.4). W niniejszej pracy skupiono się na kinematyce układów skrętu stosowanych obecnie w bezałogowych platformach lądowych pracujących w systemie podążania za przewodnikiem.



Rys. 2.4. Podział układów skrętu [82]

Rosnące poziomy autonomii nakładają większe wymagania dotyczące mobilności dla bezzałogowych platform lądowych. Brak operatora na pokładzie znacznie zmniejsza osiągi platformy, gdy przemieszcza się w nieznanym terenie lub parametry pojazdu zmieniają się z powodu zakłóceń zewnętrznych. W obecnie istniejących rozwiązaniach BPL spotyka się głównie platformy o skręcie burtowym z zastosowaniem kół lub gąsienic elastomerowych. Przykładem jest dwuosiowa platforma PROBOT (rys. 2.5) o skręcie burtowym, zaprojektowana przez zespół Roboteam z Izraela w celu transportowania ładunków, rozpoznania i ewakuacji medycznej, z prędkością do 12 km/h [97]. PROBOT jest o napędzie elektrycznym do 8 godzin działania, może być zdalnie sterowany, podążać za przewodnikiem lub korzystać z nawigacji GPS po punktach orientacyjnych. Dwuosiowa platforma z dużymi terenowymi oponami i burtowym układem skrętu charakteryzuje się bardzo dobrą zwrotnością przy niedużych oporach skrętu, jednak niską statecznością wzdłużną i pokonywania przeszkód.



Rys. 2.5. Bezzałogowa platforma lądowa PROBOT [97]

W przypadku potrzeby wykorzystania większej platformy i zapewnienia wyższej zdolności pokonywania przeszkód, dwuosiowy układ jezdny może być nie wystarczający. Propozycją firmy Roboteam jest bezzałogowa platforma lądowa ROOK (rys. 2.6) również przeznaczona do transportowania, rozpoznania, a także jako nośnik radarów i czujników oraz ewakuacji medycznej, z prędkością do 18km/h [112]. Dłuższa platforma w celu osiągnięcia pożądanej mobilności wymagała dołożenia trzeciej osi. Zachowując bardzo dobrą zwrotność i łatwość sterowania burtowym układem skrętu, uzyskano kosztem dużo większych oporów skrętu. Ze względu na militarne zastosowanie platformy, danych dotyczących dynamiki pracy i problemów z sterowaniem, nie spotyka się w dostępnej literaturze.



Rys.2.6. Bezzałogowa platforma lądowa ROOK [112]

Innym rozwiązaniem BPL jest platforma AVRORA Mars (rys. 2.7) rosyjskiej firmy Avrora Robotics z spalinowym silnikiem i gąsienicowym układem jezdnym. Przeznaczona do wsparcia sił zbrojnych poprzez transport żołnierzy, wyposażenia, radarów w najtrudniejszych warunkach terenowych i wodnych (możliwość pływania) przez całą dobę. Może być zdalnie sterowana, a także podążać za przewodnikiem lub po zaplanowanej wcześniej trajektorii [110]. Długie gąsienice zapewniają dobrą nośność i przyczepność w trudnym terenie, jednak ze względu na skręt burtowy i wiążące się z tym duże opory skrętu, skręt jest wysoce energochłonny [62,91,50,108]. Taki układ jednak zapewnia dobra stateczność wzdłużną i mobilność terenową. Niestety w dostępnej literaturze nie znajduje się szczegółowych wyników badań i testów.



Rys. 2.7. Bezzałogowa platforma lądowa AVRORA Mars [118]

Przykładem rozwiązana cywilnego BPL jest prototypowa kołowa platforma TARVOS (rys. 2.8) o napędzie elektrycznym z reduktorami, opracowana przez Zakłady Mechaniczne “Tarnów” S.A, WAT oraz STEKOP S.A. przeznaczona do prowadzenia autonomicznego lub sterowanego patrolowania zadanego obszaru działania lub transportu z prędkością maksymalną do 15 km/h [114,115]. Posiada zwrotnicowy układ skrętu oparty na rozwiązaniach quadu Yamaha Grizzly 450. Zwrotnicowe układy skrętu mają małe opory skrętu i prosty układ sterowania, lecz niską zdolność pokonywania przeszkód terenowych i małą zwrotność [19,82]. W dodatku, większy rozstaw osi grozi zawieszeniem się pojazdu na przeszkodzie.



Rys. 2.8. Bezzałogowa platforma lądowa TARVOS [113]

Analizując dostępne rozwiązania można stwierdzić, że najczęściej wykorzystywane są konstrukcje oparte o układy kołowe. Ich popularność wynika z prostoty wykonania, łatwości budowy układów sterowania oraz małej energochłonności. Często nie mają one jednak wystarczająco dobrych właściwości jezdnych w zróżnicowanym terenie. Najczęstszą alternatywą dla robotów kołowych są roboty gąsienicowe, które pomimo lepszych właściwości jezdnych mogą generować większe koszty wytwarzania [34,35,103].

Przegubowe bezzałogowe platformy lądowe charakteryzują się dużą funkcjonalnością. Uzyskują wysoka zwrotność, pozwalają na zachowanie małego promienia skrętu w stosunku do znacznej długości całkowitej platformy oraz mają niskie opory skrętu i dużą zdolność pokonywania przeszkód terenowych [89,26]. Zasadne więc jest przebadanie możliwości zastosowania przegubowej platformy lądowej pracującej w systemie podążania za przewodnikiem. Uzupełniając przegubową strukturę platformy o gąsienicowy układ jezdny (rys. 2.9), masa pojazdu rozkładana jest na bardzo dużą powierzchnię w stosunku do pojazdów kołowych, dzięki czemu zyskuje się ograniczenie nacisków na podłoże [62,91,50,74,75]. Następstwem tego jest możliwość przejazdu przez grunty o niewielkiej nośności [91,75,27] oraz możliwość uzyskania wyższej siły napędowej niż kołowych układów jezdnych.



Rys. 2.9. Przegubowy układ skrętu z gąsiennicowym układem jezdny - BV 206 [116]

Analiza ruchu poszczególnych punktów gąsienicy jest jednak bardzo złożona, a rzeczywiste obciążenia gąsienicy są zmienne w czasie [19]. W lekkich pojazdach przemysłowych i bezzałogowych platformach lądowych stosowane są gąsienice elastomerowe [33,36]. Zmniejszają one drgania, masę oraz hałas układu jezdny w stosunku do gąsienic stalowych, co korzystniej wpływa na użytkowanie i środowisko. Układy gąsienicowe znacząco poprawiają mobilność terenową platformy jednak wiąże się to z większymi oporami skrętu w stosunku do kołowych [8,80]. Zaimplementowanie elastomerowych gąsienic do platformy o przegubowym układzie skrętu znacząco zmniejszy zapotrzebowanie energii na wykonanie manewru skrętu, zachowując zalety zwrotności i mobilności terenowej.

Gąsiennicowa BPL z przegubowym hydrostatycznym układem skrętu daje więc duże nadzieje i możliwości działania w wymagającym systemie podążania za przewodnikiem. Nie spotyka się jednak wyników badań takich BPL w dostępnej literaturze. Przegubowe maszyny wykorzystywane są jednak powszechnie w przemyśle górniczym oraz budowlanym i są to najczęściej ładowarki i wozidła. Analiza tych maszyn pod kątem problemów przegubowych hydrostatycznych układów skrętu jest niezbędna do zdefiniowania na co należy zwrócić uwagę przy kształtowaniu hydrostatycznego układu skrętu przegubowych bezzałogowych platform lądowych w systemie podążania za przewodnikiem.

2.3. Problemy przegubowych hydrostatycznych układów skrętu

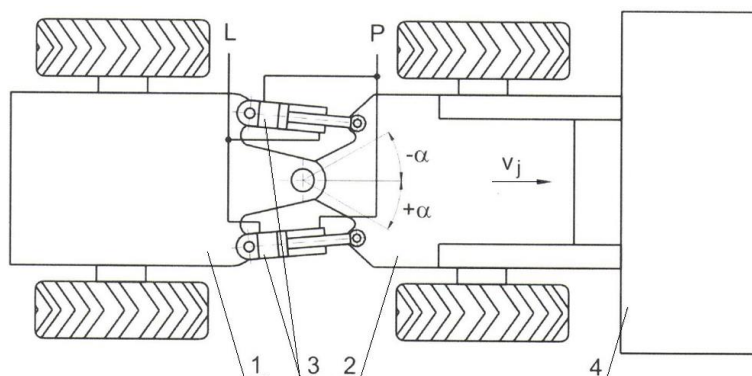
Zgodnie z ogólnie przyjętą nomenklaturą instalacji, możemy napęd hydrauliczny rozumieć, jako instalację, w której dowolny rodzaj energii (zazwyczaj jest to energia mechaniczna ruchu obrotowego) zamieniany jest w sposób kontrolowany na energię ciśnienia czynnika roboczego, a następnie wraz ze strumieniem czynnika roboczego przenoszony i ponownie zamieniany na energię mechaniczną [46,43,97] za pomocą odbiorników (elementów wykonawczych), takich jak: siłowniki i silniki hydrauliczne, wykonujących czynności wymagane przez użytkownika [97,32,42,20].

Maszyny wyposażone w hydrostatyczne układy skrętu charakteryzują się dobrą precyzją sterowania, mniejszymi nadwyżkami dynamicznymi, lepszą ergonomią i podatnością na zdalne oraz automatyczne sterowanie [26,94,9,10]. Pojazdy przegubowe składają się z przedniego oraz tylnego członu połączonych ze sobą i sterowanych mechanizmem skrętu (rys. 2.10).

a)



b)

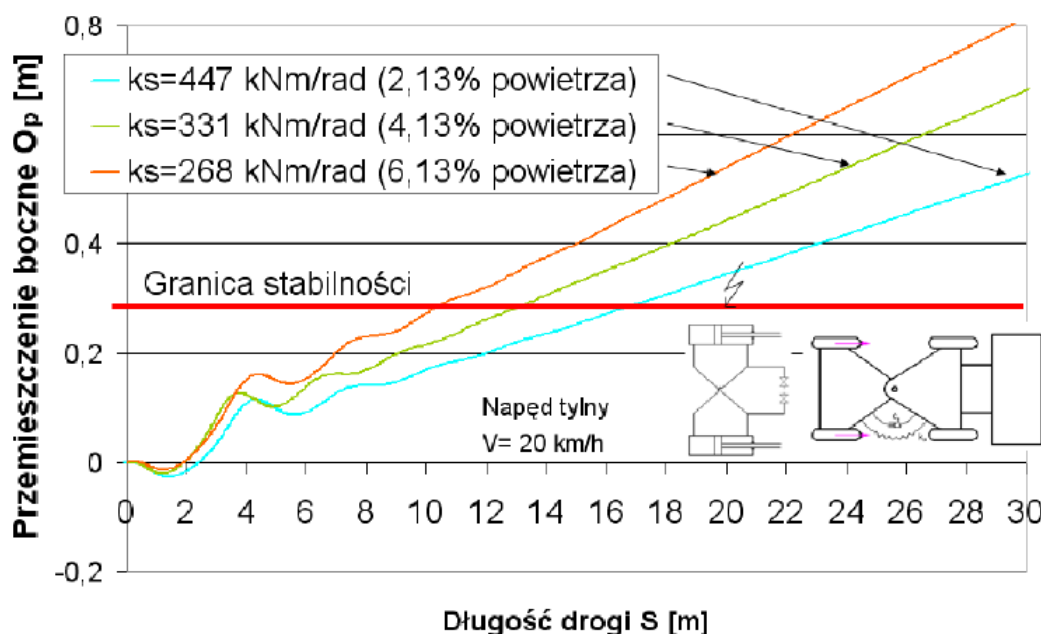


Rys. 2.10. Przegubowa ładowarka kołowa: a- widok, b- budowa układu skrętu: 1 - człon tylny, 2 - człon przedni, 3 - siłowniki układu skrętu, 4 - narzędzie robocze [82]

Taka konstrukcja zwiększa zwrotność pojazdu zwłaszcza większych i dłuższych maszyn, ale też skutkuje gorszą statecznością poprzeczną przy większych kątach skrętu członów względem siebie oraz występuje problem z stabilności utrzymania toru ruchu, która maleje przy wyższych prędkościach jazdy, związanym z występowaniem zjawiska wężykowania.

Są to główne problemy przegubowych maszyn, które ograniczają prędkość i wydajność pracy. Problematykę tą można spotkać w wielu pracach [37,40,82,95,68,4,44,29,1,73] poświęconych badaniom czynników wpływających na stabilność pojazdów przegubowych. Są to między innymi: położenie środka masy, moduł sprężystości oleju i przewodów hydraulicznych, sztywność ogumienia, masa, bezwładność oraz ramię siłownika hydraulicznego.

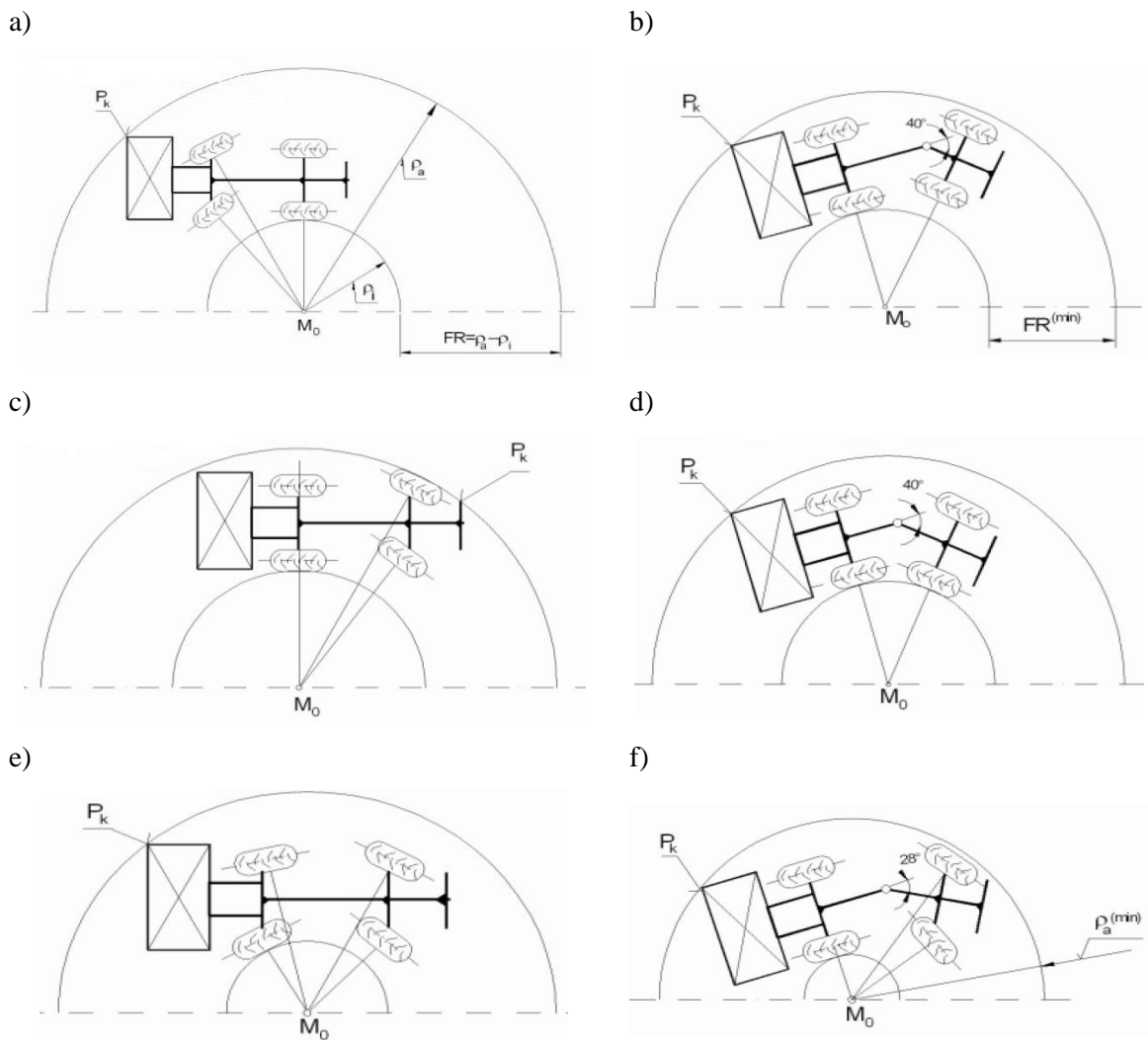
Istotny wpływ na otrzymany tor ruchu przegubowej maszyny ma zmiana sztywności hydrostatycznego układu skrętu przedstawiona na rysunku 2.11, na którą wpływają przede wszystkim właściwości oleju, przewody hydrauliczne i siłownik w mechanizmie skrętu. Z badań [37] wynika, iż obniżenie ekwiwalentnej sztywności układu, wpływa na utrzymanie się maszyny w zakładanym torze ruchu, powodując skrócenie długości odcinaka drogi mieszczącego się w granicy stabilności zdefiniowanej normami.



Rys. 2.11. Wpływ sztywności hydrostatycznego układu skrętu na utrzymanie toru ruchu [37]

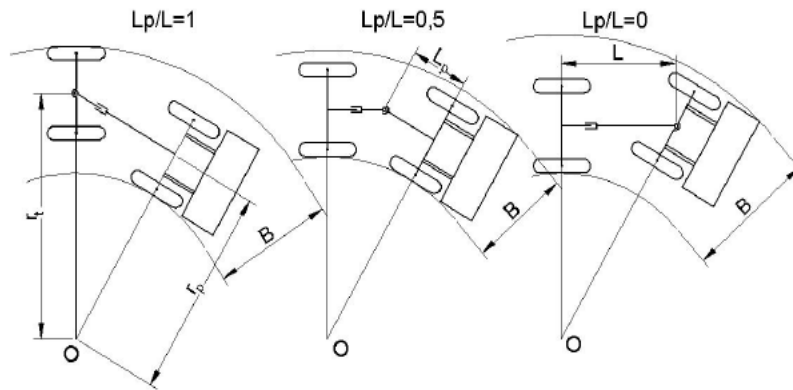
Parametrami, które również wpływają na stabilność ruchu pojazdu przegubowego są: położenie przegubu skrętu oraz pozycja umiejscowienia operatora na pojeździe i analizowane są z perspektywy kierowcy i otoczenia oraz konstrukcji mechanicznej.

Na osiągnięty promień skrętu i zwrotność pojazdu ma bezpośredni wpływ położenie przegubu skrętu i tym samym na obszar potrzebnego miejsca do zawrócenia [40,95,82]. Na rysunku 2.12. pokazano porównanie manewrowości pojazdu przegubowego i pojazdu z skrętnymi kołami.



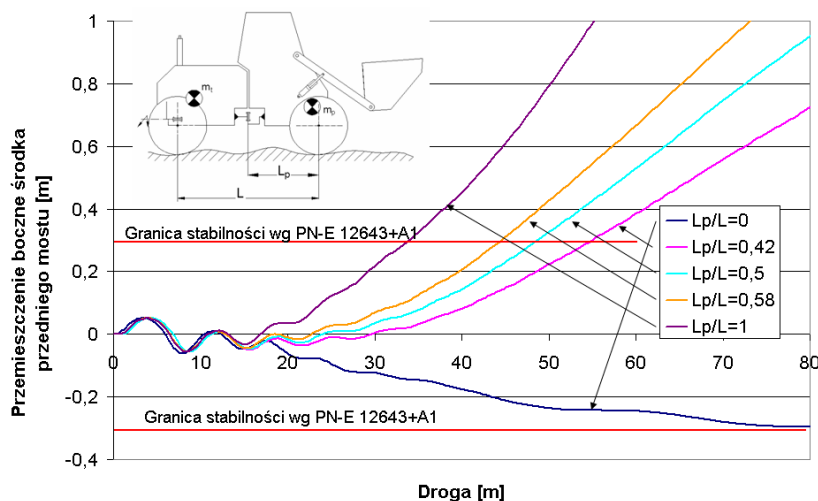
Rys. 2.12. Porównanie różnych układów skrętu i ich manewrowości [40]: a - tylne koła skrętne, b - przegubowy układ skrętu (niesymetryczny), c - przednie koła skrętne, d - przegubowy układ skrętu (symetryczny), e - wszystkie koła skrętne, f - kombinowany układ skrętu

Analizując przegubowe układy skrętu można stwierdzić, iż położenie przegubu skrętu względem osi układu napędowego ma znaczący wpływ na niezbędną szerokość toru podczas wykonywania manewru skrętu. Wyniki badań dostępne w literaturze skupiają się na platformach kołowych, jednak można spodziewać się podobnych zależności w przegubowych platformach gąsiennicowych. Na rysunku 2.13 przedstawiono różne konfiguracje położenia przegubu skrętu i szerokość korytarza ruchu potrzebnego do zawrócenia.



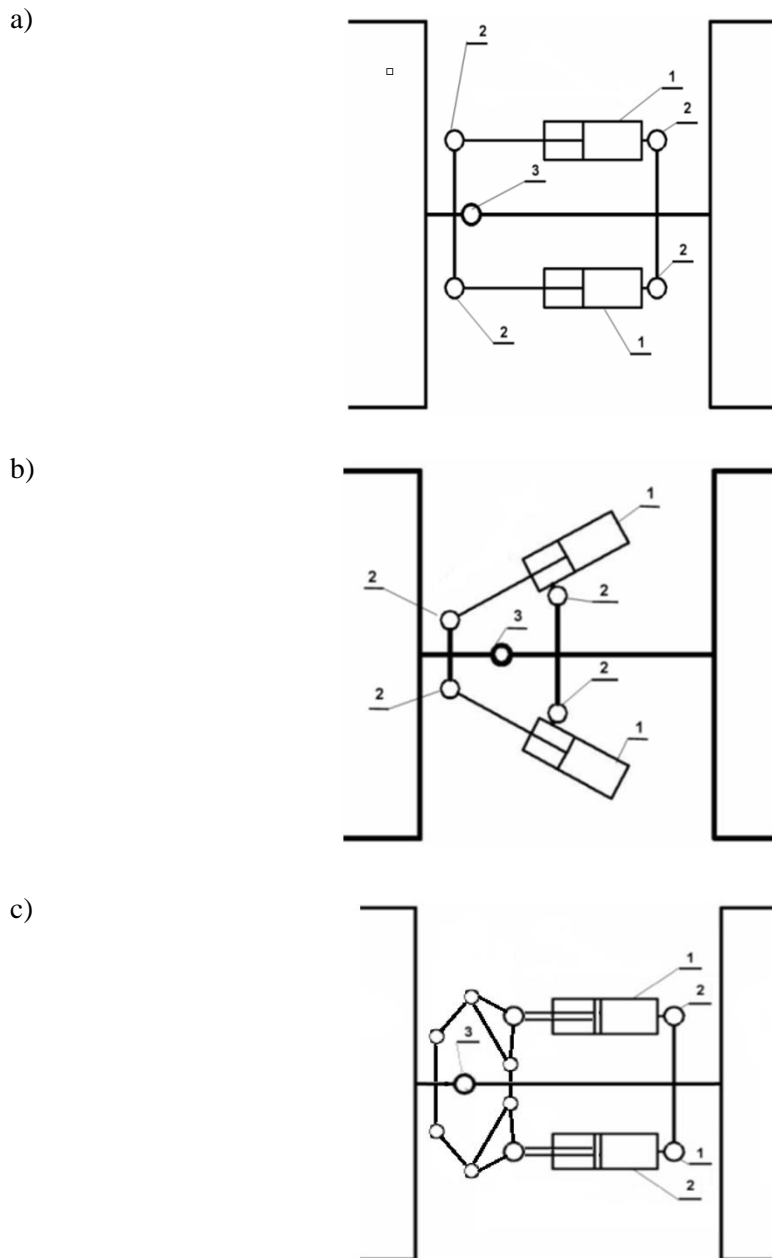
Rys. 2.13 Wpływ położenia przegubu skrętu [38]

W przypadku $L_p/L = 1$ przegub skrętu pojazdu przegubowego pokrywa się ze środkiem tylnego mostu napędowego, to wtedy mamy do czynienia z układem skrętu ze skrętna tylna osią, w przypadku $L_p/L = 0$ uzyskiwany jest skręt przednią osią. W tych przypadkach uzyskiwana jest większa szerokość korytarza ruchu B w stosunku do $L_p/L = 0,5$ gdzie przegub skrętu znajduje się w położeniu środkowym między osiami pojazdu [40,38]. Większe są także zataczane promienie skrętu przez środki przedniej i tylnej osi. Z tej analizy wynika, że położenie przegubu skrętu w połowie rozstawu osi daje najmniejszy korytarz ruchu - odcinek B i oczekiwany najmniejszy promień skrętu. Okazuje się, że konstrukcyjne przesunięcie przegubu skrętu ma istotny wpływ na stabilność utrzymania się w korytarzu ruchu. Według wyników badań [38] polegających na przejechaniu normatywnego odcinka drogi dla przegubowego pojazdu kołowego (rys. 2.14) wynika, iż przesunięcie przegubu obrotu w stronę przednich kół powoduje znaczną poprawę utrzymania się w korytarzu określonym przez granice stabilności wg PN-E 12643+A1.



Rys. 2.14. Utrzymanie się w korytarzu ruchu przegubowej maszyny kołowej [38]

Przegubowe układy skrętu mogą mieć różne systemy kinematyczne, sposób zamocowania i liczbę zastosowanych siłowników oraz różne uzyskiwane kąty skrętu [89]. Na rysunku 2.15 przedstawiono przykładowe systemy kinematyczne stosowane w przegubowych układach skrętu.

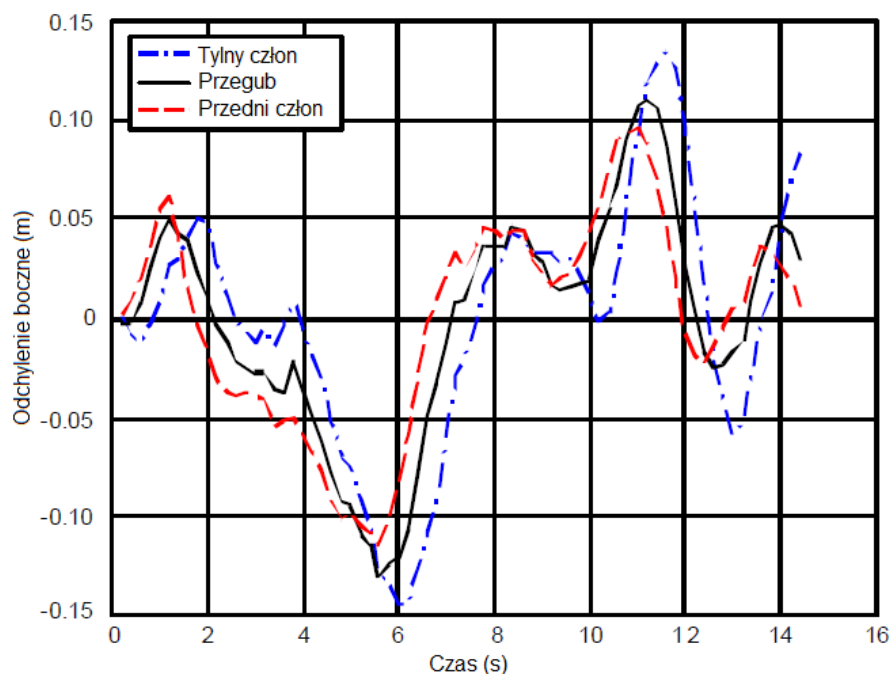


Rys. 2.15. Schemat działania mechanizmu skrętu: 1 – siłownik skrętu, 2 – oś obrotu siłownika skrętu, 3 - przegub (oś obrotu członów pojazdu w płaszczyźnie poziomej) [89]

Na rysunku 2.15 a przedstawiona kinematyka pozwalająca na uzyskanie kąta skrętu do około $\pm 45^\circ$. Kinematyka na rysunku 2.15 b, jest bardziej kompaktowa i umożliwia kąt skrętu członów

platformy do około $\pm 60^\circ$. Natomiast bardziej złożone kinematycznie przegubowe układy skrętu osiągają nawet $\pm 90^\circ$ (rys. 2.15 c). Dodatkowo połączone ze sobą człony platformy łożyskiem wzdłużnym, umożliwiając bardzo dobre kopiowanie nierówności terenowych. Pokazuje to, że nie jest problemem uzyskanie dużych kątów skrętu członów względem siebie, wpływa to jednak na stabilność maszyny.

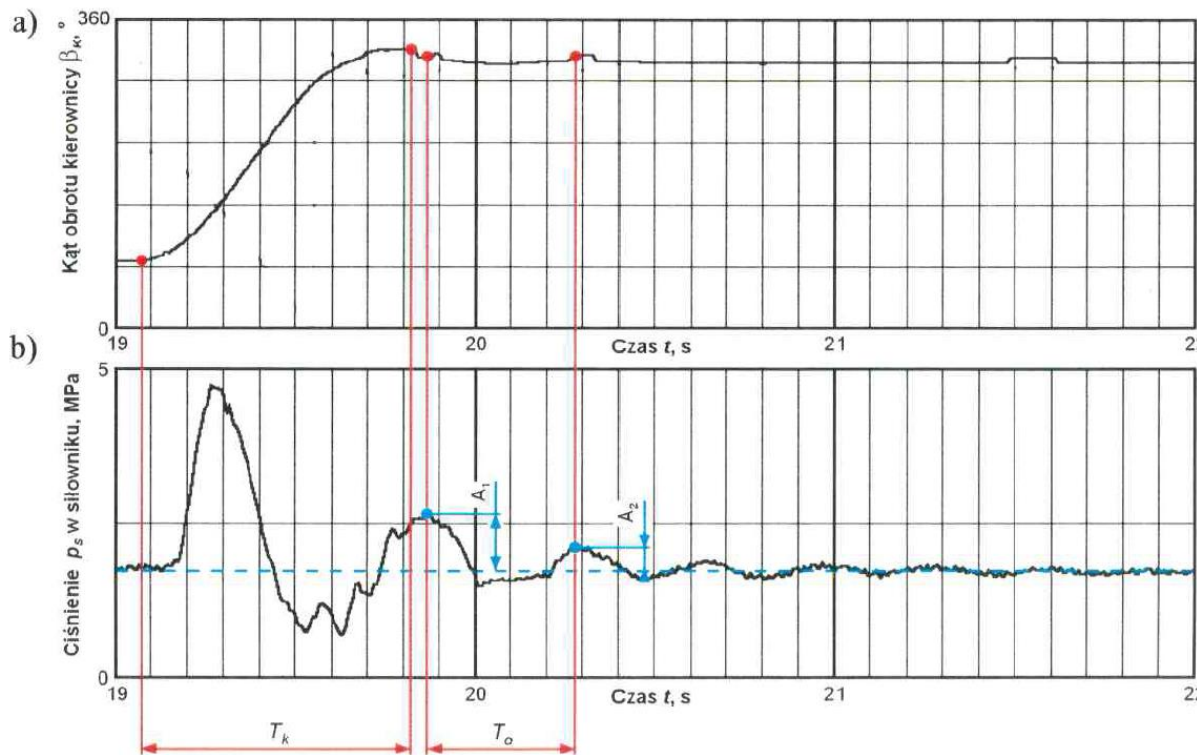
Oprócz położenia środka masy i przegubu skrętu przegubowego pojazdu na stabilizację toru ruchu, ma także wpływ umiejscowienia operatora na pojeździe, co wykazały badania przedstawione w pracach [82,71,73]. Badania wykazują, że niska stabilność kierunkowa pojazdów przegubowych z hydraulicznymi układami kierowniczymi, była spowodowana ograniczoną percepcją kierowcy ze względu na ograniczone możliwości wykrycia i wyeliminowania odchylenia (rys. 2.16) od oczekiwanego kierunku. Stanowisko operatora umiejscowiono nad tylnym członem, a następnie nad przednim mostem przegubowej ładowarki kołowej i przejeżdżał przez ten sam tor. Wyniki badań wykazały, iż operator znajdujący się w przedniej części miał lepsze wyczucie zachowania się i oczekiwanego kierunku ruchu maszyny przez co wykonywał mniej poprawek kąta skrętu generując mniejsze oscylacje w układzie skrętu.



Rys.2.16. Odchylenia boczne podczas jazdy ładowarką przegubową na wprost z prędkością 28 km/h

[73]

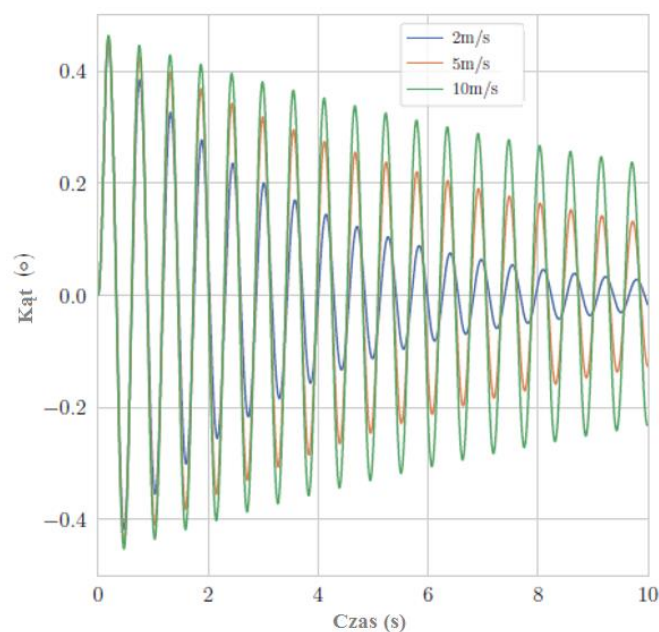
W pojazdach przegubowych z hydraulicznym układem skrętu nie ma mechanizmów stabilizujących kierunek jazdy jak np. w samochodach z układem ackermana. Operator wykonując szybkie obroty kierownicą może generować pulsacje ciśnienia w układzie skrętu [82] (rys. 2.17), co również może prowadzić do powstawania dodatkowego skrętu ramy powodującego odchylenia.



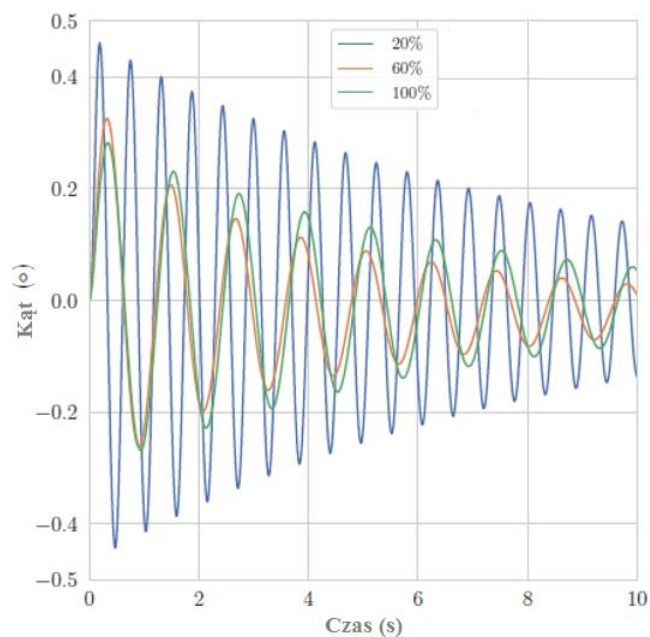
Rys. 2.17. Odpowiedź układu na wymuszenie w postaci skoku jednostkowego: a - sygnał wymuszający, b – sygnał odpowiedzi, gdzie: T_k - czas trwania wymuszenia (kręcenie kierownicą), T_o – okres drgań własnych tłumionych, A - amplituda [82]

W pracach [68, 73] zbadano wpływ obciążenia i prędkości jazdy na kąt wychylenia pojazdu. Badania przeprowadzono przy trzech różnych prędkościach 2 m/s, 5 m/s i 10 m/s oraz przy trzech różnych obciążeniach: 20%, 60% i 100% współczynnika obciążenia przedniego członu. Analizując przebieg z rysunku 2.18a można stwierdzić, że wraz ze wzrostem prędkości pojazdu współczynnik zbieżności kąta wychylenia stopniowo maleje, co oznacza, że stabilność pojazdu ma tendencję do zmniejszania się wraz ze wzrostem prędkości. Analizując przebieg wynikający z współczynnika obciążenia (rys. 2.18 b), wynika, że częstotliwość drgań kąta wychylenia jest niższa w obszarze o wysokim współczynniku obciążenia niż w obszarze o niskim współczynniku obciążenia. Ogólnie rzecz biorąc, wzrost współczynnika obciążenia pojazdu jest korzystny dla stabilności pojazdu.

a)



b)



Rys. 2.18. Przebiegi czasowe wychYLENIA pojazdu od osi drogi [68]: a - wpływ prędkości jazdy, b - wpływ obciążenia, na kąt wychYLENIA platformy

Wszystkie powyższe badania z dostępnej literatury dotyczą przegubowych ciężkich maszyn kołowych z hydrostatycznym układem skrętu, którymi kieruje obecny na maszynie operator mający podgląd i wycucie na zachowanie i kierunek jazdy maszyny. W bezzałogowych

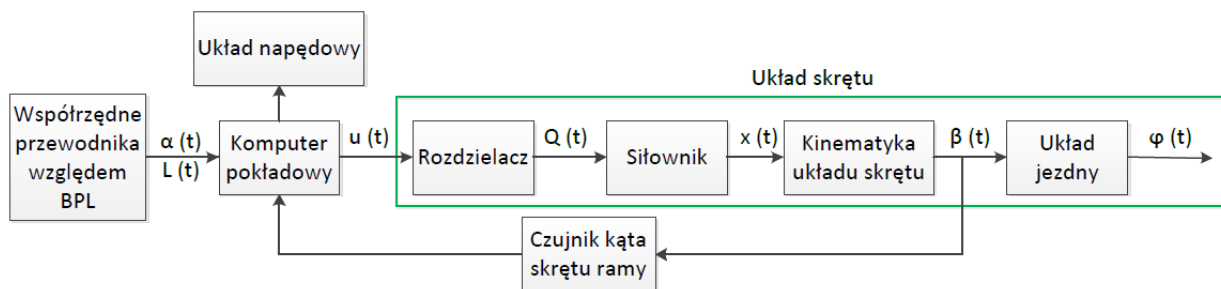
platformach lądowych operator znajduje się po za platformą i steruje nią tylko na podstawie wyświetlanych na ekranie komputera informacji. Powoduje to, że w lekkich BPL poruszających się z mniejszymi prędkościami jazdy, należy zwrócić także na inne problemy związane z utrzymaniem oczekiwanego kierunku ruchu, istotne w systemie podążania za przewodnikiem.

Wykorzystano w pracy hydrostatyczny układ skrętu ze względu na sposób sterowania i zmiany prędkości odbiorników. Prędkość robocza siłownika zależy od natężenia zasilającego go strumienia cieczy roboczej [30,98]. W układach tych, stabilizację prędkości siłownika uzyskuje się poprzez sygnał sprzężenia zwrotnego, w postaci natężenia przepływu lub ciśnienia.

Z analizy literatury [100,48,20,18] wynika, że na układ skrętu wpływają właściwości dynamiczne układu zamontowanego w mechanizmie skrętu, sposób i czas trwania sygnału sterującego i charakterystyka rozdzielacza oraz współpraca układu jezdnego z podłożem [24,25]. W celu wyznaczenia maksymalnych obciążeń oraz sił niezbędnych do wykonania skrętu należy oszacować opory występujące podczas skrętu pojazdu. Z uwagi na zapewnienie wysokiej zwrotności pojazdu przyjęto, że dopuszcza się wykonywanie manewru skrętu podczas jego postępu na podłożu o wysokim współczynniku przyczepności. Za realizację procesu skrętu sprzęgu hydraulicznego odpowiada część układu sterowania siłownikami skrętu. Siłowniki te połączone są w sposób krzyżowy zapewniający jednakową powierzchnię czynną siłowników dla dwóch kierunków skrętu sprzęgu. Układ sterowania siłownikami skrętu powinien zapewnić zdolność realizacji następujących funkcji:

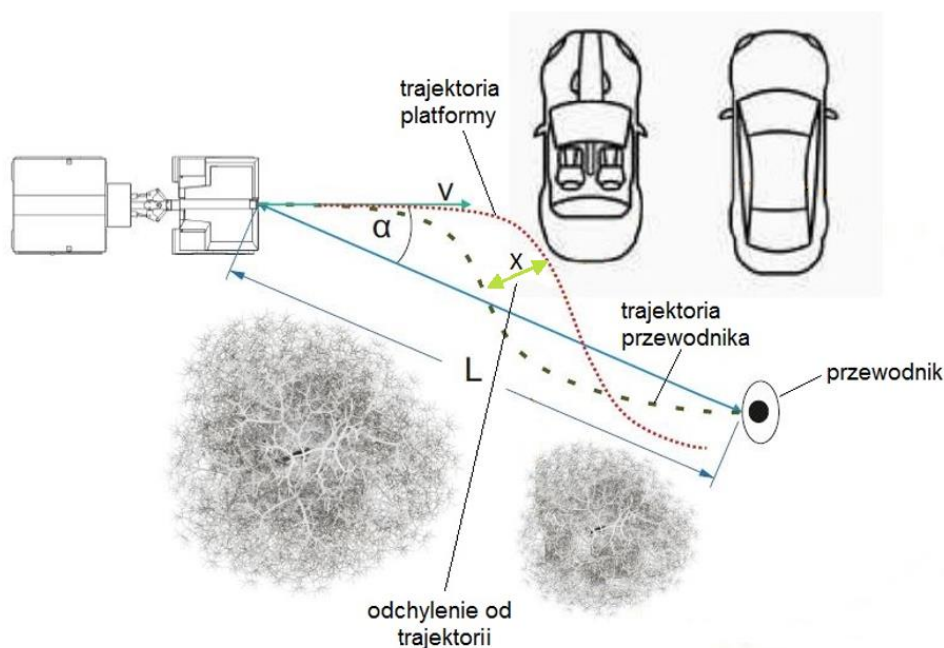
- skręt członów platformy realizowany za pomocą elementów wykonawczych;
- swobodny skręt sprzęgu;
- usztywnienie skrętu w zadanej pozycji.

Funkcje te realizowane są poprzez odpowiednie przesterowanie rozdzielacza hydraulicznego. Schemat na rysunku 2.19 przedstawia ogólny algorytm sterowania układem skrętu bezzałogową platformą lądową. Platforma musi podążać za swoim przewodnikiem realizując tą samą ścieżkę przemieszczania się. W tym celu należy uwzględnić na bieżąco współrzędne operatora, które są przetwarzane przez komputer pokładowy, zestawiając je z sygnałami z czujników położenia pojazdu i ustawieniem względem siebie członów przegubowej platformy. Sygnał wygenerowany przez komputer pokładowy, steruje rozdzielaczem proporcjonalnym, zmieniając położenie tłoczków siłowników i tym samym uzyskujemy zmianę kąta skrętu aż do uzyskania oczekiwanego promienia skrętu.



Rys. 2.19. Schemat sterowania układem skrętu w systemie podążania za przewodnikiem

Istotny wpływ na uzyskanie zamierzonego toru ruchu ma dokładność wskazywania zastosowanego czujnika kąta skrętu [95,82]. Czas opóźnienia wszystkich układów sterujących i układu skrętu wpływa na opóźnienie reakcji na zmianę położenia przewodnika, co powoduje, iż bezzałogowa platforma lądowa nie przemieszcza się dokładnie po wyznaczonej ścieżce. Omijając przeszkody przewodnik wytycza tym samym trajektorię ruchu dla platformy zaznaczoną kolorem zielonym na rysunku 2.20. Natomiast platforma utrzymując prędkość przewodnika przemieszcza się ze względu na występowanie opóźnień w układzie z pewnym odchyleniem x od trajektorii przewodnika, nakreśloną czerwoną linią na rysunku 2.21, co w efekcie może doprowadzić do kolizji z przeszkodą.



Rys. 2.20. Odchylenie podążania platformy od trajektorii przewodnika: v - prędkość jazdy, α - kąt między kierunkiem jazdy platformy, a położeniem przewodnika, x - odchylenie trajektorii platformy od trajektorii przewodnika, L - odległość przewodnika od platformy

2.4. Wnioski

W realizowanych dotychczas badaniach hydrostatycznych układów skrętu dominują badania przegubowych maszyn takich jak ładowarki kołowe, których problemem jest utrzymanie wymaganego toru ruchu. Badania skupiają się na przyczynach wężykowania oraz procesie stabilizowania ruchu w celu osiągnięcia większych prędkości jazdy, na które ma wpływ reakcja operatora i właściwości hydrostatycznego układu skrętu. [40,17,95,24,25]. Analiza literatury wykazuje również wpływ na toru ruchu, ze względu na obniżenie sztywności układu skrętu, długość przewodów hydraulicznych, stopień zapowietrzenia czynnika roboczego i charakterystyka rozdzielacza [65,37,32,42].

Dotychczas, najczęściej wykorzystywane są rozwiązania konstrukcyjne skrętu oparte o układy kołowe. Ich popularność wynika z łatwości budowy układów sterowania i prostoty wykonania, oraz efektywności energetycznej. Często nie mają one jednak wystarczająco dobrych właściwości mobilnych w terenie. Najczęstszą alternatywą dla platform kołowych są platformy gąsienicowe, które pomimo nieco lepszych własności jezdnych mogą generować większe koszty wytwarzania. Do określenia rzeczywistych oporów skrętu przegubowej bezzałogowej platformy lądowej zastosowanej do badań w niniejsze pracy, konieczne jest wykonanie badań identyfikacyjnych mających na celu określenie wymuszeń i wielkości hydrostatycznego układu skrętu.

W bezzałogowych platformach lądowych w systemie podążania za przewodnikiem, proces skrętu powinien odbywać się w jak największym stopniu autonomicznie wykorzystując jedynie sygnał sterujący od przewodnika. Hydrostatyczny układ skrętu w lekkich bezzałogowych platformach przeznaczonych do celów transportowych pracujących w systemie podążania za przewodnikiem, nie jest dotychczas rozpoznany. Należy zatem, korzystając z doświadczeń badań przegubowych maszyn roboczych podjąć się zbadania tych zagadnień w nowym kontekście BPL i wskazują na potrzebę realizacji przyjętej tematyki pracy.

3. Cel i zakres pracy

Na podstawie analizy stanu zagadnienia z literatury i innych dostępnych źródeł, przyjęto następujący cel naukowy pracy:

Określenie wpływu wybranych właściwości hydrostatycznego układu skrętu lekkiej przegubowej bezzałogowej platformy lądowej, na odwzorowanie toru ruchu w systemie podążania za przewodnikiem.

Dla osiągnięcia założonego celu, należy wykonać:

- badania rozpoznawcze prędkości skrętu podczas pokonywania toru testowego;
- opracować model układu skrętu bezzałogowej platformy przegubowej z hydrostatycznym układem skrętu;
- badania identyfikacyjne wielkości potrzebnych do modelu symulacyjnego przegubowego hydrostatycznego układu skrętu;
- weryfikację modelu symulacyjnego hydrostatycznego układu skrętu;
- badania identyfikacyjne przegubowej bezzałogowej platformy lądowej z hydrostatycznym układem skrętu, na utrzymanie toru ruchu;
- weryfikację modelu symulacyjnego przegubowej platformy;
- badania symulacyjne podążania przegubowej bezzałogowej platformy lądowej z hydrostatycznym układem skrętu po wyznaczonym torze ruchu;
- analizę uzyskanych wyników badań i sformułowanie wniosków.

4. Badania rozpoznawcze prędkości skrętu przegubowych platform podczas pokonywania toru testowego

Opracowanie lekkiej bezzałogowej platformy lądowej przeznaczonej do wsparcia żołnierzy w ugrupowaniu pieszym, wymaga podjęcia wielu prac badawczych z zakresu lokalizacji, sterowania oraz kinematyki i dynamiki platformy. Jednym z problemów jest zdolność podążania za przewodnikiem oraz opracowanie systemu lokalizowania i wyznaczania trasy obiektu poprzedzającego [64]. Ważne więc są pomiary wielkości w układzie skrętu platformy, zwłaszcza wielkości, które mają bezpośredni wpływ na tor jazdy platformy.

W przypadku platformy z hydrostatycznym układem skrętu są to:

- rozkład mas przypadających na człony platformy,
- kinematyka układu skrętu,
- wzmocnienie w układzie skrętu,
- opóźnienie układu skrętu,
- prędkość jazdy,
- pożądana prędkość skrętu,
- sztywność poprzeczna układu bieżnego,
- sztywność i tłumienie układu skrętu,
- moment oporów skrętu.

Posiadając informacje, o wymaganiach które musi spełnić układ skrętu, należy stworzyć system sterowania platformy. Potrzebne są w tym celu informacje umożliwiające poprawną pracę. System autonomicznego podążania za przewodnikiem powinien kopiować jego trasę przemarszu z dokładnością 0,3 m zachowując trajektorię oraz utrzymywać bezpieczną odległość i powinna ona zależeć od prędkości ruchu przewodnika.

Określenie wpływu poszczególnych wielkości hydrostatycznego układu skrętu na zdolność do przemieszczania się po wyznaczonym torze ruchu wymaga podjęcia badań rozpoznawczych i identyfikacyjnych bezzałogowej platformy lądowej.

Wtłoczenie do siłownika skrętu czynnika roboczego ΔV (rys. 4.1) powinno spowodować przemieszczenie tłoka $w(t)$ wyznaczone z zależności [3,5,63]:

$$w(t) = \frac{V(t)}{A_z} \quad (4.1)$$

gdzie: A_z – zastępcze czynne pole powierzchni tłoka, w układach dwóch siłowników połączonych krzyżowo stanowi sumę powierzchni obu siłowników:

$$A_z = A_1 + A_2 \quad (4.2)$$

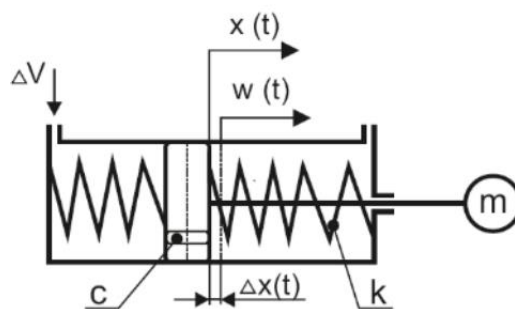
gdzie: A_1 - pole powierzchni tłoka; A_2 - pole powierzchni tłoka pomniejszone o pole przekroju tłoczyska.

W wyniku ściśliwości czynnika roboczego, rzeczywiste przemieszczenia tłoka jest jednak mniejsze. Ograniczenie skoku tłoka $\Delta x(t)$ spowodowane sprężystością układu określa zależność:

$$\Delta x(t) = \frac{\Delta V(t)}{A_z} = x(t) - w(t) \quad (4.3)$$

gdzie: $x(t)$ – rzeczywiste przemieszczenie tłoka; $\Delta V(t)$ – zmiana objętości czynnika roboczego pod wpływem ciśnienia, która jest określona zależnością:

$$\Delta V(t) = \Delta x(t) \cdot A_z = (x(t) - w(t)) \cdot A_z \quad (4.4)$$



Rys. 4.1. Model fizyczny siłownika hydraulicznego układu skrętu [63]

Z powyższych zależności oraz zasady d'Alemberta można sformułować następujące równanie ruchu siłownika układu skrętu [63]:

$$m_z \cdot \ddot{x}(t) + c \cdot \dot{\Delta x}(t) + k \cdot \Delta x(t) = 0 \quad (4.5)$$

gdzie: m_z – zastępcza masa bezwładności zredukowana do tłoczyska siłownika; c – współczynnik tłumienia wiskotycznego; k – współczynnik sprężystości siłownika.

Dla potrzeb przemieszczania się platformy w systemie podążania za przewodnikiem, przyjęto poniższe założenia wynikające z kategorii lekkiej bezzałogowej platformy lądowej:

- ✓ masa do 1 000 kg;
- ✓ szerokość do 1,2 m;
- ✓ przegubowa platforma dwuczłonowa;
- ✓ kat skrętu ramy $\pm 60^\circ$ (jako kat skrętu ramy przedniej względem ramy tylnej)
- ✓ hydrostatyczny układ skrętu;
- ✓ prędkość przejazdowa 3-5 km/h;
- ✓ prędkość maksymalna (biegnącego żołnierza) ~ 12 km/h;
- ✓ stała prędkość jazdy.

Obiektem spełniającym powyższe założenia i przyjęty jako obiekt do badań rozpoznawczych i identyfikacyjnych jest przegubowa bezzałogowa platforma lądowa – Dromader (rys. 4.2), zaprojektowana i zmodernizowana w Instytucie Robotów i Konstrukcji Maszyn Wojskowej Akademii Technicznej.

Platforma do badań:

- masa platformy ~ 800 kg;
- rozstaw gąsienic 1 m;
- rozstaw osi 1,61 m;
- hydrostatyczny układ skrętu;
- dwa silowniki układu skrętu $\varnothing 40/22$;
- dwuczłonowa;
- przegubowy układ skrętu;
- kąt skrętu ramy $\pm 80^\circ$

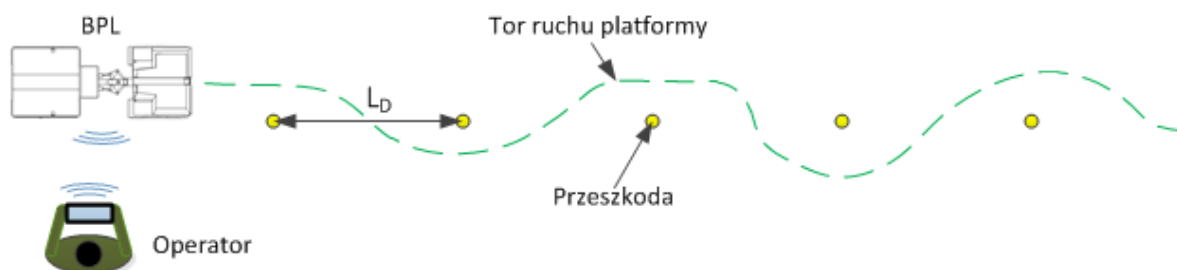


Rys. 4.2. Przegubowa bezzałogowa platforma lądowa – Dromader

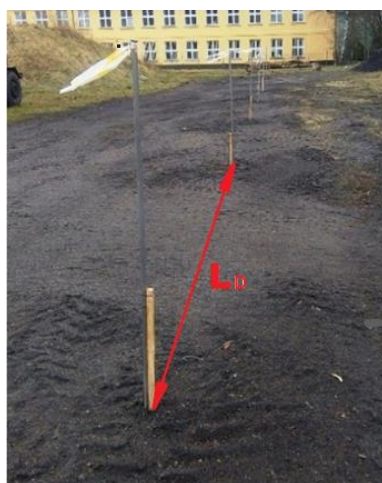
4.1. Zakres i metodyka badań rozpoznawczych

Badania miały na celu poznanie prędkości skrętu i osiąganych kątów skrętu, potrzebnych do analizy wyników badań symulacyjnych bezzałogowej platformy lądowej oraz dla porównania, maszyny budowlanej jaką była ładowarka kołowa kierowana przez operatora na pokładzie. Przeprowadzono więc badania rozpoznawcze prędkości skrętu podczas pokonywania toru testowego (rys. 4.3) z przeszkodami rozstawionymi w linii prostej w odległościach (L_D) równych: dwa razy rozstaw osi (Tor 1) i cztery razy rozstaw osi (Tor 2) oraz stałej prędkości jazdy podczas całego przejazdu. Badanie polegało na pokonaniu toru testowego manewrując slalomem między przeszkodami. W przypadku BPL, operator (O1, O2) zdalnie sterował platformą za pomocą joystick z dogodnej dla niego pozycji, tak aby miał podgląd na zachowanie i położenie platformy względem toru. Badanie wykonane zostało dla przegubowej bezzałogowej platformy lądowej Dromader, a następnie w sposób analogiczny przygotowano tor i przeprowadzono badania jazdy slalomem przegubowej ładowarki kołowej z hydrostatycznym układem skrętu.

a)



b)



Rys. 4.3. Terenowego tor badawczy: a - schemat toru; b - widok toru

4.2. Obiekt badań rozpoznawczych

Obiektem do badań rozpoznawczych była bezzałogowa platforma lądowa oraz ładowarka. Obie maszyny cechuje przegubowy hydrostatyczny układ skrętu, jednak inny sposób sterowania. Bezzałogowa platforma była zdalnie sterowana, natomiast ładowarką kierował operator za pomocą kierownicy.

Układ pomiarowy BPL (1) do badań rozpoznawczych składał się z (rys. 4.4):

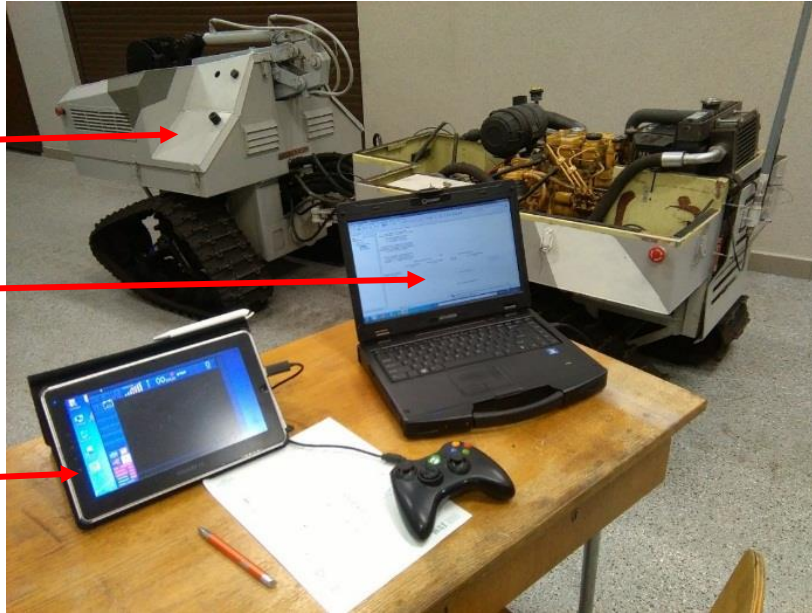
- komputer Durabook – ustawianie parametrów testu oraz zapisywanie i odczyt wskazań czujników (2);
- tablet + joystick - zdalne sterowanie platformą (3);
- czujnik skrętu ramy – Kubler SAE J1939, zakres 360 °, dokładność +/- 0,1° (4);
- czujniki ciśnienia - Kobold zakres 0-400 Bar, dokładność 0,25 % (5).

a)

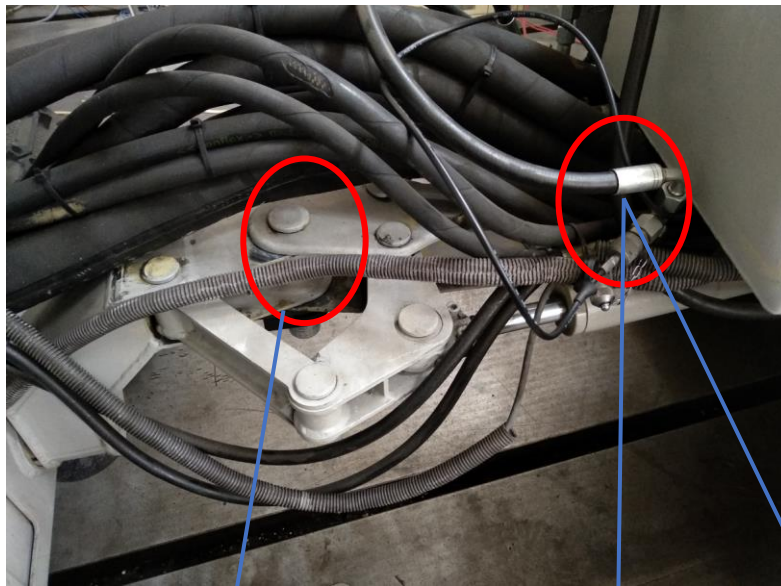
1

2

3



b)



4



5



Rys. 4.4. Widok układu pomiarowego: a - układ pomiarowy, b - mocowanie czujników

Czujnik kąta skrętu ramy zamontowano w osi przegubu łączącego człony ze sobą. W tym celu zaprojektowano i wykonano mechanizm oraz mocowanie zapewniające osiowość czujnika skrętu z sworzniem przegubu. Czujniki ciśnienia zamontowano przy przyłączach siłownika hydraulicznego za pomocą przewodów z przyłączką diagnostyczną, a sam czujnik ciśnienia zamontowano w nadwoziu platformy i podłączono do komputera.

Natomiast układ pomiarowy ładowarki kołowej (rys. 4.5) z hydrostatycznym układem skrętu składał się z:

- komputera Durabook – ustawianie parametrów testu oraz zapisywanie i odczyt wskazań czujników;
- czujnika skrętu ramy – Kubler SAE J1939, zakres 360 °, dokładność +/- 0,1°;
- czujników ciśnienia - Kobold zakres 0-400 Bar, dokładność 0,25 %;

z analogicznie zamontowanymi czujnikami.

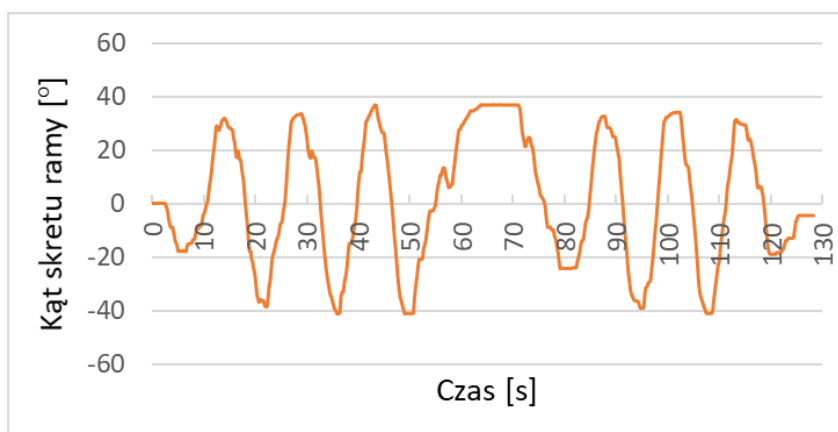


Rys. 4.5. Przegubowa ładowarka kołowa

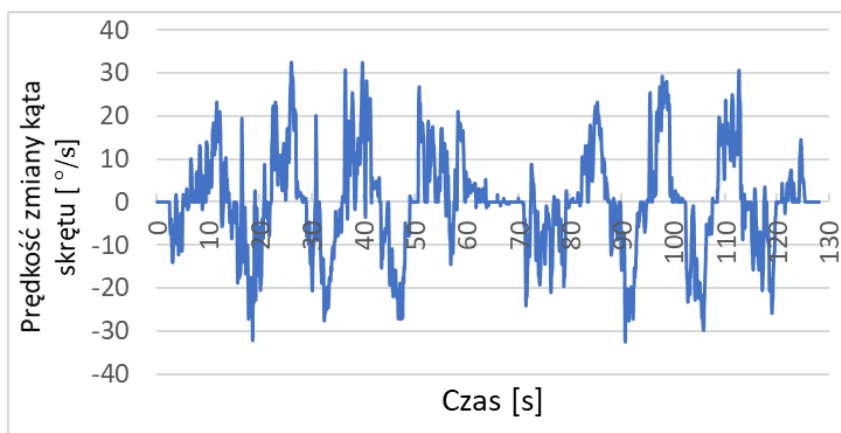
4.3. Wyniki badań rozpoznawczych prędkości skrętu ładowarki podczas pokonywania toru testowego

Operator kierował ładowarką za pomocą kierownicy w kabinie zamontowanej standardowo na tylnym członie nad przegubem. Takie umiejscowienie pozwala operatorowi na wycucie pozycji i kierunku jazdy maszyny. Kąt skrętu zatem, podczas pokonywania toru badawczego przegubową ładowarką jest płynny i powtarzalny przy omijaniu kolejnych przeszkód. Na rysunku 4.6a przedstawiono przebieg kąta skrętu w funkcji czasu dla Toru 1, na podstawie którego można zauważyć tę płynność manewrowania i kąt skrętu mieści się w zakresie ± 40 stopni. Natomiast analizując przebieg prędkości skrętu na rysunku 4.6b, zauważalne było, że omijanie poszczególnych przeszkód wykonywano z podobną prędkością skrętu podczas całego przejazdu, gdzie maksymalna prędkość skrętu ramy wynosiła nie więcej niż 35 $^{\circ}/s$.

a)



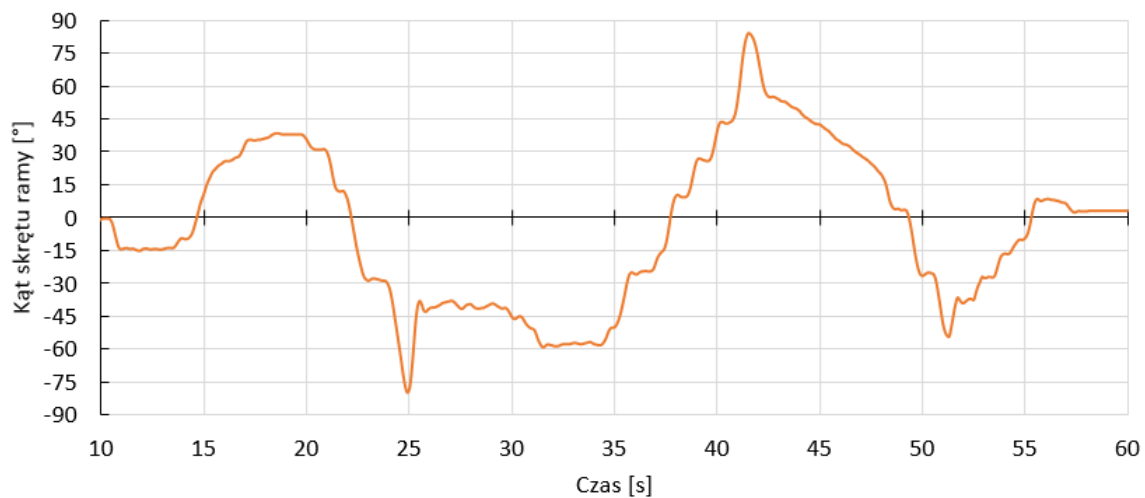
b)



Rys. 4.6. Przykładowe wyniki badań dla przegubowej ładowarki: a - kąta skrętu ramy;
b - prędkość zmiany kąta skrętu

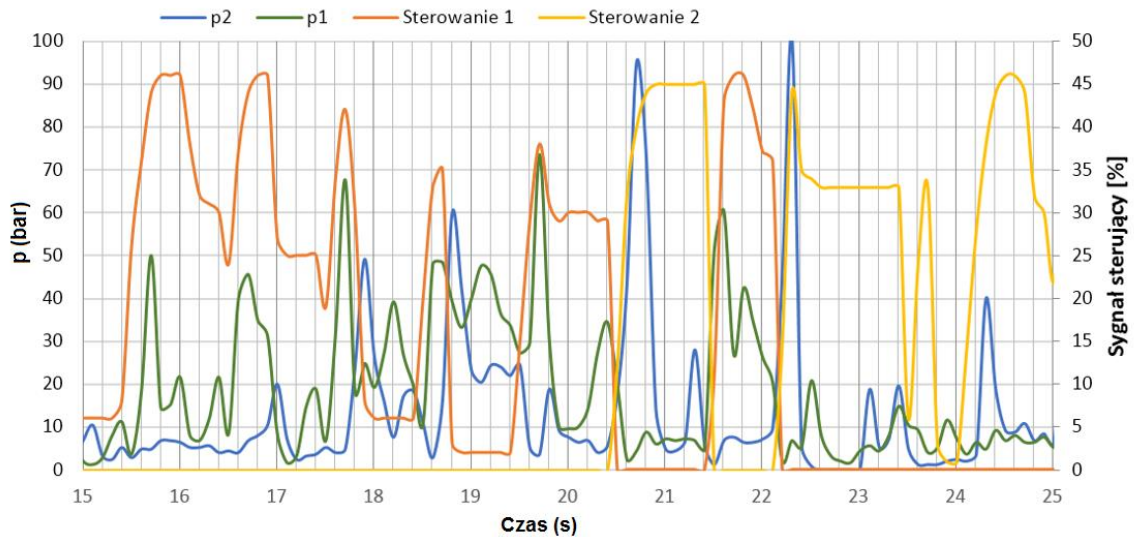
4.4. Wyniki badań rozpoznawczych prędkości skrętu BPL podczas pokonywania toru testowego

Operator w tym przypadku z dogodnej dla niego odległości za pomocą kontrolera PC kierował platformą. Powodowało to, iż nie miał wyczucia osiąganego kąta skrętu i dokładnego położenia platformy względem słupków na torze testowym. W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano przebieg zmiany kąta skrętu z częstymi poprawkami oraz dużej amplitudzie w porównaniu z przebiegami badanej ładowarki (rys 4.7).



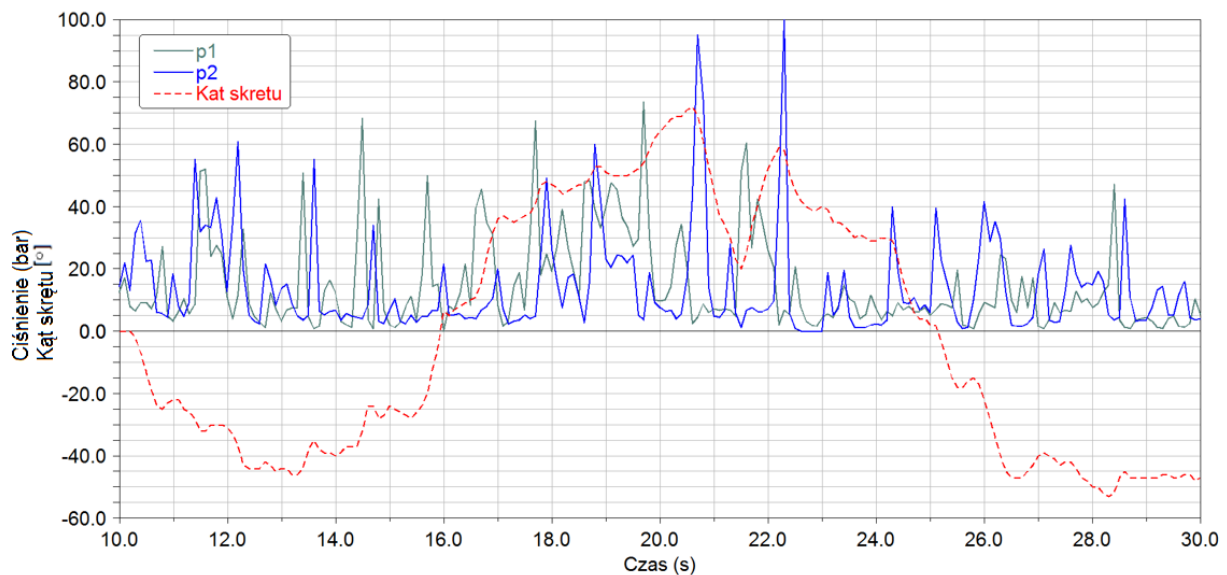
Rys. 4.7. Przebieg uzyskiwanego kąta skrętu ramy platformy

W dalszej analizie wyników badań sprawdzono wpływ sygnału sterującego na uzyskiwany kąt skrętu. W tym celu zestawiono sygnał sterujący z reakcją na ten sygnał hydrostatycznego układu skrętu w postaci ciśnienia w komorach siłowników skrętu (rys. 4.8). Na rysunku 4.8. przedstawiono przebieg sygnału sterującego przy skręceniu w lewo (Sterowanie 1) i skręceniu w prawo (Sterowanie 2) oraz reakcję układu w postaci przebiegu ciśnienia w komorach siłownika (p_1 , p_2). Zauważalny jest wzrost ciśnienia po zadaniu sygnału sterującego do rozdzielacza, a następnie po zmniejszeniu wartości sygnału sterującego lub wyłączeniu, spadek ciśnienia i pulsacje ciśnienia w układzie. Nie zauważalne są inne wzrosty ciśnienia, które mogłyby wskazywać na zewnętrzne zakłócenia podczas badania na torze testowym. Na tej podstawie można stwierdzić, że uzyskiwany kąt skrętu wynika z wartości sygnału sterującego generowanego przez operatora. Operator wykonywał częste poprawki kąta skrętu na co wskazuje bardzo często zmieniana sygnał sterującego.



Rys. 4.8. Sygnał sterujący i odpowiedź układu w postaci ciśnienia

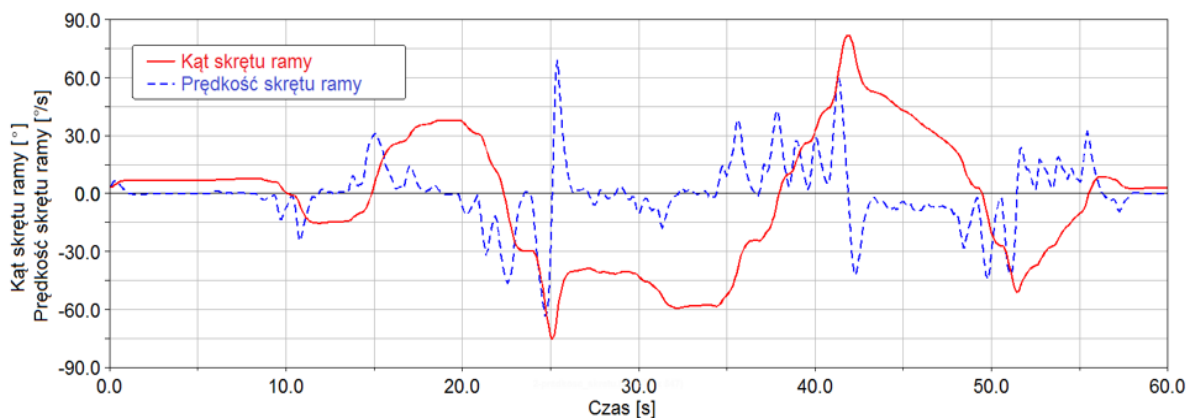
Analizując natomiast ciśnienie czynnika roboczego w układzie skrętu przegubowej bezzałogowej platformy lądowej Dromader podczas pokonywania toru badawczego i uzyskiwany kąt skrętu, zauważono liczne skoki ciśnienia osiągające wartość 100 barów (rys. 4.9). Średnie wartości jednak wynoszą 20-30 bar, natomiast podczas skrętu ciśnienie wynosi 40 - 60 bar. Są to niskie ciśnienia, ale należy mieć na uwadze fakt, że platforma jechała ze stałą prędkością po równym i nieodkształcalnym podłożu. Badanie obrazuje wpływ intensywności skrętu na wymagane wielkości hydrostatycznego układu skrętu tj. wzrost ciśnienia czynnika roboczego.



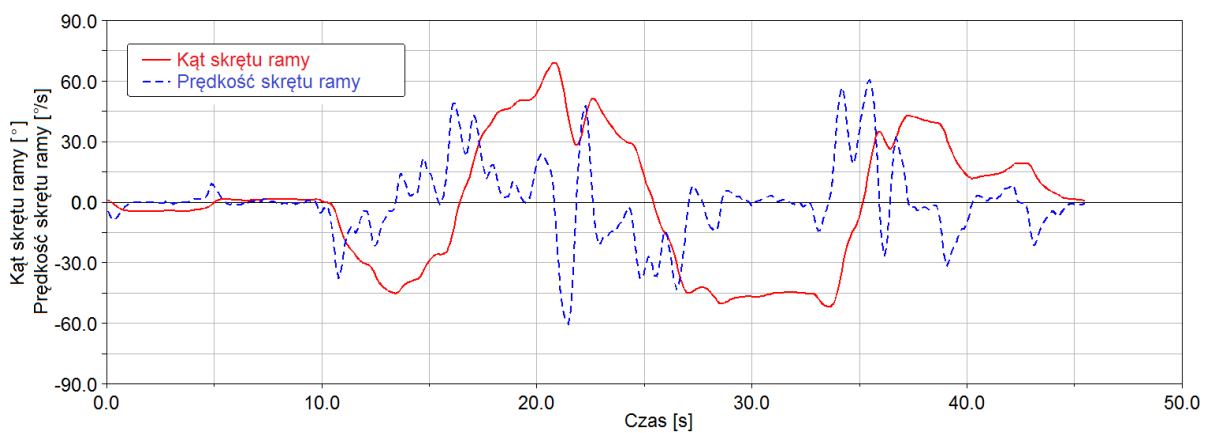
Rys. 4.9. Przebieg ciśnienia w układzie skrętu

Na rysunku 4.10a i 4.10b przedstawiono przykładowe przebiegi czasowe kąta i prędkości zmiany kąta skrętu ramy z Toru 1 na których można zaobserwować, że uzyskiwany skręt ramy jest nie regularny ze względu na liczne poprawki operatora i osiąga średnio +/- 56,6°. Jednak ze względu na opóźnienia w zadziałaniu układu i reakcji operatora powodujące chwilową utratę kontroli, występowały większe zmiany kąta skrętu, osiągając nawet maksymalny kąt skrętu wynoszący 80° (rys. 4.10a). Średnia prędkość skrętu wynosi 30 °/s, lecz można zauważyć występowanie znaczących zmian kąta skrętu wynoszące nawet ponad 60 °/s, co w porównaniu z maszyną budowlana, której badania rozpoznawcze wykazały, że maksymalna prędkość skrętu wynosiła 35 °/s. Oznacza to, że byłoby to duże obciążenie dla operatora. Z przebiegów dla Toru 2 (rys. 4.11a i 4.11b) uzyskiwane kąty i prędkości skrętu są prawie dwa razy mniejsze niż dla toru pierwszego ze względu na większy rozstaw przeszkód i nie wymagał tak intensywnego i gwałtownego manewru skrętu.

a)

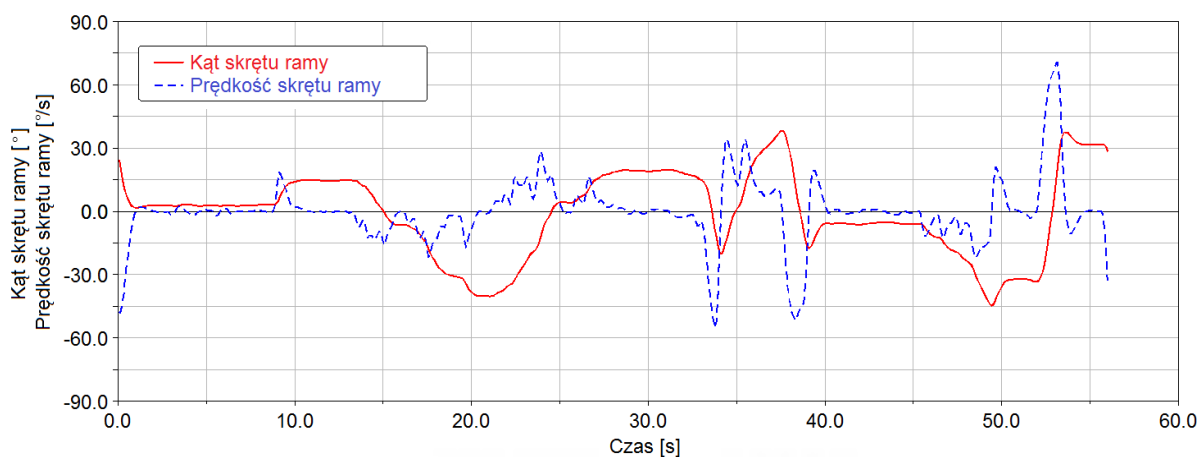


b)

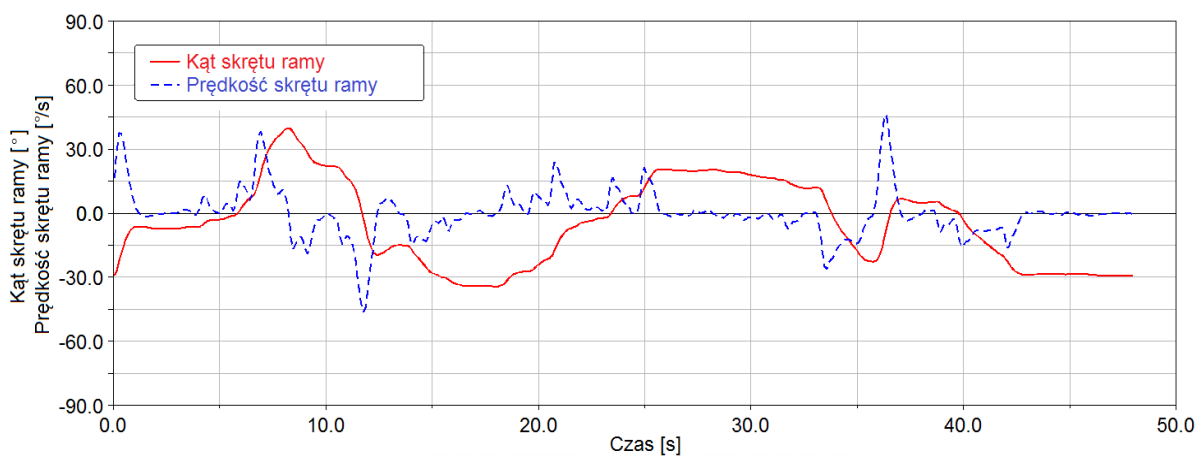


Rys. 4.10. Przykładowe wyniki badania kąta skrętu ramy i prędkość zmiany kąta skrętu (Tor1) dla przegubowej platformy w funkcji czasu: rozstaw znaczników dwa razy rozstaw osi platformy
a - operator O1; b - operator O2

a)



b)



Rys. 4.11. Przykładowe wyniki badania kąta skrętu ramy i prędkość zmiany kąta skrętu (Tor 2) dla przegubowej platformy w funkcji czasu: rozstaw znaczników cztery razy rozstaw osi platformy
a - operator O1; b - operator O2

Analizując wyniki z rysunków 4.10 i 4.11, wyznaczono z przebiegów maksymalne kąty i prędkości skrętu ramy podczas omijania przeszkód na poszczególnych torach badawczych. Następnie obliczono wartości średnie i wartości średnie standardowe RMS kąta i prędkości skrętu, a wyniki zestawiono w tabeli 4.1.

Tabela 4.1. Wartości maksymalnych kątów skrętu ramy i prędkości skrętu podczas pokonywania toru testowego

Nazwa przejazdu	max kąt [°]	max prędkość skrętu [°/s]	śr. max kąt skrętu [°]	śr. max prędkość skrętu [°/s]	RMS kąta skrętu [°]	RMS prędkości skrętu [°/s]
Tor 1; O 1	38	63	61,5	58,5	32,8	16,22
	75	69				
	82	60				
	51	42				
Tor 1; O 2	45	38	51,8	51,5	31,45	18,23
	68	49				
	51	60				
	43	59				
Tor 2; O1	15	29	34,3	51,1	19,95	15,04
	40	55				
	38	51				
	45	69				
Tor 2; O2	40	39	30,8	38,8	20,07	11,09
	34	46				
	21	25				
	28	46				

4.5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań rozpoznawczych w celu poznania prędkości skrętu i osiąganych kątów skrętu ramy, potrzebnych do analizy wyników badań symulacyjnych bezzałogowej platformy lądowej wynika, że:

- dla toru o większej intensywności skrętu średnie max uzyskiwane kąty skrętu i prędkości skrętu są blisko dwa razy większe w porównaniu z torem o mniejszej wymaganej intensywności skrętu;
- średnia maksymalna prędkość skrętu BPL dla toru o wymaganej większej intensywności skrętu wynosi 55 °/s, a w maszynie budowlanej ta prędkość wynosiła 35 °/s.
- średni maksymalny kąt skrętu ramy BPL dla toru o wymaganej większej intensywności skrętu wynosił 56°;
- prędkości skrętu przegubowych BPL mogą być blisko dwa razy większe niż przegubowych maszyn roboczych, co może oznaczać, że właściwości hydrostatycznego układu skrętu BPL mogą mieć jeszcze większe znaczenie niż w przypadku maszyn roboczych;
- korygowanie sterowania na torze o intensywnym sterowaniu zmienia się co ok 0,5 s;
- ciśnienie panujące w komorach siłownika podczas skrętu mieści się w zakresie 40 – 60 bar i nie przekracza 100 bar.

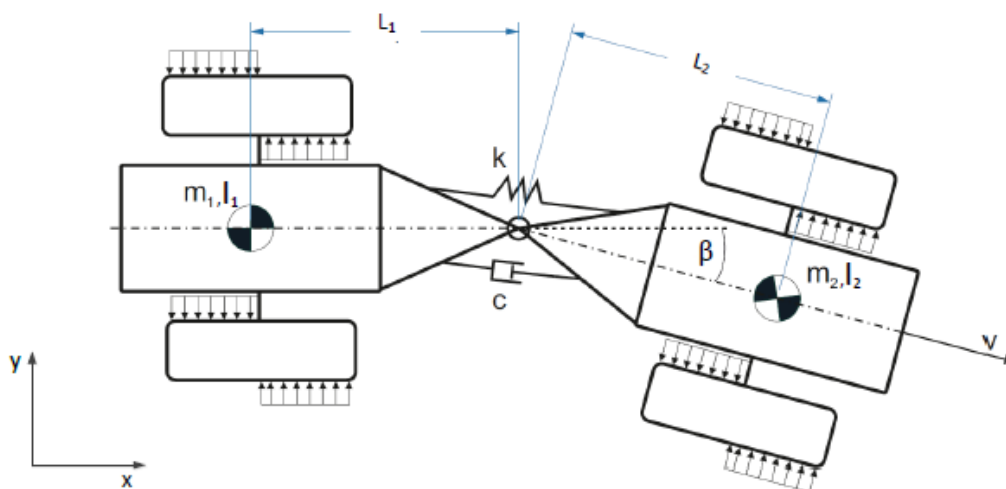
5. Badania hydrostatycznego układu skrętu przegubowej bezzałogowej platformy

5.1. Model przegubowej platformy z hydrostatycznym układem skrętu

Dla potrzeb badań symulacyjnych polegających na określeniu wpływu zmiany właściwości hydrostatycznego układu skrętu przegubowej BPL na zdolność podążania platformy po wyznaczonym torze ruchu, opracowano model przegubowej BPL. Powstał na podstawie pomiarów oraz badań identyfikacyjnych obiektu fizycznego i opisany w dalszej części pracy.

5.1.1. Model fizyczny przegubowej bezzałogowej platformy lądowej

Model fizyczny wykonano w programie MSC Adams, w którym definiuje się bryłowe elementy masowe, a następnie określa więzy między elementami. Taka metoda jest coraz powszechniejsza i nazywana jest metodą układów wieloczłonowych (ang. Multibody MBS). W tej metodzie [61,62,85,4] nie tworzy się równań ruchu, tylko są one generowane i rozwiązywane przez algorytmy obliczeniowe programu, a użytkownik nie ma możliwości ich modyfikacji, dlatego równania ruchu modeli nie są podawane w pracach wykorzystujących metodę MBS. Model geometryczny 3D przegubowej bezzałogowej platformy Dromader wymagał wykonania modelu w programie Catia V5. Następnie zaimportowano geometrię do programu Adams i nadano więzy kinematyczne, kontakty, masy, siły oraz momenty, odpowiadające i działające na obiekt rzeczywisty. Schemat przyjętych charakterystycznych wielkości prezentuje rysunek 5.1.

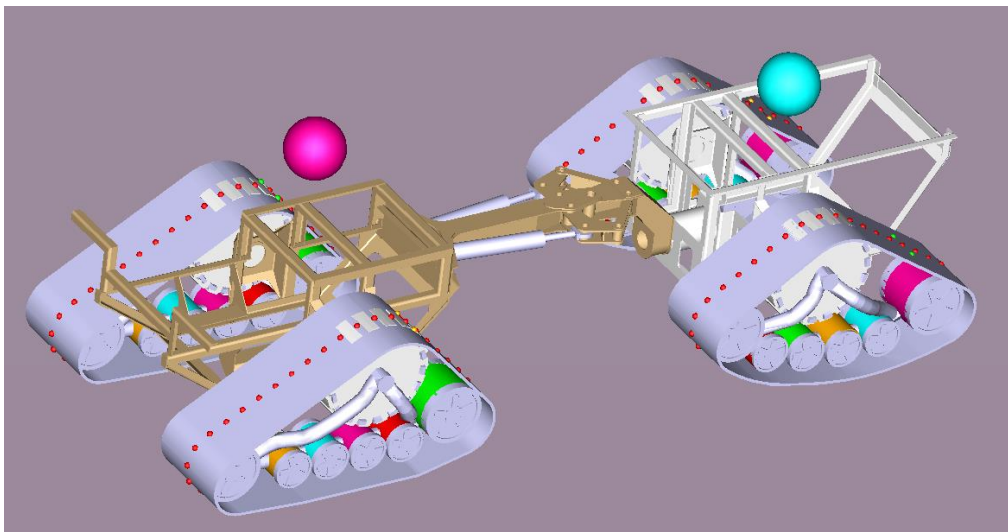


Rys. 5.1. Model fizyczny przegubowej platformy z hydrostatycznym układem skrętu

Założenia upraszczające:

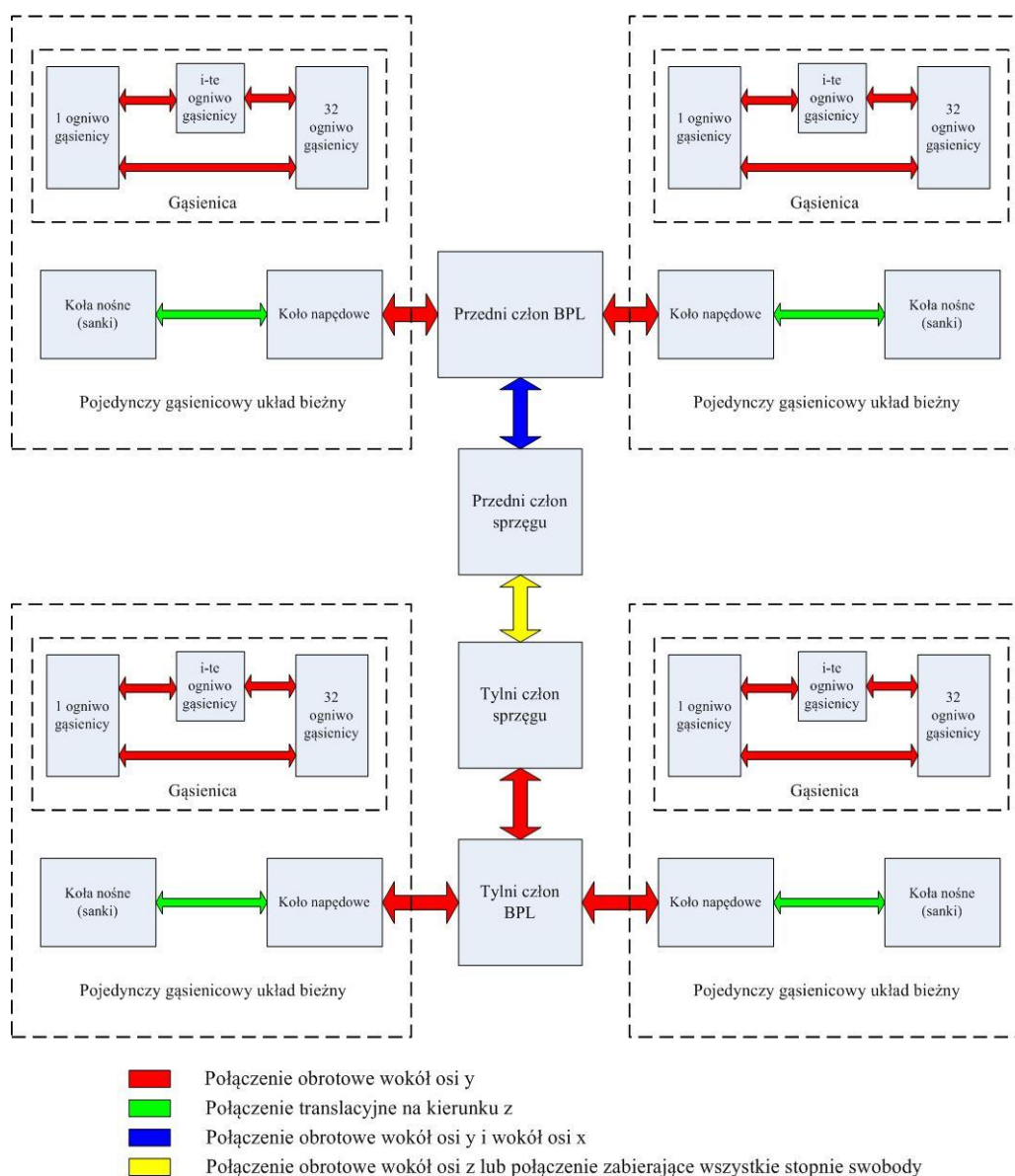
- masę nadwozia zredukowano do mas, których środki ciężkości są skupione w środkach mas przedniego i tylnego członu;
- uwzględniono zastępczą powierzchnię czynną tłoczków siłowników mechanizmu skrętu;
- na wszystkie człony modelu oddziałuje przyspieszenie ziemskie g ;
- poszczególne elementy modelu połączone ze sobą idealnymi parami kinematycznymi (obrotowymi i translacyjnymi).
- nadano rzeczywiste wymiary i masy platformy;

Model składa się z dwóch członów o skupionych środkach ciężkości. Człony te połączone są za pomocą przegubu skrętu realizującym skręt platformy oraz przegubu wzdłużnego umożliwiającego obrót członów względem siebie. Wirtualny model przegubowej bezzałogowej platformy Dromader przedstawiono na rysunku 5.2.



Rys. 5.2. Widok modelu 3D gąsiennicowej platformy z hydrostatycznym układem skrętu w środowisku Adams

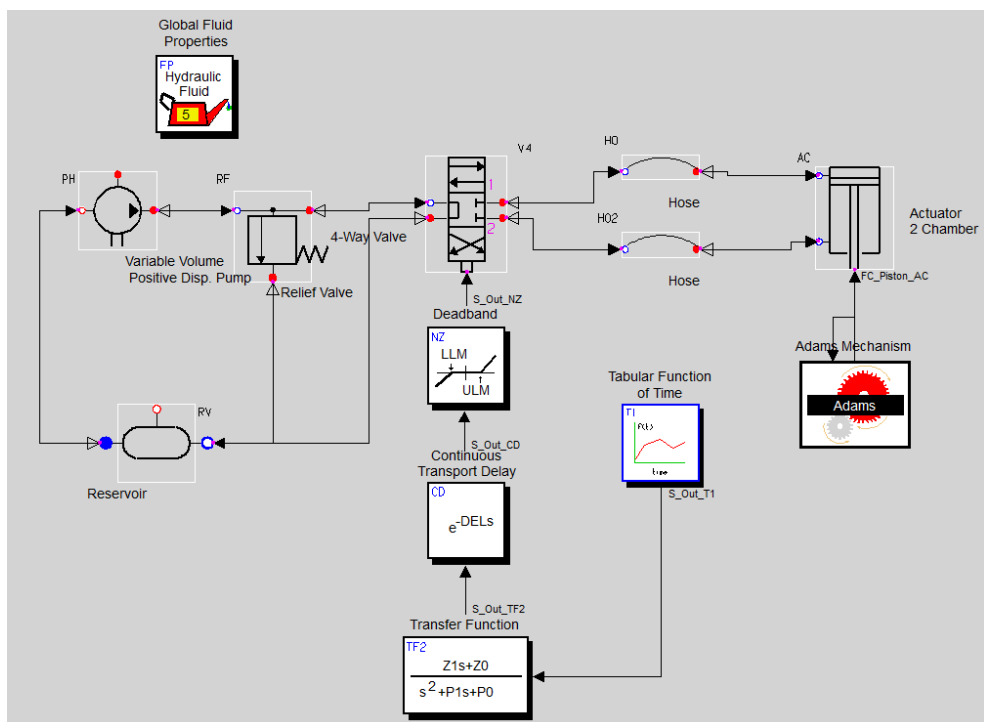
W modelu uwzględniono gąsiennicowy układ jezdny składający się z koła napędowego, rolek nośnych (sanki) oraz pasa gąsiennicowego zbudowanego z 32 ogniw połączonych między sobą więzami obrotowymi oraz kontaktami ograniczającymi przesunięcie poprzeczne. Schemat zastosowanych w modelu więzów przedstawiono na rysunku 5.3.



Rys. 5.3. Schemat połączeń elementów w modelu numerycznym gąsienicowej bezałogowej platformy lądowej

5.1.2. Model hydrostatycznego układu napędu mechanizmu skrętu

Do modelu 3D przegubowej bezałogowej platformy Dromader opracowano model hydrostatycznego układu napędu mechanizmu skrętu obejmujący modele wszystkich elementów odpowiadających za napęd i sterowanie siłownikiem hydraulicznym odpowiedzialnym za uzyskiwany kąt skrętu platformy. Opracowany został w programie MSC Easy5 i w uproszczeniu przedstawiony na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Widok uproszczonego modelu hydrostatycznego układu skrętu

Wielkości hydrostatycznego układu skrętu uwzględnione w modelu symulacyjnym:

- właściwości oleju i jego napowietrzenie oraz temperatura (bez wymiany z otoczeniem);
- wydajność pompy;
- ciśnienie w układzie;
- natężenie przepływu przez rozdzielacz;
- stopień otwarcia rozdzielacza;
- moduł objętościowy, straty ciśnienia, średnica i długość przewodów elastycznych;
- pole powierzchni czynnej i objętości siłownika hydraulicznego skrętu;
- współczynnik tłumienia siłownika hydraulicznego.

Hydrostatyczny układ skrętu zamodelowano uwzględniając sprężystość czynnika roboczego i elastycznych przewodów hydraulicznych. Uwzględniono także kinematykę i geometrię mocowania siłowników w mechanizmie skrętu z modelu geometrycznego w programie Adams. Z analizy literatury [37,39] wynika, iż sprężystość czynnika roboczego oraz podatność przewodów hydraulicznych, istotnie zmniejsza sztywność układu skrętu. Wzrost zawartości nierozpuszczonego powietrza w czynniku roboczym powoduje

zmniejszenie sztywności całego mechanizmu skrętu oraz wpływa na dokładność uzyskiwanego skrętu.

W modelu czynnika roboczego założono stałą temperaturę bez wymiany z otoczeniem.

Przyjęto model ściśliwego czynnika roboczego, którego ściśliwą objętość obliczyć można z zależności [41,87]:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{E_c} \left[\frac{dp}{dt} \right] \quad (5.1)$$

gdzie: E_c - moduł sprężystości czynnika roboczego, V_0 - objętość początkowa czynnika roboczego, p - ciśnienie czynnika roboczego.

Zgodnie z analizą literaturową [100], moduł sprężystości czynnika roboczego E_c wraz ze wzrostem zawartości powietrza ulega zmianie zgodnie z:

$$\frac{1}{E_{CR}} = \frac{1}{E_c} + \frac{\varepsilon}{p} \quad (5.2)$$

gdzie: E_{CR} - moduł sprężystości oleju zapowietrzonego, ε - zawartość powietrza w czynniku roboczym (0-1), p – ciśnienie w układzie.

Model przewodów uwzględnia straty ciśnienia powstałe przy przepływie czynnika roboczego przez przewód wynosi [41,43,30]:

$$p_L = \lambda \gamma \frac{l v_c^2}{D_w 2g} \quad (5.3)$$

gdzie: λ - współczynnik strat liniowych, γ - ciężar właściwy czynnika roboczego, l - długość przewodu, D_w - średnica wewnętrzna przewodu, v_c - średnia prędkość przepływu czynnika roboczego w przewodzie, g - przyspieszenie ziemskie.

Wzrost objętości przewodu hydraulicznego jest proporcjonalny do zmian ciśnienia [87]:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_p}{E_p} \left[\frac{dp}{dt} \right] \quad (5.4)$$

gdzie: E_p – moduł sprężystości ścianek przewodu elastycznego, V_p - objętość początkowa przewodu.

Siłownik hydrauliczny jest elementem łączącym model instalacji hydraulicznej z mechanizmem skrętu w modelu fizycznym. Podczas skrętu członów platformy tłoczysko

siłownika hydraulicznego przemieszcza się w jedną lub w drugą stronę, dlatego w tym przypadku stosowane są jako dwustronne działania. Siłę siłownika obliczyć można z zależności (rys. 5.5):

$$F_s = p_b \cdot A_b \quad (5.5)$$

gdzie: F_s – siła siłownika, p_b – ciśnienie po stronie bez tłoczkowej, A_b - pole powierzchni tłoka.

Ze względu na występowanie dwóch siłowników połączonych krzyżowo w mechanizmie skrętu rozpatrywanej platformy, powierzchnia zastępcza i ciśnienie wynoszą:

$$A = A_b + A_t \quad (5.6)$$

$$p = p_b \quad (5.7)$$

gdzie: A – zastępcze pole powierzchni tłoka, A_b - pole powierzchni tłoka, A_t - pole powierzchni tłoka po stronie tłoczkowej, p_b – ciśnienie po stronie bez tłoczkowej, p – zastępcze ciśnienie.

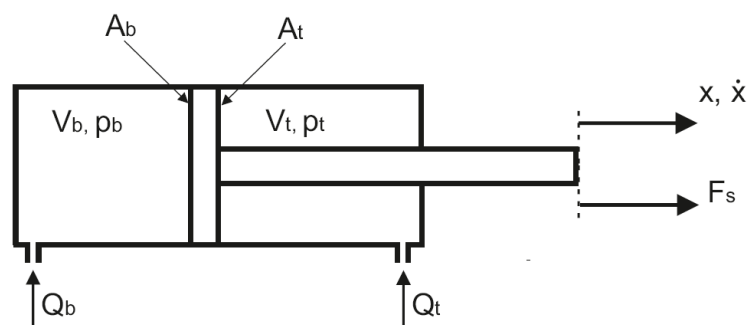
zatem natężenie przepływu wyliczyć można z zależności:

$$Q = A \cdot \dot{x} \quad (5.8)$$

gdzie: Q - natężenie przepływu czynnika roboczego, x – przemieszczenie tłoka siłownika, \dot{x} - prędkość przemieszczenia tłoka siłownika.

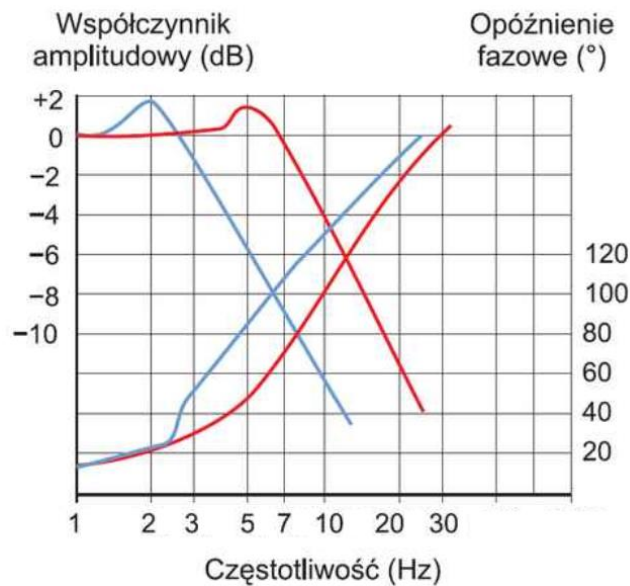
a zmiany objętości komór siłownika hydraulicznego:

$$V = A \cdot x \quad (5.9)$$

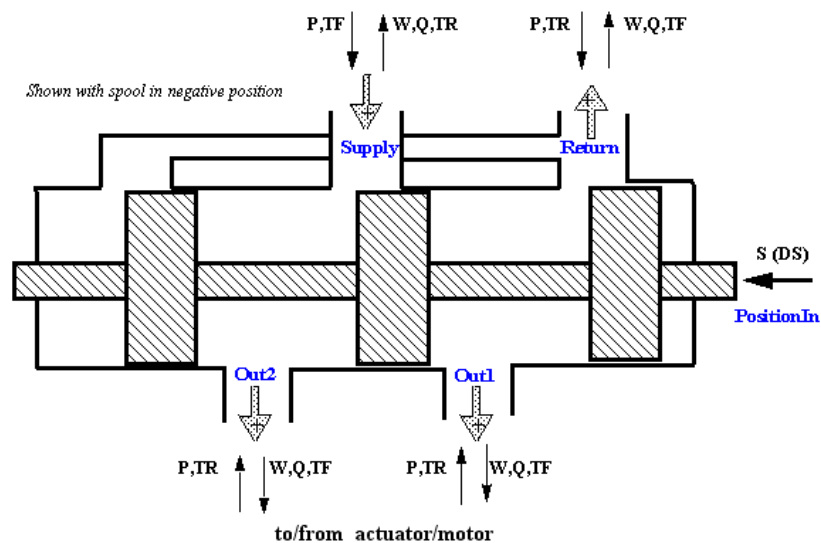


Rys. 5.5. Model siłownika hydraulicznego hydrostatycznego układu skrętu [41]: Q_b – natężenie przepływu po stronie bez tłoczkowej; Q_t - natężenie przepływu po stronie tłoczkowej; A_b, V_b, p_b – kolejno: pole powierzchni tłoka, objętość komory i ciśnienie po stronie bez tłoczkowej; A_t, V_t, p_t – kolejno: pole powierzchni tłoka, objętość komory i ciśnienie po stronie tłoczkowej; x - przemieszczenie tłoka; \dot{x} - prędkość wysuwu tłoka; F_s – siła siłownika

Po dobraniu rozdzielacza proporcjonalnego do hydrostatycznego układu skrętu, kolejną istotną sprawą jest dopasowanie charakterystyki rozdzielacza (rys. 5.6) uwzględniając ciśnienie i natężenie przepływu oraz rodzaj i wartość sygnału sterującego (rys. 5.7). Nastawy umożliwiają skonfigurowanie rodzaju sygnału wejściowego dopasowując do charakterystyki wybranego rozdzielacza uwzględniając przekrycie spoczynkowe [67,5,92].



Rys. 5.6. Charakterystyka częstotliwościowo - fazowa rozdzielacza [41]



Rys. 5.7. Model przepływowy rozdzielacza [41]

Natężenia przepływu przez rozdzielacz opisują zależności poniżej [41]:

$$W_{13} \begin{cases} \rho Q_{lam} = \frac{4\rho C_d^2 A_{13}}{\mu \cdot Re_T} \cdot \sqrt{\frac{A_{13}}{\pi}} \cdot \Delta p_{13} \\ \rho Q_{turb} = C_d \cdot A_{13} \sqrt{2\rho \cdot |\Delta p_{13}|} \cdot sgn(\Delta p_{13}) \end{cases} \quad (5.10)$$

$$W_{14} \begin{cases} \rho Q_{lam} = \frac{4\rho C_d^2 A_{14}}{\mu \cdot Re_T} \cdot \sqrt{\frac{A_{14}}{\pi}} \cdot \Delta p_{14} \\ \rho Q_{turb} = C_d \cdot A_{14} \sqrt{2\rho \cdot |\Delta p_{14}|} \cdot sgn(\Delta p_{14}) \end{cases} \quad (5.11)$$

$$W_{30} \begin{cases} \rho Q_{lam} = \frac{4\rho C_d^2 A_{30}}{\mu \cdot Re_T} \cdot \sqrt{\frac{A_{30}}{\pi}} \cdot \Delta p_{30} \\ \rho Q_{turb} = C_d \cdot A_{30} \sqrt{2\rho \cdot |\Delta p_{30}|} \cdot sgn(\Delta p_{30}) \end{cases} \quad (5.12)$$

$$W_{40} \begin{cases} \rho Q_{lam} = \frac{4\rho C_d^2 A_{40}}{\mu \cdot Re_T} \cdot \sqrt{\frac{A_{40}}{\pi}} \cdot \Delta p_{40} \\ \rho Q_{turb} = C_d \cdot A_{40} \sqrt{2\rho \cdot |\Delta p_{40}|} \cdot sgn(\Delta p_{40}) \end{cases} \quad (5.13)$$

$$\Delta p_{13} = p_1 - p_3, \Delta p_{30} = p_3 - p_1, \Delta p_{14} = p_1 - p_4, \Delta p_{40} = p_4 - p_0 \quad (5.14)$$

gdzie indeksy dolne: 1 – zasilanie; 3 - wyjście 1; 4 - wyjście 2; 0 – powrót; W - masowe natężenie przepływu; C_d - współczynnik wypływu czynnika roboczego; A - pole przekroju szczeliny; ρ - gęstość czynnika roboczego; Q - natężenie przepływu czynnika roboczego, Δp - różnica ciśnień; μ - lepkość dynamiczna; ReT - graniczna wartość liczby Reynolds'a; $sgn(\Delta p)$ - funkcja określająca kierunek przepływu (-1;0;1)

Najważniejszymi informacjami zwrotnymi sterowania rozdzielaczem był stopień otwarcia oraz spadek ciśnienia w rozdzielaczu.

W celu przeprowadzenie wiarygodnych badań symulacyjnych kształtowania hydrostatycznego układu skrętu przegubowej bezzałogowej platformy lądowej, model wymagał identyfikacji wartości poszczególnych wielkości takich jak:

- częstotliwość i okres drgań układu skrętu;
- wartość logarytmicznego dekrementu tłumienia układu skrętu;
- wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia układu skrętu;
- wartości ciśnienia w układzie skrętu podczas manewru skrętu;
- szerokości strefy nieczułości rozdzielacza;
- opóźnienia czasu zadziałania układu skrętu.

5.2. Zakres badań identyfikacyjnych

Do identyfikacji współczynników równań ruchu wykorzystywane są przebiegi czasowe wielu wielkości. Najczęściej wykorzystywane są przebiegi drgań, powstałych w wyniku przyłożenia wymuszenia skokiem jednostkowym [63]. W tym celu należało przygotować stanowisko badawcze i przeprowadzić badania identyfikacyjne potrzebne do wyznaczenia sztywności hydrostatycznego układu skrętu. Badania zrealizowano zgodnie z przyjętą metodyką na obiekcie badawczym opisanym w rozdziale 4.2.

Identyfikacja wielkości układu skrętu miała na celu określić:

- charakter odpowiedzi w hydrostatycznym układzie skrętu na wymuszenie w postaci skokowej zmiany sygnału sterującego, umożliwiającego określenie okresu i częstotliwości drgań układu skrętu na różnych podłożach (piaszczystym, żwirowym, betonowym) oraz bez kontaktu układu jezdnego z podłożem;
- opóźnienie czasu zadziałania układu skrętu;
- strefę nieczułości rozdzielacza hydraulicznego układu skrętu;
- czas maksymalnego otwarcia rozdzielacza.

Podczas badań były mierzone następujące wielkości:

- ✓ kąt skrętu ramy platformy;
- ✓ ciśnienie w siłownikach skrętu;
- ✓ stopień i czas otwarcia rozdzielacza;
- ✓ skręt członów względem siebie;

5.3. Badania identyfikacyjne wybranych wielkości hydrostatycznego układu skrętu

W celu wyznaczenia wybranych wielkości hydrostatycznego układu skrętu, wykonano badania odpowiedzi układu na wymuszenie w postaci skoku jednostkowego zmiany sygnału sterującego, uzyskując tym sposobem charakterystyki drgań układu w funkcji czasu. Sygnał

sterujący generowano w programie przygotowanym specjalnie na potrzeby badań, dodatkowo program zapewniał powtarzalność sygnału sterującego oraz zapis wskazań czujników kąta skrętu jak również ciśnień w komorach siłowników. Podczas każdej z prób wykonywano skręty członów platformy względem siebie (w prawo, a następnie w lewo) od położenia do jazdy na wprost. W trakcie badań dokonywano pomiaru wartości ciśnienia w siłownikach układu skrętu, kąta skrętu w przegubie skrętu członów platformy oraz sygnał sterujący i odpowiedź w postaci przemieszczenia suwaka rozdzielacza proporcjonalnego.

Na podstawie analizy wyników badań i obliczeń wyznaczono (rys. 5.8) wielkości niezbędne do weryfikacji modelu symulacyjnego hydrostatycznego układu skrętu platformy.

Obliczono częstość drgań swobodnych tłumionych zgodnie z zależnością [63]:

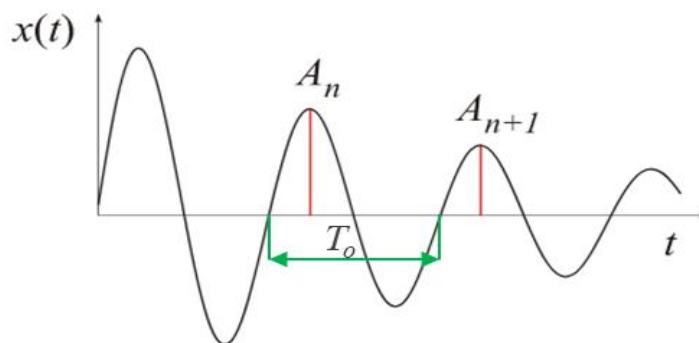
$$\omega = \frac{2\pi}{T_0} \quad (5.15)$$

oraz bezwymiarowy współczynnik tłumienia z zależności:

$$\xi = \frac{h}{\omega_0} \quad (5.16)$$

gdzie: $h = \frac{\delta}{T_0}$ – współczynnik tłumienia;

gdzie: $\delta = \ln \frac{A_1}{A_2}$ - logarytmiczny dekrement tłumienia.



Rys. 5.8. Metoda odczytu okresu drgań i amplitudy

gdzie: A_1, A_2 – kolejne amplitudy drgań swobodnych o tym samym znaku, T_0 – okres drgań.

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia ξ może być:

$\xi > 1$ - układ silnie tłumiony nie wykonujący oscylacji;

$\xi = 1$ - krytycznie tłumiony układ powraca do równowagi bez oscylacji;

$0 < \xi < 1$ - układ słabo tłumiony, oscyluje ze zmniejszającą się wykładniczo amplitudą;

$\xi = 0$ – układ wykonuje drgania o niezminiającej się amplitudzie w swojej naturalnej częstotliwości rezonansowej (ω_0).

Badania przeprowadzono bez kontaktu układu jezdnego z podłożem tak, aby skręt odbywał się bez oporów oraz wpływu sztywności układu jezdnego i podłoża (rys. 5.9), a następnie w analogiczny sposób wykonano badanie na terenie toru testowego robotów IRiKM WAT rys. 5.10 na różnych podłożach: piaszczystym, żwirowym i betonowym.

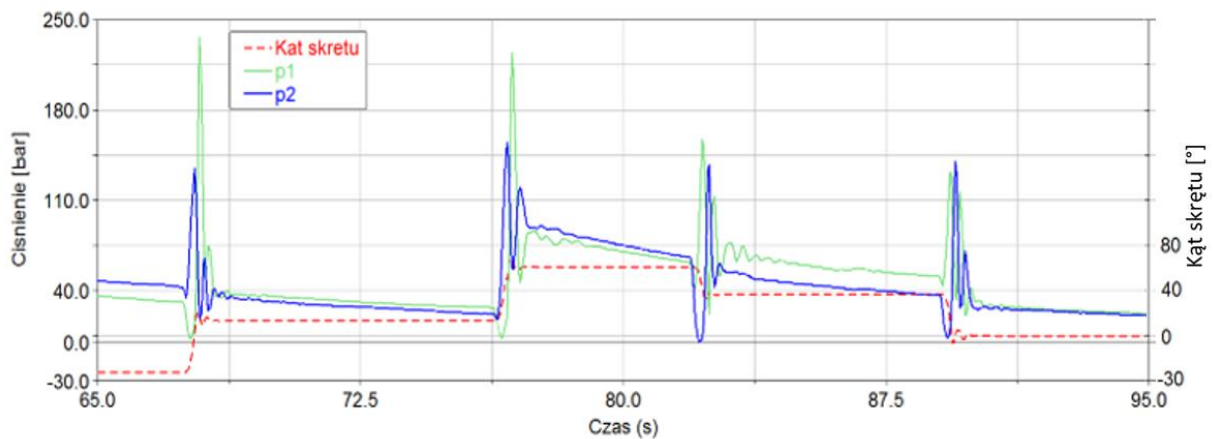


Rys. 5.9. Badania układu skrętu bez kontaktu układu jezdnego z podłożem



Rys. 5.10. Badania układu skrętu na podłożu gruntowym

Do wyznaczenia wielkości hydrostatycznego układu skrętu wykorzystano przebiegi uzyskane podczas badań identyfikacyjnych podczas których przeprowadzono pomiary pulsacji ciśnienia jako odpowiedzi na wymuszenie o charakterze skoku jednostkowego. Analizując wspomniane przebiegi czasowe, zmierzono, że okres drgań swobodnych tłumionych układu wyniósł $T_0 \approx 0,3$ s (rys. 5.11).



Rys. 5.11. Przebieg ciśnienia w siłownikach i uzyskiwanego kąta skrętu bez kontaktu z podłożem gąsienic platformy

Zestawienie obliczeń na różnych podłożach i bez kontaktu z podłożem przedstawiono w tabeli 5.1. Wyniki niezależnie od kontaktu i rodzaju podłoża są do siebie zbliżone.

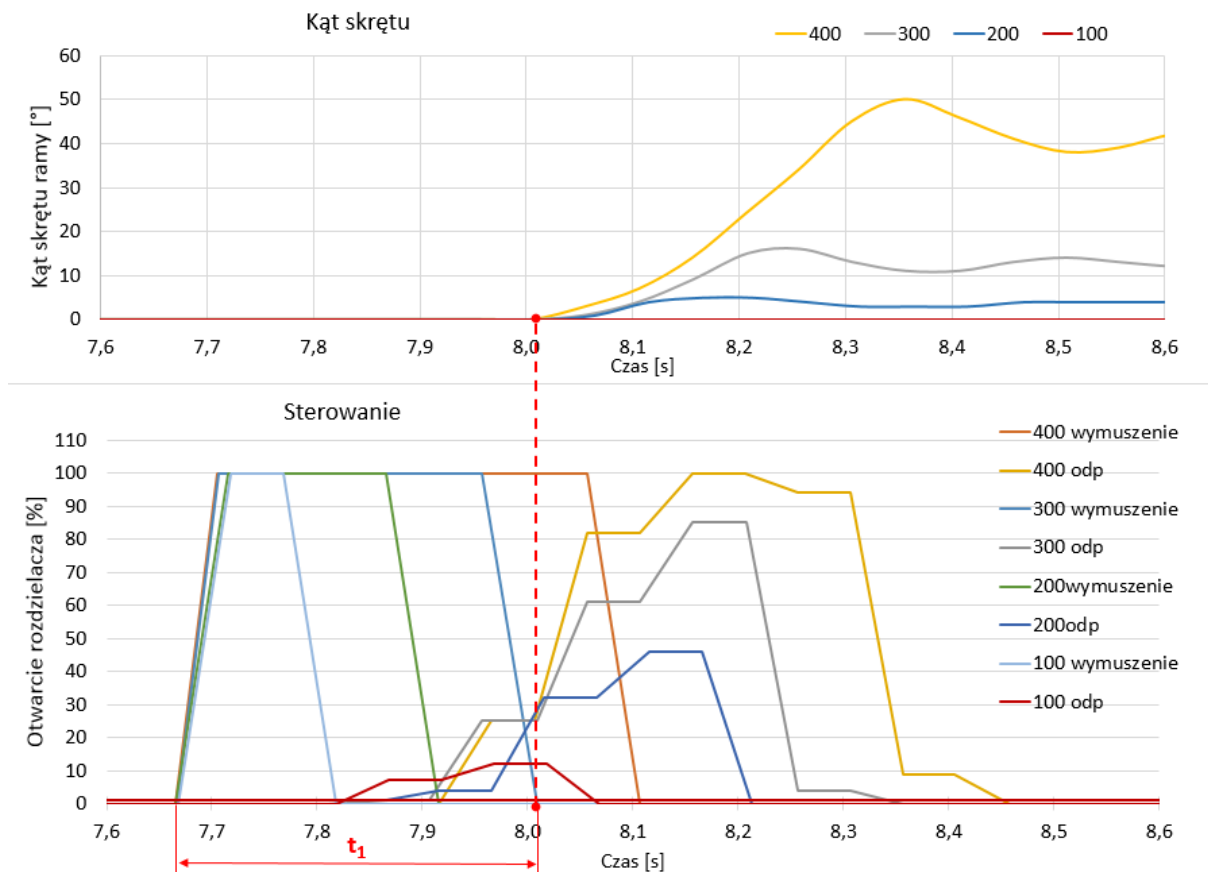
Tabela 5.1. Wyznaczone wielkości hydrostatycznego układu skrętu platformy

<i>Podłoże</i>	<i>Okres drgań, T_o [s]</i>	<i>Log. dekrement tłumienia, δ</i>	<i>Bezwymiarowy współczynnik tłumienia, ζ</i>	<i>T_o śr [s]</i>	<i>δ śr</i>	<i>ζ śr</i>
piaszczyste	0,26	1,870	0,299	0,29	1,624	0,259
	0,3	1,326	0,211			
	0,28	1,730	0,276			
	0,3	1,570	0,251			
żwirowe	0,29	1,649	0,262	0,29	1,815	0,289
	0,3	1,754	0,279			
	0,3	1,396	0,222			
	0,25	2,462	0,391			
betonowe	0,25	1,348	0,214	0,28	1,463	0,233
	0,28	1,699	0,270			
	0,3	1,353	0,215			
	0,3	1,452	0,231			
bez kontaktu	0,26	1,719	0,273	0,27	1,806	0,287
	0,29	1,525	0,242			
	0,27	2,077	0,330			
	0,26	1,904	0,303			

5.4. Badania identyfikacyjne rozdzielacza

W badanej bezzałogowej platformie lądowej Dromader jako element sterujący układem napędowym skrętu odpowiedzialny był rozdzielacz proporcjonalny PVG-32. W programie do sterowania układem skrętu BPL ustawiono stopień i czas otwarcia rozdzielacza za pomocą sygnału sterującego elektromagnesem realizującym przesunięcie suwaka rozdzielacza. Celem badania było określenie opóźnienia czasu zadziałania układu skrętu (t_1) przy maksymalnym otwarciu rozdzielacza przez określony czas. Próby przeprowadzono podczas postoju platformy dla czasów otwarcia rozdzielacza: 400 ms, 300 ms, 200 ms i 100 ms. Następnie odczytano i przeanalizowano położenie suwaka w danej chwili i moment rozpoczęcia zmiany kąta skrętu członów platformy.

Na rysunku 5.12 przedstawiono odpowiedzi układu w postaci stopnia otwarcia rozdzielacza i uzyskiwanego kąta skrętu na testowe sygnały wymuszające otwarcie rozdzielacza.



Rys. 5.12. Charakterystyka stopnia otwarcia rozdzielacza i uzyskiwanego kąta skrętu

Analiza przebiegów na rysunku 5.12 pozwala na określenie momentu wzrostu wartości kąta skrętu platformy od czasu wymuszenia otwarcia rozdzielacza. Wartość tego opóźnienia wynosi $t_1 = 330$ ms i jest stała dla każdej przeprowadzonej próby. Z badań wynika, że wzrost wartości kąta skrętu następuje w chwili otwarcia rozdzielacza powyżej 30% i osiągnięty jest po otwarciu rozdzielacza przez minimum 200 ms. Wymuszenie maksymalnego otwarcia rozdzielacza przez 200 ms daje nam już uzyskanie kąta skrętu ok. 6° , natomiast w czasie 400 ms osiągnięty kąt skrętu wynosi aż ok. 50° .

5.5. Weryfikacja modelu symulacyjnego

5.5.1. Wskaźniki oceny zgodności przebiegów doświadczalnych i symulacyjnych

Zidentyfikowane zjawiska i wielkości podczas badań identyfikacyjnych bezzałogowej platformy lądowej, wymagają weryfikacji modelu platformy. Przeprowadzenie badań

symulacyjnych wymaga uzyskanie wiarygodnego modelu badawczego [85,4]. Do oceny zgodności przebiegów uzyskanych w badaniach identyfikacyjnych z badaniami symulacyjnymi można wykorzystać wskaźniki jakości modelu, które dzielą się na:

- statystyczne wskaźniki oceniające różnicę pomiędzy wartościami zidentyfikowanymi, a uzyskanymi w trakcie badan numerycznych jako błąd metody m.in.: wartość średnia, odchylenie standardowe itp.;

- wskaźniki polegające na badaniu korelacji przebiegów uzyskanych z badań identyfikacyjnych, a uzyskanymi w trakcie badan numerycznych. Pełna zgodność przebiegów odpowiada korelacji ± 1 lub brak zgodności = 0;

- wskaźniki polegające na całkowaniu przebiegów uzyskanych z badań identyfikacyjnych, a uzyskanymi w trakcie badan numerycznych. Metoda całkowania odnosi się do porównania pól powierzchni zawartych pod całkowanymi przebiegami.

Do oceny zgodności przebiegów z przeprowadzonych badań zastosowano poniższe wskaźniki oceny zgodności przebiegów doświadczalnych i symulacyjnych:

- błąd bezwzględny Δx_b obliczany z zależności [84]:

$$\Delta x_b = |x_z - x_s| \quad (5.17)$$

gdzie: x_z - wartość zmierzona podczas badań doświadczalnych, x_s - wartość uzyskana podczas badań symulacyjnych;

- błąd względny Δx_w obliczany z zależności [84]:

$$\Delta x_w = \left| \frac{x_z - x_s}{x_z} \right| \quad (5.18)$$

- średni błąd bezwzględny $\overline{\Delta x_b}$ obliczany z zależności [72]:

$$\overline{\Delta x_b} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta x_{bi}}{n} \quad (5.19)$$

- średni błąd względny $\overline{\Delta x_w}$ obliczany z zależności [84]:

$$\overline{\Delta x_w} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta x_{wi}}{n} \quad (5.20)$$

- odchylenie standardowe obliczane z zależności:

$$\delta_{z,s} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.21)$$

- współczynnik korelacji k_{zs} obliczany z zależności [99,47]:

$$k_{zs} = \frac{cov(xz, xs)}{\delta_z \cdot \delta_s} \quad (5.22)$$

gdzie: $cov(xz, xs)$ - kowariancja, δ_z, δ_s - odchylenia standardowe;

- współczynnik determinacji R^2 obliczany z zależności:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{x}_i - \bar{x})^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.23)$$

- stosunek wielkości pól S pod krzywą obliczany z zależności [99,47]:

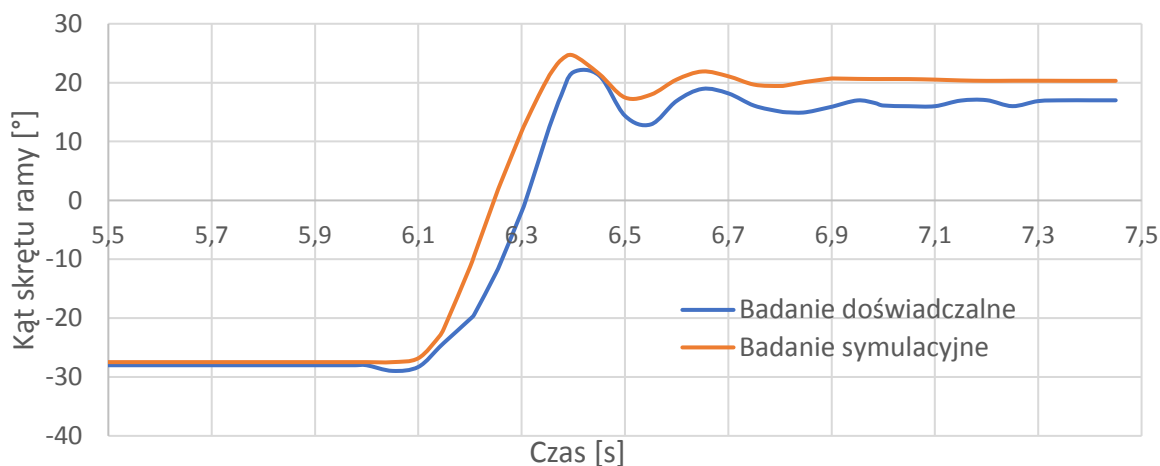
$$S = \frac{S_1}{S_2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} |f_1(t)| dt}{\int_{t_1}^{t_2} |f_2(t)| dt} \quad (5.24)$$

gdzie: $f_1(t)$, $f_2(t)$ - przebiegi czasowe ocenianych wielkości.

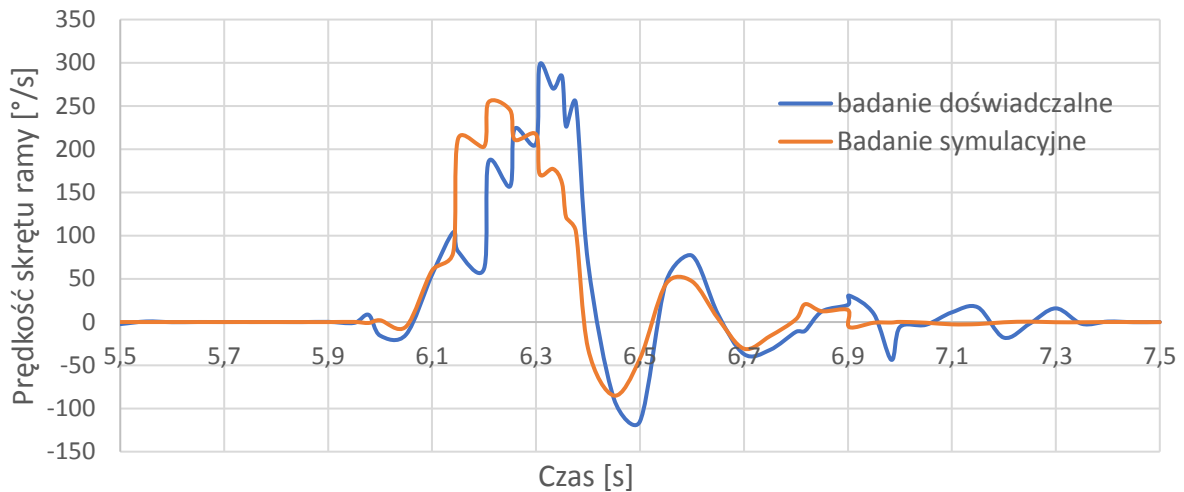
5.5.2. Weryfikacja modelu hydrostatycznego układu skrętu BPL

Badania symulacyjne polegały na wymuszeniu sygnałem sterującym o charakterze skoku jednostkowego suwaka rozdzielacza, odpowiadającego za skręt ramy i przeprowadzeniu pomiarów odpowiedzi.

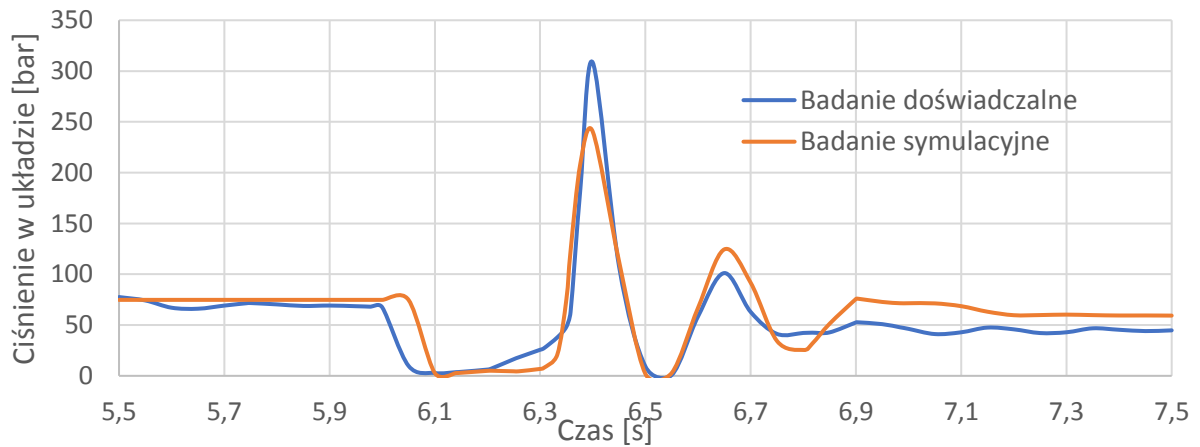
Przeprowadzono liczne testy symulacyjne zanim udało się skorelować symulacyjny układ hydrauliczny do wyników badań doświadczalnych. Na podstawie przebiegów przedstawionych na rysunkach 5.13-5.15 wyznaczono wartości wskaźników weryfikacyjnych, które zestawiono w tabeli 5.2.



Rys. 5.13. Porównanie przebiegów uzyskanego kąta skrętu ramy platformy z badań doświadczalnych i symulacyjnych



Rys. 5.14. Porównanie przebiegów uzyskanej prędkości skrętu ramy platformy z badań doświadczalnych i symulacyjnych



Rys. 5.15. Porównanie uzyskanego ciśnienia w siłownikach układu skrętu platformy z badań doświadczalnych i symulacyjnych

Tabela 5.2. Zestawienie wyników rozpatrywanych wskaźników

Nazwa wskaźnika	Weryfikacja kąta skrętu ramy	Weryfikacja prędkości skrętu ramy	Weryfikacja ciśnienia w układzie
śr. błąd bezwzględny, \bar{x}_b	4,20	30,2	15,31
śr. błąd względny, \bar{x}_w	0,29	0,67	0,25
odch. standardowe, $\delta_{z,s}$	0,34	0,69	0,24
współ. korelacji, k_{zs}	0,98	0,83	0,91
współ. determinacji, R^2	0,97	0,69	0,83
pole pod wykresem, S	0,92	0,53	0,86

Otrzymane wskaźniki oceny opracowanego modelu symulacyjnego wskazują na bardzo dobry stopień dopasowania do obiektu fizycznego co potwierdzają współczynniki korelacji i determinancji oraz stosunkowo nieduże wartości błędów względnych.

5.6. Wnioski

Okres drgań układu skrętu zmierzony na różnych podłożach i bez kontaktu układu jezdnego z podłożem jest porównywalny i wynosi średnio 0,28 s oraz w badaniach symulacyjnych wyniósł 0,25 s.

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia ξ wynosi średnio 0,267 i jest nieznacznie większy w przypadku badania bez kontaktu układu jezdnego z podłożem. Układ jest podatny na drgania i powoduje oscylacje ze zmniejszającą się wykładniczo amplitudą.

Zbadane opóźnienie czasu zadziałania układu skrętu wynosiło $t_1 = 0,33$ s, a strefa nieczułości rozdzielacza wynosi 30%, a maksymalne otwarcie rozdzielacza następuje po czasie 0,4 s.

Model symulacyjny hydrostatycznego układu skrętu skorelowano z wynikami badań doświadczalnych powyżej 90%. Tak przygotowany model hydrostatycznego układu skrętu bezzałogowej platformy lądowej, pozwalał na przeprowadzenie dalszych badań dotyczących podążania platformy za przewodnikiem.

6. Badania identyfikacyjne podążania bezzałogowej platformy lądowej po wyznaczonym torze ruchu

6.1. Zakres i metodyka badań

Celem badań było określenie odchylenia otrzymywanego toru ruchu od zadanego toru jazdy po łuku platformy, a także poznanie uzyskiwanego kąta i prędkości skrętu oraz działające ciśnienie w hydrostatycznym układzie skrętu. W tym celu przygotowano stanowisko badawcze i przeprowadzono doświadczalne badania toru ruchu na obiekcie rzeczywistym, a następnie po zweryfikowaniu modelu symulacyjnego, przeprowadzenie badań symulacyjnych dla różnych torów ruchu.

Przebieg toru jazdy po łuku został uzyskany w badaniu doświadczalnym na podstawie pomiaru położenia mierzonego za pomocą GPS. Do badań wykorzystano tę samą bezzałogową platformę lądową - Dromader, którą opisano w rozdziale 4.2. W celu przystosowania platformy do pomiaru położenia, obiekt badań wyposażono w stelaż z profili aluminiowych (rys. 6.1) na którym zamontowano, nad środkami geometrycznymi członów, odbiorniki satelitarne SwiftNav DURO (rys. 6.2) o dokładności pomiarowej 1cm.



Rys. 6.1. Widok platformy Dromader z zamontowanymi odbiornikami satelitarnymi

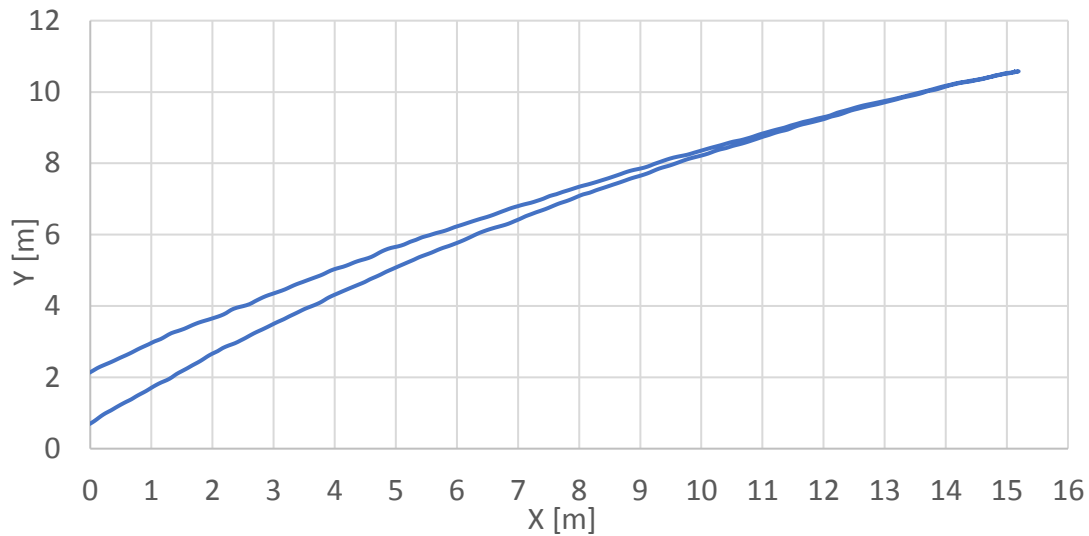


Rys. 6.2. Widok zamontowanego odbiornika satelitarnego

Badanie polegało na ustawieniu stałego kąta skrętu ramy, a następnie jazdy platformy do przodu, zatrzymaniu się oraz jazdy do tyłu ze stałą prędkością i nie wykonywaniu żadnych poprawek kąta skrętu ramy platformy. Uzyskane z współrzędnych GPS przebiegi które pokonała platforma, przeliczone zostały na współrzędne układu UTM (Universal Transverse Mercator) umożliwiające przedstawienie wyników w innym układzie współrzędnych i stanowią tor jazdy po łuku. Pomiary przeprowadzono dla różnych kątów skrętu ramy od 0° do 10° nazwanych jako Testy od 1 do 5.

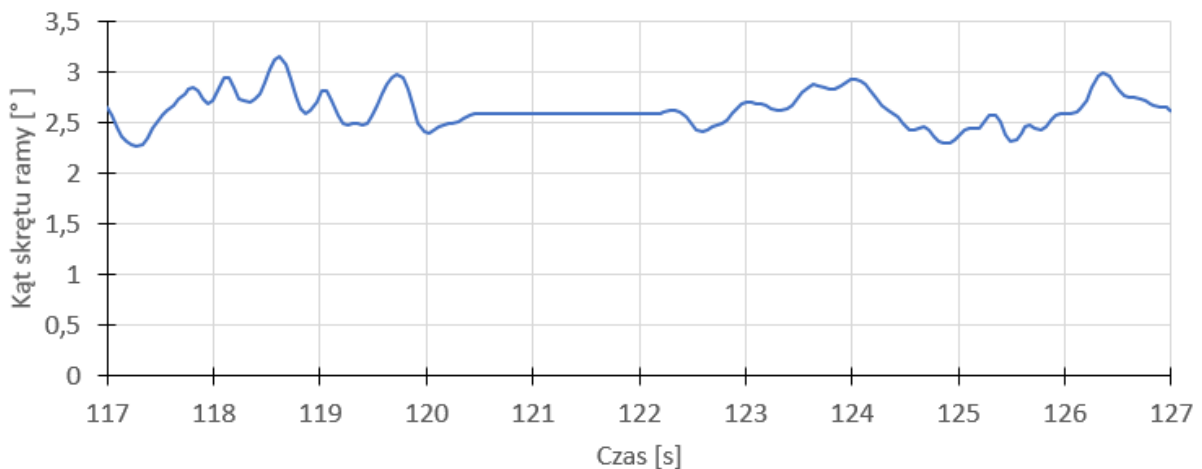
6.2. Analiza wyników badań identyfikacyjnych podążania bezzałogowej platformy lądowej

Uzyskany z badań doświadczalnych przykładowy przebieg toru jazdy po łuku o współrzędnych X i Y przedstawiono na rysunku 6.3. Zauważalne jest przesunięcie pomiędzy początkowym miejscem startowym platformy, a miejscem końcowym. Różnicę tę mierzono po przejechaniu około 15m do przodu i do tyłu. Pomiary przeprowadzono dla każdej wykonanej próby.



Rys. 6.3. Przykładowy przebieg trajektorii jazdy po łuku z badań doświadczalnych

Analizując kąt skrętu ramy platformy podczas przejazdu, zauważono, że nie jest utrzymana stała wartość kąta skrętu, pomimo stałej wartości zadanej. Rozbieżności sięgały 1° co może znacząco wpływać na uzyskiwany tor ruchu platformy (rys. 6.4).



Rys. 6.4. Przebieg kąta skrętu ramy uzyskany podczas badań doświadczalnych jazdy po łuku

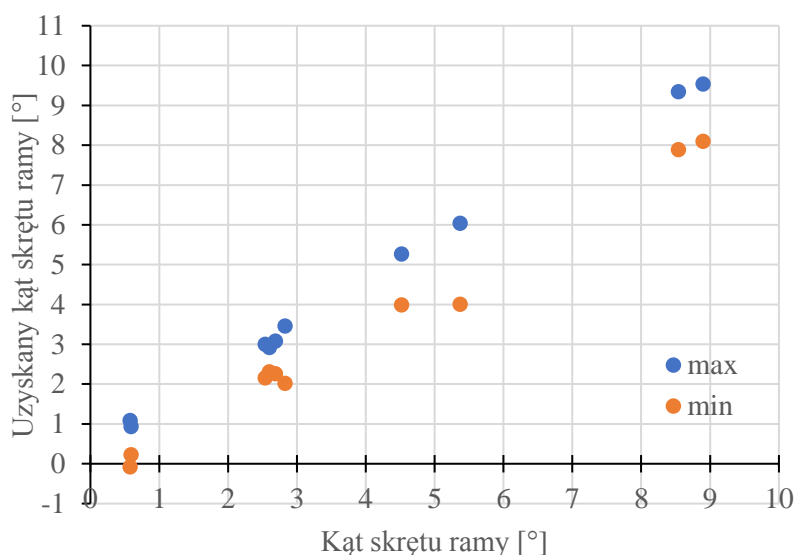
Analizując wyniki przebiegów torów uzyskanych w badaniach doświadczalnych, wyznaczono odchylenia od toru ruchu oraz maksymalne i minimalne wartości kąta skrętu ramy, prędkości skrętu i ciśnienia w hydrostatycznym układzie skrętu ramy platformy. Następnie obliczono wartości średnie i wartości średnie skuteczne RMS, a zestawienie wszystkich wyników badań doświadczalnych jazdy po łuku przedstawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Zestawienie wyników badań kąta i prędkości skrętu ramy platformy

nazwa przejazdu	max Δp [bar]	max kąt skrętu ramy [°]	min kąt skrętu ramy [°]	max prędkość skrętu [°/s]	śr max Δp	śr max kąt skrętu [°]	śr min kąt skrętu [°]	śr max prędkość skrętu [°/s]	RMS Δp	RMS kąta skrętu	RMS prędkości skrętu	Odchylenie od trajektorii (do przodu do tyłu)	śr. pręd jazdy [m/s]
TEST 1	6,40	1,30	-0,08	6,80	6,40	1,09	-0,08	6,27	2,52	0,58	2,03	0,40	0,68
	4,80	1,07	-0,04	5,50									
	7,60	1,01	-0,10	6,90									
	6,80	0,97	-0,08	5,89									
TEST 1 (do tyłu)	7,20	0,97	0,20	4,13	7,20	0,94	0,23	3,84	2,92	0,59	1,19	0,40	1,07
	6,80	0,96	0,23	3,27									
	7,20	0,87	0,30	3,95									
	7,60	0,95	0,18	3,99									
TEST 2	4,00	5,90	3,68	7,14	3,80	6,04	4,00	6,89	1,35	5,37	2,45	1,10	1,14
	4,00	5,80	3,52	6,90									
	2,80	6,15	4,22	6,97									
	4,40	6,30	4,59	6,53									
TEST 2 (do tyłu)	8,4	5,37	3,98	6,20	9,10	5,27	3,99	5,82	4,67	4,52	2,00	1,10	1,25
	10	5,24	3,87	5,89									
	8,4	5,21	4,02	5,45									
	9,6	5,26	4,10	5,73									
TEST 3	5,08	9,37	8,06	6,21	5,45	9,54	8,10	6,80	2,09	8,90	2,90	1,57	1,15
	5,36	9,70	8,20	6,30									
	5,96	9,39	8,15	7,80									
	5,4	9,68	7,97	6,90									
TEST 3 (do tyłu)	10,68	9,58	7,87	5,16	11,33	9,34	7,89	6,15	6,60	8,54	1,94	1,57	1,18
	11,68	9,18	7,95	7,30									
	12,8	9,19	7,84	5,65									
	10,16	9,42	7,88	6,49									
TEST 4	6,24	3,70	1,84	5,04	6,53	3,46	2,02	5,89	3,01	2,83	1,90	1,30	1,17
	5,8	3,48	2,15	5,49									
	6,8	3,36	2,40	6,37									
	7,28	3,31	1,70	6,64									
TEST 4 (do tyłu)	5,8	3,05	1,98	4,70	6,38	3,00	2,16	4,44	2,62	2,54	1,43	1,30	1,19
	5,92	2,96	2,17	4,42									
	7,2	3,05	2,23	3,92									
	6,6	2,93	2,24	4,72									
TEST 5	9,52	3,09	2,24	4,62	9,62	3,08	2,26	5,40	4,39	2,69	1,80	1,52	1,14
	9,48	2,97	2,29	5,16									
	9,52	3,07	2,27	5,01									
	9,96	3,18	2,24	6,82									
TEST 5 (do tyłu)	7,72	3,03	2,27	2,74	6,03	2,92	2,31	2,76	2,94	2,60	1,00	1,52	1,15
	5,16	2,98	2,33	2,96									
	6,44	2,87	2,34	2,86									
	4,8	2,79	2,31	2,49									

Badany obiekt rzeczywisty jakim była bezzałogowa platforma lądowa Dromader, dostarczył podczas badań doświadczalnych szeregu ważnych informacji. Układ skrętu podczas jazdy nie utrzymuje dokładnej stałej wartości ustawionego kąta skrętu ramy. Wpływ na to ma zapewne sztywność układu i ewentualne luzy występujące w cięgnach mechanizmu skrętu. Na rysunku 6.5 przedstawiono trend rozbieżności kąta skrętu dla oczekiwanego kąta skrętu. Zauważono, że między wartością maksymalną, a minimalną dla małej wartości kąta skrętu rozbieżność wynosi ok 1° , natomiast wraz ze wzrostem wartości kąta, rozbieżność nieznacznie wzrasta i dochodzi do $1,5^\circ$ dla zadanego kąta skrętu 9° . Analizując w tym układzie skrętu różnice wartości ciśnienia w komorach siłowników skrętu (tab. 6.1) podczas badań jazdy po łuku, nie

zanotowano znacznych rozbieżności. Średnia maksymalna wartość różnicy ciśnienia dla wszystkich prób wyniosła 7,18 bar, a w poszczególnych badaniach nie przekroczyła 11,5 bar.



Rys. 6.5. Przebieg rozbieżności kąta skrętu dla oczekiwanego kąta skrętu ramy

6.3. Weryfikacja modelu symulacyjnego platformy z hydrostatycznym układem skrętu

W celu weryfikacji modelu symulacyjnego przeprowadzono badania symulacyjne jazdy po łuku z danymi z badań doświadczalnych. Zaimportowano przebieg zmiany kąta skrętu ramy badanej platformy Dromader jako wymuszenie do układu sterowania w programie Easy5, w którym odbywało się sterowanie modelem BPL w programie Adams. Takie rozwiązanie pozwoliło na uwzględnienie zmiany trajektorii wynikającej z wahań uzyskiwanego kąta skrętu ramy, odnotowanego podczas badań doświadczalnych oraz daje pewność poprawnego ustawienia kąta skrętu.

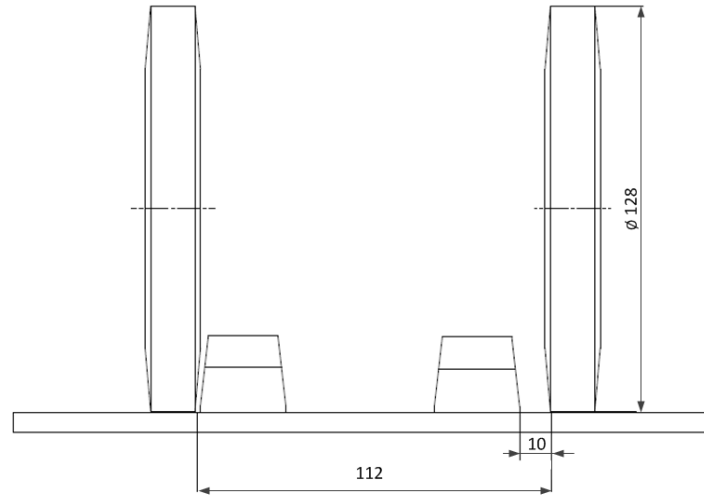
W badaniach symulacyjnych uzyskano przybliżony przebieg „łuku” toru, jednak odchylenie początku i końca toru ruchu było dużo mniejsze niż uzyskane w badaniach doświadczalnych. Rozwiązaniem problemu okazało się wprowadzenie do modelu, luzu pasa gąsienicy pomiędzy kołami jezdny platformy (rys. 6.6). Zaobserwowano, że podczas skrętu na postoju o mały kąt, koła jezdne przetaczają się do skrajnego położenia występów prowadzących na elastomerowym pasie gąsienicowym, natomiast pas gąsienicy po ruszeniu platformy, układa się w kierunku jazdy przez pierwsze kilkadziesiąt centymetrów. Powoduje to zmianę

ustawionego kierunku jazdy całej platformy z czego wynika mierzone odchylenie toru trajektorii.

a)

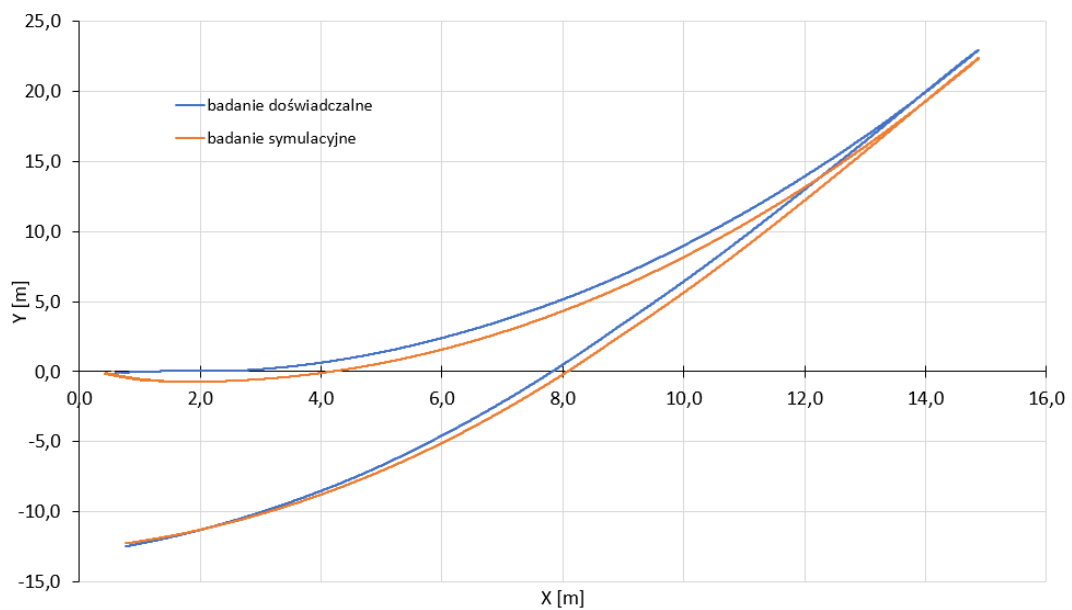


b)



Rys. 6.6. Luz poprzeczny pasa gaśnicy pomiędzy kołami jezdny platformy: a - widok, b - wymiary

Uzupełnienie modelu symulacyjnego o luz poprzeczny gaśnic elastomerowych platformy Dromader, pozwoliło na uzyskanie zgodnych przebiegów trajektorii ruchu. Przykładowy porównawczy przebieg trajektorii jazdy po łuku platformy Dromader z badań doświadczalnych i symulacyjnych przedstawiono na rysunku 6.7.



Rys. 6.7. Porównanie przebiegów torów jazdy po łuku z badań doświadczalnych i symulacyjnych

Do oceny zgodności uzyskanych przebiegów badań symulacyjnych i doświadczalnych zastosowano wskaźniki oceny z rozdziału 5.5.1 i przedstawiono w tabeli 6.2:

Tabela 6.2. Zestawienie wskaźników oceny badań doświadczalnych i symulacyjnych

śr. błąd bezwzględny	śr. błąd względny	odch. standardowe	współ. korelacji	współ. determinacji
\bar{x}_b [m]	\bar{x}_w	δ	k_{zs}	R^2
0,06	0,04	0,08	0,97	0,94

Analizując wyznaczone wskaźniki oceny trajektorii ruchu bezzałogowej platformy Dromader można zauważyć, że błąd względny rozpatrywanego przebiegu wynosi 4% i wysoka wartość współczynnika korelacji oraz determinacji wskazuje na bardzo dobre dopasowanie przebiegów z badań doświadczalnych i symulacyjnych.

7. Badania symulacyjne podążania BPL po wyznaczonym torze ruchu

7.1. Zakres i metodyka badań symulacyjnych

Pierwszym celem badań symulacyjnych było określenie odchylenia otrzymanego toru ruchu członu przedniego i tylnego od zadanego toru ruchu, oraz uzyskiwany kąt i prędkość skrętu platformy z hydrostatycznym układem skrętu. Drugim celem badań było określenie wpływu:

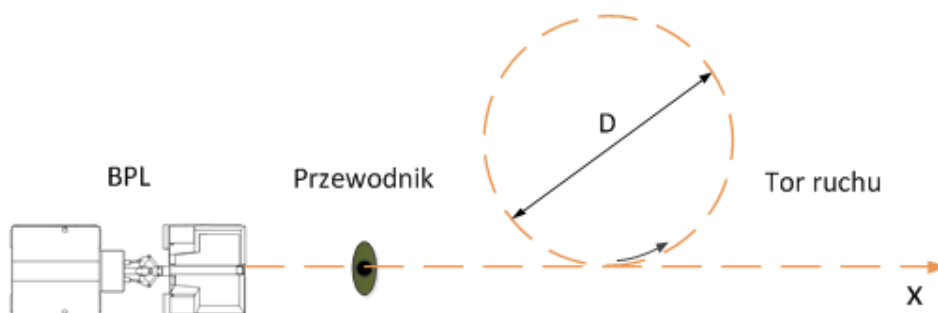
- ✓ sztywności hydrostatycznego układu skrętu (k);
- ✓ szerokości strefy nieczułości rozdzielacza (Δx);
- ✓ opóźnienia czasu zadziałania układu skrętu (t_1);
- ✓ zastosowania regulatora PID;

na odchylenia toru ruchu BPL od zadanego toru ruchu.

Badania rozpoczęto od zdefiniowania za pomocą funkcji, pozycji „przewodnika”, która wyznaczała tor ruchu jakim ma podążać model platformy z zachowaniem stałej odległości od przewodnika oraz utrzymywaniu tej samej prędkości przemieszczania się. Do badań przyjęto dwa rodzaje toru ruchu:

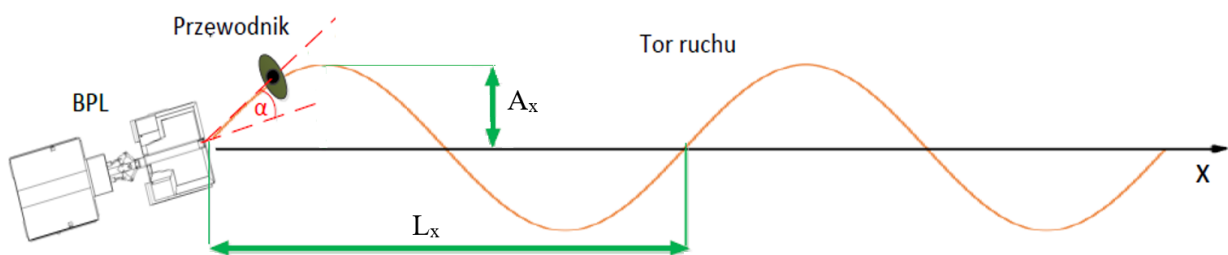
- 1) jazda po okręgu;
- 2) jazda slalomem (tor w kształcie sinusoidy).

Podczas testu po okręgu, przewodnik przemieszcza się na początku w linii prostej, następnie zatacza koło i kontynuuje ruch na wprost. Tego typu tor pokazuje tendencję platformy do osiągnięcia oczekiwanego toru ruchu, a także odpowiada manewrowi zawracaniu platformy. Przyjęty do testu promień skrętu wynosi 1,625 m i wynika z minimalnego promienia skrętu platformy. Na rysunku 7.1. przedstawiono kształt toru ruchu w kształcie koła.



Rys. 7.1. Tor testu jazdy po okręgu o średnicy $D = 3,25$ m

Do badań wykorzystano tor ruchu w kształcie sinusoidy (rys.7.2.) o amplitudzie (A_x) 0,5 m, 1 m, 1,5 m, który symuluje omijanie przeszkód oraz rozstawionych w odległości, odpowiadającej czterem długością rozstawu osi (ok. 6,5 m). Dla porównania, wykorzystano również zwiększony rozstaw przeszkód, odpowiadający sześciu rozstawom osi (ok. 9,7 m) platformy Dromader. Dwie długości takiego odcinka określono jako długość sinusoidy (L_x). Mając na uwadze zastosowanie systemu podążania za przewodnikiem do celów wojskowych, przyjęto do badań przybliżone prędkości działań żołnierzy w ugrupowaniach pieszych. Analizę przeprowadzono dla prędkości przewodnika wynoszących 0,5 m/s, 1 m/s i 1,5 m/s. Przyjęte konfiguracje toru ruchu w kształcie sinusoidy przedstawiono w tabeli 7.1.



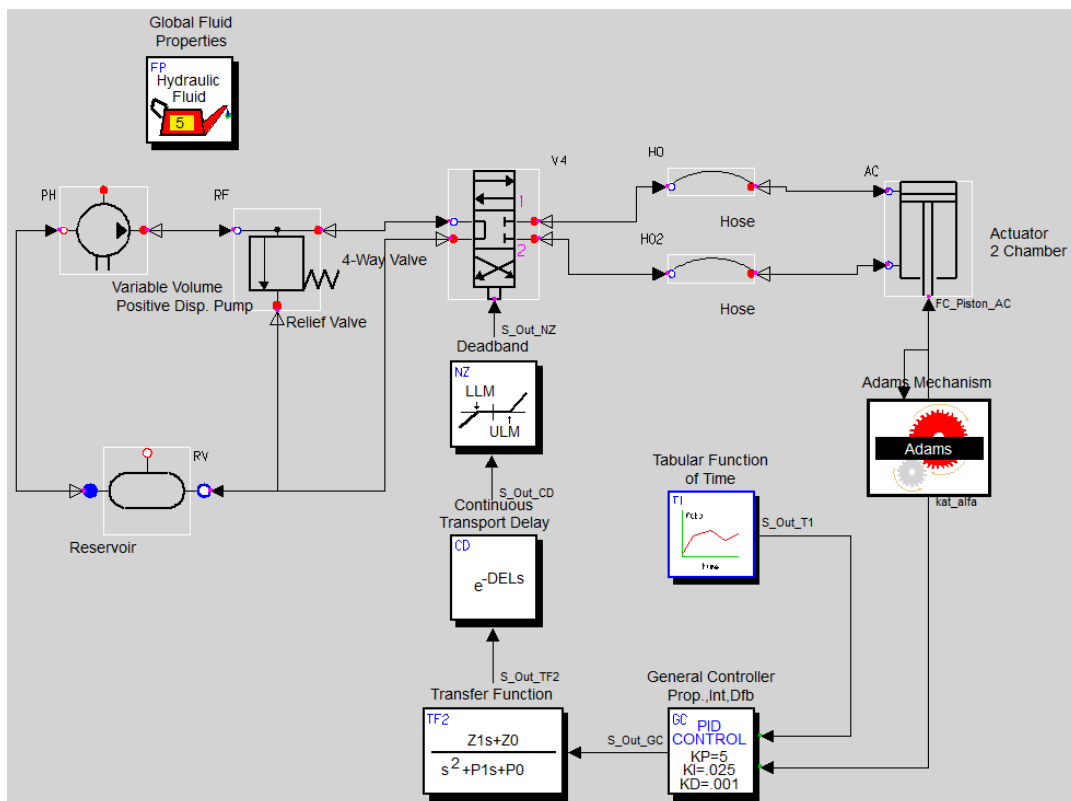
Rys. 7.2. Tor ruchu w kształcie sinusoidy: A_x - amplituda, L_x - długość drogi manewru

Tabela 7.1. Konfiguracje toru ruchu w kształcie sinusoidy

A_x [m]	v [m/s]	L_x [m]
0,5	0,5	13m
	1,5	
	2	
1	0,5	
	1,5	
	2	
1,5	0,5	
	1,5	
	2	
0,5	0,5	19,4m
	1,5	
	2	
1	0,5	
	1,5	
	2	
1,5	0,5	
	1,5	
	2	

Badania symulacyjne przeprowadzono za pomocą modelu bezzałogowej platformy opisanej w poprzednim rozdziale. Model symulacyjny umożliwia wprowadzanie i modyfikację parametrów toru ruchu przewodnika, a następnie uzyskanie wyników dotyczących przebiegów toru ruchu platformy, wartości ciśnienia i natężenia przepływu czynnika roboczego w siłownikach układu skrętu, kąta skrętu w przegubie skrętu członów platformy (β) oraz odchylenie kątowe od położenia przewodnika (α). Model symulacyjny hydrostatycznego układu skrętu platformy uzupełniono o sterowanie PID i zmodyfikowano sygnał zwrotny modelu geometrycznego ze środowiska Adams, regulując kąt alfa powstający między torem platformy, a torem przewodnika, aby dążył przez system regulacji do osiągnięcia zera.

Schemat blokowy hydrostatycznego układu skrętu i sterowania wykorzystany do badań platformy przedstawiono na rysunku 7.3. Wprowadzona modyfikacja pozwala na automatyczne podążanie platformy za przewodnikiem i umożliwia zmianę toru ruchu przewodnika zachowując stałe parametry układu platformy.



Rys. 7.3. Schemat blokowy hydrostatycznego układu skrętu

7.2. Kryteria oceny dokładności toru ruchu bezzałogowej platformy lądowej

W celu oceny dokładności otrzymanych torów ruchu platformy w badaniach symulacyjnych należało opracować wskaźniki umożliwiające określenie odchyłeń uzyskanego toru względem zadanego. Powinny opisywać geometrię toru w oparciu o wartości odchyłeń. Najbardziej odpowiadającymi wskaźnikami były parametry geometryczne.

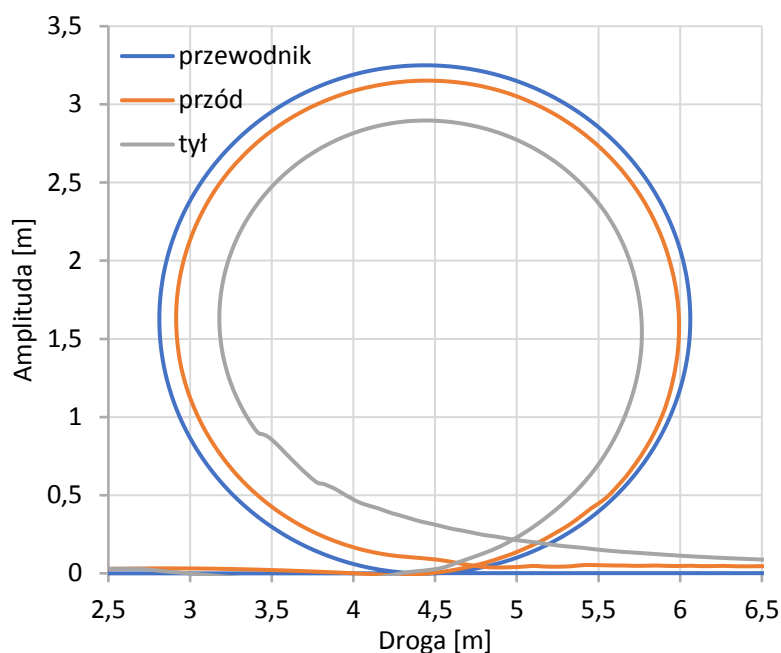
- y_{\max} - maksymalne odchylenie toru ruchu platformy od zadanego toru ruchu;
- y_{AVE} - średnie arytmetyczne odchylenie toru ruchu platformy od zadanego toru ruchu;
- y_{RMS} - średnie skuteczne odchylenie toru ruchu platformy od zadanego toru ruchu;
- φ_{\max} - maksymalny kąt skrętu ramy platformy;
- φ_{AVE} - średni maksymalny kąt skrętu ramy platformy;
- α_{\max} - maksymalny kąt odchylenia kierunku jazdy platformy od kierunku zadanego;
- α_{RMS} - średni skuteczny kąt odchylenia kierunku jazdy platformy od kierunku zadanego.

Powyższe parametry w sposób bezpośredni opisują błędy uzyskanego toru ruchu platformy względem zadanego toru i są informacją o nadążności platformy za przewodnikiem.

7.3. Analiza wyników badań kołowego toru ruchu

Na rysunku 7.4 przedstawiono przebieg bezzałogowej platformy lądowej za torem ruchu przewodnika w kształcie okręgu. Zauważono, że tor ruchu przedniego i tylnego członu platformy nie przekracza średnicy toru zadanego (przewodnika) co wskazuje, że system sterowania nie przeregulowuje układu, a utrzymuje kierunek i kształt toru ruchu przewodnika.

Zataczane koło ma małą średnicę i wynika z minimalnego promienia skrętu platformy co potwierdza, że platforma osiąga chwilami maksymalny kąt skrętu, i powoduje zawężenie toru przez człon tylny. To istotna informacja dla przewodnika w celu uwzględnienia zachowania się platformy przy wyborze trasy omijania przeszkody lub zawracania.



Rys. 7.4. Przebieg nadążności platformy po kołowym torze ruchu

W tabeli 7.2 zestawiono maksymalne i średnie odchylenia toru ruchu przedniego i tylnego członu platformy względem toru ruchu przewodnika oraz w celu porównania nadążności, pole pod wykresami. Maksymalny błąd uzyskanego toru ruchu przedniego członu wynosi 0,1m natomiast pole pod wykresem przebiegu platformy pokrywa się w 96% z torem ruchu przewodnika co jest bardzo dobrym wynikiem. Człon tylny ze względu na wspomniany wcześniej fakt ułożenia członów przy maksymalnym kącie skrętu, odbiega nawet o 0,35 m przez co pokrywa się w 83% z zadanim torem ruchu. Jest to przypadek szczególny, mający miejsce na przykład przy gwałtownym zawracaniu, a następnie kontynuując ruch już na prostym odcinku, błędy toru ruchu zmniejszają się do kilku milimetrów.

Tabela 7.2. Błędy platformy po kołowym torze ruchu

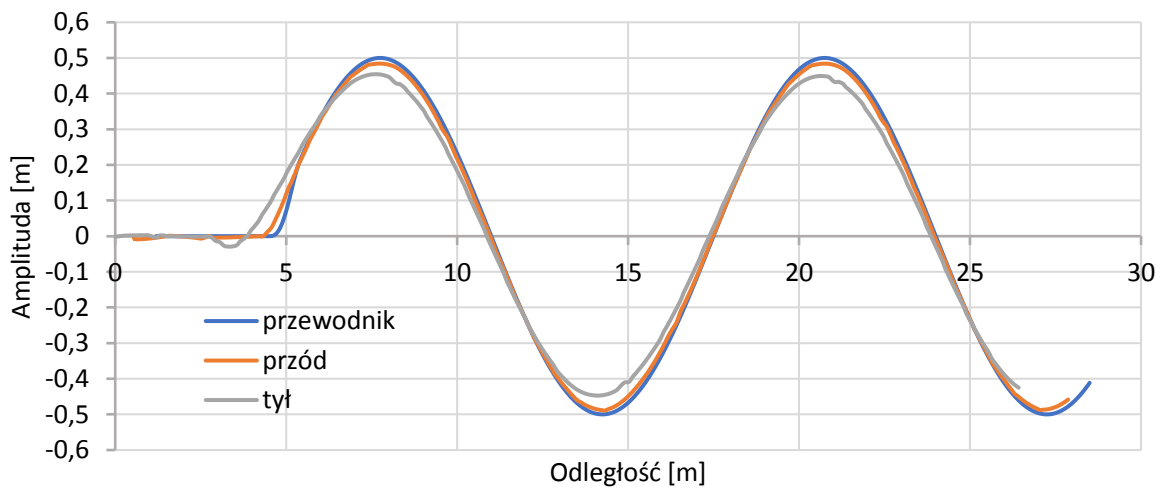
Toru ruchu	Max. błąd toru ruchu - przód [m]	Śr. max. błąd toru ruchu - przód [m]	Stosunek pól pod przebiegiem	Max. błąd toru ruchu - tył [m]	Śr. max. błąd toru ruchu - tył [m]	Stosunek pól pod przebiegiem
Okrąg D = 3,25 m v = 1,5 m/s	0,10	0,08	0,96	0,34	0,28	0,83

Analiza wyników toru ruchu o zmiennym kierunku i powtarzającej się amplitudzie przy różnych prędkościach jazdy przedstawiona w kolejnych podrozdziałach, pozwoli na dokładniejszą ocenę nadążności kształtowanego systemu.

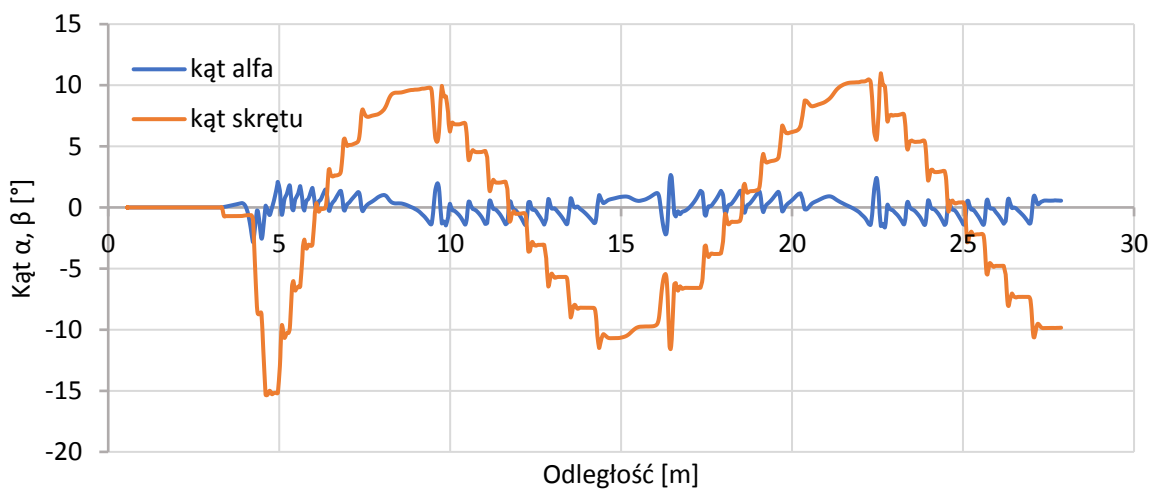
7.4. Analiza wyników badań toru ruchu w kształcie sinusoidy

Przebiegi torów ruchu w kształcie sinusoidy o amplitudzie 0,5 m, 1 m oraz 1,5 m przedstawiano na rysunkach 7.5 ÷ 7.20. Symulacje podążania platformy na wymienionych wyżej torach ruchu pokonywano z prędkościami przewodnika wynoszącymi 0,5 m/s, 1,5 m/s i 2 m/s, dla długości drogi manewru wynoszącym $L_x = 13$ m (rys. 7.5 ÷ 7.11), a następnie z zwiększonym przedziałem odległości na $L_x = 19,4$ m (rys. 7.12 ÷ 7.20). W każdym przebiegu analizowano także uzyskiwany kąt skrętu ramy platformy (kąt β) oraz odchylenie (kąt α) kierunku toru ruchu platformy od toru ruchu przewodnika.

a)

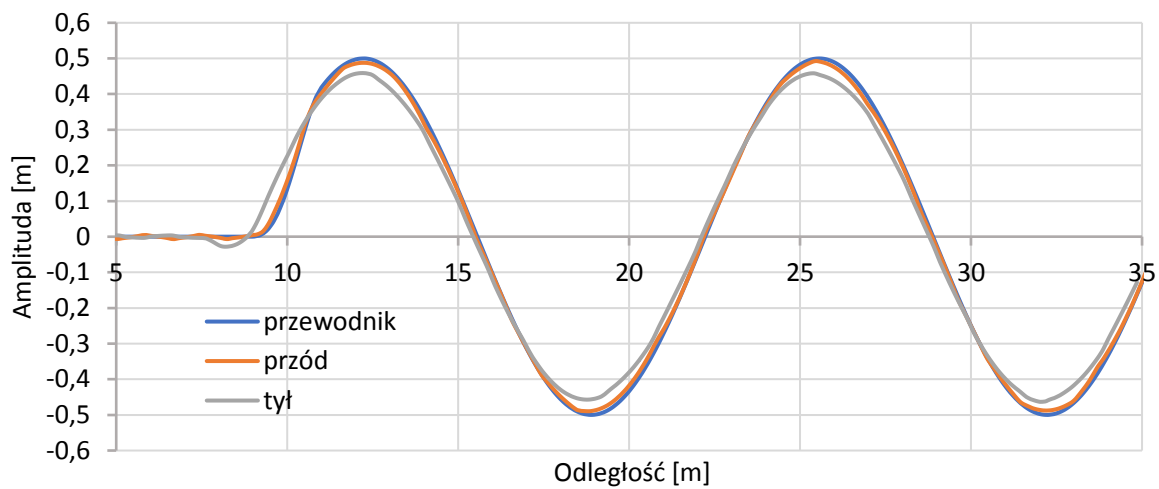


b)

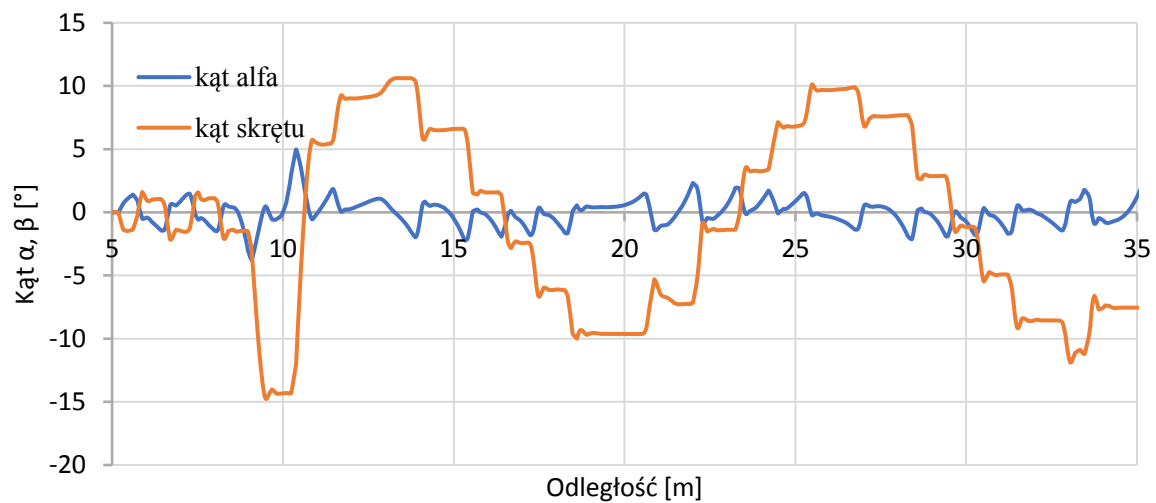


Rys. 7.5. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 0,5$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika 0,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)

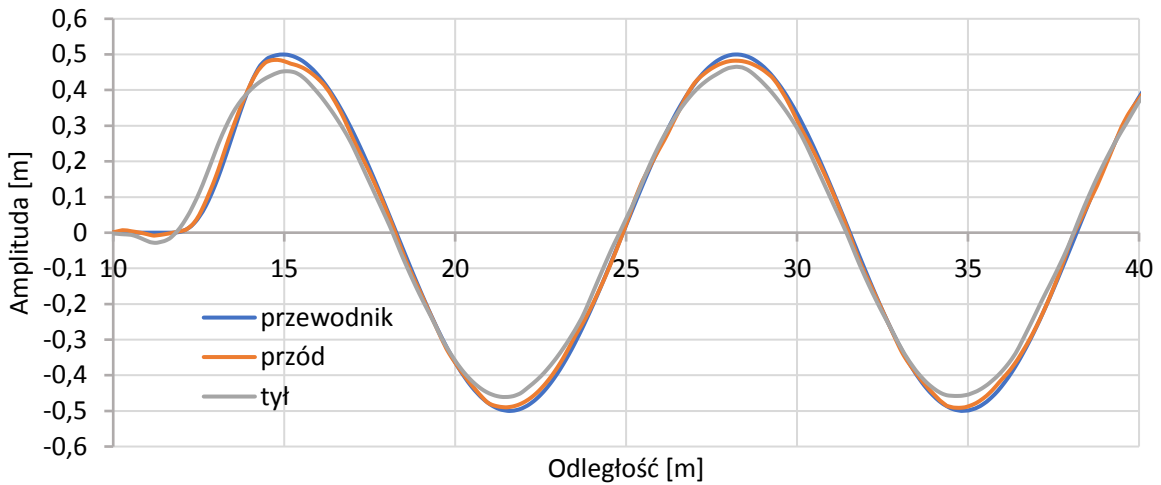


b)

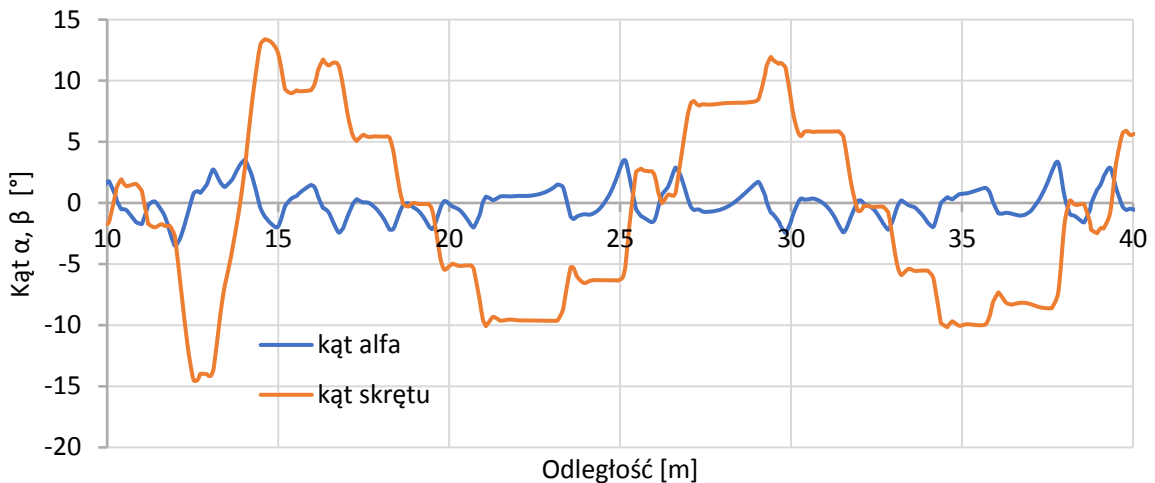


Rys. 7.6. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 0,5$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika 1,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)



b)

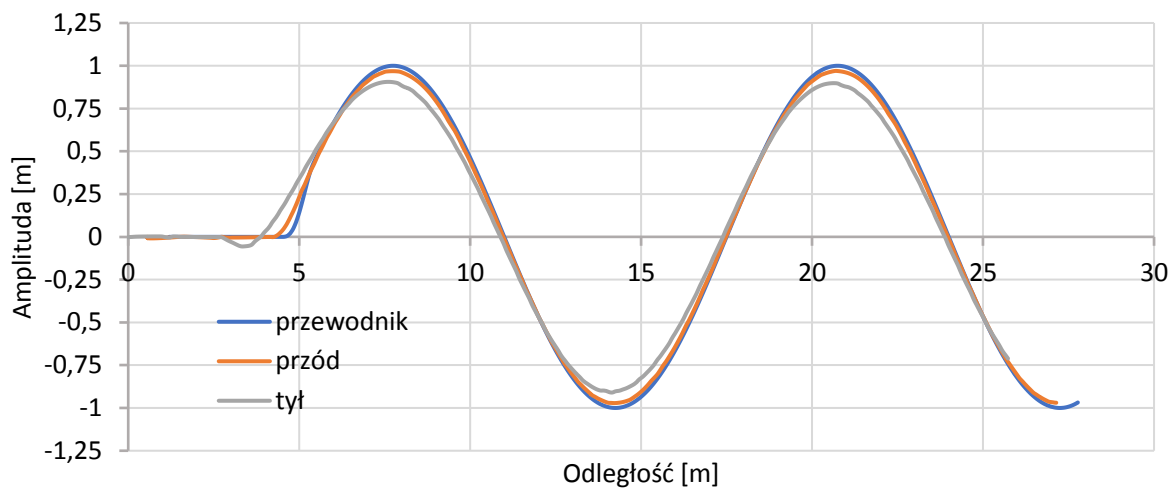


Rys. 7.7. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 0,5$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika 2 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

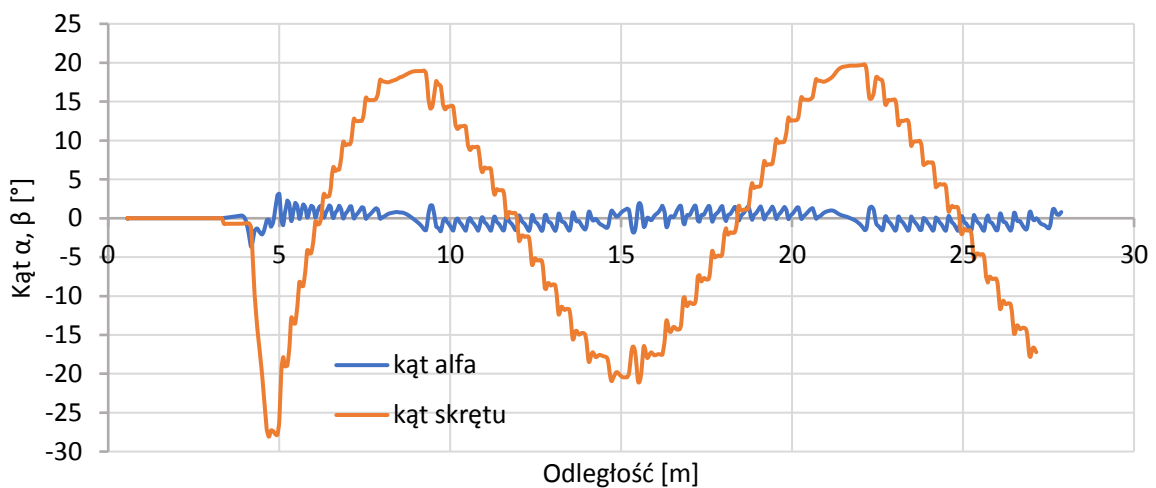
Na podstawie przebiegu przedstawionego na rysunku 7.5 dla toru przewodnika w kształcie sinusoidy o amplitudzie $A_x = 0,5$ m, długości $L_x = 13$ m i prędkości przejazdu 0,5 m/s, stwierdzono, że odchylenia toru ruchu przedniego członu wynosiły średnio 0,014 m. Natomiast odchylenia toru ruchu tylnego członu były większe i wynosiły średnio 0,051 m. Są więc znacznie mniejsze od wartości dopuszczalnych odchyżeń, które wynoszą 0,3 m [88]. Zanotowane odchylenie kątowe między kierunkiem ruchu przedniego członu, a kierunkiem ruchu przewodnika wynosiły maksymalnie $4,5^\circ$ i były regularnie korygowane. Wraz ze wzrostem prędkości, malała liczba korekt generowanych przez system sterowania. Przy prędkości 0,5 m/s korekty były wprowadzane co ok 0,5 m, a przy wyższych prędkościach

wartość ta wzrastała do ok. 1 m. Spowodowane to było głównie opóźnieniami w działaniu systemu sterowania, które wynosiły podczas symulacji 0,3 s. Wartość maksymalna kąta skrętu ramy platformy kształtowała się na poziomie 10° . Przejazdy po tym samym torze z wyższymi prędkościami wynoszącymi 1,5 m/s i 2 m/s (rys. 7.6 i 7.7) nie spowodowały zauważalnie większych odchyłek toru ruchu platformy. Maksymalne prędkości skrętu ramy platformy wynosiły ok. $30^\circ/\text{s}$ i były porównywalne do prędkości skrętu w platformach załogowych oraz bezzałogowych (por. p. 4.3 i 4.4).

a)

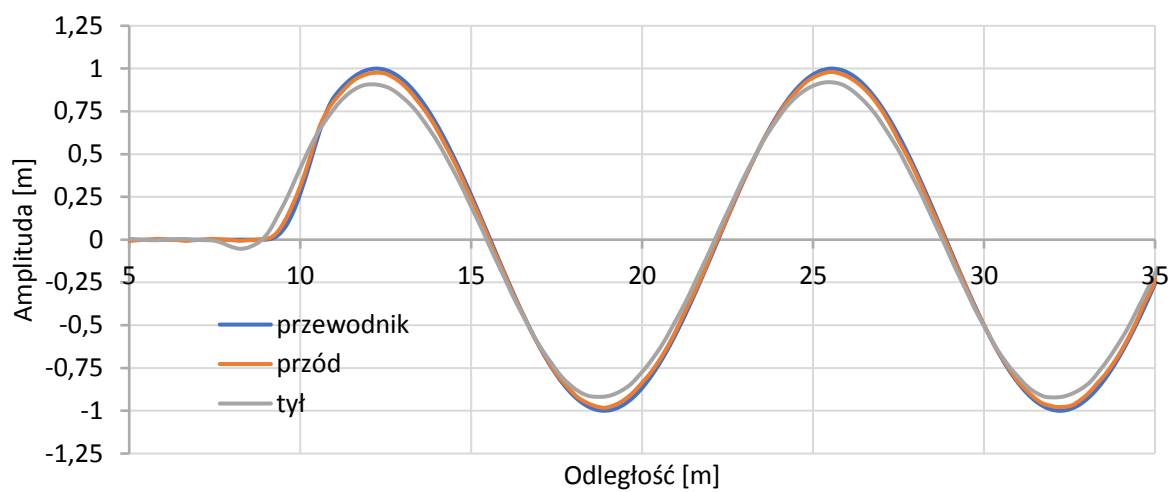


b)

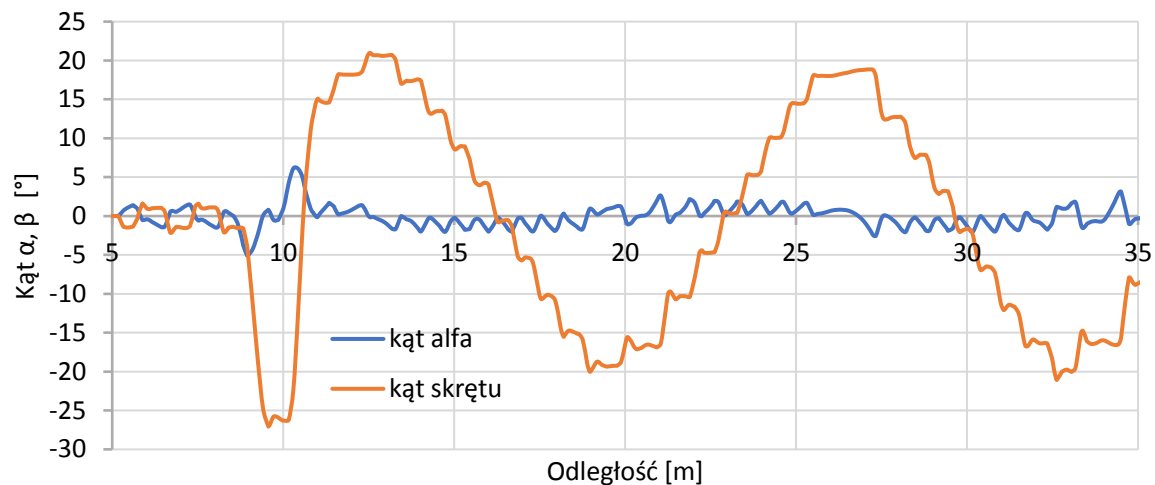


Rys. 7.8. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika 0,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)

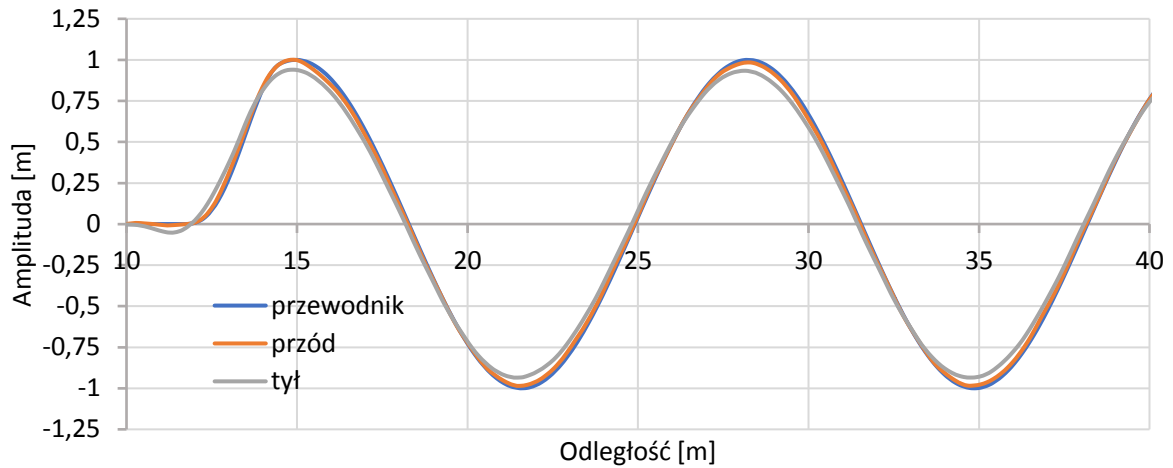


b)

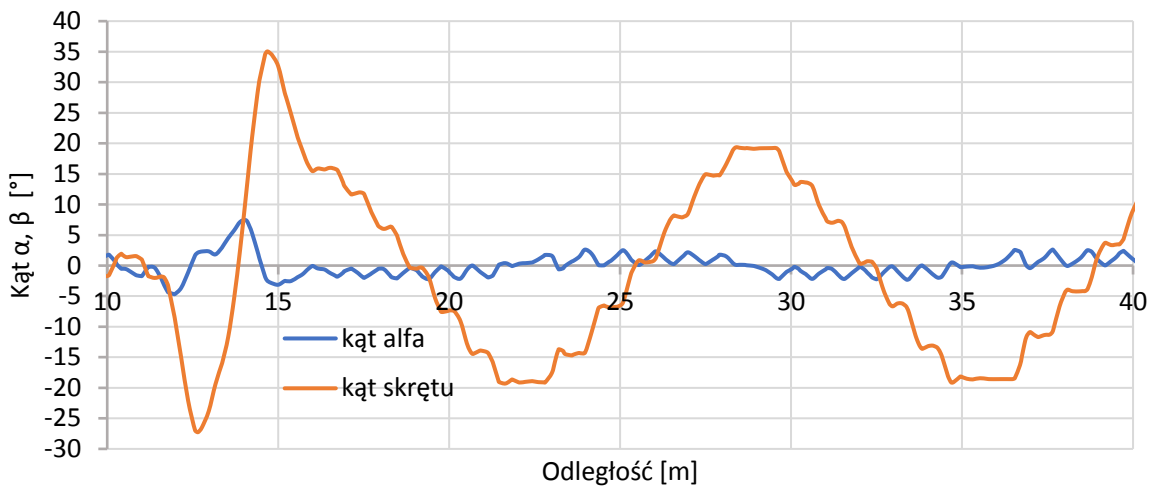


Rys. 7.9. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika 1,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)



b)

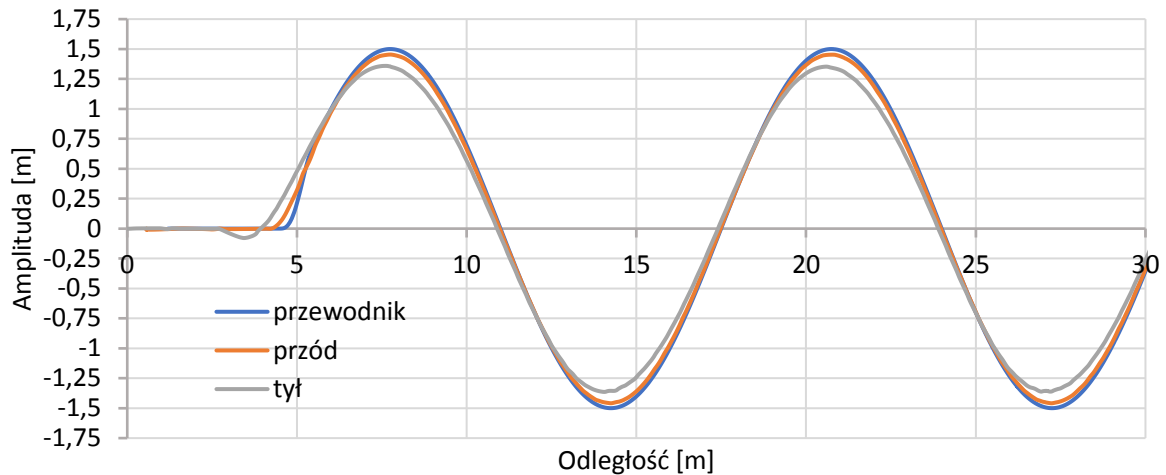


Rys. 7.10. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika 2 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

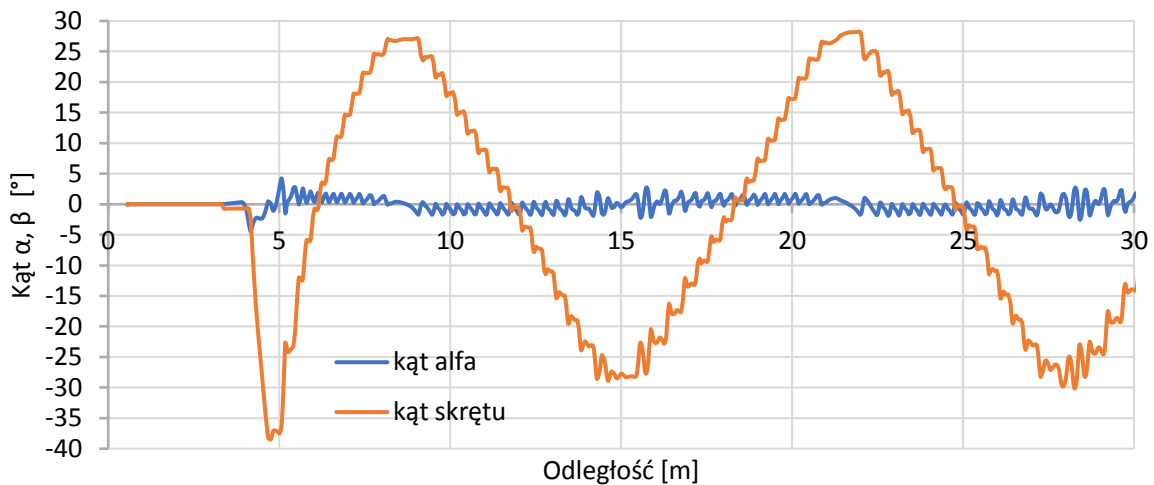
Zwiększenie amplitudy toru ruchu przewodnika do $A_x = 1$ m przy długości sinusoidy $L_x = 13$ m zwiększyło amplitudę odchyień - rys. 7.8 ÷ 7.10. Odchylenia toru ruchu przedniego członu wynosiły średnio 0,03 m i były prawie dwukrotnie większe od odchyień toru uzyskanych przy amplitudzie 0,5 m. Odchylenia toru ruchu tylnego członu zwiększyły się o ok. 50 %, wzrastając średnio do 0,081 m. Odchylenie kątowe między kierunkami torów ruchu dla prędkości 0,5 m/s kształtowały się na poziomie 4,5 stopnia, jednak zwiększenie prędkości jazdy do 1,5 i 2 m/s spowodowało wzrost maksymalnych odchyień kątowych do odpowiednio 6,1° i 7,4°. Ponadto przejazd platformy na tym torze wymagał większych kątów skrętu ramy. Dla prędkości 0,5 m/s i 1,5 m/s kształtowały się na poziomie 20° natomiast przy prędkości 2 m/s

maksymalny kąt skrętu ramy wynosi 35° . Prędkość skrętu w tym przypadku sięgała $58^\circ/\text{s}$ i była ok. dwukrotnie wyższa od prędkości skrętu zarejestrowanych podczas badań rozpoznawczych prędkości skrętu typowych platform przegubowych (por. p. 4.3 i 4.4).

a)



b)

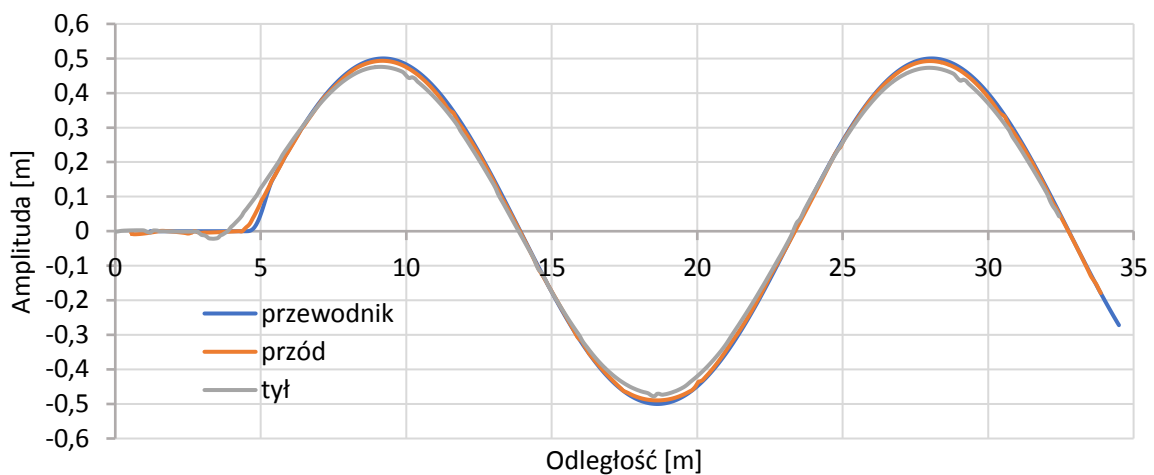


Rys. 7.11. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1,5$ m, $L_x = 13$ m, prędkość przewodnika $0,5$ m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

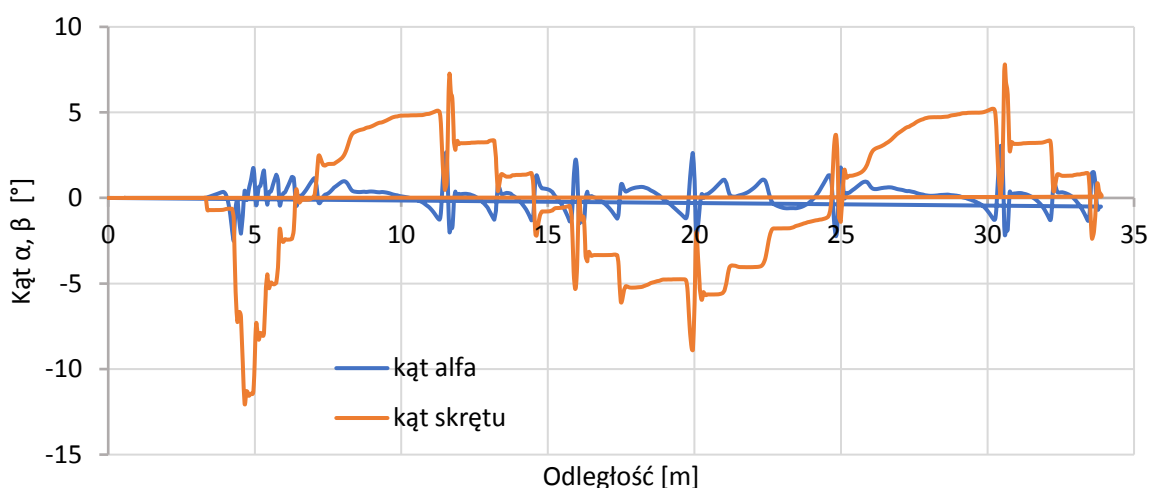
W przypadku sinusoidy o amplitudzie $A_x = 1,5$ m i długości $L_x = 13$ m system okazał się nadążny tylko dla prędkości jazdy $0,5$ m/s (rys. 7.11). Przy wyższych prędkościach układ sterowania nie był w stanie zapewnić zdolności podążania za przewodnikiem. Podczas przejazdu z prędkością $0,5$ m/s, odchylenia od założonego toru ruchu dla przedniego członu platformy wynosiły średnio $0,038$ m, a dla tylnego członu średnio $0,113$ m. Maksymalny kąt

alfa nie był większy niż przy poprzednich torach ruchu i wynosił ok. $4,5^\circ$, natomiast znacząco większy był kąt skrętu ramy platformy osiągający $38,4^\circ$. Prędkość skrętu ramy platformy w tym przypadku sięgała $150^\circ/\text{s}$. Uzyskiwanie tak dużych prędkości skrętu, niewystępujących podczas manualnego sterowania, oznacza zdecydowane zwiększenie wymagań stawianym układom skrętu zwłaszcza w obszarze wydajności pomp hydraulicznych i nie jest racjonalnie uzasadnione. Tak wysokie wymagania w zakresie prędkości skrętu wynikają głównie z braku nadążności układu skrętu, spowodowanych głównie opóźnieniami w układzie sterowania. Ich ograniczenie wymaga modyfikacji układu sterowania, a zwłaszcza zmniejszenia opóźnień w układzie sterowania.

a)

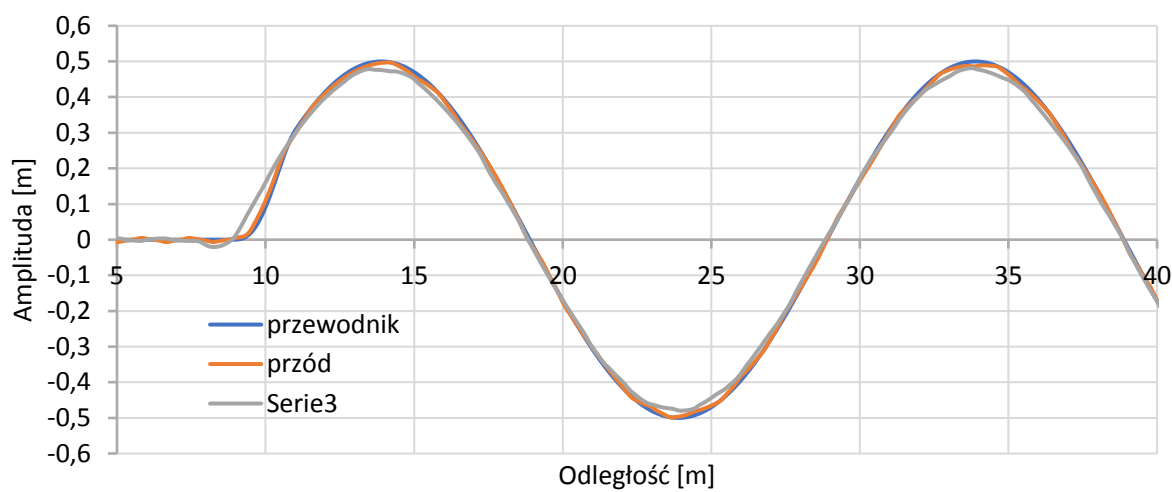


b)

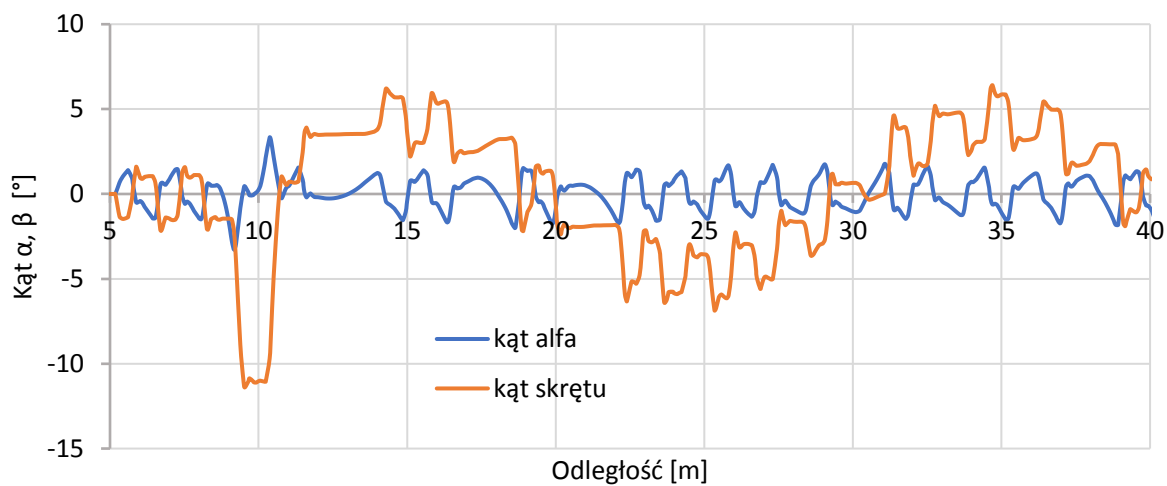


Rys. 7.12. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 0,5 \text{ m}$, $L_x = 19,4 \text{ m}$, prędkość przewodnika $0,5 \text{ m/s}$: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)

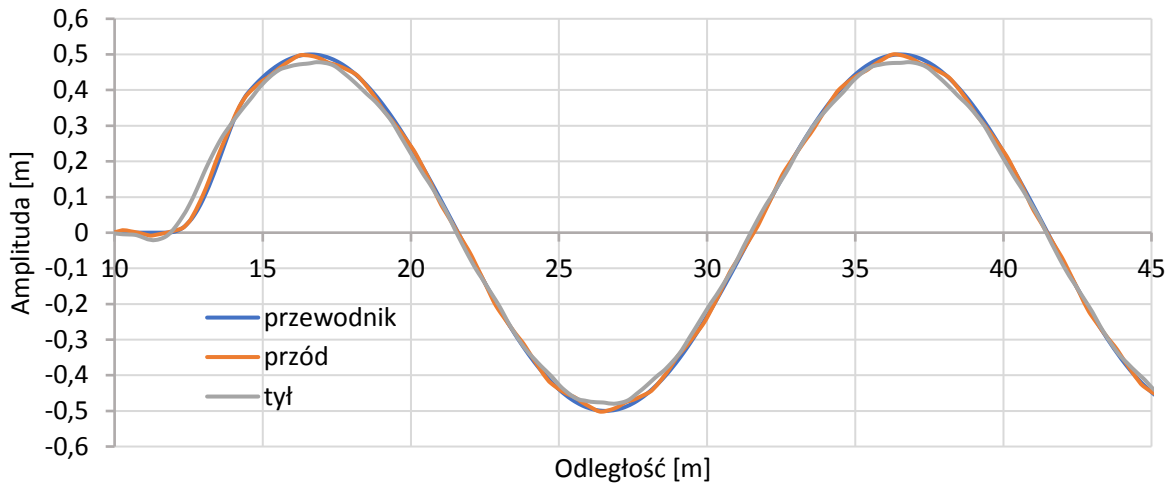


b)

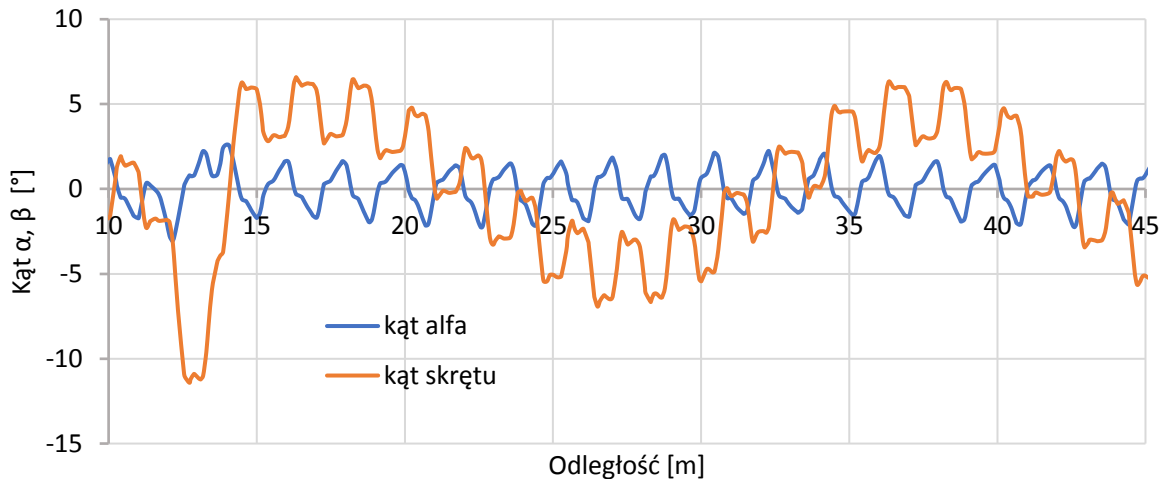


Rys. 7.13. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 0,5$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 1,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)



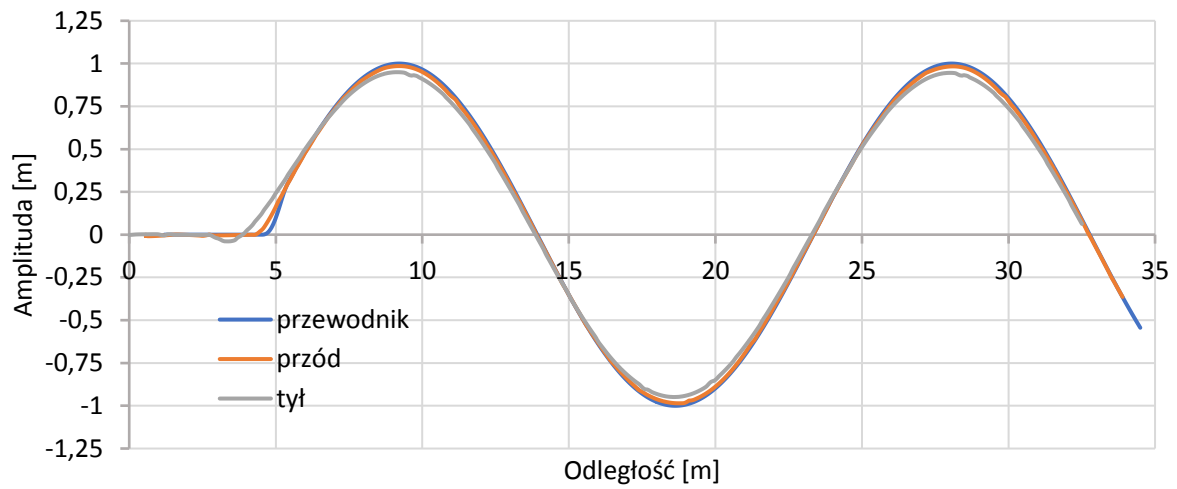
b)



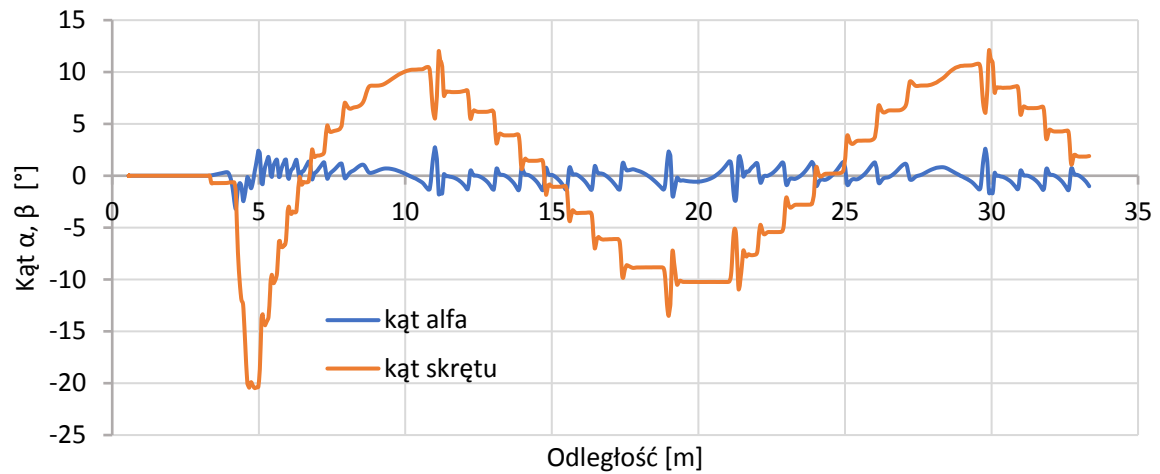
Rys. 7.14. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 0,5$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 2 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

Analizując tor ruchu przewodnika w kształcie sinusoidy o amplitudzie $A_x = 0,5$ m i długości zwiększonej do $L_x = 19,4$ m przedstawiony na rysunkach 7.12 ÷ 7.14, zauważalne są mniejsze odchylenia toru ruchu oraz uzyskiwane są mniejsze kąty skrętu niż dla toru o tej samej amplitudzie $A_x = 0,5$ m, lecz długości $L_x = 13$ m. Odchylenia przedniego członu wynosiły średnio 0,013 m, a tylnego kształtowały się na poziomie 0,032 m. Maksymalny kąt skrętu ramy platformy na tym torze był nieznacznie mniejszy i wynosił średnio $11,4^\circ$. Maksymalna prędkość skrętu ramy na takim torze wynosiła średnio $37^\circ/\text{s}$.

a)

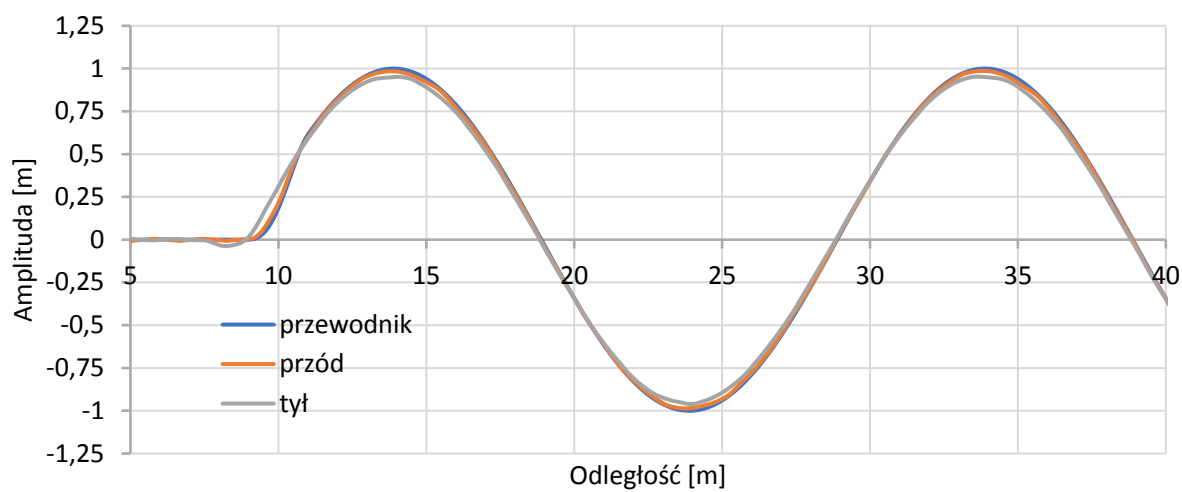


b)

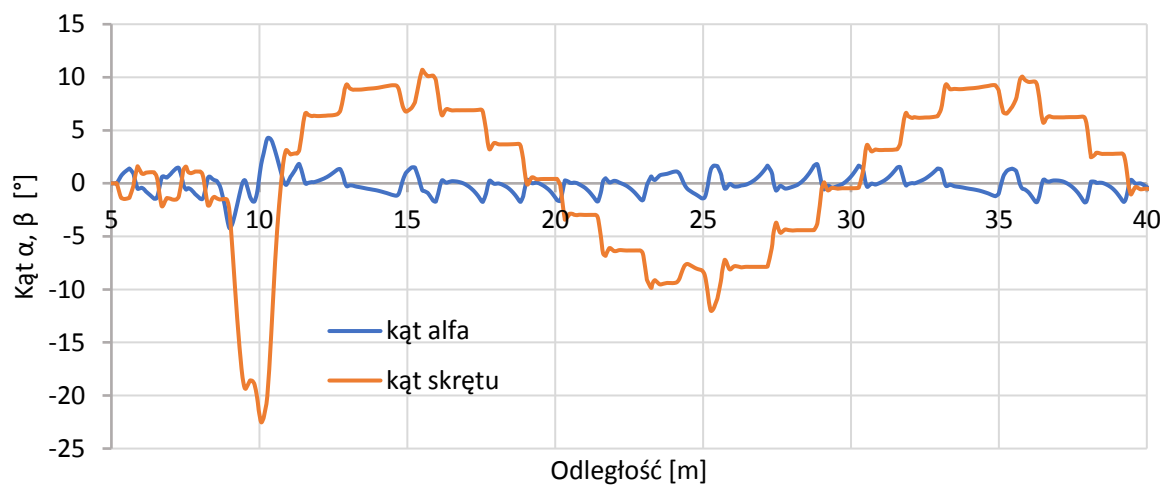


Rys. 7.15. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 0,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)

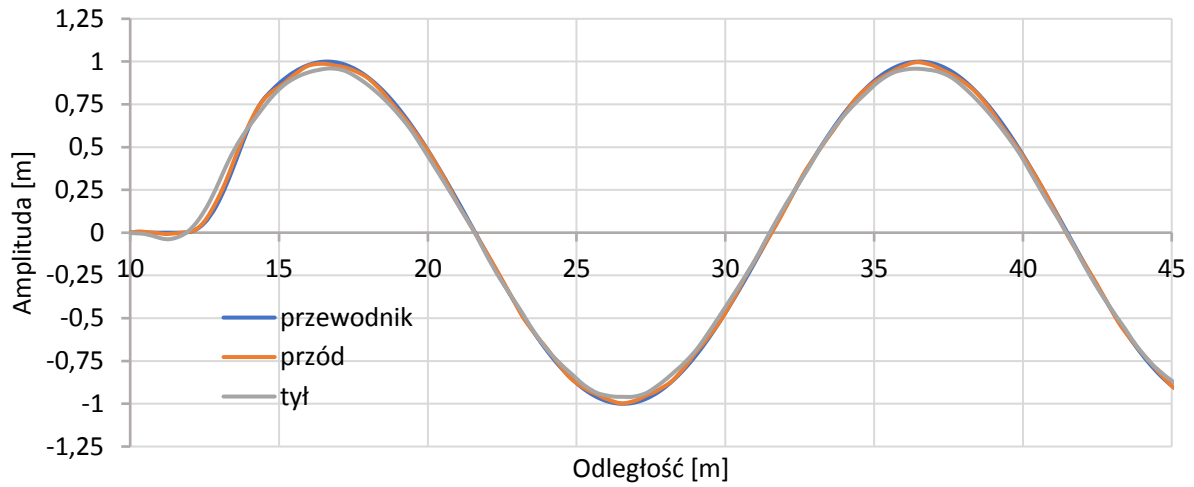


b)

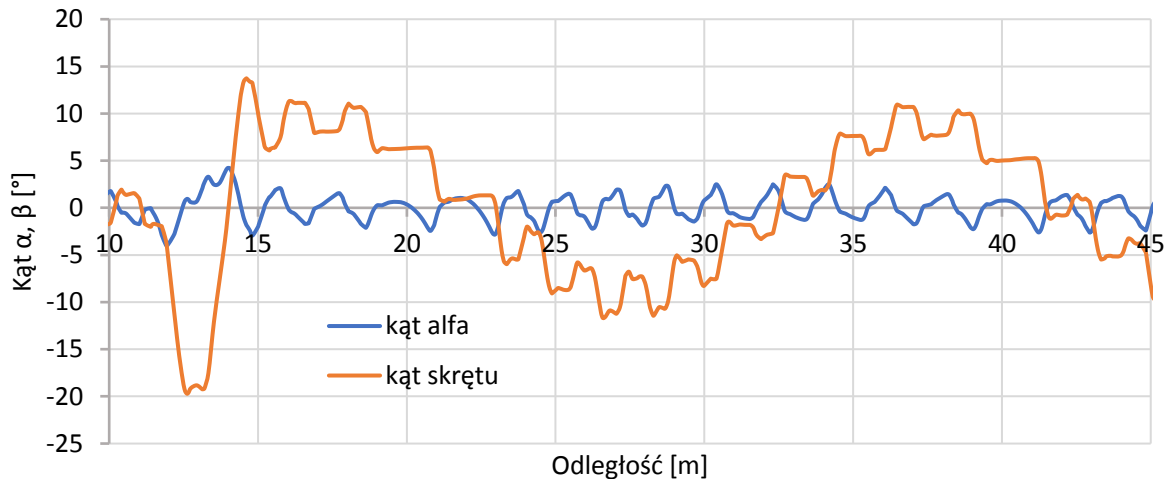


Rys. 7.16. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 1,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)



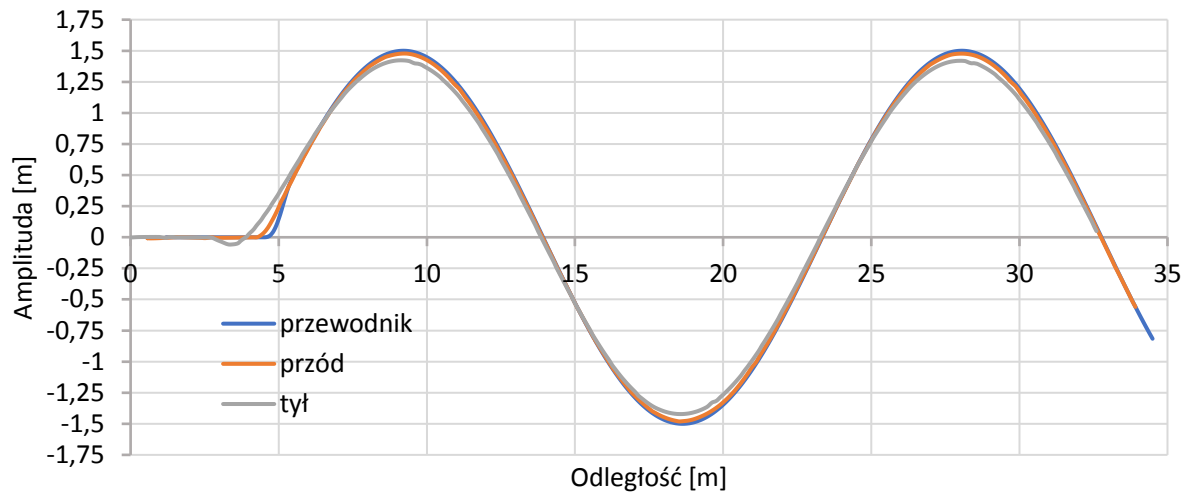
b)



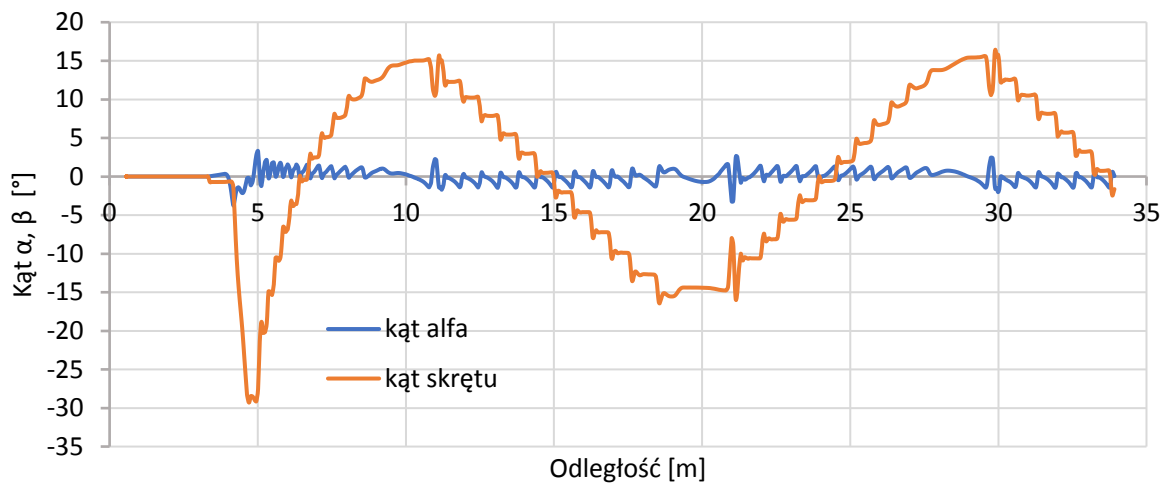
Rys. 7.17. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 2 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

Tory ruchu przedniego i tylnego członu podczas przejazdów po sinusoidzie o amplitudzie $A_x = 1$ m i długości $L_x = 19,4$ m, przedstawione na rysunkach 7.15 ÷ 7.17 w porównaniu z torami o amplitudzie $A_x = 1$ m i długości $L_x = 13$ m miały trochę mniejsze odchylenia i wynosiły średnio dla przedniego członu 0,024 m i tylnego członu 0,062 m. Były jednocześnie prawie dwukrotnie większe od zarejestrowanych przy amplitudzie 0,5 m i długości 19,4 m. Wartość maksymalnego kąta alfa była podobna jak w większości przypadków torów ruchu i kształtowała się na poziomie $4,5^\circ$. Przejazd platformy na tym torze wymagał kątów skrętu ramy na poziomie 20° , a maksymalne prędkości skrętu ramy platformy nie przekraczały $35^\circ/s$.

a)

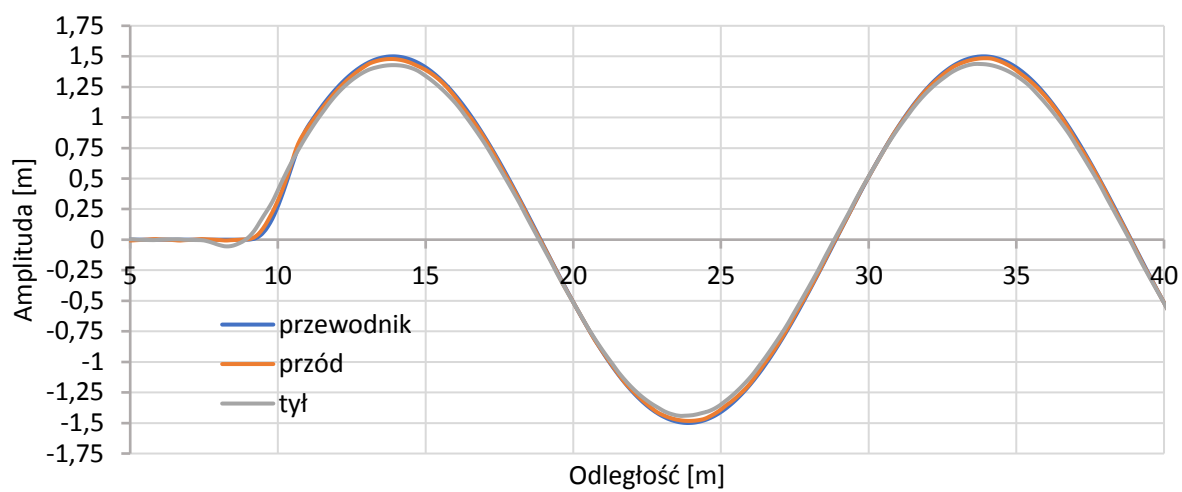


b)

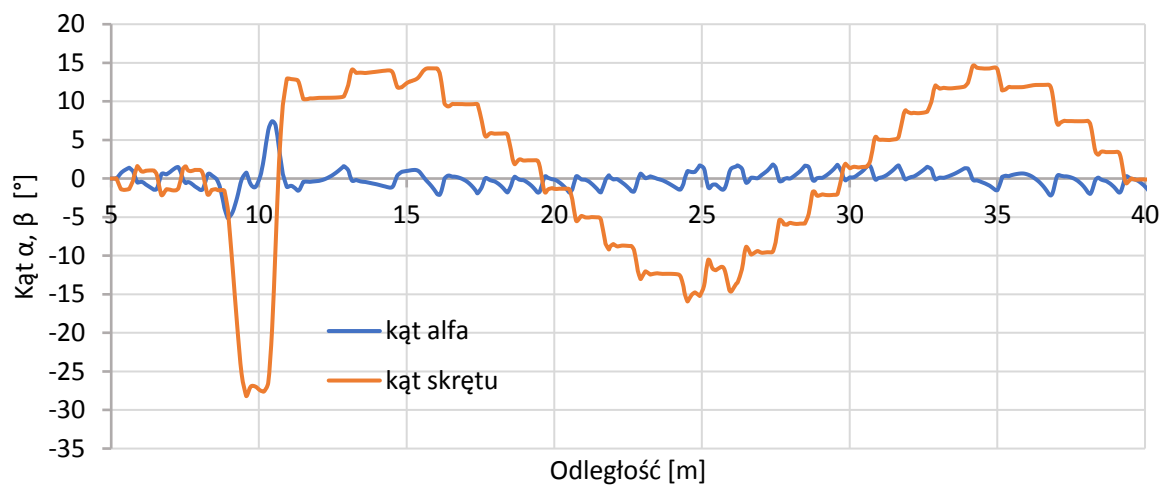


Rys. 7.18. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1,5$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 0,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)

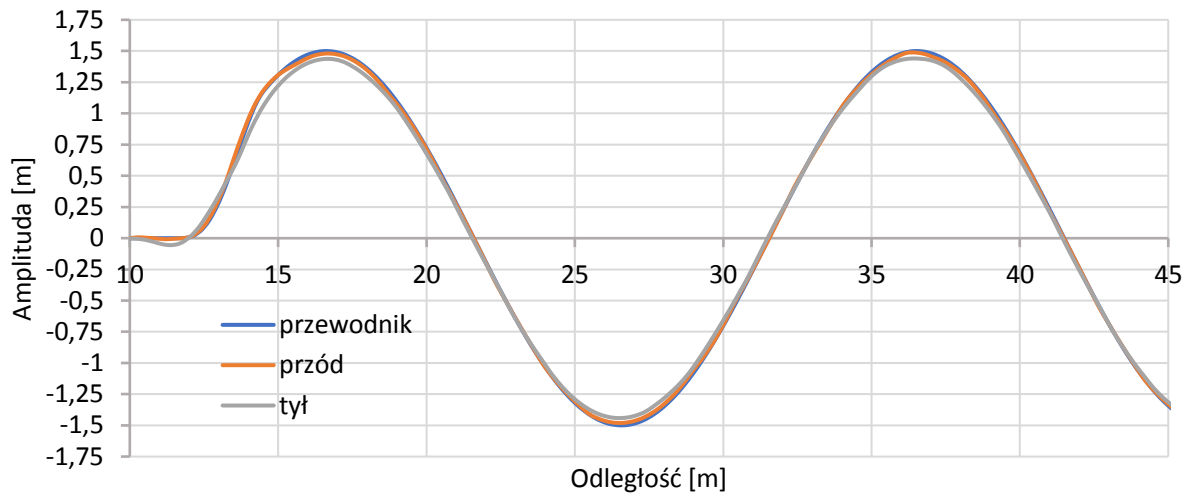


b)

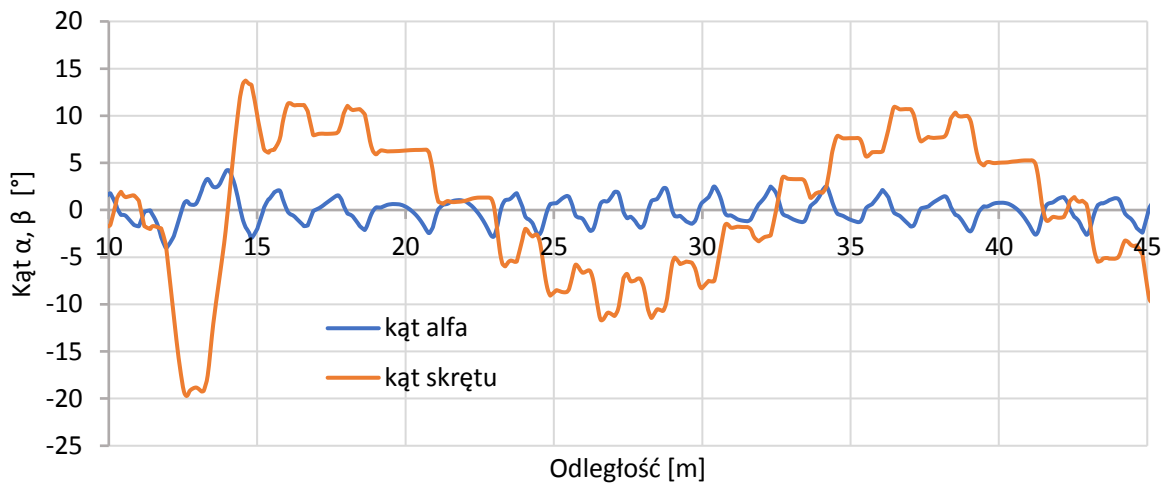


Rys. 7.19. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1,5$ m, $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 1,5 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

a)



b)



Rys. 7.20. Przebieg dla toru w kształcie sinusoidy $A_x = 1,5$ m $L_x = 19,4$ m, prędkość przewodnika 2 m/s: a - przebieg toru ruchu, b - kąt skrętu i kąt alfa

Analizując tor ruchu przewodnika w kształcie sinusoidy o amplitudzie $A_x = 1,5$ m i długości $L_x = 19,4$ m dla przyjętych prędkości, maksymalne odchylenia toru ruchu były podobne i wynosiły dla członu tylnego 0,097 m. Odchylenie kątowe między kierunkami torów ruchu dla prędkości 0,5 m/s kształtowały się na poziomie 4,5 stopnia, jednak zwiększenie prędkości jazdy do 1,5 i 2 m/s spowodowało wzrost maksymalnych odchyleń kątowych do odpowiednio 7,4° i 6,7°.

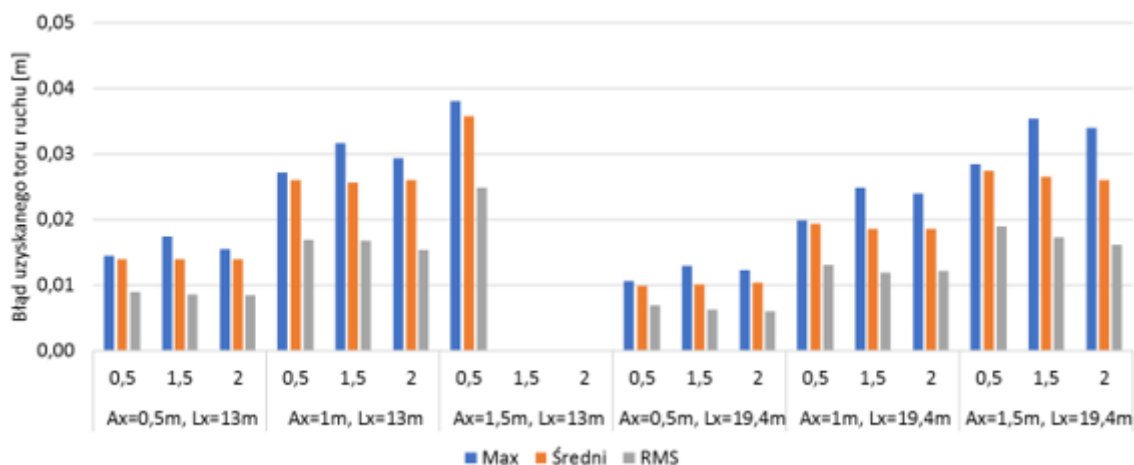
Ocenę otrzymanych wyników przeprowadzono według kryteriów opisanych w podrozdziale 7.2. Zestawienie wyników zmierzonych błędów toru ruchu przedniego członu przedstawiono w poniższej tabeli 7.3. Przebiegi pokrywają się średnio w 97 %. Jednak nie dla wszystkich

założonych konfiguracji toru ruchu, system sterowania układu skreślu platformy zrealizował wymagany przejazd i dla toru o amplitudzie 1,5 m i prędkości 1,5 m/s i 2 m/s, układ okazał się nienadający.

Tabela 7.3. Błędy toru ruchu przedniego członu

	Prędkość przewodnika [m/s]	Max. błąd-przód [m]	Średni max. błąd-przód [m]	RMS błędu-przód [m]	Stosunek pól pod wykresem
$A_x=0,5m,$ $L_x=13m$	0,5	0,014	0,014	0,009	0,94
	1,5	0,017	0,014	0,009	0,97
	2	0,016	0,014	0,008	0,96
$A_x=1m,$ $L_x=13m$	0,5	0,027	0,026	0,017	0,94
	1,5	0,032	0,026	0,017	0,97
	2	0,029	0,026	0,015	0,96
$A_x=1,5m,$ $L_x=13m$	0,5	0,038	0,036	0,025	0,94
	1,5	-	-	-	
	2	-	-	-	
$A_x=0,5m,$ $L_x=19,4m$	0,5	0,011	0,010	0,007	0,97
	1,5	0,013	0,010	0,006	0,99
	2	0,012	0,010	0,006	0,98
$A_x=1m,$ $L_x=19,4m$	0,5	0,020	0,019	0,013	0,97
	1,5	0,025	0,019	0,012	0,99
	2	0,024	0,019	0,012	0,98
$A_x=1,5m,$ $L_x=19,4m$	0,5	0,028	0,027	0,019	0,97
	1,5	0,035	0,027	0,017	0,99
	2	0,034	0,026	0,016	0,98

Na rysunku 7.21 przedstawiono błędy uzyskanego toru ruchu dla poszczególnych konfiguracji toru ruchu. Na tej podstawie stwierdzono, że maksymalne błędy uzyskanego toru ruchu przedniego członu modelu platformy, kształtują się na poziomie kilku centymetrów i średni maksymalny błąd nie przekraczał 0,04 m. Największe błędy występowały na torze o amplitudzie 1,5 m.

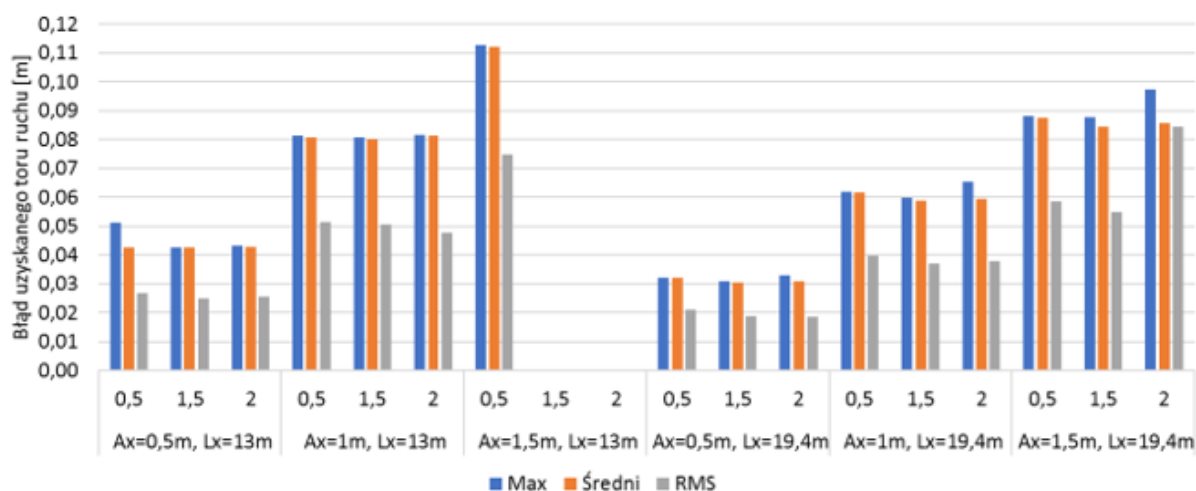


Rys. 7.21. Błędy uzyskanego toru ruchu dla przedniego członu

Zestawienie wyników zmierzonych błędów toru ruchu tylnego członu przedstawiono w tabeli 7.4. Pole powierzchni pod przebiegami pokrywają się średnio w 90 %. Analizując błędy otrzymanego toru ruchu tylnego członu (rys. 7.22) odczytano większe odchylenia od zadanego toru przewodnika i wynoszą średnio 0,06 m. Są to małe odchylenia biorąc pod uwagę cały przejazd. Wraz z odległością błędy nie narastały co świadczy o poprawnym działaniu systemu. Zauważyć można, że błędy są nieznacznie większe na torze ruchu o wyższej amplitudzie wymagającej większej intensywności skrętu.

Tabela 7.4. Błędy toru ruchu tylnego członu

	Prędkość przewodnika [m/s]	Max. błąd-tył [m]	Średni max. błąd-tył [m]	RMS błąd-tył [m]	Stosunek pól pod wykresem
Ax=0,5m, Lx=13m	0,5	0,051	0,043	0,027	0,81
	1,5	0,042	0,042	0,025	0,91
	2	0,043	0,043	0,026	0,87
Ax=1m, Lx=13m	0,5	0,081	0,081	0,051	0,81
	1,5	0,081	0,080	0,051	0,91
	2	0,082	0,081	0,048	0,87
Ax=1,5m, Lx=13m	0,5	0,113	0,112	0,075	0,83
	1,5	-	-	-	-
	2	-	-	-	-
Ax=0,5m, Lx=19,4m	0,5	0,032	0,032	0,021	0,93
	1,5	0,031	0,031	0,019	0,95
	2	0,033	0,031	0,019	0,92
Ax=1m, Lx=19,4m	0,5	0,062	0,062	0,040	0,93
	1,5	0,060	0,059	0,037	0,95
	2	0,065	0,060	0,038	0,92
Ax=1,5m, Lx=19,4m	0,5	0,088	0,088	0,058	0,93
	1,5	0,088	0,085	0,055	0,95
	2	0,097	0,086	0,084	0,91



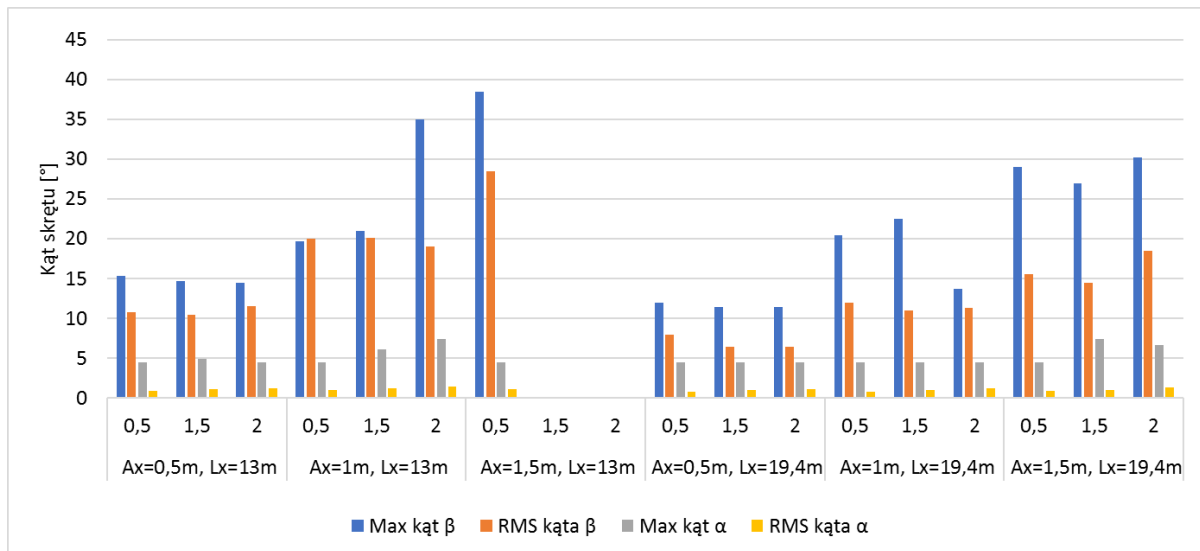
Rys. 7.22. Błędy uzyskanego toru ruchu dla tylnego członu

Następnie przeanalizowano dla wszystkich konfiguracji toru w kształcie sinusoidy, uzyskiwany kąt skrętu ramy platformy i kąt odchylenia toru ruchu platformy od toru ruchu przewodnika, a wyniki zestawiono w tabeli 7.5.

Tabela 7.5. Uzyskiwany kąt skrętu i kąt odchylenia toru ruchu

	Prędkość przewodnika [m/s]	Max. kąt skrętu ramy β [°]	Śr. Max. kąt skrętu ramy β [°]	Max. kąt α [°]	RMS kąta α [°]
$A_x=0,5m$, $L_x=13m$	0,5	15,3	10,8	4,5	0,9
	1,5	14,7	10,5	5,0	1,1
	2	14,5	11,5	4,5	1,2
$A_x=1m$, $L_x=13m$	0,5	19,7	20,0	4,5	1,0
	1,5	21,0	20,1	6,1	1,3
	2	35,0	19,0	7,4	1,5
$A_x=1,5m$, $L_x=13m$	0,5	38,4	28,5	4,5	1,2
	1,5	-	-	-	-
	2	-	-	-	-
$A_x=0,5m$, $L_x=19,4m$	0,5	12,0	8,0	4,5	0,8
	1,5	11,4	6,5	4,5	1,0
	2	11,4	6,4	4,5	1,2
$A_x=1m$, $L_x=19,4m$	0,5	20,4	12,0	4,5	0,8
	1,5	22,5	11,0	4,5	1,0
	2	13,7	11,4	4,5	1,3
$A_x=1,5m$, $L_x=19,4m$	0,5	29,0	15,6	4,5	0,9
	1,5	27,0	14,5	7,4	1,1
	2	30,2	18,5	6,7	1,4

Analizując kąt odchylenia kierunku jazdy od kierunku przewodnika (rys.7.23), zauważono, że kierunki te nie miały większego odchylenia niż 8 stopni, a średnie odchylenia wynosiły ok 4,5 stopnia. System sterowania działał poprawnie w zdecydowanej większości konfiguracji toru ruchu, jednak przy kątach skrętu powyżej 40 stopni układ nie był nadążny, dla wcześniej już wspomnianego toru ruchu o amplitudzie 1,5 m i $L_x = 13m$.



Rys. 7.23. Uzyskiwany kąt skrętu i kąt odchylenia toru ruchu

7.5. Analiza wyników badań wpływu wybranych właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia toru ruchu BPL

Przeprowadzone badania symulacyjne z regulatorem proporcjonalnym dały zadawalające wyniki odwzorowywania zadanego toru ruchu i wykazały potencjał działania układu w systemie podążania za przewodnikiem. W kolejnym etapie badań symulacyjnych zmieniano właściwości hydrostatycznego układu skrętu w celu określenia ich wpływu na odchylenia toru ruchu BPL od zadanego toru ruchu. Badania przeprowadzono ze zmianą tylko jednej właściwości na raz:

- zastosowano regulator PID;
- zmniejszono o połowę sztywność hydrostatycznego układu skrętu (k);
- zmniejszono szerokość strefy nieczułości rozdzielacza (Δx) z wynoszącej 30 % na 15 %;
- skrócono o połowę opóźnienia czasu zadziałania układu skrętu (t_1) z 330 ms na 165 ms.

W badanym układzie występowało wiele zakłóceń utrudniających dobór nastaw regulatora, dlatego przyjęto dobór nastaw na podstawie badań symulacyjnych i dążeniem do stabilnej pracy całego układu. W literaturze można znaleźć wiele metod na określenie wartości nastaw regulatora i polegają głównie na wstępnym dobraniu tych wartości, a następnie doprecyzowanie ich na obiekcie sterowanym [31,51,58,83]. Do badań wybrano sprawdzoną i popularną metodę eksperymentalną Zieglera-Nicholsa. Metoda ta polega na określeniu wartości wzmocnienia krytycznego, dla którego badany układ osiąga granicę stabilności, dlatego dla skokowego sygnału wymuszającego, zwiększano wartość wzmocnienia regulatora proporcjonalnego do momentu osiągnięcia niegasnących oscylacji układu. Dla tak wyznaczonej wartości wzmocnienia krytycznego K_{kr} , przy którym wystąpiło omawiane zjawisko oraz odczytanego okresu oscylacji T_{osc} dobrano wartości nastawy regulatora w oparciu o dane tabelaryczne (Tabela 7.6).

Tabela 7.6. Zestawienie zależności na dobór wzmocnień regulatora [83]

Regulator	K_p/K_{kr}	T_i/T_{osc}	T_d/T_{osc}
P	0,5	-	-
PI	0,45	0,85	-
PID	0,6	0,5	0,12

Do dobranych wstępnie wartości wzmocnień, przeprowadzono liczne testy symulacyjne w celu doprecyzowania wartości nastaw regulatora. Zestawienie otrzymanych wartości wzmocnień przedstawiono w tabeli 7.7.

Tabela 7.7. Zestawienie wartości nastaw regulatora

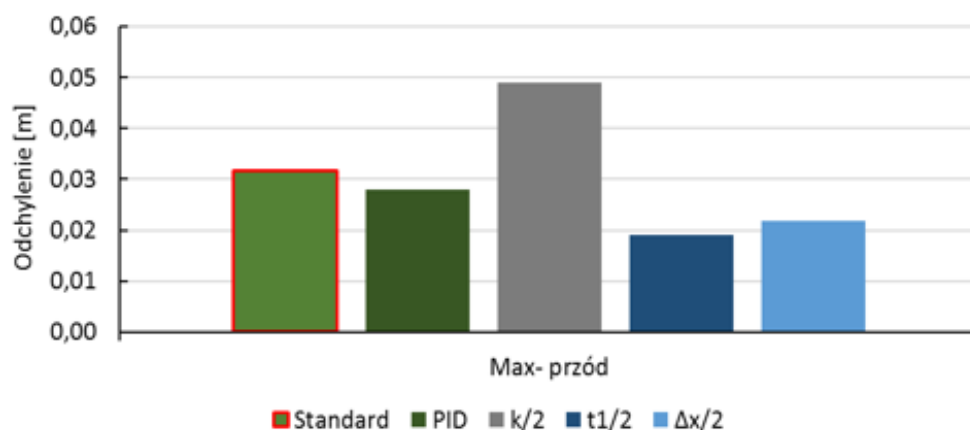
Regulator	K_p	K_i	K_d
PID	5	0,025	0,001

Przeprowadzone badania symulacyjne wpływu zmiany właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia od zadanego toru ruchu, porównano z przyjętym referencyjnym torem ruchu w kształcie sinusoidy: $A_x = 1\text{m}$, $L_x = 13\text{m}$ i prędkości przewodnika $v = 1,5\text{ m/s}$, określonego jako wariant standardowy. Zestawienie błędów uzyskanego toru ruchu BPL od zadanego toru ruchu, ze względu na zmienione właściwości hydrostatycznego układu skrętu, przedstawiono w tabeli 7.8.

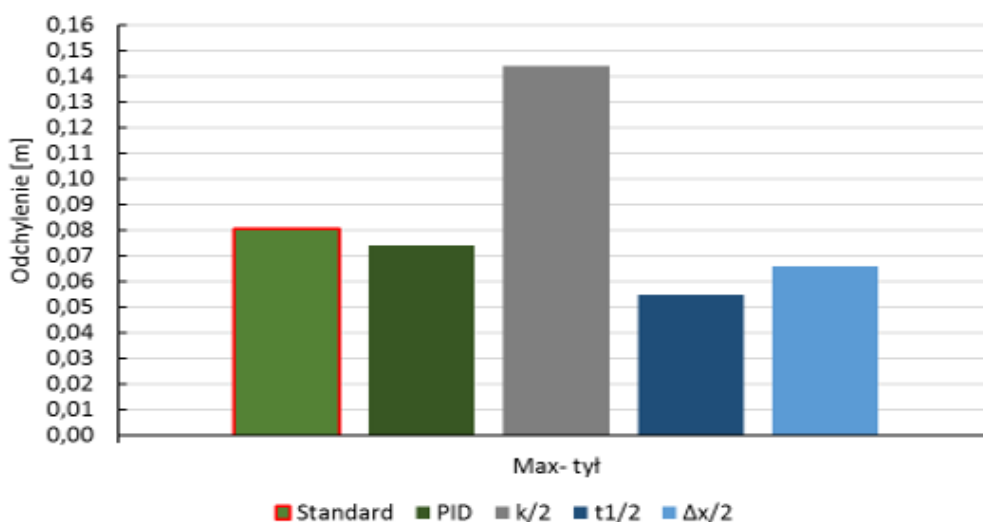
Tabela 7.8. Zestawienie błędów toru ruchu

Parametr	A=1m, Sx=13m v=1,5m/s				
	Standard	PID	k/2	t ₁ /2	Δx/2
Max- przód [m]	0,032	0,028	0,049	0,019	0,022
Średni- przód [m]	0,026	0,025	0,046	0,015	0,019
RMS- przód [m]	0,017	0,015	0,032	0,010	0,012
Max- tył [m]	0,081	0,074	0,144	0,055	0,066
Średni- tył [m]	0,080	0,068	0,143	0,047	0,058
RMS- tył [m]	0,051	0,050	0,096	0,028	0,031

Na rysunkach 7.24 i 7.25 przedstawiono porównanie wpływu wybranych właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia od zadanego toru ruchu przedniego i tylnego członu platformy. Błędy nie przekraczają 0,15 m i mieszczą się w zakładanym dopuszczalnym odchyleniu toru ruchu na poziomie 0,3 m.



Rys. 7.24. Porównanie wpływu właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia od zadanego toru ruchu - względem przedniego członu platformy



Rys. 7.25. Porównanie wpływu właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia od zadanego toru ruchu - względem tylnego członu platformy

Zastosowanie regulatora PID nie wpłynęło znacząco na poprawę toru ruchu, poprawiając błędy toru ruchu ok 10 %. Zmniejszenie o połowę sztywności hydrostatycznego układu skrętu pogorszyła uzyskiwany tor o ok 78% od zadanego toru ruchu i błąd wynosił blisko 0,15 m. Natomiast zmniejszenie o połowę opóźnienia działania hydrostatycznego układu skrętu, podobnie jak zmniejszenie strefy nieczułości rozdzielacza, poprawiło podążanie o ok 30% od zadanego toru ruchu.

7.6. Wnioski

Przeprowadzone badania symulacyjne dla dwóch rodzajów toru ruchu w różnych konfiguracjach i z różnymi prędkościami jazdy przegubowej platformy analizowano zgodnie z opracowanymi kryteriami oceny dokładności otrzymanych torów ruchu platformy względem zadanego toru ruchu. Błędy otrzymanych torów ruchu platformy względem zadanego toru ruchu, nie przekraczały 0,04 m dla przedniego członu platformy i 0,06 m dla tylnego członu. Największe odchylenia występowały na torze o amplitudzie 1,5 m. Przebiegi torów ruchu platformy pokrywają się średnio w 93 % z torem ruchu przewodnika.

Dla toru o amplitudzie 1,5 m i odległości 13 m przy prędkości 1,5 m/s i 2 m/s, układ okazał się nienadający. Prędkość skrętu ramy platformy w tym przypadku sięgała 150°/s i była pięciokrotnie wyższa od prędkości skrętu zarejestrowanych podczas badań rozpoznawczych prędkości skrętu platform przegubowych.

Kąt odchylenia kierunku jazdy platformy od kierunku przewodnika nie miał większego odchylenia niż 8 stopni, a średnio maksymalne odchylenie wynosiło ok 4,5 stopnia.

Wpływ zmiany właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia od zadanego toru ruchu przyrównano do wyników przyjętego referencyjnego toru ruchu określonego jako wariant standardowy. Podczas symulacji badano wpływ sztywności układu skrętu, strefy nieczułości rozdzielacza, opóźnień w układzie sterowania oraz efektywność zastosowania regulatorów. Maksymalne błędy nie przekraczały 0,15 m i mieszczą się w zakładanym dopuszczalnym odchyleniu toru ruchu, który wynosi 0,3 m.

Zmniejszenie opóźnienia działania układu skrętu, podobnie jak zmniejszenie strefy nieczułości rozdzielacza, poprawiło nadążność układu o ok 30 % od zadanego toru ruchu. Korzystne również było zastosowanie regulatora PID.

8. Podsumowanie i wnioski końcowe

Przeprowadzona analiza stanu zagadnienia pod kątem problemów systemów podążania za przewodnikiem i analizy systemów skrętu stosowanych w systemie podążania oraz problemach przegubowych platform z hydrostatycznym układem skrętu, umożliwiła sformułowanie celu naukowego pracy, którego było określenie wpływu wybranych właściwości hydrostatycznego układu skrętu lekkiej przegubowej bezzałogowej platformy lądowej, na odwzorowanie toru ruchu w systemie podążania za przewodnikiem. Realizacja tak postawionego celu naukowego pracy wymagała realizacji następujących czynności:

- Przeprowadzenia badań rozpoznawczych prędkości skrętu przegubowych maszyn podczas pokonywania toru testowego (rozdział 4).
- Przeprowadzenia badań identyfikacyjnych w celu wyznaczenia wybranych wielkości hydrostatycznego układu skrętu w tym rozdzielacza bezzałogowej platformy lądowej (rozdział 5). Przebiegi czasowe zmiany wartości ciśnienia w siłownikach skrętu połączonych krzyżowo podczas próby wykonanej na różnych podłożach pozwoliły na wyznaczenie i obliczenie podstawowych parametrów hydrostatycznego układu skrętu. Głębsza analiza porównawcza charakterystyk czasowych na podłożu, a bez kontaktu z podłożem, pozwoliła na określenie wpływu układu napędowego na drgania układu skrętu platformy.
- Opracowania i zweryfikowania modelu hydrostatycznego układu skrętu BPL (rozdział 5).
- Przeprowadzenia badań identyfikacyjnych podążania bezzałogowej platformy lądowej po wyznaczonym torze ruchu (rozdział 6).
- Zweryfikowania modelu BPL z hydrostatycznym układem skrętu (rozdział 6). Opracowany model symulacyjny uwzględnia wszystkie najistotniejsze wielkości hydrostatycznego układu skrętu i składa się z części modelu hydrostatycznego układu skrętu i sterowania oraz modelu kinematycznego bezzałogowej platformy lądowej. Model symulacyjny został z walidowany i zweryfikowany badaniami doświadczalnymi.
- Przeprowadzenia badań symulacyjnych podążania BPL po wyznaczonym torze ruchu (rozdział 7). Gotowy model symulacyjny platformy pozwolił na przeprowadzenie badań symulacyjnych, których celem było określenie odchylenia otrzymywanego toru ruchu członu przedniego i tylnego od zadanego toru ruchu, a także uzyskiwany kąt i prędkość skrętu BPL z hydrostatycznym układem skrętu. Drugim celem badań było określenie wpływu zmiany właściwości hydrostatycznego układu skrętu na odchylenia toru ruchu BPL od zadanego toru ruchu.

Zrealizowane w ramach pracy badania pozwoliły na wysunięcie następujących wniosków:

- badania rozpoznawcze wykazały, że prędkości skrętu przegubowych BPL mogą być blisko dwa razy większe niż przegubowych maszyn roboczych, co może oznaczać, że właściwości układu skrętu BPL mogą mieć jeszcze większe znaczenie niż w przypadku maszyn roboczych.
- dla toru o większej intensywności skrętu średnie max uzyskiwane kąty skrętu i prędkości skrętu są blisko dwa razy większe w porównaniu z torem o mniejszej wymaganej intensywności skrętu;
- ciśnienie panujące w komorach siłownika w efekcie sterowania podczas skrętu mieści się w zakresie 40 – 60 bar i nie przekracza 100 bar;
- okres drgań układu skrętu platformy zmierzony na różnych podłożach i bez kontaktu układu jezdnego z podłożem jest porównywalny i wynosi średnio 0,28 s oraz w badaniach symulacyjnych wyniósł 0,25 s;
- bezwymiarowy współczynnik tłumienia ξ wynosi średnio 0,267 i jest nieznacznie większy w przypadku badania bez kontaktu układu jezdnego z podłożem.
- zbadane opóźnienie czasu zadziałania układu skrętu wynosi $t_1 = 0,33$ s;
- strefa nieczułości rozdzielacza wynosi 30 %, a maksymalne otwarcie rozdzielacza następuje po czasie 0,4 s;
- opracowany model symulacyjny BPL wskazuje na dobry stopień dopasowania do obiektu fizycznego co potwierdzają współczynniki korelacji i determinacji na poziomie 90% oraz nieduże wartości błędów względnych;
- odchylenia otrzymanego toru ruchu w badaniach symulacyjnych BPL od zadanego toru ruchu przewodnika nie przekraczały założonych 0,3 m i wynosiły ok. 0,1 m;
- zastosowanie regulatora PID nieznacznie poprawiło nadążność, bo ok. 10 %;
- mniejsza dwukrotnie sztywności hydrostatycznego układu skrętu zwiększyła odchylenia o ok. 78 % od zadanego toru ruchu i wynosiła 0,15 m;
- zmniejszenie o połowę opóźnienia działania hydrostatycznego układu skrętu, podobnie jak zmniejszenie strefy nieczułości rozdzielacza, poprawiło podążanie o ok 30 % od zadanego toru ruchu.
- występujące w badaniach odchylenia toru ruchu platformy względem toru ruchu przewodnika wynikają przede wszystkim z działania hydrostatycznego układu skrętu przy założonym idealnym sygnale położenia przewodnika. Sam system lokalizacji przewodnika [104] będzie generował dodatkowy czas opóźnienia przekładając się na zwiększenie odchylenia toru ruchu platformy względem toru ruchu przewodnika.

Przeprowadzone badania określiły wpływ właściwości hydrostatycznego układu skrętu lekkiej przegubowej bezzałogowej platformy lądowej, na odwzorowanie toru ruchu w systemie podążania za przewodnikiem, co stanowiło cel naukowy pracy i zrealizowano w pełni zakres pracy.

Przeprowadzana analiza zagadnienia oraz wyniki i wnioski z przeprowadzonych badań symulacyjnych i eksperymentalnych pozwoliły nakreślić dalsze kierunki badań, które koncentrują się wokół następujących obszarów:

- badania nad opracowaniem systemu podążania za przewodnikiem dla losowego toru ruchu i zmiennej prędkości przewodnika;
- badania przegubowej bezzałogowej platformy lądowej z hydrostatycznym układem skrętu i uwzględnieniem układu napędowego, na odwzorowanie toru ruchu w systemie podążania za przewodnikiem.

ABSTRACT

The development of Unmanned Ground Vehicles (UGV) enable their wider use in order to reduce the effort and risk for the operator. The UGV are used in contaminated areas, battlefields and activities in an urbanized area, as well as in the logistics system during rescue operations, transporting equipment and heavy loads. The need to transport to places that are difficult to access by conventional means of transport, arises more and more often. The system of following the guide is a significant improvement in the ergonomics of the transport vehicle control, because they autonomously follows the operator, copying his path and maintaining a safe distance without any necessary actions on the part of the operator. The guide is responsible for the correct selection of the traffic corridor, and must choose a route during the march that will also be able to be followed by the vehicle. It is required that the vehicle follows the designated path in order to avoid collision with an obstacle and maintains a constant distance behind the guide. Based on the literature analysis, a tracked unmanned ground vehicle with an articulated hydrostatic steering system was adopted as the most suitable for the needs of the following system.

Identification tests were carried out to determine the selected values of the hydrostatic steering system, including the distributor of the unmanned ground vehicle. Time courses of changes in the pressure value in the actuators during the test carried out on various surfaces allowed to determine and calculate the basic parameters of the hydrostatic steering system and to determine the influence of the drive system on the vibrations of the platform steering system. The developed simulation model takes into account all the most important quantities of the hydrostatic steering system and consists of parts of the hydrostatic steering and steering system model and the UGV kinematic model. The simulation model was on verified by experimental research. The completed simulation vehicle model allowed to conduct the simulation test, the purpose of which was to determine the deviation of the obtained trajectory of the front and rear section motion from the given trajectory, as well as the obtained angle and speed of the UGV turning with a hydrostatic steering system. The second aim of the research was to determine the influence of changes in the properties of the hydrostatic steering system on the deviations of the UGV trajectory from the given trajectory.

The conducted research determined the influence of the hydrostatic steering system properties of the light articulated unmanned ground platform on the mapping of the trajectory in the following system. This dissertation and presented results may be the basis for further research on unmanned ground vehicles in the follow me system.

Literatura:

- [1] Azad N.L., Khajepour A., McPhee J.: A survey of stability enhancement strategies for articulated steer vehicles. *Int. J. Heavy Veh.Syst.* 2009
- [2] Azad N.L., Khajepour A., McPhee J.: Effects of locking differentials on the snaking behaviour of articulated steer vehicles. *Int. J.Veh. Syst. Model*, 2, 101, 2007
- [3] Backas J.: Gain scheduled state feedback velocity control of hydrostatic drive transmissions. Elsevier, 2017
- [4] Balcerak A.: Walidacja modeli symulacyjnych- źródła podstaw badawczych. *Prace naukowe Instytutu Organizacji i Zarządzania Politechniki Wrocławskiej*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2003
- [5] Barbachowski E., Klarecka K.: Sposoby korygowania charakterystyk zaworów proporcjonalnych. *Wybrane Problemy Inżynierskie*, 29-34, 2011
- [6] Bartnicki A., Dąbrowska A., Łopatka M. J., Rubiec A.: Badania układu napędu jazdy bezzałogowej kołowej platformy lądowej. *Logistyka*, 2012
- [7] Bartnicki A., Łopatka M. J., Muszyński T., Rubiec A.: Ocena sztywności hydropneumatycznego zawieszenia robota ratowniczego. *Logistyka* 4/2014
- [8] Bartnicki A., Łopatka M. J., Muszyński T.: Szacowanie oporów skrętu burtowego wieloosiowych platform kołowych. *Logistyka*, 2010
- [9] Bartnicki A., Muszyński T.: Koncepcja hydrostatycznego układu napędowego dla bezzałogowej platformy lądowej o skręcie burtowym. *Napędy i Sterowanie*, 14(6), 2012
- [10] Bartnicki A., Typiak A., Typiak R.: Magistrala CAN w systemie zdalnego sterowania platformą bezzałogową wysokiej mobilności. *Zastosowania magistrali CAN w technice wojskowej i cywilnej*. Ustroń-Jaszowiec, 2010
- [11] Bartnicki A., Typiak A., Zienowicz Z.: Zdalnie sterowana lekka platforma z hydrostatycznym układem napędowym. *Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe* (23), 2008
- [12] Bartnicki A., Typiak A.: Stanowisko do badań hydrotronicznych układów napędowych pracujących w systemie CAN-bus. *Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe*, 2008
- [13] Bartnicki A.: Wymagania dla stanowiska zdalnego sterowania pojazdem bezzałogowym w zadaniach zmniejszenia zagrożenia wywołanego niekontrolowanym uwalnianiem substancji niebezpiecznych. *Logistyka* 3, 2012
- [14] Bassani C., Scalmato A., Mastrogiovanni F., Sgorbissa A.: Towards an integrated and human-friendly path following and obstacle avoidance behaviour for robots. in *Robot and*

- Human Interactive Communication (RO-MAN), 25th IEEE International Symposium on, 2016
- [15] Baszuk K., Szczęch L.: Rozwiązania pojazdów bezzałogowych. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, 51, 2010
- [16] Baszuk, K., & Szczęch, L.: Rozwiązania pojazdów bezzałogowych. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, 51, 2010
- [17] Bloomfield R. E.: Autonomy, Robotics, and Dependability. IEEE Security and Privacy Magazine, 2015
- [18] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L.: Dynamika maszyn roboczych. WNT, Warszawa, 1996
- [19] Brach J., Tyro G.: Maszyny ciągnikowe do robót ziemnych, WNT, Warszawa, 1986.
- [20] Budny E.: Napęd i sterowanie układów hydraulicznych w maszynach roboczych. ITE, Radom, 2001
- [21] CAMSO; Service Conditions and Warranty Guidelines; nota techniczna firmy CAMSO INC, nr CPB-460 EN
- [22] Cupał K., Grzelka J.: Nawigacja satelitarna w badaniach trakcyjnych i monitorowaniu ruchu drogowego, Bosmal
- [23] Cosgun A., Florencio D. A., Christensen H. I.: Autonomous person following for telepresence robots. in IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2013
- [24] Daher N., Ivantysynova M.: Energy analysis of an original steering technology that saves fuel and boosts efficiency. Elsevier, 2014
- [25] Daher N., Ivantysynova M.: Yaw stability control of articulated frame off-highway vehicles via displacement controlled steer-by-wire. Elsevier, 2014
- [26] Dąbrowska A., Łopatka M. J., Muszyński T., Rubiec A.: Badania układu skrętu przegubowej bezzałogowej platformy lądowej. Logistyka, 2012
- [27] Dąbrowska A., Łopatka M. J., Rubiec A.: Ocena mobilności lekkich bezzałogowych pojazdów lądowych. LOGITRANS-VII Konferencja Naukowo-Techniczna Logistyka, Systemy Transportowe, Bezpieczeństwo w Transporcie, Szczyrk, 2010
- [28] Dąbrowska A.: Rubiec A.: Evaluation of lightweight unmanned vehicle mobility. II International Interdisciplinary Technical Conference of Young Scientists. Poznań, 2009.
- [29] de Souza Mendes A., Ackermann M., Leonardi F., de Toledo Fleury A.: Yaw stability analysis of articulated vehicles using phase trajectory method. In International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, 2017
- [30] Dindorf R.: Napędy płynowe. WPS, Kielce, 2009

- [31] Diwakar T. Korsane1 D. T., Yadav V, Raut K. H.: PID Tuning Rules for First Order plus Time Delay System. International Journal of Innovative Research in Electrical, Electronics, Instrumentation and Control Engineering, Vol. 2 nr 1, 2014
- [32] Drexler P., Faatz H., Feicht F., Geis H., Morlok J., Wiesmann E.: Projektowanie i konstruowanie układów hydraulicznych. Vademecum hydrauliki, Tom 3, MANNESMANN REXROTH GmbH
- [33] Dubowski A. P. Zembrowski K., Rakowicz A., Karbowski R., Weymann S., Wojniłowicz Ł.: Opracowanie modeli, budowa i wstępne badania zespołu gąsienicowego dla zestawu pojazdów gąsienicowych. Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe, 2013
- [34] Dudziński P., Chołodowski J., Ketting M.: Experimental tests on rolling resistance of road wheels in rubber tracked undercarriages. In Book of full texts, 24th International Conference Engineering Mechanics, Svratka, 2018
- [35] Dudziński P., Gładysiewicz A.: Wpływ rozkładu nacisków normalnych pod gąsienicą na właściwości trakcyjne pojazdu. Transport Przemysłowy, 2007
- [36] Dudziński P., Kosiara A., Konieczny A.: Wirtualne prototypowanie nowej generacji układu jezdnego na gąsienicach elastomerowych do zastosowań arktycznych. Postępy Nauki i Techniki, 2012
- [37] Dudziński P., Skurjat A.: Badania eksperymentalne i symulacyjne wężykowania przegubowych pojazdów przemysłowych na podwoziu kołowym. Część 2, 2012
- [38] Dudziński P., Skurjat A.: Bezpieczeństwo ruchu przegubowych maszyn inżynierskich na podwoziu kołowym. Logistyka-nauka, 5/2014
- [39] Dudziński P., Skurjat A.: Wpływ podatności elastycznych przewodów hydraulicznych na zjawisko wężykowania pojazdów przegubowych. Wybrane Problemy Inżynierskie, 2011
- [40] Dudziński P.: *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge*. Springer- Verlag Berlin Heidelberg, New York, 2005
- [41] Easy5 – Thermal Hydraulic Library User Guide – plik w wersji elektronicznej dołączonej do oprogramowania MSC Easy5
- [42] Exnet H., Freitag R., Geis H., Lang R., Oppolzer J., Schwab P., Sumpf E., Ostendorff U., Reik M.: Hydraulika: Podstawy, elementy konstrukcyjne i podzespoły. Vademecum hydrauliki, Tom 1, BOSCH REXROTH Sp. z o. o.
- [43] Garbacik A. i inni: Studium projektowania układów hydraulicznych. Ossolineum, Kraków, 1997

- [44] Gholizadeh H., Bitner D., Burton R., Schoenau G.: Modeling and experimental validation of the effective bulk modulus of a mixture of hydraulic oil and air. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 5, 2014
- [45] Gockley R., Forlizzi J., Simmons R.: Natural person-following behavior for social robots. in *Human-robot interaction (HRI), Proceeding of the ACM/IEEE international conference on*, 2007
- [46] Gustaw Kotnis: *Budowa i eksploatacja układów hydraulicznych w maszynach*. KaBe, Krosno, 2011
- [47] Gutowski R., Świetlicki W.A.: *Dynamika i drgania układów mechanicznych*. PWN, Warszawa, 1986
- [48] Guzowski A., Sobczyk A.: Hydrostatyczny system napędu i sterowania jazdą platformy mobilnej. *Logistyka* 6, 2014.
- [49] Harada C., Rolim R., Fujimoto K., Suzuki K., Matsuhira N., and Yamaguchi T.: Development of basic functions for a following robot in a human gathering environment. in *System Integration (SII), IEEE/SICE International Symposium on*, 2016
- [50] Haueisen B.: *Mobility analysis of small, lightweight robotic vehicles*, April 2003
- [51] Haugen F.: *The Good Gain method for PI(D) controller tuning*. TechTeach, 2010
- [52] He Y., Azad N. L., Urbaniak C., Khajepour A., McPhee J.: Lateral stability analysis and parameter estimation of articulated frame steer vehicles. *Proceedings of CSME 2004*, London, Ontario, Canada, 2004
- [53] Honig H. S., Oron-Gilad T., Zaichyk H., Sarne-Fleischmann V., Olatunji S., Edan Y.: *Toward Socially Aware Person-Following Robots*. *IEEE Transactions on Cognitive and Developmental Systems*, 2018
- [54] Horton, D.N.L., Crolla, D.A.: *Theoretical Analysis of the Steering Behaviour of Articulated Frame Steer Vehicles*. *Veh. Syst. Dyn*, 15, 1986
- [55] Hu J., Wang J., Ho M.: *Design of Sensing System and Anticipative Behavior for Human Following of Mobile Robots*. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2014
- [56] Ilias B., Abdul Shukor S. A., Yaacob S., Adom A. H., Mohd Razali M. H.: A nurse following robot with high speed kinect sensor. *ARNP J. Eng. Appl. Sci.*, vol. 9, no. 12, 2014
- [57] Jung E. J., Lee J. H., Yi B. J., Park J., Yuta S., Noh S. T.: *Development of a Laser-Range-Finder-Based Human Tracking and Control Algorithm for a Marathoner Service Robot*. *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, vol. 19, no. 6, 2014

- [58] Kaczorek T.: Teoria układów regulacji automatycznej. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 1979
- [59] Karunarathne D., Morales Y., Kanda T., Ishiguro H.: Model of Side-by-Side Walking Without the Robot Knowing the Goal. *Int. J. Soc. Robot.*, 2017
- [60] Kobilarov M., Sukhatme G., Hyams J., Batavia P.: People tracking and following with mobile robot using an omnidirectional camera and a laser. in *Robotics and Automation, ICRA, IEEE International Conference on*, 2006
- [61] Konopka S., Krogul P., Łopatka J., Muszyński T.: Badania mobilności przegubowych bezzałogowych platform lądowych z kołowymi układami bieżnymi. *Logistyka* 4, 2014
- [62] Konopka S., Krogul P., Łopatka M. J., Muszyński T.: Badania mobilności bezzałogowej platformy przegubowej z gąsienicowym układem bieżnym. *Logistyka*, 4, 2014
- [63] Konopka S., Łopatka M.: *Podstawy konstrukcji Maszyn CAD, Modelowanie Ruchu Maszyn*. WAT, Warszawa, 2005
- [64] Kończalski K., Krogul P., Przybysz M., Typiak R.: Ocena wymagań dla hydrostatycznego układu skrętu platformy transportowej. *Autobusy–Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe*, 6, 2018
- [65] Kończalski K., Łopatka M. J., Przybysz M., Rubiec A.: Sprawność hydrostatycznych układów napędowych wolnobieżnych platform terenowych. *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, 2018
- [66] Krogul P., Przybysz M., Rubiec A.: Transport w trudnodostępnym terenie z wykorzystaniem bezzałogowej platformy lądowej. *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, 2016
- [67] Kudźma Z., Stosiak M., Herok S.: Stanowisko do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych zaworów proporcjonalnych. *Pomiary Automatyka Robotyka*, 18, 2014
- [68] Lei T., Wang J., Yao Z.: Modelling and Stability Analysis of Articulated Vehicles, *Applied Sciences*, 8, 2021
- [69] Li L., Li Q.: Vibration analysis based on full Multi-body model for the commercial vehicle suspension system. *Proceeding of the WSEAS International Conference on Signal Processing, Robotics and Automation, Corfu*, 2007
- [70] Li X., Wang G., Yao Z., Yang Y.: Research on lateral stability and rollover mechanism of articulated wheel loader. *Mathematical and computer modelling of dynamical systems*, 3, 2014

- [71] Łopatka M., Muszynski T.: Research of the snaking phenomenon to improve directional stability of remote controlled articulated wheel tool-carrier. ISARC 2003 The Future Site, 95, 2003
- [72] Łopatka J., Chęciński R., Kaszuba A., Krawczyk R.: Inteligentna kontrola łączności przeciwnika z wykorzystaniem bezzałogowej platformy lądowej Dromader. Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej, 3, 2013
- [73] Łopatka M., Rubiec A.: Concept and Preliminary Simulations of a Driver-Aid System for Transport Tasks of Articulated Vehicles with a Hydrostatic Steering System. Applied Sciences, 17, 2020
- [74] Łopatka M.: Analiza metod oceny zdolności pokonywania terenu o niskiej nośności. Biuletyn WAT, 10, 2004
- [75] Maclaurin B.: Comparing the NRMM (VCI), MMP and VLICI traction models. Journal of Terramechanics 44, 2007
- [76] Malon K., Łopatka J., Rykala Ł., Łopatka M.: Accuracy Analysis of UWB Based Tracking System for Unmanned Ground Vehicles. In 2018 New Trends in Signal Processing (NTSP), IEEE, 2018
- [77] Matej J.: Tracked mechanism simulation of mobile machine in MSC.ADAMS/View. Research in Agriculture Engineering, vol. 56, 2010
- [78] McConville J. B.: Introduction to mechanical system simulation using Adams. SDC Publications Mission, 2015
- [79] Meiling W., Zhen W.: Model Predictive Control for UGV Trajectory Tracking Based on Dynamic Model. International Conference on Information and Automation, Ningbo, China, 2016
- [80] Mężyk A., Klein W., Skowron K., Grabania M. Ł.: Pojazd gaśnicowy z napędem hybrydowym-część 1. Szybkobieżne Pojazdy Gaśnicowe, 3, 2015
- [81] Moorehead S.: Levels of autonomy control approach for mobile robots. Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering
- [82] Muszyński T.: Wężykowanie przegubowych pojazdów kołowych z hydrostatycznym układem skrętu. Rozprawa doktorska, Wojskowa Akademia Techniczna, 2004
- [83] Ogata K.: Modern Control Engineering, fifth edition. Prentice Hall, 2010
- [84] Oktaba W.: Elementy statystyki matematycznej i metodyka doświadczalna. PWN, Warszawa, 1966
- [85] Pace K.D.: Modeling and simulation verification and validation challenges. Modeling and Simulation Vol.25, numer 2, Online Issue, 2004

- [86] Pazooki A., Rakheja S., Cao D.: A three-dimensional model of an articulated frame-steer vehicle for coupled ride and handling dynamic analyses. *International Journal of Vehicle Performance*, 1, 2014
- [87] Pizoń A.: *Hydrauliczne i elektrohydrauliczne układy sterowania i regulacji*. WNT, Warszawa, 1987
- [88] Projekt rozwojowy nr OR00001206/PBR: Bezzałogowy pojazd do wykonywania zadań specjalnych w strefach zagrożenia. 2012.
- [89] Projekt rozwojowy nr O N502 0012 34: Kształtowanie struktur układów zawieszenia członowego i jazdy lekkich bezzałogowych platform lądowych ekstremalnej mobilności. 2012
- [90] Roguski J., Czerwienko D.: *Bezzałogowe platformy lądowe*. Bezpieczeństwo i Technika Pożarnicza, 2013
- [91] Rybak P.: Tracked or wheeled chassis, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol.14, nr 3, 2007
- [92] Rychlik A.: Charakterystyki dynamiczne układu hydraulicznego jako nośnik informacji diagnostycznej o stanie niezdatności jego elementów. *Diagnostyka*, 2007
- [93] Satake J., Chiba M., Miura J.: Visual person identification using a distance-dependent appearance model for a person following robot. *Int. J. Autom. Comput.*, vol. 10, no. 5, 2013
- [94] Shimoda S., Kuroda Y.: Potential Field Navigation of High Speed Unmanned Ground Vehicles on Uneven Terrain. *International Conference on Robotics and Automation*, Barcelona, 2005
- [95] Skurjat A.: Modelowanie procesu stabilizowania ruchu pojazdu przegubowego na podwoziu kołowym. *Rozprawa doktorska*, Politechnika Wrocławska, 2008
- [96] Sprawozdanie z projektu badawczego nr ON502001234/PBG: Kształtowanie struktur układów zawieszenia i jazdy lekkich bezzałogowych platform lądowych ekstremalnej mobilności. WAT, Warszawa, 2011
- [97] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny tom I*. WNT, Warszawa, 2005
- [98] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny tom II*. WNT, Warszawa, 2005
- [99] Taylor J.R.: *Wstęp do analizy błęd pomiarowych*. PWN, Warszawa, 1993
- [100] Tomczyk J.: *Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych*. WNT, Warszawa, 1999

- [101] Tominaga J., Kawauchi K., Rekimoto J.: Around me: a system with an escort robot providing a sports player's self-images. in Proceedings of the 5th Augmented Human International Conference on (AH), 2014
- [102] Topp E. A., Christensen H. I.: Tracking for Following and Passing Persons. in Intelligent Robots and Systems, IEEE/RSJ International Conference on, 2005
- [103] Trojnacki M., Szykarczyk P., Andrzejuk A.: Tendencje rozwoju mobilnych robotów lądowych. PAR, 2008
- [104] Typiak R., Rykała Ł., Typiak A.: Configuring a UWB Based Location System for a UGV Operating in a Follow-Me Scenario. Energies 14, 2021
- [105] Xu T., Ji X., Shen Y.: A novel assist-steering method with direct yaw moment for distributed-drive articulated heavy vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 1, 2020
- [106] Yin Y., Rakheja S., Boileau P. E.: Multi-performance analyses and design optimisation of hydro-pneumatic suspension system for an articulated frame-steered vehicle. Vehicle system dynamics, 1, 2019

Materialy ze stron internetowych:

- [107] <http://news-and-encyclopedia-update.blogspot.com/2012/01/swedish-army-purchases-bvs10-mkii-bae.html>
- [108] <http://tklprogress.pl>
- [109] <http://www.hdtglobal.com/series/robotics/>
- [110] <https://avrrora-robotics.com/en/projects/mars/>
- [111] <https://robo-team.com/products/probot/#s-6>
- [112] <https://robo-team.com/products/rook/#s-6>
- [113] <https://stekopsa.pl/tarvos.html>
- [114] <https://stekopsystems.pl/ncbr/>
- [115] <https://www.defence24.pl/roboty-ladowe-na-mspo>
- [116] <https://www.globalsecurity.org/military/world/europe/bv206.htm>
- [117] <https://www.mobimaniak.pl/168482/samochod-google/>
- [118] <https://www.standard.co.uk/lifestyle/motors/hidden-treasures-at-the-frankfurt-motor-show-a3640451.html>