

WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA
im. Jarosława Dąbrowskiego

Instytut Robotów i Konstrukcji Maszyn



mgr inż. Kacper Tomasz SPADŁO

**Analiza poślizgu kołowych platform wysokiej mobilności
z hydrostatycznymi układami napędu jazdy**

Rozprawa doktorska

Promotor: prof. dr hab. inż. Stanisław Konopka
Promotor pomocniczy: dr inż. Marian Janusz Łopatka

Warszawa 2022

Spis treści

| | |
|--|-----------|
| Wykaz oznaczeń użytych w pracy | 4 |
| 1. Wprowadzenie..... | 7 |
| 2. Dostępne sposoby kontroli poślizgu kół w maszynach i pojazdach..... | 13 |
| 2.1. Mechanizmy różnicowe | 13 |
| 2.2. Blokady mechanizmów różnicowych | 15 |
| 2.3. Elektroniczne układy kontroli poślizgu | 15 |
| 2.4. Układy stosowane w ciągnikach rolniczych | 19 |
| 2.5. Układy asystencyjne | 20 |
| 2.6. Sposoby kontroli poślizgu kół w hydrostatycznych układach napędowych..... | 21 |
| 2.7. Wnioski | 26 |
| 3. Współczesne kierunki badań układów antypoślizgowych..... | 27 |
| 4. Cel i zakres pracy..... | 30 |
| 5. Wymagane różnice prędkości kół występujące w LKBPL | 32 |
| 6. Wstępne badania symulacyjne platformy wysokiej mobilności | 37 |
| 6.1. Model koła podatnego..... | 39 |
| 6.2. Model platformy kołowej z hydrostatycznym układem napędowym | 47 |
| 6.3. Wstępne badania zdolności pokonywania przeszkód terenowych przez LKBPL | 50 |
| 6.4. Wstępne badania układu antypoślizgowego | 54 |
| 6.5. Analiza wyników z badań symulacyjnych..... | 56 |
| 7. Badania identyfikacyjne Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej | 57 |
| 7.1. Projekt badawczy LKBPL | 57 |
| 7.2. Analizy symulacyjne lekkiej kołowej platformy lądowej..... | 58 |
| 7.3. Układ napędowy LKBPL..... | 60 |
| 7.4. Założenia do konstrukcji lekkiej platformy kołowej | 62 |
| 7.5. Konstrukcja Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej | 63 |
| 7.6. Program i metodyka badań | 67 |
| 7.7. Układ pomiarowy..... | 68 |
| 7.8. Badania prędkości poszczególnych kół w LKBPL..... | 74 |
| 7.8.1. Określenie dokładności pomiaru prędkości obrotowej kół | 74 |
| 7.8.2. Badanie oporów własnych układu napędowego | 77 |
| 7.8.3. Badania prędkości kół podczas pokonywania przeszkód | 78 |
| 7.8.4. Wnioski z przeprowadzonych badań pokonywania przeszkód..... | 80 |
| 8. Weryfikacja modelu symulacyjnego | 82 |
| 8.1. Walidacja modelu podczas przemieszczania się ze stałą prędkością..... | 82 |
| 8.2. Walidacja modelu podczas pokonywania przeszkód..... | 85 |

| | |
|--|------------|
| 8.3. Wnioski z przeprowadzonych badań | 90 |
| 9. Badania symulacyjne platformy wysokiej mobilności z układem antypoślizgowym | 91 |
| 9.1. Cel i metodyka badań..... | 91 |
| 9.2. Kryteria aktywacji układu antypoślizgowego..... | 94 |
| 9.3. Kryteria oceny układu antypoślizgowego..... | 98 |
| 9.4. Model symulacyjny platformy z układem antypoślizgowym | 99 |
| 9.5. Badania zdolności pokonywania przeszkód terenowych z zastosowaniem układu antypoślizgowego..... | 100 |
| 9.5.1. Badania układu antypoślizgowego w konfiguracji 1 | 100 |
| 9.5.2. Badania układu antypoślizgowego w konfiguracji 2 | 104 |
| 9.6. Wnioski z badań symulacyjnych układu antypoślizgowego..... | 121 |
| 10. Podsumowanie i wnioski końcowe..... | 126 |
| 11. Literatura..... | 129 |

Wykaz oznaczeń użytych w pracy

| | | |
|--------------|----------------------|--|
| c_{xi} | N·s/mm | współczynniki tłumienia w kierunku promieniowym, |
| c_{yi} | N·s/mm | współczynniki tłumienia w kierunku obwodowym, |
| c_{zi} | N·s/mm | współczynniki tłumienia w kierunku poprzecznym, |
| c_{pi} | N·s/mm | współczynniki tłumienia więzu kontaktu z podłożem |
| Dk | [m] | średnica koła |
| D_{kl} | [m] | średnica kłody |
| H | [m] | wysokość murka |
| i | [-] | przełożenie przekładni |
| i_p | - | wartość otrzymana z pomiarów na obiekcie rzeczywistym , |
| i_s | - | wartość otrzymana badań symulacyjnych, |
| I_{xx} , | [kg·m ²] | masowy moment bezwładności w płaszczyźnie xx |
| I_{yy} | [kg·m ²] | masowy moment bezwładności w płaszczyźnie yy |
| I_{zz} | [kg·m ²] | masowy moment bezwładności w płaszczyźnie zz |
| I_{xy} | [kg·m ²] | masowy moment bezwładności w płaszczyźnie xy |
| I_{xz} | [kg·m ²] | masowy moment bezwładności w płaszczyźnie xz |
| I_{yz} | [kg·m ²] | masowy moment bezwładności w płaszczyźnie yz |
| k | - | współczynnik blokowania mechanizmu różnicowego |
| k_{pi} | [N/m] | współczynniki sztywności więzu kontaktu z podłożem |
| k_{xi} , | [N/m] | współczynniki sztywności w kierunku promieniowym |
| k_{yi} , | [N/m] | współczynniki sztywności w kierunku obwodowym |
| k_{zi} , | [N/m] | współczynniki sztywności w kierunku poprzecznym |
| L | [m] | szerokość murku |
| m_{ki} | [kg] | masa elementów sztywnych |
| m_o | [kg] | masa obręczy |
| $M_{1,2min}$ | [Nm] – | moment obrotowy możliwy do uzyskania na kole o mniejszej przyczepności |
| M_{1-4} | [Nm] | momenty obrotowe obciążające silniki hydrauliczne |
| M_t | [Nm] | moment obrotowy w mechanizmie różnicowym użyty na pokonanie oporów tarcia wewnętrznego |
| Mm_{max} | [Nm] | maksymalny moment możliwy do wykorzystania w moście napędowym |
| M_p | [Nm] | moment obrotowy wejściowy do układu napędowego |

| | | |
|----------------------|------------------------|--|
| M_n | [Nm] | moment napędowy |
| M_{sh} | [Nm] | moment napędowy silnika hydraulicznego |
| M_{hz} | [Nm] | zadany moment hamujący |
| M_{hmax} | [Nm] | moment hamujący maksymalny |
| M_{h0} | [Nm] | moment hamujący minimalny |
| M_{hi} | [Nm] | moment hamujący na i-tym elemencie napędowym, |
| M_n | [Nm] | wejściowy moment napędowy |
| n_{1-4} | [obr/s] | prędkość obrotowa silników hydrostatycznych |
| $np.$ | [obr/s] | prędkość obrotowa pompy hydraulicznej |
| q_p | [cm ³ /obr] | chłonność jednostkowa silnika hydraulicznego |
| Q_s | [dm ³ /min] | chłonność całkowita silników hydraulicznych |
| R_d | [m] | dynamiczny promień koła |
| R_e | [MPa] | granica plastyczności |
| RZ | [mm] | promień łuku |
| s_i | - | poślizg i-tego koła |
| s_{max} | - | poślizg maksymalny |
| T_0 | [s] | chwila aktywacji układu antypoślizgowego, |
| v_k | [m/s] | prędkość przemieszczania się pojazdu |
| v_{ki} | [m/s] | prędkość postępową i-tego koła |
| v_{kn} | [obr/s] | prędkość obwodowa koła napędzanego |
| α | | współczynnik użyty w funkcji STEP |
| Δp | [MPa] | spadek ciśnienia w układzie hydraulicznym |
| Δv | [m/s] | nadwyżka prędkości postępowej |
| Δp_i | [MPa] | spadek ciśnienia na i-tym elemencie napędowym |
| Δt | [s] | czas narastania momentu hamującego |
| ζ | - | bezwymiarowy współczynnik tłumienia |
| δ_{iw} | [%] | błąd względny ocenianej i-tej wielkości |
| $\bar{\delta}_{iw}$ | [%] | średni błąd względny ocenianej i-tej wielkości |
| σ | - | odchylenie standardowe błędu względnego |
| φ | - | współczynnik przyczepności |
| φ_i | - | pozostałe współczynniki kontaktu |
| ω_i | [obr/s] | prędkość kątowa poszczególnych kół |
| ω_{ki} | [obr/s] | prędkość kątowa i-tego koła |
| $\omega_{wejściowe}$ | [obr/s] | prędkość kątowa elementu napędzającego |

| | | |
|----------------|---|--|
| φ_m | - | współczynnika kontaktu garbu |
| φ_p | - | współczynnika kontaktu podłoża podstawowego |
| φ_{ps} | - | współczynnika przyczepności dla podłogi stalowej |
| φ_{as} | - | współczynnika przyczepności dla asfaltu |

1. Wprowadzenie

W obecnych czasach coraz popularniejsze stają się Bezzałogowe Platformy Lądowe (BPL) [43,49]. Ich cechą charakterystyczną jest brak operatora znajdującego się na platformie [43]. Sterowanie najczęściej odbywa się zdalnie za pomocą obserwacji platformy z niewielkiej odległości, systemu teleoperacji, lub w sposób autonomiczny [90]. Wśród BPL możemy rozróżnić kilka podstawowych zastosowań:

- transport – od BPL wymaga się przemieszczania z dużymi prędkościami po drogach i terenach utwardzonych, jak również pracy na halach
- działania ratownicze – wymaga się dużej zdolności pokonywania przeszkód, dużej zwrotności, rozwijania niewielkich prędkości przemieszczania się,
- rozminowywanie – wymaga się zdolności do rozwijania dużych sił uciągu i pracy z niewielkimi prędkościami,
- rozpoznanie i neutralizacji EOD – wymaga się dużej zwrotności oraz zdolności do pokonywania przeszkód, wymagana jest zdolności do przemieszczania się w terenie zurbanizowanym jak i niezurbanizowanym,
- inne – BPL jako nośniki osprzętów, wymaga się zdolności do rozwijania dużych sił napędowych oraz pracy w zróżnicowanym terenie.

Dzięki odsunięciu operatora od miejsca potencjalnego zagrożenia Bezzałogowe Platformy Lądowe obecnie są stosowane między innymi w obszarach klęsk żywiołowych, akcjach ratunkowych na terenach skażonych, pracach w warunkach zagrożenia życia lub zdrowia człowieka, sprawdzania i neutralizacji ładunków wybuchowych, itp. Z tego względu głównymi użytkownikami BPL są służby ratownicze oraz wojsko. BPL to platformy charakteryzujące się wysoką mobilnością – czyli zdolnością do pracy i przemieszczania się w szeroko rozumianych trudnych warunkach terenowych tj. terenach o niskiej nośności oraz pokonywania przeszkód terenowych [38, 92]. Ich budowa najczęściej zapewnia im wysoką zwrotność, która jest wymagana podczas przemieszczania się np. w obszarach objętych klęskami żywiołowymi lub podczas manewrowania w pobliżu EOD [49]. Najczęściej są to platformy które są nośnikami specjalistycznych osprzętów – od sprzętu gaśniczego (rys 1.1 a) używanego w akcjach ratunkowych, przez manipulatory stosowane np. przy zabezpieczeniu materiałów niebezpiecznych (miny, ładunki wybuchowe) aż po systemy neutralizacji ładunków wybuchowych (rys 1.1b). Często platformy ze względu na sterowanie w systemach teleoperacji oraz obszar w jakim te platformy się przemieszczają ich prędkości podczas przejazdów wynoszą 3÷5km/h [50] a podczas pokonywania przeszkód i manewrowania nawet

poniżej 1km/h [90]. Z uwagi na obszar zastosowania, rodzaj zadań, podatność transportowa oraz zdolności przemieszczania się w terenie sprawiają, że dominującym typem wśród BPL są platformy lekkie zwane Lekkiemi Bezzałogowymi Platformami Lądowymi (LBPL) o masie nie przekraczającej 800kg [38, 92].

a)



b)



Rys.1.1. Bezzałogowe Platformy Lądowe wysokiej mobilności: a) robot gaśniczy Therrmite firmy Howe and Howe [104], b) robot do rozminowywania Protector [109]

Ze względu na tereny po jakich przemieszczają się LBPL najczęściej spotykanymi układami jezdnyymi są gąsienicowe układy jezdne [5, 21, 93]. Ze względu na dużą powierzchnie kontaktu z podłożem umożliwiają one pokonywanie terenów o niskiej nośności [2, 21, 52]. Rodzaj zadań jakie są stawiane takim platformom wymaga od ich układu napędowego rozwijania dużych sił napędowych, przemieszczania się z niewielkimi i pełzającymi prędkościami oraz dużej odporności na przeciążenia układu napędowego [75]. Z tych względów dominującymi układami napędu jazdy są hydrostatyczne układy napędowe [7, 38, 49].

Zastosowanie gąsienicowego układu jazdy pomimo wielu zalet posiada też szereg wad. Do głównych wad gąsienicowego układu jazdy można zaliczyć dużą energochłonność [2, 25, 41, 58]. Powoduje to spadek sprawności układu przeniesienia napędu, a co za tym idzie wzrost zużycia energii, skrócenie możliwego czasu pracy platformy [48] oraz zmniejszenie zdolności do pracy i realizacji zadań – zwłaszcza w przypadku napędów elektrycznych. Układy gąsienicowe charakteryzują się również dużą masą oraz relatywnie niską trwałością [96]. Ze względu na ograniczone użycie układów gąsienicowych istnieje niewielka liczba ich rozmiarów [81]. Układy gąsienicowe są również podatne na awarie np. zsuwanie się gąsienic, co zmniejsza ich niezawodność.

Przedstawione wady układów gąsienicowych powodują, że istnieje potrzeba zastąpienia ich innymi układami. Alternatywą są układy kołowe. Charakteryzują się one mniejszą energochłonnością ruchu [2, 79], mniejszą masą oraz mniejszymi kosztami

w porównaniu do układów gąsienicowych [2]. Jak również dużą trwałością, bardzo dużą dostępnością rozmiarów oraz różnorodnością rzeźb bieżników.

Zróznicowanie terenów po jakich przemieszczają się LBPL powoduje powstawanie szeregu, czasem skrajnie różnych wymagań jakie są stawiane układom napędowych jazdy. Mogą to być tereny o dużej przyczepności (duży współczynnik przyczepności oraz możliwość występowania kształtowej współpracy z podłożem) oraz dużych nierównościach terenu. Podczas przemieszczania się w takich warunkach od układu jazdy wymaga się zachowania dużej podatności kinematycznej [17, 40, 49, 81] - czyli zdolności do różnicowania prędkości poszczególnych odbiorników (kół) w celu dopasowania się do warunków zewnętrznych [17]. Wynika to z różnych dróg jakie muszą pokonać poszczególne koła, różnego promienia dynamicznego kół [17]. Oznacza to, że w przypadku przemieszczania się po terenie np. typu gruzowisko koła powinny mieć dużą swobodę różnicowania prędkości pomiędzy sobą ze względu na różny profil podłoża pod każdym z kół. W przypadku jazdy po terenie błotnistym gdzie może występować bardzo zróżnicowana przyczepność oraz teren jest relatywnie płaski od układu jezdny wymaga się dużej sztywności kinematycznej [40,49, 81]. Oznacza to, że w układzie powinna wystąpić mała lub brak podatności kinematycznej [2,17] a koła powinny osiągać z tą samą prędkość obrotową.

Zastosowanie kołowych układów jazdy pogarsza jednak mobilność platform ze względu na możliwość powstawania większych poślizgów pomiędzy kołami a podłożem niż w przypadku układów gąsienicowych [2, 64]. Przykładem bezzałogowych platform wysokiej mobilności z kołowym układem jezdny mogą być roboty IBIS firmy PIAP (rys. 1.2a), MoonBuggy (rys.1.2b).

a)



b)



Rys. 1.2. Platformy wysokiej mobilności; a) robot IBIS firmy PIAP [103], b) kołowy robot MoonBuggy [108]

Zastosowanie kołowego układu jezdnego oraz zapewnienie wymaganej zdolności do pokonywania przeszkód i przemieszczania się w trudnym terenie [2, 21, 19]. wymaga:

- zapewnienia możliwości rozwijania maksymalnej siły napędowej przez każde z kół przy (w tym przy prędkościach pełzających) [2],
- uwzględnienia możliwości występowania różnych sił przyczepności pod każdym z kół,
- zachowywania dodatniej wartości momentu napędowego pod każdym z kół tak, aby nie hamować platformy i uniknąć zjawiska mocy krążącej [24, 40, 80].

Układem spełniającym przedstawione wymagania jest hydrostatyczny układ napędowy [85,88] z indywidualnym napędem każdego z kół. Zastosowanie takiego rodzaju napędu powoduje jednak konieczność kontroli poszczególnych kół pod kątem rozwijania maksymalnych sił napędowych i unikania zjawiska mocy krążącej.

W dostępnej literaturze niewiele jest prac [70] mówiących o pożądanych różnicach prędkości poszczególnych kół – a co za tym idzie uniknięciem zjawiska niezgodności kinematycznej oraz mocy krążącej - a dostępne opracowania skupiają się na robotach ciężkich o masie ok 3 ton lub platformach z burtowym układem skrętu. Ponadto w analizowanych pracach badane platformy były wyposażone w układy regulujące przepływ cieczy roboczej przez każdy z silników hydraulicznych co mogło mieć wpływ na swobodę różnicowania prędkości pomiędzy kołami. Przykład dostępnych badań platformy wysokiej mobilność Marek (rys. 1.3) podczas przejazdu przez wał ziemny przedstawiono na rysunku 1.4.

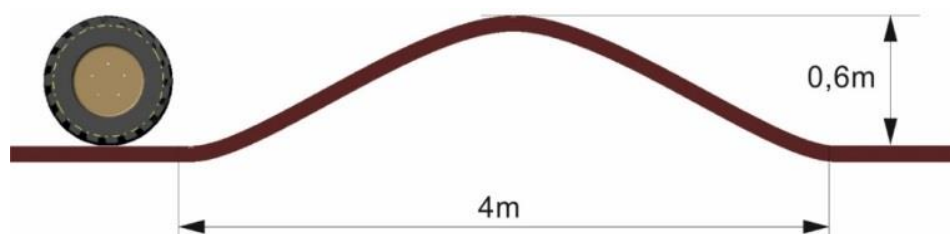


Rys. 1.3. Robot wsparcia inżynierskiego Marek [70]

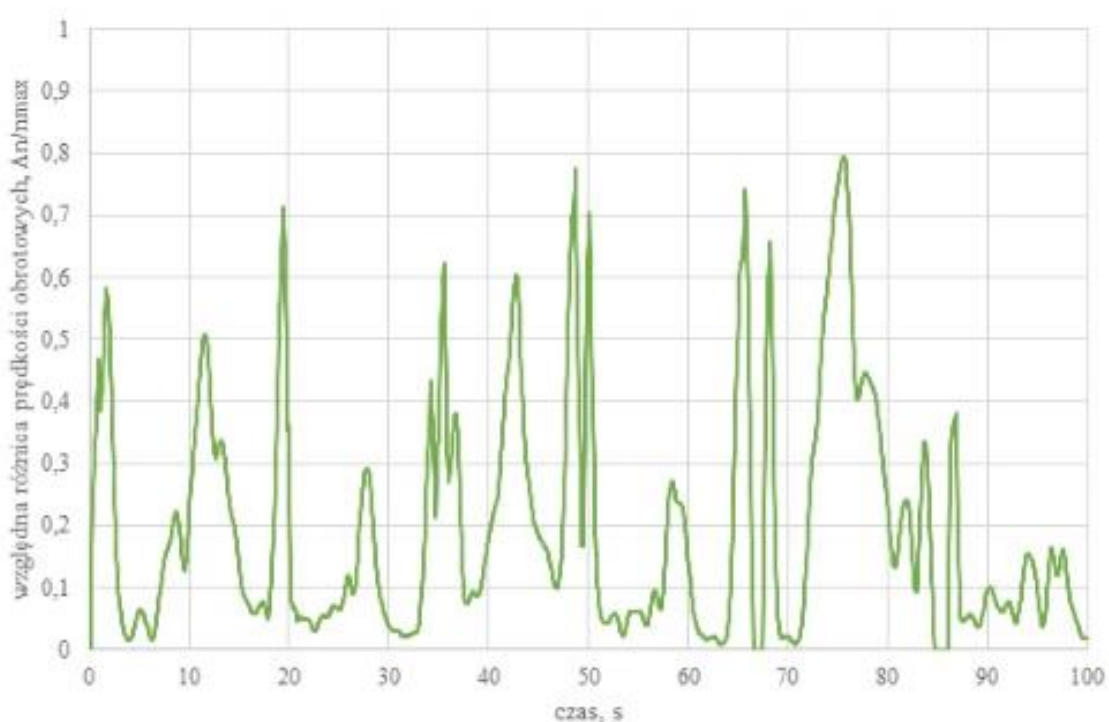
Maksymalne zarejestrowane różnice prędkości pomiędzy kołem obracającym się najwolniej a najszybciej wynoszą ok 80%. Jest to poziom przy którym każde z kół cechowało

się dodatnim momentem napędowym. Wyniki badań zawartych w pracy [70] przedstawiono na rysunku 1.4.

a)



b)



Rys. 1.4. Względne różnice prędkości obrotowych poszczególnych kół; a) schemat przeszkody, b) wyniki badań [70]

Analizując współpracę koła z podłożem można stwierdzić, że kluczowym czynnikiem decydującym o rozwijaniu dużych sił napędowych jest poślizg pomiędzy kołem a podłożem [18, 40]. Jego kształtowanie jest możliwe poprzez zastosowanie różnych struktur zawieszenia – regulacja docisku koła do podłoża [20, 77]. W dostępnej literaturze istnieją prace mówiące o kształtowaniu struktur zawieszenia BPL ze względu na poprawę mobilności [18, 38, 79, 105], są to jednak prace dotyczące platform o masie około 3 ton z rozwiniętymi, wielowahaczowymi układami zawieszenia. Brak jest podobnych badań wpływu struktur

zawieszenia na kształtowanie poślizgu w lekkich platformach lądowych z hydrostatycznym układem napędowym. Układy te umożliwiają kształtowanie poślizgu w bardzo ograniczonym zakresie w zależności od warunków zewnętrznych.

Kolejnym czynnikiem pozwalającym w niewielkim zakresie kształtować poślizg to stosowanie różnych rodzajów ogumienia. Wpływ rodzaju ogumienia na zdolność rozwijania sił napędowych został opisany w pracach [28, 105]. Jest to jednak parametr, którego nie można zmienić podczas przemieszczania się BPL co powoduje, że platforma może rozwijać duże siły napędowe tylko na określonych podłożach.

Najbardziej zaawansowanymi sposobami kontroli poślizgu jest zastosowanie układów antypoślizgowych kontrolujących poślizg kół [20, 45, 73]. Układy te są szeroko stosowane w pojazdach osobowych, terenowych jak i ciężarowych. Brak jest jednak badań oraz rozwiązań umożliwiających zastosowanie takich układów bezpośrednio w Lekkich Bezzałogowych Platformach Lądowych z hydrostatycznym układem napędowym. Jednocześnie są to układy umożliwiające kształtowanie poślizgu koło/podłoże w największym zakresie a co za tym idzie umożliwiają rozwijanie największych sił napędowych.

Specyfika pracy oraz warunki przemieszczania się Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platform Lądowych (LKBPL) wymaga od nich rozwijania dużych sił napędowych z zachowaniem dobrej kierowności i wysokiej zwrotności. Powoduje to, że słuszne staje się zastosowanie w ich układach napędowych systemów kontrolujących poślizg poszczególnych kół.

Wskazana jest więc analiza oraz badania możliwości zastosowania układów antypoślizgowych do kształtowania poślizgu Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platform Lądowych z hydrostatycznym układem napędowym oraz jej wpływ na mobilność.

2. Dostępne sposoby kontroli poślizgu kół w maszynach i pojazdach

Obecnie na rynku istnieje wiele rozwiązań stosowanych w maszynach i pojazdach z mechanicznym, elektrycznym lub hydrostatycznym układem napędowym. Są to układy których zadaniem jest zwiększanie mobilności poprzez kształtowanie lub kontrolę poślizgu koło/podłoże oraz niedopuszczanie do powstawania nadmiernych poślizgów i zjawiska mocy krążącej.

2.1. Mechanizmy różnicowe

W mechanicznych układach napędowych pojazdów kołowych z mechanizmami różnicowymi od lat z powodzeniem stosuje się elementy oraz układy ograniczające nadmierny poślizg kół. Najprostszymi mechanizmami są klasyczne mechanizmy różnicowe. W przypadku ich zastosowania, gdy jedna strona pojazdu przemieszcza po podłożu o dużym współczynniku przyczepności a druga po podłożu o małym współczynniku przyczepności, działanie mechanizmu różnicowego spowoduje, że koło znajdujące się na podłożu o mniejszym współczynniku przyczepności wpadnie w nadmierny poślizg generując relatywnie niewielką siłę napędową [2, 42, 64]. W efekcie koło na podłożu o większym współczynniku przyczepności nie będzie wykorzystywać maksymalnej dostępnej siły przyczepności, a jedynie taką jaką jest w stanie wygenerować koło po stronie o mniejszej przyczepności powiększoną o wartość wynikającą z wewnętrznego momentu tarcia mechanizmu różnicowego. Zjawisko to może być przedstawione zależnością [2, 64, 86]:

$$M_{m_{\max}} = M_{1,2_{\min}} + 2M_t \quad (2.1)$$

gdzie: $M_{m_{\max}}$ – maksymalny moment możliwy do wykorzystania w moście napędowym, $M_{1,2_{\min}}$ – moment obrotowy możliwy do uzyskania na kole o mniejszej przyczepności, M_t – moment tarcia wewnętrznego.

Dla mechanizmów różnicowych stosowanych w większości pojazdów szosowych wewnętrzny moment tarcia wynosi ok. 5-10 % momentu generowanego przez koło o większej przyczepności [42]. W efekcie moment napędowy na kole o wyższym współczynniku przyczepności jest większy o 10-20% od momentu na kole o mniejszym współczynniku przyczepności [42, 86]. Mechanizmy te są stosowane w pojazdach szosowych, które

przemieszczają się po terenach płaskich i podłożach o dobrej przyczepności z dużymi prędkościami. W tych aplikacjach, ich głównym zadaniem jest umożliwienie różnicowania prędkości kół na poszczególnych osiach (np. podczas skrętu) a nie poprawa mobilności. Ma to na celu eliminację możliwości powstawania zjawiska mocy krążącej.

W przypadku pojazdów przemieszczających się po podłożach o małej przyczepności stosuje się mechanizmy różnicowe o podwyższonym tarciu wewnętrznym lub mechanizmy typu No-Spin [2, 42, 86]. Mechanizmy różnicowe o zwiększonym tarciu wewnętrznym zbudowane są analogicznie jak klasyczne mechanizmy różnicowe lecz posiadają dodatkowe elementy cierne lub przekładnie o dużym oporze własnym, zwiększające tarcie wewnętrzne mechanizmu różnicowego [2, 42, 86]. W przypadku mechanizmów różnicowych o zwiększonym tarciu wewnętrznym maksymalny moment napędowy możliwy do uzyskania na kole o większym współczynniku przyczepności w stosunku do koła o mniejszym współczynniku może sięgnąć nawet 14:1 [42, 86]. Zazwyczaj jest jednak ograniczany do 2,5:1 [42] z uwagi na zapewnienie dobrej kierowności pojazdu. Wyższy moment tarcia wewnętrznego mechanizmu różnicowego ogranicza jednak możliwości kinematycznego wymuszenia różnicy prędkości przy niewystarczającej przyczepności jednego z kół podczas jazdy po łuku lub podczas jazdy po nierównościach. Powoduje to, że koło o mniejszej przyczepności będzie posiadało nadmierny poślizg i może powodować powstawanie zjawiska mocy krążącej. Ponadto, zastosowanie mechanizmów różnicowych o zwiększonym tarciu wewnętrznym nie rozwiązuje problemu napędu w momencie, gdy jedno z kół utraci kontakt z podłożem lub jest na podłożu o skrajnie małej przyczepności. W takim przypadku maksymalny moment napędowy jaki jest w stanie wygenerować koło, które ma kontakt z gruntem wynika tylko z wewnętrznego oporu tarcia mechanizmu różnicowego. Opór ten najczęściej jest na tyle mały, że generowany moment napędowy nie jest w stanie napędzić pojazdu.

Przedstawione rozwiązania mają zastosowanie głównie w autach osobowych, których specyfika przemieszczania się znacząco różni się od specyfiki LBPL. Pojazdy z opisanymi układami przemieszczają się z relatywnie dużymi prędkościami głównie po płaskim podłożu. Nie muszą pokonywać przeszkód terenowych ani zapewniać wysokiej zwrotności. Z tego względu układy te nie mają zastosowania w LBPL z kołowym układem bieżnym.

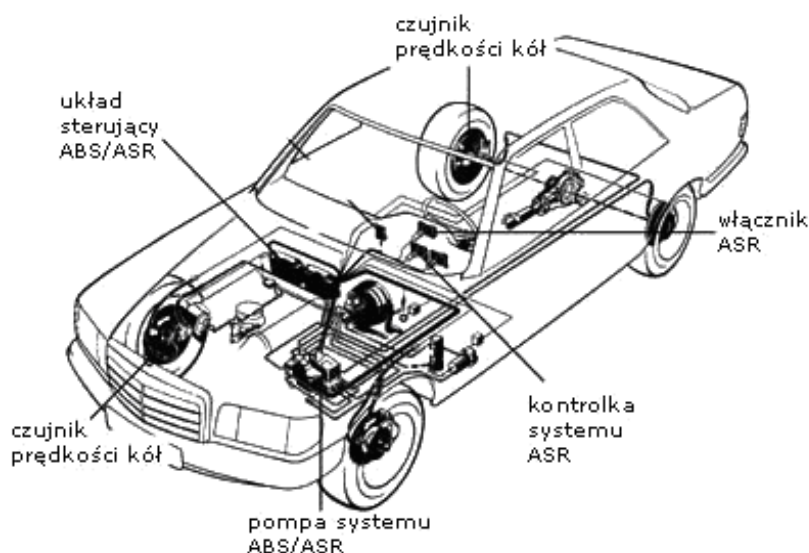
2.2. Blokady mechanizmów różnicowych

Kolejnym sposobem kontroli poślizgu jest zastosowanie blokad mostów napędowych – zablokowanie mechanizmów różnicowych [2, 67]. Zastosowanie blokad mostu napędowego (realizowane np. poprzez sprzęgła kłowe) realizowane jest poprzez sztywne połączenie półosi napędowych lub całkowite wzajemne zablokowanie wszystkich osi w przypadku napędu na więcej niż jedną oś [2]. Blokada powoduje prawie całkowity zanik zdolności do kompensacji różnic kinematycznych w układzie napędowym – jedynym elementem mogącym kompensować różnice prędkości to podatność elementów napędowych [2]. Powoduje to, że wszystkie koła pojazdu będą posiadały zbliżoną lub równą prędkość obrotową. Zastosowanie i użycie blokady mostów napędowych negatywnie wpływa na sprawność całkowitą układu z powodu zwiększenia prawdopodobieństwa powstawania zjawiska mocy krążącej pomiędzy poszczególnymi kołami. Może to powodować przeciążenia i uszkodzenia elementów układu napędowego. W celu minimalizacji niebezpieczeństwa uszkodzenia układu napędowego producenci zalecają, aby po zablokowaniu mechanizmów różnicowych lub mechanizmów między mostowych przemieszczać się tylko na wprost i tylko po terenie o niskim współczynniku przyczepności. Z tego względu mechaniczne blokady mechanizmów różnicowych są włączane czasowo i tylko na czas pokonywania terenu o niskiej przyczepności. Blokady mechanizmów różnicowych najczęściej są uruchamiane podczas postoju pojazdu na podstawie oceny operatora o trudności terenu lub po próbie jego pokonania bez blokady. Powoduje to nieprzydatność tego typu układów do LBPL ze względu na brak operatora na pojeździe oraz problem z oceną przejezdności terenu np. poprzez system teleoperacji.

2.3. Elektroniczne układy kontroli poślizgu

Bardziej zaawansowanymi układami kontroli poślizgu są elektroniczne układy wykorzystywane w mechanicznych układach napędowych samochodów osobowych oraz terenowych. Systemy te są oparte o konwencjonalne mechanizmy różnicowe (o niskim tarcu wewnętrznym) i elektroniczne układy kontrolujące prędkości poszczególnych kół. Bazują one na wykorzystywaniu układu hamulcowego pojazdu lub układów kontrolujących pracę silnika napędowego [42, 106, 86]. W przypadku pojazdów z mechanicznym układem napędowym system ten jest spotykany pod nazwą ASR (Acceleration Slip Regulation), TCS (Traction Control System) lub TC (Traction Control) itp. w zależności od producenta samochodu [107].

Układy te z powodzeniem są stosowane w pojazdach z napędem na jedną oś oraz z napędem na wszystkie osie. Działają one na zasadzie porównywania prędkości obrotowej poszczególnych kół pomiędzy sobą i określania ich poślizgu [1, 23, 26, 45, 68, 74, , 95, 101, 106]. Przykładowe rozmieszczenie i elementy składowe systemu przedstawiono na rys. 2.1. Głównym zadaniem układów kontroli poślizgu jest zapewnienie maksymalnej możliwej siły przyczepności w momencie ruszania i rozpędzania pojazdu.



Rys. 2.1. Schemat rozmieszczenia elementów układu ASR [106]

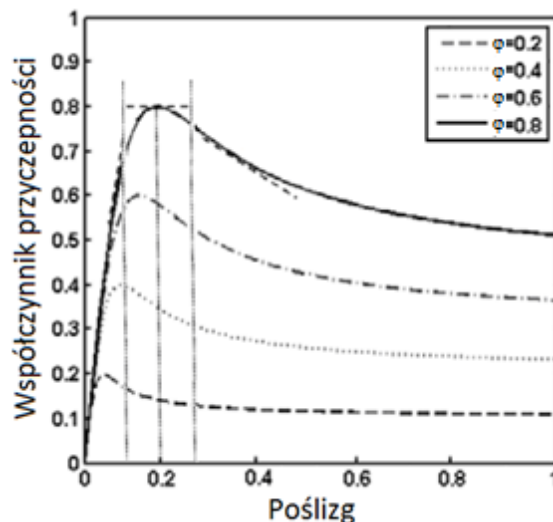
Układ sterujący otrzymuje sygnały z czujników prędkości obrotowych (sygnały częstotliwościowe) zainstalowanych na piastach kół napędzanych i porównuje je z prędkością kół nienapędzanych [1, 23, 26, 45, 68, 74, , 95, 101, 106]. Podczas przyspieszania konieczna jest nadwyżka prędkości obwodowej koła napędzanego w stosunku do prędkości przemieszczania się pojazdu [86]:

$$\Delta v = v_{kn} - v_k \quad (2.2)$$

gdzie: v_{kn} – prędkość obwodowa koła napędzanego, v_k – prędkość przemieszczania się pojazdu (prędkość koła nienapędzanego).

Układ sterowania podczas przyspieszania utrzymuje nadwyżkę prędkości obrotowej na poziomie zapewniającym poślizg w granicach 10-30% [1, 23, 26, 45, 68, 74, , 95, 101, 106]. co pozwala na uzyskanie największych wartości współczynnika przyczepności na nawierzchni betonowej oraz asfaltowej (rys. 2.2) [45]. W przypadku, gdy prędkość

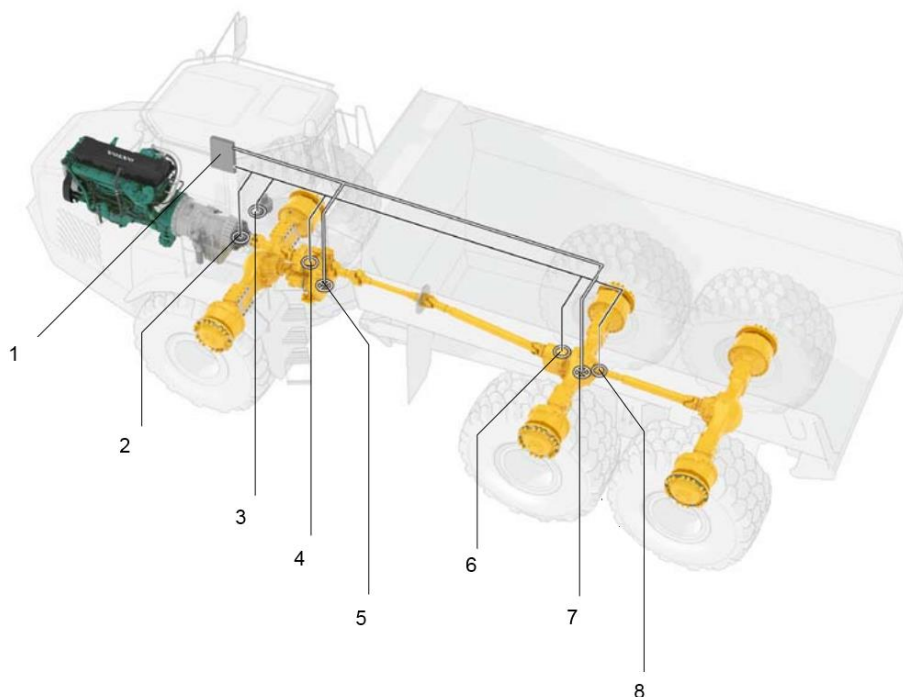
obwodowa któregoś z kół napędzanych jest większa od zakładanej nadwyżki Δv , układ sterujący dostosowuje jego prędkość do pożądanego poziomu. Zmniejszanie prędkości obrotowej poszczególnych kół może być realizowane poprzez uruchomienie układu hamulcowego koła lub ograniczenie mocy silnika napędowego.



Rys. 2.2. Zależność współczynnika przyczepności w funkcji poślizgu na nawierzchni o różnej przyczepności: ϕ – współczynnik przyczepności [72]

Pierwsze wersje systemów porównywały tylko prędkości obrotowe poszczególnych kół. Dopuszczalna różnica prędkości obrotowych była założona z góry, a układ działał dopiero po przekroczeniu zadanej wartości [101]. W obecnie stosowanych układach kontroli trakcji, układy sterujące uwzględniają takie czynniki jak kąt obrotu kierownicy, pochylenie pojazdu czy obciążenie poszczególnych kół [101, 107]. System najczęściej działa w oparciu o układ hamulcowy. Powoduje to, że ograniczeniem jest czas jego działania ze względu na rosnącą temperaturę tarcz lub bębnow hamulcowych podczas pracy układu [68, 87]. Z tego względu systemy te wyposaża się w ograniczniki czasowe oraz czujniki temperatury elementów układu hamulcowego. Tego typu układy kontroli poślizgu stosowane w pojazdach samochodowych, w przypadku ruchu po niejednorodnej drodze działają analogicznie jak mechanizm różnicowy o zwiększonym tarciu wewnętrznym [42, 86]. Ich przewagą nad tymi układami jest mniejsza energochłonność podczas jazdy po łuku po podłożu płaskim o dobrej przyczepności ze względu na brak elementów zwiększających tarcie.

W pojazdach budowlanych o większych masach np. wozidlach przegubowych, firma Volvo stosuje układ ATC (Automatic Traction Control) (rys. 2.3) dołączający lub blokujący poszczególne mosty w zależności od potrzeb [94].



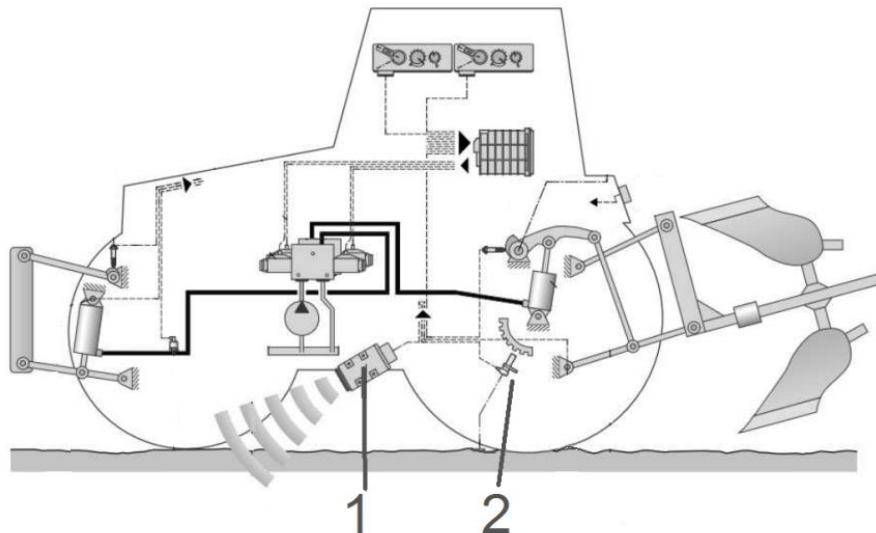
Rys. 2.3. Schemat układu ATC firmy Volvo [94], 1 – ECU, 2 – czujnik prędkości wału wyjściowego, 3 – czujnik skrętu, 4 – czujnik prędkości skrzyni biegów, 5 - międzymostowy mechanizm różnicowy z blokadą, 6 – czujnik prędkości tylnych osi, 7 – blokada mechanizmu różnicowego osi tylnych, 8 – czujnik prędkości pomiędzy osiami tylnymi

Standardową konfiguracją układu napędowego jest układ 6x4 – napęd na dwie tylne osie. W przypadku wykrycia nadmiernego poślizgu któregoś z kół komputer sterujący blokuje mechanizm różnicowy w moście napędowy w którym występuje nadmierny poślizg, a jeśli to nie wystarcza dołącza napęd trzeciej osi uzyskując konfigurację 6x6 [94]. W przypadku gdy nadal występuje nadmierny poślizg układ może zablokować wszystkie mechanizmy różnicowe w mostach napędowych oraz mechanizmy różnicowe międzymostowe. W niektórych pracach [28, 30, 31] pojawiają się szcążkowe informacje o sposobie działania układów antypoślizgowych w oparciu o charakterystykę siłową układu napędowego jednak nie są one nigdzie dokładnie opisane.

Bezpośrednie zastosowanie przedstawionych układów w LBPL nie jest możliwe ze względu na inne zakresy prędkości przy których przemieszczają się pojazdy samochodowe oraz ich inne masy i rozmiary. Od układów stosowanych w LBPL wymaga się pracy przy znacznie mniejszych prędkościach oraz zdolności do pokonywania przeszkód terenowych.

2.4. Układy stosowane w ciągnikach rolniczych

Specyficzną grupą pojazdów przemieszczających się po podłożach o małym współczynniku przyczepności są ciągniki rolnicze. Wyposaża się je w układy kontroli poślizgu w celu zwiększenia wydajności pracy oraz zmniejszenia zużycia paliwa. W przypadku ciągników z napędem na jedną oś układ działa analogicznie do układu spotykanego w pojazdach osobowych – porównanie prędkości kół napędzanych i nienapędzanych. W razie wykrycia poślizgu przez komputer pokładowy, elementem redukującym prędkość obrotową poszczególnych kół jest układ hamulcowy lub układ sterowania napędem jazdy[80]. W ciągnikach rolniczych z napędem na wszystkie koła układ jest dodatkowo wyposażony w radarowy czujnik prędkości (rys. 2.4) lub prędkość przemieszczania się jest określana za pomocą sygnału GPS [11, 46, 47, 93].



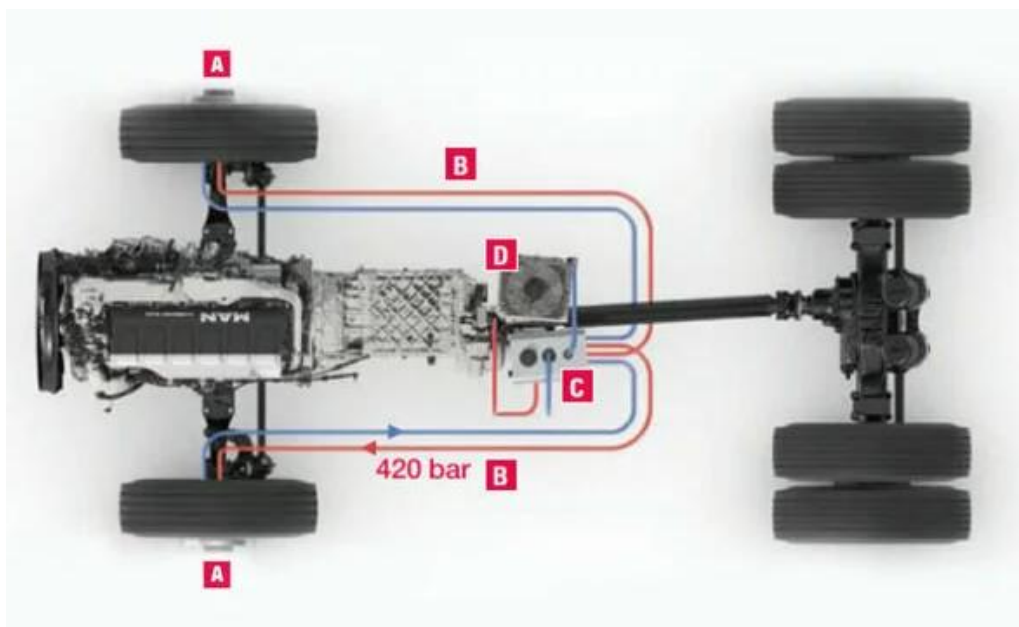
Rys. 2.4. Rozmieszczenie czujników układu antypoślizgowego w ciągniku rolniczym wraz ze sterowaniem firmy Bosch: 1 – radarowy czujnik prędkości, 2 - indukcyjny czujnik prędkości koła[11]

Prędkości poszczególnych kół są odczytywane z czujników umieszczonych na piastach kół. Po przeliczeniu prędkości obrotowej na prędkość obwodową jest ona porównywana z prędkością ruchu odczytywaną z radarowego czujnika prędkości. Na tej podstawie komputer sterujący określa czy poszczególne koła nie wpadły w nadmierny poślizg. W razie wykrycia nadmiernego poślizgu układ koryguje prędkość obrotową poszczególnych kół poprzez użycie układu hamulcowego, zmniejszenie mocy silnika napędowego lub zmianę biegu.

Przedstawiony układ sprawdza się w przypadku ciągników których prędkość przemieszczania wynosi 4-5km/h i przemieszczają się one po w miarę równym podłożu. Badania przeprowadzone w [75] wykazały, że zastosowanie radarowych czujników prędkości na podłożach na których występują przeszkody terenowe np. kamienie lub kłody powodują bardzo duże rozbieżności wskazań, co może zakłócać pracę układów antypoślizgowych. W tych względów układy te nie nadają się do zastosowania w LBPL z kołowym układem bieżnym, które przemieszczają się ze znacznie mniejszymi prędkościami po terenach w których występują przeszkody terenowe.

2.5. Układy asystencyjne

Rozwiązaniem hybrydowym jest zastosowanie układu asystencyjnego. Jest to układ w którym napęd na oś lub koła jest dołączany czasowo w zależności od potrzeb. Układy te są stosowane w pojazdach których głównym przeznaczeniem jest transport po drogach utwardzonych a sporadycznie występuje konieczność przejazdu przez tereny nieutwardzone np. załadunek materiałów budowlanych na placu budowy a następnie transport drogą asfaltową. Przykładem takiego napędu jest rozwiązanie firmy MAN pod nazwą Hydro Drive [105]. Schemat budowy układu przedstawiono na rysunku 2.5.



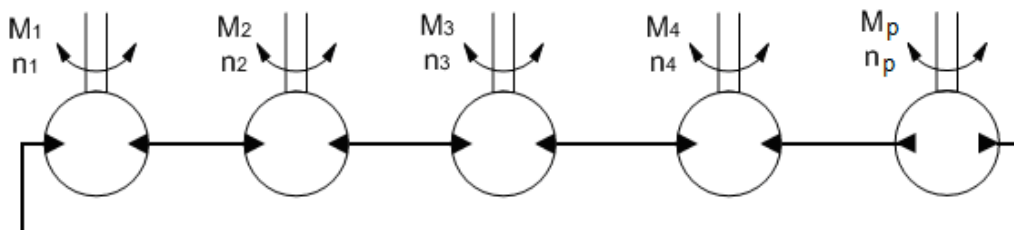
Rys. 2.5. Schemat układu MAN hydro Drive; A) piasty ze zintegrowanymi silnikami hydraulicznymi. B) przewody hydrauliczne, C) pompa hydrauliczna, D) chłodnica [105]

Układ oparty jest o mechaniczny układ napędowy na koła tylne. W przypadku przemieszczania się w trudnym terenie operator może dołączyć napęd kół przednich realizowany na drodze hydraulicznej. Rozwiązanie to zapewnia możliwość uzyskania chwilowego napędu na wszystkie koła bez konieczności nadmiernej rozbudowywania układu napędowego. Układ działa do prędkości ok 25km/h po czym jest automatycznie odłączany. Zastosowanie przedstawionego układu w LKBPL nie jest możliwe ze względu na to, że w LKBPL występuje stały napęd na wszystkie koła realizowany na drodze hydraulicznej.

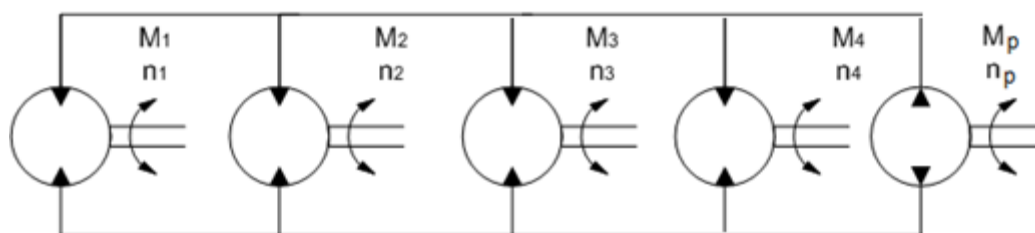
2.6. Sposoby kontroli poślizgu kół w hydrostatycznych układach napędowych

W układach hydrostatycznych napędu jazdy lekkich platform lądowych stosuje się dwie główne konfiguracje połączenia odbiorników. Konfigurację szeregową (rys. 2.6a) oraz konfigurację równoległą (rys. 2.6b) [49,85,88,7].

a)



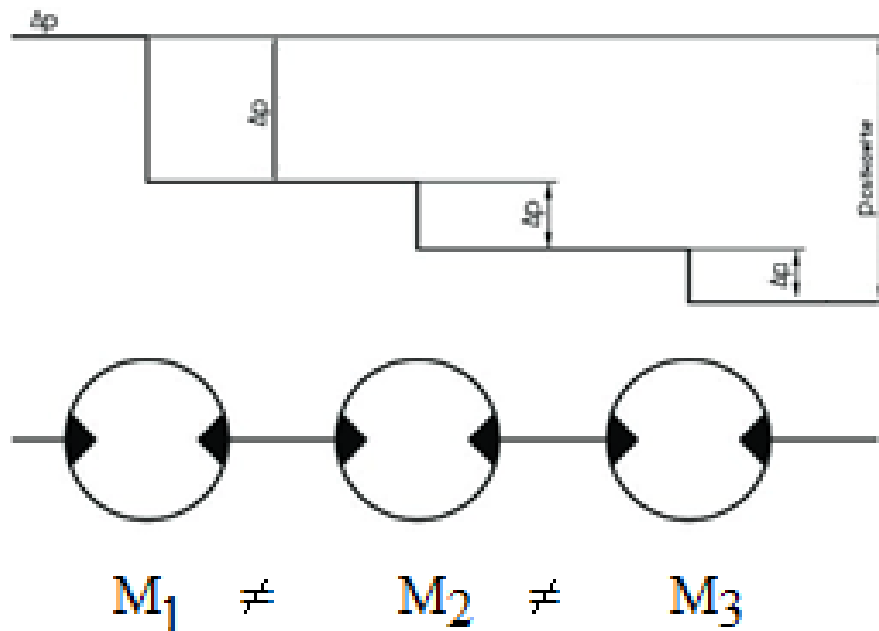
b)



Rys. 2.6. Konfiguracje połączenia silników hydrostatycznych; a) szeregową, b) równoległą; gdzie: M_{1-4} – momenty obrotowe obciążające silniki hydrauliczne (obciążenie zewnętrzne), M_p – moment obrotowy napędu pompy, n_{1-4} – prędkość obrotowa silników hydrostatycznych, n_p – prędkość obrotowa pompy hydraulicznej

Konfiguracja szeregową stosowana jest wszędzie tam gdzie wymagana jest duża sztywność kinematyczna układu [17, 18, 38, 71]. Układ charakteryzuje się niewielkimi

możliwości kompensacji niezgodności kinematycznych poszczególnych odbiorników. Możliwość kompensacji niezgodności kinematycznych wynika w głównej mierze z przecieków w elementach wykonawczych i wynosi od 20-30 % [38 , 17]. Szeregowe połączenie odbiorników powoduje zmniejszenie możliwości pełnego wykorzystania możliwego teoretycznego momentu napędowego odbiorników ze względu na niewielki spadek ciśnienia na pojedynczym odbiorniku [35]. Wielkości spadków ciśnienia na poszczególnych odbiornikach przedstawiono na rysunku 2.7. Można zauważyć, że suma spadków ciśnienia na poszczególnych odbiornikach jest równa ciśnieniu robocznemu. Powoduje to, że w celu uzyskania dużych momentów napędowych na poszczególnych odbiornikach w układzie stosuje się jednostki dużo większe a co za tym idzie cięższe i droższe. Zwiększenie masy oraz kosztów można uznać za dużą wadę w przypadku BPL.

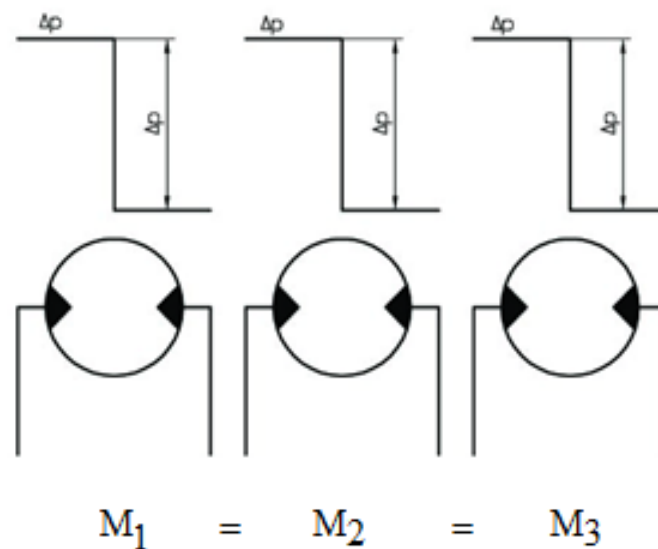


Rys. 2.7. Uproszczony schemat spadków ciśnienia na odbiornikach w połączeniu szeregowym: $M_{1,2,3}$ – momenty obrotowe generowane przez silniki

W przypadku gdy każde z kół znajduje się na podłożu o innej przyczepności, moment obrotowy generowany przez każdy z silników jest inny. Różne spadki ciśnienia na poszczególnych odbiornikach powodują różne przecieki w układzie a co za tym idzie powstaje różnica prędkości obrotowej poszczególnych odbiorników. Zjawisko to jest pożądane tylko w organicznym zakresie [17, 38] podczas przemieszczania się w terenie o niskiej nośności i małej przyczepności. Duża sztywność kinematyczna, a co za tym idzie niewielka zdolność do kompensacji niezgodności kinematycznych układu powoduje, że może

wystąpić zjawisko mocy krążącej, które niekorzystnie wpływa na sprawność całkowita hydrostatycznego układu napędowego [24, 40, 80]. Z tego względu układ ten nie znajduje częstego zastosowania w układach napędowych jazdy Lekkich Bezzałogowych Platform Lądowych.

Połączenie równoległe charakteryzuje się dużą podatnością kinematyczną, co ogranicza ryzyko powstania zjawiska mocy krążącej. Spadek ciśnienia na pojedynczym odbiorniku w przypadku równomiernego obciążenia kół jest równy ciśnieniu roboczemu (rys. 2.8) co umożliwia rozwijanie większych momentów napędowych oraz lepsze wykorzystanie mocy jaką jest w stanie wygenerować odbiornik [35].



Rys. 2.8 Uproszczony schemat spadków ciśnienia na odbiornikach w połączeniu równoległym: $M_{1,2,3}$ – moment generowany przez silnik

Brak sztywności kinematycznej układu równoległego powoduje, że prędkości poszczególnych odbiorników mogą się swobodnie różnicować. Maksymalne ciśnienie w układzie jest zależne od odbiornika mogącego wygenerować najmniejszą siłę napędową. Dla układu kołowego będzie to oznaczać, że każdy silnik hydrauliczny będzie pracował z momentem napędowym wynikającym z momentu jaki jest w stanie rozwinąć odbiornik o np. najmniejszej przyczepności koła do podłoża. Maksymalny moment napędowy generowany w układzie będzie zależał zatem od odbiornika najmniej obciążonego. Z tego względu układy równoległe stosowane są w platformach wysokiej mobilności o układach jazdy zapewniających dużą przyczepność i równomierność docisku poszczególnych kół.

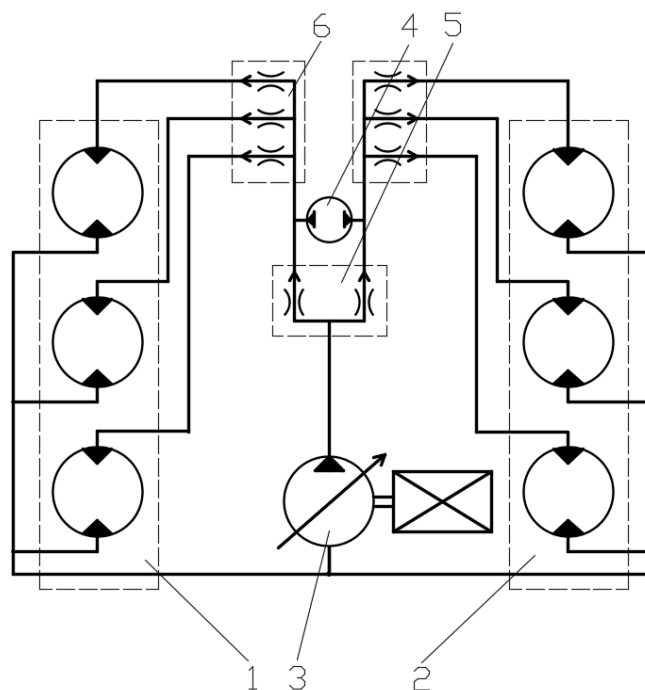
Przykładem platform charakteryzujących się wysoką przyczepnością z równoległym, hydrostatycznym układem napędowym jest platforma Dromader (rys. 2.9).



Rys. 2.9. Platforma wysokiej mobilności Dromader

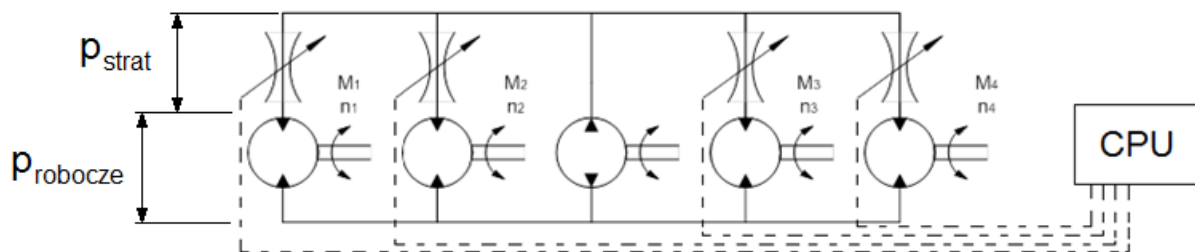
W przypadku zastosowania równoległego układu napędowego podczas przemieszczania się po gruntach o małej przyczepności lub jeździe pod wzniesienie (gdzie następuje zmiana rozkładu nacisków na podłoże) wzrasta ryzyko wpadnięcia kół (lub gąsienic) w nadmierny poślizg. Problem stanowi zatem brak sztywności kinematycznej równoległego układu hydrostatycznego. Wskazane jest więc uniemożliwienie powstawania nadmiernych poślizgów co w efekcie poprawi mobilności oraz zdolność do przemieszczania się w trudnym terenie.

Z tego względu w hydrostatycznych układach napędowych w konfiguracji równoległej stosuje się dzielniki przepływu, które pozwalają w określonym zakresie kompensować niezgodności kinematyczne jednocześnie zapewniając wymaganą sztywność kinematyczną układu napędowego [8, 17]. Przykład zastosowanego dzielnika przepływu w układzie hydraulicznym przedstawiono na rys. 2.10. Analiza literaturowa wykazała, że zastosowanie zębatego dzielnika strumienia umożliwia zdolność kompensacji niezgodności kinematycznych na poziomie 25-35% [17].



Rys. 2.10 Schemat ideowy hydrostatycznego układu napędowego trójosiowej platformy wysokiej mobilności o skręcie burtowym – układ równoległy; 1 – lewa burta pojazdu, 2 – prawa burta pojazdu, 3 – pompa główna zasilania układu hydraulicznego, 4 – pompa układu skrętu, 5 – dzielnik przepływu podwójny, 6 – dzielnik przepływu potrójny, [8]

Innym sposobem kontrolowania prędkości obrotowej poszczególnych odbiorników (kół) jest możliwość zastosowania elementów ograniczających lub kontrolujących przepływ cieczy roboczej [38]. Układ powinien pozwalać na kontrolowanie prędkości obrotowej każdego odbiornika z osobna, niezależnie od obciążenia pozostałych. Rozwiązaniem jest układ z aktywnym dławieniem przepływu (rys. 2.11)[35, 62].

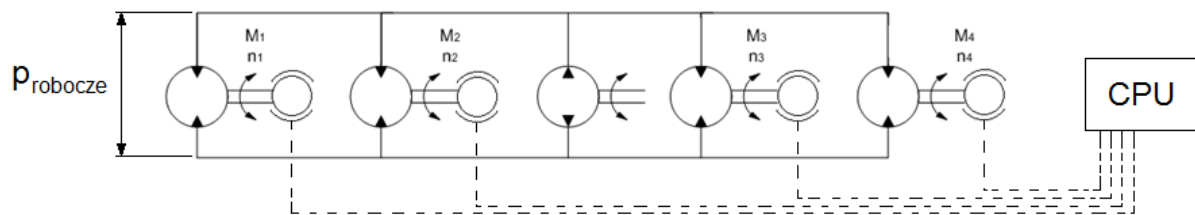


Rys. 2.11. Schemat ideowy układu z aktywnym dławieniem przepływu [8]

W układzie do kontroli prędkości poszczególnych odbiorników zastosowano sterowane elementy dławiące przepływ czynnika roboczej. Układ umożliwia kontrolę

prędkości obrotowej każdego odbiornika niezależnie. Wadą takiego rozwiązania jest spadek sprawności instalacji poprzez wprowadzenie dodatkowych elementów dławiących przepływ do układu powodujących powstawanie strat ciśnienia na elemencie dławiącym (p_{strat}). Przekłada się to na zwiększanie zużycia paliwa oraz ilość wydzielanego ciepła.

Alternatywnym rozwiązaniem jest układ z kontrolą prędkości obrotowej poszczególnych odbiorników poprzez hamowanie odbiorników (kół). Układ wykorzystuje do kontroli prędkości obrotowych poszczególnych odbiorników zewnętrzny układ hamulcowy (rys. 2.12) [35,62].



Rys. 2. 12. Schemat ideowy układu z aktywną kontrolą prędkości obrotowej odbiorników

Zewnętrzny układ nie powoduje zmniejszenia sprawności instalacji hydraulicznej. Wadą tego rozwiązania jest konieczność rozbudowy układu hydrostatycznego o układ hamulcowy lub zastosowanie niezależnego układu hamulcowego.

Przedstawione sposoby kontroli poślizgu w hydrostatycznych układach napędowych mogą mieć zastosowanie w LBPL. Zwłaszcza w przypadku zastosowania układu wykorzystującego hamulce. Ze względu na specyfikę LBPL wskazane jest przeprowadzenie badań wpływu układu antypoślizgowego na mobilność LBPL z uwzględnieniem manewrowania i pokonywania przeszkód.

2.7. Wnioski

Przeprowadzana analiza dostępnych układów antypoślizgowych pozwoliła określić przydatność tych układów w LBPL. Układy mechaniczne oraz elektroniczne nie znajdują zastosowania w LBPL ze względu na inne prędkości i rodzaje podłoża po jakich przemieszczają się pojazdy samochodowe i ciężarowe. Również układy stosowane w ciągnikach rolniczych nie znajdują zastosowania w LBPL ze względu na to, że układy te są przystosowane do pracy na relatywnie płaskich i równych podłożach. Wykonana analiza wykazała, że układy stosowane w hydrostatycznych układach napędowych – a konkretnie zastosowanie układu hamulcowego – mogą zostać zastosowane w LKBPL. Jednocześnie jest to rozwiązanie zbliżone do rozwiązania stosowanego w samochodach osobowych (np. ASR).

Jednak w przypadku układów antypoślizgowych stosowanych w pojazdach samochodowych i ciężarowych dokładne algorytmy i sposoby ich działania nie są przedstawione w dostępnej w literaturze. Producenci aut oraz pojazdów z takimi układami chronią je tajemnicami handlowymi. Słuszna pozostaje więc sama idea zastosowania układu hamulcowego do kontrolowania poślizgu koło/podłoże, jednak wymaga ona opracowania i przebadania całego układu antypoślizgowego dostosowanego do pracy w Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platformach Lądowych z hydrostatycznym układem napędowym.

3. Współczesne kierunki badań układów antypoślizgowych

Lekkie Kołowe Bezzałogowe Platformy Lądowe z hydrostatycznym układem napędowym są stosunkowo nową grupą platform co powoduje, że w literaturze jest niewystarczająca liczba badań układów w nich stosowanych – zwłaszcza pod kątem badań układów napędowych jazdy oraz poślizgów w nich występujących. Analizując dostępną literaturę pod kątem badań określających wartości niezgodności kinematycznych występujących w hydrostatycznych układach napędowych jazdy BPL można stwierdzić, że głównym obszarem badań mobilności są badania dla platform ciężkich [17, 40, 41, 48, 69, 71] o masie powyżej 800kg. Występują również badania platform lekkich (do 500kg) [19, 82, 21] lecz są to najczęściej badania platform elektrycznych z sześćo-kołowym układem jazdy oraz burtowym układem skrętu. Na podstawie dostępnej literatury można stwierdzić że brak jest badań obrazujących niezgodności kinematycznie jakie powstają w LKBPL z hydrostatycznym układem napędowym jazdy oraz brak jest analiz poślizgów występujących podczas pokonywania przeszkód i przemieszczania się w terenie przez te platformy.

Jak przedstawiono w literaturze [91, 62] próby przeprowadzone na pojazdach wojskowych wykazały wysoką skuteczność zastosowania układu hamowania poszczególnych kół z napędem mechanicznym lub mechaniczno-hydraulicznym. Pomimo niewielkich sprawności układów hydrostatycznych zastosowanie dodatkowego napędu hydraulicznego (w postaci silników hydraulicznych zainstalowanych w kołach osi kierowanej) w pojeździe Zil 4972 w porównaniu do pojazdu z napędem mechanicznym spowodowało wzrost zdolności pokonywania przeszkód o 15-30%, wzrost prędkości przemieszczania się 10-12 % oraz spadek zużycia paliwa o 8-10 %. Próby na pojazdach 8x8 z napędem hydrostatycznym każdego mostu i niezależnym hamowaniem poszczególnych kół spowodowały zauważalny wzrost mobilności. Są to jednak badania prowadzone dla pojazdów o dużo większych masach (około 14 ton), większych prędkościach przemieszczania (powyżej 40km/h) się oraz

mechanicznymi układami napędowymi. Dowodzą jednak, że kontrolowanie poślizgów poprawia mobilność i zdolność przemieszczania się w terenie.

Dużo prac omawia sposób pokonywania przeszkód jako tworzenie algorytmów na ich autonomiczne omijanie [1, 9, 27, 32, 53, 100]. Pracę skupiają się na opracowaniu sposobów na ominięcie przeszkody, a nie na sposobach które umożliwią jej pokonanie. Może to oznaczać, że łatwiej jest ominąć przeszkodę niż stworzyć układy zwiększające mobilność LKBPL.

Przeprowadzona analiza dostępnych rozwiązań konstrukcyjnych wykazała, że istnieją oraz są stosowane układy kontrolujące poślizg kół w celu zwiększenia mobilności w pojazdach kołowych z mechanicznymi lub mechaniczno-hydraulicznymi układami napędowymi. Istniejące układy kontroli poślizgu stosowane są w pojazdach przemieszczającymi się po terenach relatywnie płaskich z dużymi prędkościami. Układy te nie są przewidziane do pracy na podłożach o dużych nierównościach oraz wykonywania manewrów skrętu o małych promieniach – charakterystycznych dla lekkich kołowych platform wysokiej mobilności. Dostępne układy są stosowane w pojazdach których prędkości przemieszczania się kilkukrotnie większe niż te, z którymi pracują lekkiej bezałogowe platformy lądowe. Dotyczy to w szczególności prędkości przemieszczania się przy których platformy pokonują przeszkody terenowe oraz rozwijają maksymalne siły uciągu.

Niewiele prac mówi o dokładnym sposobie kontroli poślizgu w układach mechanicznych lub hydrostatycznych, a dostępne prace opisują układy kontroli poślizgu jako te, bazujące na porównywaniu prędkości obrotowej poszczególnych kół do prędkości przemieszczania się pojazdów.

W oparciu o literaturę [1, 12, 13, 14, 26, 45, 56, 59, 68, 74, 95, 101, 106] przyjęto sposób funkcjonowania istniejących układów antypoślizgowych stosowanych w pojazdach. Większość dostępnych prac opisuje sposoby kontroli poślizgu w napędach elektrycznych [13, 14, 36, 98, 99], – ze względu na łatwość kontroli prędkości poszczególnych odbiorników. Dodatkowo w pracach tych nie rozpatruje się zdolności do pokonywania przeszkód, a jedynie jazdę po płaskiej i równej powierzchni – na wprost lub podczas skrętu.

Przeprowadzone analizy wykazały, że brak jest gotowych układów antypoślizgowych możliwych do zastosowania w hydrostatycznych układach napędowych lekkich kołowych platform wysokiej mobilności. Istniejące rozwiązania stosowane w innych pojazdach nie spełniają jednak wymagań stawianych platformom wysokiej mobilności. Z tego względu wskazane jest opracowanie i przebadanie układu kontroli poślizgu koło/podłoże który można

zastosować w Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platformach Lądowych z hydrostatycznym układem napędowym jazdy.

4. Cel i zakres pracy

Na podstawie wniosków z przeglądu dostępnych rozwiązań układów antypoślizgowych oraz dostępnych badań stwierdzono, że nie znaleziono istniejących układów kontroli poślizgu mogących znaleźć zastosowanie w lekkich, kołowych platformach wysokiej mobilności z hydrostatycznym układem napędowym. Stąd celem pracy jest:

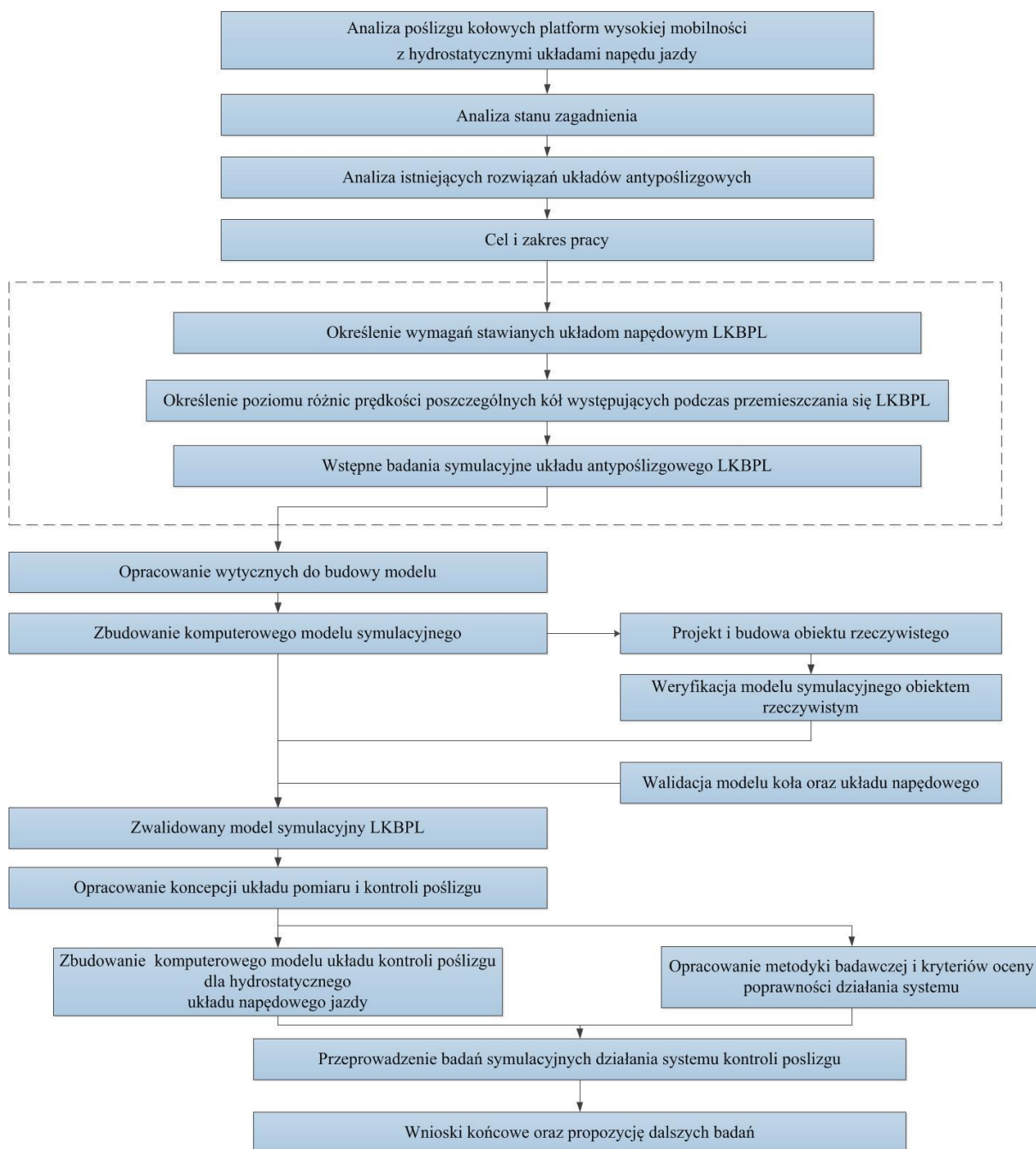
Zbadanie wpływu układu kontroli poślizgu na mobilność Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platform Lądowych wysokiej mobilności z hydrostatycznym układem napędowym jazdy

Tak postawiony cel wymagał:

- określenia poziomu niezgodności kinematycznych występujących w układzie napędowym jazdy LKBPL,
- opracowania modeli symulacyjnych platform wysokiej mobilności z hydrostatycznym układem napędowym,
- budowy obiektu badawczego – lekkiej kołowej platformy z hydrostatycznym układem napędowym,
- przeprowadzenia badań identyfikacyjnych na obiekcie badawczym,
- weryfikację zbudowanych modeli symulacyjnych obiektami rzeczywistymi,
- opracowanie wytycznych do budowy modelu układu antypoślizgowego,
- badania modelu symulacyjnego układu antypoślizgowego dla LKBPL,
- opracowanie otrzymanych wyników i wyciągnięcie wniosków.

Realizacja tak założonego celu pozwoli określić, czy istnieje możliwość stworzenia i zastosowania układu antypoślizgowego w Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platformach Lądowych. Pozwoli również określić czy oraz w jakim stopniu wpływa on na mobilność LKBPL.

Przyjęto, że cel pracy zostanie osiągnięty poprzez realizację zadań zgodnie ze schematem przedstawionym poniżej:



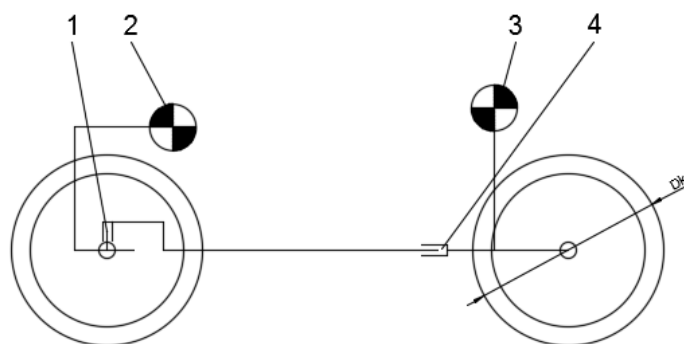
Rys. 4.1. Schemat postępowania niezbędny do zrealizowania postawionego celu pracy

5. Wymagane różnice prędkości kół występujące w LKBPL

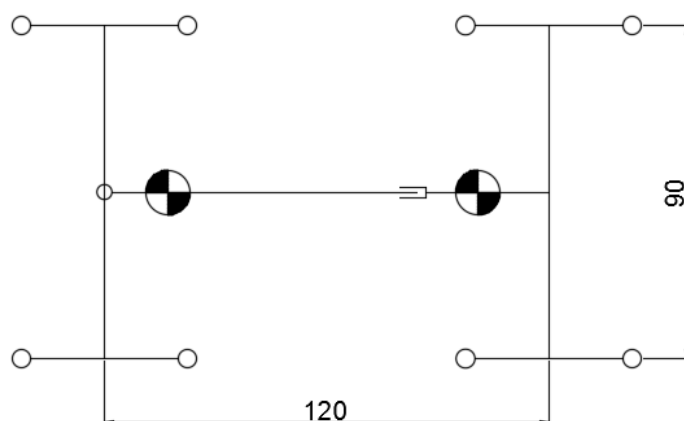
W celu określenia wartości różnic prędkości poszczególnych kół występujących w Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platformach Lądowych przeprowadzono badania pokonywania wytypowanych przeszkód reprezentatywnych dla obszaru działań lekkich platform lądowych [69, 75, 38]. Badania miały na celu określenie poziomu różnic prędkości poszczególnych kół niezbędnych do prawidłowego przemieszczania się modelu platformy w założonych warunkach. Do badań wytypowano lekką platformę o masie 400kg z przegubowym układem skrętu oraz kołowym układem bieżnym. W dostępnej literaturze nie spotkano badań niezgodności kinematycznych [21, 40, 49, 72, 19] podobnego modelu platformy.

W platformie zastosowano przegubowy układ skrętu z osią obrotu umiejscowioną nad przednią osią. Jako platformę badawczą przyjęto lekką, dwuosiową konstrukcję (400 kg) o rozstawie kół 90 cm oraz rozstawie osi 120 cm, masa członu przedniego oraz tylnego wynoszą po 200 kg. Przyjęto, że średnica koła wynosi $D_k=0,6$ m. Wymiary modelu platformy przedstawiono na rysunku 5.1. W celu przeprowadzenia badań zbudowano model symulacyjny wykorzystując do tego celu środowisko do badania układów wieloczłonowych MSC Adams. Założono, że podczas badań zostaną zmierzone wartości różnic prędkości obrotowych pomiędzy poszczególnymi kołami występujące w układzie jezdny podczas przemieszczania się po podłożu płaskim oraz podczas pokonywania wytypowanych przeszkód [69, 75, 38]. W celu osiągnięcia przedstawionych założeń, podczas badań mierzone były prędkości obrotowe poszczególnych kół modelu platformy kołowej.

a)



b)

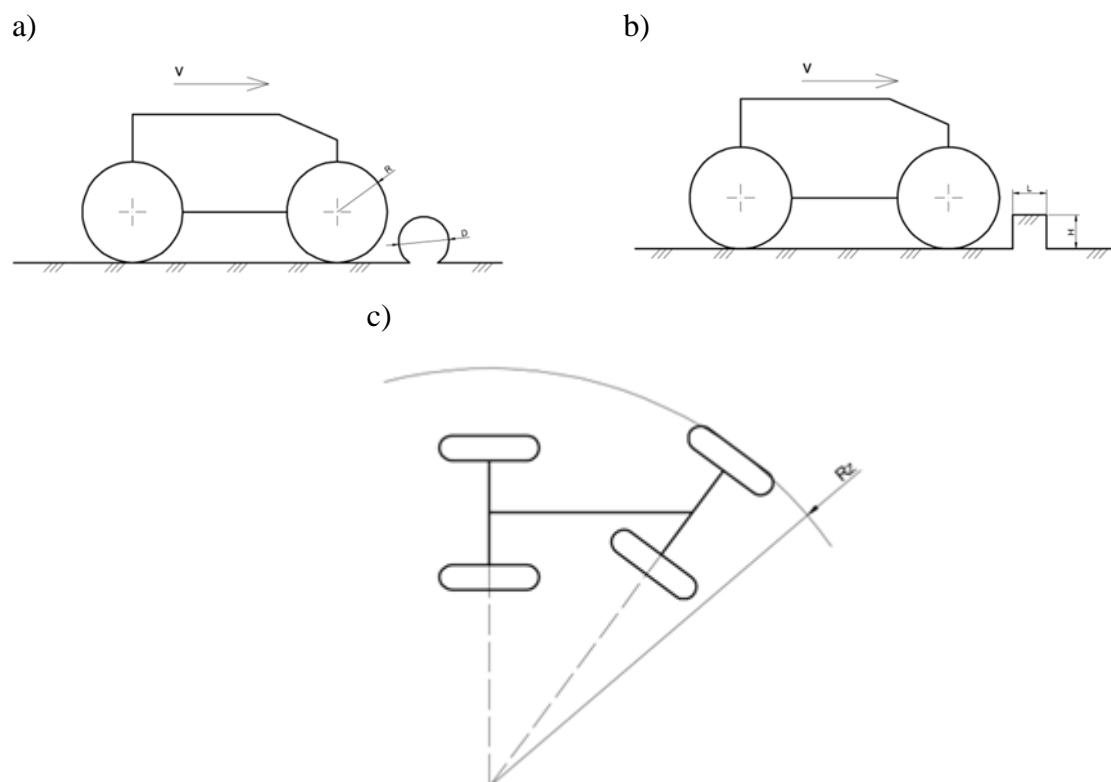


Rys. 5.1. Model platformy czteroślowej użytej do określenia wartości niezgodności kinematycznych w układzie jezdnym; gdzie: 1 – przegub pionowy, 2 – środek ciężkości członu przedniego, 3 – środek ciężkości członu tylnego, 4 – przegub wzdłużny, D_k – średnica zewnętrzna koła

Analizując rodzaje przeszkód terenowych typowych dla LKBPL do badań przyjęto wykonanie manewru skrętu o promieniu od 2 m do 6 m ze zmianą co 1m. Jako charakterystyczne promienie przyjęto promień 5 m, co odpowiada promieniowi zawracania ciągnika rolniczego oraz 6 m co odpowiada promieniowi zawracania samochodu osobowego. Założono również pokonanie przeszkody typu kłoda oraz murka. Wymiary przeszkód wynosiły odpowiednio:

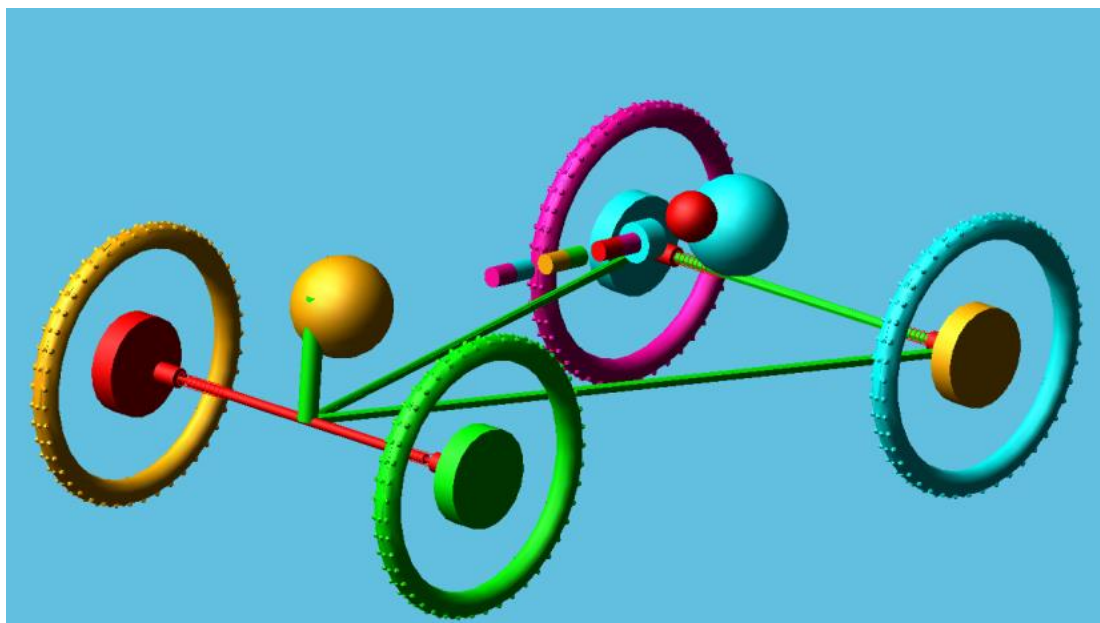
| | |
|------------------------------------|-----------------|
| - D_{kl} – średnica kłody | 0,3 m |
| - H – wysokość murka | 0,2 m |
| - L – szerokość murka | 0,2 m |
| - R_Z – promień skrętu platformy | 2; 3; 4; 5; 6 m |

Schemat pokonywania przeszkód oraz wykonywania manewru skrętu przedstawiono na rysunku 5.2.



Rys. 5.2. Schemat przeszkod; a) typu kłoda, b) typu murek, c) manewr skrętu o promieniu R_z

Model symulacyjny składał się z 28 nieodkształcalnych elementów połączonych 42 więzami kinematycznymi (rys. 5.3). Jako model koła przyjęto torus z wystającymi elementami symulującymi bieżnik.

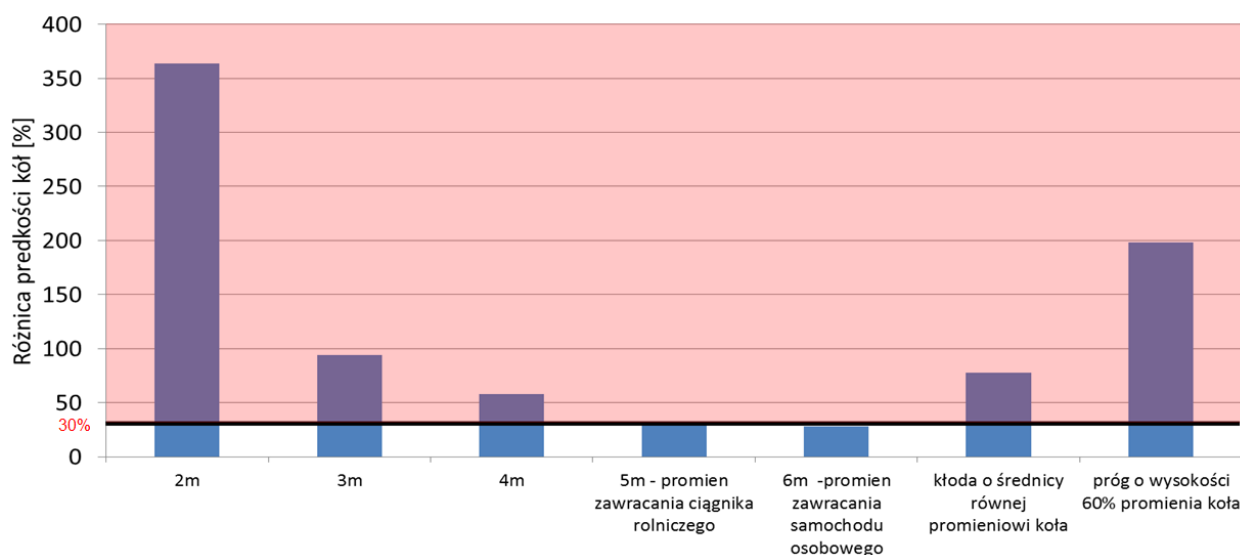


Rys. 5.3. Widok modelu symulacyjnego wykonanego w środowisku MSC Adams do określenia wartości różnic prędkości pomiędzy poszczególnymi kołami

Model cechował się 42 stopniami swobody. Zastosowano w nim układ napędu na wszystkie koła z użyciem modelu mechanizmu różnicowego. W modelu przyjęto szereg założeń upraszczających:

- założono brak poślizgu pomiędzy kołami a podłożem,
- przyjęto brak elementów elastycznych w modelu koła,
- brak elementów zawieszenia,
- masa członu przedniego i tylnego zredukowana do sfer o określonych masach,
- przyjęto model nieodkształcalnego podłoża.

Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Różnice prędkości pomiędzy kołem najwolniejszym a najszybszym podczas pokonywania wytypowanych przeszkód

Pokonywane przeszkody można podzielić na te w których model platformy przemieszczał się po płaskim podłożu a różnice w prędkościach obrotowych poszczególnych kół wynikały różnych średnic okręgów po których przetaczały się koła oraz na te w których różnice prędkości wynikają z konieczności podjazdu pod przeszkodę.

Maksymalne różnice prędkości obrotowych kół występowały podczas wykonywania manewru skrętu o promieniu 2 m. Różnice prędkości pomiędzy najwolniej (lewe tylne) a najszybciej (prawe przednie) obracającym się kołem wynoszą 350 %. Odpowiednio dla promienia 3m – różnice 100 %, 4 m – 60 %, 5 m – 35 %, 6 m – 30 % oraz dla pokonywania kłody 150 % i dla progu 200 %. W przypadku przeszkód typu koda oraz próg różnice wynikają z różnych dróg jakie w tym samym czasie muszą pokonać koła na przeszkodzie oraz te na podłożu przed lub za przeszkodą.

Na podstawie przeprowadzonych badań LKBPL stwierdzono, że nie można określić stałego poziomu wymaganych różnic prędkości poszczególnych kół. Wartości te są zależne od wykonywania manewru – a nawet jego intensywności – oraz rodzaju przeszkody jaką pokonuje model platformy.

Potwierdza to, że istniejące układy antypoślizgowe przystosowane do pracy w stale określonych warunkach nie nadają się do zastosowania w LKBPL. Jednocześnie, przeprowadzone wstępne badania pozwoliły na wyznaczenie wartości różnic prędkości jakie musi dopuszczać układ antypoślizgowy aby uniknąć możliwości powstawania zjawiska mocy krążącej.

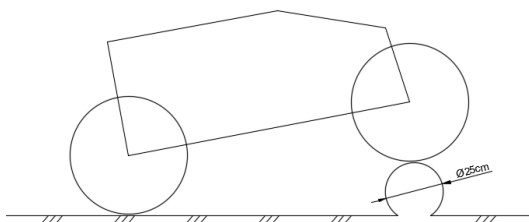
6. Wstępne badania symulacyjne platformy wysokiej mobilności

W celu określenia wpływu układu antypoślizgowego w lekkich platformach wysokiej mobilności przeprowadzono badania symulacyjne pokonywania wytypowanych przeszkód przez model lekkiej platformy kołowej w środowisku MSC Adams korzystając z metody Multi Body[5, 21, 39].

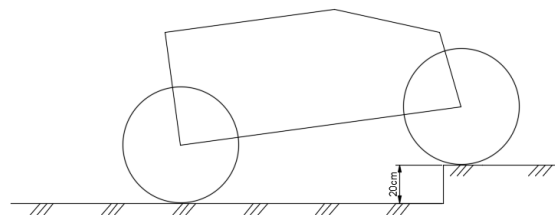
Przyjęto, że model zostanie poddany badaniom podczas pokonywania wytypowanych przeszkód takich jak:

- kłoda – średnica 25cm (rys. 6.1a),
- ścianka pionowa – wysokość 20cm (rys. 6.1b),
- murek – wysokość 20cm szerokość 40cm(rys. 6.1c),
- schody 15x25cm (rys. 6.1d),
- wzniesienie terenu 25° (rys. 6.1e).

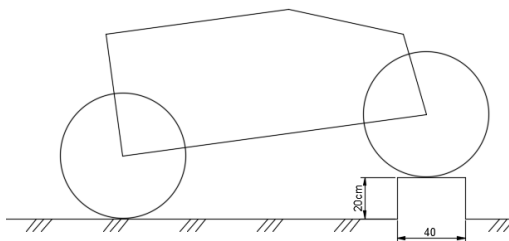
a)



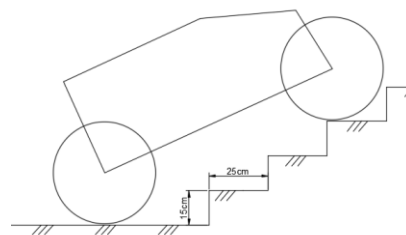
b)



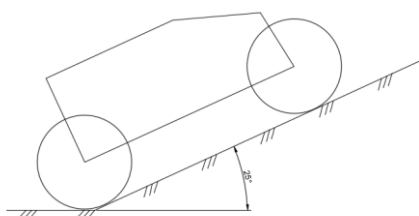
c)



d)



e)



Rys. 6.1. Wytypowane przeszkody dla LKBPL; a) kłoda, b) ścianka pionowa, c) murek, d) schody, e) wzniesienie terenu

Wielkość i typ przeszkód odzwierciedlają te której najczęściej są spotykane w obszarach przemieszczania się LKBPL.

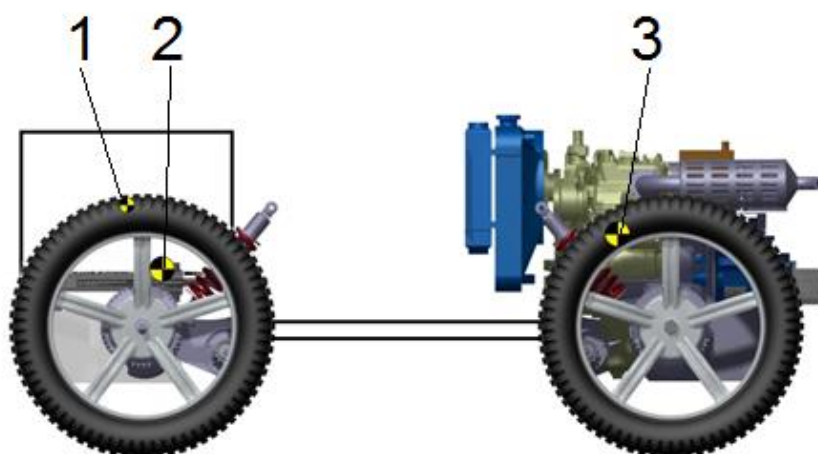
Celem badań było określono różnic w prędkościach obrotowych poszczególnych kół podczas pokonywania wytypowanych przeszkód. Podczas badań zmieniano współczynnik przyczepności modelu koła do podłoża w celu określenia minimalnej wartości współczynnika przyczepności jaka jest niezbędna do pokonania przeszkody. Miało to na celu określenie progu mobilności, przy którym model platformy był w stanie pokonać wytypowane przeszkody.

W celu zbudowania modelu symulacyjnego przyjęto szereg założeń, które pozwoliły określić geometrię oraz rozkład mas platformy. Założono że:

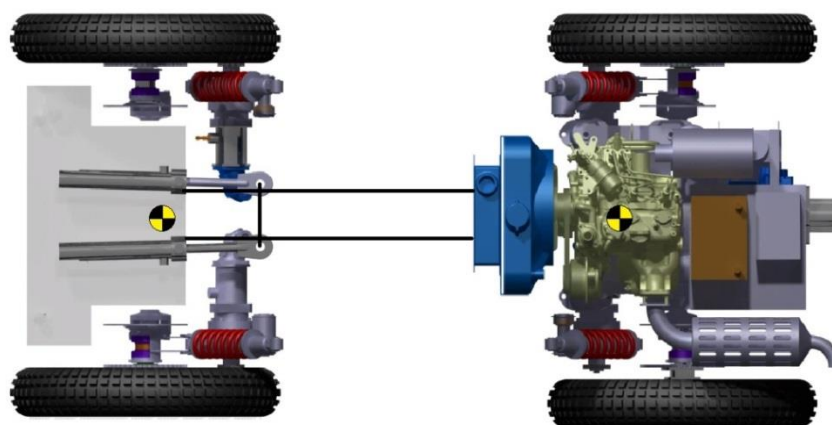
- badana platforma będzie platformą na podwoziu kołowym z napędem 4x4,
- dopuszczalna masa całkowita platformy z ładunkiem będzie wynosić max. 400 kg,
- szerokość całkowita platformy 1100 mm,
- duża zwrotność platformy (mały promień skrętu) – przegubowy układ skrętu, budowa dwuczłonowa – przegubowy układ skrętu,
- umiejscowienie przegubu skrętu w przednim członie,
- umiejscowienie przegubu wzdłużnego w tylnym członie,
- zastosowanie napędu na wszystkie koła,
- zastosowanie ogumienia w rozmiarze 110/90-16.

Tak przyjęte założenia pozwoliły na zabudowanie modelu komputerowego. Komponenty takie jak silnik wraz z osprzętem, koła, akumulator itp. zostały dobrane w oparciu o istniejące platformy o podobnej wielkości [49, 69]. Jednocześnie są to wymiary zapewniające zdolność do przemieszczania się w warunkach zurbanizowanych jak i niezurbanizowanych oraz gwarantujące dużą podatność transportową.

a)



b)

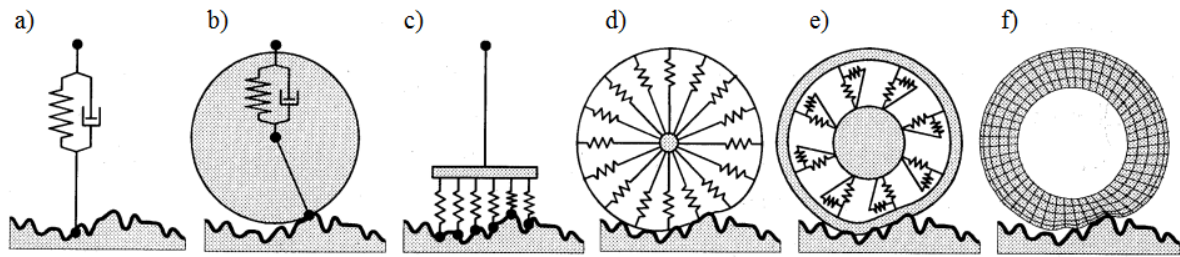


Rys. 6.2. Wstępne rozmieszczenie elementów platformy; 1 – środek masy ładunku, 2 – środek masy członu przedniego, 3 – środek masy członu tylnego,

Wykonany model z wykorzystaniem środowiska Catia pozwolił na wyznaczenie środków ciężkości członu przedniego oraz tylnego. Po określeniu geometrii oraz rozkładu mas platformy zbudowano dynamiczny model symulacyjny.

6.1. Model koła podatnego

Jednym z ważniejszych elementów modelu platformy jest model koła który pozwala na opisanie jego współpracy z podłożem. Obecnie w dostępnej literaturze jest wiele modeli opisujących kontakt koła wyposażonego w oponę pneumatyczną z podłożem [3, 16, 33, 37, 55, 58, 64, 84]. Na rysunku 6.3. przedstawiono wybrane modele współpracy koła z podłożem.



Rys 6.3. Modele kontaktu koła z podłożem: a) kontakt punktowy, b) kontakt obrotowy, c) kontakt o stałej długości śladu, d) kontakt sprężyn promieniowych, e) kontakt elastycznego pierścienia, f) model MES [4]

Dostępne modele cechują się zróżnicowanym stopniem skomplikowania i w różnym stopniu odzwierciedlają zachowanie modelu koła w stosunku do koła rzeczywistego. Ze względu na charakter podłoży po jakich przemieszczają się Lekkie Kołowe Bezzałogowe Platformy Lądowe – gruzowiska, kamienie, korzenie itp. – wymaga się od modelu koła możliwości odwzorowania kształtowej współpracy opony z podłożem. Jedynym z modeli umożliwiającym taką współpracę jest model MES. Jednocześnie model ten jest najbardziej złożony i wymaga zidentyfikowania dużej liczby parametrów opony. Wymaga to przeprowadzenia kosztownych badań i testów na rzeczywistej oponie. Ponadto zgodnie z [55] badając jedną oponę nie można jej wyników zastosować do opony o zbliżonym rozmiarze. Ze względu na liczbę rozmiarów ogumienia stosowaną w LKBPL powoduje to niezasadność przeprowadzania badań konkretnego rozmiaru i typu opony w celu budowy modelu symulacyjnego LKBPL.

Z tego względu w modelu platformy zastosowano model podatnego koła uwzględniającego poślizg oraz kształtową współpracę z podłożem. Został on opracowany przez zespół Instytutu Budowy Maszyn WAT i opisany w [16, 19, 34, 39, 40, 79]. Model składa się ze skończonej liczby elementów sztywnych (kul) m_{ki} połączonych wzajemnie z obręczą m_o elementami sprężysto tłumiącymi w trzech kierunkach – promieniowym k_{xi}, c_{xi} , obwodowym k_{yi}, c_{yi} oraz poprzecznym k_{zi}, c_{zi} [40, 41, 48, 65, 73, 79]. Elementy m_{ki} mogą zmieniać swoje położenie promieniowo, obwodowo i poprzecznie. Ich ruch jest jednak ograniczony wymienionymi więzami. Każdy element cechuje się trzema stopniami swobody. Suma mas elementów m_{ki} oraz masa obręczy m_o stanowią masę opony i obręczy w obiekcie rzeczywistym. Elementy m_{ki} są połączone rozłącznym wiązaniem kontaktu z podłożem (impact kontakt) w którym następuje definiowanie parametrów kontaktu – odzwierciedla to występowanie współczynnika przyczepności. Wiąż ten jest opisany [10, 29, 78]:

$$IMPACT(x, \dot{x}, x_1, k, e, c_{max}, d) \quad (6.1)$$

gdzie: x – chwilowa odległość pomiędzy członami modelu, \dot{x} – prędkość wzajemnego przemieszczania się dwóch członów, x_1 – minimalna wartość odległości między członami dla której nie jest jeszcze liczona normalna siła kontaktu F , k – sztywność oddziaływania pomiędzy powierzchniami członów, e – wykładnik charakterystyki normalnej siły kontaktu, c_{max} – maksymalna wartość tłumienia normalnej siły kontaktu, d – wartość penetracji powierzchni dwóch członów, dla których aplikowana jest wartość maksymalnego tłumienia c_{max} .

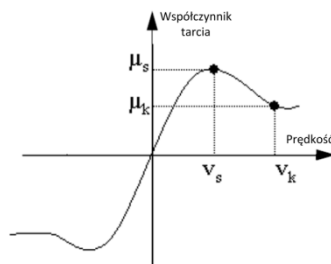
Argumenty x , \dot{x} , oraz x_1 są obliczane numerycznie dla każdego kroku całkowania. Pozostałe są określane na etapie definiowania kontaktu. Normalna siła kontaktu F zgodnie z [29, 78] wynosi:

$$F = \begin{cases} 0 & \text{jeżeli } x > x_1 \\ k(x_1 - x)^e - c_{max}\dot{x} \cdot STEP(x, x_1 - d, 1, x_1, 0) & \text{jeżeli } x \leq x_1 \end{cases} \quad (6.2)$$

W kontaktach oprócz siły normalnej F występowała styczna siła tarcia F_T , zgodnie z modelem tarcia Coulomba. Jej wartość zależy od wartości współczynnika tarcia μ oraz siły normalnej F zgodnie z zależnością:

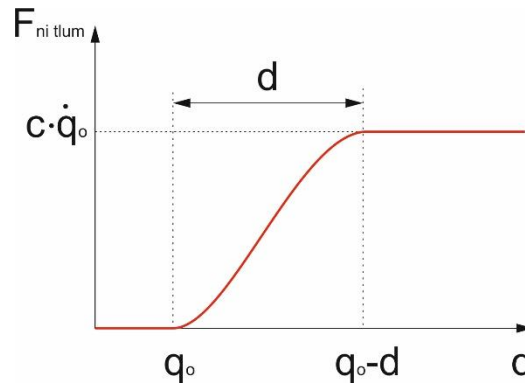
$$F_T = \mu \cdot F \quad (6.3)$$

Wartość współczynnika tarcia μ w modelu kontaktu zależna jest od chwilowej wartości wzajemnej prędkości dwóch członów będących w kontakcie (rys.6.4).



Rys.6.4. Zależność wartości współczynnika tarcia μ od prędkości v w kontakcie: v_s – wartość wzajemnej prędkości dwóch członów przy której wartość współczynnika tarcia jest równa μ_s , v_k – wartość wzajemnej prędkości dwóch członów, przy której wartość współczynnika tarcia jest równa μ_k

Właściwości więzu określają również tłumienie c_{pi} podłoża zgodnie z charakterystyką przedstawioną na rys. 6.3.



Rys. 6.4. Funkcja opisująca: a) współczynnika tarcia oraz b) siłę tłumienia w kontakcie koła z podłożem

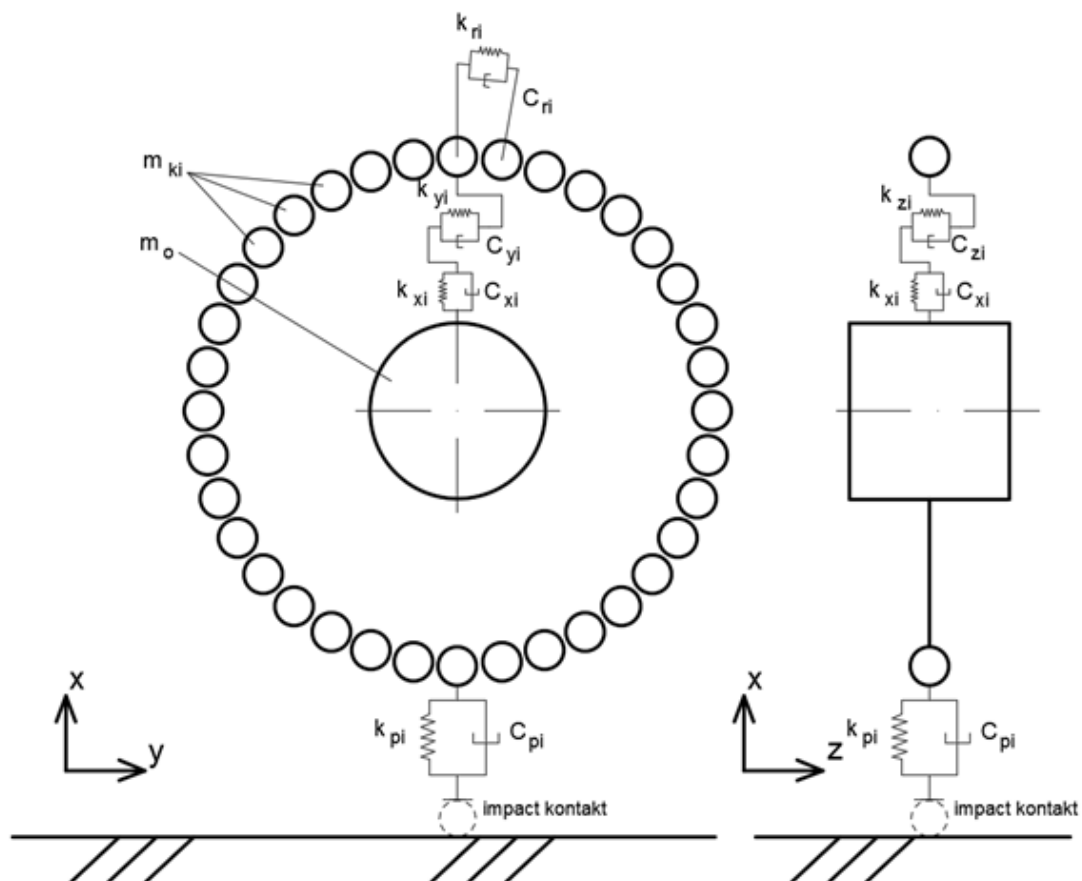
MD Adams do opisu ruchu członów modelu modeli przy formułowaniu równań ruchu wykorzystuje równania Lagrange'a II rodzaju, zgodnie z [29, 78] w następującej postaci:

$$F_j = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i^T}{\partial q_j} \lambda_i - Q_j = 0 \quad \text{dla } j = 1, \dots, n \quad (6.4)$$

$$\Phi_i = 0 \quad (6.5)$$

gdzie: q_j – współrzędna uogólniona, \dot{q}_j – prędkość uogólniona, F_j – równanie równowagi dla współrzędnej uogólnionej, L – funkcja Lagrange'a $L = T - V$, T – energia kinetyczna, V – energia potencjalna, Φ – równanie więzów, λ – mnożnik Lagrange'a, Q_j – siła uogólniona, n – liczba współrzędnych uogólnionych, m – liczba równań więzów.

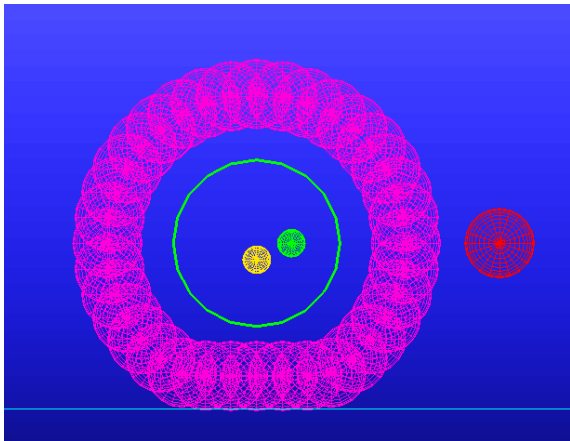
Jednocześnie elementy m_{ki} tworzą zarys koła a ich zewnętrzna część tworzy bieżnik.



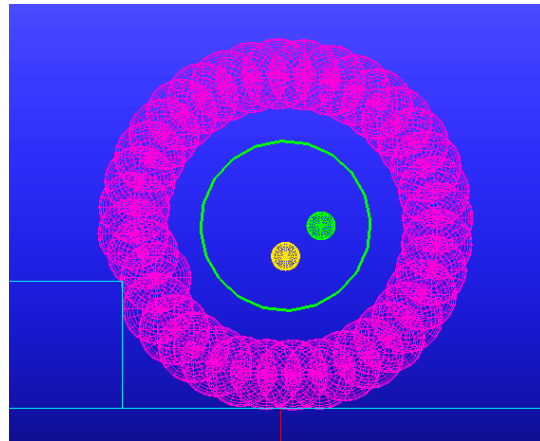
Rys. 6.4. Schemat podatnego modelu koła; m_{ki} masa elementów sztywnych, m_o - masa obręczy, k_{xi} , c_{xi} - współczynniki sztywności i tłumienia w kierunku promieniowym, k_{yi} , c_{yi} - współczynniki sztywności i tłumienia w kierunku obwodowym, k_{zi} , c_{zi} - współczynniki sztywności i tłumienia w kierunku poprzecznym, k_{pi} , c_{pi} - współczynniki sztywności i tłumienia więzu kontaktu z podłożem

Zastosowanie takiego modelu koła umożliwia odwzorowanie podatności ogumienia i jego kształtowej współpracy podczas pokonywania przeszkód. Przykład zachowania się modelu koła podczas pokonywania przeszkody oraz podczas zmiany promienia dynamicznego związanego ze zmianą obciążenia pokazano na rysunku 6.5a,b.

a)

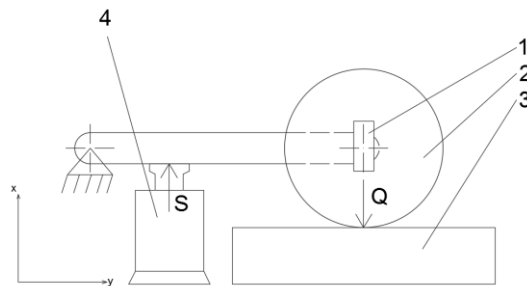


b)



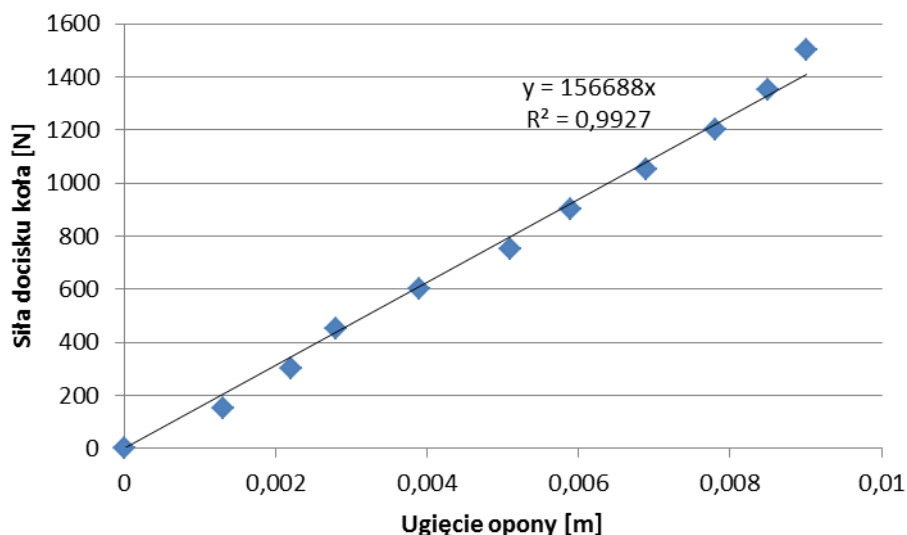
Rys. 6.5. Współpraca modelu koła z podłożem; a) widok modelu koła obciążonego siłą pionową, b) widok modelu koła podczas pokonywania przeszkody typu krawężnik/murek

Współczynniki sztywności i tłumienia dobrano w oparciu o badania na obiekcie rzeczywistym. Badaną oponą była opona w rozmiarze 110/90-16. Rozmiar ten wybrano ze względu na przyjęte założenia zdolności pokonywania przeszkód przez lekką, kołową platformę. Oponę przebadano na stanowisku testowym którego schemat przedstawiono na rysunku 6.6. Badanie miało na celu wyznaczeniu współczynnika sztywności promieniowej badanej opony. Zrealizowano to poprzez zmianę obciążenia opony oraz pomiar jej ugięcia.



Rys. 6.6. Schemat stanowiska pomiarowego; 1 – czujnik linkowy, 2 – badane koło, 3 – waga cyfrowa, 4 – podnośnik hydrauliczny, S – siła odciążająca koło, Q – siła ciężkości obciążająca koło

Przebadano oponę dla wartości ciśnienia wewnątrz opony – 1,5 bar – ciśnienie zalecane przez producenta podczas jazdy w terenie. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunku 6.8. Dokładność wagi wynosiła ± 1 kg, dokładność czujnika linkowego $\pm 0,1$ mm.



Rys. 6.8. Charakterystyka sztywności badanej opony

Określono współczynnik sztywności jako 156 700 N/m. Wyznaczony współczynnik sztywności przyjęto dla wszystkich kierunkach sztywności opony [3,15,6, 34, 39]. Wartości współczynników tłumienia dobrano w taki sposób aby osiągnąć podawaną w publikacjach wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia $\zeta=0,09$ [50, 37, 64,].

W modelu koła uwzględniono masowy moment bezwładności określony na podstawie modelu geometrycznego opracowanego w programie Catia. Znając docelowy model koła oraz opony odczytano masowe momenty bezwładności a ich wartości zestawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Zestawienie masy i momentów bezwładności wykorzystanego modelu koła

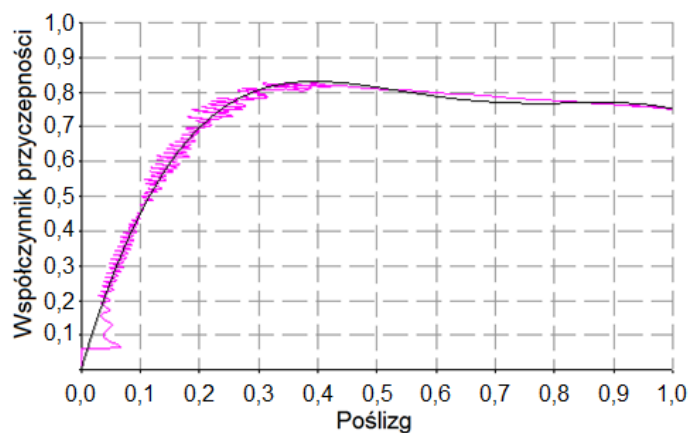
| m [kg] | I_{xx} [kgm ²] | I_{yy} [kgm ²] | I_{zz} [kgm ²] | I_{xy} [kgm ²] | I_{xz} [kgm ²] | I_{yz} [kgm ²] |
|--------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| 5,36 | 0,132 | 0,252 | 0,132 | $1,45 \cdot 10^{-11}$ | $1,98 \cdot 10^{-19}$ | $3,57 \cdot 10^{-11}$ |

Przyjęte oznaczenie wartości masowych momentów bezwładności jest zgodne z ogólną postacią tensora bezwładności [10, 97] w formie macierzowej:

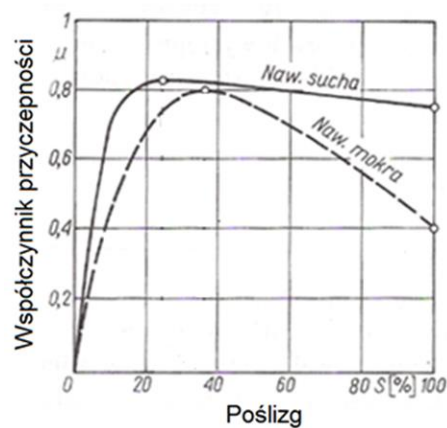
$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{xy} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{xz} & I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

W oparciu o otrzymane wyniki przeprowadzono badania symulacyjne modelu koła podatnego pod kątem charakterystyki współczynnika przyczepności modelu koła podatnego w zależności od poślizgu. Wyniki przedstawiono na rysunku 6.9a.

a)



b)



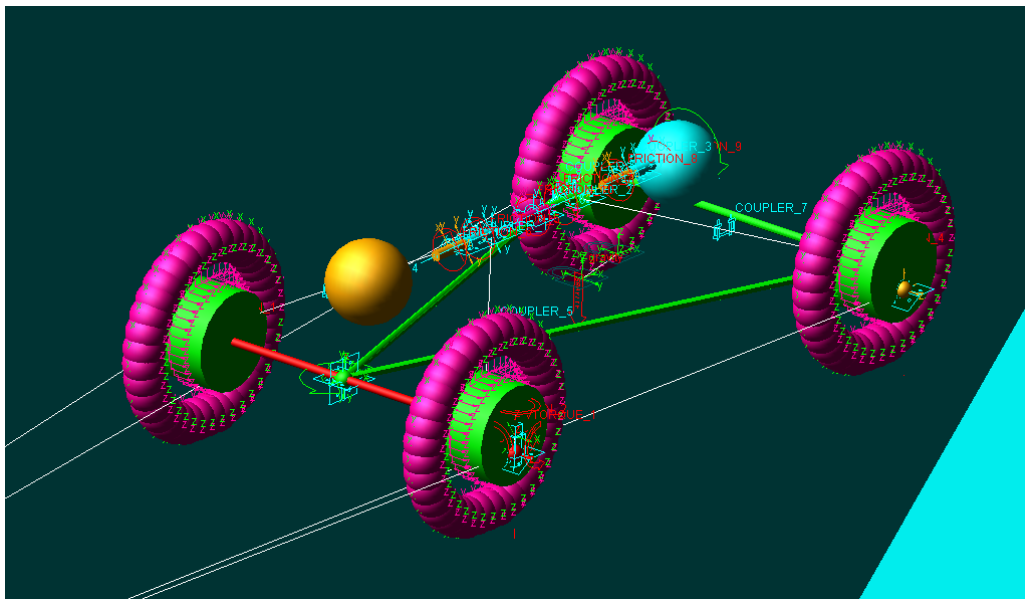
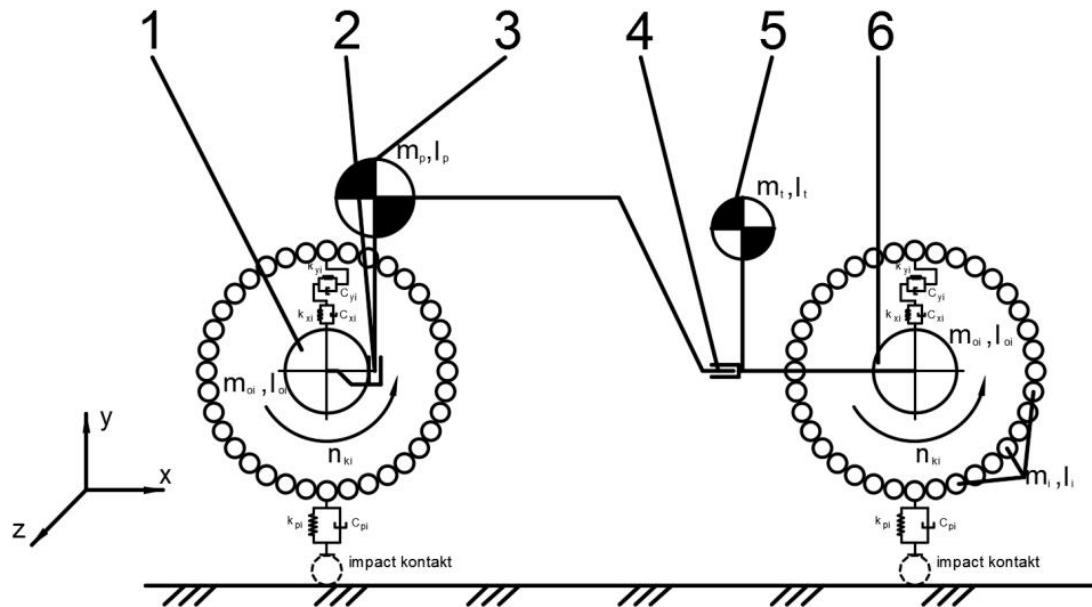
Rys. 6.9. Charakterystyka współczynnika przyczepności w zależności od poślizgu, a) otrzymana z badań modelu koła podatnego, b) literaturowa [72]

Otrzymana charakterystyka jest zbliżona do charakterystyki literaturowej co pozwala wnioskować o poprawności zbudowanego modelu koła. Pulsacje współczynnika przyczepności widoczne na przebiegu (rys. 6.9a) wynikają z budowy modelu koła – pojawianie się więzów kontaktu pomiędzy podłożem a kolejnym elementem m_{ki} modelu koła i występowanie w tym miejscu poślizgu.

Ze względu na to, że w celu uzyskania przedstawionej charakterystyki w modelu koła modyfikowano nie tylko współczynnik przyczepności, ale szereg parametrów kontaktu w dalszej części pracy współczynnik przyczepności zastąpiono nazwą współczynnik kontaktu.

6.2. Model platformy kołowej z hydrostatycznym układem napędowym

W oparciu o znany rozkład mas platformy zbudowano symulacyjny model lekkiej kołowej platformy wysokiej mobilności (rys 6.10).



Rys. 6.10. Model symulacyjny Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej wykonany w środowisku MSC Adams

Model zbudowano za pomocą metody układów wielocłonowych (*ang. Multibody MBS*). Jest to metoda stosowana przy opracowywaniu modeli maszyn, mechanizmów oraz pojazdów [44, 54, 57, 60, 61, 77, 84]. Do budowy modelu wykorzystano środowisko MSC Adams. Podczas tworzenia modeli w programach typu MBS użytkownik buduje model

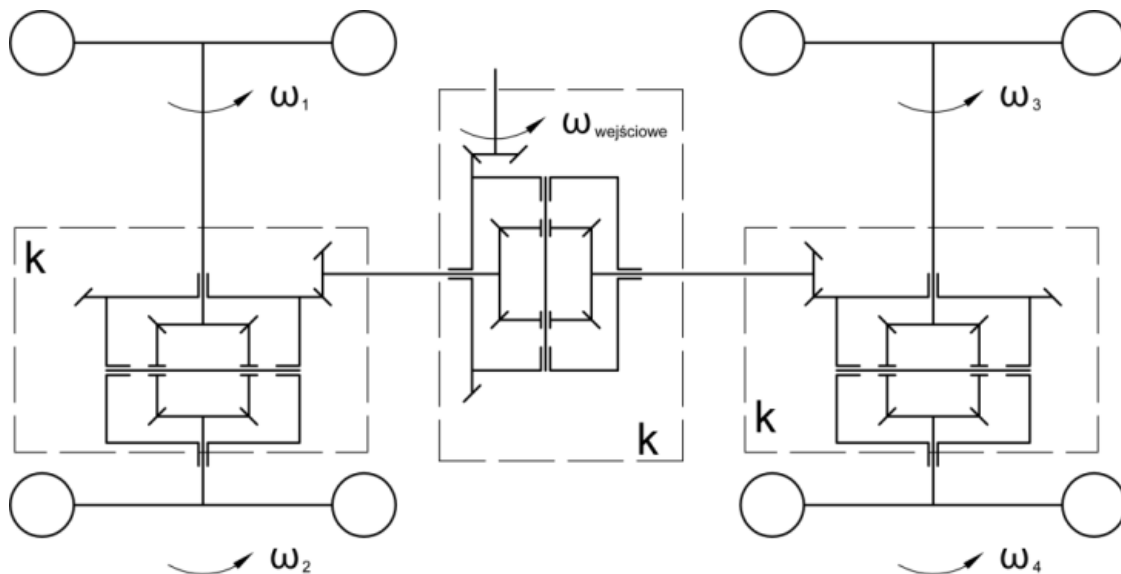
wykorzystując elementy bryłowe. Następnie określa więzy kinematyczne pomiędzy poszczególnymi elementami – czyli możliwość wzajemnego przemieszczania się elementów. Więzy kinematyczne określają liczbę stopni swobody w węzłach kinematycznych i tym samym określają możliwości wzajemnego przemieszczania się elementów bryłowych. Ruch elementów wymuszany jest poprzez wprowadzenie wymuszeń (siły, momenty obrotowe, przemieszczenia, przyśpieszenia, itp.) lub wynika ze wzajemnej współpracy elementów bryłowych. Metoda ta nie wymaga od użytkownika tworzenia i wprowadzania równań ruchu. Są one automatycznie generowane przez algorytmy programu. W większości przypadków użytkownik wręcz nie ma możliwości modyfikacji i wykorzystania równań ruchu jakie stosuje program. Z tego względu równania ruchu użyte w modelu nie są podawane do wiadomości użytkownika [44, 54, 57, 60, 61, 77, 84].

Zbudowany model Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej składa się z 173 nieodkształcalnych elementów połączonych 180 więzami kinematycznymi oraz więzami kontaktów. Układ posiada 454 stopnie swobody – z czego na każde koło przypada 108 stopni swobody. Model obejmuje właściwości fizyczne (masy, masowe momenty bezwładności) poszczególnych członów składowych, więzy kinematyczne pomiędzy elementami masowymi oraz siły zewnętrzne i wymuszenia kinematyczne. Podczas budowy modelu przyjęto szereg założeń upraszczających:

- na koła modelu oddziałuje wymuszenie kinematyczne pochodzące od podłoża zgodnie z kształtem przyjętych przeszkód,
- masę nadwozia wraz z ramą i wahaczami zredukowano do mas skupionych których środki są w punktach środków mas przedniego (m_p) i tylnego członu (m_t),
- masę podwozia zredukowano do mas skupionych, których środki są w punktach środków mas obręczy kół,
- poszczególne elementy modelu połączone są ze sobą idealnymi parami kinematycznymi,
- na wszystkie elementy modelu oddziałuje wartość przyśpieszenia ziemskiego,
- w modelu zastosowano modele mechanizmów różnicowych – uproszczenie napędu hydrostatycznego,
- jako napęd modelu przyjęto niezmienną w czasie wartość prędkości obrotowej elementu napędzającego model międzymostowego mechanizmu różnicowego,
- założono niezmienną w czasie wartość współczynnika kontaktu modelu kół do podłoża,

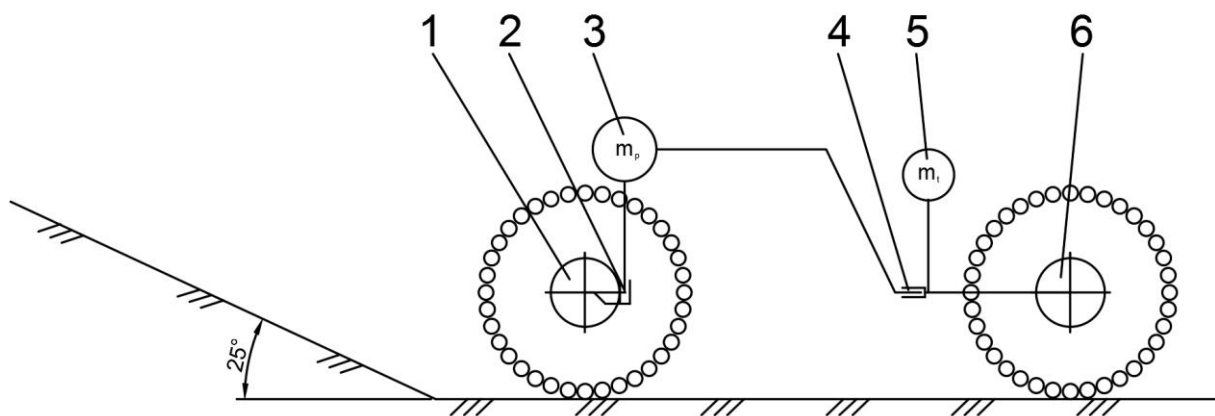
- założono brak układu elastycznego zawieszenia – obręcze połączone obrotowo z ramą modelu – jedyne elastyczne elementy pochodzą z modelu koła,
- przyjęto model nieodkształcalnego podłoża.

W modelu zastosowano trzy mechanizmy różnicowe w konfiguracji przedstawionej na rysunku 6.11. Dwa mechanizmy różnicowe zamontowane w osi przedniej i tylnej oraz jeden mechanizm międzymostowy.



Rys. 6.11. Schemat przekazania napędu na koła; ω_i – prędkość kątowna poszczególnych kół, $\omega_{\text{wejściowe}}$ – prędkość kątowna elementu napędzającego, k – współczynnik blokowania mechanizmu różnicowego

Zastosowanie trzech mechanizmów różnicowych w konfiguracji przedstawionej na rysunku 6.11 odzwierciedla działanie równoległego, hydrostatycznego układu napędowego [2, 38] dla platformy czterochołowej z napędem na wszystkie koła. Pozwala to na traktowanie modelu jak modelu platformy z hydrostatycznym układem napędowym. Układ pozwala na swobodne różnicowanie prędkości obrotowych poszczególnych kół. Maksymalny generowany moment przez każde z kół jest równy momentowi generowanemu przez koło o najmniejszym współczynniku przyczepności, powiększony o wartość wynikającą ze współczynnika blokowania mostu napędowego. Jego wartość została dobrana tak aby odzwierciedlać teoretyczne straty występujące w instalacji hydraulicznej (10%) [85, 88].

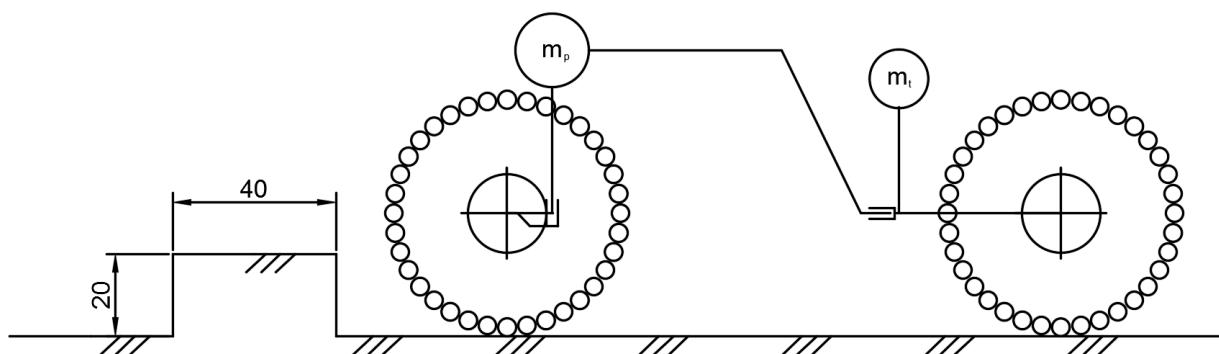


Rys. 6.12. Schemat lekkiej platformy kołowej, gdzie: 1 – koła przednie, 2 – przegub poprzeczny, 3 – masa skupiona członu przedniego (m_p), 4 – przegub wzdłużny, 5 – masa skupiona członu tylnego (m_t), 6 – koła tylne

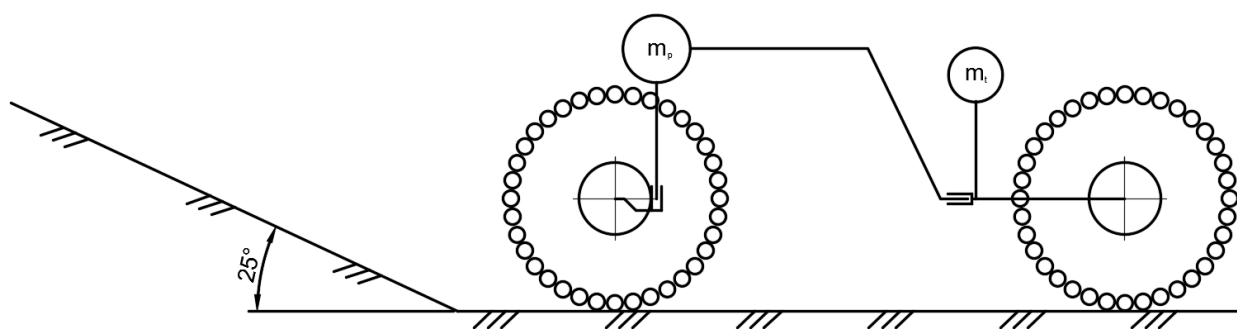
6.3. Wstępne badania zdolności pokonywania przeszkód terenowych przez LKBPL

Zbudowany model został poddany badaniom symulacyjnym pokonywania wytypowanych przeszkód typu murek oraz pochyłość terenu, które są przeszkodami reprezentatywnymi dla obszarów w jakich przemieszczają się LKBPL [38]. Celem badań było określenie sposobu zachowania się modelu układu napędowego podczas pokonywania wytypowanych przeszkód. Przeszkody wybrano pod kątem określenia poprawności działania modelu koła, charakterystyki poślizgu jak i działania mechanizmów różnicowych. Założono pokonywanie przeszkód zgodnie ze schematem (rys. 6.13a,b).

a)



b)

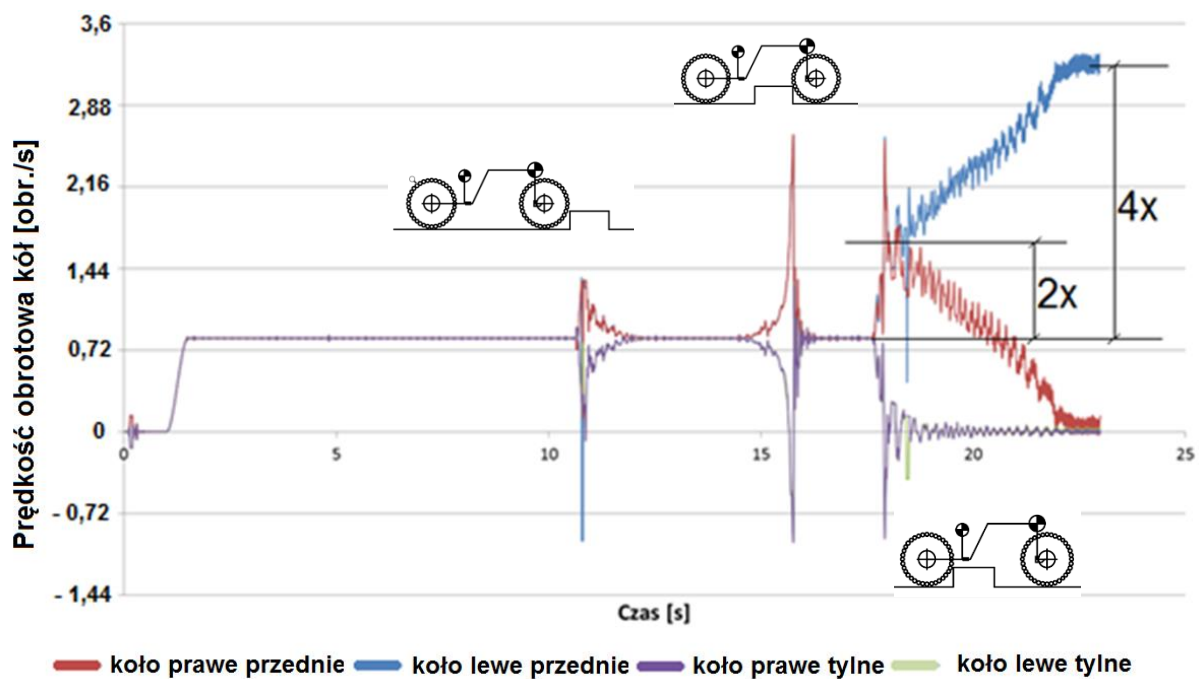


Rys. 6.13. Schemat wytypowanych przeszkód dla modelu platformy, a) murek, b) wzniesienie terenu

Przyjęto, że prędkość pokonywania przeszkód wynosi 0,5m/s– co odpowiada typowej prędkości pokonywania przeszkód przez teleoperowane platformy lądowe [90, 38]. Współczynnik kontaktu dobrano tak, aby model nie był w stanie pokonać przeszkody a przynajmniej jedno z kół wpadło w nadmierny poślizg uniemożliwiający dalszą jazdę. Jednocześnie uniemożliwienie modelowi platformy pokonania przeszkody pozwoli na jednoznaczną ocenę czy hamowanie poszczególnych kół (zastosowanie układu antypoślizgowego) poprawi zdolność do jej pokonywania. Ocena wpływu hamowania kół jest realizowana poprzez przyjęcie kryteriów: model platformy pokonał lub nie pokonał przeszkody.

Uzyskane wyniki badań dla przeszkody typu murek (rys. 6.13a) przedstawiono na rysunku 6.14. Zgodnie z założeniem model platformy kołowej nie pokonał przeszkody. Podczas dojazdu do przeszkody koła osi przedniej przejechały przez murek (15s). W momencie dojazdu kół osi tylnej do krawędzi murka (18s) wystąpiło połączenie kształtowe modelu koła z przeszkodą, które zwiększyło możliwy do wygenerowania moment napędowy

przez elementy napędowe kół osi tylnej. Zgodnie z zasadą działania mechanizmu różnicowego elementy napędowe kół osi przedniej mogły osiągnąć moment napędowy o wartości powiększonej o wartość wynikającą w oporu wewnętrznego modelu mechanizmów różnicowych w stosunku do kół osi tylnej. Ze względu na mniejszą przyczepność kół osi przedniej niż ten jaki były w stanie rozwinąć koła osi tylnej (poprzez współpracę kształtową), koła przednie wpadły w nadmierny poślizg (18s). Ich prędkość obrotowa chwilowo wzrosła do wartości dwukrotnie większej (19s) niż prędkość początkowa przed przeszkodą. W efekcie zadziałania mechanizmu różnicowego osi przedniej, koło prawe przednie zwolniło do prędkości obrotowej bliskiej zera. Koło prawe lewe jako jedyne pozostało w ruchu a jego prędkość obwodowa wynosiła czterokrotność prędkości początkowej (24s).

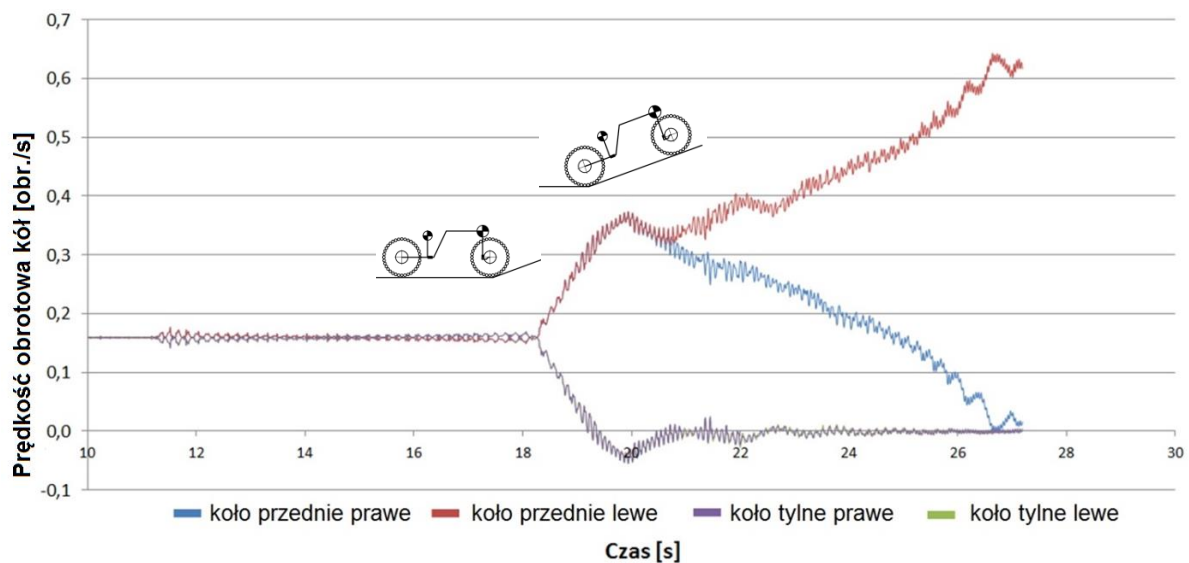


Rys. 6.14. Prędkości obrotowe poszczególnych kół podczas pokonywania przeszkody typu murek

W przypadku podjazdu pod wzniesienie (rys. 6.13b) zachowanie poszczególnych kół było podobne jak w przypadku pokonywania przeszkody typu murek. W chwili podjazdu pod pochylenie koła osi tylnej zostały dociążone i były w stanie wygenerować większy moment napędowy niż elementy napędowe kół osi przedniej(20s). W efekcie koła przednie wpadły w nadmierny poślizg (22s) i były w stanie wygenerować mniejsze momenty napędowe niż koła tylne. Zgodnie z zasadą działania mechanizmów różnicowych, moment generowany przez koła osi tylnej zmalał do wartości wynikającej z momentu napędowego kół osi przedniej powiększonego o wartość wynikającą z działania mechanizmów różnicowych. W pierwsze

fazie podjazdu pod wzniesienie prędkości obrotowe kół osi przedniej i tylnej były zbliżone. W momencie gdy koła osi tylnej dojechały do wzniesienia koła osi przedniej wpadły w nadmierny poślizg. Następnie koło przednie prawe zgodnie z zasadą działania mechanizmu różnicowego zmniejszyło prędkość obrotową do ok zera (26s). Ostatecznie koło lewe przednie obracało się z prędkością czterokrotnie większą niż prędkość początkowa.

Przebieg czasowy prędkości obrotowych poszczególnych kół modelu platformy podczas pokonywania przeszkody typu pochylenie terenu przedstawiono na rysunku 6.15.



Rys. 6.15. Prędkości obrotowe poszczególnych kół podczas podjazdu pod wzniesienie

Przez cały czas trwania symulacji suma prędkości poszczególnych kół była stała – stała prędkość obrotowa elementu napędowego. W momencie gdy trzy koła były nieruchome, prędkość obrotowa czwartego koła odpowiadała czterokrotnej wartości prędkości początkowej. Mechanizmy różnicowe w prawidłowy sposób rozdzielały moment napędowy, a jego wartość była zależna od koła najmniej obciążonego.

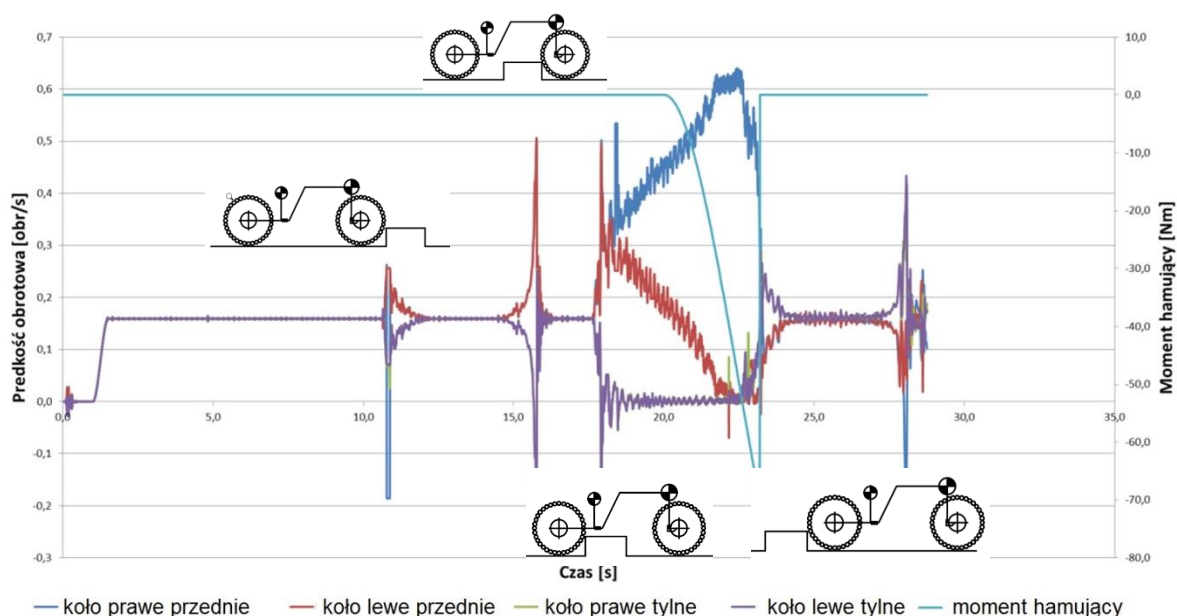
Przeprowadzone badania potwierdziły poprawność działania modelu układu napędowego – zarówno pod kątem dystrybucji momentu napędowego jak i różnicowania prędkości obrotowych poszczególnych kół.

6.4. Wstępne badania układu antypoślizgowego

Celem badań było określenie czy zastosowanie układu hamującego poszczególne koła poprawia zdolność do pokonywania przeszkód oraz czy układ jest przydatny dla LKBPL.

Wcześniejszy model platformy został rozbudowany o więzy generujące hamujący moment obrotowy w wybranych kołach (skierowany odwrotnie do kierunku obrotów koła). Generowanie momentu hamującego odbywało się poprzez wprowadzenie więzów siłowych do elementów napędowych poszczególnych kół, które były aktywowane w odpowiedniej chwili. W efekcie elementy napędowe kół były sztucznie obciążane momentem obrotowym pochodzącym od układu hamującego. Miało to na celu odwzorowanie zwiększenia przyczepności przez poszczególne koła. Na potrzeby wstępnych badań symulacyjnych, moment hamujący był generowany jako wartość stała niezależna od momentu napędowego wejściowego do modelu. Czas generowania momentu hamującego był określany w parametrach symulacji jako wartość stała i był niezależny od warunków zewnętrznych.

Wyniki przeprowadzonych badań dla procesu pokonywania przeszkody typu murek przedstawiono na rysunku 6.16.

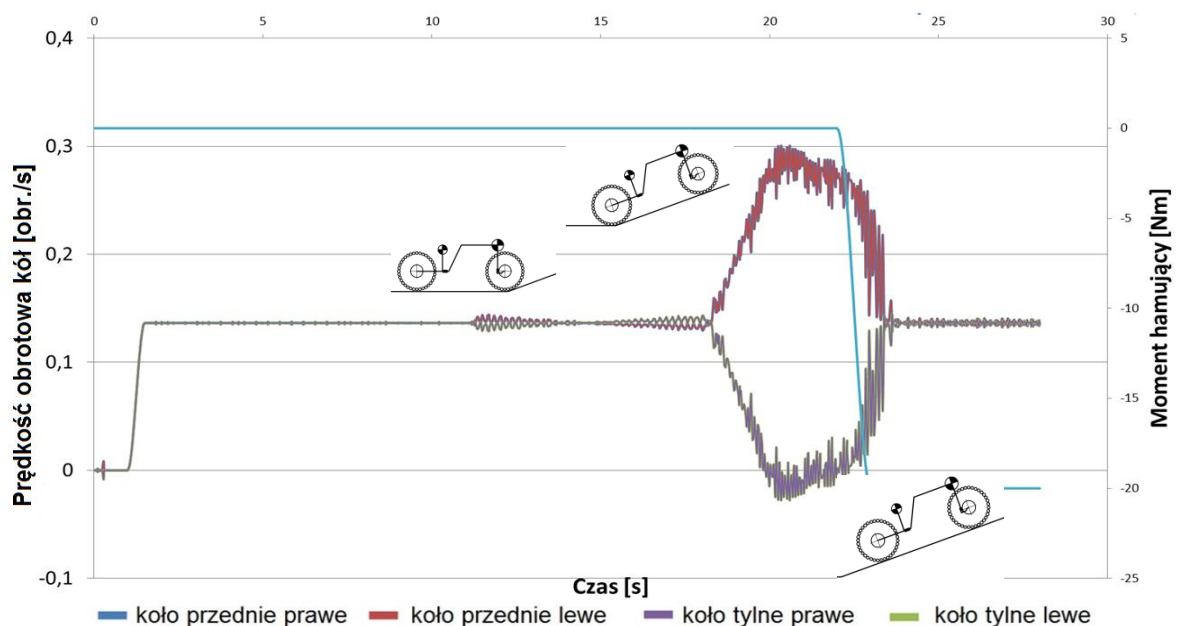


Rys. 6.16. Prędkości obrotowe kół podczas pokonywania przeszkody typu murek z zastosowaniem układu hamującego poszczególne koła – układ aktywny dla koła przedniego

Po wystąpieniu nadmiernego poślizgu (wstępnie przyjętego na poziomie 30% [55, 36]) kół przednich został aktywowany moment hamujący przyłożony do odpowiednich

elementów napędowych kół przednich (20 sekunda przebiegu). Zastosowanie momentu hamującego spowodowało zwiększenie momentu jaki są w stanie wygenerować elementy napędowe kół osi przedniej. Zgodnie z zasadą działania mechanizmu różnicowego wzrósł tym samym moment jaki są w stanie wygenerować elementy napędowe kół osi tylnej. Po wzroście momentu hamującego kół osi przedniej, do wartości odpowiadającej momentowi napędowemu kół osi tylnej model platformy pokonał przeszkodę.

W przypadku badań symulacyjnych pokonywania pochyłości terenu zastosowanie momentu hamującego koła osi przedniej również spowodowało, że model pokonał przeszkodę. Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono na rysunku 6.17.



Rys. 6.17. Prędkości obrotowe poszczególnych kół podczas pokonywania pochyłości terenu z zastosowaniem układu zwiększającego opór kół

W przypadku jazdy na pochyleniu moment hamujący na obu kołach osi przedniej został aktywowany podczas wystąpienia nadmiernego poślizgu (22s) i pozostawał aktywny do końca symulacji. Podczas prób dezaktywowania układu hamowania, koła osi przedniej wpadały w nadmierny poślizg co w konsekwencji powodowało, że model platformy nie pokonał przeszkody.

W przypadku wstępnych badań moment hamujący zastosowany w modelu przyjmował wartość stałą, zależną od typu pokonywanej przeszkody. Narastał stopniowo w czasie określonym dla danej symulacji i konkretnej przeszkody.

6.5. Analiza wyników z badań symulacyjnych

Zbudowany model został przebadany pod kątem poprawności działania układu napędowego i jego zdolności do przekazywania momentu napędowego pomiędzy osiami i kołami. Stwierdzono, że model prawidłowo odzwierciedla dystrybucję momentu napędowego i rozkład prędkości obrotowych, co odpowiada pracy równoległego, hydrostatycznego układu napędowego [38]. Zbudowany model koła uwzględnia współpracę kształtową z podłożem oraz charakterystykę współczynnika przyczepności w funkcji poślizgu.

Przeprowadzone badania modelu Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej wykazały, że zastosowanie układu hamującego koła będące w nadmiernym poślizgu zwiększa zdolność do pokonywania wytypowanych przeszkód przez platformy wysokiej mobilności a tym samym zwiększa ich mobilność. W badaniach uwzględniono najprostszy model narastania momentu hamującego poszczególne koła. Moment narastał od wartości 0 do zadanej wartości maksymalnej charakterystycznej dla symulacji w czasie określonym dla konkretnego typu przeszkody. W przeprowadzonych badaniach symulacyjnych czas pojawiania się momentu hamującego był zdefiniowany w parametrach symulacji i był generowany po przekroczeniu ustalonego progu poślizgu.

W celu dokładniejszego zbadania zjawisk i możliwości poprawy zdolności pokonywania przeszkód należy przeprowadzić badania weryfikacyjne zbudowanego modelu poprzez badania na obiekcie rzeczywistym. W razie potrzeb należy wykonać modyfikację poszczególnych parametrów modelu w celu uzyskania wyników symulacyjnych jak najbardziej zbliżonych do badań na obiekcie rzeczywistym.

7. Badania identyfikacyjne Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej

W celu walidacji stworzonego modelu symulacyjnego należało przeprowadzić badania na obiekcie rzeczywistym i porównać otrzymane wyniki obrazujące zachowanie się platformy w porównywalnych warunkach. W tym celu zaprojektowano a następnie wykonano platformę wysokiej mobilności z hydrostatycznym układem napędowym.

Przyjęto, że badania powstałej platformy zostaną przeprowadzone na dwóch rodzajach podłoża (mała i duża przyczepność) na przeszkodach o podobnej geometrii – przeszkoda typu krawężnik. Celem badań było wyznaczenie prędkości poszczególnych kół podczas pokonywania wytypowanej przeszkody. Uzyskane wartości prędkości obrotowych pozwoliły na określenie zgodności wyników otrzymywanych z badań na modelu symulacyjnym z wynikami otrzymanymi podczas badań na obiekcie rzeczywistym.

7.1. Projekt badawczy LKBPL

W celu zaprojektowania obiektu rzeczywistego (LKBPL) należało przeprowadzić szereg symulacji pokonywania przeszkód przez model platformy, których celem było wyznaczenie obciążeń działających na ramę nośną platformy. Pozwoliło to na zaprojektowanie głównych elementów nośnych platformy i ich dopasowaniu do przewidywanych obciążeń. Przy budowie modelu założono, że platforma będzie zgodna z wcześniejszymi założeniami (rozdział 6). Jako reprezentatywne przeszkody przyjęto:

- kłodę o średnicy 20cm,
- kłodę o średnicy 30cm,
- krawężnik niski 10cm,
- krawężnik wysoki 20cm,
- ściankę pionową o wysokości 30cm.

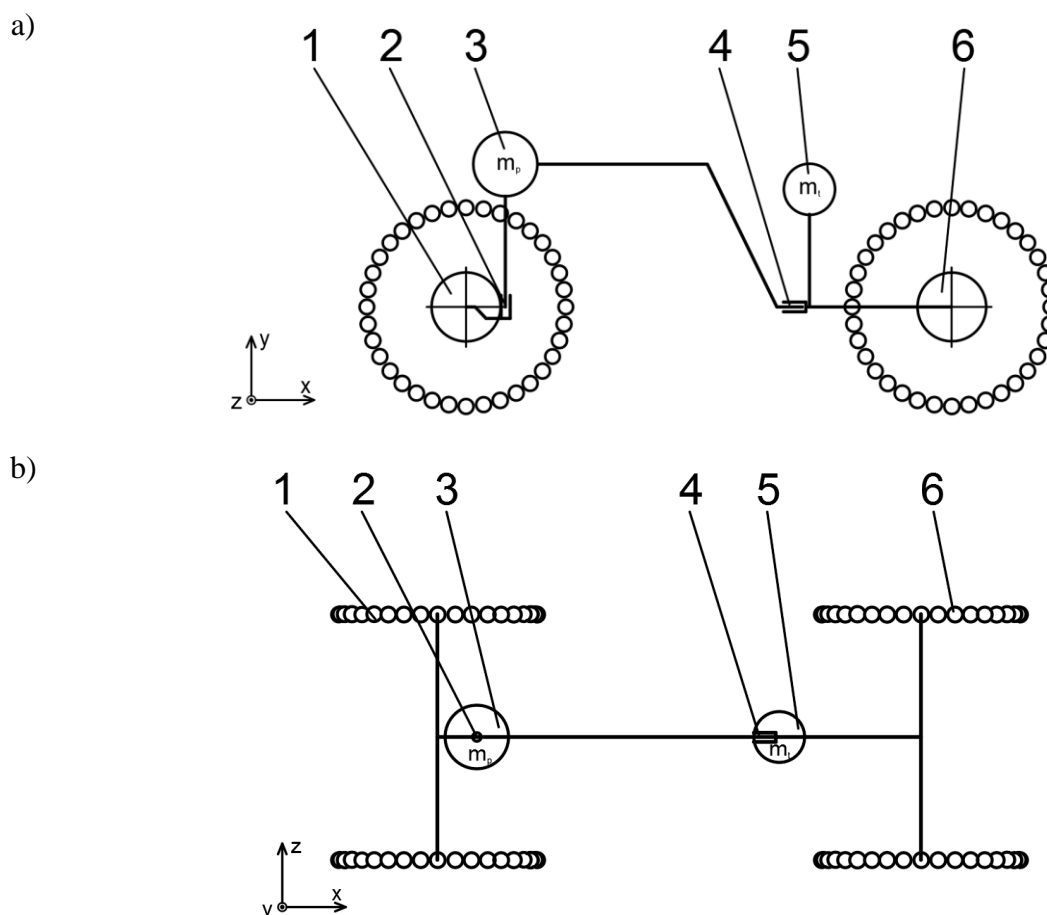
Przeszkody dobrano na podstawie literatury [149, 75, 79] jako te, które powodują największe wyczerpanie konstrukcji BPL – jednocześnie są to przeszkody występujące na obszarach przemieszczania się BPL.

Na podstawie wcześniej wykonanych badań przyjęto współczynnik kontaktu z podłożem na poziomie $\varphi=0,8$ co zapewniło zdolność pokonania wszystkich przyjętych przeszkód. Wytypowane przeszkody były pokonywane z prędkościami 1, 2 oraz 5 km/h pod kątem prostym do przeszkody oraz pod kątem 45° .

W modelu zastosowano układ napędowy taki jak opisany w rozdziale 6. Założono, że platforma będzie charakteryzowała się masą własną 250 kg i 150 kg masy ładunku.

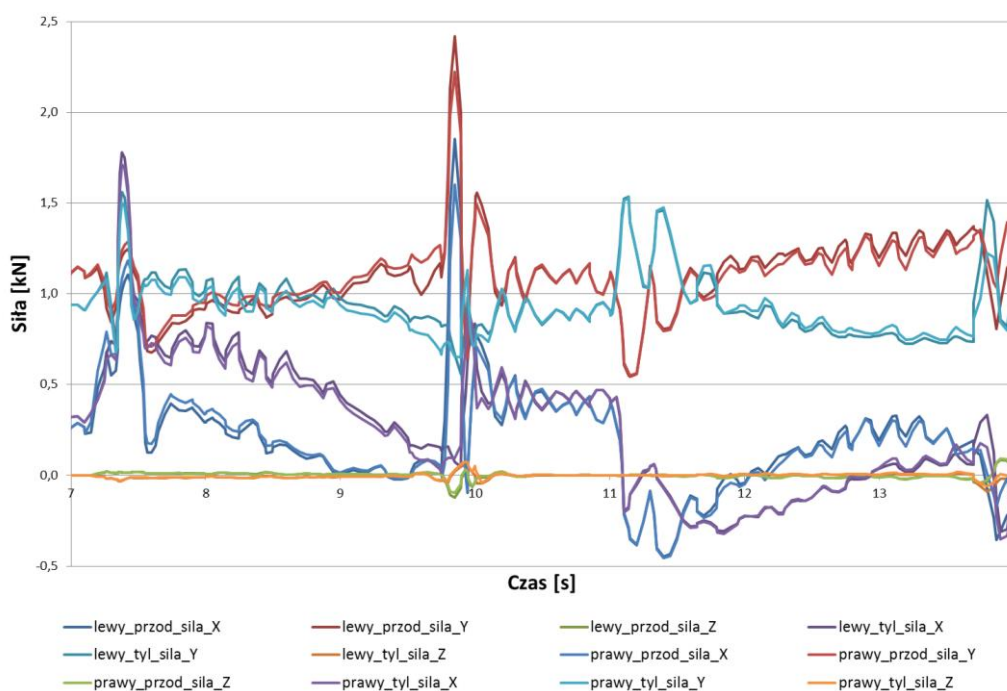
7.2. Analizy symulacyjne lekkiej kołowej platformy lądowej

Istniejący model symulacyjny został zmodyfikowany w sposób umożliwiający odczytanie sił występujących w elementach konstrukcji podczas pokonywania przeszkód. Po analizie możliwości odwzorowania obciążeń uzyskanych z modelu dynamicznego do statycznej analizy wytrzymałościowej zdecydowano się na określenie wartości sił składowych występujących w punktach mocowania modeli kół. W oparciu o przyjęte założenia przeprowadzono badania symulacyjne pokonywania wytypowanych przeszkód przez model platformy. Na rysunku 7.1 przedstawiono zorientowanie układu współrzędnych względem modelu platformy.



Rys. 7.1. Schemat modelu symulacyjnego, a) widok z boku, b) widok z góry; 1 – koła przednie, 2 – przegub poprzeczny, 3 – masa członu przedniego, 4 – przegub wzdłużny, 5 – masa człony tylnego, 6 – koła tylne

Przykład sił występujących w miejscach mocowania kół modelu podczas pokonywania przeszkody typu kłoda o średnicy 20 cm przy prędkości 1 km/h pod kątem prostym. przedstawiono na rysunku 7.1.



Rys. 7.1. Siły występujące w miejscach mocowania modelu kół podczas pokonywania przeszkody typu kłoda o średnicy 20 cm pod kątem prostym z prędkością 1 km/h

W każdym otrzymanym przebiegu wyznaczono największą wartość siły dla poszczególnych mocowań kół. Następnie określano pozostałe składowe dla modelu koła odpowiednie dla sił maksymalnych. Jednocześnie określano siły występujące w punktach mocowania pozostałych kół. W ten sposób wyznaczono obciążenia występujące podczas pokonywania wytypowanych przeszkód w miejscach mocowania kół.

Tabela 7.1. Siły w miejscach mocowania kół podczas pokonywania przeszkody typu kłoda 20 cm, pod kątem prostym z prędkością 1km/h, dla maksymalnej siły dla koła lewego przedniego – składowa Y

| | siła X [N] | siła Y [N] | siła Z [N] |
|---------------------|-------------|-------------|-------------|
| koło lewe przednie | 1852 | 2420 | -121 |
| koło prawe przednie | 1602 | 2222 | -94 |
| koło lewe tylne | 74 | 663 | 19 |
| koło prawe tylne | 94 | 655 | 30 |

W tabeli 7.1 pokazano przykład obciążeń poszczególnych punktów mocowania kół dla przypadku pokonywania przeszkody typu kłoda o średnicy 20 cm pod kątem prostym z

prędkością 1 km/h. Wartości obciążenia odczytano dla maksymalnej siły Y dla koła lewego przedniego. Wyznaczone wartości sił pozwoliły na wykonanie analiz wytrzymałościowych konstrukcji ramy, dobranie łożysk o odpowiedniej nośności i pozostałych elementów.

7.3. Układ napędowy LKBPL

W celu określenia dokładniej wielkości i kształtu ramy oraz rozkładu poszczególnych elementów należało dobrać ich konkretne modele. Przyjęto, że masa platformy wynosi 400 kg wraz z ładunkiem a koła zgodnie z wcześniejszymi założeniami mają średnicę około 600 mm. Do napędu wykorzystano hydrostatyczny układ napędowy pracujący w układzie zamkniętym, napędzany silnikiem spalinowym. Przyjęto, że w układzie napędowym sterowanie prędkością jazdy będzie odbywało się poprzez sterowanie wydajnością pompy.

Zakładając przyjęty rozmiar koła (110/90-16) oraz maksymalny współczynnik przyczepności osiągnięty podczas kształtowej współpracy koła z podłożem $\mu=1$ [2] określono niezbędny moment obrotowy który musi zostać wygenerowany na kole:

$$M_n = \frac{m \cdot g}{i} \cdot \varphi \cdot R_d \quad (7.1)$$

gdzie: m – masa platformy, g – przyspieszenie ziemskie, i – liczba kół platformy,
 φ – współczynnik przyczepności, R_d – promień dynamiczny koła

Wyznaczony moment napędowy przyjęto na poziomie $M_n=300$ Nm.

Analizując dostępne wolnoobrotowe silniki hydrauliczne mogące wygenerować pożądaną moment obrotowy stwierdzono, że są one za ciężkie (Danfoss OMP 160, masa 6,9 kg) do tego typu platformy oraz pracują z małą sprawnością w niskim zakresie prędkości obrotowych (poniżej 10 obr./min.). Na tej podstawie stwierdzono, że do napędu zostaną użyte silniki hydrauliczne wielotłokowe osiowe oraz przekładnia redukcyjna. Silniki tego typu cechują się wyższą sprawnością niż silniki gerotorowe. Rozwiązanie to spowoduje wzrost sprawności całkowitej układu napędowego w stosunku do układu opartego o silniki gerotorowe ze względu na zmianę pola pracy silnika na pole cechujące się większą sprawnością. Jako hydrauliczny silnik napędowy dobrano silniki firmy Bosch Rexroth o oznaczeniu A2FM, chłonności $5\text{cm}^3/\text{obr}$ o masie 2,5 kg. Maksymalny rozruchowy moment obrotowy generowany przez silnik to $M_{sh}=16$ Nm przy ciśnieniu 30 MPa.

Do tak dobranego silnika dobrano przekładnię mechaniczną. Ze względu na planowany rozkład elementów w platformie zdecydowano się zastosować układ redukcyjny składający

się z przekładni planetarnej oraz łańcuchowej. Zastosowanie dwustopniowego przełożenia pozwoli na odsunięcie silników od osi kół co umożliwi swobodniej zaplanować rozmieszczenie pozostałych elementów. Wymagane przełożenie przekładni wyznaczono z zależności:

$$i = \frac{M_n}{M_{sh}} \quad (7.2)$$

gdzie: M_n – moment napędowy wymagany na kole, M_{sh} – moment obrotowy generowany przez silnik hydrauliczny

Wyznaczono pożądane przełożenie $i=18,75$. Jest to wymagane przełożenie przekładni ze względu na rozwijanie określonego momentu napędowego przez każde z kół. Należało również uwzględnić zakres prędkości z jakim ma przemieszczać się platforma i sprawdzić czy dobrany silnik hydrauliczny jest w stanie pracować z dopasowanymi prędkościami obrotowymi. Przyjęto, że prędkość maksymalna platformy wynosi 15 km/h. Dla tej prędkości i założonego przełożenia prędkość obrotowa silnika hydraulicznego wynosi 2488 obr./min. Dobrany silnik jest w stanie pracować z prędkością obrotową 8000 obr./min. Dobrane przełożenie przekładni zapewni odpowiednią prędkość przemieszczania się platformy jak i rozwinięcie wymaganego momentu napędowego. Dla tej prędkości i znanego przełożenia i , wyznaczono chłonność silnika hydraulicznego oraz wymaganą wydajność pompy hydraulicznej. Otrzymana wymagana wydajność jednostkowa pompy hydraulicznej została wyznaczona z zależności:

$$q_p = \frac{Q_s \cdot 1000}{n_p \cdot \eta_{vp}} \quad (7.3)$$

gdzie: Q_s – chłonność całkowita silników hydraulicznych, n_p – prędkość obrotowa pompy hydraulicznej (2300 obr./min.) , η_{vp} – sprawność wolumetryczna pompy hydraulicznej (0,97)

$$q_p = 17,2 \text{ cm}^3/\text{obr.}$$

Jako pompę dla platformy przyjęto pompę wielotłokową zmiennej wydajności Bosch Rexroth A10VG o wydajności $18 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ Na podstawie ciśnienia w układzie oraz wydajności pompy określono maksymalne zapotrzebowanie na moc dla silnika spalinowego. W oparciu o dostępne materiały oraz dane techniczne silników zdecydowano się na wybór jednostki napędowej firmy Kubota model Z482-E3B o mocy 9,9 kW.

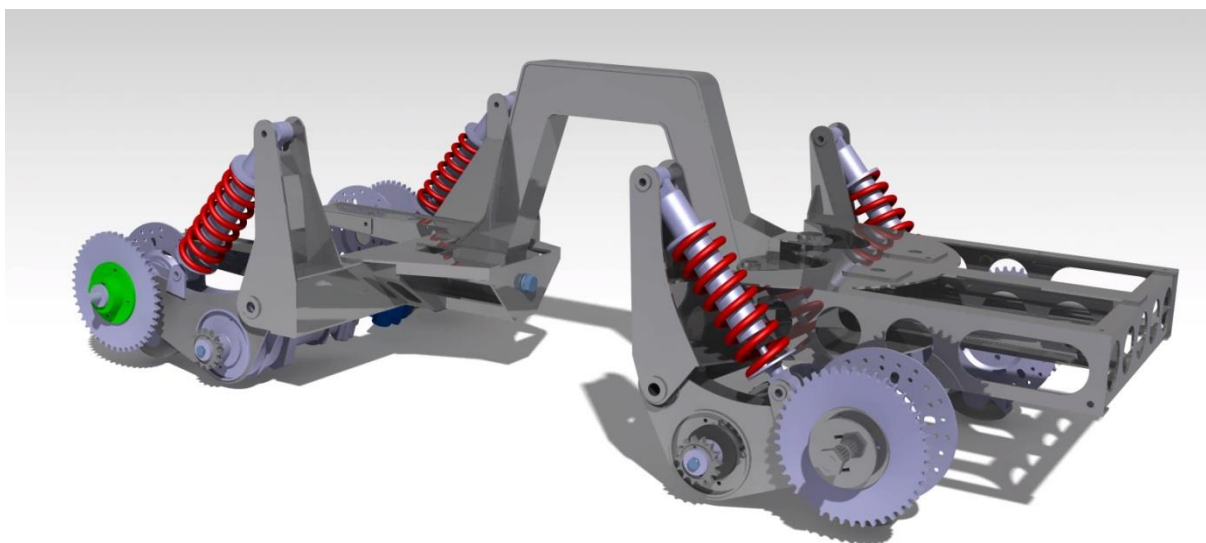
7.4. Założenia do konstrukcji lekkiej platformy kołowej

W celu wyznaczenia rozmieszczenia elementów oraz kształtu ramy należało sprecyzować wielkość pozostałych elementów bazowych. W punkcie 4.1 przyjęto rozmieszczenie oraz wymiary głównych komponentów na podstawie elementów składowych platform porównywalnej wielkości. Obliczenia dotyczące układu napędowego pozwoliły na doprecyzowanie wielkości elementów hydraulicznych. Do dalszego etapu projektowania przyjęto szereg założeń. Przyjęto, że czas pracy platformy na jednym zbiorniku paliwa powinien wynosić 10 h. Określa to wielkość zbiornika paliwa. Zgodnie z dokumentacją producenta zapotrzebowanie silnika na olej napędowy wynosi $2,5 \text{ dm}^3/\text{h}$ pracy. Z tego względu przyjęto, że minimalna objętość zbiornika paliwa to 25 dm^3 . Na podstawie [82] wielkość zbiornika oleju hydraulicznego powinna wynosić minimum $5/8$ wydajności pompy doładowującej. Zapewnia to 30 sekundową rezerwę oleju hydraulicznego zanim pompa zacznie zasysać powietrze [82]. Wielkość pompy doładowującej wynosi $5,5 \text{ cm}^3/\text{obr}$ – jest to wielkość pompy zabudowanej wewnątrz pompy głównej. Dla maksymalnej prędkości obrotowej silnika spalinowego minimalna wymagana objętość zbiornika oleju hydraulicznego wynosi $19,8 \text{ dm}^3$. Ze względu na planowaną konstrukcję ramy przełożenie układu napędowego $i=18,75$ postanowiono zastosować przekładnię dwustopniową. Przedkładanie planetarną $i=6$ oraz przekładnię łańcuchową $i=3,125$. W platformie przewidziano elementy niezbędne do budowy układu antypoślizgowego. Na etapie projektowania należało uwzględnić układ kontrolowania oraz pomiaru prędkości obrotowej każdego z kół. Przewidziano, że układ kontrolowania prędkości poszczególnych kół będzie realizowany za pomocą hamulca tarczowego sterowanego hydraulicznie za pomocą rozdzielacza stosowanego w układach ABS.

W platformie zdublowano układ zawieszenia wprowadzając elementy sprężysto-tłumiące pomiędzy wahaczami a ramą. Należało przez to uwzględnić możliwość blokowania zdublowanych układów – blokada przegubów lub wymiana elementów sprężysto-tłumiących na elementy sztywne.

7.5. Konstrukcja Lekkiej Kolowej Bezałogowej Platformy Lądowej

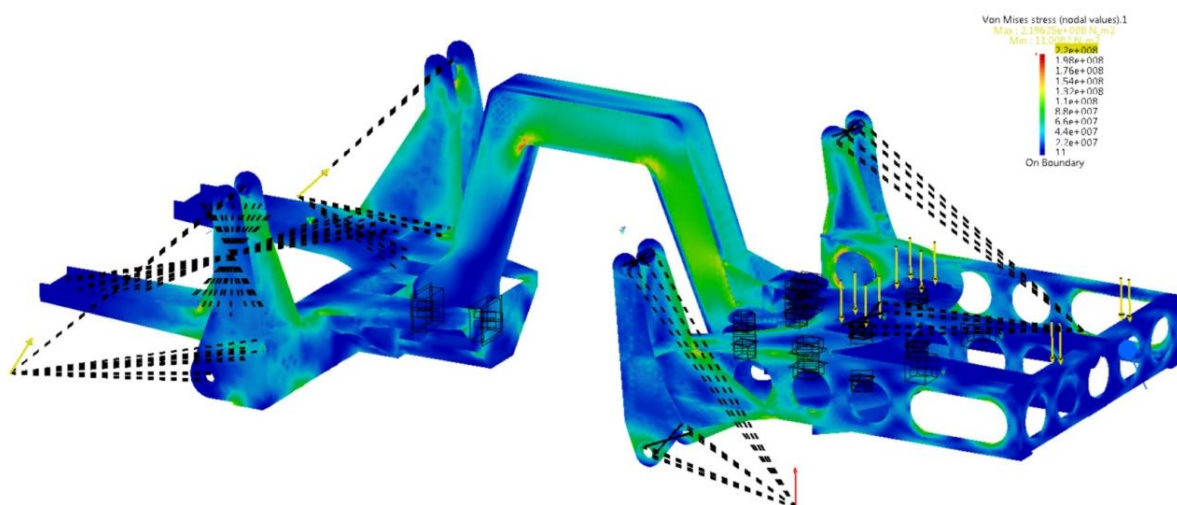
Uwzględniając wszystkie założenia zaprojektowano ramę wraz z zespołem wahaczy. Na rysunku 7.3 przedstawiono konstrukcję ramy wraz z wahaczami oraz elementami sprężysto tłumiącymi. Przyjęto, że konstrukcja platformy zostanie wykonana z ogólnodostępnej stali S355 o granicy plastyczności $R_e=355$ MPa. Jako dopuszczalne naprężenia występujące w konstrukcji przyjęto granicę 220 MPa co stanowi $0,65 R_e$ [66].



Rys. 7.3. Widok modelu ramy wraz z wahaczami

W platformie zastosowano przegubowy układ skrętu z przegubem umieszczonym w przednim członie. Do realizacji skrętu zastosowano dwa siłowniki hydrauliczne umieszczone w przednim członie (rys. 7.3). Siłowniki działają symetrycznie względem przegubu skrętu z obu jego stron i są połączone w układ krzyżowy.

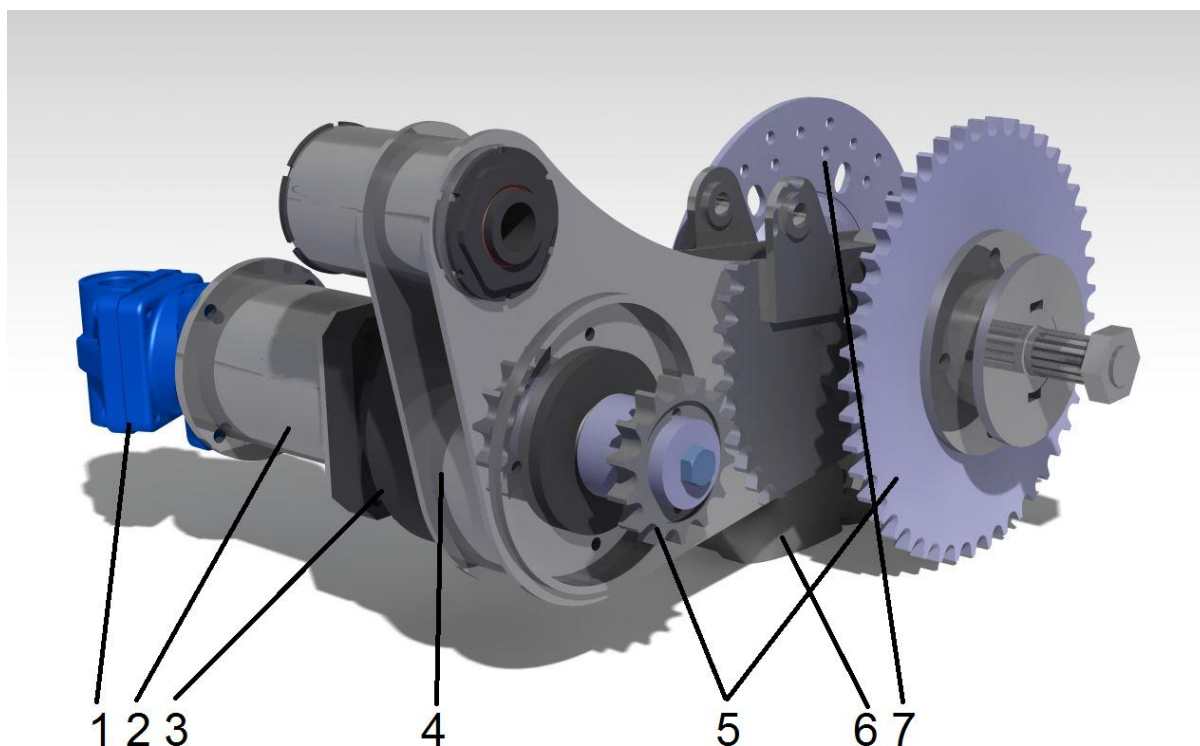
Na podstawie dobranych podzespołów, ich wymiarów oraz mas opracowano konstrukcję ramy nośnej oraz miejsca mocowań głównych komponentów. Konstrukcja ramy została poddana analizie wytrzymałościowej MES w programie Catia. Wytypowane w punkcie 7.2 siły zostały przyłożone do miejsc mocowania kół. Rozpatrzono wyniki badań pokonywania przeszkód oraz otrzymane w nich wartości obciążeń.. Na rysunku 7.4 przedstawiono przykład wyników analizy wytrzymałościowej dla konstrukcji ramy.



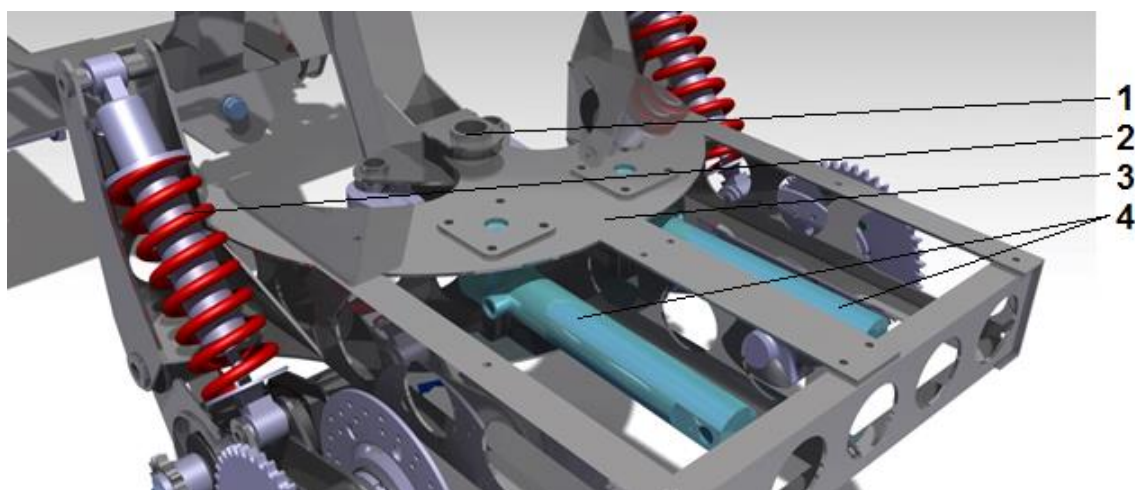
Rys. 7.4. Przykład wyżeń konstrukcji ramy

Rozpatrując wszystkie przypadki obciążenia analizowano otrzymywane wyniki pod kątem przekraczania dopuszczalnych naprężeń. W przypadku ich występowania modyfikowano konstrukcje tak aby zmniejszyć naprężenia maksymalne. Ostatecznie otrzymano projekt platformy badawczej z napędem hydrostatycznym (rys. 7.7).

W platformie zastosowano wahacz (rys. 7.5) umożliwiający zamocowanie elementów sprężysto-tłumiącego lub elementu sztywnego. Wahacz w członie przednim jest wahaczem pchanym, w tylnym członie ze względu na rozkład mas jest to wahacz wleczony. Zastosowanie elementów sprężysto-tłumiących pozwala na uzyskanie skoku zawieszenia na poziomie ± 10 cm. Ponieważ platforma ma być wyposażona w układ kontroli poślizgu w obudowach sprzęgła przewidziano miejsce na czujniki indukcyjne do pomiaru prędkości obrotowej kół. Wizualizacje modelu ramy wraz z wahaczami oraz elementami sprężysto-tłumiącymi przedstawiono na rysunku 7.6.



Rys. 7.5. Widok wahacza: 1 – silnik hydrauliczny, 2 – obudowa sprzęgła, 3 – reduktor planetarny, 4 – wahacz, 5 – koła przekładni łańcuchowej, 6 – zacisk hamulcowy, 7 – tarcza hamulcowa



Rys. 7.6. Widok członu przedniego z widocznymi siłownikami układu skrętu; 1 – przegub poprzeczny, 2 – elementy sprężysto-tłumiące, 3 – rama członu przedniego, 4 – siłowniki skrętu



Rys. 7.7. Projekt modelu Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej z napędem hydrostatycznym – widok ogólny

Na podstawie modelu została stworzona dokumentacja wykonawcza a następnie wykonano platformę badawczą (rys. 7.8).



Rys. 7.8. Widok wykonanej platformy badawczej

7.6. Program i metodyka badań

Badania na obiekcie rzeczywistym przeprowadzono w celu wyznaczenia prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas pokonywania wytypowanych przeszkód oraz przemieszczania się po płaskim podłożu. Zdecydowano się użyć dwóch typów przeszkód ze względu na różne współczynniki przyczepności występujące pod kołami platformy badawczej. W pierwszym przypadku jest to podłoga stalowa (niski współczynnik przyczepności $\varphi_{ps} \sim 0,3$ [3]) w drugim podłoga asfaltowa (wysoki współczynnik przyczepności $\varphi_{as} \sim 0,9$ [3]). Badania wykonano na przeszkodzie zbudowanej na potrzeby badań typu murek (rys. 7.9) oraz przeszkodzie typu krawężnik o wysokości 14 cm (rys. 7.10). Geometrię przeszkody zbudowanej na potrzeby badań przedstawiono na rysunku 7.9b. Do badań przyjęto prędkość przemieszczania się na poziomie 0,5 m/s [38, 75].



Rys. 7.9. Widok przeszkody typu murek zbudowanej na potrzeby badań

Przeszkoda zamocowana była do podłoża, którym była podłoga stalowa o pomijalnie małej odkształcalności .

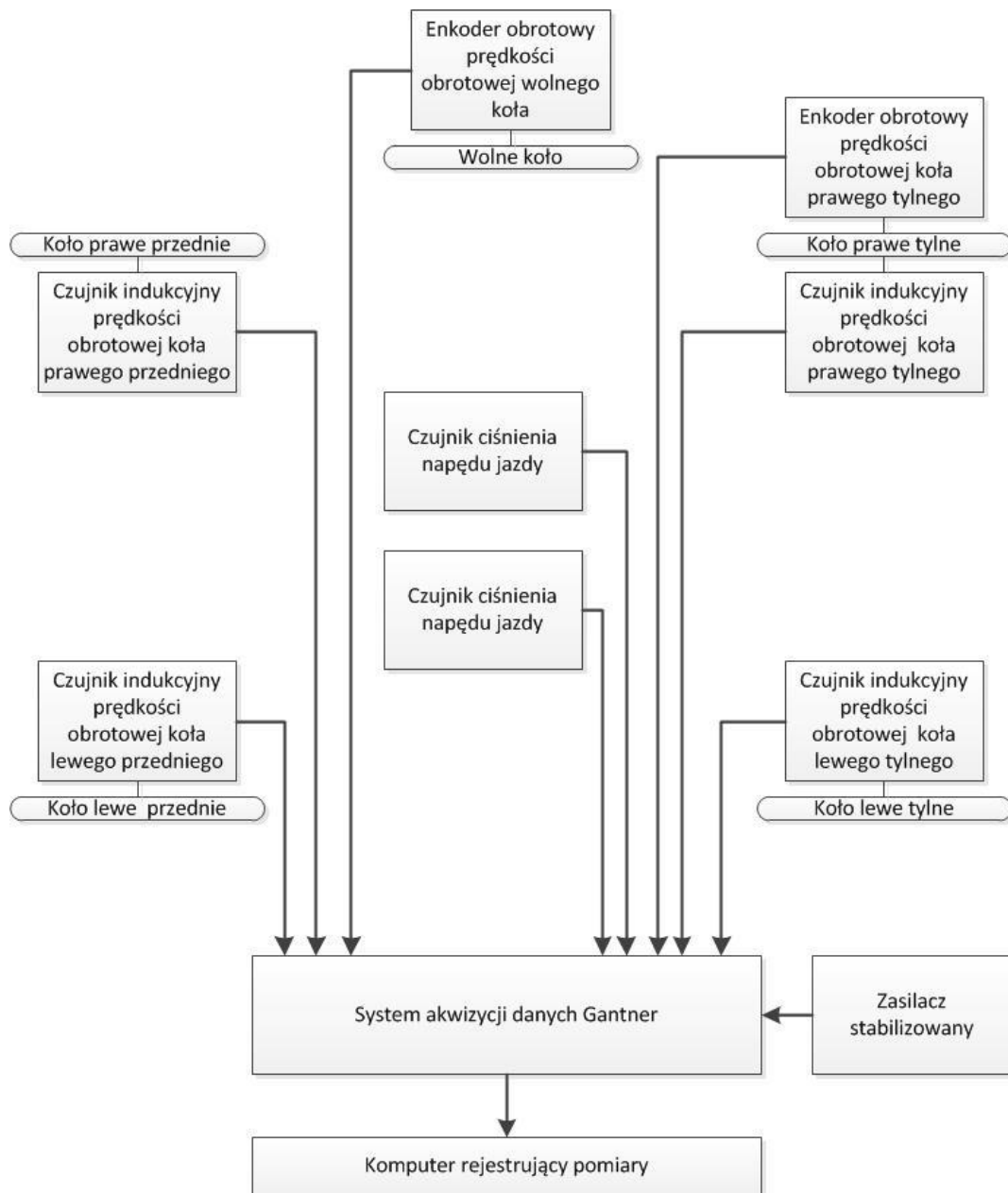
Jako drugiej przeszkody użyto krawężnika betonowego (rys. 7.10).



Rys. 7.10. Widok przeszkody typu krawężnik użytej podczas badań

7.7. Układ pomiarowy

W celu przeprowadzenia badań weryfikacyjnych modelu, zbudowano układ pomiarowy na platformie badawczej. Parametrami mierzonymi były prędkości obrotowe poszczególnych kół. Układ pomiarowy zabudowany na platformie składał się z 4 indukcyjnych czujników zbliżeniowych, 2 enkoderów obrotowych oraz układu rejestrującego. Na rysunku 7.11 przedstawiono schemat układu pomiarowego zainstalowanego na platformie badawczej. Dodatkowo obiekt rzeczywisty rozbudowano o dodatkowe koło (wolne koło) którego zadaniem jest precyzyjny pomiar prędkości przemieszczania się.



Rys. 7.11. Schemat blokowy układu pomiarowego wykorzystywanego podczas badań

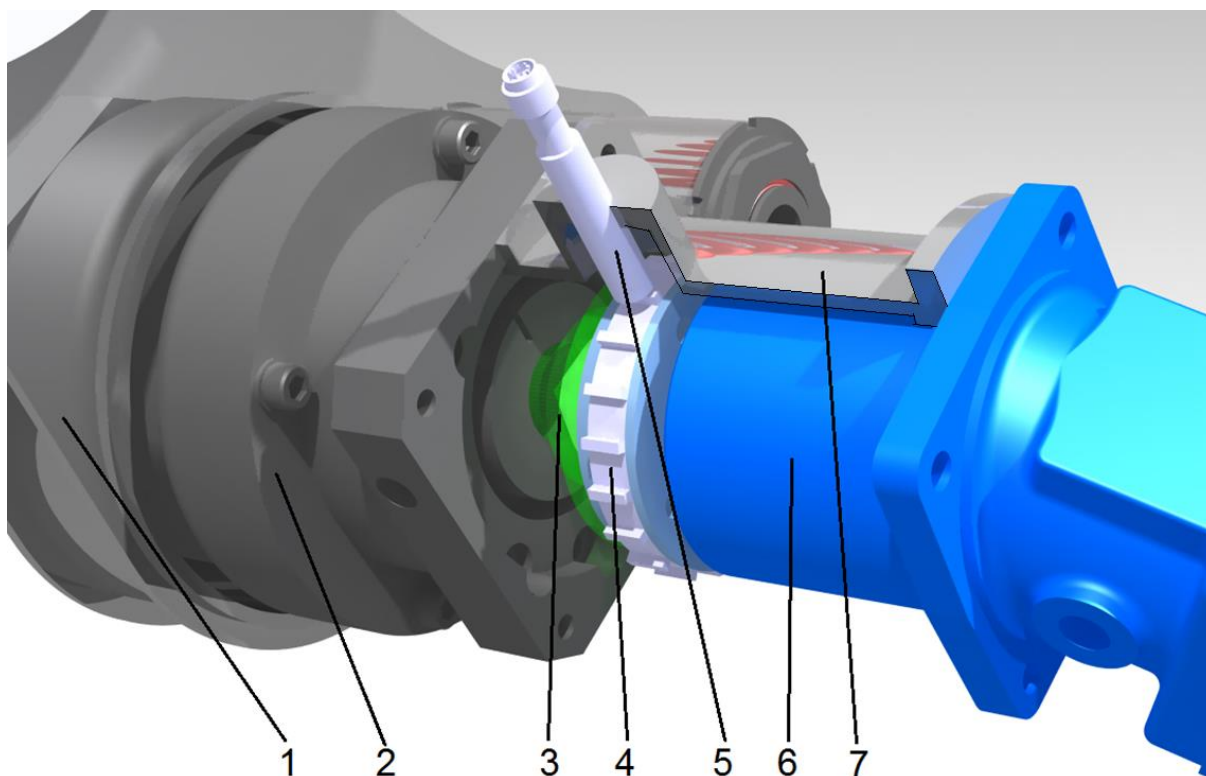
Na rysunku 7.12 pokazano czterośladową platformę badawczą z napędem hydrostatycznym wraz z urządzeniami pomiarowymi.



Rys. 7.12. Widok platformy badawczej, 1 – urządzenie rejestrujące, 2 – czujniki ciśnienia, 3 – czujniki prędkości obrotowej silników hydraulicznych, 4 – enkodery obrotowe, 5 – wolne koło

Na podstawie wcześniej dobranych elementów składowych platformy badawczej (konkretnie silniki hydrauliczne) określono, że w celu rejestracji prędkości obrotowej silników należy przyjąć częstotliwość próbkowania układu na poziomie 1700Hz.

Czujnik indukcyjny do pomiaru prędkości obrotowych kół (5) zostały zamontowane w obudowie sprzęgła (7) pomiędzy silnikiem hydraulicznym (6) a przekładnią planetarną (2). Czujniki współpracują z pierścieniem zębatym (4) z 20-toma zębami wykrywanymi przez czujnik. Pozwoliło to osiągnąć 385 impulsów uzyskiwanych z czujnika na jeden obrót koła.



Rys. 7.13. Widok przekroju mocowania czujnika prędkości obrotowej silnika hydraulicznego i elementów współpracujących; 1 – wahacz, 2 – przekładnia planetarna, 3 – sprzęgło, 4 – pierścień zębaty, 5 – czujnik indukcyjny, 6 – silnik hydrauliczny, 7 – obudowa sprzęgła

Zakładając minimalną prędkość pracy na poziomie 0,5 km/h uzyskano dokładność wskazań liczby impulsów ok 5% a tym samym taką dokładność wskazywania prędkości obrotowej. Wybrane czujniki to czujniki firmy Sick IME08-1B5PSZT0S o parametrach przedstawionych w tabeli 7.2.

Tabela 7.2. Podstawowe dane techniczne czujnika indukcyjnego Sick IME08-1B5PSZT0S

| Nazwa parametru | Wartość parametru |
|---------------------------------------|-----------------------------------|
| Napięcie zasilania | 10 V DC - 30 V DC |
| Maksymalna częstotliwość przełączania | 4 000 Hz |
| Zasięg | 1,5 mm |
| Odporność na udary i drgania | 30 g, 11 ms/10 Hz ... 55 Hz, 1 mm |



Rys. 7.14. Czujnik Sick IME08-1B5PSZT0S

W celu określenia dokładności wskazań otrzymywanych z czujników indukcyjnych do jednego koła platformy (prawe tylne) zainstalowano enkoder obrotowy o dużej rozdzielczości. Taki sam enkoder zastosowano do wolnego koła (rys. 7.15) które miało za zadanie mierzyć prędkość przemieszczania się platformy.



Rys. 7.15. Enkoder obrotowy firmy Kubler

Tabela 7.3. Podstawowe dane techniczne enkodera Kubler

| Nazwa parametru | Wartość parametru |
|------------------------------|---------------------------------------|
| Typ | Enkoder optyczny |
| Napięcie zasilania | 10 V DC – 30 V DC |
| Rozdzielczość | 12 bit (4096 imp./obr.) |
| Odporność na udary i drgania | 100 m/s ² , 10 ... 2000 Hz |

Do pomiaru ciśnienia w instalacji hydraulicznej napędu jazdy zastosowano dwa czujniki ciśnienia podłączone do linii wysokiego i niskiego ciśnienia.



Rys. 7.16. Czujniki ciśnienia firmy Kobold

Tabela 7.4. Podstawowe dane techniczne czujnika ciśnienia Kobold

| Nazwa parametru | Wartość parametru |
|--------------------|--------------------------------------|
| Typ | Czujnik z przetwornikiem ceramicznym |
| Napięcie zasilania | 10 V DC - 30 V DC |
| Zakres pomiarowy | 0 – 400 bar |
| Klasa dokładności | 0,5% |

Jako element rejestrujący sygnały pomiarowe zastosowano urządzenie firmy Gantner. Zasilanie urządzenia pochodziło z zewnętrznego zasilacza stabilizowanego zaś czujniki były zasilane bezpośrednio z zasilania platformy badawczej.



Rys. 7.17. Urządzenie rejestrujące firmy Gantner

Wyniki pomiarów były zapisywane na urządzeniu a następnie importowane na przenośny komputer wraz z oprogramowaniem.

7.8. Badania prędkości poszczególnych kół w LKBPL

W ramach wstępnych badań identyfikacyjnych platformy przeprowadzono badania mające na celu określenie prędkości poszczególnych kół a w szczególności:

- ocenę różnicy prędkości przemieszczania się otrzymywanych z różnych typów czujników (enkodery z koła oraz czujnik indukcyjny z silnika hydraulicznego),
- określenie oporów własnych układu napędowego,
- wyznaczenie prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas pokonywania wytypowanych przeszkód – krawężnik oraz przeszkoda zbudowana na potrzeby badań

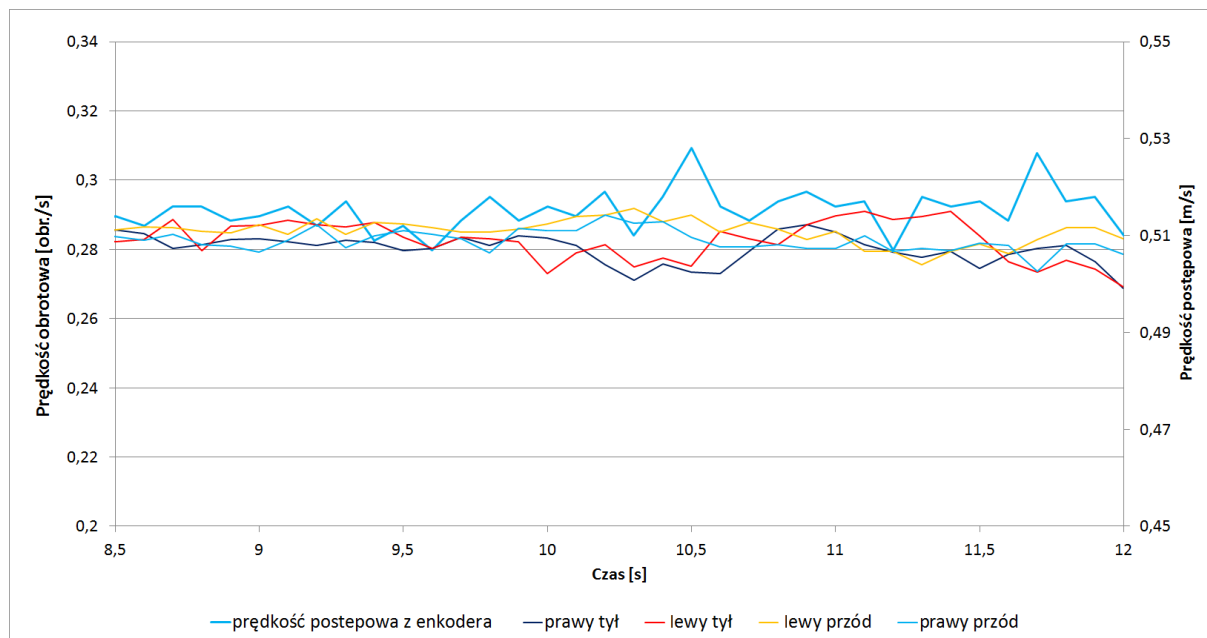
7.8.1. Określenie dokładności pomiaru prędkości obrotowej kół

W celu określenia dokładności pomiaru prędkości obrotowych powstających podczas odczytu danych z różnych typów czujników przeprowadzono badania przemieszczania się platformy po płaskim odcinku badawczym. Jako podłoże użyto stalowej podłogi o pomijalnie małej odkształcalności (rys. 7.18).



Rys. 7.18. Fragment stalowej podłogi jako odcinek badawczy

Podczas badania platforma przemieszczała się na wprost z prędkością ok 0,5 m/s. Przykład otrzymanych wyników przedstawiono na rysunku 7.19.

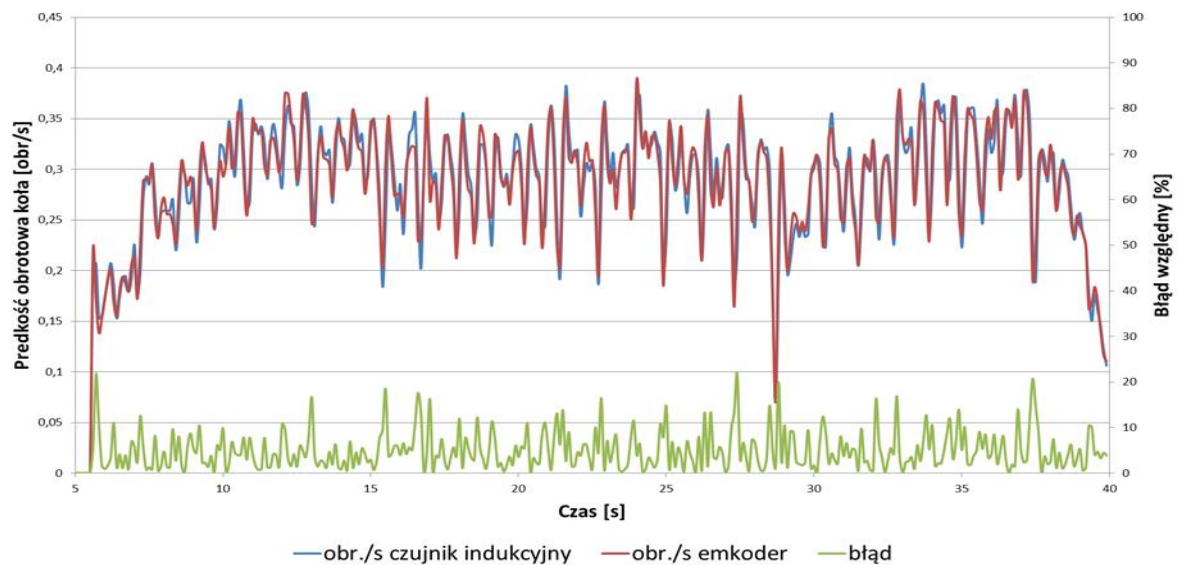


Rys. 7.19. Przebiegi wskazań z poszczególnych czujników prędkości obrotowej podczas przemieszczania się ze stałą prędkością ok 0,5 m/s

Na rysunku 7.19 przedstawiono prędkości obrotowe poszczególnych kół. Porównano je do prędkości przemieszczania się platformy badawczej. Prędkość postępową obliczona

została na podstawie prędkości obrotowej wolnego koła toczącego się bez poślizgu. Średnia różnica pomiędzy wskazaniami prędkości obrotowej poszczególnych kół a prędkością obliczoną z wolnego koła wynosi 5,8%. Na podstawie otrzymanych wyników stwierdzono, że układ został skonfigurowany prawidłowo a pomiary mają wiarygodny przebieg.

W celu wyznaczenia różnic wskazań prędkości obrotowych otrzymywanych z indukcyjnych czujników zainstalowanych w każdym kole oraz enkodera w kole prawym tylnym, przeprowadzono badania mające na celu porównanie prędkości obrotowych otrzymanych z czujników indukcyjnych oraz enkodera. Podczas badań porównano prędkość obrotową odczytaną z jednego czujnika indukcyjnego do enkodera zainstalowanego do tego samego koła. W tym przypadku prędkość obrotowa koła była zmienna – koło zostało uniesione oraz było obracane ręcznie. Miało to na celu zaobserwowanie błędów wskazań przy prędkościach zmiennych o zmiennej częstotliwości wymuszeń. Podczas pomiarów koła platformy badawczej nie miały kontaktu z podłożem co pozwalało na uzyskanie większych różnic prędkości w krótszym czasie – nie było wymagane pokonanie bezwładności platformy badawczej. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunku 7.20.



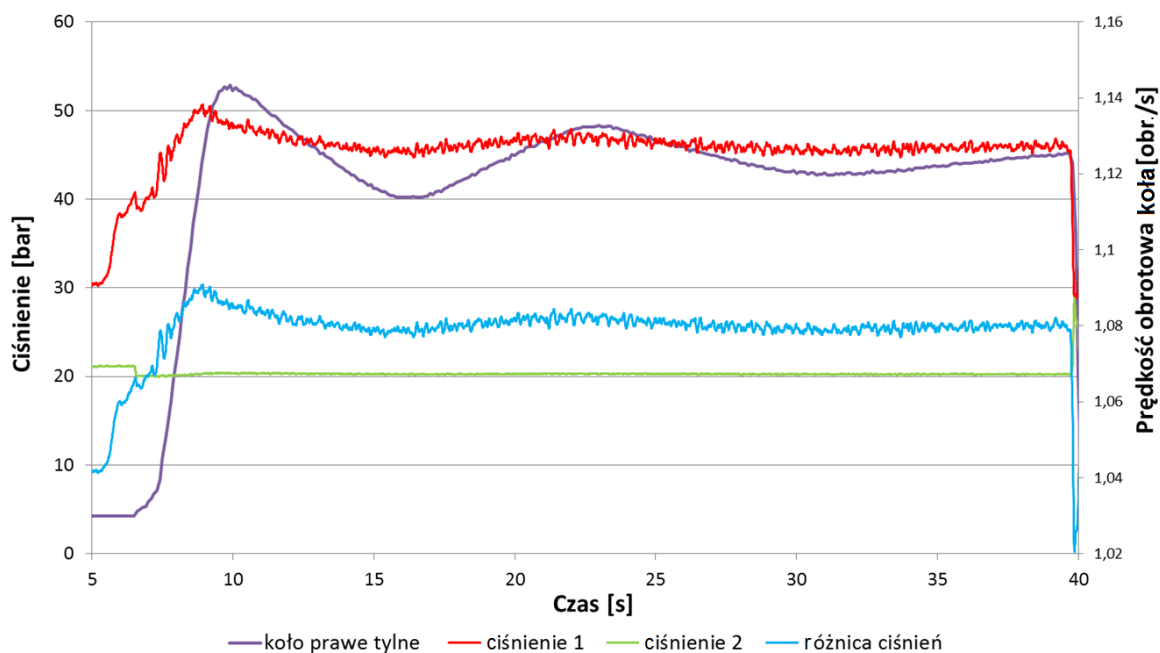
Rys. 7.20. Przebieg prędkości obrotowej koła podczas badania dwoma typami czujników wraz z błędami względnymi

W pierwszej fazie (do 10 s) następowało rozpędzanie koła, następnie prędkość oscylowała w przedziale 0,38-0,2 obr./s. Po upływie 37 sekund rozpoczęło się hamowanie koła. Podczas pomiarów wykonano 10 pełnych obrotów koła. Na osi prawej przedstawiono błąd względny wskazań prędkości obrotowej.

Podczas pomiarów wartość średnia błędu względnego wyniosła 5,6%, a jej przebieg przedstawiono na rysunku 7.20. Po wykonaniu pomiarów uznano, że dokładność uzyskana z czujników indukcyjnych będzie wystarczająca do potrzeb dalszych badań.

7.8.2. Badanie oporów własnych układu napędowego

W celu wyznaczenia oporów własnych instalacji hydraulicznej wraz z oporami ruchu układu napędowego przeprowadzono badania na platformie badawczej. Badania miały na celu wyznaczenie wartości strat w instalacji hydraulicznej, które następnie zostały wprowadzone do modelu symulacyjnego. Podczas pomiarów platforma badawcza nie miała kontaktu z podłożem. Miało to na celu wyeliminowanie obciążeń zewnętrznych układu. Pompa hydrauliczna została wysterowana do wartości stałego natężenia przepływu odpowiadającemu prędkości przemieszczania się ok. 0,5 km/h. Odpowiada to średniej prędkości przemieszczania się platform lądowych podczas pracy w systemie teleoperacji [90]. Rejestracji podlegała wartość ciśnienia w układzie po stronie wysokiego oraz niskiego ciśnienia oraz prędkości obrotowa pojedynczego koła. W przypadku pomiarów oporów własnych instalacji, ze względu na problem z uzyskaniem jednakowych obrotów wszystkich kół zdecydowano się na pomiar oporów przy zablokowanych trzech kołach. W tym przypadku cała wydajność pompy skierowana była do silnika hydraulicznego z odblokowanym kołem. Przykładowe wyniki pomiaru ciśnień oraz prędkości obrotowej przedstawiono na rysunku 7.21. Podczas pomiarów mierzono wartość ciśnienia w układzie hydrauliczny – strona wysokiego jak i niskiego ciśnienia.

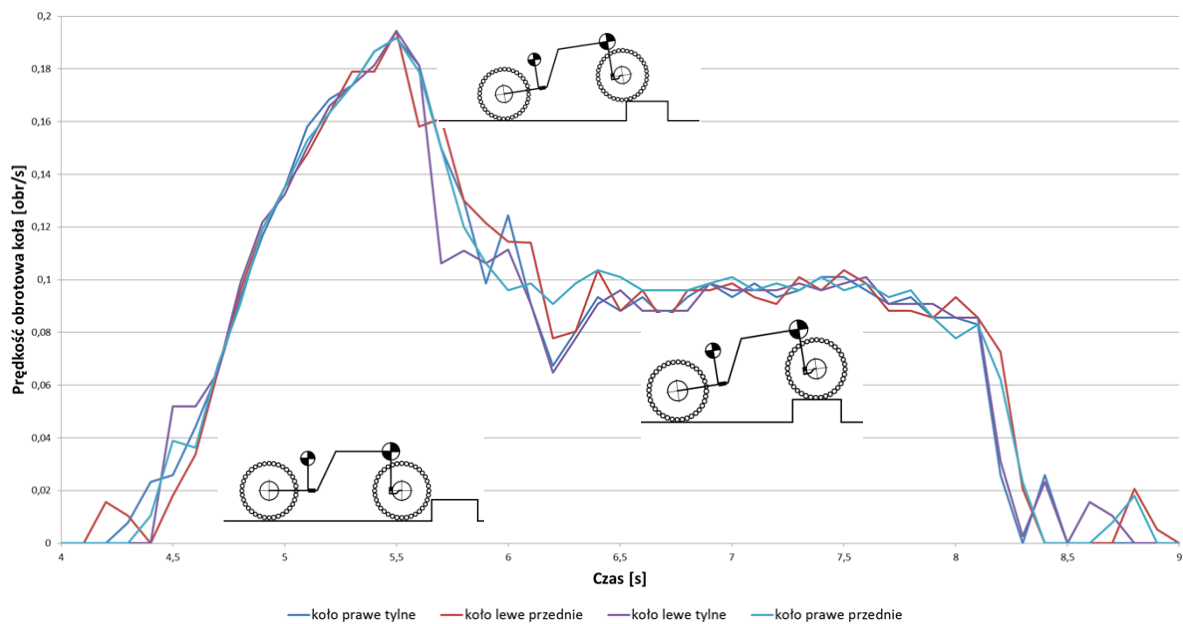


7. 21. Przebieg ciśnień w instalacji oraz prędkości obrotowej koła podczas pomiarów oporów własnych

Ustalona wartość ciśnienia po stronie wysokiego ciśnienia (*ciśnienie 1*) wynosiła na 4,6 MPa a po stronie niskiego ciśnienia (*ciśnienie 2*) 2,0 MPa. Obliczona różnica ciśnienia została określona na poziomie 2,6 MPa. Pomiar prędkości obrotowej koła odbywał się za pomocą indukcyjnych czujników prędkości zainstalowanych w silnikach hydraulicznych.. W odniesieniu do maksymalnego ciśnienia pracy układu napędowego wyznaczony opór własny instalacji stanowi 9%.

7.8.3. Badania prędkości kół podczas pokonywania przeszkód

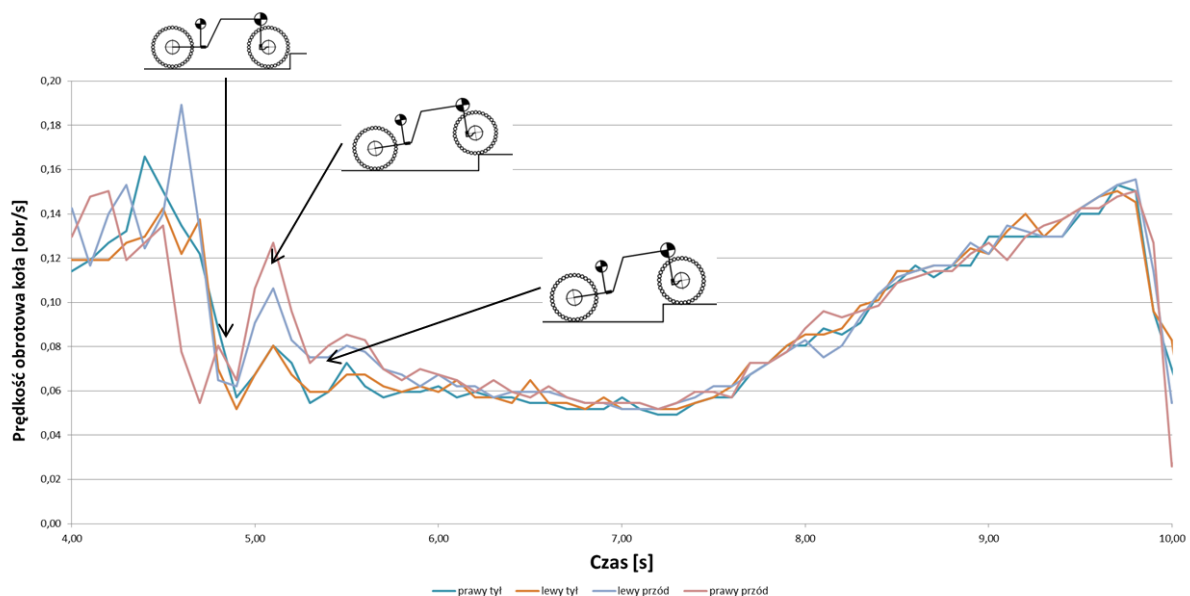
W celu wyznaczenia prędkości obrotowych poszczególnych kół przeprowadzono badania pokonywania wytypowanych przeszkód przedstawionych w punkcie 7.7. Podczas badań rejestrowano pośrednio prędkości obrotowe za pomocą czujników indukcyjnych oraz prędkość przemieszczania się z wolnego koła. Na tej podstawie określono zmiany prędkości poszczególnych kół podczas pokonywania wytypowanych przeszkód. Przykładowy przebieg prędkości obrotowych podczas pokonywania przeszkody zbudowanej na potrzeby badań przedstawiono na rysunku 7.22.



Rys. 7.22. Przebieg prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas wjazdu na przeszkodę sztuczną oraz prędkość środka platformy

Analizując otrzymane wyniki ustalono, że w przedziale czasu do 4,5 s następował dojazd do przeszkody. W czasie 4,5-5,5 s następowało stopniowe pokonywanie przeszkody. W chwili 5,5 s koła osi przedniej znajdowały się na krawędzi przeszkody. Pomiar zatrzymano gdy przednie koła platformy znajdowały się na przeszkodzie. W tym przypadku badanie odbywało się na podłożu o relatywnie małym współczynniku przyczepności – stalowa podłoga. Największą wyznaczoną różnicą prędkości poszczególnych kół podczas pokonywania przeszkody wynosi ok. 41% (ok 5,7s – różnica pomiędzy kołem lewym przednim a lewym tylnym).

Kolejnym przeprowadzonym badaniem był podjazd pod przeszkodę typu krawężnik. Podczas badania rejestrowano prędkości obrotowe poszczególnych kół za pomocą czujników indukcyjnych. Przykładowe przebiegi przedstawiono na rysunku 7.24.



Rys. 7. 23. Przebieg prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas podjazdu pod krawężnik o wysokości 14 cm z zaznaczonym miejscem rozpoczęcia podjazdu pod krawężnik

Na rysunku 7.23 pionową linią odpowiadającą ok 4,9 s zaznaczono moment dojazdu do przeszkody i rozpoczęcie podjazdu kół przednich. W ok. 7 s koła przednie platformy badawczej znajdowały się już na przeszkodzie. Do analizy wyników przyjęto tylko ten przedział czasu 4,9-7 s. Analizując otrzymane wyniki stwierdzono, że w tym przypadku największa wyznaczona różnica prędkości obrotowych kół wynosi ok 33 % (około 5,1s różnicę pomiędzy kołem lewy tył a prawy przód).

7.8.4. Wnioski z przeprowadzonych badań pokonywania przeszkód

Przeprowadzone badania pokonywania przeszkód pozwoliły na określenie różnic prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas przemieszczania się w różnych warunkach. Przemieszczanie się po płaskim, nieodkształcanym odcinku pomiarowym pozwoliło na określenie błędów wskazań czujników indukcyjnych w porównaniu do enkodera zamontowanego do koła prawego tylnego jak i do prędkości określanej na podstawie pomiarów z wolnego koła. Określony średni błąd wynosi 5.6% co jest wartością akceptowalną.

Opory własne instalacji hydraulicznej wynoszą 9% maksymalnego ciśnienia przewidzianego w układzie, dla prędkości ok 0,5 km/h.

Badania pokonywania przeszkód wykazały o 41 % wzrost różnic prędkości obrotowych podczas podjazdu pod przeszkodę zbudowaną na potrzeby badań na podłożu o relatywnie małym współczynniku przyczepności oraz około 33% wzrost różnic prędkości podczas przejazdu przez przeszkodę typu krawężnik.

Na podstawie przeprowadzonych badań otrzymano charakterystyki przebiegu prędkości obrotowych poszczególnych kół, które posłużyły do walidacji modelu symulacyjnego.

8. Weryfikacja modelu symulacyjnego

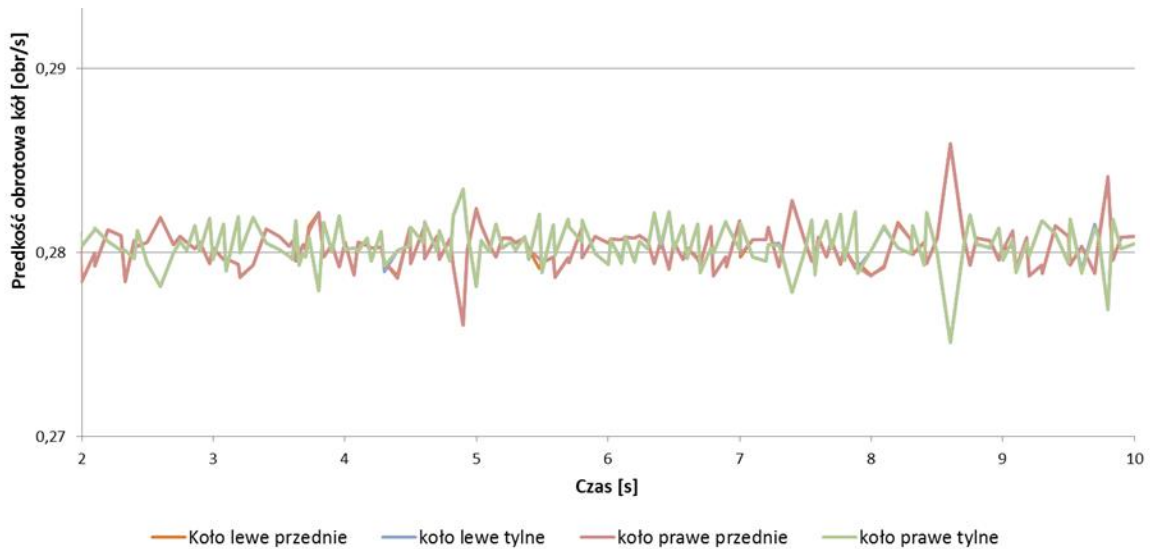
W oparciu o zbudowany model symulacyjny przeprowadzono walidacyjne model platformy. Badania miały na celu zweryfikować modelu symulacyjny, tak aby zachowywał się w sposób jak najbardziej zbliżony do obiektu rzeczywistego. W trakcie symulacji w modelu symulacyjnym zastosowano niezmienną w czasie wartość prędkości obrotowej napędzającej platformę. Prędkość postępową modelu platformy podczas badań była określana dla punktu wypadkowego środka ciężkości modelu.

Do oceny otrzymanych wyników i ich zgodności wykorzystano wskaźniki jakości modelowania [30, 63, 89], które można podzielić na trzy podstawowe grupy:

- wskaźniki oceniające różnice pomiędzy wartościami zidentyfikowanymi podczas badań na obiekcie rzeczywistym oraz w trakcie badań numerycznych jako błąd metody i są oparte na analizie tego błędu, należą do nich np.: wartość średnia, wariancja, odchylenie standardowe np. (metoda statystyczna),
- wskaźniki oparte na badaniu wzajemnej korelacji przebiegów uzyskanych podczas badań na obiekcie rzeczywistym oraz w trakcie badań numerycznych, należą do nich m.in.: współczynnik korelacji, kowariancja np. (metoda korelacyjna),
- wskaźniki oparte na całkowaniu przebiegów otrzymanych w trakcie badań na obiekcie rzeczywistym oraz w trakcie badań numerycznych i porównaniu ich wartości, należą do nich np.: wartość wyliczonego pola pod krzywą.

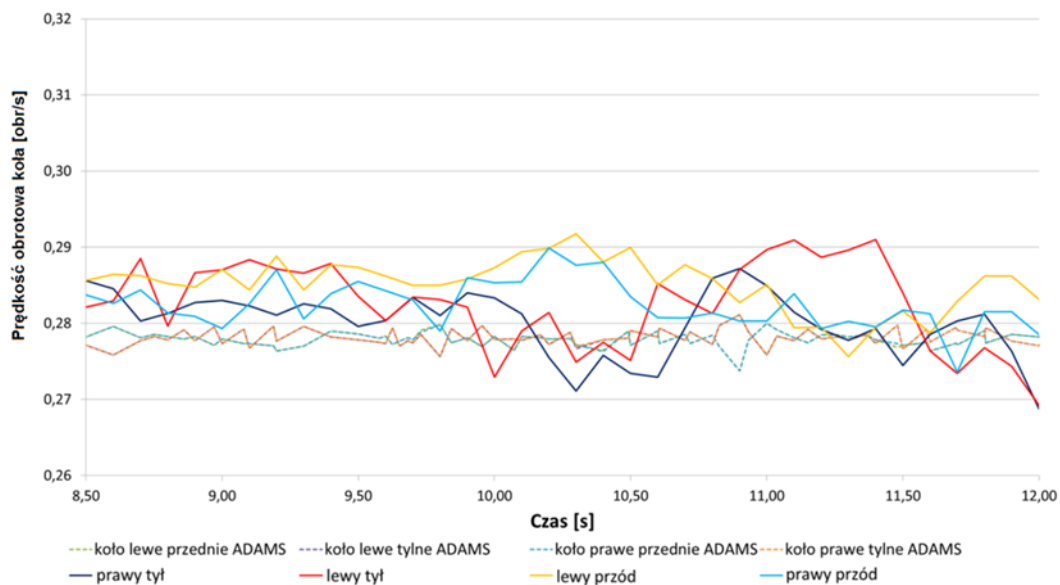
8.1. Walidacja modelu podczas przemieszczania się ze stałą prędkością

Pierwszymi badaniami było porównanie różnic prędkości obrotowych kół podczas przemieszczania się ze stałą prędkością. Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono na rysunku 8.1.



Rys. 8.1. Przebiegi poszczególnych prędkości podczas przemieszczania się ze stałą prędkością ok 0,5m/s podczas badań symulacyjnych w środowisku MSC Adams

Na podstawie otrzymanych danych przeprowadzono analizę zgodności wyników otrzymanych podczas badań obiektu rzeczywistego oraz badań symulacyjnych. Wyniki obu analiz przedstawiono na rysunku 8.2.



Rys. 8.2. Porównanie przebiegów poszczególnych prędkości podczas przemieszczania się ze stałą prędkością około 0,5m/s podczas badań symulacyjnych w środowisku MSC Adams oraz badań na platformie badawczej

Analizując otrzymane wyniki wyznaczono błąd względny δ_{iw} ocenianej i -tej wielkości zgodnie ze zależnością [63]:

$$\delta_{iw} = \left| \frac{i_p - i_s}{i_p} \right| \quad (8.1)$$

gdzie: i_p – wartość otrzymana z pomiarów na obiekcie rzeczywistym, i_s – wartość otrzymana badań symulacyjnych,

Sredni błąd względny $\bar{\delta}_{iw}$ ocenianej i -tej wielkości obliczany na podstawie wszystkich uzyskanych błędów względnych δ_{iw} dla rozpatrywanego przypadku zgodnie z zależnością [63]:

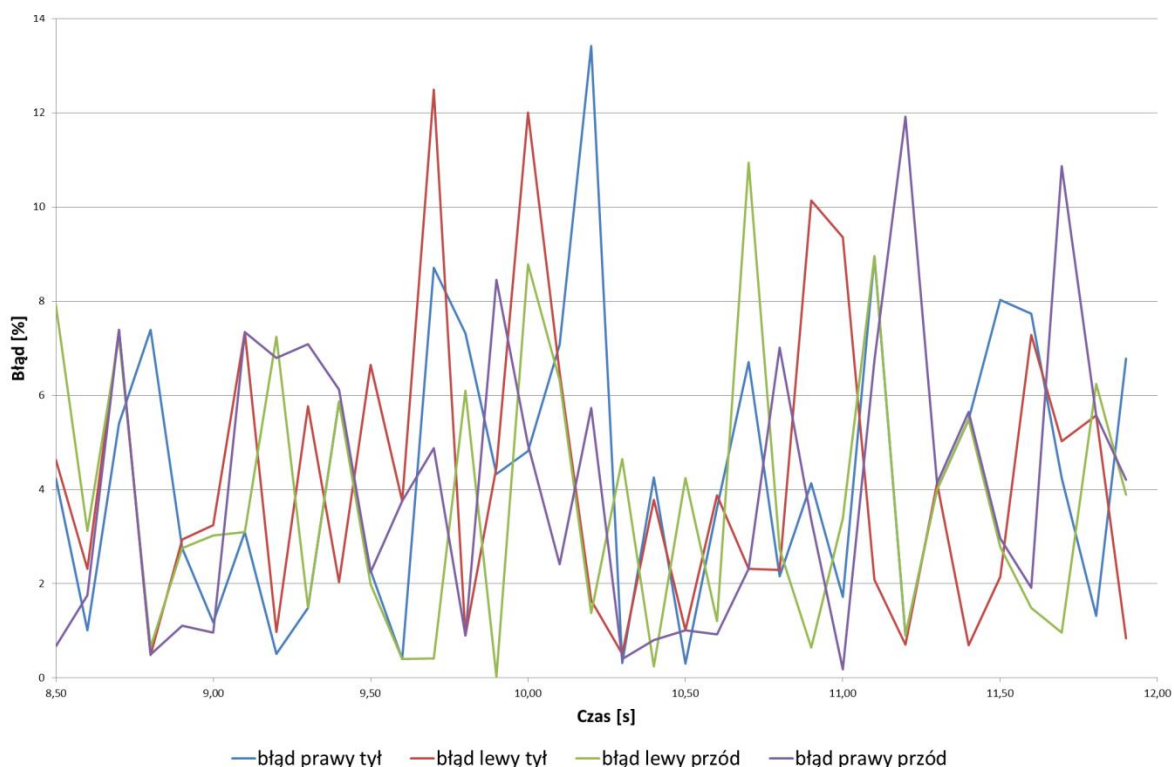
$$\bar{\delta}_{iw} = \frac{\sum_{i=1}^n \delta_{iw}}{x_0 n} \quad (8.2)$$

oraz odchylenie standardowe błędu względnego

$$\sigma = \sqrt{\frac{(\delta_{1w} - \bar{\delta}_{iw})^2 + (\delta_{2w} - \bar{\delta}_{iw})^2 + \dots + (\delta_{iw} - \bar{\delta}_{iw})^2}{n}} \quad (8.3)$$

gdzie: n – liczba pomiarów

Wyniki obliczeń błędów względnych występujących podczas przemieszczania się po płaskim odcinku toru badawczego przedstawiono w postaci wykresu zamieszczonego na rysunku 8.3.



Rys. 8.3. Graficzne zobrazowanie błędu względnego podczas porównania prędkości kół z badań na obiekcie rzeczywistym oraz badań symulacyjnych

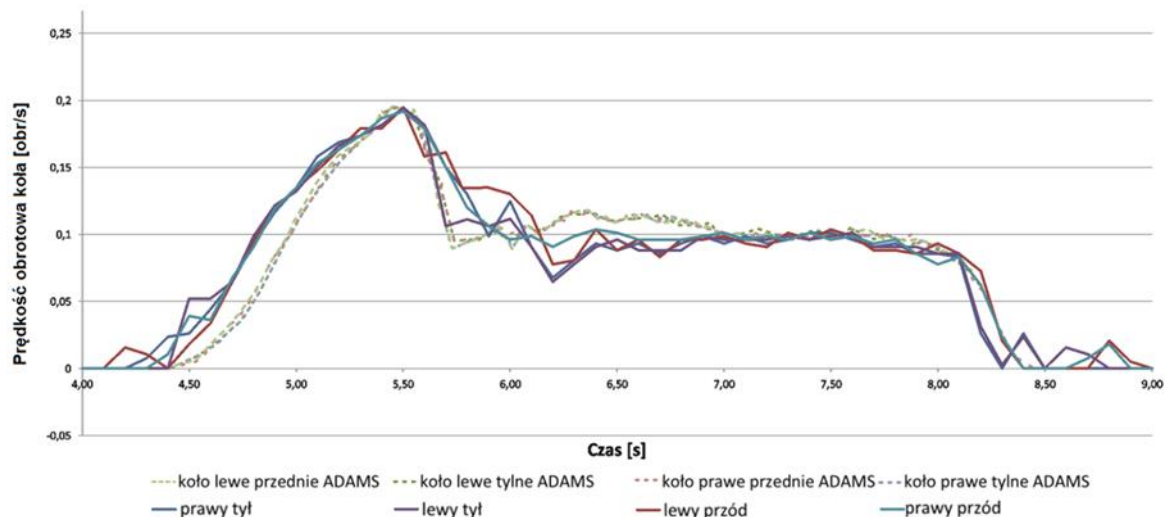
Średni błąd względny dla koła prawego tylnego wynosi 4,4%, lewego tylnego 5,13%, lewego przedniego 3,5% oraz prawego przedniego 3,9%. Średni błąd dla wszystkich kół wynosi 4.25%. Powstałe błędy mogą wynikać z budowy modelu koła – budowa segmentowa i nieciągły kontakt poszczególnych elementów z podłożem. Po analizie błędów stwierdzono, że wartości błędów są akceptowalne i model platformy odpowiada w wystarczającym stopniu zachowaniu się rzeczywistego obiektu badawczego.

8.2. Walidacja modelu podczas pokonywania przeszkód

W celu weryfikacji poprawności działania modelu symulacyjnego przeprowadzono badania zdolności pokonywania wytypowanych przeszkód – geometrycznie zgodnych z tymi przedstawionymi w punkcie 7.6. Podczas badań na obiekcie rzeczywistym – podczas podjazdu pod przeszkodę - zaobserwowano zmianę prędkości przemieszczania się platformy badawczej w zależności od obciążenia. Z tego względu należało zmodyfikować model symulacyjny w sposób umożliwiający zmianę prędkości podczas badania. Zdecydowano, że niezmienną w poprzednich analizach prędkość przemieszczania się należy zastąpić funkcją której wartość odpowiada prędkości pokonywania przeszkody podczas badań na modelu

rzeczywistym. Zrealizowano to poprzez zmianę parametrów symulacji – a konkretniej zmianę wymuszenia w postaci prędkości obrotowej elementu napędzającego. Podczas badań symulacyjnych zmieniano parametry kontaktu (współczynnik kontaktu) modelu koła z podłożem oraz parametry modelu platformy (prędkość obrotowa elementu napędowego) w celu uzyskania wysokiego stopnia korelacji otrzymanych wyników.

W pierwszej kolejności przeprowadzono symulację pokonywania przeszkody odpowiadającej przeszkodzie o przedstawionej geometrii (rys. 6.15). Następnie porównano wyniki otrzymane z badań na obiekcie rzeczywistym i symulacji komputerowych. Przykład wyników podczas pokonywania przeszkody typu murek otrzymanych z symulacji oraz badań na obiekcie rzeczywistym przedstawiono na rysunku 7.4.



Rys.8.4. Przebieg prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas podjazdu pod przeszkodę typu murek dla badań na obiekcie rzeczywistym oraz dla symulacji komputerowych

Średni błąd względny porównania badań na obiekcie rzeczywistym do wyników otrzymanych z analiz symulacyjnych dla prędkości obrotowych koła:

- lewego tylnego wynosi 9%,
- prawego tylnego 8%,
- lewego przedniego 8%,
- prawego przedniego 9%.

Wartości maksymalne błędów względnych wynoszą odpowiednio dla koła:

- lewego tylnego wynosi 39%,
- prawego tylnego 48%,

- lewego przedniego 27%,
- prawego przedniego 30%.

Wartości minimalne błędów względnych wynoszą odpowiednio dla koła:

- lewego tylnego wynosi 0,3%,
- prawego tylnego 1,1%,
- lewego przedniego 0,9%,
- prawego przedniego 0,1%.

Obliczone odchylenie standardowe błędów względnych wynosi odpowiednio dla koła:

- lewego tylnego 6,5%,
- prawego tylnego 6,8%,
- lewego przedniego 4,6%,
- prawego przedniego 4,8%.

Otrzymany współczynnik korelacji dla poszczególnych przebiegów wynosi odpowiednia dla koła:

- lewego tylnego 0,91,
- prawego tylnego 0,88,
- lewego przedniego 0,92,
- prawego przedniego 0,92.

Wprowadzono wskaźnik oceny jakości symulacji jako różnicę pól pod krzywą otrzymanego przebiegu.

Różnice pól pod krzywą dla poszczególnych przebiegów wynoszą

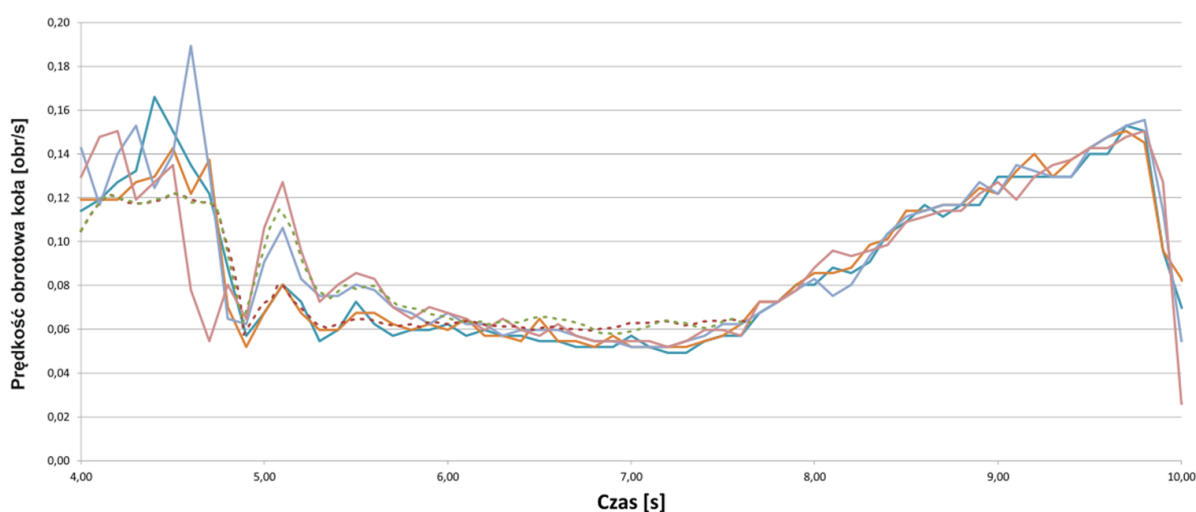
- koło lewe tylne 5,4%,
- koło prawe tylne 7,5 %,
- koło lewe przednie 2,2%,
- koło prawe przednie 4,5%.

Największa różnica prędkości obrotowej kół zarejestrowana podczas badań wynosi około 50% i wystąpiła gdy koła przednie znajdowały się na krawędzi przeszkody. Różnica ta może wynikać z faktu zmniejszenia obciążenia układu napędowego i powstania luzów w układzie napędowym (przekładnie łańcuchowe oraz elementy podatne) czego w modelu symulacyjnym nie uwzględniano.

Duża zgodności przebiegów czasowych oraz niewielkie błędy pomiędzy wynikami otrzymanymi z badań na obiekcie rzeczywistym a badaniami symulacyjnymi świadczą o wiarygodności zbudowanego modelu i jego zachowaniu podczas pokonywania wytypowanej przeszkody. Różnice w przebiegach mogą wynikać z faktu, że badana opona

jest oponą z gładkim bieżnikiem, natomiast model symulacyjny składa się z określonej liczby elementów bryłowych pomiędzy którymi istnieją przerwy – co może symulować oponę z dużym i grubym zarysem bieżnika. Może to również skutkować tym, że podczas najazdu na krawędź przeszkody może ona się mocniej zagłębić w zarys opony. Pomimo wyznaczonych błędów uzyskane podczas walidacji przebiegi czasowe uznano za wiarygodne. Świadczą o tym wartości obliczonych wskaźników oceny.

Drugą przeszkodą przewidzianą do badań była przeszkoda typu krawężnik. Przykładowy przebieg prędkości obrotowych poszczególnych kół przedstawiono na rysunku 8.5.



Rys. 8.5. Przebieg prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas pokonywania krawężnika o wysokości 14 cm z zaznaczonym miejscem dojazdu do krawędzi krawężnika

Na przebiegach czasowych dla symulacji komputerowych prędkości obrotowe kół jednej osi są ze sobą zgodne i ich przebiegi pokrywają się. W przypadku symulacji komputerowej parametry modelu przyjęte do poprzednich symulacji nie uległy zmianie i były zgodne z przyjętymi przy poprzedniej przeszkodzie (przeszkoda typu murek). W przypadku symulacji pokonywania krawężnika zmieniono parametr kontaktu modelu koła z podłożem (współczynniki kontaktu).

Średni błąd względny porównania badań na obiekcie rzeczywistym do wyników otrzymanych z analiz symulacyjnych dla prędkości obrotowych koła:

- lewego tylnego wynosi 8%,
- prawego tylnego 8%,
- lewego przedniego 7%,
- prawego przedniego 8%.

Wartości maksymalne błędów względnych wynoszą odpowiednio dla koła:

- lewego tylnego wynosi 32%,
- prawego tylnego 24%,
- lewego przedniego 19%,
- prawego przedniego 25%.

Wartości minimalne błędów względnych wynoszą odpowiednio dla koła:

- lewego tylnego wynosi 0,2%,
- prawego tylnego 0,8%,
- lewego przedniego 1,1%,
- prawego przedniego 0,8%.

Obliczone odchylenie standardowe błędów względnych wynosi odpowiednio dla koła:

- lewego tylnego 4,3%,
- prawego tylnego 5,6%,
- lewego przedniego 4,2%,
- prawego przedniego 3,9%.

Otrzymany współczynnik korelacji dla poszczególnych przebiegów wynosi odpowiednia dla koła:

- lewego tylnego 0,92,
- prawego tylnego 0,91,
- lewego przedniego 0,90
- prawego przedniego 0,91.

Wprowadzono wskaźnik oceny jakości symulacji jako różnicę pól pod krzywą otrzymanego przebiegu.

Różnice pól pod krzywą dla poszczególnych przebiegów wynoszą

- koło lewe tylne 2,3%,
- koło prawe tylne 3,5 %,
- koło lewe przednie 3,7%,
- koło prawe przednie 5,8%.

Największa różnica w otrzymanych prędkościach obrotowych kół wynosi około 9% i występuje w czasie 5,2 s – jest to moment w którym koło było na krawędzi przeszkody. Również w tym przypadku różnica może być spowodowana segmentową budową modelu i większym zagłębieniem się krawędzi przeszkody w zarys modelu koła.

Otrzymane przebiegi czasowe w obu typach przeszkód świadczą o poprawnie przyjętych parametrach modelu i prawidłowym odzwierciedlaniu prędkości poszczególnych kół podczas pokonywania wytypowanych przeszkód.

Zarówno wartości błędów względnych średnich (około 8 do 9%) świadczą o niewielkich rozbieżnościach pomiędzy badaniami symulacyjnymi a wynikami otrzymanymi z badań na obiekcie rzeczywistym. Niewielkie wartości odchylenia standardowego oznaczają, że błędy cechują się małą zmiennością. Otrzymane wartości z analizy statystycznej pozwalają stwierdzić, że zgodność badań symulacyjnych w porównaniu z badaniami na obiekcie rzeczywistym jest na zadowalającym poziomie. W związku z tym, tak skonfigurowany model został przyjęty do dalszych badań.

8.3. Wnioski z przeprowadzonych badań

Wysoka zgodności otrzymanych przebiegów, zarówno w przypadku pokonywania przeszkody typu murek jak i krawężnika pozwalają stwierdzić, że model zachowuje się w sposób bardzo zbliżony do rzeczywistości. Jedynym parametrem wymagającym zmiany podczas wykonywania badań symulacyjnych na różnych typach przeszkód jest zmiana parametrów kontaktu modelu koła z podłożem – współczynnik kontaktu. Pozostałe parametry zostały dobrane w sposób zapewniający prawidłowe odwzorowanie zachowania modelu symulacyjnego w stosunku do obiektu rzeczywistego. Średnie błędy względne prędkości poszczególnych kół dla analizowanych przypadków kształtowały się w zakresie 8-9% a wskaźniki korelacji oscylują w granicy 0,9. Niewielkie wartości błędów względnych oraz ich niewielki rozrzut od wartości średniej potwierdzają zgodność otrzymanych wyników pomiędzy symulacjami a badaniami na obiekcie rzeczywistym. Porównane wartości pól pod krzywymi dla pomiarów na obiekcie rzeczywistym do badań symulacyjnych obrazują niewielkie różnice otrzymanych przebiegów czasowych (średnia różnica dla wszystkich kół to około 4,3%). Na tej podstawie stwierdzono, że otrzymany model symulacyjny jest wiarygodny w stopniu umożliwiającym przeprowadzanie badań symulacyjnych uwzględniających różnicowanie prędkości poszczególnych kół podczas przemieszczania się oraz pokonywania przeszkód.

9. Badania symulacyjne platformy wysokiej mobilności z układem antypoślizgowym

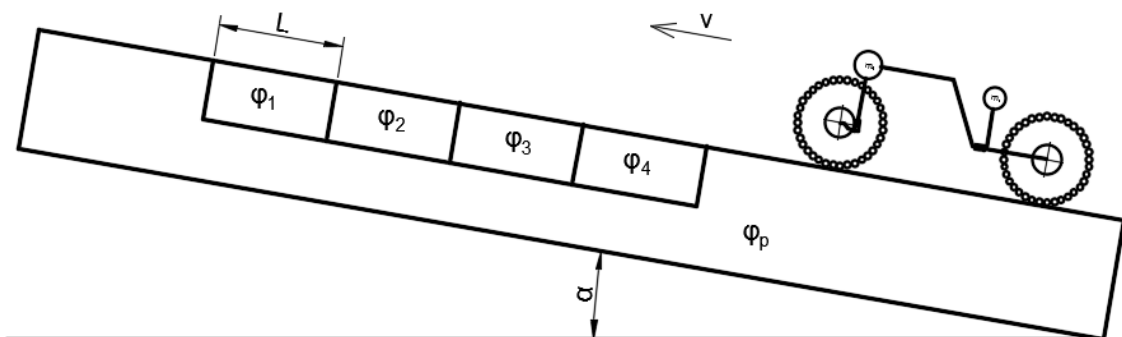
Dysponując zwalidowanym modelem symulacyjnym Lekkiej Kołowej Bezzałogowej Platformy Lądowej przeprowadzono badania wpływu kontroli poślizgu poszczególnych kół na zdolność przemieszczania się w terenie. Model symulacyjny został rozbudowany o model układu antypoślizgowego, który dokładniej został opisany w dalszej części pracy.

9.1. Cel i metodyka badań

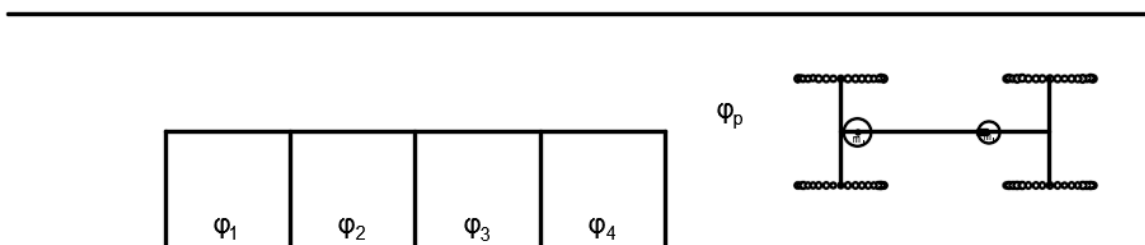
Celem badań było określenie wpływu parametrów układu antypoślizgowego na zdolność pokonywania wytypowanych przeszkód. Założono, że badania zostaną przeprowadzone na trzech typach przeszkód:

- na płaskim, pochyłym odcinku nieodkształcalnego podłoża o podstawowym współczynniku kontaktu $\varphi_p = 0,8$ na którym zostały wprowadzone obszary o mniejszym współczynniku kontaktu (rys. 9.1). Wspomniane obszary zostały wprowadzone tylko pod jedną burtą modelu platformy.

a)



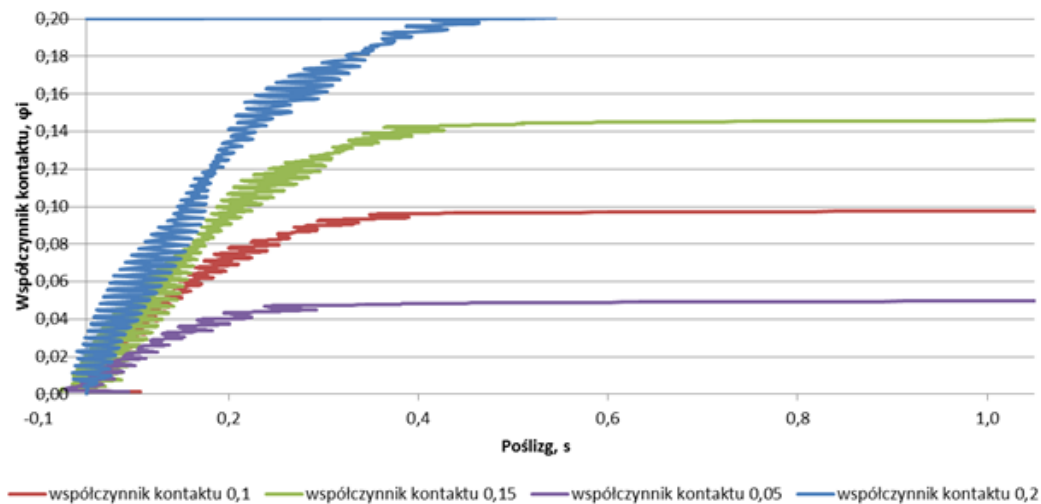
b)



Rys. 9.1. Schemat toru badawczego, a) widok z boku, b) widok z góry

W przypadku tej przeszkody celem badania było określenie wpływu układu antypoślizgowego na zdolność pokonywania przeszkód w których następuje zmiana przyczepności pod jednym z kół – w skrajnym przypadku oderwanie się koła od podłoża.

W tym celu do modelu przeszkody wprowadzono strefy podłoża o długości 0,6m oraz o innym współczynniku kontaktu niż podstawowy ($\varphi_1 = 0,05$; $\varphi_2 = 0,1$; $\varphi_3 = 0,15$; $\varphi_4 = 0,2$). Charakterystyki współczynników kontaktu przedstawiono na rysunku 9.2.

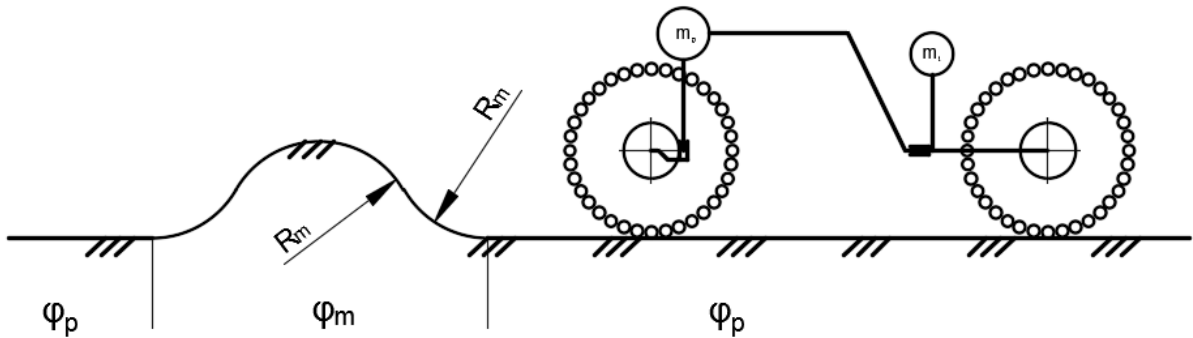


Rys. 9.2. Charakterystyki współczynników kontaktu

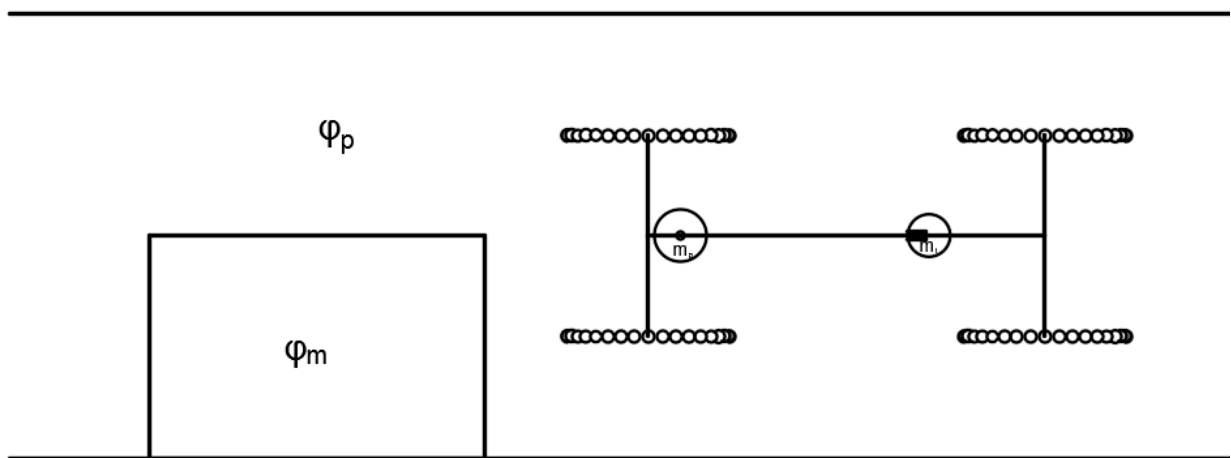
- na przeszkodzie typu garb - charakteryzującym się współczynnikiem kontaktu garbu $\varphi_m = 0,2$ - umieszczonym na podłożu płaskim - charakteryzującym się współczynnikiem kontaktu $\varphi_p = 0,8$ (rys. 9.3). Garb został umieszczony niesymetrycznie względem osi toru tak aby tylko jedna z burt go pokonywała. Tego typu przeszkoda pozwala zasymulować znaczne zróżnicowanie prędkości obrotowych poszczególnych kół podczas jej pokonywania. Umieszczenie przeszkody tylko pod jedną burtą platformy pozwoli na określenie zachowania układu antypoślizgowego podczas dużej różnicy prędkości pomiędzy jednym z kół a pozostałymi. W przypadku gdyby garb był pokonywany obydwooma kołami osi przedniej lub tylnej możliwe by było zbadanie jedyne zachowania układu antypoślizgowego podczas różnic prędkości obrotowych kół pomiędzy osiami.

Charakterystyki współczynników kontaktu odpowiadają tym przedstawionym na rysunku 8.1. Przeszkoda tego typu odpowiada przemieszczaniu się w terenie na którym występują wały ziemne, konary lub powalone pnie drzew.

a)



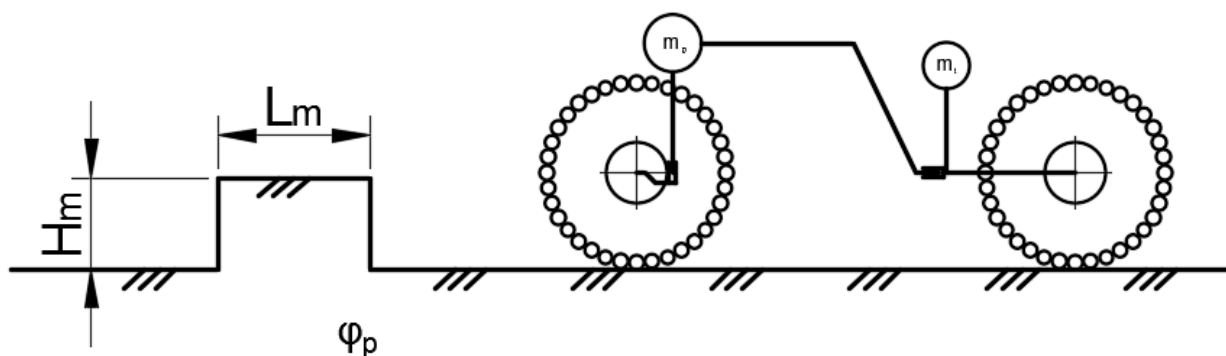
b)



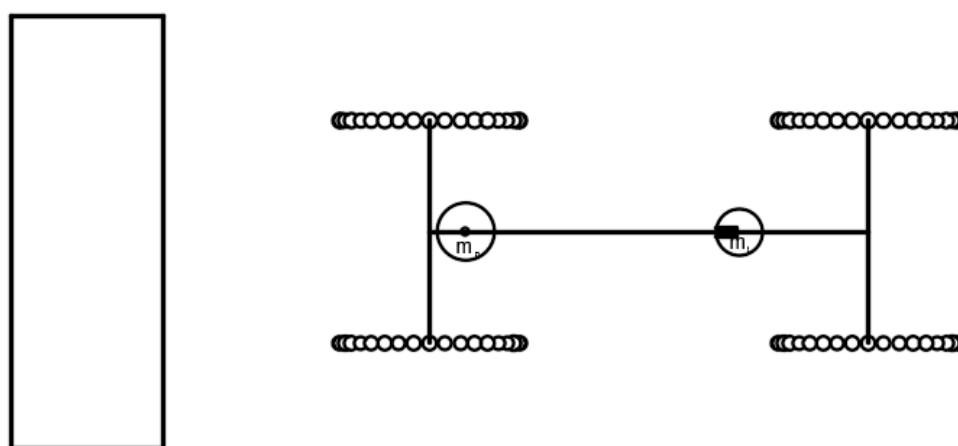
Rys. 9.3 . Geometria przeszkody typu garb, a) widok od boku, b) widok z góry

- na przeszkodzie typu murek (rys. 9.4) o stałym współczynniku kontaktu $\varphi_p = 0,8$ w każdym miejscu podłoża. Badania na tego typu przeszkodzie miały na celu sprawdzenie zachowania układu antypoślizgowego w przypadku wystąpienia kształtowej współpracy pomiędzy modelem koła a podłożem – co umożliwiło generowanie maksymalnych momentów napędowych. Przeszkoda odzwierciedla sytuacje pokonywania krawężników, murków lub przemieszczania się po gruzowiskach.

a)



b)



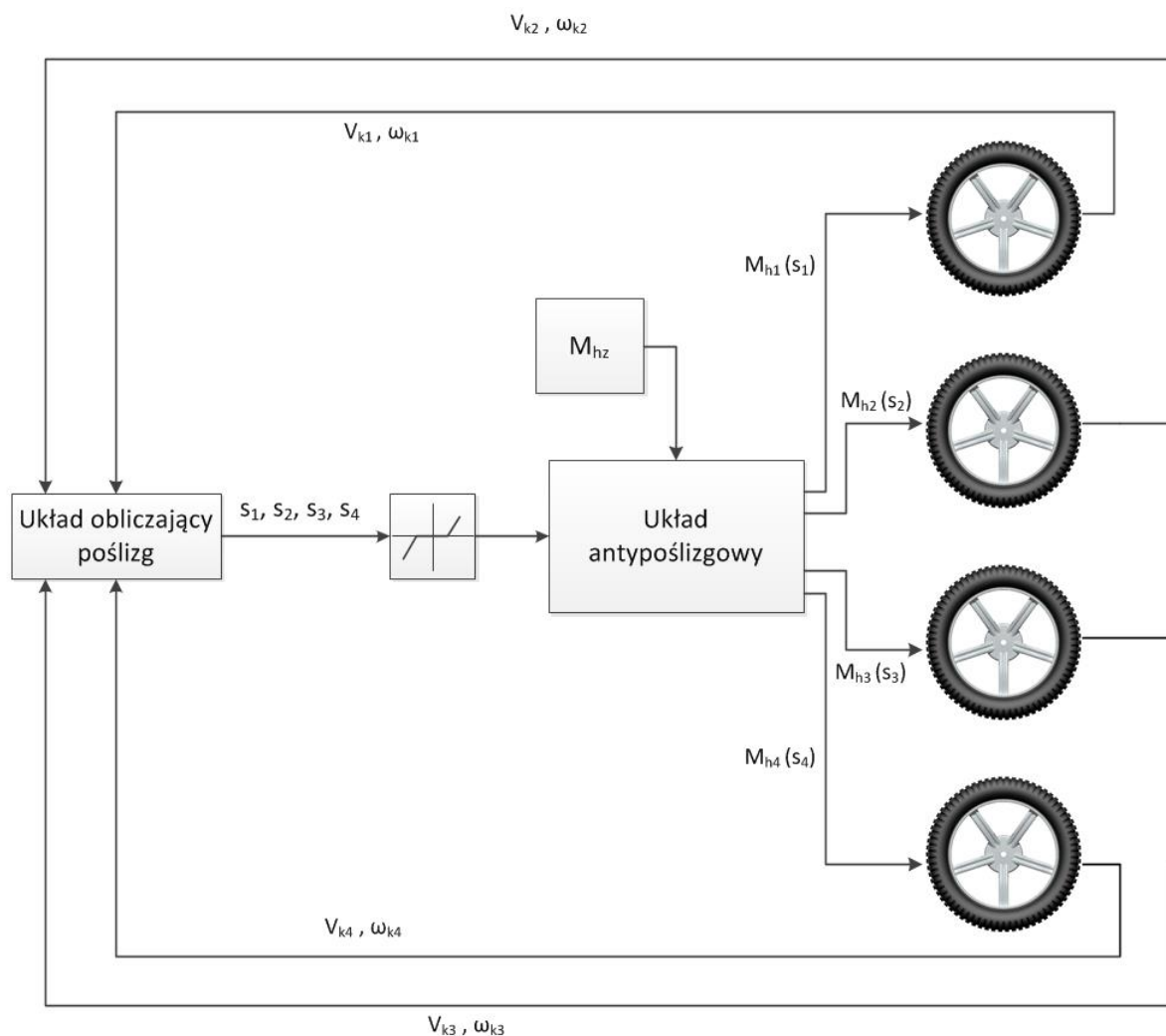
Rys.9.4. Geometria przeszkody typu murek: a) widok z boku, b) widok z góry

Dla wszystkich typów przeszkód przyjęto, że model platformy przemieszczał się ze stałą prędkością wynoszącą 0,5 m/s i pokonywał przeszkody pod kątem prostym. Wielkość przeszkód oraz współczynniki kontaktu zostały dobrane tak, aby model platformy bez układu antypoślizgowego nie był w stanie pokonywać - następowało unieruchomienie platformy spowodowane niedostateczną siłą napędową jaką był w stanie rozwinąć model platformy.

9.2. Kryteria aktywacji układu antypoślizgowego

W oparciu o przeprowadzoną analizę sposobów działania dostępnych układów antypoślizgowych zdecydowano się na zastosowanie dwóch modeli układu antypoślizgowego działającego zgodnie ze konfiguracjami zamieszczonymi poniżej.

W pierwszej konfiguracji działania układu antypoślizgowego (rys. 9.5) przyjęto, że regulowana będzie tylko wielkość strefy nieczułości poślizgu i układ będzie działał z stałą wartością zadanego momentu hamującego M_{hz} .

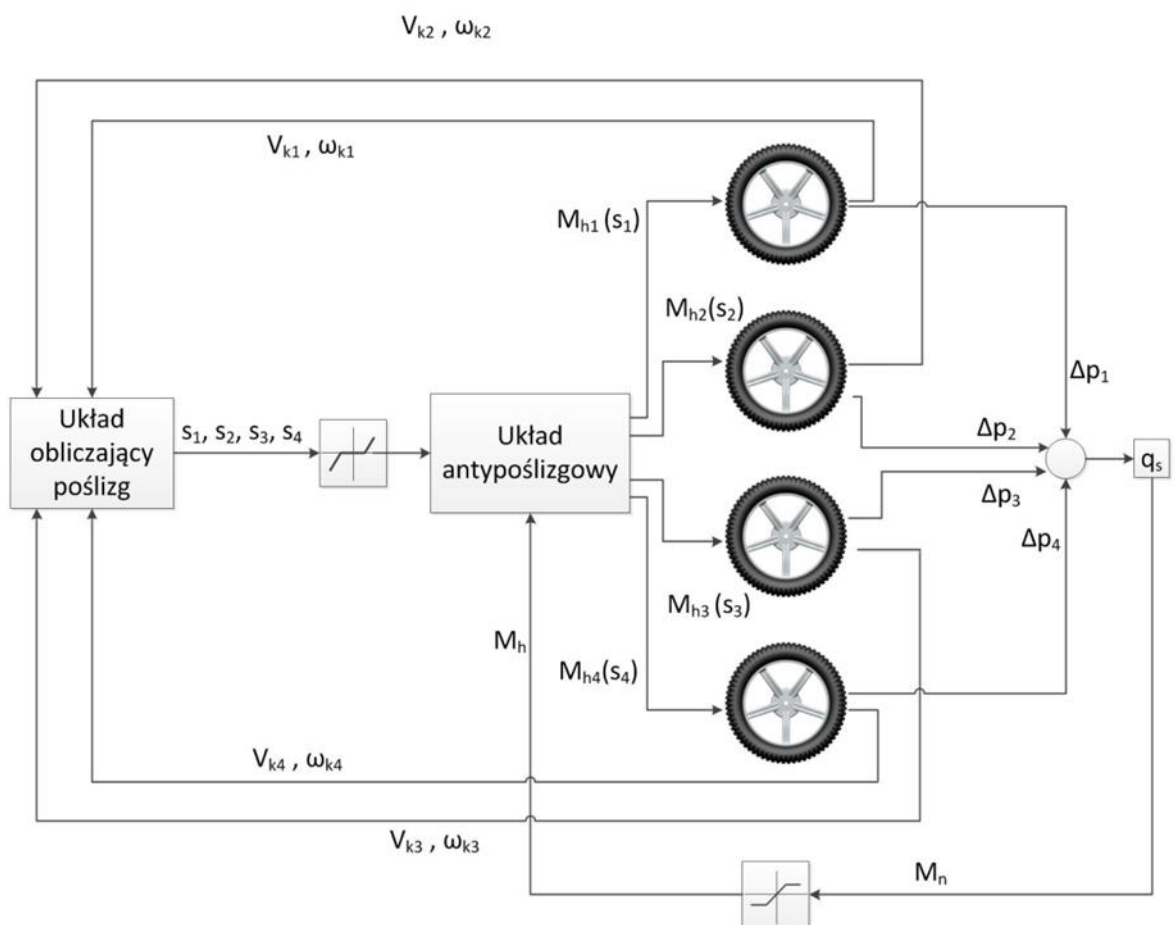


Rys. 9.5. Schemat modelu układu antypoślizgowego w konfiguracji 1

Układ antypoślizgowy w konfiguracji 1 mierzy prędkość obrotową ω_{ki} oraz postępową każdego koła v_{ki} i na tej podstawie określa wartość poślizgu. Uwzględniając strefę nieczułości układ określa chwilę aktywacji momentu hamującego. Wartość zadanego momentu hamującego M_{hz} jest wartością stałą, zadaną na początku badań. Do badań przyjęto wartości zadanego momentu hamującego w zakresie 5-30% wartości wejściowego momentu napędowego M_n obliczanego na podstawie pomiaru ciśnienia (Δp_i) na elemencie napędowym. W modelu uwzględniono pomiar ciśnienia Δp_i na każdym elemencie napędowy osobno – w rzeczywistości ciśnienia te powinny być sobie równe. Zastosowanie takiego schematu

postępowania wynika z budowy modułowej układu antypoślizgowego – co jednak nie wpływa na ostateczne zachowanie się układu.

Układ antypoślizgowy w konfiguracji 2 (rys. 9.6) mierzy prędkość obrotową koła ω_{ki} oraz prędkość postępową koła v_{ki} . Na ich podstawie jest określany poślizg s_i . Poślizg jest wielkością decydującą o chwili aktywacji układu hamującego. W celu zapewnienia możliwości zmiany chwili aktywacji układu do sygnału poślizgu wprowadzono regulowaną strefę nieczułości. Wartość momentu hamującego jest regulowana poprzez regulowaną strefę nasycenia. Jako wartości maksymalne momentu hamującego przyjęto wartości 5-30% wejściowego momentu napędowego. Parametrami wyjściowymi z układu antypoślizgowego są wartości momentów hamujących poszczególne koła.

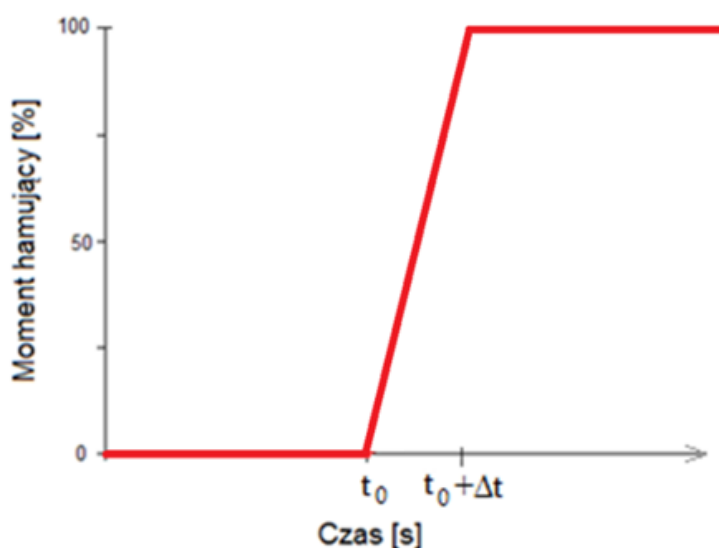


Rys. 9.6. Schemat modelu układu antypoślizgowego w konfiguracji 2

Należy zaznaczyć, że wartość maksymalna momentu hamującego – 30% jest wartością niemożliwą do uzyskania na drodze hamowania kół poprzez zastosowanie układu hamulcowego. Przyjęto, że będzie to wartość, która pozwoli określić czy dalsze zwiększanie momentu hamującego przynosi mierzalną poprawę pracy układu antypoślizgowego.

W obu konfiguracjach przewidziano opóźnienie w czasie narastania momentu hamującego M_h od wartości 0 do wartości maksymalnej na poziomie $\Delta t=0,01s$ [12]. Jest to wartość podawana w literaturze gdzie ciśnienie w układzie hamulcowym jest generowane przez pompę hydrauliczną układu ABS a wzrost ciśnienia w układzie odbywa się poprzez otwarcie zaworów hydraulicznych poszczególnych kanałów układu hamulcowego.

Jednocześnie, w przypadku układu w konfiguracji 1 jest to czas po którym układ będzie działał z maksymalną siłą hamowania zgodnie z charakterystyką na rysunku 9.7.



Rys. 9.7. Charakterystyka narastania momentu hamującego do wartości zadanej w modelu symulacyjnym w konfiguracji 1, gdzie T_0 – chwila aktywacji układu antypoślizgowego, $T_0 + \Delta t$ – chwila osiągnięcia maksymalnego momentu hamującego

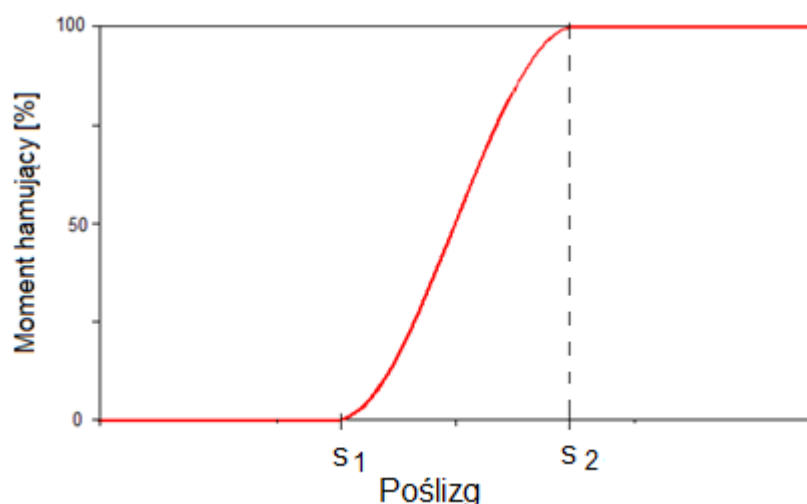
W przypadku badań układu antypoślizgowego w konfiguracji 2 zdecydowano się na zależność narastania momentu hamującego od wartości poślizgu zgodnie z charakterystyką zbliżoną do tangensa hiperbolicznego zamieszczoną na rysunku 9.8. Charakterystykę otrzymano używając funkcji STEP w programie ADAMS.

$$STEP = \begin{cases} M_{h0\%} & : s \leq s_1 \\ M_{h0\%} + \alpha \Delta^2 (3 - 2\Delta) & : s_1 \leq s \leq s_2 \\ M_{hmax\%} & : s \geq s_2 \end{cases} \quad (9.1)$$

gdzie:

$$\alpha = M_{hmax\%} - M_{h0\%} \quad (9.2)$$

$$\Delta = (s - s_1)(s_2 - s_1) \quad (9.3)$$



Rys. 9.8. Charakterystyka aktywacji momentu hamującego w zależności od poślizgu

Układ w konfiguracji 1 działa w systemie 0/1 natomiast układ w konfiguracji 2 jest układem ze stanami pośrednimi zależnymi od wartości poślizgu i obciążenia układu napędowego (wejściowy moment napędowy M_n).

9.3. Kryteria oceny układu antypoślizgowego

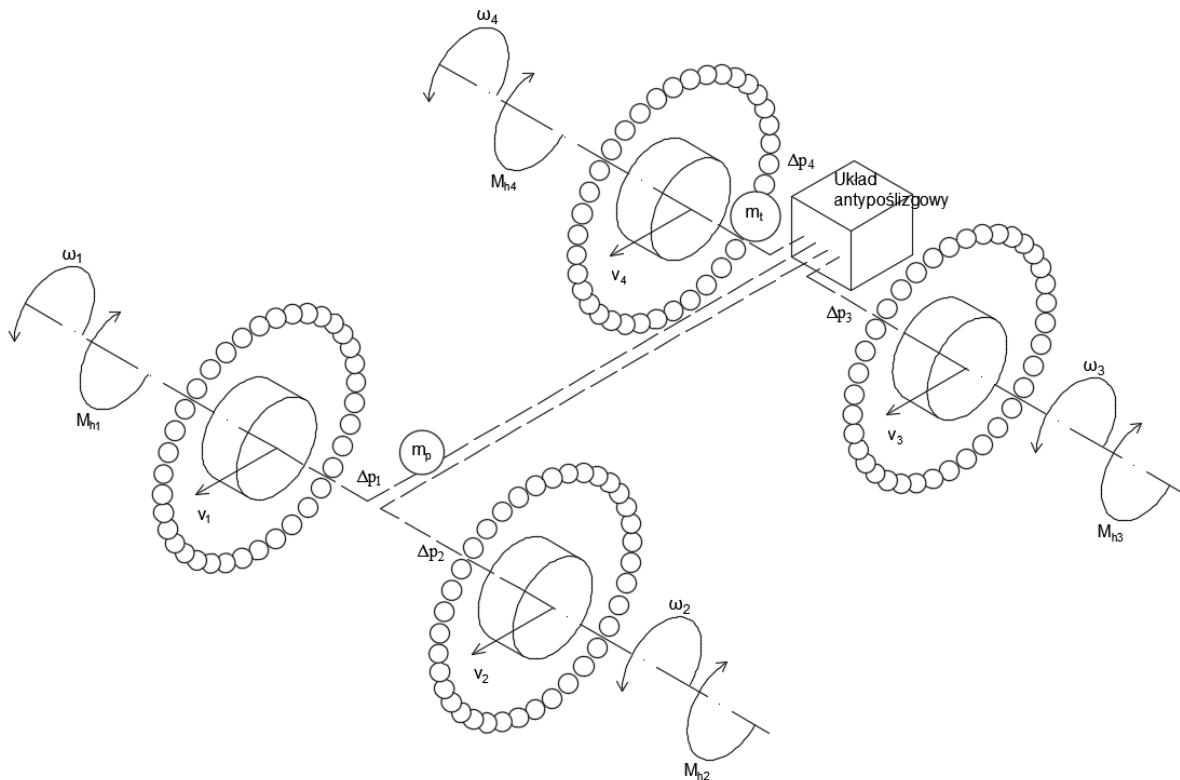
W celu określenia najlepszej konfiguracji oraz parametrów układu antypoślizgowego sprecyzowano kryteria oceny działania układu. Podczas badań oceniane były:

- czas pokonania przeszkody,
- maksymalny moment hamujący na poszczególnych kołach,
- wartość wejściowego momentu napędowego.

Czas przejazdu dla przeszkody pochyłej był określany jako czas od chwili najechania kołem na początek przeszkody o innym współczynniku przyczepności do chwili gdy ostatnie koło zjechało z przeszkody. W przypadku przeszkody typu garb jako czas przejazdu określono czas od chwili najechania przednim kołem na podłoże φ_m do chwili osiągnięcia przez środek koła położenia na szczycie garbu. Dla przeszkody typu krawężnik czas liczono od momentu kontaktu pierwszego koła z przeszkodą do momentu zjechania z przeszkody ostatniego koła. Podczas badań pokonywania przeszkód czas dojazdu do przeszkody nie był uwzględniany w ocenie.

9.4. Model symulacyjny platformy z układem antypoślizgowym

W badaniach wykorzystano zwalidowany model platformy wysokiej mobilności z hydrostatycznym układem napędowym. W modelu zaimplementowano układ antypoślizgowy oddziałujący na elementy napędowe kół.



Rys. 9.9. Schemat modelu platformy z układem antypoślizgowym: ω_i - prędkości kątowe kół, v_i - prędkości postępowe kół, M_{hi} - momenty hamujące na elementach napędowych, Δp_i - ciśnienia na elementach napędowych, m_p - masa członu przedniego, m_t - masa członu tylnego

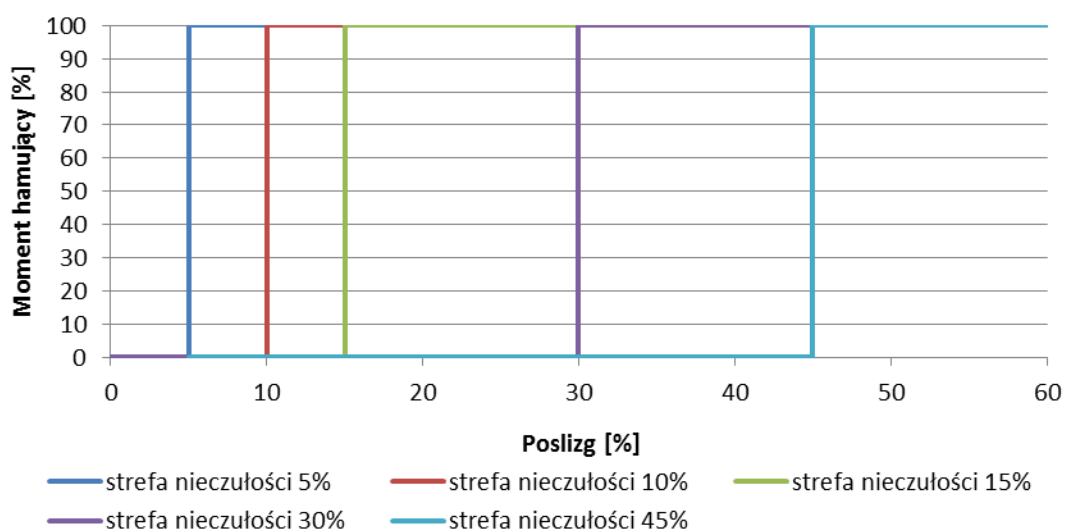
W modelu zastosowano układ antypoślizgowy, który zgodnie z wcześniejszymi założeniami uwzględniał: prędkości kątowe kół (ω_i), prędkości postępowe kół (v_i), momenty hamujące na elementach napędowych (M_{hi}), ciśnienia na elementach napędowych (Δp_i).

9.5. Badania zdolności pokonywania przeszkód terenowych z zastosowaniem układu antypoślizgowego

Celem badań było określenie wpływu układów antypoślizgowych w zaproponowanych konfiguracjach na zdolność pokonywania wytypowanych przeszkód.

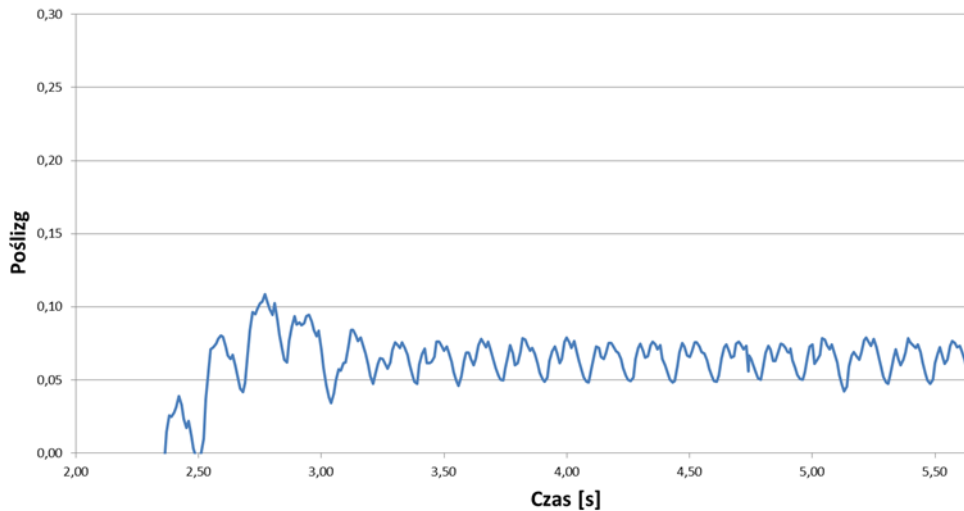
9.5.1. Badania układu antypoślizgowego w konfiguracji 1

Podczas badań układu w konfiguracji 1 zmianie ulegała wielkość strefy nieczułości układu antypoślizgowego zgodnie z przyjętymi progami jak na rysunku 9.10. Do badań przyjęto jej wartość jako wartość poślizgu o wielkości 5, 10, 15, 30 oraz 45%.



Rys.9.10. Wartość stref nieczułości układu antypoślizgowego w konfiguracji 1

Podczas badań zaobserwowano, że podczas dojazdu do przeszkód w badanym modelu, poślizg kół oscylował w granicy 4-9% (rys. 9.9). Jest to spowodowane budową modelu koła i odzwierciedla opory przetaczania koła. Przykład poślizgu podczas pojazdu do przeszkody przedstawiono na rysunku 9.11.



Rys. 9.11. Przebieg poślizgu koła lewego przedniego podczas dojeżdżania do przeszkody

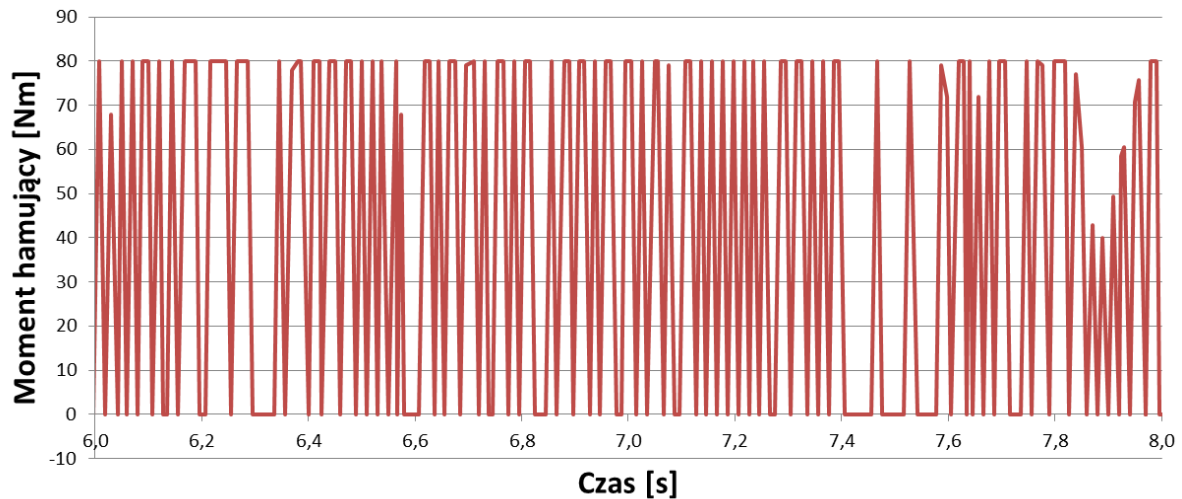
Powodowało to, że przy aktywacji układu antypoślizgowego przy wartości poślizgu na poziomie 5% następowało hamowanie poszczególnych kół podczas dojazdu do przeszkody. Badania dla tego poziomu aktywacji układu wykazały pracę układu w sytuacjach niepotrzebnych. Z tego względu w dalszych badaniach przyjęto minimalny próg aktywacji układu jako poślizg na poziomie 10%.

W przeprowadzonych badaniach wartość momentu napędowego wejściowego podczas pokonywania przeszkody pochyłej na jej początkowym odcinku o stałym współczynniku przyczepności wynosiła 320Nm.

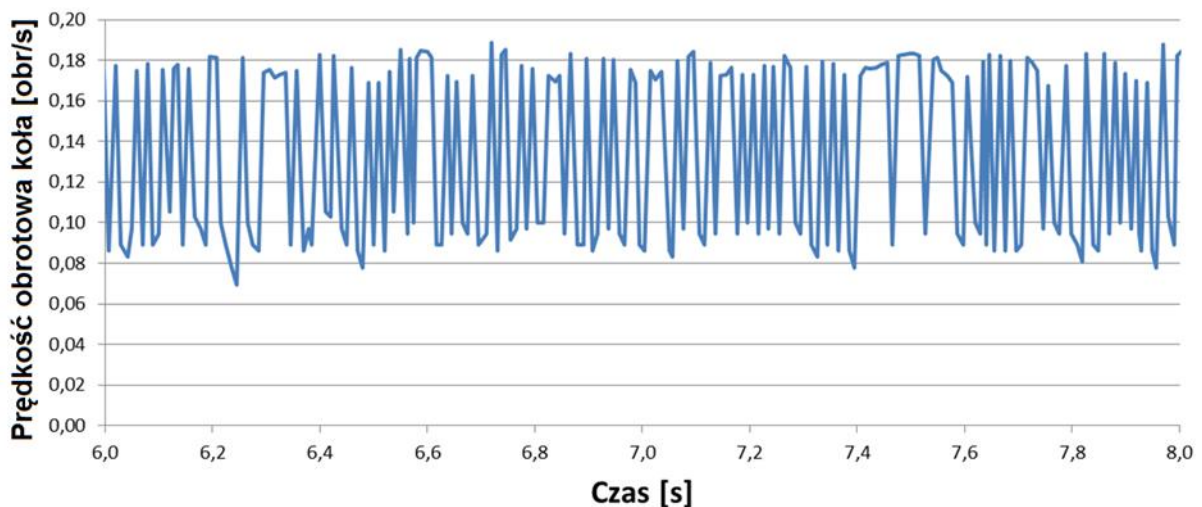
Podczas badań symulacyjnych pokonywania przeszkody pochyłej przeprowadzonych dla wartości momentu hamującego z zakresu 5-15% wartości wejściowego momentu napędowego, model platformy badawczej nie był w stanie pokonać wytypowanej przeszkody. Określono, że minimalna wartość momentu hamującego pojedyncze koło przy którym platforma jest w stanie pokonać przeszkodę to 20% wejściowego momentu napędowego. W dalszych badaniach przeprowadzono analizy dla momentu hamującego o wartości 20, 25 oraz 30% wejściowego momentu napędowego.

Przeprowadzone badania symulacyjne dla stałej wartości momentu hamującego wykazały bardzo impulsowy charakter przebiegu wartości momentu hamującego generowanego przez układ antypoślizgowy (rys. 9.10). W efekcie powodowało to chwilowe zmniejszenie prędkości koła (nawet do 50%) które wpadało w nadmierny poślizg (rys. 9.13). Impulsowy charakter pracy układu hamującego powodował wzrost wejściowego momentu napędowego napędzającego (M_n) model platformy badawczej. W efekcie powodowało to zwiększenie zapotrzebowania na moc układu napędowego. Przykład przebiegu momentu hamującego dla

systemu w konfiguracji 1, ze stałą wartością momentu hamującego określonego na poziomie 80Nm co stanowi 25% momentu wejściowego oraz progiem aktywacji 20% przedstawiono na rysunku 9.12. Fragment przebiegu dla przeszkody typu wzniesienie terenu przy pokonywaniu odcinka o współczynniku kontaktu $\varphi_2=0,1$.



Rys. 9.12. Przebieg momentu hamującego dla koła lewego przedniego podczas badań ze stałą wartością momentu hamującego dla przeszkody typu wzniesienie terenu



Rys. 9.13. Charakterystyka czasowa przebiegu prędkości obrotowej dla koła lewego przedniego podczas badań ze stałą wartością momentu hamującego dla przeszkody typu wzniesienie terenu

W momencie wystąpienia nadmiernego poślizgu na jednym z kół następuje aktywacja układu hamującego, a następnie zmniejszenie prędkości obrotowej koła będącego w nadmiernym poślizgu. Układ zmniejsza wartość poślizgu poniżej progu aktywacji i układ jest dezaktywowany. Po dezaktywacji układu hamującego poślizg ponownie wzrasta ze względu na mały współczynnik przyczepności, aż do określonego progu i następuje ponowna

aktywacja układu. Szybkie zmiany pomiędzy stanami nadmiernego oraz granicznego poślizgu powodują impulsową pracę układu o częstotliwości pojawiania się impulsów ok 10Hz. Sytuacja jest spowodowana zbyt krótkim czasem zmiany stanu przejściowego momentu hamującego pomiędzy stanem zero a wartością maksymalną momentu hamującego poszczególne koła.

Wyniki przeprowadzonych badań dla jazdy po przeszkodzie pochyłej przedstawiono w tabeli 9.1 w której zestawiono: wartości momentu hamującego dla wybranego koła, wartość wejściowego momentu napędowego podczas aktywowanego układu antypoślizgowego oraz czas przejazdu przez przeszkodę.

Tabela 9.1. Wartości parametrów aktywacji poślizgu oraz wartości momentów hamujących oraz wejściowych podczas pokonywania przeszkody pochyłej przez model symulacyjny z układem antypoślizgowym w konfiguracji 1, ze stałą wartością momentu hamującego

| % momentu wejściowego [%] | Próg aktywacji [%] | Moment hamujący [Nm] | Wejściowy moment napędowy podczas hamowania [Nm] | Czas przejazdu [s] |
|---------------------------|--------------------|----------------------|--|--------------------|
| 20 | 10 | 64 | 341 | 11,1 |
| | 15 | 64 | 341 | 11,1 |
| | 30 | 64 | 326 | 11,7 |
| | 45 | 64 | 321 | 12,1 |
| 25 | 10 | 80 | 347 | 11,5 |
| | 15 | 80 | 336 | 11,2 |
| | 30 | 80 | 338 | 11,7 |
| | 45 | 80 | 334 | 12,3 |
| 30 | 10 | 96 | 341 | 11,2 |
| | 15 | 96 | 341 | 11,3 |
| | 30 | 96 | 340 | 12,3 |
| | 45 | 96 | 338 | 12,5 |

Analizując otrzymane dane można stwierdzić że wraz ze wzrostem progu aktywacji układu antypoślizgowego maleje obciążenie układu napędowego – zmniejsza się wartość momentu napędowego wejściowego. Zwiększenie dopuszczalnych poślizgów powoduje jednak wydłużenie czasu przejazdu przez przeszkodę.

Przeprowadzone badania na przeszkodzie pochyłej wykazały, że sposób regulacji prędkości koła, a tym samym poślizgu koło/podłoże za pomocą stałej wartości momentu hamującego powoduje impulsową pracę układu i brak płynności zmiany prędkości obrotowej kół. Ponadto określona podczas symulacji wartość momentu wejściowego była słuszną tylko dla konkretnego przypadku pokonywanej przeszkody – określana na początku symulacji. Należało więc rozbudować układ o elementy umożliwiające adaptacje do zmiennych warunków zewnętrznych jak i zmienną wartość momentu hamującego zależną od warunków zewnętrznych. W tym przypadku jako warunki zewnętrzne przyjęto obciążenie układu napędowego jako wejściowym moment napędowy.

9.5.2. Badania układu antypoślizgowego w konfiguracji 2

W celu zapewnienia płynniejszej regulacji prędkości obrotowej poszczególnych kół w modelu zastosowano układ antypoślizgowy w konfiguracji 2. Układ w stosunku do konfiguracji 1 jest rozbudowany o regulowaną strefę nasycenia, która określa maksymalną wartość momentu hamującego w zależności od obciążenia pozostałych kół – wejściowy moment napędowy jako suma momentów na wszystkich elementach napędowych kół. Takie rozwiązanie umożliwiło łagodniejsze narastanie momentu hamującego w funkcji poślizgu. Spowodowało również brak nagłej aktywacji lub dezaktywacji układu antypoślizgowego co nie powodowało powstawania impulsowej pracy układu.

W przeprowadzonych badaniach przyjęto wartości momentu hamującego poszczególne koła w zakresie 5-30% momentu wejściowego ze skokiem co 5%. Progi aktywacji układu antypoślizgowego (s_1) zostały ustalone na 10, 15, 30 oraz 45% oraz narastanie momentu hamującego w funkcji poślizgu od wartości s_1 do wartości maksymalnej s_2 jako 15, 30, 45 oraz 60%.

Podczas badań przy wartościach momentu hamującego na poziomie do 15% momentu wejściowego otrzymano niezadowalające wyniki (tabela 9.2). Przyjęta do symulacji wartość momentu hamującego poszczególne koła była niewystarczająca do dalszego przemieszczania się. Model platformy zsuwał się z przeszkody lub jedno z kół wpadało w nadmierny ciągły poślizg. W przypadku badań o parametrach 15% momentu wejściowego oraz progu aktywacji układu antypoślizgowego $s_1=0,10$ platforma pokonała przeszkodę typu wzniesienie jednak w bardzo długim czasie oraz z bardzo dużymi występującymi poślizgami ($s_{max}=0,85$). Z tego względu uznano, że przeprowadzone badania dla tych przypadków zostaną zakwalifikowane jako te w których układ antypoślizgowy nie poprawiał zdolności do pokonywania przeszkód.

Badania te wykazały, że parametry użyte do ich badań uznano za niewystarczające do prawidłowej pracy układu.

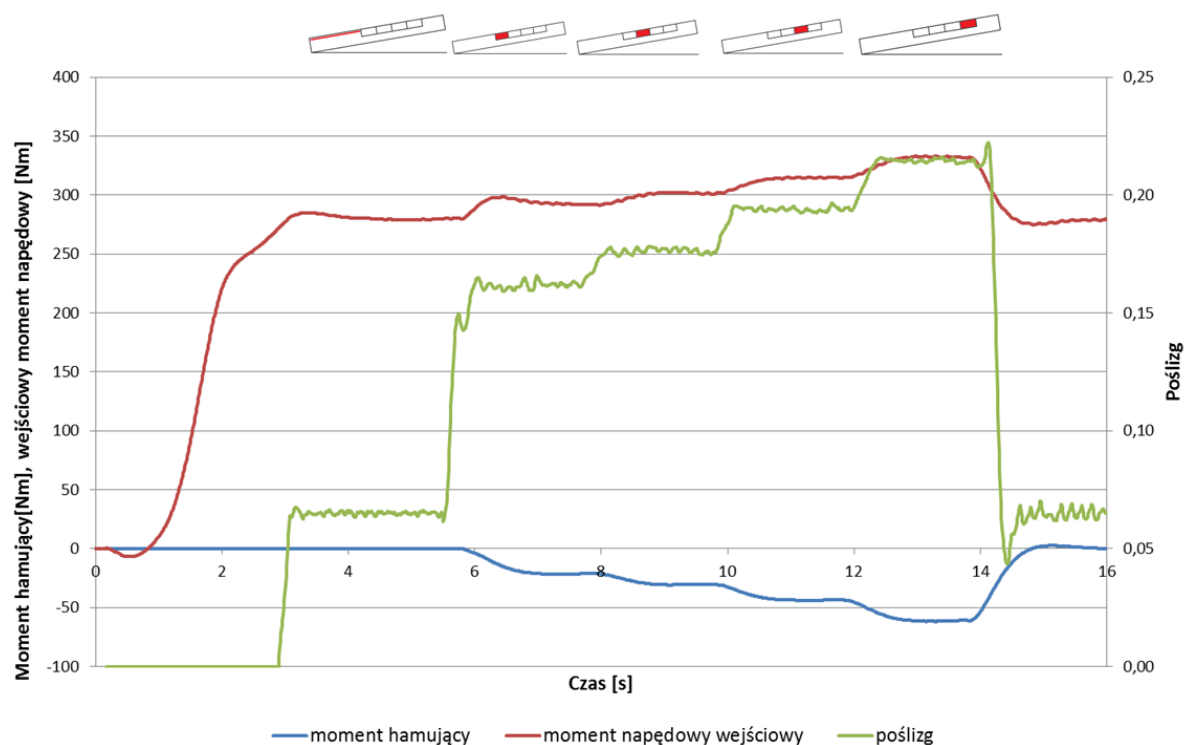
Wartości momentu hamującego przy których otrzymano niezadowalające wyniki dla badań w konfiguracji 2 są zbieżne z badaniami uzyskanymi w próbach w konfiguracji 1. Pozwala to stwierdzić, że zasadne jest ich odrzucenie w dalszej części badań.

Tabela 9.2. Zestawienie wyników badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania przeszkody typu wzniesienie – brak pokonania przeszkody

| % momentu wejściowego | s_1 [%] | Moment hamujący [Nm] | Wejściowy moment podczas hamowania [Nm] | s_2 [%] | Czas przejazdu [s] | Maksymalny poślizg | Uwagi | |
|-----------------------|-----------|----------------------|---|-----------|--------------------|--------------------|---------------------------|---------------------------|
| 5 | 10 | - | - | 15 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL | |
| | | - | - | 30 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PP | |
| 10 | 10 | - | - | 15 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL | |
| | | - | - | 30 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL | |
| 15 | 10 | 48 | 325 | 15 | 88,0 | 0,84 | | |
| | | 47 | 324 | 30 | 86,0 | 0,83 | | |
| | | 47 | 328 | 45 | 85,0 | 0,85 | | |
| | | - | - | 60 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PP | |
| | 15 | 15 | - | - | 30 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL |
| | | | - | - | 45 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PP |
| | | | - | - | 60 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL |
| | | | - | - | 60 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL |
| | 30 | 30 | - | - | 45 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL |
| | | | - | - | 60 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PP |
| | | 45 | - | - | 45 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL |
| | | | - | - | 60 | nie przejechał | 1 | nadmierny poślizg koła PL |

Przykład wyników otrzymanych z badań pokonywania przeszkody pochyłej przy progu aktywacji układu $s_1=0,10$, progu osiągnięcia maksymalnego momentu hamującego $s_2=0,30$ oraz momencie hamującym o wartości 25% momentu wejściowego dla koła lewego przedniego przedstawiono na rysunku 9.14. Można zauważyć wzrost poślizgu na poszczególnych strefach o różnych współczynnikach kontaktu. Jednocześnie wraz ze

wzrostem poślizgu następuje wzrost momentu hamującego w zależności od obciążenia układu. W ostatnim odcinku pokonywania przeszkody (czas 12-14s) można zauważyć wzrost poślizgu do wartości $\sim 0,23$ co oznacza, że układ nie dopuszcza do osiągnięcia progu maksymalnego poślizgu (dla konkretnego przypadku $s_2=0,30$). Jednocześnie świadczy to o tym, że w tym przypadku nie ma konieczności używania maksymalnej wartości momentu hamującego. Świadczy to o odpowiednim dopasowaniu momentu hamującego do warunków zewnętrznych.



Rys. 9.14. Przebieg momentu hamującego, wejściowego momentu napędowego oraz poślizgu dla koła lewego przedniego, podczas badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania wzniesienia przy aktywacji układu przy $s_1=0,10$, $s_2=0,30$ oraz maksymalnym momencie hamującym o wartości 25% momentu wejściowego

W tabeli 9.3 przedstawiono wszystkie otrzymane wyniki badań symulacyjnych podczas pokonywania wzniesienia przez model platformy badawczej z układem antypoślizgowym. Kolorem zielonym oznaczona wartości najmniejsze, czerwonym największe a wartości pośrednie żółtym oraz pomarańczowym.

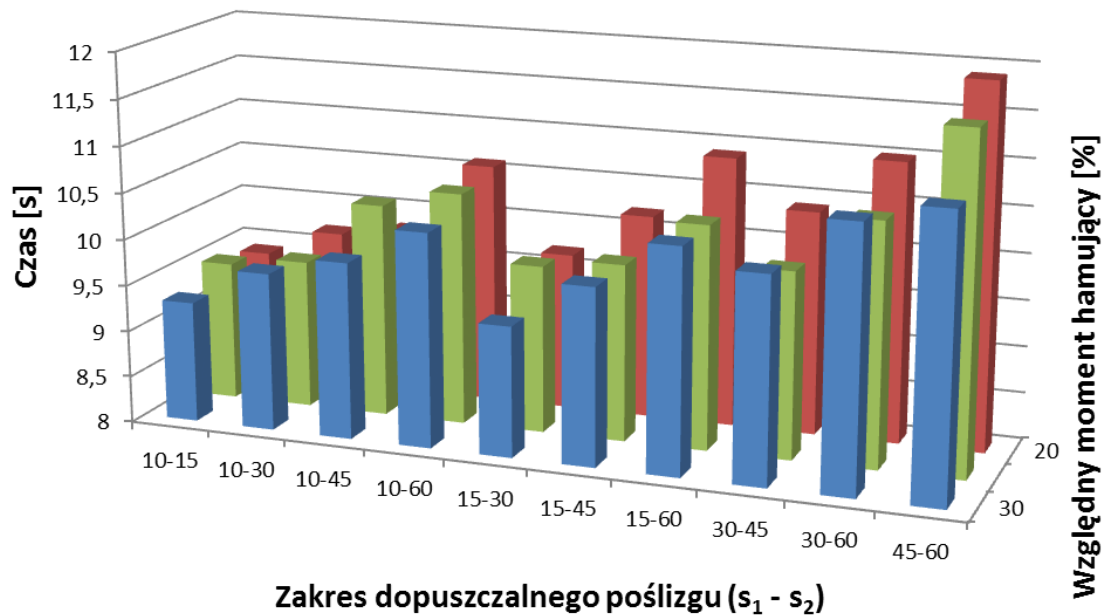
Tabela 9.3. Zestawienie wyników badań symulacyjnych modelu platformy badawczej podczas pokonywania wzniesienia

| % momentu wejściowego | s_1 [%] | Moment hamujący [Nm] | Moment wejściowy podczas hamowania [Nm] | s_2 [%] | Czas przejazdu [s] | Maksymalny poślizg | |
|-----------------------|-----------|----------------------|---|-----------|--------------------|--------------------|------|
| 20 | 10 | 67 | 338 | 15 | 9,3 | 0,17 | |
| | | 56 | 327 | 30 | 9,6 | 0,26 | |
| | | 54 | 329 | 45 | 9,7 | 0,37 | |
| | | 53 | 325 | 60 | 10,5 | 0,46 | |
| | 15 | 56 | 327 | 30 | 9,6 | 0,28 | |
| | | 54 | 326 | 45 | 10,1 | 0,38 | |
| | | 53 | 326 | 60 | 10,8 | 0,49 | |
| | 30 | 54 | 325 | 45 | 10,3 | 0,41 | |
| | | 53 | 326 | 60 | 10,9 | 0,53 | |
| | 45 | 53 | 325 | 60 | 11,8 | 0,57 | |
| | 25 | 10 | 71 | 342 | 15 | 9,4 | 0,13 |
| | | | 59 | 330 | 30 | 9,5 | 0,23 |
| 54 | | | 326 | 45 | 10,2 | 0,32 | |
| 53 | | | 325 | 60 | 10,5 | 0,51 | |
| 15 | | 57 | 329 | 30 | 9,5 | 0,24 | |
| | | 55 | 325 | 45 | 9,8 | 0,34 | |
| | | 54 | 325 | 60 | 10,3 | 0,43 | |
| 30 | | 54 | 326 | 45 | 9,9 | 0,39 | |
| | | 54 | 326 | 60 | 10,5 | 0,47 | |
| 45 | | 53 | 325 | 60 | 11,4 | 0,55 | |
| 30 | | 10 | 72 | 340 | 15 | 9,2 | 0,13 |
| | | | 60 | 331 | 30 | 9,5 | 0,21 |
| | 55 | | 327 | 45 | 9,7 | 0,29 | |
| | 54 | | 326 | 60 | 10,1 | 0,36 | |
| | 15 | 58 | 330 | 30 | 9,4 | 0,23 | |
| | | 55 | 326 | 45 | 9,8 | 0,31 | |
| | | 54 | 325 | 60 | 10,2 | 0,39 | |
| | 30 | 54 | 325 | 45 | 10,0 | 0,38 | |
| | | 54 | 326 | 60 | 10,6 | 0,45 | |
| | 45 | 53 | 325 | 60 | 10,8 | 0,53 | |

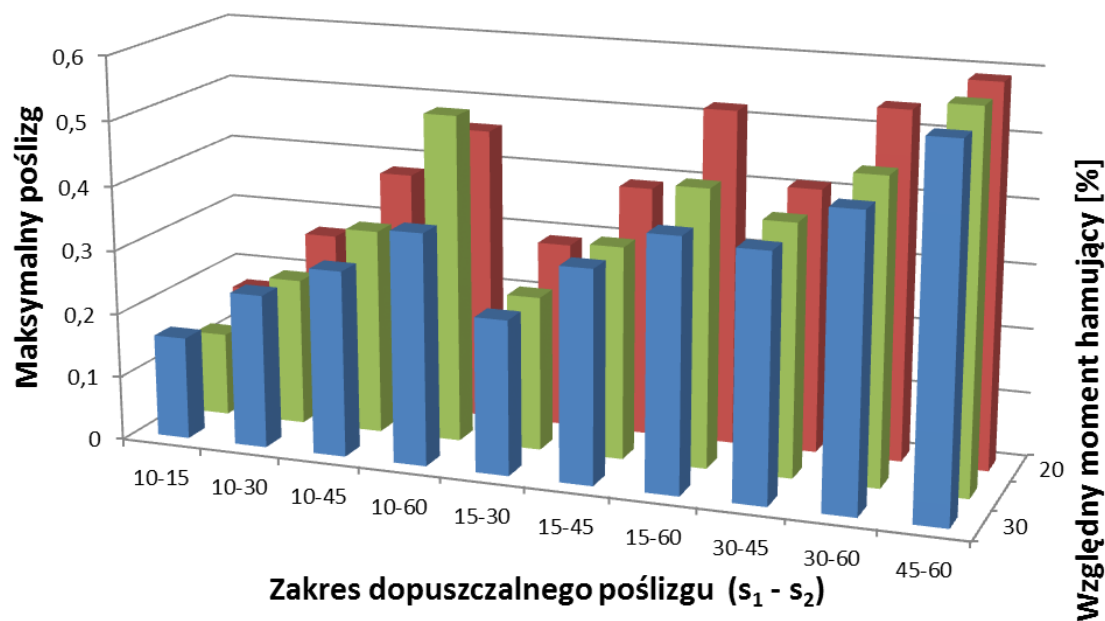
Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że wzrost progu aktywacji układu antypoślizgowego s_1 w przypadku wzniesienia powoduje wydłużenie czasu przejazdu przez przeszkodę. Jednocześnie zmniejsza się wartość wymaganego momentu hamującego poszczególne koła co przekłada się na zmniejszenie wejściowego momentu napędowego. Zwiększenie możliwego dopuszczalnego poślizgu pomiędzy kołem a podłożem przekłada się na zwiększenie występującego poślizgu rzeczywistego. Maksymalny zarejestrowany poślizg koło/podłoże wynosi $s_{max}=0,57$ i występuje w przypadku aktywacji układu przy poślizgu na

poziomie $s_1=0,45$ a poślizg minimalny $s_{min}=0,13$ przy wartości progu aktywacji $s_1=0,10$. Najkrótszym czasem przejazdu charakteryzował się model z parametrami $s_1=0,10$ oraz $s_2=0,15$ oraz wartością momentu hamującego na poziomie 30% momentu wejściowego.

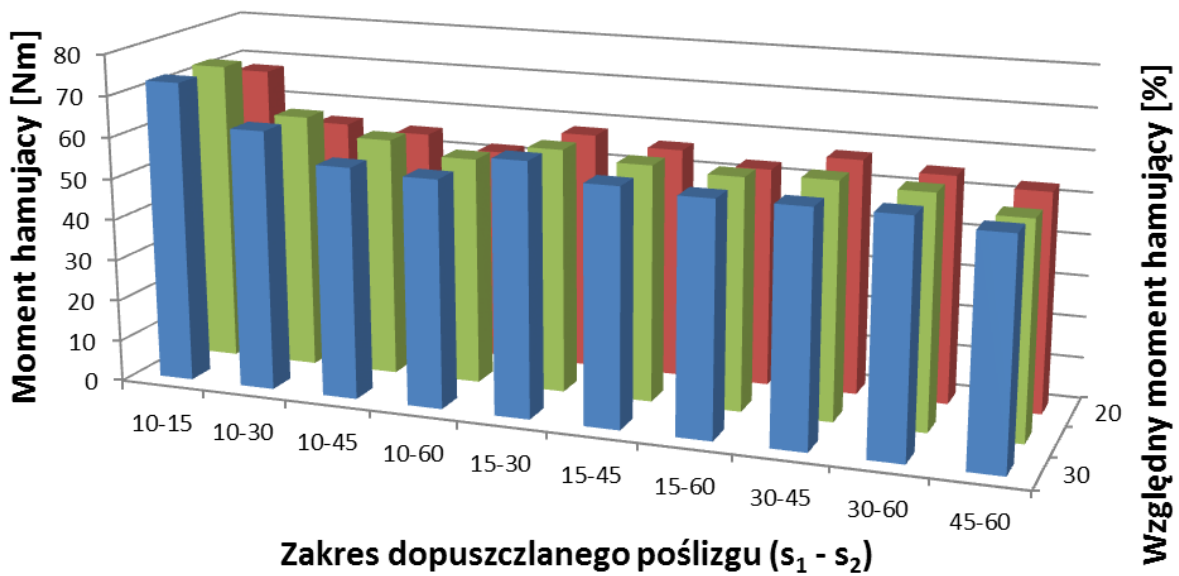
Zmiany poszczególnych wartości parametrów mierzonych w modelu przedstawiono na rysunkach 9.15-18.



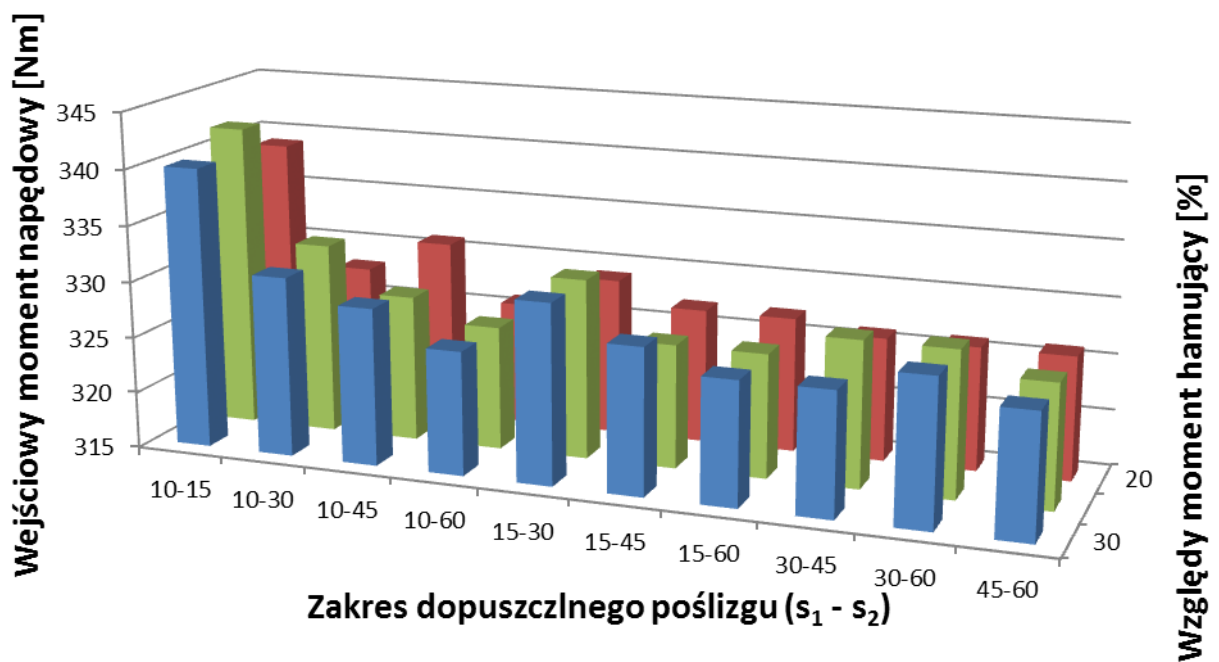
Rys. 9.15. Zmiana czasu przejazdu przez wzniesienie w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego



Rys. 9.16. Zmiana wartości maksymalnego poślizgu podczas przejazdu przez wzniesienie w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

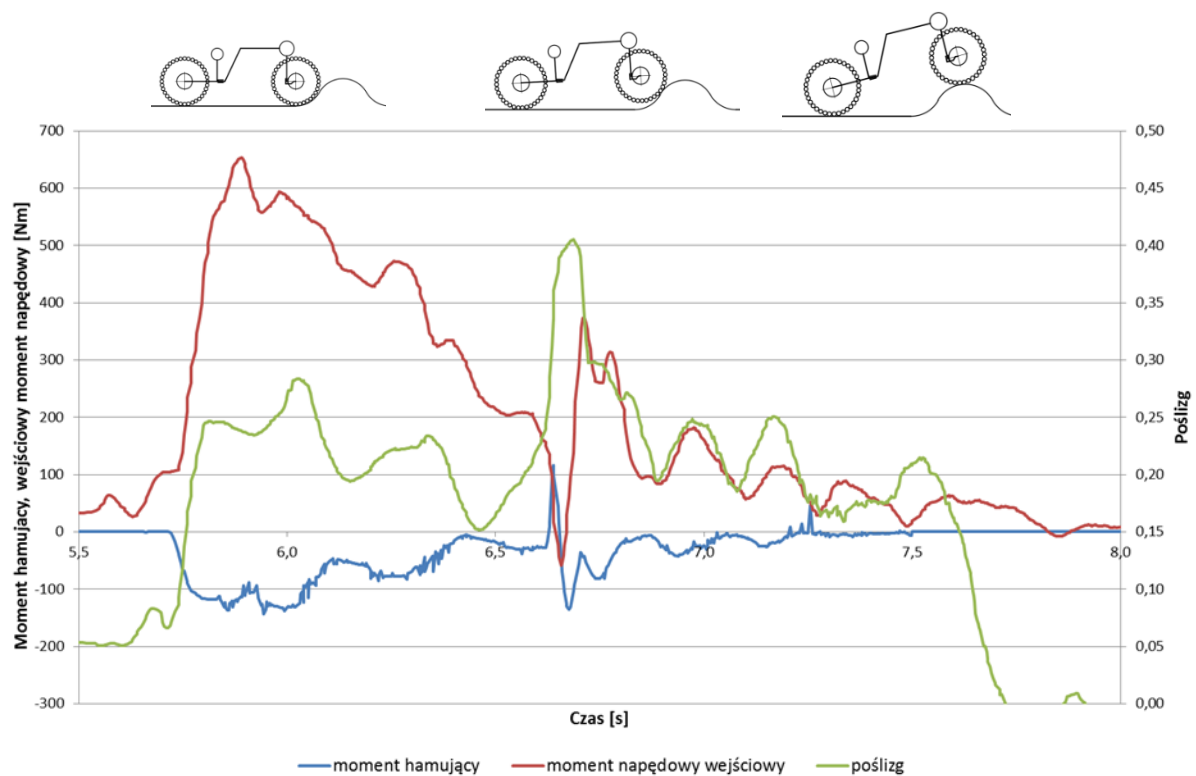


Rys. 9.17. Zmiana momentu hamującego podczas przejazdu przez wzniesienie w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego



Rys. 9.18. Zmiana wartości momentu wejściowego podczas przejazdu przez wzniesienie w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

Przykład wyników otrzymanych podczas badań pokonywania przeszkody typu garb dla progu aktywacji układu $s_1=0,10$, progu osiągnięcia maksymalnego momentu hamującego $s_2=0,30$ oraz maksymalnym momencie hamującym o wartości 25% momentu wejściowego dla koła lewego przedniego przedstawiono na rysunku 9.19. Czas pokonywania przeszkody zgodnie z przyjętym kryterium wynosi ok 1,7s. W czasie $\sim 7,5$ sekundy koło modelu osiągnęło skrajne górne położenie na garbie i rozpoczął się zjazd z przeszkody. Podczas wjazdu na przeszkodę następował stopniowy wzrost poślizgu, aż do osiągnięcia wartości maksymalnej w połowie wysokości garbu. Ze względu na kształt przeszkody po przekroczeniu połowy wysokości garbu zarówno obciążenie układu jak i poślizg zaczęły maleć. Wartość momentu hamującego wzrastała w zależności od występującego poślizgu zgodnie z przyjętą charakterystyką. W czasie 6,8s poślizg przekroczył wartość graniczną określoną dla maksymalnej wartości momentu hamującego i w czasie 6,8-6,9s układ działał z maksymalnym momentem hamującym wynoszącym 0,3 momentu wejściowego.



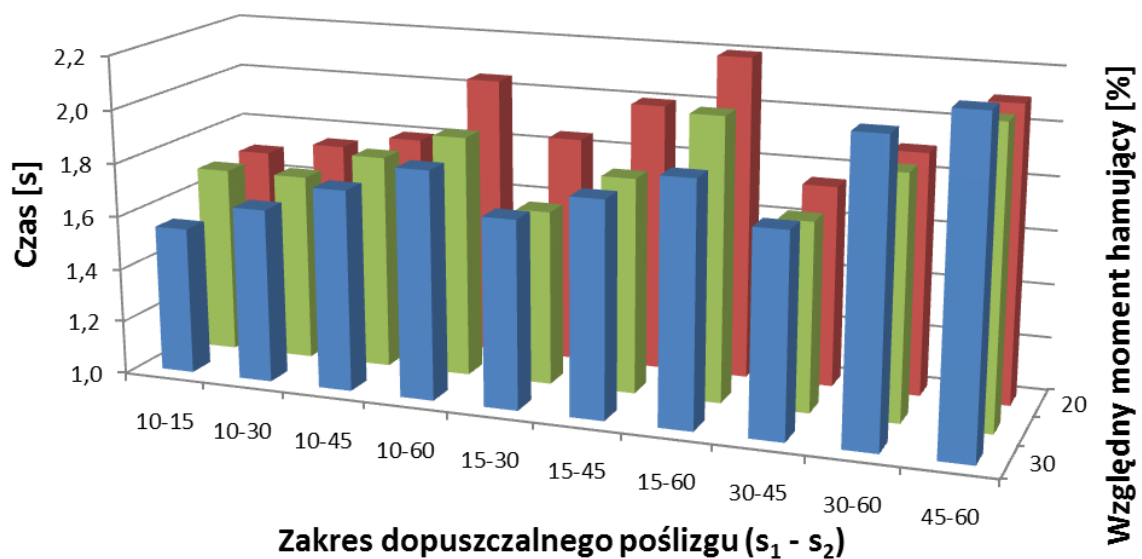
Rys. 9.19. Przebieg momentu hamującego, momentu napędowego wejściowego oraz poślizgu dla koła lewego przedniego, podczas badań symulacyjnych platformy badawczej z pokonywania przeszkody typu garb ,aktywacja układu przy $s_1=0,10$, maksymalny moment hamujący przy $s_2=0,30$ oraz maksymalny moment hamujący o wartości 25% momentu wejściowego

Tabela 9.4. Zestawienie wyników badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania przeszkody typu garb

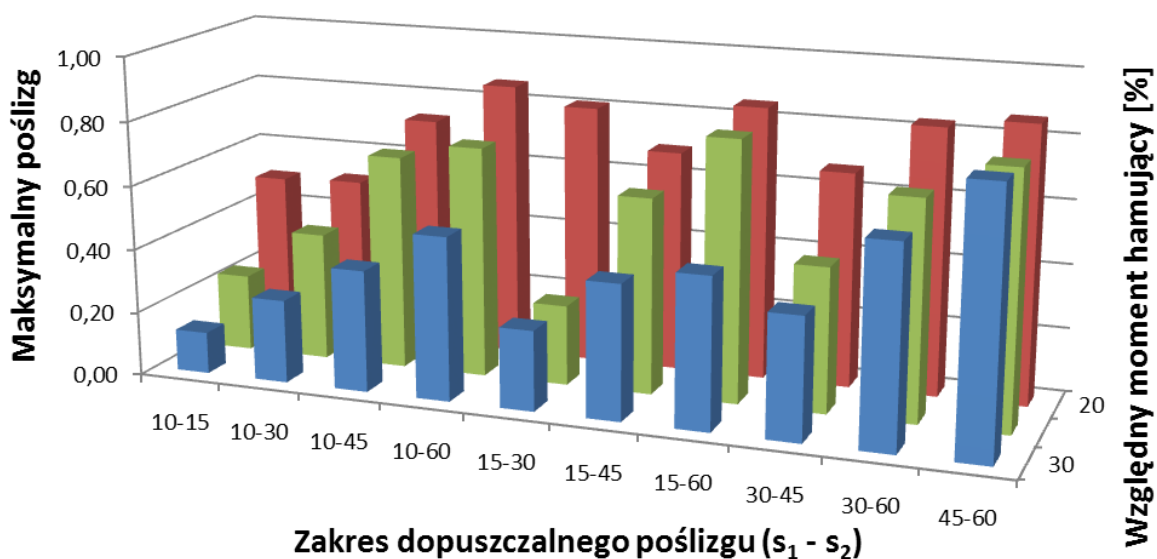
| % momentu wejściowego | s_1 [%] | Moment hamujący [Nm] | Moment wejściowy podczas hamowania [Nm] | s_2 [%] | Czas przejazdu [s] | Maksymalny poślizg [%] | |
|-----------------------|-----------|----------------------|---|-----------|--------------------|------------------------|------|
| 20 | 10 | 135 | 685 | 15 | 1,7 | 0,50 | |
| | | 127 | 655 | 30 | 1,8 | 0,51 | |
| | | 137 | 632 | 45 | 1,8 | 0,73 | |
| | | 160 | 830 | 60 | 2,1 | 0,86 | |
| | 15 | 165 | 830 | 30 | 1,9 | 0,81 | |
| | | 138 | 700 | 45 | 2,0 | 0,69 | |
| | | 132 | 670 | 60 | 2,2 | 0,85 | |
| | 30 | 138 | 690 | 45 | 1,8 | 0,67 | |
| | | 170 | 690 | 60 | 1,9 | 0,83 | |
| | 45 | 150 | 770 | 60 | 2,1 | 0,86 | |
| | 25 | 10 | 160 | 700 | 15 | 1,7 | 0,24 |
| | | | 130 | 670 | 30 | 1,7 | 0,4 |
| 160 | | | 650 | 45 | 1,8 | 0,67 | |
| 140 | | | 620 | 60 | 1,9 | 0,72 | |
| 15 | | 140 | 650 | 30 | 1,7 | 0,25 | |
| | | 140 | 640 | 45 | 1,8 | 0,61 | |
| | | 140 | 670 | 60 | 2,1 | 0,81 | |
| 30 | | 150 | 620 | 45 | 1,7 | 0,45 | |
| | | 165 | 580 | 60 | 1,9 | 0,68 | |
| 45 | | 170 | 690 | 60 | 2,1 | 0,79 | |
| 30 | | 10 | 160 | 690 | 15 | 1,6 | 0,13 |
| | | | 140 | 650 | 30 | 1,7 | 0,26 |
| | 140 | | 640 | 45 | 1,8 | 0,38 | |
| | 140 | | 630 | 60 | 1,9 | 0,51 | |
| | 15 | 170 | 670 | 30 | 1,7 | 0,25 | |
| | | 150 | 640 | 45 | 1,8 | 0,42 | |
| | | 140 | 620 | 60 | 1,9 | 0,47 | |
| | 30 | 140 | 620 | 45 | 1,8 | 0,38 | |
| | | 180 | 590 | 60 | 2,1 | 0,62 | |
| | 45 | 190 | 650 | 60 | 2,2 | 0,81 | |

W przypadku przeszkody typu garb analiza wyników wykazała podobną zależność jak w przypadku przeszkody pochyłej. Zwiększenie progu aktywacji układu s_1 powodowało wydłużenie czasu pokonywania przeszkody. Jednocześnie malała wartość wymaganego momentu hamującego oraz momentu napędowego wejściowego. Wartości najbardziej obciążające układ występowały przy progu aktywacji układu $s_1=0,45$. Najkrótszym czasem przejazdu charakteryzował się model z parametrami $s_1=0,10$ oraz $s_2=0,15$ oraz wartością

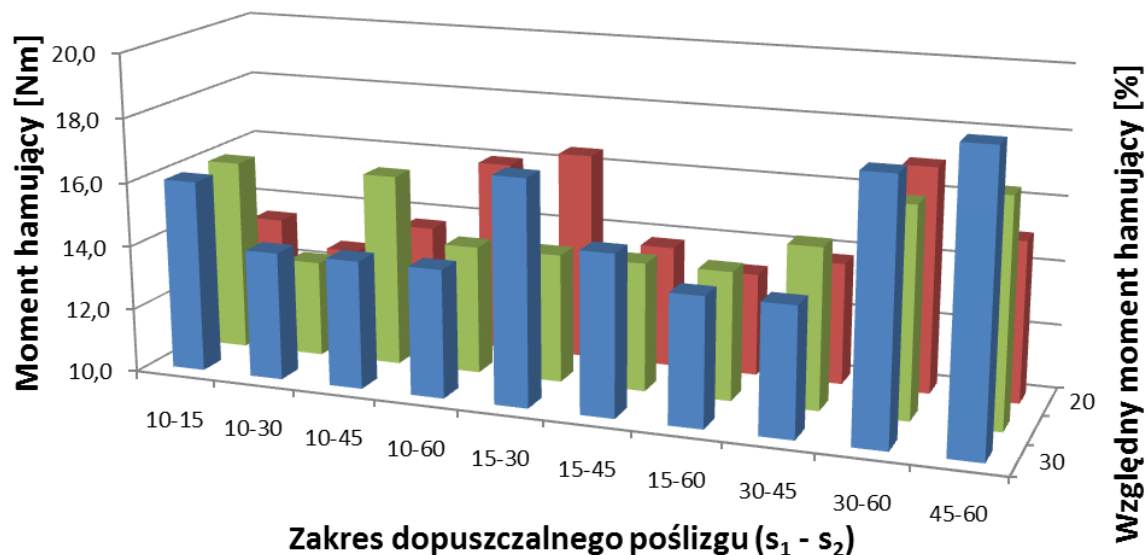
momentu hamującego na poziomie 30% momentu wejściowego. Zmiany poszczególnych wartości parametrów mierzonych w modelu przedstawiono na rysunkach 8.20-8.23.



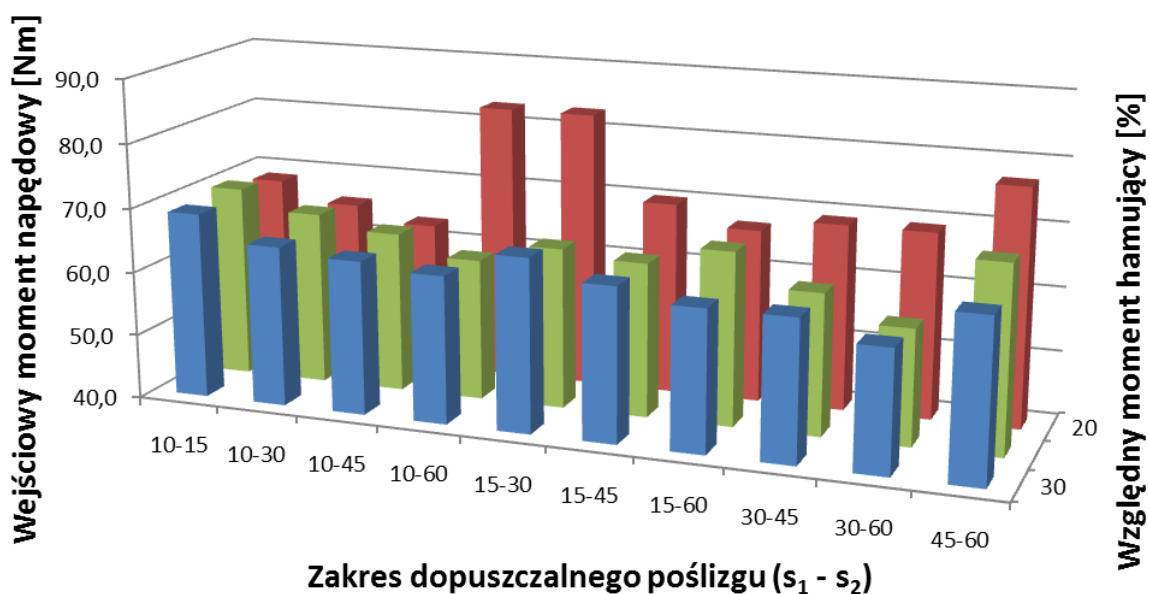
Rys. 9.20. Zmiana czasu przejazdu przez garb w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego



Rys. 9.21. Zmiana wartości maksymalnego poślizgu podczas przejazdu przez garb w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego



Rys. 9.22. Zmiana momentu hamującego podczas przejazdu przez garb w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

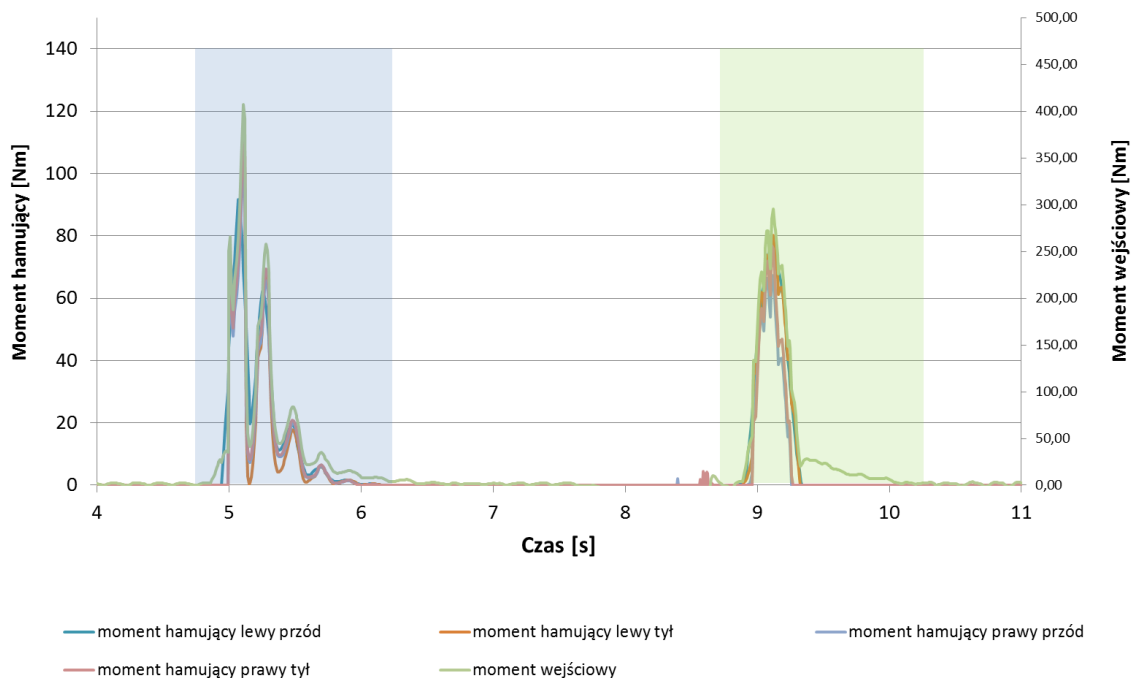


Rys. 9.23. Zmiana wartości momentu wejściowego podczas przejazdu przez garb w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

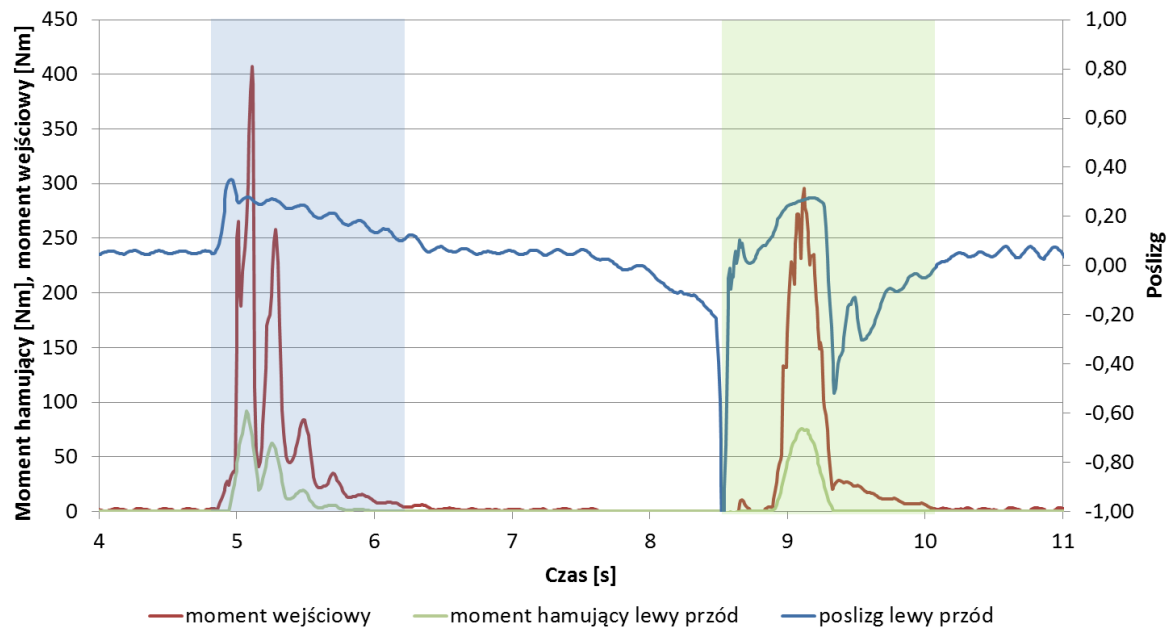
W przypadku badań pokonywania przeszkody typu murek, model platformy pokonywał przeszkodę wszystkimi kołami. Przykład przebiegów momentów hamujących, napędowych oraz poślizgu przedstawiono na rysunku 9.24-26. Obszarem niebieskim zaznaczono przejazd przedniej osi przez przeszkodę a kolorem zielonym przejazd tylnej osi.



Rys. 9.24. Przebieg poślizgu poszczególnych kół podczas badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania przeszkody typu murek przy aktywacji układu przy $s_1=0,10$ oraz $s_2=0,30$ oraz maksymalnym momencie hamującym o wartości 25% momentu wejściowego



Rys. 9.25. Przebieg momentu hamującego poszczególne koła podczas badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania przeszkody typu murek przy aktywacji układu przy $s_1=0,10$, $s_2=0,30$ oraz maksymalnym momencie hamującym o wartości 25% momentu wejściowego



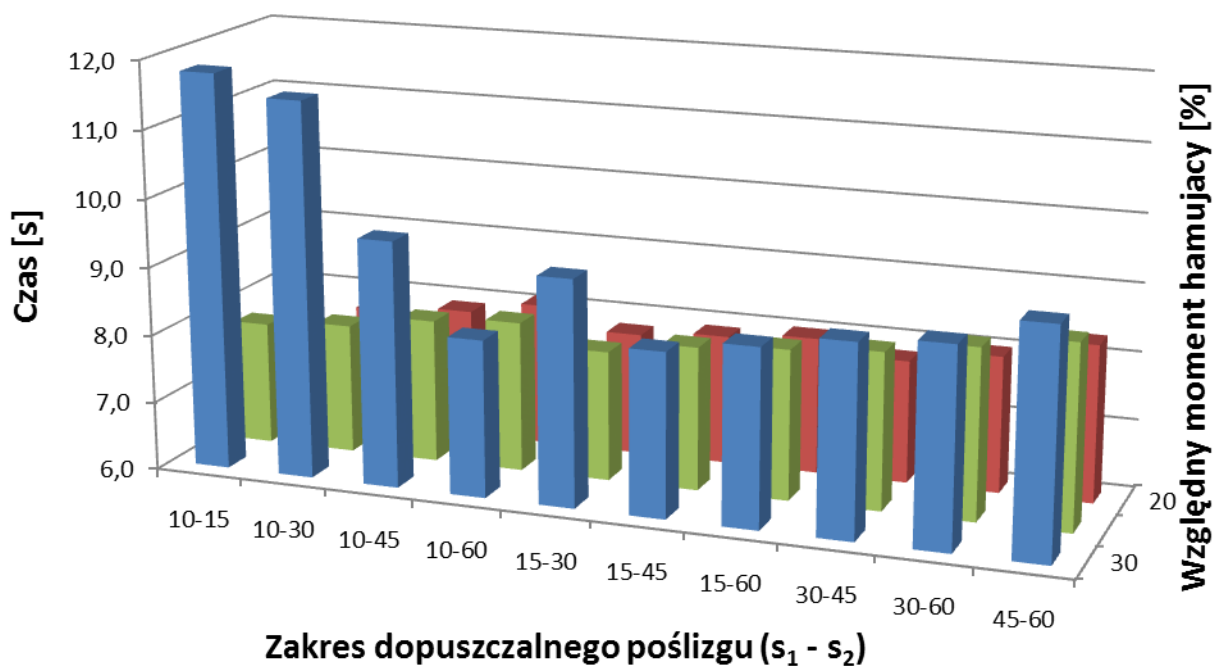
Rys. 9.26. Przebieg momentu hamującego, momentu napędowego wejściowego oraz poślizgu podczas badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania przeszkody typu krawężnik przy aktywacji układu przy $s_1=0,10$, $s_2=0,30$ oraz maksymalnym momencie hamującym o wartości 25% momentu wejściowego dla koła lewego przedniego

Tabela 9.5. Zestawienie wyników badań symulacyjnych platformy badawczej podczas pokonywania przeszkody typu krawężnik

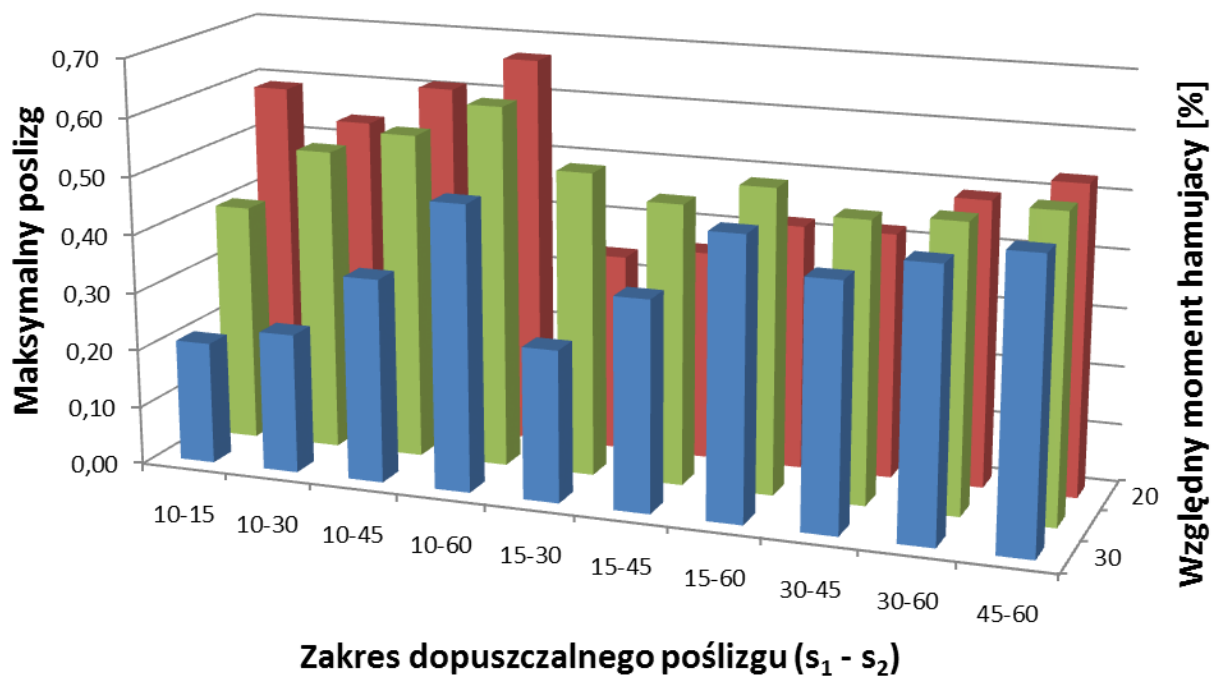
| % momentu wejściowego | s_1 [%] | Moment hamujący [Nm] | Moment wejściowy podczas hamowania [Nm] | s_2 [%] | Czas przejazdu [s] | Maksymalny poślizg [%] | |
|-----------------------|-----------|----------------------|---|-----------|--------------------|------------------------|------|
| 20 | 10 | 83,0 | 430,0 | 15 | 7,9 | 0,59 | |
| | | 87,0 | 440,0 | 30 | 7,8 | 0,54 | |
| | | 56,0 | 320,0 | 45 | 7,9 | 0,61 | |
| | | 38,0 | 280,0 | 60 | 8,1 | 0,67 | |
| | 15 | 51,0 | 310,0 | 30 | 7,8 | 0,34 | |
| | | 47,0 | 290,0 | 45 | 7,9 | 0,36 | |
| | | 42,0 | 240,0 | 60 | 8,0 | 0,42 | |
| | 30 | 43,0 | 290,0 | 45 | 7,8 | 0,42 | |
| | | 39,0 | 274,0 | 60 | 8,0 | 0,49 | |
| | | 46,0 | 240,0 | 60 | 8,3 | 0,53 | |
| | 25 | 10 | 132,0 | 441,0 | 15 | 7,8 | 0,41 |
| | | | 115,0 | 401,0 | 30 | 7,9 | 0,52 |
| 112,0 | | | 384,0 | 45 | 8,1 | 0,56 | |
| 70,0 | | | 290,0 | 60 | 8,2 | 0,62 | |
| 15 | | 98,0 | 334,0 | 30 | 7,9 | 0,52 | |
| | | 81,0 | 281,0 | 45 | 8,1 | 0,48 | |
| | | 76,0 | 266,0 | 60 | 8,2 | 0,52 | |
| 30 | | 115,0 | 395,0 | 45 | 8,3 | 0,48 | |
| | | 76,0 | 268,0 | 60 | 8,5 | 0,49 | |
| | | 46,0 | 221,0 | 60 | 8,7 | 0,52 | |
| 30 | | 10 | 138,0 | 456,0 | 15 | 11,8 | 0,21 |
| | | | 131,0 | 452,0 | 30 | 11,5 | 0,24 |
| | 115,0 | | 392,0 | 45 | 9,6 | 0,35 | |
| | 93,0 | | 311,0 | 60 | 8,3 | 0,49 | |
| | 15 | 126,0 | 430,0 | 30 | 9,3 | 0,26 | |
| | | 86,0 | 330,0 | 45 | 8,4 | 0,36 | |
| | | 79,0 | 318,0 | 60 | 8,6 | 0,48 | |
| | 30 | 76,0 | 283,0 | 45 | 8,8 | 0,42 | |
| | | 87,0 | 275,0 | 60 | 8,9 | 0,46 | |
| | | 42,0 | 237,0 | 60 | 9,3 | 0,49 | |

Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że największy poślizg występuje na kołach osi tylnej. Zarówno podczas przejazdu przez przeszkodę osi przedniej jak i tylnej. Od około 7,5s do 8,5s następuje zjazd przedniej osi z przeszkody. Z tego względu poślizg przyjmuje wartości ujemne. Jednocześnie układ został tak konfigurowany aby w takiej sytuacji nie aktywować układu hamującego koła. W przypadku pokonywania przeszkody

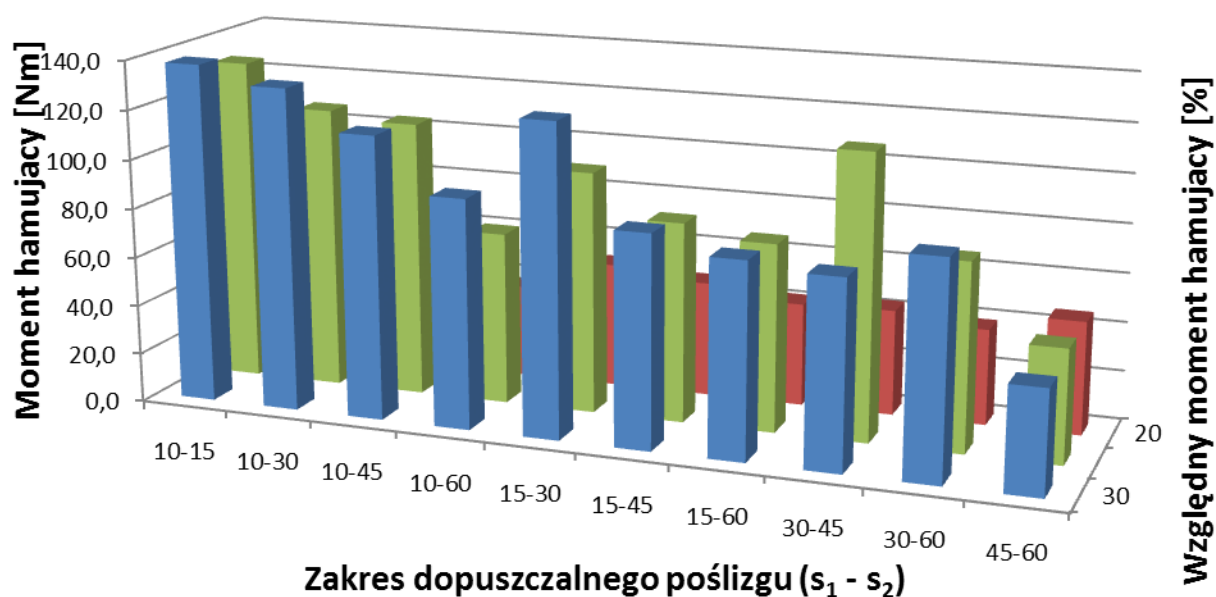
przednią osią największy moment hamujący występował na kołach osi tylnej. W przypadku pokonywania przeszkody przez koła osi tylnej układ antypoślizgowy hamował koła osi przedniej. Takie zachowanie było spowodowane występowaniem kształtowej współpracy modelu koła z krawędzią krawężnika. Powodowało to możliwość wygenerowanie większych momentów napędowych niż w przypadku kontaktu koła z płaskim podłożem w oparciu o współczynnik przyczepności. Chwilowe pojawianie się dużych wartości momentu hamującego na kołach osi przedniej lub tylnej spowodowane jest dynamiką pracy modelu oraz miejscową utratą kontaktu koła z podłożem. Zmiany poszczególnych wartości parametrów mierzonych w modelu przedstawiono na rysunkach 9.27-9.30.



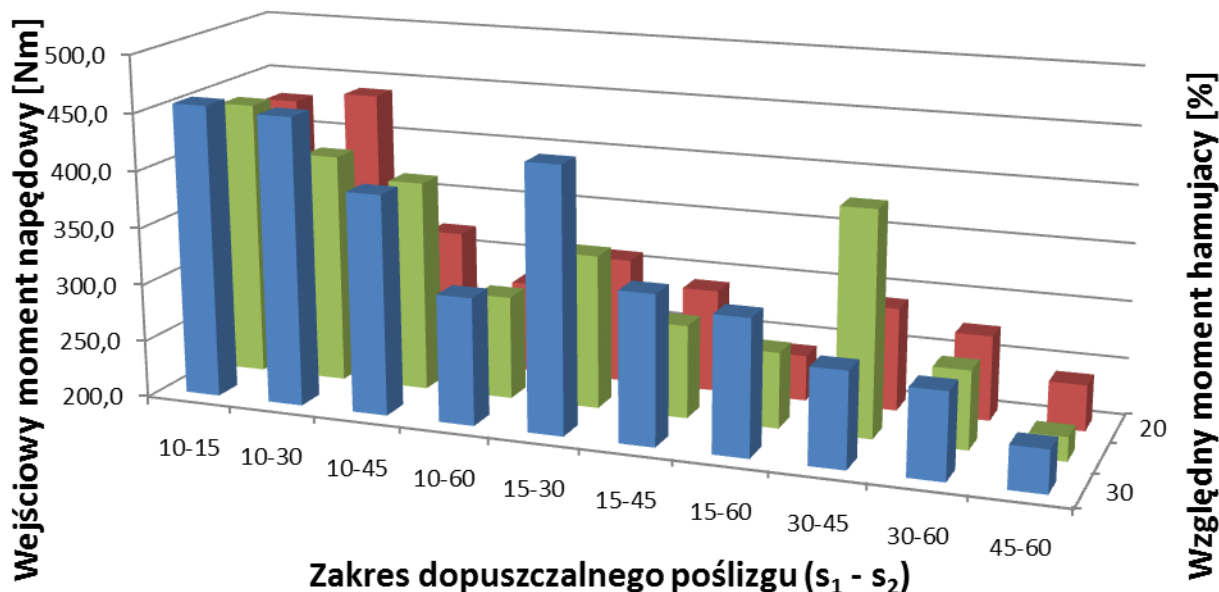
Rys. 9.27. Zmiana czasu przejazdu przez murek w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego



Rys. 9.28. Zmiana wartości maksymalnego poślizgu podczas przejazdu przez murek w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

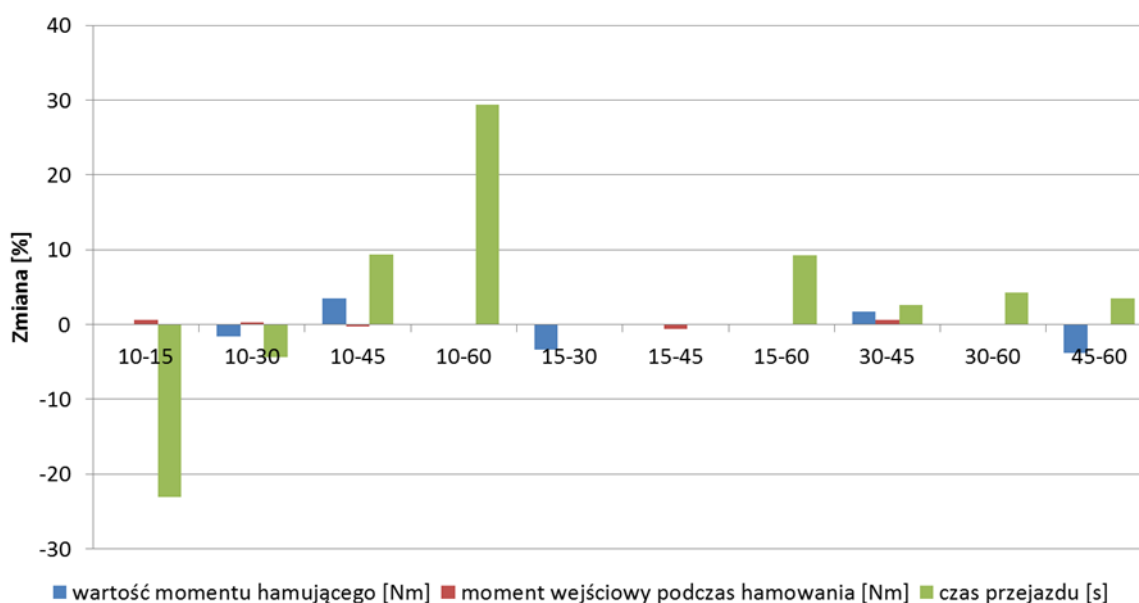


Rys. 9.29. Zmiana momentu hamującego podczas przejazdu przez murek w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

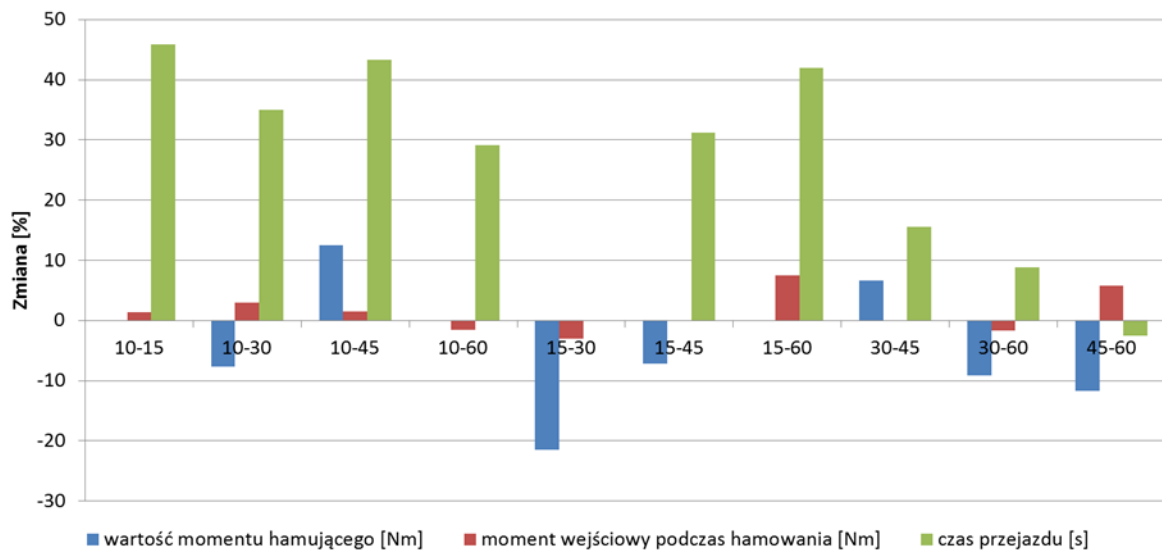


Rys. 9.30. Zmiana wartości momentu wejściowego podczas przejazdu przez murek w zależności od zakresu dopuszczalnego poślizgu oraz wartości momentu hamującego

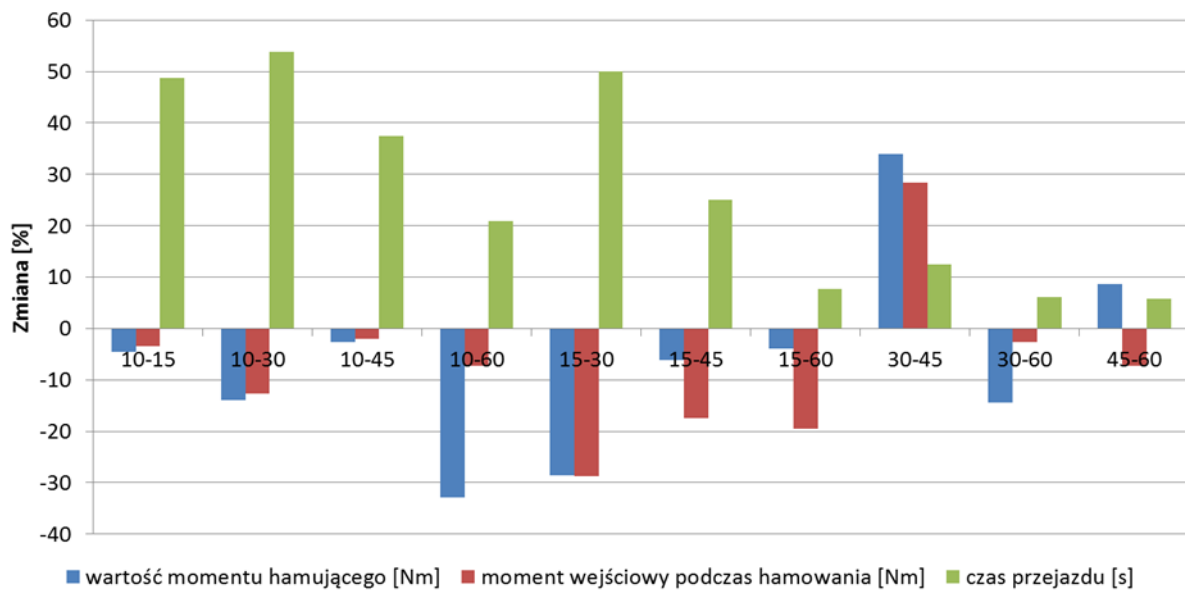
Podczas badań określono różnice w poprawie mobilności pomiędzy zastosowaniem układu w konfiguracji 2 z maksymalnym momentem hamującym wynoszącym 25 oraz 30 % momentu wejściowego. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunkach 9.31-33. Przedstawiono na nich procentową różnicę pomiędzy otrzymanymi wynikami. Wartości dodatnie świadczą o przewadze układu z maksymalnym momentem hamującym równym 30% momentu wejściowego a wartości ujemne z maksymalnym momentem hamującym równym 25%.



Rys. 9.31. Zmiana momentu hamującego, wejściowego momentu napędowego oraz poślizgu podczas pokonywania przeszkody typu wzniesienie



Rys. 9.32. Zmiana momentu hamującego, wejściowego momentu napędowego oraz poślizgu podczas pokonywania przeszkody typu garb



Rys. 9.33. Zmiana momentu hamującego, wejściowego momentu napędowego oraz poślizgu podczas pokonywania przeszkody typu murek

Do każdego typu przeszkody określono średnią wartość zmian danych parametrów. Otrzymane wyniki wykazały, że we wszystkich przebadanych typach przeszkód zmiana parametrów wartości momentu hamującego oraz wejściowego momentu napędowego nie

zmieniały się w sposób istotny pomiędzy poszczególnymi maksymalnymi momentami napędowymi. Wartości średnie zmian wyniosły odpowiednio:

- zmiana wartości momentu hamującego:
 - wzniesienie -0,3%,
 - garb 3,8% ,
 - murek -6,6%,
- zmiana wartości wejściowego momentu napędowego:
 - wzniesienie -0,5%,
 - garb 1,2% ,
 - murek -7,6%.

Stwierdzono, że są to zmiany małe i nie wskazują jednoznacznie na to, że zwiększenie maksymalnego momentu hamującego do wartości 30% momentu wejściowego przynosi znaczący wzrost mobilności.

W przypadku analizy wpływu maksymalnego momentu hamującego na czas przejazdu różnice przyjmowały wartości większe. Wartości średnie zmian czasu wyniosły odpowiednio:

- wzniesienie 3,1%,
- garb 24,8% ,
- murek 24,4%.

Wartości te uznano za wystarczające aby uznać, że zwiększenie maksymalnego momentu hamującego do 30% wartości momentu wejściowego znacząco poprawia czas pokonywania wytypowanych przeszkód.

9.6. Wnioski z badań symulacyjnych układu antypoślizgowego

Przeprowadzone badania modelu lekkiej kołowej platformy lądowej wykazały znaczący wzrost mobilności modelu platformy wyposażonej w układ antypoślizgowy w stosunku do modelu bez takiego układu. Badania wykazały że model platformy bez układu antypoślizgowego nie był w stanie pokonać wytypowanych przeszkód natomiast zastosowanie układu antypoślizgowego umożliwiło ich pokonanie.

W pierwszych analizach gdzie model był wyposażony w układ ze stałą wartością momentu hamującego oraz krótkim czasem jego narastania (konfiguracja 1), zauważono impulsowy charakter pracy układu antypoślizgowy oraz brak płynności prędkości obrotowych poszczególnych kół modelu platformy. Stwierdzono, że układ ten nie działa w sposób prawidłowy i rozbudowano go o dodatkowe elementy – uzyskując układ w konfiguracji 2.

Zastosowanie układu antypoślizgowego w którym wartość momentu hamującego była zależna od wielkości poślizgu oraz obciążenia (konfiguracja 2), spowodowało wzrost zdolności pokonywania przeszkód z zachowaniem płynności ruchu poszczególnych kół. Przebadane zmiany parametrów układu antypoślizgowego wykazały zależność pomiędzy progiem aktywacji układu antypoślizgowego i przedziałem narastania momentu hamującego, a wymaganą wartością momentu hamującego.

Wykonane analizy wyników podczas których nastąpiło pokonanie przeszkody wykazały, że zwiększenie zakresu narastania momentu hamującego – zakres $s_1 \div s_2$ - powoduje spadek wymaganego momentu hamującego dla poszczególnych kół. Efektem wydłużenia zakresu jest wzrost występującego poślizgu oraz wydłużenie czasu przejazdu przez przeszkodę. Wraz ze zmniejszaniem wartości progu aktywacji układu (s_1) następowała szybsza aktywacja układu co powodowało występowanie większych momentów hamujących na poszczególnych kołach oraz wzrost wejściowego momentu napędowego. W tych przypadkach czas przejazdu ulegał skróceniu. Jednocześnie przy zbyt małej wartości poślizgu aktywującego układ następowała jego aktywacja podczas przemieszczania po odcinku dojazdowym bez pokonywania przeszkód.

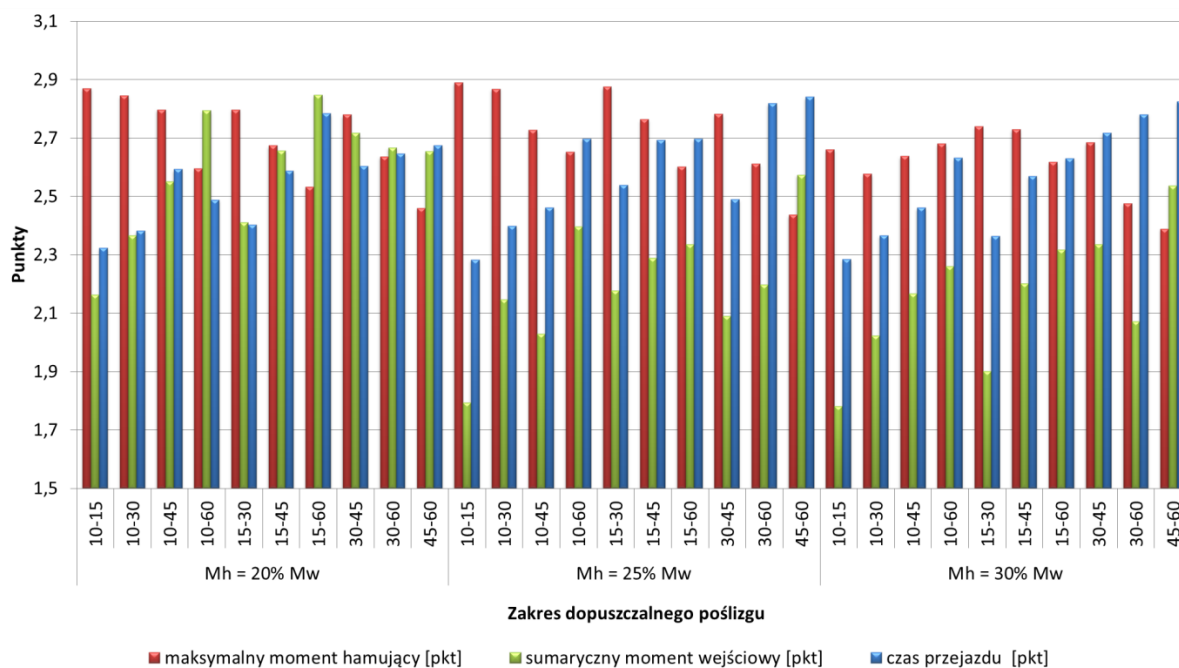
Analizując kryteria oceny rozpatrzono trzy przypadki - kryterium:

- czasu pokonania przeszkody,
- maksymalnego momentu hamującego na poszczególnych kołach,
- wartości wejściowego momentu napędowego.

W celu określenia parametrów modelu, które najlepiej spełniają określone kryteria stworzono system punktowy w którym uwzględniono osiągnięcie wartości najmniejszych (pożądanych) za co model z danymi parametrami otrzymywał 1pkt oraz za osiągnięcie wartości większych (niepożądanych) za co otrzymywał proporcjonalnie mniej punktów. Maksymalna ocena jaką mogło uzyskać badanie za spełnienie jednego kryteria to 3pkt. Ocenę cząstkową obliczona zgodnie z zależnością:

$$\text{ocena cząstkowa} = \frac{\text{wynik uzyskany podczas badań}}{\text{najlepszy wynik w serii}} [\text{pkt}] \quad (9.4)$$

Oceny cząstkowe poszczególnych badań przedstawiono rysunku 9.35.

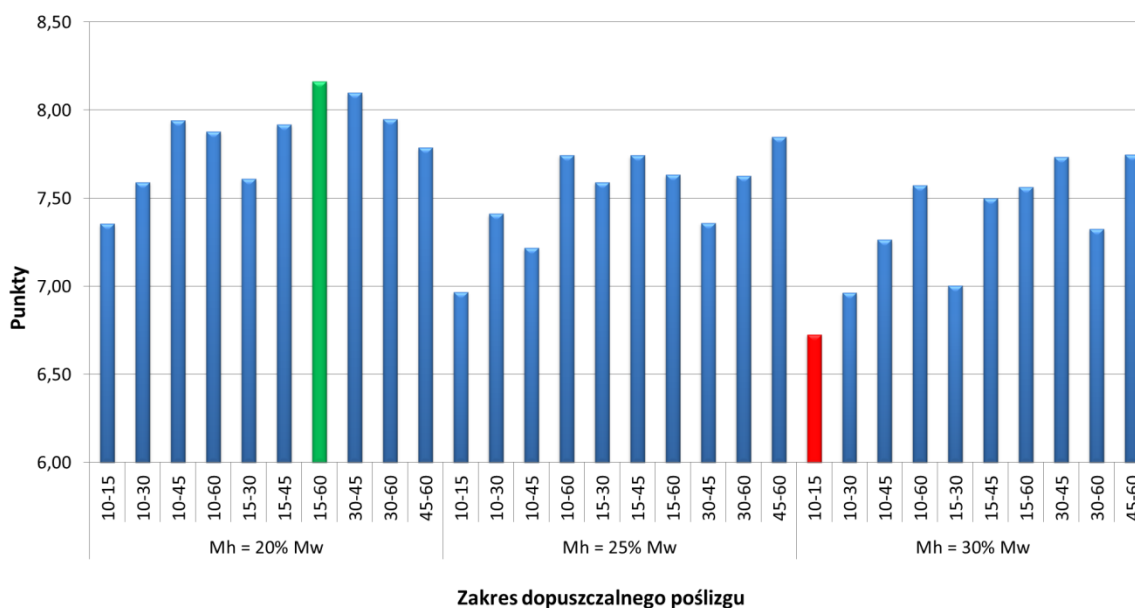


Rys. 9.35. Wyniki cząstkowe poszczególnych badań

Następnie określono sumaryczną ocenę uwzględniającą wszystkie kryteria – sumarycznie max 9pkt. Ocenę końcową stanowiła suma punktów uzyskana jako oceny cząstkowe

$$\text{ocena końcowa} = \sum \text{ocen cząstkowych [pkt]} \quad (9.5)$$

Ostateczne wyniki punktacji końcowej przedstawiono na rysunku 9.36.



Rys. 9.36. Wyniki końcowe poszczególnych badań

Otrzymane wyniki punktacji przedstawiono w tabeli 9.6.

Tabela. 9.6. Łączna punktacja poszczególnych badań symulacyjnych zgodnie z przyjętymi kryteriami oceny

| % momentu wejściowego | s ₁ [%] | s ₂ [%] | Czas przejazdu [pkt] | Moment hamujący [pkt] | Sumaryczny moment wejściowy [pkt] | Suma [pkt] | |
|-----------------------|--------------------|--------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------------------|-------------|------|
| 20 | 10 | 15 | 2,87 | 2,16 | 2,32 | 7,36 | |
| | | 30 | 2,84 | 2,37 | 2,38 | 7,59 | |
| | | 45 | 2,80 | 2,55 | 2,59 | 7,94 | |
| | | 60 | 2,60 | 2,79 | 2,49 | 7,88 | |
| | 15 | 30 | 2,80 | 2,41 | 2,40 | 7,61 | |
| | | 45 | 2,67 | 2,66 | 2,59 | 7,92 | |
| | | 60 | 2,53 | 2,85 | 2,78 | 8,16 | |
| | 30 | 45 | 2,78 | 2,72 | 2,60 | 8,10 | |
| | | 60 | 2,64 | 2,67 | 2,65 | 7,95 | |
| | | 45 | 60 | 2,46 | 2,65 | 2,67 | 7,79 |
| | | | 15 | 2,89 | 1,79 | 2,28 | 6,97 |
| | 25 | 10 | 30 | 2,87 | 2,15 | 2,40 | 7,41 |
| 45 | | | 2,73 | 2,03 | 2,46 | 7,22 | |
| 60 | | | 2,65 | 2,40 | 2,70 | 7,75 | |
| 30 | | | 2,88 | 2,18 | 2,54 | 7,59 | |
| 15 | | 45 | 2,76 | 2,29 | 2,69 | 7,74 | |
| | | 60 | 2,60 | 2,34 | 2,70 | 7,63 | |
| | | 45 | 2,78 | 2,09 | 2,49 | 7,36 | |
| 30 | | 60 | 2,61 | 2,20 | 2,82 | 7,63 | |
| | | 60 | 2,44 | 2,57 | 2,84 | 7,85 | |
| 30 | | 10 | 15 | 2,66 | 1,78 | 2,28 | 6,73 |
| | | | 30 | 2,58 | 2,02 | 2,37 | 6,97 |
| | | | 45 | 2,64 | 2,17 | 2,46 | 7,26 |
| | 60 | | 2,68 | 2,26 | 2,63 | 7,57 | |
| | 15 | 30 | 2,74 | 1,90 | 2,36 | 7,01 | |
| | | 45 | 2,73 | 2,20 | 2,57 | 7,50 | |
| | | 60 | 2,62 | 2,32 | 2,63 | 7,56 | |
| | 30 | 45 | 2,68 | 2,34 | 2,72 | 7,74 | |
| | | 60 | 2,48 | 2,07 | 2,78 | 7,33 | |
| | | 45 | 60 | 2,39 | 2,54 | 2,82 | 7,75 |

Analizując otrzymane wyniki pod kątem kryterium czasu stwierdzono, że modelem cechującym się najkrótszymi czasami przejazdu przez wytypowane przeszkody jest model o parametrach s₁=10, s₂=15 oraz maksymalnym momencie hamującym równym 25%

momentu wejściowego. Pomimo wcześniejszych analiz wykazujących znaczne różnice na korzyść modelu o maksymalnym momencie hamującym równym 30% ocena ostateczna wykazała, że różnice nie są aż tak znaczące w ujęciu całkowitym. Przewaga punktowa modelu z parametrami o najwyższej punktacji do tego o najniższej to około 17%. Analizując otrzymane wyniki można również zauważyć, że modele o małym progu aktywacji układu (s_1) oraz małym progu osiągnięcia maksymalnej wartości momentu hamującego (s_2) cechowały się krótszymi czasami przejazdu.

Analizując kryterium maksymalnego momentu hamującego na kole o nadmiernym poślizgu modelem o największej liczbie punktów jest model o parametrach $s_1=15$, $s_2=60$ oraz maksymalnym momencie hamującym równym 20% momentu wejściowego. Przewaga punktowa modelu z parametrami o najwyższej punktacji do tego o najniższej to około 38%.

Kryterium wejściowego momentu napędowego wykazało, że modelem o największej liczbie punktów jest model parametrach $s_1=45$, $s_2=60$ oraz maksymalnym momencie hamującym równym 25% momentu wejściowego. Przewaga punktowa modelu z parametrami o najwyższej punktacji do tego o najniższej to około 19%.

Sumarycznie wśród wykonanych badań symulacyjnych największą liczbę punktów uzyskał model o parametrach $s_1=15$, $s_2=60$ oraz maksymalnym momencie hamującym równym 20% momentu wejściowego uzyskując łącznie 8,16/9pkt. W stosunku do najslabszego wyniku ($s_1=10$, $s_2=15$ oraz maksymalnym momencie hamującym równym 30% momentu wejściowego) jest to różnica około 18%. Można więc stwierdzić, że jest to 18% wzrost mobilności lekkiej kołowej platformy wysokiej mobilności.

Wykonane analizy wykazały, że niezasadne jest zwiększanie maksymalnego momentu hamującego powyżej 25% momentu wejściowego, co wiązałoby się z koniecznością stosowania bardziej zaawansowanych układów do kontroli prędkości obrotowych poszczególnych kół niż układy hamulcowe.

Podczas badań nie badano wpływu działania układu antypoślizgowego na zachowanie kierunku jazdy. Przyjęto, że po pokonaniu przeszkody operator będzie musiał wykonać korektę kierunku przemieszczania się.

10. Podsumowanie i wnioski końcowe

Platformy lądowe z napędem hydrostatycznym są coraz częściej spotykanymi platformami w zastosowaniach zarówno cywilnych jak i militarnych. Szczególną grupą platform są konstrukcje lekkie o niewielkich rozmiarach. Stosowane w nich układy jezdne zapewniają zdolność przemieszczania się w zróżnicowanych warunkach terenowych. Jednym z ważniejszych parametrów wpływających na rozwijanie sił napędowych jest poślizg koło/podłoże. Obecnie w dostępnych konstrukcjach stosuje się rozwiązania bazujące na kontroli poślizgu poszczególnych kół poprzez zastosowanie mechanizmów różnicowych o zwiększonym tarciu wewnętrznym lub układów elektronicznych współpracujących z np. układem hamulcowym. Układy te są z powodzeniem stosowane w samochodach terenowych, wozidłach lub ciągnikach rolniczych.

Specyfika Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platform Lądowych – ich masa, prędkości przemieszczania się oraz przeszkody jakie muszą pokonywać są skrajnie różne od np. pojazdów terenowych lub ciągników rolniczych. Powoduje to, że dostępne układy kontroli poślizgu nie nadają się do zastosowania bezpośrednio w LKBPL z hydrostatycznym układem napędowym.

Pozwoliło to na postawienie celu pracy jakim było stworzenie i przebadanie układu kontroli poślizgu w Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platformach Lądowych wysokiej mobilności z hydrostatycznym układem napędowym jazdy.

W celu realizacji postawionego zadania stworzono szereg modeli symulacyjnych LKBPL. Następnie przeprowadzono badania symulacyjne pokonywania wytypowanych przeszkód przez model LKBPL niewyposażony oraz wyposażony w układ antypoślizgowy (rozdział 6). Wykonane analizy wykazały, że istnieje możliwość znacznego zwiększenia mobilności przez LKBPL z hydrostatycznym układem napędowym poprzez kształtowanie poślizgu pomiędzy kołem a podłożem.

W celu dokładnego poznania zjawiska zbudowano obiekt badawczy (rozdział 7). Konieczność budowy obiektu badawczego wynikała z tego, że brak jest LKBPL które cechują się parametrami takimi jak: mała masa, przegubowym układem skrętu, wysoka zwrotność oraz hydrostatyczny układ napędowy w konfiguracji równoległej. Pozwolił on na przeprowadzenie badań (rozdział 8) pokonywania wytypowanych przeszkód a następnie na walidację modelu symulacyjnego lekkiej, kołowej platformy lądowej z hydrostatycznym układem napędowym. Przeprowadzone badania pozwoliły na stworzenie modelu, który w sposób wiarygodny odzwierciedla zachowanie się układu jazdy podczas pokonywania

przeszkód. W modelu zastosowano podatny model koła umożliwiający odwzorowanie charakterystyki poślizgu opona – podłoże jak i kształtowej współpracy z przeszkodami.

Stworzony model rozbudowano o układ antypoślizgowy w którym można było regulować moment aktywacji oraz wartości momentów hamujących poszczególne koła platformy.

Przeprowadzone badania (rozdział 9) wykazały, że zastosowanie układu antypoślizgowego pozwalającego kontrolować poślizg koła – podłoże, w znaczący sposób poprawia mobilności i zdolność pokonywania przeszkód przez Lekkie Kołowe Bezzałogowe Platformy Lądowe z hydrostatycznym układem napędowym. Podczas badań symulacyjnych modelu bez układu antypoślizgowego żadna z przeszkód nie została pokonana. Zastosowanie układu antypoślizgowego spowodowało powstanie zdolności pokonywania przeszkód. Model był w stanie przemieszczać się po wszystkich wytypowanych przeszkodach.

W przeprowadzonych badaniach przyjęto model nieodkształcalnego podłoża. Oznacza to, że układ działa prawidłowo podczas przemieszczania się po gruntach nieodkształcalnych charakterystycznych dla stref zurbanizowanych. Przewidywane jest przeprowadzenie dalszych badań mających na celu ocenę przydatności i możliwości wykorzystania układu antypoślizgowego w przypadku przemieszczania się po gruntach odkształcalnych.

Przeprowadzone badania jednoznacznie wykazały, że zastosowanie istotny wpływ układu kontroli poślizgu na mobilność - rozumianą jako zdolność do przemieszczania się w terenach o małej przyczepności oraz pokonywania przeszkód terenowych - Lekkich Kołowych Bezzałogowych Platform Lądowych z hydrostatycznym układem napędowym jazdy czym z powodzeniem osiągnięto postawiony cel pracy.

Praca potwierdza wysoką skuteczność zastosowania układu antypoślizgowego opartego o układ hamulcowy do kontroli poślizgu w LKBPL z hydrostatycznym układem napędowym w znaczącym stopniu zwiększyły ich mobilność. napędu jazdy.

Opracowany system oceny wykazał że najlepszym modelem wśród rozpatrywanych jest model z konfiguracją 2 układu antypoślizgowego gdzie poślizg minimalny $s_1=15\%$, wartość graniczna poślizgu $s_2=60\%$ oraz maksymalny moment hamujący równy 20% generowanego wejściowego momentu napędowego – ocena wyższa o 20% od najniższej oceny.

Opracowany system oceny wykazał że najniżej ocenianym modelem wśród rozpatrywanych jest układ z konfiguracją 2 gdzie poślizg minimalny $s_1=10\%$, wartość graniczna poślizgu $s_2=30\%$ oraz maksymalny moment hamujący równy 30% generowanego wejściowego momentu napędowego

Układ antypoślizgowy w konfiguracji 1 powodował impulsowe powstawanie momentu hamującego co powodowało skokowe zmiany prędkości przemieszczania się modelu platformy.

Jako dalsze kierunki rozwoju wskazane jest zbudowanie rzeczywistego układu antypoślizgowego i przeprowadzenie badań walidacyjnych – do czego został przystosowany obiekt rzeczywisty poprzez zaprojektowanie układu hamulcowego oraz przeprowadzenie badań przy różnych typach przeszkód oraz różnym rodzaju ogumienia.

11. Literatura

- [1] Aksjonov A., Vodovozov V., Augsburg K., Petlenkov E.: *Design of Regenerative Anti-Lock Braking System Controller for 4 In-Wheel-Motor Drive Electric Vehicle with Road Surface Estimation*. International Journal of Automotive Technology. South Korea 2018
- [2] Andreev A., Kabanau V., Vantsevich V.: *Driveline Systems of Ground Vehicles: Theory and Design*. CRC Press 2010
- [3] Andrzejewski R.: *Dynamika pneumatycznego koła jezdneho*. WNT. Warszawa 2010
- [4] Arnaud J., Miede P.: *Truck tyre rolling resistance under dynamic vertical load*. University of Nottingham, Nottingham 2004
- [5] Barnett S.: *Development of a tow capacity test device for small unmanned vehicles*. Master Thesis, Blacksburg Virginia. December 2005.
- [6] Bartnicki A., Łopatka M., Muszyński T., Jaskółowski M., *The Researches of Stability Evaluation Articulated Loader while Working on Slopes*. Intelligent Technologies in Logistics and Mechatronics Systems ITELMS 2013. Panevezys. Lithuania 2013
- [7] Bartnicki A., Muszyński T.: *Koncepcja hydrostatycznego układu napędowego dla bezzałogowej platformy lądowej o skręcie burtowym*. Napędy i sterowanie nr 6. 2012
- [8] Bartnicki A., Muszyński T., Sprawka P.: *Hydrostatyczny Układ Napędowy Trójosiowej Platformy Wysokiej Mobilności o Skręcie Burtowym*. VII Konferencja naukowo-techniczna, LogiTrans 2010, Szczyrk 2010
- [9] Bellegarda G., Byl K.: *Trajectory Optimization for a Wheel-Legged System for Dynamic Maneuvers that Allow for Wheel Slip*. 2019 IEEE 58th Conference on Decision and Control. Francja 2019
- [10] Blajer W.: *A geometric unification of constrained system dynamics*. Kluwer Academic Publisher. Dordrecht 1997
- [11] Bosch Rexroth, Axial Piston Fixed Motor, materiały informacyjne 2018
- [12] Chawiński D., Czech P., Gustof P., Turoń K., Kołdys K., Ziola A.: *Droga Hamowania Wybranych Samochodów Osobowych cz. I*. Logistyka 2017
- [13] Cieślowski B., Długosz A., Knaga J.: *Analiza przydatności sygnały w układzie kontroli poślizgu kół ciągnika rolniczego*. Inżynieria Rolnicza, 2008,
- [14] Cieślowski B., Długosz A.: *Koncepcja systemu elektronicznej kontroli poślizgu granicznego kół ciągnika rolniczego*. Inżynieria Rolnicza. 2008
- [15] Dąbrowska A., Jaskółowski M., Konopka S., Przybysz M., Stability research of lightweight six-wheeled ground vehicles, INTELLIGENT TECHNOLOGIES IN LOGISTICS AND MECHATRONICS SYSTEMS - ITELMS'2015, Panevezys, LITHUANIA 2015
- [16] Dąbrowska A., Jaskółowski M., Konopka S., Przybysz M.: *Stability research of lightweight six-wheeled ground vehicles*. Intelligent Technologies in Logistics and Mechatronics Systems ITELMS 2015. Panevezys, LITHUANIA 2015
- [17] Dąbrowska A., Jaskółowski M., Krogul P., Spadło K.: *Ocena mobilności lekkiej przegubowej czterokołowej bezzałogowej platformy lądowej*. Logistyka 3/2015, Poznań 2015
- [18] Dąbrowska A., Jaskółowski M., Przybysz M., Rubiec A.: *Niezgodność kinematyczna hydrostatycznego układu napędowego podwozia bazowego bezzałogowej platformy ratowniczej*. Logistyka 2014
- [19] Dąbrowska A., Konopka S., Przybysz M., Rubiec A.: *Ability to negotiate terrain obstacles by lightweight six-wheeled unmanned ground vehicles*. ITELMS'2015, Litwa 2015
- [20] Dąbrowska A., Muszyński T., Przybysz M., Rubiec A.: *Zdolność pokonywania przeszkód terenowych przez lekkie sześciokołowe bezzałogowe platformy lądowe*.

Logistyka 3/2015. Poznań 2015

- [21] Dąbrowska A., Przybysz M., Rubiec A., Spadło K.: *Hydropneumatic suspension efficiency in terms of the teleoperated unmanned ground vehicle tests*. ITELMS'2015. Litwa 2015
- [22] Doito F., Guerreiro M., Cordeiro .: *Anti-slip wheel controller drive for ev using speed and torque observers*. Proceedings of the 18th International Conference on Electrical Machines. pp. 1–5. 2008.
- [23] Drabik M.: *Układ Bezpieczeństwa Współczesnego Samochodu*. Prace Naukowe Akademii im. Jana Długosza w Częstochowie. Częstochowa 2011
- [24] Dudziński P.: *Theorie der Lenksysteme für industrielle Radfahrzeuge*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2004
- [25] Dwyer M.J., Okello, J.A., Scarlett A.J.: *A theoretical and experimental investigation of rubber tracks for agriculture*. Journal of Terramechanics. Vol. 30, 1993
- [26] Dychto R., Szosland A.: *Algorytm działania elektronicznego urządzenia stabilizacji toru jazdy*. Archiwum motoryzacji 2008
- [27] Ebrahimi S., Mardani A.: *Expanding scissor-based UGV for large obstacles climbing*. Taylor & Francis INC. Philadelphia 2019
- [28] Fuse H., Fujimoto H.: *Fundamental Study on Driving Force Control Method for Independent-Four-Wheel-Drive Electric Vehicle Considering Tire Slip Angle*. IECON 2018 – 44th Annual Conference of the IEEE Industrial Society. Washington 2018
- [29] Giesbers J.: *Contact mechanism in MSC Adams*. Bachelor Thesis. Faculty of Engineering Technology. University of Twente. Enschede 2012
- [30] Hajduk J.: *Zarys pomiarów maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1973
- [31] Hiroyuki F., Hiroshi F.: *Driving Force Controller with Variable Slip Ratio Limiter for Electric Vehicle Considering Lateral Slip Based on Brush Model*. Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC) 2019 IEEE, Vietnam 2019
- [32] Hyun D., Yang H., Park H.: *Differential optical navigation sensor for mobile robots*. Elsevier Science SA. Switzerland 2009
- [33] Jackowski J.: *Rozpoznawanie ruchu pojazdów na podstawie analizy drgań podłoża*. WAT. Warszawa 2009
- [34] Jaskółowski M., Krogul P., Łopatka M. J., Muszyński T., Przybysz M.: *Simulation research on terrain mobility of wheeled UGV for dismounted operation support*. Proceedings of 13th European Conference of the International Society for Terrain Vehicle Systems. Rome 2015
- [35] Jędrzykiewicz Z., Pluta J., Stojek J.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne*. Akademia Górniczo Hutnicza. Kraków 2004
- [36] Juranek M., Tomcik P., Kulhanek J.: *The Anti Slip Control System on Electric Car Independent Axle*, 2017 18th International Carpathian Control Conference (ICCC). Sinaia. Romania 2017
- [37] Kim B. S., Chi C. H., Lee T. K.: *A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire*. Applied Acoustic 68. Elsevier 2007
- [38] Konopka S. i inni.: *Kształtowanie struktur bezzalagowych Platform lądowych i robotów inżynierskich wysokiej mobilności*. Wojskowa Akademia Techniczna. Warszawa 2014
- [39] Konopka S., Krogul P., Łopatka M. J., Muszyński T.: *Symulacyjna analiza stateczności maszyn przegubowych na przykładzie ładowarki kołowej Ł34*. Przegląd Mechaniczny, nr 11/2013. Warszawa 2013
- [40] Konopka S., Łopatka M. J., Przybysz M.: *Kinematic discrepancy of hydrostatic drive of Unmanned Ground Vehicle*. Proceedings of 8th International Conference ITELMS'2013,

- [41] Konopka S., Sprawka P., Muszyński T., Spadło K.: *Investigating resistance of turn six-wheel skid-steer vehicle*. Proceedings of 8th International Conference ITELMS'2013
- [42] Kulczyk I.: *Układy napędowe - mechanizmy różnicowe*. Zespół Szkół Samochodowych. Bydgoszcz 2012
- [43] Lhomme-Desage D., Grand C., Amar F., Guinot J.: *Doppler-Based Ground Speed Sensor Fusion and Slip Control for a Wheeled Rover*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. vol 14. 2008
- [44] Li L., Li Q.: *Vibration analysis based on full Multi-body model for the commercial vehicle suspension system*. Proceedings of the WSEAS International Conference on Signal Processing, Robotics and Automation. Corfu 2007
- [45] Li Z., Xiong L., Zhuoping Y.: *A research on Anti-slip regulation for 4WD electric vehicle with in-wheel Motors*. 2nd International Conference on Computer Science and Electronics Engineering (ICCSEE 2013)
- [46] Liebmann, E. K., Meder, K., Schuh, J.: *Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP)*. SAE Pap. 2004
- [47] Low C.B. Wang D.: *GPS-based tracking control for a car-like wheeled mobile robot with skidding and slipping*, IEEE/ASME Trans. Mechatronics. vol. 13. Aug. 2008
- [48] Łopatka M. J., Muszyński T., Rubiec A.: *Loads analysis of skid steer robot drive system*. 18th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics. Międzyzdroje 2013
- [49] Łopatka M. J.: *Możliwości robocze bezzalogowych platform lądowych.*, Wojskowa Akademia Techniczna. Warszawa 2010
- [50] Łopatka M.J.: *UGV for Close Support Dismounted Operations – Current Possibility to Fulfil Military Demand*. Proceedings of 2nd International Conference CND GS'2020. Wilno 2020
- [51] Maeda K., Fujimoto H., Hori Y.: *Four-wheel driving-force distribution method for instantaneous or split slippery roads for electric vehicle with in-wheel motors*. Trans the 12th Inter. IEEE. Bosnia and Herzegovina 2012
- [52] Majkut K., Giergiel M.: *Modelling of dynamics of small caterpillar robot*. Modelling and Optimization of Physical Systems. Politechnika Śląska. Gliwice 2011
- [53] Mardani A., Ebrahimi S.: *Simultaneous surface scanning and stability analysis of wheeled mobile robots using a new spatial sensitive shield sensor*. Elsevier Science BV. Iran 2017
- [54] Matej J.: *Tracked mechanism simulation of mobile machine in MSC.ADAMS/View*. Research in Agriculture Engineering vol. 56. 2010
- [55] Materiały szkoleniowe pakietu MSC Adams Tire, Monachium 2017
- [56] Mauer G.: *A Fuzzy Logic Controller for an ABS Braking System*, IEEE Transactions on fuzzy systems, 1995,
- [57] McConville J. B.: *Introduction to mechanical system simulation using Adams*. SDC Publications. Mission 2015
- [58] Miega A. J. P.: *Truck tyre rolling resistance under dynamic vertical load*. University of Nottingham. Nottingham 2004
- [59] Mishra S., Kumar P., Rahman M.: *Optimal Design for Slip Deceleration Control in Anti-lock Braking System*, 2nd International Conference on Condensed Matter and Applied Physics (ICC-2017). USA 2017
- [60] Nabagło T., Walczak S., Jurkiewicz A.: *Modelowanie dynamiki pojazdu wieloosiowego w programie Adams/CAR*. Mechanika - czasopismo techniczne 5/2012. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków 2012

- [61] Nabagło T.: *Modelowanie i symulacja pojazdu gąsienicowego w programie MSC.Adams*. Mechanika - czasopismo techniczne 4/2011. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków 2011
- [62] Nevala K., Penttinen J., Saavalainen P.: *Developing of the Anti-Slip Control of Hydrostatic Power Transmission and Optimisation of the Power of Diesel Engine*. ACM'98 Coimbra 1998, 5th International Workshop on Advanced Motion Control
- [63] Oktaba W.: *Elementy statystyki matematycznej i metodyka doświadczalna*. PWN. Warszawa 1966
- [64] Pacejka, H. B. *Tyre and vehicle dynamics*. Oxford: Butterworth Heinemann. USA 2002
- [65] Platteau R., Guidoni S., ; Sacchetti P., Jesson R. : *Traction and handling safety synergy of combined Torsen differential and electronic traction control*. Autotech 95 Birmingham 1995
- [66] Poradnik Mechanika. Wydawnictwo Rea. Polska 2017
- [67] Prochowski L., Żuchowski A.: *Samochody ciężarowe i autobusy*. WKŁ. Warszawa 2006
- [68] Prochowski L.: *Mechanika ruchu*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 2008
- [69] Projekt Badawczo-Rozwojowy nr. 0012/R/T00/2008/06: *Bezzałogowy pojazd do wykonywania zadań w strefach zagrożenia*. Wojskowa Akademia Techniczna. Warszawa 2011
- [70] Przybysz M.: *Badania niezgodności kinematycznej hydrostatycznych układów napędowych bezzałogowych platform lądowych*. Rozprawa doktorska, Warszawa 2019
- [71] Przybysz M., Rubiec A.: *Simulation research of kinematic discrepancy in multiaxis hydrostatic drive system*. ITELMS 2016. Lithuania 2016
- [72] Przychodzień T.: *Stan Aktualny i współczesne kierunki rozwoju maszyn fortyfikacyjno – drogowych*. Wojskowa Akademia Techniczna. Warszawa 2001
- [73] Qian-nan W., Ziai L., Wang J.: *Study on acceleration slip regulation torque distribution control strategy for four in-wheel-motors electric vehicle steering*. 25th Chinese Control and Decision Conference. China 2013
- [74] Radac M., Precup R.: *Data-driven model-free slip control of anti-lock braking systems using reinforcement Q-learning*, Elsevier Science BV, Netherlands 2018
- [75] Raport: *Platforma średnia (klasa 800 kg)*. PBR 15-132/2014/WAT. Warszawa 2014
- [76] Raport: *Kształtowanie struktur układów zawieszenia i jazdy lekkich bezzałogowych platform lądowych ekstremalnej mobilności*. Warszawa 2011
- [77] Rehnberg A.: *Suspension design for off-road construction machines*. Doctoral Thesis. KTH. Stockholm 2011
- [78] Rojek J.: *Modelowanie i symulacja komputerowa złożonych zagadnień mechaniki nieliniowej metodami elementów skończonych i dyskretnych*. Wydawnictwo IPPT PAN. Warszawa 2007
- [79] Rubiec A.: *Kształtowanie właściwości zawieszek kołowych teleoperowanych inżynierskich robotów wsparcia*. Rozprawa doktorska. Warszawa 2016
- [80] Salat A.: *Układy mikroprocesorowe i sensory w maszynach rolniczych – aktualne badania, innowacyjne rozwiązania*. SGGW Katedra Podstaw Inżynierii. Warszawa 2011
- [81] Sandrin P.: *Robot Mechanism and Mechanical Devices*. The McGraw-Hill Companies. USA 2003
- [82] Sauer Danfoss: *Axial Piston Pumps, Motors and Transmissions*, Materiały informacyjne 2017

- [83] Schuette J., Sextro W.: *Model-Based Investigation of the Influence of Wheel Suspension Characteristics on Tire Wear*. 26th Symposium of the International Association of Vehicle System Dynamics (IAVSD). Sweden 2020
- [84] Skurjat A.: *Modelowanie procesu stabilizowania ruchu pojazdu przegubowego na podwoziu kołowym*. Rozprawa doktorska. Politechnika Wroclawska. Wrocław 2008
- [85] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT. Warszawa 1995
- [86] Studziński K.: *Samochód – teoria, konstrukcja, obliczanie*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1980
- [87] Surmiński K., Szosland A.: *Metoda oceny działania urządzeń ABS/ASR*. Konmot-Autoprogres. Zakopane 2004
- [88] Szydelski Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne*. WKiŁ. Warszawa 1993
- [89] Taylor J.R.: *Wstęp do analizy błęd pomiarowego*. PWN. Warszawa 1995
- [90] Typiak R.: *Wpływ konfiguracji układu akwizycji obrazu na sterowanie bezzałogwą maszyn a roboczą*. Rozprawa doktorska. Wojskowa Akademia Techniczna. Warszawa 2018
- [91] Vantsevich V., Blundell M.V.: *Advanced Autonomous Vehicle Design for Severe Environments*. Coventry. United Kingdom 2014
- [92] Vijaychandra A., Alex C., Mathews M., Sathar A.: *Amphibious Wheels with a Passive Slip Mechanism for Transformation*. 2019 IEEE 4TH International Conference on Advanced Robotics and Mechatronics (ICARM 2019). Japan 2019
- [93] Vishwanathan R.: *Valuation of ground speed sensing devices under varying ground surface conditions*, Rajasthan Agricultural University. India 1997
- [94] Volvo: *Articulated Haulers – Autoamtic Traction Control*. Materiały informacyjne. Sweden 2009
- [95] Wada N., Matsui Y.: *Driving force control for a vehicle considering slip ratio limitation*. IEEJ Transactions on Electrical and Elecetronics Engineering. USA 2019
- [96] Wocka N., Warcholak A.: *Działania innowacyjne zwiększające trwałość i niezawodność eksploatacyjną gąsienicowych mechanizmów jazdy koparek i zwalowarek w polskich kopalniach węgla brunatnego*. Górnictwo i Geoinżynieria, Polska 2011
- [97] Wojtyra M., Frontczak J.: *Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów. Ćwiczenia z zastosowaniem programu ADAMS*. Oficyna wydawnicza PW. Warszawa 2007
- [98] Yang G., Liao Z., Liu C., Qin D.: *A Study on Acceleration Slip Regulation of Electric Drive Vehicle Based on Road Identification*. Springer. China 2017
- [99] Yuan L., Chen H., Ren BT., Zhao HY.: *Model predictive slip control for electric vehicle with four in-wheel motors*. 34th Chinese Control Conference (CCC). China 2015
- [100] Zaman S., Gul M., Haq N., Habib A.: *Robotic Navigation based on Logic-Based Planning*. International Conference on Communication, Computing and Digital Systems (C-CODE). Pakistan 2017
- [101] Zeszyt do samodzielnego kształcenia VW nr 374, *Układy antypoślizgowe i układy wsparcia kierowcy – Budowa i zasada działania*,
- [102] Хачатуров А. А.: *Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель*, Москва, 1976,
- [103] www.army-guide.com/eng/product4998.html
- [104] www.firefightrobot.com/
- [105] www.mantruckandbus.com/en/company/glossar/man-hydrodrive-en.html

[106] www.opony.com.pl

[107] www.pl.wikipedia.org/wiki/System_kontroli_trakcji

[108] www.robotgossip.blogspot.com/

[109] www.wired.com