



POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY
Katedra Automatyki, Mechaniki i Konstrukcji



ROZPRAWA DOKTORSKA

ANALIZA I SYNTEZA KINEMATYKI
MECHANIZMU ZAWIESZENIA I KIEROWANIA
KÓŁ SAMOCHODU

mgr inż. Marek Kwietniewski

Promotor: dr hab. inż. Tadeusz Bil

Promotor pomocniczy: dr inż. Zbigniew Budniak

Koszalin, 2019

Spis treści

1. WPROWADZENIE	4
2. PRZEGLĄD OBECNEGO STANU WIEDZY	6
2.1. Historia zawieszenia	6
2.2. Kolumna MacPherson.....	10
2.3. Zawieszenie wielowahaczowe	12
2.4. Pojęcia podstawowe.....	13
2.4.1. Mechanizm.....	13
2.4.2. Para kinematyczna	13
2.4.3. Ruchliwość teoretyczna	14
2.4.4. Ruchliwość lokalna	15
2.4.1. Więzy bierne	16
2.5. Elementarne macierze transformacji.....	17
2.6. Kinematyka zawieszenia.....	19
3. HIPOTEZA I CEL ROZPRAWY	22
3.1. Hipoteza rozprawy	22
3.2. Cel rozprawy	23
4. MODELE MATEMATYCZNE ZAWIESZEŃ	24
4.1. Analiza istniejącego rozwiązania.....	24
4.1.1. Model matematyczny kolumny MacPherson.....	24
4.1.2. Przykład wyników obliczeń kinematyki kolumny MacPherson	31
4.2. Modyfikacja rodzajów i ilości przegubów w konstrukcji zawieszenia.....	34
4.2.1. Model matematyczny zmodyfikowanego zawieszenia z dwoma przegubami obrotowymi	36
4.2.2. Przykład wyników obliczeń zmodyfikowanego zawieszenia	41
4.2.3. Model matematyczny zmodyfikowanego zawieszenia z pięcioma przegubami obrotowymi	44
4.2.4. Przykład wyników obliczeń kinematyki zmodyfikowanego zawieszenia z pięcioma przegubami obrotowymi.....	51
4.3. Zawieszenie bezwahaczowe	59
4.3.1. Model matematyczny zawieszenia bezwahaczowego.....	61
4.3.2. Przykład rozwiązania zawieszenia bezwahaczowego.....	68

5. PODSUMOWANIE	72
6. BIBLIOGRAFIA	75
7. SPIS RYSUNKÓW	81
8. SPIS TABEL	83
9. ZAŁĄCZNIKI.....	84
9.1. Kod w programie Matlab do obliczenia wartości kątów i położenia punktów kolumny Macpherson.....	84
9.1.1. Kod programu głównego.....	84
9.1.2. Skrypt do obliczenia kątów α , β , γ w kolumnie Macpherson.	87
9.1.3. Skrypt do obliczenia kątów δ , ε w kolumnie Macpherson.....	88
9.1.4. Skrypt do obliczenia kątów η , ϑ w kolumnie Macpherson.	88
9.1.5. Skrypt do obliczenia kąta ζ i współrzędnych położenia punktu E w kolumnie Macpherson.....	88
9.2. Kod w programie Matlab do obliczenia wartości kątów i położenia punktów zawieszenia bezwahaczowego.	89
9.2.1. Kod programu głównego.....	89
9.2.2. Skrypt do obliczenia długości L_5 , L_6 i wartości kąta ι zawieszenia bezwahaczowego.....	92
9.2.3. Skrypt do obliczenia wartości kątów δ ε zawieszenia bezwahaczowego. ...	93
9.2.4. Skrypt do obliczenia długości L_5 i wartości kątów ζ ι zawieszenia bezwahaczowego.....	93
9.2.5. Skrypt do obliczenia wartości kątów η , ϑ zawieszenia bezwahaczowego...	93

1. WPROWADZENIE

Zawieszeniem samochodu nazywamy zbiór ruchomych, sztywnych i sprężystych członów łączących koła samochodu z nadwoziem lub ramą. Główną funkcją zawieszenia jest połączenie kół z konstrukcją nośną samochodu oraz żądanego i płynnego ich ruchu względem nadwozia w celu zapewnienia bezpieczeństwa oraz komfortu przewożonych ludzi lub/i towarów. Zawieszenie fizycznie łączy koła z konstrukcją nośną samochodu, realizując funkcje tłumienia i amortyzacji względnego ruchu, przenoszenia sił wynikające z kształtu i nierówności drogi oraz podczas przyspieszania i zwalniania. W skład zawieszenia samochodu wchodzi:

- elementy prowadzące, takie jak drążki, wahacze, tworzące mechanizmy, które ustalają pozycje między sobą oraz pozycję kół względem pojazdu i drogi;
- elementy sprężyste, takie jak sprężyny śrubowe, resory, lub poduszki powietrzne, które przekazują siły wynikające z nierówności drogi, oddziaływania oporów ruchu oraz sił napędowych i mają na celu zapewnienie jak najmniejszego ruchu pionowego nadwozia względem mas resorowanych;
- amortyzatory, które mają zapewnić jak najszybsze tłumienie ruchów, w tym drgań nadwozia oraz przeciwdziałają możliwości zrywania kontaktów kół i jezdni.

Niektóre z tych elementów pełnią jednocześnie kilka z wymienionych funkcji, np. amortyzatory przenoszą siły poprzeczne i tłumią siły wzdłużne.

Zawieszenie samochodu jest mechanizmem, który z punktu widzenia teorii maszyn i mechanizmów składa się z członów i par kinematycznych.

Wszystkie zawieszania możemy zakwalifikować, ze względu na ich wzajemne oddziaływanie, do dwóch podstawowych grup: zależne i niezależne. Zawieszenie zależne to takie, w którym ruch resorowania jednego koła wpływa na ruch drugiego tej samej osi. Zawieszenie niezależne to takie, w którym wzajemnego wpływu nie ma. Wyróżnić możemy jeszcze zawieszania tzw. półzależne. Z taką sytuacją mamy do czynienia wtedy, gdy wpływ ruchu resorowania jednego koła tylko w niewielkim stopniu wpływa na drugie

koło. Duży wpływ na bezpieczeństwo i komfort jazdy ma właściwy dobór amortyzatorów oraz sprężyn w układzie zawieszenia samochodu. Najczęściej zwiększenie bezpieczeństwa uzyskuje się kosztem pogorszenia komfortu jazdy i na odwrót. Między bezpieczeństwem jazdy i komfortem musi być zatem osiągnięty pewien kompromis. Jest to podstawowa przyczyna powstania tak wielu rodzajów zawiesznień samochodów. Innymi czynnikami wpływającymi na zachowanie się kół podczas jazdy, w tym przyczepność kół – czyli na bezpieczeństwo (i nie tylko) są właściwe parametry geometryczne zawieszenia. Dzięki właściwemu doborowi tych parametrów można poprawić przyczepność kół we wszystkich ich położeniach wynikających z ruchów kierowania pojazdem i resorowania. Parametry geometryczne zawieszenia, takie jak kąt pochylenia koła, zbieżność, kąt wyprzedzenia sworznia zwrotnicy mogą również zmienić przyczepność koła do jezdni lub zmienić promień skrętu samochodu bez niekontrolowanego uślizgu opon na jezdni.

Wielkości geometryczne, charakteryzujące położenie koła względem nadwozia, to [1]:

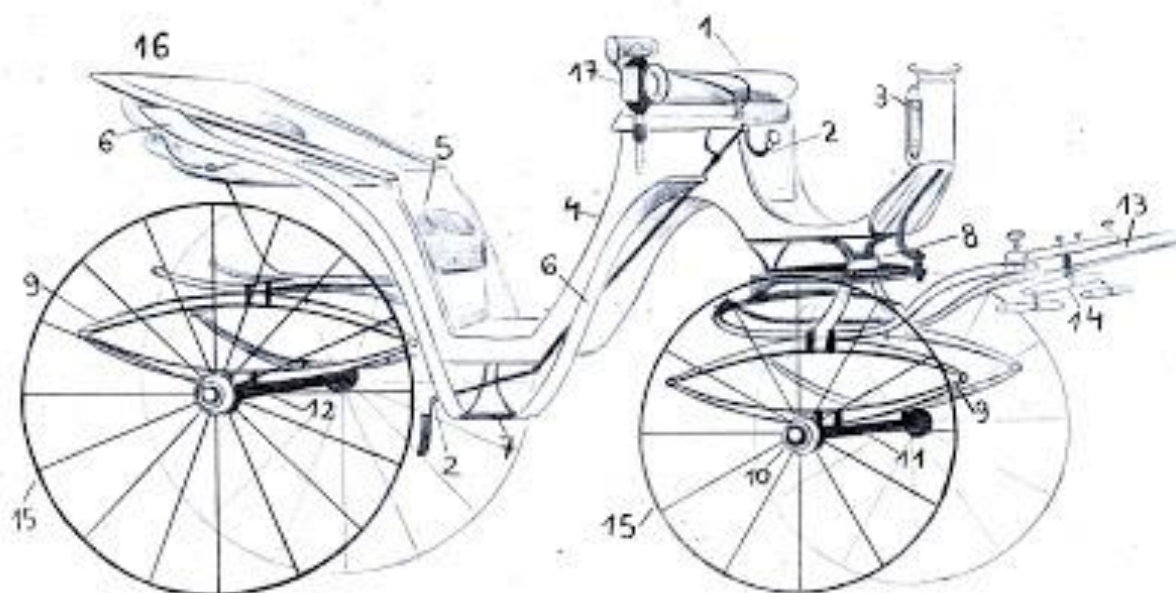
- rozstaw kół,
- rozstaw osi,
- kąt zbieżności połówkowej,
- kąt zbieżności całkowitej,
- kąt przesunięcia kół,
- kąt pochylenia kół,
- kąt wyprzedzenia i odcinek wyprzedzenia sworznia zwrotnicy,
- promień zataczania,
- kąt sumaryczny.

Pomiar i ewentualnie zmiana powyższych wartości odbywa się w warunkach określonych przez producenta. W czasie jazdy wielkości te zmieniają się [2]. Zmiana kąta pochylenia oraz skrętu koła wpływają bezpośrednio na bezpieczeństwo i komfort jazdy.

2. PRZEGLĄD OBECNEGO STANU WIEDZY

2.1. Historia zawieszenia

Początkowo w pojazdach stosowano zawieszenie sztywne. Zawieszenie tego typu stosowane było w pojazdach zaprzęgowych, które rozwijały małe prędkości. W celu zwiększenia komfortu jazdy w pojazdach zaprzęgowych stosowano zawieszenie kabiny pasażerskiej na pasach skórzanych. Takie mocowanie przedziału pasażerskiego pozwoliło zmniejszyć wpływ nierówności drogi na komfort jazdy. Podobne zawieszenia jeszcze kilkanaście lat temu można było spotkać w wózkach dziecięcych. Wraz z pojawieniem się pojazdów o napędzie mechanicznym wzrosła prędkość przemieszczania się, co spowodowało konieczność zmniejszenia wpływu nierówności drogi na przyczepność kół do drogi oraz na komfort jazdy. Pierwszym zawieszeniem, które zawierało elementy sprężyste było zawieszenie opatentowane przez Obadiaha Elliotta w 1804 roku. Elliot zastosował resory eliptyczne. Zawieszenie tego typu wykonywane było ze stali lub drewna. Wynalazek ten zapewnił większą stabilność oraz płynność jazdy. W podobnym czasie w pojazdach dwukołowych pojawiło się zawieszenie z pojedynczym resorem poprzecznym. W 1901 roku po raz pierwszy w samochodzie zostały zastosowane amortyzatory przez francuską firmę Mors. Było to podczas wyścigu Paryż-Berlin. Dzięki temu nowoczesnemu rozwiązaniu samochód prowadzony przez Henriego Fournierera wygrał ten prestiżowy wyścig. W 1906 roku firma Brush Motor Company zastosowała pierwszy raz sprężyny śrubowe zamiast resorów. W 1908 roku w Fordzie T zastosowano zawieszenie z resorem poprzecznym. W latach trzydziestych do pięćdziesiątych XX wieku firmy motoryzacyjne przetestowały główne schematy zaprojektowanych wcześniej zawiesznień. W następnych latach niektóre z nich zostały szerzej zaakceptowane i stosowane. Wpływ na wybór rodzajów zawiesznień miały czynniki technologiczne, ekonomiczne oraz użytkowe. Obecnie większość samochodów osobowych posiada przednie niezależne zawieszenie wielodrażkowe lub kolumna MacPherson, tylne półzależne typu belka skrętna. W samochodach ciężarowych stosowane są resory podłużne lub elementy pneumatyczne [3, 4, 5].



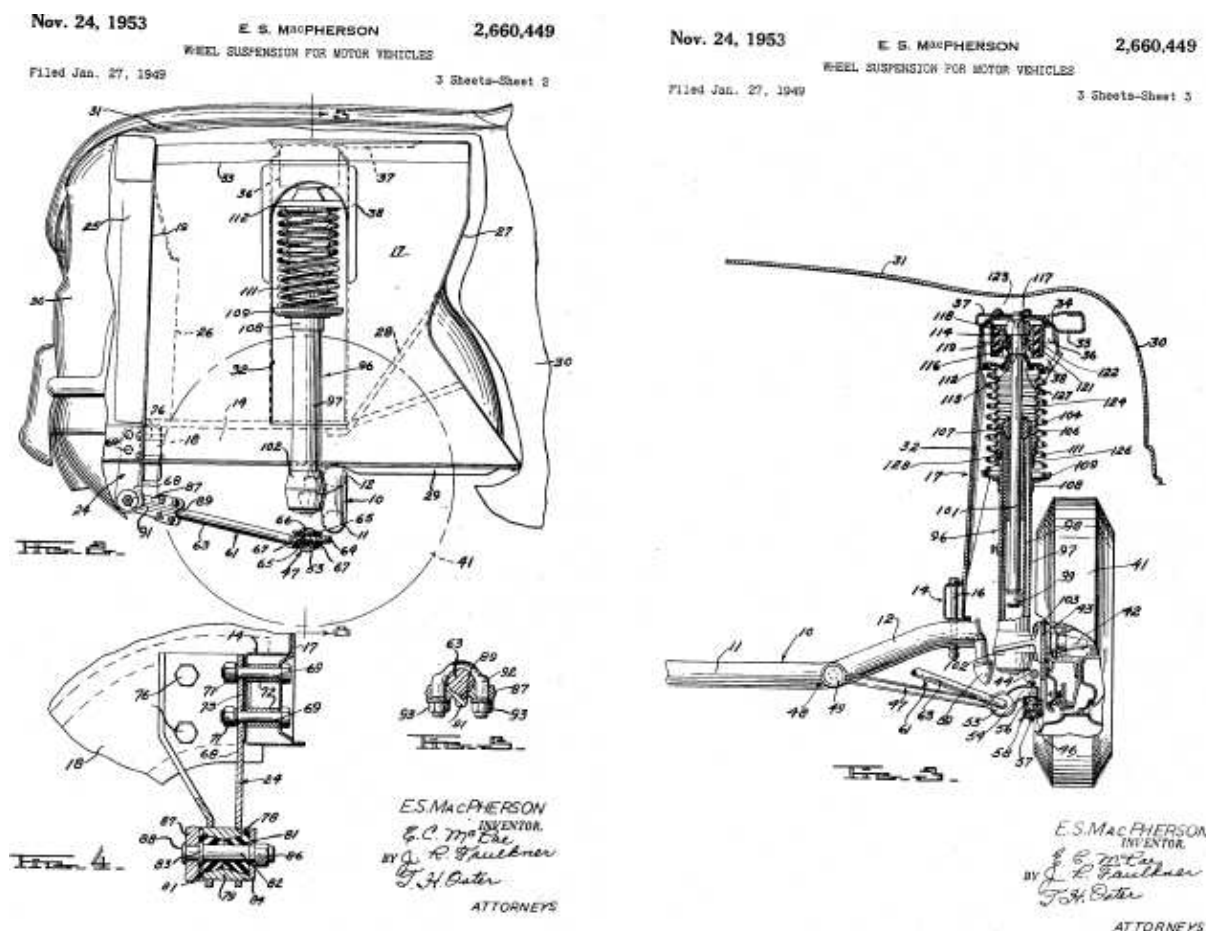
Rys. 1. Pojazd zaprzęgowy z resorami eliptycznymi [6]



Rys. 2. Ford T z poprzecznym resorem [7]

W 1949 roku pierwszy raz w samochodzie Ford Vedette zastosowane zostało zawieszenie typu kolumna MacPherson. Nazwa pochodzi od nazwiska twórcy Erle MacPherson. Kolumna MacPherson jest przednim zawieszeniem niezależnym,

w którym amortyzator pełni rolę elementu amortyzującego i prowadzącego. Zawieszenie tego typu charakteryzuje się tym, że zajmuje mało miejsca, dzięki czemu jest więcej miejsca na silnik i układ kierowniczy. Podstawowy cel, jakim kierował się twórca tego zawieszenia było maksymalne uproszczenie konstrukcji. Prostota konstrukcji kolumny MacPherson jest podstawową cechą, dzięki której zawieszenie to zyskało tak dużą popularność wśród wielu producentów samochodu stosujących to zawieszenie już prawie 70 lat. Nieskomplikowana budowa zawieszenia typu kolumna MacPherson pozwoliła na obniżenie kosztów produkcji i serwisowania.



Rys. 3. Szkice z patentu zawieszenia Earla S. MacPherson [8]

Zawieszenie to zajmuje bardzo mało ograniczonej przestrzeni w samochodzie. Dodatkowa wolna przestrzeń została wykorzystana przez producentów pojazdów m. in. do poprzecznego usytuowania jednostki napędowej.

Kolejną ważną cechą kolumny MacPherson jest niska masa. Największą jej wadą jest przenoszenie drgań będących wynikiem złego wyrównoważenia kół lub nierówności

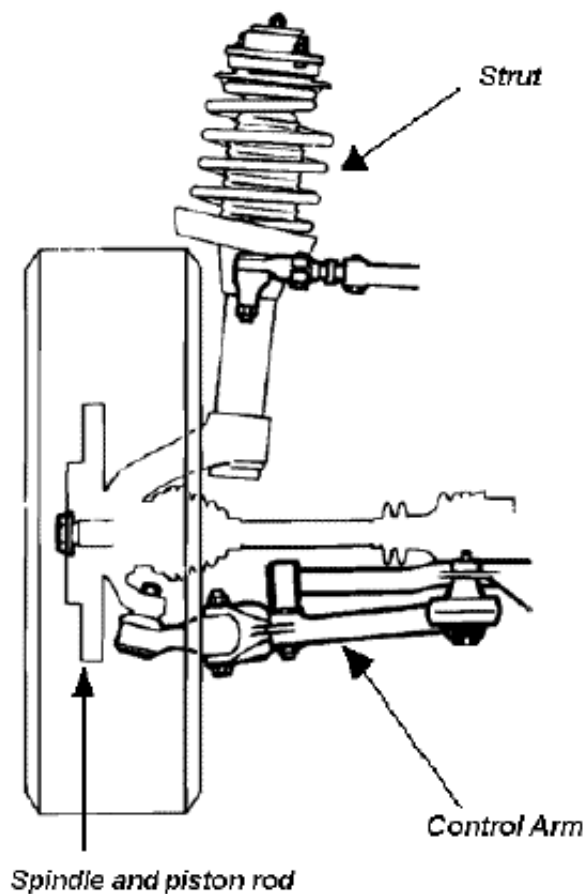
nawierzchni drogi. Następną wadą jest brak możliwości stosowania szerokich kół, lub konieczność stosowania felg z dużym odsadzeniem. Poważnym problemem są również zmiany geometrii ustawienia kół podczas skręcania i w czasie ruchu amortyzacji. Zawieszenie to jest, mimo wielu lat stosowania, do dnia dzisiejszego bardzo popularne i cały czas udoskonalane [9, 10].

Innym typem zawieszenia kół przednich jest zawieszenie wielowahaczowe, zwane inaczej wielodrażkowym, które po raz pierwszy zostało zastosowane w 1982 roku przez firmę Mercedes-Benz w samochodzie model 190. Zawieszenie to nosiło nazwę „Raumlenker-Achse”. Zawieszenie wielowahaczowe jest to kombinacja układu wahaczy podłużnych, poprzecznych i skośnych. W tego typu zawieszeniu stosuje się do 5 wahaczy. Układ wahaczy jest praktycznie dowolny, a jedynym ograniczeniem jest spełnienie warunków ruchliwości układu, przenoszonych sił i ilość dostępnego miejsca. Ten typ zawieszenia niezależnego zapewnia mniejsze zmiany kątów pochylenia i skrętu koła pod wpływem obciążeń. Wadami tego typu konstrukcji są: duża masa nieresorowana, droga konstrukcja w produkcji i serwisowaniu, możliwość wystąpienia niezgodności kinematycznej, mającej wpływ na odkształcenia elementów podatnych oraz duża przestrzeń przeznaczona na zawieszenie. Tego typu zawieszenie stosuje się głównie w samochodach klasy wyższej, jednak w ostatnim czasie coraz częściej wyposażane są samochody klasy średniej, a nawet kompaktowej [11, 12, 13].

Zawieszenie tylne w postaci wahaczy wleczonych zajmuje mało miejsca, ale na nierównościach drogi dochodzi do zmiany geometrii ustawienia kół. Jest to zjawisko niepożądane i konstruktorzy, np. w firmie Volkswagen, wyeliminowali je, łącząc wahacze belką. Belka ta ma najczęściej przekrój otwarty, dzięki czemu uzyskano dużą sztywność poprzeczną i małą sztywność skrętną. Mała sztywność skrętna belki łączącej wahacze pozwala na to, że w pewnym zakresie przemieszczeń koła poruszają się niezależnie, a po przekroczeniu tego zakresu przemieszczenie jednego koła wpływa na drugie, tak jak w zawieszeniu z osią sztywną. Zawieszenie to jest klasyfikowane, jako zawieszenie półzależne. Belka jest montowana przed osią kół i może przejmować momenty gnące i skręcające. W zawieszeniu tego typu musi być zamontowany amortyzator i element sprężysty (najczęściej jest to sprężyna śrubowa). Jako największą zaletę konstrukcji

należy wymienić małą objętość zajmowanego miejsca w samochodzie, pozwalającą na zwiększenie miejsca w przestrzeni bagażowej. Kolejną ważną zaletą jest niska masa nieresorowana. W zawieszeniu tego typu nie ma możliwości regulacji geometrii ustawienia kół. Wadą są koszty serwisowania. W czasie normalnej eksploatacji nie są one zbyt wysokie, ale w przypadku uszkodzenia jednego z wahaczy najczęściej trzeba wymienić całą belkę skrętną z dwoma wahaczami, ponieważ elementy te w zdecydowanej większości przypadków są ze sobą łączone w sposób trwały [14, 15].

2.2. Kolumna MacPherson



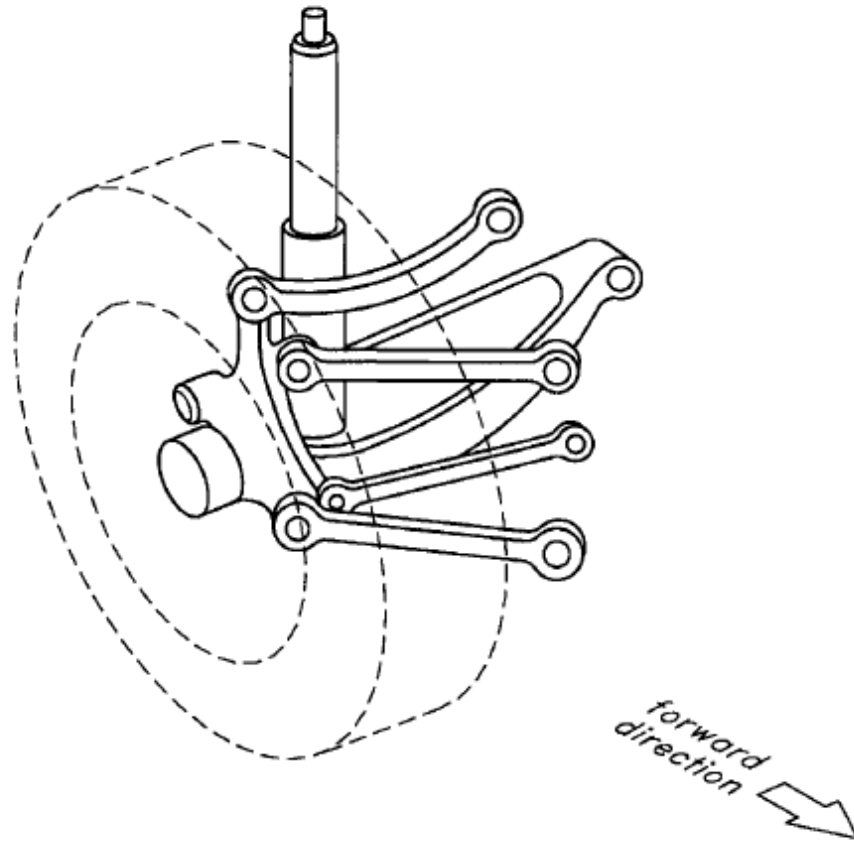
Rys. 4. Zawieszenia MacPherson [16]

Zmiana długości amortyzatora i sprężyny powoduje zmiany w tzw. geometrii ustawienia kół. Zmiany te dotyczą zmiany kąta pochylenia koła oraz kąta zbieżności półwkowej. Zmiany geometrii koła zależą od położenia wspornika drążka kierowniczego. Przez odpowiednie dobranie tego położenia można zmniejszyć zmiany geometrii ustawienia koła [17]. Wspornik ten nie może być umieszczony w dowolnej

pozycji. Ograniczenia pojawiają się przy konstrukcji rzeczywistej, gdy elementy zawieszenia mają konkretne wymiary. W celu eliminacji niepożądanych zmian kąta zbieżności i pochylenia koła, przy ich projektowaniu stosuje się optymalizację mającą na celu dobór właściwych parametrów konstrukcji zawieszenia. Stosując optymalizację w projektowaniu, na podstawie trójwymiarowego modelu układu zawieszenia, można uzyskać takie wartości jego parametrów, które wyeliminują niepożądane zmiany położenia koła. Optymalizację stosuje się zarówno w projektowaniu nowych rozwiązań jak i do poprawy już istniejących [18]. Projektowanie konstrukcji z zastosowaniem optymalizacji składa się ze wstępnego przetwarzania, analizy i przetwarzania końcowego. Na etapie przetwarzania wstępnego układy zawieszenia są modelowane, jako proste połączenia elementów kinematycznych. Drugi etap to analiza przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń w oparciu o utworzony model matematyczny zawieszenia. Następnym jest etap przetwarzania końcowego, czyli optymalizacji układu, w którym wielokrotnie powtarzany jest proces analizy z celową zmianą (poszukiwaniem) najlepszych parametrów [19].

Metodą opisu matematycznego mechanizmów jest modelowanie w układzie współrzędnych kartezyjskich. Analizy można dokonać za pomocą programowania np. w pakiecie Matlab. Przekształcenia jednorodne są stosowane w celu wyznaczenia położenia, prędkości i przyspieszenia punktów mechanizmu [20, 21]. Analiza taka wsparta obliczeniami numerycznymi pozwala na określenie optymalnych wartości parametrów konstrukcyjnych, poprawia proces projektowania i ostatecznie poprawia jakość mechanizmu [22, 23, 24, 25].

2.3. Zawieszenie wielowahaczowe



Rys. 5. Zawieszenia wielowahaczowe [26]

Zawieszenie wielowahaczowe jest stosowane zarówno na osi przedniej jak i tylnej. Ze względu na większą liczbę parametrów konstrukcyjnych mechanizm ten ma więcej możliwości niż kolumna MacPherson. W zawieszeniu wielodrożkowym łatwiej jest zmniejszyć niepożądane zmiany kąta skrętu i pochylenia koła [26]. Analizę kinematyki zawieszenia wykonuje się różnymi metodami, zależnymi od jej struktury [27]. W analizie kinematycznej i dynamicznej mechanizmu zawieszenia istotny jest czas trwania wykonywanych eksperymentów numerycznych. Skrócenie czasu trwania obliczeń można uzyskać przez zmianę struktury mechanizmu [28]. W zawieszeniu wielowahaczowym podobnie jak w kolumnie typu MacPherson wraz ze zmianą długości amortyzatora następuje zmiana geometrii kół. Zmiany te w zawieszeniu wielowahaczowym są jednak mniejsze.

Na początku projektowania mechanizmu zawieszenia niezbędna jest synteza kinematyczna wielu struktur, aby określić najlepsze parametry geometrii ustawienia kół samochodu. W wyniku optymalizacji wielokryterialnej i zwiększeniu wagi kryteriów wpływających na kierowność pojazdu można uzyskać bardzo małe zmiany tych parametrów wynikające z pracy zawieszenia [29].

2.4. Pojęcia podstawowe

2.4.1. Mechanizm

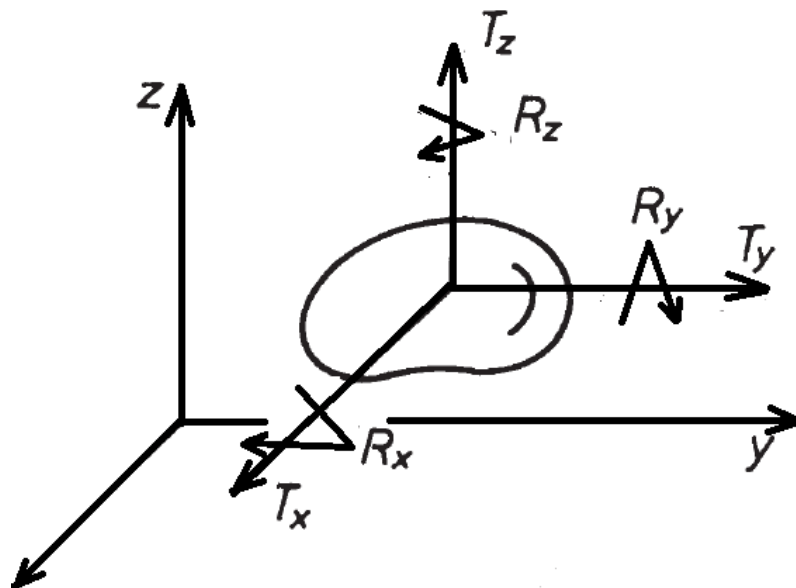
Mechanizm jest układem przemieszczających się względem siebie członów połączonych ze sobą za pomocą ruchomych połączeń - par kinematycznych. Przykładem mechanizmu jest proste połączenie, takie jak dźwignia, lub bardziej skomplikowane, jak zawieszenie samochodu. Mechanizmem możemy również nazwać ruchome połączenia elementów, wytworzone przez naturę, np. szkielet człowieka. Mechanizm charakteryzuje się stopniem ruchliwości, określanym liczbą stopni swobody - liczbą niezależnych parametrów skalarnych, których jednoczesna zmiana jednoznacznie określa drogę, prędkości i przyspieszenia wszystkich jego punktów.

W większości przypadków człony mechanizmu przyjmuje się jako nieodkształcalne, tzn. odkształcenia sprężyste są w obliczeniach pomijane, z uwagi na ich niewielką wartość. Drugą grupę stanowią człony podatne, takie jak sprężyny, w których odkształceń nie można pominąć [30].

2.4.2. Para kinematyczna

Para kinematyczna to połączenie ruchowe dwóch członów mechanizmu. Pary kinematyczne dzieli się na klasy w zależności od ilości odebranych stopni swobody [31]. Człon swobodny, w ogólnym przypadku ruchu przestrzennego, dysponuje 6 stopniami swobody. Stopnie swobody, w kartezjańskim układzie współrzędnych, są to niezależne 3 ruchy postępowe (T_x , T_y i T_z) wzdłuż osi równoległych do osi układu współrzędnych, oraz 3 ruchy obrotowe (R_x , R_y i R_z) wokół tych osi (w języku polskim przyjmuje się najczęściej oznaczenia ruchów, jako P – przesuwne i O – obrotowe. W niniejszej pracy zastosowano dla tych ruchów oznaczenia angielskie T – translation motion i R- rotation motion) [32].

Klasa pary kinematycznej jest to ilość odebranych stopni swobody.



Rys. 6. Niezależne ruchy i ich oznaczenia [32]

Tab. 1 Klasyfikacja par kinematycznych

Klasa	Liczba stopni swobody								
	całkowita	I postać		II postać		III postać		IV postać	
		obrotowych	postępowych	obrotowych	postępowych	obrotowych	postępowych	obrotowych	postępowych
p ₁	5	3	2	2	3				
p ₂	4	3	1	2	2	1	3		
p ₃	3	3	0	2	1	1	2	0	3
p ₄	2	2	0	1	1	0	2		
p ₅	1	0	1	1	0				

2.4.3. Ruchliwość teoretyczna

Ruchliwość mechanizmu określa ilość stopni swobody, jakimi dysponują człony układu względem członu odniesienia, którym może być człon nieruchomy lub ruchomy.

Człon swobodny to taki człon, którego ruchliwość wynosi 6 (3 ruchy postępowe i 3 obrotowe) [32, 33].

Do matematycznego określenia ruchliwości mechanizmu stosuje się wzory np. Grublera-Artobolewskiego [30, 34]:

$$W_T = 6k - \sum_{i=1}^5 i \times p_i, \quad (1)$$

gdzie:

- W_T – ruchliwość teoretyczna,
- k – liczba członów ruchomych,
- p_i – liczba par kinematycznych klasy i ,
- i – liczba zabieranych stopni swobody.

2.4.4. Ruchliwość lokalna

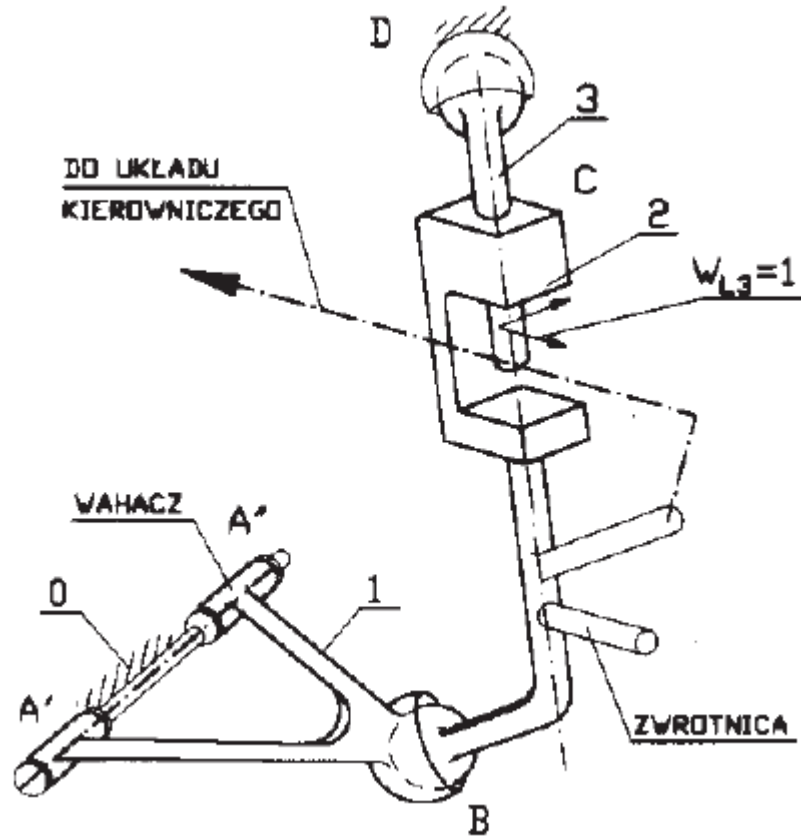
Ruchliwość lokalna jest to dodatkowa ruchliwość członu lub kilku członów, która nie wpływa na pracę całego mechanizmu. Oznacza to że, jeżeli wystąpi ruchliwość lokalna określonego członu może on wykonywać ruch nawet przy unieruchomieniu pozostałych członów [30, 34].

Przykład występowania ruchliwości lokalnej w kolumnie MacPherson jest przedstawiona na rysunku 7. Zwrotnica 2 tego układu ma dwa rzeczywiste stopnie swobody (ruch resorowania i skrętu koła). Obliczenie ruchliwości ze wzoru (1) pokazuje, że teoretyczna ruchliwość wynosi 3. Mechanizm przedstawiony na rysunku 7. przedstawia schemat kolumny MacPherson bez układu kierowniczego, w którym również występuje ruchliwość lokalna. Wynik ten obejmuje ruchliwość lokalną członu oznaczonego numerem 3 na rysunku 7., obrót tego członu wokół własnej osi. W tym przypadku ruchliwość teoretyczna nie oddaje stanu faktycznego i - aby otrzymać ruchliwość rzeczywistą - należy wprowadzić poprawkę, uwzględniającą ruchliwość lokalną wg poniższego wzoru [30, 34]:

$$W_R = W_T - W_L, \quad (2)$$

gdzie:

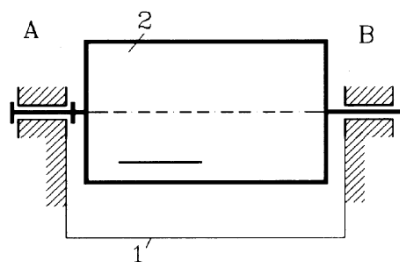
- W_R – rzeczywista,
- W_T – ruchliwość teoretyczna,
- W_L – ruchliwość lokalna.



Rys. 7. Schemat ideowy kolumny MacPherson [30]

2.4.1. Więzy bierne

Każda para kinematyczna wprowadza do układu ograniczenia ruchu członów. Przy zachowaniu pewnych warunków geometrycznych, mimo powielania więzów, rzeczywista ruchliwość mechanizmów może pozostać niezmienna. Przykładem zastosowania więzów biernych może być łożyskowanie wirnika pokazane na rysunku 8.



Rys. 8. Łożyskowanie wirnika [34]

Ruchliwość mechanizmu pokazanego na rysunku 8. wyznaczona ze wzoru (1) dla mechanizmu przestrzennego wynosi -3. Jednak intuicyjnie można stwierdzić - i potwierdza to praktyka, że ruch obrotowy tego wirnika będzie możliwy. Więzem biernym jest w tym przypadku dodatkowe połączenie cylindryczne B, które zabiera 4 stopnie swobody. Obroty wirnika będą możliwe jedynie przy zachowaniu warunku współosiowości obu łożysk wirnika. Dla oceny ruchliwości rzeczywistej należy wprowadzić następną korektę i całkowitą ruchliwość można opisać wzorem [30, 34]:

$$W_R = W_T - W_L + W_B, \quad (3)$$

gdzie:

- W_R – ruchliwość rzeczywista,
- W_T – ruchliwość teoretyczna,
- W_L – ruchliwość lokalna,
- W_B – liczba węzłów biernych,

2.5. Elementarne macierze transformacji

Elementarne macierze transformacji służą przekształceniu współrzędnych punktów między różnymi układami odniesienia. Macierze transformacji jednorodnej mają o jeden stopień więcej niż wymiar wektora współrzędnych. Dodatkowy czwarty stopień macierzy jest potrzebny do uwzględnienia ruchów przesuwnych przy wykonywaniu tylko mnożenia macierzy przez wektor, bez konieczności sumowania wektorów. Macierze transformacji przyjmują następującą postać [35, 36, 37, 38, 39]:

1. Elementarna macierz przesunięcia

$$Tr(a, b, c) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & X \\ 0 & 1 & 0 & Y \\ 0 & 0 & 1 & Z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

gdzie:

X, Y, Z – przesunięcia wzdłuż osi X, Y, Z

2. Elementarne macierze obrotu

– obrót wokół osi X

$$RotX(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

– obrót wokół osi Y

$$RotY(\beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

– obrót wokół osi Z

$$RotZ(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

 α, β, γ – kąty obrotu wokół osi

3. Macierze obrotu i przesunięcia

– obrót wokół osi X i translacja do punktu A

$$RotX(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & A_x \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & A_y \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & A_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

– obrót wokół osi Y

$$RotY(\beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & A_x \\ 0 & 1 & 0 & A_y \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & A_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

– obrót wokół osi Z

$$RotY(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 & A_x \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 & A_y \\ 0 & 0 & 1 & A_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

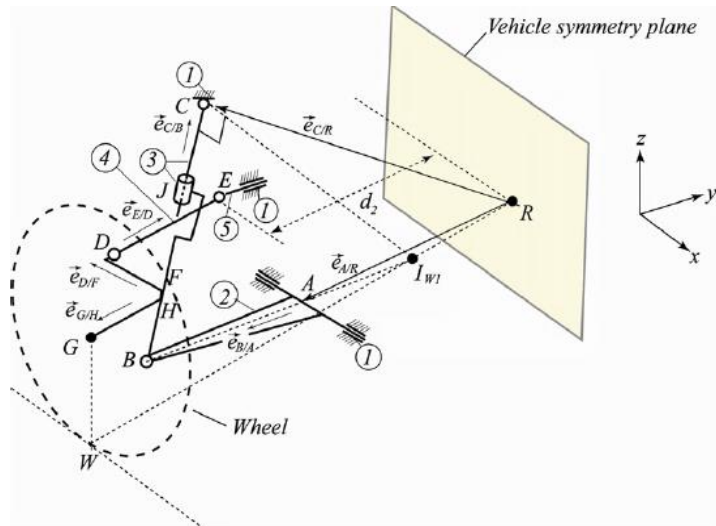
We wzorach (4 – 10) przyjęto oznaczenia:

α, β, γ – kąty obrotu wokół osi;

A_x, A_y, A_z – współrzędne X, Y, Z punktu A.

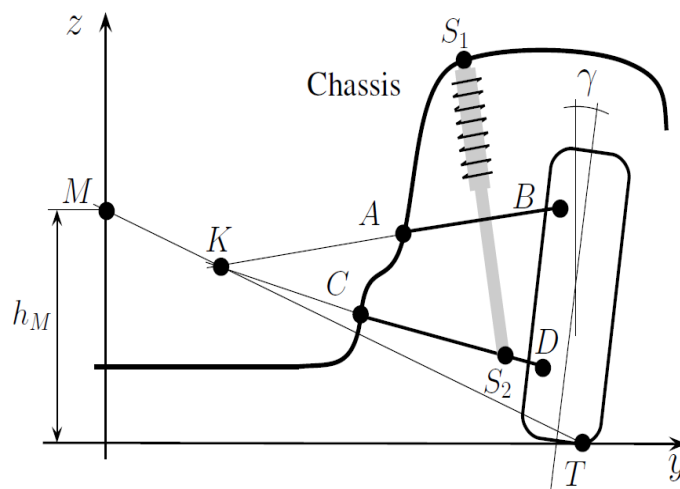
2.6. Kinematyka zawieszenia

Struktura kinematyczna i wymiary mechanizmu zawieszenia warunkują geometrię położenia koła, a ta z kolei wpływa na zakres ruchu koła. Do wyznaczenia optymalnych wymiarów parametrów zawieszenia wymagane są skomplikowane obliczenia. Na przestrzeni lat ewolucja konstrukcji zawieszenia była empiryczna i nie ma gwarancji, że inżynierowie stosowali optymalne rozwiązania. Rozwój metod numerycznych pozwala na rozwój metod analizy i syntezy zawieszenia, które za pomocą metod algebraicznych były niemożliwe do wykonania [40]. Mechanizm zawieszenia jest zwykle o jednym stopniu swobody dla zawieszenia tylnego i o dwóch stopniach dla zawieszenia przedniego (drugi stopień swobody wynika z ruchu kierowania). W większości przypadków analiza kinematyczna polega na wyrażeniu położenia koła w funkcji zmiany długości amortyzatora (ruchu amortyzacji) i obrotu kierownicy [2, 41]. Wyzwaniem dla projektantów jest uzyskanie zawieszenia o dużym ruchu amortyzacji z jednoczesnym zachowaniem zwartej budowy takiego zawieszenia oraz minimalizacji zmian geometrii ustawienia kół [42, 43].



Rys. 9. Schemat kinematyczny zawieszenia MacPherson [18]

Rysunek 9. przedstawia schemat zawieszenia MacPherson. Punkt R jest środkiem obrotu układu, znajdującym się na płaszczyźnie symetrii pojazdu. W punktach B, C, D, E są przeguby kuliste, a w punkcie A jest przegub obrotowy. Połączenie J jest uważane za połączenie cylindryczne, chociaż jest ono wykonywane w tej formie tylko z powodów technologicznych. Zgodnie z teorią Grueblera można wyznaczyć ruchliwość mechanizmu zawieszenia, ale trzeba zauważyć, że mechanizm ten ma dwa lokalne stopnie swobody [18]. Model zawieszenia obejmuje układ kinematyczny takich cech jak kąt pochylenia koła, kąt pochylenia sworznia zwrotnicy, które powinny być niezmiennicze. W celu poprawy prowadzenia pojazdu, a w konsekwencji poprawy bezpieczeństwa, jest stosowane zawieszenie o zmiennej geometrii [44].



Rys. 10. Przykład zawieszenia o zmiennej geometrii [45]

Przykładowy mechanizm zawieszenia zmiennej geometrii został przedstawiony na rysunku 10. Pochylenie koła jest realizowane poprzez modyfikację poprzecznego położenia punktu A. Zależność między ruchem punktu A i kątem γ jest realizowana przez wzajemne położenie punktów A, B, C, D. Ponadto ingerencja w położenie tych punktów może mieć wpływ na kąt skrętu koła. Ponieważ boczny ruch punktu połączenia koła z drogą T zwiększa zużycie opon, to konstrukcja powinna być zaprojektowana w celu ograniczenia zmiany położenia punktu T [45].

Zawieszenie pojazdu samochodowego powinno zapewniać jak najlepszą geometrię ustawienia kół, ale jednocześnie posiadać jak najmniejszą masę nieresorowaną oraz minimalną objętość. Zapewnienie prawidłowego ustawienia kół wpływa jednak niekorzystnie na masę i objętość zawieszenia. Uważa się, że kwestie projektowania zawieszenia są jednymi z najbardziej interesujących dla inżynierów motoryzacyjnych, ponieważ potrzebują kreatywnych rozwiązań i dobrej znajomości nauk technicznych [46]. Duże i asymetryczne zmiany parametrów geometrii ustawienia kół są poważnym problemem w projektowaniu zawieszenia typu MacPherson [47]. Obecny rozwój samochodów elektrycznych i systemów odzysku energii powoduje konieczność montażu dodatkowych urządzeń, co z kolei wpływa na zwiększenie masy i gabarytów zawieszenia [48, 49, 50, 51]. Dodatkowo oprócz systemów zwiększających możliwości odzysku energii, np. hamowania, montuje się również systemy aktywnego zawieszenia zwiększające bezpieczeństwo i komfort jazdy [52, 53, 54]. Systemy te również mogą zwiększać masę nieresorowaną. Analiza położenia i przesunięcia poszczególnych elementów zawieszenia jest wykonywana przy założeniu, że wszystkie elementy połączenia są sztywne, co jest pewnym uproszczeniem [55, 56]. Zmiany geometrii ustawienia kół pojazdu mogą również wynikać z luzów w układzie kierowniczym i zawieszenia, które powinny być w odpowiedni sposób przeanalizowane i dobrane. Niewłaściwie dobrane luzów może powodować nadmierne i niestety chaotyczne, nieprzewidywalne zmiany w geometrii ustawienia kół oraz wpływać na komfort jazdy samochodem [57, 58].

3. HIPOTEZA I CEL ROZPRAWY

3.1. Hipoteza rozprawy

Mechanizm zawieszenia spełnia w samochodzie ważną rolę. Konstruktorzy samochodów próbują zapewnić bezpieczeństwo jazdy, ale przy konstruowaniu zawieszenia pojazdu nie można zapominać o komforcie jazdy. Bezpieczeństwo bierne jest niezwykle ważne dlatego, że nie można zapewnić bezpieczeństwa czynnego w każdych warunkach jazdy. Zawsze jednak bezpieczeństwo czynne można poprawić. Poprawy bezpieczeństwa czynnego można dokonać między innymi przez zmianę konstrukcji zawieszenia. Jest to przyczyną powstania tak wielu różnych układów kinematycznych i konstrukcji. Praktycznie każdy pojazd ma zawieszenie innej konstrukcji o innych parametrach dostosowane do przeznaczenia pojazdu, nawet jeżeli schematy kinematyczne są takie same. Obecne schematy kinematyczne i ich konstrukcje spełniają wiele rygorystycznych wymogów, jednak nie są one doskonałe i jeszcze można je zmienić, aby poprawić komfort i bezpieczeństwo jazdy, nie podnosząc kosztów produkcji i naprawy. Pojazdy samochodowe, głównie ze względu na koszt ich produkcji i eksploatacji, mają ograniczoną wielkość. Jest to przyczyna, dla której zawieszenie pojazdu powinno zajmować jak najmniej miejsca. Można zauważyć, że wytworzenie zawieszenia samochodu wymaga bardzo wielu kompromisów i jeżeli poprawiana jest jedna cecha, to odbywa się to kosztem pogorszenia innej.

Przegub kulisty jest połączeniem o trzech stopniach swobody (trzy prostopadłe osie obrotu przecinające się w jednym punkcie). Przegub taki można zastąpić trzema połączeniami o jednym stopniu swobody. Zastępując każdy przegub kulisty trzema połączeniami o jednym stopniu swobody (obrotowymi lub przesuwными) można uzyskać mechanizm, którego opis matematyczny zawiera więcej niezależnych parametrów od przegubu kulistego, a co za tym idzie więcej możliwości. Zastąpienie kilku przegubów kulistych połączeniami o jednym stopniu swobody komplikuje opis matematyczny zawieszenia, często do postaci, której rozwiązanie analityczne jest niemożliwe [59]. W takiej sytuacji drogą postępowania jest optymalizacja realizowana metodami numerycznymi.

Zastąpienie niektórych obrotowych ruchów ruchami posuwistymi pozwala na uzyskanie innych możliwości działania mechanizmu zawieszenia, w tym również jego polepszenia.

HIPOTEZA:

W mechanizmach zawieszenia poprzez celową zamianę złożonych par kinematycznych na pary o mniejszej ruchliwości, istnieje możliwość uzyskania pożądanej zmiany funkcjonowania tych mechanizmów.

3.2. Cel rozprawy

1. Wskazanie możliwości polepszenia rozwiązań mechanizmów zawieszenia poprzez analizę zmian działania mechanizmu, w którym złożone pary kinematyczne zastąpiono prostszymi.
2. Analiza możliwości zastąpienia wybranych przegubów kulistych, występujących w kolumnie MacPherson, innymi połączeniami i uzyskania zmodyfikowanej konstrukcji zawieszenia lepiej spełniającej wymagania.
3. Opracowanie nowego mechanizmu zawieszenia oraz jego analiza i synteza w celu poprawy utrzymania zadanego kierunku jazdy samochodu.

4. MODELE MATEMATYCZNE ZAWIESZEŃ

4.1. Analiza istniejącego rozwiązania [21]

Jako model bazowy do analizy przyjęto zawieszenie typu kolumna MacPherson. Jest to bardzo popularny typ zawieszenia, które stosuje się w samochodach osobowych. Zawieszenie to swą popularność zdobyło dzięki prostej konstrukcji, która zajmuje mało miejsca w samochodzie. Poważną wadą tego zawieszenia jest m. in. zmiana geometrii ustawienia kół w wyniku ruchu amortyzacji.

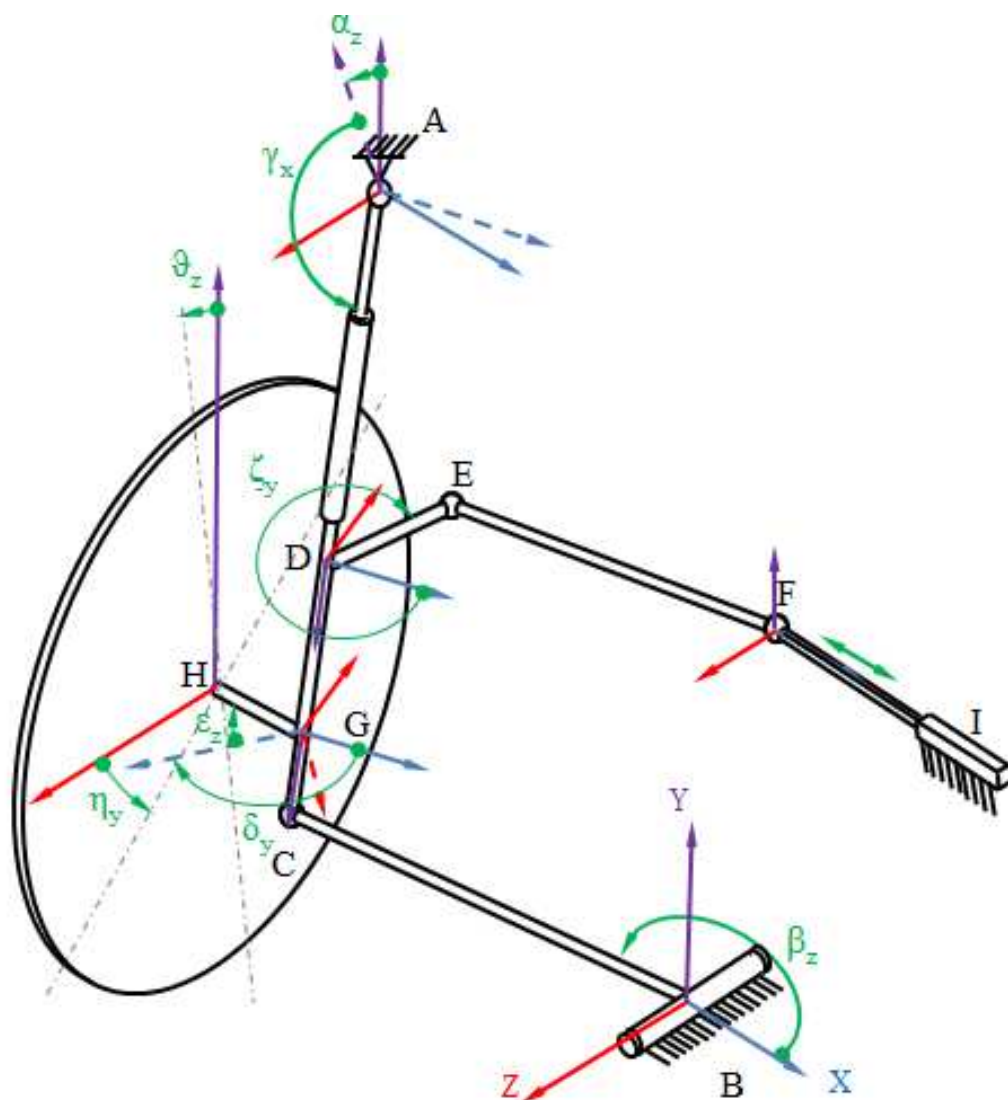
Analizę położeń punktów charakterystycznych kolumny MacPherson zrealizowano w przestrzeni trójwymiarowej przy pomocy przekształceń jednorodnych przesunięć i obrotów w postaci iloczynów kolejnych macierzy czterowymiarowych przez otrzymane wcześniej wektory. W poniższej analizie pominięto problemy związane z budową geometryczną nadwozia oraz elementów zawieszenia i związane z tym ewentualne kolizje z elementami konstrukcji samochodu. Analiza zawieszenia nie uwzględnia występowania luzów w parach kinematycznych oraz elastyczności elementów takich jak: wkładki w przegubach końcówek drążków kierowniczych, opony itp.

W analizie pominięto analizę dynamiczną układu, ponieważ metody analizy są znane, a proponowane zmiany kinematyczne w niewielkim jedynie stopniu mogą zmienić własności dynamiczne. Analiza dynamiczna będzie potrzebna na etapie projektowania poszczególnych elementów konstrukcji zawieszenia.

Zaproponowane zmiany mają na celu zmniejszenie zmian geometrii ustawienia kół wynikające z normalnej pracy zawieszenia w pojazdach.

4.1.1. Model matematyczny kolumny MacPherson

Model matematyczny kolumny MacPherson opracowano na podstawie schematu przedstawionego na rysunku 11.



Rys. 11. Schemat zawieszzenia typu kolumna MacPherson.

Oznaczenia na rysunku:

A – środek przegubu kulistego mocowania kolumny do nadwozia,

B – środek przegubu obrotowego mocowania wahacza do nadwozia,

C – środek przegubu kulistego połączenia wahacza i kolumny,

D – połączenie ramienia skrętu wahacza i kolumny,

E – środek przegubu kulistego połączenia drążka kierowniczego z kolumną,

F – środek przegubu kulistego drążka kierowniczego z listwą układu kierowniczego,

G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora,

H – środek koła,

I – przekładnia kierownicza,

α_z – kąt pochylenia kolumny wokół nieruchomej osi AZ,

γ_x – kąt pochylenia kolumny wokół ruchomej osi AX,

δ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY,

ε_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DZ,

ϑ_z – kąt pochylenia koła,

η_y – kąt skrętu koła,

β_z – kąt obrotu wahacza wokół osi BZ,

ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX,

$L_1=AC$, $L_2=BC$, $L_3=CD$, $L_4=DE$, $L_5=EF$, $L_8=CG$, $L_9=GH$ – wymiary liniowe mechanizmu.

Jako nieruchomy układ odniesienia przyjęto układ współrzędnych BXYZ

W zawieszeniu zdefiniowano położenie nieruchomych punktów A i B oraz początkowe położenie ruchomego punktu F w analizowanym wariancie zawieszania w postaci wektorów:

$$[A] = \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Przyjęto, że znane są wartości kątów w położeniu do jazdy na wprost: ζ_y , ϑ_z , η_y , oznaczone na rysunku 11. oraz długości elementów (dźwigni) mechanizmu w postaci wektorów:

$$[L_1] = \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$[L_2] = \begin{bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$[L_3] = \begin{bmatrix} 0 \\ L_2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$[L_4] = \begin{bmatrix} L_4 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$[L_8] = \begin{bmatrix} 0 \\ L_8 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$[L_9] = \begin{bmatrix} L_9 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

Położenie punktu C w nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ wyznaczono jako położenia punktu A w postaci wektora $[A]$ i obroty odcinka $AC=L_1$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[C_A] = [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [L_1] =$$

$$= \begin{bmatrix} \cos\alpha_z & -\sin\alpha_z & 0 & A_x \\ \sin\alpha_z & \cos\alpha_z & 0 & A_y \\ 0 & 0 & 1 & A_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma_x & -\sin\gamma_x & 0 \\ 0 & \sin\gamma_x & \cos\gamma_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

gdzie α_z i γ_x to odpowiednio kąty obrotu wokół osi AZ i AX nieruchomego układu współrzędnych AXYZ.

Po przekształceniu równania (20) współrzędne punktu C względem nieruchomego układu współrzędnych BXYZ można wyznaczyć z równania:

$$[C_A] = \begin{bmatrix} -L_1 \times \sin\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_x \\ L_1 \times \cos\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_y \\ L_1 \times \sin\gamma_x + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Jednocześnie położenie punktu C może być wyznaczone względem nieruchomego układu współrzędnych BXYZ jako obrót dźwigni L_2 wokół osi BZ nieruchomego układu współrzędnych o kąt β_z wg równania:

$$[C_B] = [\beta_z] \times [L_2] = \begin{bmatrix} \cos\beta_z & -\sin\beta_z & 0 & 0 \\ \sin\beta_z & \cos\beta_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} L_2 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (22)$$

Po przekształceniu równania (22) współrzędne punktu C względem punktu B można wyznaczyć z równania:

$$[C_B] = \begin{bmatrix} L_2 \times \cos\beta_z \\ L_2 \times \sin\beta_z \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (23)$$

Dwa równania wektorowe (21) i (23) opisują położenia punktu C w tym samym nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ. Porównanie odpowiednich składowych z tych dwóch równań pozwoli na wyznaczenie trzech niewiadomych w postaci kątów α_z , β_z i γ_x z układu równań (24). W niniejszej pracy do obliczeń wykorzystano pakiet Matlab.

$$\begin{cases} -L_1 \times \sin\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_x = \cos\beta_z \times L_2 \\ L_1 \times \cos\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_y = \sin\beta_z \times L_2 \\ L_1 \times \sin\gamma_x + A_z = 0 \end{cases} \quad (24)$$

Analogicznie, położenia punktu D wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka AD=L₁-L₃ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy, analogiczne do równania (20), przedstawia równanie:

$$[D] = [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [L_1 - L_3] = \begin{bmatrix} -(L_1 - L_3) \times \sin\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_x \\ (L_1 - L_3) \times \cos\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_y \\ L_1 \times \sin\gamma_x + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (25)$$

W położeniu początkowym znany jest kąt ζ_y , dlatego położenie punktu E wyznaczono, jako położenia punktu D i obrotu odcinka DE=L₄ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned} [E] &= [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [L_4] = \\ &= \begin{bmatrix} L_4 \times \cos\zeta_y \times \cos\alpha_z - \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma_x + L_4 \times \sin\zeta_y \times \sin\gamma_x\} \times \sin\alpha_z + A_x \\ L_4 \times \cos\zeta_y \times \sin\alpha_z + \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma_x + L_4 \times \sin\zeta_y \times \sin\gamma_x\} \times \cos\alpha_z + A_y \\ (L_1 - L_3) \times \sin\gamma_x - L_4 \times \sin\zeta_y \times \cos\gamma_x + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (26)$$

Po wyznaczeniu położenia punktu E można wyznaczyć odległość między punktem E i F, czyli długość L₅. Ponieważ odległość ta jest niezmienna, dlatego należy wyznaczyć ją tylko w położeniu początkowym w celu zamknięcia łańcucha kinematycznego. Długość tę można wyznaczyć ze wzoru na odległość punktów w przestrzeni.

$$L_5 = \sqrt{\langle E_x - F_x \rangle^2 + \langle E_y - F_y \rangle^2 + \langle E_z - F_z \rangle^2} \quad (27)$$

Po wyznaczeniu stałej długości L₅ należy dla każdego położenia członów mechanizmu wyznaczyć wartość kąta ζ_y oraz wartości współrzędnych punktu E w głównym układzie współrzędnych z układu równań:

$$\begin{cases} E_x = L_4 \times \cos\zeta_y \times \cos\alpha_z - \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma_x + L_4 \times \sin\zeta_y \times \sin\gamma_x\} \times \sin\alpha_z + A_x \\ E_y = L_4 \times \cos\zeta_y \times \sin\alpha_z + \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma_x + L_4 \times \sin\zeta_y \times \sin\gamma_x\} \times \cos\alpha_z + A_y \\ E_z = (L_1 - L_3) \times \sin\gamma_x - L_4 \times \sin\zeta_y \times \cos\gamma_x + A_z \\ L_5 = \sqrt{\langle E_x - F_x \rangle^2 + \langle E_y - F_y \rangle^2 + \langle E_z - F_z \rangle^2} \end{cases} \quad (28)$$

Punkt G wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka $AG=L_1-L_8$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[G] = [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [L_1 - L_8] = \begin{bmatrix} -(L_1 - L_8) \times \sin\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_x \\ (L_1 - L_8) \times \cos\alpha_z \times \cos\gamma_x + A_y \\ L_1 \times \sin\gamma_x + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (29)$$

Położenie punktu H wyznaczono jako suma współrzędnych położenia punktu G i odcinka $GH = L_7$ obróconego względem osi przechodzących przez punkt G o kąty δ_y i ε_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[H] = [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\delta_{y(L_1-L_8)}] \times [\varepsilon_z] \times [L_9] =$$

$$= \begin{bmatrix} L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \cos\delta_y \times \cos\alpha_z - \{(L_9 \times \sin\varepsilon_z + L_1 - L_8) \times \\ \times \cos\gamma_x + (L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \sin\delta_y) \times \sin\gamma_x\} \times \sin\alpha_z + A_x \\ L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \cos\delta_y \times \sin\alpha_z + \{(L_9 \times \sin\varepsilon_z + L_1 - L_8) \times \\ \times \cos\gamma_x + (L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \sin\delta_y) \times \sin\gamma_x\} \times \cos\alpha_z + A_y \\ (L_9 \times \sin\varepsilon_z + L_1 - L_8) \times \sin\gamma_x - (L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \sin\delta_y) \times \\ \times \cos\gamma_x + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (30)$$

W równaniu (30) nie są znane wartości kątów δ_y i ε_z , dlatego z tego równania nie można jeszcze wyznaczyć położenia punktu H. Znane są natomiast wartości początkowe kątów ϑ_z – kąt pochylenia koła i η_y – kąt skręcenia koła, dlatego położenie punktu H w położeniu początkowym można wyznaczyć jako sumę położenia punktu G i obrotu odcinka $GH = L_7$ względem osi przechodzących przez punkt G o kąty ϑ_z i η_y . Zapis matematyczny tego przekształcenia przedstawia równanie:

$$[H_G] = [\vartheta_{zG}] \times [\eta_y] \times [-L_9] = \begin{bmatrix} -L_9 \times \cos\vartheta_z \times \cos\eta_y + G_x \\ -L_9 \times \sin\vartheta_z \times \cos\eta_y + G_y \\ -L_9 \times \sin\eta_y + G_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (31)$$

Znając położenie punktu H w położeniu początkowym i przekształcając równanie (30) można wyznaczyć wartości nieznanymi kątów δ_y i ε_z z dwóch dowolnych równań układu:

$$\left\{ \begin{array}{l} L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \cos\delta_y \times \cos\alpha_z - \{(L_9 \times \sin\varepsilon_z + L_1 - L_8) \times \cos\gamma_x + \\ \quad + (L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \sin\delta_y) \times \sin\gamma_x\} \times \sin\alpha_z + A_x = H_x \\ \\ L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \cos\delta_y \times \sin\alpha_z + \{(L_9 \times \sin\varepsilon_z + L_1 - L_8) \times \cos\gamma_x + \\ \quad + (L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \sin\delta_y) \times \sin\gamma_x\} \times \cos\alpha_z + A_y = H_y \\ \\ (L_9 \times \sin\varepsilon_z + L_1 - L_8) \times \sin\gamma_x - (L_9 \times \cos\varepsilon_z \times \sin\delta_y) \times \cos\gamma_x + A_z = H_z \end{array} \right. \quad (32)$$

Kąty ϑ_z i η_y dla każdego położenia koła można wyznaczyć przekształcając równanie (31) do układu równań:

$$\left\{ \begin{array}{l} -L_9 \times \cos\vartheta_z \times \cos\eta_y + G_x = H_x \\ -L_9 \times \sin\vartheta_z \times \cos\eta_y + G_y = H_y \\ -L_9 \times \sin\eta_y + G_z = H_z \end{array} \right. \quad (33)$$

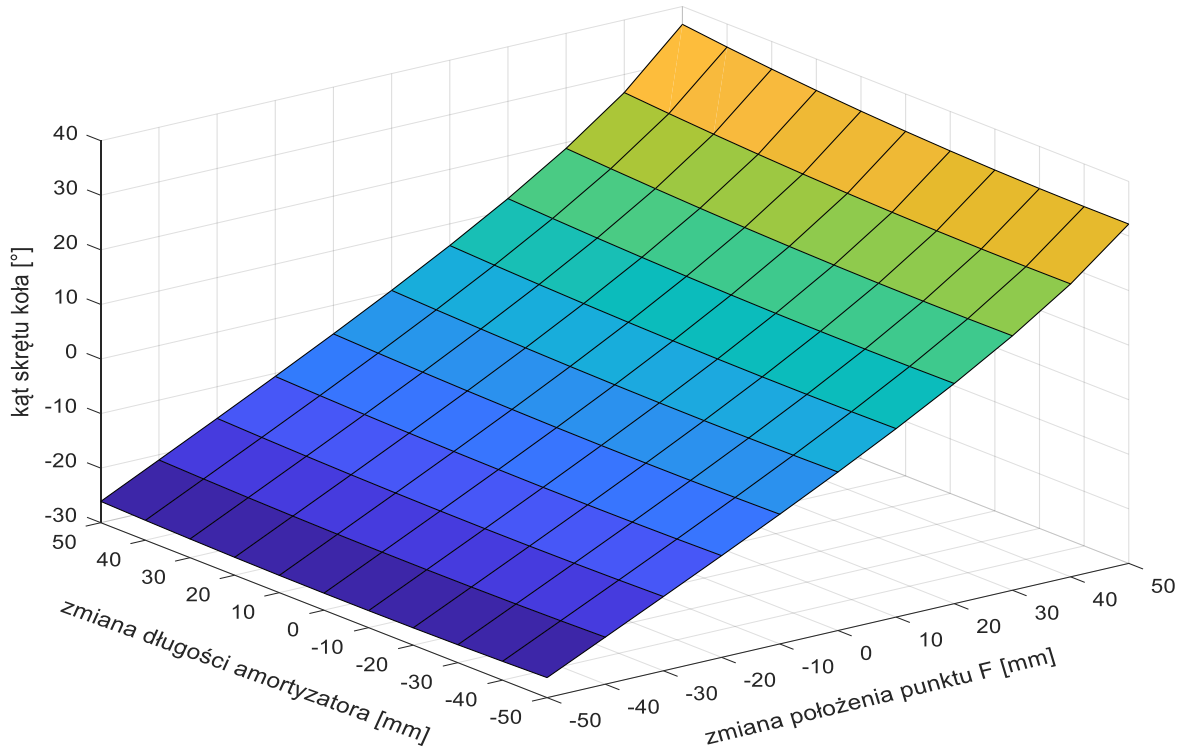
4.1.2. Przykład wyników obliczeń kinematyki kolumny MacPherson

Wyniki obliczeń kątów ϑ_z i η_y w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 i zmiany położenia kierownicy, czyli zmiany położenia przegubu końcówki kierowniczej (punktu F) przedstawiono na wykresach. Do obliczeń przyjęto następujące początkowe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów oraz kątów:

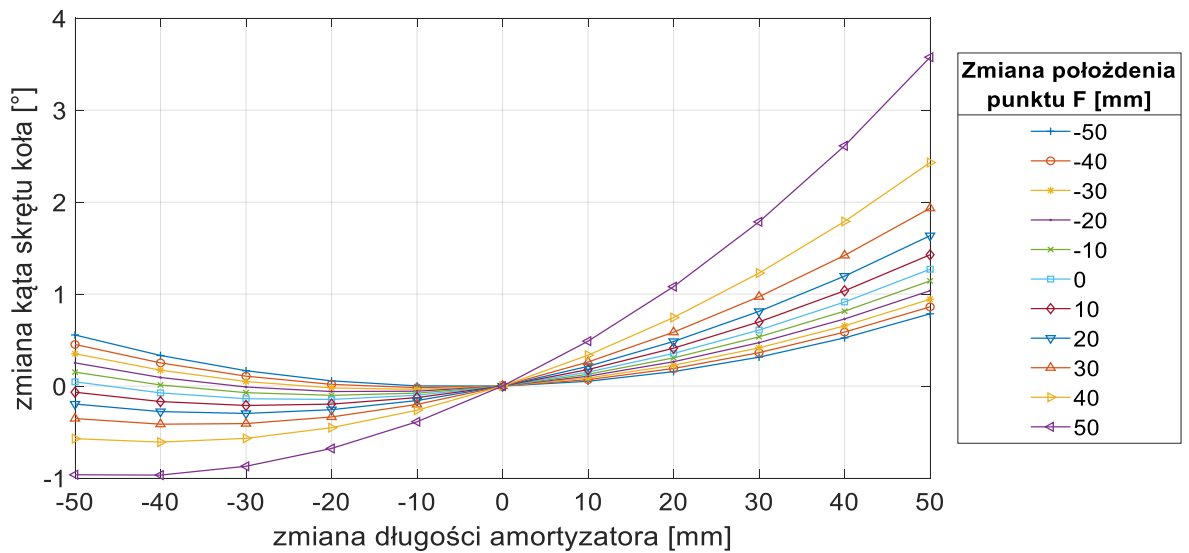
$L_1 = 600$ mm; $L_2 = 500$ mm; $L_3 = 250$ mm; $L_4 = 110$ mm; $L_8 = 80$ mm; $L_9 = 100$ mm; $A_X = -400$ mm; $A_Y = 550$ mm; $A_Z = -20$ mm; $F_X = -50$ mm; $F_Y = 200$ mm; $F_Z = -200$ mm; $\zeta_y = 280^\circ$; $\vartheta_z = 1^\circ$; $\eta_y = -1^\circ$

Wyniki zostały przedstawione na rysunkach: przestrzennym 12. i płaskim 13. Rysunek 12. przedstawia wykres kąta skrętu w zależności od ruchu amortyzacji, czyli zmiany długości amortyzatora i zmiany położenia punktu F, wynikającego z obrotu kierownicy pojazdu. Na wykresie (rysunek 13.) przedstawiono wykres zmiany kąta skrętu koła, wynikającego z ruchu amortyzacji dla różnych położań punktu F, wynikającego z ruchu kierownicy. Na tym rysunku przyjęto, że dla każdej wartości kąta skrętu koła i zerowego ugięcia amortyzatora zmiana kąta skrętu wynosi zero. Błędem natomiast jest zmiana tego kąta,

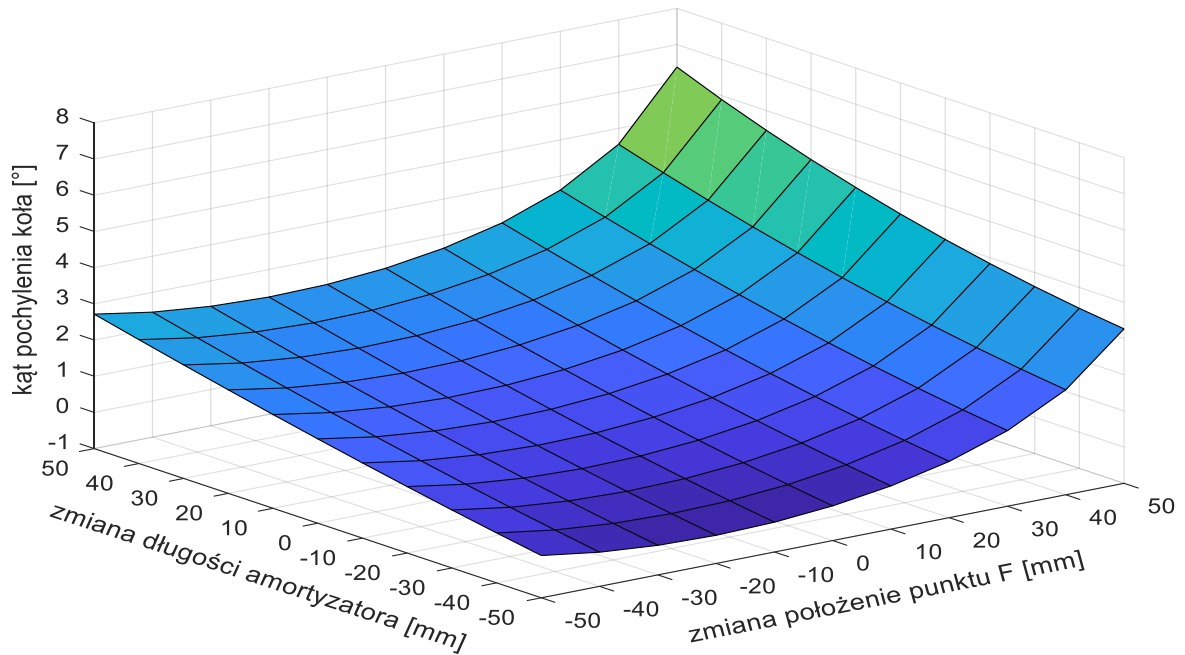
wynikająca tylko z ruchu amortyzacji bez zmiany położenia punktu F, wynikającego z ruchu kierownicy.



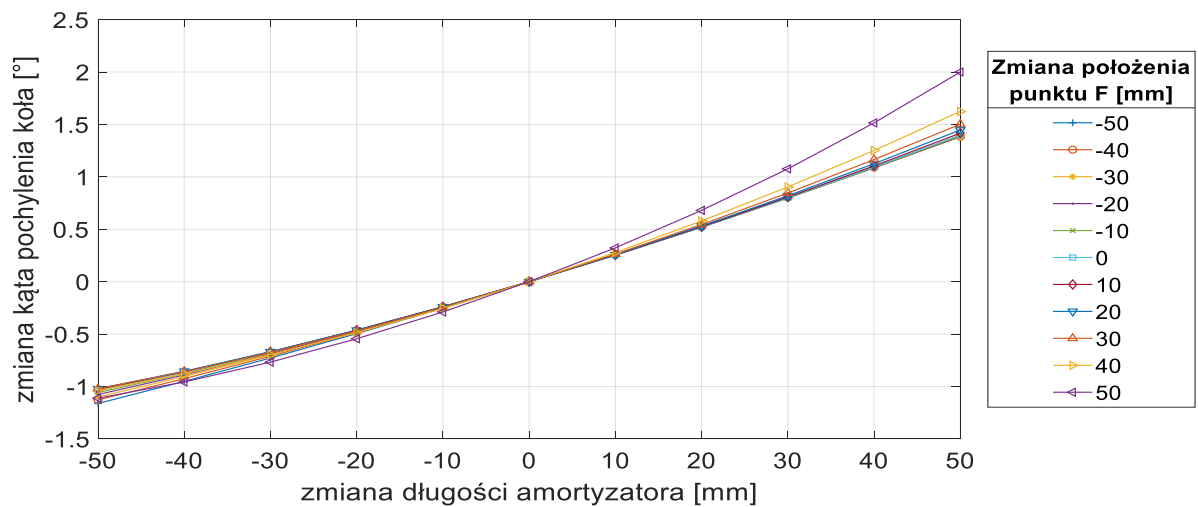
Rys. 12. Wykres kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



Rys. 13. Wykresy zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



Rys. 14. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



Rys. 15. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

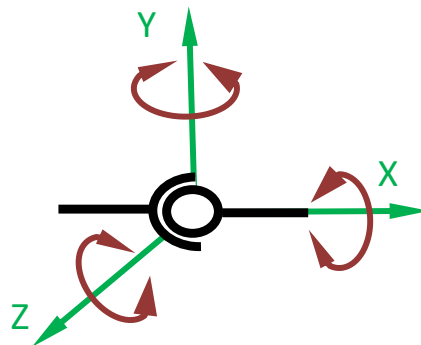
Na wykresach rysunek 14. i 15. przedstawiono wyniki obliczeń wskazujące, że normalna praca zawieszienia wpływa na zmianę kąta pochylenia koła. Rysunek 14. przedstawia wykres kąta pochylenia koła w zależności od zmiany długości amortyzatora, oraz zmiany położenia punktu F. Rysunek 15. przedstawia wykres zmiany kąta pochylenia koła wynikającego z ruchu amortyzacji, czyli zmiany położenia punktu F. Na tym rysunku przyjęto, że dla każdej wartości kąta skrętu koła i zerowego ugięcia amortyzatora zmiana kąta pochylenia wynosi zero. Błędem jest zmiana pochylenia koła, wynikająca z ruchu

amortyzacji. Zmiany te są dla pojazdu niekorzystne. Szczególnie zmiana skreću koła zależna od ruchu amortyzacji jest niebezpieczna dla pojazdu. W sytuacji najechania na wypukłość lub wgłębienie w jezdni powoduje niezamierzoną przez kierowcę zmianę kierunku jazdy, co z kolei może doprowadzić do kolizji lub wypadku. W skrajnym położeniu analizowanego zawieszenia zmiana skreću koła, wynikająca z ruchu amortyzacji wynosi do $3,6^\circ$. Zmiana kąta pochylenia koła wpływa natomiast na przyczepność koła i jezdni oraz zużycie opon. Różnica przyczepności kół po obu stronach pojazdu również może powodować niezamierzony poślizg i niezamierzoną zmianę kierunku jazdy.

4.2. Modyfikacja rodzajów i ilości przegubów w konstrukcji zawieszenia [60]

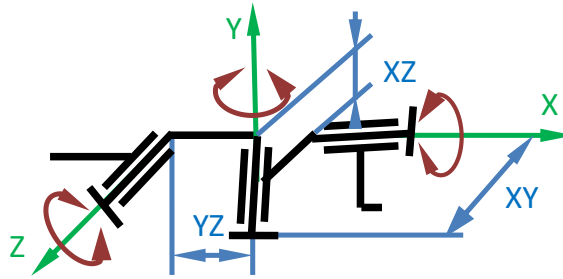
Kolumna MacPherson ma zwartą i prostą konstrukcję. Jest to jej główna zaleta. Dzięki temu zajmuje mało miejsca w samochodzie, jest łatwa w naprawach, oraz stosunkowo tania w produkcji i naprawie. Wadą tego typu zawieszenia jest zmienność geometrii ustawienia kół, czyli duża zmienność kątów pochylenia oraz skreću koła przedstawionych w rozdziale 4.1. Wady tego typu zawieszenia można zmniejszyć zmianą rodzaju połączeń przegubowych.

Przegub kulisty jest równoważny trzem przegubom obrotowym przecinającym się w jednym punkcie (środku przegubu kulistego).



Rys. 16. Schemat przegubu kulistego

Trzy przeguby obrotowe nie muszą przecinać się jednak w jednym punkcie tak jak ma to miejsce w przegubie kulistym. Kąt między poszczególnymi osiami nie musi być też prosty.



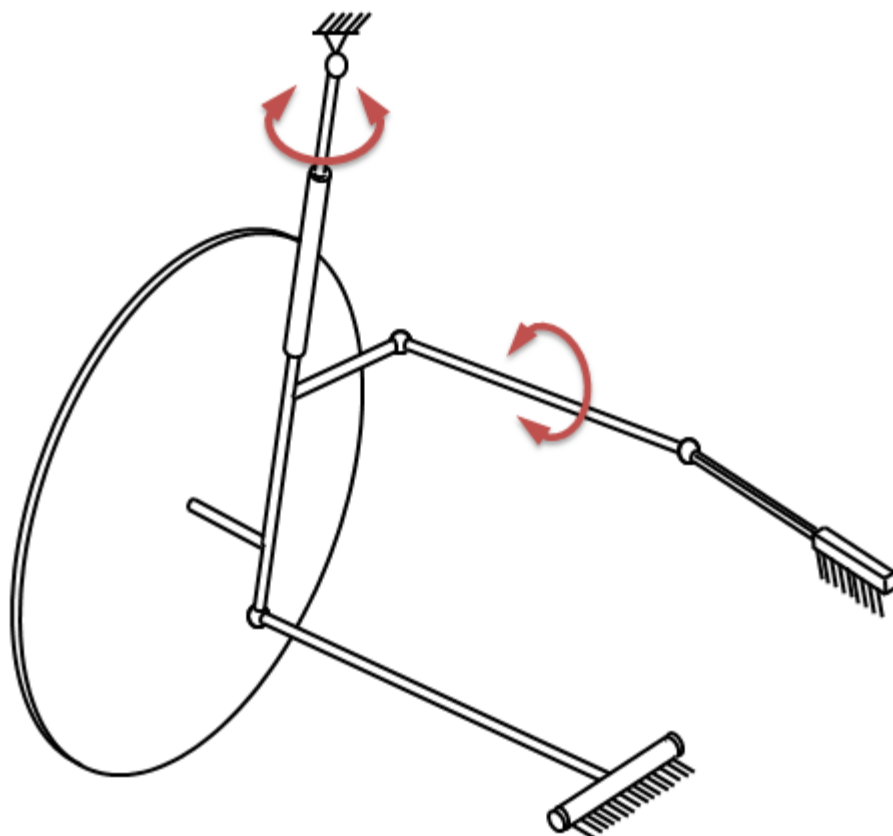
Rys. 17. Schemat modyfikacji przegubu kulistego

Odległości między połączeniami obrotowymi są to dodatkowe parametry, dzięki którym można zmieniać działanie mechanizmu. W pracy założono, że poprzez dobór odpowiednich wartości tych parametrów można uzyskać pożądany skutek, czyli poprawę działania mechanizmu. W analizowanej modyfikacji zaproponowano zmianę jednego z przegubów kulistych, łączących drążki kierownicze. Pozostawiono kąty proste (90°) pomiędzy sąsiednimi osiami.

Ruchliwość kolumny MacPherson:

$$W = 6 \times n - \sum_{i=1}^5 i \times p_i = 6 \times 5 - 4 \times p_3 - p_4 - 2 \times p_5 = 4 \quad (34)$$

Z powyższego wzoru wynika, że ruchliwość jest za duża. Koło samochodu powinno mieć tylko dwa stopnie swobody: ruch kierowania koła i ruch amortyzacji. Ruchliwość $W = 4$ wynika z faktu, że w obecnie stosowanym rozwiązaniu zawieszenia typu kolumna MacPherson występują dwie ruchliwości lokalne, nie mające wpływu na działanie mechanizmu, są to: obrót drążka kierowniczego wokół własnej osi i obrót tłoczyska amortyzatora względem górnego przegubu kulistego i cylindra amortyzatora. Miejsca występowania ruchliwości lokalnej pokazane zostały na poniższym rysunku.

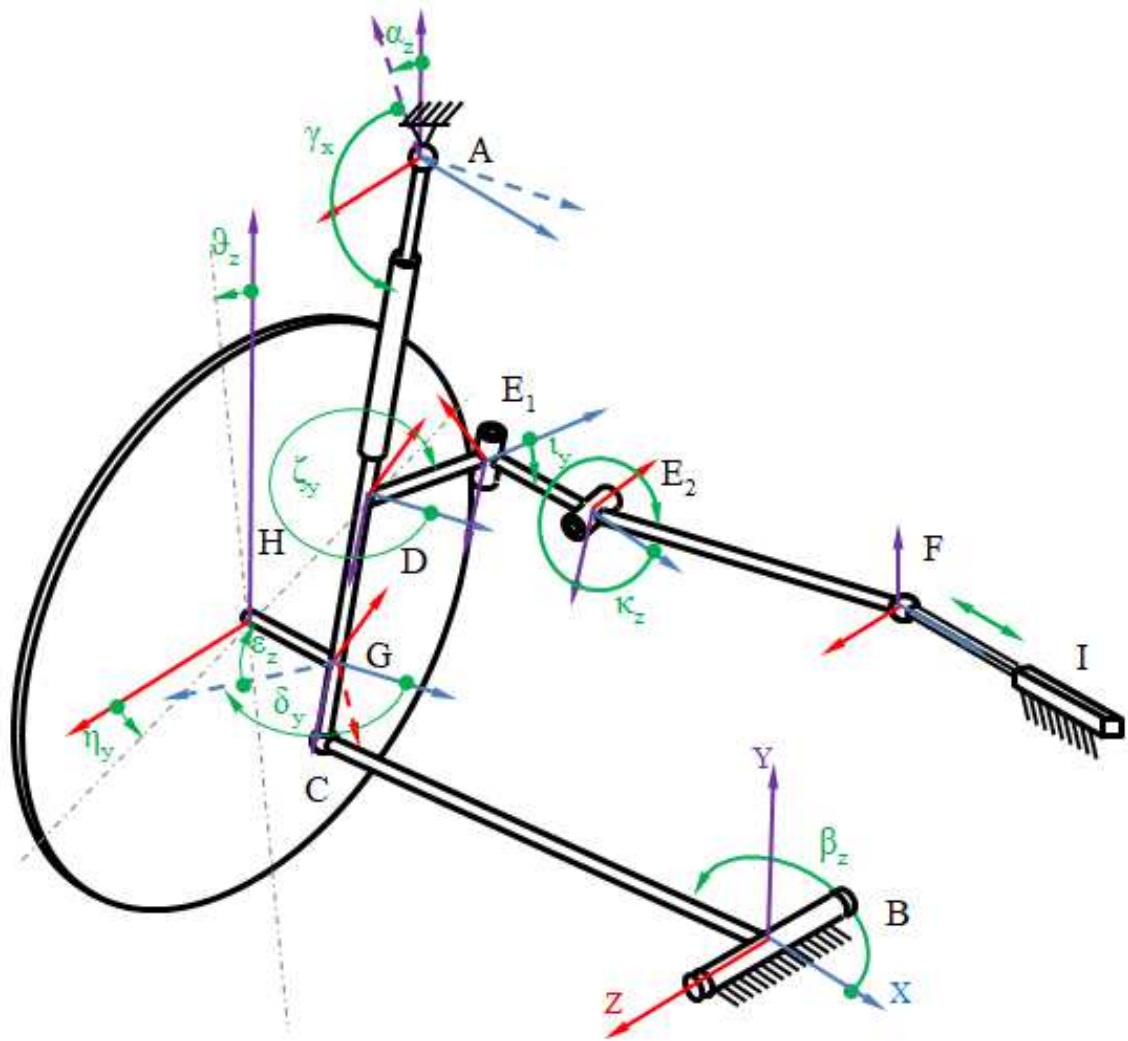


Rys. 18. Ruchliwość lokalna w kolumnie MacPherson

W analizowanej konstrukcji wykorzystano tylko dwie osie zamiast trzech w przegubie kulistym, eliminując tym samym zbędną ruchliwość, wynikającą z możliwego ruchu obrotowego drążka kierowniczego wokół własnej osi w konstrukcji kolumny MacPherson.

4.2.1. Model matematyczny zmodyfikowanego zawieszenia z dwoma przegubami obrotowymi

Model matematyczny zmodyfikowanego zawieszenia z dwoma przegubami obrotowymi opracowano na podstawie schematu tego przedstawionego na rysunku 19.



Rys. 19. Schemat zawieszienia z dwoma przegubami obrotowymi układu kierowniczego

Oznaczenia na rysunku

A – środek przegubu kulistego mocowania kolumny do nadwozia,

B – środek przegubu obrotowego mocowania wahacza do nadwozia,

C – środek przegubu kulistego połączenia wahacza i kolumny,

D – nieruchome połączenie ramienia skrętu wahacza i kolumny,

E₁ – przegub obrotowy połączenia jednego z drążków kierowniczych z kolumną,

E₂ – przegub obrotowy połączenia drążków kierowniczych,

F – przegub kulisty połączenia drążka kierowniczego z listwą układu kierowniczego,

G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora,

H – środek koła,

I – przekładnia kierownicza,

α_z – kąt pochylenia kolumny wokół nieruchomej osi AZ,

γ_x – kąt pochylenia kolumny wokół ruchomej osi AX,

δ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY,

ι_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi E_1Y ,

κ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi E_2Z ,

ε_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DZ,

ϑ_z – kąt pochylenia koła,

η_y – kąt skręcenia koła,

β_z – kąt pochylenia wahacza,

ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX,

ι_y – kąt między drążkami kierowniczymi,

κ_z – kąt między drążkami kierowniczymi,

$L_1=AC$, $L_2=BC$, $L_3=CD$, $L_4=DE$, $L_5=E_1E_2$, $L_6=E_2F$, $L_8=CG$, $L_9=GH$ – wymiary

liniowe mechanizmu.

Jako nieruchomy układ odniesienia przyjęto układ współrzędnych BXYZ

W zawieszeniu zdefiniowano położenie nieruchomych punktów A i B oraz początkowe położenie ruchomego punktu F w analizowanym wariacie zawieszenia w postaci wektorów opisanych wzorami (11) (12) (13):

Znane są wartości kątów w położeniu do jazdy na wprost: ζ_y , ϑ_z , η_y , oznaczone na rysunku 19. oraz długości elementów (dźwigni) mechanizmu w postaci wektorów opisanych wzorami (14) (15) (16) (17) (18) (19) oraz dodatkowo wzorem:

$$[L_5] = \begin{bmatrix} L_5 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (35)$$

Położenia punktu C w nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ wyznaczono jako położenia punktu A w postaci wektora $[A]$ i obrotów odcinka $AC=L_1$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie (20).

Jednocześnie położenia punktu C może być wyznaczone tak samo jak w zawieszeniu typu kolumna MacPherson, względem punktu B jako obrót dźwigni L_2 wokół osi BZ

nieruchomego układu współrzędnych o kąt β_z wg równania (21). Z układu równań (24) można wyznaczyć wartości nieznanych kątów α_z , β_z i γ_x . Położenia punktu D wyznaczono z równania (25).

Położenia punktu E_1 wyznaczono jako położenia punktu D i obrotu odcinka $DE_1=L_5$ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[E_1] = [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [L_4] =$$

$$= \begin{bmatrix} L_4 \times \cos\zeta \times \cos\alpha - \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma + L_4 \times \sin\zeta \times \sin\gamma\} \times \sin\alpha + A_x \\ L_4 \times \cos\zeta \times \sin\alpha + \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma + L_4 \times \sin\zeta \times \sin\gamma\} \times \cos\alpha + A_y \\ (L_1 - L_3) \times \sin\gamma - L_4 \times \sin\zeta \times \cos\gamma + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (36)$$

Położenia punktu E_2 wyznaczono jako położenia punktu E_1 i obrotu odcinka $E_1 E_2 = L_5$ o kąt ι_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$[E_2] = [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [\iota_{yL_4}] \times [L_5] =$$

$$= \begin{bmatrix} \cos\alpha \times [\cos\zeta \times (L_5 \times \cos\iota + L_4) + \sin\zeta \times (-L_5 \times \sin\iota + L_4)] - \sin\alpha \times \\ \times \{ \cos\gamma \times (L_1 - L_3) - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (L_5 \times \cos\iota + L_4) + \\ + \cos\zeta \times (-L_5 \times \sin\iota + L_4)] \} + A_x \\ \cos\alpha \times [\cos\zeta \times (L_5 \times \cos\iota + L_4) + \sin\zeta \times (-L_5 \times \sin\iota + L_4)] - \cos\alpha \times \\ \times \{ \cos\gamma \times (L_1 - L_3) - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (L_5 \times \cos\iota + L_4) + \\ + \cos\zeta \times (-L_5 \times \sin\iota + L_4)] \} + A_y \\ \sin\gamma \times (L_1 - L_3) + \cos\gamma \times [-\sin\zeta \times (L_5 \times \cos\iota + L_4) + \\ + \cos\zeta \times (-L_5 \times \sin\iota + L_4)] + A_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (37)$$

Położenia punktu F wyznaczono jako położenia punktu E_2 i obrotu odcinka $E_2F=L_6$ o kąt κ_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[F] &= [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [l_{yL_4}] \times [\kappa_{zL_5}] \times [L_6] = \\
&= \begin{bmatrix} \cos\alpha \times \{ \cos\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \sin\zeta \times [-\sin i \times \\ \times (\cos k \times + L_6 + L_5)] \} - \sin\alpha \times \langle \cos\gamma \times (\sin k \times L_6 + L_1 - L_3) - \\ - \sin\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times \\ \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + L_5)] \} \rangle + A_x \\ \\ \cos\alpha \times \{ \cos\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \sin\zeta \times [-\sin i \times \\ \times (\cos k \times + L_6 + L_5)] \} + \cos\alpha \times \langle \cos\gamma \times (\sin k \times L_6 + L_1 - L_3) - \\ - \sin\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times \\ \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + L_5)] \} \rangle + A_y \\ \\ \sin\gamma \times (\sin k \times L_6 + L_1 - L_3) + \cos\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos i \times \\ \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + L_5)] \} + A_z \\ \\ 1 \end{bmatrix} \quad (38)
\end{aligned}$$

Położenie punktu F jest znane jako wartość zadana. Równanie (38) należy przekształcić do układu równań, dzięki któremu będzie można wyznaczyć brakujące wartości.

$$\left\{ \begin{aligned} &\cos\alpha \times \{ \cos\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \sin\zeta \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + \\ &+ L_5)] \} - \sin\alpha \times \langle \cos\gamma \times (\sin k \times L_6 + L_1 - L_3) - \sin\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos i \times \\ &\times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + L_5)] \} \rangle + A_x = F_x \\ \\ &\sin\alpha \times \{ \cos\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \sin\zeta \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + \\ &+ L_5)] \} + \cos\alpha \times \langle \cos\gamma \times (\sin k \times L_6 + L_1 - L_3) - \sin\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos i \times \\ &\times (\cos k \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + L_5)] \} \rangle + A_y = F_y \\ \\ &\sin\gamma \times (\sin k \times L_6 + L_1 - L_3) + \cos\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos i \times (\cos k \times L_6 + L_5) + \\ &+ L_4] + \cos\zeta \times [-\sin i \times (\cos k \times L_6 + L_5)] \} + A_z = F_z \end{aligned} \right. \quad (39)$$

W położeniu początkowym kąt ζ_y jest zadany dlatego można z układu równań (39) wyznaczyć dwa kąty i_y i κ_z oraz długość jednego z drążków kierowniczych, czyli długość L_5 lub L_6 w celu zamknięcia łańcucha kinematycznego. Wyznaczone długości w położeniu początkowym są stałe w trakcie pracy mechanizmu, zmienia się natomiast kąt

ζ_y . Trzeba zatem w układzie równań (52) traktować, jako wartości do wyznaczenia w każdej pozycji mechanizmu wartości kątów ζ_y , ι_y i κ_z . W obu przypadkach zarówno przy wyznaczaniu wartości początkowych jak i przy wyznaczaniu wartości dla każdego położenia elementów mechanizmu jest to układ trzech równań z trzema niewiadomymi.

Punkt G wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka $AG=L_1-L_8$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie (29).

Położenie punktu H wyznaczono jako położenie punktu G i obroty odcinka $GH = L_7$ względem osi przechodzących przez punkt G o kąty δ_y i ε_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie (30).

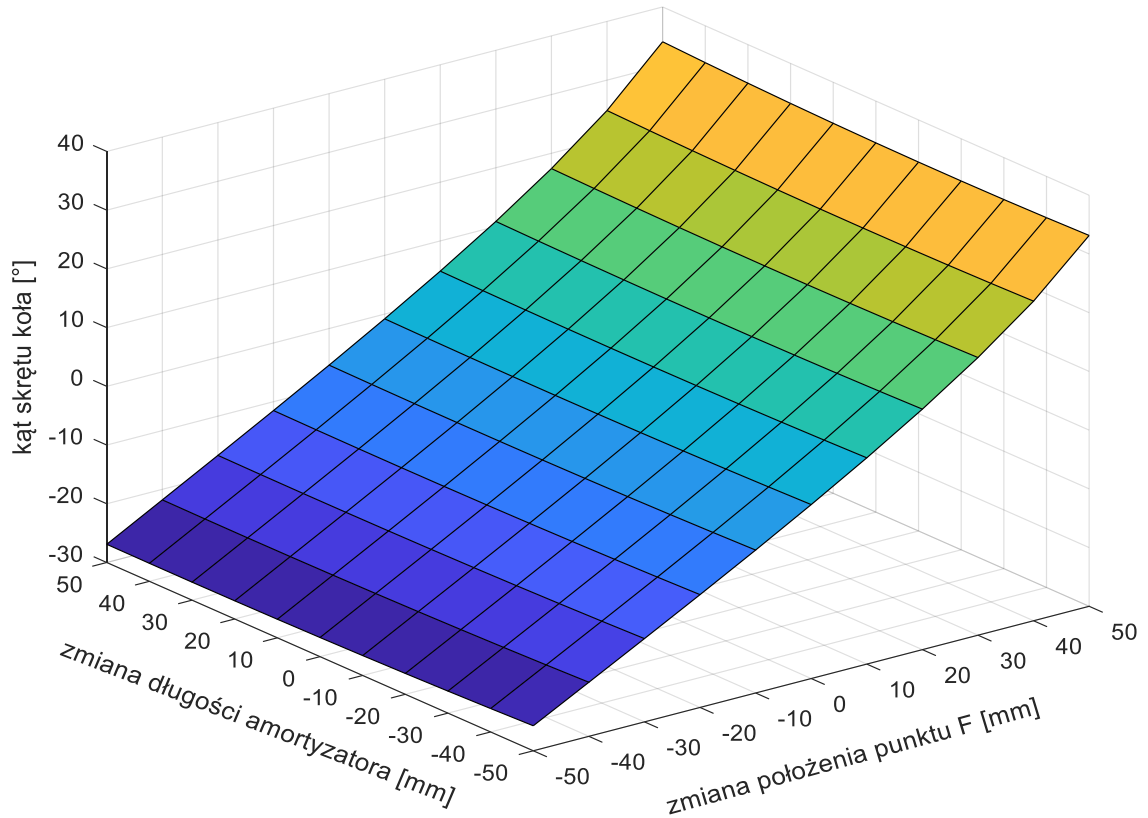
W równaniu (30) wartości kątów δ_y i ε_z nie są znane, tak jak ma to miejsce w kolumnie MacPherson. Dlatego wartości kątów δ_y i ε_z i położenia punktu H z tego równania nie można jeszcze wyznaczyć. Wartości tych kątów można wyznaczyć z równania (33).

4.2.2. Przykład wyników obliczeń zmodyfikowanego zawieszenia [60]

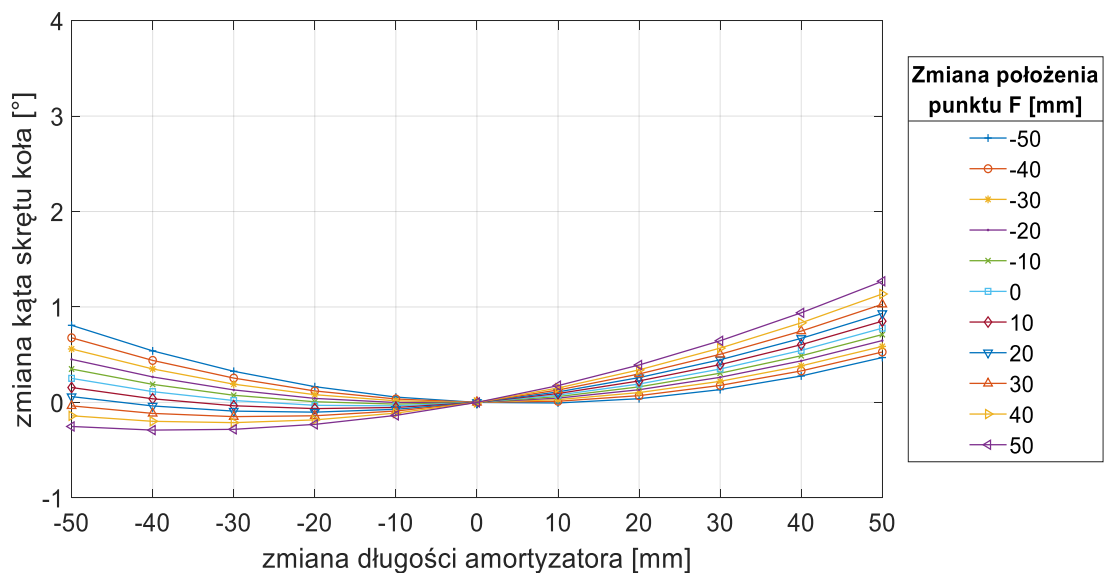
Wyniki obliczeń kątów ϑ_z i η_y w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 i zmiany położenia kierownicy, czyli zmiany położenia przegubu końcówki kierowniczej (punktu F) przedstawiono na wykresach. Do obliczeń przyjęto następujące początkowe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów oraz kątów:

$L_1 = 600$ mm; $L_2 = 500$ mm; $L_3 = 250$ mm; $L_4 = 110$ mm; $L_5 = 103$ mm; $L_6 = 500$ mm; $L_8 = 80$ mm; $L_9 = 100$ mm; $A_X = -400$ mm; $A_Y = 550$ mm; $A_Z = -20$ mm; $F_X = -50$ mm; $F_Y = 200$ mm; $F_Z = -200$ mm; $\zeta_y = 280^\circ$; $\vartheta_z = 1^\circ$; $\eta_y = -1^\circ$

Powyższe wartości dobrane są tak, aby można było porównać wpływ modyfikacji na działanie mechanizmu zawieszenia z wynikami analizy kolumny MacPherson.



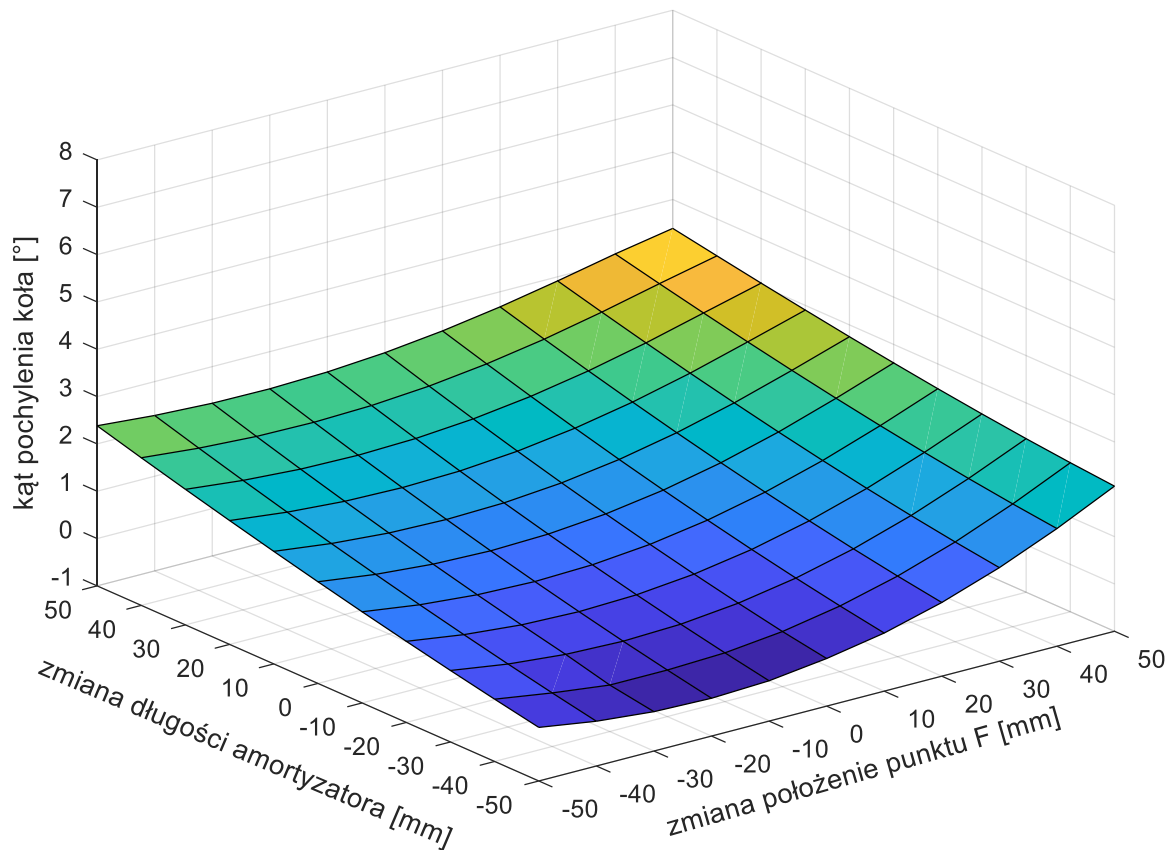
Rys. 20. Wykres zmian kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



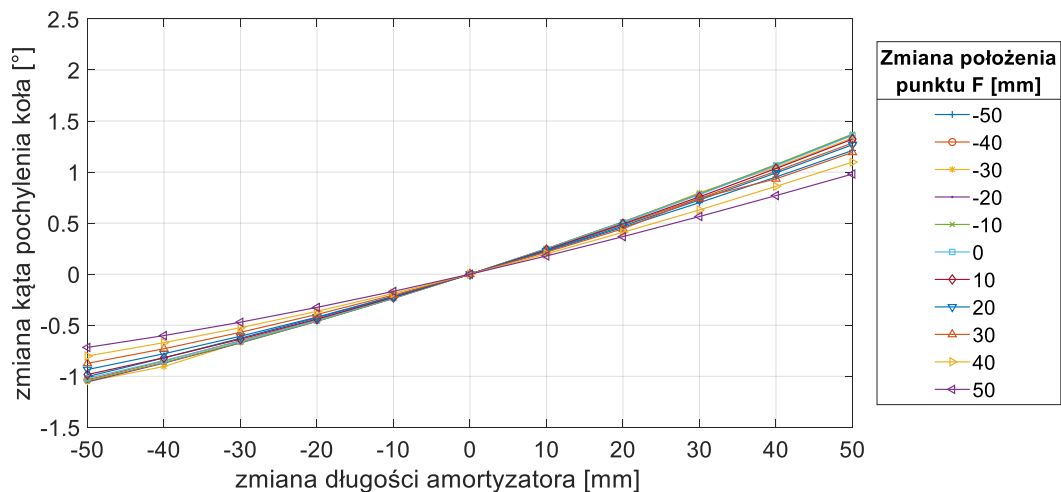
Rys. 21. Wykresy zmian kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

Rysunek 20. przedstawia wykres kąta skrętu w zależności od ruchu amortyzacji, czyli zmiany długości amortyzatora i zmiany położenia punktu F, wynikającego z obrotu kierownicy pojazdu. Na rysunku 21. przedstawiono wykres zmiany kąta skrętu koła,

wynikającego z ruchu amortyzacji dla różnych położenia punktu F, wynikającego z ruchu kierownicy. Zmiany kąta są mniejsze niż w kolumnie MacPherson.



Rys. 22. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

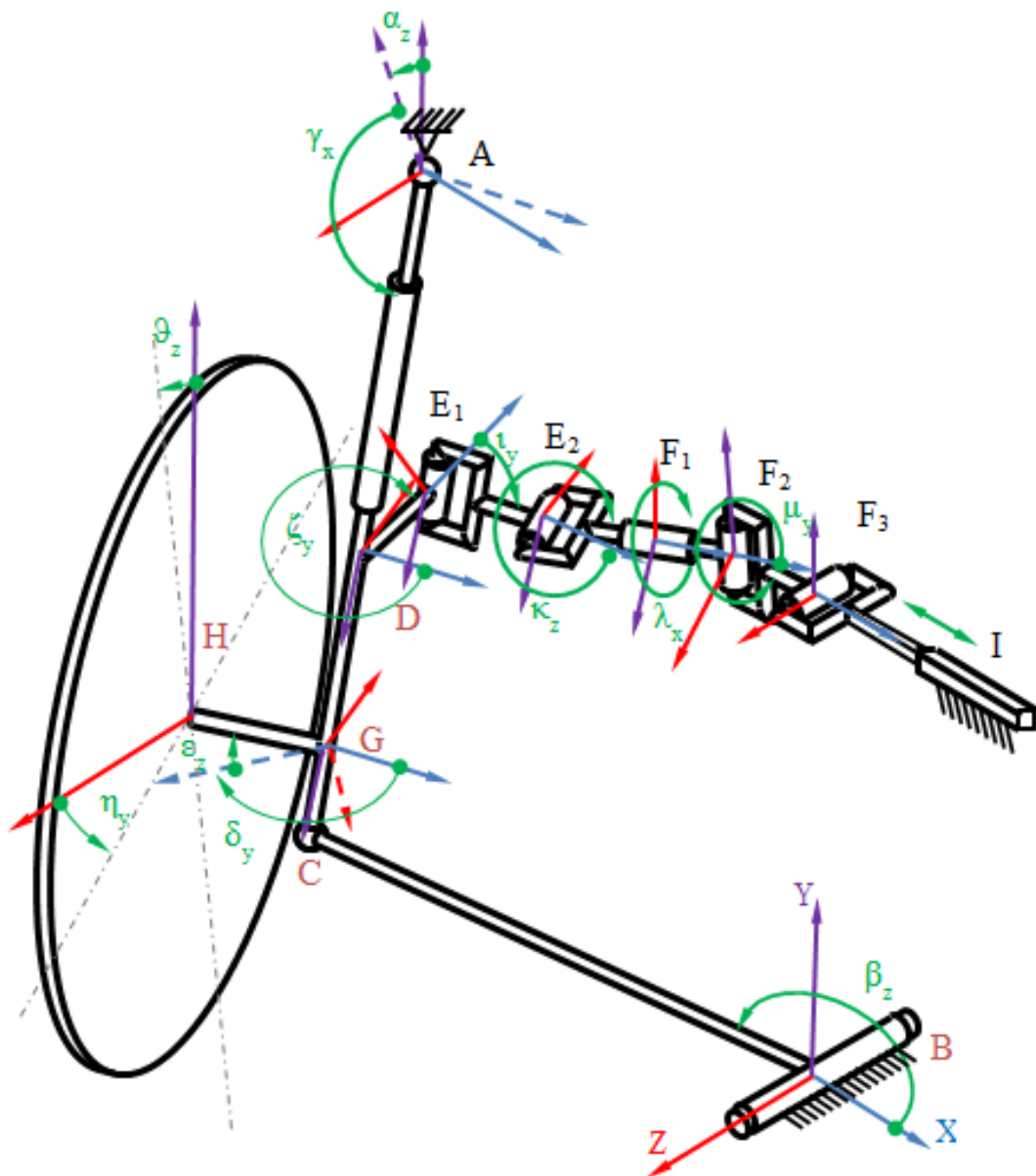


Rys. 23. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

Rysunek 22. przedstawia wykres kąta pochylenia koła w zależności od zmiany długości amortyzatora oraz zmiany położenia punktu F. Rysunek 23. przedstawia wykres zmiany kąta pochylenia koła, wynikającego z ruchu amortyzacji, czyli zmiany położenia punktu F.

4.2.3. Model matematyczny zmodyfikowanego zawieszzenia z pięcioma przegubami obrotowymi

Model matematyczny zmodyfikowanego zawieszzenia z pięcioma przegubami obrotowymi opracowano na podstawie schematu przedstawionego na rysunku 24.



Rys. 24. Schemat zawieszzenia z pięcioma przegubami obrotowymi koła kierowanego

Oznaczenia na rysunku:

A – środek przegubu kulistego mocowania kolumny do nadwozia,

B – środek przegubu obrotowego mocowania wahacza do nadwozia,

C – środek przegubu kulistego połączenia wahacza i kolumny,

D – połączenie ramienia skrętu wahacza i kolumny,

E_1 – przegub obrotowy połączenia jednego z drążków kierowniczych z kolumną,

E_2 – przegub obrotowy połączenia drążków kierowniczych,

F_1 – przegub obrotowy połączenia drążków kierowniczych,

F_2 – przegub obrotowy połączenia drążków kierowniczych,

F_3 – przegub obrotowy połączenia drążków kierowniczych,

G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora,

H – środek koła,

I – przekładnia kierownicza,

α_z – kąt pochylenia kolumny wokół nieruchomej osi AZ,

γ_x – kąt pochylenia kolumny wokół ruchomej osi AX,

δ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY,

ι_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi E_1Y ,

κ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi E_2Z ,

ϵ_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DZ,

ϑ_z – kąt pochylenia koła,

η_y – kąt skręcenia koła,

β_z – kąt pochylenia wahacza,

ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX,

ι_y – kąt między drążkami kierowniczymi,

κ_z – kąt między drążkami kierowniczymi,

λ_x – kąt między drążkami kierowniczymi,

μ_y – kąt między drążkami kierowniczymi,

$L_1=AC$, $L_2=BC$, $L_3=CD$, $L_4=DE$, $L_5=E_1E_2$, $L_6=E_2F_1$, $L_7=F_1F_2$, $L_{10}=F_1F_2$, $L_8=CG$,

$L_9=GH$ – wymiary liniowe mechanizmu.

Jako nieruchomy układ odniesienia przyjęto układ współrzędnych BXYZ

W zawieszeniu zdefiniowano położenie nieruchomych punktów A i B oraz początkowe położenie ruchomego punktu F w analizowanym wariacie zawieszenia w postaci wektorów opisanych wzorami (11) (12) (13):

Znane są wartości kątów w położeniu do jazdy na wprost: ζ_y , ϑ_z , η_y , oznaczone na rysunku 19. oraz długości elementów (dźwigni) mechanizmu w postaci wektorów opisanych wzorami (14) (15) (16) (17) (18) (19) (35) oraz dodatkowo wzorami:

$$[L_6] = \begin{bmatrix} L_6 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (40)$$

$$[L_7] = \begin{bmatrix} L_7 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (41)$$

$$[L_{10}] = \begin{bmatrix} L_{10} \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (42)$$

Położenia punktu C w nieruchomym układzie współrzędnych BXYZ wyznaczono, jako położenia punktu A w postaci wektora $[A]$ i obrotów odcinka $AC=L_1$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie (20).

Jednocześnie położenia punktu C może być wyznaczone tak samo jak w zawieszeniu typu kolumna MacPherson, względem punktu B jako obrót dźwigni L_2 wokół osi BZ nieruchomego układu współrzędnych o kąt β_z wg równania (21). Z układu równań (24) można wyznaczyć wartości nieznanymi kątów α_z , β_z i γ_x . Położenia punktu D wyznaczono z równania (25).

Położenia punktu E_1 wyznaczono, jako położenia punktu D i obrotu odcinka $DE_1 = L_5$ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y wg wzoru (36). Położenia punktu E_2 wyznaczono, jako położenia punktu E_1 i obrotu odcinka $E_1E_2 = L_5$ o kąt t_y wg wzoru (37).

Położenia punktu F_1 wyznaczono, jako położenia punktu E_2 i obrotu odcinka $E_2F_1 = L_6$ o kąt κ_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[F_1] &= [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [{}^t y_{L_4}] \times [\kappa_{zL_5}] \times [L_6] = \\
&= \begin{bmatrix}
\cos\alpha \times \{ \cos\zeta \times [\cos\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5) + L_4] + \sin\zeta \times [-\sin\iota \times \\
\times (\cos\kappa \times + L_6 + L_5)] \} - \sin\alpha \times \langle \cos\gamma \times (\sin\kappa \times L_6 + L_1 - L_3) - \\
-\sin\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times \\
\times [-\sin\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5)] \} \rangle + A_x \\
\\
\cos\alpha \times \{ \cos\zeta \times [\cos\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5) + L_4] + \sin\zeta \times [-\sin\iota \times \\
\times (\cos\kappa \times + L_6 + L_5)] \} + \cos\alpha \times \langle \cos\gamma \times (\sin\kappa \times L_6 + L_1 - L_3) - \\
-\sin\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times \\
\times [-\sin\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5)] \} \rangle + A_y \\
\\
\sin\gamma \times (\sin\kappa \times L_6 + L_1 - L_3) + \cos\gamma \times \{ -\sin\zeta \times [\cos\iota \times \\
\times (\cos\kappa \times L_6 + L_5) + L_4] + \cos\zeta \times [-\sin\iota \times (\cos\kappa \times L_6 + L_5)] \} + A_z \\
\\
1
\end{bmatrix} \quad (43)
\end{aligned}$$

Położenia punktu F_2 wyznaczono jako położenia punktu F_1 i obrotu odcinka $F_1F_2 = L_7$ o kąt λ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[F_2] &= [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [l_{yL_4}] \times [\kappa_{zL_5}] \times [\lambda_{xL_6}] \times [L_7] = \\
&= \begin{bmatrix}
\cos\alpha \times \langle \cos\zeta \times \{ \cos\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] + L_4 \} + \sin\zeta \times \{ -\sin\iota \times \\
\times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] \} \rangle - \sin\alpha \times | \cos\gamma \times [\sin\kappa \times (L_7 + L_6) + \\
+ L_1 - L_3] - \sin\gamma \times \langle -\sin\zeta \times \{ \cos\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] + L_4 \} + \\
+ \cos\zeta \times \{ -\sin\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] \} \rangle | + A_x \\
\\
\sin\alpha \times \langle \cos\zeta \times \{ \cos\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] + L_4 \} + \sin\zeta \times \{ -\sin\iota \times \\
\times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] \} \rangle + \cos\alpha \times | \cos\gamma \times [\sin\kappa \times (L_7 + L_6) + \\
+ L_1 - L_3] - \sin\gamma \times \langle -\sin\zeta \times \{ \cos\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] + L_4 \} + \\
+ \cos\zeta \times \{ -\sin\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] \} \rangle | + A_y \\
\\
\sin\gamma \times [\sin\kappa \times (L_7 + L_6) + L_1 - L_3] + \cos\gamma \times \langle -\sin\zeta \times \{ \cos\iota \times [\cos\kappa \times \\
\times (L_7 + L_6) + L_5] + L_4 \} + \cos\zeta \times \{ -\sin\iota \times [\cos\kappa \times (L_7 + L_6) + L_5] \} \rangle + A_z \\
\\
1
\end{bmatrix} \quad (44)
\end{aligned}$$

Położenia punktu F_3 wyznaczono jako położenia punktu F_2 i obrotu odcinka F_2F_3 o kąt μ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[F_3] &= [\alpha_{zA}] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [l_{yL_4}] \times [\kappa_{zL_5}] \times [\lambda_{xL_6}] \times [\mu_{yL_7}] \times [L_{10}] = \\
&= \left[\begin{array}{l}
\cos\alpha \times \langle \cos\zeta \times \{ \cos i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times \\
\times L_{10} + L_5] - \sin i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_4 \} + \sin\zeta \times \{ -\sin i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times \\
\times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_5] - \cos i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times \\
\times L_{10} \} \rangle - \sin\alpha \times \{ \cos\gamma \times [\sin\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) + \cos\kappa \times \sin\lambda \times \\
\times \sin\mu \times L_{10} + L_1 - L_3] - \sin\gamma \times \langle -\sin\zeta \times \{ \cos i \times [\cos\kappa \times (C\mu \times L_{10} + L_7 + \\
+ L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_5] - \sin i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_4 \} + \\
+ \cos\zeta \times \{ -\sin i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + \\
+ L_5] - C i \times C \lambda \times S \mu \times L_{10} \} \} \rangle + A_x \\
\\
\sin\alpha \times \langle \cos\zeta \times \{ \cos i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times \\
\times L_{10} + L_5] - \sin i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_4 \} + \sin\zeta \times \{ -\sin i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times \\
\times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_5] - \cos i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times \\
\times L_{10} \} \rangle + \cos\alpha \times \{ \cos\gamma \times [\sin\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) + \cos\kappa \times \sin\lambda \times \\
\times \sin\mu \times L_{10} + L_1 - L_3] - \sin\gamma \times \langle -\sin\zeta \times \{ \cos i \times [\cos\kappa \times (C\mu \times L_{10} + L_7 + \\
+ L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_5] - \sin i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_4 \} + \\
+ \cos\zeta \times \{ -\sin i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + \\
+ L_5] - C i \times C \lambda \times S \mu \times L_{10} \} \} \rangle + A_y \\
\\
\sin\gamma \times [\sin\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) + \cos\kappa \times \sin\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_1 - L_3] + \\
+ \cos\gamma \times \langle -\sin\zeta \times \{ \cos i \times [\cos\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) - \sin\kappa \times \sin\lambda \times S\mu \times \\
\times \sin\mu \times L_{10} + L_5] - \sin i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times L_{10} + L_4 \} + \cos\zeta \times \{ -\sin i \times [\cos\kappa \times \\
\cos\kappa \times (\cos\mu \times L_{10} + L_7 + L_6) - S\kappa \times S\lambda \times S\mu \times L_{10} + L_5] - \cos i \times \cos\lambda \times \sin\mu \times \\
\times L_{10} \} \rangle + A_z \\
1
\end{array} \right] \quad (45)
\end{aligned}$$

Równanie (45) można przekształcić do układu równań. W układzie tym jest pięć nieznanymi wartości (kąty: ζ_y , i_y , κ_z , λ_x , μ_y). W położeniu do jazdy na wprost bez „ugięcia” zawieszenia znany jest kąt ζ_y , a wyznaczyć należy długość jednego z drążków. Do wyznaczenia pięciu nieznanymi wartości potrzeba układu pięciu równań. Należy zatem wyznaczyć jeszcze dwa następujące równania:

$$L_7 = \frac{\begin{vmatrix} F_{1x} - F_{2x} & F_{1y} - F_{2y} & F_{1z} - F_{2z} \\ tF_{1x} & tF_{1y} & tF_{1z} \\ tF_{2x} & tF_{2y} & tF_{2z} \end{vmatrix}}{\sin\lambda} \quad (46)$$

$$\sin\lambda = \sqrt{(tF_{1y} \times tF_{2z} - tF_{1z} \times tF_{2y})^2 + (tF_{1z} \times tF_{2x} - tF_{1x} \times tF_{2z})^2 + (tF_{1x} \times tF_{2y} - tF_{1y} \times tF_{2x})^2} \quad (47)$$

Współrzędne położenia punktu F_1 i F_2 zostały określone wzorami (43) i (44), natomiast tensory F_1 i F_2 można wyznaczyć ze wzorów:

$$\begin{aligned} [tF_1] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [\zeta_y] \times [l_y] \times [\kappa_z] \times [t] \\ &= \begin{bmatrix} \cos\alpha \times (-\cos\zeta \times \cos i \times \sin\kappa + \sin\zeta \times \sin i \times \sin\kappa) - \sin\alpha \times [\cos\gamma \times \\ \times \cos\kappa - \sin\gamma \times (\sin\zeta \times \cos i \times \sin\kappa - \cos\zeta \times \sin i \times \sin\kappa)] \\ \sin\alpha \times (-\cos\zeta \times \cos i \times \sin\kappa + \sin\zeta \times \sin i \times \sin\kappa) + \cos\alpha \times [\cos\gamma \times \\ \times \cos\kappa - \sin\gamma \times (\sin\zeta \times \cos i \times \sin\kappa - \cos\zeta \times \sin i \times \sin\kappa)] \\ \sin\gamma \times \cos\kappa + \cos\gamma \times (\sin\zeta \times \cos i \times \sin\kappa - \cos\zeta \times \sin i \times \sin\kappa) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} [tF_2] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [\zeta_y] \times [l_y] \times [\kappa_z] \times [\lambda_x] \times [t] = \\ &= \begin{bmatrix} \cos\alpha \times [\cos\zeta \times (-\cos i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \sin i \times \sin\lambda) + \sin\zeta \times \\ \times (\sin i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \cos i \times \sin\lambda)] - \sin\alpha \times \{\cos\gamma \times \cos\kappa \times \cos\lambda - \\ - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (-\cos i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \sin i \times \sin\lambda) + \cos\zeta \times \\ \times (\sin i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \cos i \times \sin\lambda)]\} \\ \sin\alpha \times [\cos\zeta \times (-\cos i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \sin i \times \sin\lambda) + \sin\zeta \times \\ \times (\sin i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \cos i \times \sin\lambda)] + \cos\alpha \times \{\cos\gamma \times \cos\kappa \times \cos\lambda - \\ - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (-\cos i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \sin i \times \sin\lambda) + \cos\zeta \times \\ \times \\ \times (\sin i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \cos i \times \sin\lambda)]\} \\ \sin\gamma \times \cos\kappa \times \cos\lambda + \cos\gamma \times [-\sin\zeta \times (-\cos i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \\ + \sin i \times \sin\lambda) + \cos\zeta \times (\sin i \times \sin\kappa \times \cos\lambda + \cos i \times \sin\lambda)] \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (49)$$

Z równań (45) (46) i (47) po przekształceniu możemy utworzyć układ pięciu równań i wyznaczyć pięć nieznanymi wartości kątów.

Punkt G wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka $AG=L_1-L_8$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie (29).

Położenie punktu H wyznaczono jako położenie punktu G i obroty odcinka $GH = L_7$ względem osi przechodzących przez punkt G o kąty δ_y i ε_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie (30).

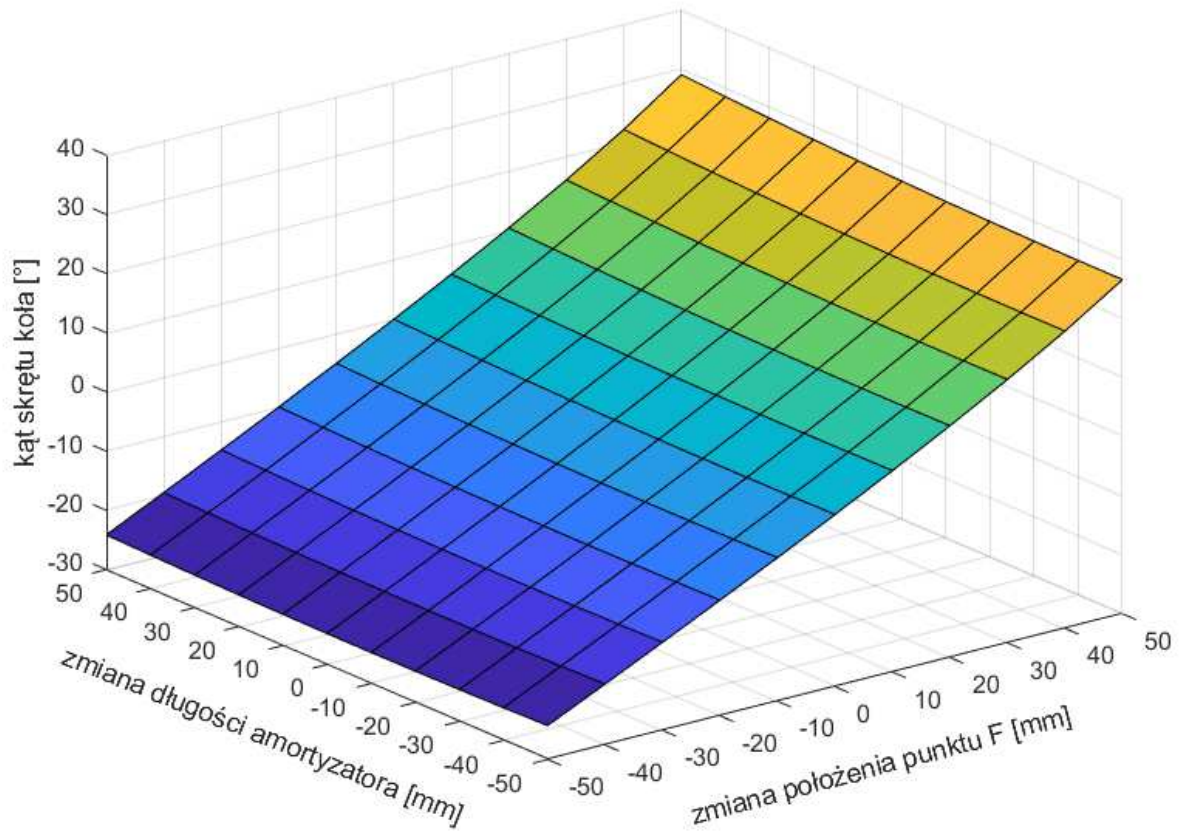
W równaniu (30) nie są znane, tak jak ma to miejsce w kolumnie MacPherson, wartości kątów δ_y i ε_z , dlatego z tego równania nie można jeszcze wyznaczyć położenia punktu H. Wartości tych kątów można wyznaczyć z równania (33)

4.2.4. Przykład wyników obliczeń kinematyki zmodyfikowanego zawieszenia z pięcioma przegubami obrotowymi

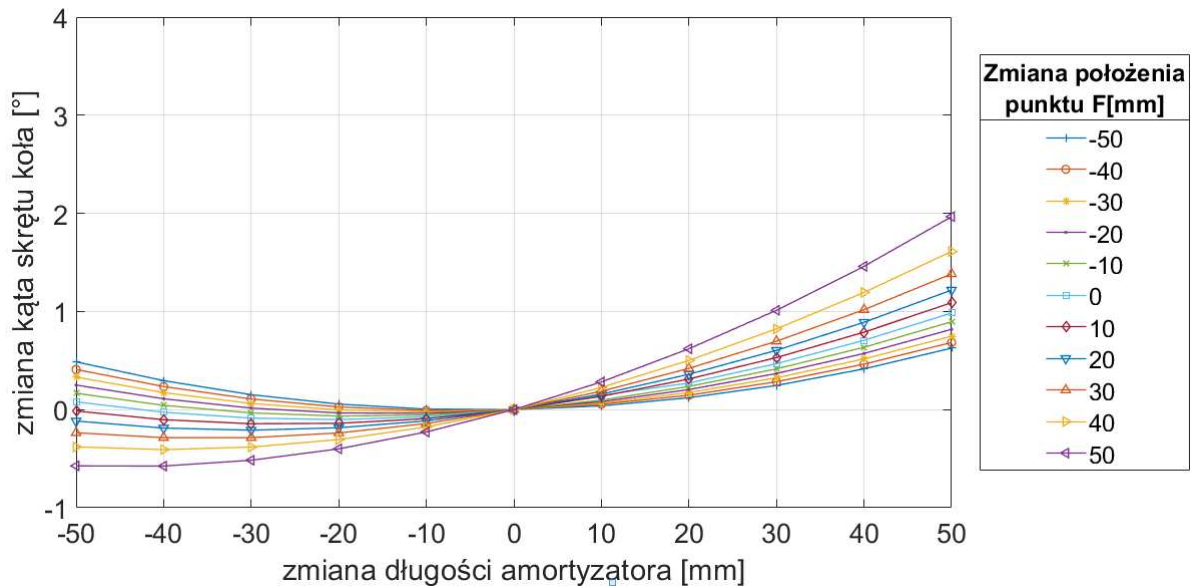
Wyniki obliczeń kątów ϑ_z i η_y w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 i zmiany położenia kierownicy, czyli zmiany położenia przegubu końcówki kierowniczej (punktu F_3) przedstawiono na wykresach. Do obliczeń przyjęto następujące początkowe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów oraz kątów:

$L_1 = 600$ mm; $L_2 = 500$ mm; $L_3 = 250$ mm; $L_4 = 110$ mm; $L_5 = 12$ mm; $L_6 = 50$ mm;
 $L_8 = 80$ mm; $L_9 = 100$ mm; $L_{10} = 226$ mm; $A_X = -400$ mm; $A_Y = 550$ mm; $A_Z = -20$ mm;
 $F_X = -50$ mm; $F_Y = 200$ mm; $F_Z = -200$ mm; $\zeta_y = 280^\circ$; $\vartheta_z = 1^\circ$; $\eta_y = -1$

Powyższe wartości dobrane są tak, aby można było porównać wpływ modyfikacji na działanie mechanizmu zawieszenia.

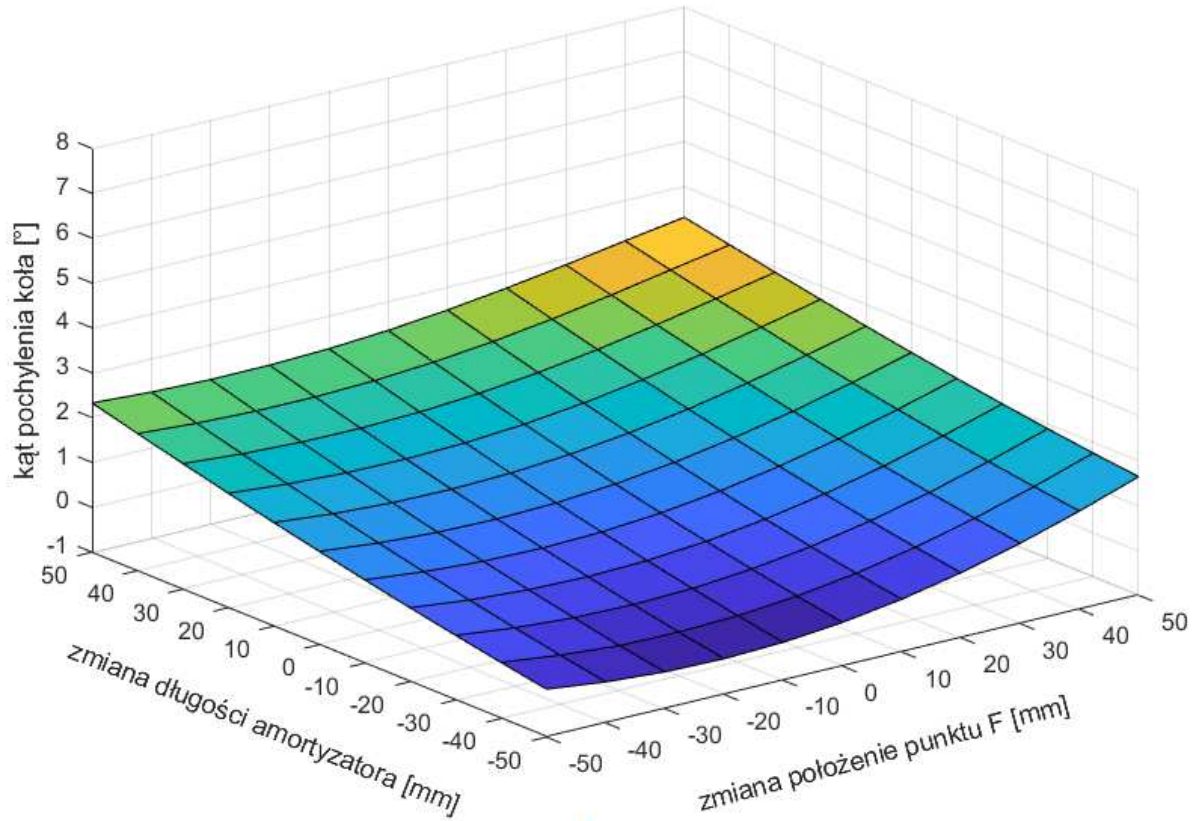


Rys. 25. Wykres kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

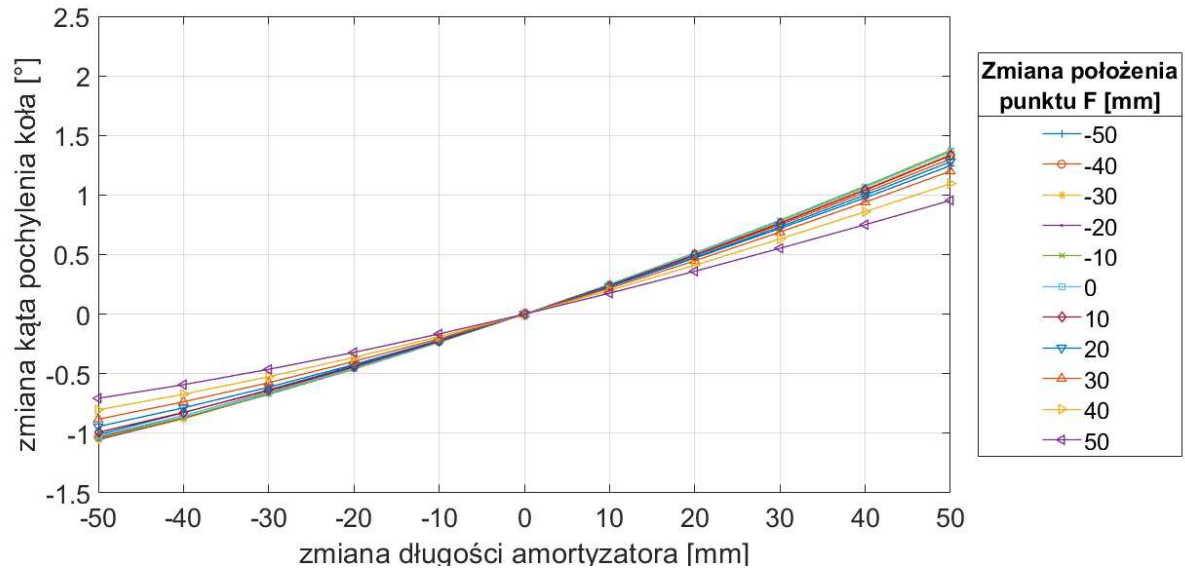


Rys. 26. Wykresy zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

Na rysunku 25. przedstawiono wykres zmian wartości kąta skrętu w zależności od ruchu amortyzacji, czyli zmiany długości amortyzatora i zmiany położenia punktu F. Rysunek 26. przedstawia wykres zmiany kąta skrętu koła, wynikającego z ruchu amortyzacji dla różnych położń punktu F, wynikającego z ruchu kierownicy.



Rys. 27. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



Rys. 28. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

Rysunek 27. przedstawia wykres kąta pochylenia koła w zależności od zmiany długości amortyzatora oraz zmiany położenia punktu F. Rysunek 28. przedstawia wykres zmiany kąta pochylenia koła wynikającego z ruchu amortyzacji, czyli zmiany położenia punktu F.

Modyfikacja tylko jednego przegubu, czyli wprowadzenie tylko jednego dodatkowego parametru poprawiło działanie mechanizmu. Uzyskano mniejsze wartości zmiany kąta skrętu koła oraz mniejsze zmiany kąta pochylenia koła wynikające z ruchu amortyzacji. Większa stabilność geometrii ustawienia kół pozytywnie wpływa na bezpieczeństwo jazdy samochodem, a także zmniejsza zużycie opon. Zmiana ta nie ma jednak znaczącego wpływu na maksymalny kąt skrętu kół, czyli promień zawracania samochodu.

Porównanie maksymalnych i minimalnych wartości kątów skrętu i pochylenia koła w obecnie stosowanym i zmodyfikowanym zawieszeniu przedstawiono w tabeli:

Tab. 2 Porównanie zmian geometrii ustawienia kół kolumny MacPherson i zmodyfikowanych zawieszzeń

		Kolumna MacPherson	Zawieszenie z dwoma przegubami obrotowymi	Zawieszenie z pięcioma przegubami obrotowymi
Kąt skrętu koła	Min.	-26,887°	-26,936°	-24,753°
	Max.	36,727°	34,071°	28,980°
Zmiana kąta skrętu koła wynikająca z ruchu amortyzacji	Min.	-0,968°	-0,290°	-0,575°
	Max.	3,576°	1,269°	1,966°
Kąt pochylenia koła	Min.	-0,222°	-0,201°	-0,201°
	Max.	6,379°	3,390°	3,302°
Zmiana kąta pochylenia koła wynikająca z ruchu amortyzacji	Min.	-1,162°	-1,000°	-1,054°
	Max.	2,000°	1,372°	1,375°

Przedstawione wartości w tabeli 2. nie uwzględniają, dla jakich wartości długości amortyzatora i położenia koła kierownicy osiągają skrajne wartości. Trzeba mieć na uwadze, że razem z ruchem amortyzacji dla jednego położenia koła kierownicy wartości kątów również ulegają zmianie. Należy również uwzględnić, że zakładając inne warunki optymalizacji układu, np. punkt przecięcia osi kół samochodu, można uzyskać również inne wartości.

Celem rozważań była tylko ocena wprowadzonych zmian na zmianę geometrii ustawienia kół przy założeniu, że zawieszenie jest stosowane zamiennie w tej samej konstrukcji samochodu. Dla zawieszenia z dwoma parami obrotowymi znaleziono rozwiązanie, dla którego kąty skrętu i pochylenia koła mniej zmieniały się wyniku ruchu amortyzacji.

Przykład z pięcioma parami obrotowymi pokazuje, że niewłaściwy dobór parametrów może pogorszyć działanie mechanizmu. Wybrane zostały takie wartości

parametrów, aby pokazać, że dodatkowe parametry wpływają korzystnie lub niekorzystnie na działanie mechanizmu.

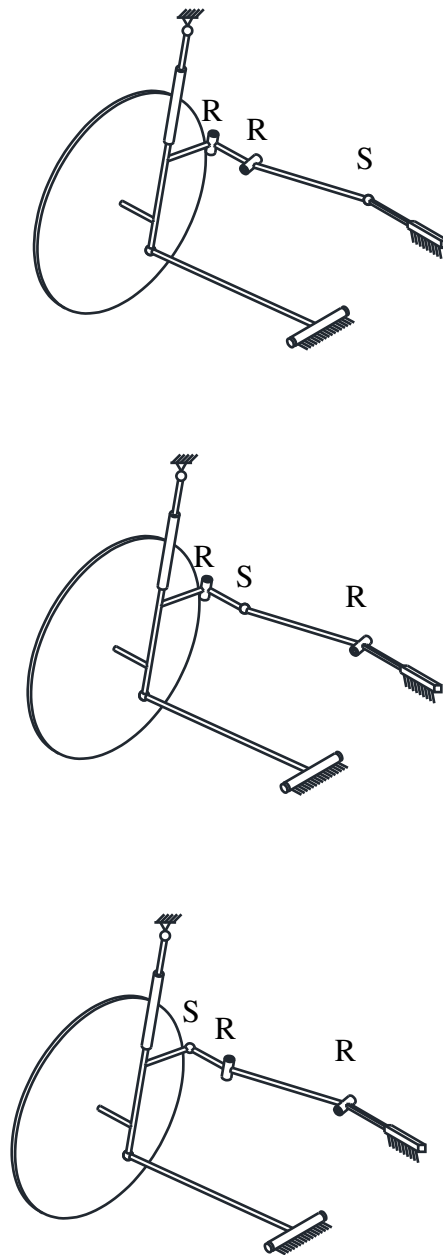
Ocena poprawności mechanizmu zależy od przyjętych kryteriów. Rozwiązanie to jest lepsze od obecnie stosowanego rozwiązania kolumny MacPherson i porównywalne z rozwiązaniem z dwoma parami obrotowymi i przegubem kulistym w układzie kierowniczym ze względu na większą zmianę kąta skrętu, zależnego od ruchu amortyzacji, ale jednocześnie mniejszą zmianę kąta pochylenia koła. Zwiększenie ilości parametrów powoduje zwiększony nakład obliczeń. Znaleziono zostały rozwiązania lepsze od kolumny MacPherson w wykonaniu obecnie stosowanym. Przepuszczalnie zwiększenie ilości parametrów pozwoli na znalezienie jeszcze lepszego rozwiązania niż z dwoma przegubami obrotowymi. W tym rozwiązaniu można zmienić kolejność przegubów, co wpłynie na pracę całego mechanizmu. W pracy przedstawiono jedno z możliwych rozwiązań, w którym pokazano jedną z możliwych kolejności przegubów obrotowych.

Przedstawione w pracy przykłady nie wyczerpują wszystkich możliwości, jakie daje zastąpienie przegubu kulistego parami obrotowymi. W zawieszeniu występują jeszcze inne przeguby kuliste, które można również zastąpić parami obrotowymi, przesuwymi lub ich różnymi kombinacjami (np. połączeniem cylindrycznym) ze zmianą miejsca i kierunku połączeń przesuwnych. W ten sposób można uzyskać kolejne warianty mechanizmów.

W innego rodzaju mechanizmach, gdzie występują przeguby Cardana o dwóch ruchach obrotowych wokół osi przecinających się pod kątem prostym, istnieje możliwość zastąpienia tego rodzaju przegubu na dwa przeguby obrotowe, dwa przesuwne lub obrotowy i przesuwny. Zastąpienie par z kilkoma stopniami swobody na kilka par o jednym stopniu swobody powinno przynieść podobne efekty i dać możliwość poprawy działania mechanizmu. Zastąpienie wprowadza do mechanizmu nowe parametry, które dają nowe możliwości. Zwiększenie ilości parametrów powoduje zwiększenie nakładu obliczeń, mających na celu wyznaczenie prawidłowych wartości tych parametrów. Korzyścią natomiast jest to, że przy pomocy stosunkowo tanich i prostych konstrukcji

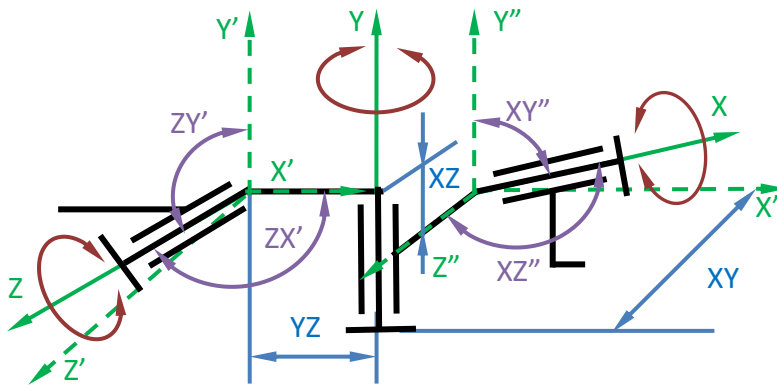
można poprawić działanie mechanizmu lub uzyskać dodatkowe, jak np. zwiększenie kąta skrętu.

W pracy przedstawiono model matematyczny jednej kolejności układu przegubów, która może być dowolna. W mechanizmie z dwoma parami obrotowymi, usytuowanymi pod kątem prostym, można stworzyć trzy wersje układu kolejności przegubów i każde z rozwiązań tych mechanizmów będzie działało inaczej.



Rys. 29. Wersje ustawienia kolejności przegubów

Ustawienie kolejności rodzaju par kinematycznych nie jest jedyną możliwością zmiany działania mechanizmu. Dodatkowe parametry geometryczne mechanizmu można uzyskać, jeżeli osie przegubów nie będą prostopadłe. W ten sposób można uzyskać z każdego przegubu kulistego dodatkowo 7 niezależnych parametrów (trzy odległości oraz cztery kąty między osiami). W przegubie kulistym osie są prostopadłe i przecinają się w jednym punkcie. Schematycznie modyfikację ze wszystkimi parametrami przedstawiono na rysunku 30.



Rys. 30. Schemat zamiany przegubu kulistego na trzy przeguby obrotowe

Oznaczenia na rysunku:

X, Y, Z – osie obrotu przegubów obrotowych,

XY – odległość między osiami X i Y ,

YZ – odległość między osiami Y i Z ,

XZ – odległość między osiami X i Z ,

ZY' – kąt między osiami Z i Y' ,

ZX' – kąt między osiami Z i X' ,

XY'' – kąt między osiami X i Y'' ,

XZ'' – kąt między osiami X i Z'' ,

Osie Y, Y' i Y'' są równoległe

Osie X' i X'' są równoległe,

Osie Z' i Z'' są równoległe.

W pracy opisano mechanizm, w którym zamieniono jeden lub dwa przeguby kuliste na przeguby obrotowe o osiach prostopadłych. Zamiana ta przyniosła efekty w postaci

poprawy działania mechanizmu. Zostały zmniejszone zmiany geometrii ustawienia kół spowodowane ruchem amortyzacji.

Modyfikacja przegubu przedstawiona na rysunku 30. powinna dać jeszcze więcej możliwości poprawy działania mechanizmu. Następnym ważnym czynnikiem, jaki może poprawić działanie mechanizmu, jest zamiana ruchu obrotowego na ruch posuwisty. Ruch posuwisty można jednak traktować jako ruch po okręgu o nieskończonym promieniu. W przypadku ruchu posuwistego istnieje większe niebezpieczeństwo doprowadzenia do zablokowania mechanizmu, ale można zwiększyć zakres ruchu członów mechanizmu.

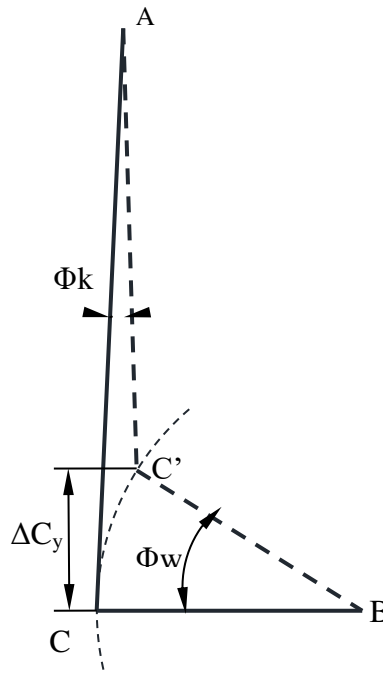
W mechanizmach, w których zostały zmienione dwa przeguby kuliste na przeguby obrotowe, również istnieją jeszcze możliwości zamiany kolejności przegubów. Odpowiednia kolejność ustawienia przegubów w połączeniu z możliwością nieprostokątnego ustawienia osi względem siebie powinno dać możliwość jeszcze większego wpływu na działanie mechanizmu.

Powodem, dla którego dotychczas takie rozwiązania nie były stosowane, jest złożoność matematyczna opisów mechanizmów. Przykładem złożoności może być układ z pięcioma parami obrotowymi, zastępującymi dwa przeguby kuliste, którego opis matematyczny sprowadza się do układu równań równoważnego wielomianowi ósmego stopnia [59]. Rozwiązanie takiego równania jest możliwe jedynie zaawansowanymi metodami numerycznymi.

4.3. Zawieszenie bezwahaczowe

W zawieszeniu typu MacPherson w wyniku ruchu amortyzacji następuje zmiana kąta osi skrętu koła, czyli zmiana kąta położenia kolumny amortyzatora względem nadwozia. Wynika to z ruchu wahacza wokół jednej osi obrotu oraz zamocowania osi obrotu za pomocą przegubu kulistego kolumny zawieszenia do wahacza, a z drugiej strony do nadwozia. Mocowanie przy wahaczu porusza się po okręgu względem nadwozia wokół osi przegubu mocowania wahacza do nadwozia. Górne mocowanie kolumny do nadwozia jest w stałym położeniu względem nadwozia. Takie ułożenie geometryczne mocowań powoduje zmianę kąta pochylenia kolumny względem nadwozia, a co za tym idzie,

zmianę kąta pochylenia koła. Dodatkowo ruch wahacza wymusza zmianę odległości między przegubami drążków kierowniczych (rys. 31.). Sztywny drążek kierowniczy powoduje, że ta odległość jest stała, a zmienia się kąt skrętu koła. Jest to zjawisko niekorzystne, ponieważ może powodować niezamierzoną zmianę kierunku jazdy lub/i uślizg koła przy najeżdżaniu na nierówności jezdni.



Rys. 31. Schemat zmiany kąta położenia kolumny przy zmianie położenia wahacza

Oznaczenia na rysunku

AC – pierwotne położenie kolumny,

AC' – zmienione w wyniku amortyzacji położenie kolumny amortyzatora,

BC – pierwotne położenie wahacza,

BC' – zmienione w wyniku amortyzacji położenie wahacza,

Φ_k – kąt zmiany położenia kolumny amortyzatora,

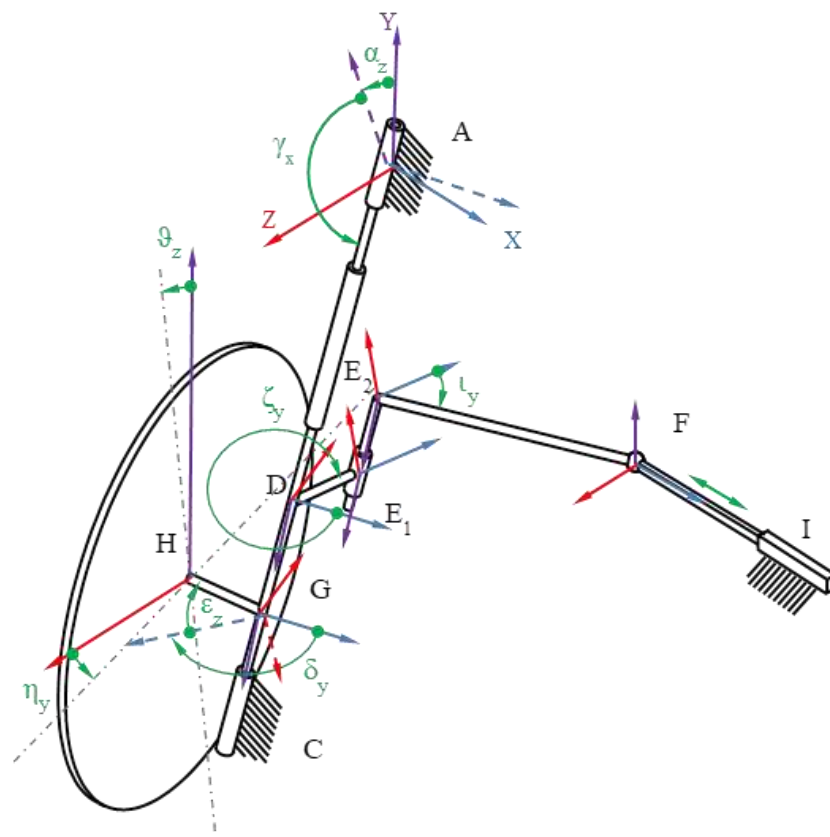
Φ_w – kąt zmiany położenia wahacza.

Kąt zmiany położenia kolumny amortyzatora przy stałej wielkości ruchu amortyzacji, czyli zmiany położenia punktu C wzdłuż osi pionowej Y – ΔC_y będzie tym mniejszy, im większa będzie długość wahacza. Przy nieskończonej długości wahacza punkt C będzie poruszał się po okręgu o promieniu równym nieskończoności i kąt ten będzie równy zero. Ruch prostoliniowy można określić, że jest to ruch po okręgu

o promieniu równym nieskończoności. Jeżeli zamiast przegubów realizujących ruch obrotowy zastosowane będą przeguby zapewniające ruch przesuwny, to będzie można wyeliminować pewne niedoskonałości zawieszenia pojazdu, jakimi są zmiany kątów pochylenia i skrętu koła występujących w trakcie jazdy po nierównej jezdni. W pracy zaproponowano zmianę jednego z przegubów kulistych, łączących drążki kierownicze, oraz zamianę przegubu kulistego łączącego kolumnę amortyzatora i wahacz na przegub cylindryczny. Zaproponowano również likwidację wahacza. Dzięki temu uzyskujemy zawieszenie, w którym w czasie ruchu amortyzacji elementy poruszają się ruchem prostoliniowym.

4.3.1. Model matematyczny zawieszenia bezwahaczowego

Model matematyczny zawieszenia bezwahaczowego opracowano na podstawie schematu tego przedstawionego na rysunku 32.



Rys. 32. Schemat zawieszenia bezwahaczowego

Oznaczenia na rysunku

A – przegub obrotowy górnego mocowania kolumny do nadwozia

C – przegub cylindryczny dolnego mocowania kolumny do nadwozia

D – połączenie ramienia skrętu wahacza i kolumny

E_1 – przegub cylindryczny połączenia jednego z drążków kierowniczych z kolumną

E_2 – punkt zagięcia drążka kierowniczego

F – środek przegubu kulistego połączenia drążka kierowniczego z listwą układu kierowniczego

G – punkt przecięcia osi koła z osią amortyzatora

H – środek koła

I – przekładnia kierownicza

α_z – kąt pochylenia kolumny wokół nieruchomej osi AZ

γ_x – kąt pochylenia kolumny wokół osi AX

δ_y – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DY

ε_z – kąt odchylenia osi koła od kolumny wokół osi DZ

ι_y – kąt obrotu drążka kierowniczego wokół osi $E_1 E_2$

ϑ_z – kąt pochylenia koła

η_y – kąt skręcenia koła

β_z – kąt pochylenia wahacza

ζ_y – kąt odchylenia ramienia końcówki kierowniczej od osi DX

$L_1=AC$, $L_2=BC$, $L_3=CD$, $L_4=DE$, $L_5=E_1E_2$, $L_6=E_2F$, $L_8=CG$, $L_9=GH$ – wymiary

liniowe mechanizmu.

Jako nieruchomy układ odniesienia przyjęto układ AXYZ.

W zawieszeniu zdefiniowano położenie nieruchomego punktu A oraz początkowe położenie ruchomego punktu F w analizowanym wariantcie zawieszenia w postaci wektorów:

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (50)$$

$$[F] = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (51)$$

Znane są wartości kątów w położeniu do jazdy na wprost: $\alpha_z, \gamma_x, \zeta_y, \vartheta_z, \eta_y$, oznaczone na rysunku 32. oraz długości elementów (dźwigni) mechanizmu w postaci wektorów określonych wzorami (14) (16) (17) (35) (40) (18) (19):

Położenie punktu C w nieruchomym układzie współrzędnych AXYZ wyznaczono, jako położenia punktu A w postaci wektora $[A]$ i obrotów odcinka $AC=L_1$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned} [C_A] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [L_1] = \\ &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\ &\times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L_1 \times \sin\alpha \times \cos\gamma \\ L_1 \times \cos\alpha \times \cos\gamma \\ L_1 \times \sin\gamma \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (52)$$

Punkt D wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka $AD=L_1 - L_3$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned} [D] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [L_1 - L_3] = \\ &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\ &\times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 - L_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(L_1 - L_3) \times \sin\alpha \times \cos\gamma \\ (L_1 - L_3) \times \cos\alpha \times \cos\gamma \\ L_1 \times \sin\gamma \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (53)$$

Położenie punktu E_1 wyznaczone jako położenia punktu D i obrotu odcinka $DE_1 = L_5$ względem osi kolumny AD o kąt ζ_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[E_1] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [L_4] = \\
&= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\
&\times \begin{bmatrix} \cos\zeta & 0 & \sin\zeta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_1 - L_3 \\ -\sin\zeta & 0 & \cos\zeta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} L_4 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} L_4 \times \cos\zeta \times \cos\alpha - \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma + L_4 \times \sin\zeta \times \sin\gamma\} \times \sin\alpha \\ L_4 \times \cos\zeta \times \sin\alpha + \{(L_1 - L_3) \times \cos\gamma + L_4 \times \sin\zeta \times \sin\gamma\} \times \cos\alpha \\ (L_1 - L_3) \times \sin\gamma - L_4 \times \sin\zeta \times \cos\gamma \\ 1 \end{bmatrix} \quad (54)
\end{aligned}$$

Położenie punktu E_2 wyznaczone jako położenia punktu E_1 i przesunięcia o wektor E_1E_2 , czyli o długość L_5

$$\begin{aligned}
[E_2] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [L_4 + L_5] = \\
&= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\
&\times \begin{bmatrix} \cos\zeta & 0 & \sin\zeta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_1 - L_3 \\ -\sin\zeta & 0 & \cos\zeta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} L_4 \\ L_5 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} L_4 \times \cos\zeta \times \cos\alpha - \{(L_5 + L_1 - L_3) \times \cos\gamma + L_4 \times \sin\zeta \times \sin\gamma\} \times \sin\alpha \\ L_4 \times \cos\zeta \times \sin\alpha + \{(L_5 + L_1 - L_3) \times \cos\gamma + L_4 \times \sin\zeta \times \sin\gamma\} \times \cos\alpha \\ (L_5 + L_1 - L_3) \times \sin\gamma - L_4 \times \sin\zeta \times \cos\gamma \\ 1 \end{bmatrix} \quad (55)
\end{aligned}$$

Położenie punktu F wyznaczone jako położenia punktu E_2 i obrotu odcinka $E_2F = L_6$ o kąt ι_y . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[F] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [\zeta_{y(L_1-L_3)}] \times [{}^L_y(L_4+L_5)] \times [L_6] = \\
&= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
&\times \begin{bmatrix} \cos\zeta & 0 & \sin\zeta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_1-L_3 \\ -\sin\zeta & 0 & \cos\zeta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos\iota & 0 & \sin\iota & L_4 \\ 0 & 1 & 0 & L_5 \\ -\sin\iota & 0 & \cos\iota & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} L_6 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \\
&= \begin{bmatrix} \cos\alpha \times [\cos\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \sin\zeta \times \sin\iota \times L_6] - \sin\alpha \times \{\cos\gamma \times (L_5 + \\ + L_1 - L_3) - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6]\} \\ \cos\alpha \times [\cos\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) + \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6] - \sin\alpha \times \{\cos\gamma \times (L_5 + \\ + L_1 - L_3) - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6]\} \\ \sin\gamma \times (L_5 + L_1 - L_3) + \cos\gamma \times [-\sin\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6] \\ 1 \end{bmatrix} \quad (56)
\end{aligned}$$

Położenie punktu F jest znane jako wartość zadana. Równanie (56) należy przekształcić do układu równań, dzięki któremu będzie można wyznaczyć brakujące wartości.

$$\left\{ \begin{aligned} &\cos\alpha \times [\cos\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \sin\zeta \times \sin\iota \times L_6] - \sin\alpha \times \{\cos\gamma \times (L_5 + \\ &+ L_1 - L_3) - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6]\} = F_x \\ &\cos\alpha \times [\cos\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) + \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6] - \sin\alpha \times \{\cos\gamma \times (L_5 + \\ &+ L_1 - L_3) - \sin\gamma \times [-\sin\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6]\} = F_y \\ &\sin\gamma \times (L_5 + L_1 - L_3) + \cos\gamma \times [-\sin\zeta \times (\cos\iota \times L_6 + L_4) - \cos\zeta \times \sin\iota \times L_6] = F_z \end{aligned} \right. \quad (57)$$

W położeniu neutralnym kąt ζ_y jest zadany, dlatego można z układu równań (57) wyznaczyć kąt ι_y oraz odległość i długość drążka kierowniczego L_6 w celu zamknięcia łańcucha kinematycznego. Wyznaczona długości L_6 w położeniu początkowym jest stała dla każdego położenia w trakcie pracy mechanizmu, zmienia się natomiast kąt ζ_y . Trzeba

zatem w układzie równań (57) traktować jako wartości do wyznaczenia w każdej pozycji mechanizmu wartości kątów ζ_y , ι_y i odległość L_5 . W obu przypadkach zarówno przy wyznaczaniu wartości początkowych jak i przy wyznaczaniu wartości dla każdego położenia elementów mechanizmu jest to układ trzech równań z trzema niewiadomymi. Po wyznaczeniu brakujących wartości można wyznaczyć położenie punktów E_1 i E_2 wg równań (54) i (55).

Punkt G wyznaczono na podstawie położenia punktu A i obrotów odcinka $AG=L_1 - L_8$ względem punktu A o kąty odpowiednio α_z i γ_x . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
 [G] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [L_1 - L_8] = \\
 &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\
 &\times \begin{bmatrix} 0 \\ L_1 - L_8 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(L_1 - L_8) \times \sin\alpha \times \cos\gamma \\ (L_1 - L_8) \times \cos\alpha \times \cos\gamma \\ L_1 \times \sin\gamma \\ 1 \end{bmatrix} \quad (58)
 \end{aligned}$$

Położenie punktu H wyznaczono jako położenie punktu G i obroty odcinka $GH = L_7$ względem osi przechodzących przez punkt G o kąty δ_y i ε_z . Zapis macierzowy przedstawia równanie:

$$\begin{aligned}
[H] &= [\alpha_z] \times [\gamma_x] \times [\delta_{y(L_1-L_8)}] \times [\varepsilon_z] \times [L_9] = \\
&= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\
&\times \begin{bmatrix} \cos\delta & 0 & \sin\delta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & L_1 - L_8 \\ -\sin\delta & 0 & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \cos\varepsilon & -\sin\varepsilon & 0 & 0 \\ \sin\varepsilon & \cos\varepsilon & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \\
&\times \begin{bmatrix} L_9 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \tag{59} \\
&= \begin{bmatrix} L_9 \times \cos\varepsilon \times \cos\delta \times \cos\alpha - \{(L_9 \times \sin\varepsilon + L_1 - L_8) \times \\ \times \cos\gamma + (L_9 \times \cos\varepsilon \times \sin\delta) \times \sin\gamma\} \times \sin\alpha \\ \\ L_9 \times \cos\varepsilon \times \cos\delta \times \sin\alpha + \{(L_9 \times \sin\varepsilon + L_1 - L_8) \times \\ \times \cos\gamma + (L_9 \times \cos\varepsilon \times \sin\delta) \times \sin\gamma\} \times \cos\alpha \\ \\ (L_9 \times \sin\varepsilon + L_1 - L_8) \times \sin\gamma - (L_9 \times \cos\varepsilon \times \sin\delta) \times \cos\gamma \\ \\ 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

W równaniu (59) nie są znane, tak jak ma to miejsce w kolumnie MacPherson, wartości kątów δ_y i ε_z , dlatego z tego równania nie można jeszcze wyznaczyć położenia punktu H. Wartości tych kątów można wyznaczyć z równania (33).

Znając położenie punktu H w położeniu początkowym i przekształcając równanie (59) można wyznaczyć wartości nieznanych kątów δ_y i ε_z z układu równań:

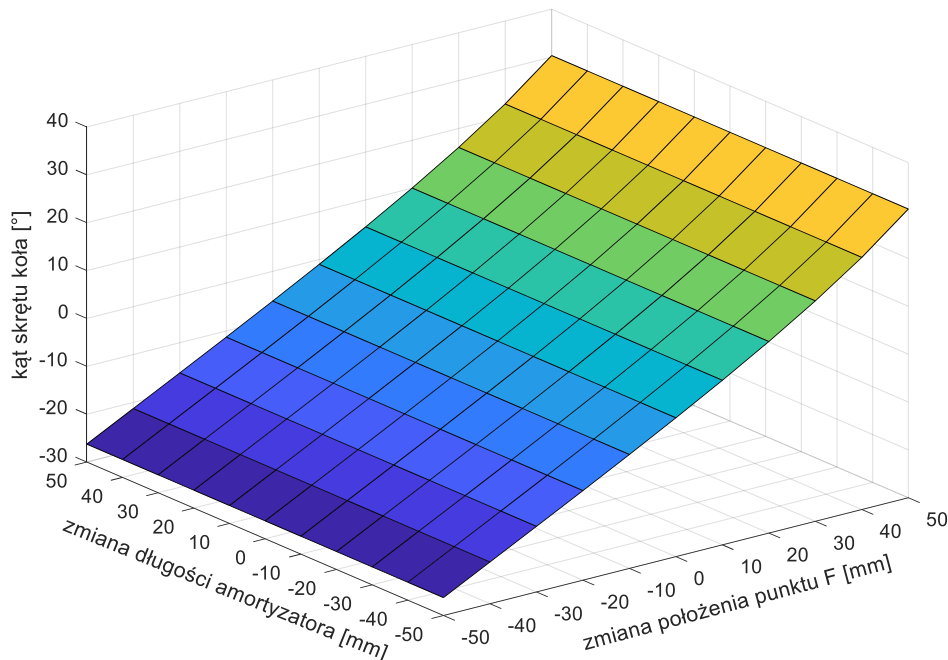
$$\left\{ \begin{array}{l} L_9 \times \cos \varepsilon \times \cos \delta \times \cos \alpha - \{(L_9 \times \sin \varepsilon + L_1 - L_8) \times \cos \gamma + \\ \quad + (L_9 \times \cos \varepsilon \times \sin \delta) \times \sin \gamma\} \times \sin \alpha = H_x \\ \\ L_9 \times \cos \varepsilon \times \cos \delta \times \sin \alpha + \{(L_9 \times \sin \varepsilon + L_1 - L_8) \times \cos \gamma + \\ \quad + (L_9 \times \cos \varepsilon \times \sin \delta) \times \sin \gamma\} \times \cos \alpha = H_y \\ \\ (L_9 \times \sin \varepsilon + L_1 - L_8) \times \sin \gamma - (L_9 \times \cos \varepsilon \times \sin \delta) \times \cos \gamma = H_z \end{array} \right. \quad (60)$$

4.3.2. Przykład rozwiązania zawieszenia bezwahaczowego

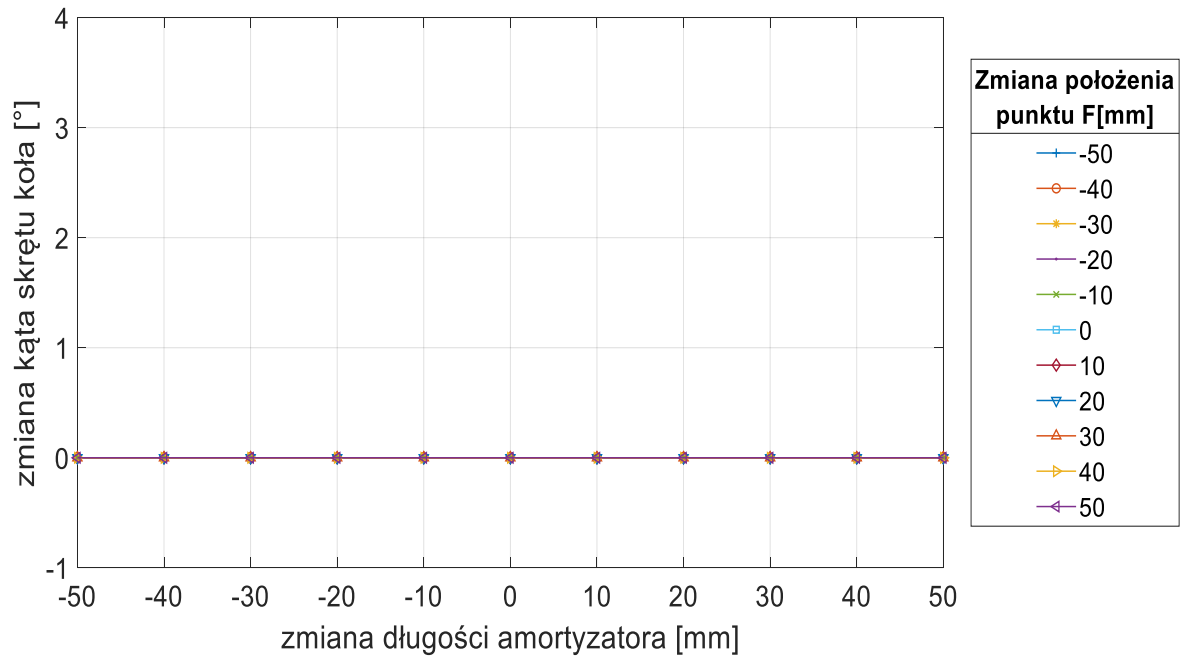
Wyniki obliczeń kątów ϑ_z i η_y w zależności od zmiennej długości amortyzatora L_1 i zmiany położenia kierownicy, czyli zmiany położenia przegubu końcówki kierowniczej (punktu F) przedstawiono na wykresach. Do obliczeń przyjęto następujące początkowe wartości długości dźwigni i współrzędnych punktów oraz kątów:

$L_1 = 600$ mm; $L_3 = 250$ mm; $L_4 = 110$ mm; $L_8 = 80$ mm; $L_9 = 100$ mm; $F_X = 50$ mm; $F_Y = 200$ mm; $F_Z = 200$ mm; $\alpha = -9,432^\circ$; $\gamma = 178,090^\circ$; $\zeta = 280^\circ$; $\vartheta = 1^\circ$; $\eta = -1^\circ$

Powyższe wartości dobrane są tak, aby porównać działanie mechanizmu zawieszenia z poprzednimi wersjami zawieszenia.

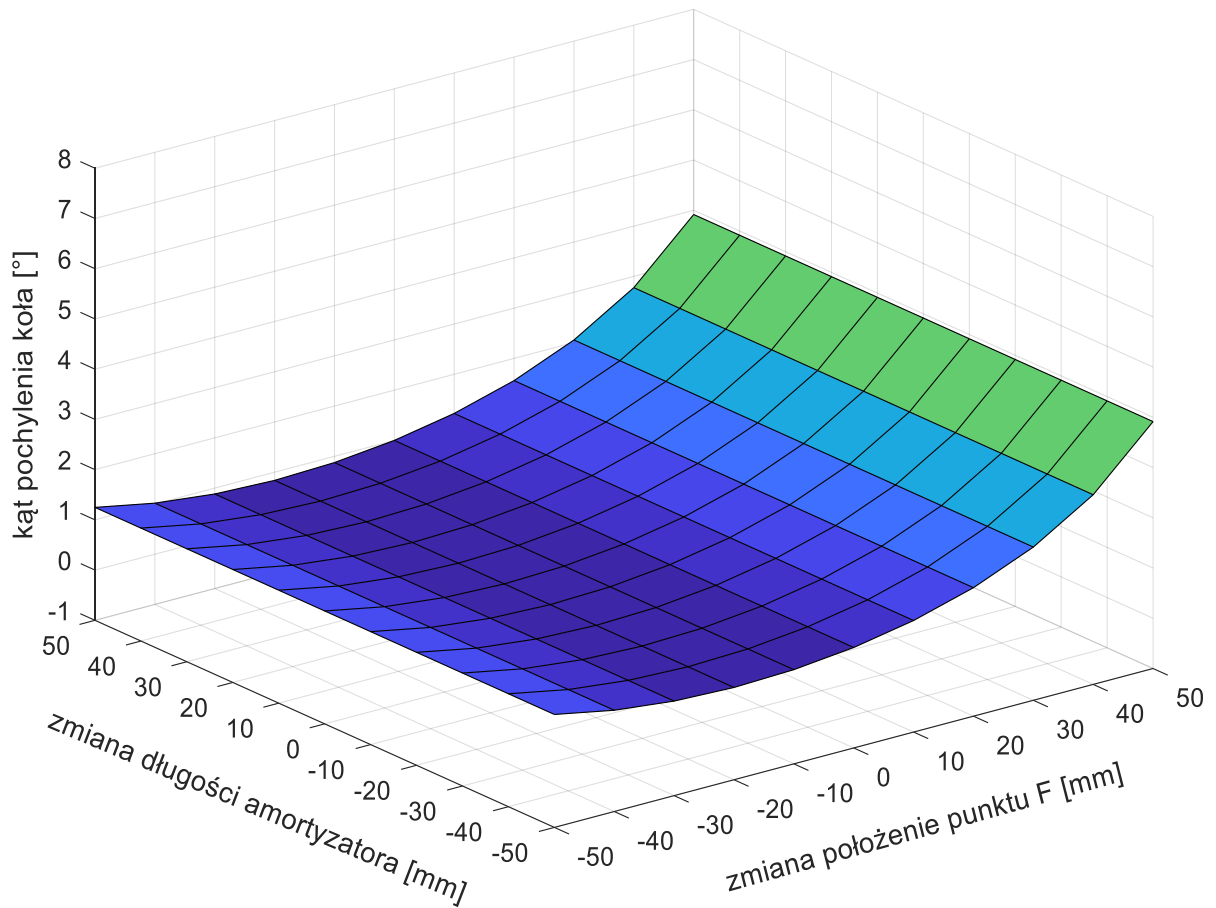


Rys. 33. Wykres kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

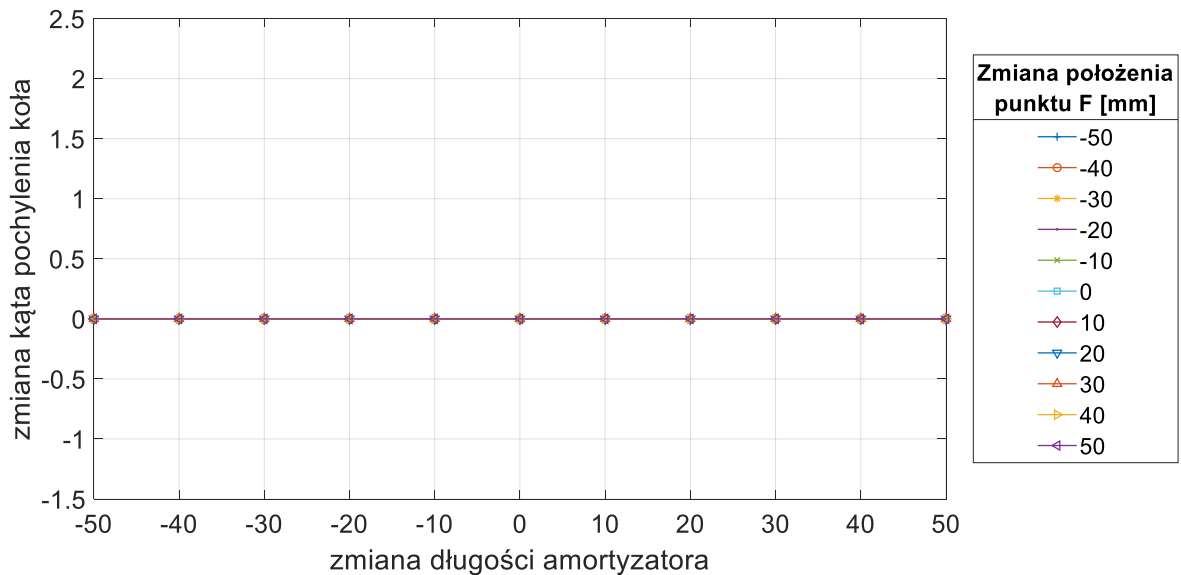


Rys. 34. Wykresy zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

Rysunek 33. przedstawia wykres kąta skrętu w zależności od ruchu amortyzacji, czyli zmiany długości amortyzatora i zmiany położenia punktu F, wynikającego z obrotu kierownicy pojazdu. Na rysunku 34. przedstawiono wykres zmiany kąta skrętu koła wynikającego z ruchu amortyzacji dla różnych położń punktu F, wynikającego z ruchu kierownicy. Rozwiązanie to charakteryzuje się zerowymi błędami kąta skrętu dla każdego położenia punktu F.



Rys. 35. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F



Rys. 36. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F

Rysunek 35. przedstawia wykres kąta pochylenia koła w zależności od zmiany długości amortyzatora oraz zmiany położenia punktu F. Rysunek 36. przedstawia wykres zmiany kąta pochylenia koła, wynikającego z ruchu amortyzacji, czyli zmiany położenia punktu F.

Wprowadzenie zamiany ruchów obrotowych na posuwiste w mechanizmie zawieszenia pozwoliło na wyeliminowanie zmian kąta skrętu i kąta pochylenia, wynikającego z ruchu amortyzacji. Jest to pozytywna zmiana, eliminująca efekt niezamierzonej przez kierującego zmiany kierunku jazdy pojazdu lub uślizgu kół wynikającego z nierówności drogi, po której porusza się pojazd. Brak uślizgu kół w czasie jazdy pojazdu powoduje dodatkową korzyść, jaką jest zmniejszenie zużycia opon.

5. PODSUMOWANIE

Celem pracy było pokazanie sposobu poprawy działania mechanizmów. W pracy została zaproponowana zamiana rodzaju połączeń par kinematycznych, mających kilka stopni swobody na pary kinematyczne o jednym stopniu swobody. Modyfikacja ta umożliwia na wprowadzenie dodatkowych parametrów do mechanizmu, które wpływają na działanie mechanizmu.

Zaproponowana modyfikacja polega na zamianie przegubu kulistego o trzech stopniach swobody na trzy inne rodzaje przegubów o jednym stopniu swobody na przykładzie zawieszenia typu kolumna MacPherson. Mechanizm tego typu zawieszenia został wybrany, ponieważ posiada on wiele zalet, takie jak prosta i zwarta budowa, ale posiada również wady, wpływające na bezpieczeństwo jazdy, a są to niezamierzone zmiany geometrii ustawienia kół i dodatkowe pochylenie kół. W pracy został przedstawiony mechanizm, w którym zamieniono jeden przegub kulisty układu kierowniczego na dwa przeguby obrotowe. W tym mechanizmie przegub kulisty został zastąpiony dwoma przegubami obrotowymi, a nie trzema ze względu na występującą ruchliwość lokalną, występującą między dwoma przegubami kulistymi układu kierowniczego kolumny MacPherson. Rozwiązanie układu kierowniczego, opartego na przegubach kulistych, występuje również w innych typach zawieszonych w pojazdach samochodowych. Ruchliwość lokalna w nowym mechanizmie zawieszenia została wyeliminowana. W drugim mechanizmie zaproponowano dodatkowo zamianę drugiego przegubu kulistego układu kierowniczego na trzy przeguby obrotowe. W konsekwencji otrzymano mechanizm z pięcioma przegubami obrotowymi w układzie kierowniczym zawieszenia. Trzeci mechanizm przedstawia zupełnie nowe rozwiązanie, w którym w układzie kierowniczym jeden z przegubów kulistych zastąpiono przegubem cylindrycznym. W tym mechanizmie również przegub kulisty połączenia amortyzatora z nadwoziem zastąpiono przegubem cylindrycznym o dwóch stopniach swobody. Tak jak w pierwszej propozycji nowego mechanizmu, również została wyeliminowana ruchliwość lokalna.

Trzeci typ zawieszenia jest to nowe rozwiązanie, w którym oprócz zamiany rodzajów par kinematycznych wprowadzono ruch przesuwny zamiast obrotowego. Drugą bardzo istotną zmianą w tym zawieszeniu jest wyeliminowanie wahacza. Połączenie kolumny amortyzatora z nadwoziem za pomocą wahacza zostało zastąpione przegubem cylindrycznym. Górne mocowanie kolumny z nadwoziem jest realizowane za pomocą przegubu obrotowego. Jest to więc propozycja nowego typu zawieszenia.

Efektom pracy są trzy nowe rozwiązania układów zawieszenia kół przednich samochodu, z których dwa zgłoszono do opatentowania (zgłoszenia patentowe nr. P.423574 i P.423575) – zgłoszenia dokonano w dniu 24 listopada 2017.

W przedstawionych mechanizmach potwierdzona została hipoteza, że poprzez zmianę rodzaju par kinematycznych w mechanizmach istnieje możliwość uzyskania poprawy ich funkcjonowania. Oczywistą sprawą jest, że poprzez niewłaściwy dobór parametrów można również pogorszyć funkcjonowanie działania mechanizmów. W nowym rozwiązaniu zawieszenia bezwahaczowego uzyskano całkowitą niezależność geometrii ustawienia kół od ruchu amortyzacji zawieszenia. Wynika to z wprowadzenia w przegubach ruchu wzdłuż jednej osi, czyli ruchu przesuwnego. Drugim warunkiem niezmienności geometrii kół wynikającej z ruchu amortyzacji jest równoległość osi, wzdłuż których występuje ruch przesuwny we wszystkich parach cylindrycznych.

Zawieszenie opisane w pracy nie ma dotychczas zastosowania w żadnym produkowanym samochodzie. Do pełnej analizy wszystkich parametrów należy uwzględnić parametry geometryczne rozstawu kół i osi. W czasie jazdy rzuty osi kół na płaszczyznę jezdni powinny przecinać się w jednym punkcie. Jeżeli warunek ten nie jest spełniony, następuje uślizg kół i pojazd może wpaść w poślizg.

Przedstawione w pracy przykłady nie wyczerpują wszystkich możliwości, jakie daje zastąpienie przegubu kulistego parami obrotowymi, przesuwnymi oraz ich kombinacjami. W zawieszeniu występują jeszcze inne przeguby kuliste, które można również zastąpić parami obrotowymi i przesuwnymi lub ich kombinacjami i w ten sposób uzyskać kolejne warianty mechanizmów.

W innego rodzaju mechanizmach, gdzie występują przeguby Cardana o dwóch ruchach obrotowych wokół osi przecinających się pod kątem prostym, również istnieje

możliwość zastąpienia tego rodzaju przegubu na dwa przeguby obrotowe, dwa przesuwne lub obrotowy i przesuwny. Zastąpienie par z kilkoma stopniami swobody na kilka par o jednym stopniu swobody powinno przynieść podobne efekty i dać możliwość poprawy działania mechanizmu. Zastąpienie wprowadza do mechanizmu nowe parametry, które dają nowe możliwości. Niestety zwiększenie ilości parametrów powoduje zwiększenie nakładu obliczeń mających na celu wyznaczenie prawidłowych wartości tych parametrów. Korzyścią natomiast jest, że przy pomocy stosunkowo tanich i prostych konstrukcji można poprawić działanie mechanizmu lub uzyskać dodatkowe możliwości.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Myszkowski, „Geometria kół i osi pojazdu Kompendium praktycznej wiedzy,”
Dodatek techniczny do WIADOMOŚCI Inter Cars S.A. nr 31, 07 2009.
- [2] K. V. Reddy, M. Kodati, K. Chatra i S. Bandyopadhyay, „A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 105, p. 441–470, 2016.
- [3] „Подвеска автомобиля,” [Online]. Available:
https://ru.wikipedia.org/w/index.php?title=Подвеска_автомобиля&oldid=90366475. [Data uzyskania dostępu: 24 maja 2018].
- [4] „Obadiah Elliott,” [Online]. Available:
https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Obadiah_Elliott&oldid=83047564"2.
[Data uzyskania dostępu: 22 maja 2018].
- [5] „Pierwsze resory piórowe,” [Online]. Available:
<http://www.gnapackaging.it/2014/03/10/resory-piorowe/>. [Data uzyskania dostępu: 22 maja 2018].
- [6] „powozenie,” [Online]. Available: http://4.bp.blogspot.com/-7CVGFSBxTMI/UVlmdUf91bI/AAAAAAAAAJI/_TcwV1-54Lo/s400/2013-03-31+16;55;39.JPG. [Data uzyskania dostępu: 24 maja 2018].
- [7] „Ford T,” [Online]. Available: <https://hymanltd.com/wp-content/uploads/2017/09/6028.jpg>. [Data uzyskania dostępu: 26 maja 2018].
- [8] E. MacPherson, „Wheel suspension for motor vehicles”. USA Patent 2660449, 27. 01. 1949.
- [9] „Co to jest kolumna MacPhersona?,” [Online]. Available:
<https://autokult.pl/25725,co-to-jest-kolumna-macphersona>. [Data uzyskania dostępu: 18 maja 2018].
- [10] „Zawieszenie McPherson,” [Online]. Available:
<https://www.autoamortyzatory.pl/artykuly/zawieszenie-mcpherson,17/>. [Data uzyskania dostępu: 24 maja 2018].

- [11] „Zawieszenie wielowahaczowe,” [Online]. Available:
<https://www.motofakty.pl/artukul/zawieszenie-wielowahaczowe.html>. [Data uzyskania dostępu: 24 maja 2018].
- [12] „Zawieszenia wielowahaczowe – nie zawsze drogie w eksploatacji, nie zawsze lepsze od prostych rozwiązań,” [Online]. Available:
<https://autokult.pl/25760,zawieszenia-wielowahaczowe-nie-zawsze-drogie-w-eksploatacji-nie-zawsze-lepsze-od-prostych-rozwiazan>. [Data uzyskania dostępu: 25 maja 2018].
- [13] „Zawieszenia wielodrażkowe,” [Online]. Available:
<https://geometriakol.wordpress.com/2011/03/08/geometri/>. [Data uzyskania dostępu: 25 maja 2018].
- [14] „Belka skrętna,” [Online]. Available: <http://www.auto-swiat.pl/eksploatacja/belka-skretna/c2dvvf>. [Data uzyskania dostępu: 24 maja 2018].
- [15] „Belka skrętna - budowa, podstawowe zalety i wady,” [Online]. Available:
<http://bezpiecznapodroz.org/belka-skretna-budowa-zalety-wady>. [Data uzyskania dostępu: 24 maja 2018].
- [16] M. S. Fallach, R. Bhat i W. F. Xie, „New Nonlinear Model of Macpherson Suspension System for Ride,” w *American Control Conference*, Washington, 2008.
- [17] D. A. Mantaras, P. Luque i C. Vera, „Development and validation of a three-dimensional kinematic model for the McPherson steering and suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 39, pp. 603-6019, 2004.
- [18] H. Habibi, K. H. Shirazi i M. Shishesaz, „Roll steer minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 43, pp. 57-67, 2008.
- [19] H. G. Lee, C. J. Won i J. W. Kim, „Design Sensitivity Analysis and Optimization of McPherson Suspension Systems, Proceedings of the World Congress on Engineering,” w *WCE 2009*, Londyn, 2009.

- [20] J. Yang i K. Abdel-Malek, „Design propagation in kinematics of mechanical systems,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 42, pp. 807-824, 2007.
- [21] M. Kwietniewski i T. Bil, „Wpływ zmiany długości kolumny typu McPherson na podstawowe parametry geometrii koła,” *Autobusy*, nr 6/2015, pp. 134-137.
- [22] A. Morecki, J. Knapczyk i Kędzior Kszysztof, *Teoria mechanizmów i manipulatorów*, WNT, 2002.
- [23] R. Avile's, A. Herná'ndez, A. Amezua i O. Altuzarra, „Kinematic analysis of linkages based in finite elements and the geometric stiffness matrix,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 43, pp. 964-983, 2008.
- [24] J. García de Jalón i A. Callejo, „A straight methodology to include multibody dynamics in graduate and,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 46, pp. 168-182, 2011.
- [25] Y. A. Papegay, J.-P. Merlet i D. Daney, „Exact kinematics analysis of Car's suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 40, p. 395–413, 2005.
- [26] P. A. Simionescu i D. Beale, „Synthesis and analysis of the five-link rear suspension,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 40, pp. 395-413, 2005.
- [27] J. Knapczyk, „Metody analizy wielowahaczowych zawieszzeń kół samochodu,” Kraków, 1998.
- [28] J. Struski i M. S. Kowalski, „Analiza kinematyki czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych za pomocą układów równań więzów geometrycznych o różnej strukturze,” *Czasopismo Techniczne*, zeszyt 8, 2012.
- [29] J. S. Hwang, S. R. Kim i S. Y. Han, „Kinematic design of a double wishbone type front suspension mechanism using multi-objective optimization,” w *5th Australasian Congress on Applied Mechanics, ACAM 2007*, Brisbane, 2007.
- [30] A. Gronowicz, *Podstawy analizy układów kinematycznych*, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2003.

- [31] „Para kinematyczna,” Wikipedia, [Online]. Available: https://pl.wikipedia.org/wiki/Para_kinematyczna. [Data uzyskania dostępu: 18 lutego 2018].
- [32] S. Miller, Teoria maszyn i mechanizmów. Analiza układów kinematycznych, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1996.
- [33] J. Felis, H. Jaworski i J. Cieślík, Analiza Mechanizmów Część I, Kraków: Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, 2004.
- [34] A. Gronowicz i S. Miller, Mechanizmy, Metody tworzenia zbiorów rozwiązań alternatywnych katalog schematów strukturalnych i kinematycznych, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 1997.
- [35] K. Tchoń, A. Mazur, I. Dulęba, R. Hossa i R. Muszyński, Manipulatory i roboty mobilne: Modele, planowanie ruchu, Warszawa: Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, 2000.
- [36] T. Bil, „Geometry of a mechanism with a higher pair in the form of two elliptical tori,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 45, pp. 185-192, 2010.
- [37] T. Bil, „Kinematic analysis of a universal spatial mechanism containing a higher pair based on tori,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 46, pp. 412-424, 2011.
- [38] T. Bil, „Mechanizm Benetta w geometrii torusów,” *Acta Mechanica et Automatica*, tom 4, nr 1, pp. 5-8, 2010.
- [39] T. Bil, „Analysis of the Bennett linkage in the geometry of tori,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 2012, p. 122–127, 2012.
- [40] M. Raghavan, „Number and dimensional synthesis of independent suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 8, pp. 1141-1153, 1996.
- [41] Y. A. Papegay, J.-P. Merlet i D. Daney, „Exact kinematics analysis of Car's suspension mechanisms,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 40, pp. 395-413, 2004.

- [42] C. Tang, H. Ling i A. Khajepour, „Design and analysis of an integrated suspension tilting mechanism for narrow urban vehicles,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 120, pp. 225-238, 2018.
- [43] A. C. Mitra, Kiranchand G. R., T. Soni i N. Banerjee, „Design of experiments for optimization of automotive suspension system using quarter car test rig,” *Procedia Engineering*, nr 144, pp. 1102-1109, 2016.
- [44] B. Nemeth i P. Gaspar, „Set-based analysis of the variable-geometry suspension system,” w *Proceedings of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control*, Cape Town, 2014.
- [45] B. Nemeth i P. Gaspar, „LPV-based variable-geometry suspension control considering nonlinear tyre characteristics,” *IFAC-PapersOnLine*, nr 48-26, pp. 61-66, 2015.
- [46] S. Chepkasov, G. Markin i A. Akulova, „Suspension Kinematics Study of the "Formula SAE" Sports Car,” *Procedia Engineering*, nr 150, pp. 1280-1286, 2016.
- [47] J. Hurel, A. Mandow i A. García-Cerezo, „Nonlinear Two-Dimensional Modeling of a McPherson Suspension for Kinematics and Dynamics Simulation,” w *The 12th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, Sarajevo, 2012.
- [48] A. Kulkarni, S. A. Ranjha i A. Kapoor, „Fatigue analysis of a suspension for an in-wheel electric vehicle,” *Engineering Failure Analysis*, nr 68, pp. 150-158, 2016.
- [49] M. A. Eltantawie, „Decentralized neuro-fuzzy control for half car with semi-active suspension system,” *International Journal of Automotive Technology*, tom 13, nr 3, pp. 423-431, 2012.
- [50] E. Alvarez-Sánchez, „A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control,” *Procedia Technology*, nr 7, pp. 208-214, 2013.
- [51] C. Collette i A. Preumont, „High frequency energy transfer in semi-active suspension,” *Journal of Sound and Vibration*, nr 329, pp. 4604-4616, 2010.

- [52] J. Swevers, C. Lauwerys, B. Vandersmissen, M. Maes, K. Reybrouck i P. Sas, „A model-free control structure for the on-line tuning of the semi-active suspension of a passenger car,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, nr 21, pp. 1422-1436, 2007.
- [53] Y.-J. Liang, N. Li, D.-X. Gao i Z.-S. Wang, „Optimal vibration control for nonlinear systems of tracked vehicle half-car suspensions,” *International Journal of Control, Automation and Systems*, nr 15, pp. 1675-1683, 2017.
- [54] J. Graliński, B. Łazarz, P. Czech, A. Mańka i M. Witaszek, „Komfort jazdy samochodem z zawieszeniem klasycznym i aktywnym,” *Technika Transportu Szybowego*, nr 12, pp. 615-619, 2015.
- [55] J. Knapczyk i M. Maniowski, „Elastokinematic modeling and study of five-rod suspension with subframe,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 41, p. 1031–1047, 2006.
- [56] R. Janczur, J. Knapczyk i M. Maniowski, „Badanie charakterystyk elastokinematycznych mechanizmu 5-wahaczowego prowadzenia kół samochodu,” *Czasopismo Techniczne*, nr 6, pp. 57-64, 2008.
- [57] D. Wei, Y. Wang, T. Jiang, S. Zheng, W. Zhao i Z. Pan, „Chaos vibration of pinion and rack steering trapezoidal mechanism containing two clearances,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, nr 92, pp. 146-155, 2017.
- [58] S. Erkaya, S. Doğan i E. Şefkatlioğlu, „Analysis of the joint clearance effects on a compliant spatial mechanism,” *Mechanism and Machine Theory*, nr 104, p. 255–273, 2016.
- [59] T. Bil, *Uniwersalny model przestrzennych mechanizmów jednokonturowych*, Monografia WM nr 132, Koszalin: Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 2007.
- [60] M. Kwietniewski i T. Bil, „Analiza zmodyfikowanej konstrukcji mechanizmu kolumny,” *Autobusy*, nr 11, pp. 41-44, 2018.

7. SPIS RYSUNKÓW

Rys. 1. Pojazd zaprzęgowy z resorami eliptycznymi [6]	7
Rys. 2. Ford T z poprzecznym resorem [7]	7
Rys. 3. Szkice z patentu zawieszenia Earla S. MacPherson [8]	8
Rys. 4. Zawieszenia MacPherson [16]	10
Rys. 5. Zawieszenia wielowahaczowe [26]	12
Rys. 6. Niezależne ruchy i ich oznaczenia [32]	14
Rys. 7. Schemat ideowy kolumny MacPherson [30]	16
Rys. 8. Łożyskowanie wirnika [34]	16
Rys. 9. Schemat kinematyczny zawieszenia MacPherson [18]	20
Rys. 10. Przykład zawieszenia o zmiennej geometrii [45]	20
Rys. 11. Schemat zawieszenia typu kolumna MacPherson	25
Rys. 12. Wykres kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	32
Rys. 13. Wykresy zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	32
Rys. 14. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	33
Rys. 15. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	33
Rys. 16. Schemat przegubu kulistego	34
Rys. 17. Schemat modyfikacji przegubu kulistego	35
Rys. 18. Ruchliwość lokalna w kolumnie MacPherson	36
Rys. 19. Schemat zawieszenia z dwoma przegubami obrotowymi drążka kierowniczego	37
Rys. 20. Wykres zmian kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	42
Rys. 21. Wykresy zmian kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	42

Rys. 22. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	43
Rys. 23. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	43
Rys. 24. Schemat zawieszenia z pięcioma przegubami obrotowymi koła kierowanego	44
Rys. 25. Wykres kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	52
Rys. 26. Wykresy zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	52
Rys. 27. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	53
Rys. 28. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	54
Rys. 29. Wersje ustawienia kolejności przegubów	57
Rys. 30. Schemat zamiany przegubu klistego na trzy przeguby obrotowe	58
Rys. 31. Schemat zmiany kąta położenia kolumny przy zmianie położenia wahacza	60
Rys. 2. Schemat zawieszenia bezwahaczowego	61
Rys. 33. Wykres kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	68
Rys. 34. Wykresy zmiany kąta skrętu koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	69
Rys. 35. Wykres kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	70
Rys. 36. Wykresy zmiany kąta pochylenia koła w zależności od wydłużenia amortyzatora i zmiany położenia punktu F	70

8. SPIS TABEL

Tab. 1. Klasyfikacja par kinematycznych	14
Tab. 2. Porównanie zmian geometrii ustawienia kół kolumny MacPherson i zmodyfikowanego zawieszenia	55

9. ZAŁĄCZNIKI

9.1. Kod w programie Matlab do obliczenia wartości kątów i położeń punktów kolumny Macpherson.

9.1.1. Kod programu głównego.

```

global L1 L2 L3 L4 L5 L8 L9 A C D E F G H alfa beta gamma delta epsilon dzeta eta theta i j
%długości [mm]
L1=[0;600;0];
L2=[500;0;0];
L3=[0;250;0];
L4=[110;0;0];
L8=[0;80;0];
L9=[100;0;0];

deltaL1=50;%max zmiana długości L1
deltaFx=50;%max zmiana położenia punktu F wzdłuż osi X
dL1=deltaL1*0.2; %krok zmiany długości L1 do obliczeń w pętli
dFx=deltaFx*0.2; %krok zmiany położenia punktu F do obliczeń w pętli

%położenie punktów [mm]
A=[-400;550;-20];
B=[0;0;0];%położenie punktu B zawsze [0,0,0] we wzorach przyjęto jako początek układu współrzędnych
F=[-50;200;-200];

%kąty początkowe w położeniu zerowym
dzeta=280; %[stopnie]
eta=1; %[stopnie]
theta=1; %[stopnie]

L1min=L1(2)-deltaL1;%minimalna długość L1
L1max=L1(2)+deltaL1;%maksymalna długość L1
Fxmin=F(1)-deltaFx;
Fxmax=F(1)+deltaFx;

i=1;
j=1;

dzeta0=dzeta;

x0 = [0,3,3]; %punkty startowe alfa[rad], beta[rad], gamma[rad]
x=fsolve('alfa_beta_gamma',x0); %wyznaczenie alfa, beta, gamma
alfa= x(1)*180/(pi); %przeliczenie kątów alfa beta gamma na stopnie
beta= x(2)*180/(pi);

```

```

gamma= x(3)*180/(pi);
%macierze obrotu
alfa_z= [cos(alfa*pi/180), -sin(alfa*pi/180), 0, A(1);
sin(alfa*pi/180), cos(alfa*pi/180), 0, A(2);
0, 0, 1, A(3);
0, 0, 0, 1];
gamma_x= [1, 0, 0, 0;
0, cos(gamma*pi/180), -sin(gamma*pi/180), 0;
0, sin(gamma*pi/180), cos(gamma*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
dzeta_y= [cos(dzeta*pi/180), 0, sin(dzeta*pi/180), 0;
0, 1, 0, L1(2)-L3(2);
-sin(dzeta*pi/180), 0, cos(dzeta*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
C=alfa_z*gamma_x*[L1;1]; %Położenie punktu C
D=alfa_z*gamma_x*[(L1-L3);1]; %położenie punktu D
E=alfa_z*gamma_x*dzeta_y*[L4;1]; %Położenie punktu E
G=alfa_z*gamma_x*[(L1-L8);1]; %położenie punktu G
L5=sqrt(((E(1)-F(1))^2)+((E(2)-F(2))^2)+((E(3)-F(3))^2)); %obliczenia długości L5
%wstępe wyznaczenie punktu H
theta_z_G=[cos(theta*pi/180), -sin(theta*pi/180), 0, G(1);
sin(theta*pi/180), cos(theta*pi/180), 0, G(2);
0, 0, 1, G(3);
0, 0, 0, 1 ];
eta_y_G=[cos(eta*pi/180), 0, sin(eta*pi/180),0;
0, 1, 0, 0;
-sin(eta*pi/180), 0, cos(eta*pi/180),0;
0, 0, 0, 1];
H=theta_z_G*eta_y_G*[-L9;1];
y0 = [3,0]; %punkty startowe delta [rad], epsilon[rad]
y=fsolve('delta_epsilon',y0); %wyznaczenie delta epsilon
delta=y(1)*180/(pi); %przeliczenie kątów delta epsilon na stopnie
epsilon=y(2)*180/(pi);
delta0=delta;
xx0 = [E(1,i),E(2,i),E(3,i),dzeta*pi/180];
z0=[eta*pi/180,theta*pi/180];

```

```

Fy=F(2);
Fz=F(3);
for l1=L1min:dL1:L1max
L1(2,i)=l1;
x0 = [x(1),x(2),x(2)];
x=fsolve('alfa_beta_gamma',x0); %wyznaczenie alfa, beta, gamma
alfa(i)=x(1)*180/(pi); %przeliczenie kątów alfa beta gamma na stopnie
beta(i)=x(2)*180/(pi);
gamma(i)=x(3)*180/(pi);
alfa_z=[cos(alfa(i)*pi/180), -sin(alfa(i)*pi/180), 0, A(1);
sin(alfa(i)*pi/180), cos(alfa(i)*pi/180), 0, A(2);
0, 0, 1, A(3);
0, 0, 0, 1];
gamma_x=[1, 0, 0, 0;
0, cos(gamma(i)*pi/180), -sin(gamma(i)*pi/180), 0;
0, sin(gamma(i)*pi/180), cos(gamma(i)*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
C(:,i)=alfa_z*gamma_x*[L1(:,i);1]; %Położenie punktu C
D(:,i)=alfa_z*gamma_x*[(L1(:,i)-L3);1]; %położenie punktu D
for Fx=Fxmin:dFx:Fxmax
F(1,j)=Fx;
F(2,j)=Fy;
F(3,j)=Fz;
xx=fsolve('E_dzeta',xx0); %wyznaczenie współrzędnych punktu E oraz kąta dzeta przy znanej długości L5
%xx0 = [xx(1),xx(2),xx(3),xx(4)];
E(1,i,j)=xx(1);
E(2,i,j)=xx(2);
E(3,i,j)=xx(3);
E(4,i,j)=1;
dzeta(i,j)=xx(4)*180/(pi); % sprawdzić czy dobre wyniki za bardzo są podobne
przysrost_dzeta=dzeta0-dzeta(i,j);
%Po wyznaczeniu kąta dzeta dla każdego położenia trzeba wprowadzić korektę
%kąta epsilon o kąt dzeta w położeniu początkowym - aktualny kąt dzeta
delta(i,j)=delta0-przysrost_dzeta;
G(:,i)=alfa_z*gamma_x*[(L1(:,i)-L8);1]; %położenie punktu G
delta_y= [cos(delta(i,j)*pi/180), 0, sin(delta(i,j)*pi/180), 0;

```

```

0, 1, 0, L1(2,i)-L8(2);
-sin(delta(i,j)*pi/180), 0, cos(delta(i,j)*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
epsilon_z=[cos(epsilon*pi/180),-sin(epsilon*pi/180), 0, 0;
sin(epsilon*pi/180), cos(epsilon*pi/180), 0, 0;
0, 0, 1, 0;
0, 0, 0, 1];
H(:,i,j)=alfa_z*gamma_x*delta_y*epsilon_z*[L9;1]; %położenie punktu G
z=fsolve('eta_theta',z0);
z0=[z(1),z(2)];
eta(i,j)=z(1)*180/(pi);
theta(i,j)=z(2)*180/(pi);
J=j;
j=j+1;
end
I=i;
i=i+1;
j=1;
end
for i=1:1:I
zmianaeta(i,:)=eta(i,:)-eta(ceil(I/2),:);
zmianatheta(i,:)=theta(i,:)-theta(ceil(I/2),:);
zmianaL1(:,i)=L1(:,i)-L1(:,ceil(I/2));
end
for j=1:1:J
zmianaF(:,j)=F(:,j)-F(:,ceil(J/2));
end
clear F(1,j) F(2,j) F(3,j)

```

9.1.2. Skrypt do obliczenia kątów α , β , γ w kolumnie Macpherson.

```

function [ F1 ] = alfa_beta_gamma( x )
global L1 L2 A i
% x(1)= alfa
% x(2)= beta
% x(3)= gamma
F1(1)=-L1(2,i)*sin(x(1))*cos(x(3))+A(1)-(cos(x(2))*L2(1));

```

```

F1(2)= L1(2,i)*cos(x(1))*cos(x(3))+A(2)-(sin(x(2))*L2(1));
F1(3)= L1(2,i)*sin(x(3))+A(3);
end

```

9.1.3. Skrypt do obliczenia kątów δ , ϵ w kolumnie Macpherson.

```

function [ F2 ] = delta_epsilon( y )
global L1 L8 L9 A H alfa gamma j
% y(1)= delta
% y(2)= epsilon
F2(1)=L9(1)*cos(y(2))*cos(y(1))*cos(alfa*pi/180)-((L9(1)*sin(y(2))+L1(2)-
L8(2))*cos(gamma*pi/180)+(L9(1)*cos(y(2))*sin(y(1)))*sin(gamma*pi/180))*sin(alfa*pi/180)+A(1)-
H(1,j);
F2(2)=L9(1)*cos(y(2))*cos(y(1))*sin(alfa*pi/180)+((L9(1)*sin(y(2))+L1(2)-
L8(2))*cos(gamma*pi/180)+(L9(1)*cos(y(2))*sin(y(1)))*sin(gamma*pi/180))*cos(alfa*pi/180)+A(2)-
H(2,j);
end

```

9.1.4. Skrypt do obliczenia kątów η , θ w kolumnie Macpherson.

```

function [ F3 ] = eta_theta( z )
global L9 G H i j
% z(1)= eta
% z(2)= theta
F3(1)=-L9(1)*cos(z(2))*cos(z(1))+G(1,i)-H(1,i,j);
F3(2)=-L9(1)*sin(z(2))*cos(z(1))+G(2,i)-H(2,i,j);
F3(3)=-L9(1)*sin(z(1))+G(3,i)-H(3,i,j);
end

```

9.1.5. Skrypt do obliczenia kąta ζ i współrzędnych położenia punktu E w kolumnie Macpherson.

```

function [ F4 ] = E_dzeta( xx )
global L1 L3 L4 L5 A F alfa gamma i j
% xx(1)= Ex
% xx(2)= Ey
% xx(3)= Ez
% xx(4)= dzeta
F4(1)=L4(1)*cos(xx(4))*cos(alfa(i)*pi/180)-((L1(2,i)-
L3(2))*cos(gamma(i)*pi/180)+L4(1)*sin(xx(4))*sin(gamma(i)*pi/180))*sin(alfa(i)*pi/180)+A(1)-xx(1);

```



```

F4(2)=L4(1)*cos(xx(4))*sin(alfa(i)*pi/180)+((L1(2,i)-
L3(2))*cos(gamma(i)*pi/180)+L4(1)*sin(xx(4))*sin(gamma(i)*pi/180))*cos(alfa(i)*pi/180)+A(2)-xx(2);
F4(3)=(L1(2,i)-L3(2))*sin(gamma(i)*pi/180)-L4(1)*sin(xx(4))*cos(gamma(i)*pi/180)+A(3)-xx(3);
F4(4)=sqrt(((xx(1)-F(1,j))^2)+((xx(2)-F(2,j))^2)+((xx(3)-F(3,j))^2))-L5;
end

```

9.2. Kod w programie Matlab do obliczenia wartości kątów i położenia punktów zawieszenia bezwahaczowego.

9.2.1. Kod programu głównego.

```

global L1 L3 L4 L6 L8 L9 A C D E1 E2 F G H alfa gamma delta epsilon dzeta eta theta i j
%długości [mm]
L1=[0;600;0];
L3=[0;250;0];
L4=[110;0;0];
L8=[0;80;0];
L9=[100;0;0];
deltaL3=50;%max zmiana długości L1
deltaFx=50;%max zmiana położenia punktu F wzdłuż osi X
dL3=deltaL3*0.2; %krok zmiany długości L1 do obliczeń w pętli
dFx=deltaFx*0.2; %krok zmiany położenia punktu F do obliczeń w pętli
%położenie punktów [mm]
A=[0;0;0];
F=[450;-350;-180]; %tu sterujemy tylko parametrem y
%kąty początkowe w położeniu zerowym
alfa=-9.4318; %[stopnie]
gamma=178;0898; %[stopnie]
dzeta=280; %[stopnie]
eta=1; %[stopnie]
theta=1; %[stopnie]
L3min=L3(2)-deltaL3;%minimalna długość L1
L3max=L3(2)+deltaL3;%maksymalna długość L1
Fxmin=F(1)-deltaFx;
Fxmax=F(1)+deltaFx;
l8=L8(2);
i=1;
j=1;

```

```

dzeta0=dzeta;
%macierze obrotu
alfa_z= [cos(alfa*pi/180), -sin(alfa*pi/180), 0, A(1);
sin(alfa*pi/180), cos(alfa*pi/180), 0, A(2);
0, 0, 1, A(3);
0, 0, 0, 1];
gamma_x= [1, 0, 0, 0;
0, cos(gamma*pi/180), -sin(gamma*pi/180), 0;
0, sin(gamma*pi/180), cos(gamma*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
C=alfa_z*gamma_x*[L1;1]; %Położenie punktu C
D=alfa_z*gamma_x*[(L1-L3);1]; %położenie punktu D
y0 = [1000,1000,1]; %punkty startowe L5[mm], L6[mm], jota[rad]
y=fsolve('L5_L6_jota',y0); %wyznaczenie długości L5, L6, oraz kąta jota
L5=[0;y(1);0];
L6=[y(2);0;0];
jota= y(3)*180/pi;%przeliczenie kąta jota na stopnie
G=alfa_z*gamma_x*[(L1-L8);1]; %położenie punktu G
%wstępe wyznaczenie punktu H
theta_z_G=[cos(theta*pi/180), -sin(theta*pi/180), 0, G(1);
sin(theta*pi/180), cos(theta*pi/180), 0, G(2);
0, 0, 1, G(3);
0, 0, 0, 1 ];
eta_y_G=[cos(eta*pi/180), 0, sin(eta*pi/180),0;
0, 1, 0, 0;
-sin(eta*pi/180), 0, cos(eta*pi/180),0;
0, 0, 0, 1];
H=theta_z_G*eta_y_G*[-L9;1];
z0 = [2,0]; %punkty startowe delta [rad], epsilon[rad]
z=fsolve('delta_epsilon',z0); %wyznaczenie delta epsilon
delta=z(1)*180/(pi); %przeliczenie kątów delta epsilon na stopnie
epsilon=z(2)*180/(pi);
delta0=delta;
xx0=[y(1),0,y(3)];
yy0=[eta*pi/180,theta*pi/180];
Fy=F(2);

```

```

Fz=F(3);
for l3=L3max:-dL3:L3min
L3(2,i)=l3;
L8(2,i)=l8-deltaL3+l3-L3min;
C(:,i)=alfa_z*gamma_x*[L1;1]; %Położenie punktu C
D(:,i)=alfa_z*gamma_x*[(L1-L3(:,i));1]; %położenie punktu D
for Fx=Fxmin:dFx:Fxmax
F(1,j)=Fx;
F(2,j)=Fy;
F(3,j)=Fz;
xx=fsolve('L5_dzeta_jota',xx0); %wyznaczenie L5, dzeta, jota
L5(1,i,j)=0;
L5(2,i,j)=xx(1);
L5(3,i,j)=0;
dzeta(i,j)=xx(2)*180/pi;
jota(i,j)=xx(3)*180/pi;
dzeta_y= [cos(dzeta(i,j)*pi/180), 0, sin(dzeta(i,j)*pi/180), 0;
0, 1, 0, L1(2)-L3(2,i);
-sin(dzeta(i,j)*pi/180), 0, cos(dzeta(i,j)*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
E1(:,i,j)=alfa_z*gamma_x*dzeta_y*[L4;1]; %Położenie punktu E1
E2(:,i,j)=alfa_z*gamma_x*dzeta_y*[L4+L5(:,i,j);1]; %Położenie punktu E2
przysrost_dzeta=dzeta0-dzeta(i,j);
%Po wyznaczeniu kąta dzeta dla każdego położenia trzeba wprowadzić korektę
%kąta epsilon o kąt dzeta w położeniu początkowym - aktualny kąt dzeta
delta(i,j)=delta0-przysrost_dzeta;
G(:,i)=alfa_z*gamma_x*[(L1-L8(:,i));1]; %położenie punktu G
delta_y= [cos(delta(i,j)*pi/180), 0, sin(delta(i,j)*pi/180), 0;
0, 1, 0, L1(2)-L8(2,i);
-sin(delta(i,j)*pi/180), 0, cos(delta(i,j)*pi/180), 0;
0, 0, 0, 1];
epsilon_z=[cos(epsilon*pi/180),-sin(epsilon*pi/180), 0, 0;
sin(epsilon*pi/180), cos(epsilon*pi/180), 0, 0;
0, 0, 1, 0;
0, 0, 0, 1];
H(:,i,j)=alfa_z*gamma_x*delta_y*epsilon_z*[L9;1]; %położenie punktu G

```

```

yy=fsolve('eta_theta',yy0);
eta(i,j)=yy(1)*180/(pi);
theta(i,j)=yy(2)*180/(pi);
J=j;
j=j+1;
end
I=i;
i=i+1;
j=1;
end
for i=1:1:I
zmianaeta(i,:)=eta(i,:)-eta(ceil(I/2),:);
zmianatheta(i,:)=theta(i,:)-theta(ceil(I/2),:);
zmianaL3(:,i)=L3(:,i)-L3(:,ceil(I/2));
end
for j=1:1:J
zmianaF(:,j)=F(:,j)-F(:,ceil(J/2));
end

```

9.2.2. Skrypt do obliczenia długości L_5 , L_6 i wartości kąta ι zawieszenia bezwahaczowego.

```

function [ F1 ] = L5_L6_jota( y )
global L1 L3 L4 A F alfa gamma dzeta
% y(1)= L5
% y(2)= L6
% y(3)= jota
F1(1)=cos(alfa*pi/180)*(cos(dzeta*pi/180)*(cos(y(3))*y(2)+L4(1))-sin(dzeta*pi/180)*sin(y(3))*y(2))-
sin(alfa*pi/180)*(cos(gamma*pi/180)*(y(1)+L1(2)-L3(2))-sin(gamma*pi/180)*(-
sin(dzeta*pi/180)*(cos(y(3))*y(2)+L4(1))-cos(dzeta*pi/180)*sin(y(3))*y(2)))+A(1)-F(1);
F1(2)=sin(alfa*pi/180)*(cos(dzeta*pi/180)*(cos(y(3))*y(2)+L4(1))-
sin(dzeta*pi/180)*sin(y(3))*y(2))+cos(alfa*pi/180)*(cos(gamma*pi/180)*(y(1)+L1(2)-L3(2))-
sin(gamma*pi/180)*(-sin(dzeta*pi/180)*(cos(y(3))*y(2)+L4(1))-cos(dzeta*pi/180)*sin(y(3))*y(2)))+A(2)-
F(2);
F1(3)=sin(gamma*pi/180)*(y(1)+L1(2)-L3(2))+cos(gamma*pi/180)*(-
sin(dzeta*pi/180)*(cos(y(3))*y(2)+L4(1))-cos(dzeta*pi/180)*sin(y(3))*y(2))+A(3)-F(3);
end

```

9.2.3. Skrypt do obliczenia wartości kątów δ i ϵ zawieszenia bezwahaczowego.

```
function [ F2 ] = delta_epsilon( z )
global L1 L8 L9 A H alfa gamma j
% z(1)= delta
% z(2)= epsilon
F2(1)=L9(1)*cos(z(2))*cos(z(1))*cos(alfa*pi/180)-((L9(1)*sin(z(2))+L1(2)-
L8(2))*cos(gamma*pi/180)+(L9(1)*cos(z(2))*sin(z(1)))*sin(gamma*pi/180))*sin(alfa*pi/180)+A(1)-
H(1,j);
F2(2)=L9(1)*cos(z(2))*cos(z(1))*sin(alfa*pi/180)+((L9(1)*sin(z(2))+L1(2)-
L8(2))*cos(gamma*pi/180)+(L9(1)*cos(z(2))*sin(z(1)))*sin(gamma*pi/180))*cos(alfa*pi/180)+A(2)-
H(2,j);
end
```

9.2.4. Skrypt do obliczenia długości L_5 i wartości kątów ζ i ι zawieszenia bezwahaczowego.

```
function [ F3 ] = L5_dzeta_jota( xx )
global L1 L3 L4 L6 A F alfa gamma i j
% xx(1)= L5 [mm]
% xx(2)= dzeta w radianach
% xx(3)= jota w radianach
F3(1)=cos(alfa*pi/180)*(cos(xx(2))*(cos(xx(3))*L6(1)+L4(1))-sin(xx(2))*sin(xx(3))*L6(1))-
sin(alfa*pi/180)*(cos(gamma*pi/180)*(xx(1)+L1(2)-L3(2,i))-sin(gamma*pi/180)*(-
sin(xx(2))*(cos(xx(3))*L6(1)+L4(1))-cos(xx(2))*sin(xx(3))*L6(1)))+A(1)-F(1,j);
F3(2)=sin(alfa*pi/180)*(cos(xx(2))*(cos(xx(3))*L6(1)+L4(1))-
sin(xx(2))*sin(xx(3))*L6(1))+cos(alfa*pi/180)*(cos(gamma*pi/180)*(xx(1)+L1(2)-L3(2,i))-
sin(gamma*pi/180)*(-sin(xx(2))*(cos(xx(3))*L6(1)+L4(1))-cos(xx(2))*sin(xx(3))*L6(1)))+A(2)-F(2,j);
F3(3)=sin(gamma*pi/180)*(xx(1)+L1(2)-L3(2,i))+cos(gamma*pi/180)*(-
sin(xx(2))*(cos(xx(3))*L6(1)+L4(1))-cos(xx(2))*sin(xx(3))*L6(1))+A(3)-F(3,j);
end
```

9.2.5. Skrypt do obliczenia wartości kątów η i θ zawieszenia bezwahaczowego.

```
function [ F4 ] = eta_theta( yy )
global L9 G H i j
% yy(1)= eta
% yy(2)= theta
F4(1)=-L9(1)*cos(yy(2))*cos(yy(1))+G(1,i)-H(1,i,j);
F4(2)=-L9(1)*sin(yy(2))*cos(yy(1))+G(2,i)-H(2,i,j);
```

```
F4(3)=-L9(1)*sin(yy(1))+G(3,i)-H(3,i,j);
```

```
end
```

mgr inż. Marek Kwietniewski.

Streszczenie rozprawy doktorskiej

Temat: Analiza i synteza kinematyki mechanizmu zawieszenia i kierowania kół samochodu.

Mechanizm zawieszenia spełnia w samochodzie ważną rolę. Bezpieczeństwo bierne jest niezwykle ważne dlatego, że nie można zapewnić bezpieczeństwa czynnego w każdych warunkach jazdy. Zawsze jednak bezpieczeństwo czynne można poprawić. Poprawy bezpieczeństwa czynnego można dokonać między innymi przez zmianę konstrukcji zawieszenia. Praktycznie każdy pojazd ma zawieszenie innej konstrukcji o innych parametrach dostosowane do przeznaczenia pojazdu, nawet jeżeli schematy kinematyczne są takie same. Obecne schematy kinematyczne i ich konstrukcje spełniają wiele rygorystycznych wymogów, jednak nie są one doskonałe. Pojazdy samochodowe, głównie ze względu na koszt ich produkcji i eksploatacji, mają ograniczoną wielkość. Jest to przyczyna, dla której zawieszenie pojazdu powinno zajmować jak najmniej miejsca. Można zauważyć, że wytworzenie zawieszenia samochodu wymaga bardzo wielu kompromisów i jeżeli poprawiana jest jedna cecha, to odbywa się to kosztem pogorszenia innej.

W pracy zaproponowano zamianę kulistych (sferycznych) par kinematycznych na pary o mniejszej ruchliwości. Przegub kulisty jest połączeniem o trzech stopniach swobody (trzy prostopadłe osie obrotu przecinające się w jednym punkcie). Przegub taki można zastąpić trzema połączeniami o jednym stopniu swobody. Zastępując każdy przegub kulisty trzema połączeniami o jednym stopniu swobody (obrotowymi lub przesuwными) można uzyskać mechanizm, którego opis matematyczny zawiera więcej niezależnych parametrów od przegubu kulistego, a co za tym idzie więcej możliwości. Problemem obliczeniowym rozwiązań takich układów jest konieczność zastosowania metod numerycznych, np. kolejnych przybliżeń lub optymalizacji.

W pracy przeprowadzono analizę zawieszenia kół typu kolumna MacPherson. W analizie wykazano zmiany kątów skrętu i pochylenia kół w wyniku zmiany długości amortyzatora w wyniku ruchu resorowania. Zmiany wartości tych kątów są niepożądane. W dalszej części, w układzie kierowniczym nowego rozwiązania, połączenia drążków za pomocą przegubów kulistych zastąpiono połączeniami obrotowymi. W ten sposób uzyskano poprawę działania zawieszenia, czyli zmniejszenie zmian kątów skrętu i pochylenia koła wynikającej ze zmiany długości amortyzatora. W dalszej części pracy analizowano rozwiązania, w których połączenia kuliste zastąpiono przegubami obrotowymi i cylindrycznymi. W ten sposób uzyskano m.in. mechanizm zawieszenia w którym całkowicie wyeliminowano zmianę kątów skrętu i pochylenia koła wynikającej ze zmiany długości amortyzatora. Efektem pracy są trzy nowe rozwiązania układów zawieszenia kół przednich samochodu, z których dwa zgłoszono do opatentowania (zgłoszenia patentowe nr. P.423574 i P.423575) – zgłoszenia dokonano w dniu 24 listopada 2017.

19.03.2019
K.M.

mgr inż. Marek Kwietniewski

Summary of doctoral dissertation

Subject: Analysis and synthesis of suspension kinematics and steering of car wheels.

The suspension mechanism plays an important role in the car. Passive safety is extremely important because it is impossible to ensure active safety in all driving conditions. However, active safety can always be improved. Improvements in active safety can be made, inter alia, by changing the suspension structure. Almost every vehicle has a suspension of a different structure with different parameters adapted to the purpose of the vehicle, even if the kinematic schemes are the same. Nowadays, kinematic schemes and their constructions meet many stringent requirements, though they are not perfect. Vehicles, mainly due to the cost of their production and operation, have a limited size. This is the reason why the suspension of a vehicle should take up as little space as possible. It can be seen that creating a car suspension requires a lot of compromises and if one feature is improved, it is at the expense of worsening another.

The paper proposes the conversion of spherical kinematic pairs into pairs with less mobility. The ball joint is a combination of three degrees of ease (three perpendicular axes of rotation intersecting at one point). The articulation can be replaced by three joints with one degree of ease. Replacing each ball joint with three joints of one degree of ease (rotational or sliding) one can obtain a mechanism which mathematical description contains more independent parameters than a ball joint, and thus more possibilities. The computational problem of solutions of such systems is the necessity of using numerical methods, eg subsequent approximations or optimization.

MacPherson strut is analysed in the paper. The analysis showed a change in the turning angles and inclination of the wheels as a result of the change in the length of the shock absorber as a result of the movement of the suspension. Changes in the value of these angles are undesirable. Later, in the steering system of the new solution, the linking of the rods by ball joints was replaced by rotary connections. This way, an improvement in the suspension operation was achieved, i.e. a reduction in the change of steering angles and wheel inclination resulting from a change in the length of the shock absorber. In the further part of the work, solutions were analyzed in which spherical joints were replaced with rotary and cylindrical joints. This way, suspension mechanism was obtained in which the change of steering angles and wheel inclination resulting from changing the length of the shock absorber were completely eliminated.

The result of the paper are three new solutions for car front suspension systems, two of which have been patented (patent applications No. P.423574 and P.423575). – applications were filed on November 24th, 2017.

19.03.2019
MKW