

Dr hab. inż. Wojciech Skarka
wojciech.skarka@polsl.pl
Politechnika Śląska

Dr inż. Sebastian RZYDZIK
sebastian.rzydzik@polsl.pl
Politechnika Śląska

Inż. Adam SZYMON
szymonadam@gmail.com
Politechnika Śląska

Optymalizacja parametrów geometrycznych układu kierowniczego samochodu wyścigowego

Streszczenie: W artykule pokazano optymalizację parametrów geometrycznych układu kierowniczego przeznaczonego dla samochodu wyścigowego. Celem optymalizacji był dobór właściwego kąta pomiędzy osią koła, a wąsem zwrotnicy w funkcji przesunięcia liniowego przekładni kierowniczej. Omawiany układ kierowniczy został zaprojektowany, skonstruowany, zbudowany i ostatecznie przetestowany podczas zawodów Shell Eco-marathon.

Słowa kluczowe: projektowanie, konstruowanie, optymalizacja, samochód wyścigowy

Optimization of geometric parameters of steering system for a race car

Summary: The article shows optimization process of the geometric parameters of the steering system designed for a race car. The objective the optimization process was the selection of the correct angle between the axis of the wheel, and steering arm as a function of linear steering gear. Presented steering system was designed, engineered, constructed and ultimately tested during competitions called Shell Eco-marathon.

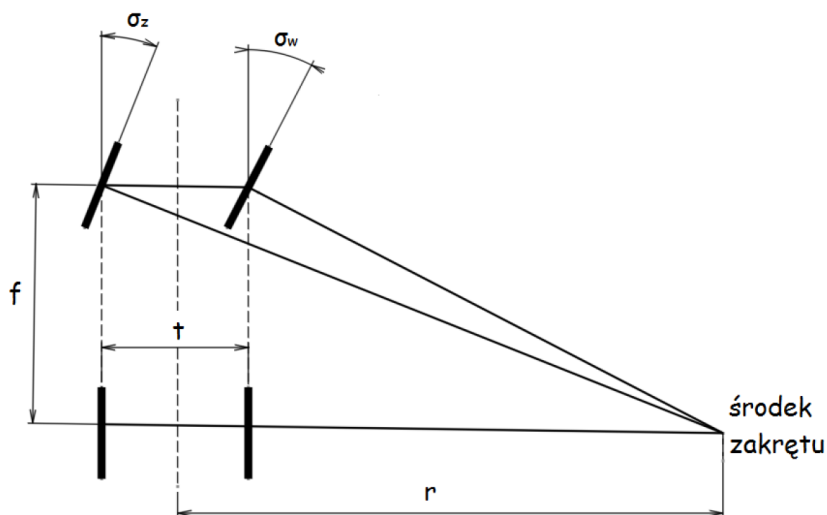
Keywords: design, optimization, racing car

1. WPROWADZENIE

W artykule przedstawiono proces doboru i optymalizacji parametrów geometrycznych układu zwrotniczego samochodu o nazwie Bytel [6], startującego w międzynarodowych zawodach Shell Eco-marathon (SEM) w Rotterdamie. Pojazd Bytel jest opracowany przez zespół Smart Power [6] w skład którego wchodzi studenci Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej. Pojazd należy do kategorii samochodów elektrycznych z napędem akumulatorowym typu Urban. Auto startuje w zawodach SEM od roku 2014. Celem zawodów jest uzyskanie jak najmniejszego zużycia energii potrzebnej do jazdy auta na określonym dystansie. W pierwszych swoich startach udało się uzyskać doskonały wynik zużycia energii 59,7km/kWh. Trzeba dodać, że ten wynik jest uzyskany dla tymczasowego nadwozia wykonanego w przeciągu dwóch tygodni oraz jazdy na kołach dojazdowych. Brak docelowych rozwiązań był spowodowany przesunięciami w dostarczeniu gotowych elementów. Z dotychczasowych doświadczeń zespołu wynika, że ustawienie zbieżności kół jest jednym z najistotniejszych obok oporu aerodynamicznego źródłem oporów. Dlatego tak ważna jest postać układu kierowniczego i prawidłowe odzorowanie kąta skrętu kół dla zachowania wspólnego środka promienia zakrętu dla wszystkich kół. W trakcie poprzednich wyścigów zespół miał możliwość zbadania wpływu prawidłowego ustawienia zbieżności, przy nieznacznym odchyleniu

zbieżności uzyskano wynik dwukrotnie gorszy od wyniku z dokładnie ustawionym i zweryfikowanym ustawieniem zbieżności. Aktualnie zaproponowany i zbudowany układ kierowniczy jest rozwiązaniem specyficznym dla tego typu pojazdu pozwalającym na dokładne odwzorowanie kąta skrętu. Natomiast tego typu układ nie pozwala na wprowadzanie dużych obciążeń, co jest uzasadnione charakterem pojazdu.

Celem opisanego w artykule badania było uzyskanie optymalnych kątów skrętu kół osi przedniej. Zaproponowana postać układu zwrotniczego nie pozwala na utrzymanie wspólnego środka obrotu kół. W pracy dobrano optymalne parametry układu tak, aby zminimalizować ten problem. Rozpatrywany problem jest ważny, ponieważ od przyjętych wartości kątów skrętu zależy jakość kierowania pojazdem oraz przyczepność pojazdu do jezdni i zużycie opon. Ponadto niewłaściwa geometria układu zwrotniczego pojazdu może spowodować niepotrzebne straty energii, co w przypadku samochodu startującego w tych zawodach jest również istotne.



Rys. 1.1 Schemat wyznaczenia srodka zakrętu

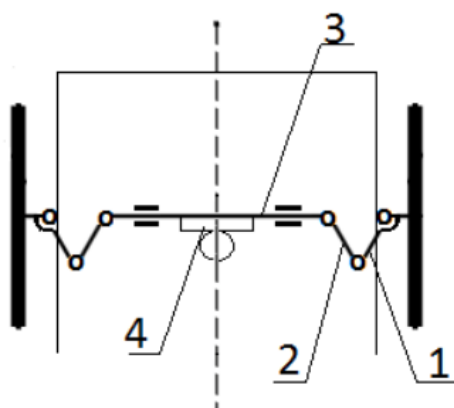
Rozpatrując przypadek, gdy samochód znajduje się na łuku, należy zauważyć, że koła jego osi skrętnej pokonują dwie różne drogi. Koło zewnętrzne pokonuje dłuższą drogę niż koło wewnętrzne, a łuki po których koła się poruszają są wycinkami współśrodkowych okręgów o różnych promieniach. Żeby spełnić ten warunek, to osie kół muszą być położone względem pojazdu pod różnymi kątami, w taki sposób, aby oś koła zewnętrznego i oś koła wewnętrznego osi przedniej przecinały się w jednym punkcie z osią kół tylnych [7]. Punkt ten jest nazywany środkiem zakrętu (Rys. 1.1). Jako pierwszy rozwiązanie kół wychylających się pod różnymi kątami wprowadził Georg Lankensperger w Monachium w 1816 roku, lecz ogólnie przyjęta nazwa wywodzi się od nazwiska jego agenta Rudolpha Ackermanna, który złożył wniosek o patent tego wynalazku w Wielkiej Brytanii. Według schematu przedstawionego na Rys. 1.1. wartości kątów skrętu dla koła zewnętrznego i wewnętrznego można wyznaczyć z zależności:

$$\operatorname{tg}(\sigma_z) = \frac{L}{r + \frac{t}{2}} \quad (1)$$

$$\operatorname{tg}(\sigma_w) = \frac{L}{r - \frac{t}{2}} \quad (2)$$

2. OPIS GEOMETRII UKŁADU ZWROTNICZEGO

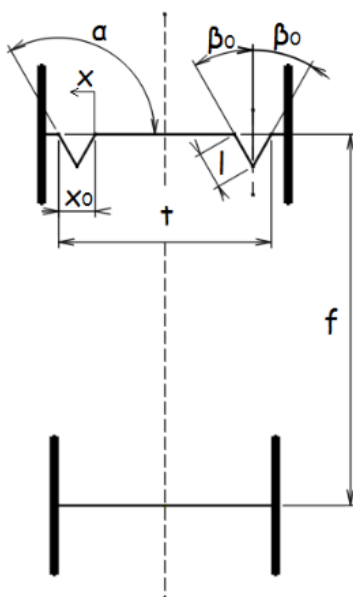
Geometria układu kierowniczego jest uzależniona od geometrii przedniego zawieszenia. W przypadku samochodu Bytel, zdecydowano się na zastosowanie sztywnego zawieszenia, przez co problem doboru geometrii układu kierowniczego znacznie się uprościł. Dzięki stałemu położeniu kół względem nadwozia w osi pionowej, geometrię układu zwrotniczego można sprowadzić do układu płaskiego. Przyjęto, że funkcję przekładni kierowniczej będzie pełnił przekładnia z listwą zębatą. W celu uzyskania większej ilości miejsca na nogi kierowcy, geometria układu została tak zaprojektowana, aby prowadnica listwy zębatej znajdowała się w osi kół przednich. Dzięki temu przesunięciu drążek kierowniczy i wąż zwrotnicy tworzą w każdym położeniu trójkąt równoramienny o podstawie znajdującej się w osi kół przednich. Postać geometrii przedstawia Rys. 2.1.



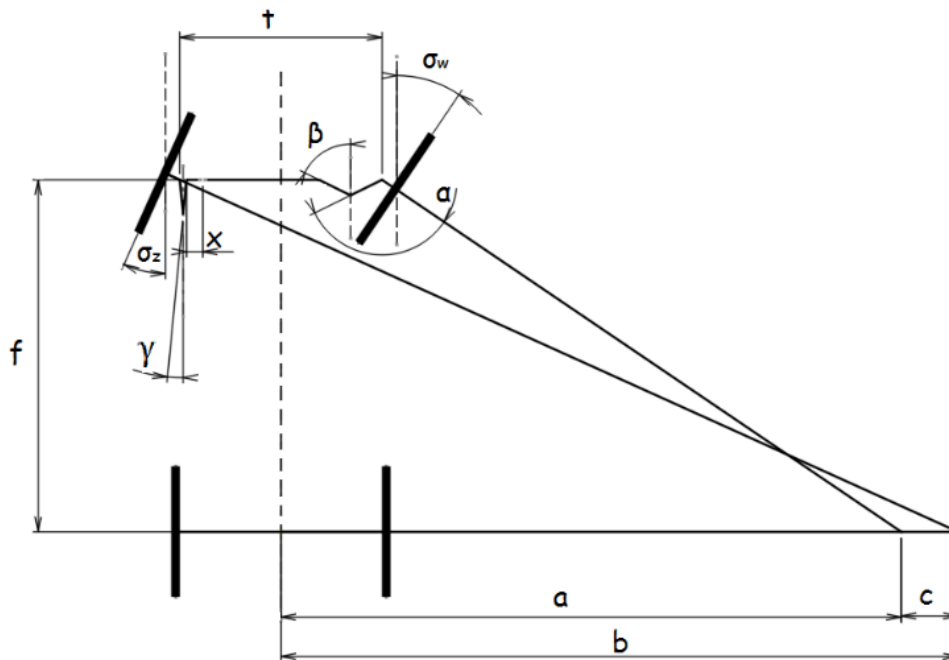
Rys. 2.1 Mechanizm zwrotniczy; 1 – zwrotnica, 2 – drążek kierowniczy, 3 – prowadnica listwy zębatej, 4 – przekaźniki kierownicze

2.1 Model geometryczny układu

W celu optymalizacji działania układu zwrotniczego sporządzony został jego model geometryczny. Poniższe rysunki przedstawiają geometrię układu z kołami skierowanymi dla jazdy na wprost (Rys. 2.2) i z kołami skierowanymi do jazdy po łuku (Rys. 2.3).



Rys. 2.2 Geometria układu kierowniczego z kołami skierowanymi dla jazdy na wprost



Rys. 2.3 Geometria układu kierowniczego z kołami skierowanymi dla jazdy po łuku

Wartością optymalizowaną był kąt α pomiędzy osią koła, a wąsem zwrotnicy. Zmienną sterującą było przesunięcie liniowe x listwy zębatej przekładni kierowniczej. Wartość x_0 odpowiada skierowaniu kół pojazdu do jazdy na wprost. Odległość t stanowi odległość między osiami obrotu zwrotnic, a odległość l jest długością drążka kierowniczego, która jest równa długości wąsa zwrotnicy. Listwa zębata znajduje się w osi między zwrotnicami. Dzięki temu niezależnie od położenia kierownicy wąs zwrotnicy i drążek kierowniczy są zawsze ustawione pod tym samym kątem (β dla koła wewnętrznego i γ dla koła zewnętrznego) do dwusiecznej kąta (która jest równoległa do osi pojazdu) tworzonego przez drążek kierowniczy i wąs zwrotnicy. W przypadku jazdy na wprost tworzą one trójkąt równoramienny z podstawą o długości x_0 (Rys. 2.2). Odległość f stanowi rozstaw między osią przednią, a osią tylną samochodu [7]. Gdy przesunięcie liniowe x będzie miało wartość różną od 0 (Rys. 2.3), to zmieni się długość podstawy trójkąta równoramiennego na $x_0 - x$ dla koła zewnętrznego i $x_0 + x$ dla koła wewnętrznego. Powoduje to zmianę wartości kąta popychacza:

$$\sin(\beta) = \frac{1}{2} \frac{x_0 + x}{l} \quad (3)$$

$$\sin(\gamma) = \frac{1}{2} \frac{x_0 - x}{l} \quad (4)$$

Po przekształceniach, wartości kątów β i γ wynoszą odpowiednio:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{x_0 + x}{2l}\right) \quad (5)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{x_0 - x}{2l}\right) \quad (6)$$

Wartość kąta między wąsem zwrotnicy, a osią koła jest stała, więc z prostej zależności wynika, że wartości kąta obrotu koła wewnętrznego i zewnętrznego wynoszą odpowiednio:

$$\sigma_w = 180^\circ - (90^\circ - \beta) - \alpha \quad (7)$$

$$\sigma_z = 180^\circ - (90^\circ - \gamma) - \alpha \quad (8)$$

W rozważaniach teoretycznych, dla każdej wartości kąta skrętu osie kół przednich powinny przecinać się z osią kół tylnych w jednym punkcie, zwanym środkiem zakrętu (Rys. 1.1) [2]. W rzeczywistym układzie jest to trudne do uzyskania. Dlatego w praktyce dąży się do zminimalizowania odległości punktów przecięcia osi koła wewnętrznego i osi koła zewnętrznego z osią kół tylnych, szczególnie dla zakrętów jezdni o promieniach, w których układ ma funkcjonować najefektywniej [1][4]. Na Rys. 2.3. odległość ta została oznaczona jako c . Korzystając z zależności (1) i (2), oraz z Rys. 2.3. można otrzymać:

$$ctg(\sigma_w) = \frac{a}{f} \quad (9)$$

$$ctg(\sigma_z) = \frac{b}{f} \quad (10)$$

co z kolei pozwala wyznaczyć poszukiwaną długość c :

$$a = f \cdot ctg(\sigma_w) \quad (11)$$

$$b = f \cdot ctg(\sigma_z) \quad (12)$$

$$c = |b - a| \quad (13)$$

lub wyrazić jej wartość względem odległości b :

$$c_w = \left| \frac{b - a}{b} \right| \cdot 100 \quad (14)$$

3. OPTIMALIZACJA UKŁADU

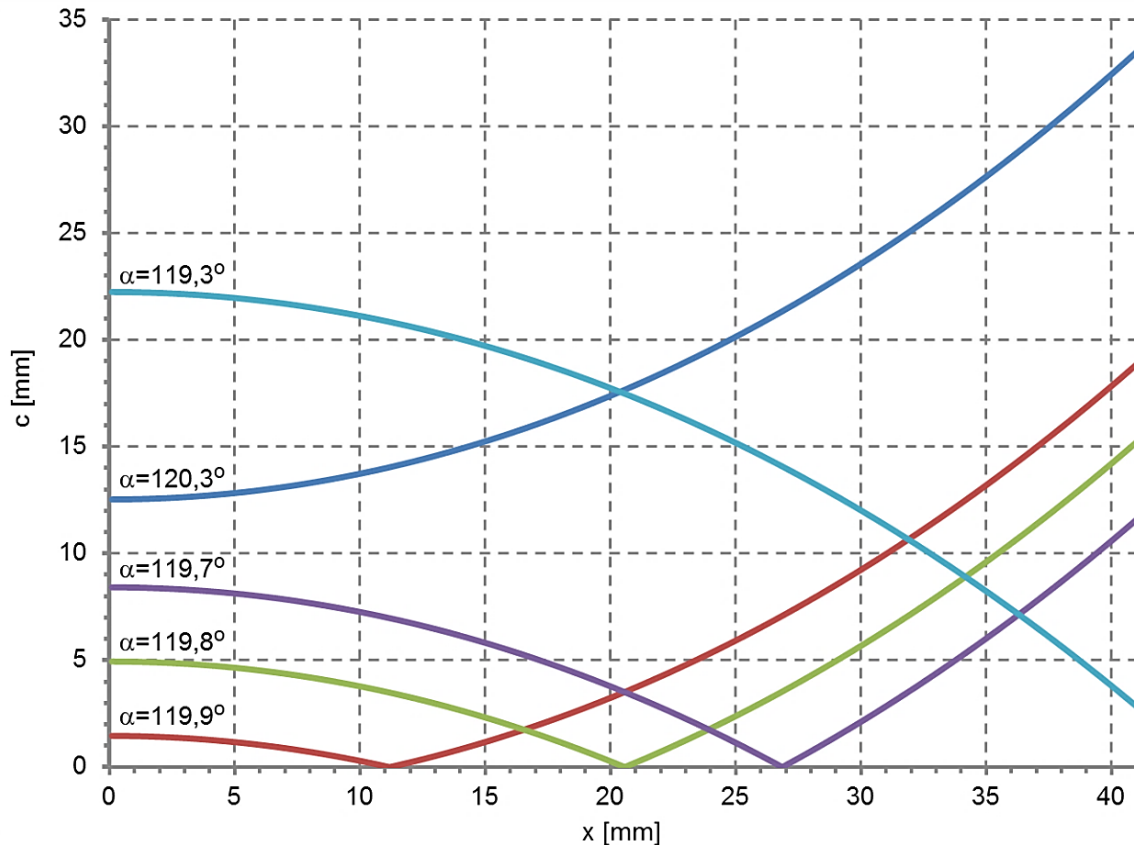
Przedstawiony w p.2.1. model geometrii układu został poddany optymalizacji. Optymalizację przeprowadzono trzema sposobami. Sposób pierwszy polegał na wyznaczeniu wartości kąta α w oparciu o kryterium minimalnej wartości długości c liczonej jako uchyb bezwzględny (wzór (13)). Drugi sposób polegał również na wyznaczeniu wartości kąta α w oparciu o kryterium minimalnej wartości długości c , ale liczonej jako uchyb względny (wzór (14)). Natomiast trzeci sposób polegał na wyznaczeniu wartości kąta α w oparciu o kryterium dominandy wartości promieni łuków toru występujących na trasie przejazdu samochodu.

Ze względu na ograniczenia regulaminowe [3] oraz ze względu na postać geometryczną sąsiadujących i współpracujących ze sobą podzespołów zostały przyjęte następujące wymiary geometryczne:

- rozstaw między osiami zwrotnic – $t = 864\text{mm}$,
- odległość między osiami – $f = 1500\text{mm}$,
- długość drążka kierowniczego – $l = 150\text{mm}$,

- zakres ruchu listwy zębatej podczas wyścigu – $x \in [0; 41]$ mm.

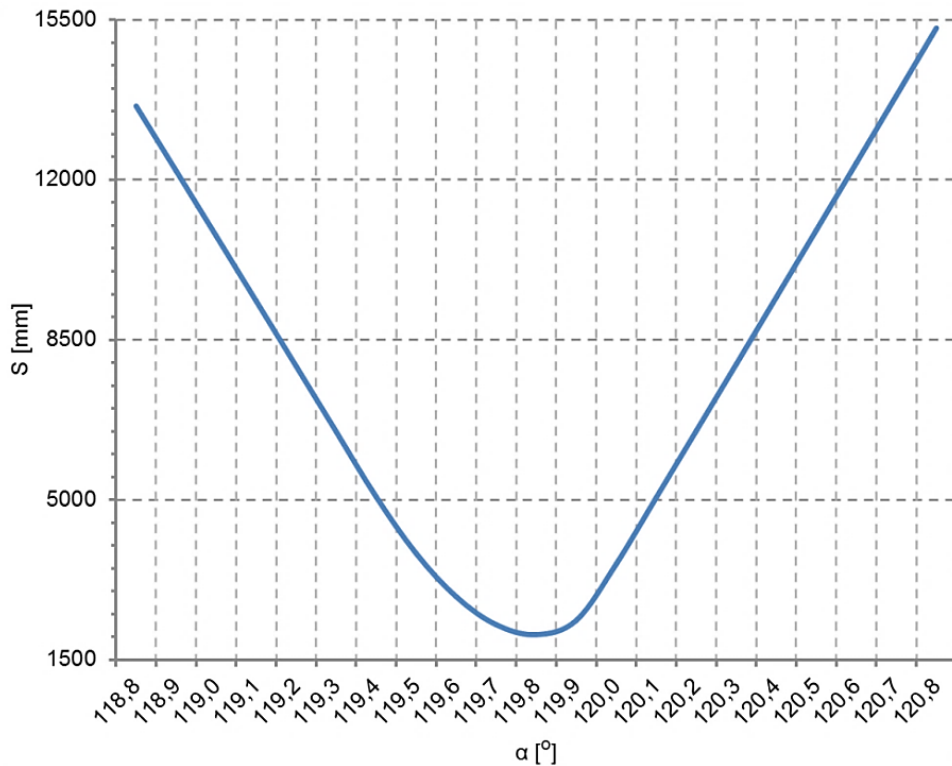
Wyniki optymalizacji przeprowadzonej pierwszym sposobem pokazano na Rys. 3.1. Pokazany wykres zawiera przebiegi bezwzględnych wartości długości c zależnych od zmian wartości przesunięcia liniowego x listwy zębatej dla wybranych wartości kąta α traktowanego jako parametr.



Rys. 3.1 Charakterystyka odległości c między środkami zakrętu koła zewnętrznego i wewnętrznego w funkcji przesunięcia listwy zębatej x dla wybranych wartości kąta α

Jak widać, charakterystyki układu zwrotniczego są nieliniowe. Analizując poszczególne przebiegi można zauważyć, że optymalna wartość kąta α prawdopodobnie wynosi 119.8° . W celu dokładnego wyznaczenia optymalnej wartości tego kąta postanowiono wyznaczyć charakterystykę sum S wszystkich odległości c , traktowanych jako uchyb bezwzględny, dla wszystkich możliwych przesunięć $x \in [0; 41]$ mm listwy zębatej, w zależności od zmian wartości kąta α . Definicję sumy S wszystkich odległości c przedstawiono w postaci zależności (15), a uzyskaną charakterystykę pokazano na Rys. 3.2. Widać, że funkcja $S=f(\alpha)$ przyjmuje minimalną wartość kąta α w zakresie $119,8^\circ - 119,9^\circ$.

$$S = \sum_{i=0.1}^{41} c_i \quad (15)$$



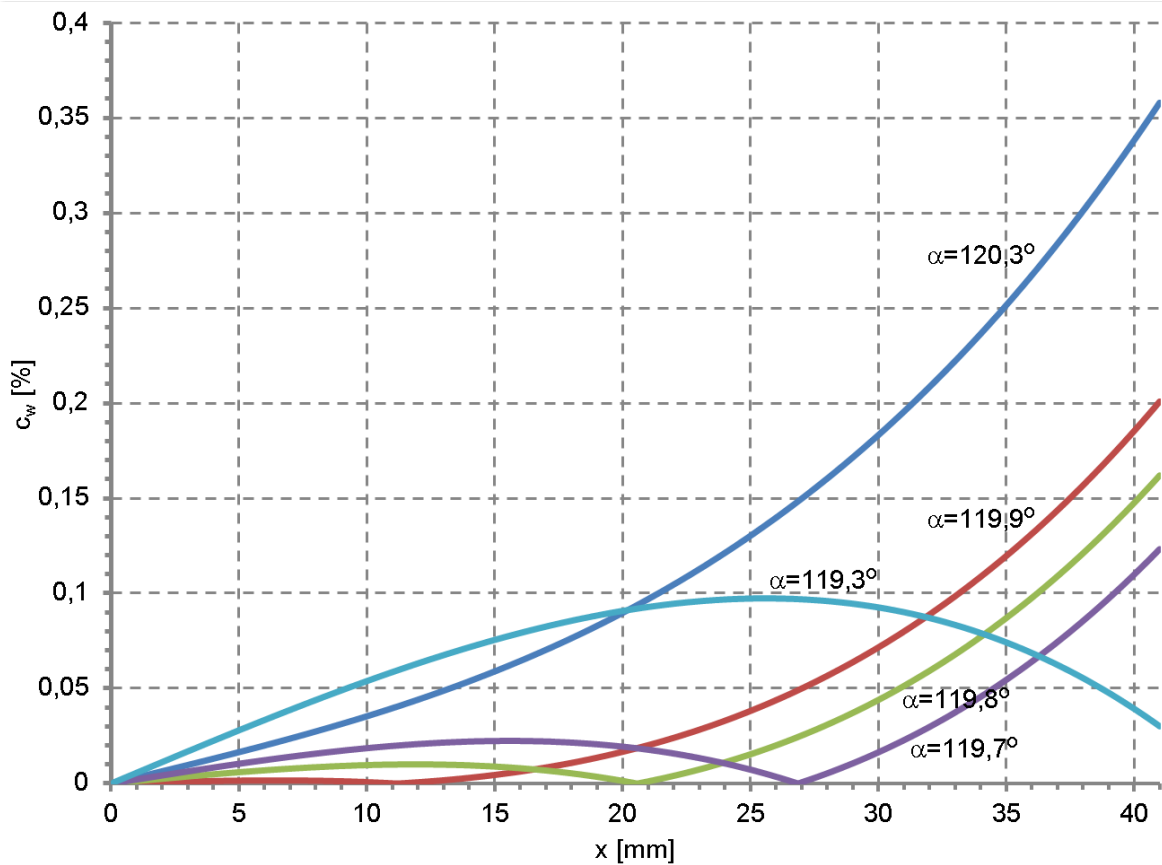
Rys. 3.2 Charakterystyka sumy S odległości c między środkami zakrętu koła zewnętrznego i wewnętrznego w funkcji kąta α

W kolejnym kroku optymalizacji postanowiono wyznaczyć wartość względną wartości długości c_w liczoną wg wzoru (14) oraz sumy S_w tych wartości liczonej wg wzoru:

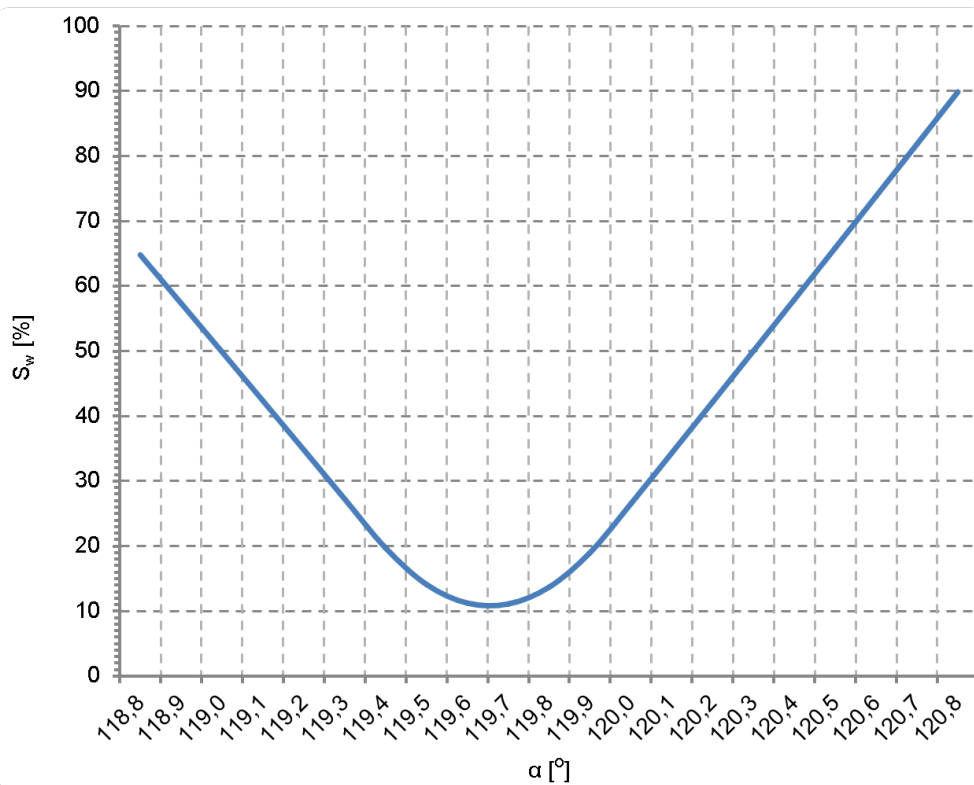
$$S_w = \sum_{i=0.1}^{41} c_{wi} \quad (16)$$

Stosując takie podejście, wpływ odległości c dla pojazdu poruszającego się na wprost (odległości a i b dążą do nieskończoności) jest zredukowany do wartości nieistotnej. Natomiast, w przypadku gdy pojazd prouza się po łuku o małym promieniu (odległości a i b dążą do zera), to wzrasta poziom istotności wartości odległości c . Wyniki obliczeń pokazano na Rys. 3.3 oraz Rys 3.4. Z przedstawionych charakterystyk wynika, że funkcja $S_w=f(\alpha)$ przyjmuje minimalną wartość dla kąta $\alpha = 119,7^\circ$.

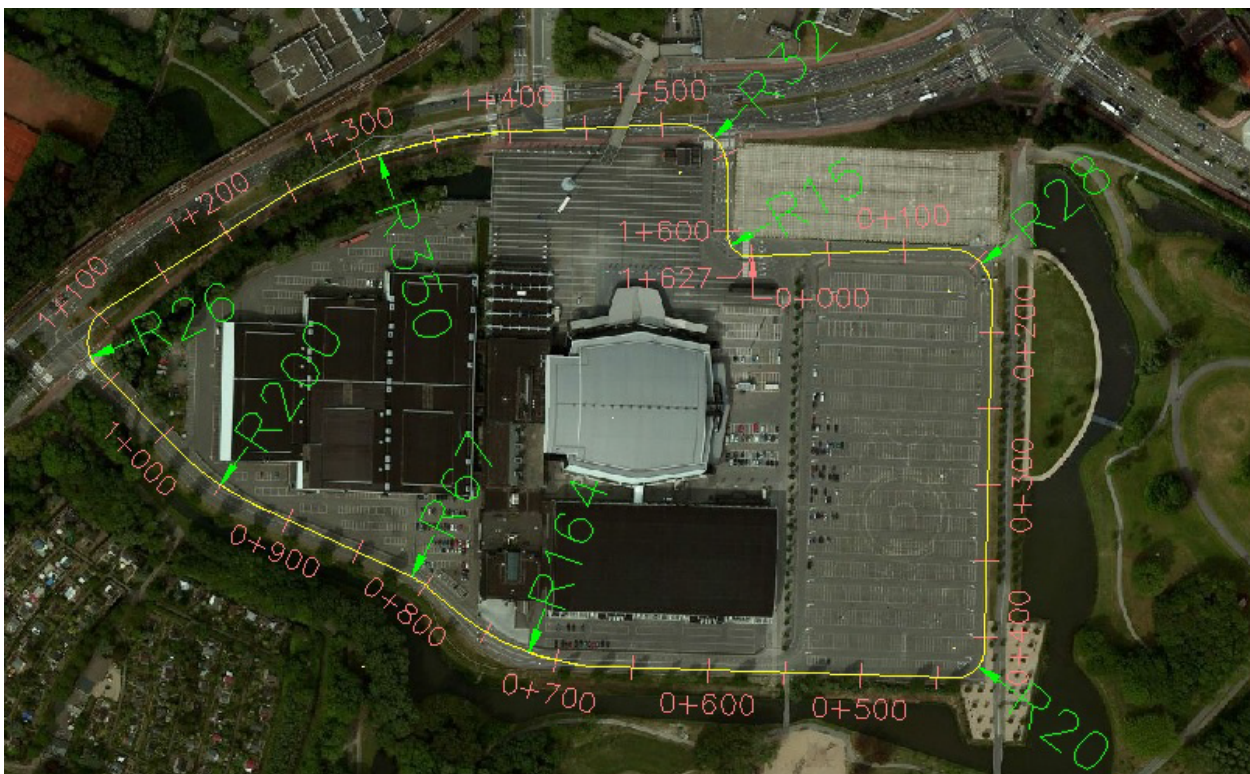
W kolejnym kroku założono, że w zadanym układzie kierowniczym powyższe nastawy zostaną dobrane ściśle do warunków panujących na torze wyścigowym. Obliczenia optymalizacyjne oraz problem minimalizacji wartości c_w prowadzono nie dla całości zakresu możliwych kątów skrętu kół, ale dla konkretnego zestawu zakrętów występujących na torze w Rotterdamie, na którym odbywają się wyścigi. W tym celu skorzystano z wyników analiz prowadzonych w trakcie budowy komputerowego modelu zużycia energii [5][8]. Na podstawie opracowanego modelu środowiska jazdy zidentyfikowano następujący zestaw zakrętów: R15, R20, R26, R28, R32, R67, R164, R200, R350. Przeprowadzone wcześniej obliczenia c_w wykonano ponownie dla tego zestawu zakrętów. Uzyskano wynik minimum wartości c_w dla kąta $\alpha = 119,8^\circ$. Jak widać, wynik jest zbliżony z wynikiem optymalizacji uzyskanym w poprzedniej metodzie. Nie budzi to wątpliwości, gdyż nawet z pobieżnej analizy zakresu promieni zakrętów występujących na torze w Rotterdamie wynika, że na trasie występują zakręty z całego spektrum dostępnego zakresu promieni dopuszczelnego zakrętu bez znacznej przewagi zakrętów o określonym promieniu.



Rys. 3.3 Charakterystyka względnych odległości c_w między środkami zakrętu koła zewnętrznego i wewnętrznego w funkcji przesunięcia listwy zębatej x dla wybranych wartości kąta α



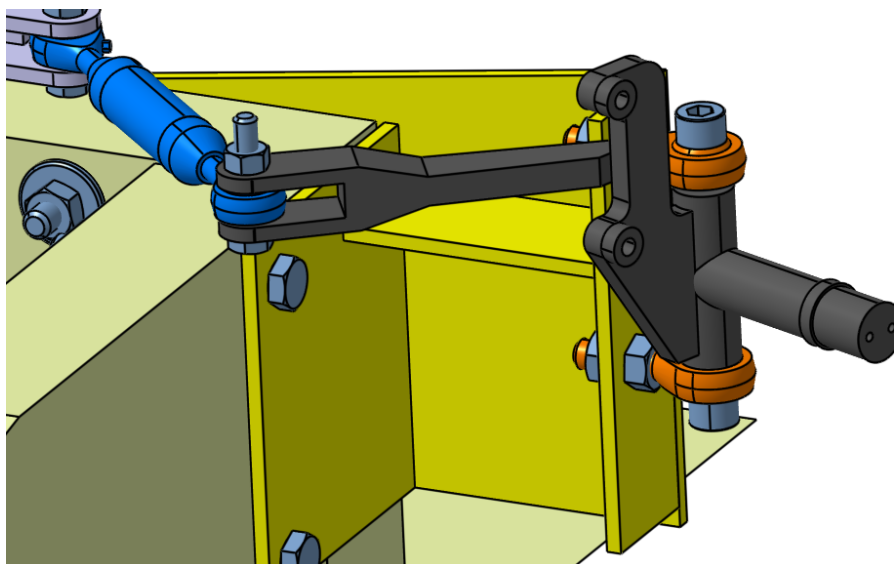
Rys. 3.4 Charakterystyka sumy S_w odległości c_w między środkami zakrętu koła zewnętrznego i wewnętrznego w funkcji kąta α



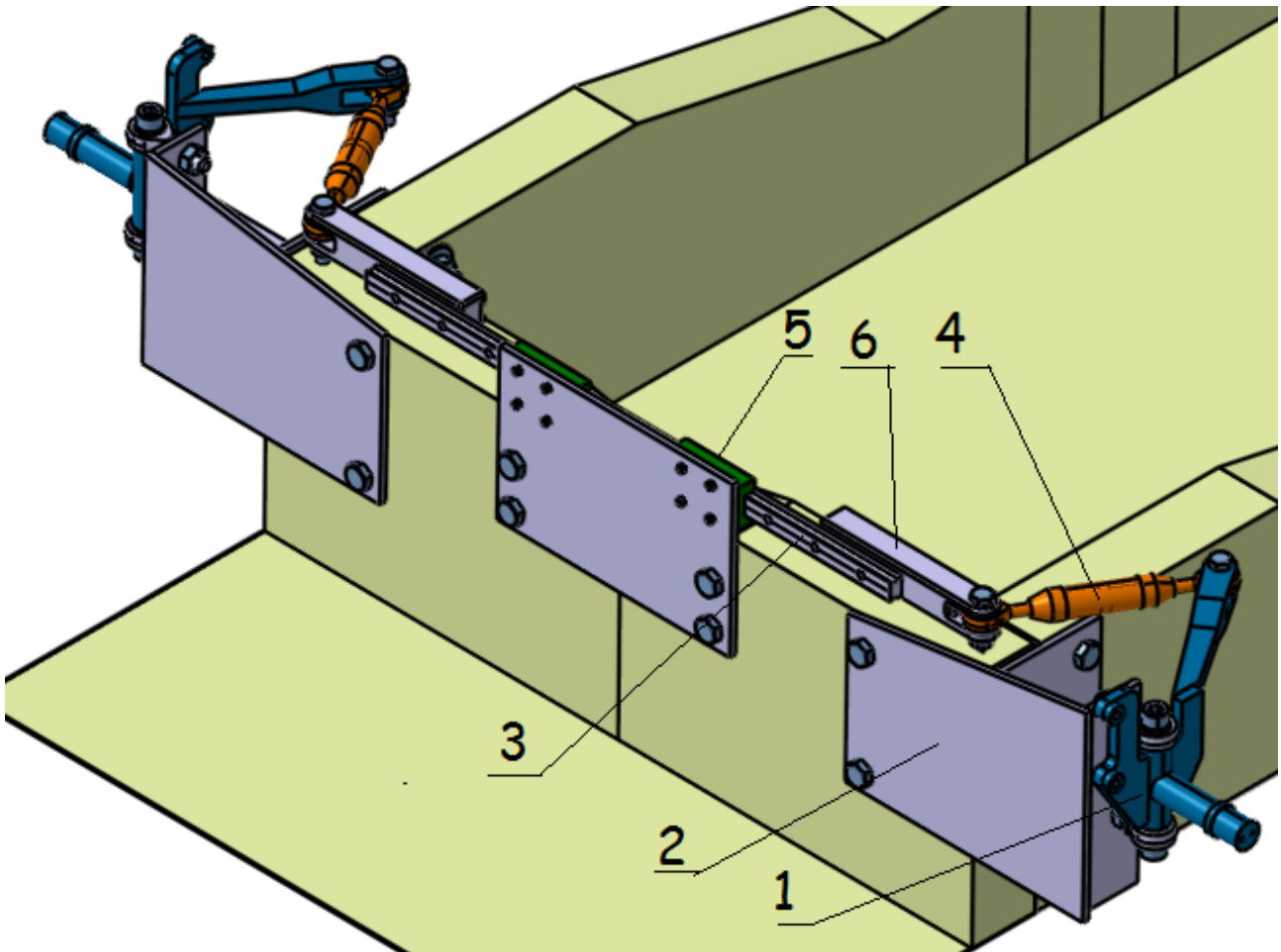
Rys. 3.5 Analiza toru wyścigu w Rotterdamie [8]

4. POSTAĆ KONSTRUKCYJNA I FIZYCZNA REALIZACJA UKŁADU KIEROWNICZEGO

Po procesie optymalizacji parametrów geometrycznych układu zwrotniczego rozpoczęto proces konstruowania. Przy pomocy systemu komputerowego wspomaganego konstruowania Catia V5 został utworzony przestrzenny model geometryczny układu zwrotniczego. Regulację zbieżności kąt osi skrętnej zapewniono poprzez możliwość płynnej regulacji długości drążków kierowniczych. Rys. 4.1 i 4.2 przedstawiają postać konstrukcyjną opisywanego układu.



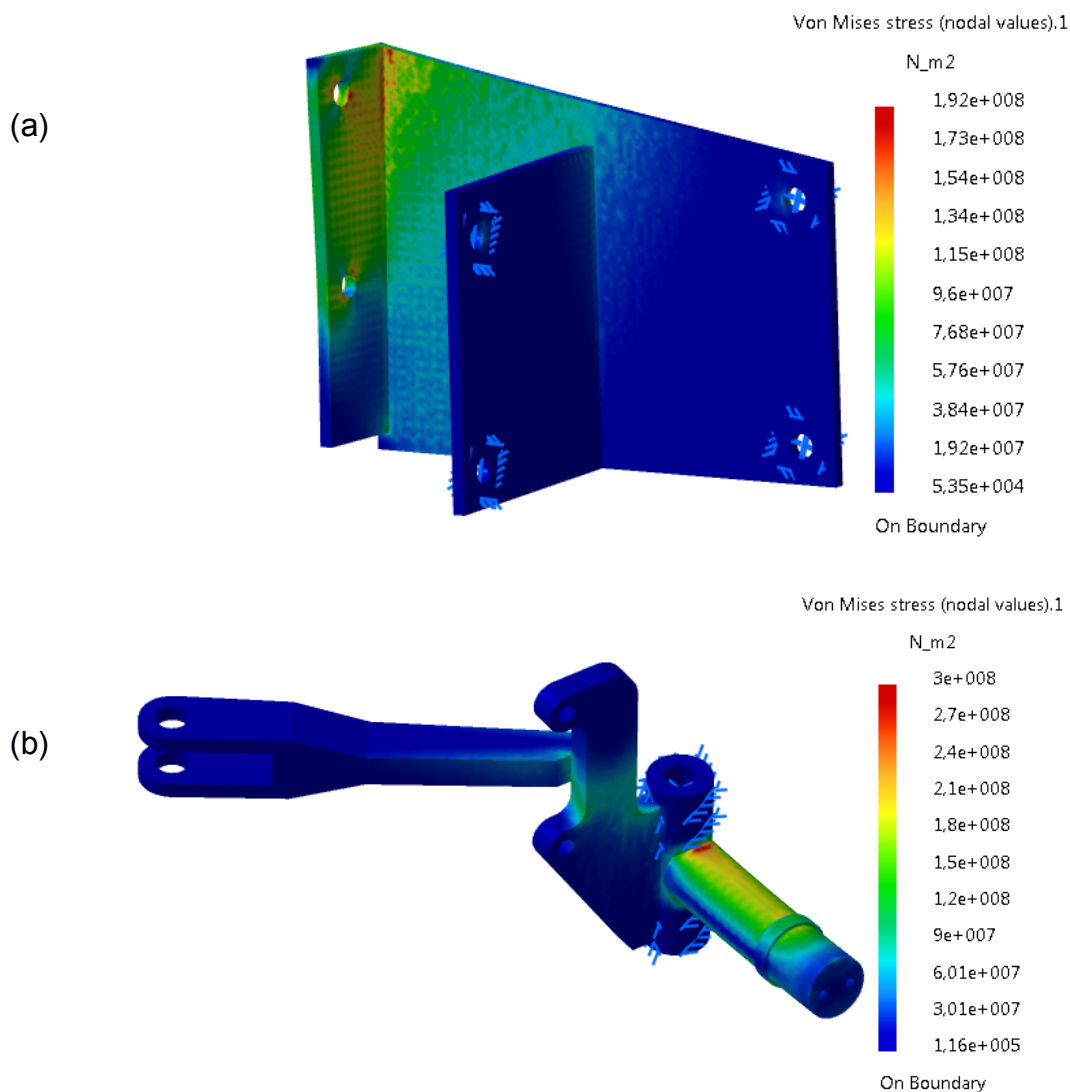
Rys. 4.1 Zwrotnica i drążek kierowniczy



Rys. 4.2 Kompletna postać geometryczna układu zwrotniczego;
 1 – zwrotnica, 2 – zawieszenie, 3 – prowadnica listwy zębatej, przekładni kierowniczej,
 4 – drążek kierowniczy, 5 – wózek, 6 – łącznik prowadnicy z drążkiem

Następnie, opracowana konstrukcja została poddana komputerowej weryfikacji wytrzymałościowej (Rys. 4.3). Ze względu na dobre własności wytrzymałościowe, zwrotnice wykonano ze stali 30HM, natomiast drążki kierownicze i łączniki między drążkami a prowadnicą listwy zębatej wykonano odpowiednio ze stopów aluminium PA7 i PA9. Analizy wykazały, że w całym układzie kierowniczym i zawieszenia przedniego, najbardziej obciążonymi elementami są mocowania zawieszenia oraz zwrotnice wykonane jako elementy spawane. Analizę wytrzymałościową tych elementów przeprowadzono w module „Generative Structural Analysis” programu CATIA V5. Przy obliczeniach brano pod uwagę siły działające na układ podczas pokonywania przez pojazd łuku, jak również podczas jego hamowania i przyspieszania. Ostatecznie, proces konstruowania zakończono weryfikacją wytrzymałościową połączeń rozłącznych i nierozłącznych.

Po wytworzeniu wszystkich elementów, kompletny układ kierowniczy złożono i zamontowano w samochodzie wyścigowym „Bytel”. Ostatnim etapem, było sprawdzenie i regulacja ustawień układu kierowniczego zgodnie z wyznaczonymi wartościami.



Rys. 4.3 Przykładowe wyniki analizy naprężeń: (a) zawieszenia koła wewnętrznego; (b) prawej zwrotnicy przy założeniu, że pojazd pokonuje zakręt o promieniu 5,5m

5. WNIOSKI

W trakcie testów opracowany układ kierowniczy funkcjonował prawidłowo, a samochód pewnie poruszał się zarówno na odcinkach prostych jak i podczas pokonywania zakrętów. Samochód nie wytrącał znacząco prędkości podczas pokonywania łuków, co również wskazuje na jego poprawne działanie. Po przejechaniu większego dystansu przeprowadzono ocenę wizualną całego układu kierowniczego. Wówczas stwierdzono, że wymagane są drobne regulacje ustawień kątowych poszczególnych elementów oraz że ogumienie kół przedniej osi zużywa się równomiernie. Pozwoliło to uznać, że parametry geometryczne układu kierowniczego zostały dobrane poprawnie.

Jednakże, jak się okazało podczas przeglądu technicznego wystąpiły problemy z dużym obciążeniem prowadnic liniowych układu kierowniczego i elementów przymocowanych do nich. Przy występowaniu ekstremalnie dużych sił elementy te ulegały widocznemu odkształceniu. Potwierdza to obawy dotyczące postaci samego układu kierowniczego, która jest odpowiednia dla niezbyt obciążonych układów kierowniczych i nie może być stosowana w pojazdach rajdowych czy terenowych.

LITERATURA

- [1] Akopian R.: *Budowa pojazdów samochodów: Budowa i projektowanie układów zawieszenia samochodów*, Wyd. 4, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 1995.
- [2] Betzler J., Reimpell A.: *Podwozia samochodów: Podstawy konstrukcji*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2008.
- [3] *Regulamin zawodów Shell Eco-marathon*. Dostępne pod adresem: <http://s01.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/corporate/ecomarathon/downloads/pdf/sem-global-official-rules-chapter-1-2014.pdf> [on-line 17.07.2014].
- [4] Reński A.: *Budowa samochodów: Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2004.
- [5] Skarka W.: *Application of numerical inverse model to determine the characteristics of electric race car*. W: Horvath I., Rusak Z.: *Tools and methods of competitive engineering*. TMCE 2014 Symposium, Budapest, Hungary, May 19-23, 2014, s. 263-274.
- [6] SKN Modelowania Konstrukcji Maszyn. Dostępne pod adresem: <http://mkm.polsl.pl/> [on-line 17.07.2014].
- [7] Szymon A.: *Układ kierowniczy i układ przedniego zawieszenia pojazdu wyścigowego kategorii Urban do wyścigu Shell Eco-marathon*, Projekt inżynierski, Politechnika Śląska, 2014.
- [8] Targosz M., Skarka W., Przystałka P.: *Simulation and optimization methodology of prototype electric vehicle*, W: Marjanovic D.: *DESIGN 2014*. Proceedings of the 13th International Design Conference, Dubrovnik, Croatia, May 19-22, 2014. Vol. 2., s. 1349-1360.