

Bartosz WOŹNICKI, Bartosz WIECZOREK, Łukasz WARGUŁA, Konrad Jan WALUŚ

PROJEKT STABILIZATORA O REGULOWANEJ SZTYWNOŚCI ZASTOSOWANY W POJEŹDZIE KLASY FORMULA STUDENT – ANALIZA MES

Głównym zadaniem stabilizatora jest wzrost sztywności kątowej danej osi, co prowadzi do ograniczenia bocznych przechyłów nadwozia podczas jazdy w zakręcie. Jego działanie pozytywnie wpływa na kierowność, przyczepność oraz bezpieczeństwo. Najczęściej stabilizatory wspomagają pracę układu sprężyn, które przy ich zastosowaniu pracują podczas symetrycznego dobiecia i odbicia nadwozia. W tej sytuacji stabilizatory ograniczają transfer obciążenia występujący podczas przeciążeń bocznych, tak aby zapewnić maksymalną przyczepność pomiędzy oponą a nawierzchnią. W artykule przedstawiono kompleksowe podejście do projektowania stabilizatora w pojeździe klasy Formula Student.

WPROWADZENIE

Zawody Formula SAE (Society of Automotive Engineers – Zrzeszenie Inżynierów Motoryzacji) są organizowane przez to stowarzyszenie od 1981r. Biorą w nich udział studenci uniwersytetów technicznych z całego świata, dzięki czemu są one uważane przez wielu za najbardziej prestiżowe zawody dla kierunków inżynierskich na świecie. W 1998 roku po raz pierwszy zawody odbyły się w Europie i z roku na roku cieszą się coraz większą popularnością. W 2016 roku prawie 2500 studentów z 30 różnych krajów stanęło do rywalizacji na torze Hockenheim. W samej Europie, zawody organizowane są w Niemczech, Austrii, Hiszpanii, Włoszech, Holandii i na Węgrzech.



Rys. 1. Zawody Formula Student na torze Hockenheim w Niemczech [6]

Projekt budowy bolidu wyścigowego klasy Formula Student jest projektem kompleksowym. Jego istotą jest utworzenie małego „przedsiębiorstwa”, którego zadaniem jest wdrożenie do produkcji jednoosobowego samochodu wyścigowego. Przy projektowaniu zespół techniczny musi mieć na uwadze zgodność pojazdu z obowiązującym regulaminem, ale także koszty wykorzystanych materiałów oraz czasochłonność wybranego procesu produkcji. W celu otrzymania wysokiej ilości punktów budowany pojazd powinien cechować się niskim kosztem produkcji oraz małą awaryjnością przy wysokich osiągnięciach pod kątem przyspieszania, hamowania oraz jazdy w wąskich zakrętach.

Do zdobycia w zawodach jest 1000 punktów, z czego można uzyskać 325 punktów za konkurencje statyczne, a 675 punktów za dynamiczne. Konkurencje statyczne obejmują prezentację projektu bolidu ze strony technicznej; opis użytych technologii, materiałów i rozwiązań. Przeprowadzany jest przegląd techniczny bolidu, składający się z testu hamowania, testu przechyłu pod kątem 60° do podłoża oraz z badania ergonomii kierowcy. Sędziowie oceniają podejście inżynierskie, pomysłowość i innowacyjność rozwiązań. Podczas konkurencji zostaje także przedstawiony kosztorys projektu, który sprawdzany jest pod kątem ekonomicznym. Ostatnią częścią jest tak zwana prezentacja biznesowa.

Najważniejszą częścią zawodów są testy dynamiczne pojazdu w których sprawdzana jest niezawodność, wydajność, umiejętność dostosowania pojazdu do warunków jazdy oraz umiejętności kierowcy. Przeprowadzony zostaje test przyspieszenia na 75 metrów, w którym sprawdzane jest maksymalne przyspieszenie pojazdu oraz kontrola trakcji pojazdu. Następną konkurencją jest tzw. Skidpad, czyli jazda po ósemce, w której ważna jest szybkość pojazdu w zakręcie oraz odporność na przeciążenia występujące podczas tego ruchu. Trzecią konkurencją jest wyścig po wąskim, krętym torze. Zadanie to sprawdza głównie umiejętność wchodzenia pojazdu w zakręt oraz jego możliwości przyspieszania i hamowania. Ostatnią konkurencją jest 22 kilometrowy wyścig pozwalający na sprawdzenie spalania pojazdu oraz na zweryfikowane niezawodności pojazdu.

1. STABILIZATOR – ZASADA DZIAŁANIA

Stabilizator to sprężysty, odpowiednio ukształtowany pręt pracujący na skręcanie, zamocowany do ruchomych elementów prowadzących koło. Jego głównym zadaniem jest wzrost sztywności kątowej danej osi, co prowadzi do ograniczenia bocznych przechyłów nadwozia podczas jazdy w zakręcie. Jego działanie pozytywnie wpływa na kierowność, przyczepność oraz bezpieczeństwo. Najczęściej stabilizatory wspomagają pracę układu sprężyn, które przy ich zastosowaniu pracują podczas symetrycznego dobiecia i odbicia nadwozia. W tej sytuacji stabilizatory ograniczają transfer obciążenia występujący podczas przeciążeń bocznych, tak aby zapewnić maksymalną przyczepność pomiędzy oponą a nawierzchnią.

Wyróżniamy dwie podstawowe funkcje stabilizatora. Pierwsza ogranicza przechył nadwozia w zakręcie, dzięki czemu zwiększa przyczepność opony do nawierzchni drogi, niwelując niekorzystne

zjawisko poślizgu oraz zwiększając się pewność prowadzenia pojazdu.

Drugą funkcją stabilizatora jest jego wykorzystanie do modyfikowania charakterystyki prowadzenia pojazdu poprzez zmianę sztywności przechyłowej na jednym końcu samochodu w stosunku do drugiego końca. Dzięki temu możemy zmieniać charakterystykę prowadzenia pojazdu, z nadsterownej do podsterownej.

Zastosowanie stabilizatorów ma niekorzystny wpływ na niezależną pracę lewej i prawej strony zawieszenia. Zwiększenie sztywności stabilizatora powoduje, że oba koła połączone są ze sobą, a zawieszenie zaczyna pracować jako częściowo zależne. Podczas wchodzenia w zakręt, zewnętrzne koło jest dobijane, a stabilizator stara się temu zapobiec i dopycha je do nawierzchni próbując unieść nadwozie. Wewnętrzne koło przy odbiciu utrzymuje kontakt z nawierzchnią, stabilizator jednak dąży do utrzymania koła w wyjściowej pozycji i ciągnie je w górę. Zjawisko to sprawia, że przy dużych przeciążeniach bocznych i przy zbyt dużej sztywności stabilizatora wewnętrzne koło zostanie uniesione i utraci kontakt z nawierzchnią. Dlatego zaleca się aby sztywność stabilizatorów była mniejsza od 50% sztywności całego pojazdu [2].

1.1. Stabilizatory stosowane w pojazdach osobowych

W zależności od stawianych wymogów, w różnych klasach pojazdów stosuje się różnego typu stabilizatory. Najczęściej stosowanym rozwiązaniem w pojazdach osobowych jest odpowiednio ukształtowany pręt (najczęściej w kształcie litery U) ze stali sprężynowej, na końcu spęczany lub zakończony wielowypustem lub wielokarbem. Końce stabilizatora są zamocowane najczęściej do dolnych wahaczy za pośrednictwem gumowych poduszek lub łączników zakończonych łożyskami sferycznymi. Stabilizator mocowany jest do nadwozia za pośrednictwem obejm z dzielonymi gumowymi tulejami. W momencie gdy przemieszczenia obu kół są jednakowe, oba końce drążka stabilizatora również przemieszczają się do góry lub w dół o taką samą wartość. Wobec tego, środkowa część stabilizatora obraca się w gumowych tulejach, nie mając wpływu na pracę zawieszenia. Podczas pokonywania zakrętu, gdy zewnętrzne koło zostaje dociążane, a wewnętrzne odciążane, dochodzi do bocznych przechył nadwozia pojazdu. W tym przypadku przemieszczenia prawej i lewej końcówki drążka są różne, przez co w drążku powstaje moment reakcyjny zwiększający sztywność skrętną nadwozia [2].

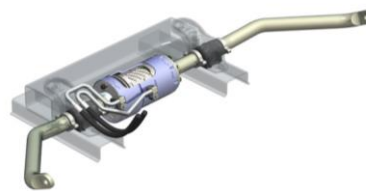


Rys. 2. Stabilizator stosowany w pojazdach osobowych [3]

W przypadku przejazdu pojazdu po wyboistej drodze, siły przenoszone są z jednego koła na drugie, powodując drgania. Te z kolei zostają przeniesione na nadwozie. Mając to na uwadze, w wysokiej klasy samochodach osobowych, w których jedną z ważniejszych cech jest komfort i bezpieczeństwo pasażerów, stosuje się rozwiązania mające na celu zmniejszenie wpływu tego niekorzystnego zjawiska.

Jednym ze sposobów wyeliminowania tego zjawiska, jest stabilizator aktywny o automatycznie regulowanej sztywności kątowej (rys. 3). Składa się on z dwóch oddzielnych części, pomiędzy któ-

rymi znajduje się siłownik hydrauliczny. Przepływ cieczy hydraulicznej w jego komorach kontrolowany jest przez sterownik i układ zaworów. Dzięki temu, w sposób ciągły, następuje zmiana sztywności kątowej stabilizatora w zależności od warunków ruchu lub też całkowite rozłączenie obu części stabilizatora.



Rys. 3. Stabilizator aktywny o automatycznie regulowanej sztywności kątowej [5]

Kolejnym rozwiązaniem stosowanym głównie w pojazdach terenowych jest tzw. stabilizator rozłączny. W rozwiązaniu pokazanym na rys. 4, obie części połączone są za pomocą tulei z wielowypustem. Rozłączenie następuje za pomocą siłownika elektrycznego, który zsuwa tuleję przesuwną z wielowypustu jednej z końcówek drążka. Całość sterowana jest przez kierowcę za pomocą włącznika w określonych warunkach ruchu, jak np. jazda w bardzo trudnym terenie. Dzięki rozłączeniu stabilizatora, zawieszenie w każdych warunkach pracuje niezależnie, wykorzystując pełny skok zawieszenia. Jest to często stosowane rozwiązanie w pojazdach terenowych podczas przejazdu po nierównościach. W razie potrzeby jest możliwość załączenia stabilizatora w celu uniknięcia przewrócenia pojazdu.



Rys. 4. Stabilizator rozłączny przedni samochodu Jeep Wrangler [8]

1.2. Stabilizatory stosowane w pojazdach wyścigowych

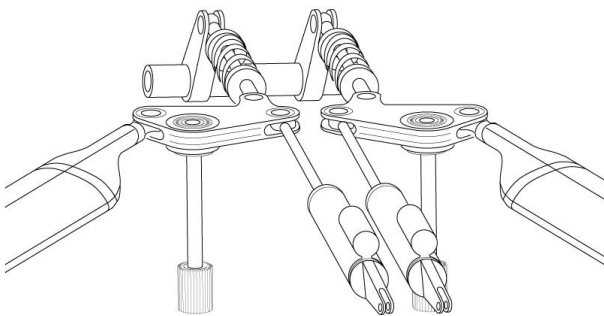
W pojazdach wyścigowych, stosowany jest system pozwalający na modyfikację sztywności zawieszenia poprzez zmianę sztywności ramion stabilizatora. Uzyskuje się ją poprzez regulację długości ramienia lub poprzez jego obrót z najbardziej sztywnej pozycji do najbardziej miękkiej pozycji. By to osiągnąć, należy ukształtować ramię w taki sposób, aby przekrój zginany dla każdej pozycji był inny. Stosowane są zarówno mechaniczne jak i elektroniczne układy sterowania położeniem kątowym ramienia.



Rys. 5. Zmiana sztywności ramion; mechaniczna; elektroniczna [7]

Innym rozwiązaniem stabilizatora (opracowanym przez zespół Ferrari występujący w zawodach Formuły 1), jest układ przeniesie-

nia wymuszeń z dodatkowymi amortyzatorami (rys. 6). W większości przypadków wymuszenie przekazywane jest na stabilizator za pomocą sztywnego popychacza. Zespół Ferrari zastąpił je małymi amortyzatorami. Ich zadaniem jest wprowadzenie wstępanej sztywności dla tego układu sprężyn, dzięki czemu stosując miękką nastawę amortyzatorów, zwiększa się przyczepność kół przy małych prędkościach. Po przekroczeniu zakresu pracy amortyzatora staje się on sztywnym popychaczem wymuszając skręcanie drążka. Wówczas drążek korzystnie wpływa na pracę pakietu aerodynamicznego, w szczególności dyfuzora ograniczając przechył nadwozia przy dużych prędkościach. Dzięki takiemu rozwiązaniu zespół Ferrari pogodził niejako zalety i wady sztywnej i miękkiej charakterystyki zawieszenia poprzez budowę układu sprężyn o dostosowanej do zamierzonych celów charakterystyce.



Rys. 6. Układ przeniesienia wymuszeń wykorzystany w bolidach Formuły 1 [4]

2. WYMAGANIA STAWIANE PROJEKTOWANEMU STABILIZATOROWI

Głównym celem projektu jest wybór oraz opracowanie konstrukcji tylnego stabilizatora w pojeździe klasy Formula Student. Przed przystąpieniem do fazy projektowej sporządzono wraz z pozostałymi członkami grupy projektowej, założenia konstrukcyjne stawiane projektowanemu stabilizatorowi:

- a) niezawodność działania układu – układ powinien być w stanie bezawaryjnie pokonać minimum 2000 kilometrów,
- b) minimalizacja masy całkowitej układu – całkowita masa projektowanych elementów powinna być zminimalizowana z uwzględnieniem obliczeń i analiz wytrzymałościowych poszczególnych elementów,
- c) zapewnienie odpowiedniego zakresu sztywności – geometrie stabilizatora należy dobrać w taki sposób, aby odchyłka od zakładanej sztywności była jak najmniejsza,
- d) obniżenie środka ciężkości pojazdu – jest to główny cel zespołu, ponieważ ma on pozytywny wpływ na dynamikę pojazdu
- e) minimalizacja czasu i kosztów produkcji – koszt projektowanego układu powinien być jak najniższy, zarówno pod kątem wykonania części, czy zakupu. Jest to szczególnie istotne w konkurencji statycznej Cost and Manufacturing Event (tłum. Koszty i produkcja), mającej na celu stworzenie szczegółowego kosztorysu produkcji seryjnej 1000 sztuk pojazdów rocznie.

Kolejnymi wymaganiami, które musi spełnić projektowany komponent są wymogi określone przez regulamin zawodów Formula Student. Znajdują się one w podpunkcie T2 i T6 regulaminu [6]. Określa on jedynie ogólne wymogi wobec układu zawieszenia. Wobec tego konstruktorzy mają możliwość dużej dowolności projektowanych układów, co pozwala na wzrost rywalizacji pomiędzy zespołami. Poniżej znajdują się wymogi regulaminowe wobec układu zawieszenia:

- a) skok zawieszenia

Samochód musi być wyposażony w pełni działający system zawieszenia z amortyzatorami z przodu i z tyłu, z użytecznym skokiem zawieszenia co najmniej 50,8 mm. Skok zawieszenia jest rozłożony na 25,4 mm dla sytuacji dobicia oraz 25,4 mm dla sytuacji odbicia zawieszenia, warunki te muszą być spełnione dla samochodu statycznie obciążonego wraz z kierowcą. Sędziowie zastrzegają sobie prawo do dyskwalifikacji samochodów, które nie będą miały w pełni funkcjonalnego zawieszenia lub zostaną zauważone bardzo duże nieprawidłowości w prowadzeniu auta podczas konkurencji Autocross.[regulamin]

- b) widoczność punktów mocowań zawieszenia

Wszystkie punkty mocowania zawieszenia muszą być widoczne podczas inspekcji technicznej

- c) prześwit

Należy zapewnić na tyle duży prześwit nadwozia, aby podczas testów statycznych i dynamicznych żaden element pojazdu poza oponami nie miał możliwości kontaktu z nawierzchnią.

- d) odporność na przeciążenia boczne

Rozstaw kół i środek ciężkości pojazdu muszą zapewnić odpowiednią odporność przed przewróceniem. Zostanie to sprawdzone podczas testu przechyłu na platformie odchylanej w poprzek pojazdu o 60°, co imituje przeciążenie 1.7 g. Samochód nie może przewrócić się, z najwyższym kierowcą na pokładzie, w normalnej pozycji jazdy.

3. GEOMETRIA STABILIZATORA

Aby ustalić geometrię stabilizatorów, należy dopasować się wymiarami do systemu przeniesienia wymuszeń w taki sposób, aby ograniczyć możliwe gięcie elementów dźwigni. Należy również dążyć do liniowej charakterystyki przełożenia systemu w całym zakresie pracy zawieszenia.

Wymaganiem stawianym projektowanemu elementowi jest możliwie jak najprostsza konstrukcja, dzięki której uzyskamy dużą przewidywalność, łatwość zmian charakterystyki sztywności oraz prostą kinematykę. Przy uwzględnianiu geometrii stabilizatorów, bardzo ważne jest zdefiniowanie jakim obciążeniem poddawany jest projektowany element.

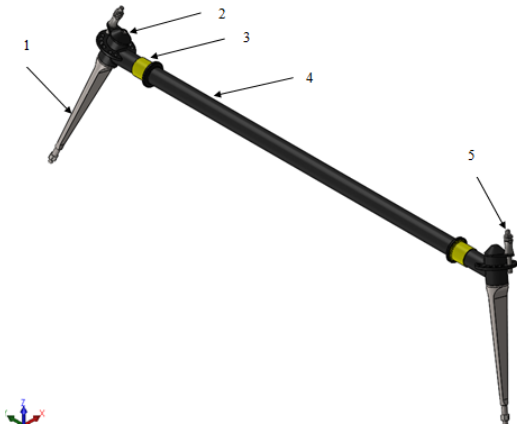
Wybraną koncepcją jest stabilizator złożony z drążka skrętnego oraz dwóch ramion na każdym końcu. Podczas przechyłu nadwozia, siły działające na ramiona stabilizatora mają przeciwny zwrot. Dzięki temu rozważając układ sił, można przyjąć pewne uproszczenie i założyć środek drążka skrętnego jako punkt utwierdzenia, gdyż w tym punkcie nie występują żadne naprężenia skręcające. Przy takim uproszczeniu, w dalszych obliczeniach rozważamy tylko połowę stabilizatora oznaczoną jako L. Obliczenia oparto na podstawie literatury zawartej w pozycji [2].

Na podstawie wyprowadzonych wzorów, możliwe jest stworzenie arkusza kalkulacyjnego, pozwalającego na łatwe modyfikowanie parametrów stabilizatora w poszukiwaniu najbardziej optymalnego rozwiązania (rys. 7.). Proces projektowania stabilizatora podlega ciągłym zmianom w czasie realizacji projektu. Utworzony arkusz pomógł automatyzować proces projektowania, dzięki niemu w łatwy i szybki sposób można przeprowadzić obliczenia dla zmieniających się warunków pracy.

MATERIAŁY	OBLICZENIA-PRZYBLIŻONE	MES
Materiał: stal 42CrMo4	Średnica drążka skrętnego	
Współczynnik Poissona ν 0,28	średnica zewnętrzna D 20 mm	
Moduł Younga E 210000	średnica wewnętrzna d 10 mm	
Moduł Sprężystości poprzecznej(Kirchoffa) G 82031,25	Połowa długości drążka L 293,665 mm	
Granica sprężystości R_e 700	Ramię drążka sły A 150 mm	
	Szywność drążka skrętnego K_d 185,0538 N/mm	185,0538 N/mm
	Moment bezwładności I 14726,22	
Materiał: tytan 6AlV	Szywność ramion w nastawie sztywnej	
Współczynnik Poissona ν 0,31	szerokość h 20 mm	
Moduł Younga E 104800,3 Mpa	wysokość b 6 mm	
Moduł Sprężystości poprzecznej(Kirchoffa) G 40000,12	długość L 150 mm	
Granica sprężystości R_e 860	Szywność ramion K_r 372,6233 N/mm	309 N/mm
	Moment bezwładności I 4000 mm ⁴	
	Szywność ramion miękkich	
	szerokość h 6 mm	grubość
	wysokość b 20 mm	średnica
	długość L 150 mm	
	Szywność ramion K_r 33,5361 N/mm	51,38 N/mm
	Moment bezwładności I 360 mm ⁴	
	Szywność ARB_szywane K_{arB} 123,6475 N/mm	115,7397 N/mm
	Szywność ARB_miękkie K_{arB} 28,39099 N/mm	40,21449 N/mm

Rys. 7. Arkusz pozwalający na określenie wstępnej geometrii stabilizatora

Po przeprowadzeniu analizy stosowanych rozwiązań zdecydowano się na konstrukcję stabilizatora w kształcie litery U o regulowanej sztywności. Regulacja będzie odbywać się za pomocą zmiany kąta obrotu ramion stabilizatora, co opisano w artykule „Projekt stabilizatora o regulowanej sztywności zastosowany w pojeździe klasy Formula Student – metody regulacji”. Na rysunku 8 przedstawiono ostateczną wersję tylnego stabilizatora.



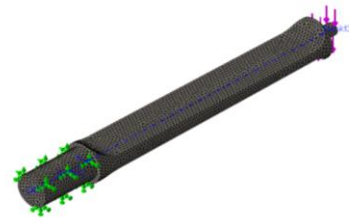
Rys. 8. Stabilizator o regulowanej sztywności. 1 – ramię stabilizatora; 2 – dźwignia sterowania mechanicznego; 3 – łożysko ślizgowe IGUS; 4 – drążek skrętny; 5 – trzpień ustalający ELESA GANTER

Przed przystąpieniem do analizy wymiarowo-kształtowej przeprowadzona została optymalizacja topologiczna ramion stabilizatora w programie Femap. Optymalizacja jest jedną z form wspomagania komputerowego projektowania, wykorzystującą do działania dyskretyzację przestrzeni konstrukcji, przy użyciu metody elementów skończonych. Algorytm optymalizacji każdemu elementowi skończonemu konstrukcji przypisuje parametr gęstości określane mianem pseudogęstości. Parametr gęstości w zadaniu optymalizacji traktowany jest jako zmienna decyzyjna mogąca przyjmować wartości 0 i 1. Przypisanie wartości 0 dla konkretnego elementu i jest równoznaczne z jego usunięciem z konstrukcji. Pozwala to na redukcję masy elementu.

Dla badanego przypadku zdefiniowano kryterium optymalizacji, którym było uzyskanie jak największej sztywności przy jednoczesnej redukcji objętości o 50%. Do badań przyjęto wał o średnicy równoznacznej z wcześniej wyliczoną szerokością ramienia. Otrzymany wynik optymalizacji wskazał drogę dla dalszych analiz wymiarowo-kształtowych ramion stabilizatora.

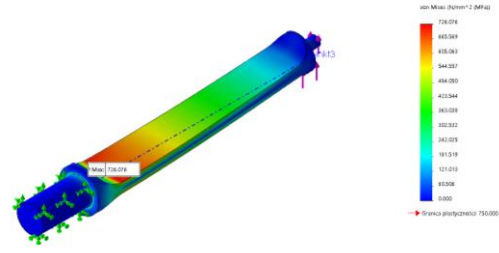
Pierwszą wersję ramion stabilizatora przedstawia rys. 9. Dla każdej z symulacji siła zostaje przyłożona w miejscu osadzenia łożyska sferycznego, pochodzącego od popychacza przekazującego siłę z dźwigni przeniesienia wymuszeń na ramię. Maksymalna siła przyłożona do ramienia to ok. 800N. Dolna część ramienia zostaje zamocowana na stałe za część osadzoną w tulei lub łożysku.

sku. Po zdefiniowaniu odpowiednich warunków brzegowych w modelu MES, aby być pewnym przeprowadzonych obliczeń wykonano kilka iteracji zagęszczania siatki. Począwszy od siatki o domyślnym rozmiarze, każda kolejna iteracja powinna posiadać gęstszą siatkę.



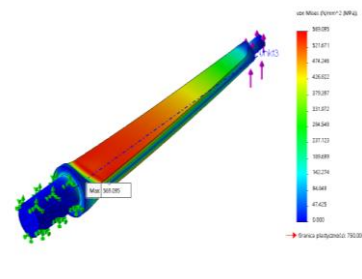
Rys. 9. Wygenerowana siatka ramion stabilizatora

Przed przystąpieniem do analiz wytrzymałościowych konieczne jest zdefiniowanie materiału ramion stabilizatora. Ramiona stabilizatora są elementami zginanymi, dlatego też dla uzyskania jak największej sztywności ważne jest, aby wybrany materiał cechował się dużą elastycznością oraz wysoką granicą plastyczności. Dzięki przeprowadzonej analizie zdecydowano się na zastosowanie stali 42CrMo4. Waga elementu wyniosła 208g (rys. 10). Symulacje prowadzono dla miękkiej nastawy, dla której występują największe naprężenia i przemieszczenia.



Rys. 10. Określenie sztywności ramion stabilizatora, dla siły 100N uzyskujemy odkształcenie o 1mm

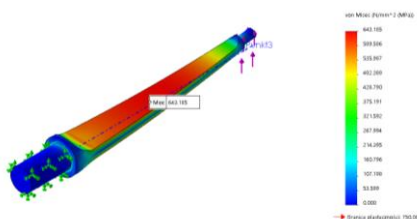
W badanym przypadku maksymalne naprężenia w materiale wyniosły 725 MPa. W celu ich zminimalizowania należy wprowadzić korekty wymiarowe mające na celu rozłożenie naprężeń na całej długości ramienia. Jak widać na rys.4.7. w górnej części ramienia występują małe naprężenia. Zdecydowano więc na zmniejszenie szerokości w tej części ramienia. Pozwoliło to na zdecydowanie korzystniejsze rozłożenie naprężeń (rys. 11.)



Rys. 11. Rozkład naprężenia dla zmniejszającej się szerokości ramienia

Kolejną możliwością wpływającą na korzystniejszy rozkład naprężeń, jest zmiana grubości ramienia poprzez zmianę jego pochylenia (rys. 12). W miejscu występowania największych naprężeń, grubość powinna mieć największą wartość i powinna maleć w kie-

runku węższego ramienia. Operacje te pozwoliły na rozkład naprężeń na całej długości ramienia. Miało to również wpływ na spadek sztywności ramienia do 93 N/mm, co jest korzystne. Przeprowadzone operacje wymiarowo-kształtowe elementu pozwoliły na redukcję masy. Zmniejszyła się ona w porównaniu do wartości początkowej z wartości 207g do 158g, co daje spadek na poziomie 24%. Należy pamiętać, że uzyskane naprężenia należy odnieść do granicy sprężystości RSP. Dla stali 42CrMo4 dopuszczalne naprężenia, przy których nie dojdzie do trwałego odkształcenia wynoszą 515 MPa. Uzyskane maksymalne naprężenia na poziomie 580 MPa są zbyt wysokie.

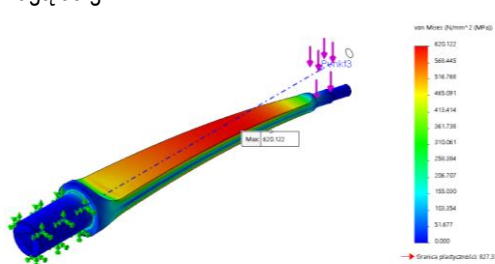


Rys. 12. Rozkład naprężenia dla zmniejszającej się grubości ramienia

Dobry materiał nie spełnił stawianych mu wymagań. Trudnością okazało się uzyskanie wymaganej sztywności ramion, które dla wcześniejszych obliczeń wynosi ok. 40 N/mm. Trudność ta wynikała z zbyt wysokich naprężeń pojawiających się w materiale na skutek działania siły. Dodatkowo ramię wykonane ze stali charakteryzowało się dużą masą.

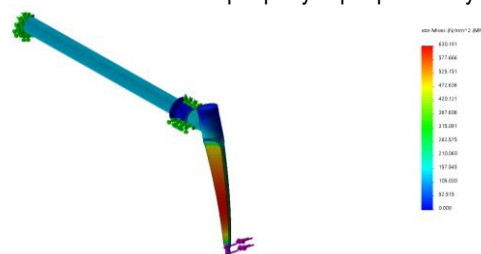
Koniecznością stało się znalezienie innego rozwiązania, dającego pożądaną sztywność przy niskiej masie. Należało znaleźć materiał charakteryzujący się wyższą granicą plastyczności od stali i najlepiej z jak najniższą gęstością. Materiałem spełniającym te założenia jest tytan 6Al4V. W porównaniu do stali, charakteryzuje się lepszą elastycznością (wyrażoną mniejszym modułem Younga), gęstością mniejszą o około 44 %, większą wytrzymałością na rozciąganie oraz większą granicą sprężystości. Wadami jednak są koszty, zarówno materiału jak i jego obrabialności.

Następnym krokiem było zredukowanie maksymalnych naprężeń do wartości ok. 620 MPa, która daje współczynnik bezpieczeństwa na poziomie ok. 1,5. Zoptymalizowane ramię przedstawiono na rys. 14. Charakteryzuje się zakresem sztywności od 55 do 235 N/mm i wagą 99 g.



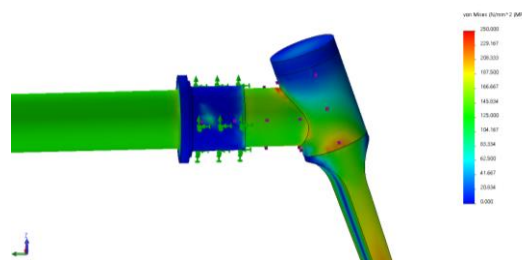
Rys. 14. Maksymalne naprężenia dla zoptymalizowanego kształtu - materiał tytan 6Al4V

Dla sprawdzenia obliczeń wykonano analizę MES mającą na celu sprawdzenie maksymalnych naprężeń występujących w miejscu łączenia tulei z drążkiem skrętnym (rys. 15.). Analizę przeprowadzono, dla następujących warunków brzegowych. Do ramienia stabilizatora przyłożono maksymalną siłę występującą w układzie o wartości 800N. Stabilizator został podparty w podporze łożyskowej.



Rys. 15. Symulacja dla miękkiej nastawy stabilizatora

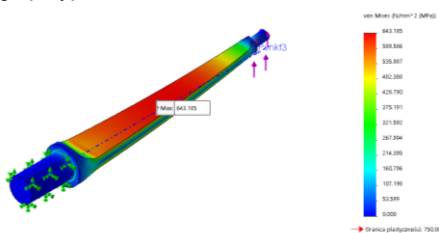
Z przeprowadzonej analizy wynika, że maksymalne naprężenia wynoszą ok. 240 MPa.



Rys. 16. Naprężenia w miejscu występowania połączenia spawanego

Parametry	TYTAN 6Al4V	STAL 42CrMo4	
Gęstość	4,43	7,85	g/cm ³
Moduł Younga	113,8	210	GPa
Wytrzymałość na rozciąganie	950	1150	MPa
Granica plastyczności	880	750	MPa
Poisson	0,3	0,29	-
Moduł sprężystości poprzecznej	40	83	GPa

Przed przystąpieniem do dalszych analiz sprawdzono, jakie są różnice między materiałami dla geometrii wyznaczonej dla stali. Z przeprowadzonej analizy widać, że maksymalne naprężenia zostały zredukowane o 2% przy jednoczesnej redukcji masy o 45%. Sztywność ramion zmalała do 47 N/mm, co jest zjawiskiem korzystnym dla badanego przypadku.



Rys. 13. Maksymalne naprężenia dla zoptymalizowanego kształtu - materiał Stal 42CrMo4

PODSUMOWANIE

Zaprojektowana konstrukcja spełniła wymagania i założenia konstrukcyjne postawione podczas procesu projektowania. Wykonane obliczenia analityczne oraz symulacje z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych umożliwiły optymalizację geometrii stabilizatora i właściwy dobór materiału. Minimalizacja masy pozwoliła na zmniejszenie momentu bezwładności całego pojazdu poprzez przesunięcie stabilizatora w stronę środka ciężkości pojazdu. Kolejnym etapem prac będzie wykonanie stabilizatora i wykonanie testów na istniejącej konstrukcji.

LITERATURA

1. Gabryelewicz M., Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych. Podstawy budowy, diagnozowania i naprawy. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2015
2. Seward D., Race Car Design, Palgrave Macmillan, Lancaster, 2014
3. <http://s1.blomedia.pl/autokult.pl/images/2010/06/Classic.jpg>
4. https://scarbsf1.files.wordpress.com/2011/06/ferrari_arb.jpg
5. <http://www.bwigroup.com/en/gallery/003/002c.jpg>
6. <http://www.global-formula-racing.com/>
7. <http://www.iracing.com/>
8. http://www.quadratec.com/sites/default/files/styles/product_large/public/product_images/98417.jpg?itok=BAw4iC9W

Stabilizer projector of adjustable stability applied to class Formula Student - analysis of MES

The main function of the stabilizer is to increase the angular rigidity of the axle, leading to the reduction of the lateral bends of the bodywork during bending. Its effect is posi-

tively on steering, grip and safety. Most stabilizers support the operation of the spring system, which when used they work during the symmetrical bounce and rebound of the body. In this situation, the stabilizers limit the load transfer occurring during lateral overloads, so as to provide maximum traction between the tire and the road surface. The article presents a comprehensive approach to designing a stabilizer in a Formula Student vehicle.

Autorzy:

inż. **Bartosz Woźnicki** - Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn

dr inż. **Bartosz Wieczorek** - Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Bartosz.wieczorek@put.poznan.pl

mgr inż. **Łukasz Warguła** - Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, lukasz.wargula@put.poznan.pl

dr inż. **Konrad Jan Waluś** - Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, konrad.walus@put.poznan.pl