

OPTYMALNY DOBÓR MATERIAŁÓW PRZY BUDOWIE ULTRALEKKIEGO POJAZDU WYŚCIGOWEGO

TOMASZ ZADOROŻNY, SZYMON ŻYMEŁKA, FRYDERYK HOLEWIK,
ANDRZEJ KATUNIN¹

¹*Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Politechnika Śląska
e-mail: andrzej.katunin@polsl.pl*

Streszczenie. Potrzeba budowy ultralekkich pojazdów jest ważnym czynnikiem w aspektach redukcji zużycia energii i ekologii. W ramach realizacji studenckiego projektu Smart Power projektowany i budowany jest ultralekki pojazd wyścigowy MuSHELLka przygotowywany do wyścigów Shell Eco-marathon. Ze względu na redukcję masy pojazdu jako czynnika podstawowego rozpatrywanego w analizie do projektowania większości elementów konstrukcyjnych użyto kompozytów polimerowych. W pracy omówiono dobór typu materiałów kompozytowych oraz dobór liczby warstw i orientacji zbrojenia w nich z uwagi na minimalizację masy pojazdu przy zachowaniu właściwości wytrzymałościowych i sztywności jego elementów.

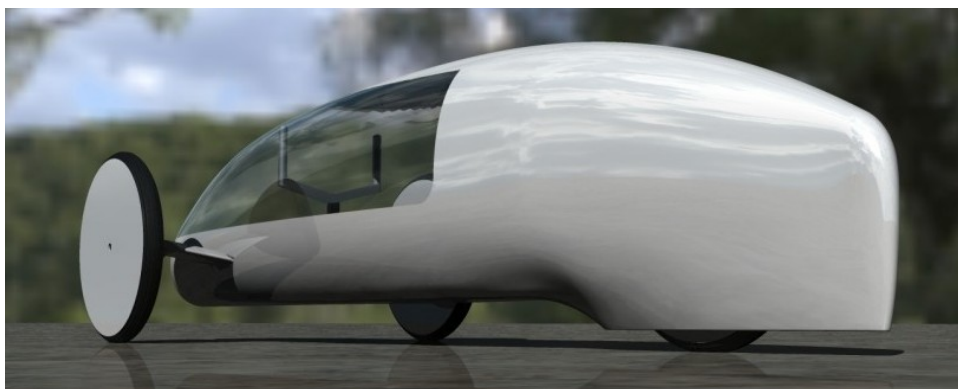
1. WSTĘP

Co roku organizowane są wyścigi Shell Eco-marathon, których celem jest projekt i budowa pojazdu zapewniającego możliwość pokonania jak największego dystansu przy jak najmniejszym zużyciu energii. Do udziału dopuszczane są pojazdy budowane przez studentów w różnych kategoriach, wykorzystujące różne typy energii napędowej: od oleju napędowego do rozwiązań opartych na etanolu, biopaliwach i ogniwach słonecznych. Zasady konstrukcji pojazdu narzucone przez organizatorów oraz wysoki poziom techniczny pojazdów przygotowywanych przez innych uczestników wyścigów stworzyły potrzebę zaprojektowania pojazdu o wyjątkowych właściwościach pod kątem zużycia energii. Obok wysokoefektywnych rozwiązań przeniesienia napędu drugim kluczowym czynnikiem jest masa pojazdu.

Wykorzystanie lekkich kompozytów polimerowych w przemyśle motoryzacyjnym stało się powszechne dzięki unikatowym właściwościom tych materiałów, a szczególnie znacznie większemu stosunkowi wytrzymałości do masy w porównaniu z materiałami konwencjonalnymi oraz odporności na korozję i inne czynniki fizyko-chemiczne [1]. Według analizy przedstawionej w pracy [2] zastosowanie kompozytów polimerowych wiąże się z najwyższym poziomem niezawodności konstrukcji, ale także z najwyższymi kosztami produkcji elementów karoserii. Oprócz licznych zalet kompozytów polimerowych posiadają one wady natury fizycznej (zmiany właściwości wytrzymałościowych nawet w niewielkim zakresie temperatur, większa podatność na uszkodzenia udarowe) oraz technologiczne, m.in. sposób projektowania połączeń elementów kompozytowych. Pomimo tego materiały

kompozytowe, w szczególności laminaty polimerowo-szklane i polimerowo-węglowe [1], są szeroko wykorzystywane w samochodach użytkowych (np. Daimler Smart, Audi A8), sportowych (np. Sterling RX, Ferrari 458, Lotus Elise 72 JPS) oraz wyścigowych (np. McLaren MP4-1, McLaren F1).

Aktualnie budowany pojazd wyścigowy pod nazwą MuSHELLka z napędem elektrycznym wystartuje w kategorii *prototype* (pojazdy charakteryzujące się wyjątkowymi właściwościami aerodynamicznymi oraz minimalnym zużyciem energii napędowej). Model bolidu został przedstawiony na rys. 1. W pierwotnym założeniu oszacowano maksymalną masę pojazdu na 35 kg. Założono, że z kompozytów polimerowych zostanie zbudowana samonośna konstrukcja powłokowa, belka nośna przy kołach przednich oraz koła pojazdu. Modele numeryczne uwzględniały dwa krytyczne przypadki obciążeń: przypadek wsiadania kierowcy do pojazdu znajdującego się w stanie spoczynku – koncentracja masy kierowcy (50 kg) na ograniczonej powierzchni oraz przypadek wchodzenia w zakręt o promieniu 7.5 m pojazdu poruszającego się z prędkością $v = 30$ km/h i hamującego.



Rys.1. Model bolidu MuSHELLka [3]

W pracy przedstawiono wyniki doboru struktury materiałowej wymienionych elementów pojazdu oraz analizę koncepcji pod względem wytrzymałości i masy. W wyniku przeprowadzonych analiz numerycznych określono optymalną strukturę materiałową dla poszczególnych elementów pojazdu z uwzględnieniem obszarów lokalnej koncentracji naprężeń.

2. KONCYPOWANIE I PRZEBIEG ANALIZ NUMERYCZNYCH

2.1. Analiza samonośnej konstrukcji powłokowej

Najważniejszą częścią przygotowania geometrii do obliczeń numerycznych był podział konstrukcji na część nośną i część stanowiącą karoserię pojazdu.

W pierwszym zestawie obciążeń uwzględniono ciężar własny pojazdu, zawieszenie akumulatora oraz ciężar kierowcy przenoszącego swój ciężar ciała jedną stopą. Drugi zestaw zakładał ruch pojazdu z prędkością 30km/h, uwzględniono siłę i moment hamowania pojazdu, zawieszenie akumulatora, ciężar własny pojazdu, siłę bezwładności na zakręcie oraz ciężar kierowcy siedzącego w fotelu.

Strukturę poszycia zamodelowano jako laminat epoksydowo-szklany zbrojony taśmą jednokierunkową z włókna szklanego typu S o strukturze symetrycznej, gdyż laminat taki nie pracuje samoistnie w kierunku występowania naprężeń stycznych, nie ulega samoistnemu skręcaniu, a pod wpływem obciążenia rozciągającego nie ulega zginaniu. Przy ośmiu warstwach kompozytu grubość wynikowa laminatu wynosiła 1.6 mm. Dla pojedynczej

warstwy przyjęto następujące parametry [4]: $E_{11}=4300$ MPa, $E_{22}=8900$ MPa, $\nu_{21}=0.27$, $G_{12}=4550$ MPa, $\rho=1920$ kg/m³.

Struktura płyty podłogowej pojazdu stanowiła konstrukcję przekładkową składającą się z laminatu epoksydowo-szklanego o właściwościach jak powyżej oraz pianki PVC o nazwie handlowej Airex[®]R63.50, która stanowiła rdzeń. W obliczeniach przyjęto własności materiałowe dla pianki: $E=30$ MPa; $\nu=0,335$; $G=11$ MPa; $\rho=60$ kg/m³ na podstawie danych katalogowych producenta [5].

Konstrukcja przekładkowa została wybrana ze względu na zdolności przenoszenia momentów skręcających, a rdzeń piankowy zapewnił znaczne zwiększenie sztywności konstrukcji przy nieznacznym przyroście masy. Zastosowany kompozyt przekładkowy najkorzystniej przenosi obciążenia pochodzące od momentu gnącego.

Dla powierzchniowego modelu geometrycznego utworzono siatkę elementów skończonych, składającą się z ośmiowęzłowych elementów powłokowych. Przy podziale modelu na elementy skończone siatkę zagęszczono w miejscach największej koncentracji naprężeń.

Przykładowe zestawienie wyników analizy wpływu orientacji warstw na maksymalne odkształcenia ε_{\max} oraz maksymalne naprężenia σ_{\max} powstające w strukturze pojazdu przy obciążeniach statycznych oraz przy poruszaniu się z prędkością $v=30$ km/h podano w tab.1.

Tab. 1. Wyniki analiz wpływu orientacji warstw na rozkład naprężeń i odkształcenie laminatu

| Orientacja zbrojenia | v [km/h] | ε_{\max} [mm] | σ_{\max} [MPa] | Orientacja zbrojenia | v [km/h] | ε_{\max} [mm] | σ_{\max} [MPa] |
|----------------------|------------|---------------------------|-----------------------|----------------------|------------|---------------------------|-----------------------|
| [0/45/90/-45]s | 0 | 3,17 | 17,1 | [0/60/-60/60]s | 0 | 3,2 | 17,2 |
| | 30 | 4,27 | 31,2 | | 30 | 4,37 | 31,1 |
| [0/30/60/0]s | 0 | 3,35 | 17,1 | [0/45/90/0]s | 0 | 3,24 | 16,9 |
| | 30 | 4,5 | 33,6 | | 30 | 4,42 | 32,1 |

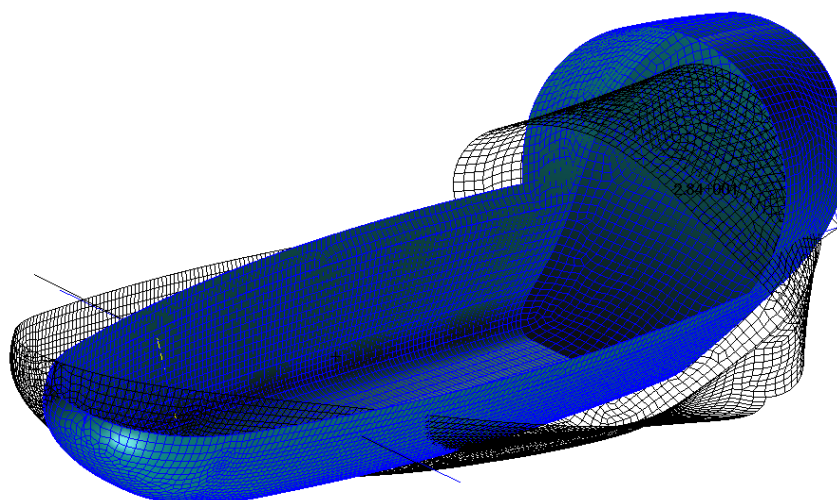
Na podstawie wyników analiz określono rząd wielkości występujących odkształceń i naprężeń oraz określono wpływ orientacji zbrojenia na wytrzymałość i sztywność poszycia pojazdu. Dalsze analizy przeprowadzono z wykorzystaniem stałych materiałowych laminatu epoksydowo-szklanego S2-449/SP 381 firmy 3M Scotchply [4], z którego zostało wykonane poszycie pojazdu, z następującymi stałymi materiałowymi: $E_{11}=47660$ MPa, $E_{22}=13310$ MPa, $\nu_{21}=0.27$, $G_{12}=4752$ MPa; $\rho=1900$ kg/m³, zbrojonego jednokierunkowo i laminatu epoksydowo-szklanego, o warstwach zbrojonych dwukierunkowo i następujących parametrach: $E_{11}=17000$ MPa, $E_{22}=17000$ MPa, $\nu_{21}=0,24$; $G_{12}=5000$ MPa; $\rho=1920$ kg/m³ [4]. Kompozyt S2-449/SP 381 tworzył w tym przypadku podstawową strukturę laminatu płyty podłogowej, natomiast drugi – strukturę laminatu poszycia. Oprócz analiz przeprowadzonych dla konstrukcji zamkniętej(z szybą), przeprowadzono również analizy dla konstrukcji bez szyby. Zestawienie wyników dla konstrukcji zamkniętej i otwartej przedstawiono w tab. 2., gdzie G_j oznacza grubość warstwy elementarnej laminatu S2-449/SP 381, G_s – grubość warstwy elementarnej laminatu, zbrojonego dwukierunkowo.

Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że najkorzystniejszy ze względu na otrzymane wartości naprężeń i przemieszczeń jest przypadek, w którym na strukturę laminatu płyty podłogowej zastosowano czterowarstwowy kompozyt, zbrojony jednokierunkowo – S2-449/SP 381, a na strukturę laminatu poszycia - kompozyt epoksydowo-szklany dwukierunkowy zbrojony włókna szklanym typu S. Takie rozwiązanie przyczyniło się do zmniejszenia wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych z 44.6 MPa do 42.1 MPa dla konstrukcji z szybą przy nieznacznym zwiększeniu wartości maksymalnych przemieszczeń.

Tab. 2. Wyniki analiz wpływu grubości warstwy elementarnej na wartości naprężeń σ_{\max} i odkształceń ε_{\max} laminatu poszycia, przeprowadzone dla przyjętego materiału.

| G_s [mm] | G_j [mm] | v [km/h] | Konstrukcja z szybą | | Konstrukcja bez szyby | |
|------------|------------|------------|---------------------------|-----------------------|---------------------------|-----------------------|
| | | | ε_{\max} [mm] | σ_{\max} [MPa] | ε_{\max} [mm] | σ_{\max} [MPa] |
| 0,2 | | 0 | 4,59 | 21,9 | 28,4 | 36,6 |
| 0,3 | | 30 | 6,22 | 41,1 | 10,8 | 42,4 |
| 0,18 | | 0 | 4,84 | 22,5 | 32,2 | 40,6 |
| 0,3 | | 30 | 5,98 | 42,1 | 12,9 | 43,6 |

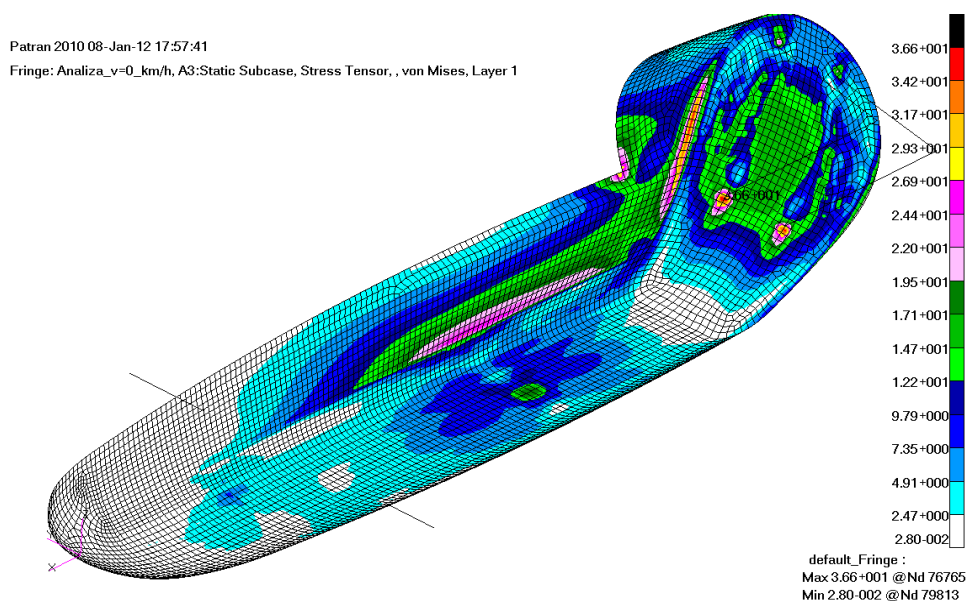
Dla najkorzystniejszej struktury, na podstawie hipotezy maksymalnych naprężeń w miejscu największych naprężeń uzyskano współczynnik bezpieczeństwa 3.51 dla przypadku $v = 0$ km/h i 1.27 dla przypadku $v = 30$ km/h, co jest typową wartością dla pojazdów wyścigowych [1]. Obliczenia współczynnika bezpieczeństwa dla tego i innych rozpatrywanych w pracy elementów pojazdu zostały przeprowadzone na podstawie hipotezy Tsai-Wu.



Rys.2. Mapa przemieszczeń w poszyciu dla pojazdu znajdującego się w stanie spoczynku – widok po przeskalowaniu (współczynnik przeskalowania 10)

2.2. Analiza belki nośnej

Przednia belka jest głównym elementem nośnym przenoszącym siły i momenty powstające podczas jazdy z kół na konstrukcję powłokową poszycia. Z tego względu musiała ona spełniać założenia: wytrzymałości na duże obciążenia chwilowe (np. uderzenia o krawężnik podczas wyścigu) i sztywności statycznej (ugięcie belki pod wpływem obciążenia nie mogło przekroczyć wartości, w której bolid ocierałby się o jezdnię). Spełnienie powyższych założeń było istotne nie tylko ze względu na kryteria wytrzymałościowe, ale także ze względu na bezpieczeństwo kierowcy.



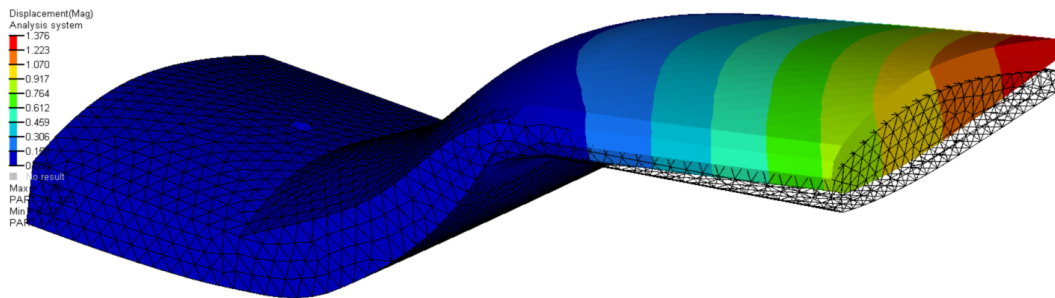
Rys.3. Mapa naprężeń zredukowanych w pozycji dla pojazdu znajdującego się podczas obciążeń statycznych

Obliczenia metodą elementów skończonych belki nośnej przeprowadzone zostały za pomocą oprogramowania Abaqus. Struktura belka nośna pojazdu była modelowana jako 4-warstwowy kompozyt zbrojony tkaniną węglową z osnową z żywicy epoksydowej SIGRATEX[®] KDL8003 o parametrach [6]: $E_1=53170$ MPa, $E_2=55720$ MPa, $\nu_{12}=0.25$, $G_{12}=2883$ MPa oraz jednej warstwy kompozytu zbrojonego tkaniną aramidową o parametrach [6]: $E_1=40190$ MPa, $E_2=40230$ MPa, $\nu_{12}=0.3$, $G_{12}=2823$ MPa. Poszczególne warstwy kompozytu zorientowanie zostały względem siebie według schematu: $[0/45/90/-45]_s$, co pozwoliło na zredukowanie naprężeń o 14% względem początkowo rozpatrywanej orientacji $[0/30/60/0]_s$. Wyniki analiz z zastosowaniem powyższych własności materiałowych wykazały potrzebę dodatkowego usztywnienia belki poprzez zastosowanie pianki DIAB Divinycell[®] o parametrach [7]: $E=51$ MPa, $\nu=0.335$. Wewnętrzna przestrzeń belki została wypełniona pianką, co spowodowało znaczący spadek zarówno naprężeń, jak i odkształceń. Wypełnienie piankowe było modelowane trójwymiarowymi elementami 8-węzłowymi. W przypadku belki bez wypełnienia pianką maksymalna wartość przemieszczeń ϵ_{\max} wyniosła 13.93 mm, a maksymalna wartość naprężeń σ_{\max} – 355 MPa. Po zastosowaniu pianki jako wypełniacza udało się zredukować przemieszczenia ϵ_{\max} do wartości 1.37 mm i naprężenia w kompozycie σ_{\max} do wartości 72.8 MPa, przy czym naprężenia przenosiło także wypełnienie piankowe o wartości maksymalnej 0.296 MPa. Zastosowanie pianki jako rdzenia laminatu przekładkowego pozwoliło znacząco zmniejszyć naprężenia bez znacznego wzrostu masy belki (masa belki bez wypełnienia pianką wyniosła 1.13kg, natomiast masa belki wypełniona pianką wyniosła 1.25 kg). Mapę odkształceń oraz rozkład naprężeń przedstawiono odpowiednio na rys.4 i rys.5. Współczynnik bezpieczeństwa dla belki nośnej w miejscu największych naprężeń wyniósł 1.32.

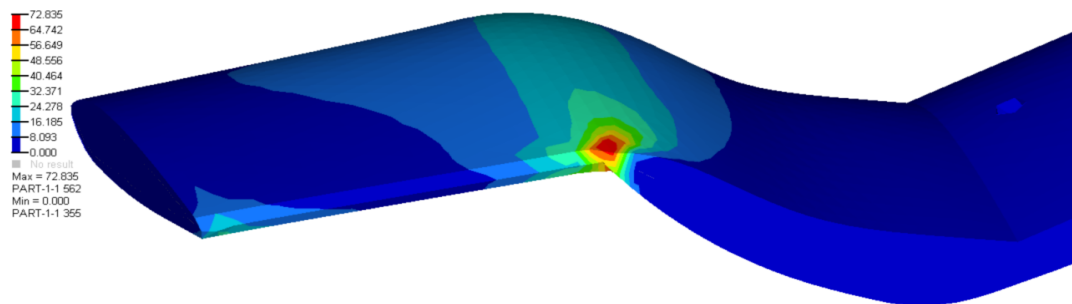
2.3. Analiza obręczy kół

W pierwszej fazie projektowania wzięto pod uwagę jednolitą obręcz w kształcie tarczy kołowej z pełnymi bokami, posiadającą wewnątrz odpowiednio 4 i 8 żeber. Badania tej wersji konstrukcji pozwoliły na dobór optymalnych grubości poszczególnych elementów obręczy: grubości obręczy t_o , żeber t_z oraz ścianek tarczy t_s . Drugim rozważanym przypadkiem była

koncepcja obręczy dzielonej złożonej z dwóch części z 4 oraz 8 żebrami. Rozwiązanie to miało na celu minimalizację ryzyka uszkodzenia obręczy przy zakładaniu opony, jakie występowało przy obręczach niedzielonych.



Rys.4. Mapa odkształceń przedniej belki nośnej (współczynnik przeskalowania 10)

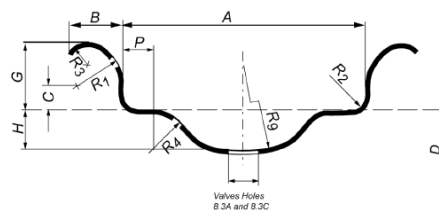


Rys.5. Mapa naprężeń redukowanych w kompozytowej części belki nośnej

Model geometryczny koła został utworzony w programie MSC Patran. Danymi wejściowymi do tworzenia geometrii był szkic obręczy (rys. 6) z wymiarami zestawionymi w tab. 3 przeznaczonej do opony firmy Michelin [8].

Tabela 3. Wymiary obręczy

| A | B_{\min} | B_{\max} | G | P | H | C | R_1 | R_2 | R_3 | R_4 | R_9 | D |
|-----------------------|------------|------------|--------------|-------------------|---------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $34.0^{+0.15}_{-0.5}$ | 6.5 | 8.5 | 10 ± 0.5 | $3.5^{+0.2}_{-0}$ | $7.5^{+1.0}_{-0.5}$ | 4 | 6.5 | 1.5 | 2 | 5 | 7 | 405.6 |

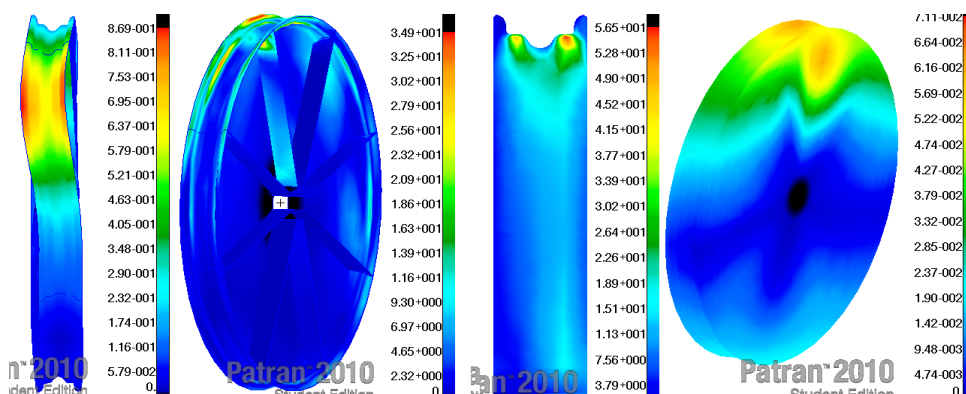


Rys.6. Schemat przekroju obręczy

Siatka elementów skończonych na modelu geometrycznym obręczy została przygotowana za pomocą oprogramowania MSC Patran z wykorzystaniem czterowęzłowych elementów powłokowych. Obręcz obciążono siłami imitującymi reakcję podłoża pochodzącą od ciężaru pojazdu oraz od sił bocznych występujących podczas pokonywania zakrętów. Utwierdzenie zadano w przewidywanym miejscu połączenia koła z piastą.

Po przeprowadzonych próbach dotyczących orientacji zbrojenia jako materiał zdefiniowano kompozyt zbrojony włóknem węglowym o orientacji $[90,45,-90,-45]$ s z osnową z żywicy epoksydowej. Obliczenia numeryczne zostały przeprowadzone w programie MSC Nastran. Na rys. 7 przedstawiono przykładowe wyniki analiz. Tab. 4 oraz

tab.5 przedstawiają otrzymane wyniki: naprężenia maksymalne σ_{max} , przemieszczenia maksymalne ϵ_{max} .



Rys. 7. Wyniki dla przemieszczeń oraz naprężeń w feldze pod zadaniem obciążeniem

Tabela 4. Przemieszczenia ϵ_{max} i naprężenia σ_{max} dla pierwszej koncepcji konstrukcji obręczy

| Liczba żeber | t_o [mm] | t_z [mm] | t_s [mm] | ϵ_{max} [mm] | σ_{max} [MPa] | Masa [kg] |
|--------------|------------|------------|------------|-----------------------|----------------------|-----------|
| 8 | 1.2 | 0.8 | 0.8 | 0.78 | 73.8 | 0.531 |
| | 1.2 | 0.8 | 1.6 | 0.498 | 73.7 | 0.814 |
| | 1.6 | 0.8 | 0.8 | 0.71 | 63.1 | 0.610 |
| 4 | 1.2 | 0.8 | 0.8 | 0.88 | 76.5 | 0.491 |
| | 1.2 | 0.8 | 1.6 | 0.67 | 75.3 | 0.773 |
| | 1.6 | 0.8 | 0.8 | 0.84 | 67.2 | 0.572 |

Tabela 5. Przemieszczenia ϵ_{max} i naprężenia σ_{max} dla drugiej koncepcji konstrukcji obręczy

| Liczba żeber | t_o [mm] | t_z [mm] | t_s [mm] | ϵ_{max} [mm] | σ_{max} [MPa] | Masa [kg] |
|--------------|------------|------------|------------|-----------------------|----------------------|-----------|
| 8 | 1.2 | 0.8 | 1.6 | 0.87 | 123 | 0.476 |
| | 1.2 | 1.2 | 1.6 | 0.69 | 77.9 | 0.524 |
| | 1.6 | 0.8 | 2 | 0.69 | 113 | 0.605 |
| | 1.6 | 1.2 | 2 | 0.56 | 75.9 | 0.657 |
| 4 | 1.2 | 0.8 | 1.6 | 1.76 | 165 | 0.439 |
| | 1.2 | 1.2 | 1.6 | 1.4 | 86 | 0.483 |
| | 1.6 | 0.8 | 2 | 1.06 | 120 | 0.582 |
| | 1.6 | 1.2 | 2 | 0.82 | 81 | 0.632 |

Na podstawie zamieszczonych wyników można wywnioskować, że najkorzystniejszym rozwiązaniem jest koncepcja z ośmioma żebrami. W pierwszej koncepcji znaczny wpływ na sztywność ma obręcz, łącząc bowiem dwie tarcze boczne koła przenosi dużą część obciążeń. W tej koncepcji największe naprężenia występują na obręczy, zwiększenie grubości ścianek bocznych nieznacznie poprawia jej sztywność, powodując duży przyrost masy koła. W drugiej koncepcji kluczową rolę pełnią żebra; przenoszą największe obciążenia pochodzące głównie od sił bocznych. Zwiększenie grubości żeber znacznie wpływa na zmniejszenie wartości przemieszczeń oraz naprężeń występujących w feldze przy nieznacznym wzroście masy. Współczynnik bezpieczeństwa dla obręczy w miejscu największych naprężeń wyniósł 1.91.

3. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone analizy numeryczne i liczne koncepcje rozpatrywane w pracy pozwoliły dobrać materiały i orientację zbrojenia w nich w taki sposób, aby zminimalizować masę pojazdu wyścigowego, zachowując przy tym jego właściwości wytrzymałościowe i kwestie bezpieczeństwa. Analiza koncepcji struktury nadwozia pozwoliła dobrać optymalny układ warstw oraz usztywnienie płyty podłogowej z zastosowaniem laminatu przekładkowego. Dobrano także optymalny typ i orientację zbrojenia belki nośnej z uwzględnieniem sił i momentów przenoszonych przez nią w granicznych przypadkach obciążeń, a także zdecydowano się na wypełnienie przestrzeni wewnętrznej belki pianką, co zapewniło znaczną redukcję naprężeń i odkształceń przy niewielkim przyroście masy. Obliczenia przeprowadzone dla obręczy z ośmioma żebrami wskazały na słuszność koncepcji: żebra rozmieszczone z odstępem kątowym 45° w dostatecznym stopniu kompensowały siły pochodzące od obciążenia bolidu oraz od sił bocznych. Przeprowadzone analizy pozwoliły uzyskać całkowitą masę pojazdu równą 23 kg. Przed rozpoczęciem wyścigów pojazd pomyślnie przeszedł testy wytrzymałościowe i bezpieczeństwa, a wartość masy pojazdu okazała się najmniejsza spośród pojazdów biorących udział w tegorocznych wyścigach Shell Eco-Marathon [3].

Dalsze prace dotyczące konstrukcji bolidu będą obejmować optymalizację wielokryterialną, której celem jest dodatkowe obniżenie masy przy zachowaniu właściwości wytrzymałościowych.

LITERATURA

1. Davies G.: Materials for automobile bodies. Burlington, MA: Elsevier, 2003.
2. Ludke B.: Functional design of a lightweight body-in-white. How to determine body-in-white materials according to structural requirements. VDI Berichte 1543 Symposium, Hamburg, 2000.
3. <http://www.mkm.polsl.pl>
4. <http://composite.about.com>
5. <http://www.corematerials.3acomposites.com/airex-r63-asia.html>
6. Katalog SIGRATEx[®]. Textile products made from carbon fibers, SGL Technologies.
7. Katalog Divinycell[®], DIAB International AB.
8. <http://www.michelin.de>

OPTIMAL MATERIALS SELECTION FOR CONSTRUCTION OF ULTRA-LIGHTWEIGHT RACING VEHICLE

Summary. The need of construction of ultra-lightweight vehicles is resulted by aspects of reduction of energy consumption and ecology. During realization of students' project Smart Power the ultra-lightweight racing vehicle MuSHELLka is designed, constructed and prepared for Shell Eco-marathon race. In order to the mass reduction as a fundamental factor considering in the analysis for designing of models of the most parts the polymer composites were used. In this work the selection of types of composite materials and selection of a number and orientation of layers in order to maximal reduction of mass and simultaneously retain strength properties and rigidity was discussed.