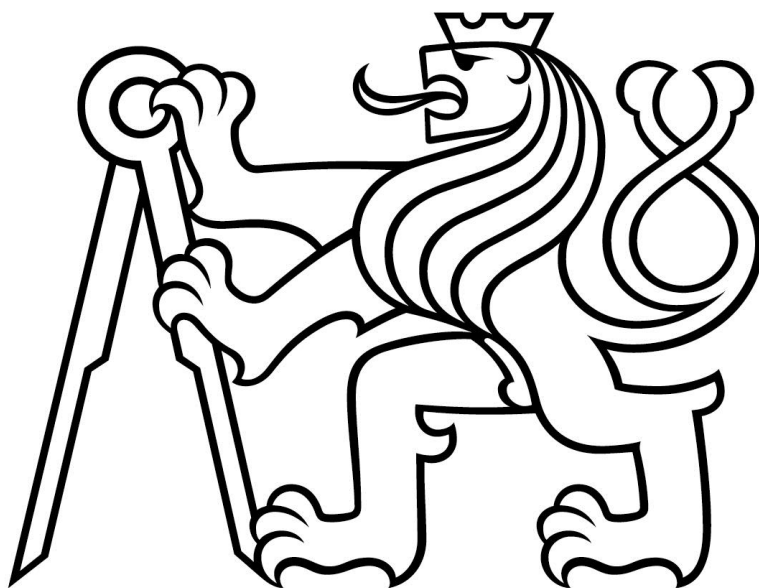


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Diplomová práce

Optimalizace konstrukce skořepiny vozu Praga R1

Praga R1 monocoque optimization

Červen 2017

Student:

Martin Menšík

Vedoucí práce:

Ing. Michal Vašíček, Ph.D.

Studijní obor:

Dopravní, letadlová a transportní technika
(Motorová vozidla)

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mensík** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **408897**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Optimalizace konstrukce skořepiny Praga R1

Název diplomové práce anglicky:

Praga R1 Monocoque Optimization

Pokyny pro vypracování:

- 1) Vytvořte výpočetní model skořepiny vozu Praga R1
- 2) Definujte významné zátěžné stavy.
- 3) Na základě topologické optimalizace stanovte významné strukturální členy.
- 4) Navrhněte kompozitní řešení.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Michal Vašíček Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

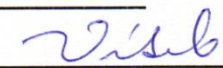
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

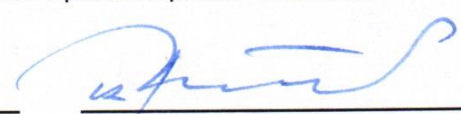
Datum zadání diplomové práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

25.4.2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, atd.) uvedené v závěru práce.

Nemám závažný důvod proti zpřístupnění této závěrečné práce v souladu se zákonem č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) v platném znění.

V Praze dne: 30. 6. 2017

Martin Menšík

Poděkování

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Michalu Vašíčkovi Ph. D. za vedení práce, pomoc a cenné rady, které mi poskytl. Dále bych chtěl poděkovat ČVUT a hlavně Fakultě strojní a jejím zaměstnancům za předání znalostí, cenných rad a zkušeností, díky kterým jsem byl schopen pracovat na této práci a za příležitost vůbec pracovat na tomto projektu.

Anotace

Název práce:	Optimalizace konstrukce skořepiny vozu Praga R1
Autor:	Martin Menšík
Vedoucí práce:	Ing. Michal Vašíček, Ph.D.
Akademický rok:	2016/2017
Ústav:	Ú12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Rozsah:	53 stran 40 obrázků 8 tabulek 1 příloha (DVD)
Anotace:	Cílem této závěrečné práce je navrhnout postup optimalizace skořepiny a aplikovat jej na vůz Praga R1, vytvořit výpočetní model pro analýzu namáhání této skořepiny, definovat významné zátěžné stavy a dle výsledků optimalizace navrhnout kompozitové řešení.
Klíčová slova:	MKP, Praga R1, Hypermesh, Optistruct, topologická optimalizace, karosérie, kompozitní materiály, monokok

Annotation

Title:	Praga R1 monocoque optimization
Author:	Martin Menšík
Supervisor:	Ing. Michal Vašíček, Ph.D.
Academic year:	2016/2017
Department:	Ú12120 – Department of automobiles, internal combustion engines and railway vehicles
Size:	53 pages 40 figures 8 tables 1 attachment (DVD)
Annotation:	The goal of this thesis is to propose a method for monocoque optimization and apply this to the Praga R1 monocoque, to create computational model for monocoque strain analysis, to define significant load conditions and to propose composite solution based on optimization.
Key words:	FEM, Praga R1, Hypermesh, Optistruct, topology optimization, body, composite materials, monocoque

Obsah

1	Úvod	9
2	Karosérie	9
2.1	Funkce a účel	9
2.2	Systémy karosérie	9
2.3	Materiály karosérií	10
3	Kompozity	12
3.1	Rozdělení	13
3.2	Materiály kompozitů	13
4	Praga R1	14
4.1	Představení	14
4.2	Koncepce vozu	15
5	Homologační testy skořepiny Prahy	15
5.1	Statické zkoušky	16
5.2	Dynamická zkouška	17
6	Návrh zatížení monokoku	17
6.1	Parametry vozu a veličiny použité k výpočtu sil	18
6.2	Odhad potřebného přitlaku a jeho rozdělení (Jízda maximální rychlostí)	19
6.3	Brzdění z maximální rychlosti	19
6.4	Torzní namáhání	20
6.5	Průjezd zatáčkou s maximálním přitlakem	22
7	Výpočetní model	25
7.1	Modelování skořepiny	25
7.2	Tvorba výpočetního modelu hliníkové skořepiny	27
7.3	Materiály použité ve výpočtovém modelu	29
7.4	Vlastnosti	29
7.5	Zavádění zátěžných stavů	29
7.6	Oblast pro optimalizaci	31
7.7	Volba odezev a jejich okrajových podmínek	31
8	Topologická optimalizace	32
9	Výsledky topologických optimalizací	34
9.1	Všechny zátěžné stavy dohromady	34
9.2	Krut	35

9.3	Brzdění z maximální rychlosti	36
9.4	Podélný ohyb od přítlaku a vlastní hmotnosti	37
10	Tvorba kompozitové skořepiny	38
10.1	Definice směrů elementů a materiálu	38
10.2	Materiál	40
10.3	Definice vrstev	41
10.4	Vytvoření laminátu	42
10.5	Definování dalších parametrů	43
10.6	Definování odezev	43
10.7	Definice vazeb a objektivní funkce	44
10.8	Zatížení kompozitové skořepiny	44
11	Výsledky optimalizace skladby kompozitu	44
12	Návrh skladby kompozitu	49
12.1	Rozdělení skořepiny	49
12.2	Návrh tlouštěk podle výsledků	50
13	Závěr	52
14	Použitá literatura	53
15	Přílohy	53

1 Úvod

Cílem této diplomové práce bylo ukázat, jak je možné optimalizovat skladbu kompozitové skořepiny. Tento postup jsem aplikoval na skořepinu vozu Praga R1. Nejprve bylo nutno si samotnou skořepinu vymodelovat v Catii V5R21 dle výkresu, navrhnout provozní zatížení skořepiny, vytvořit výpočtový model v softwaru Hypermesh a zanalyzovat ji. Nejprve jako hliníkovou skořepinu, která sloužila pro analýzu silových toků pomocí topologické optimalizace v Optistructu a následně jsem model převedl na skořepinu tvořenou uhlíkovým kompozitem. Podle výsledků optimalizace tloušťek vrstev kompozitu jsem se snažil navrhnout vhodnou skladbu, aby odpovídala výsledné optimalizaci.

2 Karosérie

2.1 Funkce a účel

Karosérie je ta část vozidla, která ohraničuje prostory pro jeho využití. Jejím hlavním úkolem je chránit posádku před poraněním při nárazu a také před povětrnostními vlivy. Dále slouží pro převoz nákladu a umožňuje jeho naložení a vyložení a případně taky slouží k přenosu silového zatížení od kol a podvozku. V neposlední řadě udává tvar a design celého vozidla (to je spíše marketingová záležitost než funkční). [1]

2.2 Systémy karosérie

Pod označením systém karosérie uvažujeme uložení karosérie a podvozku, respektive vztah mezi nimi. Existuje několik základních systémů.

- 1) Podvozková karosérie – základem je nosný rám, který přenáší veškerá zatížení od kol způsobené nerovnostmi na povrchu vozovky nebo dynamickými změnami zatížení při změně rychlosti a směru jízdy. Na něm je pak pružně a rozebíratelně připevněna karosérie, která nepřenáší tyto zatížení a slouží jen jako ochrana pro posádku a designový prvek. Vozidlo by teoreticky bylo schopno jet bez karosérie.
- 2) Polonosná karosérie – základem je opět rám, na kterém jsou zavěšeny kola a podvozkové části a k němu je pak připevněna karosérie rozebíratelně, ale pevně.

Zatížení přenáší společně. Jedno bez druhého by nebylo schopno přenést potřebná zatížení a vozidlo by pak nebylo schopno fungovat.

- 3) Samonosná karosérie – v tomto případě už rám odpadá a podvozkové části jsou uchyceny pomocí příček nebo přímo ke karosérii a ta samotná přenáší veškerá zatížení. Používá se pro drtivou většinu současných osobních vozidel.
- 4) Kombinace podvozkové a samonosné – pro nákladní vozy a pro vozy na pomezí mezi osobními a nákladními vozy a další užitkové vozy. Kabina pro řidiče je samonosná a jsou k ní připevněny podvozkové části přední nápravy a pak je ke kabině připevněn nosný rám, který většinou nese tu užitnou, nákladovou část vozidla pro plošinu nebo skříň [1]

2.3 Materiály karosérií

Pro výrobu prvních karosérií na počátcích automobilismu se nejčastěji používalo dřevo, které se dá za určitých podmínek ohýbat do požadovaných tvarů a spojováním takových kusů dřeva pak vytvořit požadovanou konstrukci. Tyto karosérie byly podvozkového typu, tudíž byly přimontovány k ocelovým rámcům. S vývojem technologií a lepidel vznikaly i pokusy o samonosné dřevěné karosérie. Nevýhodou dřevěných karosérií bylo to, že „chutnaly“ různým škůdcům, vyžadovaly speciální nátěry na jejich ochranu proti nim a pokud se někde dlouhodobě držela vlhkost, tak prostě shnila. Dále pak složitá a především pomalá výroba. Výhodou v té době byla možnost opravit takovou karosérii a taky možnost individuální konstrukce, kdy se karosérie dělaly na zakázku a opravit ji uměl prakticky kterýkoliv truhlář. Dnes už se tyto karosérie téměř nedělají nebo jen v kusové a zakázkové výrobě.



OBRÁZEK 1: UKÁZKA DŘEVĚNÉ KOSTRY TATRY 77 [7]

Dalším materiálem je ocel. To umožnilo velice rychlou výrobu částí karosérií v lisovnách a přecházelo se postupně na samonosné karosérie. Vylisované díly se pak svařují. Často se svařují i vnější pohledové díly s těmi vnitřními. Zde pak nastává problém s opravou takovéto karosérie. Většinou se jedná o zadní postranice („zadní blatníky“). Samozřejmě jako se chrání dřevo proti škůdcům a hnilobě, tak je potřeba ocel chránit proti korozi, zvláště v dnešním agresivním korozním prostředí, kdy se v zimě používají chemické posypy vozovek. Proto jsou nutné povrchové úpravy karosérii v podobě žárového zinkování dílů a pomocí několika vrstev ochranného laku.

Z tohoto pohledu jsou velice výhodné hliníkové karosérie, které jsou sice drahé a je náročnější výroba takové karosérie, hlavně z hlediska spojování materiálu, nicméně hliník velmi rychle koroduje a po zkorodování tenké povrchové vrstvy se nezačne zkorodovaná vrstva loupat jako u železa nebo oceli a nezačne karosérie ztrácet svou pevnost, ale vytvoří se zoxidovaná vrstvička, která zbytek materiálu sama chrání před další korozi tím, že zabrání přístupu kyslíku k dalším vrstvám hliníku. Navíc je hliník velice lehký a lze s ním vytvářet lehčí konstrukce, hlavně u dílů, které jsou namáhány na ohyb. Zde jsou hmotnostní úspory největší.

Nyní přichází do módy vyrábět karosérie z kompozitových laminátů. Není už to však bakelit jako za dob starých dobrých trabantů. V poslední době se u nejmodernějších vozů vyskytují karosérie z uhlíkových kompozitů, kde se tkanina z uhlíkových vláken používá jako potahový materiál a v případě jader se používají ABS plasty, hliníkové voštiny a v neposlední řadě taky speciální druhy pěn, například Rohacell. Vznikne tak takzvaná „sendvičová“ konstrukce. Výhodou těchto karosérií a dílů, vyrobených touto technologií, je skvělý poměr mezi pevností a hmotností a u sendvičových konstrukcí i mezi tuhostí. Nevýhodou však je vysoká cena a zatím i složitá výroba. Používá se zatím převážně jen v motorsportu a u sportovních vozů jako je Praga R1 nebo jiných velice drahých supersportovních vozidel.



OBRÁZEK 2: KOMPOZITOVÝ MONOKOK PRAGY R1 NA CRASHTESTECH [9]

3 Kompozity

Kompozitní materiál je materiál, který je složen ze dvou a více složek, které se navzájem nemísí. Výsledný materiál má pak vlastnosti, které jsou kombinací těchto dvou a více složek. Skládá se z matrice a z vyztužujících vláken. Matrice zde slouží jen pro udržení vláken

v požadovaném tvaru, směru a přenosu smykových zatížení. Zpravidla mívá mnohem horší mechanické vlastnosti než nesená vlákna. Kompozity nejsou izotropním materiálem, který má ve všech směrech své vlastnosti stejné. Klasické vláknové kompozity jsou ortotropní. Nejlepší vlastnosti má ve směru vláken, kdy přenesou na tah největší zatížení. Naopak ve směru kolmém, to znamená ve smyku, jsou schopny vlákna přenést řádově nižší zatížení a i s pomocí matrice, která bývá relativně „slabá“, se jedná o velmi nízkou hodnotu v porovnání s tahovým zatížením, které jsou schopna vlákna přenést.

Velkou výhodou kompozitů jsou jejich dobré mechanické pevnostní vlastnosti v poměru k hmotnosti. Nevýhodou pak je jejich vysoká cena a technologické nároky na výrobu, která je složitá a oproti konvenčním kovovým dílům pomalá.

3.1 Rozdělení

Podle počtu vrstev můžeme kompozity rozdělit na jednovrstvé kompozity a vícevrstvé. Jednovrstvé pak mohou být s kontinuálními vlákny, které se pak rozlišují podle směru vláken. Můžou být jednosměrné, ale jsou i tkaniny tvořeny vlákny ve více směrech. Pak jsou kompozity s diskontinuálními vlákny, kdy kompozit obsahuje nasekaná vlákna na krátkou délku (cca. 5 – 50 mm) a ta mívají směr náhodný a proto i směrové vlastnosti jsou v různých místech výsledného materiálu různé.

Dále máme vícevrstvé kompozity, které podle skladby dále dělíme na lamináty a sendviče. Laminát je tvořen několika vrstvami v podstatě stejného materiálu, které jsou slepené vhodnou pryskyřicí, a tím se vytvoří vlastně kompozitní materiál. Většinou se pro zlepšení kvality tyto lamináty lisují nebo vakuují, kdy tlak nebo atmosférický tlak k sobě lépe přitlačí jednotlivé vrstvy a tím dojde k jejich lepšímu spojení.

Sendviče jsou vytvořeny ze dvou potahových kompozitních vrstev, mezi kterými je pak vloženo jádro. Tlaková a tahová zatížení při ohybu přenáší vnější potahové vrstvy a jádro slouží pro udržení vzdálenosti mezi těmito vrstvami, princip je funkce je podobný jako u I-profilu, a k přenosu smykových zatížení.

3.2 Materiály kompozitů

Pro tvorbu vláken do kompozitů se používají vlákna skleněná, polymerní materiály, jako je například aramid (kevlar), UHMW (polyethylenová vlákna), kovová vlákna nebo

přírodní vlákna. Pak velice moderní jsou uhlíková vlákna a pro speciální použití například vlákna z karbidu křemíku, křemenná vlákna a spousta dalších

Jako matrice to znamená, pro spojení vláken se používají různé pryskyřice, epoxidy nebo elastomery.

Pro jádra sendvičových kompozitů se nejčastěji používají polystyrenové pěny, hliníkové voštiny, dřevo.

Speciálním a všem dobře známým kompozitem je pak ve stavebnictví užívaný železobeton. Tam kde, je beton namáhán na tah, který beton nepřenesení, jsou vloženy železné pruty nebo sítě a tlak zvládne přenést beton sám.



OBRÁZEK 3: ŽELEZOBETON [10]

4 Praga R1

4.1 Představení

Praga R1 je sportovní vůz, stvořený primárně pro závodění na okruhu, ačkoliv se Praga snaží vytvořit vůz, který by splňoval podmínky pro závodění a snaží se ji udělat tak, aby splňovala podmínky pro více kategorií a ideálně aby měla i homologaci pro běžný silniční

provoz. Momentálně existuje několik verzí tohoto vozu. Čistě závodní verze a pak i silniční verze. Vozidlo může být i dvoumístné.



OBRÁZEK 4: PRAGA R1

4.2 Koncepce vozu

Vůz sestává z uhlíkové kompozitní skořepiny, na kterou je zavěšený pomocný ocelový rám. Tento celek tvoří v podstatě kombinaci mezi podvozkovou a samonosnou karosérii vozu. Na rámu je pak uchycen motor, dvoulitrový řadový čtyřválec od firmy Renault se sekvenční převodovkou vlastní výroby. Ten pohání zadní kola vozu, která jsou zavěšena přímo na převodovce. Vzhledem k použití velkého množství kompozitních materiálů je vozidlo velice lehké a obratné. Obratnost v zatáčkách zvyšují i aerodynamické vlastnosti vozu, které mu dodávají přítlak okolo 2g a díky tomu zvládá vůz v zatáčce vyvinout boční přetížení o velikosti okolo 3g. [3]

5 Homologační testy skořepiny Pragy

Praga R1, respektive její skořepina byla podrobena náročným bezpečnostním homologačním testům podle FIA. Zkoušky probíhaly podle kritérií pro třídu CN, což jsou velice lehké okruhové vozy, které musí splňovat jistý poměr mezi zdvihovým objemem motoru a hmotnosti. Neoficiálně se tato kategorie může nazývat taky LMP3.

5.1 Statické zkoušky

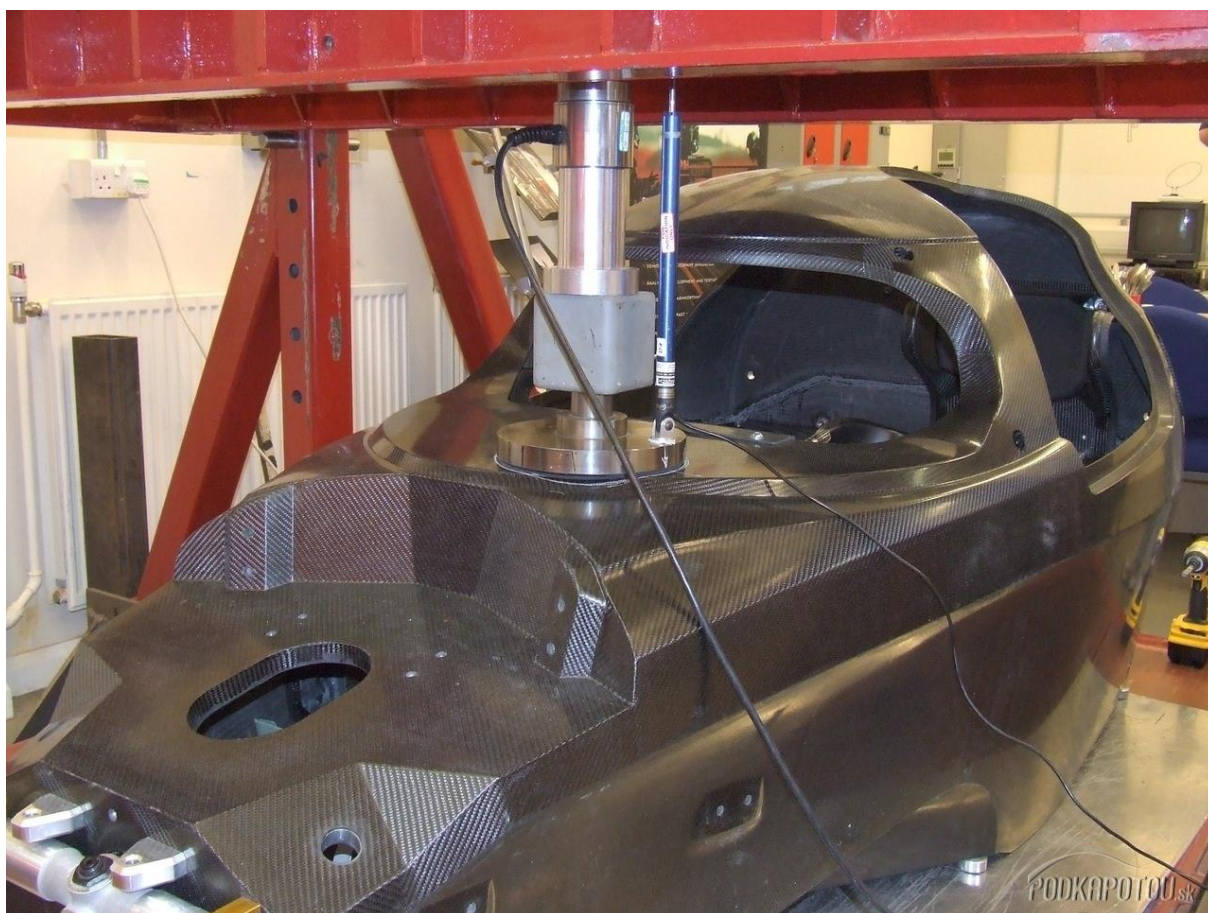
První zkouškou bylo zatížení deformačního prvku hmotností 2 000 kilogramů ve vzdálenosti 500 milimetrů od osy předních kol po dobu jedné minuty.

Druhá byla zkouška hlavového ochranného oblouku, na který se pod nestandardním úhlem tlačilo hmotností 5 700 kilogramů s maximální dovolenou deformací 100 milimetrů, což je zatížení odpovídající téměř zrychlení 10g na celý vůz.

Třetí byl test ochranného oblouku pro nohy řidiče v oblasti přístrojové desky, na který se minutu tlačilo hmotností 3 000 kilogramů.

Čtvrtý test stával z rovnoměrného oboustranného zatížení, opět ve vzdálenosti 500 milimetrů od osy předních kol a zátěží 2 000 kilogramů.

Stejné zkoušky se provádí v oblasti beder řidiče, nádrže a v ose pedálů.



OBRÁZEK 5: STATICKÁ ZKOUŠKA PŘEDNÍHO OBLUKU

5.2 Dynamická zkouška

Dynamickou zkouškou nebylo nic jiného než čelní nárazový test pro otestování deformačního prvku. Monokok byl dovážen na pohotovostní hmotnost plus hmotnost řidiče. Celková hmotnost pak činila 625 kilogramů. Takto vybavený monokok pak na saních rychlosti 12 metrů za sekundu narážel do pevné překážky a zjišťovalo se, jak dobře dokáže deformační prvek z uhlíkových vláken na voze absorbovat energii.

Tyč řízení byla taky testována nárazovou zkouškou. Řízení musí být po nárazu stále plně funkční a volant musí být odnímatelný.

Praga R1 prý dopadla ve všech zkouškách s velkou rezervou velice dobře a vůz tedy mohl být schválen pro provoz a následně i do výroby. [9]

6 Návrh zatížení monokoku

Pro návrh zatížení je nejprve nutné si uvědomit, jaké zatížení může na tento monokok působit. Tím naprosto nejjednodušším případem je stojící vůz. Při stojícím autě, je to statické ohybové zatížení vytvořené vlastní hmotnosti auta. Toto jako samostatné zatížení nebudu ani uvažovat.

Při jízdě pak mohou nastat mnohem zajímavější případy. Se zvyšující se rychlostí se zvyšuje aerodynamický odpor, ale v případě Pragy R1 je to především přitlačná síla, která v tomto případě může generovat přes 2g přetížení, které namáhá podélně na ohyb.

Dále je to brzdění z maximální rychlosti, kdy na auto působí nejvyšší přitlačná síla a díky tomu vyvine i nejvyšší brzdnou sílu a nejvyšší zpomalení. Toto namáhání vyvolává podélný ohyb jiného charakteru, kdy se většina zatížení přenesse na přední kola a zároveň působí přitlačná síla na přední i zadní přitlačné křídlo.

Další je přejezd jedním kolem nerovnosti na vozovce například najetí na okruhu na obrubník. Tento případ vyvolává torzní zatížení monokoku. Karosérie obecně by měly mít co nejvyšší torzní tuhost, aby měla vozidla co nejlepší jízdní vlastnosti a nechovala se, díky nečekaným přenosům zatížení kol, nevyzpytatelně.

A v neposlední řadě je to příčný ohyb způsobený průjezdem zatáčkou a působením odstředivých sil na celý vůz. Praga R1 je schopna generovat až 3g bočního přetížení. Při průjezdu zatáčkou však vzniká obecný způsob namáhání složený z krutu a příčného ohybu

způsobeného odstředivou silou a i podélného ohybu, který způsobuje přítlak nebo vlastní hmotnost vozu, řidiče nebo nákladu.

Pro tyto zátěžné stavy vypočítám, jak velké síly vznikají v kontaktech kol s vozovkou a dále se přenáší přes pneumatiky, kola a nápravy s vypružením a jejich uchycení do monokoku.

Další zatížení monokoku jsem navrhl při případném převrácení vozu na střechnu. Přetížení působící na střechnu jsem navrhl 10g ve všech třech směrech hlavních os, který vychází z předpisů FIA a kdy podobnou zkouškou i skutečná skořepina Pragy musela projít při homologaci.

6.1 Parametry vozu a veličiny použité k výpočtu sil

V následující tabulce chci shrnout všechny potřebné parametry vozu a veličiny použité k výpočtu sil působících ve styku kol s vozovkou. Protože jsem se nedostal ke všem přesným hodnotám, tak jsem některé po konzultaci s vedoucím odhadl z výkresové dokumentace, kterou jsem k dispozici dostal. Tyto hodnoty jsou v tabulce vyznačeny červenou barvou.

Parametr	Značení	Velikost
Gravitační zrychlení	g	9.81 m/s ²
Rozchod přední nápravy	S _f	1.585 m
Rozchod zadní nápravy	S _r	1.516 m
Rozvor	l	2.525 m
Suchá hmotnost		581 kg
Hmotnost s náplněmi včetně paliva (80 kg)		661 kg
Hmotnost s náplněmi a řidičem (80 kg)	m	741 kg
Poměrná vzdálenost těžiště od zadní nápravy		0.4
Vzdálenost přední nápravy od těžiště	l _f	1.515 m
Vzdálenost zadní nápravy od těžiště	l _r	1.01 m
Výška těžiště	H	0.3 m
Dosažitelné boční přetížení	a _{lat}	29.43 m/s ² (3g)
Součinitel adheze	μ	0.9
Vzdálenost působiště přítlačné síly od těžiště – zadní část	l _{DFr}	1.585 m

Vzdálenost působíště přitlačné síly od těžiště – přední část	l_{DFf}	2.115 m
--	-----------	---------

TABULKA 1: PARAMETRY

6.2 Odhad potřebného přitlaku a jeho rozdělení (Jízda maximální rychlostí)

Potřebnou přitlačnou sílu určí z požadavku na velikost bočního přetížení. Vypočtenou sílu pak rozložím na zadní a přední část, podle odhadnuté polohy působíště sil na předním a zadním spoileru tak, aby moment těchto sil vzhledem k těžišti byl nulový.

Výpočet statického zatížení vozu od vlastní tíhy:

$$(1) G = m \cdot g = 741 \cdot 9.81 \cong 7\,269 \text{ N}$$

Výpočet potřebného svislého zatížení vozu pro zadané boční přetížení součinitel tření mezi kolem a vozovkou:

$$(2) GF_p = \frac{m \cdot a_{lat}}{\mu} = \frac{741 \cdot 29.43}{0.9} \cong 24\,230 \text{ N}$$

Výpočet samotné přitlačné síly:

$$(3) F_p = GF_p - G = 24\,230 - 7\,269 \text{ N} = 16\,961 \text{ N}$$

Momentová rovnice k těžišti a výpočet poměru přitlačné síly vpředu a vzadu:

$$(4) F_{pf} \cdot l_{DFf} = F_{pr} \cdot l_{DFr} \rightarrow \frac{l_{DFr}}{l_{DFf}} = \frac{F_{pf}}{F_{pr}} = \frac{1.585}{2.115} = 0.7494 \rightarrow F_{pf} = 0.7494 \cdot F_{pr}$$

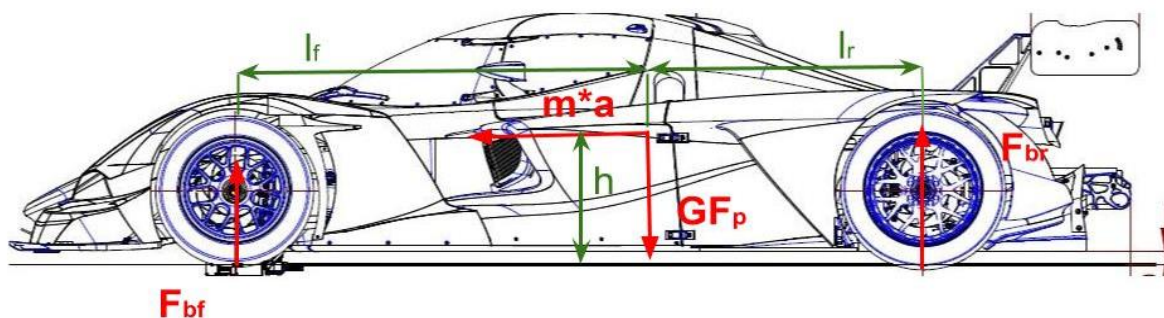
Dosazení tohoto poměru do rovnice pro výslednou přitlačnou sílu a výpočet velikosti přitlačné síly na zadním a předním spoileru:

$$(5) F_p = F_{pf} + F_{pr} = 1.7494 \cdot F_{pr} \rightarrow F_{pr} = \frac{F_p}{1.7494} = \frac{16\,961}{1.7494} \cong 9\,695 \text{ N}$$

$$(6) F_{pf} = F_p - F_{pr} \cong 16\,961 - 9\,695 \cong 7\,266 \text{ N}$$

6.3 Brzdění z maximální rychlosti

Při tomto zátěžném stavu dochází jak k ohybu od samotné hmotnosti vozu, tak i k ohybu od přitlačné síly. Tato síla způsobí maximální svislé zatížení a to zvýší maximální přenesitelnou hodnotu brzděné síly mezi koly a vozovkou. V tomto případě dojde k nejvyššímu možnému provoznímu přetížení v podélném směru, teoreticky velmi podobné maximálnímu bočnímu přetížení, které vůz zvládne.



OBRÁZEK 6:BRZDĚNÍ

Výpočet zatížení přední nápravy vozu (F_{Bf}) vychází z momentové rovnovážné rovnice vzhledem k zadní nápravě:

$$(7) \quad GF_p \cdot l_r + m \cdot a \cdot h - F_{Bf} \cdot l = 0$$

$$(8) \quad F_{Bf} = \frac{m \cdot a \cdot h + GF_p \cdot l_r}{l} = \frac{741 \cdot 29.43 \cdot 0.3 + 24\,230 \cdot 1.01}{2.525} = 12\,283 \text{ N}$$

Svislé zatížení na jednom předním kole

$$(9) \quad F_{Bf1} = \frac{F_{Vf}}{2} = \frac{12\,283}{2} \cong 6\,142 \text{ N}$$

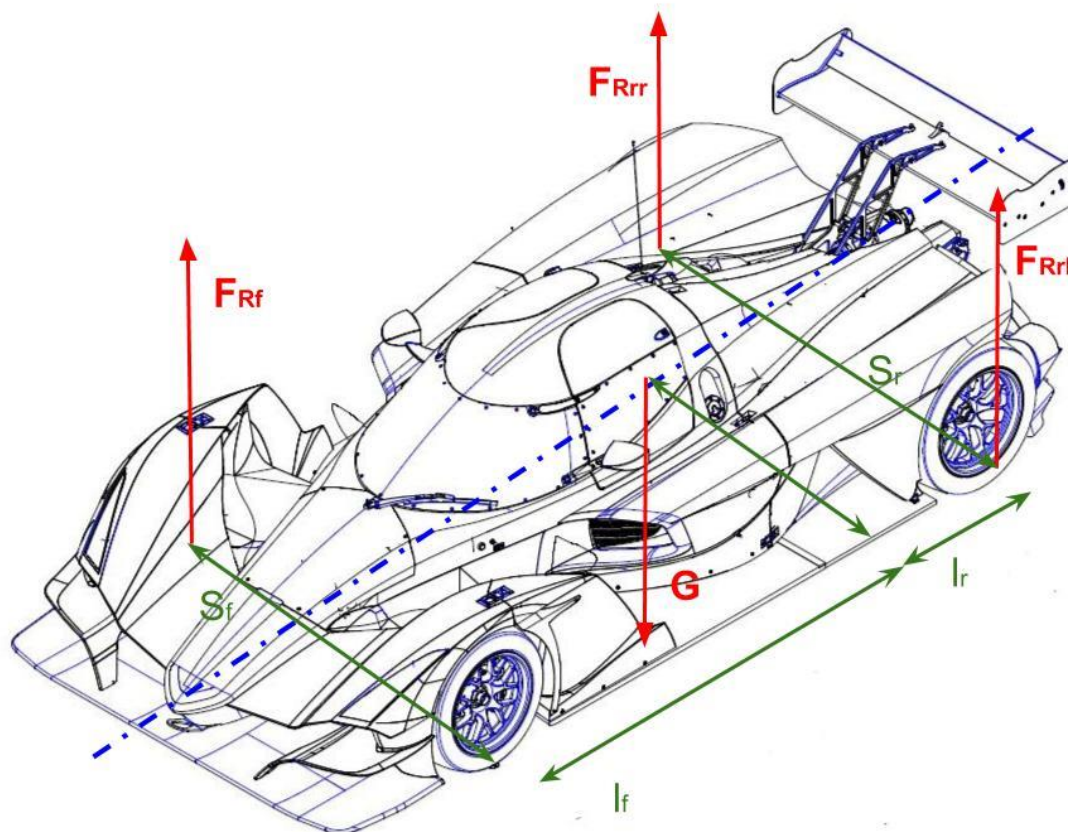
Svislé zatížení na zadní nápravě:

$$(10) \quad F_{Br} = GF_p - F_{Bf} = 24\,230 - 12\,283 = 11\,947 \text{ N}$$

$$(11) \quad F_{Br1} = \frac{F_{Br}}{2} = \frac{11\,947}{2} \cong 5\,974 \text{ N}$$

6.4 Torzní namáhání

Výpočet sil na kolech v případě, že se jedno kolo dostane do vzduchu, například při přejezdu nerovnosti a vozidlo stojí jen na třech kolech. Protože je těžiště v zadní půlce vozu, uvažuju, že se do vzduchu dostane jedno z předních kol.



OBRÁZEK 7:KRUT

$$(12) \quad G = F_{Rf} + F_{Rrr} + F_{Rrl}$$

Zatížení předního kola díky znalosti poměrné vzdálenosti těžiště od náprav.

$$(13) \quad F_{Rf} = G \cdot \frac{l_r}{l} = 7\,269 \cdot \frac{1.01}{2.525} \cong 2\,908 \text{ N}$$

Zatížení zadní části vozu

$$(14) \quad F_{Rr} = G - G_{Rf} = G \cdot \frac{l_f}{l} = 7\,269 - 2\,908 \cong 4\,361 \text{ N}$$

$$(15) \quad F_{Rr} = F_{Rrr} + F_{Rrl} \rightarrow F_{Rrl} = F_{Rr} - F_{Rrr} \rightarrow G \cdot \frac{l_f}{l} - F_{Rrr}$$

Momentová rovnovážná rovnice k ose vozu

$$(16) \quad F_{Rf} \cdot \frac{S_f}{2} + F_{Rrr} \cdot \frac{S_r}{2} = F_{Rrl} \cdot \frac{S_r}{2} \rightarrow F_{Rf} \cdot S_f + F_{Rrr} \cdot S_r = F_{Rrl} \cdot S_r$$

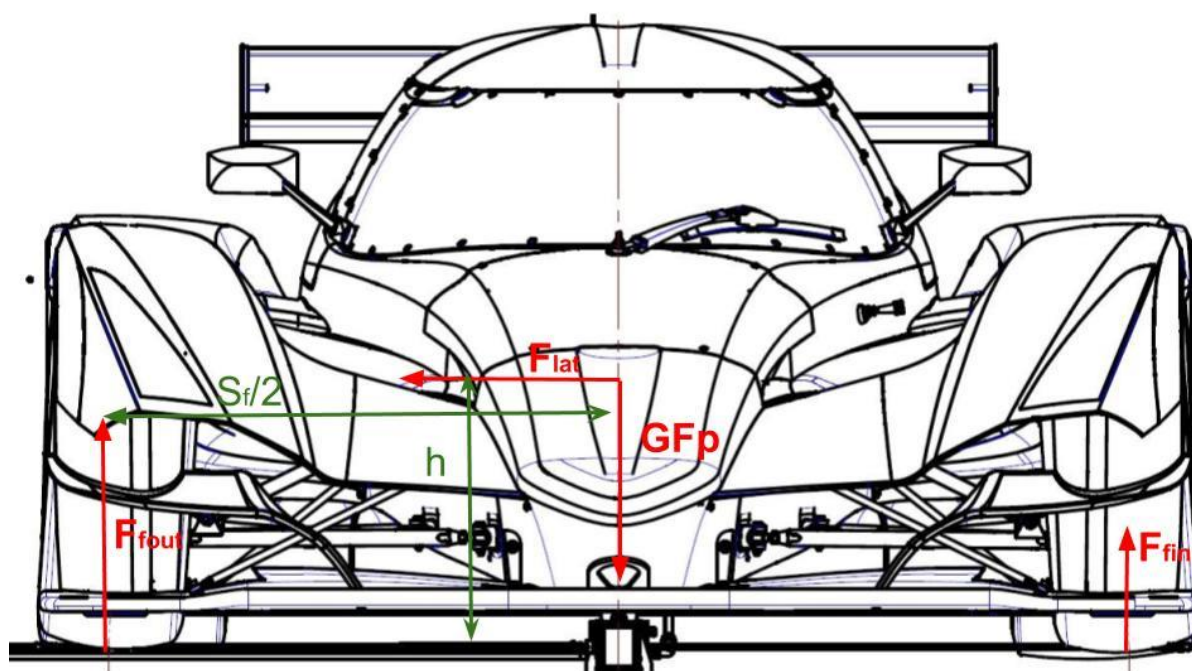
$$(17) \quad G \cdot \frac{l_r}{l} \cdot S_f + F_{Rrr} \cdot S_r = F_{Rrl} \cdot S_r \rightarrow G \cdot \frac{l_r}{l} \cdot S_f + F_{Rrr} \cdot S_r = G \cdot \frac{l_f}{l} \cdot S_r - F_{Rrr} \cdot S_r$$

$$(18) \quad F_{Rrr} = \frac{G \cdot \frac{l_f}{l} \cdot S_r - G \cdot \frac{l_r}{l} \cdot S_f}{2} = \frac{G \cdot \left(\frac{l_f}{l} \cdot S_r - \frac{l_r}{l} \cdot S_f \right)}{2} = \frac{7\,269 \cdot \left(0.6 - 0.4 \cdot \frac{1.585}{1.516} \right)}{2} \cong 661 \text{ N}$$

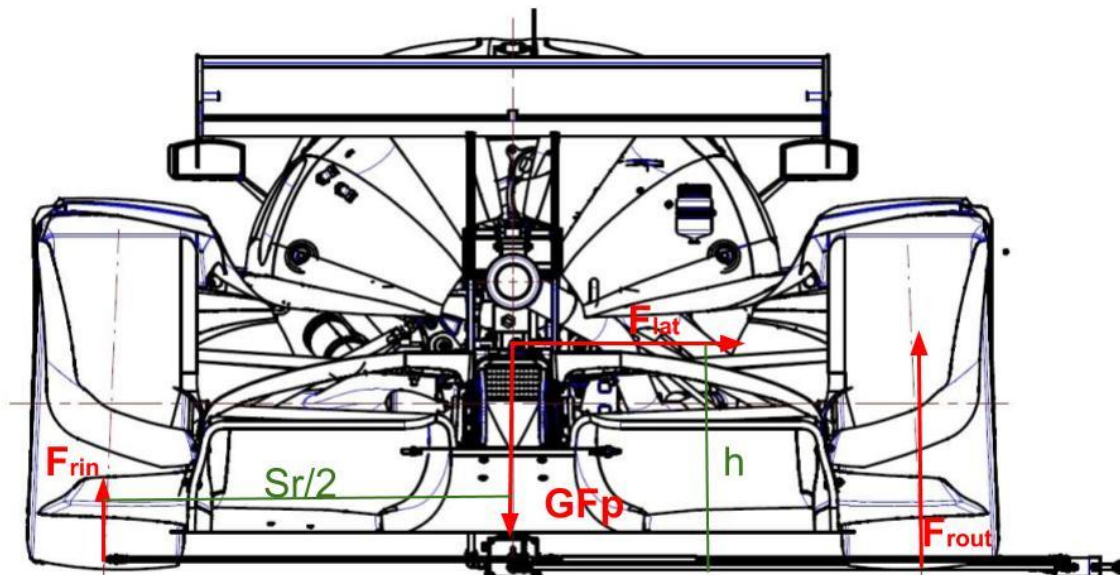
$$(19) \quad F_{Rrl} = F_{Rr} - F_{Rrr} = 4\,361 - 661 = 3\,700 \text{ N}$$

6.5 Průjezd zatáčkou s maximálním přitlakem

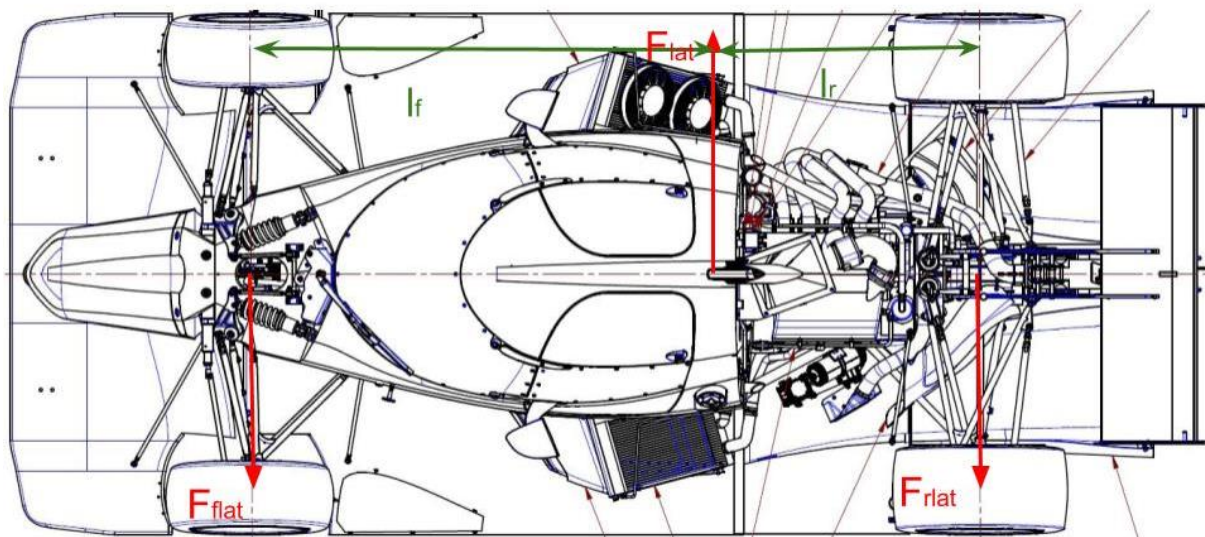
Tento mód namáhání je ve skutečnosti kombinovaným namáháním. Průjezd zatáčkou způsobuje krut, podélný ohyb od vlastní tíhy a hlavně příčný ohyb.



OBRÁZEK 8: ZATÁČKA-PŘEDEK



OBRÁZEK 9: ZATÁČKA-ZADEK



OBRÁZEK 10: ZATÁČKA-SHORA

Výpočet boční síly, kterou je nutno přenést mezi koly a vozovkou k dosažení bočního přetížení 3g:

$$(20) \quad F_o = m \cdot a = 741 \cdot 29.43 \cong 21\,808 \text{ N}$$

Výpočet bočního zatížení, které přenáší zadní náprava. Vychází z momentové rovnovážné rovnice k přední nápravě:

$$(21) \quad m \cdot a \cdot l_f - F_{rlat} \cdot l = 0$$

$$(22) \quad F_{rlat} = \frac{m \cdot a \cdot l_f}{l} = \frac{741 \cdot 29.43 \cdot 1.515}{2.525} \cong 13\,085 \text{ N}$$

Síla přenášená přední nápravou:

$$(23) \quad F_{flat} = F_o - F_{rlat} = 21\,808 - 13\,085 = 8\,723 \text{ N}$$

Výpočet svislého zatížení předního vnějšího kola vycházející z rovnovážné momentové rovnice k vnitřnímu kolu:

$$(24) \quad 0.4 \cdot GF_p \cdot \frac{s_f}{2} + m \cdot a \cdot h - F_{fout} \cdot s_f = 0$$

$$(25) \quad F_{fout} = \frac{0.4 \cdot GF_p \cdot \frac{s_f}{2} + m \cdot a \cdot h}{s_f} = \frac{0.4 \cdot 24\,230 \cdot \frac{1.585}{2} + 741 \cdot 29.43 \cdot 0.3}{1.585} \cong 8\,974 \text{ N}$$

Výpočet svislého zatížení předního vnitřního kola:

$$(26) \quad F_{fin} = 0.4 \cdot GF_p - F_{fout} = 0.4 \cdot 24\,230 - 8\,974 \cong 718 \text{ N}$$

Výpočet bočních sil působících na přední kola:

$$(27) \quad F_{foulat} = F_{fout} \cdot \mu = 8\,974 \cdot 0.9 \cong 8\,076 \text{ N}$$

$$(28) \quad F_{finlat} = F_{fin} \cdot \mu = 718 \cdot 0.9 \cong 646 \text{ N}$$

Výpočet svislého zatížení na zadním vnitřním kole vycházející z momentové rovnovážné rovnice na zadní nápravě:

$$(29) \quad (1 - 0.4) \cdot GF_p \cdot \frac{s_r}{2} + m \cdot a \cdot h - F_{rin} \cdot s_r = 0$$

$$(30) \quad F_{rin} = \frac{(1-0.4) \cdot GF_p \cdot \frac{s_r}{2} + m \cdot a \cdot h}{s_r} = \frac{(1-0.4) \cdot 24\,230 \cdot \frac{1.516}{2} + 741 \cdot 29.43 \cdot 0.3}{1.516} \cong 11\,585 \text{ N}$$

Výpočet svislého zatížení na zadním vnějším kole:

$$(31) \quad F_{roul} = (1 - 0.4) \cdot GF_p - F_{rin} = (1 - 0.4) \cdot 24\,230 - 11\,585 \cong 2\,953 \text{ N}$$

Výpočet bočních sil na kolech zadní nápravy:

$$(32) \quad F_{roulat} = F_{roul} \cdot \mu = 2\,953 \cdot 0.9 \cong 2\,658 \text{ N}$$

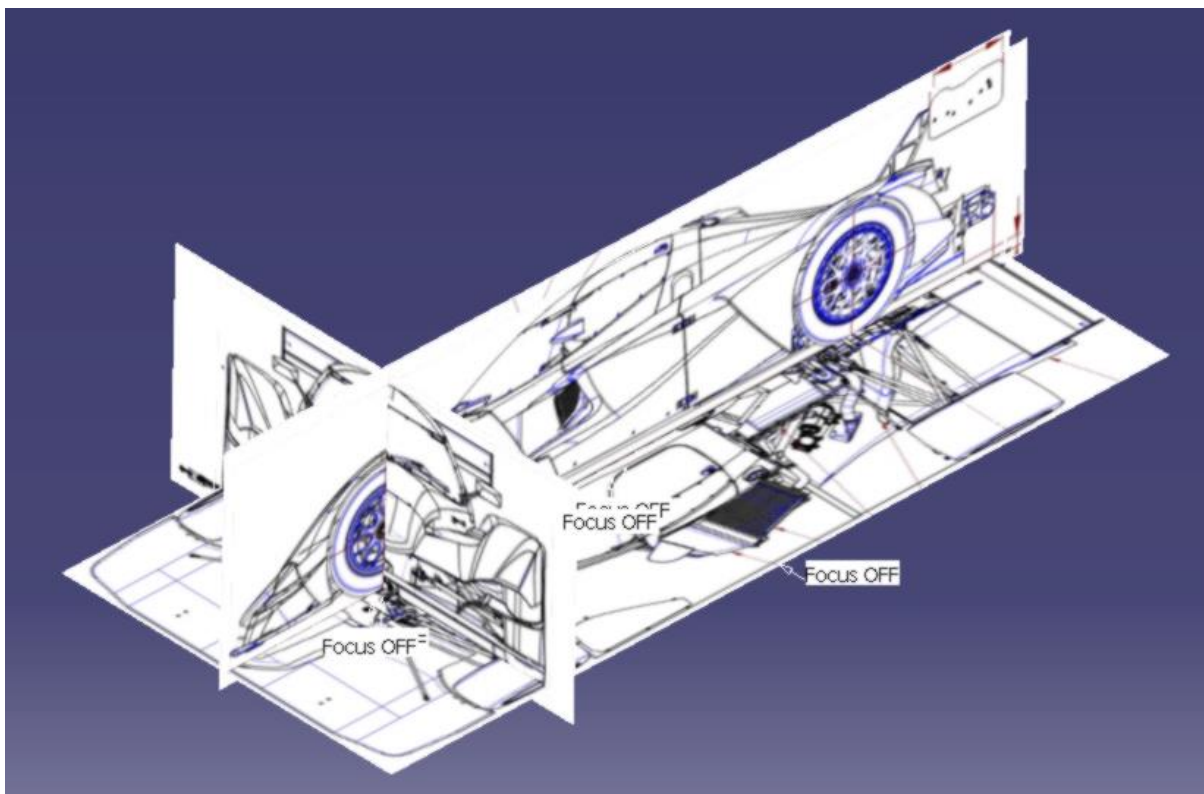
$$(33) \quad F_{rinlat} = F_{rin} \cdot \mu = 11\,585 \cdot 0.9 \cong 10\,426 \text{ N}$$

7 Výpočetní model

7.1 Modelování skořepiny

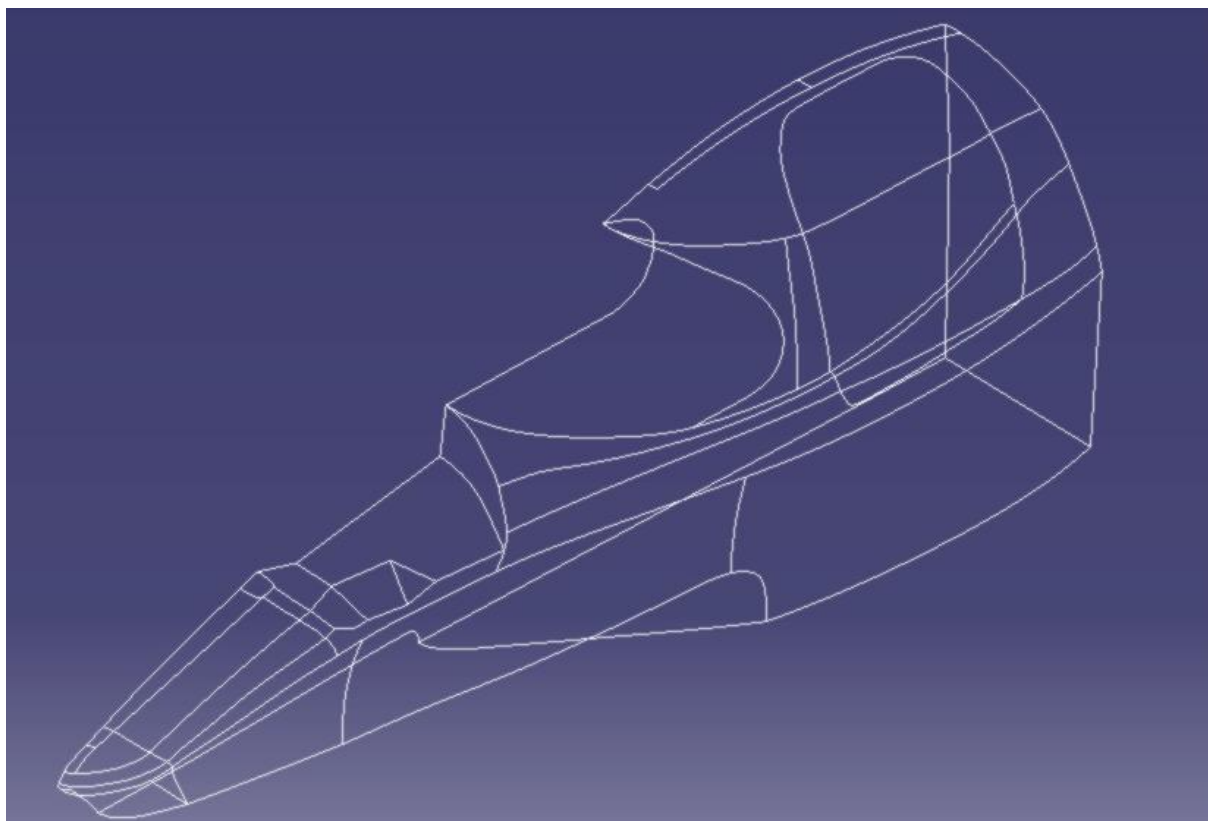
Poněvadž jsem nedostal k dispozici žádná CAD data od Pragy, byl jsem nucen si skořepinu vymodelovat sám jen na základě výkresu, který jsem dostal k dispozici. Model jsem tvořil v softwaru Catia V5R21.

Z výkresu jsem si vystříhal jednotlivé hlavní pohledy na auto. Z boku, zepředu a shora a pak pomocné pohledy, zezadu a z boku, kde byl vůz v řezu. Tyto výstřižky, jsem si naimportoval do Catie a vložil si je do jednotlivých rovin tak, aby bylo vozidlo v měřítku. Podle, mnou zvoleného, vztažného bodu v místě dotyku předního kola s vozovkou a znalosti rozvoru a rozchodu, jsem byl schopný jednotlivé pohledy takto umístit.



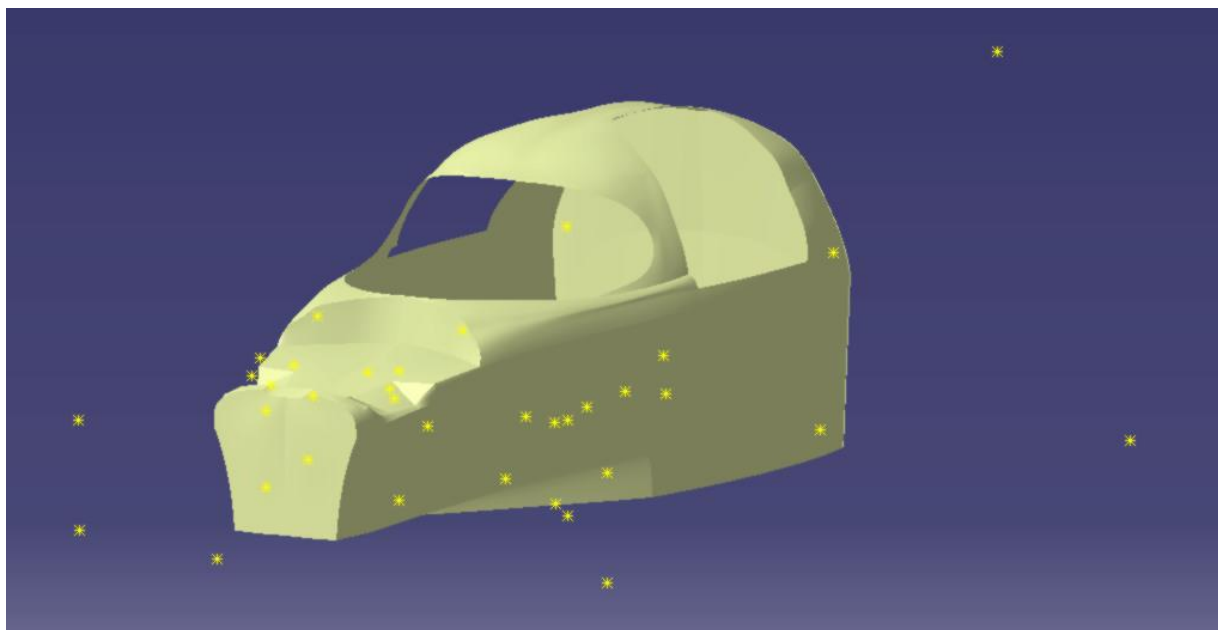
OBRÁZEK 11: POHLEDY NASÁZENÉ V JEDNOTLIVÝCH ROVINÁCH

Následně jsem pomocí funkce spline tvořil jednotlivé křivky tak, aby se moje křivka kryla s danou čarou ve všech pohledech.



OBRÁZEK 12: SKELET VYTVOŘENÝ Z KŘÍVEK

Po vytvoření této kostry jsem vyplnil prostor mezi křivkami plochami. Mezi plochami, kde se dala předpokládat tečná návaznost, byla tečnost nastavena. Následně jsem v modelu zadefinoval polohy důležitých bodů, které pak byly potřebné pro tvorbu výpočetního modelu. Byly to body styku kol s vozovkou, přípojné body mezi skořepinou a přední nápravou, přípojné body pomocného rámu, kde je uchycen motor s převodovkou, těžiště předního a zadního přitlačného křídla, odhadnuté těžiště řidiče a palivové nádrže. Po této přípravě jsem mohl přejít k tvorbě samotného výpočetního modelu.



OBRÁZEK 13: SKOŘEPINA Z PLOCH S DŮLEŽITÝMI BODY

7.2 Tvorba výpočetního modelu hliníkové skořepiny

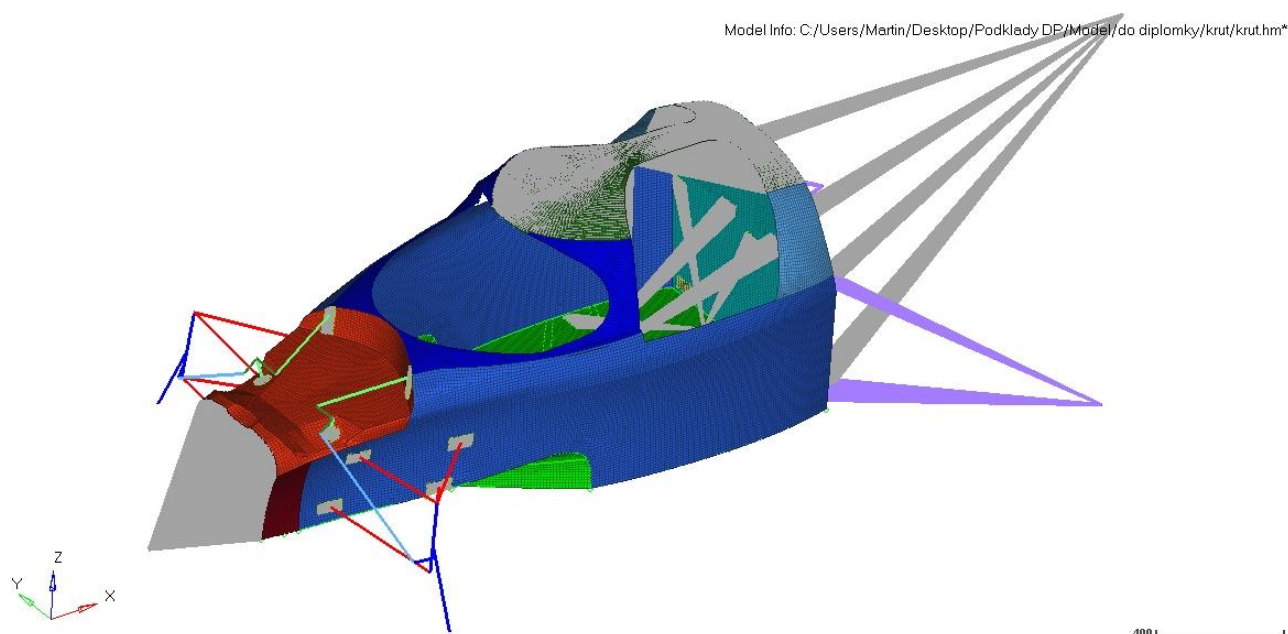
Pro tvorbu výpočetního modelu a vlastní výpočet jsem použil software Altair Hypermesh a pro samotný výpočet pak řešič stejné společnosti s názvem Optistruct.

Nejprve je potřeba vysvětlit, proč zvolil jsem model s hliníkovou skořepinou. Hliníková skořepina je sice nevyrobitelná, ale zvolil jsem ji pro prvotní analýzu proto, že při topologické optimalizaci jsou na ní vidět silové toky. Je to dáno tím, že hliník je teoreticky izotropní materiál, to znamená, že ve všech směrech má stejné vlastnosti a díky tomu lze zjistit, jak je vlastně skořepina namáhána.

Teď už k vlastní tvorbě výpočtového modelu. Po naimportování modelu z Catie do Hypermeshe jsem si skořepinu rozdělil na oblasti, kde jsem očekával podobnou skladbu kompozitu. Následně proběhlo automatické vysítování a úprava vygenerované sítě skořepiny v místech, kde měly elementy nevhodný tvar. To je takový, který je zbytečně moc podlouhlý s ostrými špičkami a poměry velikostí sousedních stran se hodně liší od 1 a tím pádem, se element vůbec nepodobá čtverci. Byly použity kvadratické elementy čtvercového tvaru, a kde to nešlo jinak, tak Hypermesh doplnil síť o elementy trojúhelníkového tvaru. Pak jsem si pro správný přepočet sil působících na skořepinu musel vymodelovat pomocí prutových elementů alespoň zjednodušeně přední nápravy. Prvek, kde pružina s tlumičem byly nahrazeny klasickým prutovým elementem. Zadní nápravy jsem nemodeloval. Ty byly nahrazeny absolutně tuhým prvkem, protože jsou připojeny na motor a převodovku, kde lze

očekávat vysokou tuhost. Takže byly nahrazeny elementem, který spojuje zadní body dotyku kol s vozovkou s přípojnými body rámu do skořepiny. Do bodů dotyku kol s vozovkou je rovnoměrně rozdělena odhadnutá hmotnost motoru a převodovky. Jejich hmotnost jsem dohromady odhadnul na 140 kg. Další hmotnosti, které mají velký podíl na hmotnosti vozu, jsou hmotnosti řidiče a paliva v nádrži. Odhadl jsem polohu těžiště řidiče a do tohoto bodu jsem zavedl hmotnost 80 kg a spojil jsem ho tuhým elementem s předpokládanými místy ukotvení bezpečnostních pásů. Totéž jsem udělal s palivovou nádrží, odhadl její těžiště a do něj jsem zavedl dalších 80 kg paliva a tento bod spojil tuhým elementem s místy, kde předpokládám připevnění nádrže ke skořepině. To bohužel vnáší do modelu chybu, která je způsobena tím, že absolutně tuhý element se svým chováním liší od tekutiny, kterou palivo je. Pro brzdění a podélné pohyby ve směru osy X, kdy by palivo teoreticky tlačilo na přední stěnu nádrže a tahalo tak za úchyty v zadní stěně skořepiny a v podlaze, bude toto vyhovovat, ale pro boční zrychlení, kdy by měla tekutina tlačit na boční stěny a ne tahat za zadní stěnu a podlahu, už to ideální nebude.

Další náhrady tuhými elementy proběhly v místě předního přítlačného křídla a v místě zadního přítlačného křídla. Odhadnuté těžiště předního křídla bylo spojeno s celou přední částí a zadní křídlo bylo napojeno stejně jako motor s převodovkou do míst, kde je ukotven pomocný rám, protože přes něj se zatížení přenáší do skořepiny.



OBRÁZEK 14: VÝPOČETNÍ MODEL V HYPERMESHI

7.3 Materiály použité ve výpočtovém modelu

Protože jsem nevěděl, z jakého materiálu a jaký tvar mají jednotlivé části náprav, zvolil a přiřadil jsem jim průřez trubkového tvaru s průměrem 25 milimetrů a tloušťkou stěny 4 milimetry. Modul pružnosti ocele $E = 210 \text{ GPa}$. Dále modul pružnosti ve smyku $G = 80 \text{ GPa}$ a Poissonovu konstantu $= 0.3$ a hustotu 7800 kg/m^3 . Pro skořepinu jsem pak použil klasický hliník s modulem pružnosti $E = 69 \text{ GPa}$, modulem pružnosti ve smyku $G = 26 \text{ GPa}$, Poissonovou konstantou $= 0.33$ a hustotou 2650 kg/m^3 .

7.4 Vlastnosti

Z výše zdefinovaných materiálů se pak vytvářejí vlastnosti, které se přiřazují jednotlivým oblastem elementů podle potřeby. Tyto vlastnosti obsahují informaci o použitém materiálu a pak jeho tloušťku nebo průřezové charakteristiky. Pro svůj model jsem si vytvořil několik takových vlastností. Pro skořepinu dvě různé hliníkové. Jednu s tloušťkou stěny 10mm a druhou s tloušťkou stěny 20 milimetrů, která byla použita na boky skořepiny. Dále jsem si vytvořil vlastnost pro nápravy, které jsem přiřadil ocel a přiřadil jsem zdefinovanou trubku o průměru 25 milimetrů a tloušťce stěny 4 milimetry. Software si pak sám dopočítal průřezové charakteristiky pro tento profil.

7.5 Zavádění zátěžných stavů

Nejprve jsem chtěl zavádět síly do bodů dotyku kol s vozovkou, které jsem si spočítal výše, ale z důvodu problematického zavazbení skořepiny v prostoru jsem se nakonec rozhodl, že naopak skořepinu zavazbím v bodech dotyku kol s vozovkou a nebudu skořepinu zatěžovat silami, ale zrychleními, které na auto při daném zatížení v jednotlivých směrech působí. Tato metoda není úplně ideální z toho pohledu, že hliníková skořepina má pravděpodobně výrazně rozdílnou hmotnost od té skutečné kompozitové. Nicméně ty místa silových toků ve skořepině jsou především dané topologií skořepiny rozložením hmotnosti, které bude podobné, a proto předpokládám, že výsledek nebude zásadně zkreslen. Jediné osamocené síly, které byly zavedeny v některých zátěžných stavech, je přitlačná síla.

V následujících tabulkách budou rozebrány jednotlivé zátěžné stavy podrobněji. Tabulky obsahují zavazbení jednotlivých kol, přetížení působící na model v jednotlivých směrech, případné silové zatížení a deformační požadavky pro jednotlivá zvolená zatížení.

Jádrem této tabulky jsou navržená zatížení a odebrané stupně volnosti pro každé zatížení zvlášť. Uvedené hodnoty ukazují podle os, ve kterých směrech byl zablokován posuv.

Zatížení	Odebrané stupně volnosti				Přetížení [9.81 m/s ²]			Osamoceně síly
	Pravé přední	Levé přední	Pravé zadní	Levé zadní	směr X	směr Y	směr Z	
Statické zatížení	X, Y, Z	X, Y, Z	Y, Z	Y, Z	0	0	-1	
Jízda maximální rychlostí	X, Y, Z	X, Y, Z	Y, Z	Y, Z	0	0	-1	Přítlak – 9.695 kN vzadu, 7.266 kN vpředu
Průjezd zatáčkou (pouze příčný ohyb)	X, Y, Z	X, Z	Y, Z	Z	0	3	-1	-
Brzdění	X, Y, Z	X, Y, Z	Z	Z	-3	0	-1	Přítlak – 9.695 kN vzadu, 7.266 kN vpředu
Krut	-	-	X, Y, Z, rotace okolo X, Y, Z	X, Y, Z, rotace okolo X, Y, Z	0	0	0	1000 Nm okolo osy X (na předních kolech)
Převrácení	Zavazbení podle směru působení síly. Pro X stejně jako pro brzdění, pro Y stejně jako pro zatáčku, pro Z stejně jako pro statické zatížení.				0	0	0	72.7 kN na střechu v jednotlivých směrech

TABULKA 2: ZATĚŽOVÁNÍ A ZAVAZBENÍ VE VÝPOČTECH

Tyto zátěžné stavy jsou nazvány ve výpočtovém modelu jako takzvané load collectory. Každý load collector definuje silové zatížení (v mém případě zrychlení) nebo zavazbení modelu v prostoru. Pro tyto load collectory se pak vytvářejí takzvané loadstepy. Ty kombinují zatížení s okrajovými podmínkami vytvořenými zavazbením. Dále je nutno zadefinovat odezвовé hodnoty. Zde lze zadefinovat, které uzly se budou sledovat a co se u nich bude sledovat. Například pro krut jsem využil uzly v místě dotyku předních kol s vozovkou a nechal jsem zde sledování posuvů ve všech směrech nebo lze sledovat vypočítanou hmotnost modelu. Podrobněji se k těmto odezvám vrátím v jedné z dalších podkapitol. Dále pro tyto odezvy se

definují optimalizační vazby, které přiřazují k sobě loadstepy a požadované odezvy a definuje jejich rozmezí, ve kterém se můžou pohybovat.

7.6 Oblast pro optimalizaci

Protože chci optimalizovat jen skořepinu a nechci optimalizovat i nápravy, je nutno zadefinovat oblast, která se v Hypermeshi nazývá design variables. Oblast, která se bude optimalizovat. Tu lze zadefinovat vybráním jednotlivých oblastí nebo vybráním patřičných vlastností. Já jsem zvolil mnou zadefinovaný hliník o tloušťce 10 milimetrů a 20 milimetrů, protože nic jiného ke skořepině přiřazeno nebylo a naopak nic jiného nemělo tyto vlastnosti. Tím jsem tedy zajistil, že se bude optimalizovat pouze skořepina a nic dalšího. Ve skořepině jsem vynechal obdélníky, které se optimalizovat nebudou, ačkoliv jsou součástí skořepiny. Jsou to místa pro inserty, kde jsou přípojné body náprav a přípojné body pomocného rámu ke skořepině a tím jsem zase zajistil, že nápravy a pomocný rám budou v každém případě se skořepinou propojeny.

7.7 Volba odezev a jejich okrajových podmínek

Pro to, aby mohl výpočet vůbec proběhnout, tak je nutné řešiči říct, co od něj vlastně požadujeme. V mém případě jsem zvolil pro každý zátěžný stav jednu nebo více deformačních podmínek. Snažil jsem se je volit tak, aby Optistruct byl schopen všechny splnit při výpočtu pro kombinaci všech zátěžných stavů. Všechny tyto hodnoty posuvů byly na základě konzultace s vedoucím práce jen zhruba odhadnuty a poupravovány tak, aby byly tyto podmínky splnitelné.

Pro krut to byl maximální dovolený posuv 5.3 milimetrů. Tato vycházela pro zvolený tuhostní požadavek na tuhost 30 000 Nm/°. Běžné vozy mívají torzní tuhost karosérie okolo 10 000 Nm/°. Tomu by podle rovnice

$$(34) \quad M = k_t \cdot \varphi$$

Odpovídalo maximální posuv přibližně 0,75 milimetrů. Bohužel tuto podmínku nebylo možno s touto hliníkovou skořepinou splnit, tak jsem musel slevit z nároků na 5.3 milimetrů posuvu, aby to bylo schopno dané podmínky splnit a aby vzhledem k topologii ty silové toky odpovídaly a nebylo to zkresleno snahou algoritmu splnit i nesplnitelné podmínky.

Dalšími body pro odezvu byly inserty, respektive jejich středy. Těm jsem dovolil nakonec maximální posuv 3.3 milimetrů. Ty jsem volil právě proto, že běžně je potřeba, aby

byla přípojná místa nápravy co nejužší a správně se přenášely síly od kol. Nejprve jsem volil 2 milimetry velké posuvy, ale to byl opět pro hliník moc přísný požadavek. Tento požadavek byl použit pro zátěžné stavy brzdění z maximální rychlosti a příčný ohyb.

Jako poslední bod pro definování deformačních požadavků jsem zvolil bod v průsečnici podlahy a boční stěny přímo pod A-sloupkem. Tady je pro podélný ohyb nastaven maximální posuv 1.5 milimetrů, pro příčný ohyb 4.1 milimetry a pro brzdění je to 0.2 milimetrů.

Poslední je pak maximální dovolený posuv bodu v těžišti plochy střechy při převrácení, který činí asi 50 milimetrů.

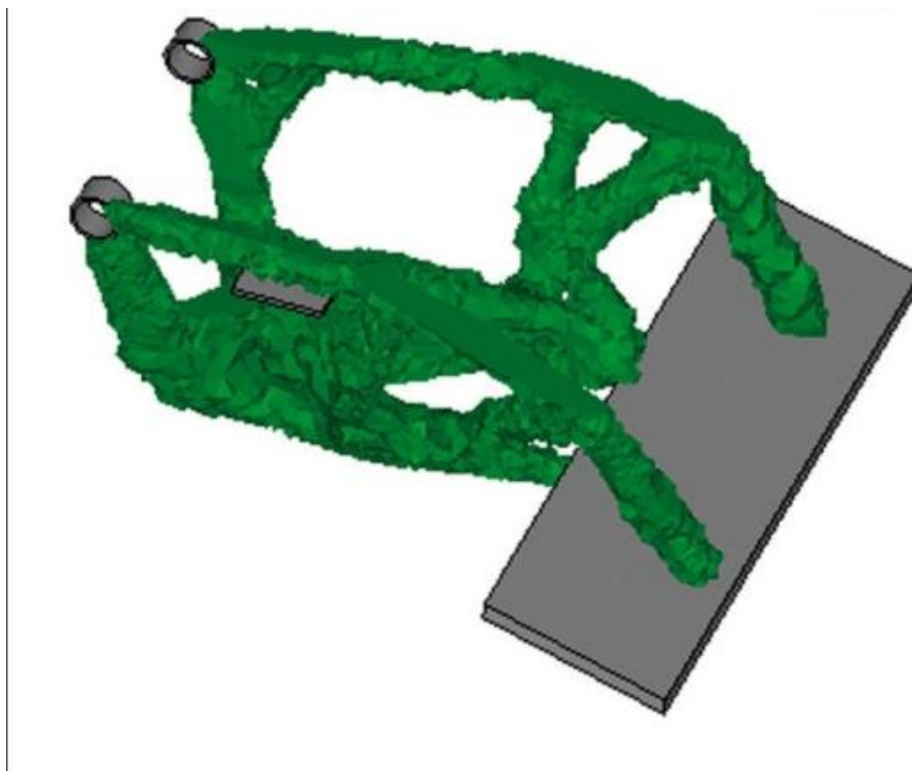
8 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace je založena na výpočtech standardní metody konečných prvků. Jedná se o iterační algoritmus, který provede konečně prvkový výpočet a zanalyzuje výsledek. Podle něj upraví topologii modelu a dále pracuje s upravenou strukturou. Pokud výsledek splňuje všechny podmínky a dostatečně konverguje k požadavkům zadaných uživatelem, tak se algoritmus ukončí a software se tak dostane k teoreticky ideální topologii, dle zadaných požadavků. Pokud nekonverguje, tak běží další a další výpočet. Proto lze nastavit maximální počet iteračních kroků, protože v případě, že by z nějakých důvodů nešlo zadané podmínky splnit, tak by nekonvergující algoritmus běžel do nekonečna.

V mém případě algoritmus provedl konečně prvkový výpočet a zanalyzoval deformace. Tam kde to pak šlo, tak snížil hustotu materiálu. Software totiž na začátku veškerý materiál považuje za ideálně izotropní a homogenní, kdy je jeho hustota rovna jedné. Pak po analýze výsledku v případě potřeby materiál, tam kde nebyl potřeba, odebíral tím způsobem, že mu snižoval hustotu. Výsledný materiál, si pak můžeme představit, jako porézni materiál, jako je například houba, kde poréznost stoupá s klesající hustotou. Na druhé straně pak může být materiál, který má hustotu rovnou nule. To znamená, že tam není vůbec žádný materiál. Prakticky lze uvažovat, že i v místech, kde je hustota blízka nule, tak není materiál potřebný žádný.

Výsledkem takové topologické optimalizace bývají většinou tvarově velice komplikované konstrukce příhradového charakteru, které jsou technologicky často nevyrobitelné nebo vyrobitelné jen velice složitě. Relativně jednoduše se tomu dokáže přiblížit jen 3D tisk a

sintrování. Jako příklad uvádím na následujících obrázcích návrh řadicích pádel pro formuli student týmu CTU Cartech. Na počátku byl blokem materiálu definován prostor, do kterého se musí pádla vejít a s podmínkami pro maximální dovolené napětí a minimální hmotnost navrhnul Optistruct následující topologii:



OBRÁZEK 15: VÝSLEDEK TOPOLOGICKÉ OPTIMALIZACE PÁDEL ŘAZENÍ TÝMU CTU CARTECH



OBRÁZEK 16: VYROBENÉ PÁDLA ŘAZENÍ TÝMU CTU CARTECH

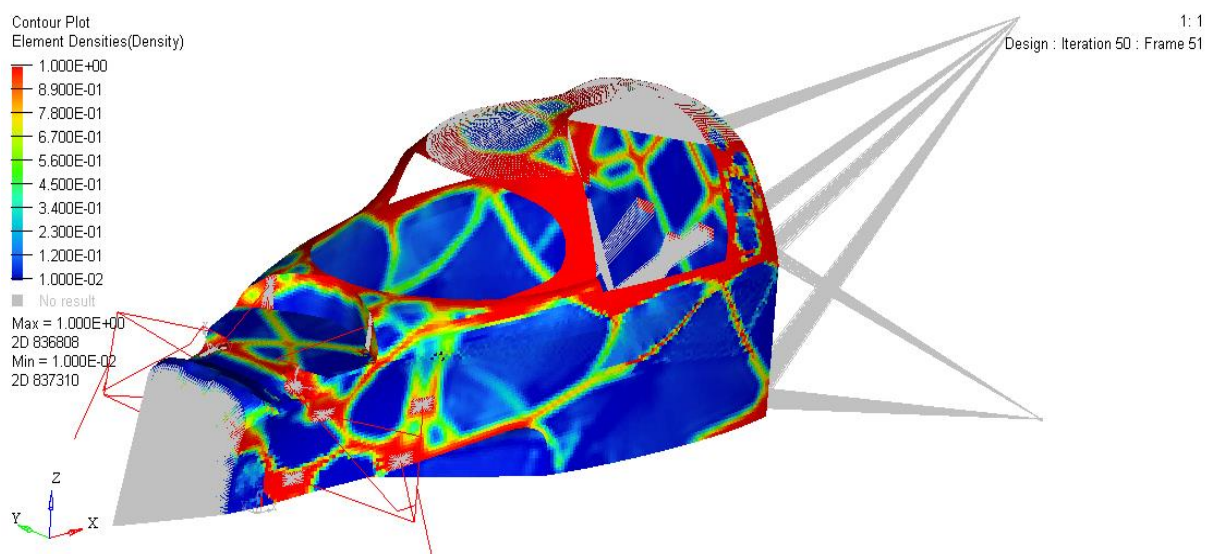
9 Výsledky topologických optimalizací

9.1 Všechny zátěžné stavy dohromady

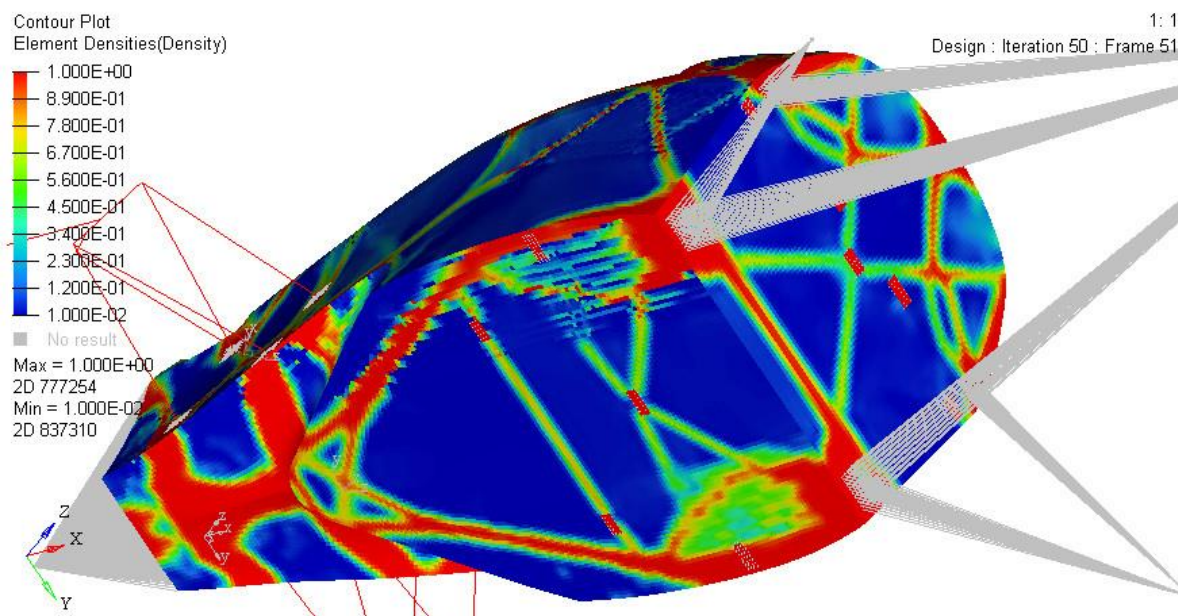
Tyto výsledky zobrazují výsledek výpočtu topologické optimalizace pro kombinaci všech definovaných zátěžných stavů dohromady.

Na konci sice Optistruct hlásí, že výsledek nekonverguje, nicméně všechny požadavky splnil a nekonverguje jen proto, že není schopen v některých případech se přiblížit hranicím některých požadavků, aniž by nepřekročil hranici u požadavku jiného.

Dále jsem pro tento způsob odečetl vlastní frekvence tohoto návrhu hliníkové skořepiny. Nejnižší vlastní frekvence této struktury je 8.6 hertzů. Nejnižší hodnota vlastní frekvence by pro karosérii měla být vyšší než 20 hertzů. Tady se ale jedná o vlastní frekvenci celého modelu, ne jen karosériové části. Jde o vlastní frekvenci modelu i s hmotnostmi, které konstrukci nijak nevyztužují, jako jsou například hmotnosti náprav. Model před optimalizací měl nejnižší vlastní frekvenci 15.8 hertzů.



OBRÁZEK 17: VŠECHNY ZÁTĚŽNÉ STAVY DOHOROMADY - ZEPŘEDU

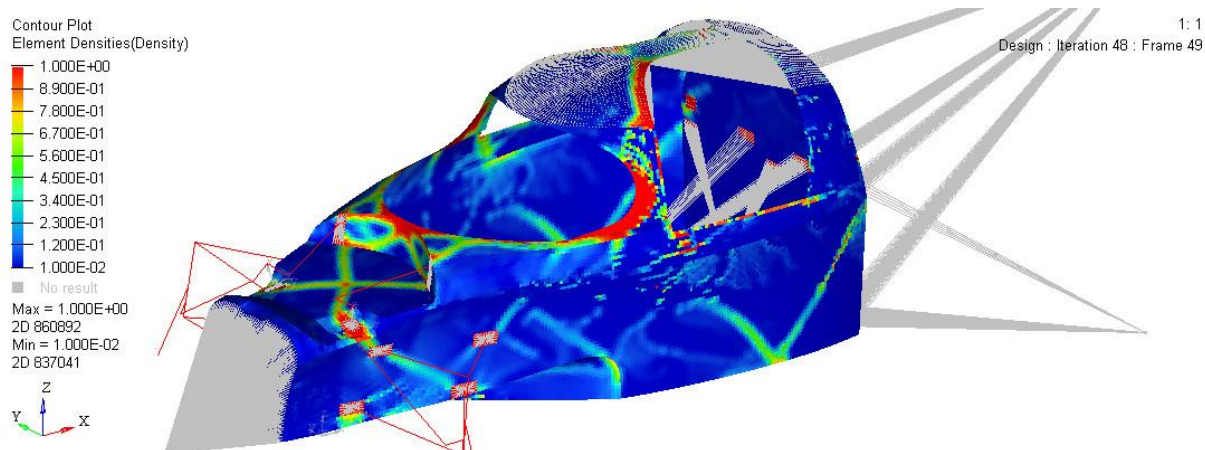


OBRÁZEK 18: VŠECHNY ZÁTĚŽNÉ STAVY DOHROMADY – ZESPODA

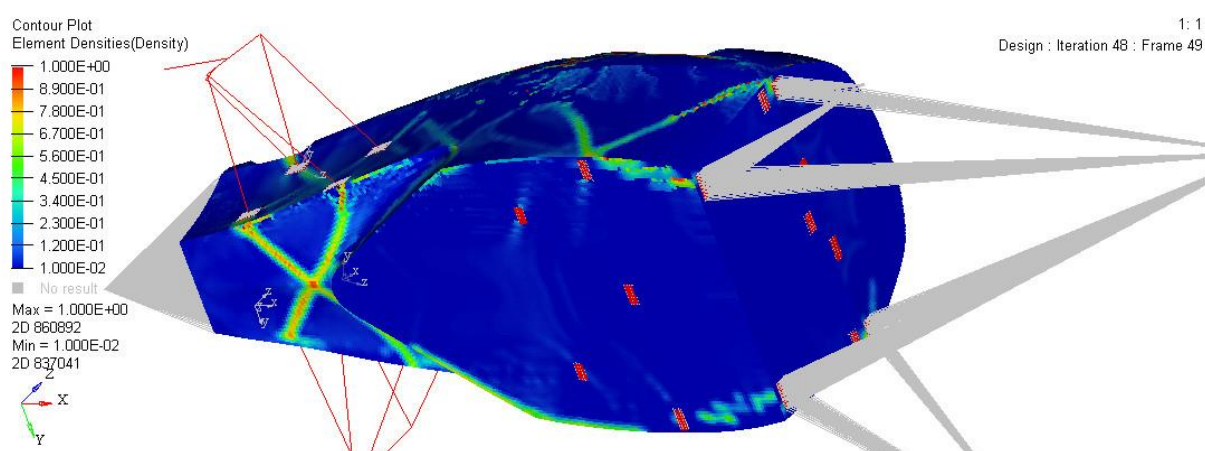
Z výsledků vyplývá, že bude velice zatížen hlavový oblouk. Toto je zjevně způsobeno zatížením střechy v případě převrácení vozu. Velice výrazné množství materiálu je v přední části vozu, která je na rozdíl od ostatních částí nejvíce zatížená při brzdění. Pak je samozřejmě materiál v okolí insertů, kterými se přenáší zatížení do skořepiny. Takže jejich nepřesně odhadnutá poloha na skořepině může taky výrazně ovlivnit tvar skořepiny.

9.2 Krut

Pro zatížení čistého krutu pro maximální dovolený posuv předního bodu dotyku kola s vozovkou, který byl zvolen 5.3 milimetrů, Optimalizace nezkonvergovala a dokonce ani Optsitruct z nějakého důvodu nebyl schopen po padesáti iteracích splnit podmínku maximálního povoleného posuvu. Na obrázcích je vidět výsledek 48. Iterace, která se nejvíce blížila splnění podmínce maximálního dovoleného posuvu. Možná by stačilo více iterací. Nicméně na boční straně jsou vidět náznaky prutů, které tam jsou pod úhlem 45 a -45 stupňů, což je pro torzní namáhání typické a vhodné a toto natočení se dokonce využívá i při výrobě hřídelí z uhlíkových vláken.



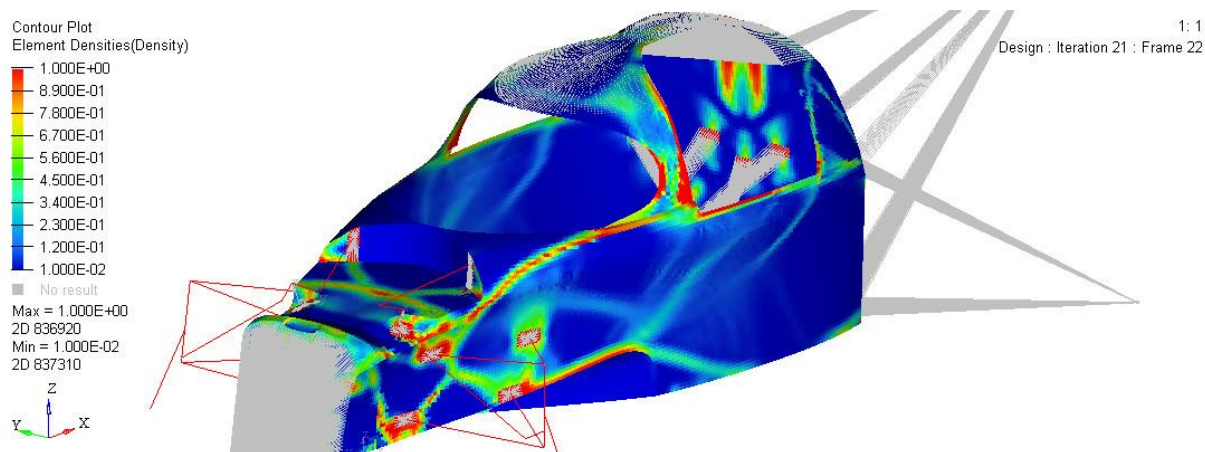
OBRÁZEK 19: KRUT - SHORA A ZEPŘEDU



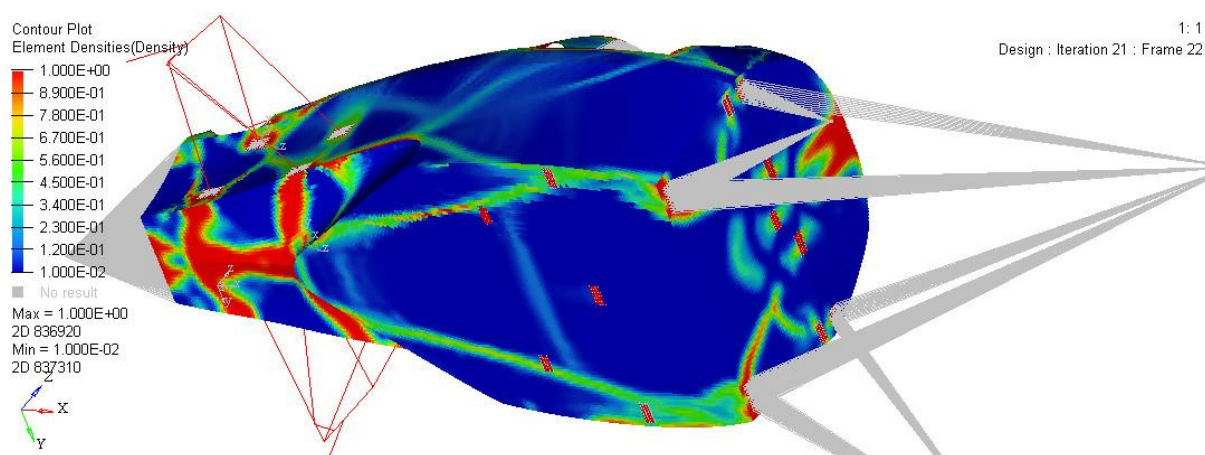
OBRÁZEK 20: KRUT - ZESPEODA A ZE ZADU

9.3 Brzdění z maximální rychlosti

Výsledek pro tento zátěžný stav taky nekonvergoval. 21 iterací splňoval výpočet podmínku pro maximální dovolený posuv insertů a dále algoritmus hledal ještě lepší možné řešení, ale tuto podmínku splňovat přestal. Proto jsem vybral právě 21. iteraci, která je na obrázcích a zároveň splňovala deformační podmínku a podmínku co nejnižší hmotnosti.



OBRÁZEK 21: BRZDĚNÍ – ZEPŘEDU

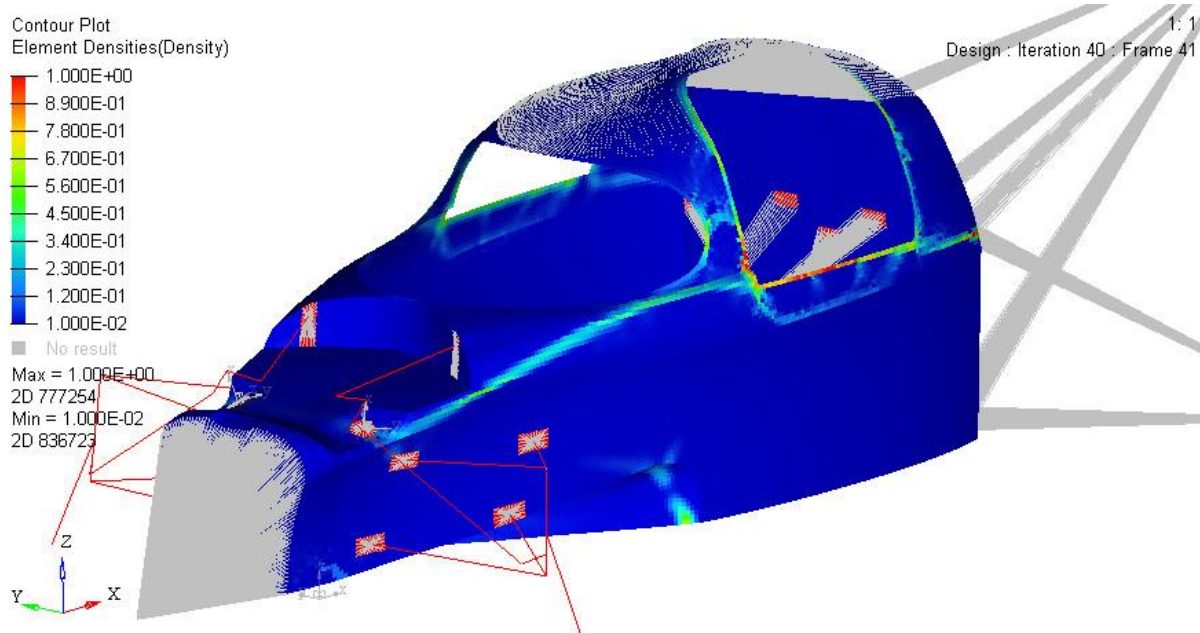


OBRÁZEK 22: BRZDĚNÍ – ZE ZADU

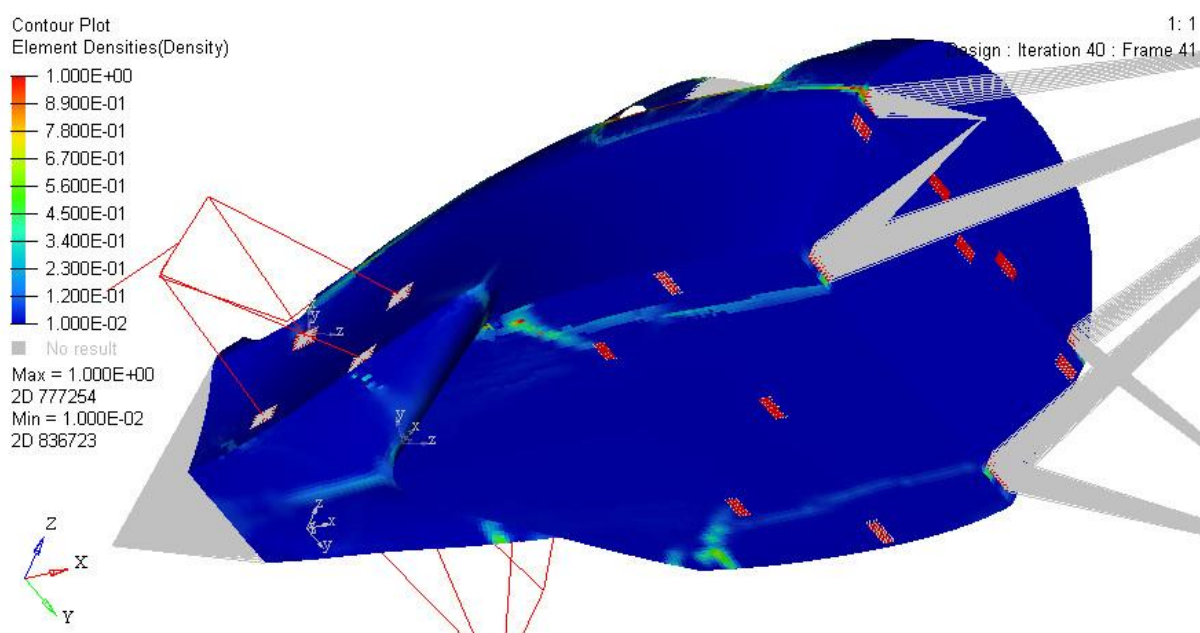
9.4 Podélný ohyb od přítlaku a vlastní hmotnosti

Jako u předešlých výpočtů, ani tento nezkonvergoval a začal se odchylovat od zadaných požadavků. Proto jsem opět zvolil iteraci, zde číslo 40, ve které ještě zadané podmínky výpočet splňoval a zároveň měl návrh minimální hmotnost.

Výsledek ovšem naznačuje, že Optistruct měl tendenci přiblížit se svou optimalizací k I-profilu. Větší množství materiálu je totiž jen v horní části a pak ve spodní části, a spojuje inserty, na kterých se vnáší zatížení od zadního křídla a má snahu je spojit s inserty, ke kterým je připojena přední náprava.



OBRÁZEK 23:PODÉLNÝ OHYB - ZEPŘEDU



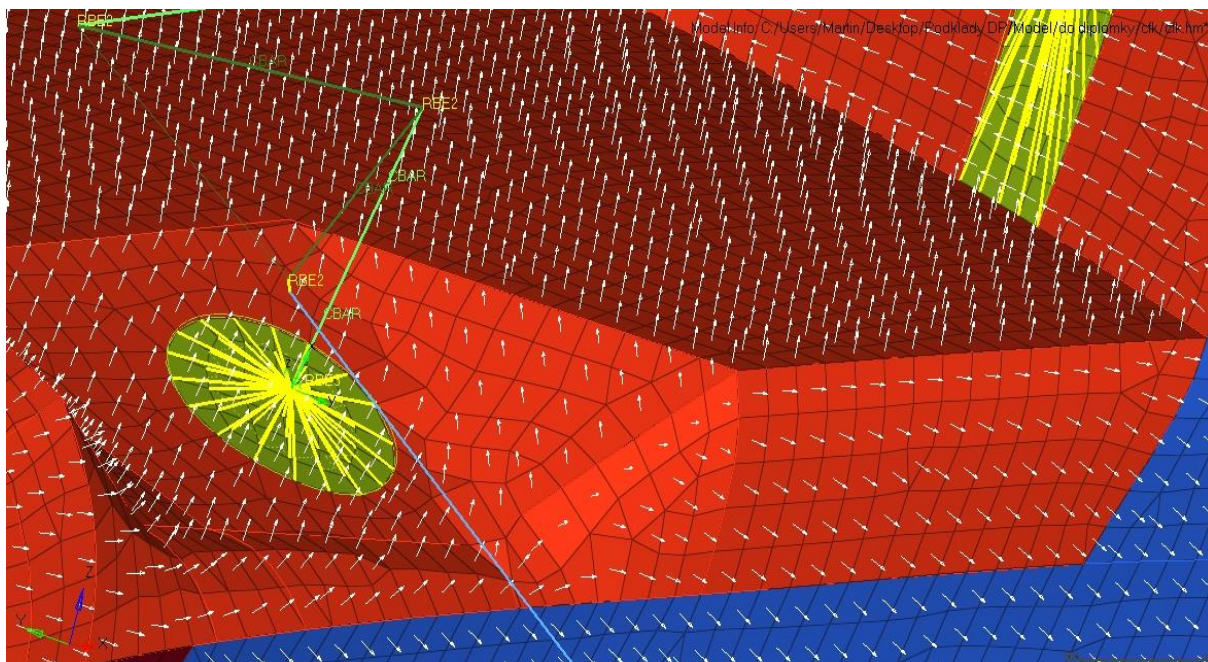
OBRÁZEK 24:PODÉLNÝ OHYB - ZEZADU

10 Tvorba kompozitové skořepiny

10.1 Definice směrů elementů a materiálu

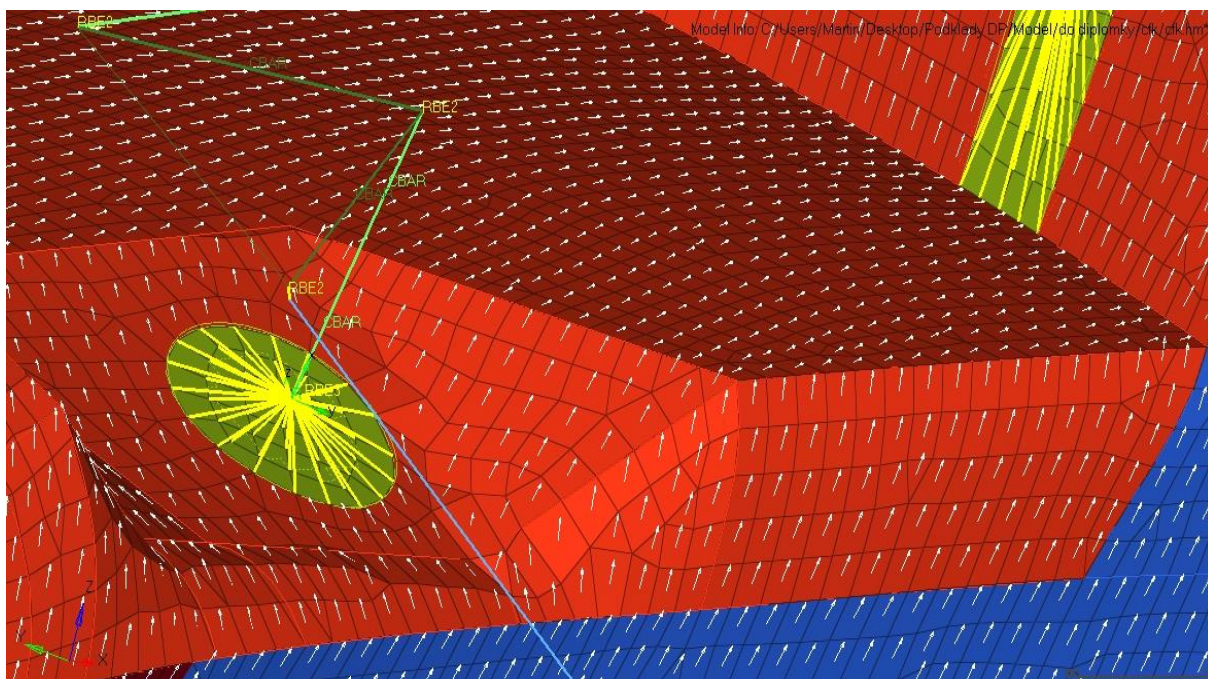
Protože u kompozitů velice záleží na směru, protože vlákna mají danou orientaci, tak je nutno správně zadefinovat směry, ke kterým se bude natočení vláken vztahovat. Nejprve bylo nutno zkontrolovat a srovnat směry normál jednotlivých elementů. Toto je podstatné

v případě, že skladba laminátu nebude symetrická. Pokud by se toto neprovedlo, software by pravděpodobně přiřazoval skladbu ze špatné strany elementu.



OBRÁZEK 25: SROVNANÉ NORMÁLY ELEMENTŮ

Dále je potřeba zkontrolovat a upravit orientaci samotných elementů. Po vytvoření sítě je jejich orientace ovlivněna tvarem elementů a je často dost náhodná. Srovnání elementů na stranových, horních a spodních površích je podle směru osy X a ostatní povrchy jsou podle směru osy Z.



OBRÁZEK 26: SROVNANÁ ORIENTACE ELEMENTŮ PRO MATERIÁL

10.2 Materiál

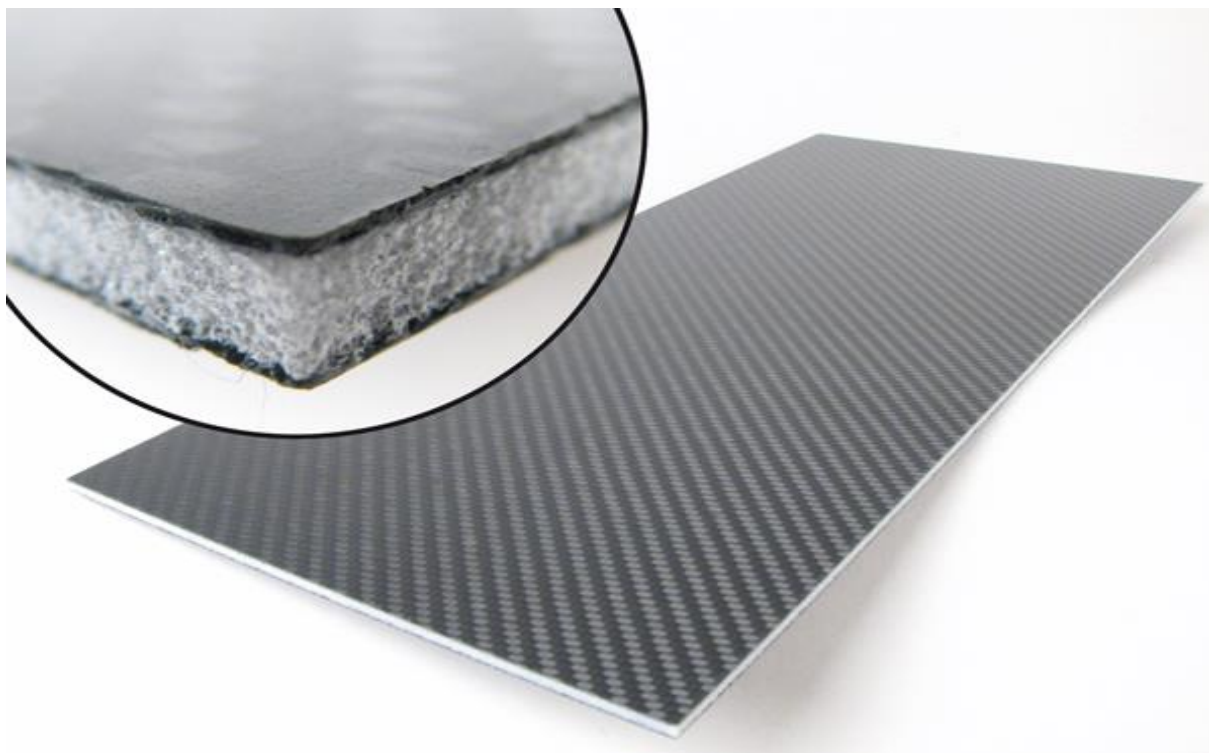
Pokud máme elementy takto připravené, tak můžeme zadefinovat materiálové vlastnosti laminátu, respektive jeho dvou části, potahového uhlíkového kompozitu a jádra. Data k materiálům jsem vzal přímo z tutoriálu. Pro ukázkou této metody vyhoví. Jedná se o uhlíkové vlákno a jako jádro je použita pěna Rohacell. Protože u uhlíkových vláken se nejedná o izotropní materiál, tak je nutno zadefinovat jeho vlastnosti ve více směrech. Podrobněji v následujících tabulkách.

	E – směr vláken [N/mm ²]	E2 – kolmo na vlákna [N/mm ²]	Nusseltovo číslo	Hustota [kg/m ³]	G12 [N/mm ²]	G1Z [N/mm ²]	G2Z [N/mm ²]
CFK	14 000	1 200	0.26	1 500	5 800	5 400	5 400
Dovolené hodnoty napětí [N/mm ²]							
	Po směru vláken		Kolmo na směr vláken		Střih		
	Tah	Tlak	Tah	Tlak			
CFK	2 000	1 500	70	230	90		

TABULKA 3: MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI CFK [4]

	E [N/mm ²]	Nusseltovo číslo	Hustota [kg/m ³]
Rohacell	36	0.385	320
	Dovolené hodnoty [N/mm ²]		
	Tlakové napětí	Tahové napětí	Smykové napětí
Rohacell	1	0.4	0.4

TABULKA 4: MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI JÁDRA [4]



OBRÁZEK 27: UKÁZKA SANDVIČOVÉ KONSTRUKCE - ROHACELLOVÉ JÁDRO A UHLÍKOVÝ POTAH [8]

10.3 Definice vrstev

Po zdefinování materiálů, ze kterého bude laminát vyroben, je nutno zdefinovat jednotlivé vrstvy, ze kterých se laminát bude skládat. Protože Optistruct umí materiál jen ztenčovat, je nutno, abychom zdefinovali vrstvy tlustší, než očekáváme, že bude potřeba. Proto jsem vrstvy zdefinoval takto:

Materiál	Orientace	Tloušťka
CFK	0°	2 mm
CFK	45°	2 mm
CFK	90°	2 mm
CFK	-45°	2 mm
Rohacell	180°	15 mm

TABULKA 5: ZADFINOVANÉ VRSTVY

U jádra jsem volil natočení 180°, to znamená jiné než u potahu, kde je 0°. Dělá se to proto, aby šlo pak po výpočtu zobrazit tloušťky jednotlivých vrstev se stejným natočením a aby mi jádro nesplývalo s uhlíkovými vlákny, které mají natočení 0 stupňů. Pokud by měly stejnou hodnotu, tak by to zobrazovalo součet jejich celkových tlouštěk.

10.4 Vytvoření laminátu

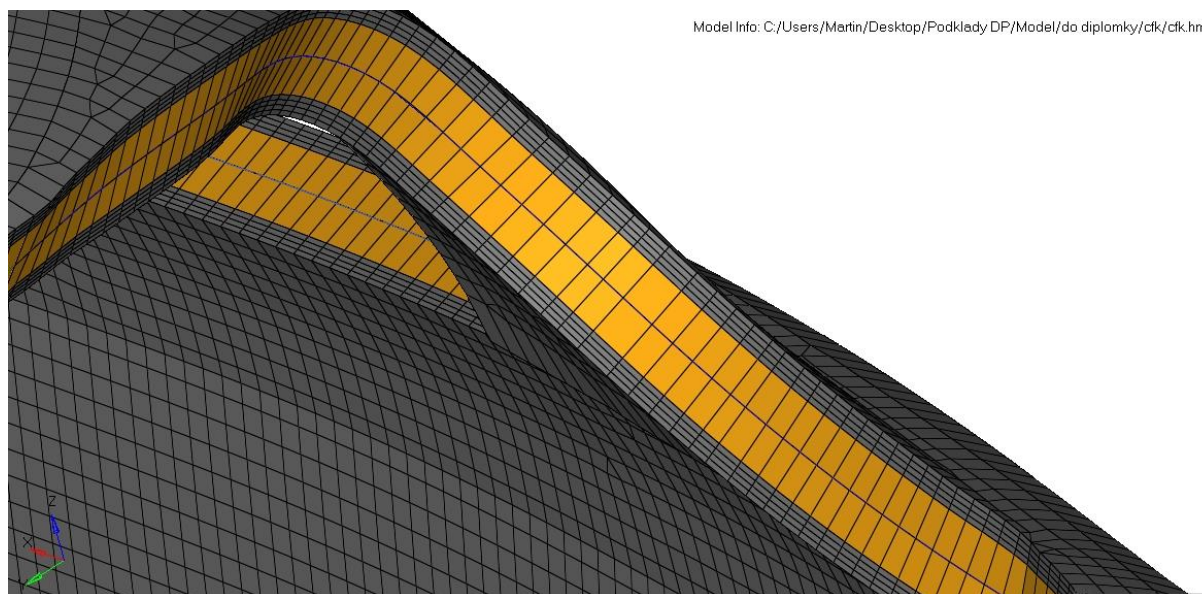
Když máme zadefinované vrstvy, tak si můžeme začít skládat laminát do takové podoby, v jaké ho chceme. Já jsem zvolil symetrický laminát sendvičové konstrukce. Jeho výhodou je, že se odstraní vazba mezi ohybem a tahem a mezi krutem a tahem. Pro to, aby to laminát splňoval, musí být symetrický z hlediska tloušťek vrstev, orientace a samozřejmě mechanických vlastností, to znamená materiálu. Já jsem tedy zvolil tuto skladbu:

Materiál	Natočení
CFK	0°
CFK	45°
CFK	-45°
CFK	90°
Rohacell	180°
CFK	90°
CFK	-45°
CFK	45°
CFK	0°

TABULKA 6: SLOŽENÍ LAMINÁTU

Protože jsem vrstvu s úhlem natočení 45° dal do těsného sousedství s vrstvou s natočením opačným, to je -45°, tak jsem docílil nejen symetrického laminátu, ale dokonce laminátu vyrovnaného. To je laminát, kde je odstraněna i vazba mezi ohybem a krutem.

Vytvořený laminát můžeme nyní přiřadit patřičným elementům, což jsou v mém případě všechny elementy patřící ke skořepině mimo místa, kde jsou inserty pro připojení náprav nebo pomocného rámu. [2]



OBRÁZEK 28: SENDVIČ PŘÍRAZEN ELEMENTŮM

10.5 Definování dalších parametrů

Po vytvoření laminátu můžeme nyní tento laminát přiřadit jako vlastnost patřičným elementům a můžeme opět vytvořit variabilní oblast, která se bude optimalizovat. Opět to bude celá skořepina, kromě míst, kde jsou připojeny nápravy a pomocný rám s převodovkou a motorem.

Dalším parametrem, který je vhodný si zvolit, je minimální šířka, jakou Optistruct zachová okolo silových toků. To znamená, že když bude chtít vytvořit například tenký pásek nějaké vrstvy, který by měl třeba jen 5 milimetrů, což by se velmi špatně vyrábělo, takový tenký pásek by se z tkaniny těžko stříhal, tímto parametrem bude tedy Optistruct omezen a nepůjde pod zadanou hodnotu. Já jsem zvolil tuto šířku 100 milimetrů. Z vlastní zkušenosti vím, že takto široký pás jde bez problému vyrobit.

Dále si lze zvolit minimální tloušťku navrženého laminátu, pod kterou při návrhu nesmí Optistruct jít. Minimální tloušťku jsem zvolil 2 milimetry. Taky je možno zvolit maximální tloušťku laminátu, kterou naopak Optistruct nesmí překročit. Tu jsem zvolil 25 milimetrů.

10.6 Definování odezev

Stejně jako pro hliníkovou skořepinu tak i pro kompozitovou je nutno zadefinovat odezvy. První bude hmotnostní odezva a druhou je takzvaný „weighted compliance“ dále jen

WCOMP. Tato odezva porovnává vlivy jednotlivých zatížení na danou strukturu a pomocí ní optimalizuje strukturu podle zatížení, která má největší vliv respektive váhu.

Představte si, že máme dvě zatížení. Ohyb a krut a vliv ohybu na konstrukci je 100krát větší než vliv krutu na konstrukci (třeba kvůli vyššímu zatížení). To znamená, že když oběma zatížením dáme váhový faktor roven jedné, tak bude návrh determinován a řízen prakticky jen ohybem, který bude mít na výsledek mnohem větší vliv než krut. Platí následující rovnice:

$$(35) \quad \sum WCOMP = x \cdot COMP(a) + y \cdot COMP(b)$$

x je váhový faktor prvního zatížení, $COMP(a)$ je vliv prvního zatížení, y je váhový faktor druhého zatížení a $COMP(b)$ je vliv druhého zatížení.

10.7 Definice vazeb a objektivní funkce

Jedinou vazbou, kterou jsem zde vytvořil, je vazba hmotnostní. Po převážení modelu lze zvolit a zadefinovat hmotnost, které by chtěl člověk dosáhnout.

Jako objektivní funkci jsem zvolil minimalizaci WCOMP parametru, který byl definován výše.

Po zvolení těchto dvou parametrů už je vše připraveno ke spuštění výpočtu.

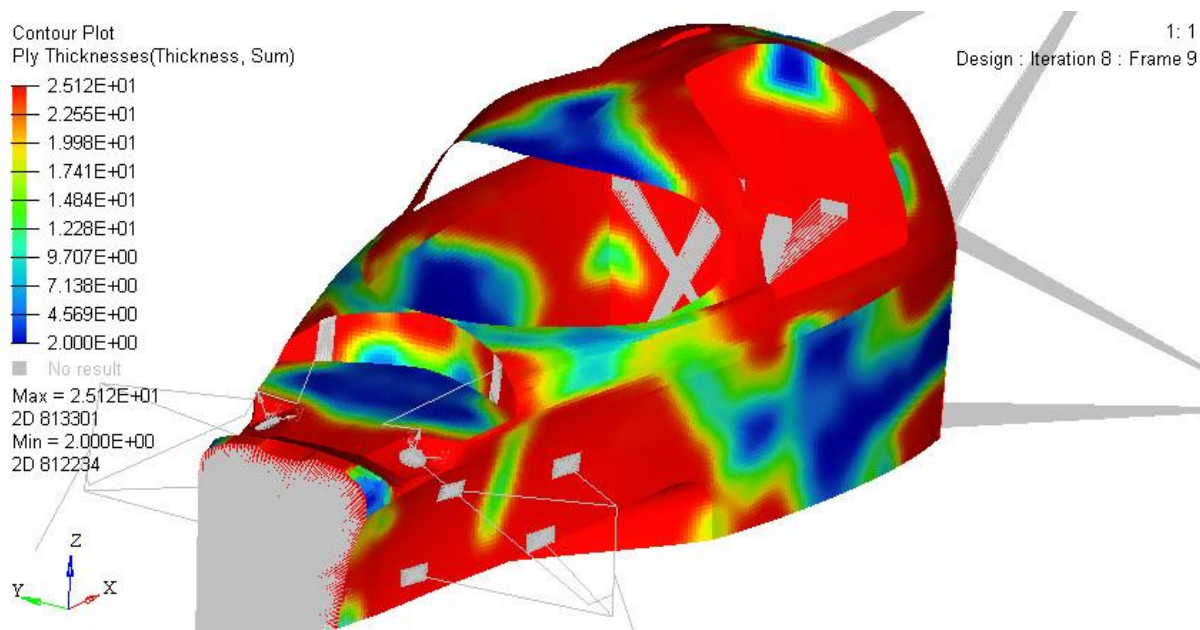
10.8 Zatížení kompozitové skořepiny

Definované zatížení a okrajové podmínky odpovídají zatížení hliníkové skořepiny. Vyskytl se zde problém se zatížením střechy, které bylo zřejmě, pro daná omezení tloušťky kompozitu, moc vysoké a optimalizace probíhala nekorektně. Optistruct neumí počítat s pravděpodobným poškozením materiálu a proto vycházely výsledky nesmyslně. Proto jsem zde tento způsob zatížení vyloučil.

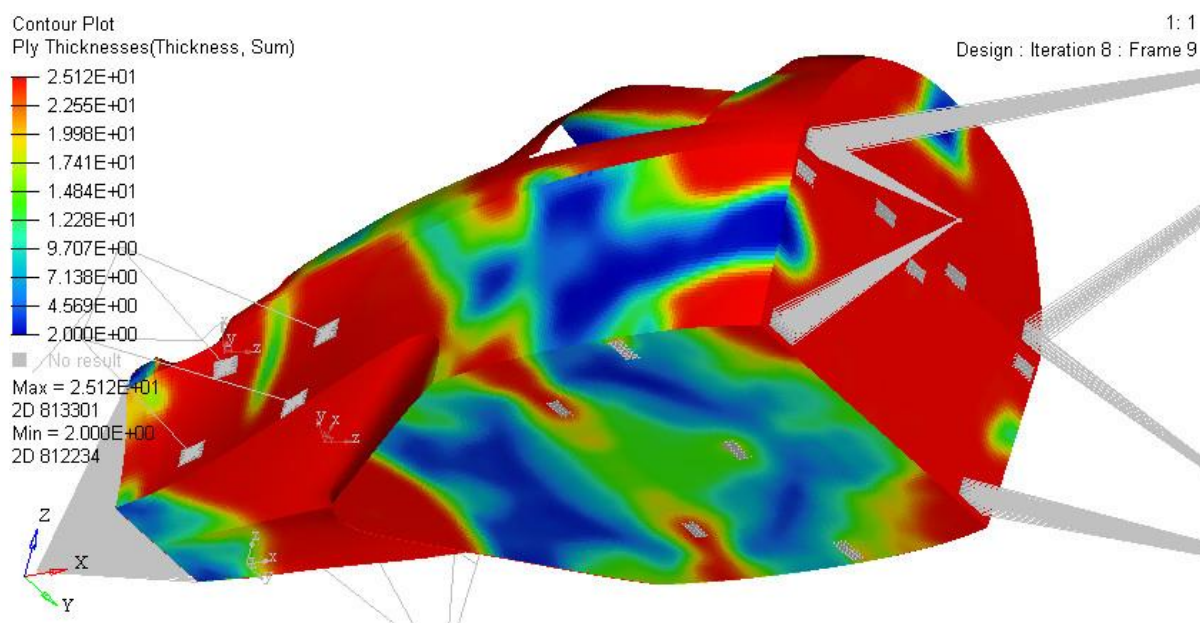
11 Výsledky optimalizace skladby kompozitu

Optimalizovány byly tloušťky vrstev s konkrétním natočením vláken a jádra. Tyto pak určují potřebný počet vrstev tkaniny v daném směru natočení. Optistruct pak ukáže celkovou tloušťku celého výsledného kompozitu, ale umí zobrazit i tloušťky elementů podle definovaného natočení. Optimalizace zkonvergovala po osmi iteracích a bylo dosaženo, co nejnižší hmotnosti. Výsledky jsou vidět na následujících obrázcích. Hodnoty na stupnicích

jsou v milimetrech a u uhlíkových vláken jsou to celkové tloušťky v celém kompozitu, to znamená obou stejně natočených částí v symetrickém kompozitu.



OBRÁZEK 29: CELKOVÁ TLOUŠŤKA KOMPOZITU - ZEPŘEDU

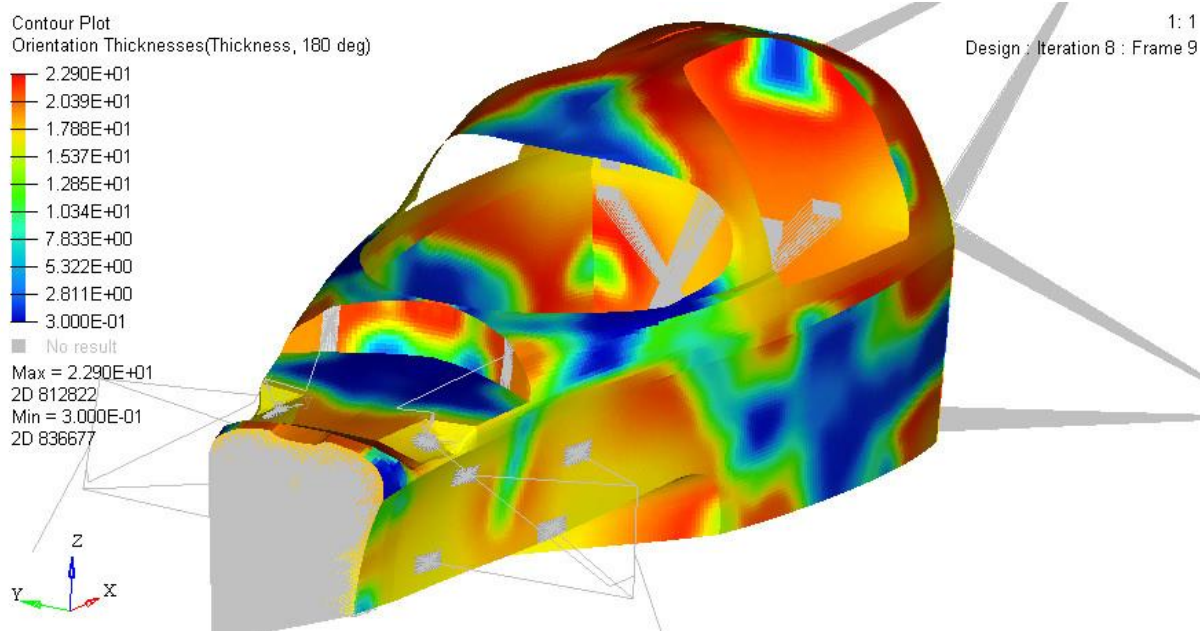


OBRÁZEK 30: CELKOVÁ TLOUŠŤKA KOMPOZITU - ZESPODA A ZEZADU

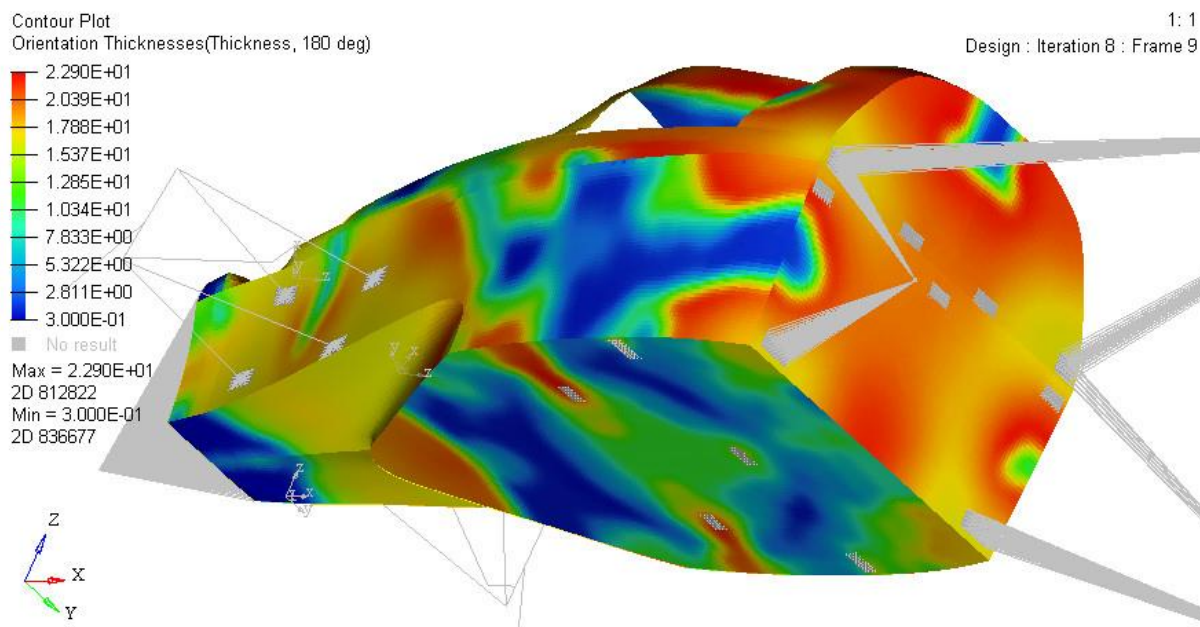
Z výsledků je patrné, že nejtlustší kompozit bude v zadní části vozu, na kterou působí hmotnost převodovky, motoru a pomocného rámu. Navíc jsou zde uchyceny bezpečnostní pásy řidiče a nádrž. Dále je kompozit nejtlustší v přední části, kde jsou uchyceny přední nápravy. Naopak nejtenčí je v podlahové části skořepiny a v bočních stěnách.

Pro navrženou strukturu skladby kompozitu vychází vlastní frekvence celého modelu asi 11.83 hertzů. Torzní tuhost oproti hliníkové struktuře se zvýšila. Deformace pouze při krutu a této skladbě byla 1.45 milimetrů, což zhruba vychází na 15 000 Nm/°. (Přibližně dvojnásobná deformace než u výše zmíněné tuhosti 30 000 Nm/°)

Výsledky po jednotlivých vrstvách jsou na následujících obrázcích.



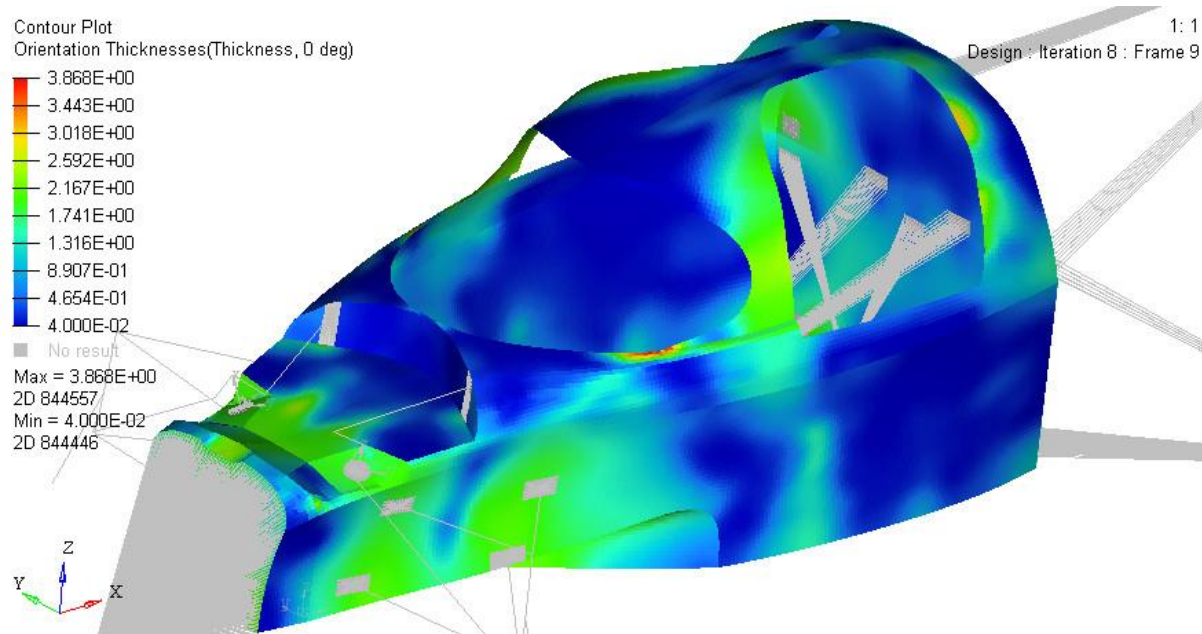
OBRÁZEK 31: TLOUŠŤKA ROHACELLOVÉHO JÁDRA – ZEPŘEDU



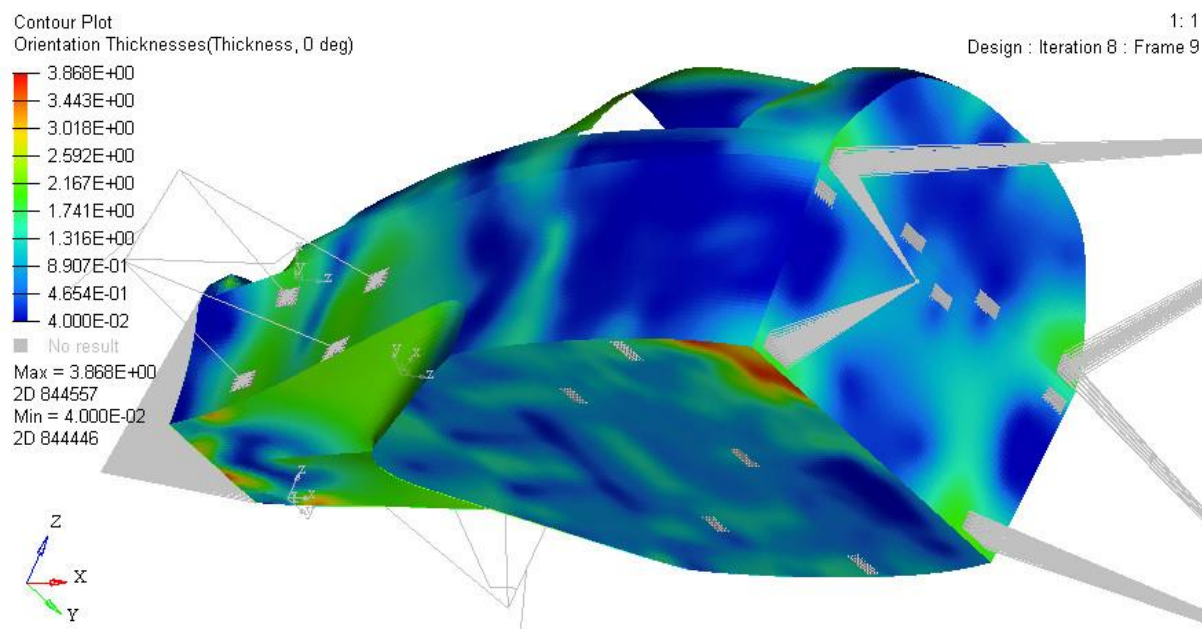
OBRÁZEK 32: TLOUŠŤKA ROHACELLOVÉHO JÁDRA - ZE ZADU A ZESPODA

Na těchto obrázcích je vidět navržená tloušťka rohocellového jádra kompozitu. Z principu funkce sendvičové konstrukce a navržené tloušťky jádra lze zjistit, které části budou nejvíce namáhány na ohyb.

Další vrstvy už jsou z uhlíkových vláken s natočením 0, 45, 90 a -45 stupňů.

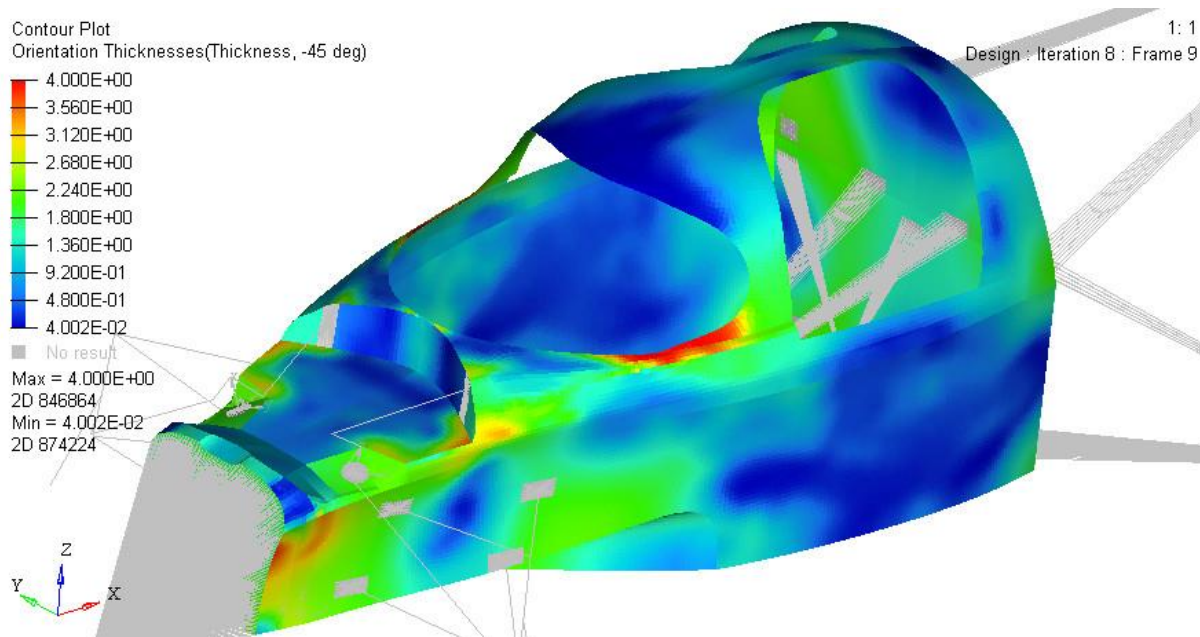


OBRÁZEK 33: TLOUŠŤKA VRSTEV Z UHLÍKOVÉHO VLÁKNA S NAOTČENÍM 0° - ZEPŘEDU

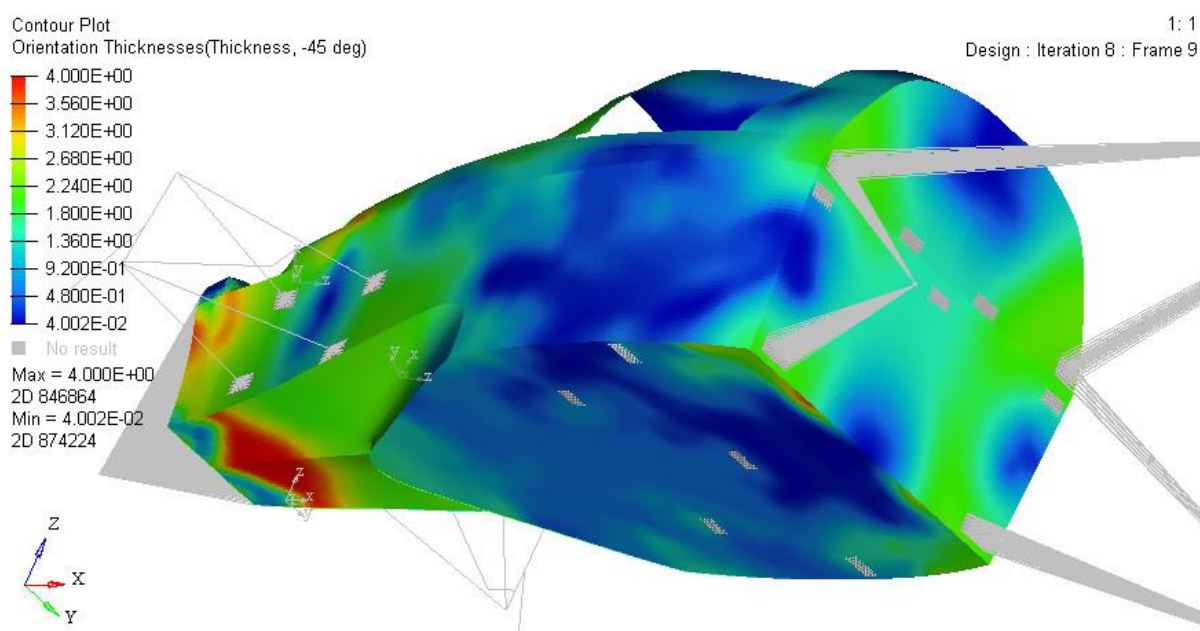


OBRÁZEK 34: TLOUŠŤKA VRSTEV Z UHLÍKOVÉHO VLÁKNA S NAOTČENÍM 0° - ZESPODA

Oproti vrstvám s jiným natočením je potřeba té s natočením 0 stupňů relativně málo. Zřídka a lokálně lze najít požadavek na větší tloušťku.



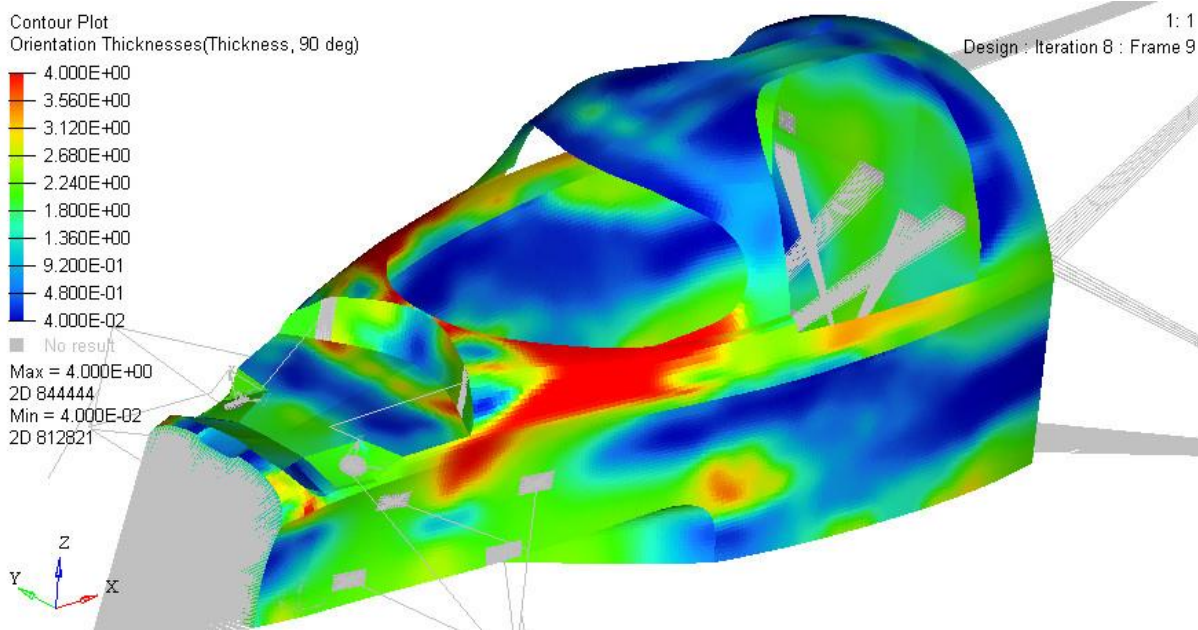
OBRÁZEK 35: TLOUŠŤKA VRSTEV Z UHLÍKOVÉHO VLÁKNA S NAOTČENÍM 45° A -45° - ZE ZADU



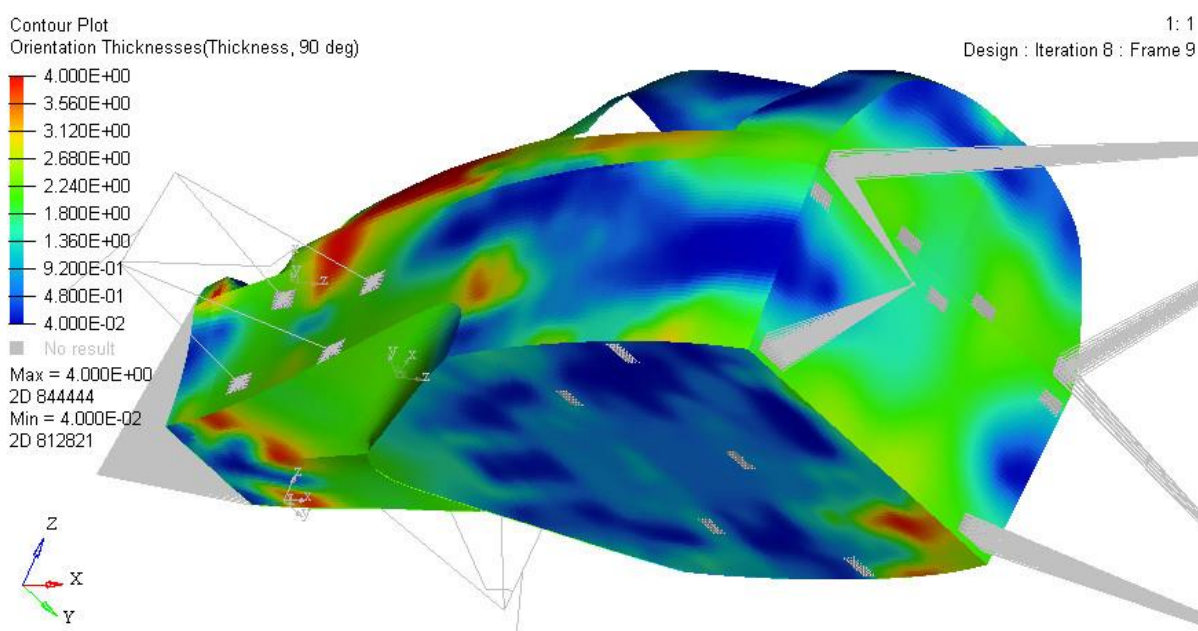
OBRÁZEK 36: TLOUŠŤKA VRSTEV Z UHLÍKOVÉHO VLÁKNA S NAOTČENÍM 45° A -45° - ZE ZADU

Pro natočení 45 stupňů a -45 stupňů vychází tloušťka materiálu naprosto stejná. Protože toto natočení je typické pro torzní zatížení, lze z něj zjistit, která místa jsou nejvíce krutem namáhána.

A nakonec výsledek pro požadovanou tloušťku uhlíkových vláken s natočením 90 stupňů.



OBRÁZEK 37: TLOUŠŤKA VRSTEV Z UHLÍKOVÉHO VLÁKNA S NAOTČENÍM 90° - ZEPŘEDU



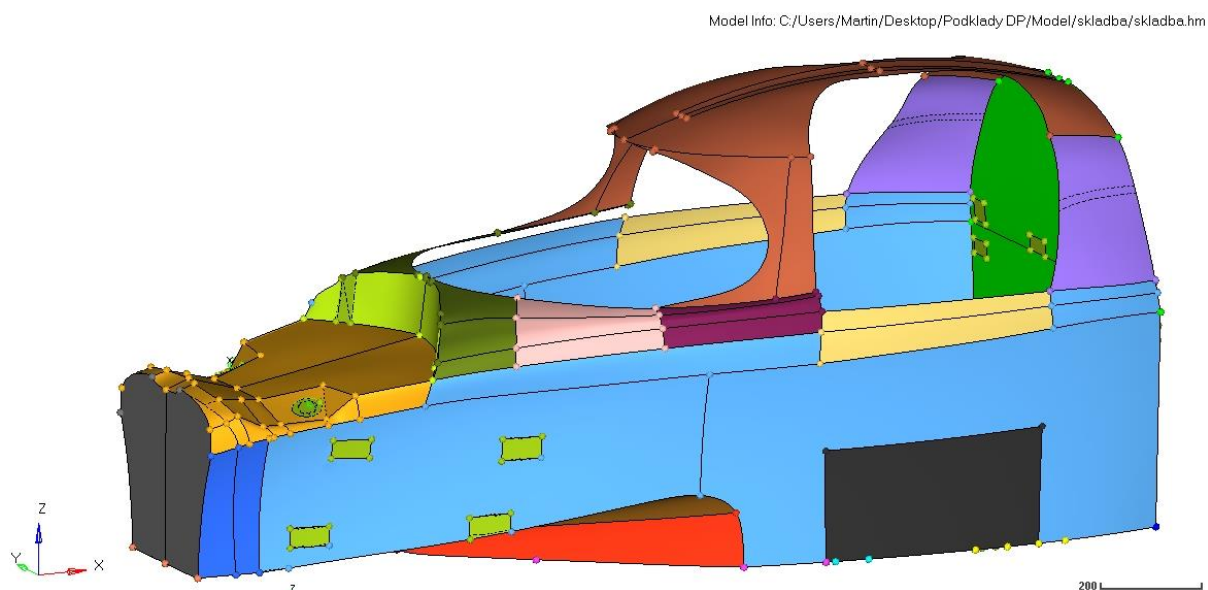
OBRÁZEK 38: TLOUŠŤKA VRSTEV Z UHLÍKOVÉHO VLÁKNA S NAOTČENÍM 90° - ZE ZADU

12 Návrh skladby kompozitu

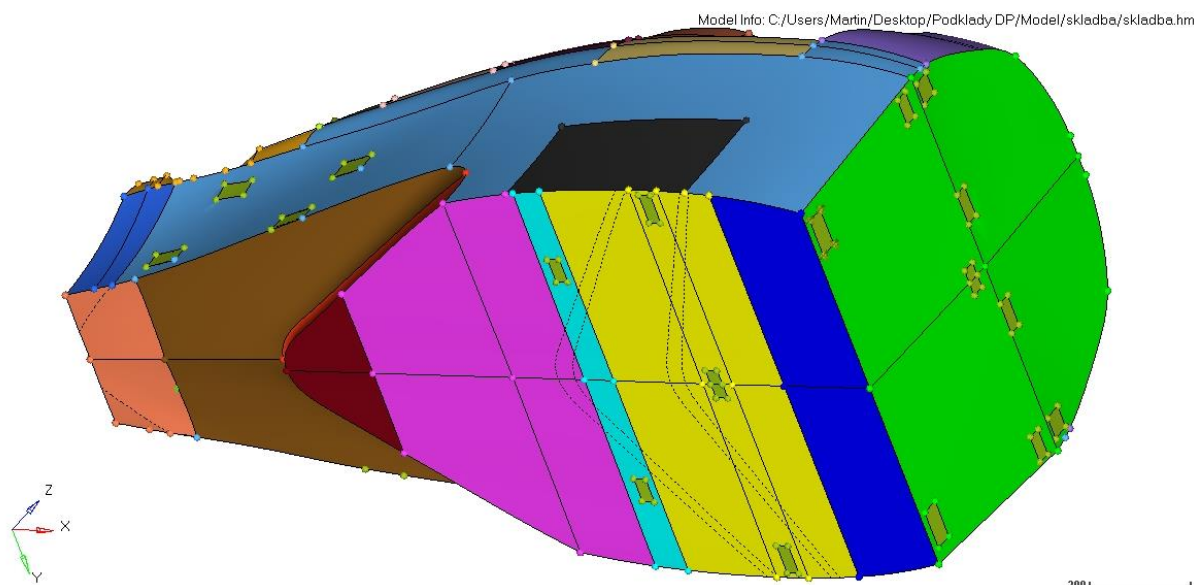
12.1 Rozdělení skořepiny

Pro návrh kompozitu jsem si skořepinu rozdělil na oblasti, tak, aby to odpovídalo podobným tloušťkám jednotlivých uhlíkových vrstev. Rozdělení jsem provedl na základě výsledků optimalizace skladby, které jsou výše. Pro tento krok je důležité, na kolik oblastí si

člověk skořepinu rozdělí. Čím více jich je, tím víc je člověk schopen se přiblížit výsledkům optimalizace. Jednotlivé oblasti jsem odlišil barvičkami a těm jsem pak přiřazoval patřičné tloušťky.



OBRÁZEK 39: PŘIPRAVENÁ SKOŘEPINA PRO NÁVRH SKLADBY



OBRÁZEK 40: PŘIPRAVENÁ SKOŘEPINA PRO NÁVRH SKLADBY – ZE ZADU

12.2 Návrh tlouštěk podle výsledků

Pro takto připravenou skořepinu jsem pak mohl navrhnout skladbu. Tloušťky jednotlivých vrstev jsem přiřazoval podle barev. Následující tabulka obsahuje tloušťky pro celou vrstvu v laminátu dohromady. Zobrazuji zde pro přehlednost a názornost, protože

vychází z obrázků výše. Laminát však má být symetrický a proto je nutno ještě tyto hodnoty podělit dvěma a rozdělit. Ty jsou vidět pak hned v další tabulce.

	Rohacell [mm]	90° [mm]	45° [mm]	0° [mm]	- 45° [mm]
	23	2.8	2.4	2.2	2.4
	18	4	3.2	4	3.2
	16	3.8	2.4	1.6	2.4
	23	1.4	1	1.6	1
	10.1	1.8	1	1.6	1
	23	2.4	2.4	2.2	2.4
	20	2.4	1.6	1.6	1.6
	17.6	2.4	2.4	2.2	2.4
	3	4	4	3	4
	15	2.6	0.6	1	0.6
	23	4	2	2	2
	23	2.8	0.7	0.6	0.7
	23	2.4	2.2	2.6	2.2
	21	3.2	1.4	0.6	1.4
	14	4	4	3.6	4
	18	4	2.8	1.4	2.8
	17	2	2.3	2.6	2.3
	23	4	1.6	1.6	1.6
	18	2.4	1.4	1.4	1.4
	16	2.4	2.4	2.4	2.4
	20	3.6	2.4	2.4	2.4

TABULKA 7: NAVRŽENÉ TLOUŠTKY

	0° [mm]	45° [mm]	-45° [mm]	90° [mm]	Rohacell [mm]	90° [mm]	-45 [mm]	45° [mm]	0° [mm]
	1.1	1.2	1.2	1.4	11.5	1.4	1.2	1.2	1.1
	2	1.6	1.6	2	9	2	1.6	1.6	2
	0.8	1.2	1.2	1.6	8	1.6	1.2	1.2	0.8
	0.8	0.5	0.5	0.7	11.5	0.7	0.5	0.5	0.8
	0.8	0.5	0.5	0.9	5.2	0.9	0.5	0.5	0.8
	1,1	1.2	1.2	1.2	11.5	1.2	1.2	1.2	1,1
	0.8	0.8	0.8	1,2	10	1,2	0.8	0.8	0.8
	1.1	1.2	1.2	1.2	8.8	1.2	1.2	1.2	1.1
	1.5	2	2	2	1.5	2	2	2	1.5
	0.5	0.3	0.3	1.3	7.5	1.3	0.3	0.3	0.5
	1	1	1	2	11.5	2	1	1	1
	0.3	0.7	0.7	1.4	11.5	1.4	0.7	0.7	0.3
	1.3	1.1	1.1	1,2	11.5	1,2	1.1	1.1	1.3
	0.3	0.7	0.7	1.6	10.5	1.6	0.7	0.7	0.3
	1.8	2	2	2	7	2	2	2	1.8

	0.7	1.4	1.4	2	9	2	1.4	1.4	0.7
	1.3	0.8	0.8	1	8.5	1	0.8	0.8	1.3
	0.8	1.2	1.2	2	11.5	2	1.2	1.2	0.8
	0.7	1.6	1.6	1.2	9	1.2	1.6	1.6	0.7
	1.2	1	1	1.2	8	1.2	1	1	1.2
	1.2	1.2	1.2	1.8	10	1.8	1.2	1.2	1.2

TABULKA 8: NÁVRH KOMPOZITU

13 Závěr

V mé diplomové práci šlo o to ukázat, jak lze postupovat při optimalizaci kompozitového monokoku vozidla. Parametrů, které lze optimalizovat je spousta. Já jsem zvolil optimalizaci hmotnosti skořepiny.

Povedlo se mi vymodelovat skořepinu Pragy R1 v Catii V5, vytvořit výpočetní model Hypermeshi, navrhnout zátěžné stavy, zanést je do výpočetního modelu a provést topologickou optimalizaci. Tu jsem prováděl na hliníkové skořepině, která je sice nevyrobitelná, ale izotropní a jsou na ni jasně vidět silové toky, v místech, kde se hustota materiálu blíží jedné, při daném namáhání skořepiny. Tato optimalizace proběhla pro dosažení, co nejnižší hmotnosti, ale hliníková struktura nevyhověla ve frekvenčních a tuhostních parametrech. Pro splnění frekvenčních parametrů by zde bylo nutno přidat ještě podmínku pro minimální vlastní frekvenci, pod kterou Optistruct nesmí jít.

Dále jsem vytvořil výpočetní model kompozitové skořepiny. Zadefinoval jsem materiály kompozitu a jeho vrstvy. Zatížení bylo stejné kromě zatížení střechy, které způsobovalo nekorektní chování výpočtu. Pokud by bylo vyžadováno, bylo by zřejmě nutno upravit maximální dovolenou tloušťku kompozitu nebo snížit váhu tohoto zatížení v podmínce weighted compliance. Z časových důvodů už jsem to nezkoušel.

Provedl jsem tedy optimalizační výpočet skladby kompozitu na monokoku Pragy R1. Rozdělil jsem si skořepinu na oblasti, kde jsem očekával podobné tloušťky jednotlivých vrstev. Tímto rozdělením lze ovlivnit hmotnost skořepiny. Pak už jsem jen navrhl tloušťky kompozitových vrstev, dle výsledků optimalizace.

Pro pevnostní/životnostní analýzu by bylo potřeba vytvořit jiný model s navrženou strukturou a pak vyhodnotit napětí v materiálu a podle toho pak navrhnout patřičné konstrukční změny nebo změny skladby.

14 Použitá literatura

- [1] APENTAUER, Milan, Miroslav HANKE, Zdeněk KEJVAL a Milan ROST. *Karosérie*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1985.
- [2] FIALA, Vojtěch. *Optimalizace laminátových desek*. Praha, 2016. Diplomová práce. ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Tomáš Mareš, PhD.
- [3] Praga. *Praga* [online]. [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <https://www.pragaglobal.com/>
- [4] KRIESCH, Markus a André WEHR. Composite Optimisation with Optristruct 11.0 on the example of Formula-Student-Monocoque: Tutorial. In: KRIESCH, Markus a André WEHR. *Composite Optimisation with Optristruct 11.0 on the example of Formula-Student-Monocoque* [online]. s. 43 [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: http://www.altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/08/Tutorial_Composite_Optimization_MG1.pdf
- [5] MILLIKEN, William F. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, 1995, xxviii, 890 s. ISBN 15-609-1526-9
- [6] Altair Hyperworks Forum. Altair Hyperworks Forum [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://forum.altairhyperworks.com/>
- [7] FOLPRECHT, Radek. Slavné české auto slaví osmdesátiny. Průkopnice aerodynamiky Tatra 77. In: *IDnes: auto.idnes.cz* [online]. 2014 [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: http://auto.idnes.cz/tatra-77-a-aerodynamicke-tatrovky-d4p-/auto_ojetiny.aspx?c=A140227_214830_auto_ojetiny_fdv
- [8] Faserverbunwerkstoffe: Composite Technology. In: *Faserverbunwerkstoffe: Composite Technology* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://shop1.r-g.de/en/art/650800RH->
- [9] VYDRA, Jozef. Aj pretekárske špeciály musia na crash testy, Praga R1 ich má za sebou. In: *Podkapotou.sk* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <http://podkapotou.zoznam.sk/cl/1000611/1348786/Aj-pretekarske-specialy-musia-na-crash-testy--Praga-R1-ich-ma-za-sebou>
- [10] Železobeton. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2017 [cit. 2017-07-02]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%BDelezobeton>

15 Přílohy

Příloha 1 - DVD - model skořepiny, výpočetní modely