



Diplomová práce

Inovace těhlice pro vůz studentské formule

Studijní program:

N0788A270004 Inovační a průmyslové inženýrství

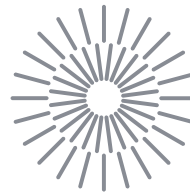
Autor práce:

Bc. Tomáš Trepák

Vedoucí práce:

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2024



Zadání diplomové práce

Inovace těhlice pro vůz studentské formule

Jméno a příjmení:

Bc. Tomáš Trepák

Osobní číslo:

S22000267

Studijní program:

N0788A270004 Inovační a průmyslové inženýrství

Zadávací katedra:

Katedra částí a mechanismů strojů

Akademický rok:

2023/2024

Zásady pro vypracování:

Diplomová práce

1. Rešerše stavu techniky těhlic hybridních formulí.
2. Zadání okrajových podmínek, různé jízdní situace, přejezd překážky.
3. Zadání zástavbového prostoru (rozměry nábojů, brzd, ráfky, ramena).
4. Nastavení podmínek pro topologickou optimalizaci, návrh min. tří variant.
5. Výběr optimální topologicky optimalizované varianty, detailní konstrukce, výpočty.
6. Rozvaha o ekonomických aspektech a složitosti výroby.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování práce: tištěná/elektronická

Jazyk práce: čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] IVT INTERNATIONAL. *Volvo CE prototypes deliver near-zero emissions in real-world deployment* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://www.ivtinternational.com/wp-content/uploads/2018/11/web_The-HX2-autonomous-battery-electric-load-carriers2-e1542990641994.jpg
- [2] INTELLIGENTE WELT. *Conti BEE – autonomes Fahrzeug für die intelligente Stadt.* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=8WnOzvEMJ6o>
- [3] ŠKODA STORYBOARD. *Škoda CITIGOe iV – Infographic.* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://www.skoda-storyboard.com/en/press-kits/skoda-citigo%E1%B5%89-iv-skoda-superb-iv-press-kit/infographics/attachment/citigoe_iv_powertrain_technology/
- [4] PORSCHE NEWSROOM. *The powertrain: Pure performance.* [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: https://newsroom.porsche.com/en_AU/products/taycan/powertrain-18555.html
- [5] EFORCE PRAGUE FORMULA. EForce Prague Formula Facebook page. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/e.force.prague/>
- [6] CXI TUL. [online]. [cit. 2020-02-22]. Dostupné z: <https://cxi.tul.cz/files/creatives/Kreativ-esus.jpg>
- [7] ENGIRO. *ENGIRO Datasheet 205W 04037 ABC V004.* [online]. [cit. 2020-02-25]. Dostupné z: https://www.engiro.de/fileadmin/pdfs/Datenblaetter_engiro/205W/ENGIRO_Datasheet_205W_04037_ABC_V004.pdf
- [8] Skoda Fabia in Israel: LMG gearbox aggregate assignment, ratios, capacities. Skoda Fabia in Israel [online]. Dostupné z: <http://skoda-fabiaisrael.blogspot.com/2011/02/lmg-gearbox-aggregate-assignment-ratios.html>
- [9] MitCalc. [cit. 2020-02-28]. [online]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/index_cz.htm
- [10] Wu, Guang & Zhang, Xing & Dong, Zuomin. (2013). Impacts of Two-Speed Gearbox on Electric Vehicle's Fuel Economy and Performance. SAE Technical Papers. 2. 10.4271/2013-01-0349.

Vedoucí práce:

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

14. listopadu 2023

Předpokládaný termín odevzdání: 15. května 2025

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
garant studijního programu

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Inovace těhlice pro vůz studentské formule

Abstrakt

Obsahem této práce je návrh těhlice pro závodní vůz kategorie Formula Student. Teoretická část popisuje soutěž Formula Student, zabývá se funkcí a konstrukcí těhlic a popisuje metodu topologické optimalizace. Cílem diplomové práce je návrh inovativní těhlice pomocí využití topologické optimalizace a metody konečných prvků. Vytvořený model těhlice by měl být výrobitelný zvolenou technologií. V závěru bude provedeno ověření správnosti konstrukce konečnou statickou a dynamickou pevnostní simulací.

Klíčová slova

Formula Student, podvozek, těhlice, topologická optimalizace

Inovation of the upright for the formula student car

Abstract

The scope of this work is the design of an upright for a Formula Student racing car. The theoretical part describes the Formula Student competition, deals with the function and design of the upright and describes the topological optimization method. The aim of the thesis is to design an innovative upright using topological optimization and the finite element method. The created model of the upright should be manufacturable by the chosen technology. In the end, a verification of the correctness of the design will be carried out by finite static and dynamic strength simulation.

Keywords

Formula Student, chassis, topological optimization, upright

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce prof. Ing Ladislavu Ševčíkovi CSc. za pomoc při tvorbě této práce. Poděkování patří také celé mojí rodině a přátelům, kteří mě při mém studiu podporovali. Děkuji i týmu FS TUL Racing za podporu.

Obsah

1	Úvod.....	13
1.1	Cíle práce	13
2	Teoretická část	14
2.1	Formula Student.....	14
2.1.1	Pravidla	15
2.1.2	Závody	15
2.1.2.1	Technické přejímky.....	16
2.1.2.2	Statické disciplíny.....	17
2.1.2.3	Dynamické disciplíny	18
2.2	Těhlice	19
2.3	Technologie výroby těhlic	20
2.3.1	Obrábění.....	21
2.3.2	3D tisk.....	22
2.3.3	Odlévání.....	22
2.3.4	Svařování	23
2.3.5	Laminace kompozitu.....	24
2.3.6	Tváření za tepla.....	25
2.4	Materiály pro těhlice studentských formulí.....	26
2.5	Těhlice na vozidlech FS TUL Racing.....	26
2.6	Topologická optimalizace	29
2.6.1	Konstrukční optimalizace	30
2.6.2	Topologická optimalizace	30
2.6.2.1	Metody zobecněné optimalizace tvaru využívající MKP	31
2.6.2.2	Výpočetní strategie	31
2.7	Ansys Mechanical.....	32
3	Experimentální část	34
3.1	Zátěžné stavy	34
3.1.1	Gristmill 100 2 70	36
3.1.2	Impulsesteer 2m	38
3.1.3	Breakingturn 2	41
3.1.4	Přejezd přes nerovnost 50 mm v rychlosti 25 km/h.....	43
3.1.5	Výpočet brzdné síly	44
3.2	Body podvozku.....	46

3.2.1	Nastavitelnost odklonů.....	47
3.3	Vytvoření návrhového prostoru pro topologickou optimalizaci	50
3.4	Příprava na topologickou optimalizaci	51
3.5	Topologická optimalizace	54
3.6	Ověření správnosti topologické optimalizace.....	55
3.7	Navrhované varianty těhlice	57
3.7.1	Obráběná těhlice	58
3.7.2	Těhlice vyráběná 3D tiskem	60
3.7.3	Odlévaná těhlice.....	60
3.8	Výběr vhodné varianty	62
4	Vyhodnocení a diskuse výsledků	63
4.1	Statická simulace navrhované těhlice	63
4.2	Dynamická simulace.....	65
5	Závěr.....	69
6	Použitá literatura.....	70
7	Seznam příloh	72
8	Přílohy	74

Seznam zkratek

Zkratka	Popis zkratky	Jednotky
A_5	Tažnost	%
b	Brzdné zpomalení	m/s^2
F_{brz}	Síla zatěžující zadní třmen	N
F_{bZ}	Brzdná síla na kole zadní nápravy	N
F_s	Setrvačná síla	N
F_{zz}^{dyn}	Síla dynamického zatížení zadní nápravy	N
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
$HBW_{25/625}$	Tvrдость podle Brinella	
ht	Výška těžiště	mm
M_{bz}	Brzdný moment	Nm
L	Rozvor náprav	mm
Lz	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	mm
mc	Celková hmotnost vozidla včetně řidiče	kg
R_m	Mez pevnosti	MPa
R_{p02}	Smluvní mez kluzu	MPa
rz	Střední poloměr třecího obložení	mm
μ_i	Součinitel adheze pneumatik	
ABG	Adaptivní biologický růst	
ASE	Anisotropic Solid or Empty element	
CAD	Computer Aided Drafting	
CNC	Computer Numerical Control	
DPP	Dual Discrete Programming.	
ESO	Evoluční konstrukční optimalizace	
FEA	Finite Element Analysis	
FSG	Formula Student Germany	
GSO	Generalized Shape Optimization	

HMH	Hencky, Mises, Huber
ISE	Isotropic Solid or Empty element
ISEP	Isotropic Solid, Empty or Porous element
ISEC	Isotropic Solid, Empty or Porous element
ISECP	Isotropic Solid, Empty or Porous element
LO	Layout Optimization
MKP	Metoda konečných prvků
NOM	Metoda neoptimálních mikrostruktur
OMP	Metoda optimální mikrostruktury s penalizací
SERA	Postupné zavržení a přijetí elementů
SIMP	Metoda pevné izotropní mikrostruktury s penalizací
SLM	Selective Laser Melting
TU	Technical University

1 Úvod

Podvozek každého automobilu je komplexní mechanická soustava, která je jednou z nejdůležitějších součástí celého vozu. Klíčovým dílem celé této sestavy jsou těhlice, které plní celou řadu funkcí a jsou na ně často kladeny protichůdné požadavky. Je tomu tak u automobilů pro běžné použití i v tak specifickém oboru, jako je Formula Student. Jedná se o soutěž, která vznikla za účelem vychovat mladé inženýrské talenty a probudit v nich zájem o motorsport a techniku všeobecně. Jejím cílem je umožnit novým konstruktérům a technologům, aby si své znalosti vyzkoušeli i prakticky. Tato práce si bere za cíl analyzovat technologie výroby těhlic, jejich vhodnost pro použití na formuli a vlastní návrh inovovaných těhlic.

1.1 Cíle práce

Návrh nové těhlice přináší celou řadu technických problémů, které je třeba identifikovat, analyzovat a vyřešit. Tato práce si vytyčila několik cílů, které v ní budou řešeny.

- Seznámit čtenáře s problematikou Formula Student, konstrukcí těhlic a způsoby optimalizace dílů.
- Analyzovat technologie výroby těhlic a posoudit jejich vhodnost pro použití ve voze Formula Student.
- Přizpůsobit konstrukci tak, aby unesla formuli se závodníkem o hmotnosti 310 kg a odolala daným jízdním stavům: jízda v zatáčce při bočním zrychlení 1,5 G a rychlosti 70 km/h, rychlá změna směru jízdy, brždění se zpomalením 2 G a přejezd přes nerovnost vysokou 50 mm při rychlosti 30 km/h.
- Vytvořit optimalizovaný díl s ohledem k zástavbovým možnostem, funkci a silovým účinkům.
- Z technologií vybrat jednu, kterou bude těhlice vyrobena a popsat důvody pro volbu dané technologie.
- Podle technologie přizpůsobit geometrii tak, aby byla bez problému vyrobitelná.
- Popsat materiály vhodné pro dané použití, z nich vybrat jeden vítězný s přihlédnutím k pevnostním a technologickým vlastnostem.
- Provést finální návrh geometrie.
- Ověřit správnost návrhu vhodnou simulací.

2 Teoretická část

Prvním tématem teoretické části je seznámit čtenáře se soutěží Formula Student, vysvětlit pravidla soutěže, průběh závodů a jednotlivé soutěžní disciplíny. Práce je zaměřena na těhlice, proto zde může čtenář nalézt informace o fungování těhlic, možnostech jejich výroby a volby materiálu. Budou zde zmíněny těhlice z předchozích sezon týmu FS TUL Racing. V poslední části teorie bude popsána metoda topologické optimalizace a zvolený software, ve kterém ji lze realizovat.

2.1 Formula Student

Formula Student je celosvětová motoristická soutěž, ve které týmy složené výhradně ze studentů vysokých škol navrhují, vyrábí a závodí se soutěžními vozy typu formule. Pro každou sezonu musí tým postavit nový závodní vůz, který vyhovuje pravidlům daným organizací pořádající závody. Na závodech potom mohou porovnat výsledky svého ročního snažení s ostatními týmy, kterých je po světě přibližně 500 [1].

Studentská formule si vydobyla uznání jedné z nejvíce inovativních motoristických soutěží. Sám charakter soutěže k inovacím přímo vybízí, snaha předstihnout konkurenci, zaujmout průlomovým řešením potenciální sponzory nebo reagovat na aktuální trendy ve světě. Éra formulí pohaněných spalovacím motorem pomalu končí a stále více se prosazují stroje s hybridním nebo čistě elektrickým pohonem [1]. Nové způsoby pohonů posouvají limity vozidel stále více dopředu, v nedávné minulosti se podařilo týmu ze Spolkové vysoké technické školy v Curychu dosáhnout světového rekordu ve zrychlení z 0 na 100 km/h za čas 956 tisícín sekundy (Obr.1) [2]. Inovace se netýkají pouze pohonu, ale prostupují do všech směrů. Aktuální trend samořídících vozidel se nevyhnul ani této soutěži a vznikla kategorie čistě autonomních formulí. Snaha o maximální snížení hmotnosti nutí konstruktéry používat lehké materiály jako jsou uhlíkové kompozity nebo hliníkové a titanové slitiny kovů. Významnou roli sehrávají i aditivní technologie výroby, které umožňují vytvářet předtím konvenčně nevyrobitelné součásti [1].



Obr.1 Světový rekord ve zrychlení [2]

2.1.1 Pravidla

Než započne jakýkoliv návrh dílů vozu, je potřeba aby se konstruktér seznámil s aktuálními pravidly soutěže. Pravidla se sezona od sezóny často mění, takže je vhodné s počátkem nové pravidla důkladně pročíst. Tým FS TUL Racing se vždy řídí pravidly od organizace FSG (Formula Student Germany), která jsou světově nejuznávanější [3]. Kromě těchto pravidel existují i jiná, která si upravují někteří pořadatelé závodů podle svých potřeb, německým pravidlům jsou však podřízená [1].

2.1.2 závody

Vrcholem celoročního snažení je pro každý tým účast na mezinárodních závodech (Obr.2). Díky inženýrské povaze soutěže není důležité pouze přijít s nejrychlejším monopostem. Posuzuje se komplexně celý návrh vozu od prvotního konceptu přes výrobu až po samotné soutěžní kvality. závody mají pevně stanovený harmonogram, níže budou popsány jednotlivé části každé soutěže [4].



Obr.2 Závody studentských formulí

2.1.2.1 Technické přejímky

Než může být jakýkoliv závodní vůz vpuštěn na trať, musí projít technické přejímky. V této části komisaři posoudí bezpečnost vozu a dodržení daných pravidel. Zkoumá se například dodržování zvukových limitů (Obr.3), funkčnost brzdové soustavy a těsnost všech částí obsahujících tekutiny kvůli nežádoucímu úniku provozních kapalin [4].



Obr.3 Měření hluku na technických přejímkách

2.1.2.2 Statické disciplíny

Pro účast ve statických disciplínách není potřeba absolvovat technické přejímky, protože s vozidlem se v těchto disciplínách nejezdí. Vozidlo je zde týmem prezentováno a posuzováno pod drobnohledem zkušených inženýrů například i z Formule 1. Zkoumá se celkový přístup k návrhu, jak z inženýrského, tak i ekonomického hlediska. Studentská formule není pouze soutěží inženýrů technických oborů, uplatnění zde naleznou i ekonomové a marketéři, kteří se snaží produkt v podobě formule prodat a nacenit. Mezi statické disciplíny patří [1]:

Business Plan: Cílem disciplíny je vytvořit a prezentovat obchodní model týkající se nějakým způsobem studentské formule. Důležité je, aby byl tento podnikatelský záměr ziskový. Prezentace probíhá před porotou, která představuje potenciální investory. Je tedy důležitý i způsob přednesu a kreativita nápadu [3].

Cost and Manufacturing: Úkolem týmu je správně nacenit jednotlivé díly soutěžního vozidla. Cílem je prověřit znalosti týmu týkající se výrobních procesů a technologií. Posuzuje se konstrukční rozhodnutí, jako volba vhodné výrobní technologie, přizpůsobení konstrukce dílu pro sériovou výrobu a možnost levnější výroby za předpokladu plnění stejné

funkce. Další otázkou může být, zda je výhodnější vlastní výroba nebo koupě dílu u externích dodavatelů [3].

Engineering Design Event: V této disciplíně porota tvořená zkušenými konstruktéry posuzuje čistě konstrukční stránku studentské formule. Tým musí vytvořit takzvaný Engineering Design Report, stručný popis celého vozidla, který umožňuje porotě lépe pochopit stanovené cíle týmu a způsob navržených řešení. Hodnotí se posun oproti předchozí sezoně celkový dopad na výkonnost vozidla [3].

2.1.2.3 Dynamické disciplíny

Pro účast je potřeba projít úspěšně všemi částmi přejímek. V celkem čtyřech disciplínách se zde posuzuje akcelerace, ovladatelnost, vytrvalost i efektivita vozu (spotřeba pohonných hmot). Zde jsou stručně popsány jednotlivé dynamické disciplíny [1]:

Skidpad: Trať této disciplíny je tvořena dvojicí kruhů, které dohromady tvoří osmičku. Vnitřní průměr trati je 15,25 m a vnější 25,25 m. Vše je vyznačeno kužely, pokud dojde ke sražení kuželu následuje penalizace. Cílem této disciplíny je prověřit ovladatelnost vozidla při průjezdu zatáčkami (Obr.4). Konstrukce podvozku má proto na výsledky Skidpadu zásadní vliv [3].

Acceleration: Trať je tvořena přímou dráhou dlouhou 75 m a širokou 3 m, vyznačenou kužely. Cílem je projet trať v co nejkratším čase. Tato disciplína zkoumá dynamiku vozidla, hlavně zrychlení [3]. V akceleraci již dlouhodobě dominují vozidla s elektrickým pohonem. Formule nejlepších týmů mají pohon všech kol ovládaný elektronicky pomocí torquevectoringu [2].

Autocross: Trať Autocrossu bývá dlouhá přibližně 1 km, je tvořena rovinkami kratšími než 80 m, zatáčkami s poloměrem více než 50 m, několika vlásenkami a slalomy. Tato disciplína posuzuje celkovou ovladatelnost vozu, výkonnost pohonné soustavy i funkci aerodynamických prvků. Cílem je zajet nejkratší možný čas a získat minimální penalizaci. Výsledky Autocrossu jsou důležité pro následující vrcholnou disciplínu Endurance [3].

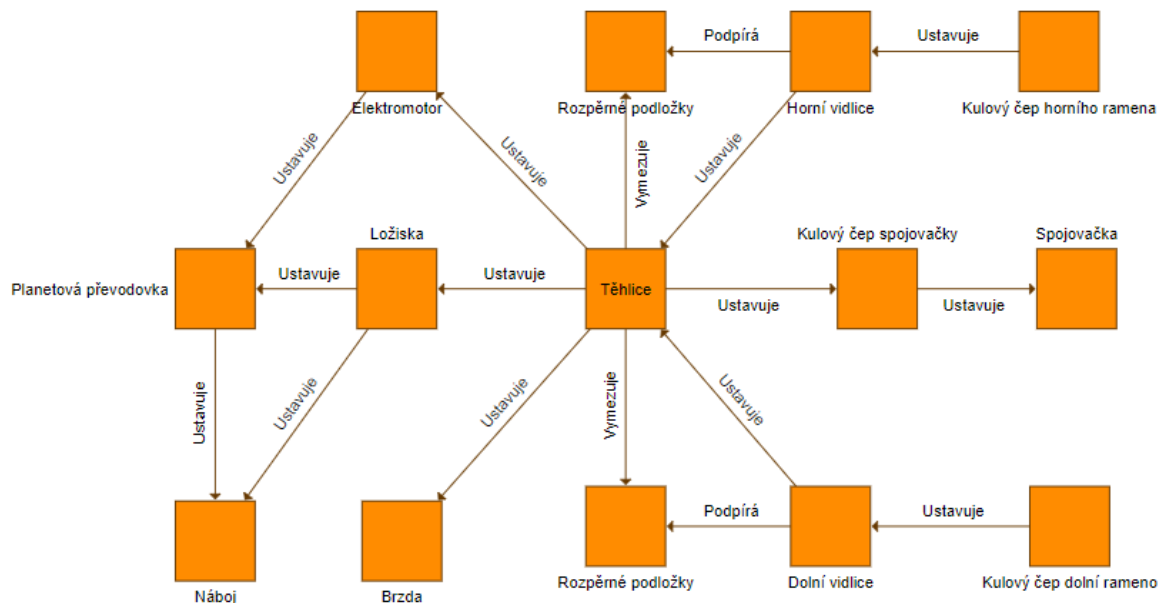
Endurance and Efficiency: Finální královská disciplína každých závodů. Trať parametry vychází z předešlé disciplíny Autocross, každé kolo má 1 km a jede se na celkem 22 kol. V této disciplíně se posuzuje jak vytrvalost, tak i celková efektivita vozu měřená dle spotřeby pohonných hmot. Vzhledem k celkové náročnosti tohoto konkrétního závodu bývá celkem běžné, že některé vozy Endurance nedokončí vinou technické závady. Tato disciplína je náročná i pro řidiče, takže se v polovině ujeté trati závodníci střídají [3].



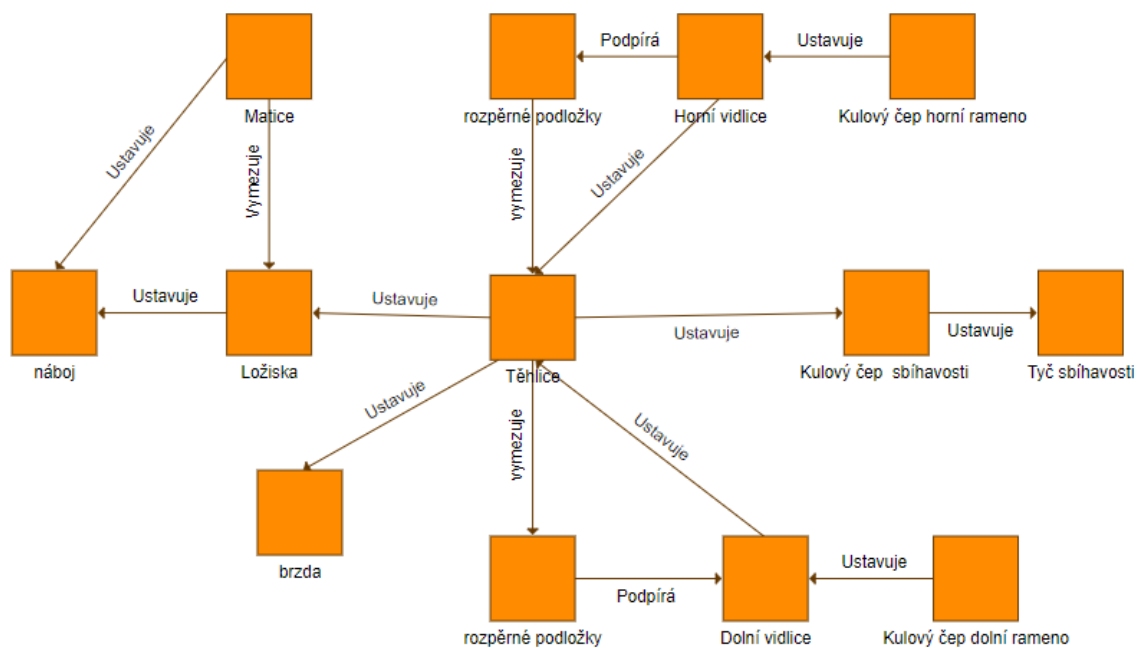
Obr. 4 Test ovladatelnosti

2.2 Těhlice

Podvozek každého vozidla je komplexní mechanická soustava sestávající z mnoha komponent. Jedním z klíčových prvků celé této soustavy jsou těhlice. Funkce přední a zadní těhlice jsou znázorněny v diagramech níže (Obr.5 a Obr.6). Všem těmto funkcím náleží patřičné silové zatížení od dynamických sil vznikajících během jízdy, ať už se jedná o síly vznikající od přejezdu překážek na povrchu nebo zátěžné síly vznikající během brzdění [5]. Všechny síly musí těhlice zachytit, takže jejich konstrukce musí být dostatečně masivní. V rozporu s tím je snaha o maximální snížení neodpružené hmotnosti. Neodpružená hmotnost má eminentní význam na jízdní vlastnosti vozidla [6].



Obr. 5 Funkce přední těhlice



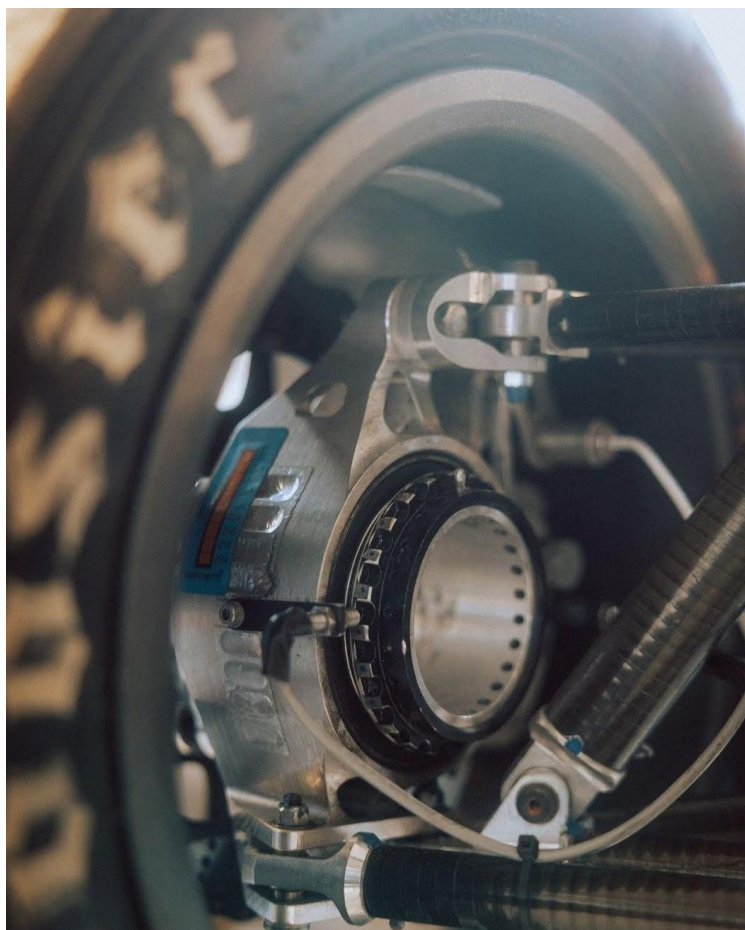
Obr. 6 Funkce zadní těhlice

2.3 Technologie výroby těhlic

Existuje široká škála technologií vhodných pro výrobu těhlic. Některé jako například lití nebo tváření za tepla se uplatňují v sériové výrobě, další jsou vhodnější pouze pro malosériovou nebo kusovou výrobu [7].

2.3.1 Obrábění

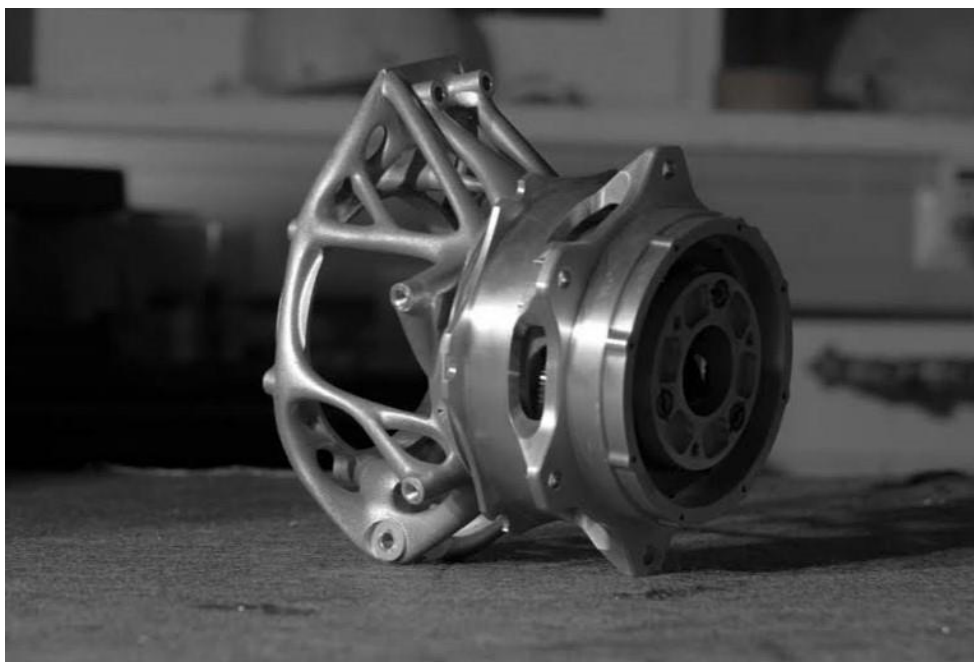
Nejčastější možností výroby těhlic pro vozy studentské formule je obrábění (Obr.7). Zvolená technologie poskytuje ideální kombinaci mezi tvarovou náročností a cenou. V případě volby jednodušší geometrie je možné obrábění provádět na tříosých CNC strojích, pro složitější tvary se používají nejčastěji pětiosá CNC obráběcí centra. Obrábění se nelze vyhnout ani při použití jiných technologií výroby jakožto dokončovací technologie. Pouze obráběním lze dosáhnout stanovených rozměrů, které jsou nutné pro správné zalisování ložisek nebo pro vytvoření přesných otvorů pro lícované šrouby. Kromě přesnosti je další výhodou relativně dobrá dostupnost této technologie a dostatek znalostí. Po obrábění nevzniká žádné vnitřní pnutí a odpadá nutnost dodatečné tepelné úpravy [7]. Materiály obráběných těhlic jsou nejčastěji hliníkové slitiny jako třeba EN AW 7075, pro lepší vlastnosti a vzhled bývají tyto materiály eloxovány [5]. Tým FS TUL Racing dosud používal obráběné těhlice [8].



Obr. 7 Obráběná těhlice týmu FaSTTUBe [9]

2.3.2 3D tisk

Moderní aditivní technologie posouvají možnosti konstrukce. Některé týmy proto přešly na těhlice vyráběné 3D tiskem, nejčastěji se používá metoda SLM (Selective Laser Melting) (Obr.8). Jejím principem je spojování vrstev kovového prášku za pomoci tepelné energie laserového paprsku. Velkou výhodou je možnost výroby tvarově složitých součástí s různou vnitřní strukturou, které jsou jinými technologiemi nerealizovatelné. Pokud je využita topologická optimalizace, je obvyklé použití právě tohoto druhu výroby. Nevýhodou je cena vyšší než v případě obráběných dílů. Dalším problémem je vnitřní pnutí a poměrně dlouhá doba výroby. Materiály těhlic vhodné pro laserové spékání jsou slitiny hliníku EN AW 6061 [7]. Pro první formuli týmu FS TUL Racing byla zvažována výroba těhlic právě pomocí metody SLM. Kvůli vysoké ceně byl vyroben pouze jeden prototyp dílu, který nyní slouží jako technologický demonstrátor [8].



Obr. 8 3D tištěné těhlice [10]

2.3.3 Odlévání

Odlévané těhlice lze často nalézt u osobních automobilů, technologie je vhodná hlavně pro velkosériovou výrobu. Na obrázku níže je těhlice z osobního automobilu Škoda Octavia (Obr.9). Použití u studentských formulí nebývá příliš časté, důvodem může být například složitá konstrukce formy nebo vznik vnitřního pnutí v odlitku. Technologie vyžaduje mnoho znalostí slévárenství, je třeba správně zvolit technologické přídavky, vhodné úkopy a rádiusy a také správnou konstrukci vtokové soustavy. Je zde také nutné použít slévárenských

slitin, které mívají často horší vlastnosti než materiály k obrábění. Na druhou stranu ale přináší odlévání větší svobodu ve volbě geometrie těhlice, a lze tak lépe využít potenciálu topologické optimalizace a generativního designu [7].



Obr. 9 Odlévaná těhlice [11]

2.3.4 Svařování

Svařované těhlice lze nalézt u týmů, které nemají prostředky pro složitější výrobní technologie. Hlavní výhodou je nízká cena a celková jednoduchost výroby. Časté je použití plechových výpalků, které se následně svaří do konečného tvaru těhlice (Obr.10). Nevýhodou jsou omezené tvarové možnosti, vznik vnitřního pnutí po svařování a horší přesnost [7].



Obr. 10 Svařovaná těhlice [12]

2.3.5 Laminace kompozitu

Využití způsobu výroby kompozitních dílů je další alternativní technologií. Kompozitní díly se používají pro kapotáž vozu nebo na aerodynamické prvky, použití na těhlice je velice ojedinělé. V roce 2016 použil rakouský tým TU Gratz tuto technologii, v dalších letech se ale opět vrátil k technologii obrábění (Obr.11). Problémem je složité simulování takto navržených dílů i dodržení přesného uspořádání vnitřních vrstev materiálu, které způsobuje nelinearitu vlastností [11].



Obr. 11 Kompozitní těhlice TU Gratz [13]

2.3.6 Tváření za tepla

Zápustkově kované nebo lisované těhlice se využívají u běžných osobních automobilů. Na obrázku je zobrazena přední těhlice z vozu Škoda Favorit (Obr.12). Pro kusovou výrobu pro účely studentské formule je tato technologie nevhodná, takže se vůbec nevyužívá [7].



Obr. 12 Tvářená těhlice [14]

2.4 Materiály pro těhlice studentských formulí

Dalším důležitým aspektem při návrhu těhlice pro vůz Formula Student je volba vhodného materiálu. Nejčastější možností je použití slitin hliníku, lze použít i ocel nebo titan. Vzhledem k možnostem týmu FS TUL Racing je nejlepší volbou použití hliníkových slitin [7].

- **EN AW 5083-AlMg4,5Mn** Tato slitina má skvělou obrobitelnost a svařitelnost. Mechanické vlastnosti nejsou příliš dobré, pevnost v tahu je 270 MPa. Je odolná proti korozi a dobře se eloxuje [15].
- **EN AW 6060-AlMgSi** Slitina má skvělou svařitelnost, obrobitelnost je obtížnější. Mechanické vlastnosti příliš dobré nejsou. Vyznačuje se dobrou odolností proti korozi, skvělou tvářitelností a lze eloxovat [15].
- **EN AW-6061- AlMg1SiCu** Ač je označení podobné předchozí slitině, má tento materiál lepší vlastnosti [15].
- **EN AW 7022-AlZn5Mg3Cu** Materiál má dobré mechanické vlastnosti a hodí se pro široké spektrum aplikací. Nevýhodou je špatná svařitelnost [15].
- **EN AW 7075-AlZn5,5MgCu** Materiál má dobré mechanické vlastnosti, díky kterým se využívá v letectví a obraném průmyslu. Pevnost v tahu 530 MPa a tvrdost okolo 145 HBW. Nevýhodou je špatná svařitelnost a horší obrobitelnost [15].

Tab.1 Vlastnosti vybraných duralových slitin [16]

Označení materiálu	Chemické složení	Mez pevnosti	Smluvní mez kluzu	Tažnost	Tvrdost dle Brinella
		R _m [MPa]	R _{p0,2} [MPa]	A ₅ [%]	HBW _{2,5/62,5}
EN AW 5083	AlMg4,5Mn0,7	270	120	12	65
EN AW 6060	AlMgSi	245	195	10	75
EN AW-6061	AlMg1SiCu	290	250	9	85
EN AW 7022	AlZn5Mg3Cu	480	410	6	140
EN AW 7075	AlZn5,5MgCu	530	470	8	145

2.5 Těhlice na vozidlech FS TUL Racing

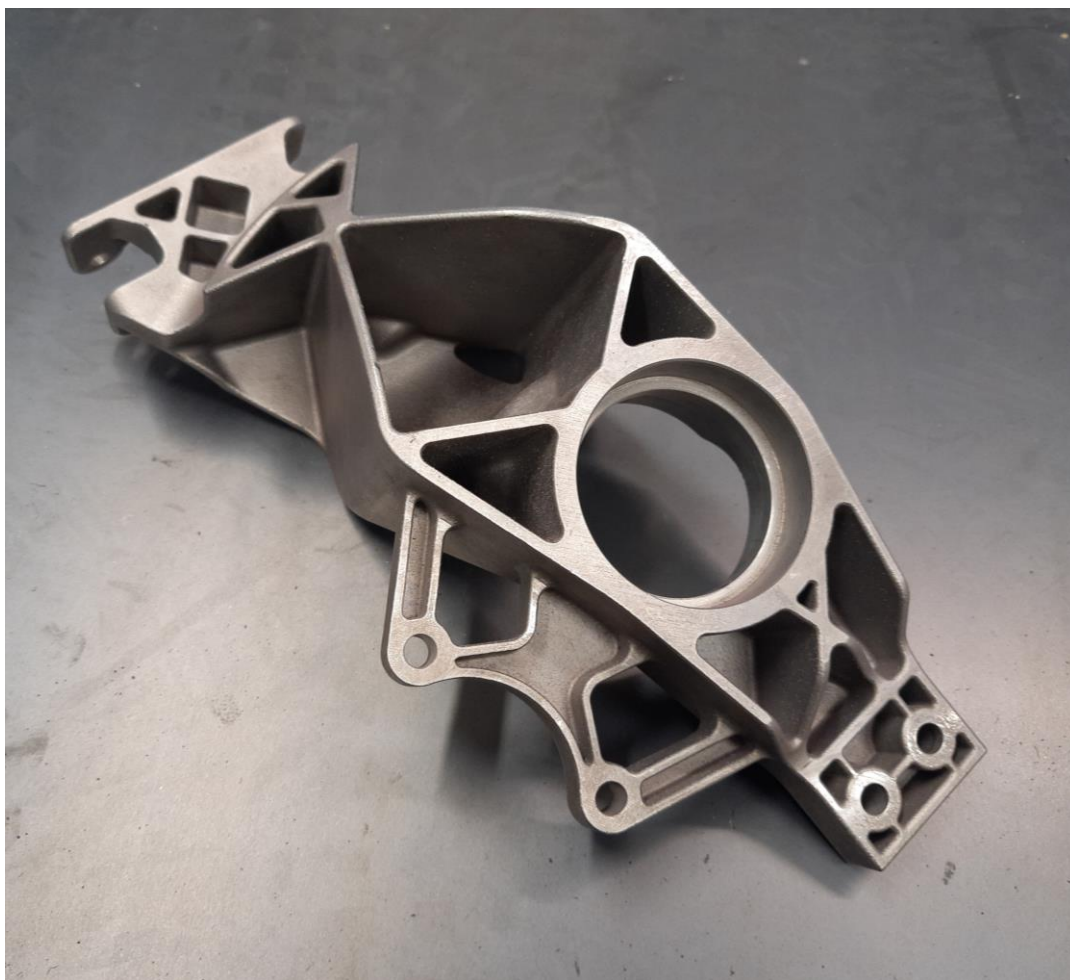
Tým studentské formule FS TUL Racing byl založen roku 2016 a od té doby postavil celkem 5 monopostů. Momentálně pracuje na výrobě šestého vozu.

První postavena formule týmu Eliška disponovala hliníkovými těhlicemi obráběnými na tříosé CNC frézce (Obr.13). Nevýhodou byla vysoká hmotnost, funkce byla bez závady [8].



Obr. 13 Těhlice první formule FS TUL Racing

Kromě obráběných těhlic vznikla také alternativní verze těhlice vyrobená technologií SLM Selective Laser Melting (Obr.14). Při návrhu této těhlice byla využita topologická optimalizace. Vzhledem k vysoké ceně dílu zůstalo pouze u jediného prototypu [8].



Obr. 14 Experimentální těhlice vyrobená 3D tiskem kovu

Na následujících formulích FS TUL Racing byla každá těhlice obráběná z hliníku AW EN 7075 na pětiosém CNC stroji. Tato technologie se týmu nejvíce osvědčila, protože takto vyrobené těhlice plnily spolehlivě svůj úkol (Obr.15) [7].



Obr. 15 Těhlice pro čtvrtou formuli týmu FS TUL Racing

2.6 Topologická optimalizace

Neustálý vývoj techniky je podobný proces jako Darwinova evoluce, vznikají stále nové technologie, staré jsou vylepšovány nebo nahrazeny novými následovníky. V mnoha technických oborech dochází s rostoucími požadavky k vyčerpání konvenčních přístupů a je nutné je nahradit zcela novou metodou. Jednou z těchto metod je i topologická optimalizace. Tento proces byl postupně vyvíjen v průběhu dvacátého století, ale plného využití zaznamenal až v poslední dekádě. Vyššího využití by mohlo být dosaženo díky novým výrobním technologiím a příchodem aditivních technologií jako například 3D tisk. Obory s nejvyšším využitím jsou letectví, kosmonautika a automobilový průmysl. Tedy všude, kde je požadována maximální úspora hmotnosti při zachování dostatečné tuhosti a funkce [17].



Obr. 16 Topologická optimalizace součásti [18]

2.6.1 Konstrukční optimalizace

Principem konstrukční optimalizace je taková volba změnitelných faktorů, aby efektivita systému byla maximální při současném dodržení účelnosti [17].

Konstrukční optimalizace zahrnuje tyto možnosti optimalizace:

- Tvarová optimalizace
- Rozměrová optimalizace
- Topologická optimalizace[17]

2.6.2 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace (Obr.16) někdy též optimalizace topologie je nejnovější z možností konstrukčních optimalizací. Oproti rozměrové a tvarové optimalizaci umožňuje několikanásobné ušetření materiálu. Pojem topologie znamená počet a umístění děr a spojitost oblastí, tvarem je myšleno průběh hranic jednotlivých oblastí. Optimalizace topologie se dělí na dvě základní části [17]:

Optimalizace dispozice (Layout Optimization - LO) se využívá pro prutové a rámové konstrukce, tedy všude tam, kde má konstrukce malý objem v poměru k návrhové oblasti (konstrukce s malým objemovým zlomkem) [17].

Zobecněná optimalizace tvaru (Generalized Shape Optimization – GSO) se využívá pro konstrukce s velkým objemovým zlomkem. Pro výpočet tohoto způsobu se hojně používá metoda konečných prvků (MKP). Dále bude popisována pouze tato metoda [17].

2.6.2.1 Metody zobecněné optimalizace tvaru využívající MKP

ISE – Isotropic Solid or Empty element (Izotropní pevný či prázdný element). Metoda rozlišuje dva druhy elementů. Pevné (Solid), kdy je celý element vyplněn jedním materiálem a prázdné (Empty), kde element neobsahuje žádný materiál [17].

ASE – Anisotropic Solid or Empty element (Anizotropní pevný či prázdný element). V tomto případě je topologie tvořena anizotropními prázdnými a pevnými elementy. Každý element má určité mechanické vlastnosti konstantní ve svém objemu. Mezi elementy jsou ale vlastnosti vzájemně odlišné [17].

ISEP, ISEC, ISECP – Isotropic Solid, Empty or Porous element (Izotropní pevný, prázdný nebo pórovitý element). Zde existuje několik druhů elementů, jsou tu prázdné a kompozitní elementy. Každý element je tedy samostatná kompozitní nebo porézní struktura která lze individuálně optimalizovat. Optimalizace se provádí takzvanou homogenizací heterogenního materiálu, což znamená zprůměrování vlastností přes objem jednoho elementu [17].

2.6.2.2 Výpočetní strategie

Nejdůležitější z uvedených metod je **ISE**. V jejím případě používáme tyto výpočetní strategie [17]:

SIPM – metoda pevné izotropní mikrostruktury s penalizací. Metoda využívá pevnou izotropní mikrostrukturu, k jejímuž řešení se používá takzvaná penalizace. Výhodou této metody je výpočetní efektivnost, univerzálnost a relativní jednoduchost. Nevýhodou je závislost řešení na stupni penalizace. Metoda je závislá na jemnosti sítě, udává se mezní hodnota velikosti vnitřních hranic elementů [17].

OMP – Metoda optimální mikrostruktury s penalizací. Metoda je založena na optimální mikrostruktuře s penalizací mezilehlých hustot. Má nižší výpočetní efektivnost z důvodu více parametrů a vyžaduje složitější matematiku a závislost řešení na stupni penalizace [17].

NOM – Metoda neoptimálních mikrostruktur. Používá zvolenou mikrostrukturu, která nemusí být zcela ideální a nepoužívá se penalizace. Počet neznámých parametrů je menší než u OMP metody [17].

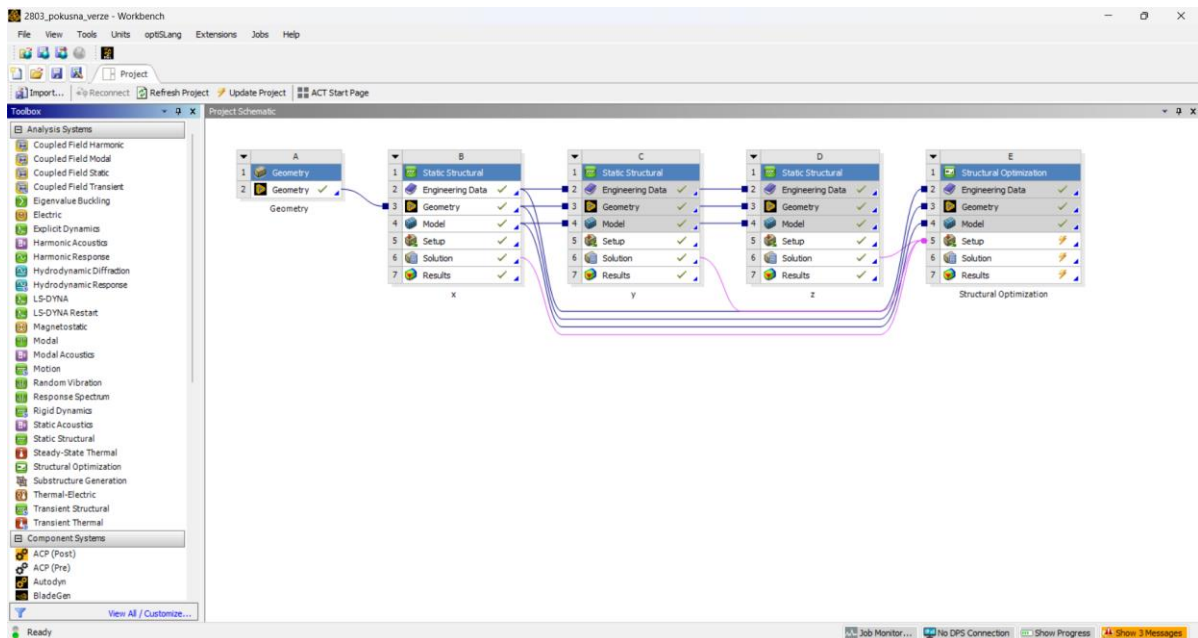
DPP – Dual Discrete Programming. U této metody se nepoužívá penalizace, i když pracuje s pevnou izotropní strukturou. K výsledku se metoda dostává postupným řešením aproximací [17].

Další možnosti. Krom již uvedených postupů existují pro výpočet zobecněné optimalizace tvaru další strategie, které se inspiřují Darwinovou teorií evolučního vývoje = **evoluční algoritmy**. U takto tvořené topologické optimalizace se využívají metody ESO (evoluční konstrukční optimalizace), ABG (adaptivní biologický růst) a metoda SERA (postupné zavržení a přijetí elementů) [17].

2.7 Ansys Mechanical

Ansys Mechanical je software pro analýzu konečných prvků (FEA), který se používá k provádění strukturální analýzy pomocí pokročilých možností řešení, včetně lineární dynamiky, nelinearity, tepelné analýzy, analýzy materiálů, kompozitů, hydrodynamických, explicitních a dalších systémů. *Mechanical* nabízí uživatelsky přívětivé dynamické prostředí s kompletní řadou analytických nástrojů, od přípravy geometrie až po připojení další fyziky pro vysoce věrné simulace a optimalizace [19].

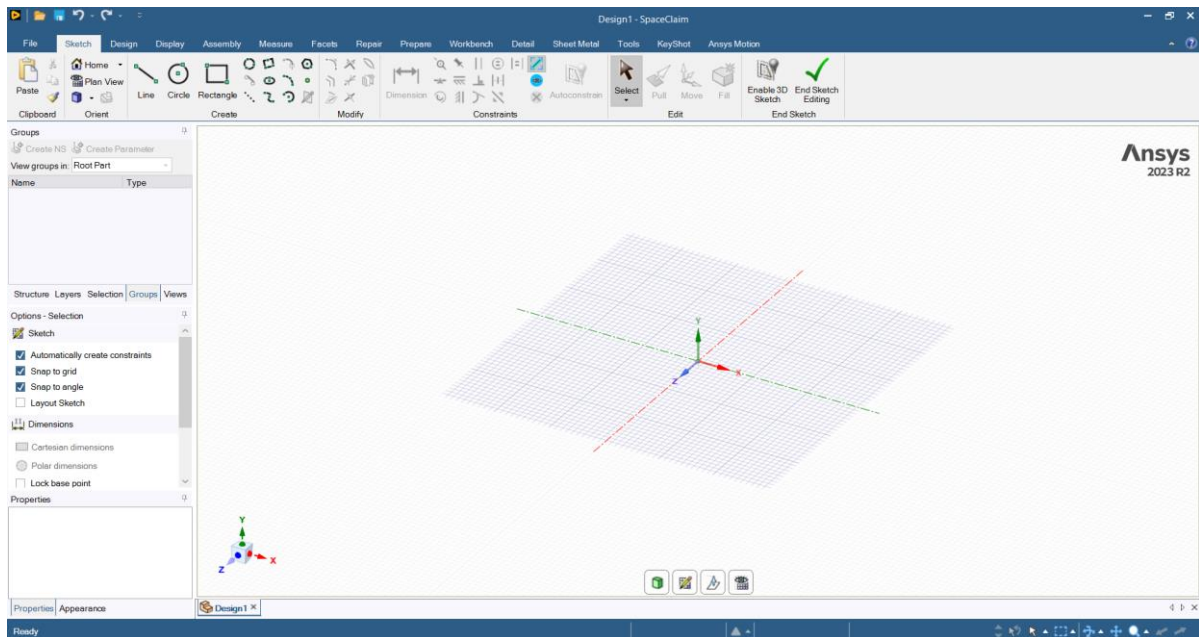
Základním prvkem softwaru je takzvaný **Workbench**. V této části uživatel volí jednotlivé prvky simulace. Tyto prvky lze následně navzájem propojovat, a vytvářet tak složitější simulace pro více sofistikované případy (Obr.17). Je možné zde dále přiřazovat materiál jednotlivým dílům, přidávat zátěžné stavy nebo měnit vnější prostředí simulace [19].



Obr. 17 Ukázka prostředí Ansys Workbench

SpaceClaim je CAD modulem Ansysu, ve kterém lze vytvářet přímo CAD modely následně využívané v simulaci. Další možností použití *SpaceClaim* je editace již vytvořených

CAD modelů z jiného softwaru pro potřeby simulace (Obr.18). U nejnovější verze Ansys 2024 R1 byl *SpaceClaim* nahrazen modulem *Discovery*, i nadále ho však lze používat [19].



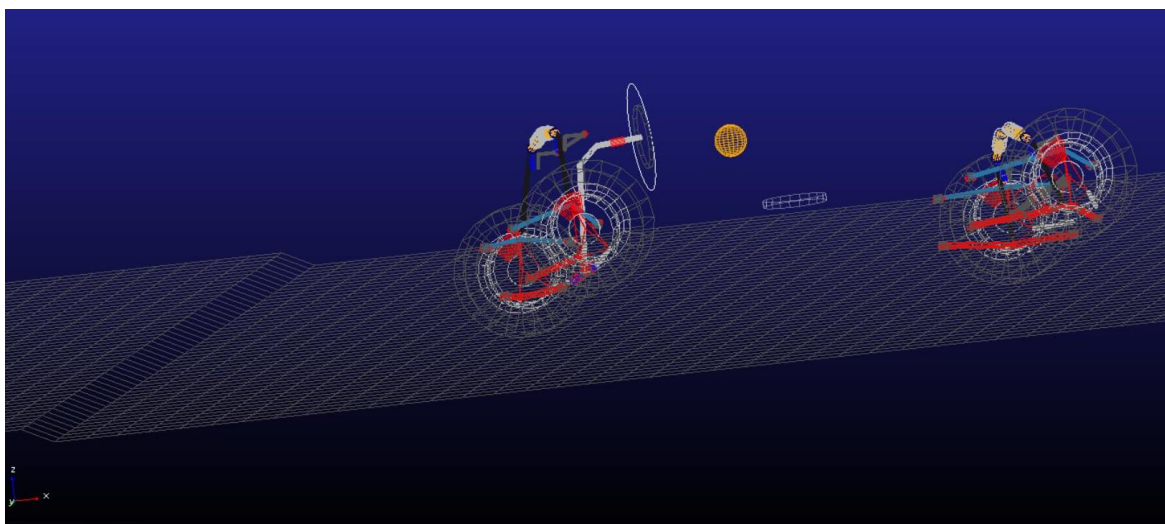
Obr. 18 Ukázka prostředí SpaceClaim

3 Experimentální část

Cílem experimentální části je provést čtenáře průběhem návrhu těhlice. Na začátku bylo definováno několik zátěžných stavů a bodů podvozku. Síly byly získány simulací jízdních stavů v MSC.ADAMS a nadále byly využity pro zadání okrajových podmínek topologické optimalizace. Optimalizovaná geometrie byla poté znovu simulačně podrobena silovému zatížení. V poslední části experimentu bylo vybráno několik technologií výroby a nakonec zvolena nejvhodnější varianta.

3.1 Zátěžné stavy

Návrh správné kinematiky a dynamiky podvozku byl proveden v software MSC.ADAMS (Obr.19). Kompletní návrh podvozku není tématem této práce, některé postupy se však prolínají i do návrhu těhlic.



Obr. 19 Zjednodušený model podvozku vozidla

Při konstrukci podvozku běžného osobního automobilu se vychází z jiných jízdních situací. Dokonce existuje i norma, podle které se má podvozek testovat a dimenzovat. Vzhledem k specifičnosti konstrukce vozidla Formula Student se však nedá norma pro běžné automobily použít. Z tohoto důvodu tým přišel se svojí metodikou testování podvozku, která bude popsána níže.

Síly působící na podvozek a potom i přímo na těhlice lze získat simulací jízdních stavů virtuálního modelu auta v MSC.ADAMS. Používá se několik zátěžných stavů.

- **Fishhook 90 180 60:** otočení volantem vlevo o 90° a následné otočení o 180° vpravo při rychlosti 60 km/h.
- **Fishhook 50 100 60:** otočení volantem vlevo o 50° a následné otočení o 100° vpravo při rychlosti 50 km/h.
- **Fishhook 60 120 70:** otočení volantem vlevo o 60° a následné otočení o 120° vpravo při rychlosti 70 km/h.
- **Gristmill 100 2 70:** jízda v kruzích s maximálním bočním zrychlením 1,5 G.
- **Impulsesteer:** otočení volantem o 90° vpravo a zase zpět o 90° za 10 sekund.
- **Impulsesteer 5m:** otočení volantem o 90° vpravo a zase zpět o 90° za 5 sekund.
- **Impulsesteer 2m:** otočení volantem o 90° vpravo a zase zpět o 90° za 2 sekundy.
- **Jturn 1 800 70:** průjezd zatáčkou o celkovém úhlu 800° při rychlosti 70 km/h.
- **Breakingturn2:** Brzdění při průjezdu zatáčkou s počáteční rychlostí 35 km/h.
- **Přejezd přes překážku** představuje poslední jízdní situaci. Vozidlo musí překonat 50 mm vysokou překážku při rychlosti 25 km/h.

Z každého stavu bylo získáno velké množství dat ve formě tabulek a grafů. Pro každý úchytný bod na těhlici bylo možné získat konkrétní velikost působících sil včetně orientace a časového průběhu během vybraného jízdního manévru.

Pro statickou simulaci těhlice došlo k použití maximálních sil vznikajících v podvozku napříč všemi jízdními stavy (Tab.2). Statická simulace je dále důležitá pro topologickou optimalizaci těhlice.

Tab.2 Maximální síly působící na body zadní těhlice

	Osa	Maximální kladná síla [N]	Maximální záporná síla [N]
horní bod	x	850	-900
	y	1800	-1800
	z	250	-800
spodní bod	x	2000	-2100
	y	4000	-4000
	z	20	-3200
sbíhavost	x	260	-650
	y	2800	-2800
	z	650	-45

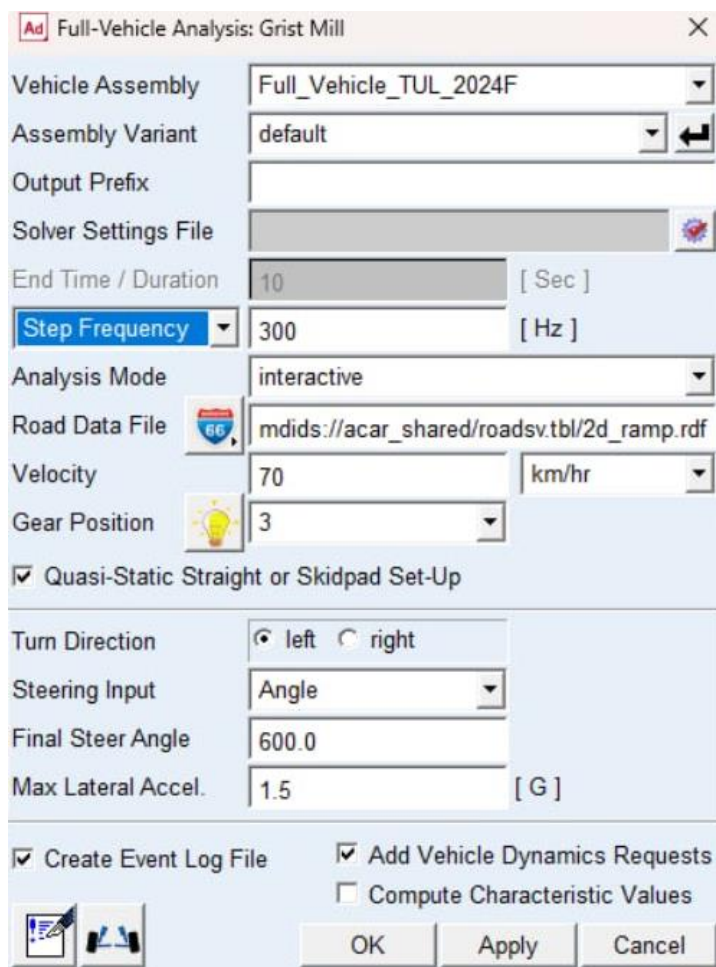
Kromě statické simulace je podstatné těhlice dimenzovat i na dynamické účinky sil. Dynamická simulace je důležitá i pro zjištění životnosti.

Z těchto stavů bylo po konzultaci se členy podvozkové skupiny vybráno několik nejvýznamnějších stavů, které byly použity pro dynamickou simulaci. Byly voleny takové stavy, u kterých dochází k nejvýznamnějšímu zatížení podvozku vozidla:

- Gristmill 100 2 70
- Impulsteer 2m
- Breakingturn 2
- Přejezd přes překážku

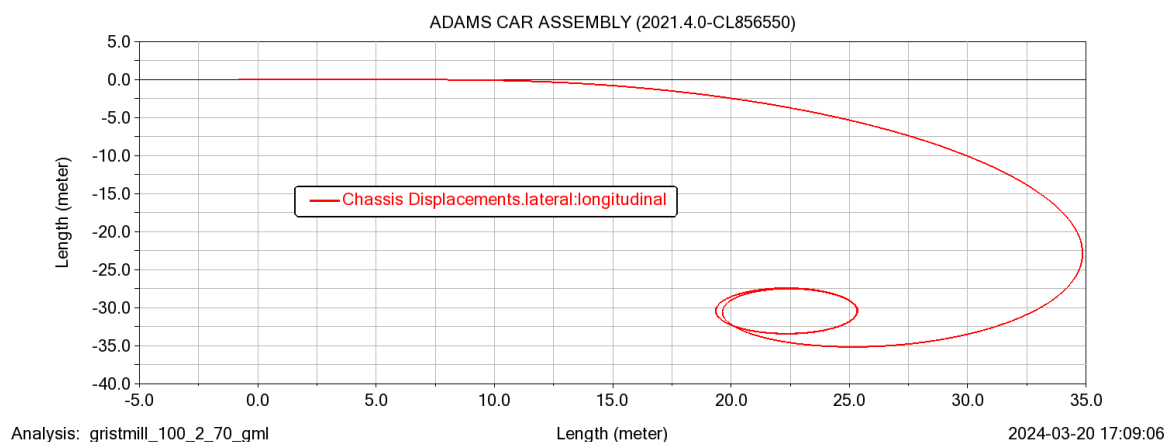
3.1.1 Gristmill 100 2 70

Při tomto jízdním stavu krouží vůz po kružnici obvodovou rychlostí 70 km/h, boční zrychlení dosahuje maximální hodnoty 1,5 G. Podrobnější nastavení podmínek simulace je vidět na Obr.20. Je zde patrné, že byl zařazen 3. převodový stupeň a vůz obkroužil oblouk o úhlu 600°.

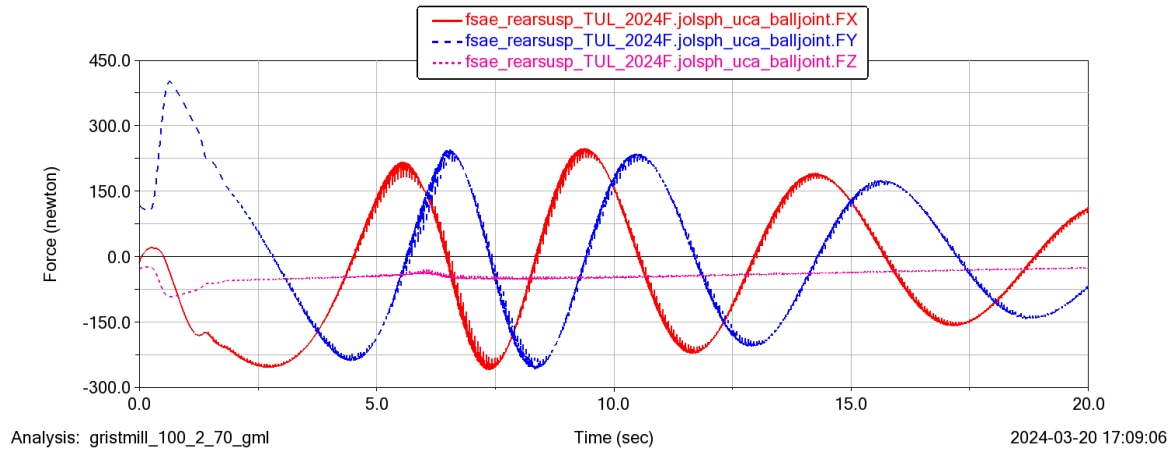


Obr. 20 Zadání manévru v MSC.ADAMS

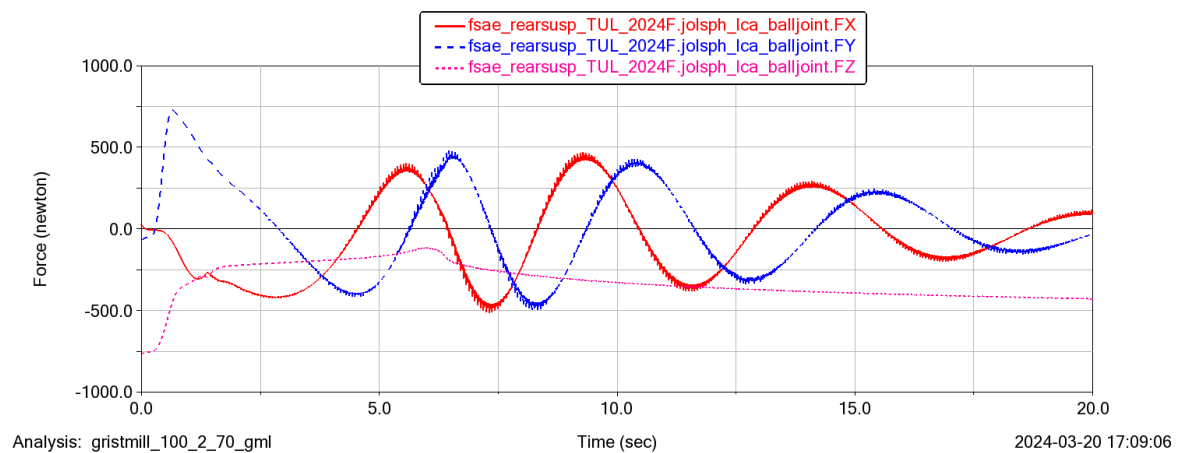
Během simulace bylo získáno mnoho dat, zde je uveden tvar trajektorie vozu při zvoleném manévru (Obr.21). Pro návrh těhlice bylo velice důležité znát průběh sil a maximální sílu v jednotlivých bodech uchycení, tyto hodnoty jsou patrné z grafů níže (Obr.22) (Obr.23).



Obr. 21 Trajektorie vozu při Gristmill 100 2 70



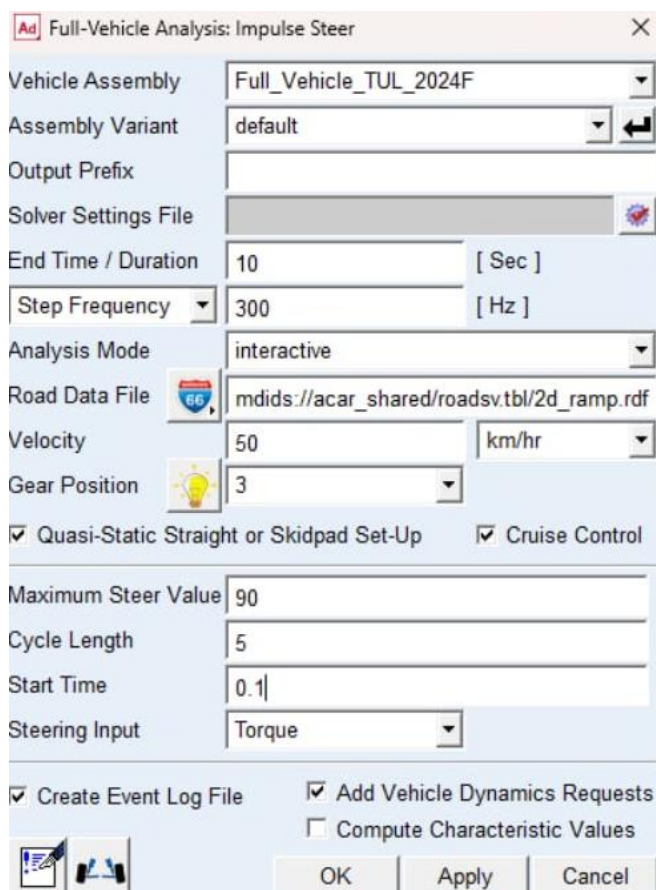
Obr. 22 Průběh sil na horním úchytu levé zadní těhlice během manévru



Obr. 23 Průběh sil na spodním úchytu levé zadní těhlice během manévru

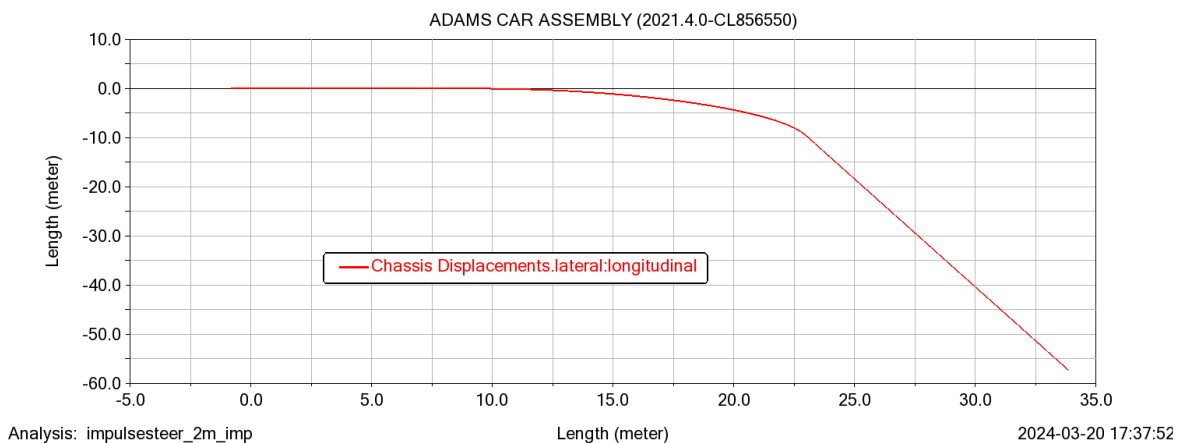
3.1.2 Impulsesteer 2m

Vozidlo jede po rovině rychlostí 50 km/h, v čase 0,1 s dojde k rychlému zatočení volantem o 90° a poté zatočení zpět. Podrobné nastavení simulace je na Obr.24.

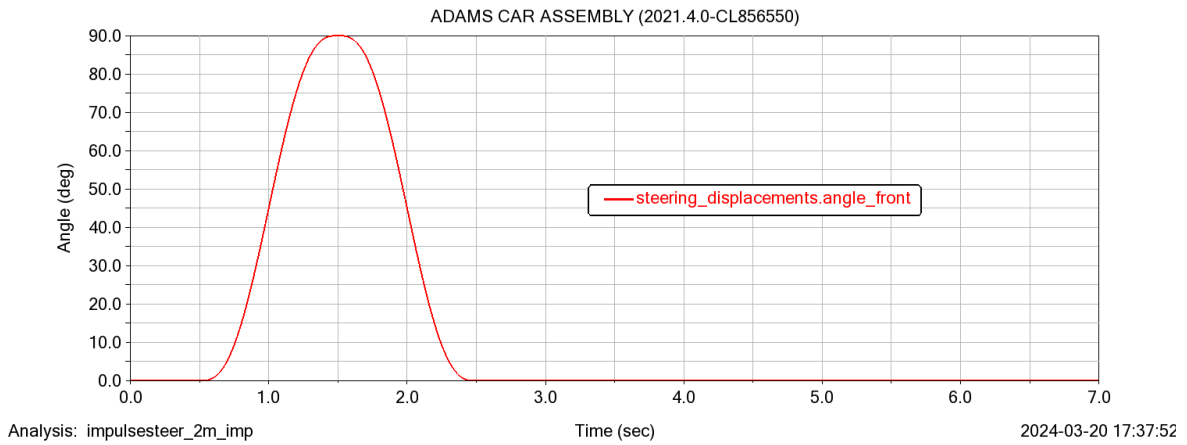


Obr. 24 Zadání manévru v MSC.ADAMS

Dále je uveden tvar trajektorie projíždějícího vozu (Obr.25) a pohyb volantu (Obr.26).

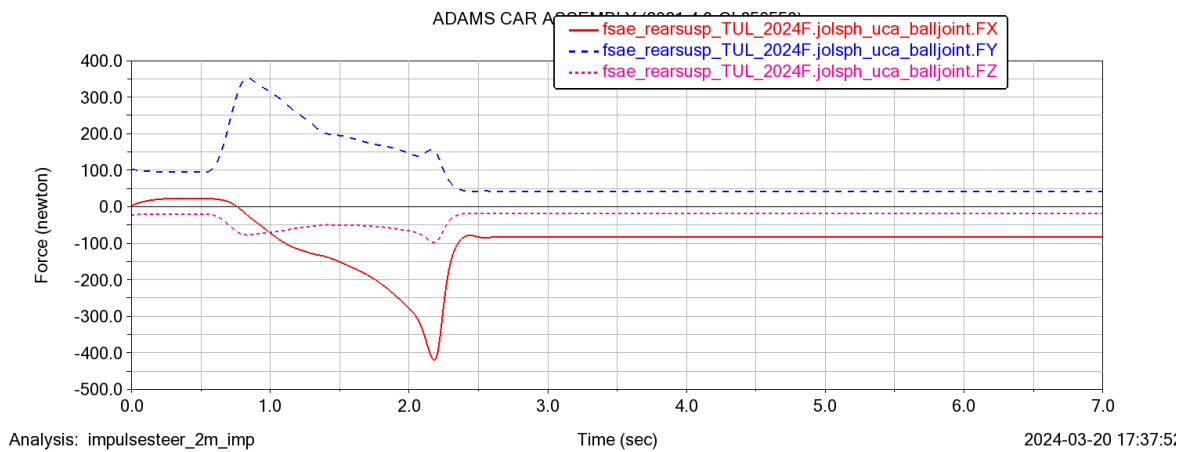


Obr. 25 Trajektorii vozu při Impulsesteer 2m

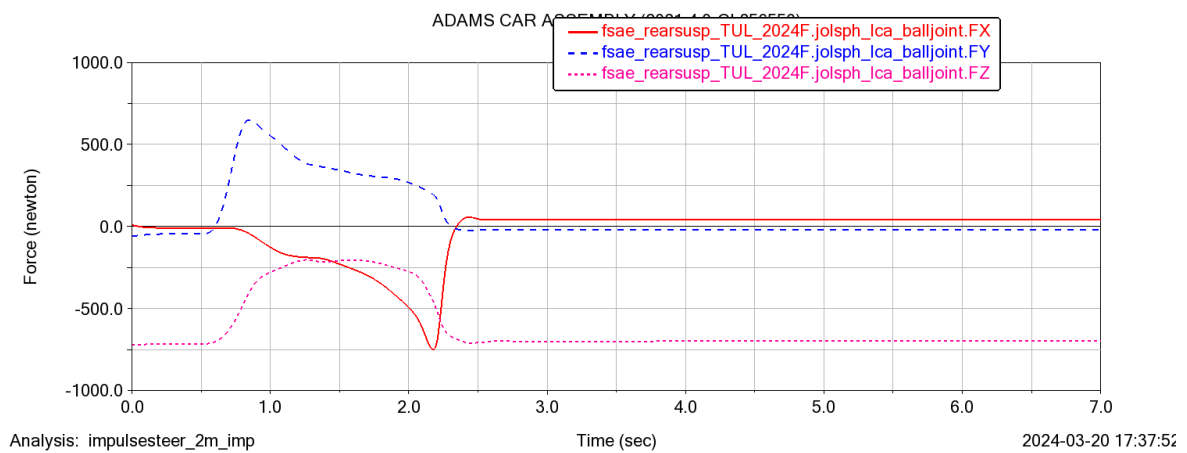


Obr. 26 Úhel zatočení volantu

Síly působící na horní a spodní bod uchycení těhlice vykreslil MSC.ADAMS v grafech níže (Obr.27) (Obr.28).



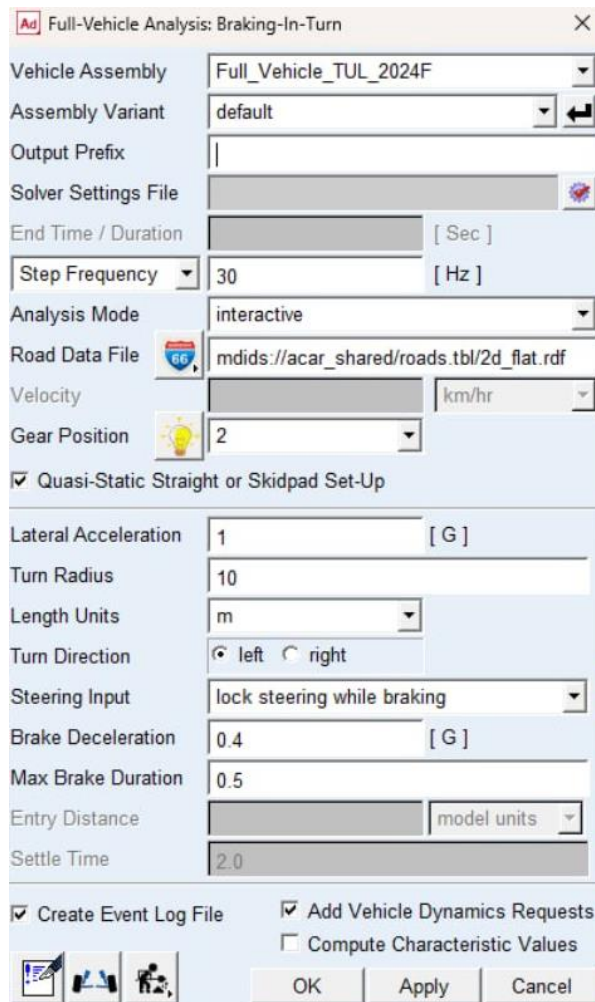
Obr. 27 Průběh sil na horním úchyty levé zadní těhlice během manévru



Obr. 28 Průběh sil na spodním úchyty levé zadní těhlice během manévru

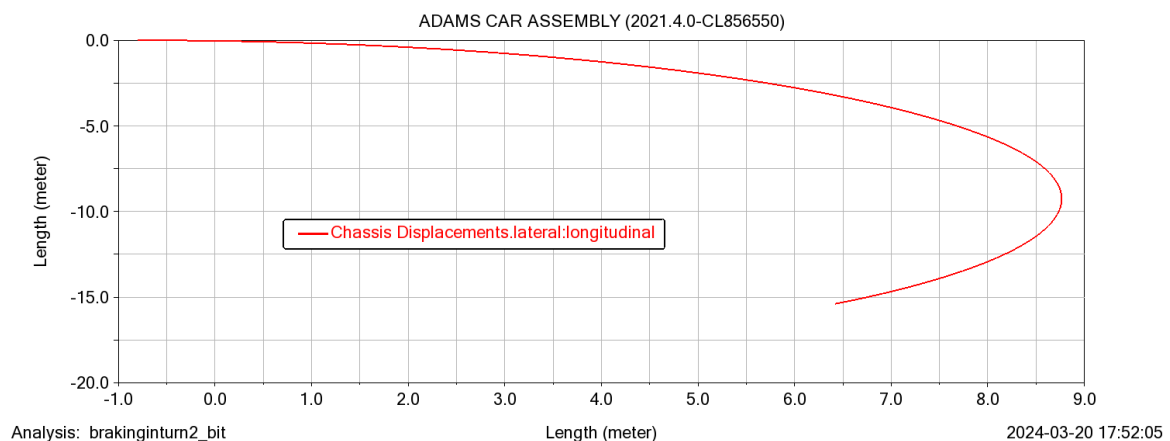
3.1.3 Breakingturn 2

Tato jízdní situace představuje brždění při průjezdu vozidla zatáčkou o poloměru 10 m. Vůz zatáčí vlevo s bočním zrychlením 1 G a zpomalením v ose pohybu 0,4 G (Obr.29).

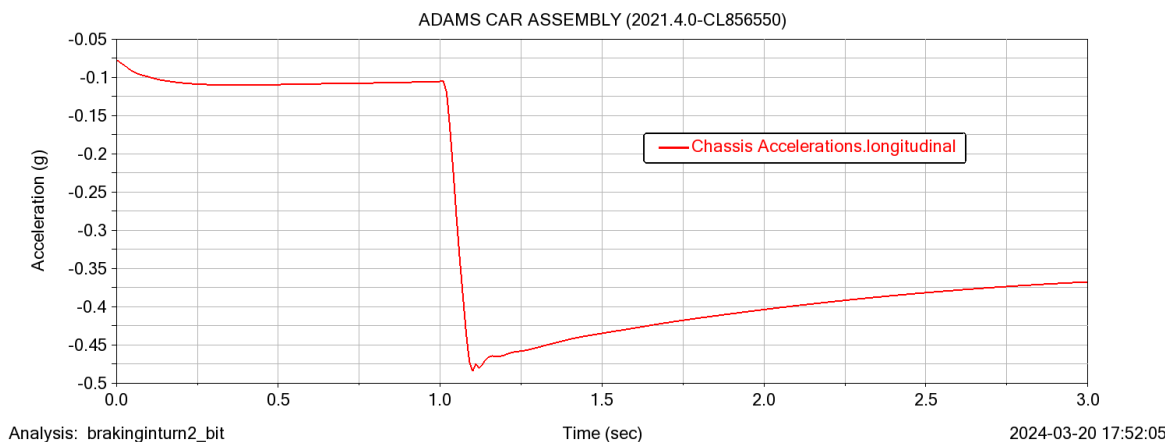


Obr. 29 Zadání manévru v MSC.ADAMS

Tvar trajektorie lze vyčíst z grafu Obr.30 a průběh podélného zrychlení na Obr.31.

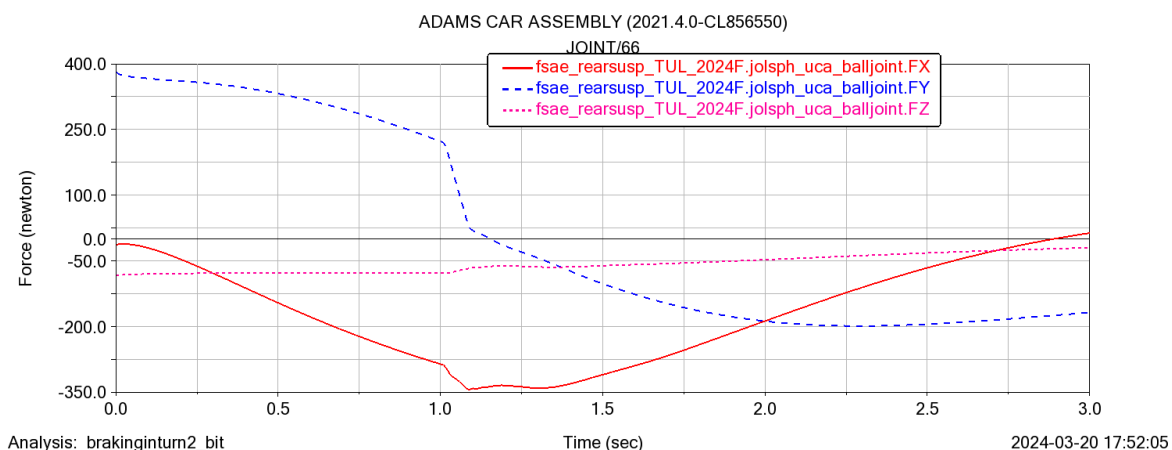


Obr. 30 Trajektorie vozu při Brakingturn 2

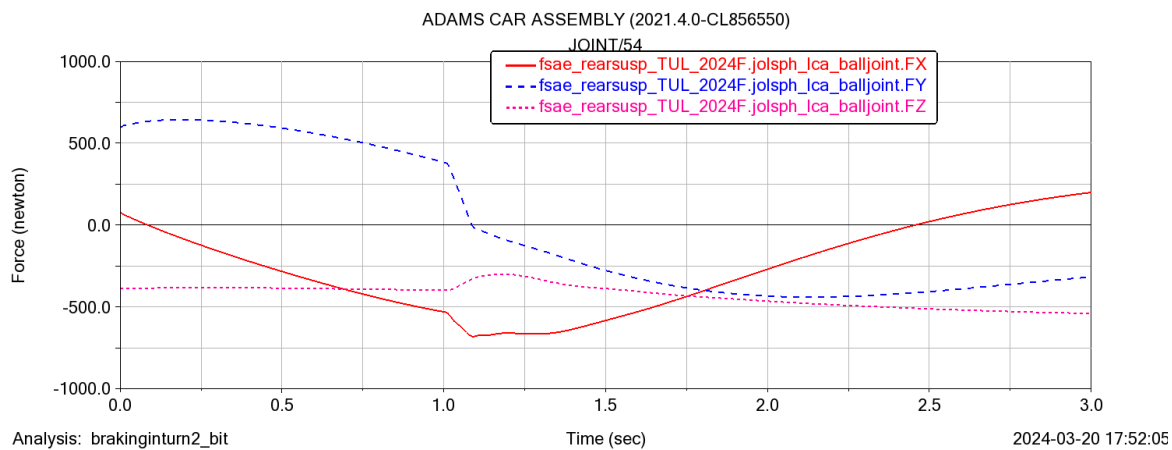


Obr. 31 Podélné zrychlení vozu

Průběh sil je opět patrný z následujících grafů, pro horní bod Obr.32 a pro spodní bod Obr.33.



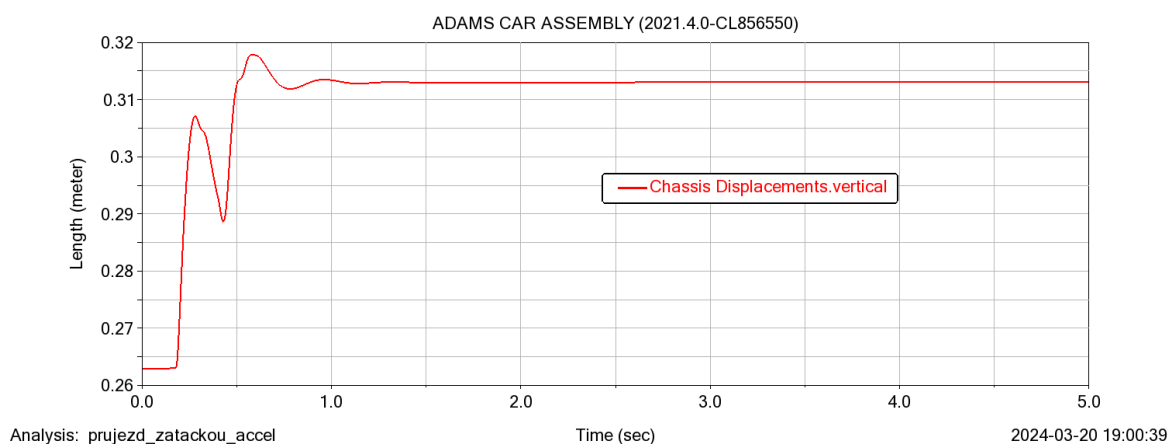
Obr. 32 Průběh sil na horním úchyty levé zadní těhlice během manévru



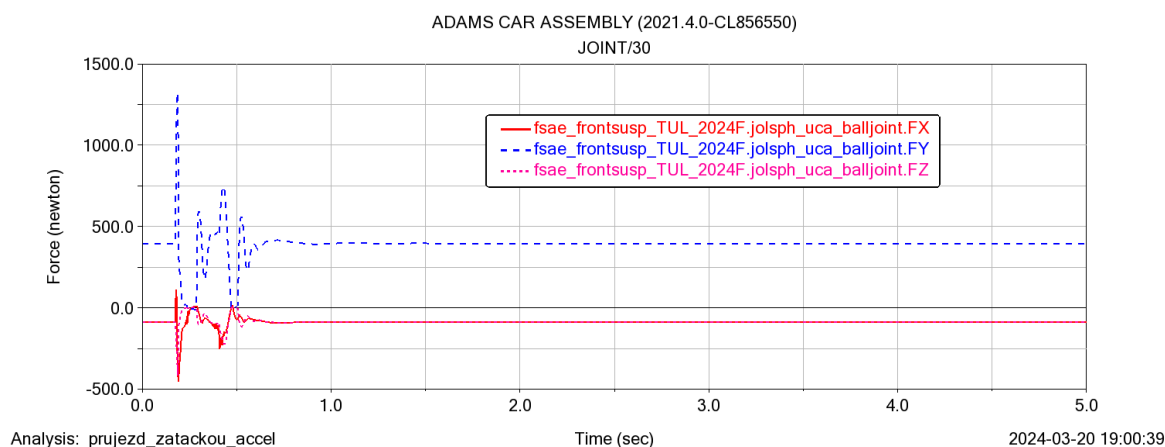
Obr. 33 Průběh sil na spodním úchyty levé zadní těhlice během manévru

3.1.4 Přejezd přes nerovnost 50 mm v rychlosti 25 km/h

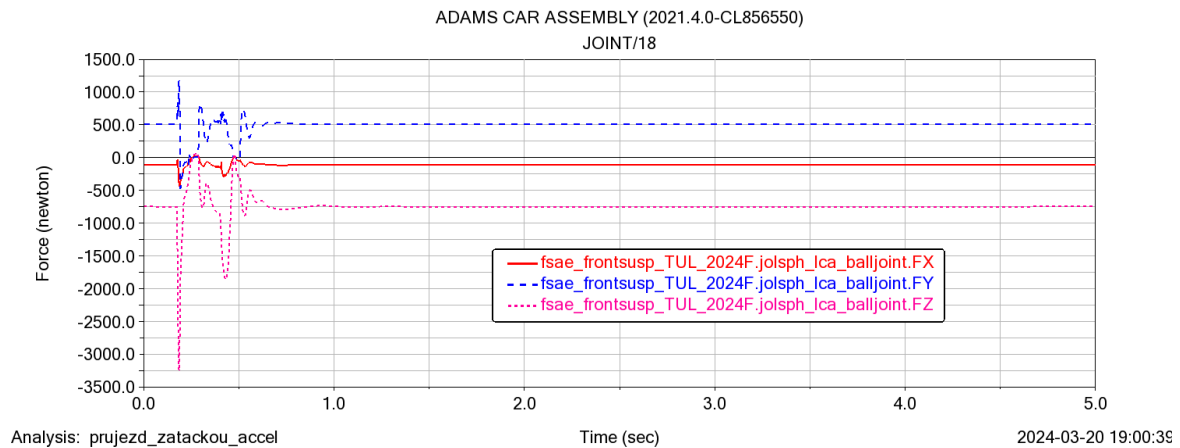
I když je tento scénář nepravděpodobný, protože závodní tratě závodů Formula Student bývají bez nerovností a výmolů, je lepší brát i tuto okrajovou podmínku v úvahu. Při přesouvání vozu nebo ruční manipulaci s ním by mohlo dojít k neplánovanému nárazu, který by mohl těhlici poškodit. Vertikální posunutí vozu lze poznat z Obr.34. Průběh sil na horním bodu je na Obr.35 a na spodním bodu Obr.36.



Obr. 34 Posunutí vozidla ve směru osy z (vertikálně) při překonání překážky



Obr. 35 Průběh sil na horním bodu uchycení levé přední těhlice



Obr. 36 Průběh sil na spodním bodu uchycení levé přední těhlice

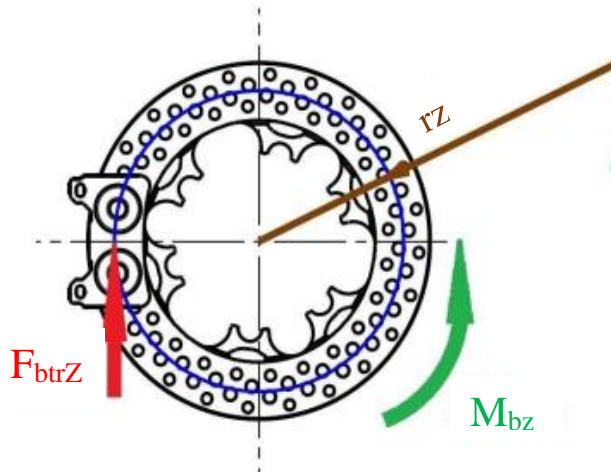
3.1.5 Výpočet brzdné síly

Jedním z klíčových parametrů je velikost brzdné síly. Ideální umístění brzdného třmenu, je co nejdále od středu rotace kola, aby byla zajištěna maximální efektivita brzd. Toto uspořádání umožňuje použít brzdový kotouč s větším průměrem, což má příznivý vliv na snížení brzdné síly, a tedy nižší zatížení těhlice. Na druhou stranu je nutno počítat s dostatečným prostorem mezi třmenem a vnitřní stranou ráfku kola, aby nedocházelo ke kolizi [5].

Brzdná síla se určuje výpočtem znázorněným níže, pro který je třeba definovat tyto parametry (Tab.3):

Tab.3 Parametry výpočtu brzdné síly

Název	Značka	Hodnota
Celková hmotnost vozidla včetně řidiče	m_c	310 kg
Výška těžiště	h_t	260 mm
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	L_z	770 mm
Rozvor náprav	L	1540 mm
Součinitel adheze pneumatik	μ_i	2
Gravitační zrychlení	g	9,81 m/s ²
Střední poloměr třecího obložení	r_z	80,65 mm



Obr. 37 Schéma brzdy [5]

Jako první bylo určeno **brzdné zpomalení b** podle vzorce 3.1:

$$b = \mu_i * g \quad (3.1)$$

Díky této znalosti bylo možné určit **setrvačnou sílu F_s** dle vzorce 3.2:

$$F_s = b * m_c \quad (3.2)$$

Výše vypočítané hodnoty byly užity ve vzorci pro výpočet **dynamického zatížení zadní nápravy 3.3**:

$$F_{zz}^{dyn} = \frac{-F_s * h_t + m_c * L_z * g}{L} \quad (3.3)$$

Brzdná síla na kole zadní nápravy se určí vzorcem 3.4:

$$F_{bz} = \frac{F_{zz}^{dyn} * \mu_i}{2} \quad (3.4)$$

Dále můžeme určit **brzdný moment** na zadní kolo 3.5:

$$M_{bz} = F_{bz} * r_d \quad (3.5)$$

Jako poslední získáme **sílu zatěžující zadní třmen** 3.6:

$$F_{btrZ} = \frac{M_{bz}}{r_z} \quad (3.6)$$

Výsledná síla působící na zadní třmen byla **1212 N**

3.2 Body podvozku

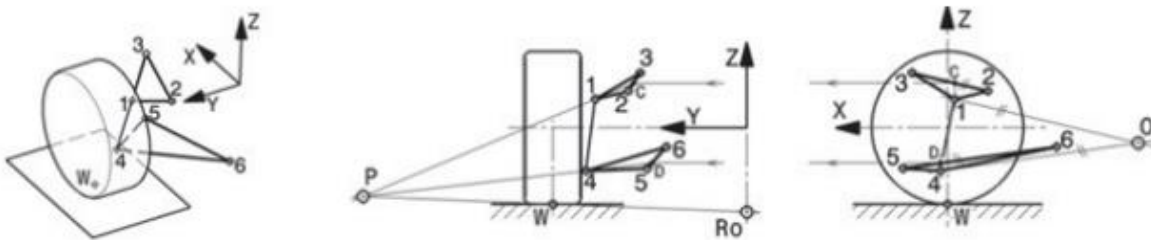
Kinematika podvozku má zásadní vliv na jízdní vlastnosti. V letošní závodní sezóně byl zvolen koncept podvozku, který se zaměřuje na zlepšení ovladatelnosti vozu především v disciplíně Skidpad, kde by mohl tým získat nejlepší umístění ze všech dynamických disciplín. Rozmístění aktuálních bodů podvozku bylo oproti loňskému řešení radikálně odlišné.

Poloha bodů je velice komplexní úloha, která nemá jednoduché řešení. Do návrhu kinematiky promlouvá mnoho faktorů a je čistě na konstruktérovi, aby rozhodl, které vlastnosti podvozku upřednostní před jinými [5].

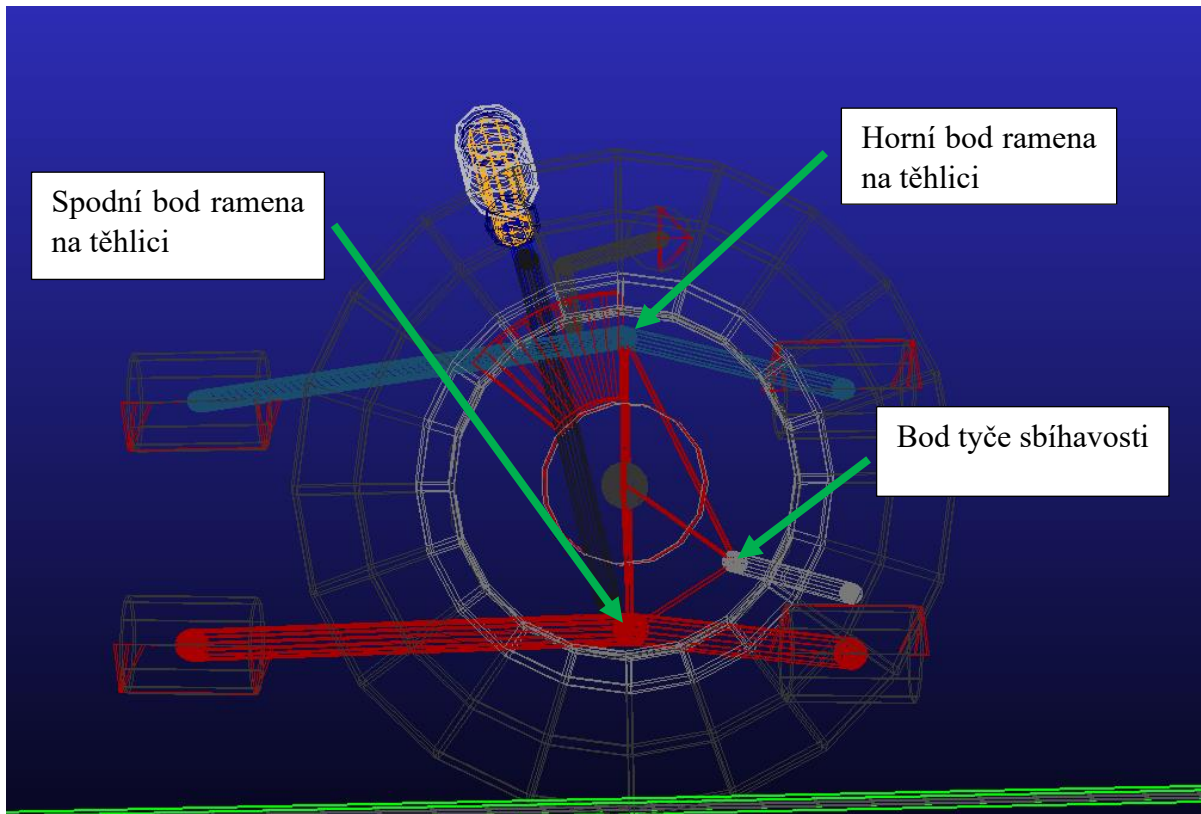
Níže je kinematické schéma zavěšení jednoho kola podvozku (Obr.29). Jsou zde vyznačeny jednotlivé body podvozku, které znamenají:

1. Bod horního ramena na těhlici
2. Zadní bod horního ramena
3. Přední bod horního ramena
4. Bod spodního ramena na těhlici
5. Přední bod spodního ramena
6. Zadní bod spodního ramena

Na těhlici se nachází body horního ramena (1), spodního ramena (4), tyče sbíhavosti u zadní těhlice nebo spojovačky v případě přední těhlice. V těchto pomyslných bodech leží středy kulových čepů uchycení podvozku. Poslední důležitý bod leží v ose rotace a představuje střed pneumatiky (Obr.38). Existují pravidla, která by měla být obecně dodržována, například spodní bod ramena ležící na těhlici, by měl být posunut co možná nejhlouběji a co nejnižše do kola. Bod horního ramena (1) by měl být co nejdále od spodního bodu (4). Důvodem je snížení sil působících v ramenech [5].



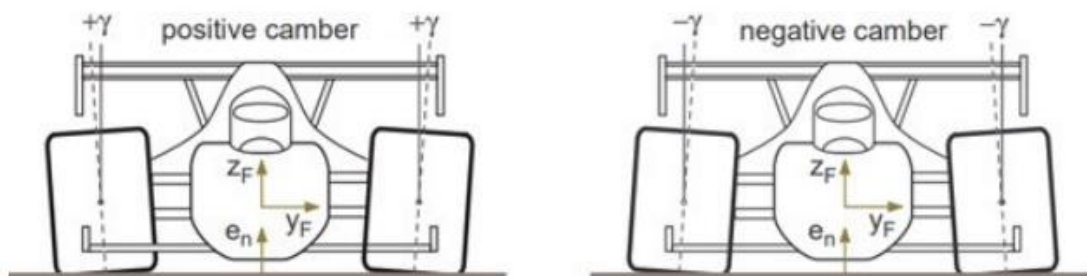
Obr. 38 Ukázka umístění bodů podvozku [5]



Obr.39 Boční pohled na geometrii zadní nápravy

3.2.1 Nastavitelnost odklonů

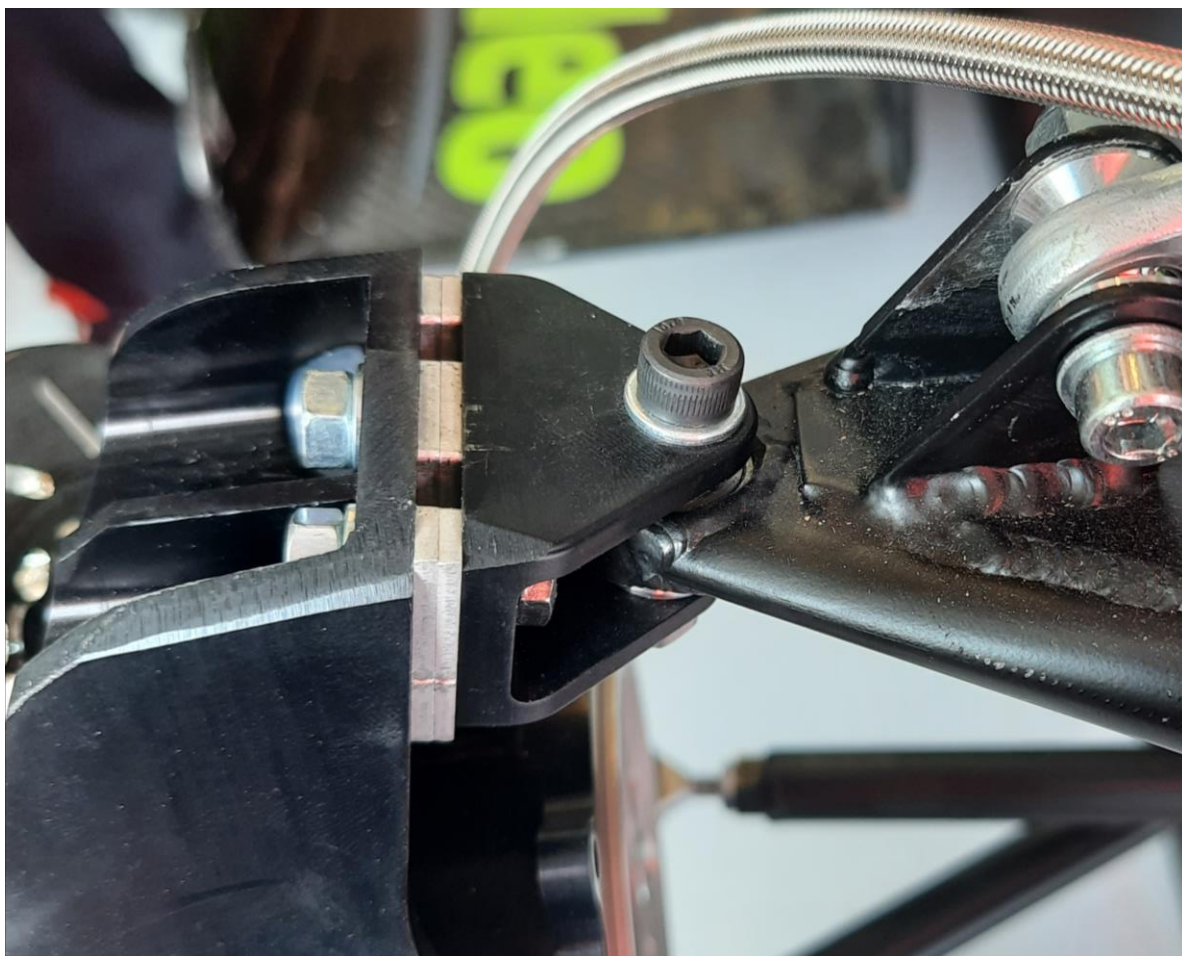
Důležitým aspektem je také možnost změny geometrie podvozku. Jedná se o možnost naklonit kolo pod určitým úhlem tak, aby kola tvořila pomyslné A nebo V (Obr.40). Tomuto úhlu se říká takzvaný camber. Úhel má zásadní vliv na stabilitu vozu v příčném směru, jízdní vlastnosti v zatáčkách a na opotřebení pneumatik. Pro jednotlivé soutěžní disciplíny se volí optimální nastavení podvozku tak, aby byl zaručen optimální výkon [5]. Existuje několik způsobů, jak měnit geometrii podvozku. Změna se nejčastěji provádí posunutím polohy spodního a horního úchyty. Pomocí podkládání speciálními podložkami nebo posuvem úchyty po tvarovém drážkování.



Obr.40 Nastavení cemburu [5]

Na počátku vývoje letošního monopostu byl stanoven požadavek, aby byl horní i spodní úchyt ramen vůči těhlici nastavitelný. Některé týmy navrhují těhlice pouze s jedním nastavitelným úchytem, prakticky vždy se jedná o horní. Existují alternativní řešení, kdy jsou oba úchyty fixní a mění se délka ramen. Toto řešení ale nebývá příliš aplikované a u porotců na závodech je velmi nepopulární.

Důvodem k požadavku na nastavitelnost obou úchytů jsou zkušenosti z předchozích sezon, kdy nastavitelnost úchytů kompenzovala nepřesnosti podvozku vzniklé při výrobě. Na zadní nápravě se tímto řešením dokonce loni podařilo vyřešit problém se špatnou délkou poloos. Způsob nastavitelnosti horního úchyty u přední i zadní těhlice byl realizován pomocí vidličky a podložek, totožně jako v předchozích sezonách. Řešení funguje na principu vkládání různě tlustých podložek mezi hliníkovou vidličku, která drží rameno a dosedací plochu na těhlici. Tímto způsobem je možné měnit odklon. Vše je dohromady staženo dvojicí pevnostních šroubů M6 a pojištěno celokovovou jisticí maticí (Obr.41). Z důvodu bezproblémové funkce se konstrukce vidličky ani podložek nijak neměnila. Výhodou je také možnost využití dílů z loňského soutěžního monopostu.



Obr. 41 Nastavitelnost cembu pomocí podložek u loňské těhlice

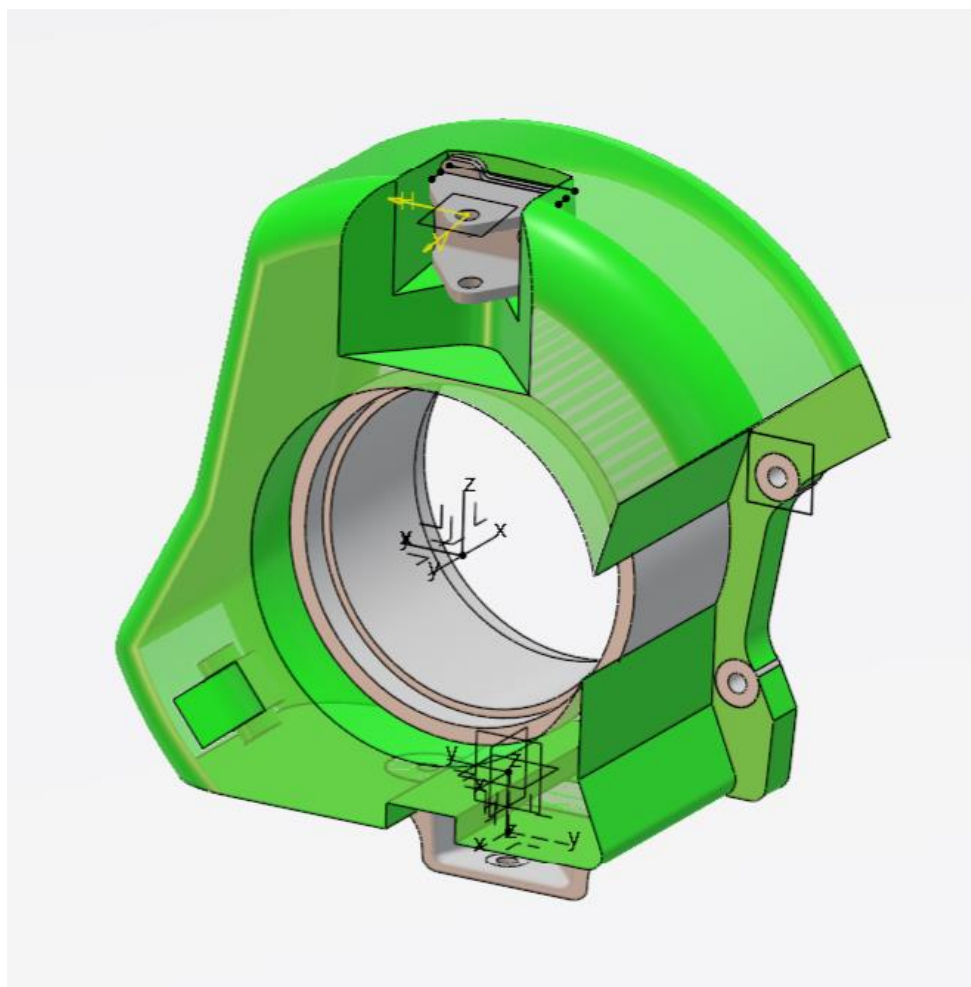
U spodního úchytu bylo v loňské sezoně použito také již zmíněné řešení s podložkami. První ideou pro letošní vůz bylo zachovat toto řešení. Po zakreslení polohy bodů podvozku, zejména pak spodního ramena, se ale ukázalo, že v letošním roce bude toto řešení nerealizovatelné. Důvodem bylo velké posunutí spodního úchytného bodu směrem ven z vozu, tedy blíže k čelní straně ráfku. Prostor pro uchycení by byl tak malý, že by neumožňoval dostatečnou nastavitelnost. Navíc by zde vznikalo z důvodu malého množství materiálu neúměrně zatížení materiálu. Z tohoto důvodu bylo vymyšleno jiné řešení, při jehož tvorbě byla nalezena inspirace u těhlice ze sezony 2018. Na formuli „Markétce“ byl spodní úchyt pohyblivý pomocí drážkování, které se nacházelo na těhlici a úchytu samotném (na jejich kontaktní ploše). Vše bylo opět staženo dvojicí pevnostních šroubů M6 se smáčknutou maticí (Obr.42). Po diskuzi se staršími členy týmu, kteří toto řešení navrhovali, došlo pouze ke změně typu drážek. Poloha úchytu lze vůči těhlici nastavovat po milimetru a nulová poloha nastavení je vyznačena pomocí rysky, aby se předešlo špatnému nastavení.



Obr. 42 Těhlice z formule Markétky

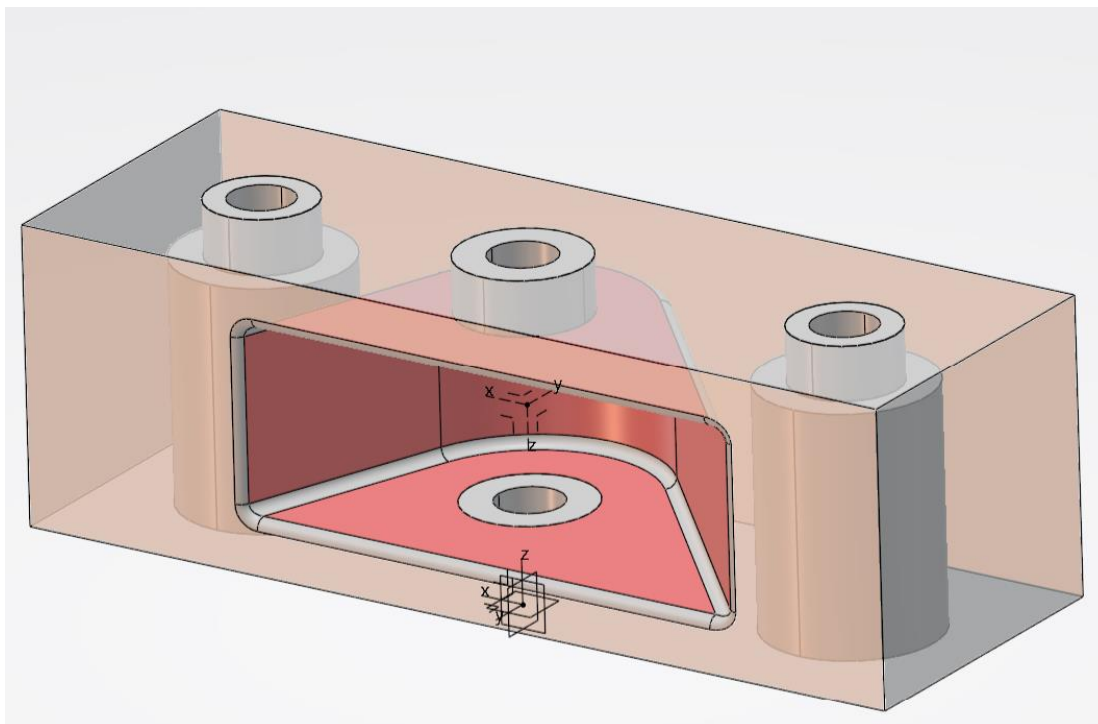
3.3 Vytvoření návrhového prostoru pro topologickou optimalizaci

Po definitivním určení bodů podvozku ležících na těhlici bylo nutno vytvořit návrhový prostor, ze kterého bude prováděna topologická optimalizace (Obr.43). Tento prostor byl vytvořen v CAD programu CATIA. Při návrhu modelu bylo nutno respektovat zástavbový prostor pro ložiska, náboje, uchycení brzd a samozřejmě prostor pro ramena podvozku. Vzhledem k zjednodušení konstrukce bylo rozhodnuto na zadní nápravě použít stejný náboj a ložiska jako loni. V návrhu brzdového systému došlo také k určité modifikaci. Tým se rozhodl použít brzdy vlastní výroby, konkrétně kopii původně používaných brzd Brembo. Díky tomuto faktu nebylo potřeba uchycení zásadně měnit. Dalším omezujícím faktorem je vnitřní průměr ráfků. Z důvodu možných budoucích úprav byl celý objem rozdělen do několika samostatných těl.



Obr. 43 Základní návrhový prostor pro optimalizaci těhlice

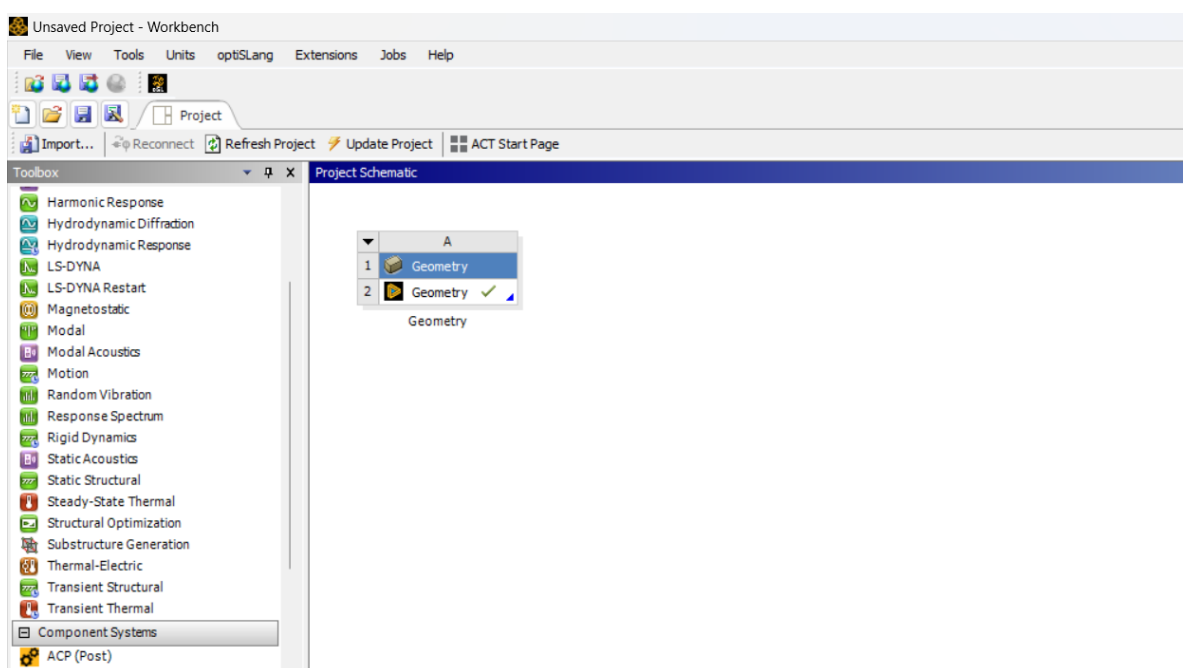
Pro spodní úchyt ramene zadní těhlice, byl vytvořen samostatný návrhový prostor (Obr.44). Důvod pro tvorbu druhého návrhového prostoru, bylo již popsané nastavování odklonů kol pomocí posunu úchytu vůči těhlici.



Obr. 44 Základní návrhový prostor pro optimalizaci spodního držáku ramene

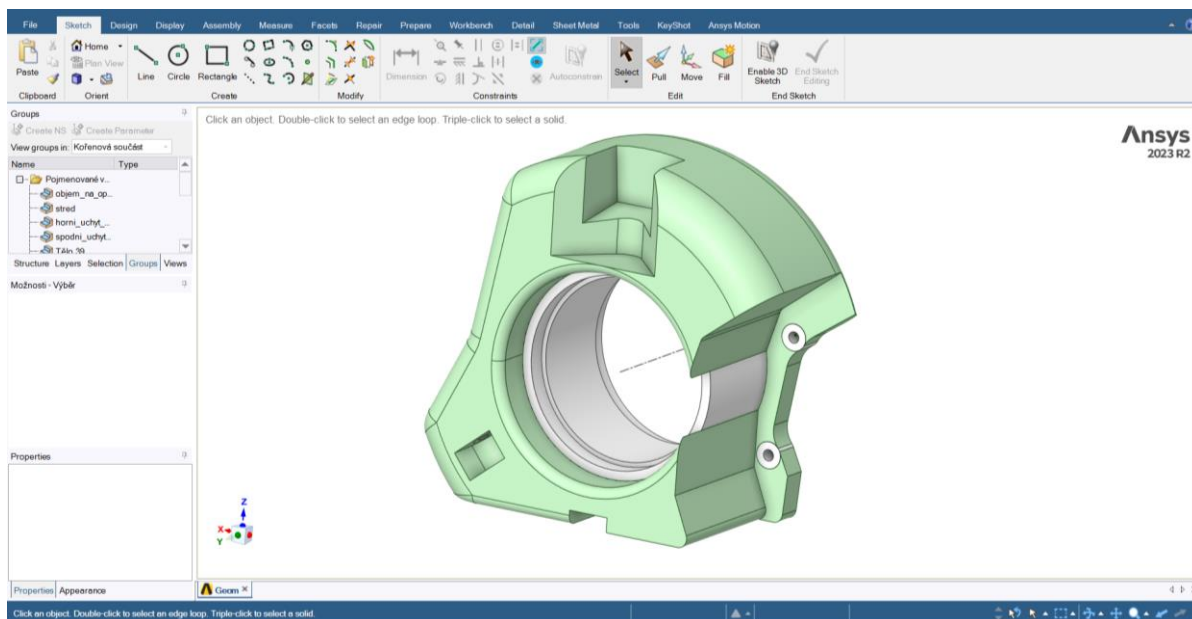
3.4 Příprava na topologickou optimalizaci

Topologická optimalizace byla provedena v software Ansys Mechanical. Do prostoru *Workbench* byl z *Toolboxu* přesunut prvek *Geometry* (Obr.45).



Obr. 45 Vložení geometrie do Workbench

Před samotnou optimalizací bylo ale nutno geometrii ještě upravit. Po importu CAD geometrie do prostředí *Workbench* došlo k přesunu do modulu *SpaceClaim*. Zde bylo pomocí funkce *Name Selection* definováno několik ploch, které představovaly působíště sil. Dále bylo definováno několik těl takzvaného *Exklusive Region*. Jedná se o části objemu, do kterého nebude topologická optimalizace zahrnuta. Jsou to otvory pro šrouby, prostor okolo ložisek a místa uchycení ramen (Obr.46). Takto připravená geometrie už byla uzpůsobená pro další optimalizaci.

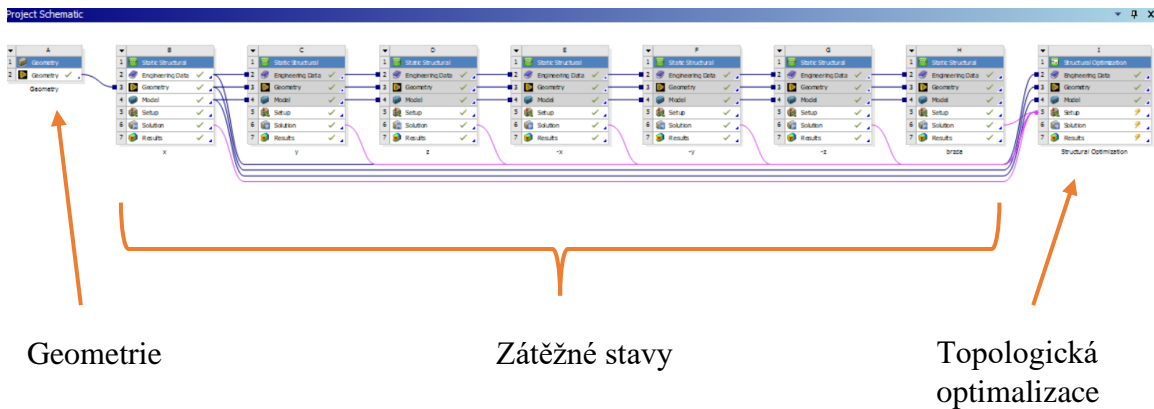


Obr. 46 Úprava geometrie v prostředí *SpaceClaim*

Po návratu zpět do *Workbench* bylo přidáno několik zátěžných stavů. Pro osy x, y, z bylo definováno celkem 6 stavů pomocí funkce *Static Structural*. Další zátěžný stav byl vytvořen speciálně pro případ brždění. Jako poslední byl z *Toolbox* přidán prvek *Structural Optimization* (Obr.47). Tato funkce je přímo odpovědná za topologickou optimalizaci. Po prokliknutí do *Engineering Data* byl přidán z knihovny vhodný materiál, v tomto případě se jednalo o slitinu EN AW 7075.

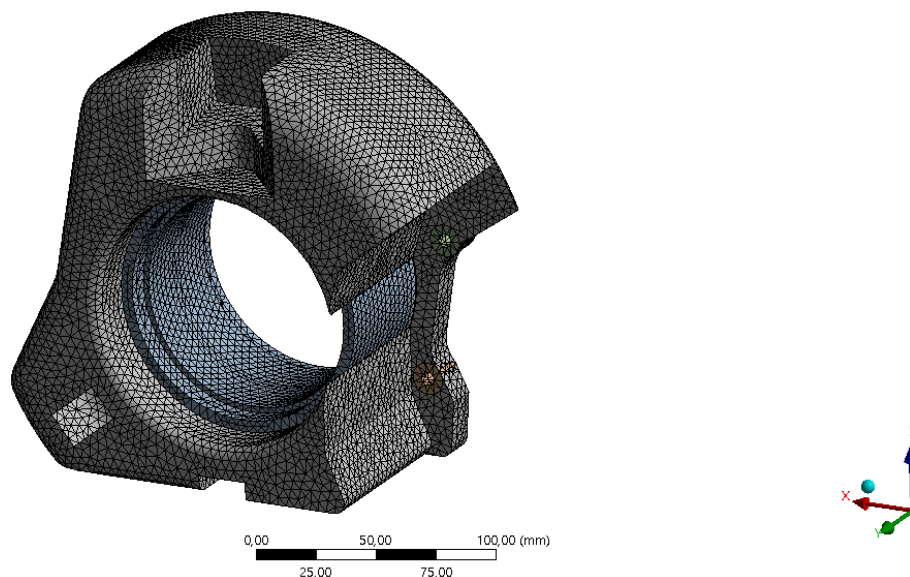
Tab.4 Síly v jednotlivých zátěžných stavech

Stav	Osa	Síla na horním bodě [N]	Síla na spodním bodě [N]	Síla na sbíhavost [N]	Síla na úchyty brzdy [N]
1	X+	850	2000	260	0
2	X-	-900	-2100	-650	0
3	Y+	1800	4000	2800	0
4	Y-	-1800	-4000	-2800	0
5	Z+	250	20	650	0
6	Z-	-800	-3200	-45	0
Brždění	Z-	0	0	0	-1212



Obr. 47 Návaznost jednotlivých prvků simulace ve Workbench

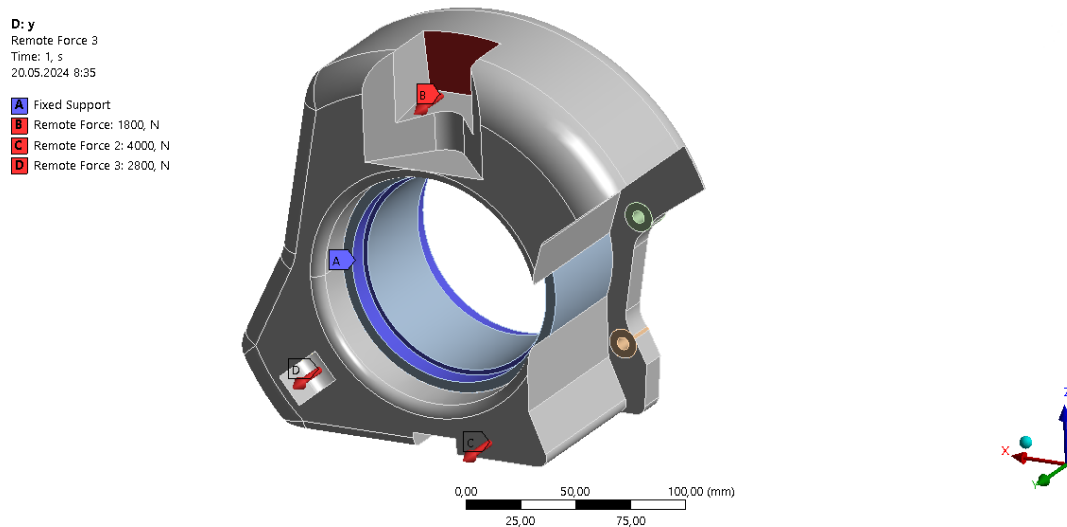
Následoval přesun do prostředí *Mechanical*, v němž došlo k definici zbylých parametrů. Pro každé tělo byl zvolen správný materiál z knihovny. Velmi klíčovým prvkem pro topologickou optimalizaci jsou správné parametry sítě konečných prvků. Síť byla vytvořena z prvků typu *kvadratický tetrahedron* (Obr.48). Maximální velikost prvků byla zvolena 3 mm. Velikost a typ prvků se volí tak, aby byly zaručeny přesné výsledky v přijatelném výpočetním čase.



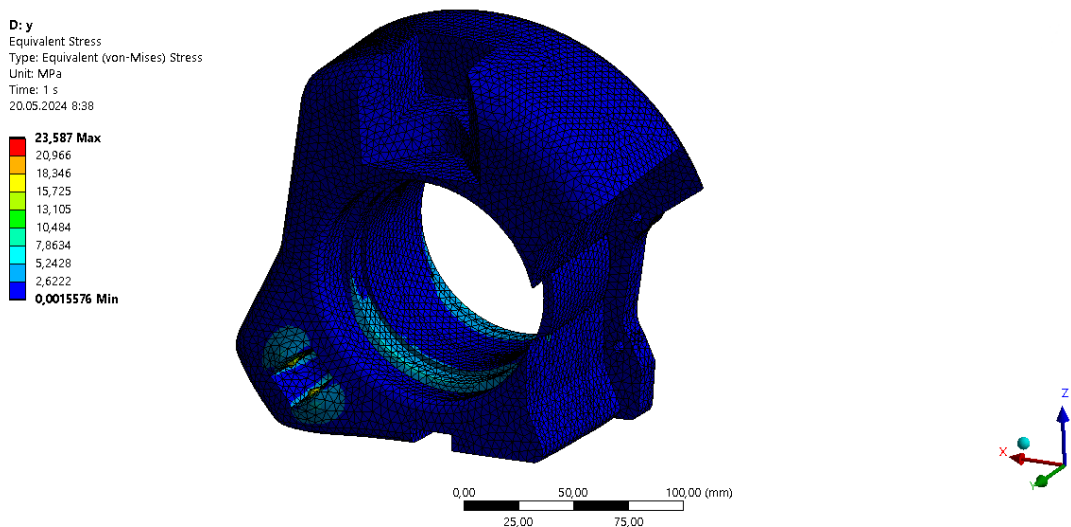
Obr. 48 Síť konečných prvků

V dalším kroku došlo k určení zátěžných sil a vazeb pro každý zátěžný stav *Static Structural*. Vypočítané síly nepůsobí přímo na dosedacích plochách těhlice, ale přímo v bodech podvozku. Z toho důvodu bylo využito zadání sil pomocí funkce *Remote Force*. Pevná vazba byla pro každý stav umístěna na dosedací plochy ložisek, síly do bodů podvozku (Obr.49). Pro každý stav byla dále určena požadovaná forma řešení, v tomto případě *Total Deformation*

a *Equivalent Stress (von-Mises)*. Po těchto přípravách byl spuštěn první výpočet pro určení průběhu napětí uvnitř návrhového prostoru (Obr.50).



Obr. 49 Zátěžný stav návrhového prostoru

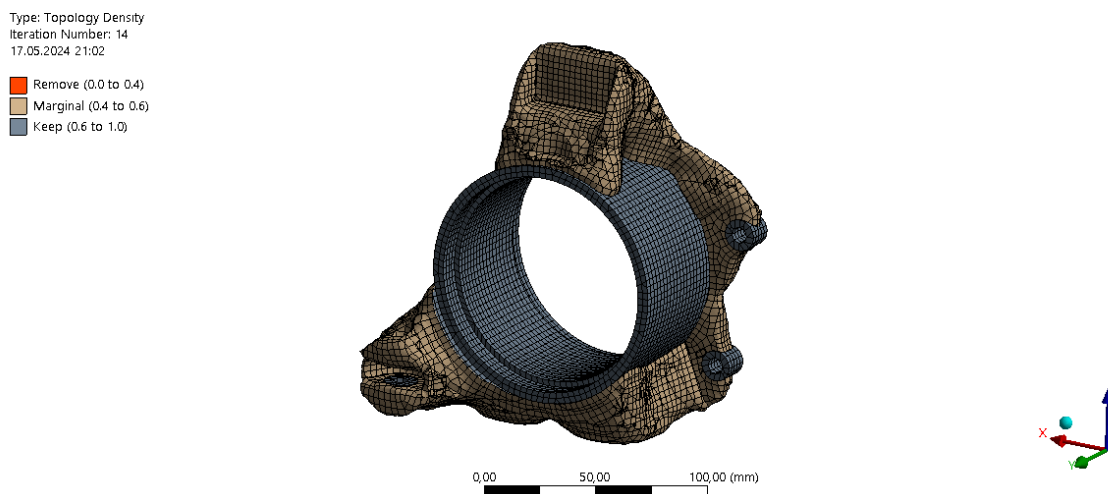


Obr. 50 Průběh napětí v návrhovém prostoru

3.5 Topologická optimalizace

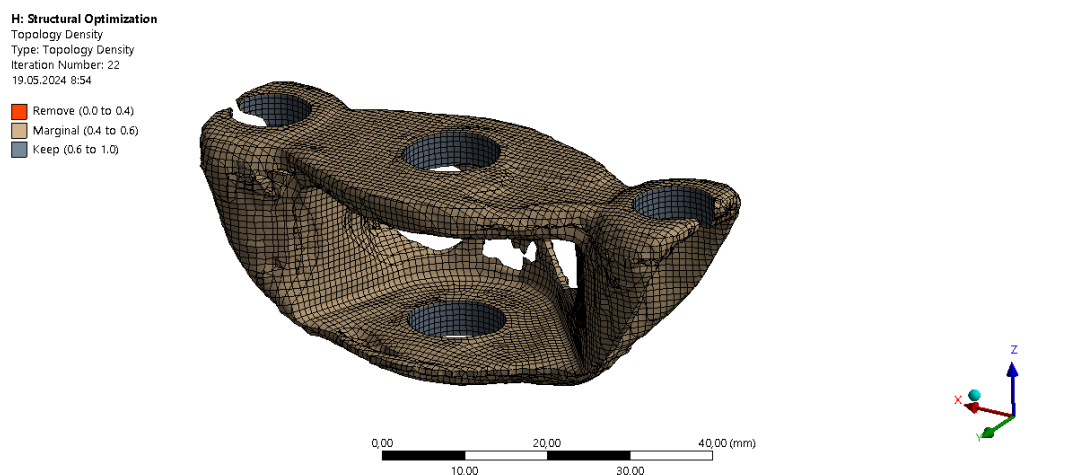
Po vypočtení průběhu napětí uvnitř objemu návrhového prostoru, bylo možné pokračovat k dalšímu kroku. V prvku *Structural Optimization* bylo doplněno několik posledních informací. Byl určen prvek pro topologickou optimalizaci a byl vyznačen *Exklusive Region* (prvky, kterých se optimalizace netýká). Byl zvolen typ *Density Based Method* a byla přidána funkce *Global Stress Constrain*. Tato funkce zaručuje nepřekročení zvolené hodnoty napětí. Hodnota koeficientu penalizace byla nastavena na 25 %. Tento údaj určuje, kolik

materiálu má být z původního objemu návrhového prostoru ponecháno. Po všech těchto krocích bylo možné spustit topologickou optimalizaci (Obr.51).



Obr. 51 Výsledek topologické optimalizace zadní těhlice

Stejný postup byl použit i pro spodní držák ramene (Obr.52).

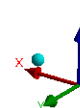
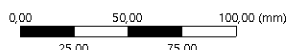
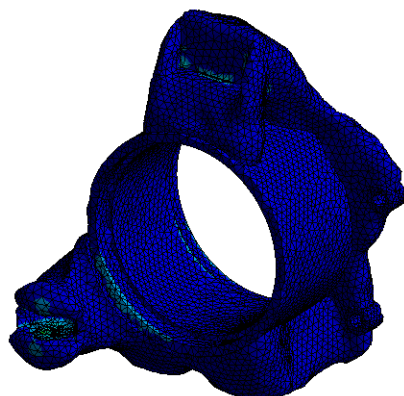
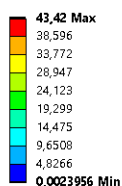


Obr. 52 Výsledek topologické optimalizace držáku

3.6 Ověření správnosti topologické optimalizace

Po získání optimalizovaného tvaru byla celá geometrie převedena do formátu, který je možno pevnostně simulovat. To znamenalo celou vytvořenou geometrii vyhladit, znovu doplnit zátěžné stavy a opět spustit simulace (Obr.53). Vyhlazení geometrie lze provést přímo v softwaru Ansys Mechanical použitím funkce *Smoothing*. V tomto případě došlo k použití stejných zátěžných stavů jako při zatěžování návrhového prostoru před topologickou optimalizací. Průběh napětí a deformace v optimalizované geometrii lze vyčíst z barevné mapy.

K: Static Structural 2
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
17.05.2024 21:06



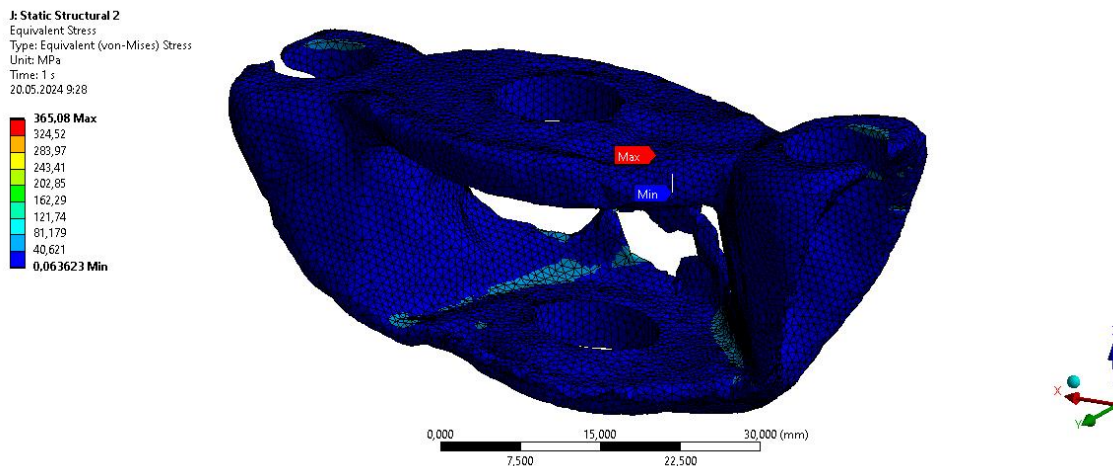
Obr. 53 Zatížení optimalizované geometrie zadní těhlice

Bylo důležité nepřekročit smluvní mez kluzu zvoleného materiálu. Výsledné hodnoty simulací napětí ve všech zátěžných stavech byly hluboko pod mezí kluzu. Maximální hodnota zde byla **43.42 MPa**, z čehož plyne několik informací:

- Bylo by možné zvýšit množství ubraného materiálu snížením koeficientu penalizace, například na 20 %.
- Použít materiál s nižšími mechanickými vlastnostmi.

V případě topologické optimalizace úchyty spodního ramena bylo výsledné napětí vyšší. Bylo dosaženo maximálního napětí **365,08 MPa**, což je hodnota poměrně blízko smluvní mezi kluzu materiálu EN AW 7075 (Obr.54). Pokud by byl díl odliván nebo tištěný z materiálu EN AW-6061, mohl by se vyskytnout ještě větší problém s překročením meze pevnosti 290 MPa. Z toho plyne několik možností:

- První variantou je snížení množství ubraného materiálu zvýšením koeficientu penalizace v topologické optimalizaci.
- Použít kvalitnější materiál EN AW 7075.
- Celkově zesílit konstrukci dílu.
- Použít obrábění.



Obr.54 Zatížení optimalizované geometrie úchytu ramene

3.7 Navrhované varianty těhlice

Jedním z úkolů této diplomové práce bylo vytvořit několik alternativních variant totožné těhlice. V teoretické části práce bylo popsáno několik možných způsobů, jak lze vyrábět těhlice vozů studentské formule. Technologie jako tváření za tepla nebo laminace kompozitu byly hned na začátku zavrženy. Důvodem pro zavržení technologie tváření za tepla je její nevhodnost pro kusovou výrobu běžně aplikovanou ve studentské formuli. Každá těhlice by vyžadovala svou vlastní zápustku, což je finančně i časově nevhodné. Těhlice laminovaná z kompozitních materiálů byla zavržena z důvodu nedostatečných znalostí této technologie a celkově velkému množství problémů, které se s návrhem, výrobou i použitím pojí. Technologie svařování byla také zamítnuta. Důvodem byl fakt, že svařování neumožňuje vyrobit příliš složitou geometrii, která vzniká při topologické optimalizaci.

Do užšího výběru technologií použitelných pro výrobu těhlic pro tuto sezonu byly zvoleny celkem 3 výrobní technologie: obrábění, 3D tisk a lití. Pro každou z těchto výrobních možností byla vytvořena alternativní varianta těhlice. Poté byla zvolena ta nejvhodnější, kterou budou těhlice vyrobeny.

Kritéria pro volbu vhodné technologie jsou následující:

- Cena
- Dostupnost technologie
- Časová náročnost výroby

3.7.1 Obráběná těhlice

Jako první logickou volbou bylo využití technologie obrábění těhlice na pětiosém CNC obráběcím centru. Jako materiál byl uvažován letecký dural EN AW 7075 AlZn5,5MgCu, který má z dostupných hliníkových slitin nejlepší vlastnosti. Cena čtyř bloků tohoto materiálu potřebných pro výrobu těhlic byla v loňském roce 10 000 Kč. Vzhledem k vývoji cen hliníku na světových trzích by i letos měla být cena srovnatelná. Do budoucna je však nutno počítat s možnou změnou. Cena za výrobu čtveřice těhlic byla 50 000 Kč. K této částce je ještě potřeba připočítat cenu za eloxování, přibližně 800 Kč. Výsledná cena kompletní sady čtveřice těhlic vyjde celkem na **60 800 Kč**. Doba výroby sady těhlic byla v předešlé sezóně zhruba 30 dní. Za tuto dobu došlo k obrobení těhlic a posléze k jejich eloxování.

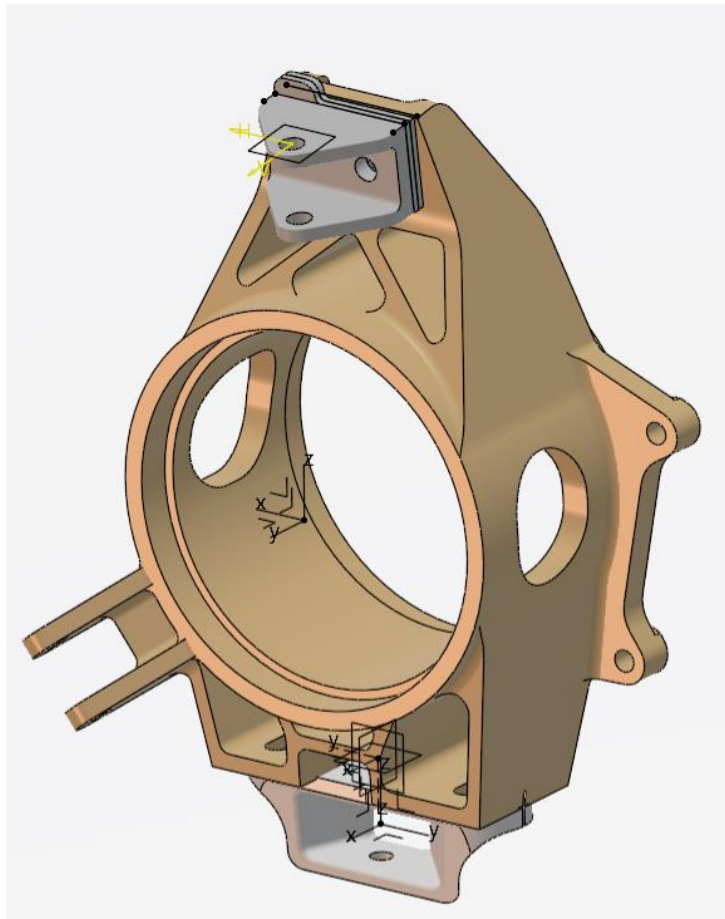
Vzhledem k technologickým možnostem obrábění bylo nutno vygenerovanou topologicky optimalizovanou geometrii překreslit do výrobitelného tvaru. Geometrie byla vytvořena v programu CATIA. Při její tvorbě byl vložen topologicky optimalizovaný díl z Ansysu ve formátu STL a okolo něj nakreslena nová geometrie. Při tvorbě geometrie byl kladen důraz na vysoké snížení hmotnosti vhodným použitím žeber. U žeber bylo cílem dosáhnout triangulace v místech jejich dotyku. Vzhledem k technologickým možnostem byl volen minimální rádius R3 (Obr.55).

Výhody:

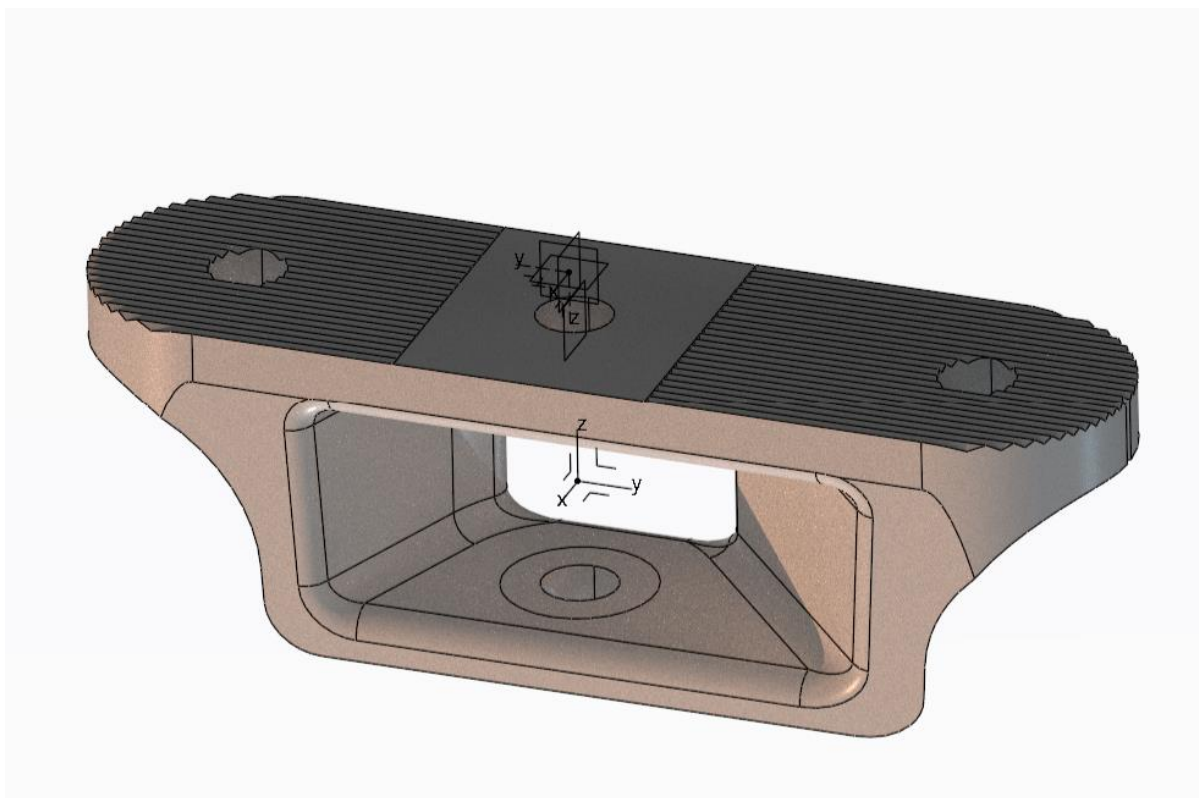
Velkou výhodou obrábění je eliminace vzniku vnitřního pnutí, jehož odstranění by bylo nutno řešit dodatečným tepelným zpracováním. Tím by došlo k prodloužení potřebného času výroby a také ke zvýšení výrobní ceny. Obráběcí stroje jsou široce dostupné a těhlice se tedy běžně zadávají do výroby jedné z partnerských firem týmu FS TUL Racing.

Nevýhody:

Mezi hlavní nevýhody se řadí omezené geometrické možnosti této technologie. Topologicky optimalizovanou geometrii bylo tedy nutné upravit pro lepší výrobitelnost. Další nevýhodou je velké množství odpadu. Z polotovaru, který se využívá pro těhlice, je až 80 % materiálu vyhozeno v podobě špon.



Obr. 55 Celkový model obráběné zadní těhlice



Obr. 56 Model držáku spodního ramene

3.7.2 Těhlice vyráběná 3D tiskem

Druhou zvažovanou možností výroby těhlic bylo použití technologie SLM, tedy 3D tisk za pomoci spékání kovového prášku laserem. Existuje omezené množství materiálů vhodných pro tuto technologii. Z nabízených možností byl zvolen materiál EN AW-6061 AlMg1SiCu. Cena za tento materiál v práškové formě se pohybuje okolo 200 \$ za kg, což je v přepočtu přibližně 5 000 Kč. K této ceně je ovšem nutné připočítat i další výrobní náklady, například cena za plyn do komory SLM 3D tiskárny nebo náklady na postprocessing. Mezi ně patří energie pro tepelnou stabilizaci dílu a náklady na obrábění funkčních ploch. Dohromady tak jedna těhlice vyjde na 200 000 Kč, celá sada pak na **800 000 Kč**.

Spojení topologicky optimalizované geometrie a SLM umožňuje naplno využít potenciál obou technologií. Díky možnostem vytvářet složité tvary není nutné tolik měnit geometrii topologicky optimalizovaného dílu.

Výhody:

Hlavní předností této moderní technologie je schopnost vytvářet díly s velmi složitou geometrií, které jsou jinak nevyrobitelné. Výhodou je také možnost vyplnit díly speciální vnitřní strukturou, která může díl zásadně odlehčit.

Nevýhody:

Jedná se o časově náročný proces vyžadující po samotném tisku náležitý postprocessing. Díly je nutné tepelně stabilizovat z důvodu vysokého vnitřního pnutí, a dále obrobít funkční plochy, protože SLM nedokáže vytvořit tak přesný a hladký povrch. Další nevýhodou jsou neizotropní vlastnosti dílů, což může nést potenciální riziko selhání. Hlavním faktorem je pak vysoká cena.

3.7.3 Odlévaná těhlice

Poslední alternativní možností je výroba těhlice za pomoci odlévání. Materiál vhodný pro lití je například již zmíněný EN AW-6061 AlMg1SiCu. Existuje velké množství metod lití lišících se životností formy, materiálem formy nebo plnicím tlakem. Formula Student je především o kusové výrobě, je tedy ideální použít některou z metod lití do netrvalých forem. Jednou z možností je využití 3D tisku pískových forem. Tato poměrně nová technologie umožňuje vytvořit formy pro tvarově složité odlitky, pomocí spojování písku speciální pryskyřicí. Otevírá se tak možnost odlít i topologicky optimalizovanou geometrii. Další

možností je lití těhlice pomocí vytavitelného voskového modelu. Právě tuto technologii využívá několik týmů Formula Student. Cenu za tyto těhlice nelze tak obecně určit protože, se liší dle použité technologie lití a náročnosti dodatečného zpracování.

Výhody:

Velkým plusem je možnost vytvářet tvarově složité díly bez technologických omezení jako u běžných forem (absence dělicí roviny a úkosů). Výroba litím je poměrně rychlá.

Nevýhody:

Technologie přinášející velké množství neznámých faktorů (konstrukce vtokové soustavy, tloušťka stěn, deformace odlitku). Po odlití by bylo nutné těhlice tepelně zpracovat z důvodu odstranění vnitřního pnutí a také obrobit funkční plochy.



Obr. 57 Porovnání konvenčně obráběné těhlice a lité těhlice [20]

3.8 Výběr vhodné varianty

Po analýze uvažovaných variant těhlic byla zvolena výroba formou obrábění. Důvody této poměrně konzervativní metody jsou následující:

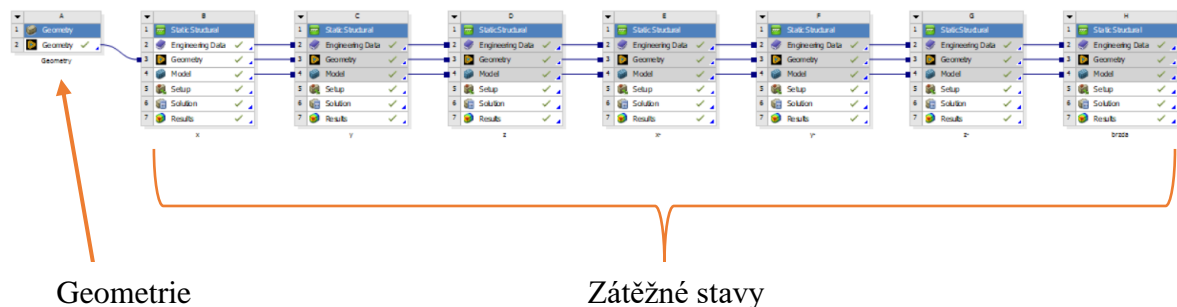
- Tým FS TUL Racing má s obráběnými těhlicemi dobré zkušenosti a disponuje i potřebným know-how k návrhu takovýchto dílů. Zkušenosti s výrobou vysoce namáhaných dílů pomocí 3D tisku nebo odlévání v týmu naopak chybí.
- Další určující faktor hovořící pro metodu obrábění je jejich poměrně nízká cena, která se pohybuje okolo 60 tisíc korun za celou sadu těhlic včetně materiálu a eloxování. Cena za sadu čtveřice těhlic vyráběných metodou SLM by byla přibližně 800 tisíc korun, což je částka mimo finanční možnosti týmu.
- Na základě rizik spojených s 3D tištěnou těhlicí byla i tato varianta zamítnuta. 3D tištěná těhlice by sice přinesla nejvyšší úsporu hmotnosti, ale za příliš vysokou částku. Nejistý je i dopad a uplatnění takové investice.
- Zajímavou alternativou zůstává varianta využití litých těhlic. Několik špičkových týmů přešlo z technologie SLM právě na litou variantu. Vzhledem k současným časovým možnostem týmu byla tato metoda nakonec zavržena. Do budoucna by ovšem mělo dojít k podrobnější analýze a zvážení této výrobní technologie.

4 Vyhodnocení a diskuse výsledků

V této části jsou prezentovány poznatky získané pevnostní simulací zadní těhlice. Byla provedena dvojice simulací, první byla statická v software Ansys mechanical a druhá dynamická v MSC.ADAMS.

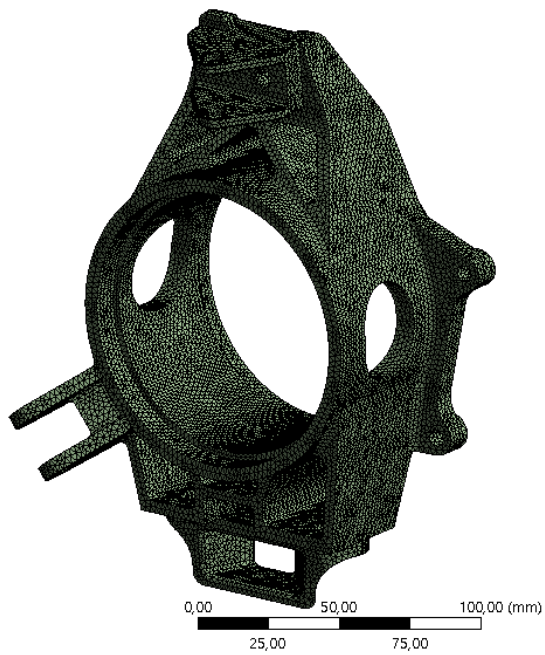
4.1 Statická simulace navrhované těhlice

Po vytvoření finální navrhované varianty bylo nutno provést její statickou simulaci. Ta byla opět provedena v softwaru Ansys Mechanical. Stejně jako v případě testování návrhového prostoru a topologicky optimalizovaného tvaru bylo použito totožné zatížení. Prvním krokem bylo poskládání simulačního procesu v modulu *Workbench*. Do modulu byla vložena geometrie, byly nahrány vlastnosti materiálu a vloženy prvky *Static Structural* (Obr.58).



Obr. 58 Příprava statické simulace ve Workbench

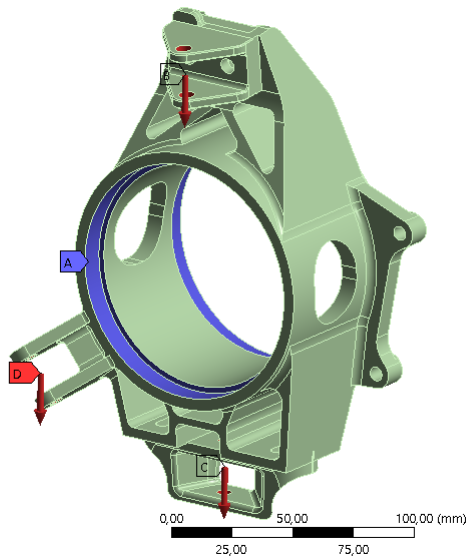
V dalším kroku došlo k přesunu do modulu *SpaceClaim*, kde byly definovány plochy pro působení zátěžových sil. Po těchto přípravách nastal přesun do *Mechanical*. V této části byla vytvořena síť konečných prvků typu *tetrahedron* s hustotou 3 mm (Obr.59). Poté byl definován každý zátěžný stav, zadáno působiště, směr a velikost sil a došlo k určení pevných vazeb (Obr.60). Řešení bylo v tomto případě zvoleno *Total Deformation* a *Equivalent Stress*.



Obr. 59 Těhllice se sítí konečných prvků

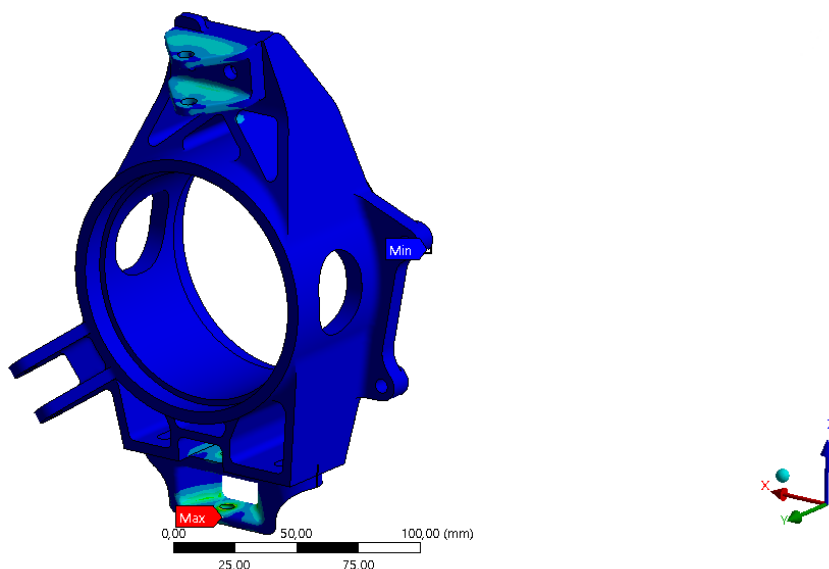
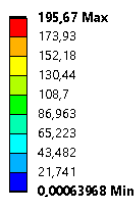
G: z-
 Remote Force 3
 Time: 1, s
 20.05.2024 10:04

- A Fixed Support
- B Remote Force: 800, N
- C Remote Force 2: 3200, N
- D Remote Force 3: 45, N



Obr. 60 Definovaný zátěžný stav

G: z
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1 s
 20.05.2024 10:04

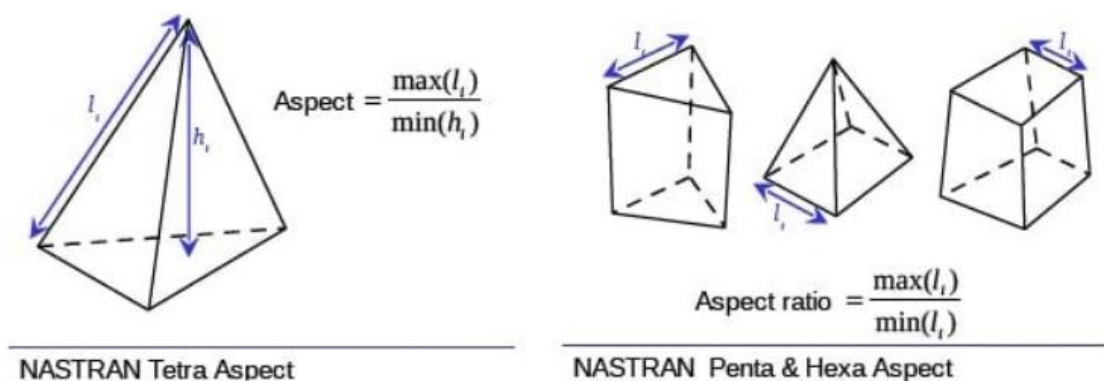


Obr. 61 Barevná mapa průběhu napětí

Při analýze výsledků napětí v jednotlivých zátěžných stavech bylo zjištěno **maximální napětí 196,67 MPa** (Obr.61). Tato hodnota je poměrně hluboko pod hodnotou smluvní meze kluzu zvoleného materiálu EN AW 7075-AlZn5,5MgCu, která činí 470 MPa. Rezerva, kterou má tato těhlice, odpovídá přibližně bezpečnosti 2.

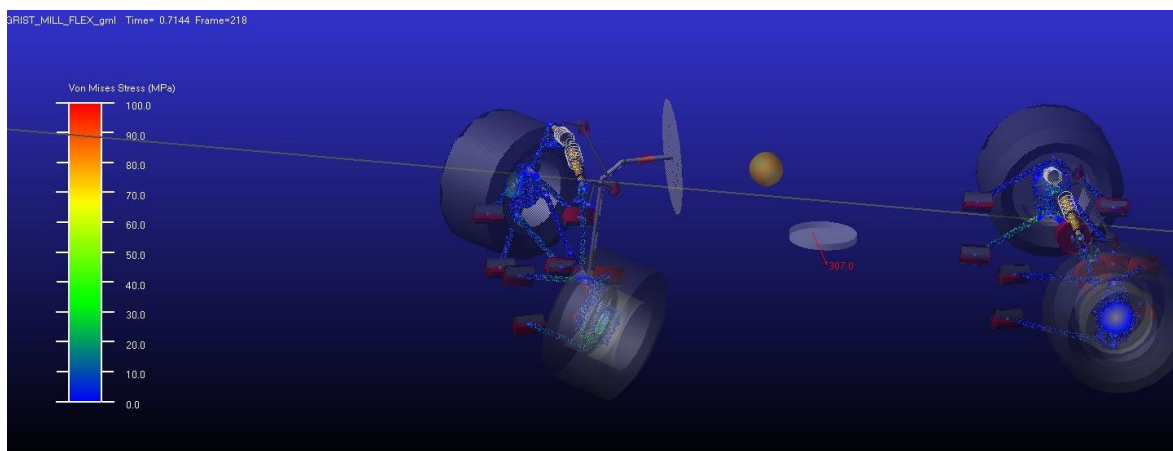
4.2 Dynamická simulace

Dynamická simulace byla provedena opět v MSC.ADAMS. Geometrie těhlice byla lehce zjednodušena z důvodu snadnější tvorby sítě. Síť byla tvořena prvky typu *tetrahedron* s hustotou 3 až 6 mm (Obr.62).



Obr. 62 Prvky sítě využívané v MSC.ADAMS

Dynamická simulace byla řešena pro celý podvozek, tedy včetně ramen a ostatních prvků (Obr.63). Bylo použito několik výše popsaných zátěžných stavů: Gristmill 100 2 70, Impulsteer 2m, Breakingturn 2 a přejezd přes nerovnost 50 mm.



Obr. 63 Dynamická pevnostní simulace podvozku

Výsledky dynamické simulace potvrdily dostatečnou pevnost těhlic. Prokázalo se, že monopost má spoustu dílů, které by pevnostně selhaly dříve než těhlice. Jsou to například ramena nebo takzvané unibally (speciální šrouby s kulovými ložisky). Z výsledků simulace lze získat hodnoty deseti nejvíce namáhaných bodů na těhlici, ukázalo se že při jízdním manévru Gristmill 100 2 70 je maximální hodnota vnitřního napětí **40 MPa** (Obr.64). Při jízdním manévru impulsteer jsou hodnoty dokonce ještě nižší (Obr.65).

VON MISES Hot Spots for fsae_rearsusp_TUL_2024_FLEX.ger_upright_flex Date= 2024-05-21 00:07:05

Model= .Full_Vehicle_TUL_2024_FLEX.fsae_rearsusp_TUL_2024_FLEX |Analysis= GRIST_MILL_FLEX_gml Time = 0 to 0.714375 sec

Top 10 Hot Spots				Radius= 0 mm		
Hot Spot #	Stress (newton/mm ²)	Node id	Abs Time (sec)	Location wrt LPRF (mm)		
				X	Y	Z
1	40.0069	28449	0.593333	1556.58	583.244	-58.618
2	35.7993	28464	0.593333	1531.21	583.349	-58.1622
3	33.5415	36386	0.593333	1556.86	582.09	-57.3125
4	32.135	28283	0.593333	1558.25	583.24	-58.6367
5	31.3772	36048	0.593333	1531.21	581.352	-58.1622
6	30.9421	36434	0.593333	1556.58	581.256	-58.618
7	28.167	46234	0.597	1533	548	-76.0057
8	28.0038	28450	0.593333	1555.81	582.863	-60.2678
9	27.6822	36022	0.593333	1530.97	582.266	-56.4086
10	27.6347	28465	0.593333	1531.22	583.937	-55.6142

Flex Body: .Full_Vehicle_TUL_2024_FLEX.fsae_rearsusp_TUL_2024_FLEX.ger_upright_flex
 Analysis: .Full_Vehicle_TUL_2024_FLEX.GRIST_MILL_FLEX_gml
 Type: Von Mises Stress
 File Format: HTML
 Radius: 0.0
 Count: 10
 Sort Order: Absolute
 Base Font Size: 10
 Report Close

Obr. 64 deset nejvíce namáhaných bodů těhlice při Gristmill 100 2 70

VON MISES Hot Spots for fsae_frontsusp_TUL_2024_FLEX.ger_upright_flex Date= 2024-05-21 00:15:34						
Model= .Full_Vehicle_TUL_2024_FLEX.fsae_frontsusp_TUL_2024_FLEX		Analysis= IMPULSESTEER_FLEX_imp		Time = 0 to 10 sec		
Top 10 Hot Spots			Abs	Radius= 0 mm		
Hot Spot	Stress	Node	Time	Location wrt LPRF (mm)		
#	(newton/mm**2)	id	(sec)	X	Y	Z
1	11.1463	20411	0.11	6.6384	591.419	-37.831
2	11.1118	20734	0.11	5.6854	594.143	-38.569
3	10.8268	20422	0.11	4.5378	591.508	-38.205
4	10.7178	51613	0.87	-10.36	524.493	82.1317
5	10.7071	56195	0.106667	5.3487	594.139	-38.626
6	10.6852	16152	0.87	-10.36	524.493	82.1317
7	10.279	23776	0.11	12.4089	594.103	-37.968
8	9.88828	56152	0.11	14.233	593.44	-34.893
9	9.61108	51625	0.87	-11.413	524.739	82.0779
10	9.58093	59249	0.0566667	-18.785	594.128	-37.19

Flex Body	.Full_Vehicle_TUL_2024_FLEX.fsae_frontsusp_TUL_2024_FLEX.ger_upright_flex	Radius	0.0
Analysis	.Full_Vehicle_TUL_2024_FLEX.IMPULSESTEER_FLEX_imp	Count	10
Type	Von Mises Stress	Sort Order	Absolute
File Format	HTML	File Name	
Start		End	
Base Font Size	10	Report	Close

Obr. 65 deset nejvíce namáhaných bodů těhlice při impulsesteer 2m

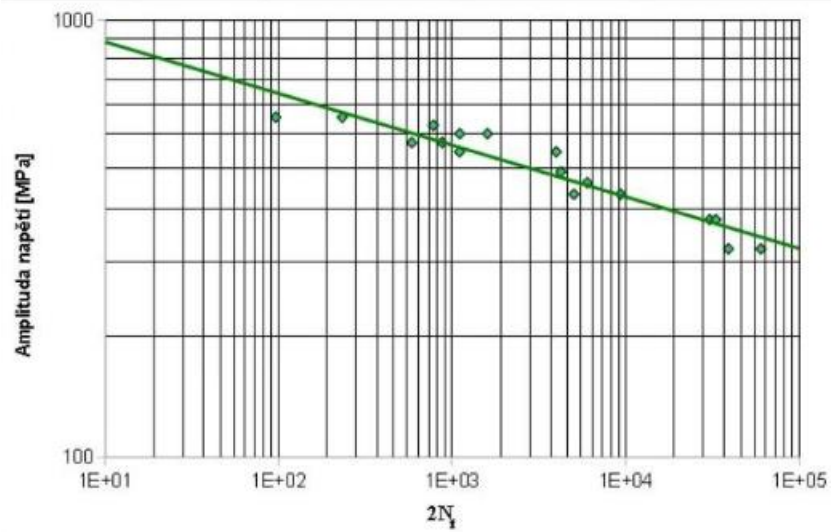
Z hodnot získaných v dynamické simulaci těhlice bylo zjištěno že hodnota nejvyššího napětí se pohybuje hluboko pod S-N křivkou materiálu EN AW 7075 [21]. Počet cyklů, který tato těhlice projde je velmi nízký, průměrně vůz za sezonu najezdí něco okolo 70 km z čehož je velká část mimo soutěžní trať s nízkým zatížením (obr.66).

$$\sigma_a = \sigma_f' \cdot (2N_f)^b$$

σ_f' je součinitel únavové pevnosti

$$\sigma_a = 1170,5 \cdot (2N_f)^{-0,12}$$

b je elastický exponent křivky životnosti



Obr. 66 S-N křivka materiálu EN AW 7075 [22]

5 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout inovovanou těhlici pro připravovaný monopost studentské formule týmu FS TUL Racing. Z důvodu snížení hmotnosti při současném zachování dostatečné tuhosti těhlice, byla využita metoda topologické optimalizace. Metoda přímo vychází z metody konečných prvků a umožňuje vytvářet konstrukce s maximální efektivitou. Okrajové podmínky potřebné pro topologickou optimalizaci byly získány simulací virtuálního modelu podvozku vozu v softwaru MSC ADAMS. Bylo stanoveno několik jízdních stavů, ze kterých byly získány hodnoty zátěžných sil, na významných bodech podvozku a těhlice. Topologická optimalizace byla provedena v softwaru Ansys Mechanical, stejně jako ověření správnosti další pevnostní simulací. V dalším kroku byla stanovena trojice výrobních technologií vhodných pro výrobu navrhované těhlice. Pro každou technologii bylo nutné upravit konstrukci těhlice tak, aby byla vyrobitelná. Z trojice obrábění, 3D tisku metodou SLM a odlévání bylo vybráno třískové obrábění. Důvody volby této technologie byly popsány v kapitole 3.8. Díky znalosti zvolené technologie, byl vybrán materiál EN AW 7075, který nejlépe vyhovuje jak technologickým, tak funkčním účelům. Oproti ostatním slitinám hliníku má výrazně lepší mechanické vlastnosti. Pro zvolenou technologii byl vytvořen finální model těhlice. Bylo nutné dodržovat technologické možnosti obrábění a podle toho upravit geometrii. Správnost konstrukce bylo potřeba ověřit simulacemi. Statické pevnostní simulace byly provedeny v softwaru Ansys Mechanical. Tvorba simulace byla popsána v kapitole 3.9. Z výsledků simulace se ukázalo, že zvolená konstrukce má dostatečnou bezpečnost. Dynamické simulace byly vypočteny v software MSC.ADAMS. V tomto případě se ukázalo, že napětí uvnitř těhlice je hluboko pod S-N křivkou vybraného materiálu (Obr.66). Z těchto důvodů je těhlici možno vyrobit a použít při závodech v této sezoně.

6 Použitá literatura

- [1] *Formula Student - Institution of Mechanical Engineers* [online]. [vid. 2024-05-08]. Dostupné z: <https://www.imeche.org/events/formula-student>
- [2] *Auto s největším zrychlením postavili studenti. Z nuly na sto do sekundy* [online]. [vid. 2024-05-08]. Dostupné z: <https://www.tipcars.com/magazin/nase-tema/studenti-zrychleni-svycarsko-curych-rekord-382023.html>
- [3] *FSG: Rules & Documents* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://www.formula-student.de/fsg/rules/>
- [4] *IC Handbook - 2024* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://www.fsaonline.com/Page.aspx?pageid=b1e4f33c-84b1-41af-837b-87f89b275d4c>
- [5] SEWARD, Derek. *Race car design*. London: Palgrave/Macmillan Education, 2014. ISBN 978-1-137-03014-6.
- [6] OROSZ, Peter. TECHNIKA: Čo je to neodpružená hmota? Má výrazný vplyv na jazdné vlastnosti každého auta. *AUTOVINY.sk* [online]. 30. listopad 1n. 1. [vid. 2024-05-08]. Dostupné z: <https://www.autoviny.sk/novinky/123982>
- [7] MESICEK, Jakub, Michal RICHTAR, Jana PETRU, Marek PAGAC a Kristyna KUTOVA. Complex View to Racing Car Upright Design and Manufacturing. *Manufacturing Technology* [online]. 2018, **18**, 449–456. Dostupné z: doi:10.21062/ujep/120.2018/a/1213-2489/MT/18/3/449
- [8] VÁŇA, Martin. Rozhovor se členy týmu FS TUL Racing. Rozhovor. 14. květen 2024
- [9] *FaSTTUBE (@fasttube_tuberlin) • Fotky a videa na Instagramu* [online]. 4. únor 2024 [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: https://www.instagram.com/fasttube_tuberlin/
- [10] *FaSTTUBE (@fasttube_tuberlin) • Fotky a videa na Instagramu* [online]. 4. říjen 2021 [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: https://www.instagram.com/fasttube_tuberlin/
- [11] WWW.EBRANA.CZ. *Těhlice Pravá - Octavia 3, Superb 3, Karoq - originál* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://www.vsaparts.cz/tehlice-p--567>
- [12] AFLORESENGINEERING. Formula SAE uprights (hub carriers). *Aaron Flores* [online]. 24. červen 2014 [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://afloresengineering.wordpress.com/2014/06/24/formula-sae-uprights-hub-carriers/>
- [13] *TU Graz Racing Team - TU Graz* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://www.tugraz.at/en/studying-and-teaching/studying-at-tu-graz/students/student-teams/student-competition-and-focus-teams/tu-graz-racing-team>
- [14] Těhlice levá 115420420, Škoda Favorit (002112019). *autodilykatka.cz* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <https://www.autodilykatka.cz/Tehlice-leva-115420420-Skoda-Favorit-d5313.htm?tab=description>
- [15] *AL slitiny* [online]. [vid. 2024-05-13]. Dostupné z: <http://www.kovo-spacil.cz/all-oys/cz.htm>

- [16] *Tabulka slitin / Strojmetal Aluminium Forging a.s.* [online]. [vid. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>
- [17] MAREŠ, Tomáš. *Základy konstrukční optimalizace* [online]. Praha: Tomáš Mareš, nedatováno. ISBN 80-239-6508-5. Dostupné z: <https://users.fs.cvut.cz/tomas.mares/z/z/Zaklady-KonstrukcniOptimalizace/zko.pdf>
- [18] PLASTICPORTAL.EU. *Stepanek3D: Co je Topologická optimalizace?* www.plasticportal.eu [online]. [vid. 2024-05-08]. Dostupné z: <http://www.plasticportal.eu/cs/stepanek3d-co-je-topologicka-optimalizace/c/6878>
- [19] *Ansys / Engineering Simulation Software* [online]. [vid. 2024-05-08]. Dostupné z: <https://www.ansys.com/>
- [20] *Lití kovů – Vytiskneme téměř cokoli* [online]. [vid. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://www.3dtiskarna.cz/liti-kovu/>
- [21] LI, Y., D. RETRAINT, H. XUE, T. GAO a Z. SUN. Fatigue properties and cracking mechanisms of a 7075 aluminum alloy under axial and torsional loadings. *Procedia Structural Integrity* [online]. 2019, **19**, Fatigue Design 2019, International Conference on Fatigue Design, 8th Edition, 637–644. ISSN 2452-3216. Dostupné z: doi:10.1016/j.prostr.2019.12.069
- [22] *Nízkocyklová únava hliníkové slitiny EN-AW 7075.* [prezi.com](https://prezi.com/q_pmrxcq6360/nizkocyklova-unava-hlinikove-slitiny-en-aw-7075/) [online]. [vid. 2024-05-21]. Dostupné z: https://prezi.com/q_pmrxcq6360/nizkocyklova-unava-hlinikove-slitiny-en-aw-7075/

7 Seznam příloh

Příloha 1: Trajektorie vozu při gristmill_100_2_70

Příloha 2: Rychlost vozu při gristmill_100_2_70

Příloha 3: Zrychlení vozu při gristmill_100_2_70

Příloha 4: Úhel otočení volantu při gristmill_100_2_70

Příloha 5: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při gristmill_100_2_70

Příloha 6: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při gristmill_100_2_70

Příloha 7: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při gristmill_100_2_70

Příloha 8: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při gristmill_100_2_70

Příloha 9: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při gristmill_100_2_70

Příloha 10: Průběh sil na bodu sbíhavosti pravé zadní těhlice při gristmill_100_2_70

Příloha 11: Trajektorie vozu při impulsesteer_2m

Příloha 12: Rychlost vozu při impulsesteer_2m

Příloha 13: Zrychlení vozu při impulsesteer_2m

Příloha 14: Úhel otočení volantu při impulsesteer_2m

Příloha 15: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při impulsesteer_2m

Příloha 16: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při impulsesteer_2m

Příloha 17: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při impulsesteer_2m

Příloha 18: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při impulsesteer_2m

Příloha 19: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při impulsesteer_2m

Příloha 20: Průběh sil na bodu sbíhavosti pravé zadní těhlice při impulsesteer_2m

Příloha 21: Trajektorie vozu při brakingturn2

Příloha 22: Rychlost vozu při brakingturn2

Příloha 23: Boční zrychlení vozu při brakingturn2

Příloha 24: Podílné zrychlení vozu při brakingturn2

Příloha 25: Úhel otočení volantu při brakingturn2

Příloha 26: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při brakingturn2

Příloha 27: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při brakingturn2

Příloha 28: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při brakingturn2

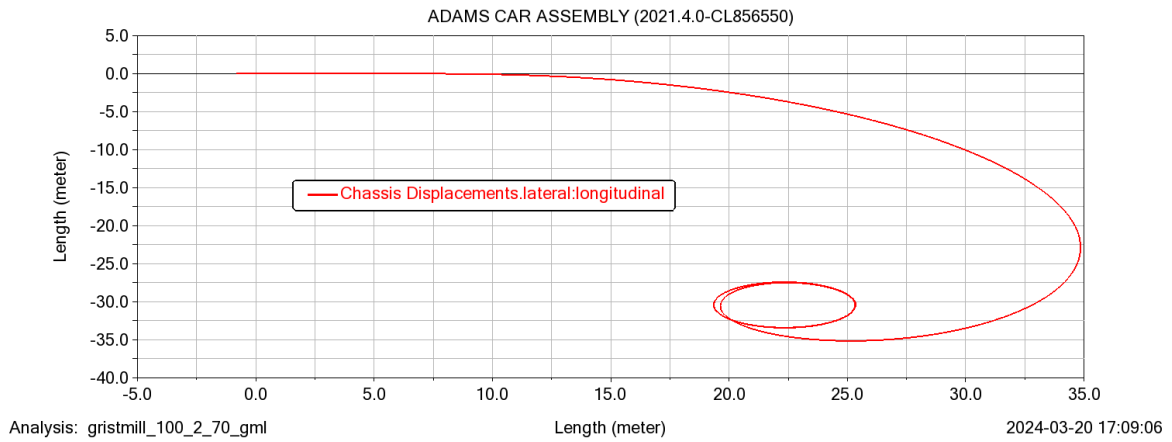
Příloha 29: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při brakingturn2

Příloha 30: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při brakingturn2

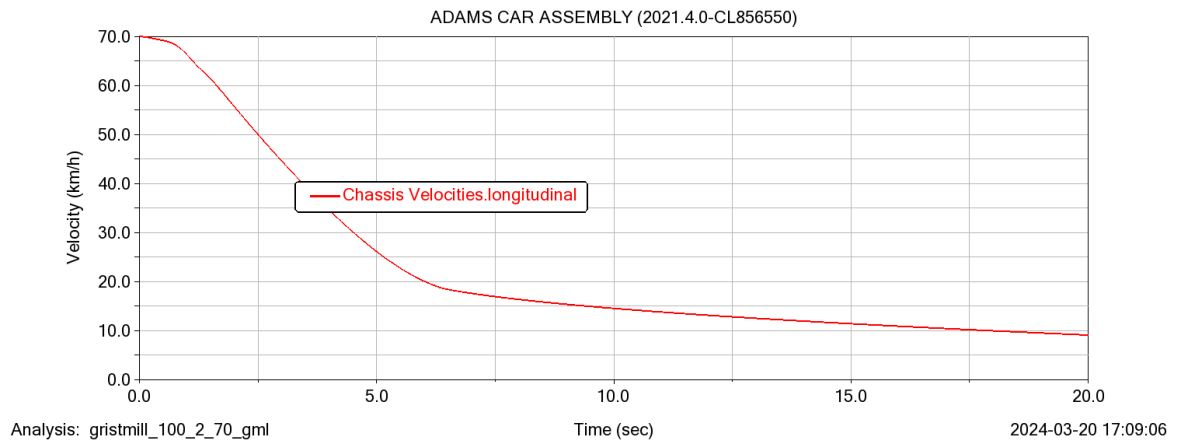
- Příloha 31: Průběh sil na bodu sbíhavosti pravé zadní těhlice při brakingturn2
- Příloha 32: Posunutí vozidla ve směru osy z (vertikálně) při překonání překážky
- Příloha 33: Náklon vozu při překonání překážky
- Příloha 34: Rychlost vozu při překonání překážky
- Příloha 35: Zrychlení vozu při překonání překážky
- Příloha 36: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při překonání překážky
- Příloha 37: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při překonání překážky
- Příloha 38: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při překonání překážky
- Příloha 39: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při překonání překážky
- Příloha 40: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při překonání překážky
- Příloha 41: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při překonání překážky

8 Přílohy

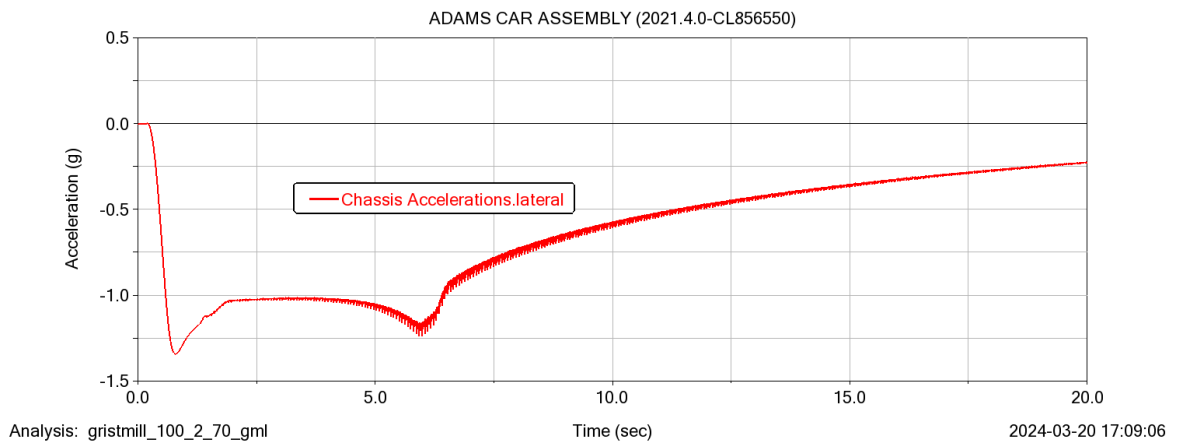
Příloha 1: Trajektorie vozu při gristmill_100_2_70



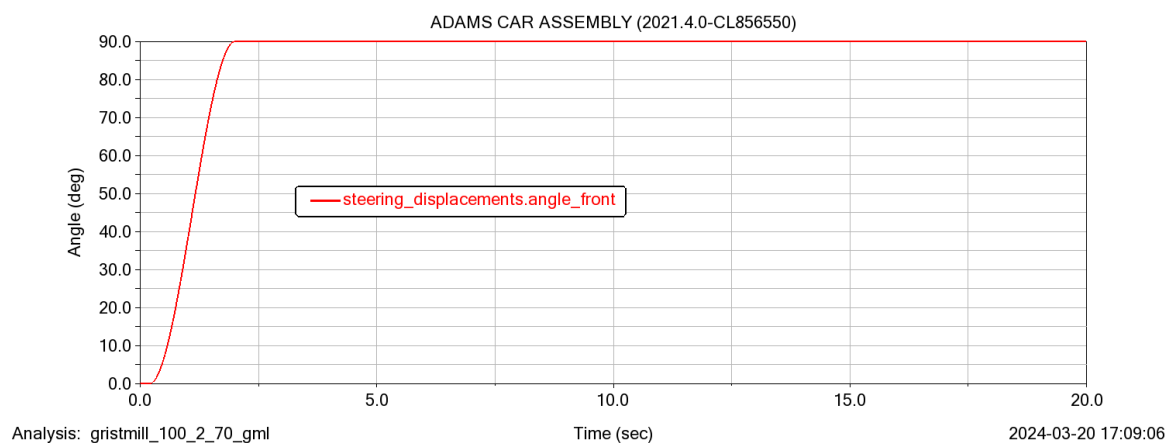
Příloha 2: Rychlost vozu při gristmill_100_2_70



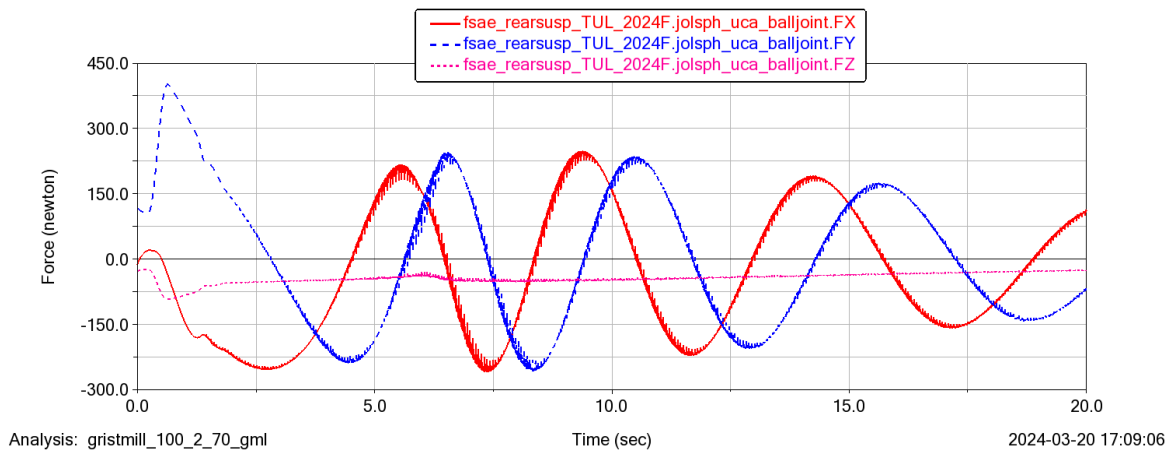
Příloha 3: Zrychlení vozu při gristmill_100_2_70



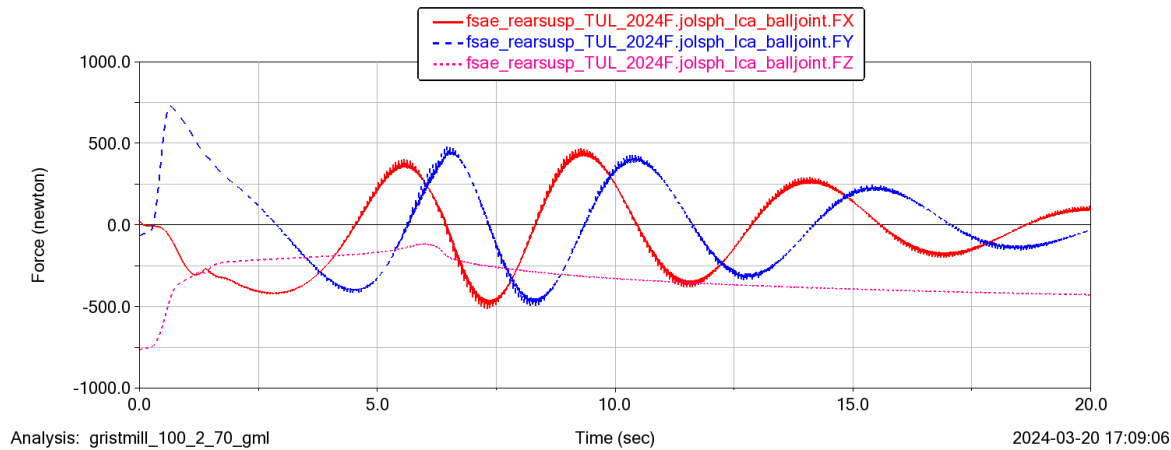
Příloha 4: Úhel otočení volantu při gristmill_100_2_70



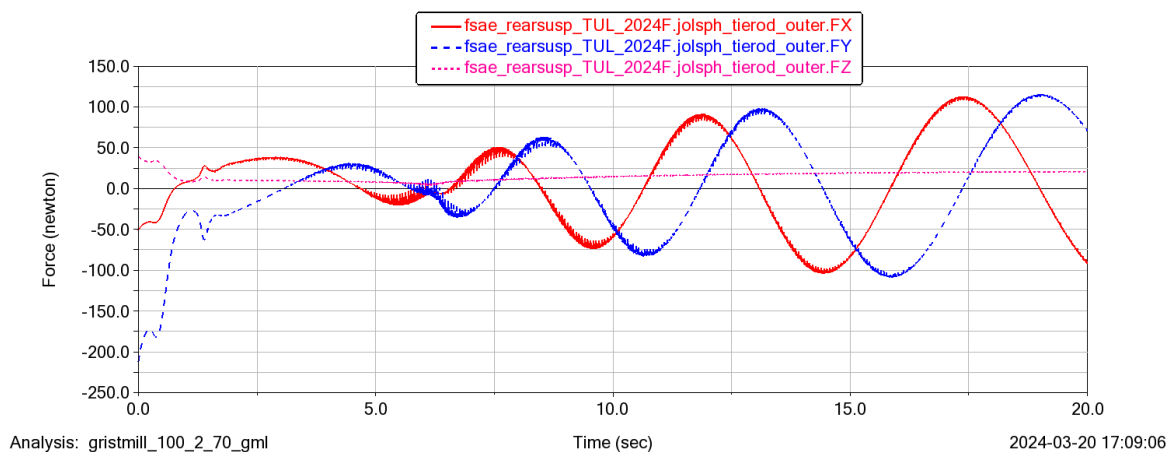
Příloha 5: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při gristmill_100_2_70



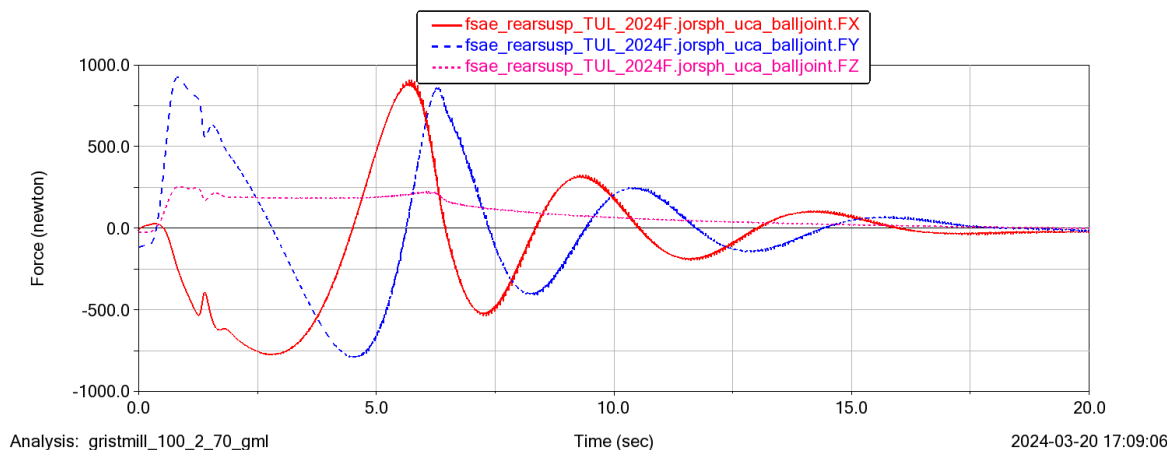
Příloha 6: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při gristmill_100_2_70



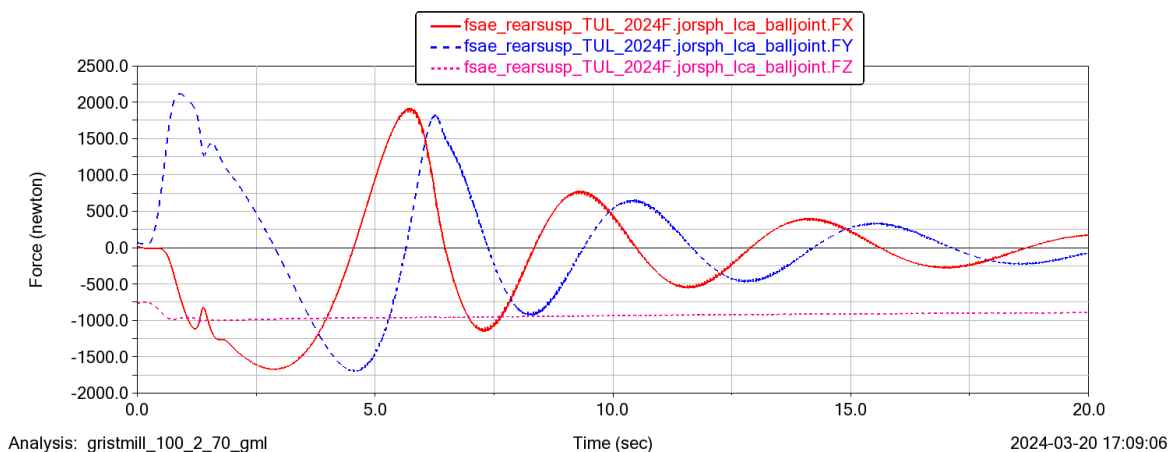
Příloha 7: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při gristmill_100_2_70"



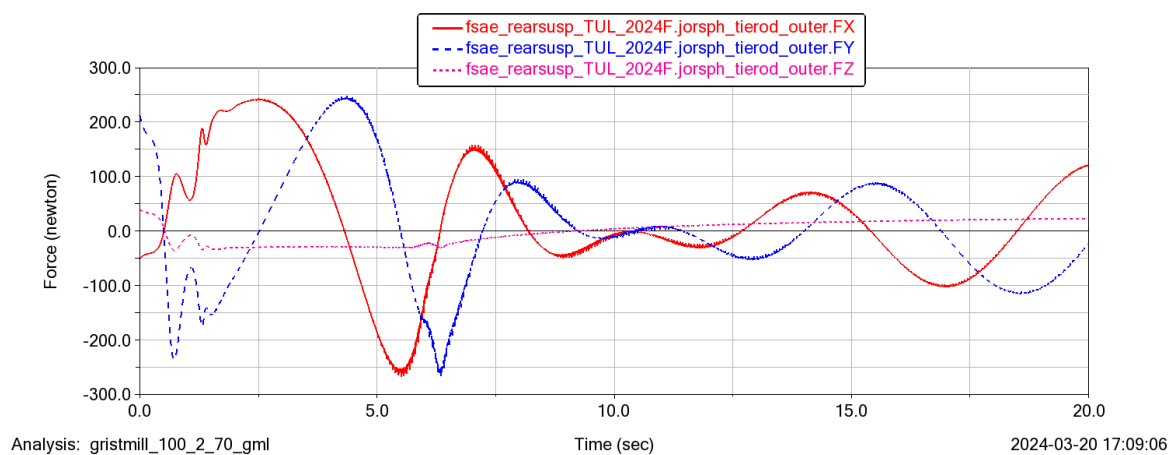
Příloha 8: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při gristmill_100_2_70



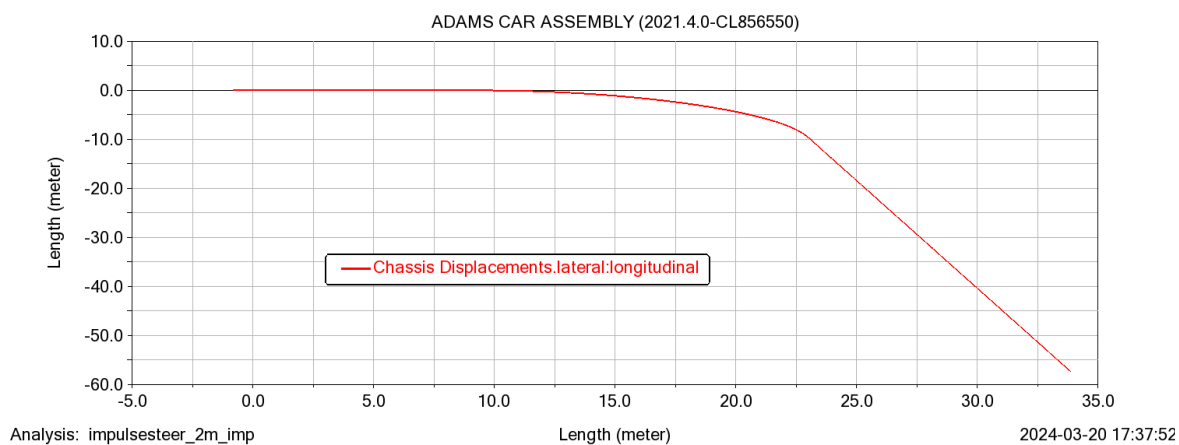
Příloha 9: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při gristmill_100_2_70



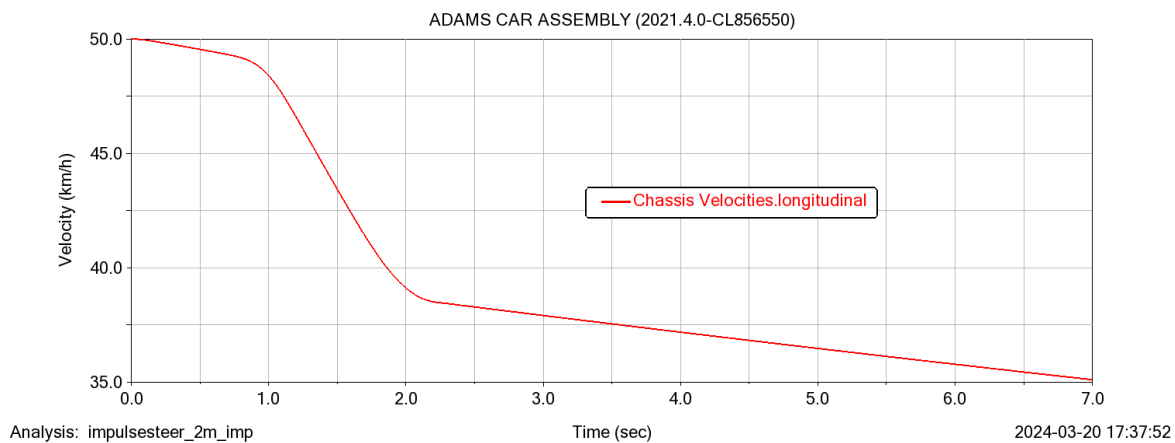
Příloha 10: Průběh sil na bodu sbíhavosti pravé zadní těhlice při gristmill_100_2_70



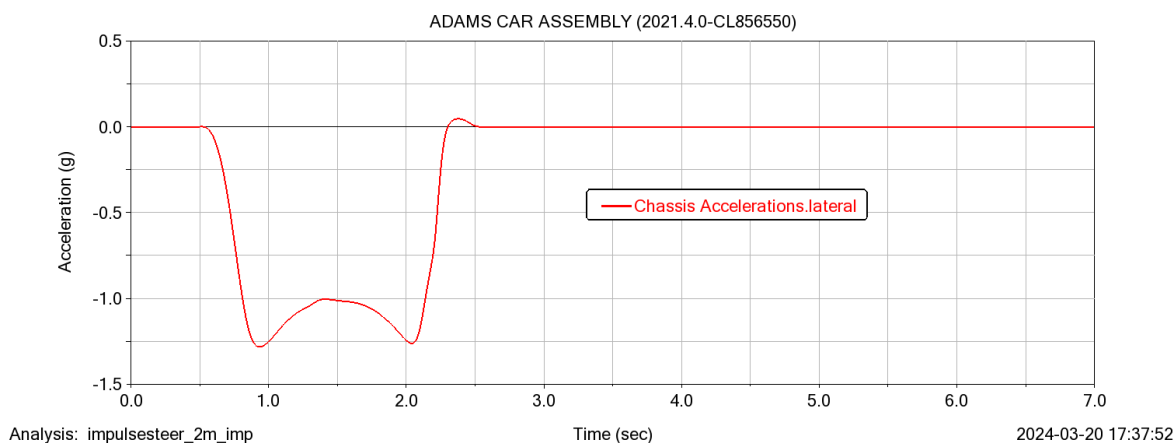
Příloha 11: Trajektorie vozu při impulsesteer_2m



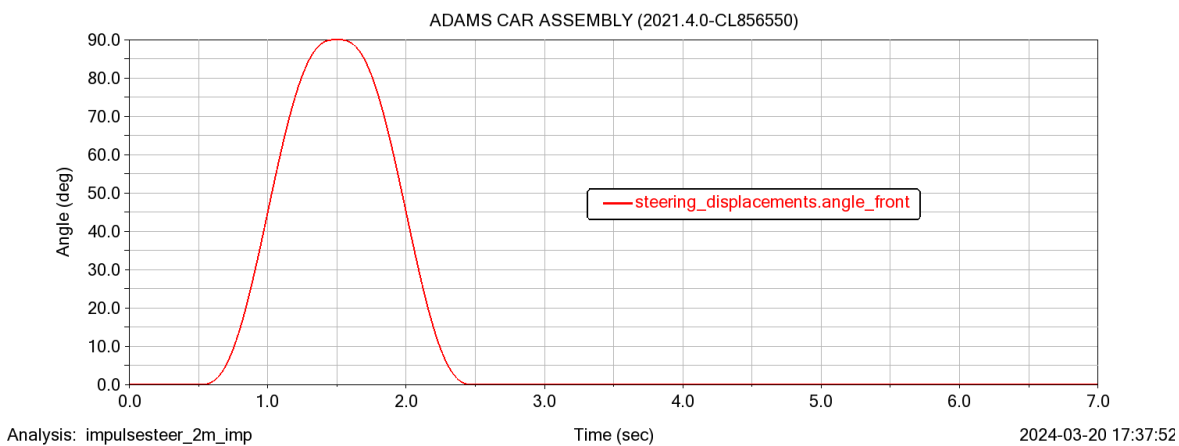
Příloha 12: Rychlost vozu při impulsesteer_2m



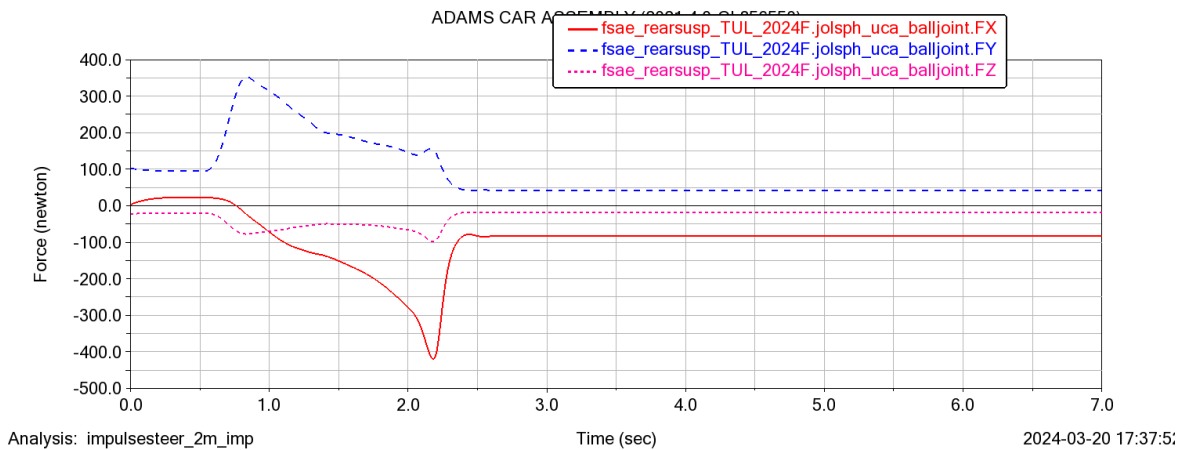
Příloha 13: Zrychlení vozu při impulsesteer_2m



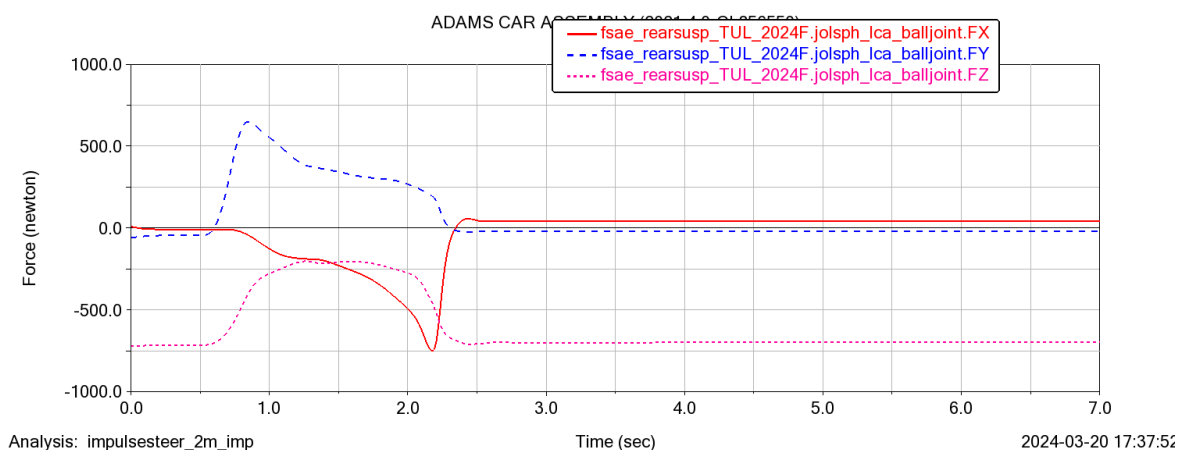
Příloha 14: Úhel otočení volantu při impulsesteer_2m



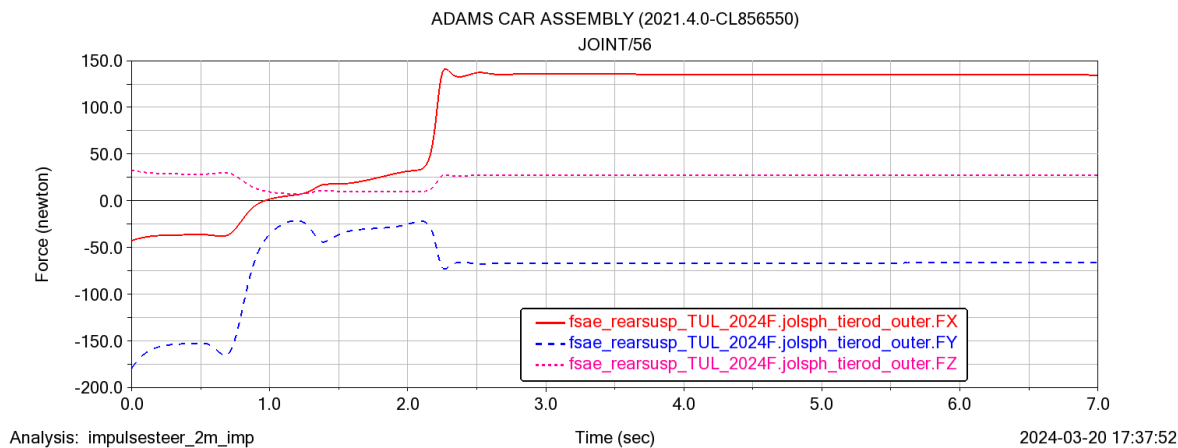
Příloha 15: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při impulsesteer_2m



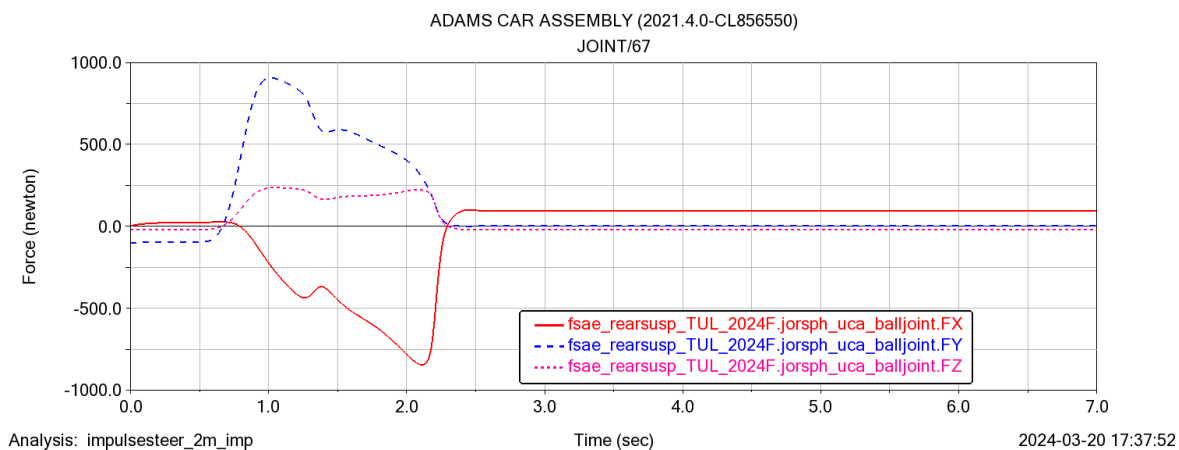
Příloha 16: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při impulsesteer_2m



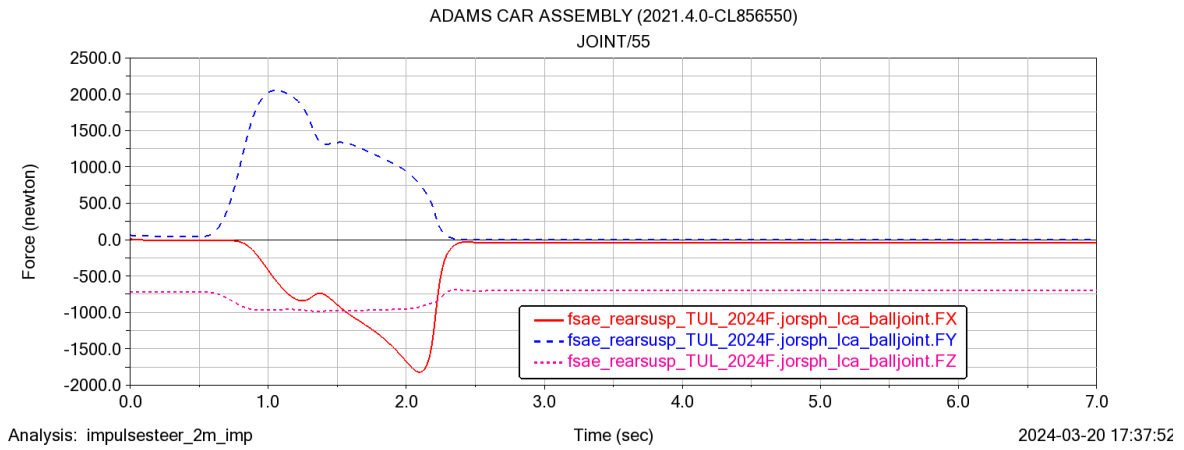
Příloha 17: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při impulsesteer_2m



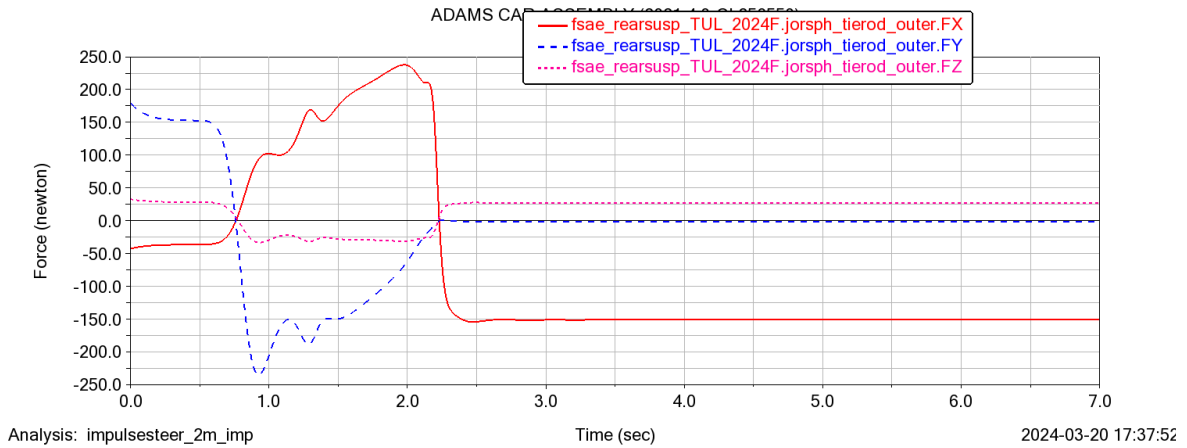
Příloha 18: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při impulsesteer_2m



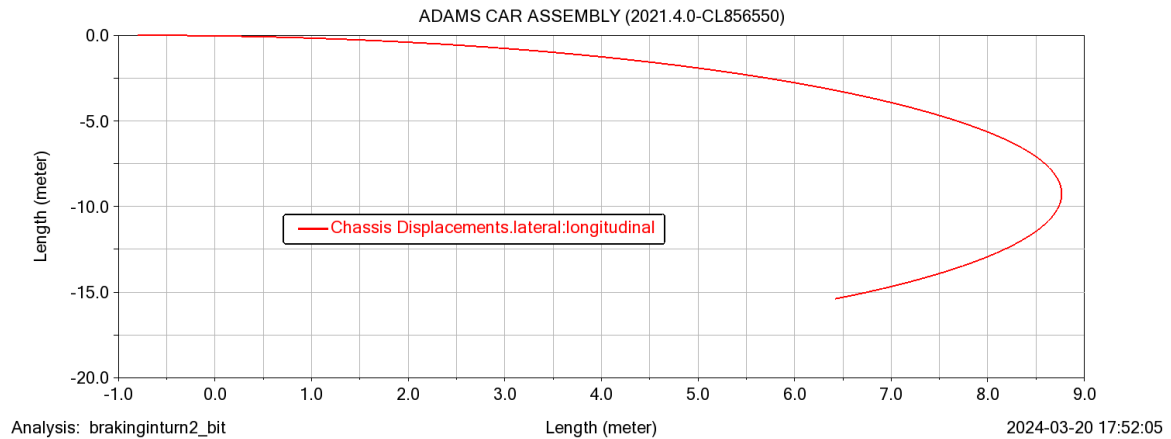
Příloha 19: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při impulsesteer_2m



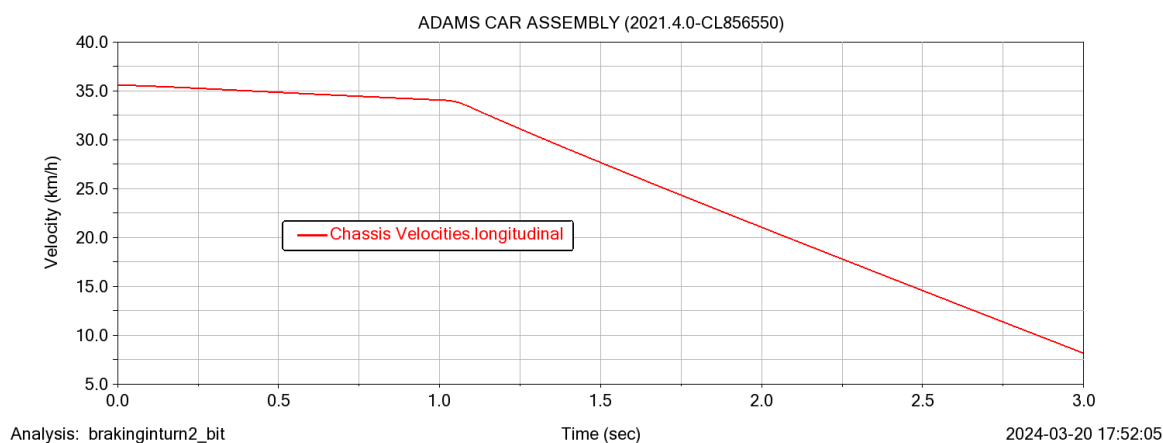
Příloha 20: Průběh sil na bodu sbíhavosti pravé zadní těhlice při impulsesteer_2m



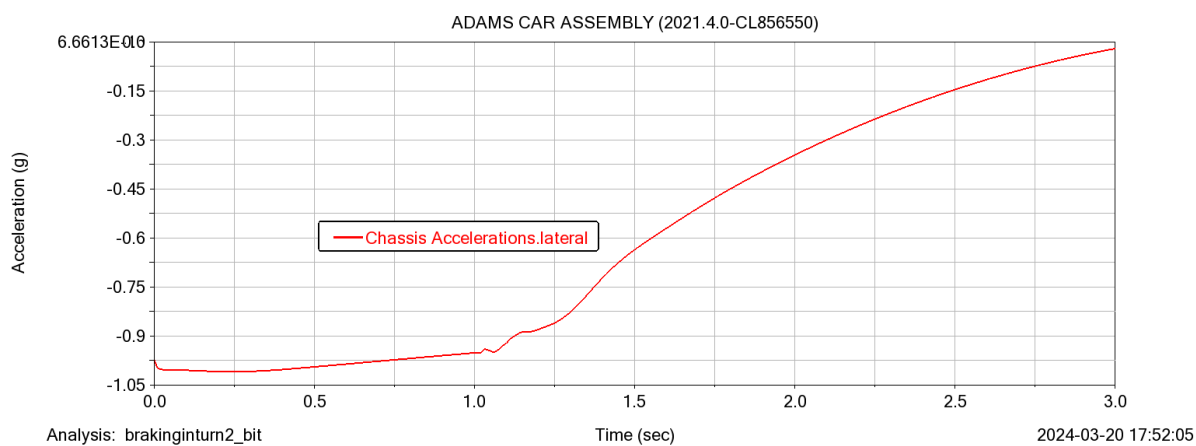
Příloha 21: trajektorie vozu při brakingturn2



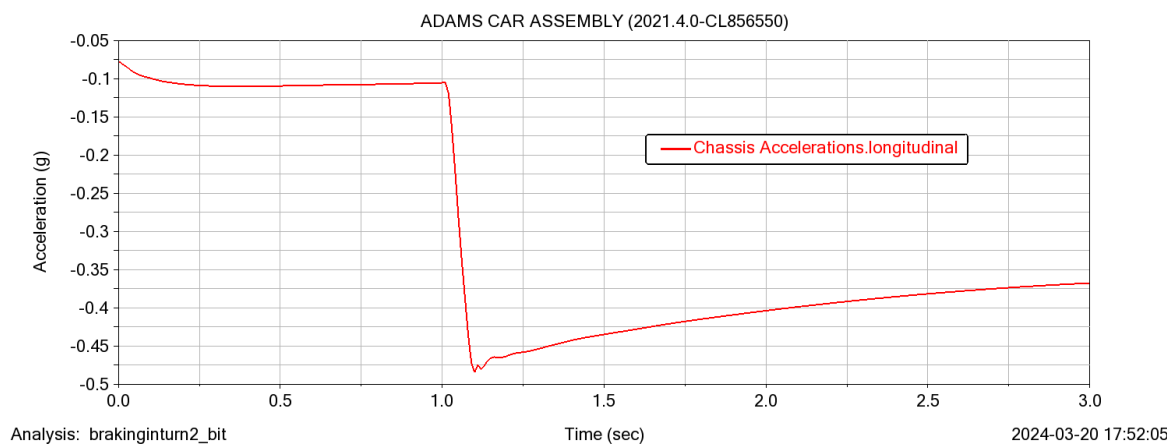
Příloha 22: Rychlost vozu při brakingturn2



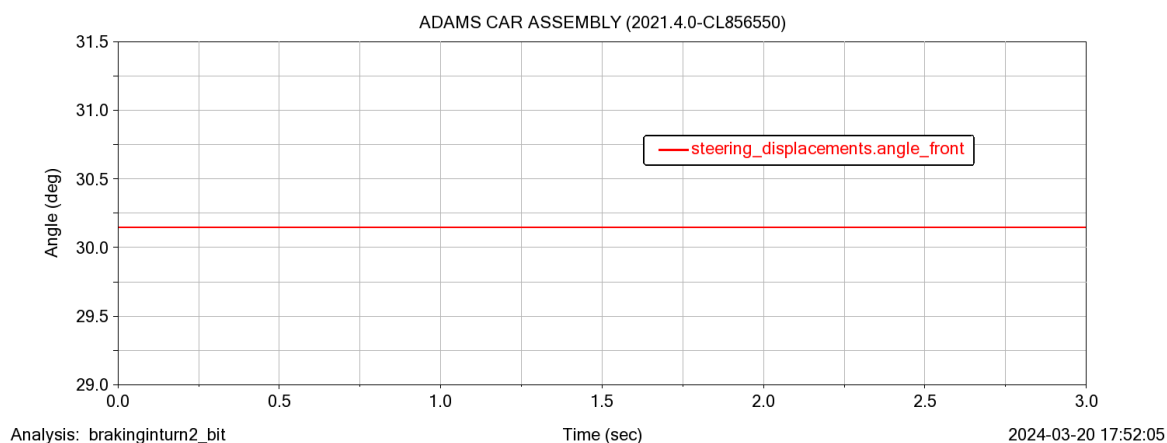
Příloha 23: Boční zrychlení vozu při brakingturn2



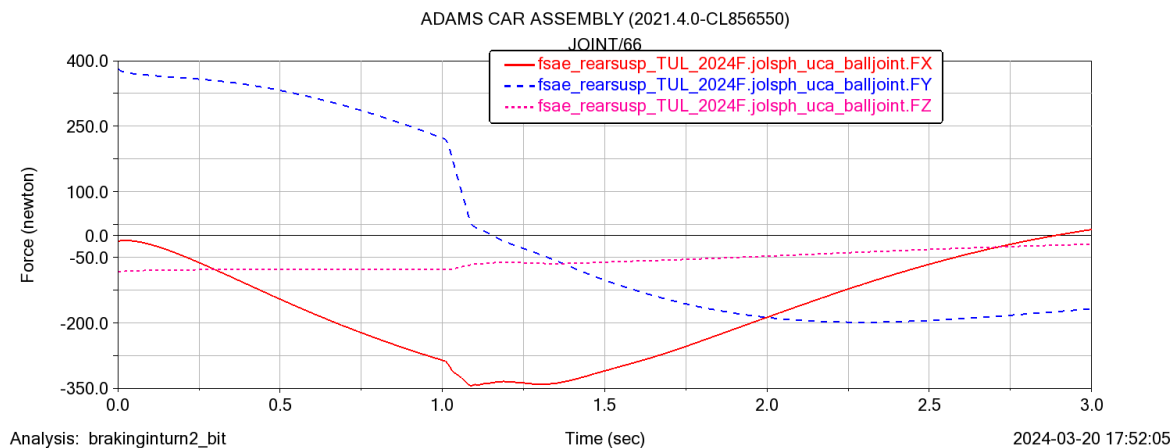
Příloha 24: Podílné zrychlení vozu při brakingturn2



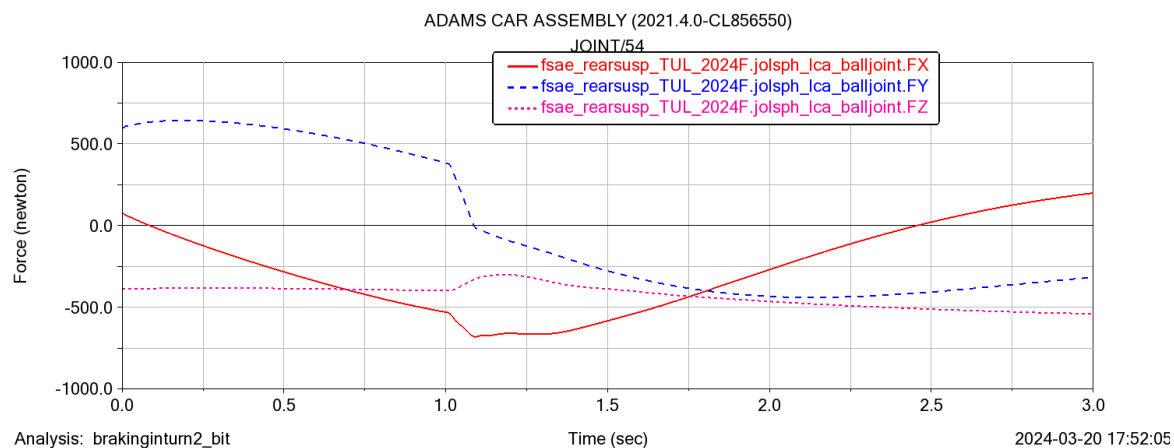
Příloha 25: Úhel otočení volantu při brakingturn2



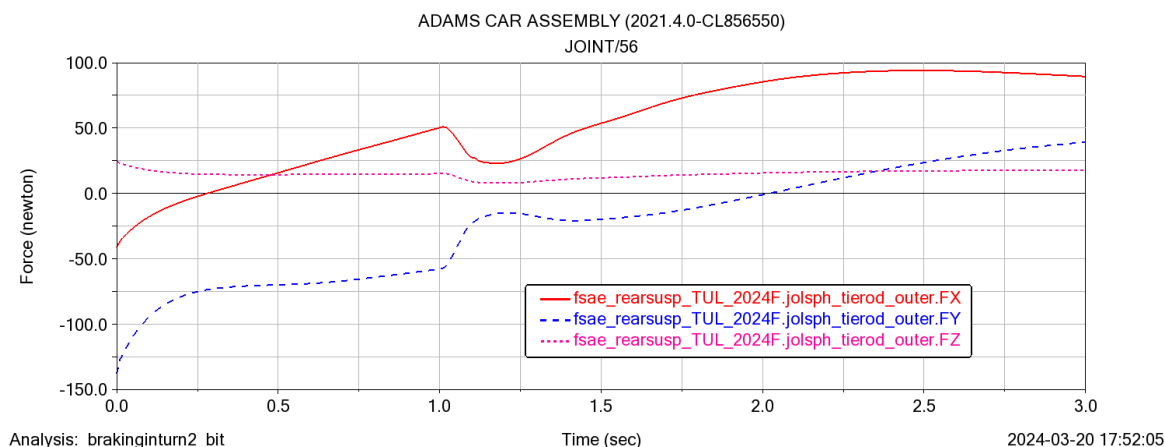
Příloha 26: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při brakingturn2



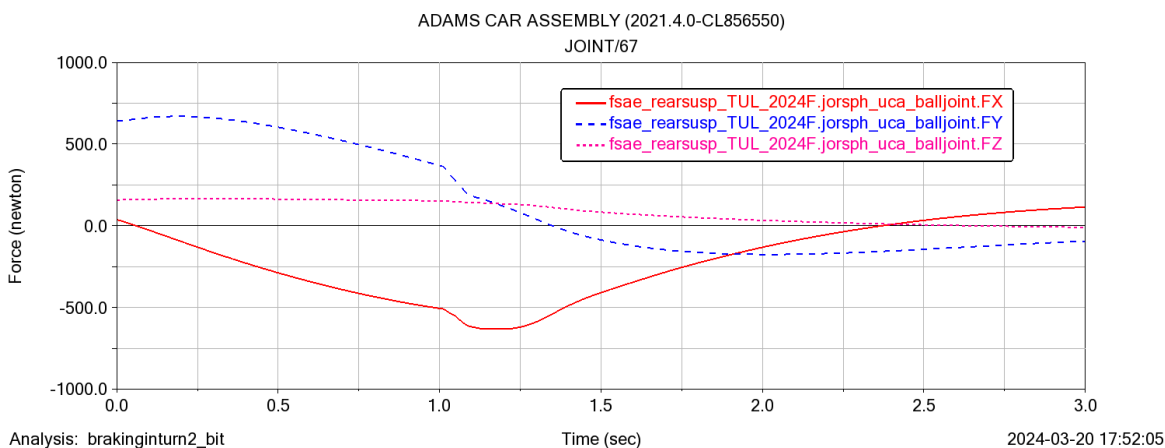
Příloha 27: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při brakingturn2



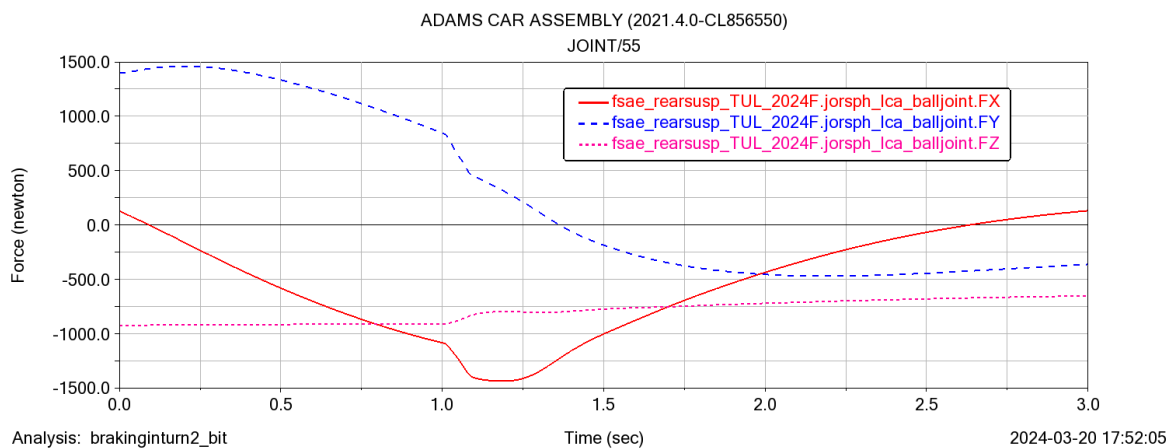
Příloha 28: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při brakingturn2



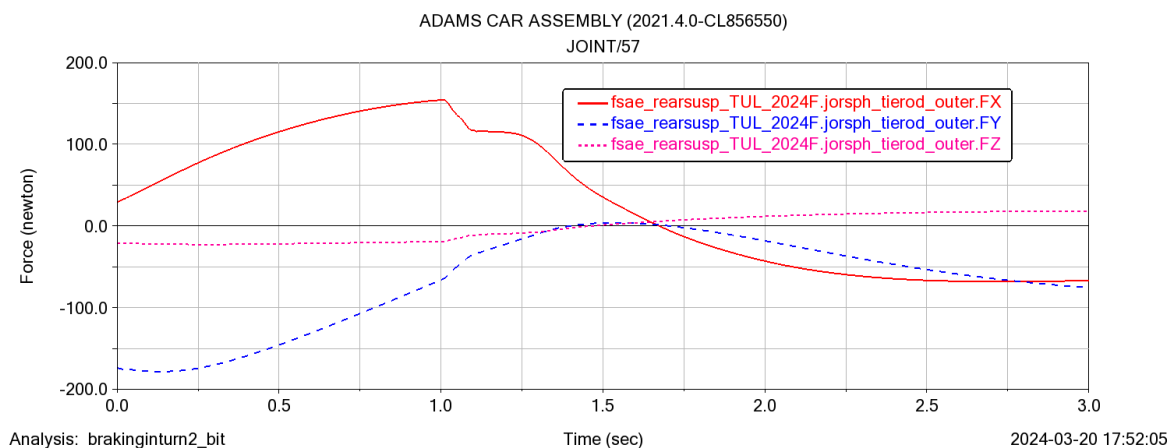
Příloha 29: Průběh sil na horním bodu pravém zadní těhlice při brakingturn2



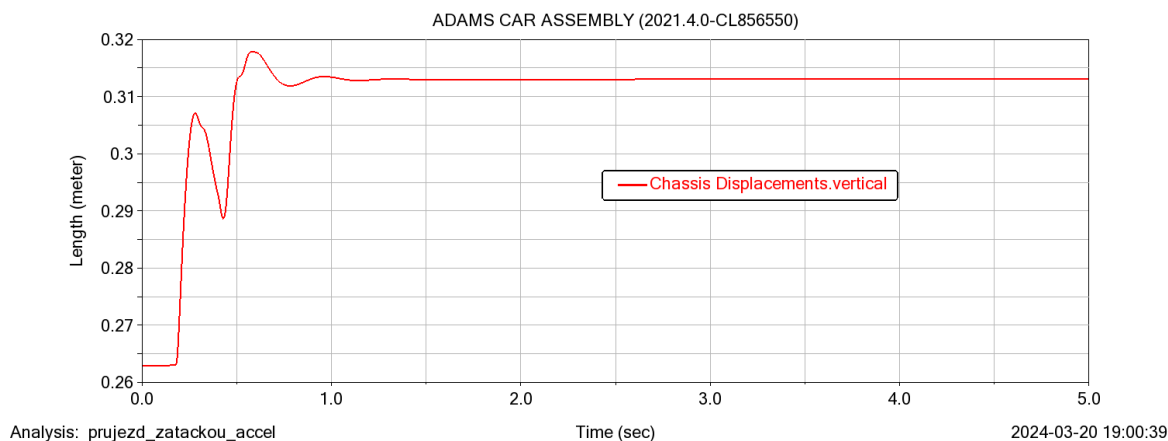
Příloha 30: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při brakingturn2



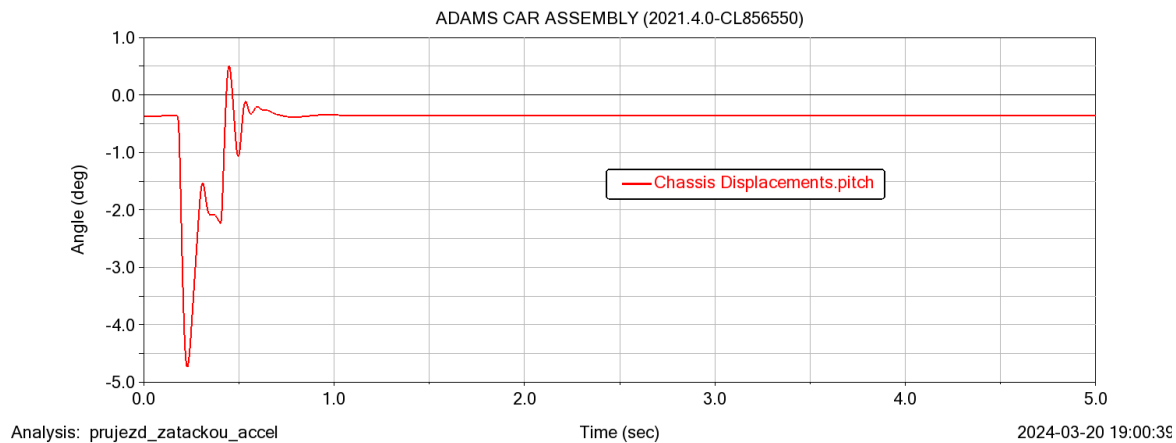
Příloha 31: Průběh sil na bodu sbíhavosti pravé zadní těhlice při brakingturn2



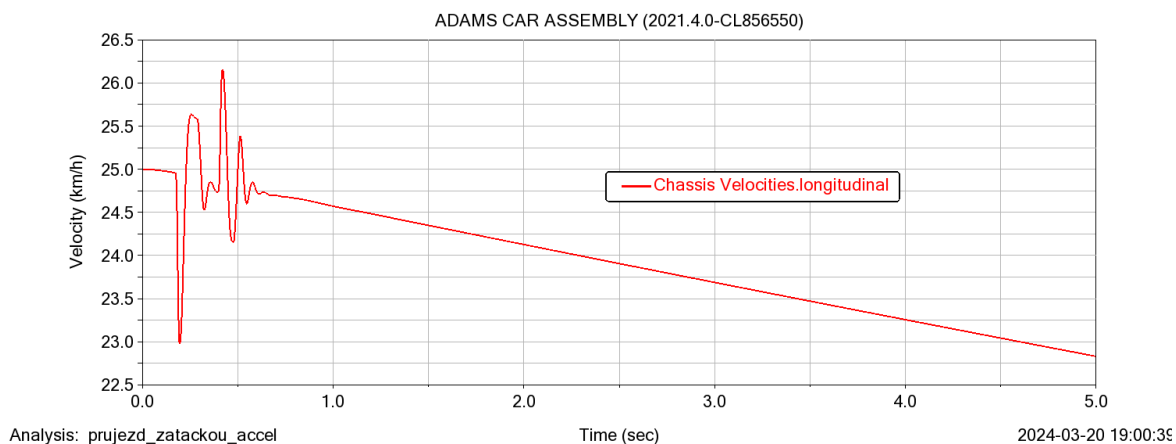
Příloha 32: Posunutí vozidla ve směru osy z (vertikálně) při překonání překážky



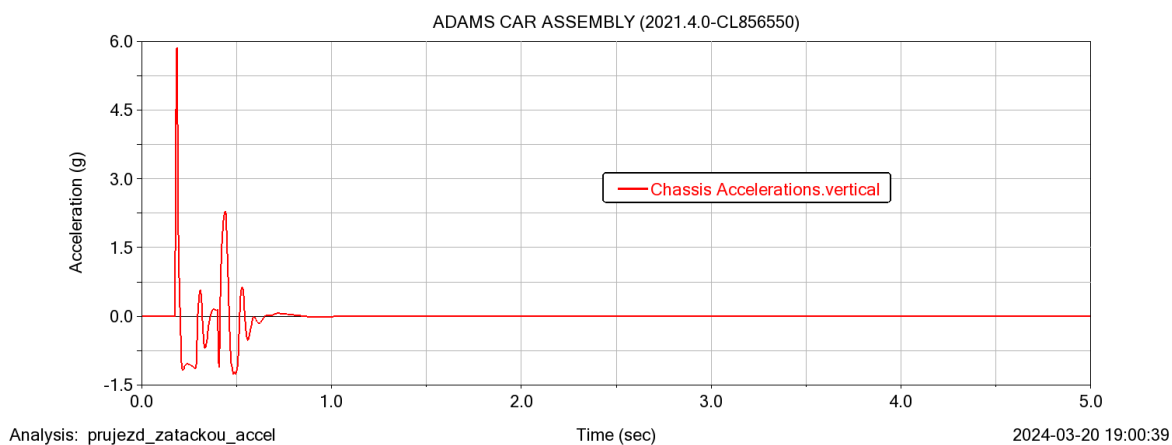
Příloha 33: Náklon vozu při překonání překážky



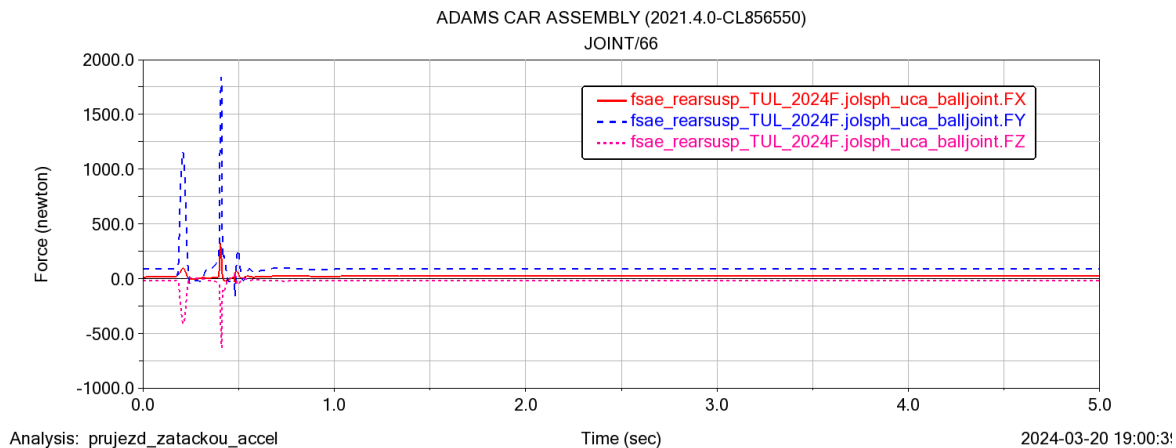
Příloha 34: Rychlost vozu při překonání překážky



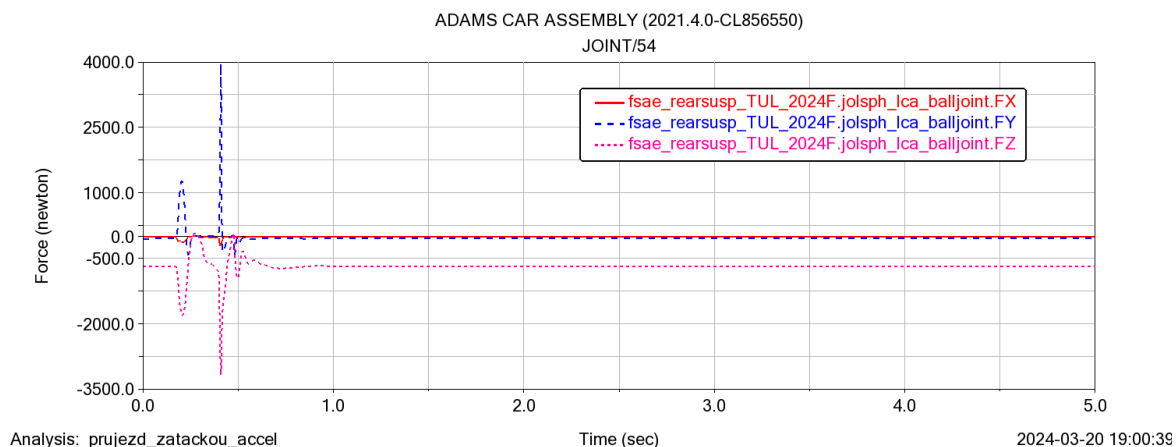
Příloha 35: Zrychlení vozu při překonání překážky



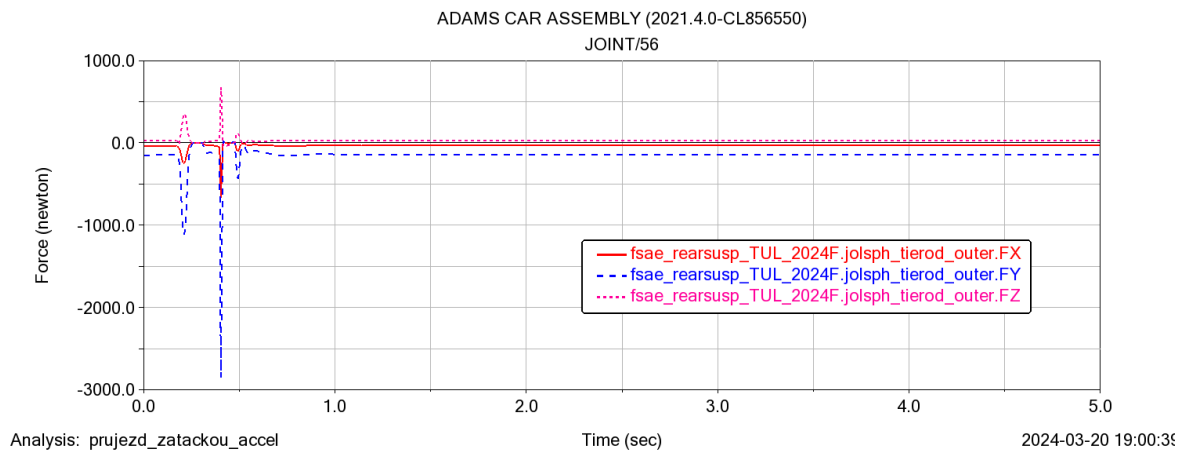
Příloha 36: Průběh sil na horním bodu levé zadní těhlice při překonání překážky



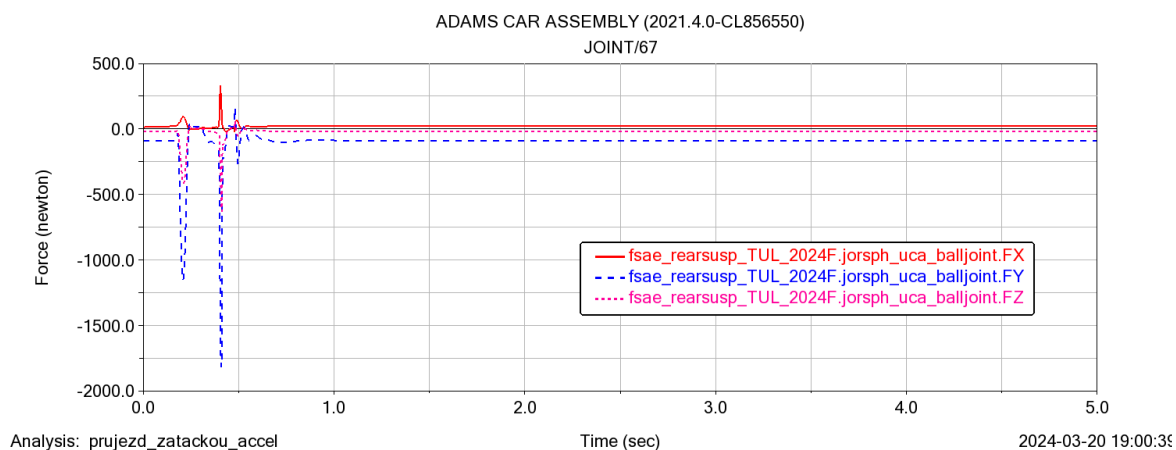
Příloha 37: Průběh sil na spodním bodu levé zadní těhlice při překonání překážky



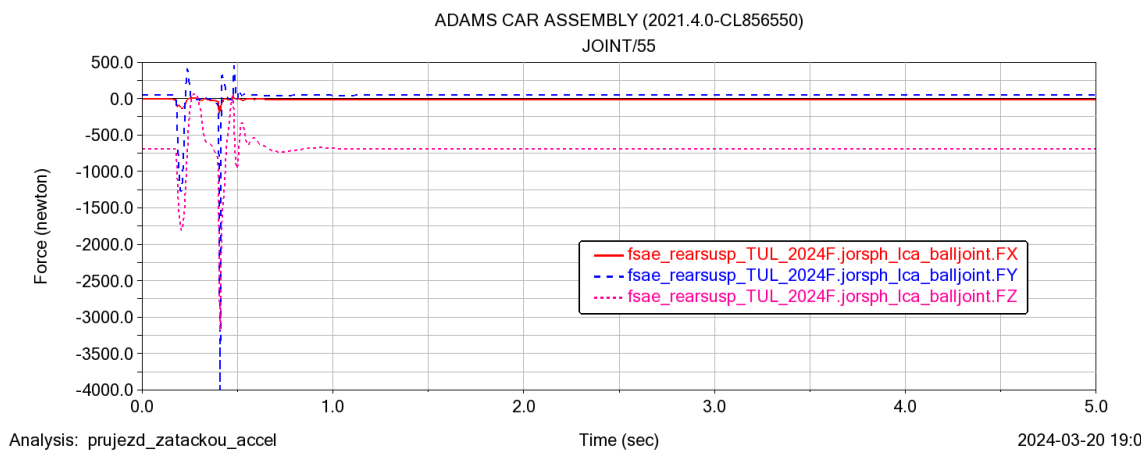
Příloha 38: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při překonání překážky



Příloha 39: Průběh sil na horním bodu pravé zadní těhlice při překonání překážky



Příloha 40: Průběh sil na spodním bodu pravé zadní těhlice při překonání překážky



Příloha 41: Průběh sil na bodu sbíhavosti levé zadní těhlice při překonání překážky

