

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301R016 Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh stabilizačního systému pro vůz Formule SAE

Autor: **Radovan Minich**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Martin HYNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Radovan MINICH**
Osobní číslo: **S15B0023P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Návrh stabilizačního systému pro vůz Formule SAE**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte návrh stabilizačního systému s vybranými navazujícími komponenty pro vůz Formule Student. Přičemž navržená konstrukce musí zcela splňovat pravidla stanovená soutěží FSAE pro rok 2015/16 s upřesňujícím ohledem na funkčnost a hmotnost systému, včetně kompatibility s navazujícími systémy.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše současného stavu v oblasti stabilizačních systémů u monopostových vozů kategorie Formule SAE
2. Specifikace požadavků
3. Návrh konstrukčního řešení podpořený nezbytnými výpočty, tvorba 3D modelu
4. Vypracování základní dokumentace
5. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah kvalifikační práce: 30-40 stran A4
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

TRZESNIKOWSKI, M. *Rennwagentchnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012

HEISSING, B. *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2013

MILLIKEN, W. F., MILLIKEN, D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc, 1995

BBUDINAS, R. G., KEITH, J. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. USA: The McGrawHill Companies, Inc., 2005

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: Doc. Ing. Martin Hynek, Ph.D.

Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce:

Ing. František Sedláček

Regionální technologický institut

Datum zadání bakalářské práce: 21. září 2015

Termín odevzdání bakalářské práce: 20. května 2016


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Lášová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomohli s mojí bakalářskou prací a to zejména týmu UWB Racing Team Pilsen za vynikající ochotu a spolupráci. Dále bych chtěl jmenovitě poděkovat panu Doc. Ing. Martinovi Hynkovi, Ph.D. za vedení práce a Ing. Františkovi Sedláčkovi za konzultace.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Minich	Jméno Radovan	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Jméno Martin	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh stabilizačního systému pro vůz Formule SAE		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	67	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce se zabývá obecným rozdělením stabilizačních systémů u závodních vozů. Dále se zabývá výpočtem stabilizátoru a jeho numerickou simulací. Hlavní částí práce je navrhnout stabilizační systém a zkontrolovat ho pomocí MKP pro vůz UWB16 s ohledem na pravidla FSAE pro rok 2016. Výsledkem práce je stabilizační systém, který splňuje tuhostní podmínky a je nastavitelný.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>stabilizační systém FSAE, analytický výpočet, numerická simulace, tuhost stabilizátoru, břit, domek, zkrutná trubka, CAD model</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Minich	Name Radovan		
FIELD OF STUDY	B2301 „Transport Vehicles and Handling Machinery“			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hynek, Ph.D.	Name Martin		
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Design of Car Formula SAE Stabilizer System			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	67	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor thesis deals with the general distribution of stabilization systems for the race cars. Another part of the thesis contents the anti roll bar calculation and its numerical simulation. The main part of this thesis is to make proposal of anti roll bar system and verify by FEM for car UWB16 with respect to the rules FSAE for the year 2016. The final result is the adjustable stabilizing system that meets the stiffness conditions.
KEY WORDS	FSAE anti roll bar system, analytical calculation, numerical simulation, stiffness, blade, housing, roll bar, CAD model

Obsah

1. Úvod.....	3
2. Funkce stabilizátoru	4
2.1. Popis mechanismu	4
3. Základní druhy stabilizátorů	6
3.1. Zkrutný stabilizátor tvaru U	6
3.2. Stabilizátor s jednou pružinou	6
3.3. Stabilizátor tvaru T	7
3.4. Břítový stabilizátor	8
4. Specifikace požadavků.....	9
4.1. Specifikace požadavků kladených dle pravidel Formula SAE.....	9
4.2. Obecná specifikace požadavků.....	9
5. Návrh konstrukčního řešení	12
5.1. Varianta č. 1.....	12
5.2. Varianta č. 2.....	13
5.3. Varianta č. 3.....	14
5.4. Zhodnocení a výběr varianty	15
6. Vlastní návrh.....	18
6.1. Analytický výpočet.....	18
6.1.1. Výpočet hmotností	18
6.1.2. Tuhost konstrukce	20
6.1.3. Deformace stabilizátoru	20
6.1.4. Tuhost stabilizátoru	21
6.1.5. Odpor proti klopení	22
6.2. Hrubý návrh.....	22
6.3. Výběr materiálu	23
6.4. Numerická simulace	25
7. Hlavní návrh.....	28
7.1. Přední stabilizátor.....	28
7.1.1. Držák předního stabilizátoru	29
7.1.2. Domek stabilizátoru	30
7.1.3. Břit.....	32

7.1.4.	Zkrutná trubka	34
7.1.5.	Kluzná pouzdra, spojovací materiál	36
7.2.	Zadní stabilizátor	37
7.2.1.	Držák stabilizátoru	38
7.2.2.	Domek stabilizátoru	39
7.2.3.	Břit.....	41
7.2.4.	Zkrutná trubka	42
7.2.5.	Kluzná pouzdra, spojovací materiál	43
7.3.	FEM analýza.....	43
7.3.1.	Idealizovaný model	43
7.3.2.	Síť	44
7.3.3.	Okrajové podmínky	44
7.3.4.	Výsledky a vyhodnocení	46
7.3.5.	Celková simulace stabilizátoru.....	48
8.	Závěr	50
	Seznam použité literatury a zdrojů.....	52
	Seznam obrázků a tabulek.....	53
	Seznam Příloh	55
	Vázané přílohy.....	55
	Nevázané přílohy.....	55

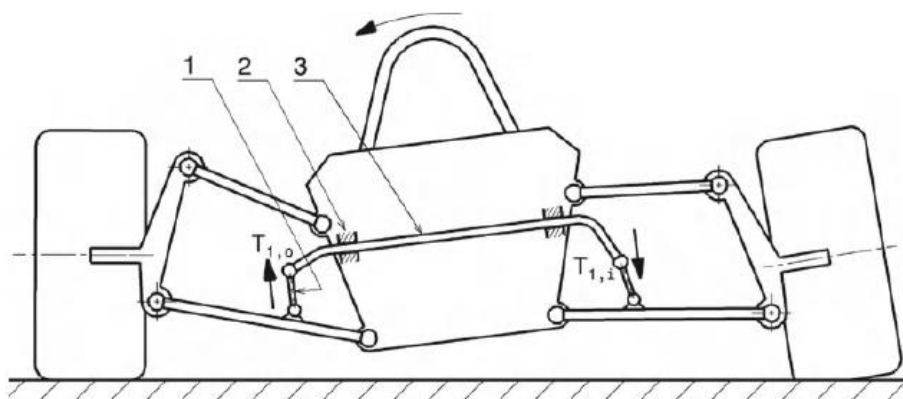
1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je provést návrh stabilizačního systému pro vůz Formula SAE (dále FSAE). Stabilizační systém je u závodního vozu velmi důležitou součástí. Slouží k zajištění stability vozu při průjezdu zatáčkou. Jelikož vozy FSAE jezdí po vysoce technických tratích, je důležité, aby odpružení vozu, jehož součástí je i stabilizátor byl správně nastaven a zajišťoval vozu co největší adhezi a stabilitu.

Tato práci se bude po obecné rešerši zabývat možnými konstrukčními návrhy, z nichž jeden bude vybrán pro vůz UWB2016 pro sezónu v roce 2016. Dále bude řešena otázka jaký materiál použít pro výrobu stabilizátorů a bude proveden analytický výpočet. Po výběru materiálu bude udělán předběžný návrh všech částí stabilizátoru. Od tohoto předběžného návrhu se bude odvíjet finální návrh. Před samotným finálním návrhem se provede simulace pomocí softwaru MSC ADAM, ve kterém je analyzována celá kinematika vozu pro rok 2016. Z této analýzy budou vycházet hodnoty pro finální návrh a následné dimenzování. Ve finálním návrhu bude řešena problematika jednotlivých částí stabilizátoru pro každou nápravu. Problematika se bude týkat umístění stabilizátorů do rámu a jeho držáků. Následně budou popsány podrobně popsány domky, břity, zkrutné trubky a kluzná pouzdra se spojovacím materiálem. V těchto kapitolách budou rozepsány funkce, rozměry, výroba částí a důvod použití. Nakonec bude proveden numerický výpočet pomocí MKP softwaru Siemens NX s řešičem NX Nastran. Tento výpočet bude analyzovat, zda jsou části stabilizátoru správně nadimenzovány. Posledním bodem této práce bude zhodnocení celkového návrhu, numerického výpočtu a možného vývoje do dalších let.

2. Funkce stabilizátoru

Stabilizátor tvoří na vozidle příčné spojení mezi oběma koly jedné nápravy, patří mezi prvky odpružení. Při průjezdu vozidla zatáčkou působí na vozidlo klopný moment, který je třeba co nejvíce snížit. Stabilizátor zmenšuje klopný moment svojí deformací, buďto zkroucením nebo ohybem (viz Obrázek 1) V důsledku působení klopného momentu působí na jednotlivá kola boční síla, která ovlivňuje stabilitu vozu a tím i bezpečnost jízdy. Stabilizátor má také vliv na přetáčivost, či nedotáčivost vozidla v zatáčce. Ke zlepšení funkce stabilizátoru se využívá také např. aktivního, či progresivního odpružení. Parametry ovlivňující jízdu a nastavení stabilizátoru budou popsány v následující kapitole 2.1. Popis mechanismu. Při současném propružení obou kol není stabilizátor aktivní. [1, 2, 4, 6]

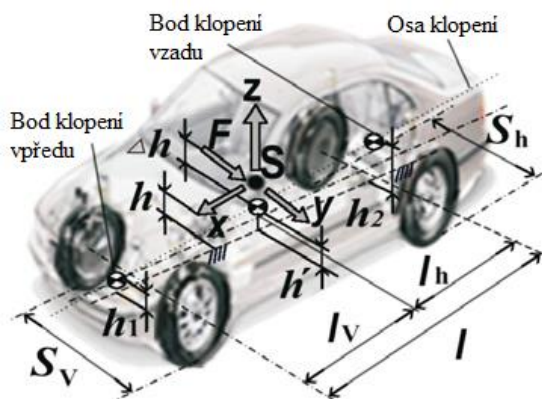


Obrázek 1 - Pohyb stabilizátoru v zatáčce [1]

1 – spojovací tyč, 2 – ložisko, 3 – zkrutný stabilizátor

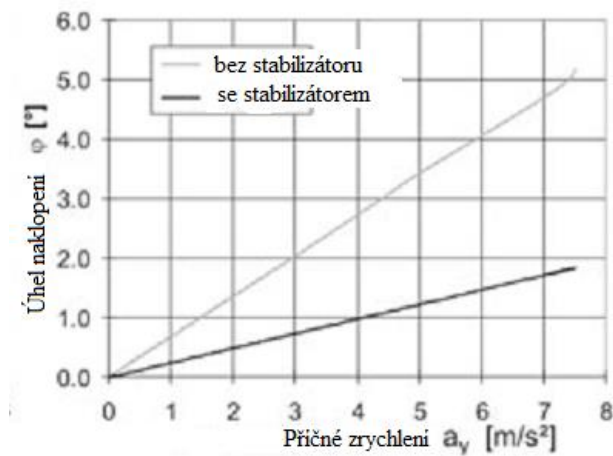
2.1. Popis mechanismu

V průjezdu zatáčkou vzniká v důsledku klopného momentu změna kinematiky zavěšení, tudíž rozdílné zatížení vnitřního a vnějšího kola. Síly působící na kola se od sebe liší a na kolo nepůsobí lineárně, ale degresivně. Tím je způsobeno rozdílné valení kol, tudíž je i menší stabilita vozu. Vnější kolo je zatěžováno větší boční silou než kolo vnitřní, z toho vyplývá, že vnitřní kolo je nadlehčováno a vnější přitlačováno k zemi. Stabilizátor, který tvoří spojení mezi koly jedné nápravy, jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, se deformuje a tím vnitřní kolo tlačí k zemi a vnější kolo nadlehčuje (viz Obrázek 1) síly T_i působící proti sobě. Tyto síly se snaží eliminovat klopný moment a zajišťují rychlejší průjezd zatáčkou i samozřejmě větší stabilitu vozu proti převrácení. [1, 2, 4, 6]

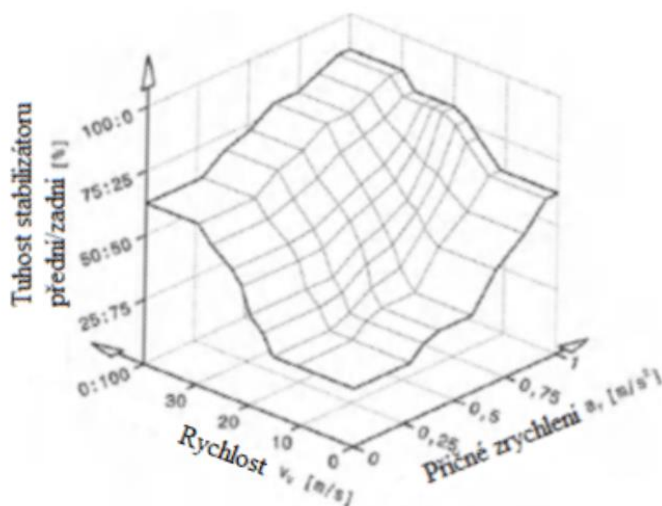


Obrázek 2 - Body klopení [2]

Pro správné nastavení stabilizátoru je důležitá výška těžiště, celkového bodu klopení vozu a bodů klopení na jednotlivých nápravách. Dále záleží na parametrech vozu, jako jsou např. rozchod, či rozvor kol (viz Obrázek 2). Dalšími faktory ovlivňující průjezd zatáčkou jsou charakteristiky pružin, nastavení tlumičů a vlastnosti pneumatik. Rozdílným nastavením tuhosti se dá zaručit požadující chování vozu v zatáčce. Poměr rozdělení tuhosti mezi přední a zadní nápravou je uveden níže na obrázku (viz Obrázek 4). Na obrázku (viz Obrázek 1) je znázorněno, jak stabilizátor ovlivňuje klopení karoserie při průjezdu zatáčkou. Na něm je vidět, že pokud není použit stabilizátor, tak klopení karoserie se zvyšujícím zrychlením roste rychleji, než za použití stabilizátoru. [1, 2, 4, 6]



Obrázek 3 - Klopení v závislosti na příčném zrychlení [2]



Obrázek 4 - Závislost tuhosti na rychlosti a příčném zrychlení [2]

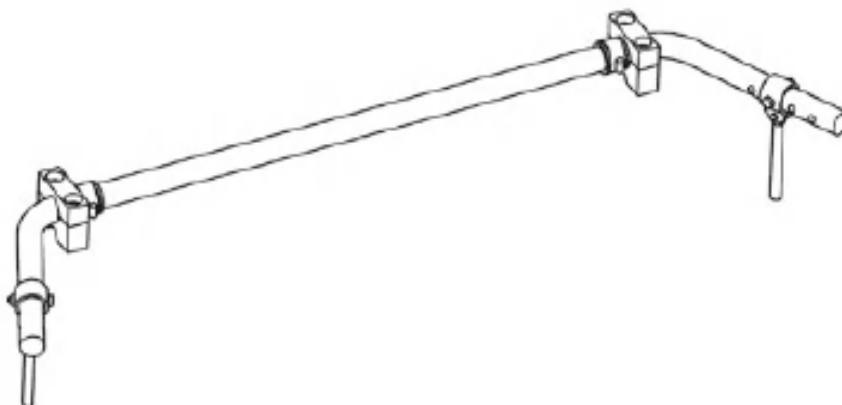
Jak již bylo zmíněno dříve, rozdílná tuhost stabilizátoru vpředu a vzadu mění jeho chování v zatáčce, tzn. přetáčivost nebo nedotáčivost. Např. pokud je stabilizátor vzadu tuhý a vpředu měkký, tak je vůz přetáčivý a pokud je stabilizátor vzadu měkký a vpředu tuhý, je vůz nedotáčivý. Tyto příklady jsou pouze pro názornost, protože záleží na rozložení hmotností na jednotlivých nápravách, na umístění těžiště vozu a nastavenou tuhostí tlumičů a pružin pro jednotlivé nápravy.

3. Základní druhy stabilizátorů

Existuje velké množství stabilizátorů, které se liší svým tvarem, umístěním na voze či možností nastavení. To vše závisí na použití vozu. Okruhové speciály mají jiné požadavky na stabilizátory, než vozy určené pro jízdu na nezpevněném povrchu. Dále stabilizátor závisí na hmotnostním limitu a typu konstrukce vozů [1,2].

3.1. Zkrutný stabilizátor tvaru U

Toto je základní a nejjednodušší řešení stabilizátoru (viz Obrázek 5). Čím blíže je stabilizátor u kola vozidla, tím na něho působí menší síly a jeho konstrukční provedení může být snazší. Na tomto principu jsou použity stabilizátory tvaru U. Tento typ je používán u sériových vozů a starších závodních vozů. Skládají se většinou ze zkrutné tyče nebo trubky, která vede pod vozidlem a svojí deformací ovlivňuje tuhost celého stabilizátoru. Další částí jsou spojovací tyče, které jsou připevněny k nápravě nebo tlumiči. Rozměry tyče nebo trubky závisí na poměru páky, síly působící na kolo a hmotnosti vozidla. [1]

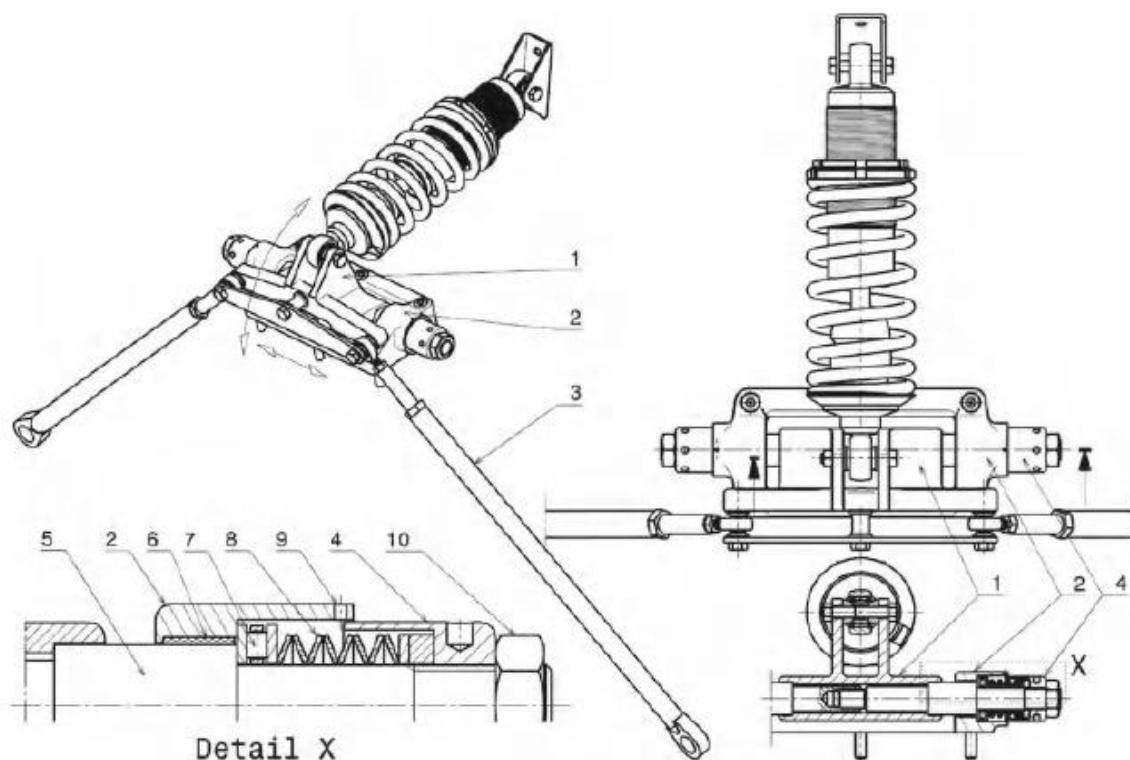


Obrázek 5 - Stabilizátor tvaru U [1]

Výhodou tohoto řešení je jednoduchá konstrukce. Nevýhodou tohoto provedení je nastavování tuhosti. Změna tuhosti je u tohoto případu možná pouze výměnou zkrutné tyče či trubky za jinou, tzn. demontáž celého zařízení z vozu.

3.2. Stabilizátor s jednou pružinou

Tento typ stabilizátoru je možné najít i pod názvem monoshock. Tento stabilizátor využívá pouze jeden tlumič s pružinou pro každou nápravu vozidla (viz Obrázek 6). Otočná vzpěra (1) je ovládána pohybem pérování a je uložena na ose této páky (5), tak že se tlumič může pohybovat podél této osy, čímž vzniká moment. Uložení vzpěry (2) je na dvou radiálních ložiskách (6) a jednom axiálním (7). Proti tomuto působí talířové pružiny, které jsou předepjaty víčko (4), které zajišťuje ložiska a zároveň předepírá talířové pružiny (8), které působí proti zatížení tlumiče. Díry (9) umožňují symetrické nastavení. Při působení momentu se bude páka (1) a tyč (3) pohybovat po ose (5). Nastavení tuhosti se zde mění pomocí uspořádání talířových pružin (konvexní, konkávní skládání) a jejich tuhostí. [1]

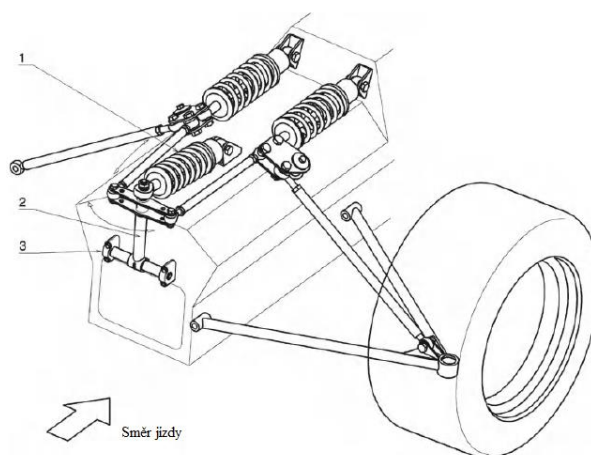


Obrázek 6 - Stabilizátor s jednou pružinou [1]

1 – otočná páka, 2 – uložení páky, 3 – spojovací tyč, 4 – zajištění ložisek, 5 – čep, 6 – radiální ložisko, 7 – axiální ložisko, 8 – talířové pružiny, 9 – označení polohy, 10 – kontramatice

3.3. Stabilizátor tvaru T

Tohoto provedení se využívá tehdy, když je vzdálenost působení páky příliš malá na použití „klasického“ stabilizátoru pro zadní nápravu. Celá torzní část stabilizátoru bude pak téměř svisle uspořádána. U tohoto stabilizátoru se používá ještě třetí pružina, kterou se mění nastavení tuhosti. Tento stabilizátor se používá u vozů, kde jsou kladeny velké nároky na dynamiku a aerodynamiku jako například u vozů Formule 1 (viz Obrázek 7). [1]



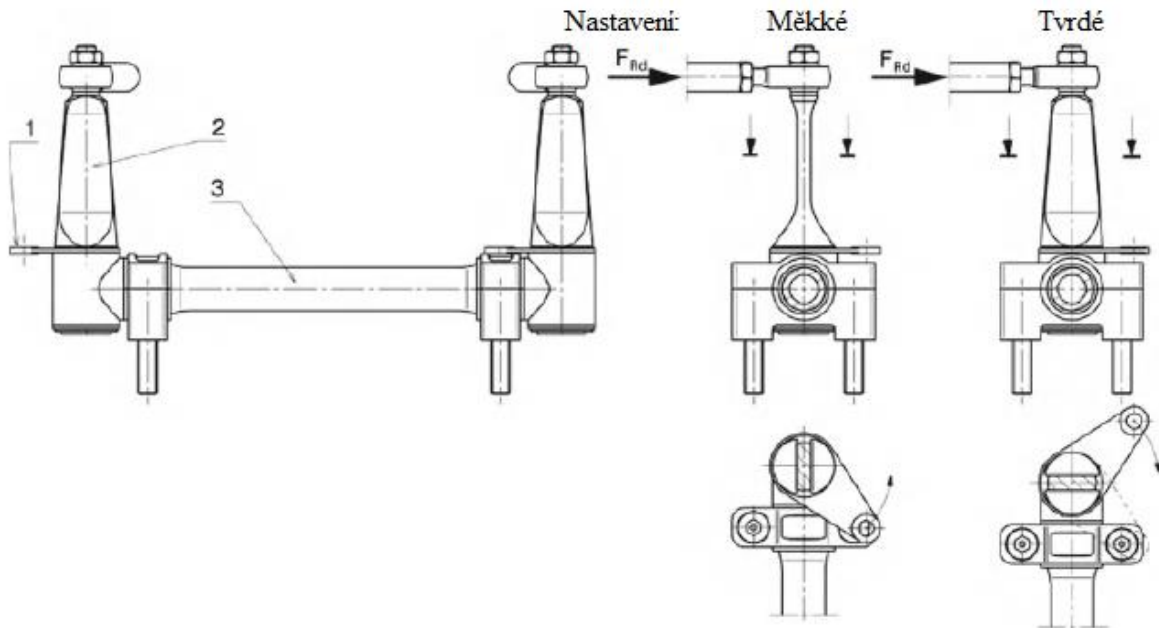
Obrázek 7 - Stabilizátor tvaru T [1]

1 – třetí pružina na tlumiči, 2 – stabilizátor T, 3 – uložení stabilizátoru v rámu

Výhodou je malý zastavěný prostor a velikost zatížení, které může na stabilizátor působit. Naopak nevýhodou složitá konstrukce a nutnost výměny pružiny pro změnu tuhosti.

3.4. Břítový stabilizátor

Nožový stabilizátor funguje na principu základního stabilizátoru tvaru U. Tento typ je však uzpůsoben pro snadnou změnu tuhosti stabilizátoru. Možnost změny nastavení tuhosti zde může být manuální nebo přímo z kokpitu řidiče za jízdy. Ovládání z kokpitu se využívá pouze v případě, že je potřeba měnit tuhost během závodu. Využívají se elektrické motůrky, hydraulické systémy nebo táhla. Hlavní části jsou stejné jako u stabilizátoru tvaru U, jak bylo uvedeno výše. Ke zkrutné tyči je připevněna objímka, do které je zasazen tzv. břit neboli nůž (viz Obrázek 8). Na břit dále navazuje spojovací tyč. Princip změny tuhosti stabilizátoru spočívá v otočení břitu, který tím změni svoji průřezovou charakteristiku. [1]



Obrázek 8 - Břítový stabilizátor [1]

1 – páka nastavení tuhosti, 2 – břit, 3 – torzní tyč/trubka

Toto je velmi jednoduché řešení, díky němuž se získá nízká hmotnost a veliký rozsah nastavení tuhosti prakticky při zachování stejného zastavěného prostoru. Další výhodou je případná výměna komponent. Naopak nevýhodou je vysoká materiálová náročnost na břity.

4. Specifikace požadavků

4.1. Specifikace požadavků kladených dle pravidel Formula SAE

V pravidlech FSAE pro rok 2016 nejsou uvedeny žádné zvláštní požadavky kladené na stabilizátory, tudíž je možnost použít prakticky jakéhokoliv druhu stabilizátoru. Pouze je nutné pojistit matice a šrouby předepsaným způsobem dle pravidel FSAE 2016. V pravidlech je předepsané, že pojištění matice šroubu musí být provedeno alespoň samojistnou maticí s nylonovým kroužkem. Dalším pravidlem je, že při dotažení matice, musí koukat alespoň tři závity šroubu. [7]

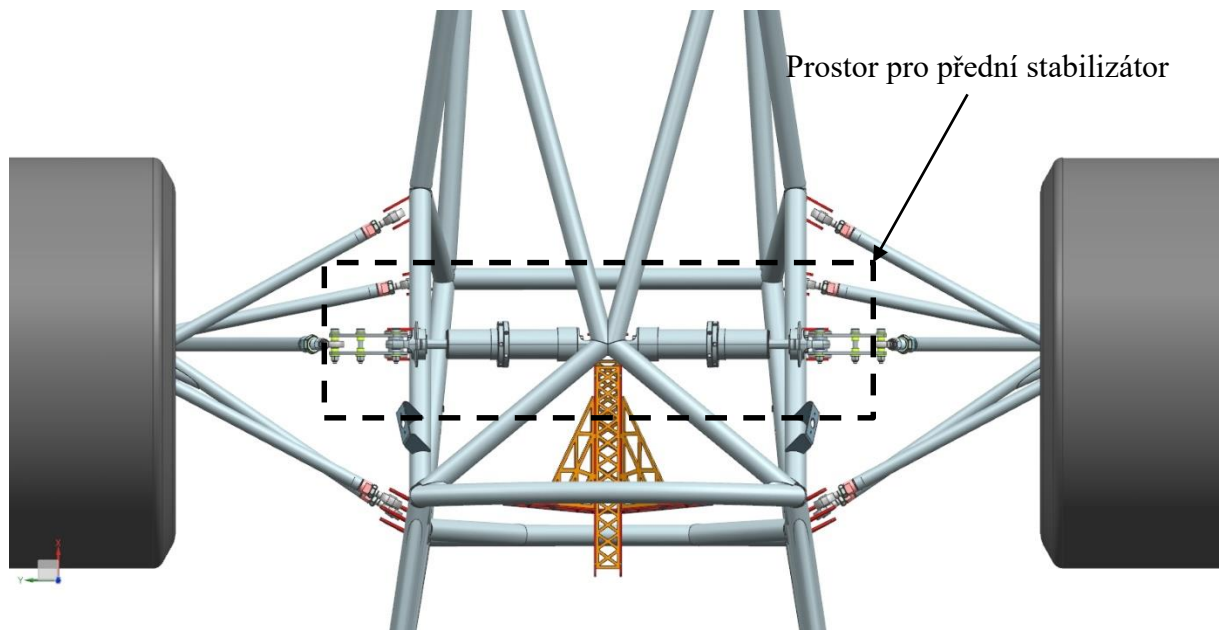
4.2. Obecná specifikace požadavků

Z funkce stabilizátoru vyplývá, že jakožto člen odpružení je namáhán dynamicky, proto je na něho kladeno velké množství požadavků, jak materiálových, tak konstrukčních. Konkrétní číselné požadavky jsou uvedeny na obrázcích níže (viz Obrázek 9, Obrázek 10, Obrázek 11, Obrázek 12) a shrnuty v tabulce níže (viz Tabulka 1).

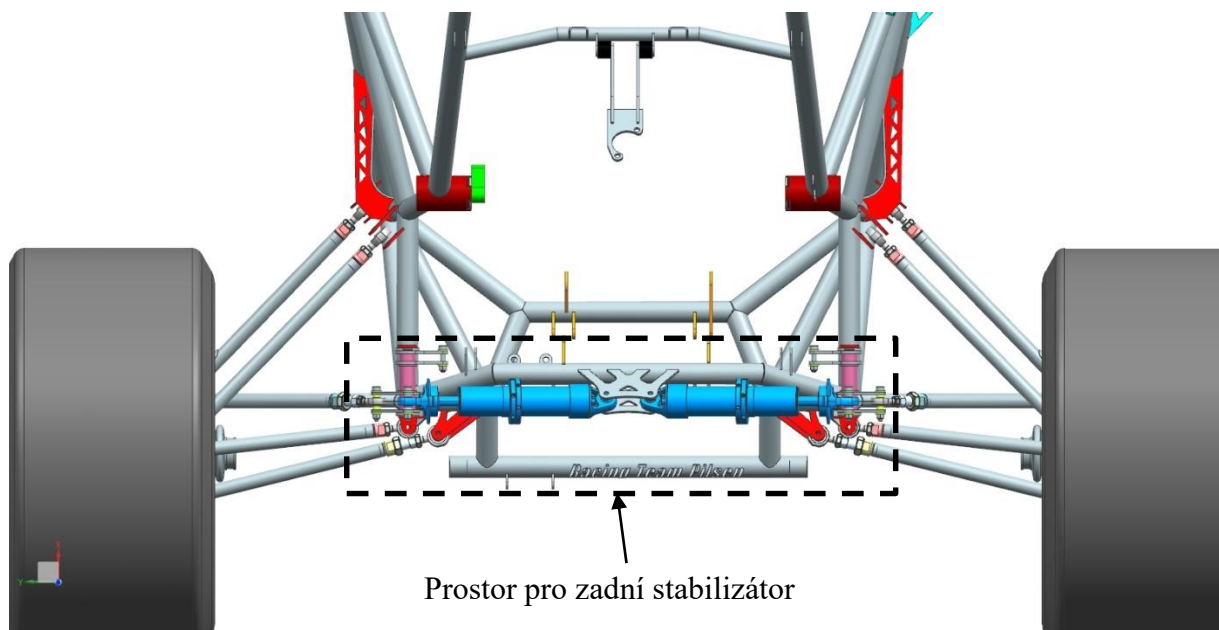
Velmi důležitou vlastností je možnost nastavení různé tuhosti stabilizátoru na přední a zadní nápravě. Tím je možné kompenzovat nedotáčivost nebo přetáčivost vozu při průjezdu zatáčkou, ale zároveň při současném propružení kol jedné nápravy musí být stabilizátor neaktivní. Pro FSAE je také důležitý rozsah nastavení tuhostí, který by měl být co největší. Toho je využíváno při dynamických disciplínách na závodech FSAE. V každé disciplíně je zapotřebí jiného nastavení, vzhledem k rozdílným charakterům. Velký nárok se klade také na spolehlivost. Pokud by se stabilizátor poškodil, znamenalo by to špatné ovládání vozu.

Jednotlivé části stabilizátoru musí být uspořádány tak, aby daný člen byl namáhán správnými zatěžujícími účinky. Protože se jedná o zkrutný stabilizátor, musí být zkrutný člen namáhán pouze krutem, jinak by ztrácel účinnost. Ramena stabilizátoru musí být namáhána pouze ohybovou silou, jinak by opět stabilizátor nebyl účinný a vznikali by v něm vedlejší deformace. Stabilizátor jakožto celek musí dosahovat požadované tuhosti, která bude řešena v následující kapitole (viz kapitola 6.1 Analytický výpočet), proto spojení mezi jednotlivými členy musí být co nejtužší, aby nedocházelo k nežádoucím deformacím nebo ke ztrátám v přenosu zatížení. Zároveň je důležité navrhnout stabilizátor s co nejmenšími rozměry, jelikož na závodním voze FSAE není mnoho místa, kam stabilizátor umístit. Tyto rozměry nejsou určeny pravidly a mohou se lišit pro různé konstrukce. Základním rozměrem vyplývající z funkce stabilizátoru je vzdálenost umístění tlumičů. Avšak ke stabilizátoru musí být dobrý přístup pro snadné a rychlé přenastavení tuhosti. Stabilizátor by měl mít co nejjednodušší konstrukci, aby se co nejvíce eliminovala možnost poškození během provozu. Stabilizátor nesmí žádnou svojí částí omezovat pohyb jiných komponent vozu a nesmí bránit řidiči v řízení.

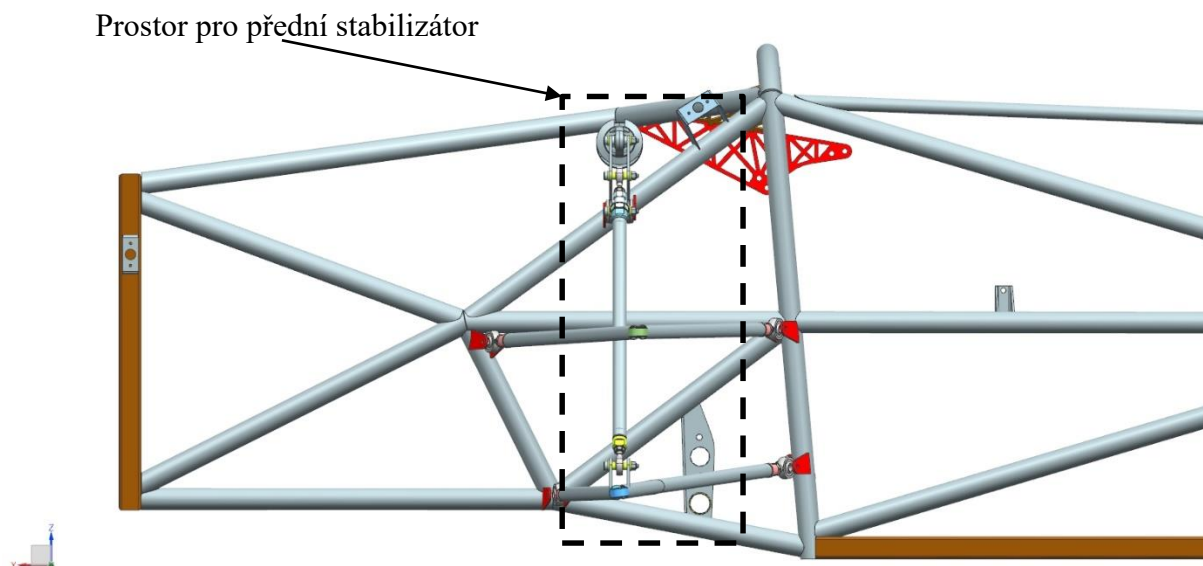
Podstatnou částí požadavků jsou i ty materiálové. Materiál, ze kterého je vyroben stabilizátor musí mít odpovídající pevnostní a tuhostní vlastnosti, při cyklickém namáhání. Což znamená, že materiál musí vydržet časté namáhání na ohyb a krut. Z důvodu omezeného využití vozidla (závodní účely) není nutná odolnost vůči dlouhodobému zatížení. Využití vozu je řádově cca 200 provozních hodin ročně. Dle zkušeností z dřívějšího vozu bude uvažováno jako maximální zkroucení trubky 20° a ohyb 22 mm. Působením velkých sil za jízdy je nutné používat materiály, které jsou vysoce odolné proti mechanickému namáhání. Protože je požadována co nejnížší hmotnost vozu, měly být části stabilizátoru co nejlehčí. Jednotlivé části stabilizátoru se obrábějí, či svařují, tudíž je žádoucí dobrá obrobiteľnosť a svařitelnost materiálu. Pro zlepšení vlastností materiálu je možné jej tepelně nebo povrchově upravovat.



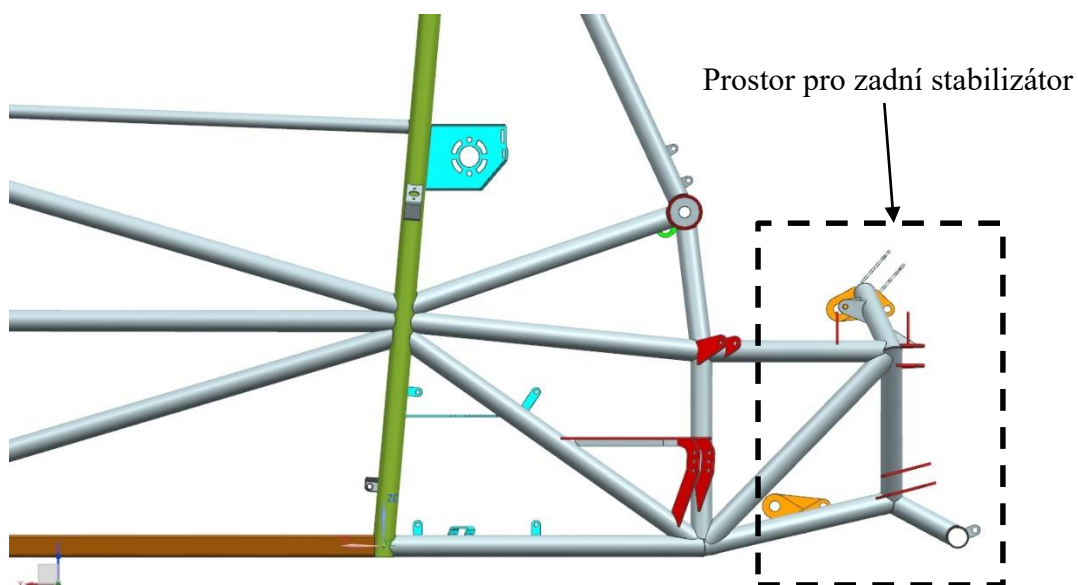
Obrázek 9 – Maximální prostor vytyčený pro přední stabilizátor v rámu (pohled shora)



Obrázek 10 – Maximální prostor vytyčený pro zadní stabilizátor v rámu (pohled shora)



Obrázek 11 – Maximální prostor vytyčený pro přední stabilizátor v rámu (pohled z boku)



Obrázek 12 – Maximální prostor vytyčený pro zadní stabilizátor v rámu (pohled z boku)

Tabulka 1 - Přehled základních požadavků kladených pro stabilizátor

	Horní pohled [mm]	Boční pohled [mm]	Zkroucení [°]	Posuv ramen [mm]
Přední stabilizátor	520 x 200	200 x 420	20	22
Zadní stabilizátor	520 x 200	200 x 500	20	22

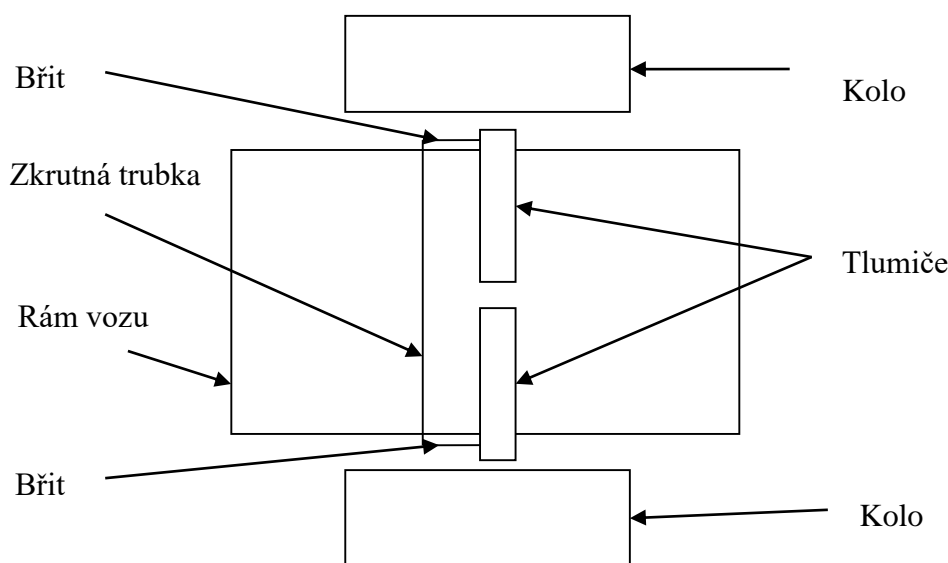
5. Návrh konstrukčního řešení

Vzhledem k požadavkům kladených na stabilizátor a vozy FSAE, je nutné zaměřit se na nejvíce používané typy na těchto vozech. Díky nízkým hmotnostem, které vozy FSAE dosahují, existuje velké množství používaných konstrukcí. Nejčastěji jsou však používány konstrukce odvozené od základních typů, které jsou uzpůsobeny pro nízkou hmotnost FSAE.

Z možnosti velkého rozsahu nastavení, konstrukční složitosti, rozmístění tlumičů, uspořádání zavěšení a velikosti zástavbového prostoru na voze UWB2016 vyplynulo, že je nejvhodnější zvolit vpředu i vzadu stabilizátor s břity.

5.1. Varianta č. 1

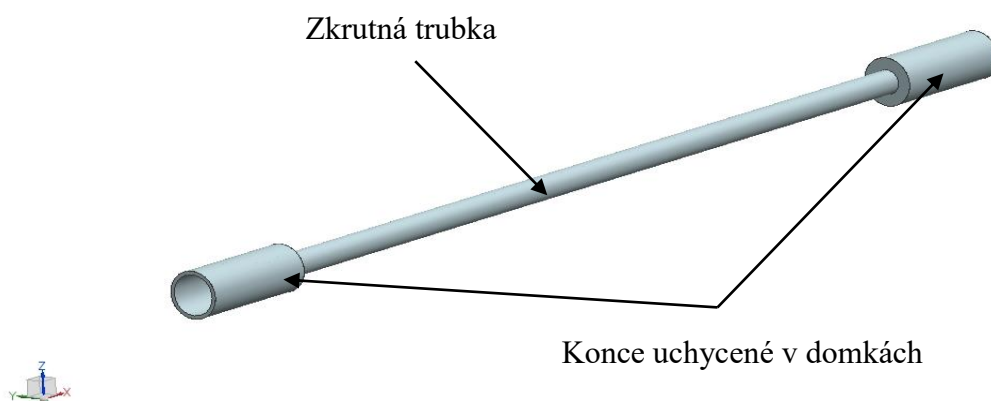
Tento typ stabilizátoru je odvozen z břitového, který je uveden výše (viz Obrázek 8). Břit, jenž je zasazen do spojení břitu a zkrutné trubky, kde je spojen s pákou nastavení tuhosti. Ve spojení břitu a zkrutné trubky jsou navrtány díry na roztečné kružnici tak, aby každá díra byla pro určité nastavení tuhosti. Počet děr se odvíjí od množství nastavení tuhosti. Zkrutná trubka prochází pod vozidlem a k rámu vozu je upevněna pomocí objímky. V objímce musí být použit kluzný člen, protože se v něm musí zkrutná trubka otáčet. Umístění v rámu je uvedeno na schématu níže (viz Obrázek 13).



Obrázek 13 - Schéma umístění varianty č. 1 v rámu

Nastavení tuhosti se dosáhne vhodnou volbou průměru zkrutné trubky a také pootočením páky s břitem stabilizátoru. Zajištění nastavení se docílí pomocí šroubu s maticí, který spojí díru pro jednotlivou tuhost s pákou nastavení tuhosti. Je možné tento stabilizátor navrhnout tak, že zkrutná trubka bude v domku břitu upevněna pomocí např. drážkování nebo svěrného spoje. Díky tomuto rozebíratelnému spoji se dají měnit trubky z různých materiálů a tlouštěk stěn.

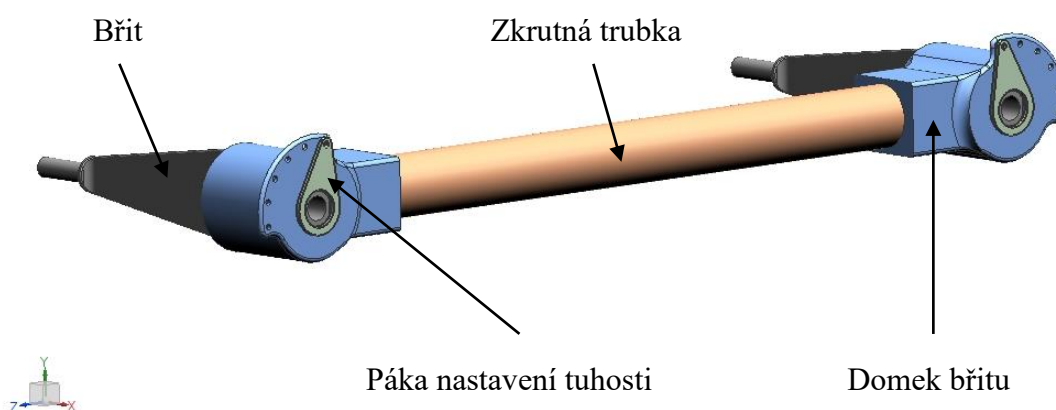
Vhodnou konstrukční úpravou zkrutné trubky je možné dosáhnout velkého rozsahu nastavení tuhostí. Konce trubky v domkách mají větší průměr, ke kterému se přivaří další zkrutná trubka s menším průměrem (viz Obrázek 14). Takto lze vyrobit spoustu variant zkrutných trubek, které se dají snadno měnit. Nevýhodou je ovlivnění materiálu svařem.



Zkrutná trubka

Konce uchycené v domkách

Obrázek 14 - Zkrutná trubka



Břit

Zkrutná trubka

Páka nastavení tuhosti

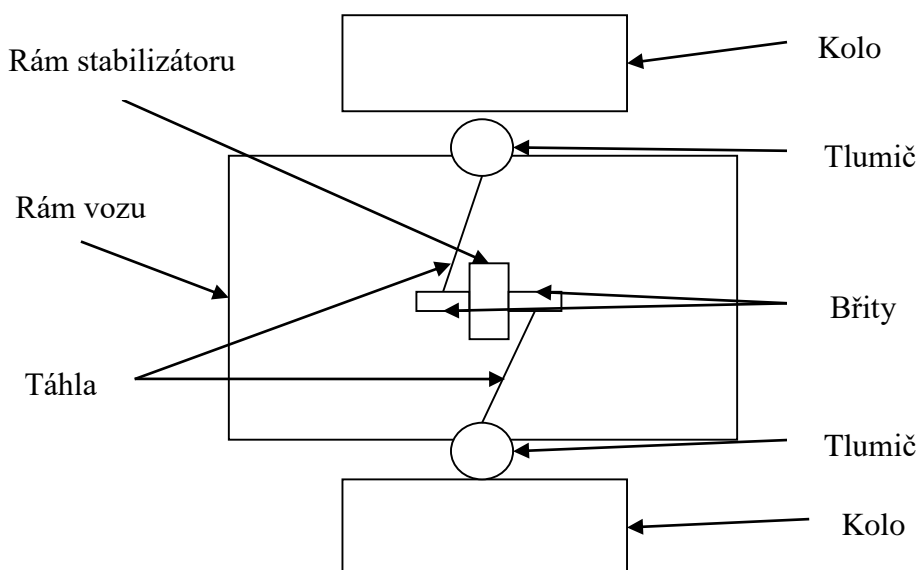
Domek břitu

Obrázek 15 - Koncepční návrh břítového stabilizátoru

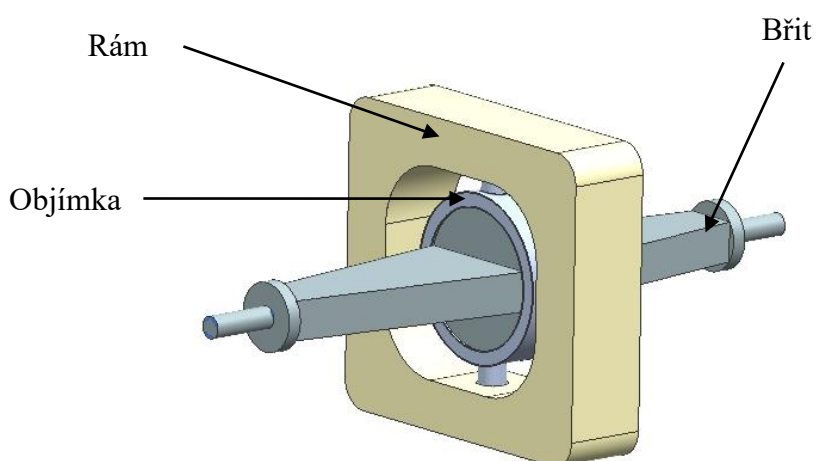
U této varianty je výhodou jednoduchost konstrukce a snadné nastavení pomocí páky nastavení, s níž je spojen břit. Díky rozměrům zde není velký nárok na zástavbový prostor, avšak musí být dobrý přístup k břitům pro případné přenastavení tuhosti. Dále je zde možnost velkého rozsahu nastavení, které závisí na počtu děr ve spojení břitu a zkrutné trubky. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší hmotnost.

5.2. Varianta č. 2

U druhého konstrukčního návrhu jsou opět použity břity pro nastavení tuhosti, jelikož je to velmi lehké a jednoduché řešení. Zde jsou však umístěny proti sobě. Celý stabilizátor je umístěn na podélné ose vozu tak, že břity jsou rovnoběžné s touto osou. Umístění v rámu je uvedeno na schématu níže (viz Obrázek 16). S přepákováním tlumiče bude spojen pomocí táhel, které budou opět buď tyč, či trubka. Z důvodu pohybu tyčí přepákování tlumiče, se musí břity natáčet v rámu podél svislé osy. Natočení umožní objímka, v níž jsou břity zasazeny. Břity mohou být vsazeny do sebe nebo vyrobeny jako jeden celek. Natočením břitů pro změnu tuhosti pomocí drážkování objímce.



Obrázek 16 - Umístění varianty č. 2 v rámu

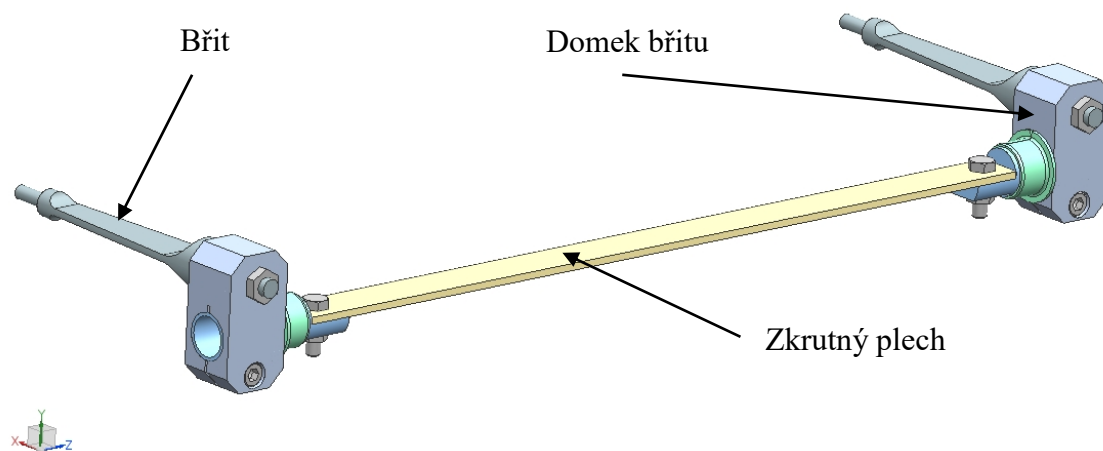


Obrázek 17 - Koncepční návrhu stabilizátoru tvaru Z

Toto koncepční řešení má velmi malou hmotnost a mnohem jednodušší konstrukci oproti předchozí variantě. Problémem se stává zástavbový prostor, protože tyče od přepákování tlumičů musejí být vedeny rámem. Pro možnost snadného přenastavení tohoto stabilizátoru je nutné vůz zvednout. Při použití aerodynamických prvků na podlaze tzv. difuzorů, by tato koncepce narušovala proudění vzduchu, popřípadě by na ni muselo být použito zvláštní zakrytí.

5.3. Varianta č. 3

Základem této varianty je opět břítový stabilizátor, avšak zkrutnou trubku nahrazují pásy plechu. Tuhost se mění výhradně počtem nebo tloušťkou plechů, které jsou použity, a břity se zde používají pro jemnější nastavení tuhosti. Toto řešení lze na FSAE použít vzhledem k nízké hmotnosti vozu. Umístění této varianty v rámu je stejné jako u první varianty (viz Obrázek 13).



Obrázek 18 - Konceptní návrhu stabilizátoru se zkrutným plechem

Velkým plusem je snížení hmotnosti díky odebrání zkrutné trubky a možností měnit tuhost pomocí počtu plechů. Nevýhodou je rozebírání celého systému při výměně plechů, proto je nutné zajistit dobrý přístup ke stabilizátoru, dále zvýšení počtu součástí a složitější tvar konců v domku.

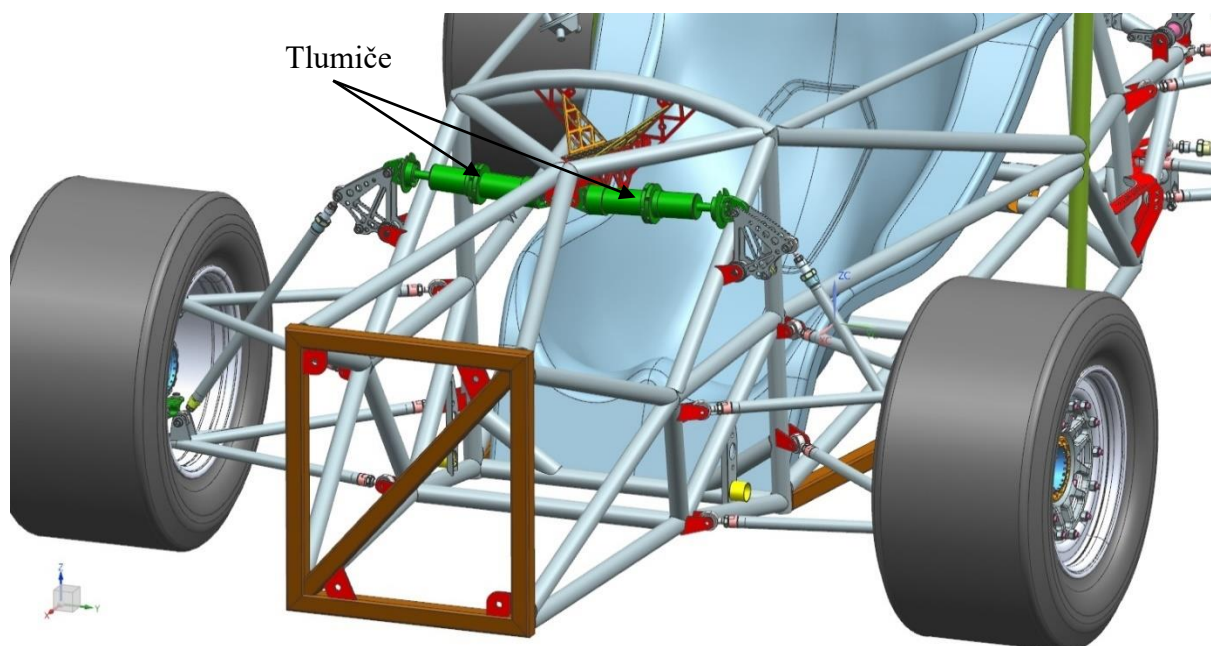
5.4. Zhodnocení a výběr varianty

Prostoru, který byl pro stabilizátor na voze UWB2016 vyhrazen bude muset být první varianta poupravena. U tohoto řešení je možnost použít pro upevnění k rámu, či umístění i jiných komponent, což se hodí při zakomponování do rámu. Na přední nápravě bude možné využít držák převodky řízení pro kluzná pouzdra zkrutné trubky. Na zadní nápravě je možnost zkrutnou trubku vést skrz trubku rámu, která slouží pro zvedání vozu a tím ušetřit místo. Toto řešení je možné použít na obou nápravách vozu.

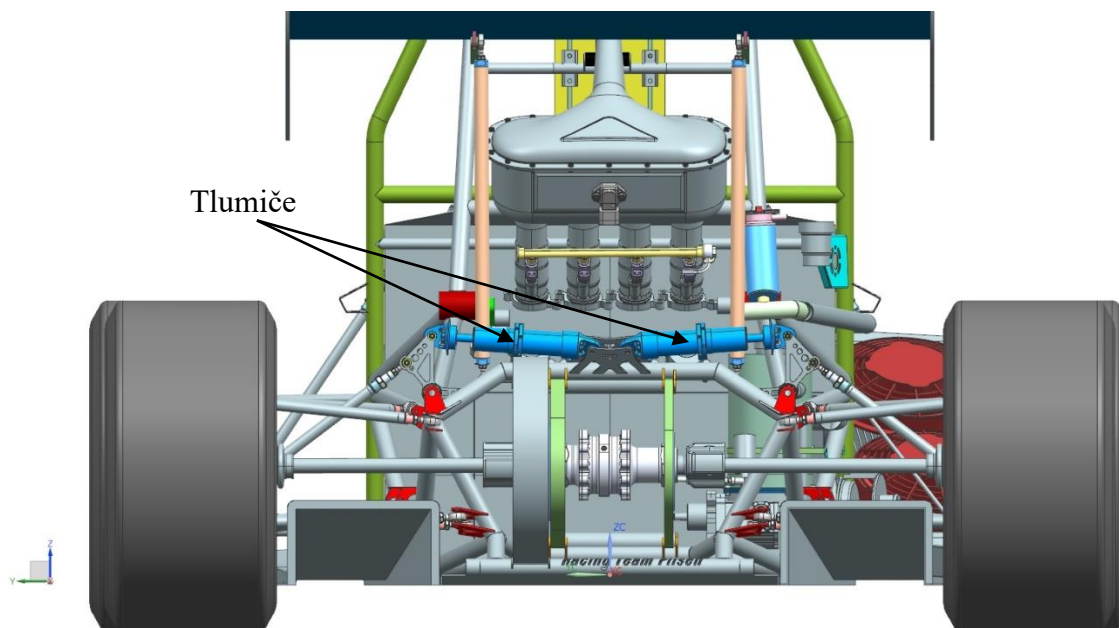
Druhá varianta. Jelikož byly tlumiče umístěny na voze vpředu i vzadu tzv. „nahoru“ (viz Obrázek 19), čímž je prostor pro tento typ stabilizátoru prakticky nulový. Vpředu by musel být stabilizátor uchycen k rámu vozu v prostoru pod tlumiči. Tím by vzniklo méně místa pro nohy řidiče, táhla stabilizátoru by také musela být vedena prostorem určeným pro řidiče, navíc se tím zvýší složitost přepákování tlumiče, které je řešeno v Bakalářské práci Ondřeje Frühaufa [3]. Také přístup pro změnu tuhosti by byl velmi nevhodný. Na zadní nápravě není opět místo z důvodu umístění samotného motoru a jeho komponent jako je sání atd. Z těchto důvodů je druhá varianta nevhodná.

Stejně jako první varianta může třetí návrh využít i jiných komponent vozu pro umístění nebo přichycení. Oproti první variantě se zde dá ještě ušetřit na hmotnosti. Při stejném umístění bude hrát roli, zda rozměry plechů nebudou muset být větší než průměr zkrutné trubky z první varianty. Tato varianta by mohla být použita u obou náprav.

Hlavním kritériem pro výběr varianty je umístění tlumičů. Protože jsou tlumiče umístěny v horním prostoru rámu (viz Obrázek 19), je druhá varianta nevhodná i přesto, že má nejnížší hmotnost jak bylo zjištěno z CAD modelu, tak má nejnížší hmotnost a počet dílů konstrukce. Také hraje roli menší možný rozsah nastavení tuhosti než u zbylých variant. Na obrázcích níže je vzniklý zástavbový prostor pro stabilizátory jednotlivých náprav (viz Obrázek 19, Obrázek 20).



Obrázek 19 - Umístění tlumičů vpředu (zástavbový prostor pro stabilizátor v rámu)



Obrázek 20 - Umístění tlumičů vzadu (zástavbový prostor pro stabilizátor v rámu)

Dále budou srovnány varianta č. 1 a č. 3, z nichž bude vybrána jedna pro finální návrh, protože obě jsou vhodné pro danou koncepci tlumičů na voze. Bylo odhadováno, že varianta č. 3 bude lehčí díky použití plechu, avšak po vymodelování v programu Siemens NX a analýze hmotnosti bylo zjištěno, že odhad nebyl správný. U varianty č. 3 byla zkrutná trubka nahrazena plechem, muselo být použito šroubové spojení pro přichycení plechu ke koncům uchycených v domkách. Konce v domkách by musely být upraveny pro přichycení plechu, čímž by se zvýšila jejich hmotnost a zdražila se výroba. Také by se zvýšil počet dílů konstrukce.

Z výše uvedených důvodů byla vybrána první varianta, druhá a třetí varianta vychází jako nevhodná. Jelikož vybraná varianta splňuje požadavky, bude zahrnuta do finálního návrhu. Všechny parametry pro výběr varianty jsou uvedeny ve srovnávací tabulce (viz Tabulka 2). Pozn. ceny jednotlivých variant nejsou přesné, ale pouze orientační.

Tabulka 2 - Srovnání variant

	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Hmotnost [kg]	0,703	0,512	0,768
Umístění tlumičů v rámu	Vodorovně v horní části	Svisle podél rámu	Vodorovně v horní části
Složitost konstrukce [Počet dílů]	19	13	23
Rozsah nastavení tuhostí	Zkrutná trubka + břity	Břity	Plech + břity
Základní cena [Kč]	5350	4730	5760

6. Vlastní návrh

Výběrem výše uvedených variant je nutné obě varianty vymodelovat pomocí CAD softwaru. Dále bude vybrán materiál pro jednotlivé díly stabilizátorů. Po získání potřebných vstupních parametrů bude proveden analytický výpočet, který bude ověřen numerickou simulací. Získáním výsledků z numerické simulace bude navržena finální varianta stabilizátorů, která se ověří pomocí FEM analýzy.

6.1. Analytický výpočet

Analytický výpočet byl proveden dle doporučené literatury [2]. Ve výpočtu jsou uvedeny pouze obecné vztahy. Kompletní výpočet pro jednotlivé nápravy včetně hodnot je uveden v příloze č. 5.

V prvním kroku výpočtu je nutné zjistit ze vstupních parametrů vozu rozložení odpružených a neodpružených hmot, ze kterých se dále vyjádří jednotlivé síly působící na kola vozidla. Následně se určí tuhost a rozměry konstrukce stabilizátoru. Z rozměrů je dále možné vypočítat deformaci jednotlivých částí a v závěru porovnat s hodnotami kapitoly 6.4 Numerická simulace.

6.1.1 Výpočet hmotností

Nejprve je nutné vypočítat jednotlivé hmotnosti vozu. Po výpočtu hmotností se budou počítat zatěžující silové účinky vozu, pro něž jsou jednotlivé hmotnosti důležité. Dále je pro silové účinky důležité vypočítat výšky těžišť pro jednotlivé nápravy a hmotnosti.

Pro výpočet celkové odpružené hmoty se použije první vzorec, kde se celková odpružená hmota rovná součtu odpružené hmoty vpředu a vzadu.

$$m_{Bo} = m_{bo,f} + m_{Bo,r}$$

m_{Bo} - odpružená hmotnost [kg]

$m_{Bo,f}$ - odpružená hmotnost vpředu [kg]

$m_{Bo,r}$ - odpružená hmotnost vzadu [kg]

Odpružená hmotnost pro jednotlivé nápravy se vypočítá dle vzorce uvedeného níže, rozdílem zatížení dané nápravy a neodpružené hmotnosti.

$$m_{Bo} = m_V - m_U$$

m_V - zatížení nápravy [kg]

m_U - neodpružená hmotnost [kg]

Podíl zatížení nápravy neodpruženou hmotností je rovno součinu neodpružené hmotnosti, gravitačního zrychlení a podílu výšky těžiště neodpružené hmotnosti s rozchodem kol vozu.

$$\Delta F_U = m_U \cdot g \cdot \frac{h_U}{b}$$

ΔF_U - podíl zatížení nápravy neodpružených hmotností [N]

b - rozchod [m]

h_U - výška těžiště neodpružených hmotností [m]

g - gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Podíl zatížení neodpružené hmotnosti na nápravě se počítá dle stejného vzorce jako podíl zatížení neodpružených hmotností, jen je ve vzorci využito odpružené hmotnosti a výšku těžiště nahrazuje výška bodu klopení.

$$\Delta F_{Bo} = m_{Bo} \cdot g \cdot \frac{h_{Ro}}{b}$$

ΔF_{Bo} - podíl zatížení nápravy odpružených hmotností [N]

h_{Ro} - výška bodu klopení [m]

Výpočet poměru zadní odpružené hmotnosti a celkové odpružené hmotnosti je důležitý pro následné výpočty výšek jednotlivých těžišť a bodů klopení částí vozu.

$$\Theta_m = \frac{m_{Bo,r}}{m_{Bo}}$$

Θ_m - poměr zadní odpružené hmotnosti a celkové odpružené hmotnosti [-]

Vztahy pro výpočet rozchodu pod centrálním těžištěm vozu, výšek těžišť a bodu klopení jsou obdobné. Hodnota rozchodu pod těžištěm vozu a výška těžiště se využijí pro výpočet rozdílu zatížení kol. Rozdíl zatížení kol je roven součinu odpružené hmotnosti, gravitačního zrychlení a podílu ramena od středu klopení těžiště se středním rozchodem kol pod centrálním těžištěm vozu.

$$b_{m,Bo} = [(b_r - b_f) \cdot \Theta_m] + b_f$$

$$h_{Ro,m} = [(h_{Ro,r} - h_{Ro,f}) \cdot \Theta_m] + h_{Ro,f}$$

$$h_{Bo} = [(h_{Bo,r} - h_{Bo,f}) \cdot \Theta_m] + h_{Bo,f}$$

$$\Delta h_{Bo} = h_{Bo} - h_{Ro,m}$$

$$\Delta F_{Ro} = m_{Bo} \cdot g \cdot \frac{\Delta h_{Bo}}{b_{m,Bo}}$$

b_f - rozchod vpředu [m]

b_r - rozchod vzadu [m]

$b_{m,Bo}$ - střední rozchod pod centrálním těžištěm vozu [m]

$h_{Ro,m}$ - výška centrálního bodu klopení [m]

h_{Bo} - výška těžiště [m]

$h_{Bo,f}$ - výška těžiště od přední nápravy [m]

$h_{Bo,r}$ - výška těžiště od zadní nápravy [m]

Δh_{Bo} - rameno od středu klopení těžiště [m]

ΔF_{Ro} - rozdíl zatížení kol [N]

Po výpočtu jednotlivých zatížení ΔF_U , ΔF_{Bo} , ΔF_{Ro} se vypočítá celkové zatížení kol vozu, které je rovno součtu zatížení neodpruženými hmotnostmi, zatížení odpruženými hmotnostmi a rozdílu zatížení kol.

$$\Delta F_{W,Z} = \Delta F_U + \Delta F_{Bo} + \Delta F_{Ro}$$

$\Delta F_{W,Z}$ - součet zatížení kol [N]

6.1.2. Tuhost konstrukce

Výpočet tuhosti konstrukce je nutný pro správné dimenzování samotného stabilizátoru. Pro tuhost na nápravě je nutné znát parametry pružin, které budou na voze použity. Konkrétně se jedná o moment od pružiny, stlačení pružiny při zdvihu kola a samotný zdvih kola. Tyto hodnoty byly převzaty z bakalářské práce Ondřeje Frühaufa [3]. Další hodnotou je rozchod kol jednotlivých náprav.

$$c_{Ro,Sp} = \frac{c_{Sp}}{2 \cdot \left(\frac{s}{s_{Sp}}\right)^2} \cdot b^2 \cdot \frac{\pi}{180}$$

$c_{Ro,Sp}$ - tuhost na nápravě [Nm/°]

c_{Sp} - moment od pružiny [N/m]

s_{Sp} - stlačení pružiny při zdvihu kola [m]

s - zdvih kola [m]

6.1.3. Deformace stabilizátoru

V prvním kroku výpočtu deformace stabilizátoru je nutné spočítat kvadratické charakteristiky zkrutné trubky a bříty. Jedná se o polární moment setrvačnosti průřezu zkrutné trubky a axiální moment setrvačnosti samotného břítu.

$$I_{P,Ba} = \frac{\pi \cdot (d_{Ba,o}^4 - d_{Ba,i}^4)}{32}$$

$I_{P,Ba}$ - polární moment setrvačnosti průřezu zkrutné tyče [m⁴]

$d_{Ba,o}^4$ - vnější průměr trubky [m]

$d_{Ba,i}^4$ - vnitřní průměr trubky [m]

$$I_{Bl} = \frac{(b_{Bl} - h_{Bl}^3)}{12}$$

I_{Bl} - axiální moment setrvačnosti břítu [m⁴]

b_{Bl} - šířka průřezu břítu [m]

h_{Bl} - tloušťka průřezu nože [m]

Po výpočtu kvadratických charakteristik se vypočítá úhel zkroucení trubky stabilizátoru. Zkroucení je závislé na síle působící na konci břítu F_s , na rameni této síly, modulu průřezu trubky v krutu, polárním momentu setrvačnosti trubky a vzdálenosti břitů. Tato hodnota se dá ovlivnit konstrukcí stabilizátoru a výběrem materiálu.

$$\beta = \frac{F_s \cdot a}{G \cdot I_{P,Ba}} \cdot l_{Ba}$$

β - zkroucení trubky [rad]

F_s - síla na konci břitu [N]

a - rameno síly F_s [m]

G - modul průřezu v krutu [Nm^{-2}]

l_{Ba} - vzdálenost břítů [m]

Posun břitu při torzní deformaci je součinem vzdálenosti břítů a zkroucením trubky.

$$s_{Ba} = a \cdot \beta$$

s_{Ba} - posun břitu při torzní deformaci [m]

Posunutí při ohybu břitu závisí na součinu velikosti síly působící na konci břitu F_s , délky břitu, modulu průřezu břitu v tahu a axiálního momentu setrvačnosti.

$$s_{Bl} = 2 \cdot \frac{F_s \cdot l_{Bl}^3}{3 \cdot E \cdot I_{Bl}}$$

s_{Bl} - posunutí od ohybu břitu [m]

l_{Bl} - délka břitu [m]

E - modul průřezu v tahu [Nm^{-2}]

Celková deformace stabilizátoru je rovna součtu jednotlivých deformací vypočítaných v předchozích krocích s_{Ba} a s_{Bl} . Hodnota této deformace se bude porovnávat s hodnotou vypočtenou pomocí numerické simulace.

$$s_t = s_{Ba} + s_{Bl}$$

s_t - celková deformace stabilizátoru [m]

6.1.4. Tuhost stabilizátoru

Tuhost stabilizátoru je zapotřebí pro výpočet odporu proti klopení, který musí být vyvinut při průjezdu zatáčkou, aby u vozu nedocházelo k nežádoucímu klopení. Vypočítají se nejprve linearizované tuhosti zkrutné trubky a břitu, které se následně dosadí do vztahu pro celkovou linearizovanou tuhost. Celková linearizovaná tuhost se použije v dalším výpočtu, pro zjištění celkové tuhosti stabilizátoru.

$$c_{Ba} = \frac{F_s}{s_{Ba}} = \frac{G \cdot I_{p,Ba}}{a^2 \cdot I_{Ba}}$$

c_{Ba} - linearizovaná tuhost torzní tyče závislá na délce a [N/m]

$$c_{Bl} = \frac{F_s}{s_{Bl}} = \frac{E \cdot I_{Bl}}{l_{Bl}^3} \cdot \frac{3}{2}$$

c_{Bl} - linearizovaná tuhost nože závislá na síle F_s [N/m]

$$c_s = \frac{c_{Ba} \cdot c_{Bl}}{c_{Ba} + c_{Bl}}$$

c_s - celková linearizovaná tuhost stabilizátoru závislá na síle F_s [N/m]

6.1.5. Odpor proti klopení

Linearizovaná hodnota tuhosti se použije ve finálním vzorci pro výpočet tuhosti stabilizátoru $c_{Ro,S}$. Tato hodnota je násobena $\frac{\pi}{180}$ pro převod na stupně.

$$c_{Ro,S} = \frac{c_S}{2 \cdot \left(\frac{S}{S_S}\right)^2} \cdot b^2 \cdot \frac{\pi}{180}$$

$c_{Ro,S}$ - tuhost stabilizátoru [Nm/°]

c_S - linearizovaná tuhost stabilizátoru závislá na páce koncového bodu [N/m]

S_S - délka páky spojení stabilizátoru [m]

Celkový odpor proti klopení je roven součtu tuhosti stabilizátoru a tuhosti na nápravě.

$$c_{Ro} = c_{Ro,Sp} + c_{Ro,S}$$

c_{Ro} - celkový odpor proti klopení [Nm/°]

Vztahy přední a zadní tuhosti k celkové jsou pro přehled tuhostí na jednotlivých nápravách a pro výpočet dynamického zatížení kol.

$$\phi_{C,Ro,f} = \frac{c_{Ro,f}}{c_{Ro,f} + c_{Ro,r}}$$

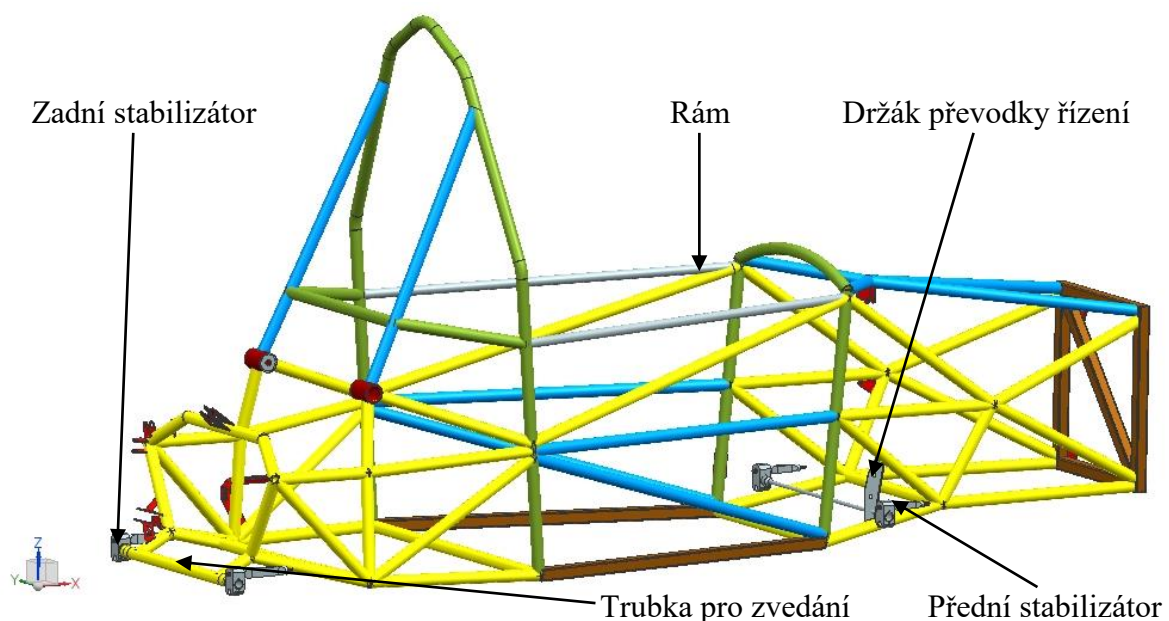
$$\phi_{C,Ro,r} = 1 - \phi_{C,Ro,f}$$

$\phi_{C,Ro,f}$ - vztah přední tuhosti k celkové tuhosti [-]

$\phi_{C,Ro,r}$ - vztah zadní tuhosti k celkové tuhosti [-]

6.2. Hrubý návrh

Navržením rámu a umístěním tlumičů do něho vznikl prostor pro umístění stabilizátorů na jednotlivých nápravách. Hlavní nárok bude kladen na umístění stabilizátoru, proto se využilo komponent jiných částí vozu, do kterých bude stabilizátor vložen nebo jimi prochází. Přední a zadní stabilizátor se liší pouze ve dvou rozměrech a to v délce zkrutné trubky a délce břitu, ostatní rozměry jsou potom shodné.

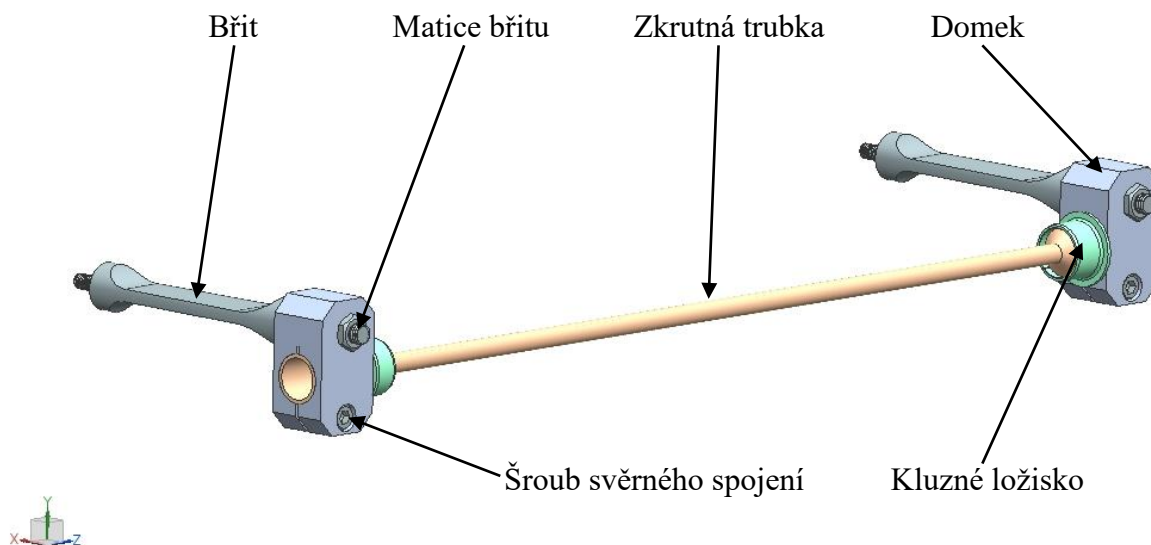


Obrázek 21 - Umístění stabilizátorů v rámu

Přední stabilizátor se na voze umístí tak, že zkrutná trubka prochází valivým ložiskem, které je nalisováno v držáku převodky řízení. Celá trubka vede pod prostorem převodky řízení, kde s ničím nekoliduje. Tímto uchycením je ušetřeno místo pro držák, jenž by musel být přivařen speciálně k rámu, navíc zkrutná trubka nemusí vést pod vozidlem, a tudíž nebude narušovat koncepci aerodynamických prvků na podlaze.

Pro stabilizátor zadní nápravy je využita trubka, která je v pravidlech pro FSAE uvedena pro zvedání vozu. Do vnitřního průměru zvedací trubky jsou nalisovaná ložiska, kterými prochází zkrutná trubka. Opět jako na přední nápravě byl ušetřen zvláštní držák stabilizátoru, vedení stabilizátoru pod vozem a také se minimalizoval zástavbový prostor.

Vlastní návrh pro obě nápravy je znázorněn (viz Obrázek 22). Kluznými ložisky vede zkrutná tyč, která je na svých koncích vsazena do domku. Ložiska povolí trubce zkrutný pohyb, který je nezbytný pro správnou funkci stabilizátoru. S domkem je tato tyč spojena svěrným spojem s jednostranně rozříznutým nábojem, který vyvozuje potřebný tlak proti prokluzu trubky v domku pomocí zápuštného šroubu s maticí. V horní části domku je kolmo na díru svěrného spoje další díra, do které je vložen břit. Břit má na obou svých koncích závit. Na straně, kde je vložen do domku, slouží závit k zajištění břitu proti pootočení po nastavení dané tuhosti. Na obrázku volného konce břitu je závit určen pro zajištění spojení s táhlem, které povede od páky tlumiče a bude působit ohybovou silou. Tuhost bude možné měnit jak výměnou trubky, tak otáčením břitu v domku. Díky možnosti záměny průměrů zkrutné trubky, bude možné dosáhnout velkého rozsahu tuhostí na obou nápravách.



Obrázek 22 - Sestava hrubého návrhu stabilizátoru

6.3. Výběr materiálu

Pro stabilizátor je možné použít velké množství materiálů. Materiál se může lišit podle toho, na kterou část stabilizátoru je použit. Platí to jak pro použití plechů, tak i pro trubky a tyče.

Konstrukce z běžných uhlíkových ocelí není pro použití na stabilizátor vhodná. I když tyto oceli jsou snadno dostupné a mají přijatelnou cenu, ale nejsou určeny pro velké namáhání, které vzniká ve stabilizátoru. Rozměry by musely být proto mnohem větší než je tomu např. u legovaných ocelí.

Legované konstrukční oceli jsou vhodným materiálem pro výrobu částí stabilizátoru. Tyto oceli snesou velké zatížení a jsou určeny pro části namáhané jak tepelně, tak dynamicky. Legované oceli jsou dražší a méně dostupnější než uhlíkové. Použití tenkostěnných trubek, či plechů válcovaných za tepla umožní přenést materiálu velké zatížení při mnohem menších rozměrech, než tomu bylo u předešlých ocelí.

Pro části které nejsou tolik namáhané, je možné použít hliníkové slitiny. Hliníkové slitiny nemají takovou pevnost jako ocel, ale je mnohem lehčí, což je jeho velkou výhodou.

Vynikajícím řešením je použití kompozitních materiálů. Tyto nekonvenční materiály snesou mnohem větší zatížení než oceli při stejných nebo menších rozměrech a zároveň jsou značně lehčí než oceli. Tyto materiály však vyžadují náročnější technologii na výrobu a mnohem více materiálových zkoušek, aby mohly být použity k výrobě stabilizátorů.

Nejlepším materiálem pro výrobu částí stabilizátoru jsou slitiny titanu. Ty mají vysokou odolnost proti rázovému namáhání a jsou vysoce odolné i proti tepelnému namáhání. Slitiny titanu mají vysoké pevnostní hodnoty, tudíž na ně může působit mnohem větší zatížení při stejných rozměrech jako u oceli. Tento materiál je ovšem velmi drahý a špatně dostupný, proto nebude na voze UWB16 použitý, jelikož na soutěži FSAE se hodnotí i cena součástí.

Z výše uvedených důvodů a zkušeností z předešlého vozu byla zvolena legovaná ocel na výrobu stabilizátoru pro vůz UWB2016. Konkrétně se jedná o ocel dle normy ISO 1.7218 (ČSN 15 130). Tento materiál bude využit k výrobě břitů, tak i zkrutné trubky. Pro základní nastavení bude využita zkrutná trubka s průměrem 10x1mm. Pro další varianty bude využito trubek 12x1,5mm a 8x1mm. Břity a konce trubky uchycené v domkách budou vyrobeny z kulatiny s průměrem 25mm. Vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tabulce níže (viz Tabulka 3). Tento materiál byl zvolen i z důvodů odolnosti proti rázovému namáhání, vysokému napětí na mezi kluzu a na mezi pevnosti. Tento materiál používá většina týmů FSAE pro výrobu jednotlivých komponent stabilizátorů a zavěšení. Nevýhodou tohoto materiálu je jeho špatná dostupnost a vyšší cena. Materiálový list je uvedený v příloze (viz příloha č 1).

Tabulka 3 - Vlastnosti oceli ISO 1.7218 (ČSN 15 130) [9,10]

Ocel ISO 1.7218		
Modul pružnosti	205	GPa
Pevnost v tahu	823	MPa
Mez kluzu	696	MPa

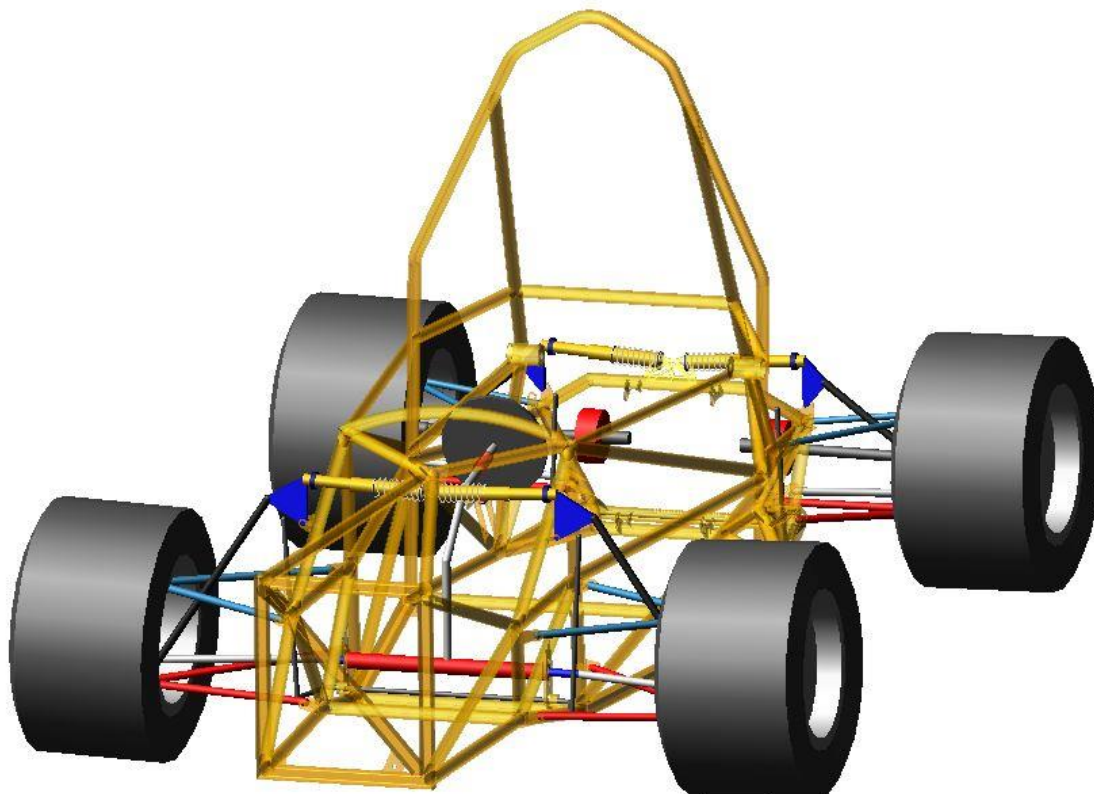
Pro domky stabilizátoru se použije hliníková slitina řady 7000. Konkrétně zde EN AW-7075. Tato hliníková slitina se používá pro letecký, lodní a automobilový průmysl. Slitiny řady 7000 dosahují vysokých hodnot mechanických vlastností. Tato hliníková slitina má vysokou mez kluzu, proto je vhodný k použití na vysoce namáhané součásti. Domek bude přenášet ohybovou sílu od břitu skrz svěrný spoj na krut trubky mezi nápravami. Tento materiál je hodnocen jako velmi dobře odolný mechanickému namáhání, což je dobré pro výrobu domku. Tento materiál byl zvolen z výše uvedených důvodů a kvůli nižší hmotnosti než má ocel a lepší obrobiteľnosti. Přehled vlastností hliníkové slitiny EN AW-7075 je uveden v tabulce níže (viz Tabulka 4). Materiálový list je uveden v příloze (viz Příloha č. 2).

Tabulka 4 - Vlastnosti hliníkové slitiny EN AW 7075 [11]

Hliníková slitina EN AW 7075		
Modul pružnosti	71	GPa
Pevnost v tahu	540	MPa
Mez kluzu	460	MPa

6.4. Numerická simulace

Numerická simulace byla provedena v softwaru MSC ADAMS, kde byla provedena i analýza celkové kinematiky vozu UWB16. Numerickou simulaci celého vozu řešil kolega Bc. Jan Rendl, se kterým byla konzultována i simulace týkající se stabilizátoru, jelikož se zabývá řešením simulací v softwaru MSC ADAMS v prostředí ADAMS Car. Od tohoto kolegy byly i převzaty jednotlivé hodnoty a model vozu včetně rámu a řízení (viz Obrázek 23), které byly zapotřebí pro provedení numerické simulace stabilizátoru. Po odladění správné kinematiky vozu, byly vloženy modely stabilizátorů (viz Obrázek 24).



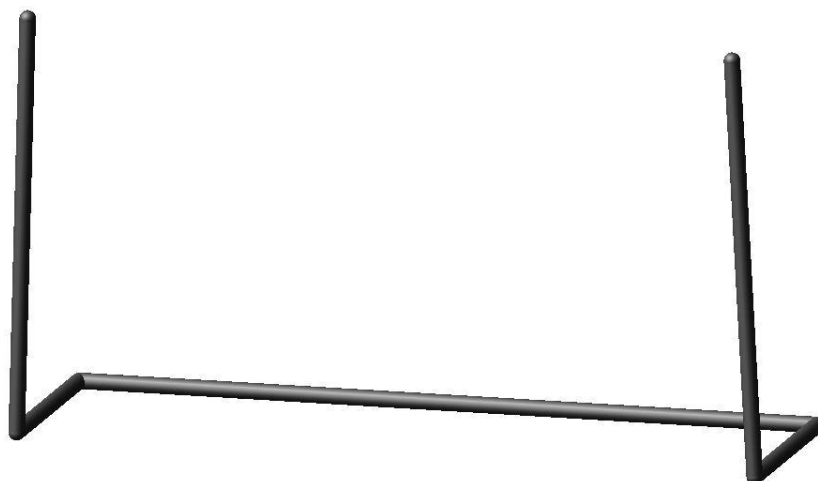
Obrázek 23 - Model vozu v softwaru ADAMS

Simulace byla prováděna pro celkový model vozu. Prvním krokem simulace bylo naklonění vozu do hodnoty $\pm 3^\circ$ a byly měřeny síly působící na ramena stabilizátoru. Tento krok byl učiněn pro prvotní analýzu, která bude popsána v kapitole 7.3. FEM analýza jako analýza těla bříty.

Druhou simulací bude zjišťováno klopení vozu při průjezdu zatáčkou. Požadavek je kladen na maximální klopení vozu $\pm 3^\circ$ při přetížení 1,6 G. Z rozměrů pro stabilizátor byla spočítána tuhost, která je 1441 Nmm/ $^\circ$ vpředu a 1506 Nmm/ $^\circ$ vzadu. Poloměr zatáčky byl dán 21,5 m. Při přetížení 0,8 G se je vozidlo nakloneno na hodnotu $1,75^\circ$ (viz Obrázek 25). Z lineární

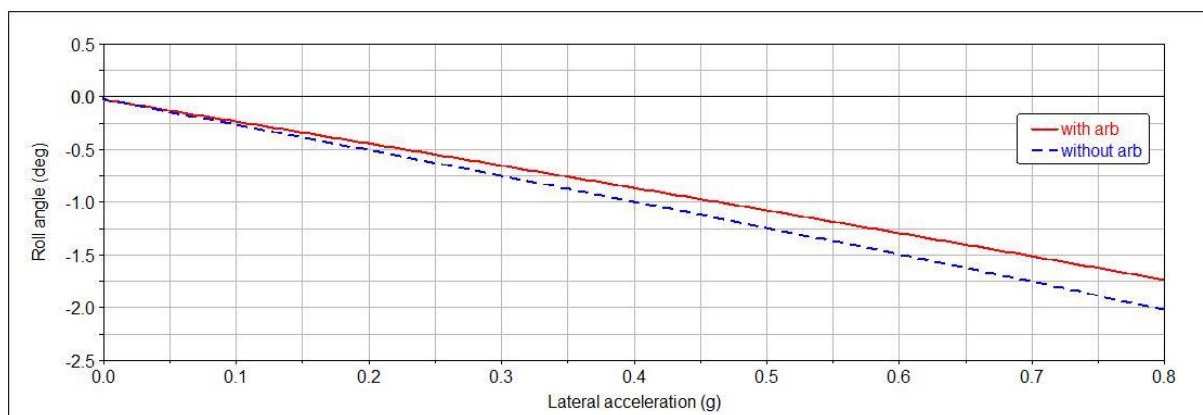
závislosti platí, že při přetížení 1,6 G je vozidlo naklopí na hodnotu $3,5^\circ$. Jelikož tato hodnota přesahuje požadovanou o $0,5^\circ$ je tento rozdíl zanedbatelný.

Ramena byla brána jako dokonale tuhá (tvrdé nastavení břitů). Při vychýlení vozu byly změřeny síly působící na ramena a na tyto síly byly dimenzovány tloušťky břitů (viz 7.3. FEM analýza). Hodnota síly působící na přední stabilizátor při náklonu 3° je 271 N a hodnota síly působící na přední stabilizátor při stejném náklonu je 163 N.



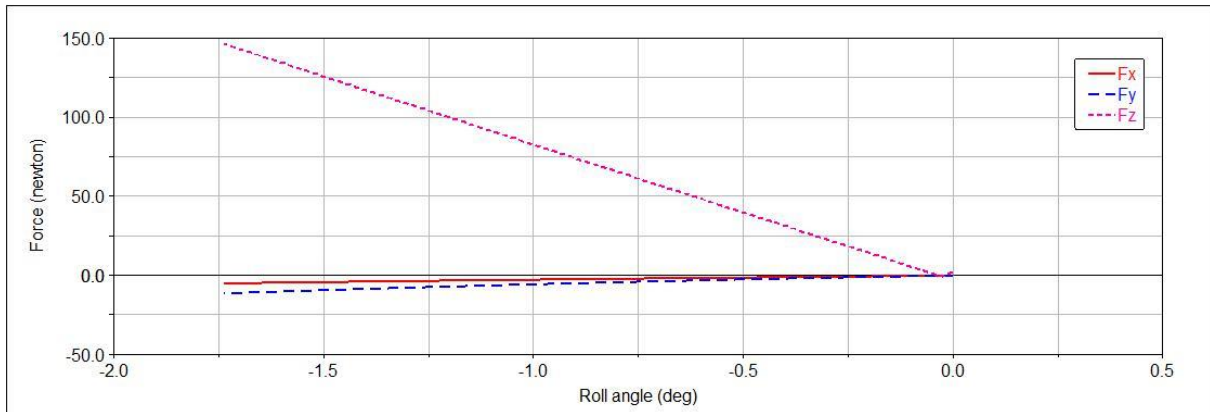
Obrázek 24 - Model zadního stabilizátoru ADAMS

Na obrázku níže je vidět graf sil v závislosti na naklonění vozu, dle určených parametrů a porovnání klopení vozu se stabilizátorem a bez stabilizátoru. Při přetížení 0,8 G se bude vůz klopit o $0,5^\circ$ bez stabilizátoru klopit více.

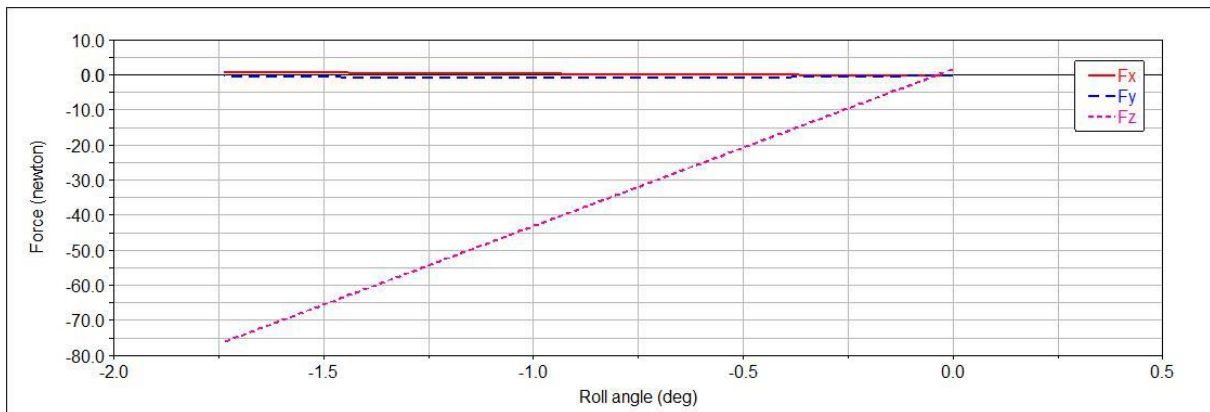


Obrázek 25 - Porovnání klopení vozu [°] se stabilizátorem a bez stabilizátoru v závislosti na přetížení [g]

Na dalších grafech jsou vidět (viz Obrázek 26, Obrázek 27) síly působící v jednotlivých směrech na ramena stabilizátoru. Síla působící ve směru Z je hlavní zatěžující síla stabilizátoru. Síly ve směrech X a Y jsou nulové nebo v porovnání se silou ve směru Z zanedbatelné, což je žádoucí pro správnou funkci stabilizátoru. U předního a u zadního stabilizátoru jsou rozdílné působící síly, což je ovlivněno umístěním těžiště, nastavením tlumičů a tuhostí pružin.



Obrázek 26 – Síly [N] působící na přední stabilizátor v závislosti na klopení [°]



Obrázek 27 – Síly [N] působící na zadní stabilizátor v závislosti na klopení [°]

7. Hlavní návrh

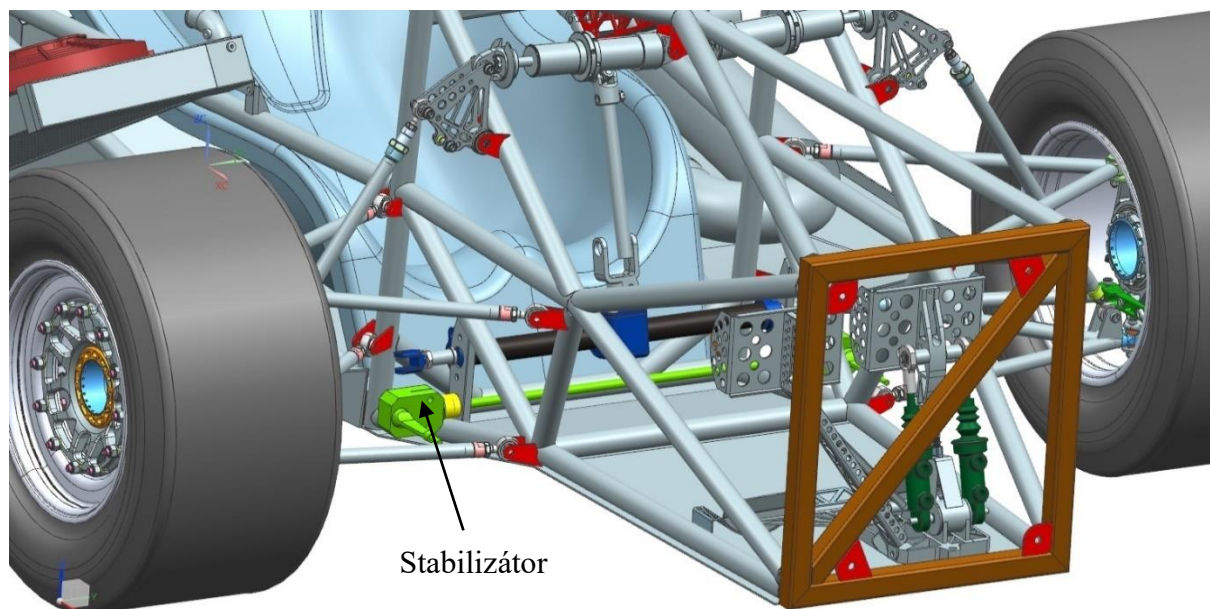
Po analytických výpočtech, numerické simulaci a výběru materiálu je možné z výsledných hodnot provést finální návrh stabilizátoru pro jednotlivé nápravy vozu. Finální návrh se bude odvíjet od předběžného návrhu. V této kapitole budou popsány podrobně a navrženy jednotlivé konstrukční části.

Části předního a zadního stabilizátoru jsou rozdílné, což je komplikovanější pro technologii výroby. Rozdíly vznikly různými prostory pro umístění, proto jsou níže popsány jednotlivé části obou stabilizátorů zvlášť. Pokud nejsou díly odlišné tvarem, tak se liší ve svých rozměrech. Pouze spojovací materiál, jako jsou šrouby a matice byly sjednoceny, aby se ušetřila montáž a případné další nastavování nebo výměna dílů.

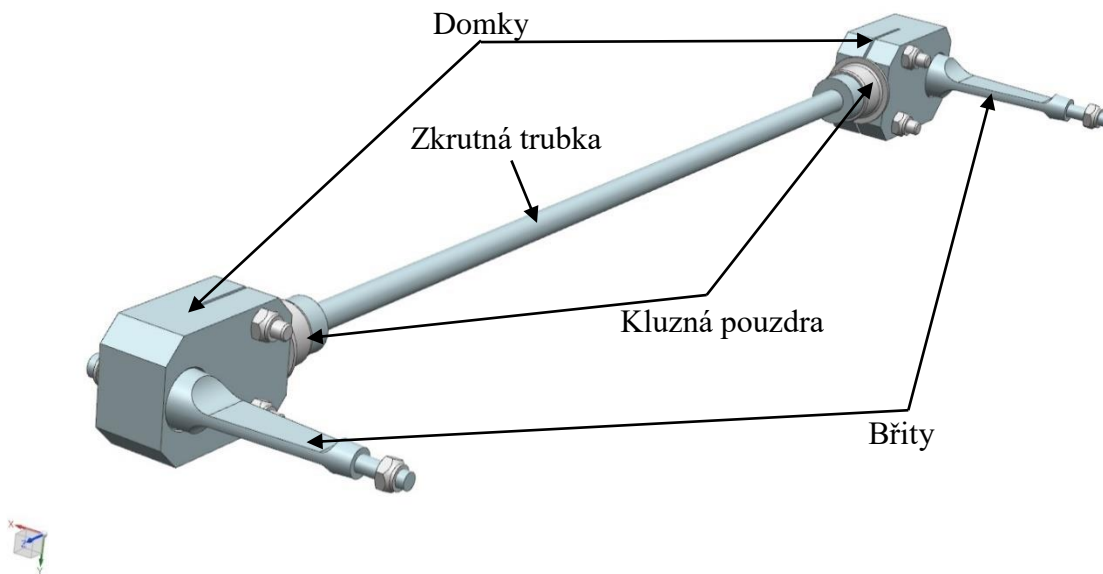
Vzhledem k tomu, že je vůz navržený pouze pro závodní účely v této sezoně/sezóna 2016 (což je cca 200 provozních hodin), jsou všechny části dimenzovány s hodnotami koeficientu bezpečnosti na jeho minimum, kvůli snaze o dosažení co nejnižší hmotnosti.

7.1. Přední stabilizátor

Oproti hrubému návrhu museli být upraveny některé části stabilizátoru. Největší změny se týkají domků stabilizátoru. Dále byl také upraven tvar a tloušťka břitu s ohledem na síly, které byly zjištěny numerickou simulací. Podrobně jsou jednotlivé části popsány níže v samostatných kapitolách, kde je řešena konstrukce, problémy vyskytující se při navrhování a výroba jednotlivých dílů. Návrh byl proveden v softwaru Siemens NX, výpočet svěrného spoje v softwaru MitCalc 1.7. Umístění stabilizátoru v rámu a sestava stabilizátoru (pro přehlednost obrázku je znázorněna zeleně) jsou znázorněny na obrázcích níže (viz Obrázek 28, Obrázek 29).



Obrázek 28 - Umístění předního stabilizátoru na voze

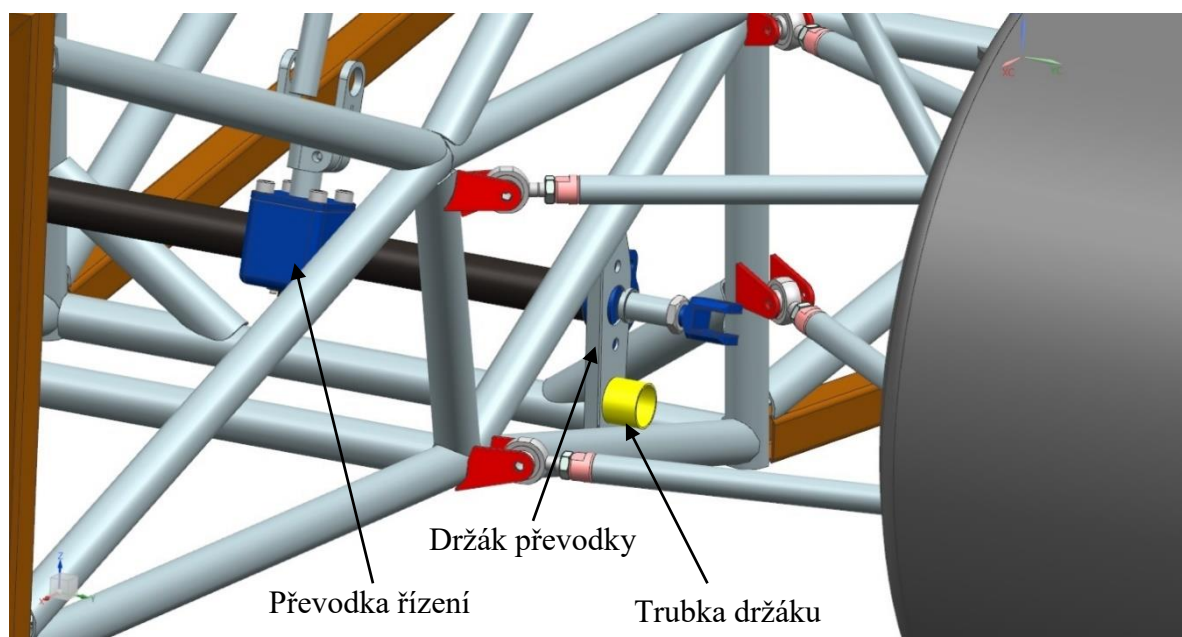


Obrázek 29 - Sestava předního stabilizátoru

7.1.1. Držák předního stabilizátoru

Držák slouží k uchycení a k udržení stálé polohy stabilizátoru v rámu. Je vyroben z ocelového plechu o tloušťce 1,5 mm a je přivařen mezi trubky rámu viz (Obrázek 30). V tomto držáku je přivařena trubka s vnitřním průměrem 20 mm (žlutá viz Obrázek 30), v níž budou uložena kluzná pouzdra stabilizátoru. Tato trubka je dlouhá 28 mm, pro dostatečnou plochu kluzného pouzdra, a aby byl stabilizátor podepřen pokud možno na svých koncích. Jinak by mohlo docházet u zkrutné trubky k namáhání stabilizátoru na ohyb, což je nežádoucí.

Výhodou je použití držáku pro více komponent (převodka řízení, stabilizátor). Tím je ušetřena hmotnost, než aby každá komponenta měla svůj vlastní držák. Nevýhodou je umístění blízko pohyblivé tyče převodky řízení a proto se musel upravit domek stabilizátoru, který se liší od domku zadního stabilizátoru (bude popsáno níže, viz 7.1.2. Domek stabilizátoru).

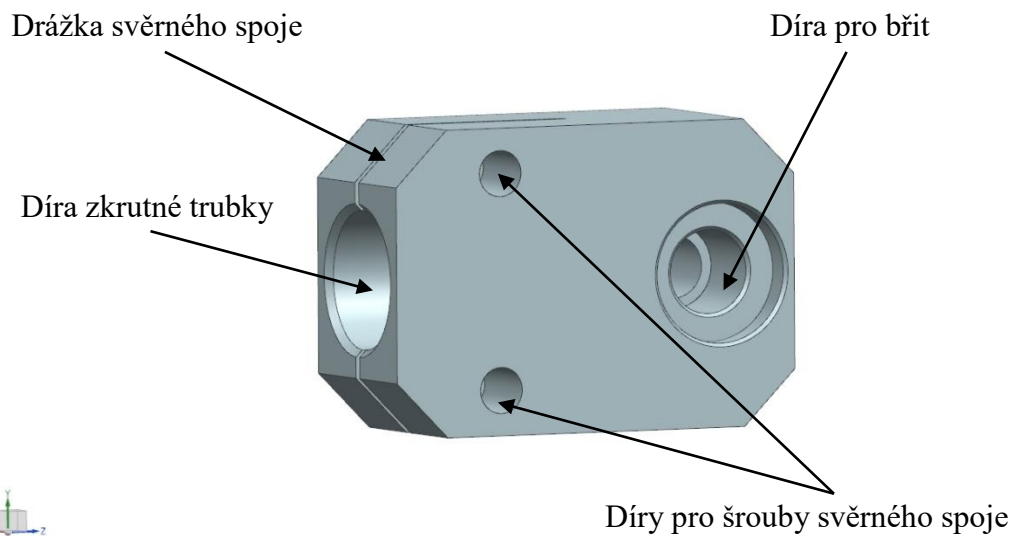


Obrázek 30 - Držák předního stabilizátoru

7.1.2. Domek stabilizátoru

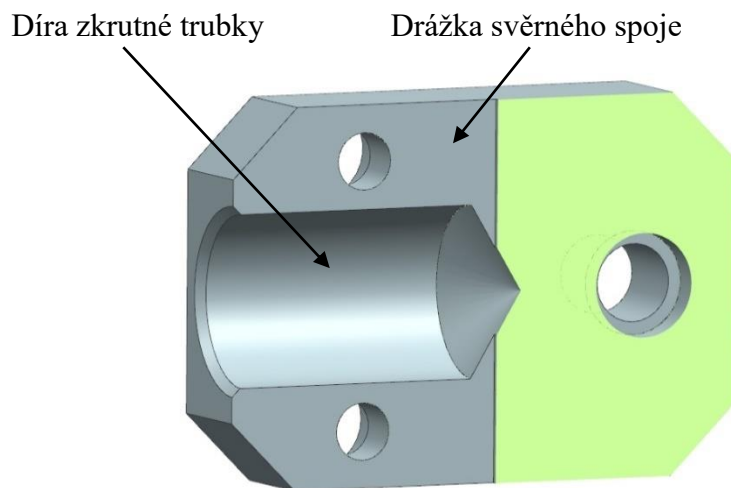
Domek stabilizátoru je použitý jako spojení mezi zkrutnou trubkou a břitem stabilizátoru. Zkrutná trubka je v domku upevněna pomocí svěrného spojení (viz Příloha č. 4). Břit, který má na konci v domku závit, je s domkem spojen samojistnou maticí M8.

Kvůli umístění stabilizátoru nejsou domky předního a zadního stabilizátoru shodné. Toto zapříčiňuje prostor pod převodkou řízení, která se pohybuje, proto domek stabilizátoru musí být co nejnižší, aby nebránil pohybu převodce řízení (viz Obrázek 31, Obrázek 30). Musel být snížen, tudíž se domek rozšířil, aby bylo možné vyrobít díru pro břit. Osa díry břitu je ve stejné výšce jako osa díry pro zkrutnou trubku, ale je na ní kolmá (viz Obrázek 31). Také snížením domku vznikl prostor pro další díru svěrného spoje, takže pro svěrný spoj jsou zde použity dva šrouby, což má za výhodu vyvození větší svěrné síly a tím větší zabezpečení proti proklouznutí. Svěrný spoj je zde s rozříznutým nábojem, protože by dělený náboj nebyl pro tuto konstrukci vhodný, protože v domku je umístěn i břit. Drážka děleného náboje je široká 1,2 mm a je hluboká 33 mm. Pro zajištění svěrného spoje jsou použity dva zápusťné šrouby M6 x 30 se samojistnými maticemi. Díry pro tyto šrouby jsou průchozí hloubka pro hlavu je 6,8 mm průměr pro hlavu je 11 mm a díra šroub je 6,6 H13. Pro správnou funkci svěrného spoje je použita geometrická tolerance rovnoběžnosti děr šroubů (uvedeno ve výkresové dokumentaci).



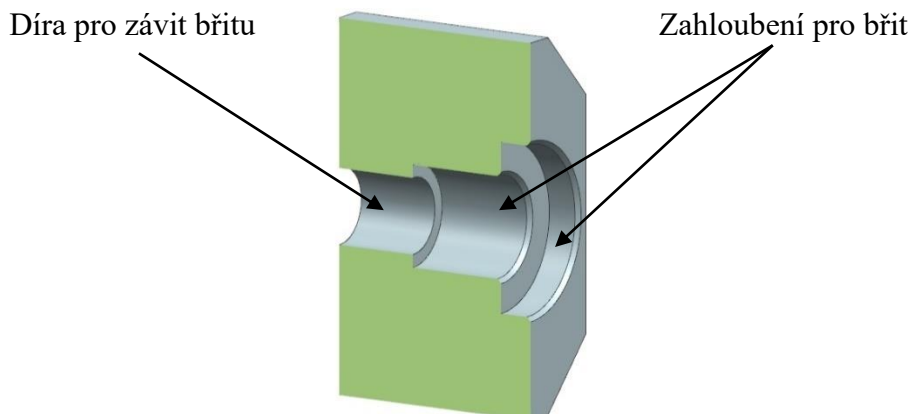
Obrázek 31 - Domek předního stabilizátoru

Díra, která je použita pro zkrutnou trubku stabilizátoru a je na ní použitý svěrný spoj, má průměr 20 mm. Její rozměrová tolerance je H7, což zajišťuje dobré vsazení trubky do díry a zároveň není tolerance příliš velká pro použití svěrného spojení. Díra je hluboká 30 mm, což je dostatečné pro zajištění správné funkce svěrného spoje dle uvedeného výpočtu (viz Příloha č. 4).



Obrázek 32 – Řez předním domkem stabilizátoru (díra pro zkrutnou trubku)

Díra pro břit, má dvě zhloubení (viz Obrázek 33), pro vsazení břitu a díru pro závit na upevnění. Zhloubení jsou z důvodu tvaru břitu, který bude popsán níže (viz 7.1.3. Břit). Zhloubení pro přenos zatížení je tolerance H7, protože bude držet břit, avšak pro přenastavení tuhosti je nutnost pro otočení břitu v díře. Nevýhodou je dotažení břitu na dva průměry.



Obrázek 33 - Řez předním domkem stabilizátoru (díra pro břit)

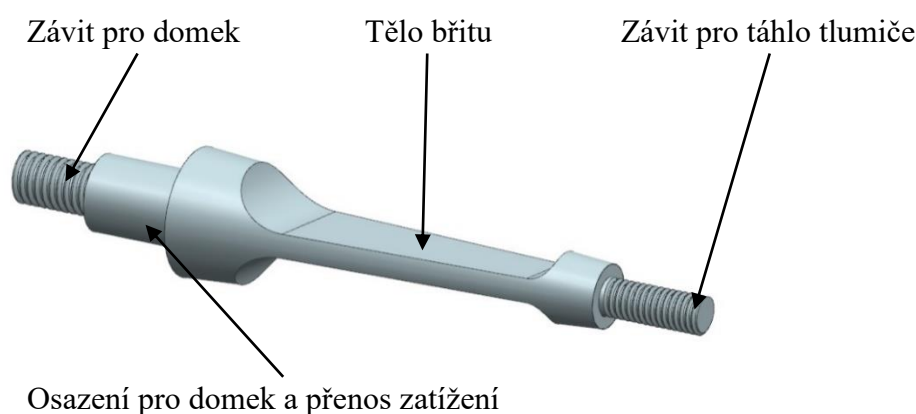
Namáhání domku je způsobeno od síly, která působí na břit skrz táhlo od tlumiče. Domek musí zajistit co nejpevnější spojení spoj břitu, ten je namáhaný na ohyb a přenést toto zatížení skrz svěrný spoj na zkrutnou trubku, které jak název vypovídá je namáhána na krut. Pro přenesení ohybu na krut by měl být břit v domku dokonale vetknut a zkrutná trubka, být co nejvíce sevřena, aby nedošlo k jejímu pootočení. Analýza namáhání bude provedena v kapitole 7.3. FEM analýza.

Jelikož má domek velmi jednoduchý tvar, bude celý vyráběn na klasické tříosé frézce. Nejprve bude zhotovena díra pro zkrutnou trubku. Pomocí vrtáku se vyvrtá díra pro zkrutnou trubku o průměru 19,8 mm, která bude následně vyhrubována a vystružena na průměr 20H7. Domek bude upnut pomocí strojního svěráku. Dále se přeupne a budou vyrobeny díry pro zápusné šrouby svěrného spojení. Jelikož nejsou použity lícované šrouby, jsou to normalizované díry se zahloubením pro šroub M6. Pak se domek opět přeupne, otočí se, aby se mohla udělat díra pro břit. Přeupnutí je z důvodu zachování výrobní přesnosti díry břitu, aby byla dodržena souosost zahloubení. Nejprve bude vyvrtán nejmenší průměr, průchozí pro závit M8, dále budou vyměněny nástroje a udělají se postupně zahloubení od menšího po větší, pomocí fréz. K dodržení rozměrové tolerance se použijí výhrubníky a výstružníky pro dané průměry. Nejprve se vyhrubuje a vystruží jedno zahloubení a pak bude frézováno, hrubováno a vystružováno další. V dalším kroku se udělá sražení hran domku dle výkresové dokumentace, upnutí bude opět zajištěno strojním svěrákem. Sražení je zde kvůli zajištění co nejnižší hmotnosti výrobku. Posledním krokem výroby domku je udělání drážky svěrného spojení. Drážka se bude vyrábět kotoučovou frézou o tloušťce 1,2 mm, což je šířka drážky dle uvedené dokumentace. Nakonec se srazí hrany v díře břitu dle výkresové dokumentace a domek bude začištěn.

7.1.3. Břit

Břit slouží u stabilizátoru k nastavování tuhostí. Pokud je břit natočen, mění díky svému tvaru modul průřezu k namáhání a tím se dosáhne různé tuhosti.

Tvar břitu je určen z jeho namáhání tak (viz Obrázek 34), aby byl využitý celý jeho průřez a napětí se v něm rozkládalo rovnoměrně, což bude ukázáno v kapitole 7.3. FEM analýza. Proto nemá břit konstantní průřez, ale plynule se zužuje. V části, která je v kloubu, je průměr poloviční než v domku. Část vsazená v domku se skládá ze závitu, za který je břit upevněn v domku a z osazení, které přenáší zatížení břitu na domek. Závit je použitý standartní M8. Osazení má průměr 12 mm a je dlouhé 12 mm. Tělo břitu zúženo na tloušťku 3 mm, to je z důvodu pro změnu tuhosti natáčením břitu vůči působící síle. V horní části je průměr břitu dán otvorem kloubu, který bude v táhlu od tlumiče. Skrz kloub prochází závit břitu, který je M6 se standartním stoupáním. Ke kloubu je břit přimontován pomocí samojistné matice s nylonovým kroužkem M6. Celková délka břitu je 121 mm. Dolní průměr 20 mm a horní průměr břitu 10 mm.



Obrázek 34 - Břit předního stabilizátoru

Břit je namáhán především ohybem, protože na jednom svém konci je vetknutý v domku stabilizátoru a na druhém je spojen s táhlem, které vede od tlumiče. Tudíž na konci břitu působí skrz táhlo síla, která namáhá břit na ohyb. Je snaha umístit břit tak aby na něj působila síla kolmo a tím vyvozovala ohyb, protože by pak docházelo k nežádoucím namáháním, na které není dimenzován.

Výroba břitu jakožto rotační součásti bude nejprve probíhat na soustruhu a poté se tloušťka břitu s rádiusy udělá na tříosé frézce. Upnutí bude v tříčelistovém sklíčidle a první se vysoustruží kuželový tvar břitu. V dalším kroku, se udělá osazení pro vložení do domku a jako poslední se udělají závity. Tělo břitu se bude vyrábět na frézce. Břit bude upnut do dělicího zařízení, z důvodu výroby symetrického tvaru. Pomocí frézy se obrobí tělo na požadovanou tloušťku a rádiusy dle výkresové dokumentace. U břitu je důležitý hladký povrch, protože v případě nerovností budou vznikat v břitu napěťové špičky a mohlo by dojít k poškození součásti. Z tohoto důvodu je drsnost celého povrchu břitu Ra 1,6. Průměr osazení, které bude přenášet zatížení na domek je 12h6, toto je zvoleno pro přesné uložení břitu v domku. Délková tolerance tohoto osazení je -0,1 pro zajištění dosednutí břitu v domku. Průměr břitu vsazený do domku má rozměrovou toleranci -0,02 mm pro zajištění vložení břitu do domku.

7.1.4. Zkrutná trubka

Jednou z hlavních částí stabilizátoru je zkrutná trubka, která svojí tuhostí způsobuje základní nastavení stabilizátoru a je tím členem, který spojuje levé a pravé kolo vozu. Díky uchycení k rámu se deformuje torzně, a tudíž zabraňuje klopení auta.

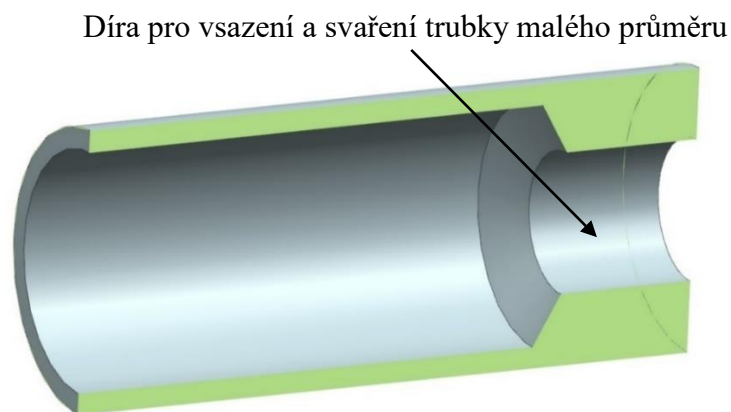
Zkrutná trubka je složena ze dvou částí, z trubky malého průměru (viz Obrázek 35) a z konců (viz Obrázek 36), které jsou na ni přivařeny.

Konce jsou z kulatiny s průměrem 20 mm, pro větší únosnost svěrného spoje a kvůli ložisku, protože díra pro vnější průměr ložiska je 23 mm. V koncích je vyvrtána díra o průměru 17 mm a hloubky 35 mm, pro odlehčení a pro možnost vsazení tenké trubky, která vede mezi koly. Tato trubka bude přenášet krut působící od břitů a tím zabraňovat klopení vozu. Díry pro tuto trubku mají průměr 10 mm a jsou hluboké 10 mm pro svaření ke koncům. Sestava celého zkrutného celku předního stabilizátoru je na obrázku níže (viz Obrázek 37).

Konce jsou vyráběny z polotovaru KR 25, tudíž je nutné, je nejprve osoustružit na daný průměr a zároveň je důležité zachovat válcovitost povrchu, aby to nesnižovalo únosnost a funkci svěrného spojení. Rozměrové tolerance vnějšího průměru konců je f7, což je doporučeno výrobcem ložiska, v němž jsou konce uloženy pro spojení stabilizátoru s rámem. Následně se do konce vyvrtají díry. Nejdříve malá díra průměr 10 mm a pak se vyvrtá díra pro odlehčení, která má průměr 17 mm. Vrtání bude prováděno na soustruhu. Délka tohoto konce je 55 mm.



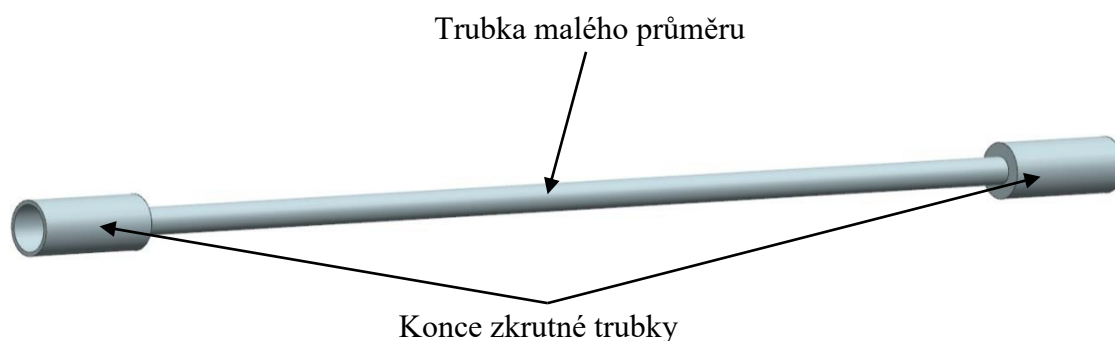
Obrázek 35 - Trubka předního stabilizátoru



Obrázek 36 - Řez koncem trubky pro uchycení v domku

Aby nebyl stabilizátor příliš tvrdý vzhledem k hmotnosti vozu, byla zvolena trubka 10x1,5. Délka trubky je 416 mm. Trubka vede pod převodkou řízení vozu, tudíž nikde nebrání pohybu převodce a ani řidiči. Na koncích jsou na ni přivařeny konce, které jsou popsány výše. K rámu vozu je uchycena ložisky SKF, budou popsány níže (viz kapitola 7.1.5. Kluzná pouzdra, spojovací materiál). Byla snaha, aby byla trubka uchycena co nejvíce na konci, aby se vyhnulo namáhání na ohyb, které je u této části stabilizátoru nežádoucí (bylo popsáno v kapitole 7.1.1. Držák stabilizátoru).

Výroba této trubky je jednoduchá, protože není soustružena ani jinak obráběna. Je pouze zkrácena na požadovanou délku dle výkresové dokumentace. Svaření s konci je provedeno metodou TIG. Po svaření částí je nutné svar rozleštit, aby nevznikal ve spojení vrub a tím i následné možné poškození.



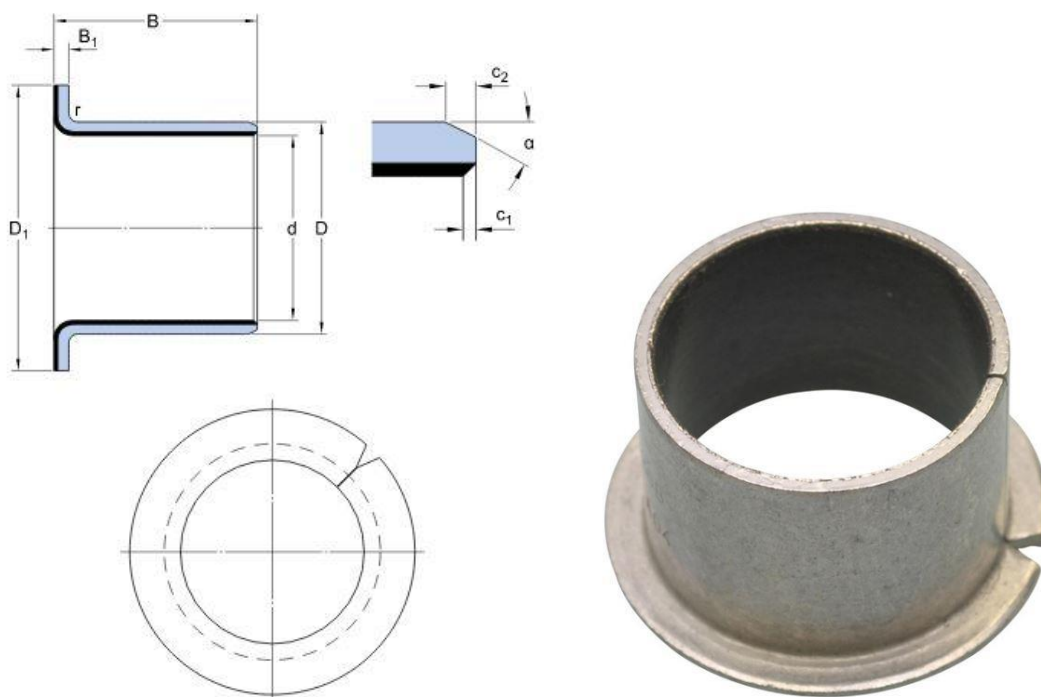
Obrázek 37 - Sestava celku zkrutné trubky předního stabilizátoru

7.1.5. Kluzná pouzdra, spojovací materiál

Kluzná pouzdra jsou použita jako otočné spojení stabilizátoru a rámu a také jako vedení stabilizátoru. Pro tato pouzdra byly do držáku převodky řízení přivařeny trubky, aby do ní mohla být pouzdra vložena (bylo popsáno výše). Tato pouzdra jsou od firmy SKF s označením PCMF 202321.5 E. Jednotlivé rozměry jsou na obrázku níže (viz Obrázek 38). Jsou použita z důvodu nízké hmotnosti, dobré dostupnosti a rozměrů použité trubky v držáku převodky řízení. V držáku a na koncích stabilizátoru jsou použity výrobní tolerance doporučené výrobcem. Jednotlivé parametry kluzného pouzdra jsou uvedeny v tabulce níže (viz Tabulka 5). CAD model kluzného pouzdra je použitý od výrobce. Podrobné informace o ložisku jsou uvedeny v příloze č. 3. Protože se stabilizátor neotáčí, bylo by nevhodné použití valivých ložisek, které mají vyšší hmotnost.

Tabulka 5 - Parametry kluzného pouzdra SKF

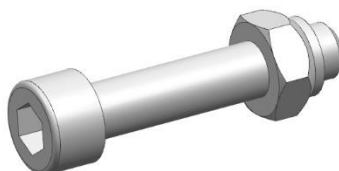
Kluzné pouzdro SKF PCMF 202321.5 E			
Tolerance hřídele		f7	-
Tolerance díry		H7	-
Dynamická únosnost (radiální směr)	C	31	kN
Statická únosnost (radiální směr)	C ₀	95	kN
Dynamická únosnost (axiální směr)	C _a	17,3	kN
Statická únosnost (axiální směr)	C _{a0}	54	kN
Koeficient tření (minimální)	μ	0,03	-
Koeficient tření (maximální)	μ	0,25	-



Obrázek 38 - Kluzné pouzdro SKF PCMF 202321.5 E [8]

Pro zajištění spojení a zachování pozice je použitý spojovací materiál. Spojovací materiál je důležitou součástí stabilizátoru, protože bez něj by stabilizátor nebyl funkční.

U svěrného spoje je použitý šroub se zápusťnou hlavou M6 se samojistnou maticí. Šroub M6 je pro svěrný spoj dostačující dle výpočtu a tudíž je i ušetřena hmotnost. [4]

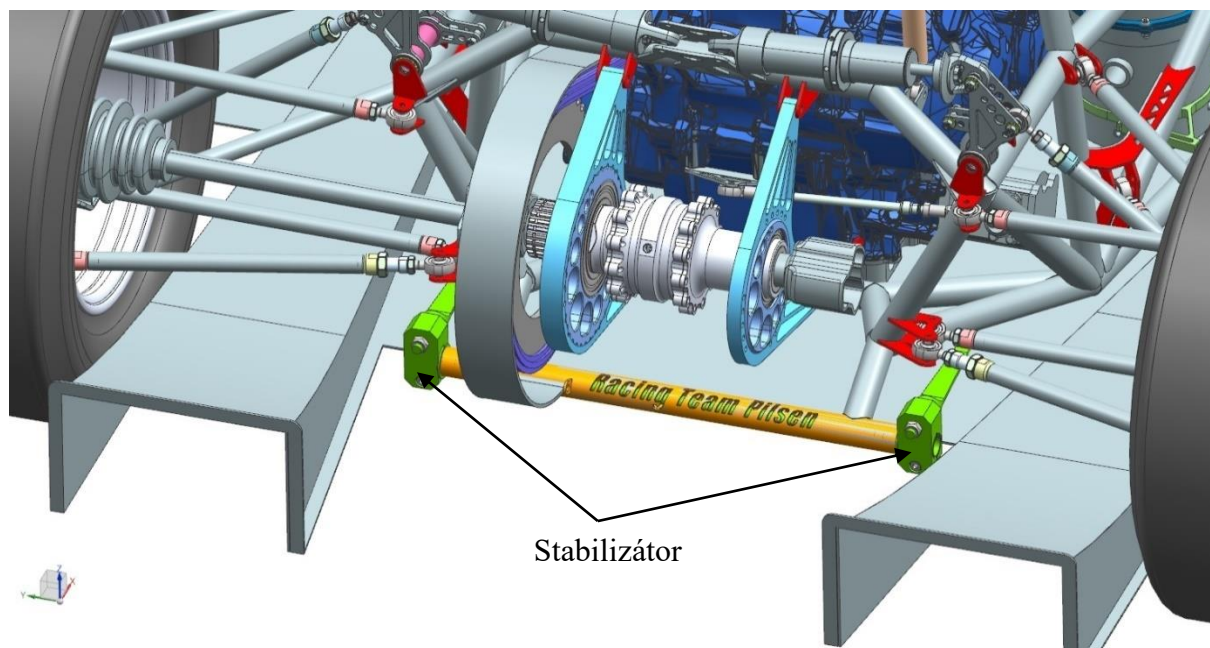


Obrázek 39 - Šroub M6 x 30 se samojistnou maticí

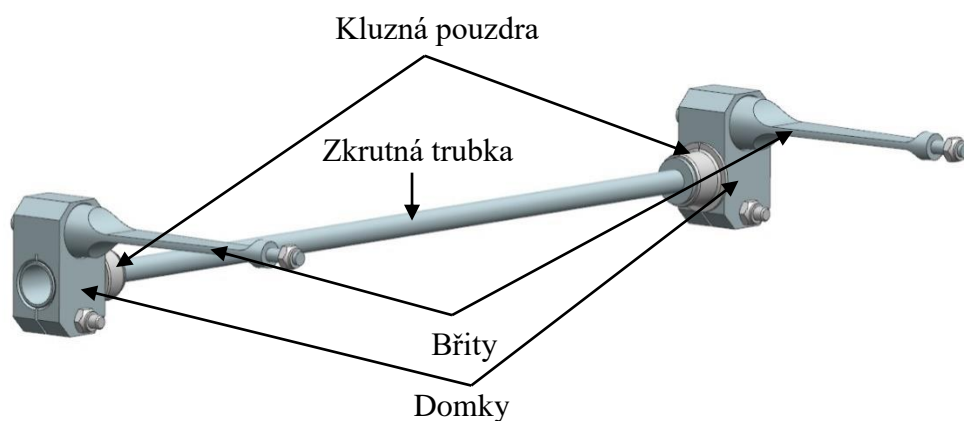
Pro zajištění břitu v domku a v táhle tlumiče jsou použity samojistné matice M8. V domku je použita matice M8, protože je důležité, aby byl břit dobře v domku upevněn a matice je jediné, co drží břit v domku. V domku je i větší průměr břitu, z důvodu namáhání a tvaru břitu. V táhle tlumiče je použita samojistná matice M6 s nylonovým kroužkem. V kloubu je průměr 5 mm, který je pro průchod závitu M6, proto by bylo nevhodné použít matici o větším rozměru. [4]

7.2. Zadní stabilizátor

Zadní stabilizátor je konstrukčně podobný jako přední a funguje na stejném principu, tudíž je použita zkrutná trubka, domky a břity. Tento stabilizátor nedosáhl ve finálním návrhu takových změn jako přední. Došlo k úpravám tloušťky a tvaru břitu s ohledem na síly působící od tlumičů. Dále byly upraveny rozměry domků s ohledem na snížení hmotnosti a správné funkčnosti. Posledními změnami byla korekce dílky konců zkrutné trubky, pro správné a dostatečné upevnění stabilizátoru v kluzných pouzdrech a v domkách. Podrobně jsou jednotlivé části popsány níže v samostatných kapitolách, kde je řešena konstrukce, problémy vyskytující se při navrhování a výroba jednotlivých dílů, obdobně jako tomu bylo v kapitole 6.1. Přední stabilizátor. Návrh byl proveden v softwaru Siemens NX, výpočet svěrného spoje v softwaru MitCalc 1.7. Umístění stabilizátoru v rámu a sestava stabilizátoru (pro přehlednost obrázku je znázorněna zeleně) jsou znázorněny na obrázcích níže (viz Obrázek 40, Obrázek 41).



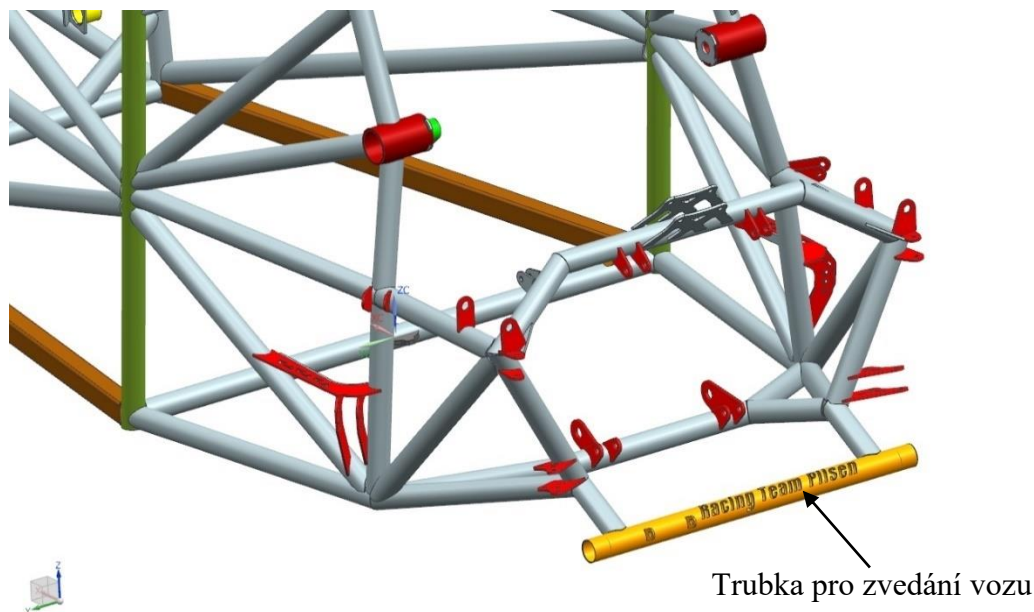
Obrázek 40 - Umístění zadního stabilizátoru na voze



Obrázek 41 - Sestava zadního stabilizátoru

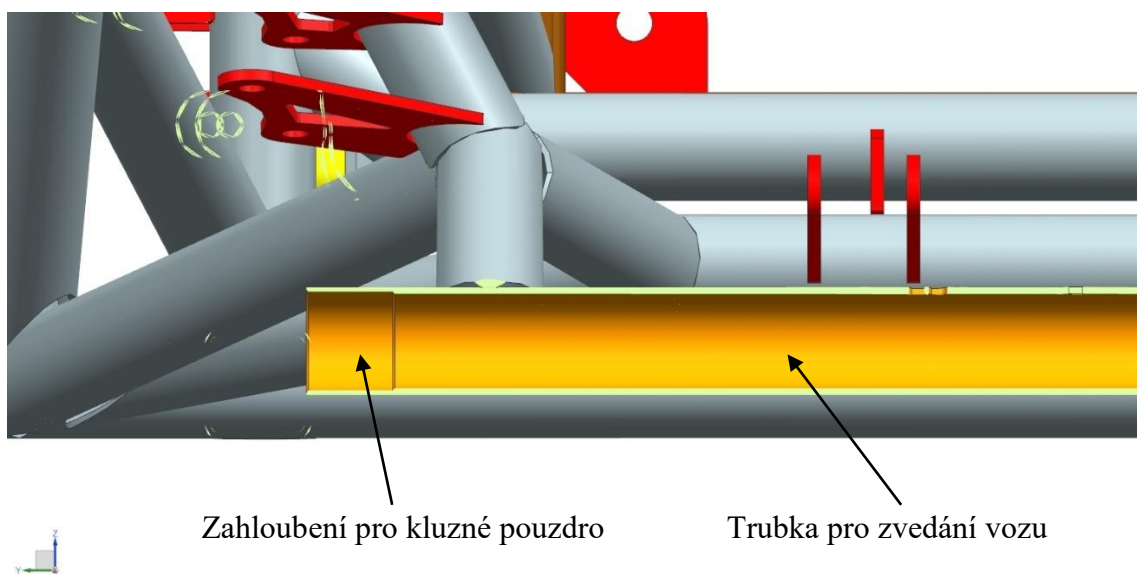
7.2.1. Držák stabilizátoru

V tomto případě není opět použitý speciální držák stabilizátoru, ale bylo využito trubky rámu. Tato trubka slouží pro zvedání, tažení, či tlačení vozu při nastavování a manipulaci s vozem. Trubka je dána pravidly FSAE a má předepsaný minimální průměr, tloušťku stěny a délku. Dále musí mít tato trubka oranžovou barvu (viz Obrázek 42). Trubka nemá pravidly předepsanou pevnost ani tuhost, proto může být upravena a využita jako držák stabilizátoru. Jako držák je vhodná, protože je stabilizátor částečně krytý a není nutné mít speciální držák pro stabilizátor. Také je ušetřeno místo, když stabilizátor prochází touto trubkou, nepotřebuje zvláštní prostor pro své umístění.



Obrázek 42 - Držák zadního stabilizátoru

Vnitřní průměr trubky je 22 mm a vnější průměr pro kluzné pouzdro je 23 mm. Trubka je upravena zvětšením vnitřního průměru na 23 mm do vzdálenosti 20,5 mm, což je dostačující pro zalisování kluzného pouzdra do trubky. Úprava trubky je na obrázku níže, kde je vidět řez touto trubkou (viz Obrázek 43).



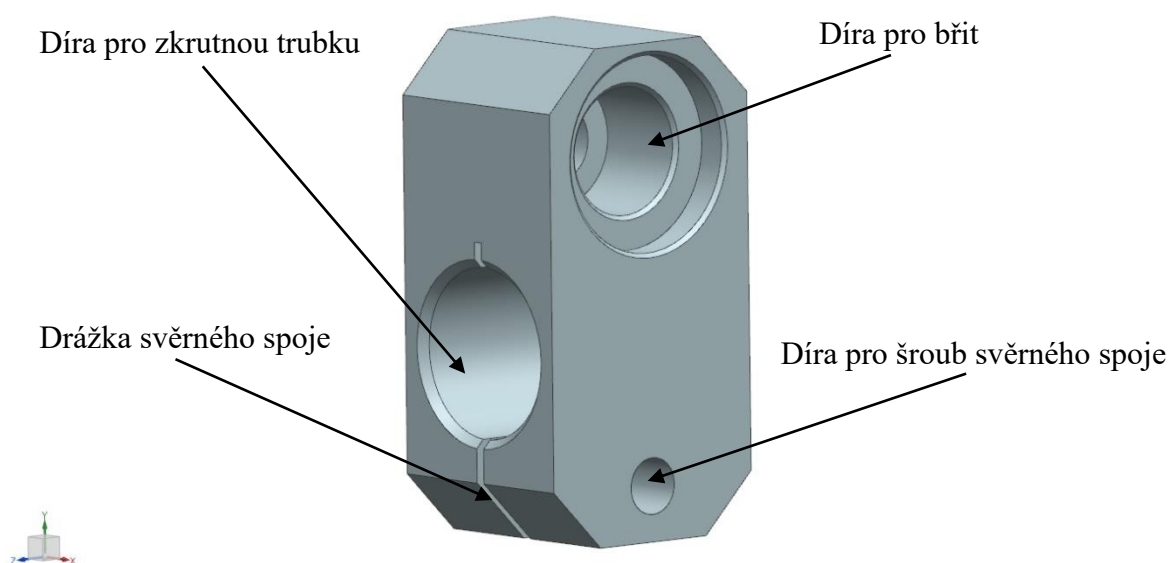
Obrázek 43 - Řez držákem zadního stabilizátoru (úprava trubky)

Zahloubení pro kluzné pouzdro bylo zhotoveno na soustruhu pomocí vnitřního nože. Trubka byla upnuta v tříčelistovém sklíčidle a podepřena lunetou, pro eliminaci házení při obrábění.

7.2.2. Domek stabilizátoru

Pro zadní stabilizátor je domek zkonstruován na stejném principu jako vpředu, takže vytváří opět spojení mezi břitem a zkrutnou trubicí a převádí ohybové namáhání břitu na krut

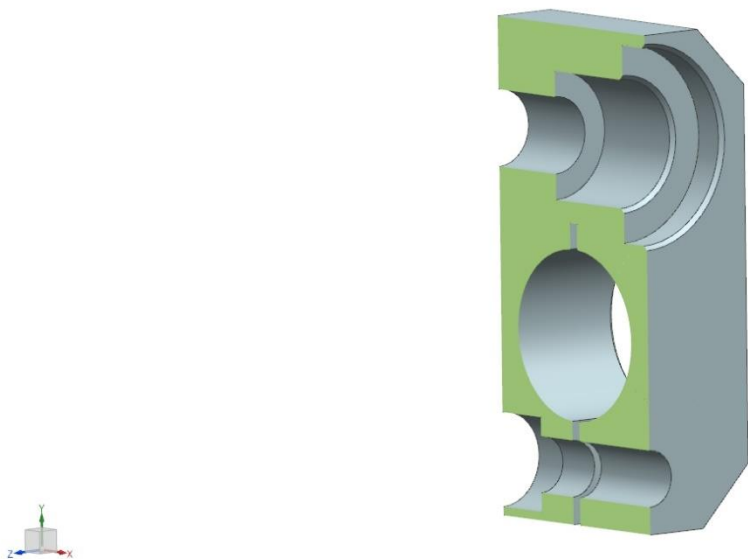
trubky. Zde není nutné, aby byl domek nízký, ale naopak nesmí být moc široký kvůli difuzorům na aerodynamické podlaze. Tento prostor je viděna na obrázku (viz Obrázek 40). Oproti domku předního stabilizátoru (viz Obrázek 44) je tento domek užší, ale je vyšší, pro umístění břitu (viz Obrázek 44), z tohoto řešení vyplývá, že je břit umístěn nad zkrutnou trubkou. Pro zajištění polohy je použitý opět svěrný spoj, ale v tomto případě je použitý pouze jeden šroub k vyvození svěrné síly vzhledem k rozměrům domku (viz Příloha č. 4). Spojení zkrutné trubky zajišťuje svěrný spoj. Rozměry díry a drážky svěrného spoje jsou identické jako u předního stabilizátoru. Tzn. Díra svěrného spojení má průměr 20 mm a je tolerována H7. Díra pro břit je znázorněna na obrázku v řezu (viz Obrázek 45) Délka svěrného spojení je v tomto případě také 26 mm, díra prochází domkem, aby nemusel rozdílný domek na obou stranách. Díky této průchozí díře je domek navíc odlehčen. Pro svěrný spoj je použitý stejný šroub M6 jako u předního stabilizátoru.



Obrázek 44 - Domek zadního stabilizátoru

Díra pro břit má dvě zhloubení, ale rozměry jsou zde zvětšeny, protože je použitý větší břit, z důvodu umístění táhla od tlumiče a z většího zatížení (bude více popsáno v kapitole 7.2.3. Břit). Rozměry prvního zhloubení průměr 23 s tolerancí H7, pro dobré vsazení břitu a zároveň přesnému uložení. Hloubka tohoto zhloubení je 4 mm. Druhé zhloubení je 15 H7 a ponese hlavní zatížení od břitu. Hloubka je 12 mm. Tolerované je $\pm 0,1$ mm což by nemělo mít vliv na přenos zatížení. Poslední dírou je díra pro průchod závitu M8. Její průměr je proto 9 mm. Díra pro závit a druhé zhloubení mají geometrickou toleranci soustřednosti 0,05 mm k prvnímu, pro dobré upnutí břitu v domku. Drsnost obou zhloubení je Ra1,6 pro dobré přenastavení. Nevýhodou této díry pro břit je jako u předního stabilizátoru dotažení břitu na dva průměry.

Výroba domku je identická s výrobou domků pro přední stabilizátor (viz 7.1.3. Břit). Jsou použity i stejné rozměrové a geometrické tolerance.

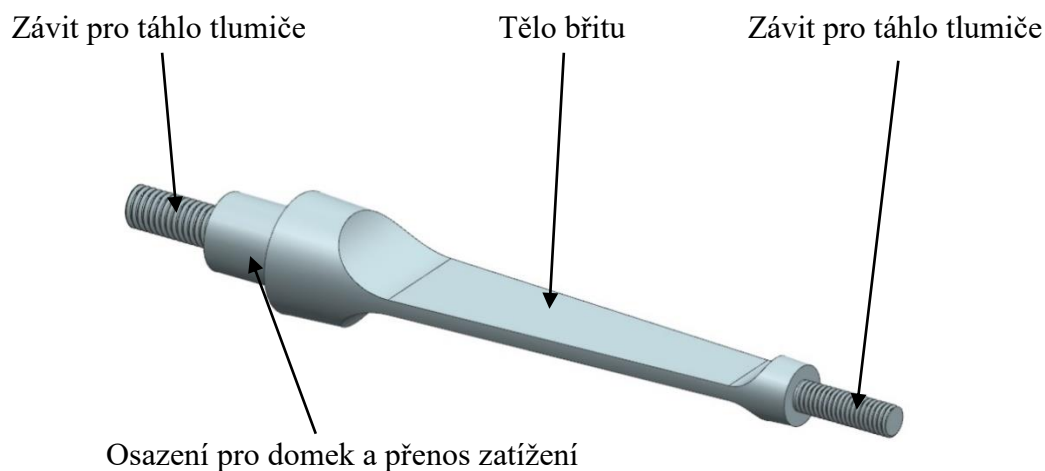


Obrázek 45 - Řez zadním domkem stabilizátoru

7.2.3. Břit

Břit plní stejný účel jako na přední nápravě, tudíž pootočením se dosáhne změny tuhosti nastavení stabilizátoru.

Na zadní nápravě je použitý břit s větší délkou a většími průměry osazení pro domek. Toto bylo zvoleno z důvodu velikosti vzdálenosti držáku stabilizátoru (viz 7.2.1. Držák stabilizátoru). I když dle simulace působí na břit menší síly než na přední nápravě, tak by při namáhání vznikalo v břitu velké napětí a tím by hrozilo poškození součásti, což je nežádoucí, proto vzhledem k délce ramena působící síly byly rozměry zvětšeny. Břit je zobrazen na obrázku níže (viz Obrázek 46).



Obrázek 46 - Břit zadního stabilizátoru

Tvarově je břit shodný s břitem na přední nápravě, pouze některé rozměry jsou zvětšeny, jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci. Celková délka břitu je 156,27 mm. Průměr umístěný v domku je 23 mm a průměr pro táhlo od tlumiče je 11,5 mm. Osazení, které je hlavní spojovací částí s domkem má průměr 15 mm a délka je 12 mm. Skrz toto osazení přenáší zatížení od táhla tlumiče na domek. Tloušťka břitu musela být zvětšena, pro dosažení větší tuhosti vzhledem k délce břitu. Závit pro domek a pro táhlo tlumiče zůstaly stejné. Pro domek je použitý závit M8 a pro táhlo tlumiče M6.

7.2.4. Zkrutná trubka

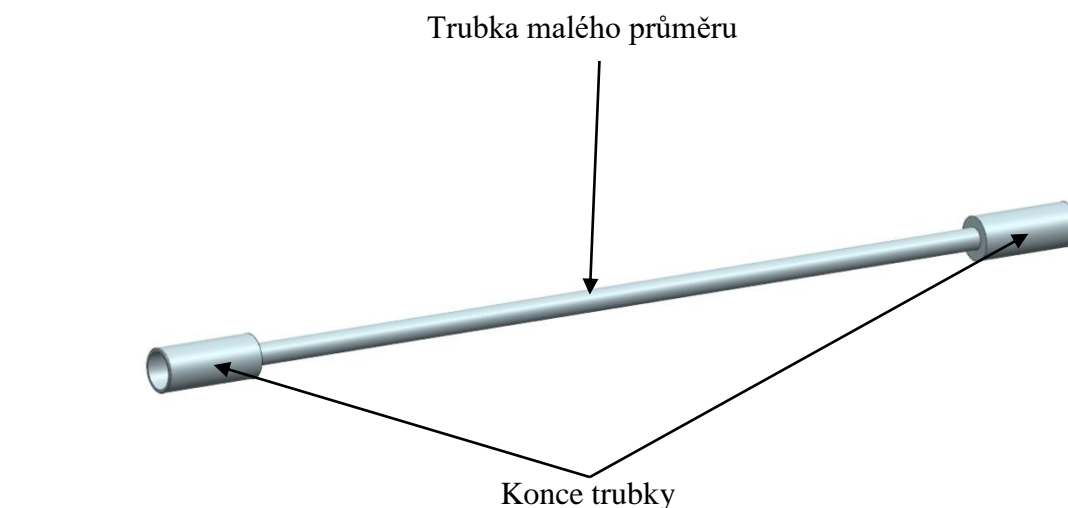
Velmi důležitou částí zadního stabilizátoru je zkrutná trubka, která bude určovat základní tuhost stabilizátoru. Proto bude k dispozici několik rozměrů této trubky. Dále budou jednotlivé zkrutné trubky odzkoušeny na voze a pro závod bude vybrán vždy jeden průměr.

Trubka je složena ze dvou částí (stejně jako vpředu), z konců pro domky a z trubky malého průměru. Pohled na sestavu zkrutné trubky je znázorněn níže (viz Obrázek 47).

Konce jsou vyrobeny z kulatiny a jsou stejných rozměrů jako vpředu (viz Obrázek 36). Jsou odlehčeny stejnými dírami o průměru 17 mm a hloubce 43 mm. Pro možnost využití více průměrů zkrutných trubek, byla vyrobena další sada konců, ve kterých se upravil průměr díry pro vložení trubky malého průměru.

Výroba těchto konců je stejná jako konců na přední nápravě, pouze s ohledem na zvětšení díry pro trubku malého průměru, která bude ke koncům přivařena.

Trubka malého průměru je pro základní natavení použita 10x1,5 mm. Pro zvýšení tuhosti je také použita 12x1,5 mm. Délka této trubky je 378 mm. K této trubce jsou přivařeny konce, které jsou popsány v předchozích odstavcích, a tento celek je připevněn k rámu pomocí ložisek SKF stejných jako vpředu. Zkrutná trubka vede zvedací trubkou vozu, tudíž je chráněna a nemělo by dojít k jejímu poškození. Svařování bylo provedeno metodou TIG.



Obrázek 47 - Sestava zkrutné trubky zadního stabilizátoru

7.2.5. Kluzná pouzdra, spojovací materiál

Kluzná pouzdra byla zde zvolena s ohledem na průměr trubky pro zvedání vozu, aby bylo možné je do ní zalisovat. Jelikož je vnitřní průměr trubky 22 mm a nejbližší vnější průměr ložiska je 23 mm, bylo zvoleno toto ložisko PCMF 202321.5 E a trubka uzpůsobena pro toto pouzdro (viz 7.2.1. Držák stabilizátoru). Tato pouzdra jsou shodná s pouzdry vpředu, pro snahu o unifikaci dílů.

Spojovací materiál byl použitý identický jako pro stabilizátor přední nápravy. Spojení břitu s domkem matice M8, spojení břitu a táhla tlumiče matice M6 a zajištění svěrného spoje je použitý šroub s válcovou hlavou M6 a matice M6. [4]

7.3. FEM analýza

Analýza napětí byla provedena metodou konečných prvků v softwaru Siemens NX, který používá řešič Nastran. Analýza se prováděla na břitech obou stabilizátorů. Jelikož na břit působí největší síly a má velmi specifický tvar a malou tloušťku, hrozilo by poškození, což je při provozu nežádoucí a stabilizátor by potom neplnil svojí funkci. Byla použita lineární strukturální analýza, ze které bylo vyhodnoceno napětí vznikající v břitu, které je vyvozeno silami od tlumiče. Tvar břitu je uzpůsoben co nejlepšimu rozložení napětí a zároveň co největšímu ušetření hmotnosti.

Nejprve byla provedena analýza pro zjištění napětí v těle břitu. Toto bude provedeno, aby při zatížení nebyl břit poškozen. Ze softwaru MSC Adams byly zjištěny síly působící na jednotlivé nápravy při náklonu vozu do hodnoty $\pm 3^\circ$ na koncích břitů. Od těchto hodnot se odvíjelo dimenzování břitu. Pro přední stabilizátor je hodnota síly 271 N a pro zadní stabilizátor byly zjištěny síly o velikosti 136 N. Břity budou dimenzovány pro průřez, který je k silám nejvíce poddajný. Napětí vzniklé od zatížení nesmí přesáhnout hodnotu napětí na mezi kluzu, která je u tohoto materiálu 696 MPa, protože je břit vyroben z materiálu ISO 1.7218 (ČSN 15 130.1).

Samostatné části simulace jsou podrobněji popsány v následujících kapitolách, jež se věnují jednotlivým krokům simulace.

Analyzované břity jsou si tvarově velmi podobné a analyzují se shodným postupem, proto bude dále popsán pouze břit předního stabilizátoru, rozdíl v zatížení bude zmíněn v kapitole 7.3.3. Okrajové podmínky a v kapitole 7.3.4. Výsledky a vyhodnocení shrnutí výsledků budou hodnoty napětí porovnány společně.

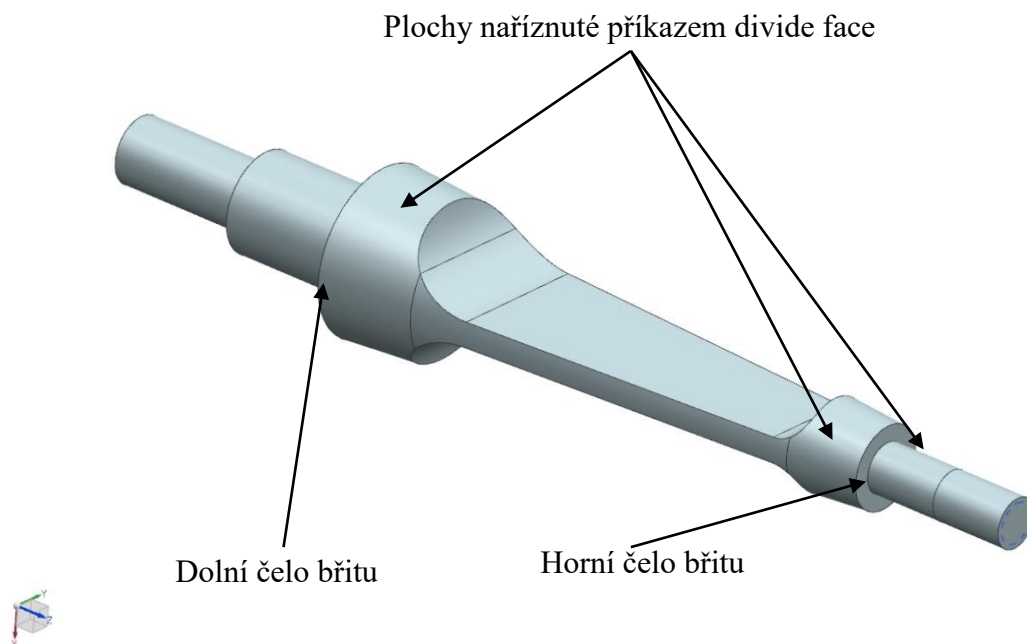
Dalším krokem simulace, bude provedení analýzy napětí v celé sestavě stabilizátoru. Bude provedena lineární strukturální analýza s využitím kontaktu ve svěrném spoji zkrutné trubky u břitu s domkem.

7.3.1. Idealizovaný model

Pro lepší práci s modelem a úpravám týkajících se pro samotný výpočet byl vytvořen idealizovaný model, který byl upravován pro další kroky výpočtu. Úpravy byly použity pro ušetření času a přesnosti zasíťování modelu a času následného výpočtu a dosažení co největší správnosti výsledků.

Plochy břitů, kde kruhovitý tvar přechází do rovinné plochy břitu, byly naříznuťy pomocí příkazu divide face. K naříznutí byly použity dvě roviny kolmé na osu břitu a ve vzdálenosti 9 mm od horního čela břitu a 12 mm od dolního čela břitu (viz Obrázek 48). Tento krok byl proveden na základě pro správné zasíťování modelu, zasíťování bude popsáno v samostatné kapitole níže (viz 7.3.2. Síť). Další naříznutí příkazem divide face je na ploše závitu, který je

v kloubu táhla tlumiče. Toto bylo použito pro oddělení plochy, se kterou je ve styku kloub od táhla tlumiče. Tato vzdálenost je od čela bříty 9 mm.



Obrázek 48 - Idealizovaný model bříty předního stabilizátoru

7.3.2. Síť

Síť se vytvořila pomocí automatické funkce. Byl použitý jeden typ sítě vzhledem k složitosti analyzovaného modelu. Jako síť byla použita 3D tetrahedrová síť s meziuzly typu CTETRA(10) (viz Obrázek 49). Jelikož mají bříty relativně malé rozměry, byla zvolena velikost elementů 1,5 mm. Výpočet bude prováděn v oblasti platnosti Hookeova zákona, což znamená, že bude brána lineární závislost mezi napětím a poměrnou deformací. Deformace materiálu v této oblasti nejsou trvalé. Jako vhodný materiál pro tuto analýzu je ocel, protože je izotropní tzn., materiálové vlastnosti jsou ve všech směrech stejné.

Tabulka 6 – Materiálové konstanty oceli potřebné pro výpočet MKP

Youngův modul pružnosti v tahu	210	GPa
Poissonovo číslo pro ocel	0,3	-

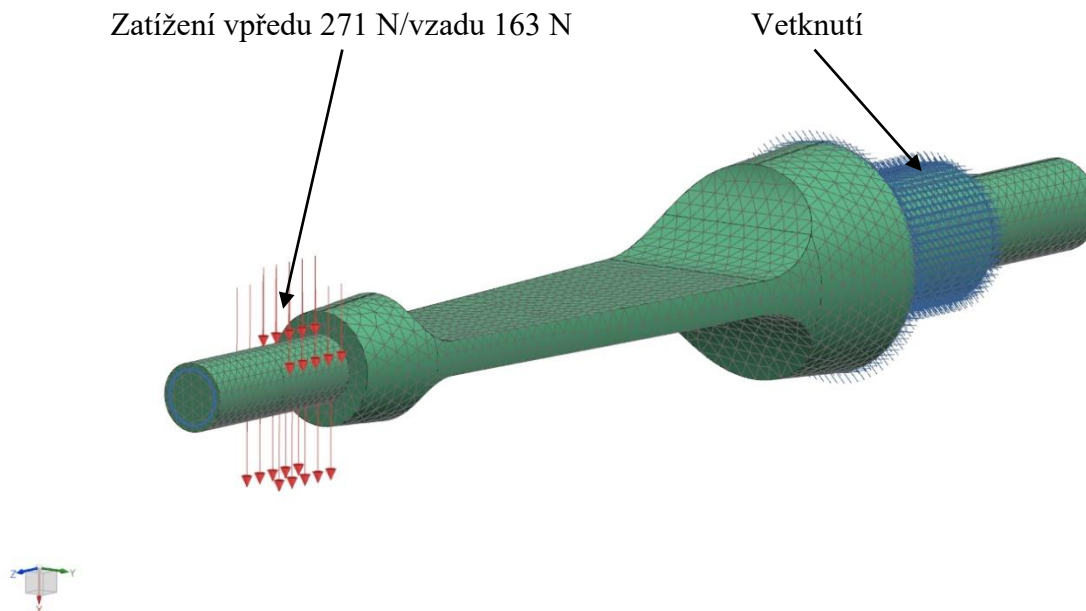
7.3.3. Okrajové podmínky

Zatěžující síla působící na břit od táhla tlumiče působí přes kloub na horní závit bříty. Její velikost je u předního bříty 271 N a u zadního bříty 163 N.

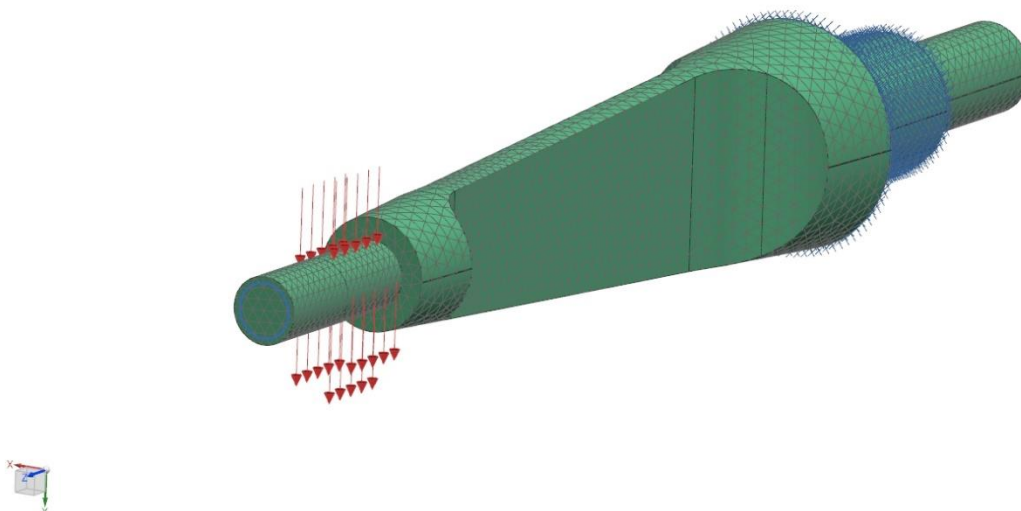
Uložení bříty v domku je považováno jakou dokonalé vetknutí, proto byly na ploše osazení a čele bříty odebrány všechny stupně volnosti (viz Obrázek 49).

Ze zatížení je patrné, že se jedná o nosník, který je jednostranně vetknutý. Tento nosník je namáhán ohybovou silou, která v něm vyvozuje napětí (viz Obrázek 49, Obrázek 50). Tyto síly mají vektory působení pro dva extrémní typy nastavení. První extrém nastavení určuje, když je břit otočen působí síly tak, že jeho modul průřezu dosahuje nejmenší hodnoty tzv. měkké nastavení (viz Obrázek 49). Druhým extrémním nastavením je otočení bříty tak, že jeho modul

průřezu dosahuje vzhledem k působící síle největší hodnotu tzv. tvrdé nastavení (viz Obrázek 50).



Obrázek 49 – Síla [N] působící na břit - varianta č. 1 (měkké nastavení)

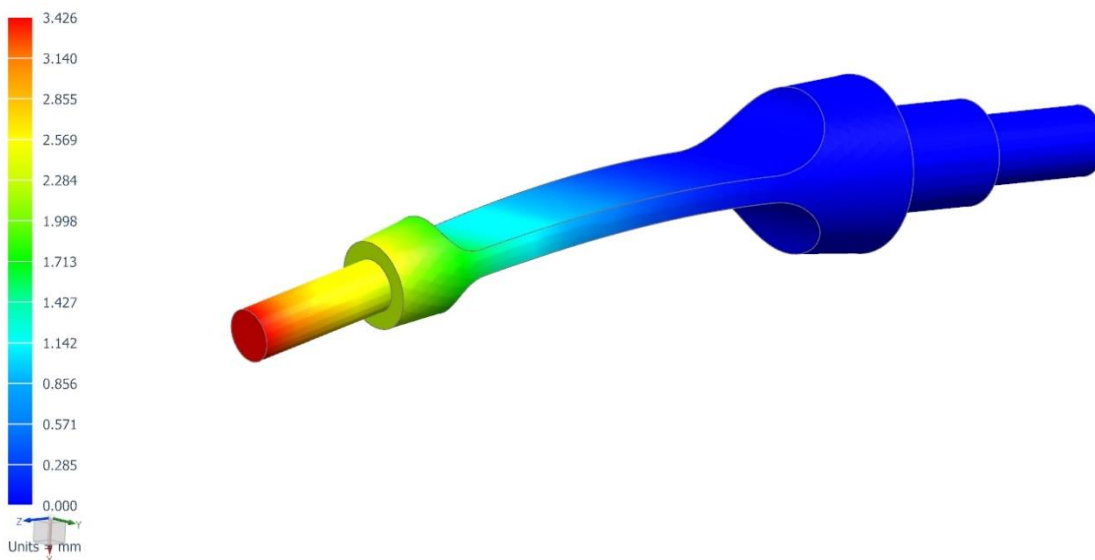


Tato analýza byla provedena pro prvotní zjištění napětí v těle břitu, protože oblast vetknutí není ve výsledku zahrnuta, což není simulace reálného případu namáhání. Počítán byl pouze případ měkkého nastavení, protože vzhledem k modulu průřezu vzniká v břitu největší napětí.

7.3.4. Výsledky a vyhodnocení

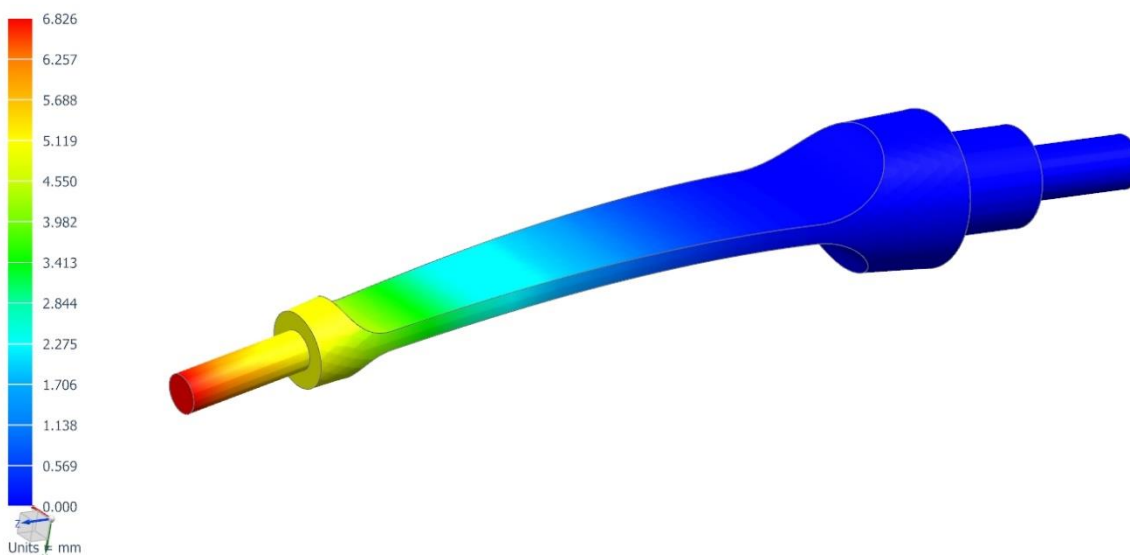
Maximální průhyb u předního břitu při zatížení 271 N činí 3,426 mm (viz Obrázek 51) a u zadního břitu je tento 6,826 při působícím zatížení 173 N (viz Obrázek 52). Větší průhyb u zadního břitu i při menším je způsoben délkou břitu, která je o 47,85 mm větší při zachování stejné tloušťky břitu, jako je vpředu.

UWB16-04-35-001_Suspension_Anti-roll_Blade_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 3.426, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 51 - Průhyb předního břitu [mm] varianta č. 1

UWB16-04-85-001_Suspension_Anti-roll_Blade_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 6.826, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



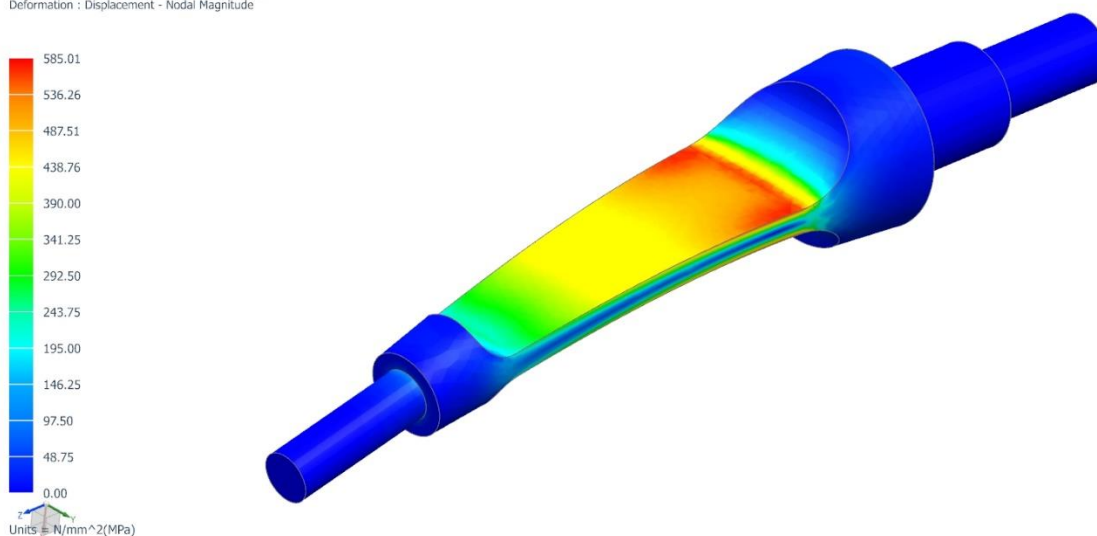
Obrázek 52 - Průhyb zadního břitu [mm] varianta č. 2

Na obrázcích níže je uvedeno redukované nezprůměrované napětí, které je určeno pomocí metody HMM (na obrázku Von-Mises). Redukované napětí vzniklé od zatížení při měkkém nastavení činí na předním břitu 585 MPa (viz Obrázek 53) a na zadním břitu má toto napětí

hodnotu 503 MPa (viz Obrázek 54). V obou případech je největší hodnota napětí koncentrována u přechodu těla břitu ve spodní průměr (viz Obrázek 53, Obrázek 54). Větší napětí u předního břitu je způsobené větší zatěžující silou, která zatěžuje břit.

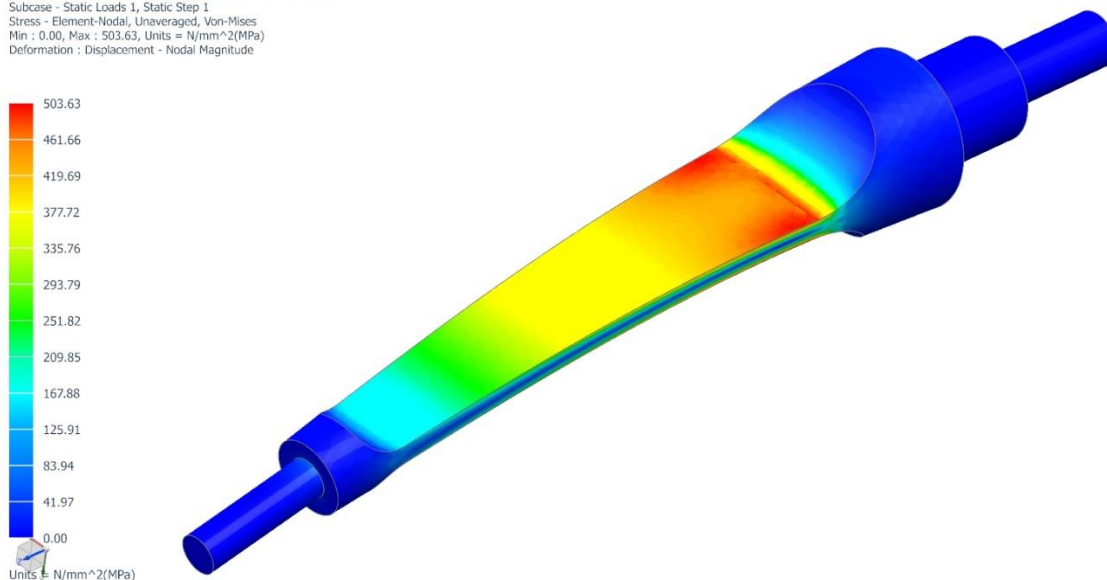
Metodou HMM jsou všechna napětí vznikající v různých směrech v elementech redukována na napětí, které působí jedním směrem a to je zobrazováno ve výsledcích. Toto výsledné redukovávané napětí se porovnává s hodnotami napětí na mezi kluzu daného materiálu. Nezprůměrované hodnoty znamenají maximální napětí v jednotlivých uzlech sítě, které je určeno z různých směrů. Při porovnání nezprůměrovaných hodnot s hodnotami napětí materiálu na mezi kluzu je výhodou, že redukovávané napětí je vyšší a proto je součást dimenzována s větším koeficientem bezpečnosti.

UWB16-04-35-001_Suspension_Anti-roll_Blade_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 585.01, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 53 – Redukované nezprůměrované napětí u předního břitu [MPa] varianta č. 1

UWB16-04-85-001_Suspension_Anti-roll_Blade_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 503.63, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

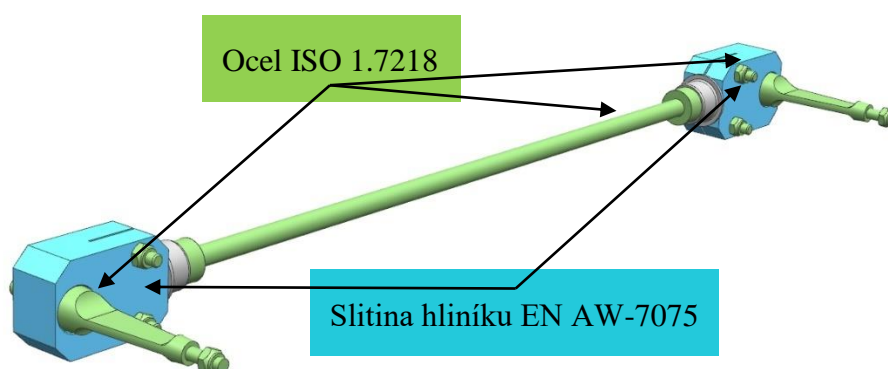


Obrázek 54 – Redukované nezprůměrované napětí u zadního břitu [MPa] varianta č. 1

Břity jsou vyrobeny z oceli ISO 1.7218 (ČSN 15 130.1), která má hodnotu napětí na mezi kluzu 696 MPa. V obou případech, jak u předního, tak u zadního břitu není dosažena tato hodnota při zatěžování. Koeficient bezpečnosti u předního břitu dosahuje 1,16. U zadního břitu je tento koeficient 1,38. Z toho vyplývá, že břity mají dostatečnou tloušťku pro použití na voze UWB16, protože koeficienty bezpečnosti přesahují hodnotu 1,1. Větší bezpečnost by měla za následek nárůst hmotnosti, což je u tohoto vozu nežádoucí. Možnou úpravou by bylo zvýšit tloušťku břitu u předního stabilizátoru, aby hodnota bezpečnosti byla vpředu i vzadu shodná.

7.3.5. Celková simulace stabilizátoru

V simulaci celého stabilizátoru bude použita 3D tetrahedrová síť s meziuzly typu CTETRA(10) a pro šrouby bude použita 1D síť (BEAM 6 a 8 mm). Šrouby jsou použity M6 s předepnutím 8300 N (viz Příloha č. 4). Pro předepnutí uchycení břitu v domku je použité předepnutí 2000 N. Kontakt mezi zkrutnou trubkou a domkem bude použitý Surface-to-Surface. Pro uchycení celého modelu bude použita ložisková vazba, která je použita v kluzných pouzdrech. Jako počáteční podmínky budou zadány posuvy břitů na volných koncích. Pro přední stabilizátor bude posuv 12 mm a pro zadní 10 mm. Tyto hodnoty jsou převzaty ze softwaru MSC ADAMS. Toto bylo použito pro oba stabilizátory. Níže bude ukázána simulace pro přední stabilizátor pro dvě nastavení tuhosti břitů. Simulace pro zadní stabilizátor bude uvedena v příloze (viz Příloha č. 5). Výsledné hodnoty budou porovnány v tabulce na konci kapitoly (viz Tabulka 8, Tabulka 9).



Obrázek 55 - Přehled materiálů stabilizátoru

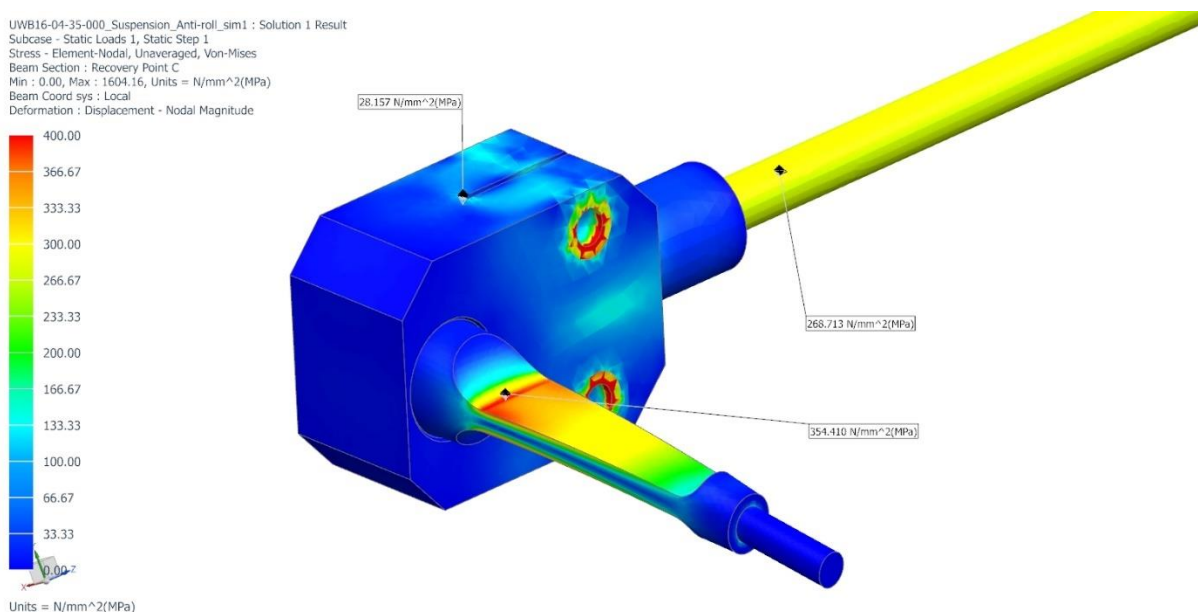
Tabulka 7 - Materiálové konstanty hliníkové slitiny potřebné pro výpočet MKP

Youngův modul pružnosti v tahu	71	GPa
Poissonovo číslo pro ocel	0,33	-

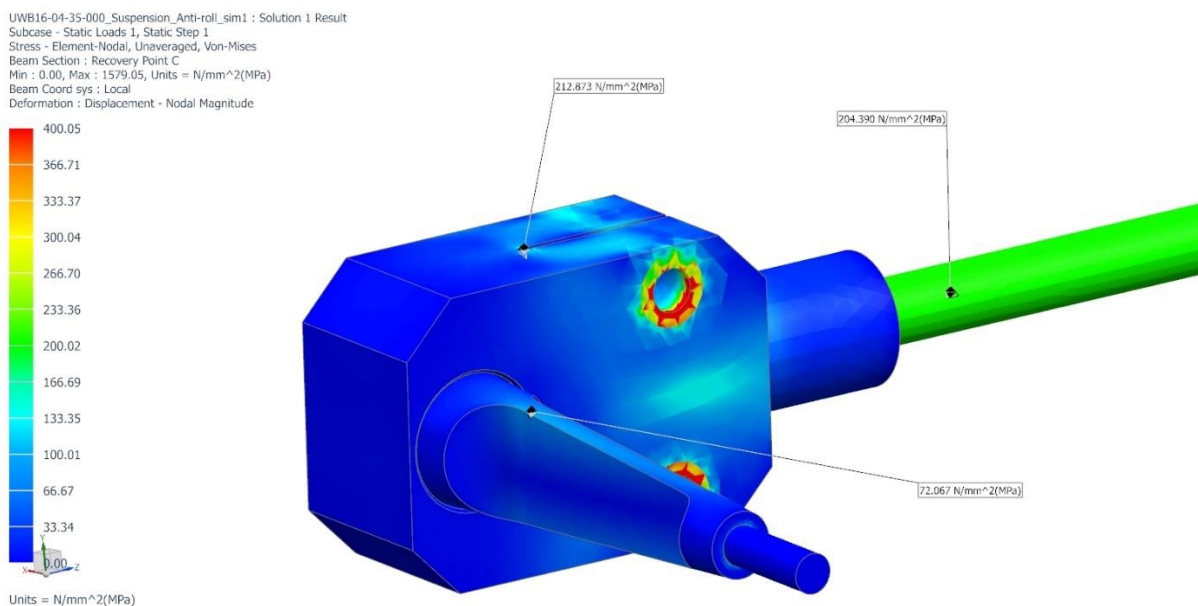
Na obrázcích níže je vidět redukované napětí v jednotlivých částech stabilizátoru. Vlivem rigidní 1D sítě je koncentrováno napětí u šroubů, na které jsou použity členy RBE3 došlo ke koncentraci napětí, což je možné zanedbat (viz Obrázek 56, Obrázek 57). Napětí v jednotlivých částech stabilizátoru se bude lišit dle nastavení. Na obrázcích je opět znázorněno redukované

nezprůměrované napětí počítané dle metody HMM. Reakční síly na koncích břitů jsou uvedeny v příloze č. 5. Obě varianty budou počítání pro extrémní případ, který simuluje, že jedna náprava je maximálně stlačena a druhá maximálně svěšená.

U varianty č. 1, kdy je břit nejpoddajnější, je největší napětí koncentrováno u přechodu těla břitu na jeho průměr. Toto redukované napětí dosahuje hodnoty 354 MPa. Redukované napětí ve zkrutné trubce má velikost 268 MPa a maximální redukované napětí v domku je 28 MPa a je koncentrováno u drážky svěrného spoje. Největší napětí je v tomto případě v břitu, jelikož jeho modul průřezu je vůči zatížení nejpoddajnější.



Obrázek 56 - Redukované nezprůměrované napětí [MPa] při celkové analýze předního stabilizátoru varianta č. 1



Obrázek 57 - Redukované nezprůměrované napětí [MPa] při celkové analýze předního stabilizátoru varianta č. 2

Ve variantě č. 2, která simuluje břit, co nejméně poddajný vůči zatížení jsou hodnoty redukovaného napětí tyto, v břitu je velikost redukovaného napětí 76 MPa, ve zkrutné trubce 204 MPa a v domku 212 MPa. Zvýšení redukovaného napětí v domku způsobuje zvýšení tuhosti břitu, tudíž musí domek přenést větší zatížení, než tomu bylo u varianty č. 2.

Porovnání výsledných hodnot je uvedeno níže v tabulce (viz Tabulka 8, Tabulka 9), kde jsou vyjádřeny koeficienty bezpečnosti pro vzniklé maximální redukované napětí ve stabilizátorech. Všechny koeficienty přesahují hodnotu 1,1, která byla požadavkem pro splnění pevnostní podmínky. V porovnání s předchozí analýzou těla břitu, vznikají v tomto případě nižší velikosti redukovaných napětí, a tudíž je nižší riziko poškození součástí během provozu.

Tabulka 8 - Koeficienty bezpečnosti [-] pro jednotlivé varianty pro maximální redukované napětí [MPa] pro části z oceli

	Přední stabilizátor		Zadní stabilizátor	
	varianta č. 1	varianta č. 2	varianta č. 1	varianta č. 2
Vzniklé maximální redukované napětí	354 MPa	204 MPa	350 MPa	382 MPa
Napětí na mezi kluzu	696 MPa	696 MPa	696 MPa	696 MPa
Koeficient bezpečnosti	1,9	3,4	1,9	1,8

Tabulka 9 - Koeficienty bezpečnosti [-] pro jednotlivé varianty pro maximální redukované napětí [MPa] pro části ze slitiny hliníku

	Přední stabilizátor		Zadní stabilizátor	
	varianta č. 1	varianta č. 2	varianta č. 1	varianta č. 2
Vzniklé maximální redukované napětí	28 MPa	212 MPa	200 MPa	225 MPa
Napětí na mezi kluzu	400 MPa	400 MPa	400 MPa	400 MPa
Koeficient bezpečnosti	14,3	1,8	2	1,7

8. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navržení stabilizačního systému pro obě nápravy vozu UWB16, se kterým se bude závodit v roce 2016.

Prvním krokem návrhu bylo umístění obou stabilizátorů do rámu vozu a tím vytvořit hrubý koncepční návrh. Po umístění vozu do rámu vznikly prostory pro jednotlivé díly stabilizátoru a z toho určeny rozměry. Po určení základních rozměrů byla analyticky spočítána tuhost potřebná pro jednotlivé nápravy, která vycházela z rozdělení hmotností na nápravy, výšky těžiště, rozchodu kol apod. Z těchto hodnot, rozměrů a prostoru pro umístění byl vybrán břitový stabilizátor jako nejvhodnější řešení. Také byl zvolen materiál jednotlivých částí stabilizátorů. Pro břity a zkrutné trubky se zvolila ocel ISO 1.7218 (ČSN 15 130.1) a pro domky stabilizátoru hliník EN AW 7075.

Dále byly specifikovány požadavky pro klopení vozu v zatáčce. Hodnota tohoto klopení byla zvolena $\pm 3^\circ$. Po specifikaci požadavků byla provedena numerická simulace, ze které byly určeny síly působící na stabilizátory při daném klopení vozu. Z této simulace byly určeny hodnoty sil pro přední nápravu 271 N a pro zadní nápravu 173 N.

Následně se provedl finální návrh, ve kterém se řešili jednotlivé části podrobně. Byla popsána jejich funkce a úpravy, které proběhly oproti hrubému návrhu. Tyto změny byly důsledkem modifikací a úprav částí, které jsou na voze kolem stabilizátoru, jako např. zavěšení, přepákování tlumičů, řízení, či úpravy rámu.

Posledním krokem bylo ověření částí stabilizátoru, konkrétně břitů pomocí metody MKP. Pomocí této metody byly určeny průhyby břitů, rozložení napětí v břitu do zatěžujících sil, které působí při průjezdu zatáčkou. Z tohoto napětí, vpředu 585 MPa a vzadu 503 MPa a napětí na mezi kluzu oceli ISO 1.7218 (ČSN 15 130.1), které má hodnotu 696 MPa byla určena bezpečnost břitů. Jelikož hodnota koeficientu bezpečnosti přesahovala 1,1, byly rozměry břitů shledány jako vyhovující. Koeficient bezpečnosti vpředu 1,16 a vzadu 1,38. V celkové MKP analýze jsou pro všechny případy hodnoty koeficientů bezpečnosti větší než 1,1, což splňuje požadavky. Hodnoty bezpečnosti jsou u tohoto vozu dostačující, protože vůz jezdí na okruzích, kde je povrch hladký a rovný. Také provozní čas vozu se pohybuje cca 200 hodin za rok.

Jelikož je pro závody FSAE důležitá cena vozu a tím pádem i jeho součástí, byla stanovena základní cena jednoho stabilizátoru na 6200 Kč. V této ceně je zahrnutá pouze cena materiálu a ceny obrábění. Náklady na vývoj stabilizátorů nebyly započítány. Cena je vyšší z důvodu prototypové výroby a z použitých materiálů, které mají nižší dostupnost a vyšší cenu.

Podle přiložené výkresové dokumentace budou stabilizátory vyrobeny a použity na voze UWB16.

Cílem pro další vývoj v oblasti stabilizátorů FSAE je upravení konstrukce tak, aby se použilo co nejméně dílů, tím se snížila složitost konstrukce a tím i možné poruchy při provozu. Dále je zapotřebí snížit hmotnost, protože toto kritérium je u závodního vozu FSAE velmi důležité. Snížení hmotnosti je možné dosáhnout již zmíněným zjednodušením konstrukce, či použitím jiných materiálů. Vhodným materiálem pro další generaci stabilizátoru by bylo použití nekonvenčních materiálů, konkrétně použití vláknových kompozitů. Tyto materiály jsou velmi lehké a odolné vůči namáhání, což by posunulo technologicky vůz vyvíjený na ZČU v Plzni.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] HEISSING, B. *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2013
ISBN 978-3-658-01991-4
- [2] TRZESNIKOWSKI, M. *Rennwagentechnik*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012
ISBN 978-3-8348-1779-2
- [3] FRÜHAUF, O. *Měření parametrů na odpružení sportovního vozidla*. Plzeň, 2016
- [4] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly, 2011 ISBN 978-80-7361-081-4
- [5] MILLIKEN, W. F., MILLIKEN, D. L. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, 1995
ISBN 1-56091-526-9
- [6] BUDINAS, R. G., Keith, J. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. The McGraw-Hill Companies, 2005 ISBN: 0-390-76487-6
- [7] Pravidla FSAE pro rok 2016
- [8] <http://www.skf.com/cz>
- [9] <http://www.substech.com/>
- [10] <http://www.bolzano.cz>
- [11] <http://gleich.de/cz/>

Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1 - Pohyb stabilizátoru v zatáčce [1].....	4
Obrázek 2 - Body klopení [2].....	4
Obrázek 3 - Klopení v závislosti na příčném zrychlení [2].....	5
Obrázek 4 - Závislost tuhosti na rychlosti a příčném zrychlení [2]	5
Obrázek 5 - Stabilizátor tvaru U [1].....	6
Obrázek 6 - Stabilizátor s jednou pružinou [1]	7
Obrázek 7 - Stabilizátor tvaru T [1]	7
Obrázek 8 - Břítový stabilizátor [1]	8
Obrázek 9 – Maximální prostor vytyčený pro přední stabilizátor v rámu (pohled shora).....	10
Obrázek 10 – Maximální prostor vytyčený pro zadní stabilizátor v rámu (pohled shora).....	10
Obrázek 11 – Maximální prostor vytyčený pro přední stabilizátor v rámu (pohled z boku)...	11
Obrázek 12 – Maximální prostor vytyčený pro zadní stabilizátor v rámu (pohled z boku)	11
Obrázek 13 - Schéma umístění varianty č. 1 v rámu	12
Obrázek 14 - Zkrutná trubka	13
Obrázek 15 - Konceptní návrh břítového stabilizátoru	13
Obrázek 16 - Umístění varianty č. 2 v rámu	14
Obrázek 17 - Konceptní návrhu stabilizátoru tvaru Z	14
Obrázek 18 - Konceptní návrhu stabilizátoru se zkrutným plechem.....	15
Obrázek 19 - Umístění tlumičů vpředu (zástavbový prostor pro stabilizátor v rámu).....	16
Obrázek 20 - Umístění tlumičů vzadu (zástavbový prostor pro stabilizátor v rámu)	16
Obrázek 21 - Umístění stabilizátorů v rámu	22
Obrázek 22 - Sestava hrubého návrhu stabilizátoru.....	23
Obrázek 23 - Model vozu v softwaru ADAMS	25
Obrázek 24 - Model zadního stabilizátoru ADAMS.....	26
Obrázek 25 - Porovnání klopení vozu [°] se stabilizátorem a bez stabilizátoru v závislosti na přetížení [g].....	26
Obrázek 26 – Síly [N] působící na přední stabilizátor v závislosti na klopení [°].....	27
Obrázek 27 – Síly [N] působící na zadní stabilizátor v závislosti na klopení [°]	27
Obrázek 28 - Umístění předního stabilizátoru na voze	28
Obrázek 29 - Sestava předního stabilizátoru.....	29
Obrázek 30 - Držák předního stabilizátoru	30
Obrázek 31 - Domek předního stabilizátoru	31
Obrázek 32 – Řez předním domkem stabilizátoru (díra pro zkrutnou trubku)	31
Obrázek 33 - Řez předním domkem stabilizátoru (díra pro břít).....	32

Obrázek 34 - Břit předního stabilizátoru.....	33
Obrázek 35 - Trubka předního stabilizátoru	34
Obrázek 36 - Řez koncem trubky pro uchycení v domku.....	35
Obrázek 37 - Sestava celku zkrutné trubky předního stabilizátoru.....	35
Obrázek 38 - Kluzné pouzdro SKF PCMF 202321.5 E [8]	36
Obrázek 39 - Šroub M6 x 30 se samojistnou maticí	37
Obrázek 40 - Umístění zadního stabilizátoru na voze.....	38
Obrázek 41 - Sestava zadního stabilizátoru	38
Obrázek 42 - Držák zadního stabilizátoru.....	39
Obrázek 43 - Řez držákem zadního stabilizátoru (úprava trubky).....	39
Obrázek 44 - Domek zadního stabilizátoru.....	40
Obrázek 45 - Řez zadním domkem stabilizátoru	41
Obrázek 46 - Břit zadního stabilizátoru	41
Obrázek 47 - Sestava zkrutné trubky zadního stabilizátoru.....	42
Obrázek 48 - Idealizovaný model břitu předního stabilizátoru.....	44
Obrázek 49 – Síla [N] působící na břit - varianta č. 1 (měkké nastavení)	45
Obrázek 50 – Síla [N] působící na břit - varianta č. 2 (tvrdé nastavení).....	45
Obrázek 51 - Průhyb předního břitu [mm] varianta č. 1	46
Obrázek 52 - Průhyb zadního břitu [mm] varianta č. 2.....	46
Obrázek 53 – Redukované nezprůměrované napětí u předního břitu [MPa] varianta č. 1	47
Obrázek 54 – Redukované nezprůměrované napětí u zadního břitu [MPa] varianta č. 1	47
Obrázek 55 - Přehled materiálů stabilizátoru	48
Obrázek 56 - Redukované nezprůměrované napětí [MPa] při celkové analýze předního stabilizátoru varianta č. 1	49
Obrázek 57 - Redukované nezprůměrované napětí [MPa] při celkové analýze předního stabilizátoru varianta č. 2	49
Tabulka 1 - Přehled základních požadavků kladených pro stabilizátor.....	11
Tabulka 2 - Srovnání variant.....	17
Tabulka 3 - Vlastnosti oceli ISO 1.7218 (ČSN 15 130) [9,10].....	24
Tabulka 4 - Vlastnosti hliníkové slitiny EN AW 7075 [11].....	25
Tabulka 5 - Parametry kluzného pouzdra SKF.....	36
Tabulka 6 – Materiálové konstanty oceli potřebné pro výpočet MKP.....	44
Tabulka 7 - Materiálové konstanty hliníkové slitiny potřebné pro výpočet MKP.....	48
Tabulka 8 - Koeficienty bezpečnosti [-] pro jednotlivé varianty pro maximální redukované napětí [MPa] pro části z oceli.....	50

Tabulka 9 - Koeficienty bezpečnosti [-] pro jednotlivé varianty pro maximální redukované napětí [MPa] pro části ze slitiny hliníku.....50

Seznam Příloh

Vázané přílohy

Příloha č. 1 - Materiálový list oceli ISO 1.7218 (ČSN 15 130.1)

Příloha č. 2 - Materiálový list hliníkové slitiny EN AW-7075

Příloha č. 3 - Ložisko SKF

Příloha č. 4 - Výpočet svěrného spoje v softwaru MitCalc

Příloha č. 5 - Analytický výpočet stabilizátoru

Příloha č. 6 - FEM analýza stabilizátoru

Nevázané přílohy

Výkres sestavy – UWB16-04-35-000

Výrobní výkres – UWB16-04-35-001

Výrobní výkres – UWB16-04-35-002

Výkres sestavy – UWB16-04-36-000

Výrobní výkres – UWB16-04-36-001

Výrobní výkres – UWB16-04-36-002

Výkres sestavy – UWB16-04-85-000

Výrobní výkres – UWB16-04-85-001

Výrobní výkres – UWB16-04-85-002

Výkres sestavy – UWB16-04-86-000

Výrobní výkres – UWB16-04-86-001

Výrobní výkres – UWB16-04-86-002

Příloha č. 1

Materiálový list oceli ISO 1.7218 (ČSN 15 130.1)

Dodaci list

76375

ArcelorMittal Warszawa Sp. z o.o. ul. Kasprowska 132, 01-949 WARSZAWA fax: 48 22 8354222 48 22 8340952 tel: 82-53-51	SWIADCENIE OOBIORU INSPECTION CERTIFICATE ABNAHMEPRÜFZEUGNIS ACCORDING TO PN-EN 10204:2006 3.1.	Certificate No. Date 21543/2010(144) 2010-11-25 Confirmation No. BR0040/2010 **1/*10 Department P48
Contract dated 2010-09-16 PL/010592085/10-0407	Purchaser/Käufer Order No/Bestell-Nr 30141 LG dated/Datum 2010-09-08	Purchaser/Käufer (020000668) HERMANN STAHL SCHMIDT STAHLGES.M.B.H. FORMERWEG 1-2 D47877 WILlich GERMANY-NIEMCY

Hereby we declare that the product is conforming with the standards and other records contained in this document.
 wir bestaetigen hiermit, dass das Erzeugnis mit den Normen und anderen im Text dieses Belegs erwaehntenen Unterlagen gerecht ist.

Article Gegenstand Hot Rolled Round Bars Rundstange warmgewalzt	(SPD)	Delivery conditions Lieferzustand Quenched and Tempered Vergütet	(+QT)	Material destination Materialverwendung (Pw) for mechanical working zur mechanische Bearbeit.
Material Werkstoff 25CrMo4	standard normen	EN 10083-3:2006	Heat No Schmelze-Nr	166609
Dimensions Abmessungen [mm] Diameter Durchmes. 25 Length tolerance [+/-]:		Exact length: Feurlänge: 5.500 [m] Length tolerance [+/-]: Längstoleranz [+/-]:		200.0 [mm] 0.0 [mm]
Weight [kg] Gewicht [kg]	Bundles Bunde	2	Standards Normen	EN 10060:2003 *

Ladle chemical analysis [%]
 Schmelze chemische Zusammensetzung [%]

C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Cu	Mo	Al	Sn
0.25	0.66	0.22	0.015	0.007	0.93	0.10	0.26	0.15	0.023	0.020
Ti	V	O	H	N						
0.0018	0.002	0.0016	0.00015	0.0090						

Mechanical properties/Impact test
 mechanische Eigenschaften/Kerbschlagzähigkeit

Direction Richtung	Re [N/mm ²]	Rm [N/mm ²]	A5 [%]	Z [%]	KV [J]	according to / EN 10045 entsprechend EN 10002-1 Impact test temperature Kerbschlagzähigkeitprüf temperatür
L	696	823	18.0	64.0	150.0-144.0-145.0	20.0°C

Austenitic grain size
 Austenit Korngröße

7 - 7	according to entsprechend EN 1037/1
-------	--

Non-metallic inclusions K
 nichtmetallische Einschlüsse K

K4 = 2.0	according to entsprechend DIN 50602/85
----------	---

US test acc. to EN 10308 cl. 3-positive
 H-850°C T-550°C

Surface defect examination Oberflächenfehlerprüfung
 Class A according to EN 10221 Klasse A entsprechend EN 10221
 Förster 100% - OK Förster - Ribprüfung 100% - OK
 Spectrotest 100% - OK 100% Verwechslungsgeprüft
 VB
 Electric steel from CC Elektrostahl aus Stranggussanla
 Degree of rolling 40.0 Walzgrad 40.0

QS - Mei
 freigegeben

Příloha č. 2

Materiálový list hliníkové slitiny EN AW-7075



EN AW 7075

Znaky slitiny	
Slitina	EN AW 7075 (AlZn5,5MgCu)
Typ slitiny	vytvrditelná
Povrch	T6 / T651 / T7351
Stav materiálu	válcovaný povrh

Mechanické vlastnosti ¹⁾		typické hodnoty
Mez kluzu $R_{p0,2}$	[MPa]	220 - 460
Pevnost v tahu R_m	[MPa]	360 - 540
Tažnost A_{50}	[%]	1 - 6
Tvrdość HBW	[2,5/62,5]	104 - 160

Fyzikální vlastnosti ²⁾		typické hodnoty
Objemová hmotnost	[g/cm ³]	2,80
Modul pružnosti	[GPa]	71
Elektrická vodivost	[mΩ · mm ²]	19 - 23
Koeficient tepelné roztažnosti	[K ⁻¹ · 10 ⁻⁶]	23,4
Tepelná vodivost	[W/m · K]	130 - 160
Specifická tepelná kapacita	[J/kg · K]	862

Technologické vlastnosti ³⁾		typické hodnoty
Tvarová stálost/vnitřní pnutí		5 - 6
Obrobitelnost		1
Vhodnost k erozivnímu obrábění		1
Svařitelnost (plyn / WIG / MIG / Odporové / EB)		6 / 6 / 6 / 2 / 5
Odolnost proti korozi (mořská voda / povětrí / SpRK)		5 / 5 / 5
Použití při vysokých teplotách (max. °C při dlouhodobém/krátkodobém zatížení) ⁴⁾		90 / 120
Elaxování (technické / dekorativní / tvrdé-) ⁴⁾		4 / 6 / 2
Leštitelnost		1
Vhodnost k leptání struktur		1
Kontakt s potravinami (podle EN 602)		ne

Tolerance			
Při tloušťce [mm]	Rovinnost [mm] ⁵⁾	Tloušťka [mm]	Délka & Šířka [mm]
10 - 200	EN 485-3	EN 485-3	EN 485-3
Zuschnitte ≤ 150			DIN ISO 2768-1m
Zuschnitte > 150			-0 / +5 mm

Dodávané formáty		
Formáty [mm]	1.520 × 3.020	u tloušťek od 10 - 200 mm
Tloušťky na skladě	10 ; 12 ; 15 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35 ; 40 ; 45 ; 50	
	55 ; 60 ; 70 ; 80 ; 90 ; 100 ; 120 ; 130 ; 140 ; 150 ; 160 ; 180 ; 200	

Další tloušťky podle poptávky!

Datum: 07.01.2016

- 1) Typické hodnoty při pokojové teplotě.
- 2) Relativní hodnoty hliníkových materiálů od 1 (velmi dobrý) do 6 (nevhodný).
- 3) Bez ztráty pevnosti po ochlazení.
- 4) Vylučně technická anodizace. Neposkytujeme žádnou záruku na barevný vzhled/řešení.
- 5) Tolerance rovinnosti se máví vylučně na měřících stolech a s použitím ocelového pravítka.

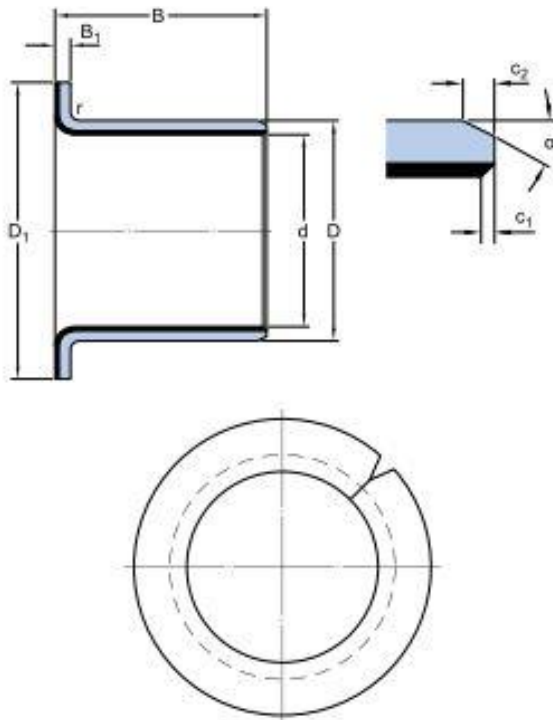
Příloha č. 3

Ložisko SKF

Bushings

PCMF 202321.5 E

Dimensions



d		20	mm
D		23	mm
B		21.5	mm
D_1		30	mm
B_1		1.5	mm
c_1	min.	0.1	mm
c_1	max.	0.7	mm
c_2	min.	0.2	mm
c_2	max.	1	mm
α	$\pm B$	20	°
r	max.	1.5	mm

Recommended fits

Tolerance shaft	$f7$
Tolerance housing	$H7$

Calculation data

Basic dynamic load rating - radial direction	C	31	kN
Basic static load rating - radial direction	C_0	95	kN
Basic dynamic load rating - axial direction	C_a	17.3	kN
Basic static load rating - axial direction	C_{0a}	54	kN
Specific dynamic load factor	K	80	N/mm^2
Specific static load factor	K_0	250	N/mm^2
Factor depending on material and bearing type	K_M	480	
Permissible sliding velocity	v min.	0	m/s
Permissible sliding velocity	v max.	2	m/s
Coefficient of friction	μ min.	0.03	

Coefficient of friction

μ max. 0.25

Mass

Mass bushing

0.02 kg

Příloha č. 4

Výpočet svěrného spoje v softwaru MitCalc

Výpočet silových spojů hřídele s nábojem

I Výpočet: A = OK; B = OK

II Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW, ...)
1.2	Zatížení spoje	
1.3	Přenášený výkon	P 1,30 [kW]
1.4	Otáčky hřídele	n 1000,0 [/min]
1.5	Krouticí moment	T 12,41 [Nm]
1.6	Axiální síla	F _a 1000,0 [N]
1.7	Způsob zatížení, provozní parametry	
1.8	Charakter pohonu	Rozsáhlý
1.9	Typ zatížení	Plynný
1.10	Charakter provozu	Jednosměrný
1.11	Počet rozběhů v tisících	1
1.12	Předběžný návrh průměru hřídele	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d _i 10,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	1,20
1.15	Minimální průměr hřídele	d _{min} 10,4 [mm]

1.16	Materiál hřídele (min. - max. pevnost v tahu)	
1.17	B ... Uhlíková ocel zúžená (500 - 800)	450 [MPa]
1.18	Mez pevnosti v tahu	R _m 650,0 [MPa]
1.19	Mez kluzu	R _{eL} 423,0 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v tahu	σ _T 296,0 [MPa]
1.21	Dovolený tlak	p ₀ 138,0 [MPa]
1.22	Modul pružnosti v tahu	E 206000 [MPa]
1.23	Poissonovo číslo	ν 0,30
1.24	Součinitel tepelné roztažnosti	α 11,50 [10 ⁻⁶ /°C]
1.25	Materiál náboje (min. - max. pevnost v tahu)	
1.26	G ... Hliníková slitina (100 - 450)	450 [MPa]
1.27	Mez pevnosti v tahu	R _m 450,0 [MPa]
1.28	Mez kluzu	R _{eL} 315,0 [MPa]
1.29	Dovolený tlak	p ₀ 100,0 [MPa]
1.30	Modul pružnosti v tahu	E 70000 [MPa]
1.31	Poissonovo číslo	ν 0,33
1.32	Součinitel tepelné roztažnosti	α 23,50 [10 ⁻⁶ /°C]

A Nalisovaný spoj

2.0 Návrh rozměrů spoje

3.0 Únosnost, pevnostní kontroly a montážní parametry spoje

4.0 Kontrola spoje namáhaného přidávným zatížením

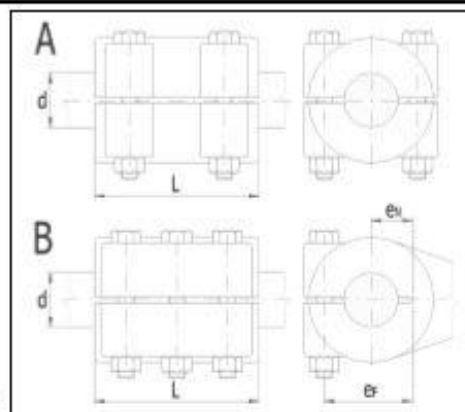
5.0 Kontrola spoje pro specifickou pracovní teplotu

6.0 Rozšířená volba uložení dle ISO 286

B Svěrný spoj

7.0 Návrh rozměrů spoje

7.1	Parametry spoje	
7.2	Provedení náboje	B ... Jednostranné rozlišený náboj
7.3	Čistota stykových ploch	Odmastěné povrchy
7.4	Součinitel tření	μ 0,06 0,06
7.5	Tvarový koeficient	K _T 0,75
7.6	Požadovaná bezpečnost proti prokluzu	1,10
7.7	Požadovaná pevnostní bezpečnost	1,10
7.8	Zatížení spoje	
7.9	Provozní koeficient	K _S 1,00 1,00
7.10	Provozní krouticí moment	T _S 12,41 [Nm]
7.11	Celkové provozní zatížení spoje	F _S 1 594,08 [N]
7.12	Rozměry spoje	
7.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d _i 10 [mm]
7.14	Minimální průměr hřídele	d _{min} 10,4 [mm]
7.15	Průměr hřídele	d 20,000 [mm]
7.16	Min. funkční délka spoje	L _{min} 9,096 [mm]
7.17	Funkční délka spoje	L 30,000 [mm]
7.18	Montážní předpětí, návrh spojovacího šroubu	
7.19	Silová ramena e _T / e _N	28,500 13,000 [mm]
7.20	Počet spojovacích šroubů	i 1
7.21	Dovolené montážní předpětí	5657,7 ~ 18660,3 [N]
7.22	Montážní předpětí	F ₀ 8300,0 [N]
7.23	Materiál spojovacího šroubu	R _m 690,0 SAE 4 [MPa]
7.24	Min. doporučená velikost závitu	M6



8.0 Únosnost a pevnostní kontroly spoje

8.1	Únosnost spoje	
8.2	Celková svěrná (normální) síla	N 18196,2 [N]
8.3	Stykový tlak	p 30,33 [MPa]
8.4	Třecí síla spoje	F _T 2572,4 [N]
8.5	Celkové provozní zatížení spoje	F _S 1594,1 [N]
8.13	Kontrola spoje na otláčení	
8.14	Dovolený stykový tlak	p ₀ 100 [MPa]
8.15	Max. stykový tlak	p _{max} 40,4 [MPa]
8.16	Bezpečnost	2,47
8.17	Kontrola hřídele na krut	

8.6	Bezpečnost proti prokluzu		1,61		8.18	Dovolené napětí v krutu	τ_0	296	[MPa]
8.7	Kontrola spojovacího šroubu				8.19	Srovnávací napětí	τ	4,7	[MPa]
8.8	Mez kluzu materiálu šroubu	R_s	690	[MPa]	8.20	Bezpečnost		63,20	
8.9	Průměr závitu	d	6	[mm]	8.21	Kontrola dutého hřídele			
8.10	Utahovací moment	M	9,5	[Nm]	8.22	Dovolené napětí v tahu	σ_0	423	[MPa]
8.11	Srovnávací napětí v jádře závitu	σ	600,1	[MPa]	8.23	Srovnávací napětí	σ	107,8	[MPa]
8.12	Bezpečnost na mezi kluzu		1,15		8.24	Bezpečnost		3,92	

Kapitola doplnků

9.0 Srovnávací tabulka

Příloha č. 5

Analytický výpočet stabilizátoru

vstupní hodnoty

výstupní hodnoty

Základní vstupní hodnoty - přední kolo			
Pneumatiky	3,6	7,2	kg
Kola	2	4	kg
Těhlice	0,7	1,4	kg
Náboj	1,8	3,6	kg
Ložiska	0,5	1	kg
Spodní rameno	0,9	1,8	kg
Horní rameno	0,4	0,8	kg
Tlumič	0,3	0,6	kg
Šroub kola	0,05	0,1	kg
Tyč řízení	0,3	0,6	kg
Brzdy	3,1	6,2	kg
Základní vstupní parametry vozu vpředu			
Tíhové zrychlení	g	9,81	$m \cdot s^{-2}$
Celková hmotnost vozu i s řidičem	$m_{v,t}$	310	kg
Poměrné zatížení přední nápravy		0,48	-
Rozchod vpředu	b_f	1,24	m
Výška těžiště	h_{Bo}	0,31	m
Výška těžiště neodpružených hmot přední nápravy	$h_{U,f}$	0,25	m
Výška bodu klopení vpředu	$h_{Ro,f}$	0,05	m
Výška těžiště od přední osy	$h_{Bo,f}$	0,35	m
Výpočet hmotností vpředu			
Neodpružená hmota vpředu	$m_{U,f}$	27,3	kg
Zatížení přední nápravy	$m_{v,f}$	148,8	kg
Hmotnost vpředu	$m_{Bo,f}$	121,5	kg
Odpružená hmota	m_{Bo}	255,4	kg
Podíl zatížení pření nápravy neodpružených hmot	$\Delta F_{U,f}$	53,99	N
Podíl zatížení pření nápravy	$\Delta F_{Bo,f}$	48,06	N
Výpočet součtu zatížení kol			
Poměr zadní odpruž. hmoty a celk. odpruž. hmoty	Θ_m	0,524	-
Střední rochod pod těžištěm vozu	$b_{m,Bo}$	1,560	m
Výška centrálního bodu klopení	$h_{Ro,m}$	0,050	m
Výška těžiště	h_{Bo}	0,350	m
Rameno od středu klopení a těžiště	Δh_{Bo}	0,300	m
Rozdíl zatížení kol	ΔF_{Ro}	481,88	N
Součet zatížení kol	$\Delta F_{W,Z}$	655,63	N

Základní vstupní hodnoty - zadní kolo			
Pneumatiky	3,6	7,2	kg
Kola	2	4	kg
Těhlice	0,7	1,4	kg
Náboj	1,8	3,6	kg
Ložiska	0,5	1	kg
Spodní rameno	0,9	1,8	kg
Horní rameno	0,4	0,8	kg
Tlumič	0,3	0,6	kg
Šroub kola	0,05	0,1	kg
Tyč řízení	0,3	0,6	kg
Brzdy	3,1	6,2	kg
Základní vstupní parametry vozu vzadu			
Tíhové zrychlení	g	9,81	$m \cdot s^{-2}$
Celková hmotnost vozu i s řidičem	$m_{v,t}$	310	kg
Poměrné zatížení zadní nápravy		0,52	-
Rozchod vzadu	b_r	1,85	m
Výška těžiště	h_{Bo}	0,35	m
Výška těžiště neodpružených hmot zadní nápravy	$h_{U,r}$	0,25	m
Výška bodu klopení vzadu	$h_{Ro,r}$	0,05	m
Výška těžiště od zadní osy	$h_{Bo,r}$	0,35	m
Výpočet hmotností vzadu			
Neodpružená hmota vzadu	$m_{U,r}$	27,3	kg
Zatížení zadní nápravy	$m_{V,r}$	161,2	kg
Hmotnost vzadu	$m_{Bo,r}$	133,9	kg
Odpružená hmota	m_{Bo}	255,4	kg
Podíl zatížení pření nápravy neodpružených hmot	$\Delta F_{U,r}$	36,19	N
Podíl zatížení zadní nápravy	$\Delta F_{Bo,r}$	35,50	N

Tuhost konstrukce vpředu			
Moment od pružiny	$C_{Sp,f}$	22000	N/m
Stlačení pružiny při zdvihu kola	$S_{Sp,f}$	0,0216	m
Zdvih kola	S_f	0,0275	m
Tuhost na přední nápravě	$C_{Ro,Sp,f}$	1,04E+04	Nm/°
Rozměry vpředu			
Vnější průměr trubky	$d_{Ba,o,f}$	0,01	m
Vnitřní průměr trubky	$d_{Ba,i,f}$	0,0085	m
Šířka průřezu nože	$b_{Bl,f}$	0,011	m
Tloušťka průřezu nože	$h_{Bl,f}$	0,005	m
Polární moment průřezu	$I_{P,Ba,f}$	4,69E-10	m ⁴
Axiální moment setrvačnosti	$A_{bl,f}$	1,15E-10	m ⁴
Deformace nože vpředu			
Síla na konci nože	F_s	271	N
Rameno síly F_s	a	0,086	m
Modul průřezu v krutu	G	8,1E+10	N/m ²
Modul průřezu v tahu	E	2,1E+11	N/m ²
Vzdálenost nožů	$l_{Ba,f}$	0,46	m
Délka nože	$l_{Bl,f}$	0,086	m
Zkroucení	β_f	0,282045	°
Posun nože při torzní deformaci	$s_{Ba,f}$	0,024256	m
Posun při torzní deformaci	$s_{Bl,f}$	0,002388	m
Celková deformace nože	$s_{t,f}$	0,026644	m
Linearizovaná tuhost torsní tyče závislá na délce a	$C_{Ba,f}$	11172,55	N/m
Linearizovaná tuhost nože závislá na síle F_s	$C_{Bl,f}$	113492,4	N/m
Linearizovaná tuhost jako celku	$C_{S,f}$	10171,26	N/m
Odpor proti klopení vpředu			
Linearizovaná tuhost závislá na páce koncového bodu	$C_{S,f}$	100	N/m
Délka páky spojení stabilizátoru	$S_{S,f}$	0,15	m
Tuhost předního stabilizátoru	$C_{Ro,S,f}$	1,438	Nm/°
Celkový odpor proti klopení	$C_{Ro,f}$	21345,56	Nm/°
Vztah přední tuhosti k celkové	$\Phi_{c,Ro,f}$	0,422037	-

Tuhost konstrukce vzadu			
Moment od pružiny	$C_{Sp,r}$	24000	N/m
Stlačení pružiny při zdvihu kola	$S_{Sp,r}$	0,0232	m
Zdvih kola	S_f	0,0275	m
Tuhost na zadní nápravě	$C_{Ro,Sp,r}$	2,92E+04	Nm/°
Rozměry vpředu			
Vnější průměr trubky	$d_{Ba,o,r}$	0,01	m
Vnitřní průměr trubky	$d_{Ba,i,r}$	0,0085	m
Šířka průřezu nože	$b_{Bl,r}$	0,011	m
Tloušťka průřezu nože	$h_{Bl,r}$	0,005	m
Polární moment průřezu	$I_{p,Ba,r}$	4,693E-10	m ⁴
Axiální moment setrvačnosti	$A_{bl,r}$	1,146E-10	m ⁴
Deformace nože vpředu			
Síla na konci nože	F_s	136	N
Rameno síly F_s	a	0,124	m
Modul průřezu v krutu	G	8,1E+10	N/m ²
Modul průřezu v tahu	E	2,1E+11	N/m ²
Vzdálenost nožů	$l_{Ba,r}$	0,44	m
Délka nože	$l_{Bl,r}$	0,124	m
Zkroucení	β_r	0,1952118	°
Posun nože při torzní deformaci	$S_{Ba,r}$	0,0242063	m
Posun při torzní deformaci	$S_{Bl,r}$	0,003592	m
Celková deformace nože	$S_{t,r}$	0,0277983	m
Linearizovaná tuhost torsní tyče závislá na délce a	$C_{Ba,r}$	5618,3797	N/m
Linearizovaná tuhost nože závislá na síle F_s	$C_{Bl,r}$	37861,424	N/m
Linearizovaná tuhost jako celku	$C_{S,r}$	4892,3831	N/m
Odpor proti klopení vpředu			
Linearizovaná tuhost závislá na páce koncového bodu	$C_{S,r}$	262,9	N/m
Délka páky spojení stabilizátoru	$S_{S,r}$	0,2452	m
Tuhost předního stabilizátoru	$C_{Ro,S,r}$	1,52	Nm/°
Celkový odpor proti klopení	$C_{Ro,r}$	29231,955	Nm/°
Vztah přední tuhosti k celkové	$\Phi_{C,Ro,r}$	0,5779634	-

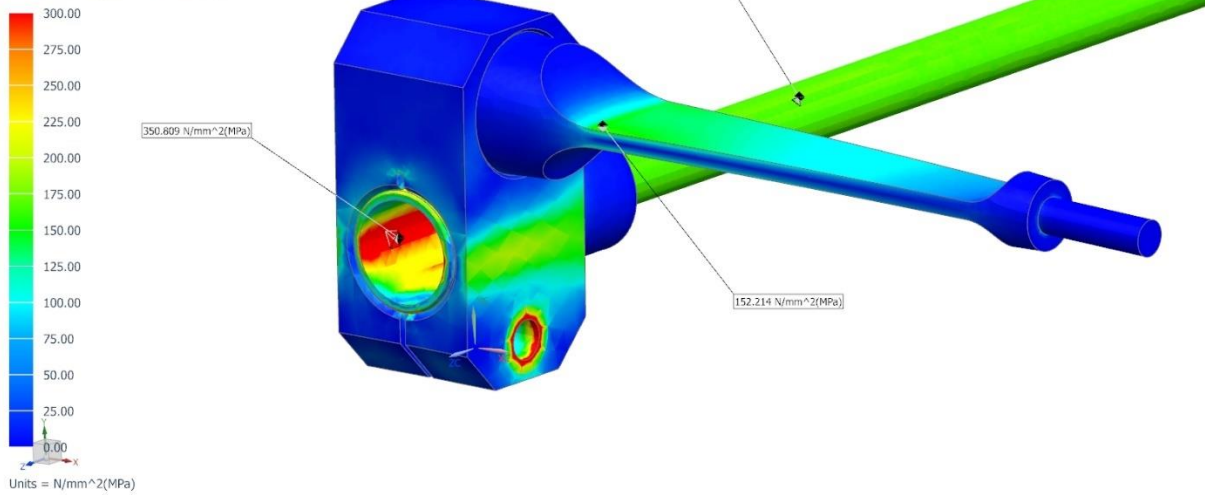
Síla vpředu			
Změna síly vnějšího předního kola	$\Delta F_{W,Z,t,o}$	174,9317	N
Zatížení předního kola při průjezdu zatáčkou			
Změna zatížení na přední ose	$\Delta F_{W,Z,f}$	174,9317	N
Výsledná síla od vozovky vpředu			
Výsledná síla na vnější kolo	$F_{W,Z,f,o}$	904,7957	N
Výsledná síla na vnitřní kolo	$F_{W,Z,f,i}$	554,9323	N
Klopení			
Klopení - úhel natočení	φ	4	°

Síla vzadu			
Změna síly vnějšího předního kola	$\Delta F_{W,Z,r,o}$	426,7031	N
Zatížení zadního kola při průjezdu zatáčkou			
Změna zatížení na přední ose	$\Delta F_{W,Z,r}$	426,7031	N
Výsledná síla od vozovky vzadu			
Výsledná síla na vnější kolo	$F_{W,Z,r,o}$	1217,389	N
Výsledná síla na vnitřní kolo	$F_{W,Z,r,i}$	363,9829	N
Klopení			
Klopení - úhel natočení	φ	4,5	°

Příloha č. 6

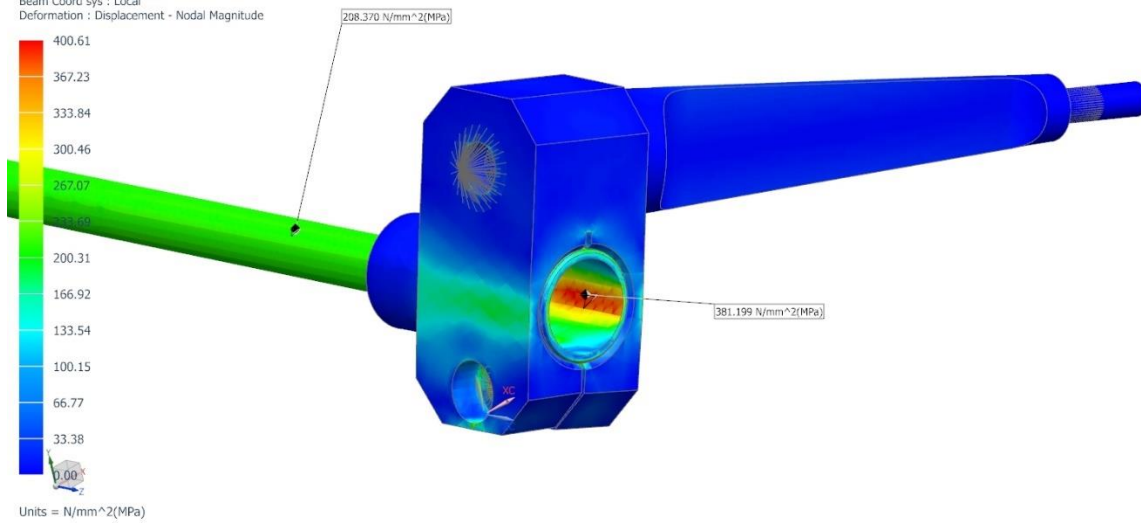
FEM analýza stabilizátoru

UWB16-04-85-000_Suspension_Anti-roll_sim1 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Beam Section : Recovery Point C
 Min : 0.00, Max : 811.26, Units = N/mm²(MPa)
 Beam Coord sys : Local
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



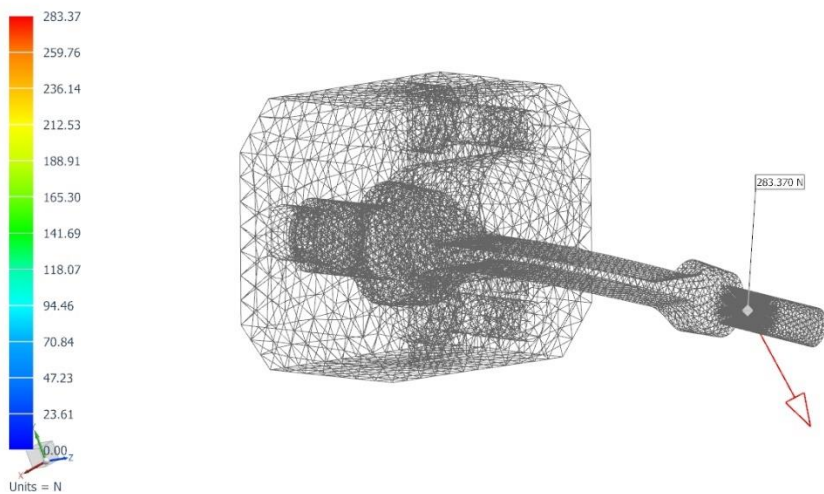
Obrázek 58 - Nezprůměrované redukované napětí [MPa] zadního stabilizátoru varianta č. 1

UWB16-04-85-000_Suspension_Anti-roll_sim1 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
 Beam Section : Recovery Point C
 Min : 0.00, Max : 812.61, Units = N/mm²(MPa)
 Beam Coord sys : Local
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



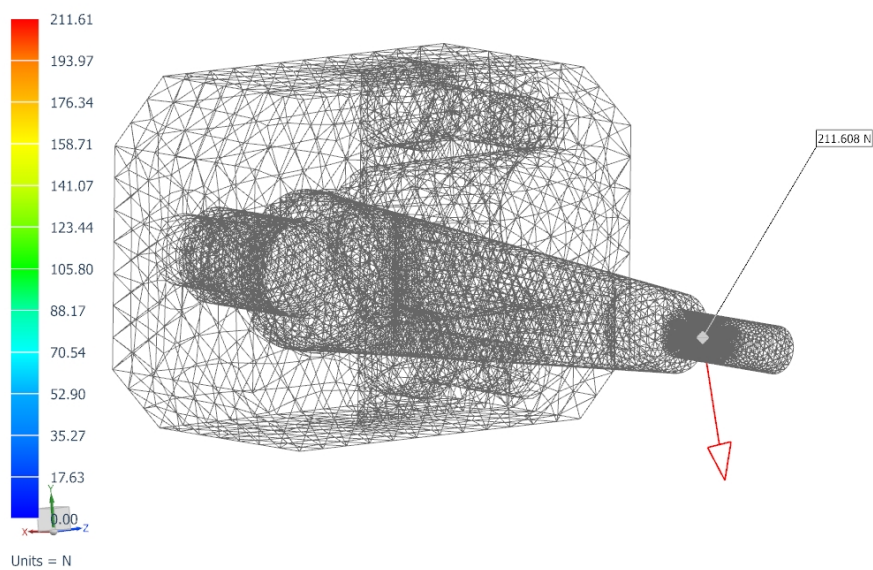
Obrázek 59 - Nezprůměrované redukované napětí [MPa] zadního stabilizátoru varianta č. 2

UWB16-04-35-000_Suspension_Anti-roll_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Magnitude
Min : 0.00, Max : 338.99, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



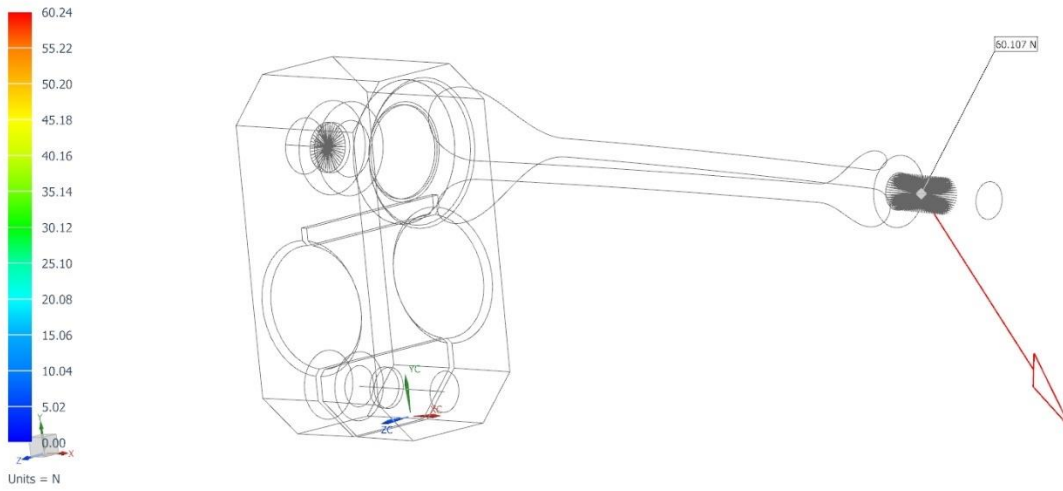
Obrázek 60 - Reakční síla [N] břítu předního stabilizátoru varianta č. 1

UWB16-04-35-000_Suspension_Anti-roll_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Magnitude
Min : 0.00, Max : 331.28, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



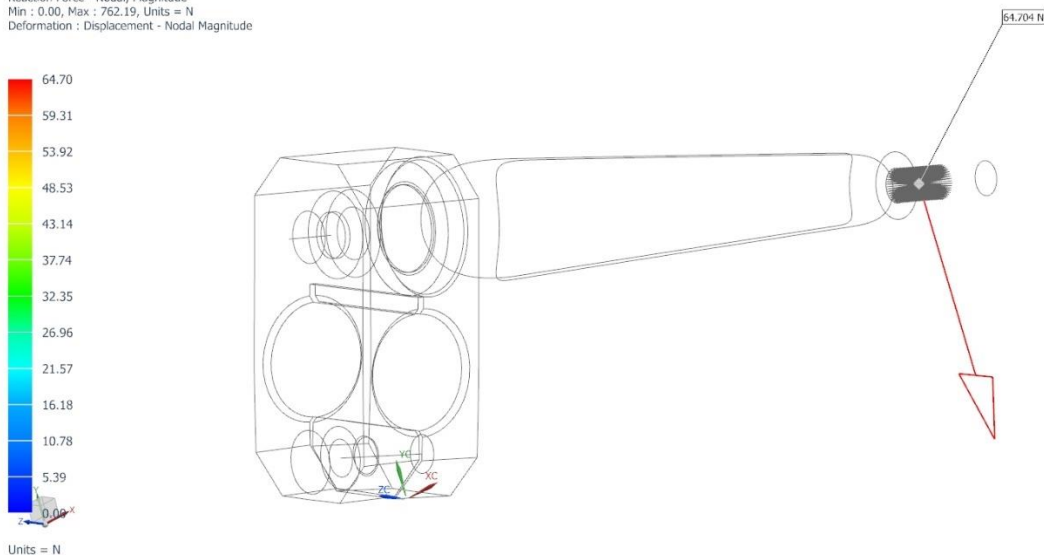
Obrázek 61 - Reakční síla [N] břítu předního stabilizátoru varianta č. 2

UWB16-04-85-000_Suspension_Anti-roll_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Magnitude
Min : 0.00, Max : 756.24, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 62 - Reakční síla [N] břitu zadního stabilizátoru varianta č. 1

UWB16-04-85-000_Suspension_Anti-roll_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Magnitude
Min : 0.00, Max : 762.19, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 63 - Reakční síla [N] břitu zadního stabilizátoru varianta č. 2