



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ŘÍZENÍ ZÁVODNÍHO VOZIDLA

RACE CAR STEERING DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Hlaváč

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Martin Hlaváč**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh řízení závodního vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvořte konstrukční návrh řízení vozidla Formule Student s ohledem na požadavky pravidel platných pro tato vozidla, požadavky zmenšení vůlí v řízení a zlepšené ergonomie řidiče. Začněte navrženou konstrukci řízení do nové vývojové generace formule.

Cíle bakalářské práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu konstrukce řízení vozidel se zaměřením na formulové vozy, zejména vozidla soutěže Formule Student a požadavky dané pravidly pro tato vozidla.
2. Navrhněte konstrukci řízení nové generace vozidla s cílem zmenšit vůle v řízení a zlepšit ergonomii řidiče související rovněž s polohou volantu. Do návrhu začleňte hřeben řízení vhodný pro navrhovanou konstrukci.
3. Při konstrukčním návrhu použijte dostupnou počítačovou simulaci pro vybrané komponenty konstrukce s uvažováním sil působících od kol s cílem dosáhnout co nejlepšího návrhu.
4. V sestavě řízení použijte novou rychlospojku volantu (Quickrelease). Začněte navrženou sestavu řízení do celkové konstrukce vozidla.
5. Zhodnoťte navrženou konstrukci řízení a vyslovte se k vhodnosti jejího použití.

Seznam literatury:

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. a ČUPERA J. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.

Formula Student web page [online], 2015, poslední revize 21. 10. 2015. Dostupné z:
<<http://www.formulastudent.com/>>.

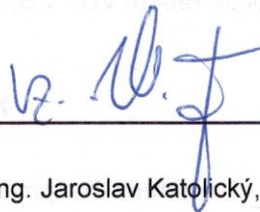
JANIČEK, P., ONDRÁČEK, E. a VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.

KLEIN, B. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1603-0.

PTC Creo Tutorials [online], Parametric Technology Corporation, 2015, poslední revize 14. 10. 2015.
Dostupné z: <http://learningexchange.ptc.com/tutorials/by_product/product_id:1>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 24. 10. 2015



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Práce se zabývá konstrukčním návrhem systému řízení vozidla Formula Student. Vedle konstrukce mechanismu řízení bylo také navrženo vhodné umístění volantu, s ohledem na dosažení dobré ergonomie řidiče. Do celkové konstrukce jsou začleněny nové prvky, jako je hřeben řízení a rychlospojka volantu. Pro návrh komponent byly použity výpočtové simulace s využitím metody konečných prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA

System řízení, Formula Student, ergonomie, TU Brno Racing, metoda konečných prvků

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with design of single-seated Formula Student vehicle steering system. Besides the design of steering system, the right position of steering wheel was chosen, regarding to ideal ergonomoy conditions. New components like steering rack and steering wheel quickrelease was integrated to the steering assembly. For design of components, simulation with finite elements method was used.

KEYWORDS

Steering system, Formula Student, ergonomics, TU Brno Racing, finite element method



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLAVÁČ, M. *Návrh řízení závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 63 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Martin Hlaváč



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Pavlu Ramíkovi za vedení a pomoc při zpracování této práce.

Také bych rád poděkoval celému týmu TU Brno Racing za spolupráci i cenné rady a také všem partnerům týmu, kteří umožnili výrobu jednotlivých komponent systému řízení.

V neposlední řadě bych rád poděkoval rodině, která mi umožnila studium na vysoké škole a vždy mě podporovala.



OBSAH

Úvod	9
1 Požadavky pravidel.....	10
2 Systém řízení vozidel Formula Student.....	12
2.1 Koncept řešení	12
2.1.1 Přenos rotačního pohybu pomocí Kardanových kloubů.....	13
2.1.2 Přenos rotačního pohybu přes ozubené kuželové soukolí.....	15
3 Návrh ergonomie kokpitu.....	16
3.1 Rešerše – správná poloha volantu.....	16
3.2 Návrh polohy volantu	16
3.3 Posouzení ergonomie kokpitu na virtuální realitě	17
4 Hřeben řízení	19
4.1 Formula Seven pro steering rack	20
4.2 MRack.....	21
4.3 Návrh a výroba vlastního hřebene	22
4.4 Výběr	22
5 Rychlospojka volantu	24
6 Konstrukční návrh systému řízení	26
6.1 Počítačové simulace.....	27
6.1.1 Metoda konečných prvků	27
6.1.2 Program ANSYS Workbench.....	28
6.2 Uložení hřebene řízení	28
6.2.1 Silové působení na hřeben řízení.....	28
6.2.2 Simulace namáhání držáků hřebene řízení	33
6.3 Kuželové ozubené soukolí	37
6.3.1 Kuželový převod	37
6.3.2 Návrh hřídele nesoucí výstupní ozubené kolo.....	39
6.4 Těleso domku řízení.....	42
6.4.1 Silové působení na domek řízení.....	42
6.4.2 Simulace namáhání domku řízení	44
6.5 Kryt domku řízení	49
6.6 Začlenění sestavy řízení do konstrukce monopostu.....	51
Závěr.....	53
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	57
Seznam příloh.....	60



ÚVOD

Formula Student (FS) je Evropská, motoristická, vzdělávací soutěž určená především pro studenty technických vysokých škol. Cílem této soutěže je navrhnout, sestavit a závodit s jednomístným závodním vozem. Hlavní důraz v této soutěži je kladen na bezpečnost, proto musí formule splňovat přísně předepsaná pravidla dané pořadajícím soutěže.

Jednotlivé týmy spolu soutěží a porovnávají své schopnosti na závodech pořádaných po celém světě. Soutěžní disciplíny se dělí na dynamickou a statickou část. Při statické části, členové týmu obhajují návrh jednotlivých částí a také monopostu jako celku s ohledem na funkčnost, vzhled a jízdní vlastnosti. Závodní potenciál se ověří při dynamické části, kde se již testují vlastnosti monopostu na uzavřených tratích vytyčených z kuželek.



Obr. 1 Formula Student Spain 2015 [1]

System řízení převádí rotační pohyb volantu na lineární pohyb hřebene řízení a spojovaích řídicích tyčí. Při zatáčení je tento lineární pohyb převáděn přes řídicí tyče na rotační pohyb okolo rejdové osy kol způsobující zatáčení kol.

Hlavním důvodem modifikace systému řízení Formule Student je snaha o snížení vůle při zlepšení ergonomie řidiče. Jelikož je celková hmotnost vozu jedním z rozhodujících faktorů při dynamických disciplínách, důraz je také kladen na nízkou hmotnost celého systému řízení.



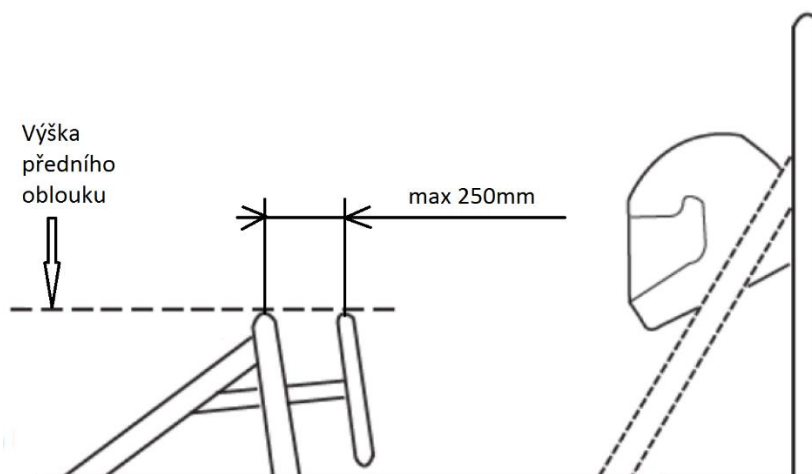
1 POŽADAVKY PRAVIDEL

K docílení vysoké bezpečnosti a rovnocennosti při soutěžích Formule Student jsou monoposty omezeny přísnými pravidly, které musí bez výjimky splňovat. Splňuje-li formule daná pravidla, je kontrolováno na technické přejímce. Formulí, která úspěšně neabsolvuje technickou přejímku, není dovolen start v dynamických disciplínách.

System řízení je pravidly omezen především pro zajištění bezpečnosti, aby při jízdě v žádném případě nedošlo ke ztrátě kontroly nad vozidlem.

Nejvyšší bod předního oblouku nesmí být níže než nejvyšší bod volantu při jakémkoliv natočení.

Volant nesmí být od předního oblouku vzdálen o více než 250 mm (měřeno ve vodorovném



Obr. 2 Minimální vzdálenost volantu od předního oblouku [2]

směru).

Volant musí být mechanicky spojen s předními koly. Elektricky ovládané řízení a řízení lanem je zakázáno.

System řízení musí obsahovat dorazy, které zabrání kontaktu kola s částí zavěšení nebo rámu vozidla při jízdě. Dorazy mohou být umístěny na těhlici nebo na hřebenu řízení.

Hřeben řízení musí být mechanicky připevněn k rámu, při použití spojovacího materiálu, musí být užito jistícího mechanismu.

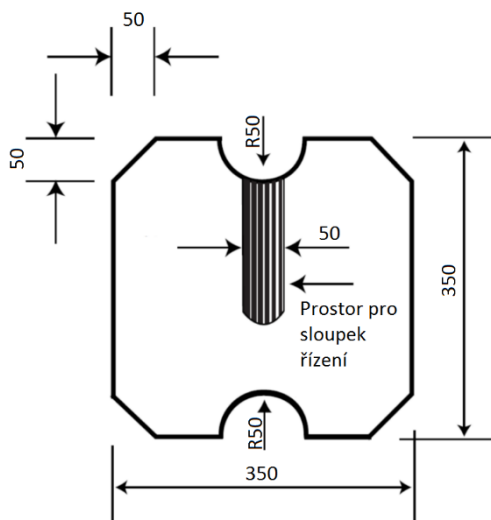
Dovolená vůle v řízení je omezena na 7° a je měřena na volantu.

Volant musí být ke sloupku řízení připojen rychlospojkou, která umožní řidiči rychlé odpojení volantu v normální řidičské pozici s rukavicemi.

Volant musí mít téměř kulatý nebo oválný tvar bez žádných konkávních částí na vnějším obvodu (tvar ‘‘H‘‘ nebo ‘‘8‘‘).



Šablona o maximální tloušťce 7mm znázorněná na obr. 3, musí projít při vedení vertikálně



Obr. 3 Průchozí šablona kokpitu [2]

kokpitem od předního oblouku až do vzdálenosti 100 mm před pedály.

Všechny pohybující části a ostré hrany v kokpitu (hřeben řízení, řídicí tyče, sloupek řízení) musí být chráněny tuhým materiálem, který zabrání kontaktu s nohama řidiče. Kryty musí být možné jednoduše oddělat.

Všechny spoje mezi volantem a hřebenem řízení musí být viditelné na technické přejímce. Svařené nebo lepené spoje musí být mechanicky zajištěny.

Všechny matice, šrouby a jiné spojovací materiály na systému řízení musí být chráněny proti nechtěnému povolání jistícím mechanismem.

Za jistící mechanismus se považuje:

- Správně použité bezpečnostní drátkování
- Použití závlačky
- Použití nylonové matice (zakázáno na místech s výskytem vysokých teplot, kde může dojít k selhání nylonové matice)
- Pojistné samojistící matice

Pérová podložka a lepidla na závity nejsou považovány za jistící mechanismus.



2 SYSTÉM ŘÍZENÍ VOZIDEL FORMULA STUDENT

Účelem řízení je umožnit natočení kol řízené nápravy a tím zajistit ovladatelnost vozidla. Systém řízení musí zajistit ovladatelnost vozidla za každé situace, která by teoreticky mohla nastat při jízdě vozidla.

Základní vlastnosti:

- Maximální spolehlivost
- Minimální vůle v celém systému
- Dobrá ergonomie řidiče
- Nízká hmotnost



Obr. 4 Vizualizace systému řízení monopostu Dragon 6

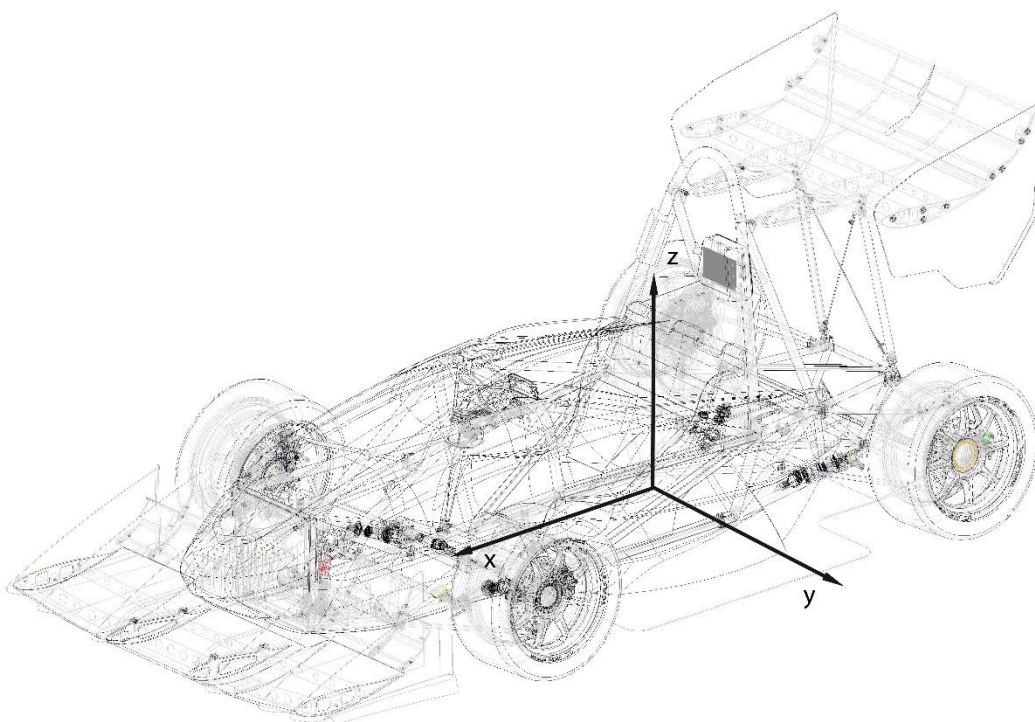
2.1 KONCEPT ŘEŠENÍ

Ve vozech kategorie Formula Student je využíváno hřebenového řízení pro převod rotačního pohybu sloupku řízení na posuvný pohyb hřeben a řídicích tyčí.

Jelikož pro dosažení dobré ergonomie řidiče v monopostu Formula Student není možné většinou využít jedné nelomené tyče pro přenos rotačního pohybu z volantu na hřeben řízení, tak jako je tomu například na motokárách, využívají se především dva hlavní koncepty:

- Přenos rotačního pohybu pomocí Kardanových kloubů
- Přenos rotačního pohybu přes ozubené kuželové soukolí

Pro dobrou orientaci a z hlediska přehlednosti je vhodné zavést pravotočivý souřadný systém, jehož složky budou dále zmiňovány. Osa x reprezentuje podélný, osa y příčný a osa z vertikální směr.

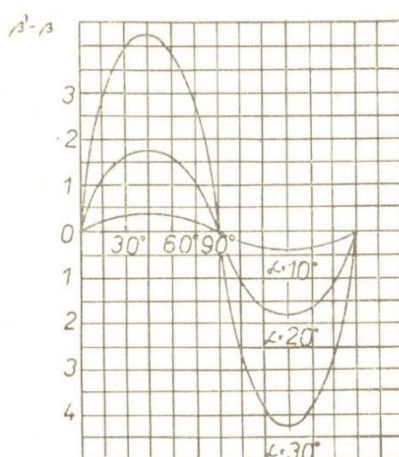


Obr. 5 Souřadný systém

2.1.1 PŘENOS ROTAČNÍHO POHYBU POMOCÍ KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Kardanův kloub¹ umožňuje přenos rotačního pohybu mezi dvěma různoběžnými hřídeli. Skládá se ze dvou navzájem kolmo umístěných vidlic spojených ježkem.

Nevýhodou je, že při konstantní úhlové rychlosti hnacího hřídele se hnaný hřídel otáčí s proměnnou úhlovou rychlostí během jedné otáčky. Nerovnoměrnost otáčení hnaného hřídele bude tím větší, čím větší bude úhel α , o který je osa hnaného hřídele odkloněna od osy hnacího hřídele.



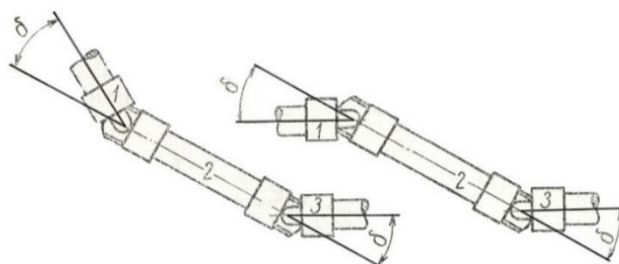
Obr. 6 Znáornění nerovnoměrnosti chodu [3]

¹ Někdy také označován jako kloub křížový



Na obr. 6 je diagram znázorňující závislost rozdílu natočení hnané a hnací hřídele na úhlu natočení hnacího hřídele. Úhel α představuje úhel svírající hnaný hřídel s hnacím. Se zvyšujícím úhlem α se zvyšuje nerovnoměrnost chodu hnané hřídele.

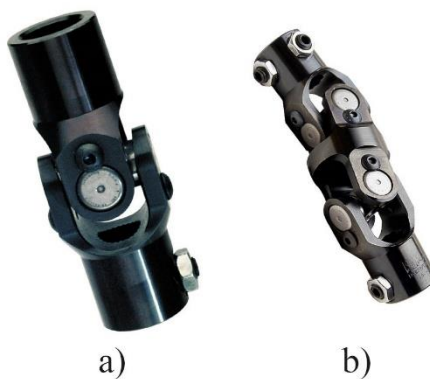
Nerovnoměrnost chodu lze odstranit použitím dvou totožných křížových kloubů, kde osy hnací a hnané hřídele budou s vloženým hřídelem svírat stejný úhel a vidlice obou kloubů na straně u vloženého hřídele budou ležet v jedné rovině.



Obr. 7 Odstranění nerovnoměrnosti chodu Kardanového kloubu [4]

Při modifikování uložení hřebene řízení a ergonomie řidiče svírá osa volantu s osou vstupní hřídele pastorku hřebene úhel 64° .

Pro přenos rotačního pohybu z volantu do hřebene řízení by muselo být použito dvou jednoduchých nebo jednoho dvojitého křížového kloubu.



Obr. 8 a) Jednoduchý křížový kloub b) dvojitý [5]

Výhody:

- jednoduchost
- nízká hmotnost

Nevýhody:

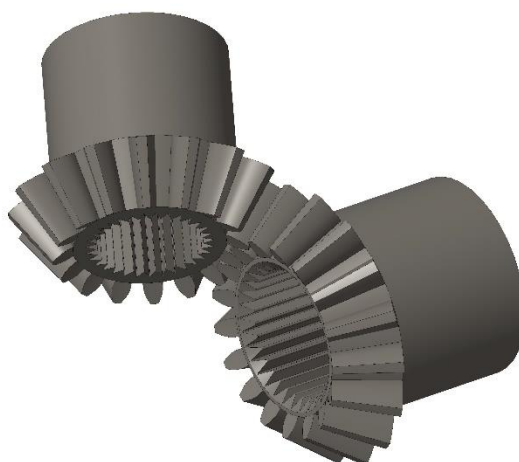
- převod 1:1 – nemožná modifikace rozpětí úhlového natočení volantu
- mírně složitější vyhovění pravidlům pro průchozí šablonu
- žádné zkušenosti s konceptem



2.1.2 PŘENOS ROTAČNÍHO POHYBU PŘES OZUBENÉ KUŽELOVÉ SOUKOLÍ

Základem druhého konceptu je kuželové ozubené soukolí, které je uložené v tělese domku řízení.

Velkou výhodou je možnost modifikace převodového poměru a tím i natočení volantu potřebné pro dosažení maximálního zatočení kol. Při snižujícím se rozsahu natočení volantu se zvyšuje citlivost řízení na vstup z volantu. Úhlové rozpětí volantu musí být zvoleno v určitých mezích, neboť při průjezdu zatáčkou o velmi malém poloměru² je potřeba docílit maximálního možného rejdu bez nutnosti „ručkování“ na volantu.



Obr. 9 Kuželové soukolí

Výhody:

- možnost optimalizovat převodový poměr
- zkušenost s funkčností z minulých let

Nevýhody:

- složitější řešení
- finanční náročnost z hlediska výroby kuželových ozubených kol, u kterých osy svírají jiný úhel než 90°

² v dynamických disciplínách soutěže Formula Student mnohdy i poloměr R=3,5 m



3 NÁVRH ERGONOMIE KOKPITU

Jelikož hlavní kontrolu nad vozem má řidič, je velmi důležité uvažovat nad umístěním řidiče ve vozidle, tedy nad ergonomií řidiče. Vhodná ergonomie řidiče dokáže výrazně ovlivnit výkonnost a rychlost reakcí daného řidiče. Pohodlnost také pomůže udržení konzistentnosti při delší závodní jízdě.

Jedním z hlavních cílů každého závodního vozu je snížit polohu těžiště, která ovlivňuje celkovou výkonnost vozu. Naší snahou tudíž bylo řidiče usadit co nejnižše. Cílem je usadit řidiče do co nejnižší pozice, při zachování dobrého výhledu z vozu. Tento krok nám nepomohl jen ke snížení těžiště, ale také řidiče přiblížil více k těžišti, což dá řidiči lepší cit pro chování auta při změnách směru.

3.1 REŠERŠE – SPRÁVNÁ POLOHA VOLANTU

Souvislost s usazením řidiče do vozu má také poloha volantu. Poloha a naklopení volantu je přímo závislá na umístění sedačky.

Při návrhu polohy volantu jsem se řídit všeobecnými pravidly závodních vozů:

- správnou vzdálenost volantu od řidiče lze získat při usazení řidiče do řádné řidičské polohy, při předpažení (bez pokrčení v loktech). Ideální situace nastává, když položením rukou na horní hranu volantu se řidičovi ruce dotýkají volantu zápěstím
- v řidičské poloze při uchopení volantu v závodní poloze, úhel svíraný v lokti je v rozmezí $90 \div 130^\circ$
- osa hřídele, která nese volant, směřuje řidiči do oblasti krku, aby bylo docíleno přirozeného otáčení volantu

3.2 NÁVRH POLOHY VOLANTU

Návrh polohy volantu do nového vozu Dragon 6 (dále D6) z dílny TU Brno Racing byl proveden v modelu sestavy navrhovaného vozu v programu Creo Parametric 3.0.

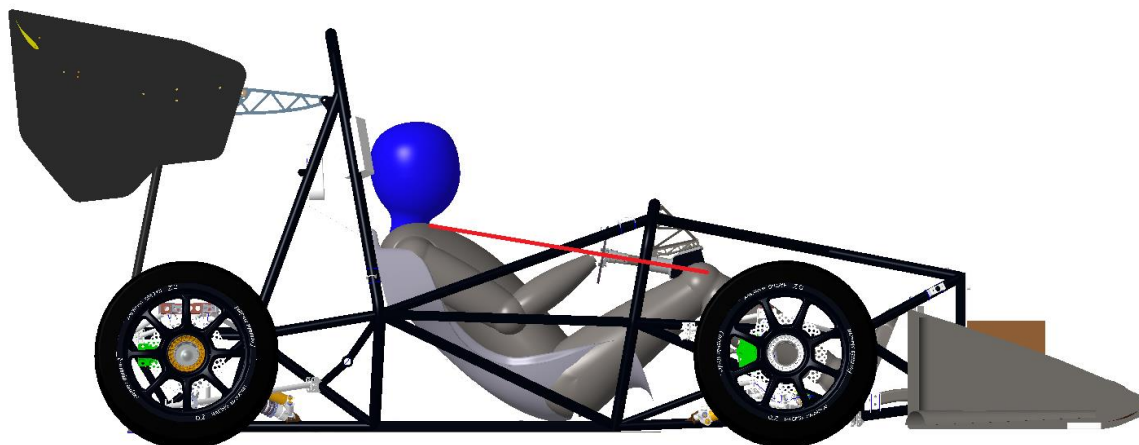
Samotnému návrhu předcházelo měření v rámu staršího vozu, kde se usadili dva řidiči s rozdílnými fyzickými parametry, kde jeden představoval nejnižšího řidiče, který by vůz mohl řídit a druhý nejvyššího. Každému z nich bylo umožněno zvolit si pro ně ideální polohu volantu, která byla zaznamenána. Vytvořením univerzální pozice, kterou jsme určili na pomezí poloh naměřené u obou řidičů, jsme později ověřili, že pro oba řidiče daná pozice výše zmíněné pravidla splňuje.



Obr. 10 Zkouška ergonomie v rámu starého vozu



Polohu volantu jsem schopen ovlivnit umístěním převodky s kuželovým soukolím. Jelikož jsem schopen modifikovat i úhel, který spolu svírají osy kuželových kol, mohu také zajistit, aby osa hřídele volantu směřovala do oblasti krku řidiče. Jako vhodný úhel os soukolí byl po optimalizaci zvolen úhel 64°.



Obr. 11 Navržená poloha volantu v programu Creo Parametric 3.0

3.3 POSOUZENÍ ERGONOMIE KOKPITU NA VIRTUÁLNÍ REALITĚ

Virtuální realita (virtuální prostředí) je technologie, která umožní uživateli interagovat s vytvořeným trojrozměrným prostředím.

Existují tři stupně virtuální reality [18]:

- Pasivní – uživatel se do této reality dostane, čte-li knihu nebo sleduje film, nemůže jej ovlivnit
- Aktivní – uživatel může vlastním pohybem ovlivnit, na kterou stranu se otočí atd., nemůže ovšem do daného prostředí zasahovat
- Interaktivní – nejdokonalejší stupeň - uživatel může do prostředí zasahovat a měnit jej

Pro posouzení je-li, navržená ergonomie kokpitu pro řidiče vhodná, jsme měli možnost využít aktivního stupně virtuální reality na Fakultě strojního inženýrství, přesněji na Ústavu výrobních strojů, systémů a robotiky.

Námi vytvořený CAD model formulového vozu byl exportován ve formátu STEP a následně importován do softwaru, který používá virtuální realita. S využitím reálné sedačky a reálného volantu, který byl tak jako brýle řidiče schopen snímat jeho polohu, jsme docílili simulace situaci, ve které řidič sedí ve voze a otáčí volantem. Řidič měl také možnost vyzkoušet, jaký výhled z vozu bude nový prototyp mít.



Obr. 12 Posouzení polohy volantu na virtuální realitě

Díky využití snímání polohy reálného volantu, jsem byl schopen osobně porovnat navrženou polohu volantu v modelu vozu s polohou volantu, která by řidiči vyhovovala při usazení v reálné sedačce ve virtuální realitě. Výše zmíněné dvě polohy se lišily v jen v jednotkách centimetrů, tudíž lze navrženou polohu volantu považovat za správnou.



4 HŘEBEN ŘÍZENÍ

Základním prvkem systému řízení je těleso hřebene řízení, které převádí rotační pohyb ze sloupku řízení na lineární pohyb hřebene a tyčí řízení. V soutěži Formula Student se s ohledem na hmotnost nevyužívá žádných posilovačů řízení.

Jelikož je celková hmotnost vozu tím nejdůležitějším faktorem ovlivňující výkonnost vozu v dynamických disciplínách soutěže Formula Student, rozhodl jsem se vzdát hřebene řízení od společnosti Titan Motorsport, který byl využíván v předchozích modelech studentských formulí z dílny týmu TU Brno Racing.

Snahou je nahrazení celého tělesa hřebene od společnosti Titan Motorsport hřebenem řízení s nižší hmotností, při zachování velmi vysoké spolehlivosti

Hmotnost hřebene od společnosti Titan motorsport je 2 325 g.



Obr. 13 Dříve používaný hřeben řízení od společnosti Titan Motorsport [6]

Tab. 1 Parametry hřebene Titan Motorsport

Kinematická délka	457,2 mm
Hmotnost	2325 g
Posuv hřebene	76,2 mm
Úhlové rozpětí	360°
Typ ozubení	šikmé

Jednotlivé možnosti nahrazení již nevyhovujícího hřebene řízení jsou uvedeny dále.



4.1 FORMULA SEVEN PRO STEERING RACK

První možností je koupě hřebene řízení od společnosti Formula Seven.

Uložení hřebene je provedeno v kombinaci hliníkových slitin a kompozitů z uhlíkových vláken. Hřebenový převod s pastorkem je vyroben z oceli 39NiCrMo3. [7]

Nevýhodou je nutnost využití domku s kuželovým soukolím, protože úhlové rozpětí 360° není vhodné pro zachování pohodlného ovládání vozidla a muselo by být redukováno kuželovým soukolím. Použití konceptu s Kardanovým kloubem tedy není možné. V zatáčkách s velmi malým poloměrem by pro řidiče bylo příliš nepohodlné zatáčení s volantem v malém kokpitu Formule student s tak velkým úhlovým rozpětím.

Výhodou je již implementovaný snímač natočení pastorku v hřebenu řízení. Nevýhodou naopak nižší hmotnostní úspora oproti hřebenu od společnosti FSAEparts.com

Tab. 2 Parametry hřebene Formula Seven [7]

Kinematická délka	400 mm	450 mm	500 mm
Hmotnost	870 g	940 g	1010 g
Posuv hřebene	72 mm		
Úhlové rozpětí	360°		
Typ ozubení	šikmé		
Maximální doporučené zatížení	1880 N – axiální zatížení	680 N – radiální zatížení	



Obr. 14 Hřeben řízení od společnosti Formula Seven [7]



4.2 MRACK

Hlavní předností tohoto hřebene je velmi nízká hmotnost a vhodné parametry pro použití.

Díky speciálnímu tvaru šípovitých zubů vyvinutým společností FSAEparts.com a speciálnímu povlaku bylo umožněno snížení napětí vyvolané v zubech při záběru. Hřeben i pastorek bylo tedy možné vyrobít z hliníkové slitiny. Výrobou pastorku i hřebene z hliníkové slitiny EN AW 7075 s tepelným zpracováním T6 (Def: provedeno rozpouštěcí žihání a umělé stárnutí) bylo dosaženo velkého snížení hmotnosti celého tělesa hřebene řízení. [8]



Obr. 15 Tvar šípovitého ozubení [8]

Tab. 3 Parametry hřebene mRack [8]

Kinematická délka	262 mm	358 mm
Hmotnost	235 g	271 g
Posuv hřebene	50 mm	
Úhlové rozpětí	209,8°	
Typ ozubení	šípovité	
Maximální doporučené zatížení	1780 N – axiální zatížení	780 N – radiální zatížení



Obr. 16 Hřeben řízení od společnosti FSAEparts.com [8]



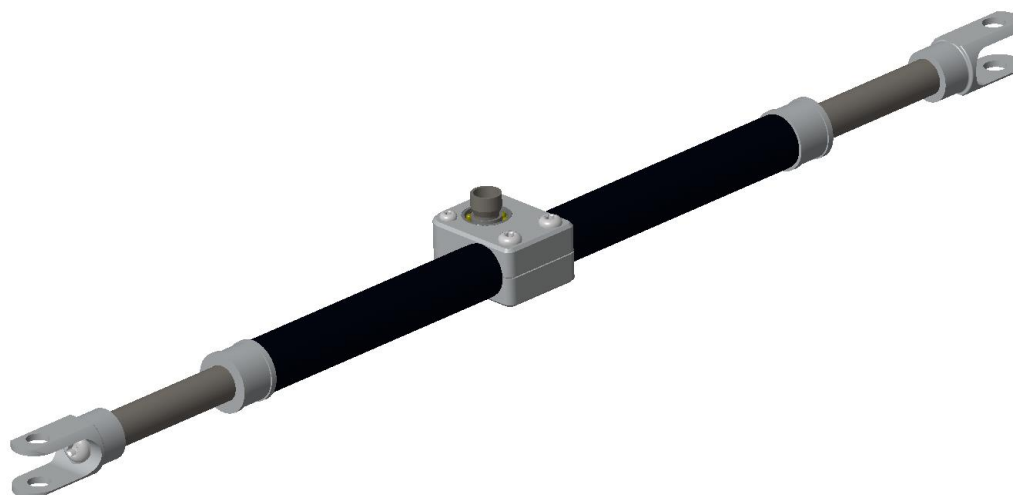
4.3 NÁVRH A VÝROBA VLASTNÍHO HŘEBENE

Třetí možností je návrh a výroba vlastního hřebene.

Celé těleso hřebene by mělo podobnou koncepci jako Formula Seven pro steering rack. Hřeben i pastorek s šikmým ozubením by byl vyroben z oceli určené pro výrobu ozubených kol (15330). Uložení pastorku v místě styku s hřebenem řízení by bylo provedeno pomocí dvoudílné části domečku, čímž by byla umožněna případná kontrola a servis. Na jednu polovinu domečku by byl nalepen mezikus z kompozitu s uhlíkovými vlákny, na který by byla opět přilepena hliníková část, která by sloužila k uchycení hřebene řízení k rámu.

Tab. 4 Předpokládané parametry hřebene vlastní výroby

Kinematická délka	384 mm
Hmotnost	≈1200 g
Posuv hřebene	50 mm
Úhlové rozpětí	220°
Typ ozubení	šikmé



Obr. 10 CAD model uvažovaného hřebene řízení

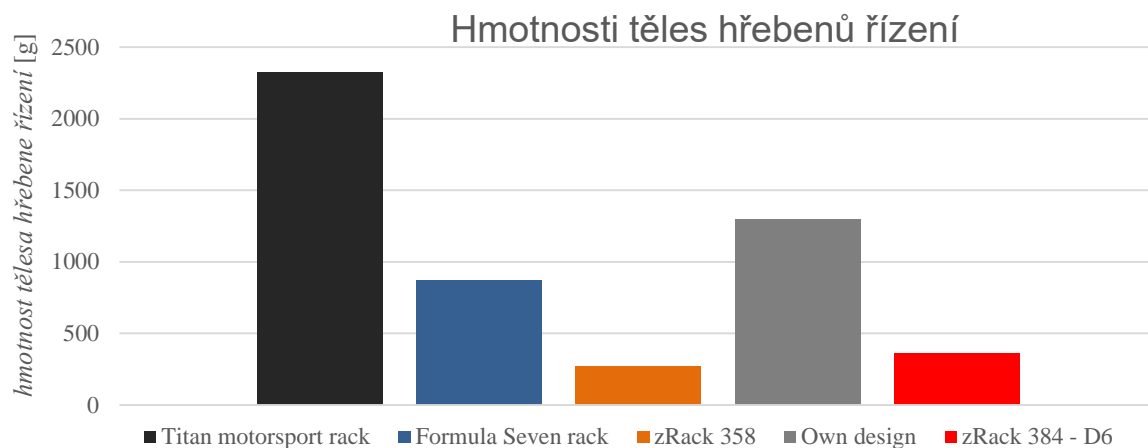
Velkou výhodou je možnost volby posuvu a úhlového rozpětí hřebene přímo pro naši aplikaci ve voze Formula Student. Nevýhodou je naopak nízká úspora hmotnosti oproti ostatním možnostem.

4.4 VÝBĚR

Rozhodl jsem, že pro nový monopost použiji hřeben řízení od společnosti FSAEparts.com. Hlavním důvodem byla velké úspora váhy oproti ostatním výše zmíněným možnostem a možnost výroby přesné žádané délky hřebene po dodání polotovaru pro výrobu. Přesně daná námi zvolená kinematická délka 384 mm je pro nás důležitá z důvodu kinematiky celého systému řízení a tím i docílení žádaného diferenčního úhlu mezi koly přední nápravy. Parametry tělesa hřebene řízení jsou uvedeny v příloze I.



Graf 1 Porovnání hmotností jednotlivých těles hřebenů řízení

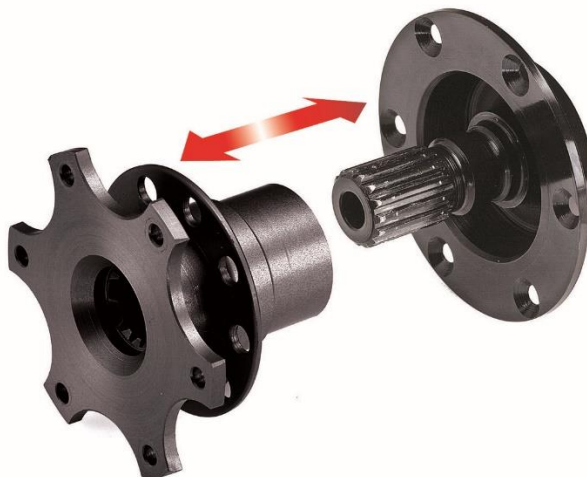


Celková hmotnost kompletního hřebene řízení mRack 358 je navýšena z důvodu výroby námi specifikovaného delšího hřebene a mírnou modifikací na 357 g. I přesto jsme docílili hmotnostní úspory 1968 g oproti dříve používanému tělesu hřebene řízení od společnosti Titan Motorsport.



5 RYCHLOSPOJKA VOLANTU

Z důvodu jen velmi malého kokpitu v současných závodních vozech, musí být ve většině odvětví motorsportu využíváno rychlospojky volantu. Ta umožní řidiči rychlé sejmутí volantu a tím i rychlý výstup z vozidla. Monoposty studentských formulí nejsou výjimkou. Ačkoliv projekt Formula Student není motorsport, hlavní důraz je v první řadě kladen na bezpečnost. Povinností všech týmu tedy je, mít monopost osazen volantem, který je možné v případě nouze rychle odpojit.



Obr. 17 Rychlospojka volantu se šroubovacím nábojem [14]

Pro letošní monopost jsem se rozhodl pro použití rychlospojky, která umožní vodivé spojení volantu skrz hřídel volantu. To umožní po sejmутí volantu jakoukoliv manipulaci s volantem. Ve starších monopostech z dílny TU Brno Racing byl volant vodivě spojen flexibilním kabelem, což umožňovalo jen minimální pohyb s volantem po rychlém sejmnutí. Jako v minulých letech bude spojení drážkované hřídele rychlospojky se sloupkem řízení provedeno svarem.

Zvolena byla rychlospojka od společnosti SPA s průchozím svazkem se dvanáctipinovým konektorem.



Obr. 18 Rychlospojka volantu od společnosti SPA Design [17]



Po mírné modifikaci s cílem úspory hmotnosti bylo ušetřeno 87 g oproti stavu, ve kterém byla rychlospojka dodána. Hmotnostní úspora se týká především ocelové hřídele navařené ke sloupku řízení.



Obr. 19 Rychlospojka implementovaná do sestavy volantu



6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH SYSTÉMU ŘÍZENÍ

Díky víceletým zkušenostem s konceptem kuželového soukolí uloženého v domku řízení, jsem se rozhodl opět využít tento koncept, ačkoliv s vědomím mírného navýšení hmotnosti v řádech desítek gramů oproti konceptu s Kardanovými klouby. Velkou výhodou je, že z minulých monopostů již vím, jak se daný systém dá vylepšit a kde naopak funguje dobře.

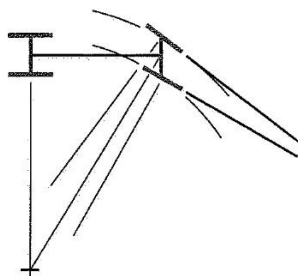
Finance, dostupnost výrobních technologií a pravidla Formule Student jsou hlavní omezení, se kterými musím počítat při konstrukčním návrhu celého systému řízení. Také беру na vědomí, že pokud chci, aby závodní auto bylo úspěšné, je nezbytné pracovat na absolutních hranicích těchto omezení.

Zásady pro tvorbu konstrukčních návrhů závodních automobilů jsou obecně popsány např. v literatuře [9]. Odtud pro návrh systému řízení plyne:

Je důležité stanovit si úkoly návrhu, což zahrnuje věci:

- výkonnost – na začátku je nezbytné, určit si cíle, ačkoliv mohou být v průběhu návrhu modifikovány (např. hodnoty zrychlení ve všech směrech, hmotnost závodního vozidla atd.). Tyto hodnoty je možné zjistit výpočty nebo převzít z předešlých návrhů podobné koncepce.
- ovládání – návrh závodního vozu musí být dostatečně kvalitní, aby umožnil řidiči využít výkonnost vozu. Jedná se především o tuhost a spolehlivost systému řízení, tuhost podvozku a aerodynamice vozu.
- struktura – pevnost komponentů je třeba navrhovat s ohledem na maximální boční síly, brzdné síly, síly od aerodynamického paketu atd., které působí na vozidlo. Je vhodné využít počítačových simulací MKP (metoda konečných prvků)
- ergonomie řidiče a bezpečnost – dobrý výhled z vozu, správná poloha volantu, adekvátní velikost kokpitu a pohodlná sedačka jsou parametry, které také ovlivňují výkonnost řidiče.
- pneumatiky – pneumatiky na závodním vozidle plní téměř stejnou funkci jako křídla u letadla. Celý návrh závodního vozidla je o maximalizování využití pneumatik. Pneumatiky také ovlivňují síly, které systém řízení bude přenášet

Návrh kinematiky řízení byl proveden mým kolegou, se kterým jsem spolupracoval. Cílem bylo přizpůsobit kinematiku řízení novým pneumatikám Continental C16. Pro monopost D6 je využito Anti Ackermannovy³ geometrie řízení.



Obr. 20 Anti Ackermannova geometrie řízení [9]

³ Převertáčená Ackermannova geometrie řízení – vnější kolo je při zatočení natočeno více než vnitřní



6.1 POČÍTAČOVÉ SIMULACE

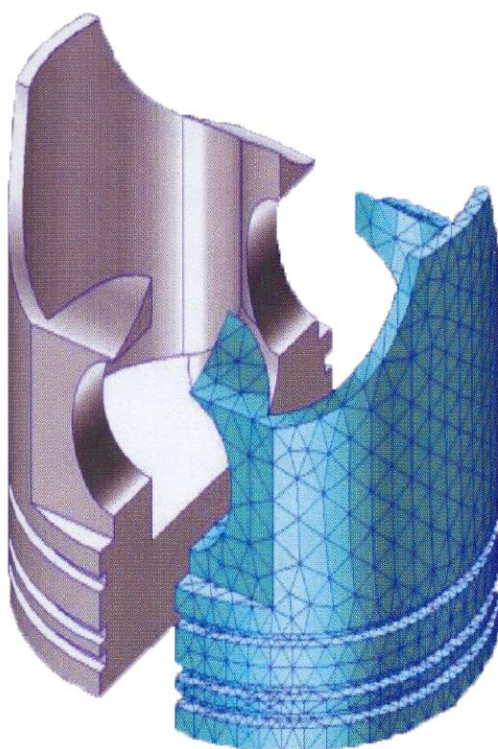
Pro optimalizaci návrhů komponent systému řízení jsem využil počítačových simulací.

Pomocí počítačových simulací je uživateli umožněno řešit velmi náročné komplexní úlohy či systémy, které jsou obtížně řešitelné nebo vůbec neřešitelné analytickými metodami. Pomocí simulací lze důkladně prověřit různé varianty řešení a tím minimalizovat rizika chybného návrhu. Mezi nevýhody počítačové simulace patří vysoké nároky na tvorbu počítačového modelu a možnost chybné interpretace výsledků při nedostatečné kvalifikaci [11].

6.1.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda pro řešení technických úloh. Jak zdůrazňuje název metody, základním stavebním kamenem je prvek se skutečnými rozměry.

MKP vyžaduje nahrazení daného modelu konečným počtem prvků. Pro každý typ prvku je kromě rozměrů a tvaru charakteristický počet a poloha uzlů. Uzly sítě jsou body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení, z kterých můžeme dále dopočítat napětí atd.). Hustota a topologie prvků sítě zásadně ovlivňuje kvalitu výsledků a potřebnou kapacitu pro řešení. Z toho plyne, že faktickým omezením je pouze kapacita dostupného hardwaru a časové nároky na výpočet. [12]



Obr. 21 Nahrazení CAD modelu konečným počtem prvků [12]



6.1.2 PROGRAM ANSYS WORKBENCH

Z důvodu spolupráce týmu studentské formule se společností SVS FEM, která zajišťuje distribuci a díky zjištění, že program ANSYS je velmi rozšířený i v praxi, jsem se rozhodl využít daný software pro strukturální analýzu vybraných komponent systému řízení pro letošní monopost D6.

ANSYS je nelineární, multifyzikální programový celek umožňující strukturální, termodynamickou, akustickou analýzu, analýzu proudění, atd. Veškeré analýzy lze jednak provádět jednotlivě, ale lze je také vzájemně propojovat a kombinovat. ANSYS patří od počátku své existence ke špičkovým inženýrským systémům využívající metodu konečných prvků. [13]

6.2 ULOŽENÍ HŘEBENE ŘÍZENÍ

Cílem je navrhnout uložení tělesa hřebene řízení, které bude dostatečně tuhé a obstojí při veškerých jízdách stavech. Nedostatečná tuhost uložení tělesa hřebene by způsobovala změnu kinematických parametrů systému řízení, což je nežádané. Pro vhodné navržení držáků hřebene řízení bylo nutné stanovení a určení působících sil.

6.2.1 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA HŘEBEN ŘÍZENÍ

Velikost sil, které vstupující do systému řízení stykem kol s vozovkou v jednotlivých jízdách stavech, záleží na navržené kinematice celého podvozku závodního vozu.

Pro každou změnu směru vozidla jak v bočním tak i podélném směru musí být pneumatika schopna přenést potřebnou sílu, která závisí na zatížení a vlastnostech pneumatiky. Daná síla působící v bodě styku kola s vozovkou vytváří moment síly kolem rejdové osy předního kola. Moment síly kolem rejdové osy je pomocí spojovacích tyčí přenesen do hřebene řízení. Posuvný pohyb spojovacích tyčí a hřebene řízení je pomocí hřebenového ozubení a spoluzabírajícího pastorku převáděn na rotační pohyb sloupku řízení. Tento rotační pohyb je ještě ovlivněn kuželovým soukolím v domku řízení, kde dochází ke změně parametrů rotačního pohybu a smyslu otáčení.

Z důvodu bezpečnosti musí být celý systém řízení dostatečně tuhý, což řidiči také přinese větší cit pro chování vozidla. V prvním kroku bylo stanoveno silové působení na systém řízení při maximálních hodnotách bočního přetížení, které taktéž vede k maximálnímu zatížení systému řízení. Výpočtem bylo ověřeno, že síly přenášené do systému řízení při průjezdu zatáčkou s maximálním bočním přetížení převyšují síly při maximálním podélném přetížení při brzděném stavu.



Silové působení na systém řízení při maximálních hodnotách bočního zrychlení

Při výpočtu je uvažován průjezd vozidla levotočivou zatáčkou, v ustáleném stavu, rychlostí 80 km/h, při kterém je dosaženo bočního zrychlení rovného trojnásobku tíhového zrychlení. Přitom je použito několika zjednodušení:

- odklony kol přední nápravy jsou nulové
- kola přední nápravy jsou při průjezdu zatáčkou uvažována v přímém směru
- rozbíhavost kol přední nápravy je nulová
- load transfer⁴ neodpružených hmot není započítán
- příklon rejdové osy je konzervativněji považován za nulový

Pro jízdu zatáčkou jsou uvažovány parametry navrhovaného monopostu:

hmotnost vozu s řidičem $m = 246 \text{ kg}$,

Výška těžiště $h = 0,261 \text{ m}$

Rozložení hmotnosti vozu
(na přední nápravu) $\rho_m = 0,49$

Rozchod přední nápravy $t_f = 1,210 \text{ m}$

Klopná tuhost přední nápravy $K_f = 266,8 \frac{\text{Nm}}{\circ}$

Klopná tuhost zadní nápravy $K_r = 278,2 \frac{\text{Nm}}{\circ}$

Pro zrychlení ve směru y (boční zrychlení) platí:

$$a_y = 3g = 3 \cdot 9,81 = 29,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (1)$$

Kde:

a_y [m·s⁻²] boční zrychlení monopostu
 g [m·s⁻²] zrychlení tíhového pole Země

Pro výpočet sil v bočním směru, které je pneumatika schopna přenést, je nutné zjistit zatížení jednotlivých pneumatik při průjezdu zatáčkou.

Zatížení jednotlivých pneumatik je ovlivněno především:

- hmotností vozidla
- load transferem v příčném a podélném směru při průjezdu zatáčkou
- přítlakem na vozovku způsobeným aerodynamikou vozidla

Jelikož je průjezd zatáčkou uvažován v ustáleném stavu, hodnota podélného zrychlení se rovná nule. Load transfer v podélném směru je tedy taktéž nulový. Výpočet load transferu v příčném směru a výsledné zatížení pneumatiky je uvedeno v literatuře [15].

⁴ Přenos hmoty



Odtud pro klopný moment a zatížení pneumatik plyne:

$$M_{roll} = a_y m h = 29,43 \cdot 246 \cdot 0,261 = 1\,889,6 \text{ Nm} \quad (2)$$

Kde:

M_{roll} [Nm] klopný moment

$$\theta_{roll} = \frac{M_{roll}}{K_f + K_r} = \frac{1889,6}{266,8 + 278,2} = 3,467^\circ \quad (3)$$

Kde:

θ_{roll} [°] klopení

Působení sil způsobených aerodynamickým paketem vozidla při dané rychlosti bylo určeno pomocí CFD simulací, které provedli mí kolegové pro model monopostu při rychlosti 80 km/hod. Ze simulací bylo zjištěno:

Celkový přítlak vozu $F_{zA} = 840 \text{ N}$

Rozložení přítláčné síly
(na přední nápravu) $\rho_A = 0,55$

Dále jsem schopen dopočítat zatížení jednotlivých kol:

$$F_{zr} = 0,5\rho_m mg + \frac{\theta_{roll}K_f}{t_f} + 0,5\rho_A F_{zA} = 1\,586,7 \text{ N} \quad (4)$$

Kde:

F_{zr} [N] zatížení pravého předního kola

$$F_{zl} = 0,5\rho_m mg - \frac{\theta_{roll}K_f}{t_f} + 0,5\rho_A F_{zA} = 57,8 \text{ N} \quad (5)$$

Kde:

F_{zl} [N] zatížení levého předního kola

Z dat námi využívaných pneumatik Continental C16 aproximací získám hodnotu maximálních bočních sil (ve směru osy y) F_y , které jsou pneumatiky při průjezdu zatáčkou schopny přenést při zatíženích F_{zr} respektive F_{zl} .

Přední pravé kolo $F_{yr} = 3\,880 \text{ N}$

Přední levé kolo $F_{yl} = 190 \text{ N}$

Hodnota závleku pneumatiky závisí na vratném momentu a boční síle, kterou pneumatika přenáší. Vratný moment je funkcí zatížení pneumatiky a úhlu směrové úchyly φ .



Pro závlek pneumatiky obecně podle [9] platí:

$$Pt = \frac{M_z}{F_y} \quad (6)$$

Kde:

Pt [m] závlek pneumatiky

M_z [Nm] vratný moment pneumatiky

Po zjištění a zaznamenání hodnot úhlů směrové úchylky kol φ v bodě, kdy pneumatika generuje maximální boční sílu F_y , je možné pomocí grafu závislosti vratného momentu na směrových úchylkách kol aproximací zjistit vratný moment pneumatiky při průjezdu zatáčkou. Závlek pneumatiky je tedy také určen pomocí rovnice (6). Pro jednotlivá kola pak platí:

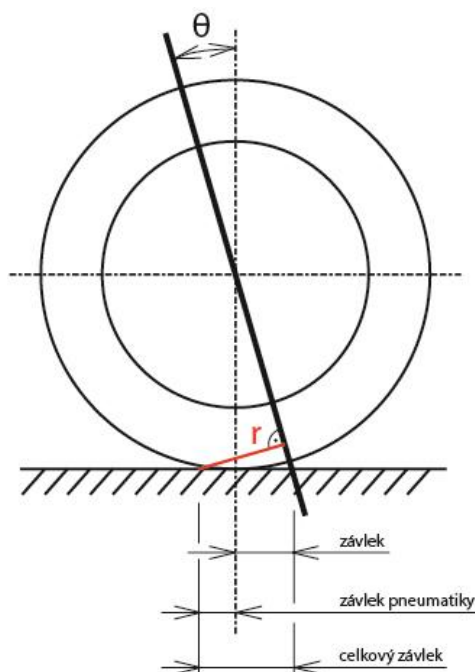
Tab. 5 Parametry pneumatik při průjezdu zatáčkou

	M _z [N·m]	F _y [N]	φ [°]	Pt [mm]
Přední pravá pneumatika (FR)	6,6	3 880	8	1,7
Přední levá pneumatika (FL)	1,5	190	8	7,9

Pro definování momentu k rejdové ose, který daná síla vytvoří, je třeba znát kinematické parametry přední nápravy:

Záklon rejdové osy $\theta = 10,1^\circ$

Závlek $z_m = 11,02$ mm



Obr. 22 Parametry přední nápravy



Výpočet síly od pravého kola

Pro celkový závlek platí:

$$z_c = z_m + p_t = 11,02 + 1,70 = 12,72 \text{ mm} \quad (7)$$

Kde:

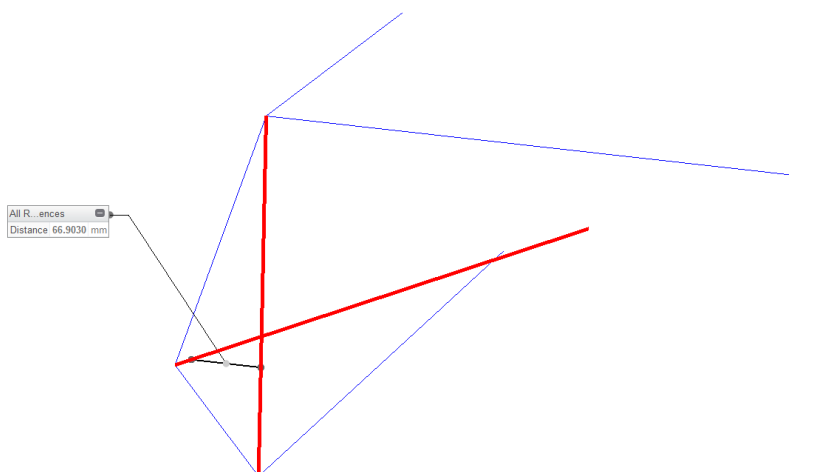
z_c [mm] celkový závlek

Z goniometrických funkcí lze určit kolmou vzdálenost r (vyobrazenou na obr. 21) bodu styku kola s vozovkou a rejdové osy, na které boční síla vytváří moment kolem rejdové osy:

$$r = z_c \sin(90^\circ - \theta) = 12,52 \text{ mm} \quad (8)$$

Pro zjednodušení nebyl uvažován příklon rejdové osy, který má na letošním monopostu hodnotu $11,01^\circ$. Tímto docílím konzervativnějšího řešení.

Kolmá vzdálenost spojovací tyče řízení a rejdové osy byla zjištěna v 3D modelu monopostu.



Obr. 23 Kolmá vzdálenost spojovací tyče řízení a rejdové osy

Kolmá vzdálenost $r_{rod} = 66,90 \text{ mm}$

Z momentové rovnováhy kolem rejdové osy je možné zjistit sílu ve spojovací tyči řízení:

$$F_{rod} = \frac{F_y r}{r_{rod}} = \frac{3880 \cdot 12,52 \cdot 10^{-3}}{66,90 \cdot 10^{-3}} = 726,1 \text{ N} \quad (9)$$

Kde:

$F_{tyč}$ [N] síla ve spojovací tyči řízení

Síla v tyči řízení je rozložena na jednotlivé složky pomocí goniometrických funkcí a úhlů, které svírá osa hřebene se spojovací tyčí. Pro jednotlivé složky sil vstupující do hřebenu řízení od pravého kola platí:



$$F_{xR} = F_{rod} \sin(7,115^\circ) = 726,1 \cdot \sin(7,115^\circ) = 89,9 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{yR} = F_{rod} \cos(7,115^\circ) = 726,1 \cdot \cos(7,115^\circ) = 720,2 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{zR} = F_{rod} \sin(1,321^\circ) = 726,1 \cdot \sin(1,321^\circ) = 16,7 \text{ N} \quad (12)$$

Stejným principem je možné dopočítat sílové působení od levého kola, kde složky sil po provedení výpočtu dosahují hodnot:

$$F_{xL} = 6,7 \text{ N}$$

$$F_{yL} = 53,3 \text{ N}$$

$$F_{zL} = 1,2 \text{ N}$$

Ze složek sil ve směru y lze vyčíslit kroutící moment vycházející z tělesa hřebene řízení:

$$M_{rack} = (F_{yR} + F_{yL})R_{rack} = (720,2 + 53,3) \cdot 13,6 \cdot 10^{-3} = 10,7 \text{ Nm} \quad (13)$$

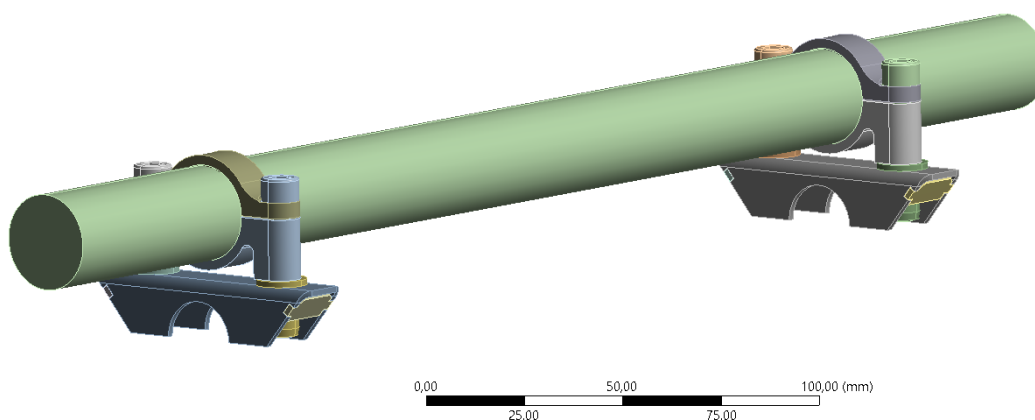
Kde:

R_{rack} [mm] poloměr roztečné kružnice pastorku převodky

6.2.2 SIMULACE NAMÁHÁNÍ DRŽÁKŮ HŘEBENE ŘÍZENÍ

Simulaci zatížení je provedena pro zátěžný stav simulující průjezd monopostu zatáčkou uvedený v kapitole 6.2.1.

Celé tělo hřebene řízení je nahrazeno jedním válcem s osazeními pro držáky hřebene. Jak držáky hřebene, tak i držáky hřebene k rámu byly vytvořeny a spolu s náhradou hřebene importovány ve formátu STEP z CAD modeláře Creo Parametric 3.0 do programu ANSYS.



Obr. 24 Importovaný STEP model hřebene v programu ANSYS Workbench

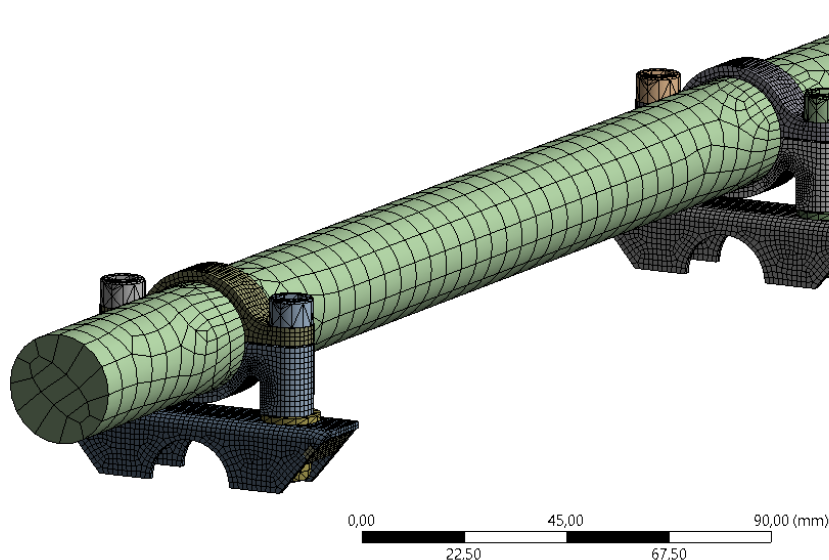


Vytvoření simulačního modelu

Část držáku hřebene z ohýbaných plechů byla spojena s žebry vazbou bonded. Do této části byly také pomocí vazby bonded umístěny nýtovací matice pro uchycení hřebene. Mezi samotnými objímkami, které obepínají těleso hřebene, byl vložen kontakt se třením s koeficientem tření 0,2. Mezi stěnami průchozí díry a šroubem v objímkách byl zvolen kontakt bez tření.

Pro náhradu hřebene a pro část držáků, které budou přivařeny k rámu, byly nastaveny materiálové vlastnosti ocelového materiálu. Objímky jsou vyrobeny z vysokopevnostní hliníkové slitiny EN AW 7075-T6, proto pro ně byly použity parametry hliníkového materiálu.

Síť prvků na držácích a objímkách byla vytvořena pomocí hexaedrů o velikosti elementu 1,2 mm. Pro šrouby, nýtovací matice a náhradu hřebene bylo ponecháno automatické síťování ve formě tetraedrů. V kritických místech byla síť zjemněna na velikost elementu 0,5 mm. Celkový počet elementů modelu je 240 373.



Obr. 25 Vytvořená síť

Zadání okrajových podmínek pro zátěžný stav - průjezdu zatáčkou

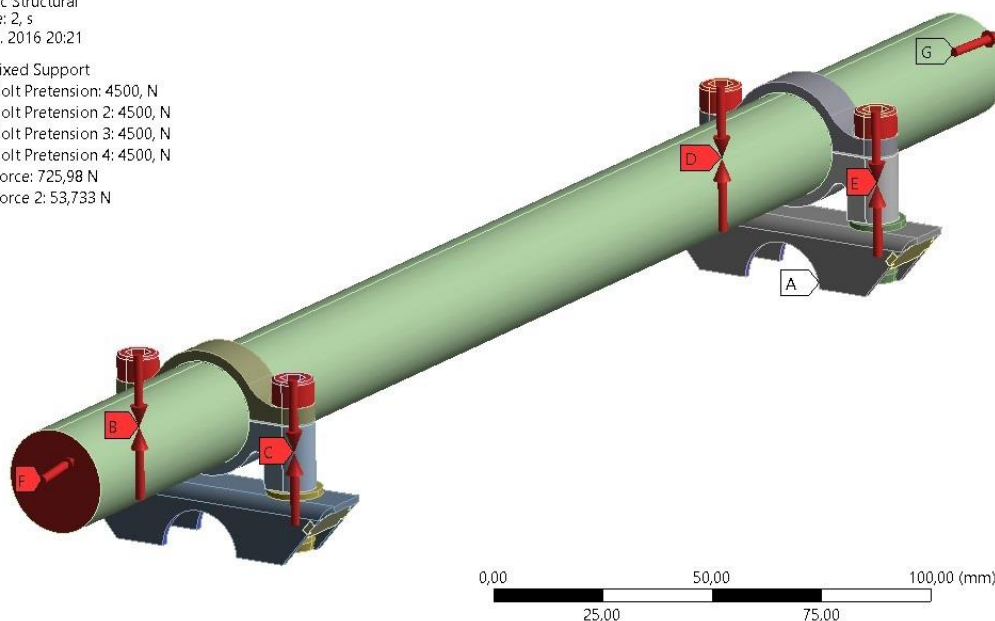
Výpočet jednotlivých složek sil vstupujících do tělesa hřebene řízení je uveden v kapitole 6.3.1. Na plochách, kde budou držáky hřebene přivařeny k rámu, byla umístěna vazba vetknutí (fixed support). Zatížení bylo rozděleno na dva kroky. V prvním kroku došlo k předepnutí šroubů na hodnotu 4500 N, poté začíná působit silové zatížení.



A: Corning 3G

Static Structural
Time: 2, s
19. 5. 2016 20:21

- A** Fixed Support
- B** Bolt Pretension: 4500, N
- C** Bolt Pretension 2: 4500, N
- D** Bolt Pretension 3: 4500, N
- E** Bolt Pretension 4: 4500, N
- F** Force: 725,98 N
- G** Force 2: 53,733 N



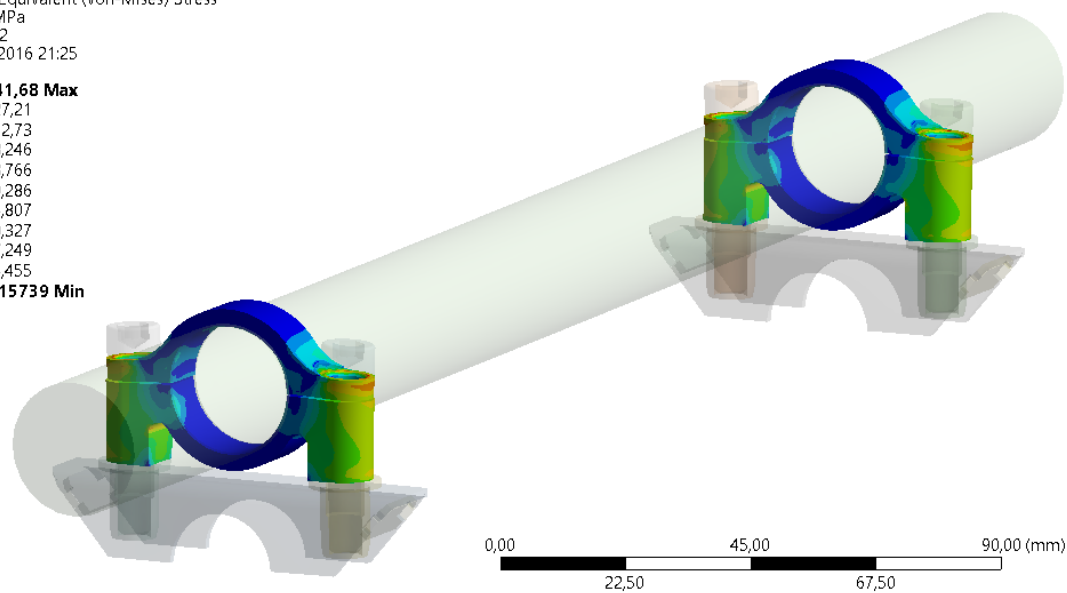
Obr. 26 Okrajové podmínky pro zátěžný stav - průjezd zatáčkou

Výsledky zatížení pro zátěžný stav – průjezd zatáčkou

A: Static Structural

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2
19. 5. 2016 21:25

- 141,68 Max**
- 127,21
- 112,73
- 98,246
- 83,766
- 69,286
- 54,807
- 40,327
- 27,249
- 14,455
- 0,15739 Min**

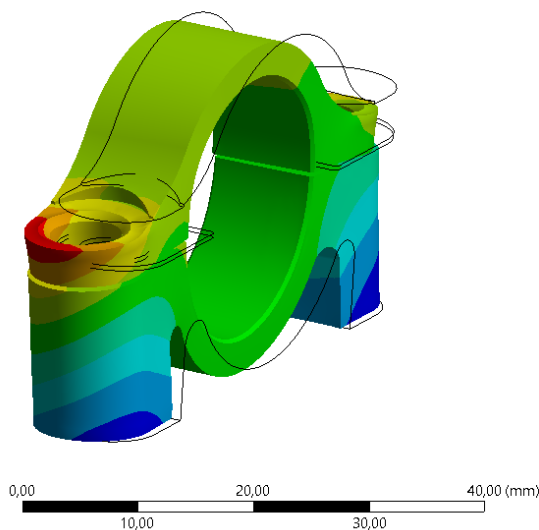


Obr. 27 Redukované napětí při zátěžném stavu - průjezd zatáčkou



A: Cornering 3G
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 19. 5. 2016 23:44

0,042641 Max
 0,038218
 0,033795
 0,029372
 0,024949
 0,020526
 0,016104
 0,011681
 0,0072578
 0,0028349 Min



Obr. 28 Celková deformace strany více zatížených objímek
 (černé obrysy zobrazují nedeformovaný tvar objímek)

Pro vyhodnocení jsem využil redukovaného napětí dle podmínky HMM. Maximální hodnoty redukovaného napětí tj. 142 MPa bylo dosaženo na ostrých hranách, kde nemůžeme objektivně vyhodnocovat dané napětí. Maximální hodnotou, která nebyla dosažena na hranách, byla hodnota 126 MPa. Držáky budou vyrobeny z hliníkové slitiny, jejíž mez kluzu je 450 MPa. Podle teorie požívané A.C.B. Chapmanem se v prvcích zavěšení závodního vozu při přejezdu nerovností mohou vyskytnout vertikální zatížení rovnající se až trojnásobku statické hodnoty. Tato vertikální zatížení nebudou nikdy přenesena do systému řízení v plné míře. Jelikož ale kombinace podélného zatížení při brždění s přejezdem nerovností na trati vede k navýšení zatížení, lze hodnotu redukovaného napětí 126 MPa při průjezdu zatáčkou ustáleným stavem považovat za přijatelnou a další úběr materiálu za cílem úspory hmotnosti již není vhodný. Celkovou deformaci, která nedosahuje ani řádů desetin milimetrů, lze také považovat za uspokojivou.



Obr. 29 Uložení hřebene řízení monopostu Dragon 6



6.3 KUŽELOVÉ OZUBENÉ SOUKOLÍ

Kuželová soukolí umožňuje přenos rotačního pohybu mezi různoběžnými hřídeli. Toho je využito pro přenos rotačního pohybu z hřebene na volant při zachování dobré ergonomie pro řidiče.

V ozubeném soukolí dochází ke změně smyslu otáčení, proto musí být správně zvolena i vzájemná poloha zabírajícího ozubeného kola a hřebene.

6.3.1 KUŽELOVÝ PŘEVOD

Cílem použití kuželového soukolí je při daném úhlovém rozsahu hřebene docílit na volantu úhlového rozsahu žádané hodnoty 225° . Hodnota 225° byla zvolena jako optimální po zkušenostech z předchozích vozů. Úhlový rozsah na volantu předchozího modelu Dragon 5 (dále D5) bylo 275° . Velikost kokpitu vozů Formula student je obecně malá, proto je snížení úhlového rozsahu na volantu výhodou. O to větší důraz bude kladen na řidiče, protože snížením úhlového rozsahu bude potřeba preciznějšího vstupu z volantu.

Podle [16] pro převodový poměr ozubeného soukolí platí:

$$i = \frac{z_2}{z_3} = \frac{\phi_3}{\phi_2} \quad [-] \quad (14)$$

Kde:

i	[-]	převodový poměr
z_3	[-]	počet zubů výstupního kola
z_2	[-]	počet zubů vstupního kola
ϕ_3	[°]	úhel natočení volantu
ϕ_2	[°]	úhel natočení pastorku hřebenové převodky řízení

Úhlový rozsah hřebene řízení mRack	$209,8^\circ$	
Zvolený úhlový rozsah volantu	225°	
Pro převodový poměr ideálně platí	$i_t = \frac{225^\circ}{209,8^\circ} = 1,072$	(15)

Z hlediska úspory hmotnosti byl zvolen nejmenší možný počet zubů tak, aby se výsledný převodový poměr blížil ideálnímu. Tímto byl zvolen převod kuželovým soukolím kde:

Počet zubu výstupního kola	$z_3 = 16$	
Počet zubu vstupního kola	$z_2 = 17$	
Skutečný převodový poměr	$i_r = \frac{z_3}{z_2} = \frac{17}{16} = 1,063$	(16)



Výsledný úhlový rozsah při zvoleném počtu zubů ozubených kol je:

$$\phi_3 = i_r \phi_2 = \frac{z_3}{z_2} \phi_2 = \frac{17}{16} \cdot 209,8^\circ = 222,9^\circ \quad (17)$$

Velmi nepravidelné a střídavé rázy byly důvodem vzniku vůle v drážkovaném spojení ozubených kol s hřídelemi v průběhu sezóny u monopostu Dragon 5. Proto jsem se z důvodu snahy o snížení vůlí v celém systému řízení rozhodl využít jemného drážkování v kombinaci se svěrným spojem pro spojení ozubených kol s hřídelemi.

Ozubené kolo bylo naříznuto 1,6 mm širokou drážkou v místě objímky, která je utažena šroubem s maticí. Tímto se docílí vymezení vůle v drážkování.



Obr. 30 Ozubená kola s vnitřním jemným drážkování v kombinaci se svěrným spojem (za vstupní ozubené kolo je považováno kolo umístěné na hřídeli směřující z hřebene)

Pro spojení výstupního ozubeného kola s hřídelí bylo použito jemné drážkování 60 ČSN 01 4933 o délce 25 mm. Délka byla zvolena kvůli konstrukci ozubeného kola, aby mohlo být využito stáhnutí kola pro vymezení vůle. Orientační kontrola tlaku na bocích drážek bez předpětí šroubového spoje je uvedena v příloze II.

Ze zkušenosti z minulých let, kdy se ověřila spolehlivost a únosnost kuželového ozubeného soukolí s vnějším čelním modulem 1,75 mm, jsem opět využil stejného modulu.

Pro ozubené kolo platí:

Vnější čelní modul $m_{et} = 1,75 \text{ mm}$

Úhel záběru $\alpha' = 20^\circ$

Úhel os soukolí $\Sigma = 64^\circ$

Šířka ozubení $b = 8 \text{ mm}$



Z literatury [16] dále pro ozubená kola platí:

$$\begin{array}{l} \text{Vnější roztečný průměr} \\ \text{vstupního kola} \end{array} \quad d_{e2} = z_3 m_{et} = 17 \cdot 1,75 = 30 \text{ mm} \quad (18)$$

$$\begin{array}{l} \text{Vnější roztečný průměr} \\ \text{výstupního kola} \end{array} \quad d_{e3} = z_3 m_{et} = 16 \cdot 1,75 = 28 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\begin{array}{l} \text{Úhel roztečného kužele} \\ \text{výstupního kola} \end{array} \quad \delta_3 = \frac{\sin(\Sigma)}{i_r + \cos(\Sigma)} = \frac{\sin(64^\circ)}{1,063 + \cos(64^\circ)} = 34,31^\circ \quad (20)$$

$$\begin{array}{l} \text{Úhel roztečného kužele} \\ \text{vstupního kola} \end{array} \quad \delta_2 = \Sigma - \delta_3 = 64^\circ - 34,31^\circ = 29,69^\circ \quad (21)$$

$$\begin{array}{l} \text{Střední roztečný průměr} \\ \text{vstupního kola} \end{array} \quad d_{m2} = d_{e2} - b \sin(\delta_2) = 30 - 8 \cdot \sin(29,69^\circ) = 25,79 \text{ mm} \quad (22)$$

$$\begin{array}{l} \text{Střední roztečný průměr} \\ \text{výstupního kola} \end{array} \quad d_{m3} = d_{e3} - b \sin(\delta_3) = 28 - 8 \cdot \sin(34,31^\circ) = 23,49 \text{ mm} \quad (23)$$

Pro silové poměry na výstupním ozubeném kole platí:

$$\begin{array}{l} \text{Tečná síla} \end{array} \quad F_t = \frac{M_{rack}}{\frac{d_{m2}}{2}} = \frac{10,7}{\frac{25,79 \cdot 10^{-3}}{2}} = 829,9 \text{ N} \quad (24)$$

$$\begin{array}{l} \text{Radiální síla} \end{array} \quad F_{r3} = F_t \tan(\alpha') \cos(\delta_3) = 829,9 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \cos(34,31^\circ) = 249,5 \text{ N} \quad (25)$$

$$\begin{array}{l} \text{Axiální síla} \end{array} \quad F_{a3} = F_t \tan(\alpha') \sin(\delta_3) = 829,9 \cdot \tan(20^\circ) \cdot \sin(34,31^\circ) = 170,3 \text{ N} \quad (26)$$

Výpočet maximálního kroučícího momentu na volantu

Po zjištění parametrů ozubených kol je již možné získat potřebný moment na hřídeli volantu, který musí řidič vyvinout při průjezdu zatáčkou uvažovanou v kapitole 6.2.1. Z převodky řízení je kroučící moment přenášen přes kuželové ozubené soukolí až na volant. Moment, který je řidič nucen vyvinout na volantu, aby monopost udržel v zatáčce, je poté roven:

$$M_{sw} = \frac{M_{rack}}{\frac{d_{m3}}{2}} \cdot \frac{d_{m2}}{2} = 9,75 \text{ Nm} \quad (27)$$

Potřebný vynaložený moment na volantu určuje, jak moc namáhavé bude pro řidiče ovládání daného vozidla. Snížením hodnoty závleku přední nápravy se podařilo na monopostu D6 snížit maximální moment potřebný na volantu téměř o 15 Nm oproti předchozímu modelu Dragon 5 (D5).

6.3.2 NÁVRH HŘÍDELE NESOUCÍ VÝSTUPNÍ OZUBENÉ KOLO

Síly zatěžují hřídel, která nese výstupní ozubené kolo, jsou vyčísleny v kapitole 6.3.1. Jelikož je výstupní ozubené kolo uloženo na volném konci hřídele, je zde možné předpokládat



kritické místo a hřídel proto byla podrobena výpočtové simulaci. V ní se ověřovalo, zda volný konec hřídele při zatížení dosáhne takové hodnoty průhybu, který by umožnil vznik vůle v soukolí nebo dokonce přeskočení zubů. Jelikož vstupní ozubené kolo není na hřídeli uloženo na volném konci, tato hřídel vykazala jen minimální deformaci při zatížení. Dále je uvedena kontrola pouze kontrolované výstupní hřídele.

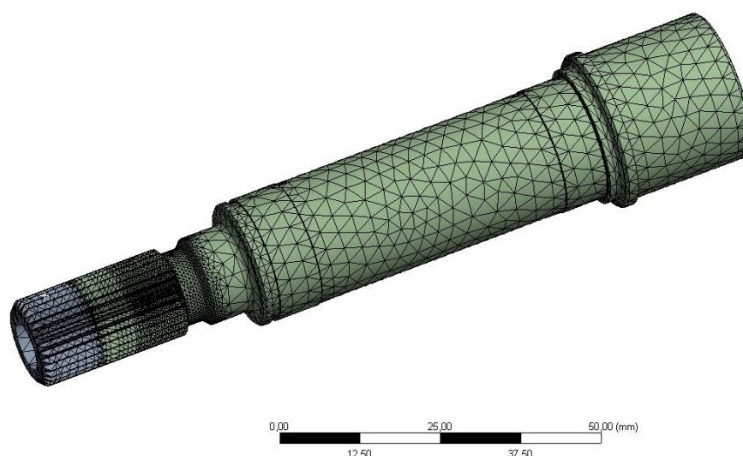
Simulace zatížení hřídele nesoucí výstupní ozubené kolo

Hřídel byla zatížena samostatně bez ozubeného kola. Model hřídele byl vytvořen v modeláři Creo Parametric 3.0 a importován do programu ANSYS Workbench ve formátu STEP.

Vytvoření simulačního modelu

Hřídel je vyrobena z materiálu 25CrMo4, pro simulaci byly tedy zvoleny charakteristiky ocelového materiálu.

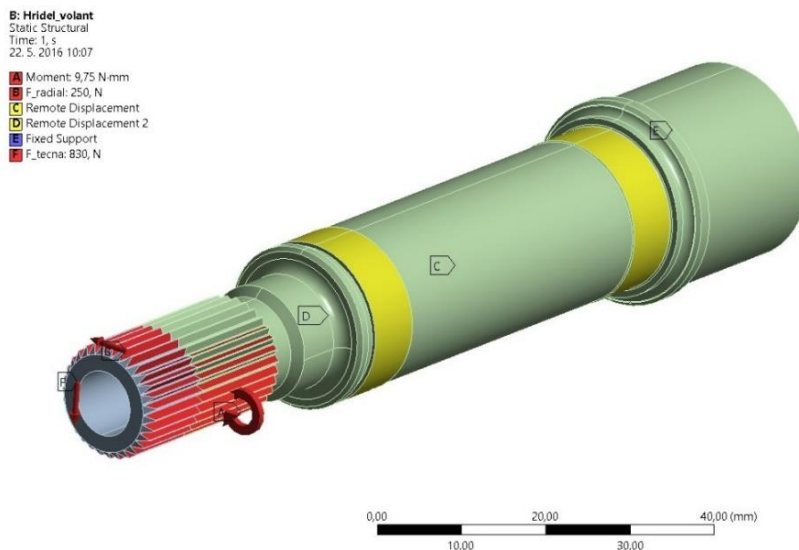
Pro vytvoření sítě bylo využito tetraedrů o velikosti 3 mm. Síť byla zjemněna v místě výběhu drážkování na velikost elementu 0,5 mm.



Obr. 31 Vytvořená síť hřídele

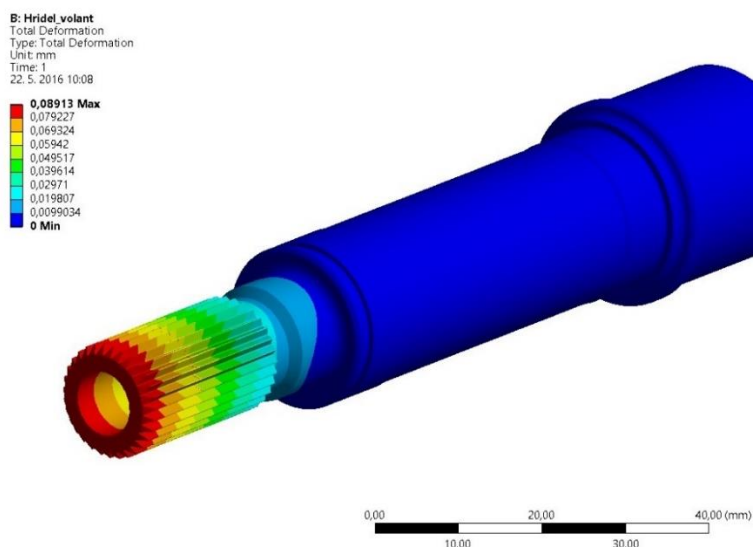
Zadání okrajových podmínek

Nahrazení uložení hřídele v ložiscích bylo provedeno pomocí vazby Remote displacement, kde bylo v místech uložení ložisek provedeno odebrání dvou stupňů volnosti, a to posuvů ve směrech kolmých na osu hřídele. Hřídel byla zatížena v místě drážkování radiální a tečnou silou, která vzniká v kuželovém soukolí. Zatížení bylo rozloženo v drážkování jen na délce 10 mm od okraje hřídele. Nebylo teda použito předpokladu rovnoměrného rozložení tlaku ozubeného kola na hřídel. Hřídel byla také zatížena krouticím momentem vždy na straně zubu drážkování, který je ve styku s ozubeným kolem a přenáší moment.



Obr. 32 Nastavení okrajových podmínek pro hřidel

Výsledky zatížení



Obr. 33 Celková deformace hřídele při zatížení

Pro vyhodnocení je vhodné posouzení deformací hřídele. Maximální deformace se blíží hodnotě 0,1 mm. Hřidel proto považuji za dostatečně tuhý, při jízdě vozidla nebude docházet k výraznému ohybu hřídele a tím i oddálení ozubených kol.

Jak bylo zmíněno, hřidel je vyroben z materiálu 25CrMo4 s mezí kluzu $R_e = 600$ MPa. Hodnoty a grafické znázornění rozložení redukovaného napětí hřídele je uvedeno příloze III. Maximální hodnotou, která nebyla dosažena na hranách, kde vyhodnocení není možné, je hodnota 170 MPa. Při dynamickém namáhání vznikají rázy vyvolávající dynamické síly, které mohou převýšit hodnotu zátěžných statických sil. Při uvažování požadavku na vysokou spolehlivost, kterou musím zaručit pro tento konstrukční prvek, jsem usoudil, že další modifikace s cílem úspory hmotnosti již nejsou vhodné.



6.4 TĚLESO DOMKU ŘÍZENÍ

Kuželové soukolí, které je součástí celého sloupku řízení přenášejícího rotační pohyb z volantu na lineární pohyb hřebene řízení, je uloženo v domku řízení.

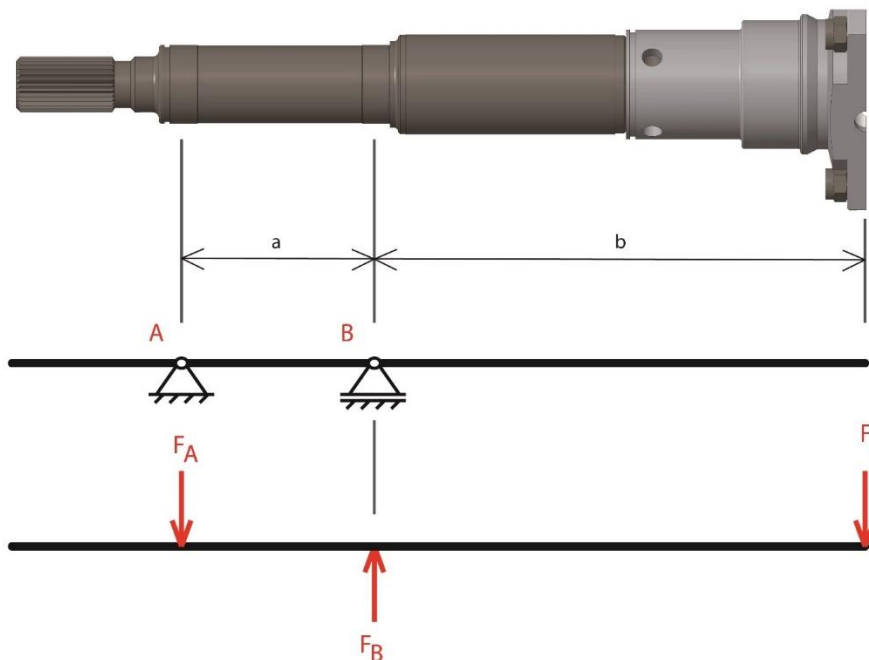
Domek řízení má dvě hlavní funkce:

- Zprostředkovat uložení kuželového ozubeného soukolí
- Zajistit dostatečně tuhé uložení volantu

6.4.1 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA DOMEK ŘÍZENÍ

Systém řízení Formule Student je při závodní jízdě jen velmi málo zatížen radiálními silami. Z vlastních zkušeností ovšem vím, že systém řízení je tou částí vozu, na kterou spolu s brzdami řidič nejvíce spoléhá. Proto by systém řízení měl být schopen, bez jakékoliv známky poškození, přenést radiální sílu o velikosti minimálně 660 N. Jedná se hlavně o radiální zatížení hřídele volantu, která může být zatížena jednorázovou silou např. při nasedání řidiče do vozu. [10]

Simulaci zatížení domku i s jeho držákem radiální silou o velikosti 660 N simulují v programu ANSYS ložiskovým zatížením. Pro zjištění velikosti sil, které budou z hřídele přeneseny do domku, zjednoduší hřídel od volantu se všemi částmi na staticky určitý prut. Na drážkovaném konci hřídele je uložen pastorek ozubeného soukolí.



Obr. 34 Zjednodušení hřídele na staticky určitý prut a následné uvolnění

Vazby A, B znázorňují uložení hřídele v ložiskách, která přenáší sílu do domku řízení. Síla F_r představuje radiální sílu v místě volantu, kterou je kompletní hřídel zatížena.



Zatížení: $F_r = 660 \text{ N}$

$a = 49 \text{ mm}$

Rozměry:

$b = 124 \text{ mm}$

Ze statické rovnováhy prutu plyne:

Pro silovou rovnováhu se směru y: $F_B - F_A - F_r = 0$ (28)

Pro momentovou rovnováhu ve vazbě A: $F_B a - F_r (a + b) = 0$ (29)

$$F_A = \frac{F_r b}{a} = \frac{660 \cdot 124 \cdot 10^{-3}}{49 \cdot 10^{-3}} = 1670,2 \text{ N} \quad (30)$$

Z toho pro velikost reakčních sil:

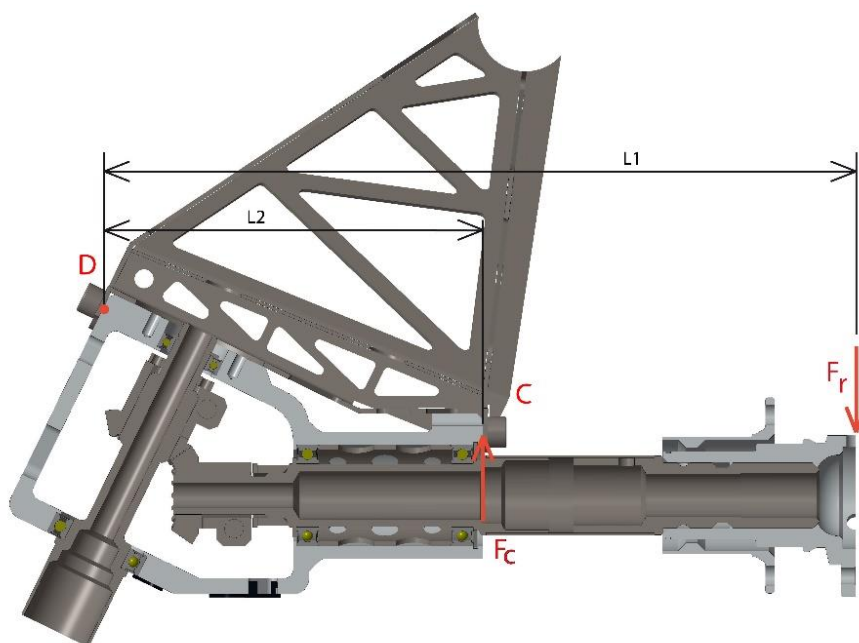
$$F_B = F_A + F_r = 1670,2 + 660 = 2330,2 \text{ N} \quad (31)$$

Dané síly působí na prut pro docílení statické rovnováhy. Na těleso domku ovšem působí reakce těchto sil. Domek řízení je tedy zatížen silami o stejné velikosti, ale s opačným směrem v místě uložení ložisek.

Výpočet předpětí šroubů

Pro výpočet potřebného předpětí je nutné stanovit síly působící na šroubový spoj. Při předpokladu dokonale tuhého držáku, se domek při zatížení otáčí okolo bodu *D*. Proto budou zatíženy především šrouby v místě *C* kolmo k ose šroubu.

Kde:



Obr. 35 Namáhání šroubových spojů



Z momentové rovnováhy k bodu D plyne:

$$F_c = \frac{F_r L_1}{L_2} = \frac{660 \cdot 237,9}{119,9} = 1309,5 \text{ N} \quad (32)$$

Kde: F_c síla namáhající šrouby na stříh [N]
 L_1 kolmá vzdálenost radiální síly od bodu D [mm]
 L_2 kolmá vzdálenost reakční síly od bodu D [mm]

Pro sílu předpětí šroubového spoje zatíženého kolmo k ose podle [16] platí:

$$F_i = \frac{k_n F_c}{f_s i_s} \quad (33)$$

Kde: k_n návrhový součinitel [-]
 f_s součinitel tření na stykových plochách [-]
 i_s počet šroubů [-]

Kvůli výskytu tahové síly ve šroubovém spoji (ačkoliv je v porovnání s radiální silou malá) jsem volil:

Návrhový součinitel $k_n = 2,5$

Vstupní parametry:

Počet šroubů $i_s = 2$

Součinitel tření na stykových plochách
 pro povrch čištěný drátěným kartáčem $f_s = 0,3$

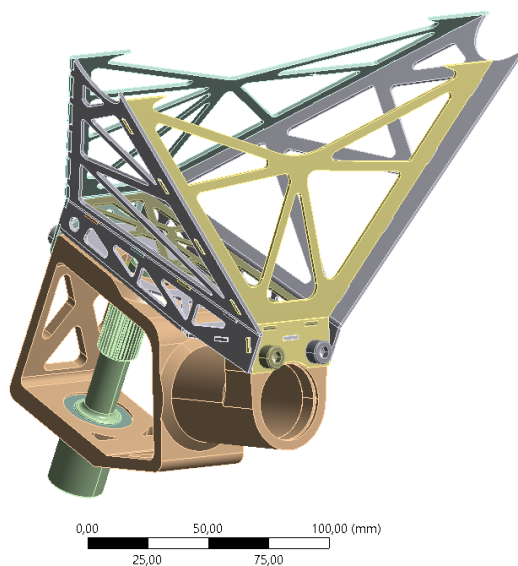
Ze vztahu (14) pro dané hodnoty plyne potřebná síla předpětí:

$$F_i = \frac{k_n F_c}{f_s i_s} = \frac{2,5 \cdot 1309,5}{0,3 \cdot 2} = 5\,456 \text{ N} \quad (33)$$

Stejná hodnota předpětí tj. 5500 N byla zvolena i pro méně namáhanou dvojici šroubů na druhé straně domku.

6.4.2 SIMULACE NAMÁHÁNÍ DOMKU ŘÍZENÍ

Simulaci zatížení byla provedena pro domek řízení i s držákem, který zajistí uchycení domku do rámu monopostu. Hřídel nesoucí vstupní kolo kuželového ozubeného soukolí byla do výpočtu z důvodu ovlivnění celkové tuhosti domku také zahrnuta. Kvůli jen minimálnímu vlivu na celkovou tuhost a velkému navýšení výpočetního času, do simulace nebylo zahrnuto spojení sloupku řízení s hřebenem řízení. Ložiska byla nahrazena plným materiálem, z důvodu zjednodušení a docílení tuhé náhrady. Kompletní geometrický 3D model byl vytvořen v modeláři Creo Parametric 3.0. Importování modelu bylo provedeno převedením vytvořeného modelu do formátu STEP a nahráním do programu ANSYS Workbench.



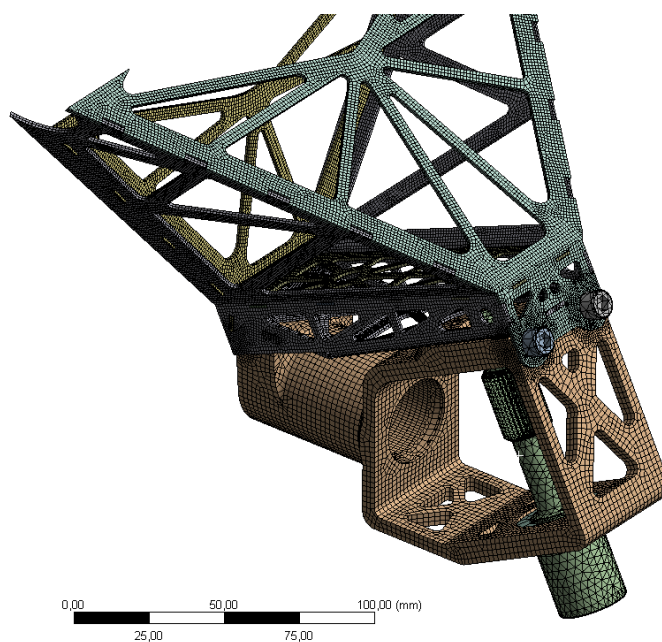
Obr. 36 Importovaný STEP model domku řízení s držákem v programu ANSYS Workbench

Vytvoření simulačního modelu

Jelikož je držák domku složen z několika ocelových plechů o různých tloušťkách spolu svařených, byl zvolen kontakt bonded, v místě svarů, který simuluje lepení (svaření) těles. Třecí kontakt s koeficientem 0,2 byl zvolen na stykové plochy domku s držákem a náhrad ložisek s hřídelí a domkem.

Pro výrobu domku byla vybrána hliníková slitina EN AW 7075-T6, pro domek byly tedy nastaveny materiálové vlastnosti hliníkové slitiny. Pro držák, hřídel i šrouby byly nastaveny parametry ocelového materiálu.

Síť byla tvořena pomocí hexaedrů. Jelikož jsem využil prvků solid, bylo také nutné dodržet podmínku nejméně tří uzlů v každém směru po objemu tělesa při tvorbě sítě. Tato podmínka ovlivnila tvorbu sítě držáku domku, kde jsem velikost elementů nastavil na 1,2 mm. Velikost elementů u tělesa domku byla nastavena na 2 mm. V kritických místech kolem spojení držáku a domku šroubem byla síť zjemněna na velikost elementu 0,7 mm. Síť celé sestavy obsahuje 605 269 prvků.



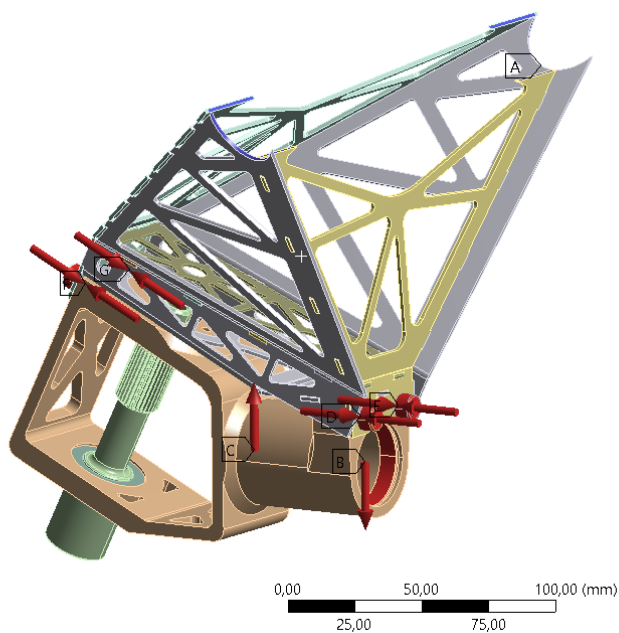
Obr. 37 Vytvořená síť

Zadání okrajových podmínek

Zatížení bylo provedeno ložiskovým zatížením (bearing load), které simuluje rozložení tlaku na válcovou plochu, v místě uložení ložisek. Velikost tohoto zatížení byla vypočítána v části 6.5.1. Spojení držáku s rámem bylo modelováno vetknutím v místech svarů. Do analýzy byly také zahrnuty vypočtené hodnoty předepnutí šroubů. Zatížení bylo rozděleno na dva kroky. V prvním kroku byly šrouby předepnuty, následně bylo aplikováno zatížení od ložiska.

A: Static Structural
 Static Structural
 Time: 2, s
 13. 5. 2016 23:28

- A** Fixed support
- B** F_B: 2330,2 N
- C** F_A: 1670,2 N
- D** Bolt Pretension: 4500, N
- E** Bolt Pretension 2: 4500, N
- F** Bolt Pretension 3: 4500, N
- G** Bolt Pretension 4: 4500, N

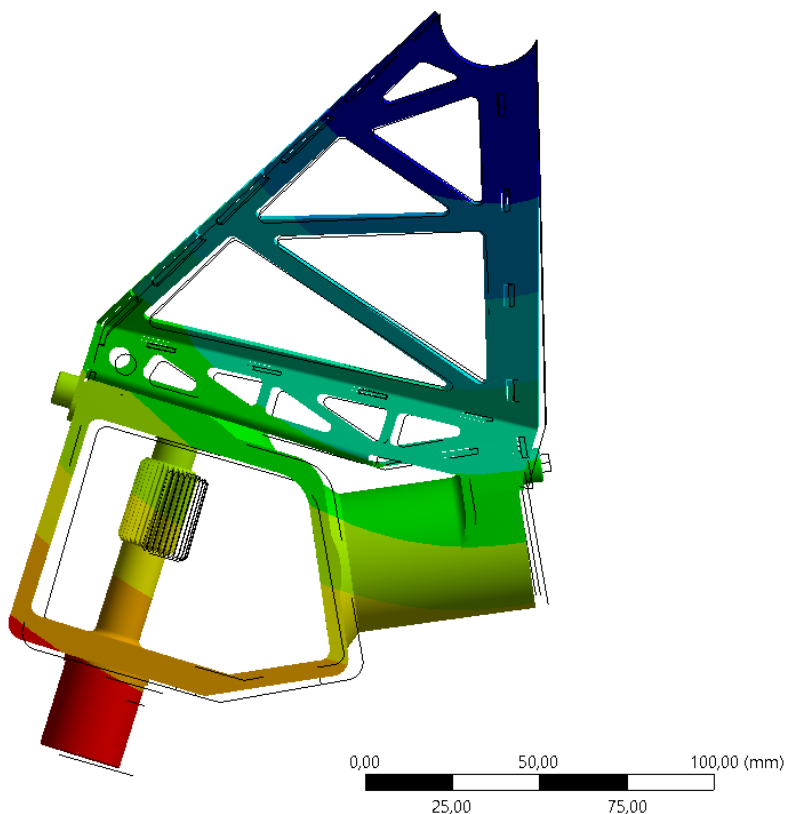
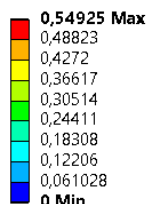


Obr. 38 Zadání okrajové podmínky



Výsledky zatížení

A: Vertical load
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 20. 5. 2016 10:40

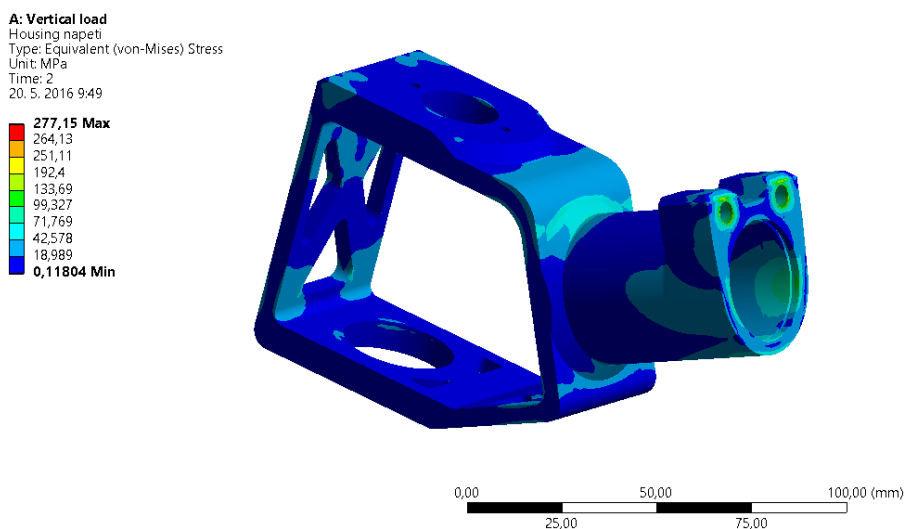


Obr. 39 Celková deformace (desetinásobně zvětšena) sestavy držáku a domku řízení (černé obrysy zobrazují nedeformovaný tvar)

Nejobjektivnější vyhodnocení tuhosti celé sestavy nám udává hodnota celkové deformace. Výsledná hodnota maximální deformace se blíží hodnotě 0,6 mm. Jelikož dosažení nízké hmotnosti není jediným cílem, bylo v třeba ustoupit a vysokou tuhost celého systému řízení preferovat před nízkou hmotností. Po porovnání několika tvarových modifikací držáku a samotného domku řízení jsem hodnotu deformace 0,6 mm považoval za optimální.

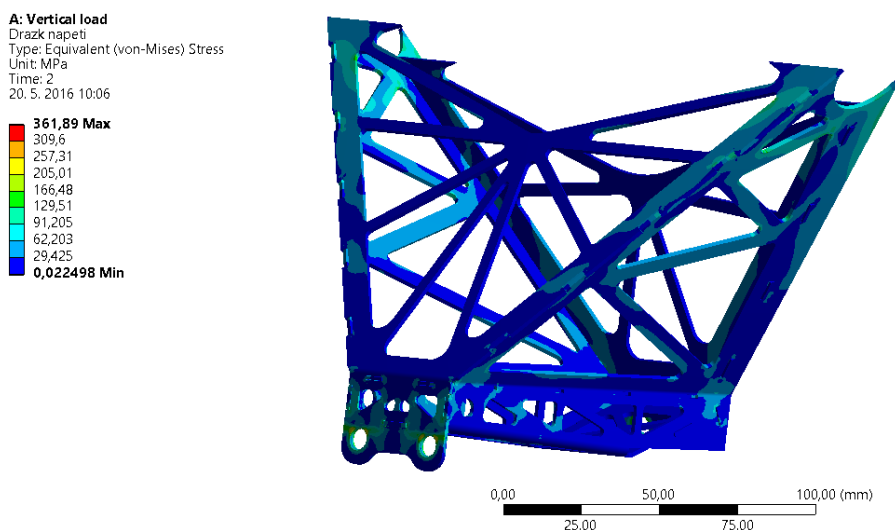
Důsledkem návrhu na vysokou tuhost celé sestavy jsou nízké hodnoty redukovaných napětí na jednotlivých částech sestavy.

Pokud by bylo navrhováno za cílem dosažení nízké hmotnosti, výsledná redukovaná napětí by dosahovala vyšších hodnot. Zároveň by bylo dosaženo vyšších hodnot elastických deformací a tím i snížení celkové tuhosti.



Obr. 40 Výsledné redukované napětí domku řízení

Maximální hodnoty redukovaného napětí (dle podmínky HMM) domku řízení tj. 277 MPa bylo dosaženo na ostrých hranách, kde není možné objektivní vyhodnocení. Nejvyšší hodnoty, které nebyly dosaženy na ostrých přechodech se pohybovaly pod hodnotou 100 MPa. Jelikož držáky budou vyrobeny z hliníkové slitiny EN AW 7075-T6, jejíž mez kluzu je 450 MPa, nebude docházet k plastické deformaci způsobené napětím nad mezí kluzu materiálu.



Obr. 41 Výsledné redukované napětí držáku domku řízení

Nejvyšší hodnotou redukovaného napětí držáku domku řízení, která nebyla dosažena na ostrých přechodech, je hodnota 211 MPa. Pro výrobu držáku je zvolena nelegovaná konstrukční jemnozrnná ocel vhodná ke svařování S355J0 (11 523) s horní mezí kluzu $R_{eH} = 355$ MPa, mezí pevnosti $R_m = 490$ MPa. Jelikož nebude dosaženo meze kluzu použitého materiálu, je tento návrh vhodný.

Bylo simulováno několik variant směrů, ve kterých působila zátěžná radiální síla F_r a uvedený stav vycházel jak z hlediska redukovaného napětí tak i deformace jako nejvíce nebezpečný.



6.5 KRYT DOMKU ŘÍZENÍ

Jelikož bude kuželové ozubené soukolí uložené v domku řízení mazáno plastickým mazivem, je vhodné ozubené soukolí chránit. Kryty zamezí přístupu prachu a nečistot do prostoru soukolí a také zabrání kontaktu jakékoliv části těla řidiče s tímto místem.

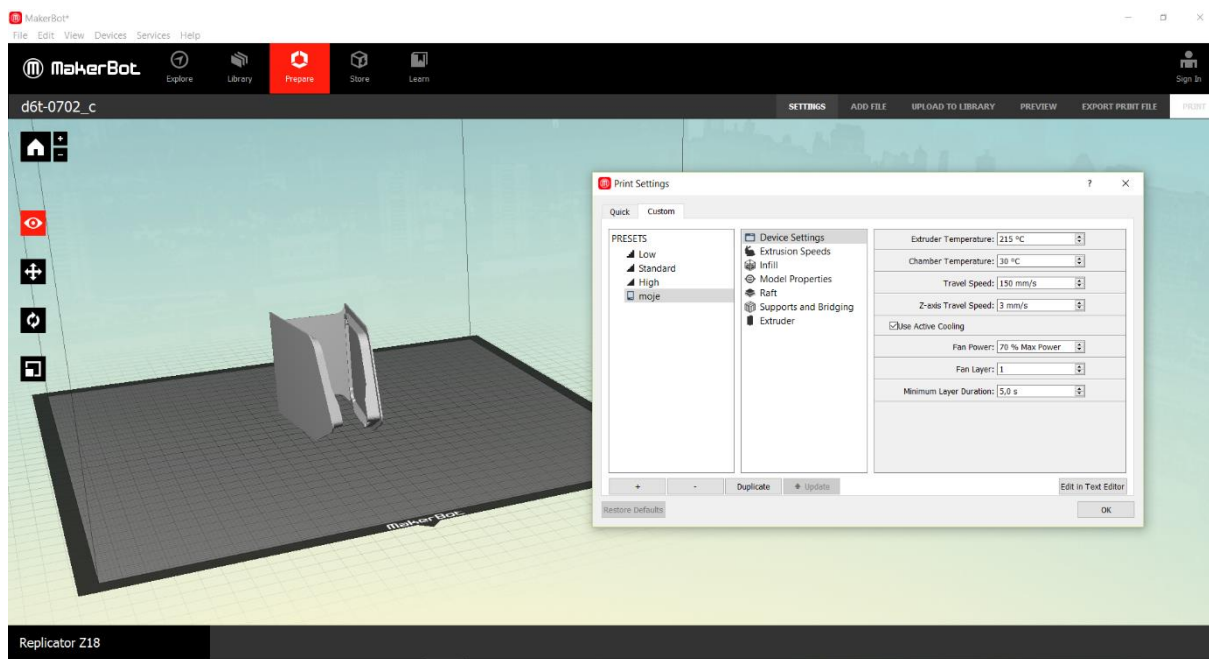
Pro výrobu krytů jsem se rozhodl využít metody 3D tisku. Tiskárna MakerBot Replicator Z18, kterou nám zapůjčila společnost MCAE, je schopna vytvářet 3D modely z Polylactid acidu (PLA) s přesností $\pm 0,1$ mm. Tento materiál má pevnostní vlastnosti při normální teplotě na úrovni Akrylonitrilbutadienstyrenu (ABS), tj. mez pevnosti v tahu $R_m = 42$ MPa. Při teplotě okolo 60°C ovšem začíná měknout a jeho pevnostní charakteristiky klesají. Na rozdíl od ABS není PLA tolik náchylné k deformacím a vadám vlivem chladnutí. Snížení pevnostních charakteristik při zvýšené teplotě nevádí a tento lehký materiál s hustotou $1300\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ je vhodný pro použití na tuto aplikaci.



Obr. 42 MakerBot Replicator Z18

Pro výrobu 3D tiskem byly modely jednotlivých částí krytů domku řízení vytvořeny v modeláři Creo Parametric 3.0. Z modeláře byly modely exportovány do formátu STL, který může být poté importován do softwaru MakerBot® Desktop Beta.

Program MakerBot® Desktop Beta umožní nastavení pozice a počtu modelů, podpor, předehřevu tiskárny, vlastností vrstev, samotného tisku atd. Samotný import předpřipraveného modelu do tiskárny se provádí ve formátu MAKERBOT, jenž je výstupním formátem ze softwaru Makerbot® Desktop Beta.



Obr. 43 Prostředí programu MakerBot Desktop Beta

Tab. 6 Nastavené tiskové parametry

	Hlavní kryt	Záslepky odlehčení
Teplota komory	30°C	
Teplota extruderu	215°C	
Počet povrchů (shell)	1	
Tloušťka jednoho povrchu obálky	0,20 mm	
Výplň	100%, tvar diamantu	
Tloušťka vrstvy výplně	0,40 mm	
Tisk podkladových vrstev	Ano	
Tisk podpor	Ano	Ne

Při nastavených parametrech byla délka tisku:

Hlavní kryt ≈ 3 h 50 min

Záslepky odlehčení do 10 min

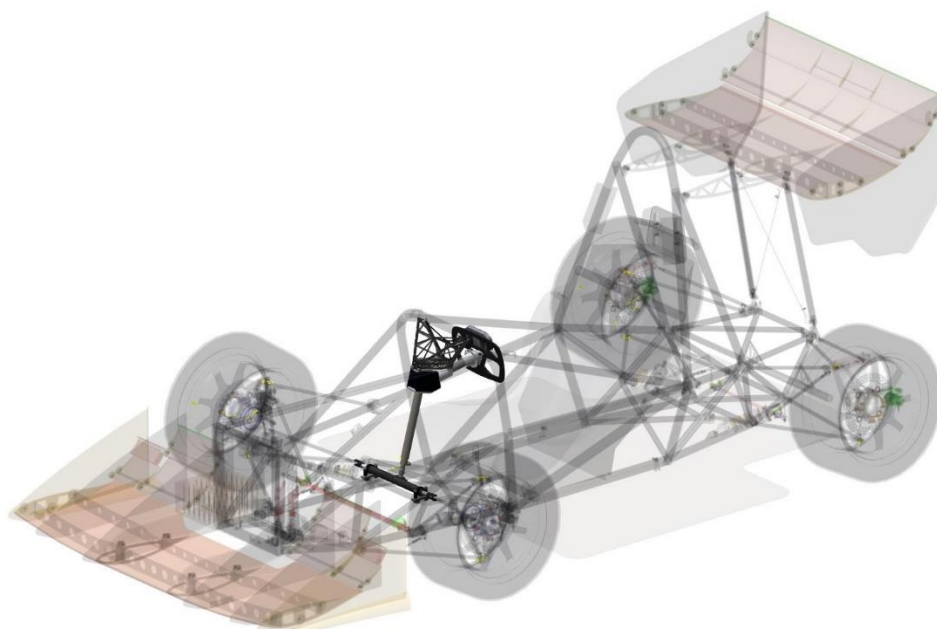


Obr. 44 Hlavní kryt domku řízení

Výsledná hmotnost všech částí krytování domku je 20,4 g.

6.6 ZAČLENĚNÍ SESTAVY ŘÍZENÍ DO KONSTRUKCE MONOPOSTU

Sestava řízení je s rámem monopostu spojena na dvou místech. Prvním místem je uložení hřebene řízení a druhým je držák domku řízení. Na jednotlivé strany hřebene řízení jsou pomocí kloubových ok připojeny spojovací tyče řízení.



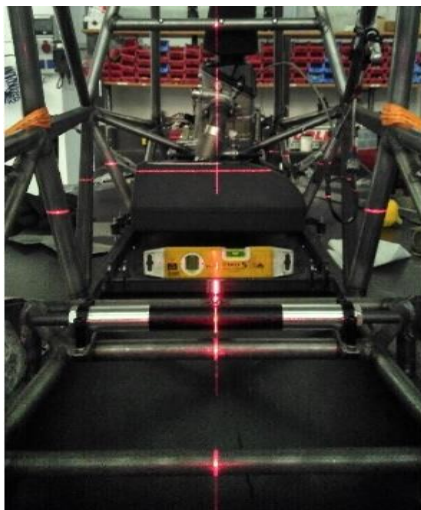
Obr. 45 Sestava řízení v sestavě monopostu D6

Uložení hřebene řízení bylo zprostředkováno držákem, který se přivařil k trubce rámu monopostu. Trubka rámu byla po konzultaci s kolegy zajišťující návrh rámu vhodně umístěna, aby vyhovovala kinematickým bodům přední nápravy. Do držáků hřebene řízení byly usazeny nýtovací matice, které umožňují jednoduchou montáž a spojení objímek hřebene.



Podle simulací bylo vyhodnoceno, že držák domku řízení bude vykazovat dostatečnou tuhost i přesto, když bude s rámem spojen pouze na předním oblouku monopostu.

Jelikož je důležitá přesná poloha hřebene řízení vůči přední nápravě, při usazování systému řízení do rámu monopostu bylo provedeno mechanické určení středu přední nápravy. Střed byl určen pomocí již na rámu umístěných držáků ramen. Přesné umístění polohy hřebene řízení bylo poté provedeno křížovým laserem.



Obr. 46 Polohování hřebene řízení a usazený držák domku řízení

Držák domku řízení byl umístěn do rámu po sestavení celého celku systému řízení a následného vystředění vůči přední nápravě monopostu.



ZÁVĚR

Prvním krokem návrhu byla volba tělesa hřebene řízení. Jelikož jedním z hlavních cílů návrhu bylo dosažení nízké hmotnosti, z uvažovaných možností byl vybrán mRack od společnosti FSAEparts.com. Tímto bylo docíleno úspory hmotnosti 1968g oproti hřebenu řízení, který byl používán ve starších monopostech z dílny TU Brno Racing.

V návrhu také byla využita nová rychlospojka volantu. Ta umožní vedení a rozpojení kabelového svazku do volantu uvnitř sloupku řízení. Volant tedy po sejmutí z hřídele již nebude spojen s hřídelí kabelovým svazkem.

Pro návrh systému řízení monopostu Dragon 6 byl vybrán koncept s kuželovým soukolím uloženým v domku řízení. Pro ozubené soukolí byl vybrán vnější čelní modul 1,75 mm, který se osvědčil na minulých monopostech. Převodovým poměrem kuželového soukolí bylo sníženo úhlové rozpětí volantu oproti monopostu D5 na hodnotu 222,9°. Tímto bylo umožněno jednoduššího točení volantem v malém kokpitu monopostu, avšak za cenu potřebného preciznějšího vstupu na volant od řidiče.

Hlavní důraz pro celý konstrukční návrh byl kladen na vysokou tuhost a nízkou hmotnost celého systému řízení. Pro návrh uložení hřebene řízení byly určeny síly působící na vůz při průjezdu zatáčkou. Simulace chování uložení byla provedena statickou strukturální analýzou v programu ANSYS Workbench. Maximální deformace uložení hřebene při zatížení byla 0,05 mm, čímž byla prokázána dostatečná tuhost. Při simulaci zatížení domku řízení i s jeho držákem bylo dosaženo hodnoty deformace 0,55 mm. Proto lze i uložení domku řízení považovat za dostatečně tuhé.

Celá sestava systému řízení již byla vyrobena a odzkoušena. Při testovacích jízdách již byl monopost D6 vystaven plné zátěži, bez vzniku závady na systému řízení. Byla také ověřena dostatečná tuhost domku řízení a jeho držáku. Reálná poloha volantu koresponduje s navrženou a řidiči i díky nově tvarované sedačce potvrdili zlepšení v oblasti ergonomie oproti minulým vozům.



Obr. 47 Monopost Dragon 6



Přestože funkčnost systému řízení již byla ověřena jízdami monopostu, spolehlivost v průběhu celé sezóny ukáže, jak kvalitní můj návrh byl. Jelikož jsem v průběhu návrhu získal řadu zkušeností a poznatků z problematiky konstrukčních návrhů systému řízení, uvádím několik možností, jak by mohl být systém řízení vylepšen do příštích let.

Jedná se především o:

- využití konceptu s Kardanovými klouby kvůli jednoduchosti a pravděpodobně nižší hmotnosti
- návrh, výrobu a testování vlastního tělesa hřebenu
- využití topologické optimalizace pro návrh držáku domku řízení (při využití konceptu s Kardanovými klouby držáku celého sloupku řízení)

Závěrem bych chtěl poděkovat všem členům týmu TU Brno Racing za mnoho cenných rad při spolupráci na vývoji letošního monopostu. Projekt studentské formule mi dal mnoho cenných zkušeností a zlepšil mé praktické dovednosti, za což jsem velmi rád.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FSAE.com [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.fsae.com>
- [2] FSAEonline. [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.fsaeonline.com/content/2016_FSAE_Rules.pdf
- [3] SIEGL, Miroslav. *Automobily: motory - převodná ústrojí : učební text pro 4. ročník studijního odboru 10-2-04. 3., upr. vyd.* Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1972.
- [4] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka. 13., upravené vyd.* Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1977.
- [5] FLAMING RIVER: Steering components [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.flamingriver.com>
- [6] TITAN: Titan Motorsport [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.titan.uk.net/products/category/steering-systems>
- [7] FORMULA SEVEN: SAE components [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://www.formula-seven.com/shop-products/steering-racks-w-rotative-sensor/>
- [8] FSAEparts.com [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://fsaeparts.com/products/zrack?variant=530966633>
- [9] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics.* Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [10] FORMULA STUDENT GERMANY: Pat's corner. [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/academy/pats-corner/advice-details/article/steves-box-of-tricks/1/>
- [11] Strojnícka fakulta: Možnosti využití počítačové simulace. [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://fstroj.utc.sk>
- [12] ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ. *Metoda konečných prvků, VRBKA Martin, VAVERKA Michal.* [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz>
- [13] SVS FEM: Produkty firmy ANSYS. [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: <https://www.svsfem.cz/content/produkty-firmy-ansys-inc>
- [14] Racedepartment. . [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.racedepartment.com/threads/fl-wheel-for-logitech-g27.75036/>
- [15] OptimumG: Steering Geometry. [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <http://www.optimumg.com>
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí.* Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.



- [17] SPA: Design. [online]. 20.5.2016 [cit. 2016-05-20]. Dostupné z: <http://www.spa-uk.co.uk/Product/QRE1-1-3B-12%20Standard%2012%20Pin-%20Lemo%20steering%20quick%20release%20system>
- [18] ŠPAČKOVÁ, Adéla. *Možnosti aplikačního softwaru pro rozšířenou realitu v kontextu poznávání reality* [online]. Brno, 2012 [cit. 2016-05-26]. Bakalářská práce. Masarykova univerzita, Filozofická fakulta. Vedoucí práce Zuzana Kobíková Dostupné z: http://is.muni.cz/th/342074/ff_b/.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

α	[°]	úhel svírající hnaný hřídel s hnacím
ρ_A	[-]	rozložení přítláčné síly
ρ_m	[-]	rozložení váhy vozu ku přední nápravě
a	[mm]	vzdálenost ložisek v domku řízení
a_y	[m·s ⁻²]	boční zrychlení monopostu
b	[mm]	šířka ozubení
b	[mm]	vzdálenost od volantu k vnějšímu ložisku domku řízení
d_{e2}	[mm]	vnější roztečný průměr vstupního kola
d_{e3}	[mm]	vnější roztečný průměr výstupního kola
d_{m2}	[mm]	střední roztečný průměr vstupního kola
d_{m3}	[mm]	střední roztečný průměr výstupního kola
F_A	[N]	silová reakce v ložisku A
F_{a3}	[N]	axiální síla působící na výstupní ozubené kolo
F_B	[N]	silová reakce v ložisku B
F_c	[N]	síla namáhající šrouby na střih
F_r	[N]	radiální síla působící na volant
F_{r3}	[N]	radiální síla působící na výstupní ozubené kolo
F_{rod}	[N]	síla, jež přenáší spojovací tyč řízení
F_t	[N]	tečná síla působící v soukolí
F_{xL}	[N]	složka síly v ose x působící na hřeben řízení od levého kola
F_{xR}	[N]	složka síly v ose x působící na hřeben řízení od pravého kola
F_{yL}	[N]	boční síla generovaná levou přední pneumatikou
F_{yL}	[N]	složka síly v ose y působící na hřeben řízení od levého kola
F_{yr}	[N]	boční síla generovaná pravou přední pneumatikou
F_{yR}	[N]	složka síly v ose y působící na hřeben řízení od pravého kola
F_{zA}	[N]	přítláčná vertikální síla způsobená aerodynamickým paketem
F_{zL}	[N]	zatížení levého kola přední nápravy
F_{zL}	[N]	složka síly v ose z působící na hřeben řízení od levého kola
F_{zr}	[N]	zatížení pravého kola přední nápravy
F_{zR}	[N]	složka síly v ose z působící na hřeben řízení od pravého kola
g	[m·s ⁻²]	zrychlení tíhového pole Země
h	[m]	výška těžiště



i	[-]	převodový poměr ozubeného soukolí
i_r	[-]	skutečný převodový poměr soukolí
i_s	[-]	počet šroubů
i_t	[-]	ideální převodový poměr soukolí
K_f	$\left[\frac{Nm}{\circ}\right]$	klopná tuhost přední nápravy
k_n	[-]	návrhový součinitel
K_r	$\left[\frac{Nm}{\circ}\right]$	klopná tuhost zadní nápravy
$L1$	[mm]	vzdálenost volantu od bodu D
$L2$	[mm]	vzdálenost bodu C od bodu D
m	[kg]	hmotnost monopostu
m_{et}	[mm]	vnější čelní modul soukolí
M_{rack}	[Nm]	kroučící moment vycházející z tělesa hřebene řízení
M_{roll}	[Nm]	klopný moment
M_{sw}	[Nm]	kroučící moment na volantu
M_z	[Nm]	vratný moment pneumatiky
P_t	[m]	závlek pneumatiky
r	[mm]	vzdálenost bodu styku kola s vozovkou od rejdové osy (boční pohled)
R_{rack}	[mm]	poloměr roztečné kružnice pastorku převodky
r_{rod}	[mm]	kolmá vzdálenost spojovací tyče řízení a rejdové osy
t_f	[m]	rozchod přední nápravy
z_2	[-]	počet zubů vstupního ozubeného kola
z_3	[-]	počet zubů výstupního ozubeného kola
z_c	[mm]	celkový závlek
z_m	[mm]	závlek
α'	[°]	úhel záběru
β	[°]	natočení hnací hřídele
β'	[°]	natočení hnané hřídele
δ_2	[°]	úhel roztečného kužele vstupního kola
δ_3	[°]	úhel roztečného kužele výstupního kola
θ	[°]	záklon rejdové osy
θ_{roll}	[°]	klopení
Σ	[°]	úhel os soukolí



ϕ_2	[°]	úhel natočení pastorku hřebenové převodky řízení
ϕ_3	[°]	úhel natočení volantu
CAD		Computer Aided Design (počítačem podporované navrhování)
CFD		Computational Fluid Dynamics
D4		monopost Dragon 4
D5		monopost Dragon 5
D6		monopost Dragon 6
FS		Formula Student
MKP		Metoda Konečných Prvků
STEP		STandard for Exchange of Product model data
STL		STereoLithography

**SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1:	Parametry tělesa hřebene mRack	I
Příloha 2:	Orientační výpočet tlaku na bocích drážek hřídele výstupního ozubeného kola	II
Příloha 3:	Výsledné redukované napětí hřídele volantu	III



Property	mRack 358	
Mass – Assembly Only	0.271 kg	0.60 lb
Mass – Installed, w/Mounts	0.309 kg	0.68 lb
Kinematic Length	358 mm	14.0945 in
Linear Travel Per Degree of Steering Input	0.2383 mm	0.00938 in
Max Linear Travel Per Side	25.1 mm	0.988 in
Max Rotary Input Per Side	105.4°	
Recommended Lin. Travel Per Side	≤ 25.0 mm	≤ 0.984 in
Recommended Rotary Input Per Side	≤ 104.9°	
Max Axial Load Rating	6670 N	1500 lbf
Max Off-Axis Load Rating (Per Side)	2280 N	512 lbf
Max Steering Torque	91 Nm	67 lbf-ft
Recommended Max Axial Load	1780 N	400 lbf
Recommended Max Off-Axis Load (Per Side)	780 N	175 lbf
Recommended Max Steering Torque	24 Nm	18 lbf-ft
Max Allowable Tie Rod Angle	20°	
Recommended Tie Rod Angle	0±5°	
CG Vertical Location from Rack Axis	5.950mm (Towards Pinion Axis)	
CG Lateral Displacement Range	0±11.633mm	
Static Friction / Stiction Range	8N ± 1N	
Static Friction Torque Range	0.2 Nm± 0.03Nm	
Input Shaft Material / Hardness	AISI 4140H / 34 RC	
Pitch Mass Moment of Inertia @ CG ¹	47615 gmm ²	
Yaw Mass Moment of Inertia @CG ¹	1112699 gmm ²	
Roll Mass Moment of Inertia @CG ¹	1020306 gmm ²	
Tie-Rod Clevis Cross Drill Diameter	6.363 ± 0.013 mm	0.2505 ± 0.0005 in

Parametry hřeben mRack 358 od společnosti FSAEparts.com [8]

**Orientační výpočet tlaku na bocích drážek hřídele výstupního ozubeného kola**

Momenta na hřídeli volantu	$M_{sw} = 9,75 \text{ Nm}$
Větší průměr drážkování	$d_{a1} = 14,2 \text{ mm}$
Menší průměr drážkování	$d_{a2} = 12 \text{ mm}$
Střední průměr drážkovaného profilu	$d_s = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} = \frac{14,2 + 12}{2} = 13,1 \text{ mm}$
Činná délka drážkování	$l = 25 \text{ mm}$
Činná výška drážkování	$h = \frac{d_{a1} - d_{a2}}{2} = 1,1 \text{ mm}$
Počet drážek přenášejících obvodovou sílu	$K = \frac{1}{2}$
Počet zubů	$z = 31$

Podle [16] pro tlak na bocích drážek platí:

$$p = \frac{2M_{sw}}{d_s l h K z} = \frac{2 \cdot 9,75}{13,1 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 1,1^{-3} \cdot 0,5 \cdot 31} = 3,49 \text{ MPa}$$

Určení dovoleného tlaku pro drážkové spoje se střídavým zatížením a velkými rázy:

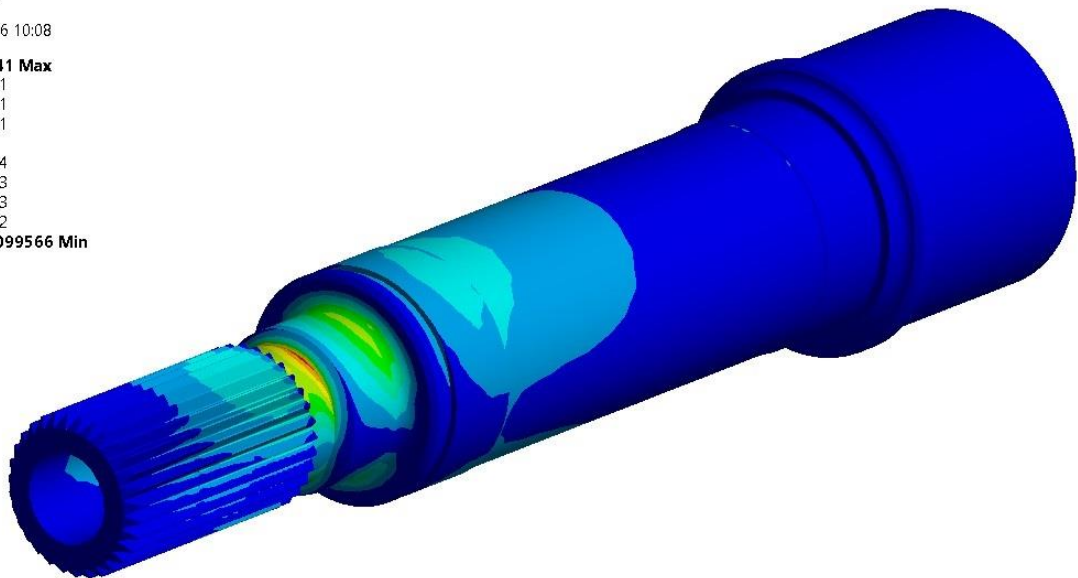
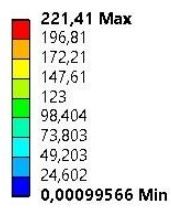
Základní hodnota tlaku $p_0 = 150 \text{ MPa}$

Dovolený tlak na bocích drážek $p_D = 0,25p_0 = 0,25 \cdot 150 = 37,5 \text{ MPa}$

Hodnota tlaku na bocích drážek při předpokladu spoje ozubeného kola s hřídelí, kde ozubené kolo není předejato šroubovým spojem z daleka nedosahuje hodnot maximálního dovoleného tlaku.



B: HrideL_volant
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
22. 5. 2016 10:08



Výsledné hodnoty redukovaného napětí dle podmínky HMM hřídele volantu