



# 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 KOMPONENT ŘÍZENÍ VOZIDLA

CAR STEERING COMPONENTS DESIGN

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

František Hlaváč

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2017

# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>František Hlaváč</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Pavel Ramík</b>
Akademický rok:	2016/17

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 komponent řízení vozidla

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní práce je navrhnout konstrukci dílů řízení formulového vozidla daných parametry.

### Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši konstrukce řízení motorových vozidel.

vybrat vhodný hřeben řízení pro další generaci vozidla studentské formule.

Navrhnout uložení vybraného hřebene, zvážit přitom možnost použití karbonové konstrukce.

Navrhnout úhlovou převodku řízení s jejím uložení. Při návrhu případně použít výpočtové simulace.

Provést zhodnocení navržené konstrukce po funkční, výrobně technologické a ekonomické stránce.

### Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem a konstrukcí komponent sestavy řízení závodního monopostu Formule Student. Hlavními komponenty jsou hřeben řízení s tělesem částečně vyrobeným z uhlíkového kompozitu a kuželová převodka řízení se zakřivenými zuby. Součástí práce je i návrh uložení jednotlivých komponent. Práce se zabývá také možnostmi využití sloupku řízení z uhlíkového kompozitu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Hřeben řízení, Formula Student, kuželový převod, TU Brno Racing, CFRP, systém řízení

## ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is construction of steering components for Formula Student monopost. Main components are steering rack with body partially made from carbon composite and bevel gearbox with Gleason gears. Part of this work is design of supports of those components. The work also deals with possibilities of usage of steering column made of carbon composite.

## KEYWORDS

Steering rack, Formula Student, bevel gear, TU Brno Racing, CFRP, steering system

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

HLAVÁČ, F. *Návrh komponent řízení vozidla*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 51 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 26. května 2017

.....

František Hlaváč

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé práce panu Ing. Pavlu Ramíkovi, za odborné vedení a ochotnou pomoc při vypracovávání mé bakalářské práce.

Dále bych poděkoval mé rodině za mimořádnou podporu při studiu a možnosti věnovat se pro mě zajímavým projektům. Dík také patří Anně Švábíkové za pomoc a podporu při vypracovávání mé bakalářské práce.

Speciální poděkování patří všem členům týmu TU Brno Racing, za rady a spolupráci při návrhu komponent řízení.



## OBSAH

Úvod .....	9
1 Výběr z pravidel formule student .....	10
1.1 Pravidla přímo omezující sestavu řízení .....	10
1.2 Pravidla vztahující se k částem sestavy řízení .....	10
2 Konstrukce řízení motorových vozidel .....	12
2.1 Převod rotačního pohybu na posuvný .....	12
2.1.1 Sestava výkyvného ramene a šnekového kola .....	12
2.1.2 Sestava pastorku a hřebene .....	14
2.2 Spojení volantu s převodkou rotačního pohybu na posuvný .....	14
2.2.1 Spojení přímou tyčí .....	15
2.2.2 Spojení pomocí kardanových kloubů .....	15
2.2.3 Spojení pomocí kuželové převodky .....	16
3 Návrh a konstrukce hřebene řízení .....	17
3.1 Rešerše dostupných hřebenů řízení .....	17
3.2 Návrh vlastního hřebene řízení .....	19
3.2.1 Návrh pastorku a ozubeného hřebene .....	19
3.2.2 Návrh domku pastorku a tyče hřebene .....	24
3.2.3 Uložení hřebene řízení v monopostu .....	28
4 Návrh a konstrukce kuželové převodky řízení .....	31
4.1 Kuželové soukolí .....	31
4.1.1 Geometrie kuželového soukolí .....	31
4.1.2 silové poměry v kuželovém soukolí .....	32
4.2 Uložení kuželového soukolí .....	33
4.2.1 Kontrolní výpočet spoje ozubeného kola s hřídely .....	33
4.2.2 Simulace zatížení hřídely v převodce .....	34
4.3 Domek převodky řízení .....	37
4.3.1 Zatížení domku převodky řízení .....	38
4.3.2 Simulace zatížení domku převodky a jeho uložení .....	39
5 Sloupek řízení .....	42
5.1 Návrh délky lepeného spoje .....	42
5.2 Experimentální ověření pevnosti lepeného spoje .....	43
6 Umístění systému řízení v monopostu Dragon 7 .....	45
Závěr .....	46
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	49

## ÚVOD

Projekt Formule Student je výukový projekt pro studenty univerzit především technického zaměření. Úkolem studentů je navrhnout, postavit a otestovat jednomístný monopost formule. S tímto monopostem poté závodí na oficiálních závodech proti studentům ostatních univerzit. Cílem tohoto projektu je dát studentům technických škol praxi ještě před nástupem do zaměstnání.

Závody Formule Student se konají po celém světě a dávají studentům možnost porovnat výsledek své práce s ostatními. Závodní disciplíny se dělí na statické a dynamické. Při statických disciplínách studenti obhajují konstrukci a cenu svého vozu a podnikatelský záměr před odbornou komisí. Dynamické disciplíny poté prověří jízdní vlastnosti monopostu na závodním okruhu. Závodní okruh pro Formuli Student je vytvořen z kuželek, přičemž se dbá více na ovladatelnost auta v zatáčkách než na maximální rychlost.



*Obr. 1 Formula Student Germany 2016 [1]*

K řešení problematiky konstrukce komponent řízení závodního monopostu Formule Student, jsem se dostal v srpnu roku 2016, kdy se po zhodnocení sezóny s monopostem Dragon 6 začaly formovat cíle a další možný vývoj pro nový monopost Dragon 7. Návrhy a konstrukce řízení monopostu závodní formule se řídí následujícími základními cíli:

- minimalizace vůle v celé sestavě řízení
- minimalizace hmotnosti sestavy řízení
- vysoká celková tuhost sestavy řízení

Těmito cíli jsem se řídil i při návrhu jednotlivých komponentů řízení závodního monopostu.

# 1 VÝBĚR Z PRAVIDEL FORMULE STUDENT

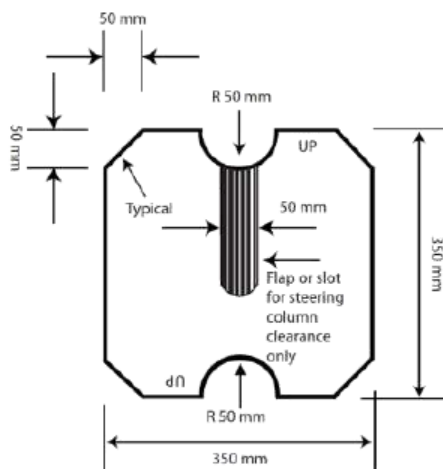
Konstrukce monopostu formule student podléhá velkému množství pravidel. Jelikož se jedná o výukový projekt, jsou pravidla především zaměřena na bezpečnost řidiče. Pravidla také zaručují stejné podmínky pro týmy. Následujícími pravidly jsem se při konstrukci komponentů řízení řídil.

## 1.1 PRAVIDLA PŘÍMO OMEZUJÍCÍ SESTAVU ŘÍZENÍ

- T6.5.1 Volant musí být mechanicky spojen s předními koly. „Steer-by-wire“ nebo elektricky poháněné řízení předních kol je zakázáno.
- T6.5.2 Sestava řízení musí mít dorazy tak aby nedošlo ke kolizi kola s jinou částí monopostu. Tyto dorazy mohou být umístěny na téhlici nebo hřebenu řízení.
- T6.5.3 Maximální dovolená vůle v systému řízení je  $7^\circ$ , měřená na volantu.
- T6.5.4 Volant musí být spojen s tyčí řízení rychlospojku. Řidič musí být schopen rozpojit rychlospojku v normální řidičské pozici.
- T6.5.7 V jakémkoliv natočení volantu nesmí volant přesahovat přes nejvyšší bod předního oblouku.
- T6.5.9 Hřeben řízení musí být mechanicky připojen k rámu monopostu.
- T6.5.10 Spoje mezi všemi komponenty spojující volant s hřebenem řízení musí být vidět při technické přejímce. Lepené nebo svařované spoje musí být mechanicky zajištěny.

## 1.2 PRAVIDLA VZTAHUJÍCÍ SE K ČÁSTEM SESTAVY ŘÍZENÍ

- T3.12.5 Přední oblouk nesmí být vzdálený od volantu více než 250 mm, měřeno horizontálně.
- T4.2.2 Šablona znázorněná na obrázku o tloušťce 7mm musí projít horizontálně od pedálů do vzdálenosti 100mm.



Obr. 2 Šablona vnitřního průřezu kokpitu [2]

T5.8.1 Všechny ostré a pohyblivé součásti v oblasti řidičových nohou musí být zakryty pevným materiálem.

T11.2.1 Všechny matice, šrouby a další spojovací materiál na systému řízení musí být zajištěny proti nechtěnému povolení. Za správné zajištění se považuje:

- správně provedené bezpečnostní drátkování
- závlačky
- nylonové matice (na místech s teplotou nižší než 80°C)
- pojistné samojistící matice

Pérová podložka a lepidla na závity se nepovažují za odpovídající zajištění.

## 2 KONSTRUKCE ŘÍZENÍ MOTOROVÝCH VOZIDEL

Řízení motorových vozidel slouží k převodu rotačního pohybu volantu na posuvný pohyb tyčí řízení a dále na rotační pohyb kola kolem rejdové osy. Systém řízení musí být dostatečně tuhý a spolehlivý aby poskytoval řidiči přesné ovládání vozidla za jakékoliv jízdní situace. Dalším důležitým faktorem je minimální vůle v celé sestavě řízení.

Celý systém řízení lze rozdělit na dva větší celky:

- převod rotačního pohybu na posuvný
- spojení volantu s převodkou rotačního pohybu na posuvný

V následující části se budu zabývat jednotlivými konstrukcemi těchto celků.

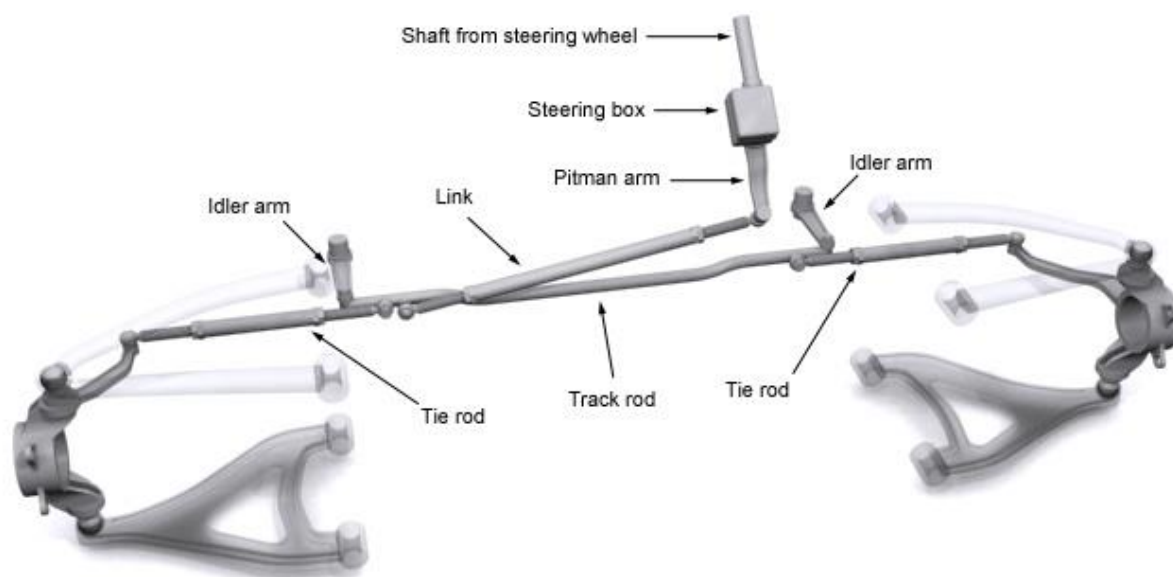
### 2.1 PŘEVOD ROTAČNÍHO POHYBU NA POSUVNÝ

V dnešní době se nejvíce používají dva hlavní typy převodek rotačního pohybu volantu na posuvný pohyb tyče řízení:

- sestava výkyvného ramene a šnekového kola
- sestava pastorku a hřebene

#### 2.1.1 SESTAVA VÝKYVNÉHO RAMENE A ŠNEKOVÉHO KOLA

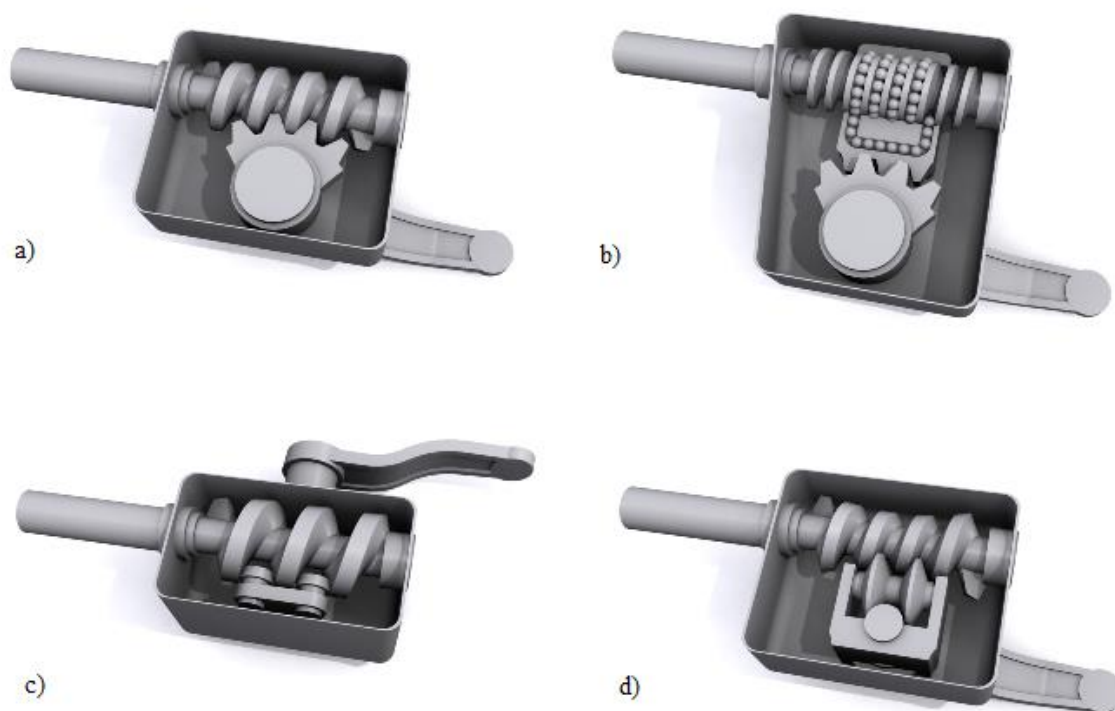
Hlavní součástí této sestavy tvoří „box“ řízení, do kterého vstupuje hřídel od volantu a vystupuje z něj výkyvné rameno. Rameno je dále připojeno na řídicí tyč, která je uložena na vodících ramenech. Pohybem výkyvného ramene se řídicí tyč posouvá na vodících ramenech a způsobuje rotaci kol kolem rejdové osy.



Obr. 3 Systém řízení s výkyvným ramenem a šnekovým kolem [3]

Uvnitř „boxu“ se nachází šnekové kolo, na které je přiváděn rotační pohyb volantu. Otáčení šnekového kola je pak převáděno na výkyvný pohyb ramene. Převod rotace šneku na výkyvný

pohyb je prováděna většinou pomocí kruhové výseče s ozubením nebo její modifikace v posuvný člen. Kruhová výseč je pevně spojena s výkyvným ramenem tak, že její osa rotace je shodná s osou rotace ramene.



Obr. 4 a) převod ozubenou výsečí, b) převod ozubenou výsečí s kuličkovou maticí, c) převod výkyvnou sekcí, d) převod posuvným členem [3]

Nejpoužívanější je převod s kuličkovou maticí, který se vyznačuje velmi malým třením a tudíž malou ovládací silou. U malých zástavbových prostor se využívá převod výkyvnou sekcí, který se vyznačuje menšími rozměry než ostatní koncepce.

Výhody:

- vysoký výstupní moment na výkyvném ramenu
- nižší převodový poměr

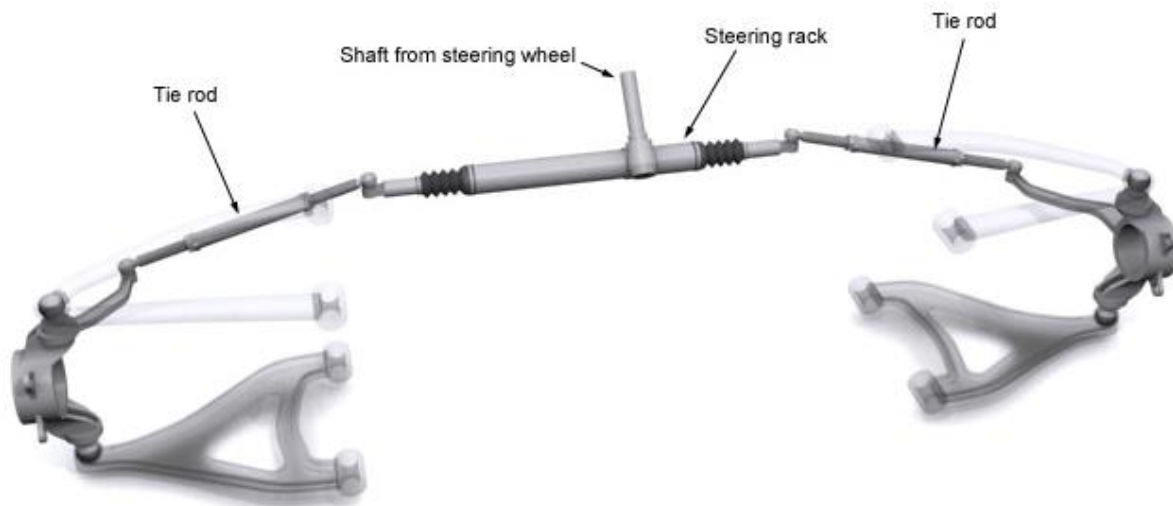
Nevýhody

- složité uložení jednotlivých komponent systému
- mnoho pohyblivých částí zvyšující tření a možnou vůli v systému

Tato koncepce se nejvíce využívá v těžkých nákladních vozech ve spojení s posilovačem řízení.

### 2.1.2 SESTAVA PASTORKU A HŘEBENE

U této sestavy je rotační pohyb z hřídele od volantu přiváděn na pastorek. Rotace pastorku je poté převáděna na posuvný pohyb ozubeného hřebene. Posuvný pohyb hřebene je dále převáděn řídicími tyčemi ke kolům a na rotaci kol kolem rejdové osy.



Obr. 5 Sestava s pastorkem a hřebenem [3]

U hřebenového řízení se můžeme setkat s variabilním převodovým poměrem, kterého je dosaženo změnou vzdálenosti zubů hřebene. Uprostřed hřebene jsou zuby těsně vedle sebe a převodový poměr je nejnižší možný. S rostoucí vzdáleností od středu hřebene rostou mezery mezi zuby hřebene a roste převodový poměr. Díky tomu je vozidlo na rovinkách stabilnější a v zatáčkách rychleji dosahuje plného rejdu.

#### Výhody

- jednodušší uložení celé sestavy
- nízký počet částí, nízký možný výskyt vůle a nižší tření
- řídicísky přívětivější

#### Nevýhody

- nižší výstupní moment na pastorku
- při opotřebení nutná výměna celého ozubeného hřebene

Tato koncepce je využívá u většiny osobních a lehkých nákladních vozů. Jedná se také o nejvyužívanější řešení u monopostů Formule Student.

## 2.2 SPOJENÍ VOLANTU S PŘEVODKOU ROTAČNÍHO POHYBU NA POSUVNÝ

Jelikož je ve Formuli student zakázané elektronicky aktivované řízení, budu se zabývat pouze čistě mechanickými způsoby spojení volantu a převodky. Mechanické spojení se dá rozdělit na tři hlavní koncepce:

- spojení přímou tyčí
- spojení pomocí kardanových kloubů
- spojení pomocí kuželové převodky

### 2.2.1 SPOJENÍ PŘÍMOU TYČÍ

Nejjednodušší řešení, v praxi využívané pouze u motokár. Vyznačuje se velmi malou hmotností. Z hlediska ergonomie a polohy volantu vůči řidiči se jedná o nejhorší možné řešení.

Výhody

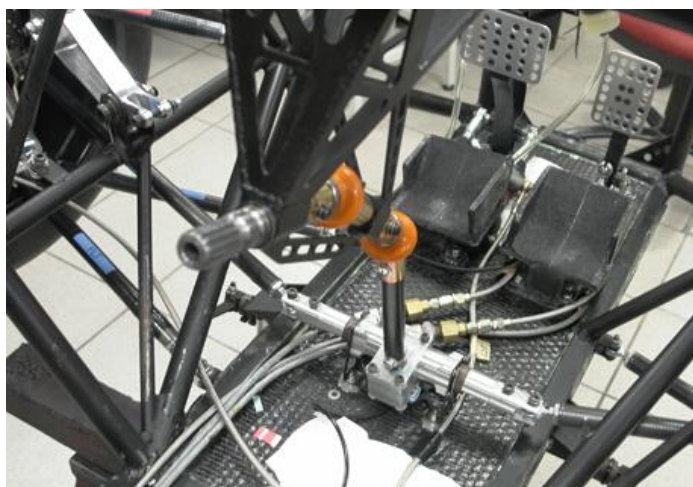
- nízká hmotnost
- prakticky žádná vůle

Nevýhody

- špatná ergonomie
- žádná možnost úpravy úhlu natočení volantu

### 2.2.2 SPOJENÍ POMOCÍ KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Toto řešení je vhodné zejména pro větší vzdálenost převodky a volantu. Při použití pouze jednoho kloubu dochází ke změně úhlových rychlostí na vstupní a výstupní hřídeli. Tato změna je závislá na úhlu, který svírají osy hřídelí. Pro větší úhly je tedy nutné použít dva klouby.



*Obr. 6 Uložení kardanových kloubů v monopostu formule student [4]*

Výhody

- nízká hmotnost (při použití dvou kloubů hmotnost znatelně roste)
- jednoduchost

Nevýhody

- složitější uložení
- žádná možnost úpravy úhlu natočení volantu
- vůle v kloubech bez možnosti jejího vymezení

### 2.2.3 SPOJENÍ POMOCÍ KUŽELOVÉ PŘEVODKY

U tohoto řešení, se využívá kuželového soukolí, s ozubenými koly svírající požadovaný úhel mezi hřídelemi. Mezi hlavní výhody patří možnost výroby ozubených kol svírající téměř jakýkoli úhel. Avšak výroba kuželových kol s úhlem jiným než  $90^\circ$  je složitá a poměrně finančně náročná. Další výhodou je možnost úpravy převodového poměru ozubených kol, a tím možná úprava úhlu natočení volantu.



*Obr. 7 Kuželová převodka řízení [5]*

#### Výhody

- použití pro jakýkoli úhel os hřídelí
- možnost zvolení vlastního převodového poměru
- při přesné výrobě a montáži minimální vůle v soukolí

#### Nevýhody

- vysoká závislost na přesnosti ozubených kol
- finančně náročná výroba ozubených kol s úhlem jiným než  $90^\circ$

### 3 NÁVRH A KONSTRUKCE HŘEBENE ŘÍZENÍ

Pro převod rotačního pohybu volantu na posuvný pohyb tyčí řízení jsem pro monopost Dragon 7 zvolil sestavu s pastorkem a ozubeným hřebenem. Hlavním důvodem jsou zkušenosti s konceptem z minulých let a především nízká celková hmotnost sestavy. Důležitým faktorem je také velmi nízká vůle v celém systému doprovázena malými ovládacími silami.

#### 3.1 REŠERŠE DOSTUPNÝCH HŘEBENŮ ŘÍZENÍ

Hlavními parametry pro výběr hřebene řízení jsou:

- hmotnost
- převodový poměr pastorku a ozubeného hřebene
- celkový chod hřebene

Co nejnižší hmotnost monopostu Formule Student je jedním z hlavních předpokladů pro vítězství v závodech. Proto musí mít i hřeben řízení co nejmenší hmotnost.

Vhodný převodový poměr pastorku a hřebene je důležitý pro pohodlné ovládání monopostu při zatáčení a dosažení plného rejdu bez nutnosti ručkování na volantu.

Celkový chod hřebene ovlivňuje maximální natočení kol. Musí odpovídat kinematickému návrhu podvozku monopostu.

#### **zRACK**

Současný hřeben řízení používaný na monopostu Dragon 6. Tento hřeben se vyznačuje velmi nízkou celkovou hmotností. Této hmotnosti bylo dosaženo speciálním šípovým ozubením a povlaku vyvinutým společností Zedaro. Díky tomu se podařilo snížit napětí v zubech hřebene a pastorku. [6]



*Obr. 8 Speciální šípové ozubení hřebene zRack [6]*

Tab. 1 Parametry hřebene zRack [6]

Hmotnost [g]	271	348	405
kinematická délka [mm]	262	358	442
celkový chod [mm]	50		
úhlové rozpětí [°]	209,8		

### FORMULA SEVEN PRO STEERING RACK

Hřeben od firmy Formula Seven s ozubením vyrobeným z oceli 39NiCrMo3. Ozubení je uloženo v domku částečně tvořeného kompozity z uhlíkových vláken a hliníkových slitin. [7]

Výhodou hřebene je integrovaný snímač natočení volantu uložený v domku hřebene. Jelikož je ozubení vyrobeno z oceli hmotnost celého hřebene je znatelně vyšší než u hřebene zRack.

Tab. 2 Parametry hřebene Formula Seven Pro Steering Rack [7]

Hmotnost [g]	870	940	1010
kinematická délka [mm]	400	450	500
celkový chod [mm]	72		
úhlové rozpětí [°]	360		



Obr. 9 Formula Seven Pro Steering Rack [5]

### NÁVRH A KONSTRUKCE VLASTNÍHO HŘEBENE

Poslední možností je návrh hřebene vlastní výroby. U tohoto řešení je velkou výhodou navrhnutí hřebene podle požadavků kinematiky podvozku a ergonomie řidiče.

### VÝBĚR HŘEBENE ŘÍZENÍ

Po zvážení všech možností jsem se rozhodl pro návrh a konstrukci vlastního hřebene řízení. Hlavními důvody byly především možnost zvolit převodový poměr hřebene a tím i úhlové rozpětí volantu. A také možnost zvolení kinematické délky hřebene odpovídající přesně navrhnuté kinematice monopostu.

Dále v návrhu vlastního hřebene vidím začátek vývoje do dalších let, během kterého se můžeme dostat k lepším parametrům než u běžně dostupných sériových hřebenu.

### 3.2 NÁVRH VLASTNÍHO HŘEBENE ŘÍZENÍ

Na začátku návrhu hřebene řízení jsem si stanovil několik počátečních parametrů podle kterých se budu při návrhu řídit. Těmito podmínkami jsou:

- pastorek a ozubení hřebene vyrobeno z oceli
- tělo hřebene vyrobeno z hliníkových částí a kompozitu z uhlíkových vláken
- celkový chod hřebene 50 mm
- úhel natočení volantu mezi krajními dorazy hřebene  $\approx 250^\circ$
- kinematická délka hřebene 460 mm
- celková hmotnost hřebene v rozmezí 400 – 600 g

Hlavními omezeními při návrhu hřebene jsou pravidla Formule Student, finanční a technologická náročnost konstrukce.

#### 3.2.1 NÁVRH PASTORKU A OZUBENÉHO HŘEBENE

Jako základ pro návrh sestavy pastorku a ozubeného hřebene jsem zvolil přímé ozubení s následujícími parametry:

modul:  $m = 2 \text{ mm}$

úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$

šířka ozubení  $b = 10 \text{ mm}$

Podle literatury [8] pro převodový poměr ozubeného soukolí platí:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} [-] \quad (1)$$

Kde:

$i$	<i>převodový poměr</i>	$[-]$
$z_1$	<i>počet zubů hnacího kola</i>	$[-]$
$z_2$	<i>počet zubů hnaného kola</i>	$[-]$
$\varphi_1$	<i>úhel natočení hnacího kola</i>	$[^\circ]$
$\varphi_2$	<i>úhel natočení hnaného kola</i>	$[^\circ]$

Pro určení převodového poměru při aplikaci na sestavu pastorku a hřebene vycházím z následujících hodnot:

počet zubů na délce chodu hřebene 50 mm  $z_2 = 8$

ideální úhlový rozsah volantu  $\varphi_{1n} = 250^\circ$

V úhlovém rozsahu volantu musí dojít k posunu hřebene o délku 50 mm. Jelikož jsem za proměnou  $z_2$  dosadil počet zubů na délce hřebene 50 mm, musí dojít k posunu o všechny zuby tudíž proměnná  $\varphi_2 = 360^\circ$ .

ideální počet zubů pastorku  $z_{1n} = z_2 \frac{\varphi_2}{\varphi_{1n}} = 8 \cdot \frac{360}{250} = 11,52$  (2)

skutečný počet zubů pastorku  $z_1 = 12$

skutečný převodový poměr  $i_r = \frac{z_1}{z_2} = \frac{12}{8} = 1,5$  (3)

skutečný úhlový rozsah volantu  $\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{i_r} = \frac{360}{1,5} = 240^\circ$  (4)

Jakmile znám převodový poměr mezi pastorkem a hřebenem a z toho plynoucí počet zubů pastorku mohu vypočítat celou geometrii ozubení.

výška hlavy zubu  $h_a = m = 2 \text{ mm}$  (5)

výška paty zubu  $h_f = 1,25m = 2,5 \text{ mm}$  (6)

průměr roztečné kružnice pastorku  $d_1 = mz_1 = 2 \cdot 12 = 24 \text{ mm}$  (7)

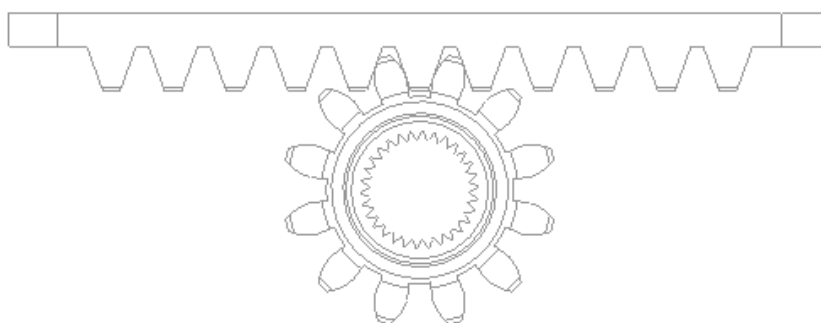
průměr hlavové kružnice pastorku  $d_{a1} = d_1 + 2h_a = 24 + 2 \cdot 2 = 28 \text{ mm}$  (8)

průměr patní kružnice pastorku  $d_{f1} = d_1 - 2h_f = 24 - 2 \cdot 2,5 = 19 \text{ mm}$  (9)

rozteč  $p = \pi m = \pi 2 = 6,283 \text{ mm}$  (10)

tloušťka zubu, šířka zubové mezery  $s = e = \frac{p}{2} = 3,142 \text{ mm}$  (11)

hlavová vůle  $c = 0,25m = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ mm}$  (12)



Obr. 10 schéma pastorku a ozubeného hřebene

**VÝPOČET SILOVÉHO PŮSOBENÍ**

Pro výpočet sílového působení v soukolí musím znát sílu působící na hřeben řízení při průjezdu zatáčkou. Tuto sílu jsem převzal ze simulací v programu ADAMS Car, které provedli kolegové pro průjezd monopostu zatáčkou s přetížením 3g.

$$\text{Síla v pravé tyči řízení} \quad F_{tyčR} = 592,8 \text{ N}$$

$$\text{Síla v levé tyči řízení} \quad F_{tyčL} = 38,4 \text{ N}$$

Síla v tyči řízení se dále rozloží na složky v jednotlivých osách souřadného systému hřebene. Toto rozložení provedu pomocí goniometrických funkcí a úhlů, které svírá tyč řízení s hřebenem.

složky síly od pravého kola působící na hřeben

$$F_{xR} = \sin(9,451^\circ) F_{tyčR} = \sin(9,451^\circ) \cdot 592,8 = 97,34 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{yR} = \cos(9,451^\circ) F_{tyčR} = \cos(9,451^\circ) \cdot 592,8 = 584,75 \text{ N} \quad (14)$$

$$F_{zR} = \sin(2,035^\circ) F_{tyčR} = \sin(2,035^\circ) \cdot 592,8 = 21,05 \text{ N} \quad (15)$$

Složky síly od levého kola určím stejným způsobem, pouze za sílu v tyči řízení dosadíme  $F_{tyčL}$ .

$$F_{xL} = \sin(9,451^\circ) F_{tyčL} = \sin(9,451^\circ) \cdot 38,4 = 6,31 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{yL} = \cos(9,451^\circ) F_{tyčL} = \cos(9,451^\circ) \cdot 38,4 = 37,88 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{zL} = \sin(2,035^\circ) F_{tyčL} = \sin(2,035^\circ) \cdot 38,4 = 1,36 \text{ N} \quad (18)$$

Celkovou tečnou sílu působící na ozubení poté vypočítám jako součet sil působících v ose y.

$$\text{tečná síla působící na ozubení} \quad F_t = F_{yR} + F_{yL} = 622,63 \text{ N} \quad (19)$$

$$\text{radiální síla působící na ozubení} \quad F_r = \tan(20^\circ) F_t = 226,62 \text{ N} \quad (20)$$

$$\text{celková síla působící na ozubení} \quad F = \frac{F_t}{\cos(20^\circ)} = 662,59 \text{ N} \quad (21)$$

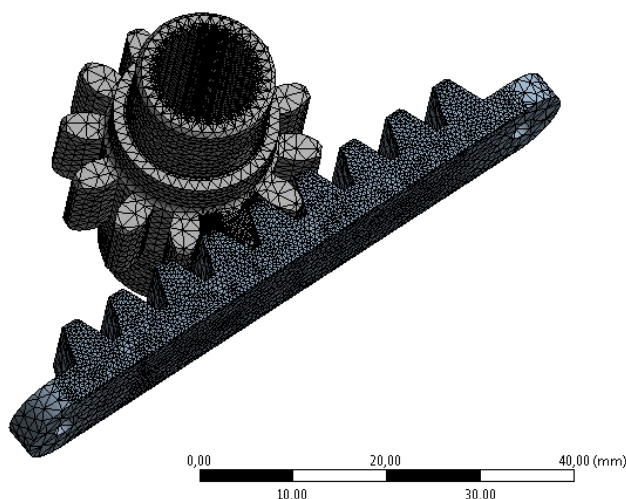
$$\text{moment vycházející z pastorku hřebene} \quad M_{hreben} = F_t \frac{d_1}{2} = 7,47 \text{ Nm} \quad (22)$$

**SIMULACE ZATÍŽENÍ SESTAVY PASTORKU A HŘEBENE**

Pro pevnostní analýzu jsem využil program ANSYS Workbench, využívající metodu konečných prvků. Veškeré pevnostní analýzy hřebene jsou provedeny pro zátěžový stav průjezdu zatáčkou při přetížení 3g.

Pro simulaci zatížení ozubení jsem použil 3D model sestavy pastorku a ozubeného hřebene. Tato sestava byla importována ve formátu STEP do programu ANSYS. Mezi zabírajícím zubem pastorku a hřebene byl vložen kontakt s koeficientem tření 0,2. Pastorku i hřebenu byly přiděleny materiálové vlastnosti oceli. Síť na zabírajících zubech byla vytvořena z tetraedrů o

velikosti elementu 0,3 mm. Na zbylých plochách pastorku a hřebene byla ponechána základní síť. Celkový počet elementů sítě je 108 099.

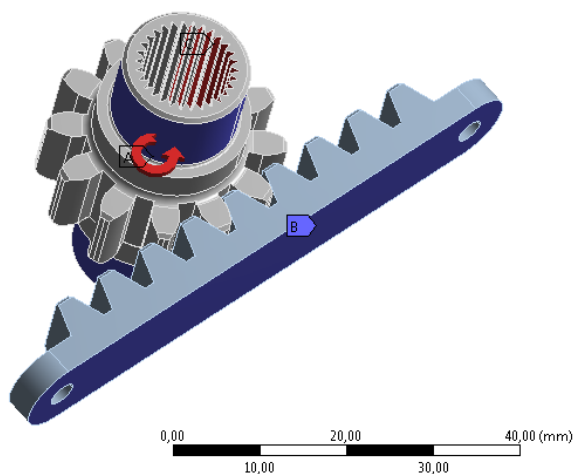


Obr. 18 Síť sestavy pastorku a hřebene

Na zadní plochu hřebene byla vložena vazba vetknutí, která odebrává hřebenu všechny stupně volnosti. Na dvě válcové plochy pastorku byla použita vazba Cylindrical Support, která nahrazuje uložení v ložiscích odebráním všech stupňů volnosti kromě rotace kolem osy ložiska. Jako zatížení byl použit moment od síly v tyči řízení vypočítaný v kapitole 3.2.1. Tímto momentem bylo zatíženo drážkování v pastorku, vždy na straně drážky, která daný moment přenáší.

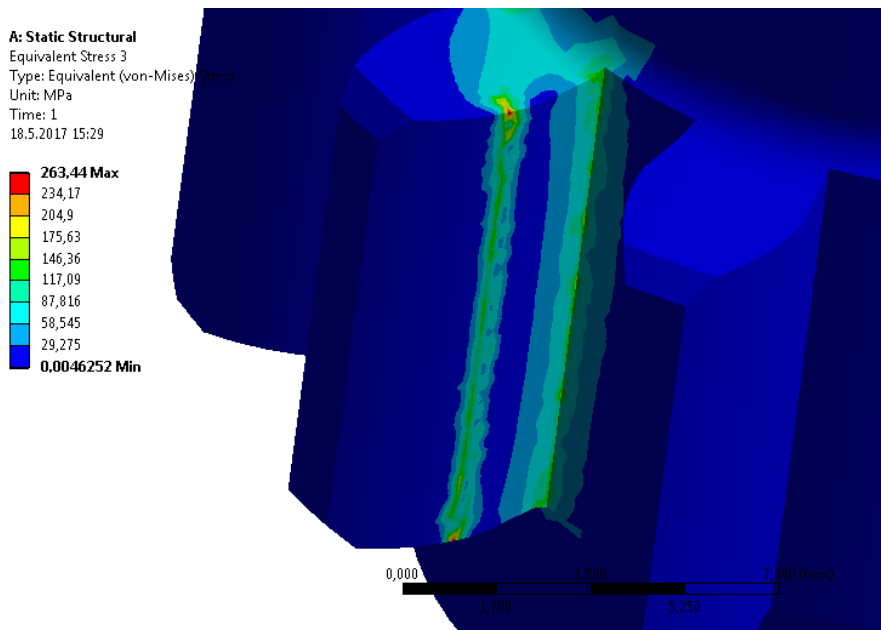
**A: Static Structural**  
 Static Structural  
 Time: 1, s  
 3.5.2017 22:08

**A** Moment: 7500, N-mm  
**B** Fixed Support  
**C** Cylindrical Support: 0, mm

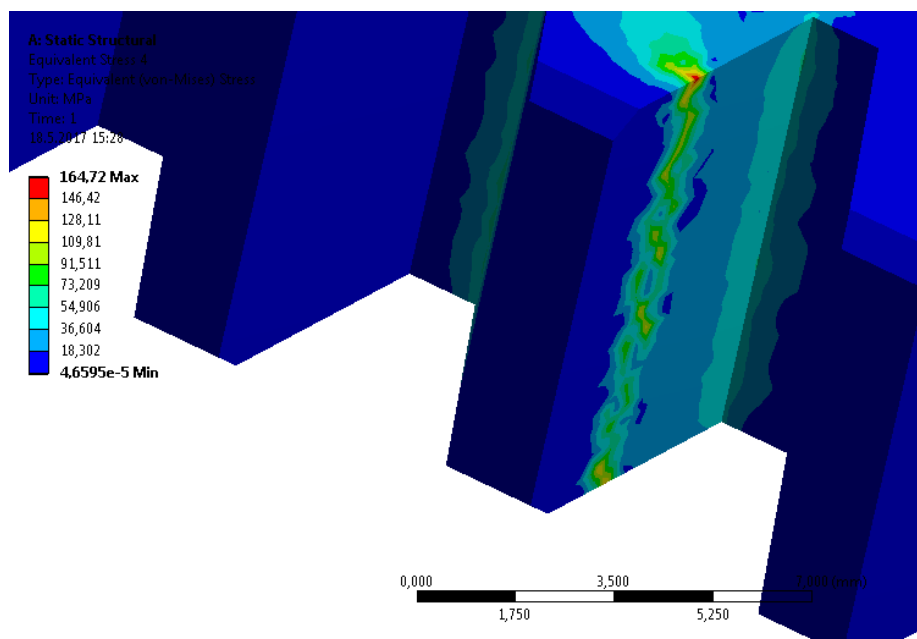


Obr. 19 Nastavení okrajových podmínek pro zatížení ozubení

Pro vyhodnocení napětí bylo využito podmínky redukovaného napětí podle hypotézy HMM. Nejvyšší hodnoty redukovaného napětí bylo dosaženo vždy na horní hraně zubu, tj. na místě



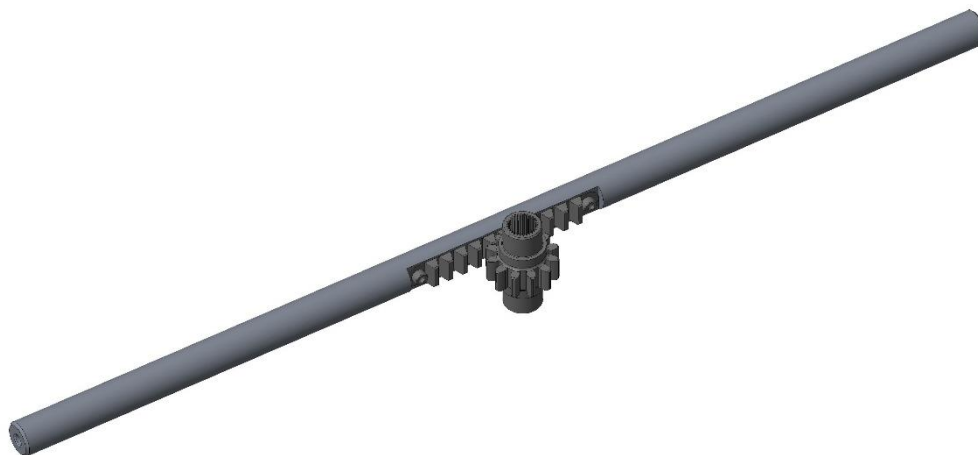
Obr. 20 Redukované napětí v zabírajícím zubu pastorku



Obr. 21 Redukované napětí v zabírajícím zubu hřebene

kde jej nemůžeme objektivně vyhodnotit. Maximální redukované napětí mimo hrany je tedy 181,8 MPa. Ozubení bude vyrobeno z oceli vhodné k zušlechťování ČSN 15 142. Tato ocel má hodnotu meze kluzu v zušlechťovaném stavu  $R_e = 750$  MPa. S ohledem na dynamické zatěžování hřebene bych označil dimenzování ozubení za vyhovující.

Jednou z nejtěžších částí hřebene řízení je tyč hřebene vyrobená z oceli, do které je vyřezáno ozubení hřebene. Proto bude z oceli vyrobené pouze samotné ozubení hřebene. Toto ozubení bude následně vloženo do vyfrézované drážky v tyči hřebene, ve které bude zajištěno lepeným spojem a dvěma šrouby. Díky tomu bude možné tyč hřebene vyrobit z hliníkové slitiny EN AW 7075, čímž dojde ke značné úspoře hmotnosti celého tělesa hřebene.



*Obr. 13 pastorek a ozubený hřeben vložený do tyče hřebene*

### 3.2.2 NÁVRH DOMKU PASTORKU A TYČE HŘEBENE

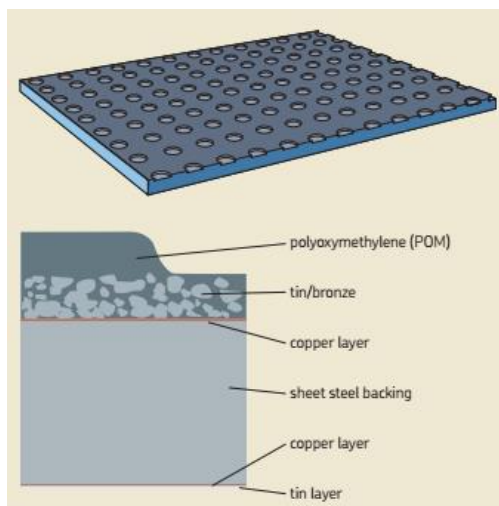
Jelikož je sestava pastorku a ozubeného hřebene přímo spojena s koly monopostu, mělo by jejich uložení v domku hřebene splňovat následující kritéria:

- přesné vedení tyče hřebene
- maximální tuhost uložení pastorku a ozubeného hřebene
- možnost upravovat osovou vzdálenost pastorku a ozubeného hřebene

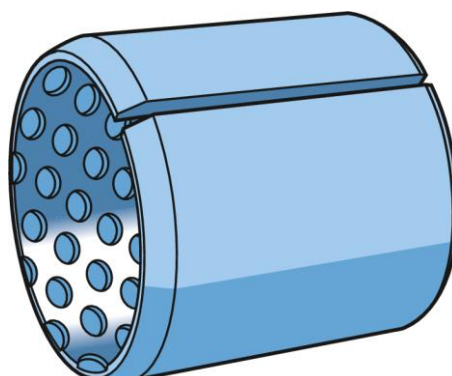
Jedním z dalších hlavních kritérií je stále hmotnost celého domku hřebene. Proto jsem se rozhodl použít pro domek kompozitu z uhlíkových vláken. Pastorek s ložisky a kluznými pouzdry budou uloženy v jednotlivých domcích z hliníkové slitiny EN AW 7075. Tyto domky poté budou spojeny trubkami z uhlíkového kompozitu lepeným spojem. Tímto způsobem bude zajištěna celková tuhost domku hřebene a přesné uložení ložisek a ozubení.

#### ULOŽENÍ TYČE HŘEBENE

Pro přesné vedení tyče hřebene bude tyč uložena ve dvojici tenkostěnných kluzných pouzder POM od firmy SKF. Tato kluzná pouzdra jsou navržena pro bezúdržbový provoz a velmi dobře snáší lineární pohyb. Kluzné pouzdro se skládá z ocelového kroužku, na kterém je nanášena vrstva mědi a cínu, zalita v polymeru POM (polyaxymethylen). Vrstva na povrchu pouzdra zajišťuje velmi dobré kluzné vlastnosti s minimálním koeficientem tření. Navíc se toto pouzdro vyznačuje velmi malou vůlí. [9]

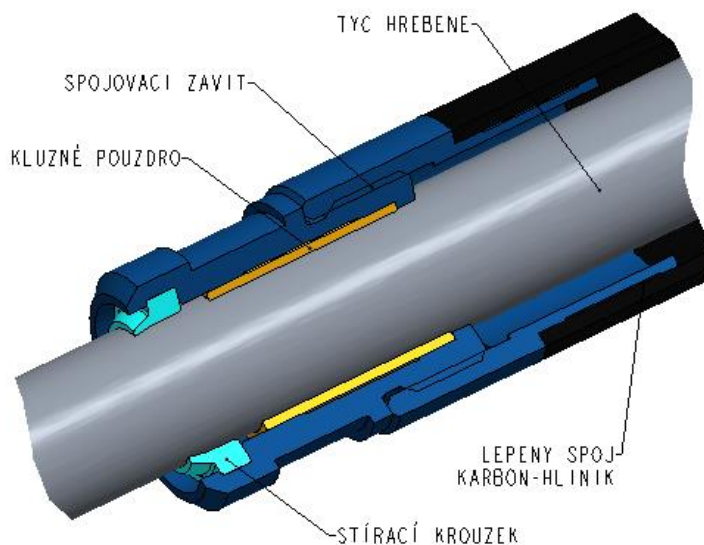


Obr. 14 Struktura kluzného pouzdra POM [9]



Obr. 15 kluzné pouzdro POM [9]

Pouzdra budou uloženy v krajních domcích hřebene. Jelikož budou pouzdra namáhána lineárním pohybem, musí být zajištěna proti axiálnímu pohybu. Pro jejich zajištění použijí lepidlo na ložiska. Pro zamezení vniku nečistot do kluzných pouzder, bude konec krajního domku utěsněn stíracím kroužkem z gumového materiálu.



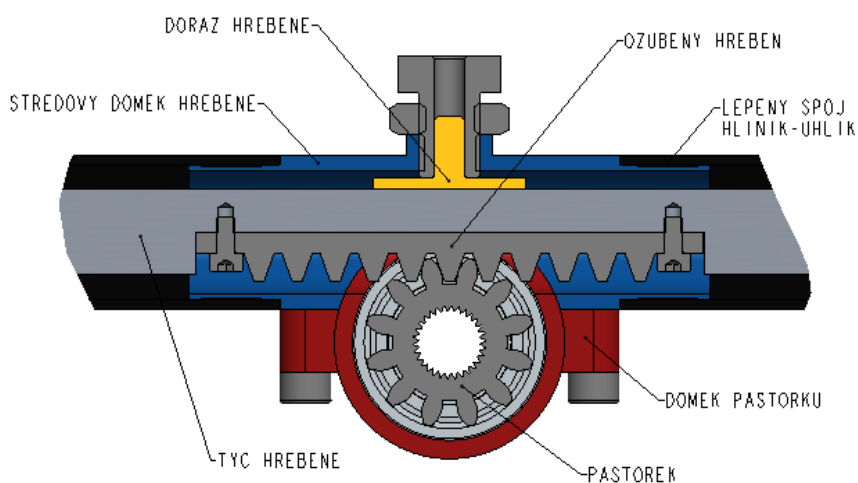
Obr. 16 Schéma uložení kluzného pouzdra v krajním domku.

Krajní domek bude na jedné straně hřebene rozdělen na dvě části spojené závitem, pro usnadnění servisování tyče hřebene s ozubením. Na vnějším povrchu domku bude drážka pro uložení do držáků celého tělesa hřebene řízení.

### ULOŽENÍ PASTORKU

Pastorek bude uložen mezi dvojicí kuličkových ložisek, které budou zalisovány do kruhového domku pastorku a zajištěny pojistným kroužkem. Tento domek bude spojen se středovým domkem hřebene čtyřmi šrouby. Vkládáním vymečovacích podložek mezi oba domky se bude snadno upravovat osová vzdálenost pastorku a hřebene aby bylo možné přesné vymezení vůle.

Na zadní straně středového domku bude závit pro nastavitelný doraz hřebene. Na středový domek budou lepenými spoji připojeny krajní části celého domku hřebene.

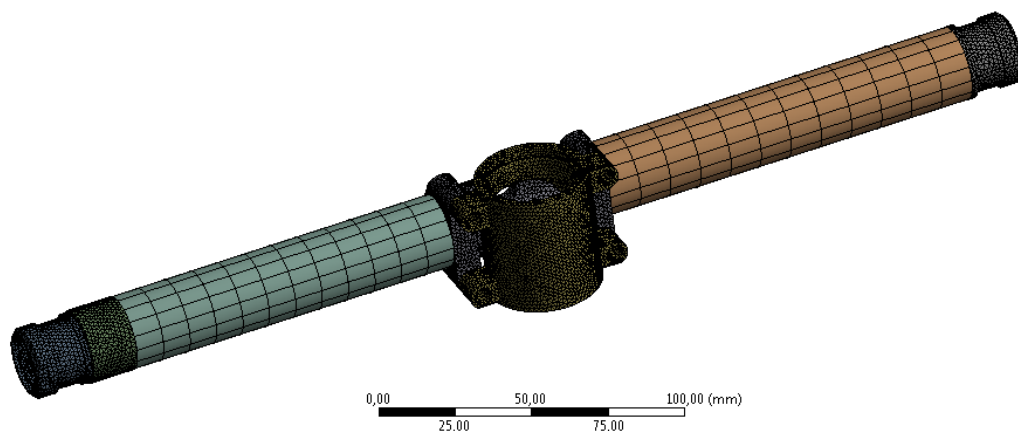


Obr. 17 Schéma uložení pastorku a ozubeného hřebene

### SIMULACE ZATÍŽENÍ DOMKU HŘEBENE ŘÍZENÍ

Pro simulaci zatížení celého domku hřebene jsem použil 3D model samotného domku bez vložených ložisek, ozubení a tyče řízení. Mezi trubkami z uhlíkového kompozitu a hliníkovými domky byla použita vazba bonded nahrazující lepený spoj. Pro závitové spoje byla použita také vazba bonded. Mezi domek pastorku a středový domek hřebene byla vložena vazba s koeficientem tření 0,2.

Domkům byly přiděleny materiálové vlastnosti hliníkové slitiny. Jelikož tuhost uhlíkového kompozitu odpovídá zhruba tuhosti oceli, byly pro spojovací trubky použity materiálové vlastnosti oceli. Pro hliníkové domky byla použita síť z tetraedrů o velikosti elementu 1,5 mm. Na zbylé části byla použita defaultní síť. Celkový počet elementů sítě je 149 668.



Obr. 18 Síť celého domku hřebene

Do drážek pro držáky na krajních domcích byly vloženy vazby vetknutí, tím jsem odebral celému domku hřebene všechny stupně volnosti. Zatěžování domku bylo rozděleno do dvou

kroků. V prvním kroku dojde k předepnutí šroubů spojujících domek pastorku a středový domek. V dalším kroku bude domek pastorku zatížen reakčními silami působícími na pastorek. Tyto síly byly zadány pomocí Bearing load, simulující zatížení od ložisek, kterými se reakční síly od pastorku přenáší na domek hřebene.

**A: Static Structural**

Static Structural

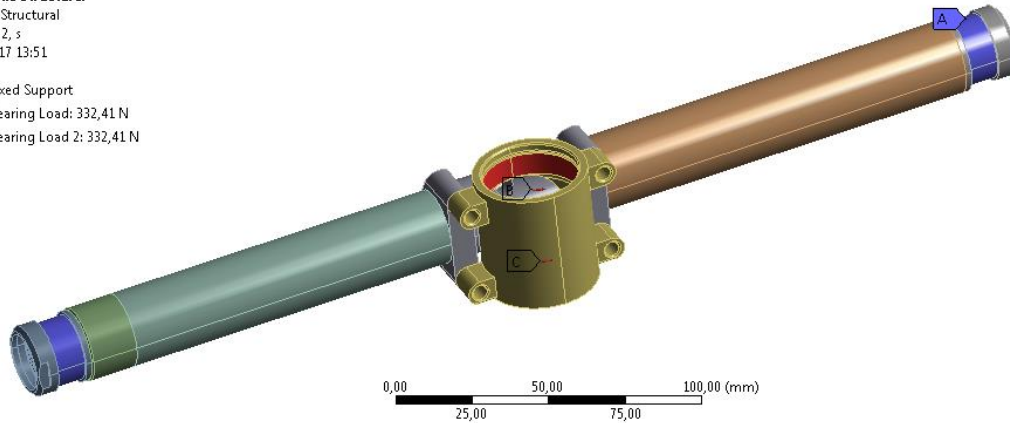
Time: 2, s

4.5.2017 13:51

**A** Fixed Support

**B** Bearing Load: 332,41 N

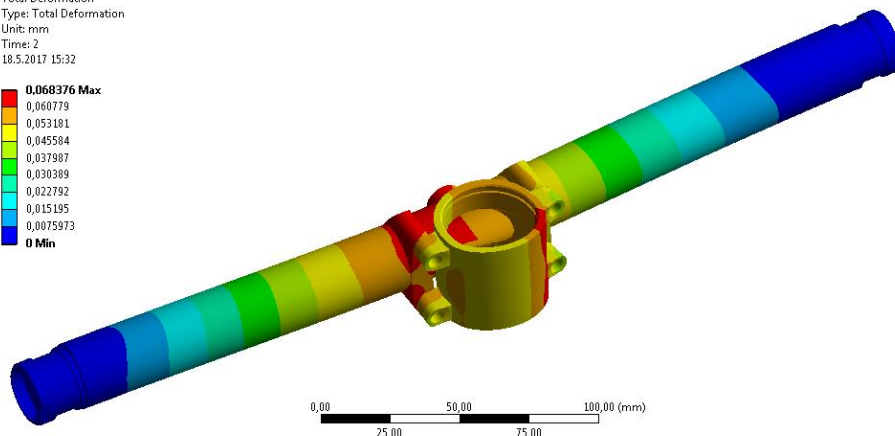
**C** Bearing Load 2: 332,41 N



*Obr. 19 Nastavení okrajových podmínek pro zatížení domku hřebene*

**A: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
18.5.2017 15:32

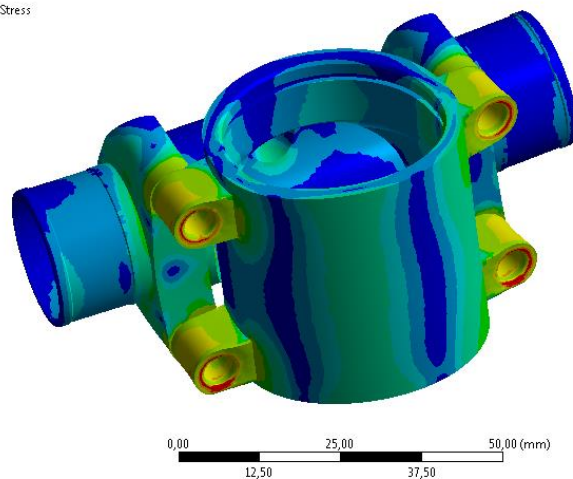
**0,068376 Max**  
0,060779  
0,053181  
0,045584  
0,037987  
0,030389  
0,022792  
0,015195  
0,0075973  
**0 Min**



*Obr. 20 Výsledné deformace celého domku hřebene (zvětšeno 100x)*

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress: 6  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 2  
18.5.2017 15:33

**489,97 Max**  
157,21  
127,63  
98,052  
30,291  
20,445  
10,598  
7,09  
3,5816  
**0,073135 Min**

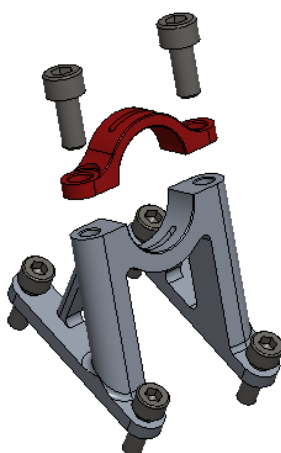


*Obr. 21 Redukované napětí v domku pastorku a středovém domku*

Maximální deformace celého domku hřebene vyšla 0,068 mm, na základě tohoto výsledku bych domek hřebene označil za dostatečně tuhý. Redukované napětí v krajních domcích hřebene vychází kolem 60 MPa, což je vzhledem k redukovanému napětí ve středovém domku a domku pastorku zanedbatelné. Maximální redukované napětí mimo ostré hrany mně vyšlo 282 MPa. Mez kluzu hliníkové slitiny EN AW 7075 je pro danou tloušťku materiálu 470 MPa. Vzhledem k dynamickému namáhání domku považuji dosažené napětí za vyhovující a další optimalizaci nevidím jako nutnou.

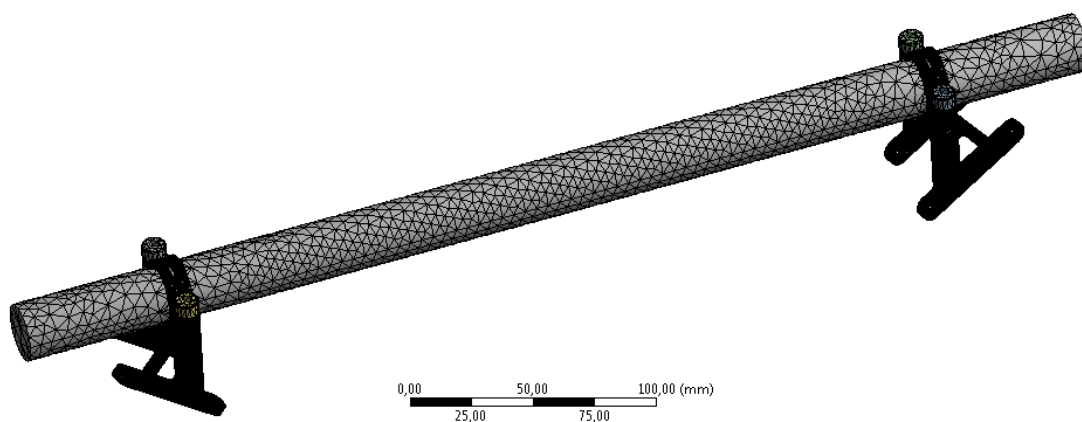
### 3.2.3 ULOŽENÍ HŘEBENE ŘÍZENÍ V MONOPOSTU

Těleso hřebene bude v monopostu uloženo v držácích vyrobených z hliníkové slitiny EN AW 7075. Držáky budou rozděleny na dvě části, kdy spodní část bude přišroubována k insertům vloženým do karbonového monokoku. Horní části držáků budou tvořit objímky, kterými bude celé těleso upevněno do držáků.



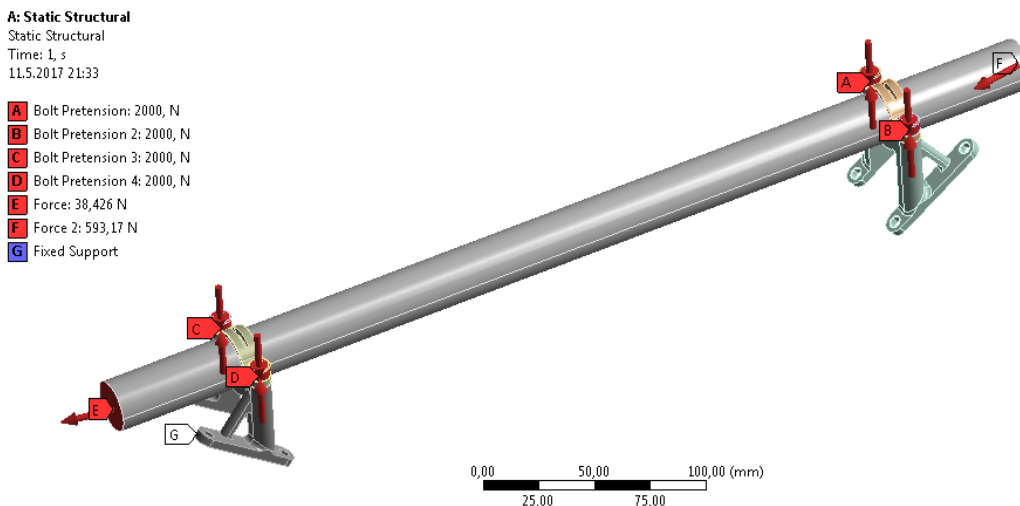
Obr. 22 Sestava držáku tělesa

Pro pevnostní analýzu byla místo tělesa hřebene použita náhrada o kinematické délce hřebene a s výřezy pro uchycení v držácích. Mezi držáky a náhradou hřebene byla nastavena vazba s koeficientem tření 0,2. Držákům byly přiřazeny materiálové vlastnosti hliníku a náhradě hřebene materiálové vlastnosti oceli. Na držáky byla použita síť z tetraedrů o velikosti elementu 0,8 mm, na zbytku částí byla ponechána defaultní síť. Celkový počet elementů sítě je 499 104.

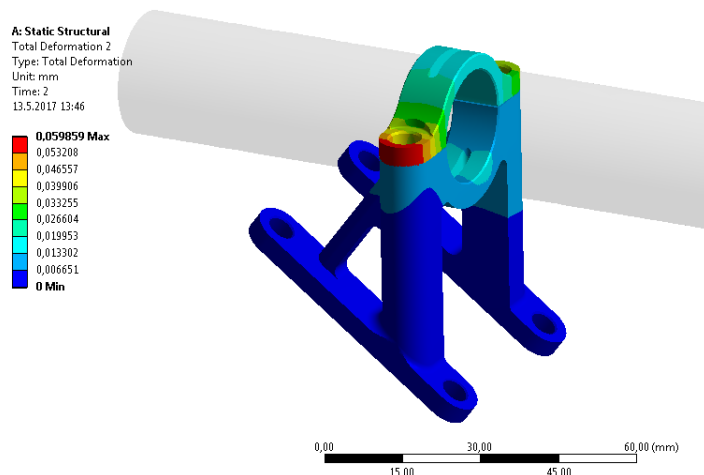


Obr. 23 Síť sestavy držáků tělesa hřebene

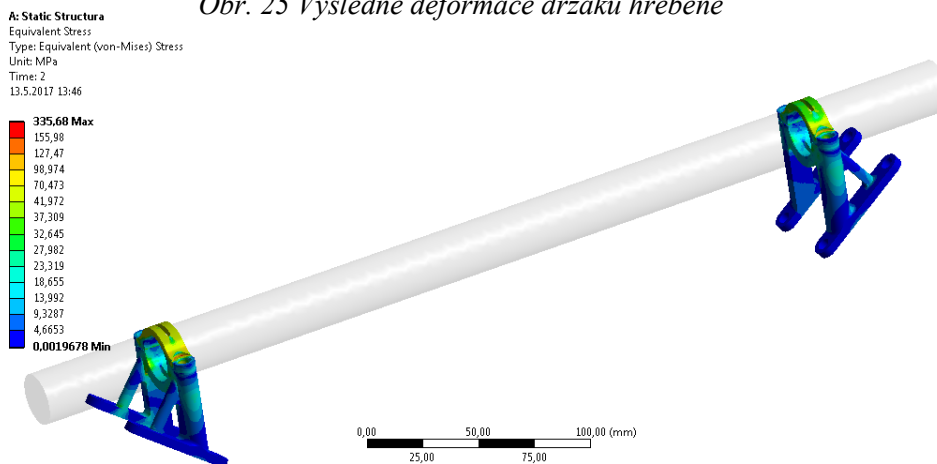
Pro stanovení okrajových podmínek byly použity síly působící na hřeben vypočítané v kapitole 3.2.1. Síly byly umístěny na okraje náhrady hřebene. Na spodní stranu držáků byla nastavena vazba vetknutí, která simuluje přišroubování držáku ke karbonovému monokoku. Zatěžování bylo rozděleno do dvou kroků. V prvním kroku byly předepjaty šroubové spoje držáků silou 2000N. Následně byly ve druhém kroku držáky zatíženy silami od kol.



Obr. 24 Nastavení okrajových podmínek pro zatížení držáků hřebene



Obr. 25 Výsledné deformace držáku hřebene



Obr. 26 Výsledné redukované napětí v držácích hřebene

Maximální deformace držáku hřebene vyšla 0,060 mm. S ohledem na to, že k této deformaci dochází při utahování šroubů na horní objímce držáku, nemá tato deformace přímý vliv na celkovou tuhost uložení tělesa hřebene. Nejvyšší deformace na těle držáků byla 0,027 mm. Na základě této hodnoty bych označil uložení tělesa hřebene za dostatečně tuhé. Maximální redukované napětí mimo ostré hrany vyšlo 196 MPa. Mez kluzu slitiny EN AW 7075 je pro danou tloušťku materiálu 470 MPa. Stejně jako těleso hřebene bude i jeho uložení dynamicky namáháno. S ohledem na předpokládaný charakter zatížení držáku lze výsledná napětí považovat za vyhovující.

## 4 NÁVRH A KONSTRUKCE KUŽELOVÉ PŘEVODKY ŘÍZENÍ

Pro převod točivého momentu z volantu k hřebenu řízení jsem se rozhodl použít kuželovou převodku řízení. Hlavním důvodem byly velmi dobré zkušenosti s konceptem kuželového převodu oproti konceptu s kardanovými klouby. Jednodušší uložení převodky v karbonovém monokoku. A také možnost maximálně vymežit vůli v řízení.

Stejně jako u návrhu hřebenu, zvolil jsem si základní kritéria, kterých se budu při návrhu kuželové převodky držet:

- převodový poměr 1:1
- použití kuželových kol se zakřivenými zuby
- úhel os kuželových kol  $90^\circ$
- kuželová kola vyrobena z oceli
- domek převodky vyrobený z hliníku
- možnost změny vzdálenosti kuželových kol pro přesné vymezení vůle

Stejně jako u hřebene budou hlavními omezeními pravidla formule student, finanční a technologická náročnost konstrukce.

### 4.1 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ

Velkou výhodou použití hřebene řízení vlastní konstrukce je určení úhlového rozsahu volantu přímo na převodu hřebene. Díky tomu může být použito kuželové soukolí s převodovým poměrem 1:1. Z důvodu vysoké finanční a technologické náročnosti výroby kuželového soukolí se zakřivenými zuby s úhlem os jiným než  $90^\circ$  jsem se rozhodl použít právě kuželové soukolí s kolmými osami. Díky těmto faktorům můžu využít sériově vyráběné soukolí, čímž se výrazně sníží finanční náklady na převodku řízení.

#### 4.1.1 GEOMETRIE KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Pro převodku řízení jsem zvolil kuželové soukolí se zakřivenými zuby typu Gleason od firmy Chiaravalli. Kuželová kola se zakřivenými zuby se obecně vyznačují plynulejším chodem a déle trvajícím záběrem. Dochází u nich také k menšímu namáhání zubů. Podle tabulky dovolených momentů přenášených kuželovým soukolím, které byly vypočítány a experimentálně ověřeny firmou Chiaravalli, jsem zvolil kuželové soukolí s následujícími parametry:

modul kuželového soukolí	$m^k = 2 \text{ mm}$	
počet zubů kuželového soukolí	$z_1^k = z_2^k = 16$	
průměr roztečné kružnice kuželového soukolí	$d^k = m^k z_1^k = 32 \text{ mm}$	(23)
šířka ozubení kuželového soukolí	$b^k = 9 \text{ mm}$	
úhel roztečného kužele	$\delta_1 = \delta_2 = 45^\circ$	
úhel profilu kuželových kol	$\alpha_{nm} = 20^\circ$	
úhel sklonu boční křivky	$\beta_m = 35^\circ$	

Pro zvolené kuželové soukolí jsou hodnoty dovolených momentů následující:

$$\text{Maximální dynamický přenášený moment} \quad M_d^k = 10 \text{ Nm}$$

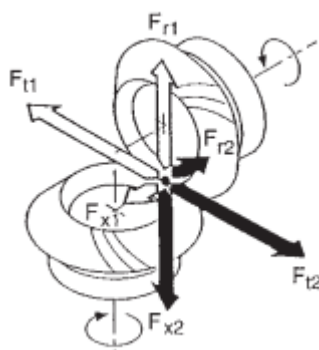
$$\text{Maximální statický přenášený moment} \quad M_s^k = 26,3 \text{ Nm}$$

Při přenášeném momentu vypočítaném v kapitole 3.2.1 můžeme určit koeficient bezpečnosti:

$$K^k = \frac{M_d^k}{M_{hребен}} = \frac{10}{7,47} = 1,34 \quad (24)$$

#### 4.1.2 SILOVÉ POMĚRY V KUŽELOVÉM SOUKOLÍ

Dle [10] silový poměr v kuželovém soukolí vypočítám z následujících vztahů. Pro výpočet použiji moment na hřebenu řízení vypočítaný v kapitole 3.2.1. Jako hnací kolo uvažujeme kolo na hřídeli od volantu, a smysl otáčení viz obr. 27.



Obr. 27 směry sil působících v kuželovém soukolí [11]  
(černá – síly na hnané kolo, bílá – síly na hnací kolo)

Síly působící na hnací kolo

$$\text{tečná síla} \quad F_{t1}^k = \frac{M_{hребен}}{\frac{d_k}{2}} = \frac{7,47}{\frac{32 \cdot 10^{-3}}{2}} = 466,875 \text{ N} \quad (25)$$

$$\text{radiální síla} \quad F_{r1}^k = \frac{F_t^k}{\cos(\beta_m)} (\cos(\delta_1) \tan(\alpha_{nm}) + \sin(\delta_1) \sin(\beta_m)) \quad (26)$$

$$F_{r1}^k = \frac{466,875}{\cos(35)} (\cos(45) \tan(20) + \sin(45) \sin(35))$$

$$F_{r1}^k = 377,845 \text{ N}$$

$$\text{axiální síla} \quad F_{a1}^k = \frac{F_t^k}{\cos(\beta_m)} (\sin(\delta_1) \tan(\alpha_{nm}) - \cos(\delta_1) \sin(\beta_m)) \quad (27)$$

$$F_{a1}^k = \frac{466,875}{\cos(35)} (\sin(45) \tan(20) - \cos(45) \sin(35))$$

$$F_{a1}^k = 84,474 \text{ N}$$

Síly působící na hnané kolo

$$\text{tečná síla} \quad F_{t2}^k = F_{t1}^k = 466,875 \text{ N} \quad (28)$$

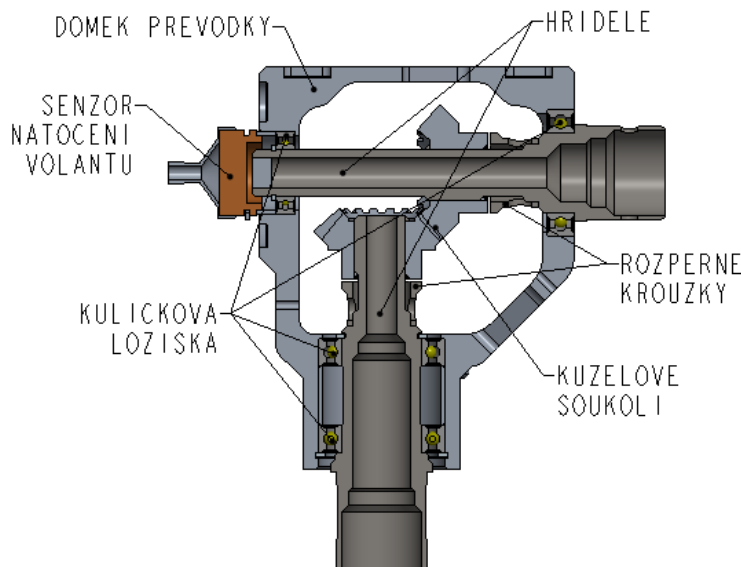
$$\text{radiální síla} \quad F_{r2}^k = F_{a1}^k = 84,474 \text{ N} \quad (29)$$

$$\text{axiální síla} \quad F_{a2}^k = F_{r1}^k = 377,845 \text{ N} \quad (30)$$

Zakoupená kuželová kola budou dále upravena kvůli snížení jejich hmotnosti a možnosti uložení do domku převodky řízení.

## 4.2 ULOŽENÍ KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ

Do zvoleného kuželového soukolí bude vyřezáno jemné drážkování, pomocí kterého budou jednotlivá ozubená kola spojena s hřídelemi. Každá hřídel bude poté uložena v domku převodky pomocí dvou kuličkových ložisek. Vzájemná poloha dvojice ozubených kol bude zajištěna pomocí rozpěrných kroužků a sadou vymezovacích podložek. Díky tomuto uspořádání bude možné jednoduše vymezit vůli v kuželovém soukolí.



Obr. 28 Schéma uložení kuželového soukolí

### 4.2.1 KONTROLNÍ VÝPOČET SPOJE OZUBENÉHO KOLA S HŘÍDELÍ

Pro spojení ozubeného soukolí s hřídelemi jsem zvolil jemné drážkování 14 ČSN 01 4933. Z normy poté vychází následující parametry drážkování.

$$\text{vnější průměr drážkování} \quad D_{a1} = 14,2 \text{ mm}$$

$$\text{vnitřní průměr drážkování} \quad D_{a2} = 12 \text{ mm}$$

$$\text{střední průměr drážkovaného profilu} \quad D_T = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{14,2 + 12}{2} = 13,1 \text{ mm} \quad (31)$$

$$\text{počet drážek} \quad z = 31$$

$$\text{činná výška drážkování} \quad h = \frac{D_{a1} - D_{a2}}{2} = \frac{14,2 - 12}{2} = 1,1 \text{ mm} \quad (32)$$

zvolená činná délka drážkování  $l = 13,5 \text{ mm}$

součinitel drážek přenášejících obvodovou sílu  $K = 0,5$

Podle literatury [8] pro tlak na bocích drážek platí:

$$p = \frac{2M_{hребен}}{D_T l h K z} = \frac{2 \cdot 7,47 \cdot 10^3}{13,1 \cdot 13,5 \cdot 1,1 \cdot 0,5 \cdot 31} = 4,993 \text{ MPa} \quad (33)$$

A pro dovolený tlak na bocích drážek platí:

nominální tlak pro ocel  $p_0 = 150 \text{ MPa}$

dovolený tlak  $p_D = 0,25 p_0 = 0,25 \cdot 150 = 37,5 \text{ MPa} \quad (34)$

Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že hodnota tlaku na bocích drážek ve spoji ozubeného kola s hřídelí nedosahuje maximálního dovoleného tlaku. Můžeme určit koeficient bezpečnosti pro spojení hřídele s ozubenými koly:

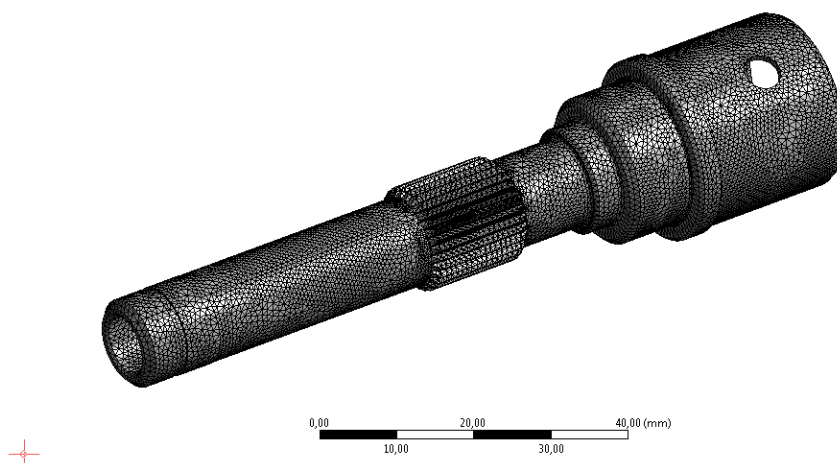
$$K^D = \frac{p_D}{p} = \frac{37,5}{4,993} = 7,5 \quad (35)$$

#### 4.2.2 SIMULACE ZATÍŽENÍ HŘÍDELÍ V PŘEVODCE

U hřídelí v převodce byly v první řadě kontrolovány deformace v místech uložení ozubených kol. Při velkých deformacích by mohlo dojít k oddálení kuželových kol a ke vzniku vůle v soukolí. V druhé řadě bylo také kontrolováno maximální redukované napětí v hřídelích, jehož analytické řešení by bylo značně komplikované. Jako okrajové podmínky pro simulace byly použity silové poměry v kuželovém soukolí vyjádřené v kapitole 4.1.2.

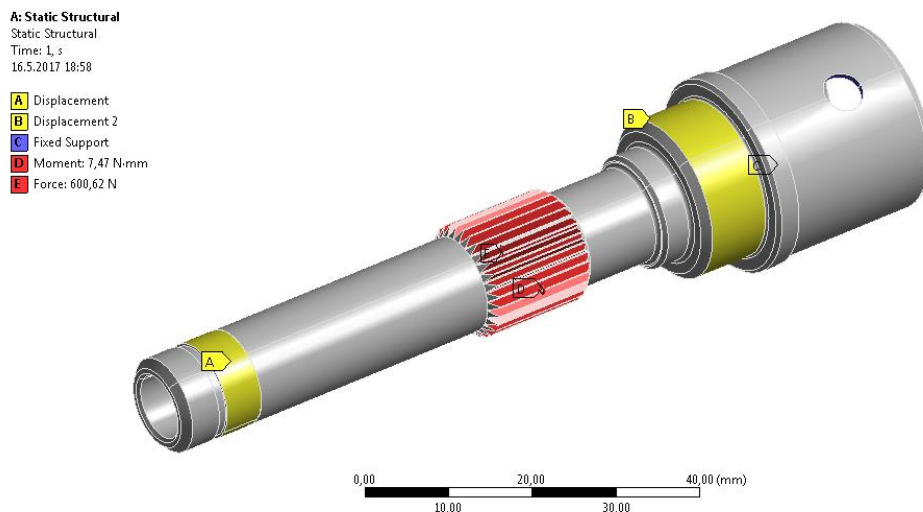
#### SIMULACE HŘÍDELE NESOUCÍ HNACÍ KOLO

Hřídel je vyroben z vysokopevnostní oceli 25CrMo4, tudíž jí byly přiřazeny mechanické vlastnosti ocelového materiálu. Síť byla vytvořena z tetraedrů o velikosti elementu 0,8 mm. Celkový počet elementů sítě je 152 556.

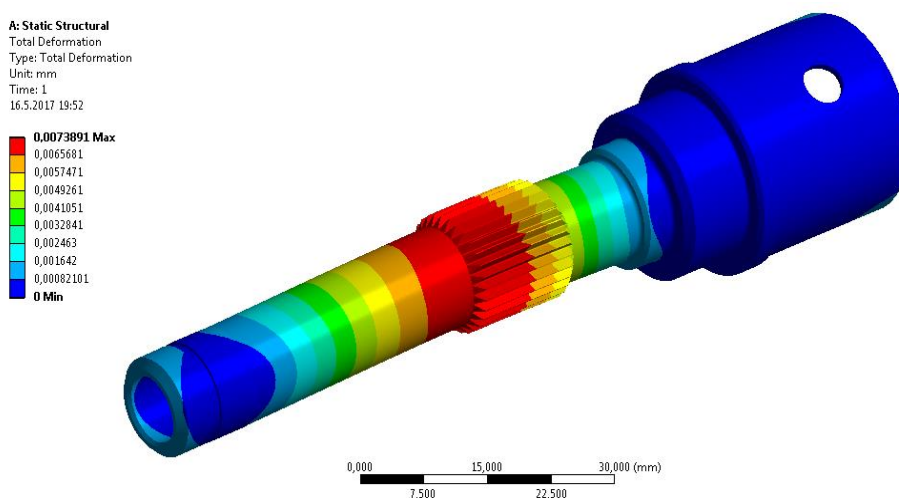


Obr. 29 Síť hřídele nesoucí hnací kolo

Na místa, kde bude hřídel uložena v ložiscích, byla vložena vazba displacement odebírající dva stupně volnosti. A to posuv ve směrech kolmých na osu hřídele. Do děr pro šrouby na konci hřídele byla vložena vazba vetknutí simulující šroubový spoj s trubkou k volantu. Hřídel byla zatížena v místě drážkování výslednicí radiální a tečné síly, působící na ozubení. Dále byla hřídel zatížena krouticím momentem od hřebene řízení. Toto zatížení bylo vloženo jen na stranu drážek, které jsou v přímém kontaktu s ozubeným kolem a přenáší tento moment.



Obr. 30 Okrajové podmínky pro simulaci zatížení hřídele nesoucí hnací kolo

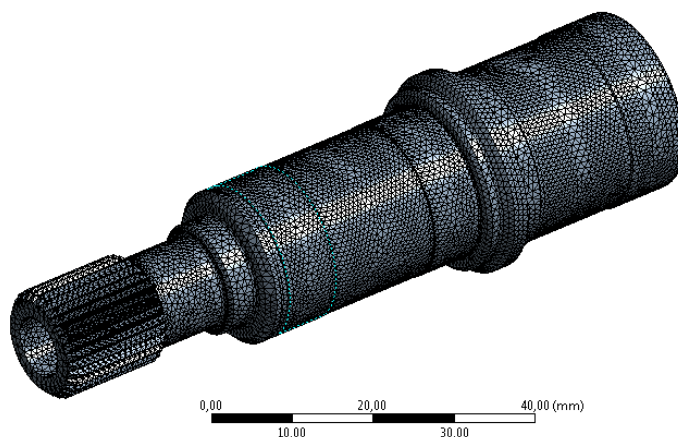


Obr. 31 Výsledné deformace hřídele nesoucí hnací kolo  
(deformace zvětšena 100x)

Maximální deformace v místě drážkování vyšla v řádech setin milimetru. Tato deformace se dá snadno zanedbat a hřídel lze označit za dokonale tuhou. Výsledné maximální redukované napětí vyšlo 55 MPa. Materiál 25CrMo4 má mez kluzu 600 MPa. Jelikož se jedná o kritickou součást systému řízení, jejíž selhání znamená vysoké riziko jak pro monopost, tak pro bezpečnost řidiče. A s ohledem na vysoké dynamické namáhání hřídele bych se do další optimalizace nepouštěl a hřídel označil za vyhovující.

### SIMULACE HŘÍDELE NESOUČÍ HNANÉ KOLO

Hřídel je vyrobena také z oceli 25CrMo4, takže jí byly přiřazeny mechanické vlastnosti ocelového materiálu. Síť byla vytvořena z tetraedrů o velikosti elementu 0,8 mm. Celkový počet elementů je 148 112.

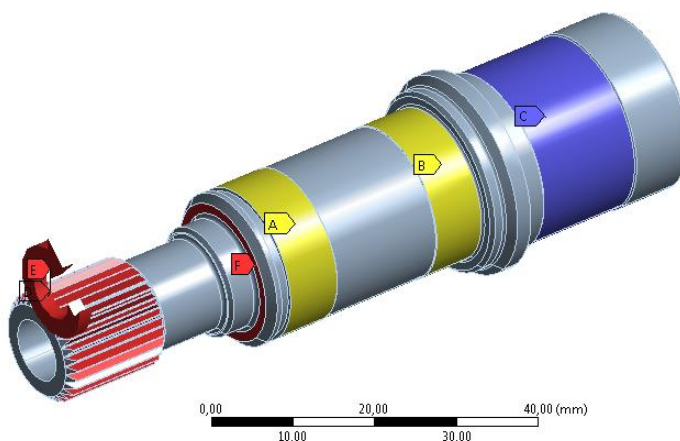


Obr. 32 Síť hřídele nesoucí hnané kolo

Stejně jako u první hřídele byly do míst ložisek vloženy vazby Displacement odebírající dva stupně volnosti. Vazba vetknutí zde byla vložena na zadní plochu hřídele, na které bude lepený spoj s trubicou z uhlíkového kompozitu. Hřídel byla zatížena výslednicí tečné a radiální síly působící na hnané ozubené kolo v místě jemného drážkování. Dále byla také hřídel zatížena axiální silou od hnaného ozubeného kola, která se přes rozpěrný kroužek přenáší na čelní plochu za drážkováním. Hřídel byla také zatížena momentem od hřebene a to na straně drážek, které jsou v přímém styku s ozubeným kolem a přenáší tedy moment.

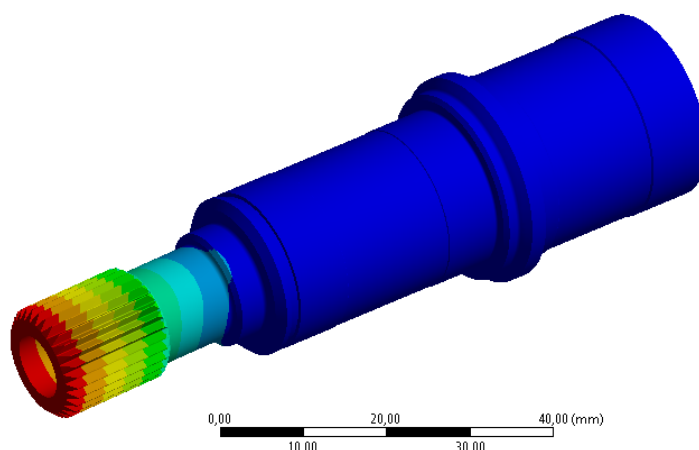
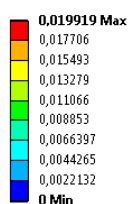
**B: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s  
16.5.2017 20:12

- A Displacement
- B Displacement 2
- C Fixed Support
- D Moment: 7,47 N-mm
- E Force: 474,46 N
- F Force 2: 377,85 N



Obr. 33 Okrajové podmínky pro simulaci zatížení hřídele nesoucí hnané kolo

B: Static Structural  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 1  
 16.5.2017 20:12

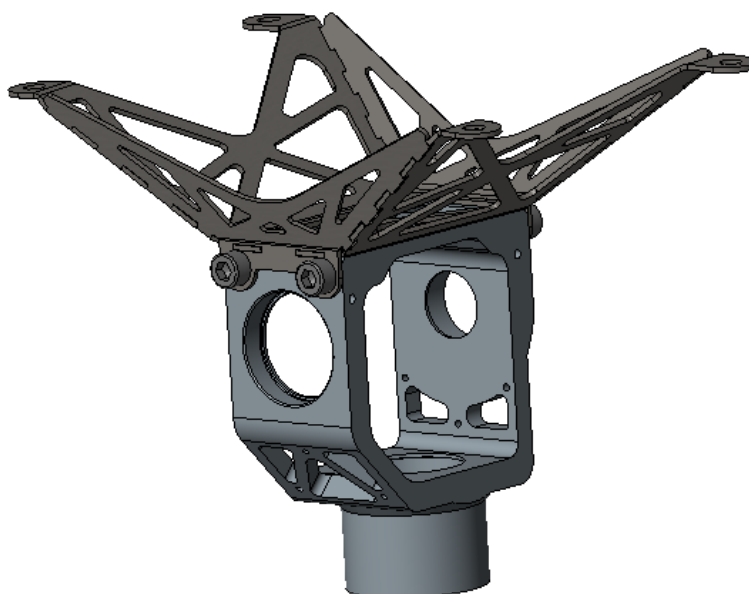


Obr. 34 Výsledná deformace hřídele nesoucí hnané kolo  
 (deformace zvětšena 100x)

Výsledná deformace v místě drážkování vyšla 0,02 mm, hřídele se tedy dá označit za dostatečně tuhou. Maximální redukované napětí vyšlo 92 MPa. Stejně jako u předchozí hřídele se jedná o velmi kritickou součást sestavy řízení. A při zohlednění vysokého dynamického namáhání již není další optimalizace vhodná. Hřídel bych tedy označil za vyhovující.

### 4.3 DOMEK PŘEVODKY ŘÍZENÍ

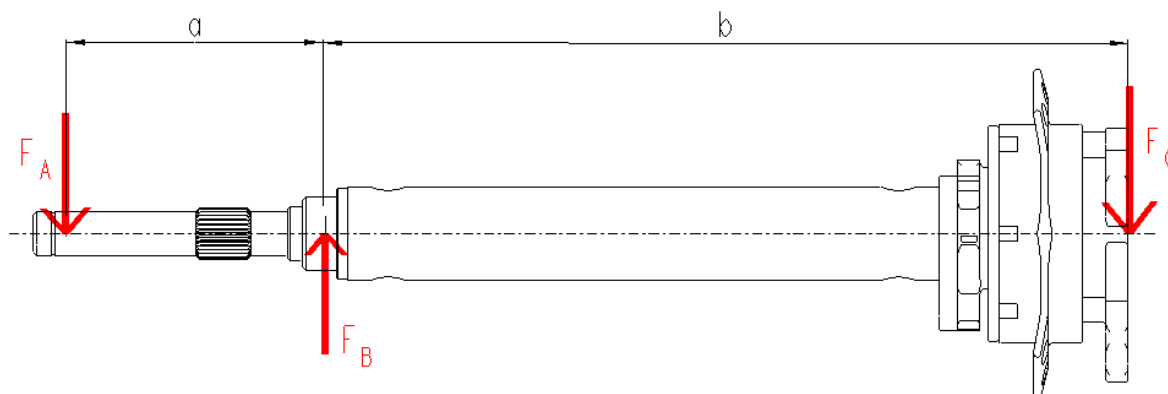
Hřídele budou uloženy v hliníkovém domku, který bude přišroubován k plechovému držáku. Plechový držák bude svařenec tří ohýbaných dílů, který šroubovými spoji připevnen k monokoku. Díky této konstrukci lze dosáhnout vysoké tuhosti zároveň s minimální hmotností celého držáku. Pomocí zámků v jednotlivých dílech svařence bude zajištěna i vysoká přesnost uložení domku převodky.



Obr. 35 Domek převodky řízení a jeho uložení

### 4.3.1 ZATÍŽENÍ DOMKU PŘEVODKY ŘÍZENÍ

V ideálním případě je systém řízení zatížen jen minimálními radiálními silami. V kritických případech (nasedání/vysedání řidiče) by měl být domek převodky a jeho uložení schopen přenést radiální sílu odpovídající váze řidiče. Pro hmotnost řidiče 70 kg je tedy odpovídající síla 700 N, která působí na volant a vyvolává silové působení v ložiscích hřídele nesoucí hnací kolo. Celou sestavu hřídele, trubky a rychlospojky volantu zjednoduším na staticky určený prut.



Obr. 36 Schéma silového působení na sestavu hřídele, trubky a rychlospojky volantu

Síly  $F_A$  a  $F_B$  jsou síly působící v ložiscích, ve kterých je uložena hřídel. Síla  $F_C$  je radiální síla působící na volant, kterou je sestava zatížena.

Výchozí veličiny:

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$b = 220 \text{ mm}$$

$$F_C = 700 \text{ N}$$

Můžeme sepsat rovnice statické rovnováhy pro daný prut:

$$\text{rovnice ve směru } y \quad -F_A + F_B - F_C = 0 \quad (36)$$

$$\text{momentová rovnice kolem bodu B} \quad F_A a - F_C b = 0 \quad (37)$$

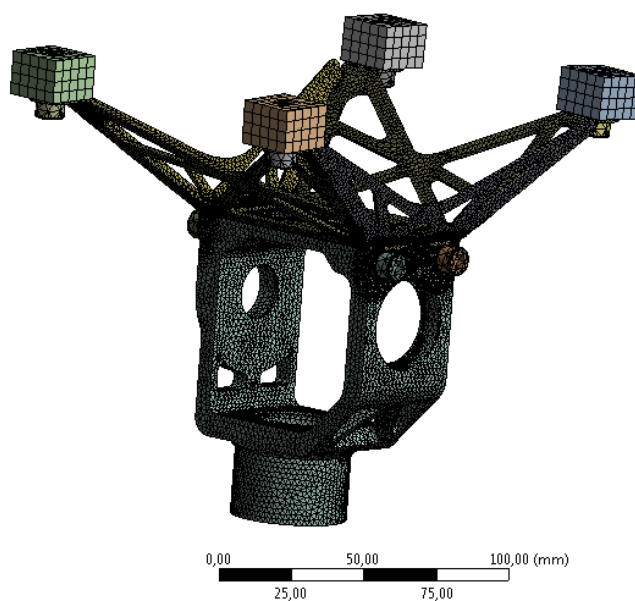
$$\text{Pro velikost sil v ložiscích tedy platí:} \quad F_A = \frac{F_C b}{a} = \frac{700 \cdot 220}{70} = 2200 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_B = F_A + F_C = 2200 + 700 = 2900 \text{ N} \quad (39)$$

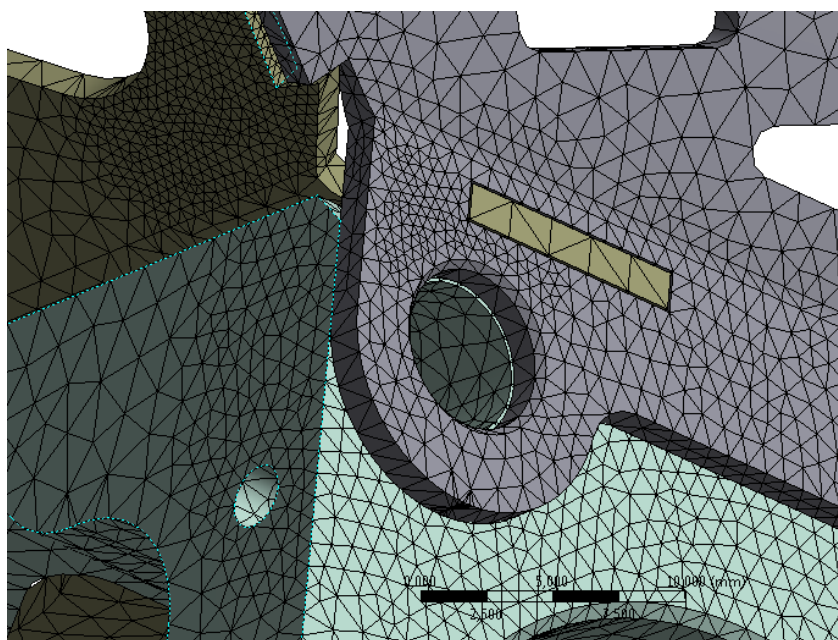
Tyto síly jsou reakce na zatěžující sílu působící na danou sestavu. Na domek řízení působí reakce těchto sil. Domek je tedy zatížen stejně velkými silami v místě ložisek s opačným směrem.

#### 4.3.2 SIMULACE ZATÍŽENÍ DOMKU PŘEVODKY A JEHO ULOŽENÍ

K sestavě domku převodky a plechového držáku byly přidány kostky v místech, kde bude držák přišroubován k monokoku. Tyto kostky simulují právě karbonový monokok, který považují za dokonale tuhý. Domku převodky byly přiřazeny materiálové vlastnosti hliníku, a držáku včetně šroubů materiálové vlastnosti oceli. Mezi domkem převodky a plechovým držákem byl nastaven kontakt s koeficientem tření 0,2. Pro domek a držák byla použita síť z tetraedrů o velikosti elementu 2 mm. V místě kontaktu mezi držákem a domkem převodky byla síť zjemněna na velikost elementu 0,5 mm, stejně jako v místech svarů jednotlivých částí držáku. Celkový počet elementů sítě je 170 254.

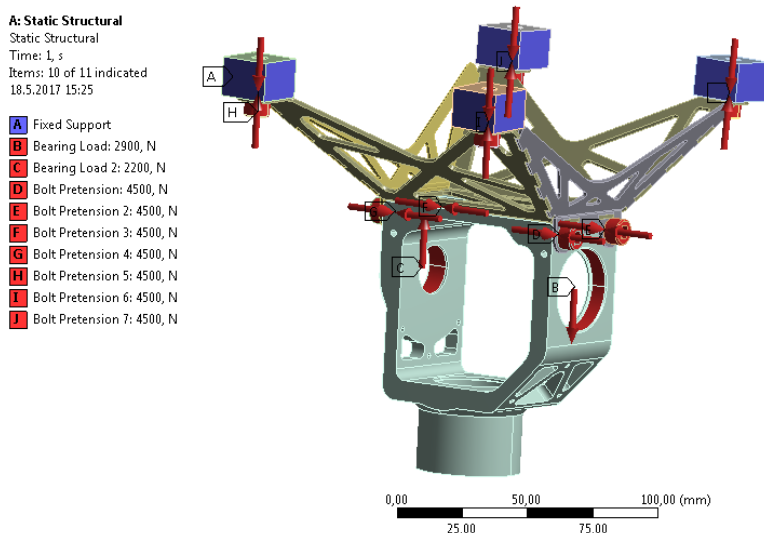


Obr. 37 Použitá síť při simulaci zatížení držáku a domku převodky



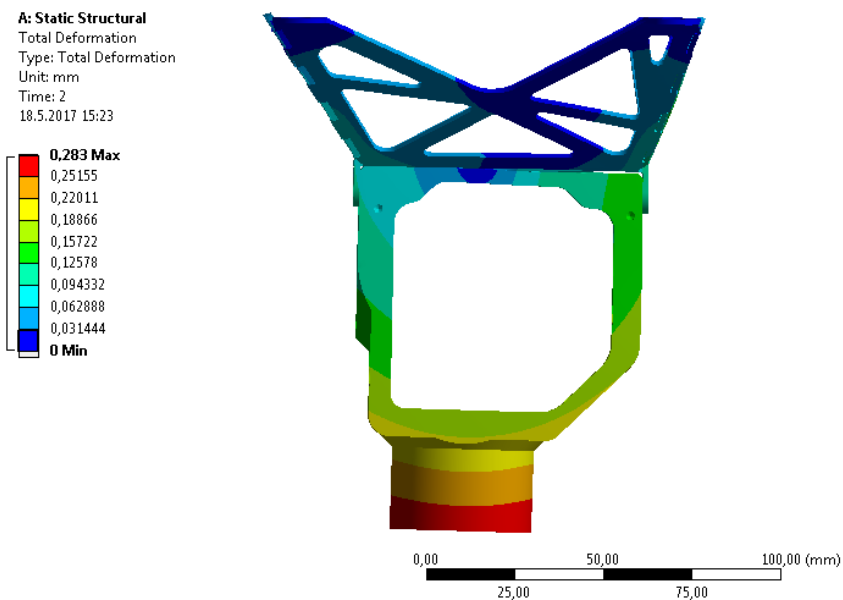
Obr. 38 Detail zjemnění sítě v místě kontaktu držáku a domku převodky + zjemnění sítě v místě svarů držáku

Na boční strany krychle nahrazující monokok byla použita vazba vetknutí. Zatěžování bylo rozděleno do dvou kroků, kdy při prvním kroku došlo k předepnutí šroubových spojů silou 4500 N. V dalším kroku byl domek převodky zatížen silami vypočítanými v kapitole 4.3.1. Sílové zatížení bylo vloženo pomocí funkce Bearing load, která simuluje rozložení zatížení od ložisek.

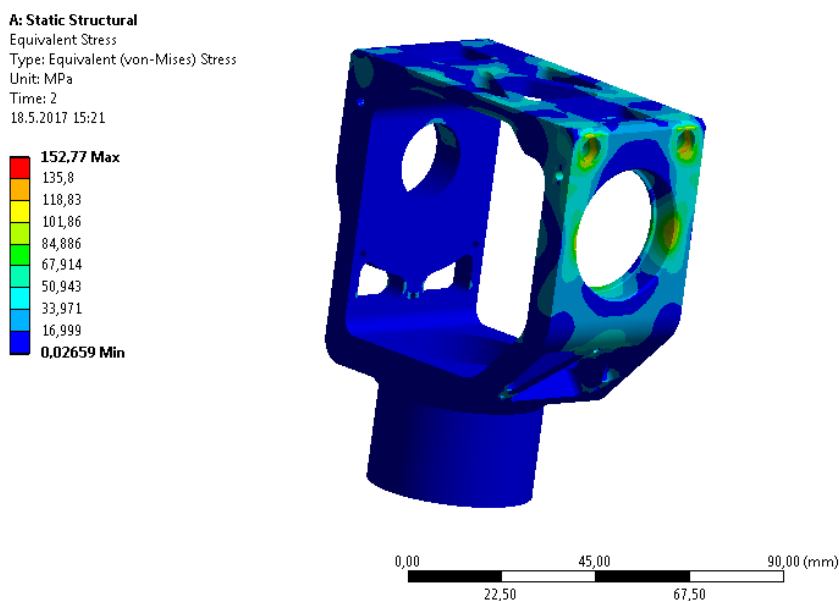


Obr. 38 Zatížení domku a držáku převodky řízení

Maximální deformace sestavy držáku a domku řízení při daném zatížení je 0,28 mm. Vzhledem k velikosti součástí a způsobu zatížení, ke kterému dojde jen v kritické situaci, bych označil sestavu za dostatečně tuhou.

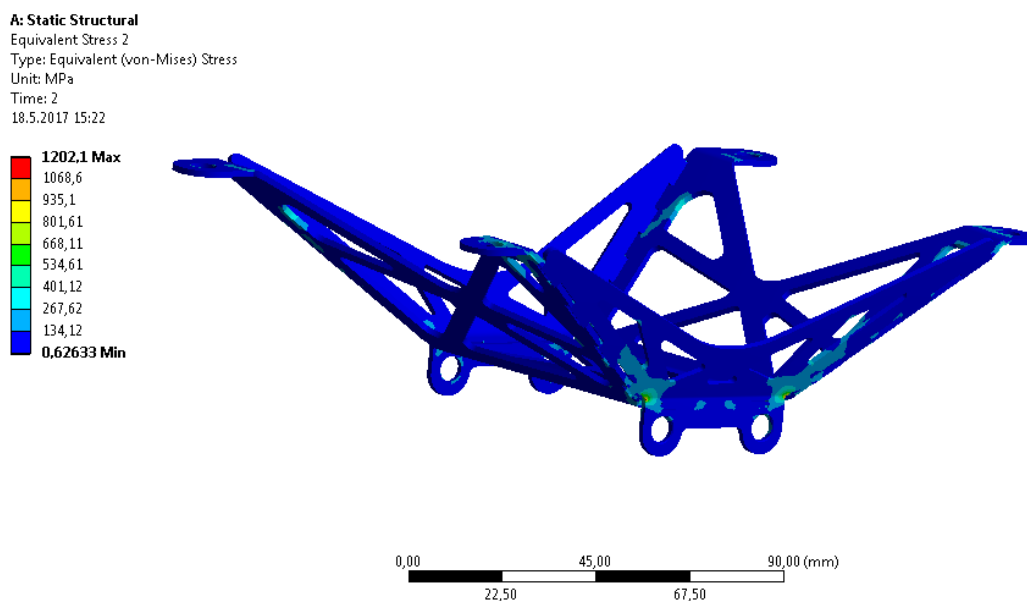


Obr. 39 Celková deformace sestavy domku a držáku převodky řízení (zvětšeno 10x)



Obr. 40 Výsledné redukované napětí v domku převodky řízení

Maximální redukované napětí mimo ostré hrany v domku převodky řízení vyšlo 130 MPa. Domek bude vyroben z hliníkové slitiny EN AW 7075, s mezí kluzu 470 MPa. Domek převodky lze považovat za vyhovující. Další optimalizaci za účelem snížení hmotnosti jsem proto dále neprováděl.



Obr. 41 Výsledné redukované napětí v plechovém držáku

Maximální redukované napětí mimo ostré hrany a mimo bodová napětí v místech svarů vyšlo 250 MPa. Držák bude vyroben z oceli 11 523 s mezí kluzu 355 MPa. Jelikož se jedná o kritický zátěžový stav, ke kterému nebude docházet při běžné jízdě, označil bych držák za vyhovující. Podmínka, aby při přenesení veškeré hmotnosti řidiče na volant nedošlo k překročení meze kluzu, byla splněna.

## 5 SLOUPEK ŘÍZENÍ

Spojení mezi hřídelí nesoucí hnané kuželové kolo a vstupní hřídelí do hřebene řízení se nazývá sloupek řízení. V předchozím monopostu Dragon 6 byla pro sloupek řízení použita trubka z oceli 25CrMo4. K této trubce byla přivařena hřídel z převodky řízení a na druhém konci výstupní hřídel z hřebene. Kvůli úspoře hmotnosti jsem se rozhodl použít pro letošní monopost trubku vyrobenou z kompozitu z uhlíkových vláken (CFRP). Tato trubka bude spojena s hřídelem pomocí lepeného spoje.

### 5.1 NÁVRH DÉLKY LEPENÉHO SPOJE

Pro lepený spoj je důležité navrhnout jeho optimální délku. Nejvíce namáhanými oblastmi jsou krajní části lepeného spoje. Při překročení hraniční délky lepeného spoje již déle nenarůstá hodnota přenášeného napětí. Naopak může dojít k větší náchylnosti k únavovému porušení lepeného spoje. Hraniční délka závisí na použitém lepidle a geometrii plochy lepeného spoje. Zpravidla by s měla pohybovat mezi 14 – 25 mm. Nepsaným pravidlem je, že lepené spoje by neměly být zatěžovány na více než 10% meze pevnosti použitého lepidla. [12]

Dle [11] lze pro minimální délku lepeného spoje na válcové ploše při maximálním přenášeném napětí 5% meze pevnosti lepidla použít odvozený vztah:

$$l_s = \frac{F_s}{0,05\pi D_s \sigma_L} \quad (40)$$

$F_s$  ... síla působící v lepeném spoji

$D_s$  ... průměr trubky v místě lepeného spoje

$\sigma_L$  ... mez pevnosti použitého lepidla

Pro lepený spoj bylo použito jednosložkové teplem vytvrditelné lepidlo Loctide 9514 s mezí pevnosti  $\sigma_L = 44 \text{ MPa}$ . Toto lepidlo se vyznačuje vysokou pevností v krutu a odolností proti rázům.

Pro sloupek řízení jsem zvolil CFRP trubku o velikosti 26 x 1,5 mm (vnější průměr x tloušťka stěny). Průměr trubky v místě lepeného spoje je tedy roven vnitřnímu průměru CFRP trubky.

$$D_s = 23 \text{ mm}$$

Sílu působící v lepeném spoji určím z momentu od hřebene řízení.

$$F_s = \frac{2M_{h\text{reben}}}{D_s} = \frac{2 \cdot 7,47}{23 \cdot 10^{-3}} = 649,565 \text{ N} \quad (41)$$

$$\text{minimální délka lepeného spoje} \quad l_s = \frac{649,565}{0,05\pi \cdot 23 \cdot 44} = 4 \text{ mm} \quad (42)$$

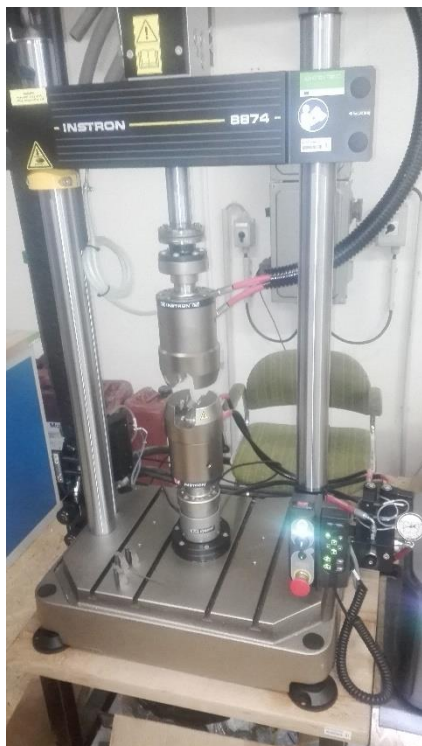
Kvůli vysokému dynamickému namáhání spoje jsem navýšil jeho délku na 14 mm tedy dolní hodnota hraniční oblasti délky lepeného spoje. Koeficient bezpečnosti lepeného spoje je tedy:

$$K^s = \frac{14}{4} = 3,5 \quad (43)$$

## 5.2 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ PEVNOSTI LEPENÉHO SPOJE

Navržený lepený spoj jsem také podrobil krutovým zátěžovým zkouškám. Byla vytvořena trojice vzorků s navrženým lepeným spojem. Tyto vzorky byly poté zatíženy momentem na zkušebním zařízení INSTRON 8874.

INSTRON 8874 je dvouosé zkušební zařízení, schopné zatěžovat tahem a krutem zároveň. Je schopno vyvinout maximální tahovou sílu +/- 25 kN a maximální krouticí moment +/- 100 Nm. Zařízení je vybavenou širokou řadou prismatických čelistí pro upnutí vzorků. [13]

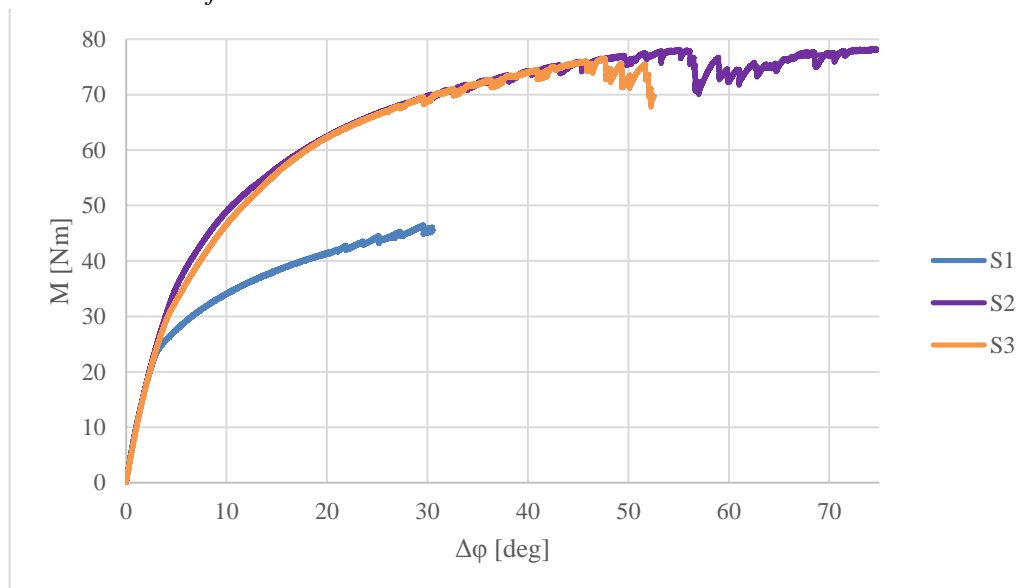


Obr. 42 Zkušební zařízení  
INSTRON 8874



Obr. 43 Vzorek upnutý ve zkušebním  
zařízení

Graf 1 Závislost krouticího momentu na úhlu natočení vzorku



Vzorek byl vždy upnut za své krajní části do čelistí zařízení. Čelisti se poté pomalu otáčely a snímali generovaný krouticí moment a úhlové natočení. Naměřené hodnoty jsem zpracoval do grafu. Z grafu je velmi dobře patrná oblast lineární deformace vzorku, po které následuje nelineární část zakončená praskáním jednotlivých vláken. Bohužel nelze jednoznačně rozhodnout, zda dochází k deformaci lepeného spoje nebo CFRP trubky. I přesto mohu konstatovat, že v oblasti provozního zatížení momentu od hřebene řízení dochází pouze k lineární elastické deformaci. U vzorku číslo 1 má plastická deformace rychlejší průběh při nižším zátěžném momentu. Lineární oblast vzorku je však stejná jako u ostatních. Zkoušku hodnotím jako úspěšnou a CFRP sloupek může být použit na monopostu.

## 6 UMÍSTĚNÍ SYSTÉMU ŘÍZENÍ V MONOPOSTU DRAGON 7

Celý systém řízení bude umístěn v karbonovém monokoku, ke kterému bude připevněn ve třech bodech. Dvěma body bude spojen hřeben řízení ke spodní části monokoku. Třetí bod bude spojení plechového držáku převodky řízení s horní částí monokoku. Spojení bude provedeno šroubovými spoji, kdy šrouby bude zašroubovány do hliníkových insertů v monokoku se závitovými vložkami Helicoil.



*Obr. 44 Celková sestava řízení v monopostu Dragon 7*

Spojení celého systému řízení s monokokem ve třech bodech zaručí dle provedených simulací dostatečnou tuhost systému.

## ZÁVĚR

Celková hmotnost navrženého hřebene řízení je 531 g. Oproti hřebenu řízení zRack používaném v minulo ročním monopostu Dragon 6, narostla hmotnost zhruba o 175 g. Avšak oproti hřebenům řízení nevyužívajících hliníkového ozubení (např. Formula seven pro steering rack) je navržený hřeben lehčí o 500g. Mírné zvýšení hmotnosti převyšují výhody plynoucí z vlastního návrhu. Např. optimální kinematická délka hřebene a vlastní převodový poměr ozubení hřebene, zajišťující dobrou ergonomii řidiče. Možnosti dalšího vývoje hřebene řízení bych viděl hlavně v použití šikmého nebo šípovitého ozubení a zvážení výroby ozubení z titanových slitin. Další cestou snížení hmotnosti hřebene je výroba tělesa hřebene z jedné CFRP trubky, doplněné o odlehčené hliníkové domky ložisek.

Díky použití kuželového soukolí se zakřivenými zuby a kolmých os kuželových kol došlo ke zlepšení chodu převodky řízení a snížení vůle v celém systému řízení. Díky zmenšení domku převodky řízení a použitím odlehčení na základě výpočtových simulací došlo také ke snížení hmotnosti převodky řízení o 200 g. Možnosti dalšího vývoje převodky řízení vidím hlavně v odlehčení držáku převodky řízení pomocí topologické optimalizace, nebo použitím držáku z kompozitu z uhlíkových vláken.

Celková hmotnost sestavy řízení monopostu Dragon 7 je 1.97 kg. Této hmotnosti bylo dosaženo také díky použití sloupku řízení z CFRP trubky. Sestava řízení byla vyrobena a namontována na monopost Dragon 7. Během dosavadního testování monopostu nedošlo k žádným problémům ve spojitosti se sestavou řízení. A byla také ověřena dostatečná tuhost celého systému.



Obr. 45 Monopost studentské formule Dragon 7

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Formulastudent.de [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://media.formulastudent.de/FSG16/Hockenheim-2016>
- [2] FSAE.com [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.fsaonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
- [3] Carbibles.com [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: [http://www.carbibles.com/steering\\_bible.html](http://www.carbibles.com/steering_bible.html)
- [4] Burnpavement.com [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: [http://www.burnpavement.com/upload/image/1307357913\\_2011-brake-lines.jpg](http://www.burnpavement.com/upload/image/1307357913_2011-brake-lines.jpg)
- [5] Formula-seven.com [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <http://www.formula-seven.com/shop-products>
- [6] FSAEparts.com [online]. [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: <https://fsaeparts.com/collections/suspension/products/zrack?variant=530966633>
- [7] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUT IUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [9] SKF.com [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/index.html>
- [10] SKF.com [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/index.html>
- [11] PRÁŠIL, Ludvík. Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby [online]. In: . s. 16-19 [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf)
- [12] Chiaravalli.cz [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://obchod.chiaravalli.cz/soubory/media/5/06-kuzelova-kola-nahled.pdf>
- [13] DLÁPAL, V. Návrh ramen zavěšení kol s vlepenými úchyty kloubů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 50 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [14] Instron.us [online]. [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.instron.us/en-us/products/testing-systems/dynamic-and-fatigue-systems/servo-hydraulic-fatigue/8874-axial-torsion>

- [15] CLARKE, Pat. Pat's Corner - Back to Basics. Formula student germany [online]. [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/pats-corner-back-to-basics/>
- [16] NEPAUER, J. Výroba kuželových ozubených kol. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 53s., příloh 4. Vedoucí práce Ing. Oskar Zemčík, Ph.D.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$b$	[mm]	Šířka ozubení hřebene
$b^k$	[mm]	Šířka ozubení kuželového soukolí
$c$	[mm]	Hlavová vůle ozubení hřebene
<i>CFRP</i>		Carbon fiber reinforced polymer
$d_1$	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku ozubení hřebene
$d_{a1}$	[mm]	Průměr hlavové kružnice pastorku ozubení hřebene
$D_{a1}$	[mm]	Vnější průměr drážkování
$D_{a2}$	[mm]	Vnitřní průměr drážkování
$d_{f1}$	[mm]	Průměr patní kružnice pastorku ozubení hřebene
$d^k$	[mm]	Průměr roztečné kružnice kuželového soukolí
$D_s$	[mm]	Průměr trubky v místě lepeného spoje
$D_T$	[mm]	Střední průměr drážkovaného profilu
$e$	[mm]	Šířka zubové mezery ozubení hřebene
$F$	[N]	Celková síla působící na ozubení hřebene
$F_A$	[N]	Síla působící v bodě A
$F_{a1}^k$	[N]	Axiální síla působící na hnací kolo kuželového soukolí
$F_{a2}^k$	[N]	Axiální síla působící na hnané kolo kuželového soukolí
$F_B$	[N]	Síla působící v bodě B
$F_C$	[N]	Síla působící v bodě C
$F_r$	[N]	Radiální síla působící na ozubení hřebene
$F_{r1}^k$	[N]	Radiální síla působící na hnací kolo kuželového soukolí
$F_{r2}^k$	[N]	Radiální síla působící na hnané kolo kuželového soukolí
$F_s$	[N]	Síla v lepeném spoji
$F_t$	[N]	Tečná síla působící na ozubení hřebene
$F_{t1}^k$	[N]	Tečná síla působící na hnací kolo kuželového soukolí
$F_{t2}^k$	[N]	Tečná síla působící na hnané kolo kuželového soukolí
$F_{ty\check{e}L}$	[N]	Síla v levé tyči řízení
$F_{ty\check{e}R}$	[N]	Síla v pravé tyči řízení
$F_{xL}$	[N]	x-ová složka síly od levého kola v tyči hřebene
$F_{xR}$	[N]	x-ová složka síly od pravého kola v tyči hřebene
$F_{yL}$	[N]	y-nová složka síly od levého kola v tyči hřebene
$F_{yR}$	[N]	y-nová složka síly od pravého kola v tyči hřebene

$F_{zL}$	[N]	z-ová složka síly od levého kola v tyči hřebene
$F_{zR}$	[N]	z-ová složka síly od pravého kola v tyči hřebene
$h$	[mm]	Činná výška drážkování
$h_a$	[mm]	Výška hlavy zubu ozubení hřebene
$h_f$	[mm]	Výška paty zubu ozubení hřebene
$i$	[-]	Převodový poměr
$i_r$	[-]	Skutečný převodový poměr
$K$	[-]	Součinitel drážek přenášejících obvodovou sílu
$K^D$	[-]	Koeficient bezpečnosti drážkování
$K^k$	[-]	Koeficient bezpečnosti kuželového soukolí
$K^S$	[-]	Koeficient bezpečnosti lepeného spoje
$l$	[mm]	Činná délka drážkování
$l_s$	[mm]	Minimální délka lepeného spoje
$m$	[mm]	Modul ozubení hřebene
$M_d^k$	[Nm]	Maximální dovolený dynamický moment přenášený kuželovým soukolím
$M_{hrebsen}$	[Nm]	Moment sil od kol působící na ozubení hřebene
$m^k$	[mm]	Modul kuželového soukolí
$M_s^k$	[Nm]	Maximální dovolený statický moment přenášený kuželovým soukolím
$p$	[mm]	Rozteč ozubení hřebene
$p$	[MPa]	Tlak na bocích drážek
$p_0$	[MPa]	Nominální tlak
$p_D$	[MPa]	Dovolený tlak
$POM$		Polyaxymethylene
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$s$	[mm]	Tloušťka zubu ozubení hřebene
$STEP$		STandard for Exchange of Product model data
$z$	[-]	Počet zubů drážkování
$z_1$	[-]	Počet zubů pastorku
$z_1^k$	[-]	Počet zubů hnacího kola kuželového soukolí
$z_{1n}$	[-]	Ideální počet zubů pastorku
$z_2$	[-]	Počet zubů hřebene
$z_2^k$	[-]	Počet zubů hnaného kola kuželového soukolí
$\alpha$	[°]	Úhel záběru ozubení hřebene

---

$\alpha_{nm}$	[°]	Úhel profilu kuželových kol
$\beta_m$	[°]	Úhel sklonu boční křivky
$\delta_1$	[°]	Úhel roztečného kužele hnacího kola kuželového soukolí
$\delta_2$	[°]	Úhel roztečného kužele hnaného kola kuželového soukolí
$\sigma_L$	[MPa]	Mez pevnosti lepidla
$\varphi_1$	[°]	Úhlový rozsah volantu
$\varphi_{1n}$	[°]	Ideální úhlový rozsah volantu