



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh zadního pohonu vozu Formula Student
FSE.04

Design of rear drive car Formula Student
FSE.04

Diplomová práce

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Autor práce: Bc. David Hanousek

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

Akademický rok: 2014/2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. David Hanousek**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Návrh zadního pohonu vozu Formula Student FSE.04**

Název práce anglicky: **Design of Rear Drive Car Formula Student FSE.04**

Zadání práce:

V rámci své diplomové práce student vypracuje přehled (rešerši) používaných typů pohonů ve vozech Formula Student.

Dále student navrhne koncept zadního pohonu vozu Formula student FSE.04. Zpracujte návrh a konstrukční řešení převodovky a jejich postupného dosažení (úprava konstrukčního designu).

Všechny díly převodovky pevnostně zkontrolujte a to jak analyticky tak pomocí metody konečných prvků (MKP).

Součástí práce bude 3D model zadního pohonu a výkresová dokumentace s vyznačením funkčních rozměrů.

Stručná osnova zadání:

1. Informace o soutěži Formula Student.
2. Rešerše používaných typů pohonů ve vozech Formula Student.
3. Koncept pohonu a jeho popis.
4. Návrh (varianty postupného návrhu).
5. Konstrukční řešení.
6. Pevnostní analýza (analytika a MKP).

Rozsah grafické části:

1. 3D model.
2. Výkresová dokumentace s vyznačením funkčních rozměrů (vytištěná sestava a jeden výrobní výkres).

Specifikace textové části:

1. Technická zpráva s výpočty.
2. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy.

Doporučené podklady:

- ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací.* Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody.* Praha: ČVUT, 2003.
2015 Formula SAE® Rules.: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf

Vedoucí práce: **Ing. Karel Petr**

Datum zadání: **10. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

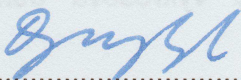
Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

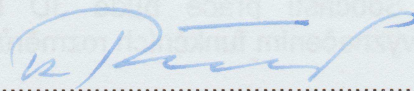
Zadání diplomové práce převzal dne: 8.4.2015

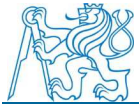


Hanousek

.....
podpis studenta


.....
prof. Ing. Vojtěch Dinybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu


.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Návrh zadního pohonu vozu Formula Student FSE.04“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Bc. David Hanousek



Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat zejména svému vedoucímu diplomové práce ing. Karlu Petrovi, Ph.D. za vedení práce. Velké poděkování patří i členům týmu eForce za přínosné konzultace a mnoho rad. Dále bych rád poděkoval svým rodičům za morální i finanční podporu při studiu.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. David Hanousek
Název DP:	Návrh zadního pohonu vozu Formula Student FSE.04
Anglický název:	Design of rear drive car Formula Student FSE.04
Rok:	2015
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Karel Petr, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 73 počet obrázků 59 počet tabulek 16 Počet grafů 6 počet příloh 9
Klíčová slova:	Převodovka, pohon, Formula student, FSE.04
Keywords:	Gearbox, drive, Formula student, FSE.04
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá návrhem zadního pohonu studentské formule FSE.04. Konstrukční řešení obsahuje výpočtovou část s numerickými i analytickými výpočty.
Abstract:	This master's thesis deals with a construction design of car formula student FSE.04. The construction design includes numerical and analytical calculations.



Obsah

1 Úvod.....	11
1.1 O soutěži Formula Student	11
1.2 Pravidla soutěže Formula Student	13
1.3 O týmu eForce FEE Prague Formula	13
1.4 Monoposty FSE	13
2. Rešerše používaných typů pohonů ve vozech FS.....	17
2.1 Monoposty se spalovacím motorem.....	17
2.2 Monoposty s elektrickým pohonem	18
2.2.1 Motory	18
2.2.2 Převodovka	20
3 Koncept pohonu a jeho popis.....	22
3.1 Jízdní odpory.....	22
3.2 Motor	23
3.3 Převodový poměr	26
3.4 Převodovka	27
4 Návrh.....	31
4.1 Spektrum zatížení	31
4.2 Návrh ozubení převodovky.....	32
4.2.1 Návrh ozubení.....	32
4.2.2 Pevnostní analýza.....	33
4.3 Evolventní drážkování	35
4.4 Hliníkový střed.....	36
4.4.1 Návrh č. 1.....	37
4.4.2 Návrh č. 2.....	38
4.5 Spojení prstence a hliníkového středu	40
4.6 Návrh ložisek.....	41
4.6.1 Ložiska na hliníkové středu	41
4.6.2 Ložiska na hřídeli motoru	43



4.7 Převodová skříň - víko č. 1	44
4.4.1 Návrh č. 1	44
4.4.2 Návrh č. 2	46
4.5 Převodová skříň - Víko č. 2	48
4.6 Přichycení motoru k převodovce	51
4.7 Držáky převodovky a motoru	52
4.8 Přichycení převodovky	54
4.9 Utěsnění převodovky	56
4.10 Hliníkový držák a jeho připevnění	57
4.11 Celková sestava	58
5 Výroba a provozní podmínky	60
5.1 Smontovatelnost	60
5.2 Výroba	61
5.2.1 Svařování držáků převodovky	62
5.3 Chlazení motoru	63
6 Závěr	65
Seznam použité literatury:	66
Seznam obrázků:	67
Seznam tabulek:	69
Seznam grafů:	69
Seznam příloh:	70
Pří. 1.: Materiálový list 31CrMoV9	71
Pří. 2.: Materiálový list 42CrMo4	72
Pří. 3.: Materiálový list EN AW 7075	73

Seznam zkratek a symbolů:

Značka	Popis	Jednotka
a	Zrychlení	[m/s ²]
A	Šířka	[mm]
C	Součinitel odporu	[-]
C	Dynamická únosnost	[N]
D,d	Průměr	[mm]
F	Síla	[N]
f,f'	Součinitel tření	[-]
f _v	Součinitel valení	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
H	Výška	[mm]
i	Počet	[-]
i _p	Převodový poměr	[-]
K	Korekční součinitel rozložení napětí	[-]
k	Bezpečnost	[-]
L	Délka	[mm]
L	Trvanlivost ložisek	[hod]
m	Hmotnost	[kg]
M	Kroučící moment	[Nmm]
m ₃	Výška matice	[mm]
M _U	Utahovací moment	[Nmm]
n	Otáčky	[ot/s]
P	Výkon	[kW]
p	Tlak	[N/mm ²]
S	Plocha	[mm ²]
S _F	Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
S _H	Součinitel bezpečnosti proti vzniku poškození boků zubů	[-]
v	Rychlost	[km/hod]
W	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
z	Počet zubů/závitů	[-]
α	Úhel profilu závitů	[°]



β	Úhel stoupání závitu	[°]
ϑ	Koeficient pro určení redukované hmotnosti	[-]
ϑ	Třecí úhel	[°]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
τ_K	Napětí v krutu	[N/mm ²]
τ_S	Napětí ve smyku	[N/mm ²]

1 Úvod

1.1 O soutěži Formula Student [3]

Roku 1981 vznikla v USA, pod záštitou SAE International (dříve Society of Automotive Engineers), Formula SAE. Do prvního ročníku této soutěže se zaregistrovalo 6 týmů. Tato soutěž se stávala postupem času velice populární. Roku 1998 ve Velké Británii vznikla, jako ekvivalent americké soutěže, soutěž Formula Student. V prvním evropském závodě soupeřily proti sobě 2 vozy z Velké Británie proti 2 vozům z USA. V Evropě funguje tato soutěž pod hlavičkou IMechE (Institution of Mechanical Engineers). Technické požadavky na závodní vozy u obou soutěží, ale i všech ostatních závodů po celém světě jsou stejné, takže jednotlivé týmy se mohou zúčastňovat všech světových závodů. V dnešní době je po celém světě okolo 600 vysokoškolských týmů, přičemž 500 týmů je se spalovacím motorem a 100 týmů je s elektrickým pohonem. Obě tyto kategorie mají vlastní světový žebříček. Patronem soutěže je Ross Brawn, bývalý týmový šéf týmu Honda F1.

Hlavní cíl této soutěže je konstrukce auta formulového typu fiktivní firmou. Roční produkční plán je 1000 ks, proto by měl vůz využívat co nejvíce běžně dostupných součástí. Zákazník, pro kterého je vůz určen, je víkendový jezdec. Monopost by měl být co nejvíce spolehlivý, dobře ovladatelný a výkonný. Jednotlivé týmy mají svůj vůz představit pomocí jednoho vyrobeného prototypu. Každý závodní monopost je bodově hodnocen pro své jízdní vlastnosti (ovladatelnost, rychlost), konstrukční vlastnosti ale i po finanční stránce. To znamená, že nejrychlejší auto nemusí vyhrát soutěž. Všechny tyto aspekty by měly být v rovnováze.

Během závodu se týmy na okruhu utkávají ve statických a dynamických disciplínách. Maximálně mohou dosáhnout 1000 bodového ohodnocení.

Statické disciplíny [3]:

1. Konstrukční návrh vozu (Engineering design)
 - odborná porota hodnotí technické provedení a konstrukční řešení, které bylo použito
2. Marketingový plán (Business plan)
 - porota hodnotí, jak dobře je tým schopný svůj výrobek prodat
3. Analýza nákladů (Cost report)
 - tým musí doložit kalkulaci výrobních nákladů

Před samotným vstupem do dynamických disciplín je auto podrobena bezpečnostním zkouškám.

Bezpečnostní zkoušky [3]:

1. Elektrická a mechanická kontrola (Electrical and Mechanical technical inspection)
 - kontrola všech elektrických a mechanických komponent, zda odpovídají pravidlům
2. Zkouška náklonu (Tilt test)
 - automobil je na rampě vystaven 60° bočnímu náklonu, nesmí se převrátit a ani z něho nesmí unikat žádné kapaliny
3. Zkouška brzd (Brake test)
 - monopost musí zabrzdit se zablokovanými všemi koly, bez vychýlení ze směru trajektorie jízdy
4. Hluková zkouška (Noise test) - pouze auta se spalovacím motorem
 - nesmí být překročena maximální hranice hluku 100 dB při určitých otáčkách motoru
5. Dešťová zkouška (Rain test) - pouze auta s elektrickým pohonem
 - auto je podrobena 4 minutové simulaci deště
 - automobil musí mít pod vodní sprchou zapnutý trakční elektrický okruh

Dynamické disciplíny [3]:

1. Osmička (Skid pad)
 - vůz jezdí po trati ve tvaru 8, kde je testována obratnost vozu
2. Zrychlení (Acceleration)
 - klasický závod na 75 metrů
3. Autocross
 - měřené jedno kolo závodu
 - tato disciplína slouží jako kvalifikace do hlavního závodu
4. Endurance
 - hlavní závod na 22 km
 - při tomto závodě je hodnocena i spotřeba monopostu

1.2 Pravidla soutěže Formula Student [3]

Celá soutěž je velice omezena pravidly, které mají okolo 200 stran. V pravidlech jsou obsažena pravidla na konstrukci vozu, ale i na průběh závodů a jednotlivých disciplín. Některé závody mají ještě svá dodatková pravidla, která upravují bezpečnost monopostu.

Z konstrukční části jsou například omezeny minimální rozměry vozu, velikost aero prvků, pojišťování šroubových spojů, atd. Z pravidel, které se týkají elektrické stránky vozu, je například zajímavé, že všechny ocelové části monopostu musí být uzemněny vůči rámu. Splnění všech pravidel je důkladně kontrolováno při technických kontrolách.

1.3 O týmu eForce FEE Prague Formula [7]

Tým eForce je asi 1 rok starý tým a je jediný elektrický tým v České republice. Vychází z původního týmu CTU Cartech Electric. Tento tým vznikl roku 2010 jako sesterská divize spalovací divize CTU CarTech Combustion. V současné době se nachází na 22. pozici ve světovém žebříčku. Základna týmu se nachází v halových laboratořích na Elektrotechnické fakultě.

1.4 Monoposty FSE [7]

FSE.01

Tento monopost se vyvíjel po dobu 2 let a vychází ze spalovacího automobilu FS.03. Konstrukčně se upravil pro umístění elektrického pohonu a baterií. Jelikož se jednalo o první vůz, tak se při konstrukci dbalo hlavně na bezpečnost a spolehlivost, proto také vůz vážil 330 kg.



Obr. 1.: FSE.01

Tab. 1.: Parametry monopostu FSE.01

Hmotnost	330 kg
Maximální výkon	25 kW
Maximální kroutící moment	357 Nm
Pohon	zadní
Převod	3:1 - planetový 1,7:1 řetěz

FSE.02

Tento vůz se kompletně navrhoval jako elektrický monopost. Při návrhu se kladl důraz na odlehčení a zvětšení výkonu. Odlehčení bylo dosaženo větším využitím hliníkových slitin a větším využitím FEM analýzy při návrhu. O odlehčení se také postaralo použití uhlíkových vláken, místo skelného vlákna. Z celkové váhy zabírají cca. 80 kg baterie.



Obr. 2.: FSE.02

Tab. 2.: Parametry monopostu FSE.02

Hmotnost	270 kg
Maximální výkon	66 kW
Maximální kroutící moment	900 Nm
Pohon	zadní
Převod	bez převodu

FSE.03

Monopost FSE.03 vychází z automobilu FSE.02, který byl odlehčen a lehce modifikován. Hlavní změnou bylo přidání aktivního aero packetu. Vlivem odlehčení a přidání aero packetu narostla hmotnost pouze o 2 kg. Ostatní parametry vozu zůstávají stejné jako u FSE.02. S tímto autem jsme dosáhli nejlepšího umístění v závodech Formula Student a to 2. místo v Itálii.



Obr. 3.: FSE.03

FSE.04

Poslední monopost je zatím ve fázi vývoje a výroby. Při vývoji byl kladen veliký důraz na odlehčení. Váha vozu by se měla snížit až o 60 kg. Toto výrazné odlehčení je způsobeno použitím Li-Ion baterií, namísto Li-pol baterií použitých v minulých monopostech. Pouze u battery packu dojde k odlehčení o 40 kg. Hlavní a nejvýraznější změnou je použití 10" (minulé monoposty 13" ráfků) ráfků vlastní výroby a pohonu všech kol. Dále k veliké změně dojde v aeropacketu, který je velice omezen pravidly.

FSE.01 - FSE.04

V této kapitole pro srovnání vypisují parametry jednotlivých monopostů. Z těchto údajů je vidět jasný vývoj a zdokonalování konstrukce. Udávám typ pohonu, celkový výkon a hmotnost. Parametry FSE.04 jsou řešeny v kapitole 3.2. Hmotnost monopostu je předběžná a odpovídá 3D modelu s přidavkem na neúplnost modelu (např. nátěrové hmoty, ...).

Tab. 3.: Srovnání monopostů FSE.01 - FSE.04

	Typ pohonu	Hmotnost	Výkon
FSE.01	2x4 (zadní)	330 kg	25 kW
FSE.02	2x4 (zadní)	270 kg	2 x 33 kW
FSE.03	2x4 (zadní)	272 kg	2 x 33 kW
FSE.04	4x4	210 kg	2 x 9 kW 2 x 25 kW

2. Rešerše používaných typů pohonů ve vozech FS

2.1 Monoposty se spalovacím motorem

Objem motorů, který lze použít, je omezen pravidly na 610 cm^3 . Proto většina týmů používá sériové motory z motocyklů, které si následně upravují a modifikují. Další značné omezení je použití restriktoru sání, který musí mít maximální průměr 20 mm pro vozy jezdící na klasický benzín N-95, resp. 19 mm pro vozy jezdící na ethanol E-85.

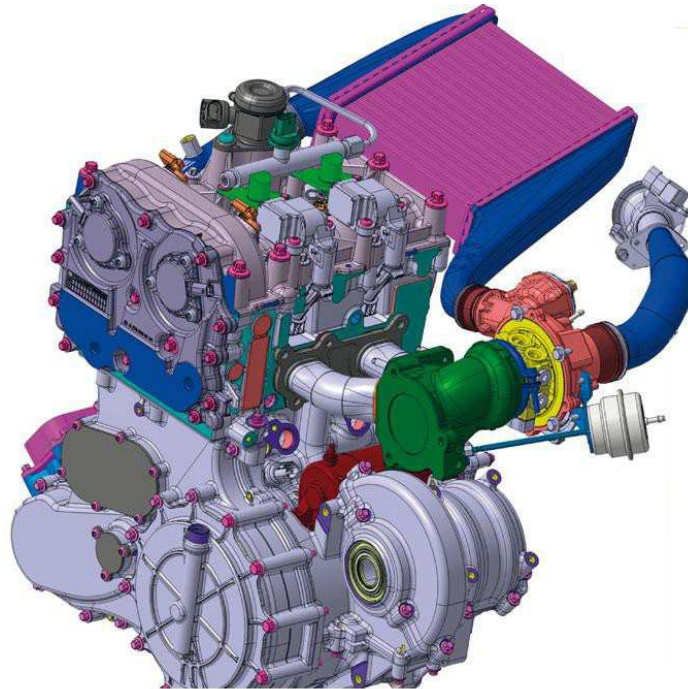
Převod a řazení jednotlivých rychlostních stupňů je realizováno pomocí sériových motorkových převodovek. Ty jsou většinou upraveny na elektropneumatické nebo elektromagnetické sekvenční řazení.

O správné rozdělení výkonu mezi jednotlivá kola se stará mechanický diferenciál. Najdou se ale i týmy, které nepoužívají diferenciál a mají zadní nápravu v jednom kuse. U tohoto provedení je velice obtížné správné nastavení geometrie podvozku, aby zadní náprava správně fungovala.



Obr. 4.: FS.05 - SPITFIRE - CTU CarTech [8]

Některé týmy experimentují v oblasti návrhu vlastních motorů, nebo aspoň frézováním vlastních hlav motorů a tím i značným odlehčením. Asi nejvíce příkladným týmem je rakouský tým Joanneum Racing Graz, který spolu s firmou Mercedes AMG navrhnul vlastní 2 - válcový přeplňovaný motor (obr. 5.). Tento motor má výkon 68 kW a maximální kroutící moment je 120 Nm.



Obr. 5.: Motor - Joanneum Racing Graz [9]

2.2 Monoposty s elektrickým pohonem

2.2.1 Motory

U aut s elektrickým pohonem se nabízí mnohem širší variabilita druhu používaných pohonů. Většina elektrických týmu začínala pouze s pohonem zadní nápravy a s rostoucími zkušenostmi se dostali k pohonu všech 4 kol.

Nejvíce rozšířeným trendem je použití vysokootáčkových motorů a převodovky. Na první pohled by se mohlo zdát, že použití pomaloběžného motoru bez stálého převodu je lepší volba. Sice při této variantě odpadá výroba převodovky, ale aby motory vyvinuli dostatečný výkon při malých otáčkách, musí produkovat veliký kroutící moment, a tím pádem jsou těžší a masivnější. Tento model jsme použili u monopostu FSE.02 a FSE.03 (obr. 6.). Oba motory dohromady vážili 40 kg a výkon těchto motorů byl 66 kW a maximální kroutící moment 900 Nm.



Obr. 6.: Pomaloběžný motor - eForce [7]

Při použití vysokootáčkového motoru a stálého převodu vychází hmotnostní poměr lépe. Proto v dnešní době nejlepší elektrické týmy používají vysokootáčkové motory s otáčkami až 20 000 ot/min. Tyto motory obvykle váží kolem 5 kg. Stálý převod je možný navrhnout s váhou okolo 3 kg.

Při použití pohonu všech 4 kol, se přední motory dimenzují stejně jako zadní nebo s menším výkonem. Pohon všech kol výrazně zlepšuje jízdní vlastnosti při nepříznivých jízdních podmínkách oproti pohonu zadních kol.

S použitím pohonu motoru na jedno kolo, ať už zadní nápravy a nebo pohonu všech kol, odpadá nutnost použití mechanického diferenciálu. Snímače, které jsou na monopostu sledují jízdní parametry, např. otáčky kol. Vyhodnocují sebrané údaje a posílají požadovaný výkon na jednotlivá kola, což funguje jako elektronický diferenciál. Snímače s řídicí elektronikou fungují i jako kontrola trakce. V případě nutnosti omezují výkon jdoucí na kola a tím zabraňují protáčení kol, což zamezuje snižování koeficientu adheze pneumatik.

Další výhodou monopostů s elektrickým pohonem je využití rekuperace. Proud získaný rekuperací motorů je uchováván v battery packu. Rekuperací lze získat až 10% celkově použité energie při hlavním závodě, proto je možné navrhnout battery pack s menší kapacitou a tím i nižší váhou.

2.2.2 Převodovka

Jak už bylo řečeno, většina týmů používá převodovku, resp. stálý převod. Pokud není použita přímo převodovka, změna převodového stupně je realizována použitím řetězu a řetězových kol.

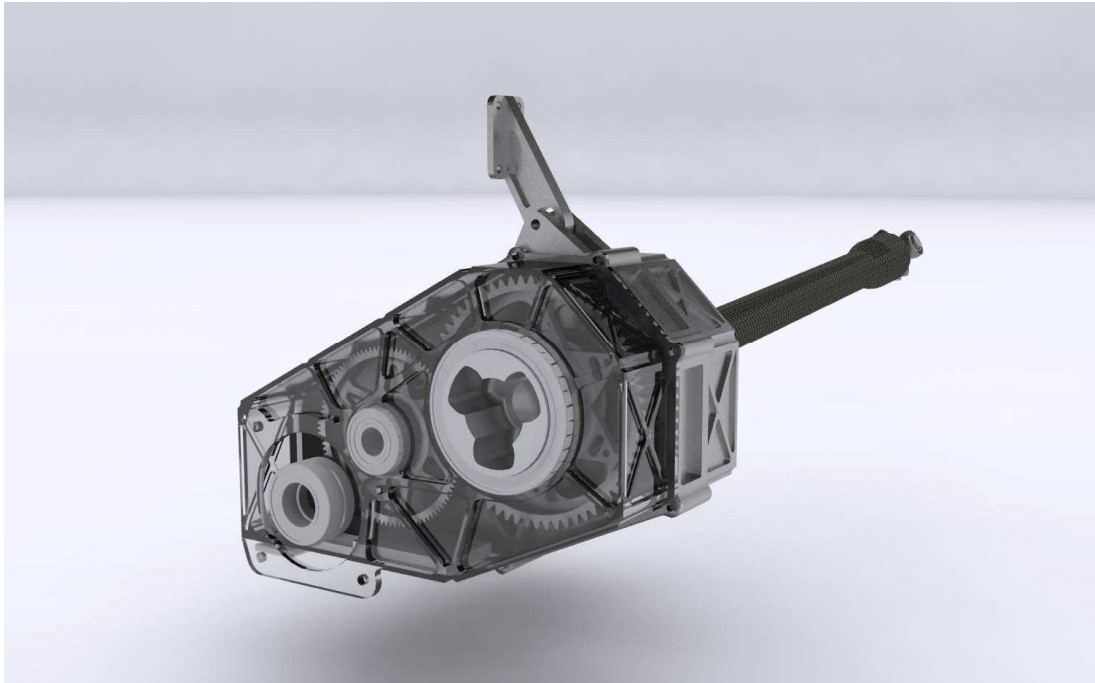
U předního pohonu se nejčastěji používá motor s planetovou převodovkou (obr. 7.). Toto řešení sice zhoršuje jízdní vlastnosti, protože přidáváme do kola neodpružené hmoty, což zmenšuje schopnost podvozku pohlcovat nerovnosti a tím má kolo s povrchem vozovky horší adhezní podmínky. Přidáním hmoty do kola se taky zvětšuje moment setrvačnosti kolové skupiny, což se projevuje nutností vyvinout větší sílu při zatáčení volantem. Největší výhodou je kompaktnost celého pohonného celku a nezvětšování monopostu v přední části monopostu. Kvůli bezpečnosti musí mít kokpit minimální rozměry, které se zkoušejí vkládáním šablon, tato šablona musí projít až na vzdálenost 10 cm od pedálové skupiny.



Obr. 7.: Kolová skupina - AMZ Racing [10]

U zadního pohonu se používají planetové převodovky nebo klasické čelní jednostupňové nebo dvoustupňové převodovky a to podle požadovaného převodového stupně. Při použití planetového převodu, který by byl umístěn přímo v kolové skupině, opět nastává problém s neodpruženými hmotami a tím zhoršení jízdních vlastností. Avšak na druhé straně, ušetříme prostor v zadní části rámu, čímž lze zmenšit rozvor monopostu, a tím pádem bude monopost mít lepší manévrovací schopnosti. Při použití čelní převodovky se obrací výhody a nevýhody použití

planetového převodu. Výhody a nevýhody jsou srovnatelné. Použití dané varianty záleží pouze na konstruktérovi daného pohonu.



Obr. 8.: Zadní převodovka - FS Team Delft [11]

V tabulce 4 je uvedeno srovnání použití pomaloběžných motorů a vysokootáčkových motorů s převodovkami. Parametry u FSE.04 jsou navrženy v pozdější části práce.

Tab. 4.: Srovnání druhů pohonů

	FSE.03	FSE.04
Pohon	Zadní	Přední a zadní
Maximální výkon	2 x 33 kW	2 x 9 kW 2 x 28 kW
Krouticí moment	2 x 450 Nm	2 x 100 Nm 2 x 320 Nm
Maximální otáčky	1 500 ot/min	9 490 ot/min
Převod	1:1 (bez převodu)	5,3:1
Váha	40 kg	32 kg

3 Koncept pohonu a jeho popis

3.1 Jízdní odpory

Před samotnou volbou konceptu pohonu je velice důležité, vypočítat jízdní odpory, podle kterých dále bude vybrán motor s požadovanými parametry, na které bude dimenzováno celé převodové ústrojí.

Tratě na kterých se monoposty pohybují jsou spíše technického charakteru. Maximální rychlost se pohybuje okolo 120 km/h a průměrná rychlost okolo 75 km/h. Z tohoto důvodu byl návrh maximální rychlosti byl omezen minimální hodnotou 120 km/h.

Jelikož při výpočtu odporu vzduchu nebyly známy rozměry auta, a tím pádem ani čelní plocha monopostu, byla při výpočtu použita čelní plocha předešlého monopostu. Tato plocha měla velikost $S = 1,134 \text{ m}^2$. Hustota vzduchu je $\rho = 1,29 \text{ kg/m}^3$ a součinitel odporu volím $C = 1,07$.

Při výpočtu jízdních odporů nesmíme zapomenout na odpor valení. Hmotnost vozu uvažujeme $m = 300 \text{ kg}$, odpor valení $f = 0,02$.

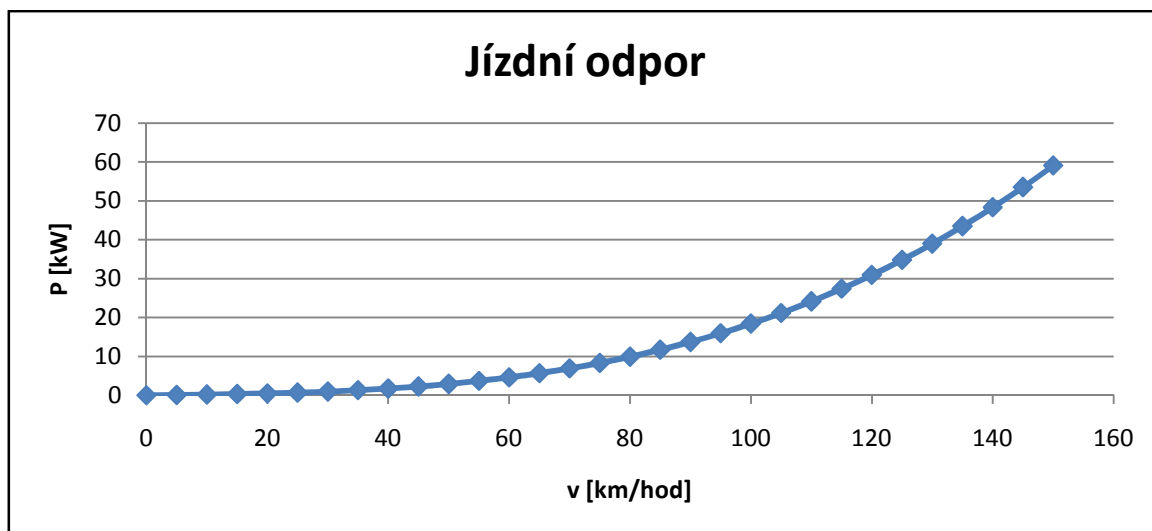
Jízdní odpory:

$$F = \frac{1}{2} \cdot S \cdot C \cdot \rho \cdot v^2 + m \cdot g \cdot f$$

$$F = \frac{1}{2} \cdot 1,134 \cdot 1,07 \cdot 1,29 \cdot 1,38^2 + 300 \cdot 9,81 \cdot 0,02 = \underline{60,37 \text{ N}} \quad (1)$$

$$P = F \cdot v = 60,37 \cdot 1,38 = \underline{82,6 \text{ W}} = \underline{0,083 \text{ kW}} \quad (2)$$

Z grafu 1 je patrné, že pro rychlost 120 km/hod je potřebný výkon vozu 30 kW. Výpočet jízdních odporů vzchází pouze z odporu vzduchu a odporu valení. Odpor ze stoupání nemá vliv na jízdní odpor, protože závody se jezdí po rovině a nebo na tratích s minimálním stoupáním. Zrychlení monopostu je dopočítáno v následující kapitole.



Graf 1.: Jízdní odpor

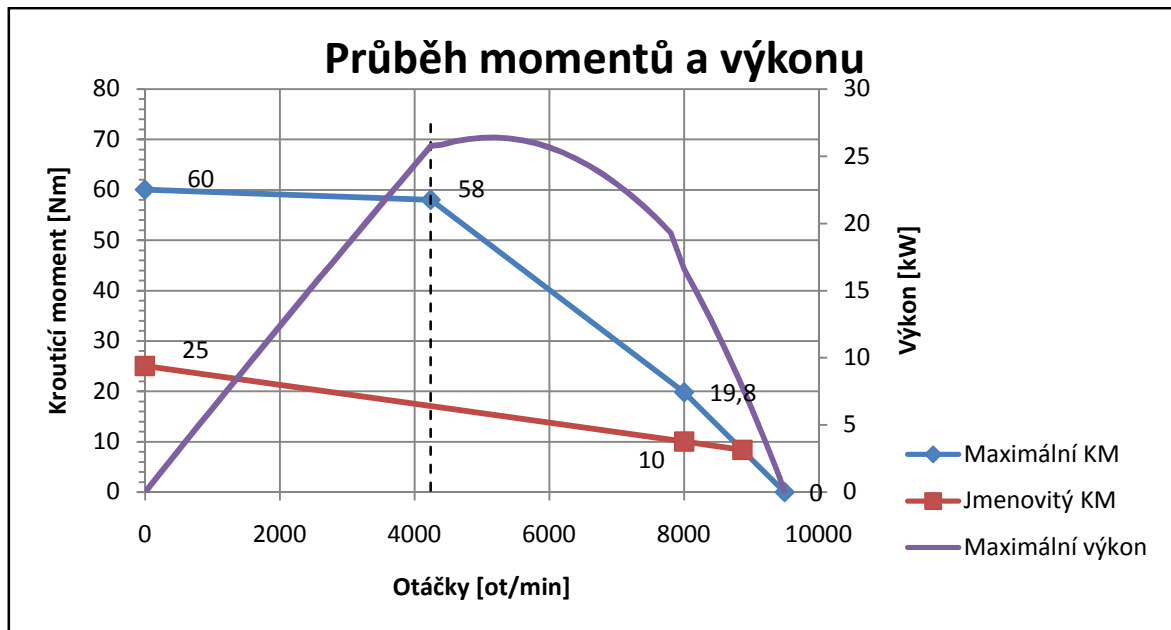
3.2 Motor

Přední i zadní motory byli voleny od našeho sponzora TG Drives. Tato firma je ryze česká a spolupracujeme s ní 2 roky. Společnost vyvíjela motory pro poslední 2 generace monopostů, avšak vývoj úplně nových motorů byl jak časově i finančně náročný, proto jsme se rozhodli, že vybereme motory z jejich sériové výroby. Motory by prošli modifikací, kde by byli upraveny pro naše potřeby.

Jako základ pro zadní pohon byl vybrán motor s označením TGN6 - 1 800. Jedná se o střídavý synchronní servomotor s permanentními magnety na rotoru. Umístění magnetů na rotoru významně snižuje moment setrvačnosti motoru, a tím kladně přispívá ke zlepšení jízdních vlastností. Tyto motory jsou jako většina průmyslových motorů chlazeny vzduchem. Po společnosti jsme požadovali zvětšení kroutícího momentu a otáček. Tento nárůst výkonu si s sebou nese jedinou nevýhodu, a to použití externího chlazení motorů. Dále jsme požadovali, aby motor co nejvíce odlehčili a upravili připojovací rozměry podle našich potřeb.

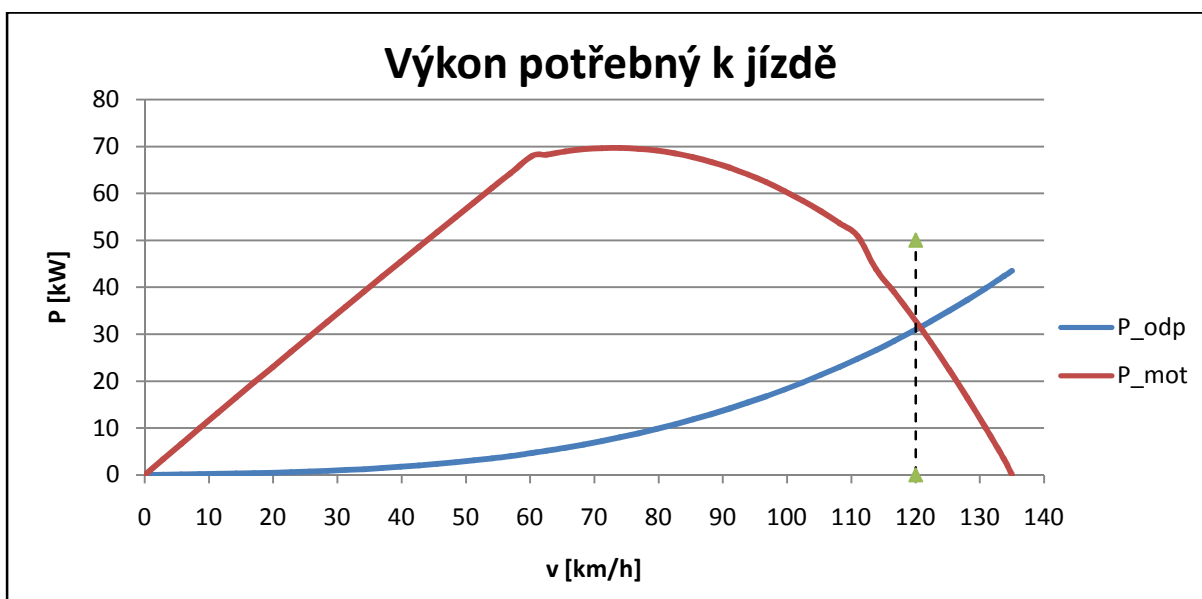
Tab. 5.: Parametry motoru

	Sériový motor	Upravený motor
Maximální kroutící moment	51 Nm	60 Nm
Maximální otáčky	3 000 ot/min	9 490 ot/min
Chlazení	vzduchem	vodní
Hmotnost	9,2 kg	7 kg



Graf 2.: Parametry motoru

Při výběru byl brán zřetel na výkon motorů, aby motory překonaly jízdní odpor a měly dostatečný výkon na zrychlení monopostu. V grafu 2 jsou průběhy výkonu a momentů, které nám poskytl výrobce motorů. Rozdělení výkonu mezi přední a zadní pohon byl zvolen cca 1:3. Průběh momentů a výkonu předních motorů je shodný se zadními, avšak maximální kroutící moment je 19 Nm a maximální výkon je 9 kW. Z grafu 3, kde je uveden celkový výkon monopostu (P_{mot}) a výkon potřebný pro překonání jízdních odporů (P_{odp}), je patrné, že výkon auta by měl stačit k dosažení rychlosti 120 km/h.



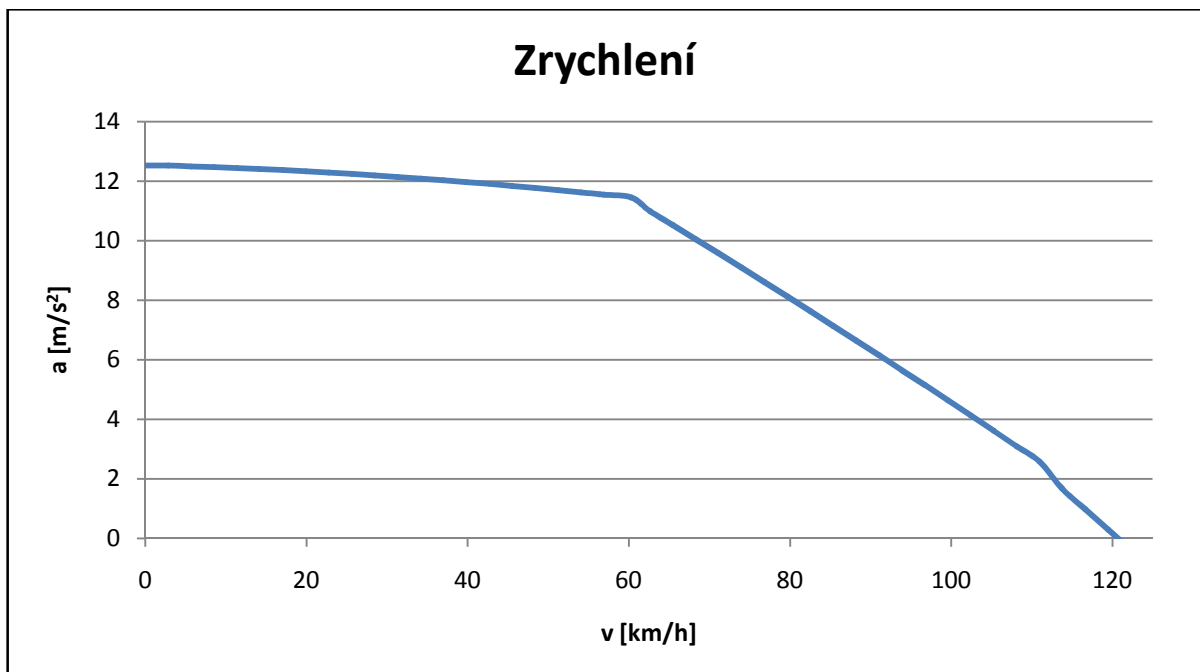
Graf 3.: Jízdní odpor vs. výkon monopostu

V neposlední řadě by jsme si měli určit hodnotu zrychlení monopostu. Z přebytečného výkonu, který se rovná rozdílu výkonu motoru a výkonu potřebného k překonání jízdních odporů, si vypočteme velikost zrychlení. Koeficient pro určení redukované hmotnosti je 1,1.

Zrychlení:

$$F_{zb} = \frac{P_{zb} \cdot 1000}{v} = \frac{3,26 \cdot 1\,000}{0,79} = \underline{4\,131\,N} \quad (3)$$

$$a = \frac{F_{zb}}{\vartheta \cdot m} = \frac{4\,313}{1,1 \cdot 300} = \underline{12,52\,m/s^2} \quad (4)$$



Graf 4.: Zrychlení



Obr. 9.: Motor TGN6 - 1800

Jelikož při návrhu monopostu byl kladen veliký důraz na odlehčení, došlo i k mírnému snížení kapacity battery packu. Toto snížení kapacity bude kompenzováno použitím motoru jako zdroje energie, kdy při brzdění bude motor v generátorickém režimu a získána energie bude ukládána v bateriích. Rekuperace bude ovládána pomocí 2-polohového brzdového pedálu. Při první poloze našlápnutí pedálu bude docházet k rekuperaci, ale ne k brzdění pomocí kotoučových brzd. Při došlápnutí pedálu, kdy se pedál dostane do druhé polohy a dochází k rekuperaci a brzdění pomocí brzd.

3.3 Převodový poměr

Ze známých maximálních otáček motoru a velikosti pneumatiky si dopočítáme potřebný převodový poměr převodovky. Pneumatika je velikosti 7/16 R10.

Průměr pneumatiky

$$D = 16 \cdot 25,4 = \underline{406 \text{ mm}} = 0,4 \text{ m} \quad (5)$$

Otáčky kol

$$v = \pi \cdot D \cdot n_k \Rightarrow n_k = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{136}{\pi \cdot 0,4 \cdot 3,6} = \underline{29,84 \text{ ot/s}} \quad (6)$$

Převodový poměr

$$i_p = \frac{n_m}{n_k} = \frac{9490}{60 \cdot 29,84} = \underline{5,3} \quad (7)$$

3.4 Převodovka

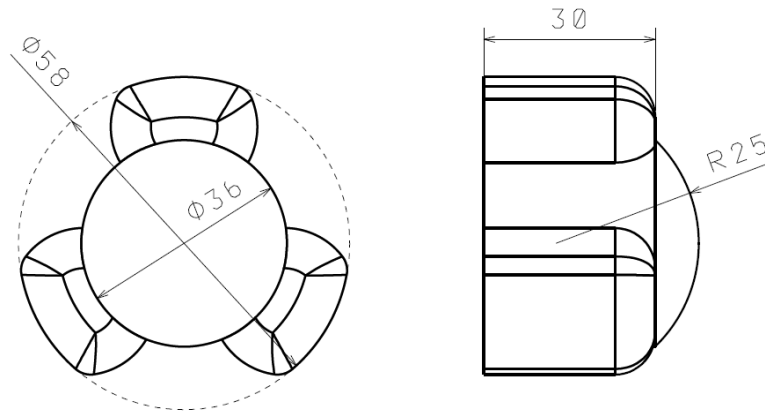
Při návrhu převodové jednotky bylo uvažováno o více variantách převodu. Při první fázi byl navrhován převod pomocí řetězu nebo pomocí ozubeného řemenu. Tato varianta byla však po návrhu zamítnuta z důvodu rozměrové náročnosti a hlučnosti těchto převodů.

Jako další varianta byla planetová převodovka z důvodu kompaktnosti převodu. Avšak tato převodovka by nebyla uložena v kolové skupině, kvůli neodpruženým hmotám a tím zhoršením jízdních vlastností. Tato převodovka by byla umístěna v zadní části rámu. Předběžný návrh byl proveden v programu KISSsoft. Materiál ozubení byl zvolen 31CrMoV9 s povrchovou úpravou nitridování. Převod by byl realizován mezi planetou a unašečem na kterém jsou uloženy satelity. V tab. 6 uvádím parametry převodu.

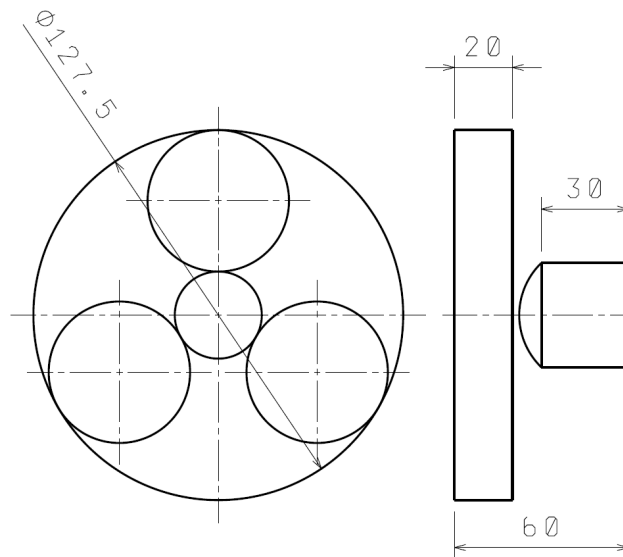
Tab. 6.: Parametry planetového převodu

	Planeta	Satelit	Koruna
Modul	1,5 mm		
Šířka	20 mm		
Počet zubů	20	33	85
Roztečný průměr	30 mm	46,5 mm	127,5 mm

Výstup z převodovky by byl realizován pomocí homokinetického kloubu tripod, pro který jsou dány rozměry drážek, do kterých kloub zapadá (obr. 10.). Tyto drážky by byly vyfrézovány v unašeči. Díky tomu by byla převodovka poměrně široká (z obr. 11. - minimálně 60 mm), protože drážky by musely být vedle ozubení, a tato převodovka by se nevešla do předem daných návrhových rozměrů. Tyto rozměry byly dány návrhem rámu a zadního zavěšení. Dané rozměry by šly zvětšit, což by znamenalo změnu zavěšení a změnu rámu, čeho bych se rád vyvaroval.



Obr. 10.: Velikost drážek pro tripod



Obr. 11.: Planetová převodovka - rozměrové schéma

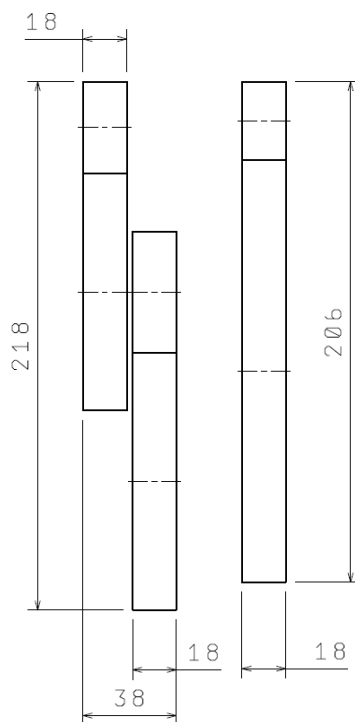
Jako poslední varianta se nabízela možnost použít klasické čelní ozubení. Díky většímu převodovému poměru se nabízela možnost použít 1 nebo 2 stupňovou převodovku. Předběžný návrh byl opět proveden v programu KIISsoft a materiál byl opět volen 31CrMo9 a ozubení bylo zvoleno přímé.

Tab. 7.: Návrh 1-stupňové převodovky

	Pastorek	Ozubené kolo
Modul	1,25 mm	
Šířka	18 mm	
Osová vzdálenost	103,125 mm	
Počet zubů	26	139
Roztečný průměr	32,5 mm	173,75 mm

Tab. 8.: Návrh 2-stupňové převodovky

	Pastorek	Vložené kolo		Ozubené kolo
Modul	1,5 mm		2mm	
Šířka	18		18	
Osová vzdálenost	68,25		78	
Počet zubů	26	65	25	53
Roztečný průměr	38	97,5	50	106



Obr. 12.: Čelní převodovka - rozměrové schéma

Z obr. 12 je patrné že obě varianty čelní převodovky vycházejí s podobnými rozměry. Dvoustupňová varianta je sice širší, ale šířka se přibližně rovná šířce drážce pro tripod, tzn. jednostupňová varianta bude mít ve výsledku podobnou šířku. Další kritérium podle kterého se budu rozhodovat je váha.

Ozubená kola budou tvořeny pouze ozubeným prstenci. Tloušťka prstenců se většinou pohybuje kolem 3-násobku modulu. Kvůli zjednodušení si na všech roztečných průměrech vytvořím prstenc o tloušťce 4 mm a porovnáím hmotnost jednotlivých soukolí. Z tabulky 9 je patrné že hmotnost pro jednostupňovou převodovku vychází lépe. V případě dvoustupňové převodovky ještě musíme

připočítat hmotnost předlokové hřídele a ložisek ve kterých by byla uložena. Proto volím jako výslednou variantu jednostupňovou čelní převodovku.

Tab. 9.: Čelní převodovka - hmotnostní analýza

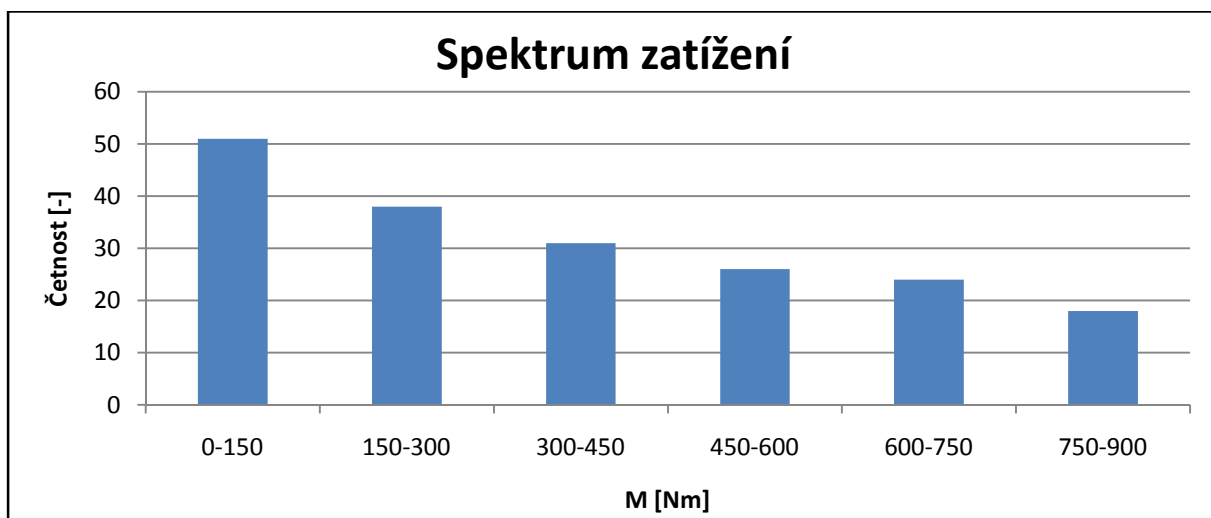
	Hmotnost
Jednostupňová	0,36 kg
Dvoustupňová	0,51 kg

4 Návrh

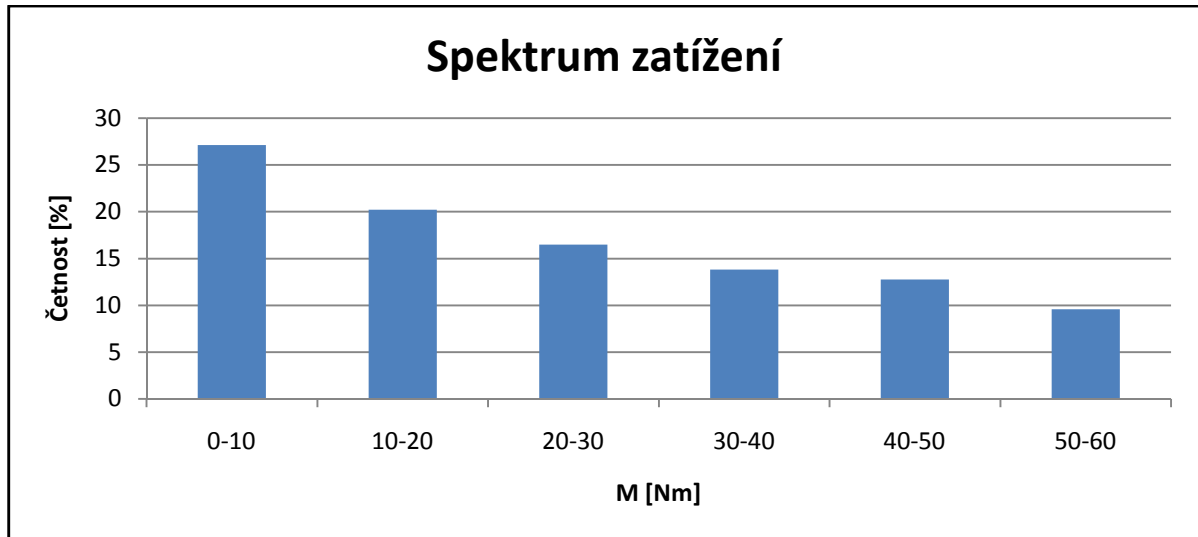
V této kapitole se budu zabývat návrhem a pevnostní analýzou všech součástí převodové skupiny.

4.1 Spektrum zatížení

Při návrhu ozubení bylo zohledněno spektrum zatížení. Toto spektrum bylo naměřeno na monopostu FSE.03 během hlavního závodu Endurance v italském městě Varano de' Melegari. Všechny světové tratě jsou si velmi podobné, takže naměřené hodnoty na ostatních tratích by bylo téměř shodné s těmito hodnotami. Měření probíhalo pomocí akcelometru, který snímal přetížení ve všech směrech monopostu. Z kladného přetížení v podélném směru auta a hmotnosti, byla dopočítána tažná síla. Tato síla byla nakonec přes poloměr pneumatiky převedena na moment. Spektrum bude procentuálně převedeno na moment motoru použitého u monopostu FSE.04.



Graf 5.: Spektrum zatížení FSE.03



Graf 6.: Spektrum zatížení FSE.04

4.2 Návrh ozubení převodovky

4.2.1 Návrh ozubení

Materiál ozubených kol volím 31CrMo9, kde je požadované tvrdosti boku zubů dosaženo chemicko-tepelným zpracováním tj. nitridací (materiálový list příkládám v příloze 1). Při návrhu je nutné dodržet nesoudilný počet zubů, aby nedocházelo k častému "potkávání" stejných zubů. Ozubení bude dimenzováno na minimální časovou životnost 150 hodin. Mazání ozubených kol bude prováděno broděním kol v oleji. Olej byl zvolen ISO-VG 320. Jako výchozí parametry ozubení беру hodnoty z koncepčního návrhu, tj. tab. 7. Návrh a následný výpočet provádím v programu KISSsoft.

Ozubení bylo voleno čelní s přímými zuby a klasickým profilem ČSN 01 4607. Níže vypisuji minimální součinitele z obou kol.

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu:

$$\underline{S_{Fmin}} = 1,4 > 1,3 \quad (8)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

$$\underline{S_{Hmin}} = 1,05 < 1,1 \quad (9)$$

Z výsledných bezpečností je patrné, že bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů, která vyšla na pastorku, je menší než minimální stanovená bezpečnost. Tuto bezpečnost zvětším pomocí korigování ozubení. Pomocí této

korekce se také dostanu na celočíselnou hodnotu osové vzdálenosti. Při volbě typu korekce použiju korekci pro maximální bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů. Výpis hodnot přikládám v příloze 4.

Tab. 10.: Návrh 1-stupňové převodovky

	Pastorek	Ozubené kolo
Modul	1,25 mm	
Šířka	18 mm	
Osová vzdálenost	104 mm	
Počet zubů	26	139
Celková korekce	0,5050	0,2168

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu:

$$\underline{S_{Fmin}} = 1,33 > 1,3 \quad (10)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů:

$$\underline{S_{Hmin}} = 1,12 > 1,1 \quad (11)$$

Parametry soukolí:

Tab. 11.: Parametry soukolí

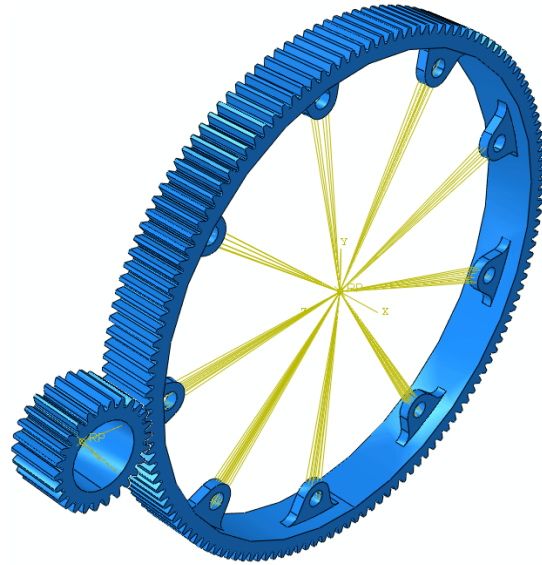
	Pastorek	Ozubené kolo
Roztečný průměr	32,5 mm	173,75 mm
Valivá průměr	32,775 mm	175,224 mm
Patní průměr	30,637 mm	171,167 mm
Hlavová kružnice	36,208 mm	176,737 mm
Převodový poměr	5,34	

4.2.2 Pevnostní analýza

Jak bylo již řečeno v úvodu, při návrhu byl co nejvíce kladen důraz na odlehčení celého monopostu. Z tohoto důvodu bude ozubené kolo pouze prstenec, který bude připevněn na hliníkový střed pomocí 9 hliníkových lícovaných šroubů. Pastorek bude připevněn pomocí evolventního drážkování přímo na výstupním hřídeli motoru.



Obr. 13.: Model ozubení - Catia



Obr. 14.: Model ozubení - Abaqus

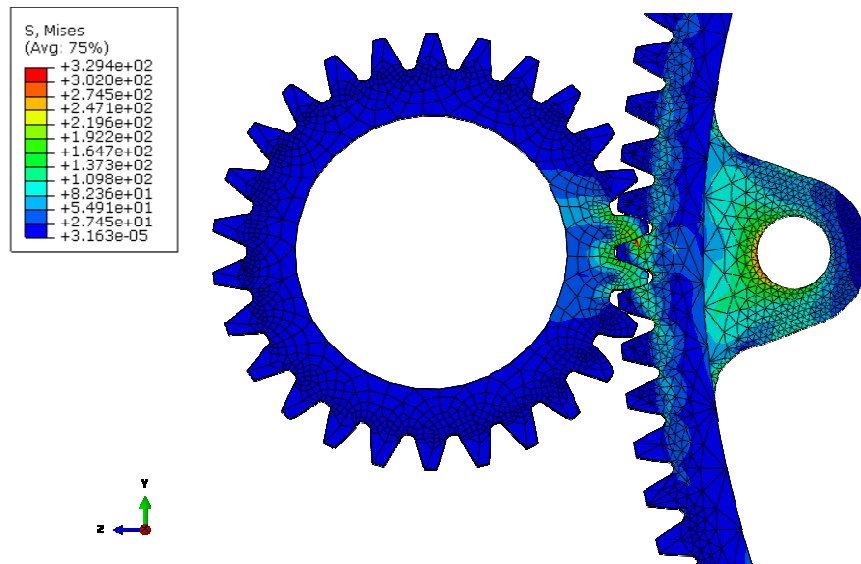
Pevnostní simulace byla prováděna v programu Abaqus. Samotná geometrie ozubení byla vyexportována z programu KISSsoft. Poté byly tyto modely upraveny v programu Catia, kde do pastorku byla přidána díra, která odpovídá velikosti průměru evolventního drážkování. Na ozubeném kole byl vytvořen prstenec, kde tloušťka samotného prstence se rovná přibližně 3-násobku modulu, avšak proběhlo více simulací s různými tloušťkami prstence. Dále je prstenec doplněn přípojnými body.

Na pastorek byli použity elementy typu Hex, o maximální velikosti 2 mm a na ozubený prstenec elementy typu Tet o maximální velikosti 5 mm. Na zuby které jsou spolu v kontaktu a přípojné body byly použity elementy o velikosti 0,5 mm.

Vnitřní průměr pastorku byl zatěžován maximálním momentem od motoru. Mezi jednotlivými zuby, které jsou spolu v záběru byla vytvořena kontaktní vazba typu Surface to surface. A v neposlední řadě byl vytvořen ve středu ozubeného prstence bod, kterému byla přiřazena vazba se zakázanými pohyby a rotacemi ve všech směrech. Tento bod byl spojen s přípojnými body pomocí vazby Coupling (Obr. 14).

Samotná simulace byla provedena ve dvou krocích (stepech). V prvním kroku byla kola vůči sobě pootočena, aby v nich vznikl kontakt. Ve druhém kroku byl pastorek zatížen momentem od motoru.

Ze simulace je patrné že maximální napětí vyšlo 330 N/mm^2 . Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu ozubení 1,96.



Obr. 15.: MKP analýza ozubení

4.3 Evolventní drážkování

Evolventní drážkování je tvarové spojení hřídelů. Výpočet byl proveden analyticky. Průměr patního průměru pastorku je $30,637 \text{ mm}$, avšak chtěl bych zachovat minimální tloušťku prstence pastorku na 3-násobek velikosti modulu. Výstupní hřídel motoru má v sériovém provedení průměr 24 mm . Materiál hřídele je běžná konstrukční ocel s dovoleným napětím v krutu $\tau_D = 140 \text{ N/mm}^2$ a dovoleným tlakem $p_D = 90 \text{ N/mm}^2$.

Minimální průměr hřídel:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D \rightarrow d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 60\,000}{\pi \cdot 90}} = \underline{15,03 \text{ mm}} \quad (12)$$

Dle minimálního průměru hřídele volím drážkování 22 - 1 x 21 ISO 4156. Rozměry potřebné pro výpočet uvádím v tabulce 12. Korekční součinitel K volím 0,5 (vlivem nepřesné výroby uvažujeme že obvodovou sílu přenáší pouze část boku drážek).

Tab. 12.: Parametry drážkování

Střední průměr	21 mm
Délka	18 mm
Výška zubu	0,945 mm
Počet zubů	21

Tlak na bocích zubů drážkování:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot l \cdot h \cdot K \cdot i} = \frac{2 \cdot 50\,000}{21 \cdot 18 \cdot 0,945 \cdot 0,5 \cdot 21} = \underline{26,66 \text{ N/mm}^2} \quad (13)$$

Bezpečnost drážkování:

$$k = \frac{p_D}{p} = \frac{90}{26,66} = \underline{3,37} \quad (14)$$

4.4 Hliníkový střed

Hliníkový střed, který bude spojen s ozubeným prstencem, musí mít v sobě vyfrézované drážky (viz obr. 10.). Materiál středu bude hliníková slitina EN AW 7075 (materiálový list viz příloha 3). Návrh dílu i pevnostní výpočet bude prováděn v programu Catia.

Při výpočtu byly použity lineární elementy o velikosti 2 mm. Model je zatěžován od sil působící na ozubení, tzn. tečné a radiální síly (příloha 4). Velikost těchto sil je uvedena v tabulce 13.

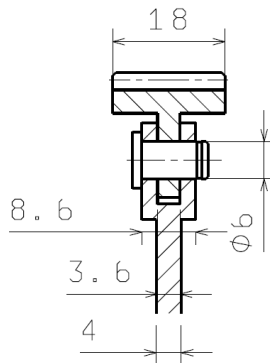
Přípojné body byli vztaženy vůči středu, a v místě dotyku ozubených kol byla zadána síla, která byla právě vztažena ke středu, ke kterému jsou zavazbeny přípojné body. Ve středu dílce je bod, který je pevně vetknut a je vztažen pomocí vazby Smooth Virtual Part na plochy uvnitř drážek pro tripod, na které bude dosedat ložisko tripodu (Obr. 18.). Nastavení simulace proběhlo u obou variant stejně, proto ho už u varianty 2 neuvádím na obrázku.

Tab. 13.: Síly působící na ozubení

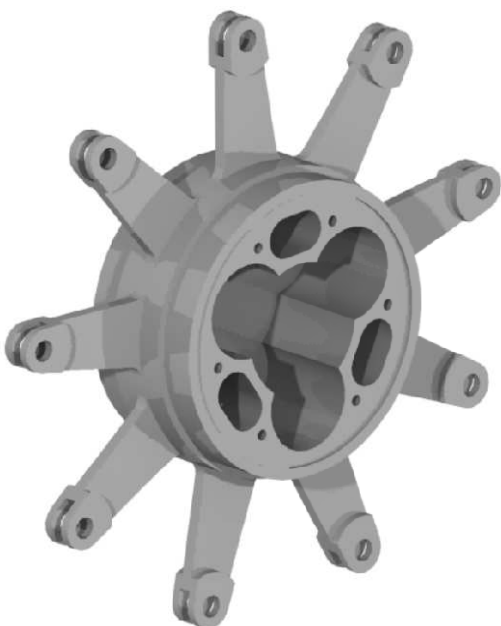
Radiální síla	1370 N
Tečná síla	3480 N

4.4.1 Návrh č. 1

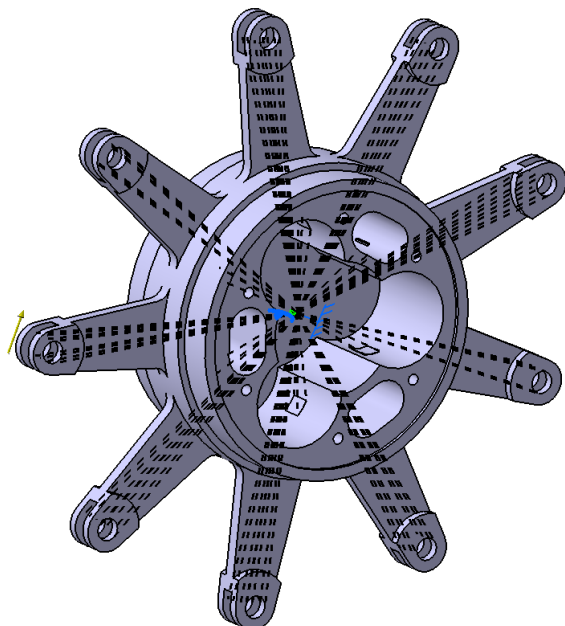
První verze návrhu uvažovala spojení s ocelovým ozubeným prstencem pomocí čepů. Tyto čepy by byli vůči vysunutí zajištěny pojistným kroužkem. Samotné axiální zajištění prstence by bylo realizováno pomocí drážky v hliníkovém středu (viz obr. 16.).



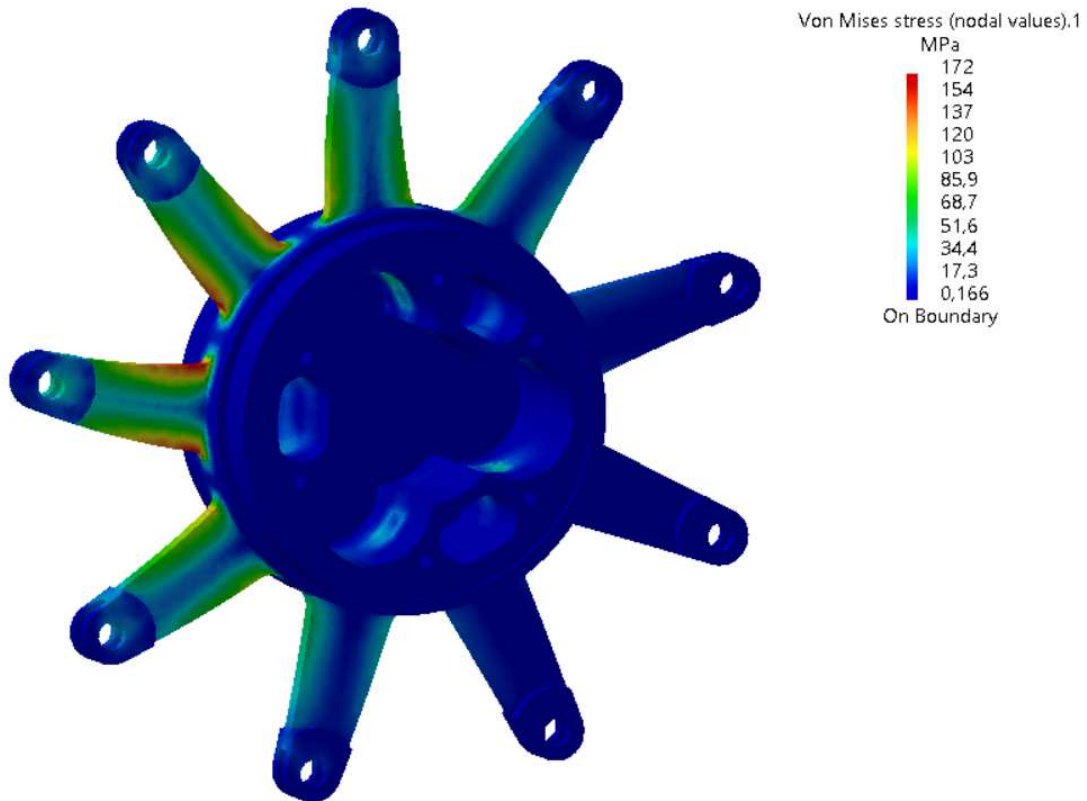
Obr. 16.: Zajištění prstence



Obr. 17.: Hliníkové střed - varianta1



Obr. 18.: Hliníkové střed - varianta1- vazby MKP

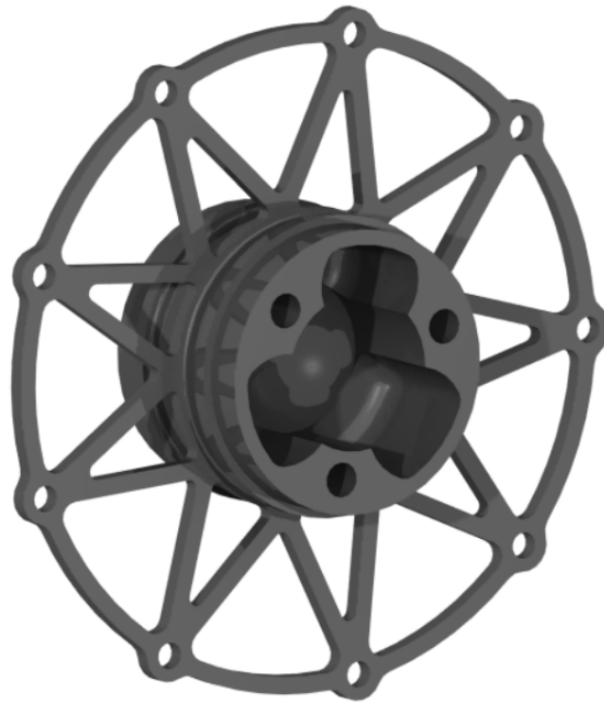


Obr. 19.: MKP analýza varianty 1

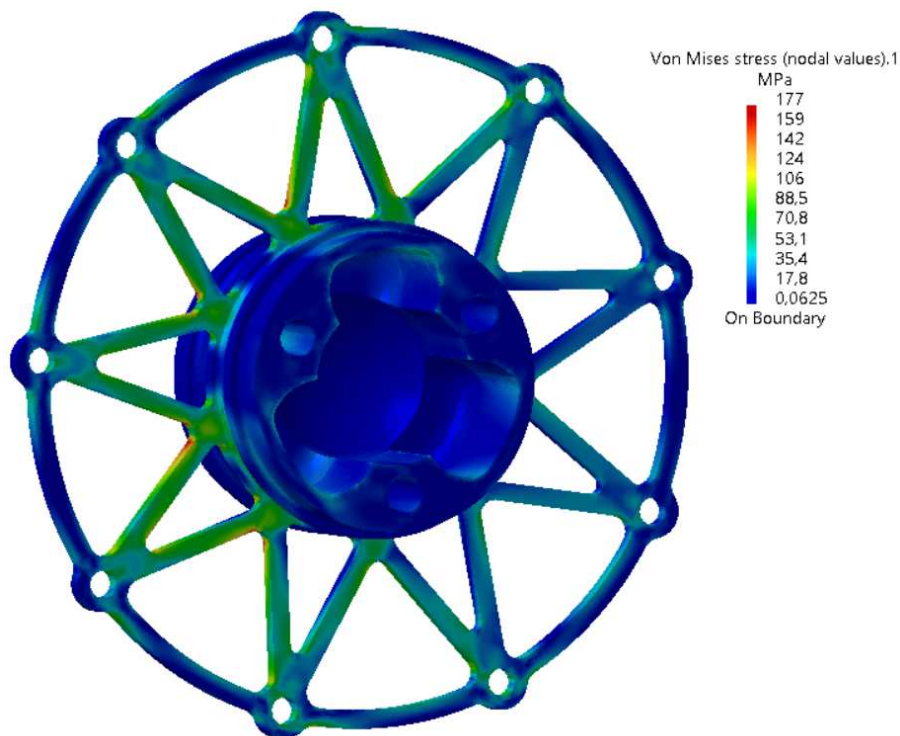
Maximální napětí je 172 N/mm^2 , vůči minimální dovolené mezi kluzu 220 N/mm^2 je bezpečnost větší jak 1,1. Asi největší nevýhodou je, že materiál je namáhán na ohyb, tzn. jednotlivé přichyty nejsou rovnoměrně namáhané. Hmotnost dílce je $0,366 \text{ kg}$. V další variantě bych rád snížil váhu a snížil hodnotu maximálního napětí.

4.4.2 Návrh č. 2

Při druhém návrhu jsem změnil uchycení prstence, který bude letmo uložen a pojištěn hliníkovými lícovanými šrouby. Tato změna přinesla úsporu materiálu, a tím i hmotnosti. Další výhodou této změny je snazší výroba a tím i finanční úspora.



Obr. 20.: Hliníkový střed - varianta 2



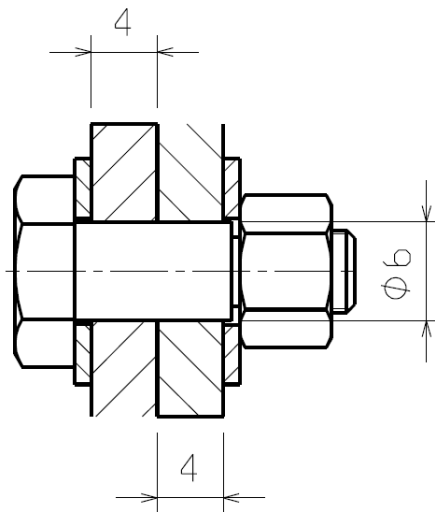
Obr. 21.: MKP analýza varianty 2

Ze simulace je patrné, že hodnota maximálního napětí se mi nepodařila zmenšit, ale o 5 N/mm^2 ještě vzrostla. Z obrázku 21 je patrné, že jednotlivé držáky jsou rovnoměrně namáhané, což je způsobeno tím, že držáky jsou více namáhány

tahem/tlakem. Hmotnost dílce se mi podařilo snížit na 0,269 kg, což je úspora 100 g materiálu oproti předchozí verzi. Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu je 1,24.

4.5 Spojení prstence a hliníkového středu

Spojení bude realizováno pomocí hliníkových lícovaných šroubů a hliníkových samojistných matic (obr. 22.). Ke spojení dojde pomocí 9 šroubů s průměrem lícované části 6 mm a závitem M5. Výpočet bude proveden analyticky a bude kontrolováno otláčení, stříh šroubů a utahovací moment aby nedošlo ke stržení závitů. Dovolенý tlak p_D volím 60 N/mm^2 a dovolené napětí ve smyku 30 N/mm^2 . Průměr na kterém je šroubové spojení je 147 mm. Součinitel nerovnoměrnosti zatížení k volím 0,5. Součinitel tření hliník-hliník je 0,3. Rozměry závitů beru ze strojnických tabulek [4].



Obr. 22.: Šroubové spojení

Obvodová síla:

$$F_o = \frac{M_m \cdot i}{d} = \frac{60\,000 \cdot 5,34}{147} = \underline{2\,180 \text{ N}} \quad (15)$$

Kontrola na stříh:

$$\tau_s = \frac{F}{S \cdot K} = \frac{2\,180}{9 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 0,5} = \underline{17,3 \text{ N/mm}^2 \leq 30 \text{ N/mm}^2} \quad (16)$$

Kontrola na stříh:

$$p = \frac{F}{S \cdot K} = \frac{2\,180}{9 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 0,5} = \underline{20,1 \text{ N/mm}^2} \leq 50 \text{ N/mm}^2 \quad (17)$$

Osová síla:

$$p_D = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \rightarrow F = p_D \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \quad (18)$$

$$F = 60 \cdot \pi \cdot 0,433 \cdot 4,48 \cdot 5,5 = \underline{1\,675 \text{ N}}$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{5 - 4,134}{2} = \underline{0,433 \text{ mm}} \quad (19)$$

$$z = \frac{m_3}{P} = \frac{4,4}{0,8} = \underline{5,5} \quad (20)$$

Utahovací moment:

$$M_u = F \cdot \left[f \cdot \frac{D}{2} + \tan(\vartheta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2} \right] \quad (21)$$

$$M_u = 1\,675 \cdot \left[0,3 \cdot \frac{7}{2} + \tan(1,09 + 0,05) \cdot \frac{4,48}{2} \right] = \underline{9\,922 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

$$\vartheta = \tan^{-1}(f') = \tan^{-1}(1,94) = \underline{1,09} \quad (22)$$

$$f' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,3}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = \underline{1,94} \quad (23)$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{P}{\pi \cdot d}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{0,8}{\pi \cdot 5}\right) = \underline{0,05} \quad (24)$$

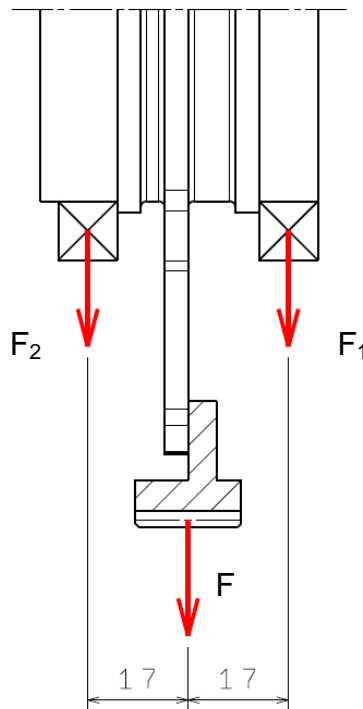
4.6 Návrh ložisek

4.6.1 Ložiska na hliníkové středě

Ložiska volím kuličková s bočním pryžovým těsněním od firmy SKF. Drážka pro tripod má průměr 58 mm (obr. 10.), proto volím ložiska s vnitřní průměr 65 mm, tj. ložisko 61813 - 2RS1. Jelikož je výpočet ozubení dimenzován na minimální

životnost 150 hodin, i ložiska by měla zvládnout tuto minimální životnost. Parametry ložiska a součinitele potřebné pro výpočet čerpám z katalogu ložisek ze stránek SKF [6]. Velikost zatížení čerpám z tab. 13. Protože ložisko není zatížené axiální silou, není potřeba síla přepočítávat na ekvivalentní zatížení. Uložení ložisek je symetrické, z toho vyplývá, že obě ložiska jsou zatížena stejně (obr. 23.).

Pro zjednodušení výpočtu uvažují maximální zatížení při maximálních otáčkách. Ve skutečnosti tomu tak není. S výpočtem jsem na straně bezpečnosti a výpočet trvanlivosti ložisek je dostačující. Z výpočtu trvanlivosti ložisek je patrné, že ložiska jsou mnohonásobně předimenzována.



Obr. 23.: Schéma uložení ložisek hliníkového středu

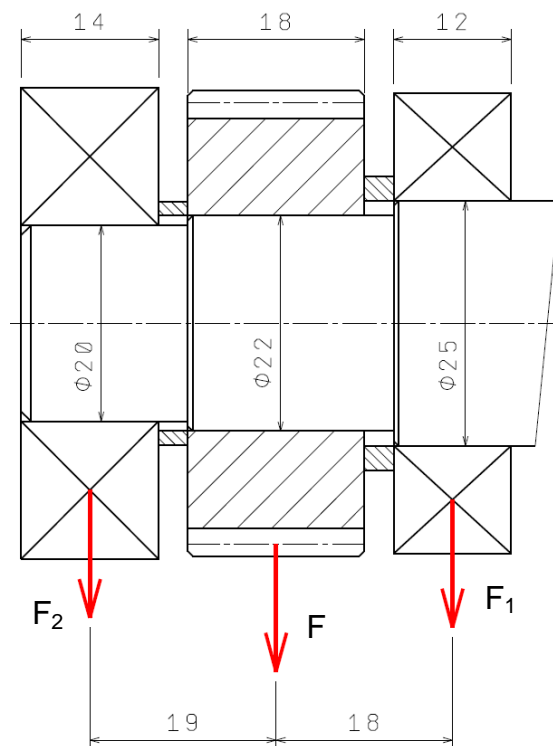
Trvanlivost ložisek:

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{12\,400}{1\,869}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot \frac{9\,450}{5,33}} = 2\,745 \text{ h} \quad (25)$$

$$F = \frac{\sqrt{F_r^2 + F_t^2}}{2} = \frac{\sqrt{1\,370^2 + 3\,480^2}}{2} = 1\,869 \text{ N} \quad (26)$$

4.6.2 Ložiska na hřídeli motoru

Na výstupním hřídeli motoru budou uložena 2 kuličková ložiska, přes která bude docházet k vystředění polohy obou skříní vůči motoru. Obě tyto ložiska jsou bočně krytá pryžovým těsněním. Ložisko blíže motoru volím 6005 - 2RSL a ložiska na konci hřídele volím 6204 - 2RSL. Schéma uložení ložisek je vidět na obr. 24. Parametry k výpočtu opět čerpám z katalogu SKF pro kuličková ložiska [7]. Požadovaná minimální životnost je opět 150 hodin. Vypisuji pouze výsledky trvanlivostí, výpočet byl proveden stejně jako v kapitole 4.6.1.



Obr. 24.: Schéma uložení ložisek hřídele motoru

Zatěžující síla:

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} = \sqrt{1\,370^2 + 3\,480^2} = \underline{3\,740\text{ N}} \quad (27)$$

Síla působící na ložisko 1:

$$F_1 = \frac{F \cdot a}{a + b} = \frac{3\,740 \cdot 19}{19 + 18} = \underline{1\,920\text{ N}} \quad (28)$$

Síla působící na ložisko 2:

$$F_2 = F - F_1 = 3\,740 - 1\,920 = \underline{1\,820\text{ N}} \quad (29)$$

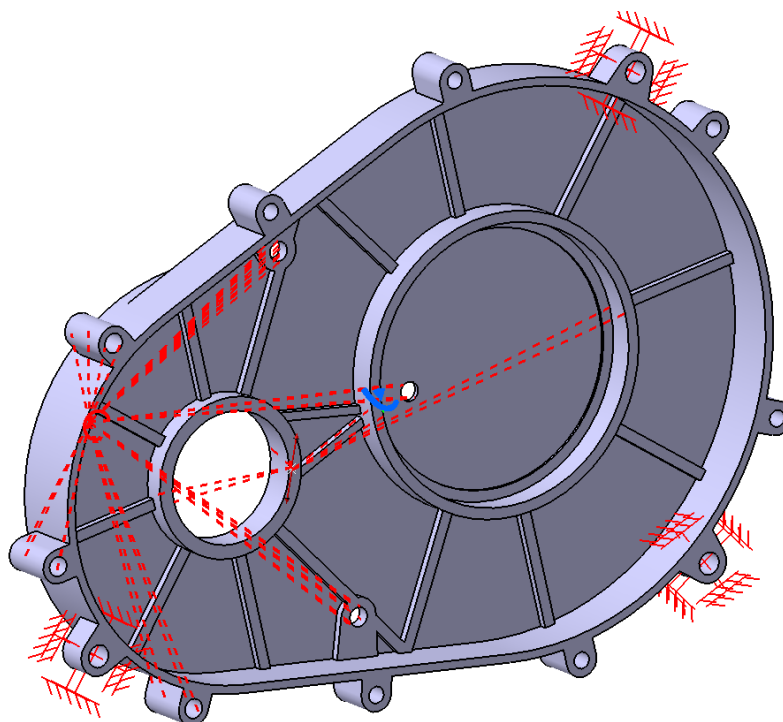
Tab.14.: Trvanlivost ložisek

Ložisko	6005 - 2RSL	6204 - 2RSL
Trvanlivost	245 h	613 h

4.7 Převodová skříň - víko č. 1

Skříň bude vyrobena z hliníkové slitiny, materiál bude opět EN AW 7075 (materiálový list viz. příloha 3). Nejdříve budu navrhovat skříň na straně motoru. Skříň musí obsahovat přípojné body na motor, do rámu a body které budou sloužit k přišroubování obou skříní dohromady. Návrh dílu a následný pevnostní výpočet bude prováděn v programu Catia.

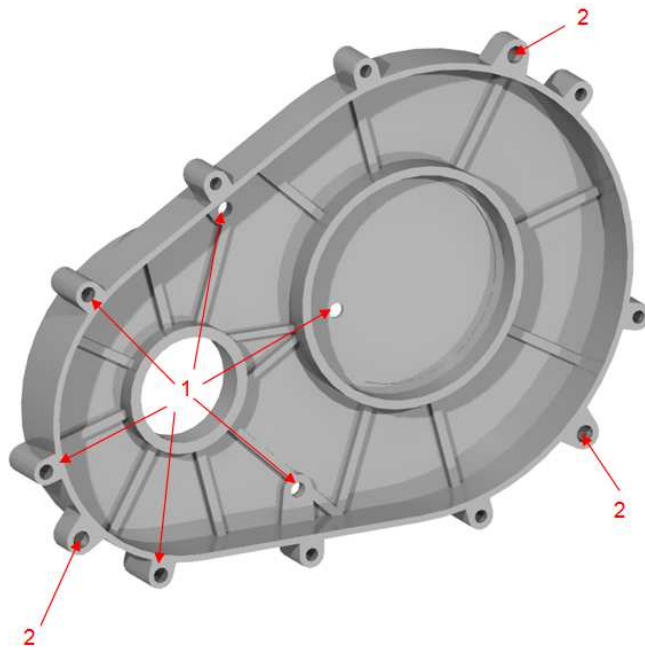
Při výpočtu byly použity lineární elementy o velikosti 2 mm. Skříň je zatěžována působícími silami v ozubení a momentu motoru působících na přípojné body motoru. Dále je skříň zatížena vahou samotného motoru (obr 25.). U druhého návrhu byla nastavena simulace úplně stejně.



Obr. 25.: Nastavení simulace u skříně

4.4.1 Návrh č. 1

Na obr. 26 je vidět rozmístění jednotlivých přípojných bodů na skříní. Neoznačené body slouží k přichycení obou skříní dohromady, k tomuto účelu slouží i venkovní přípojné body motoru.

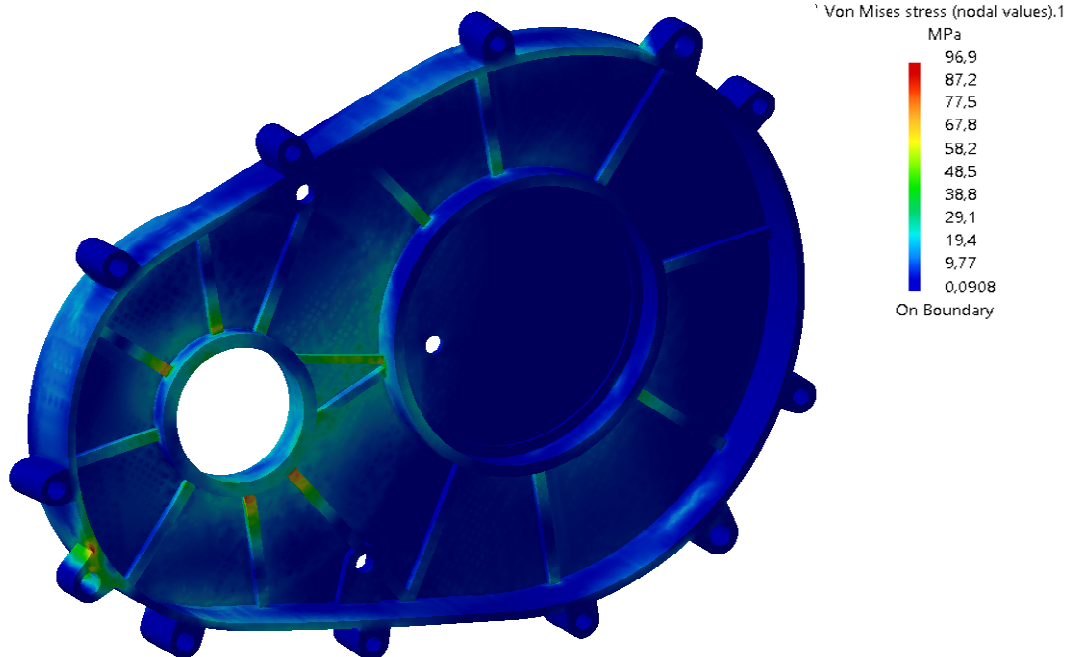


Legenda:

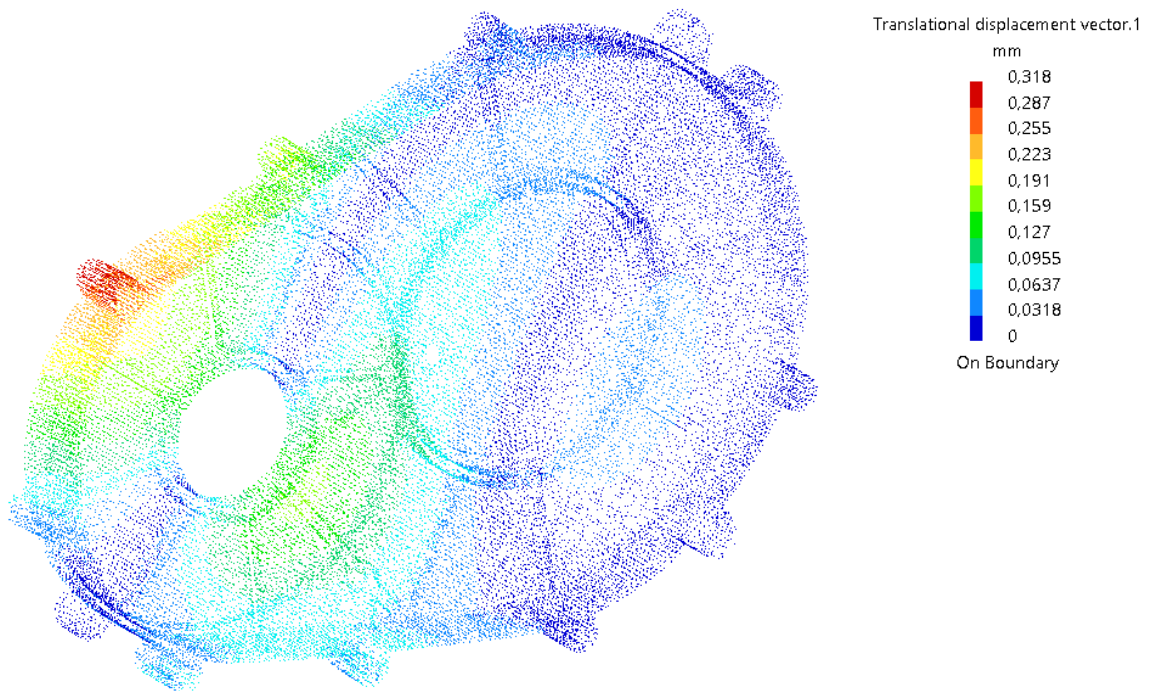
1 - přípojný body motoru

2 - přípojný body k rámu

Obr. 26.: Víko 1 - varianta 1



Obr. 27.: MKP analýza varianty 1 - napětí

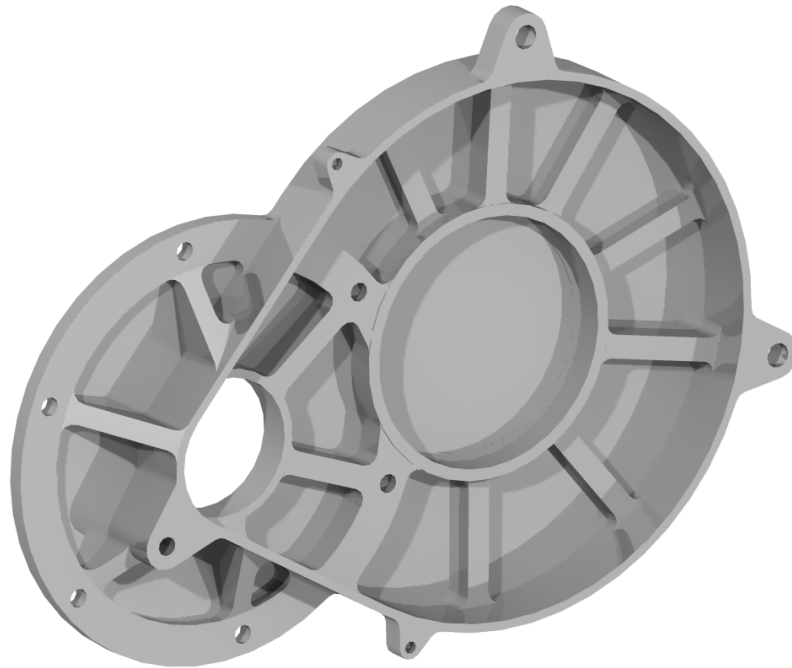


Obr. 28.: MKP analýza varianty 1 - deformace

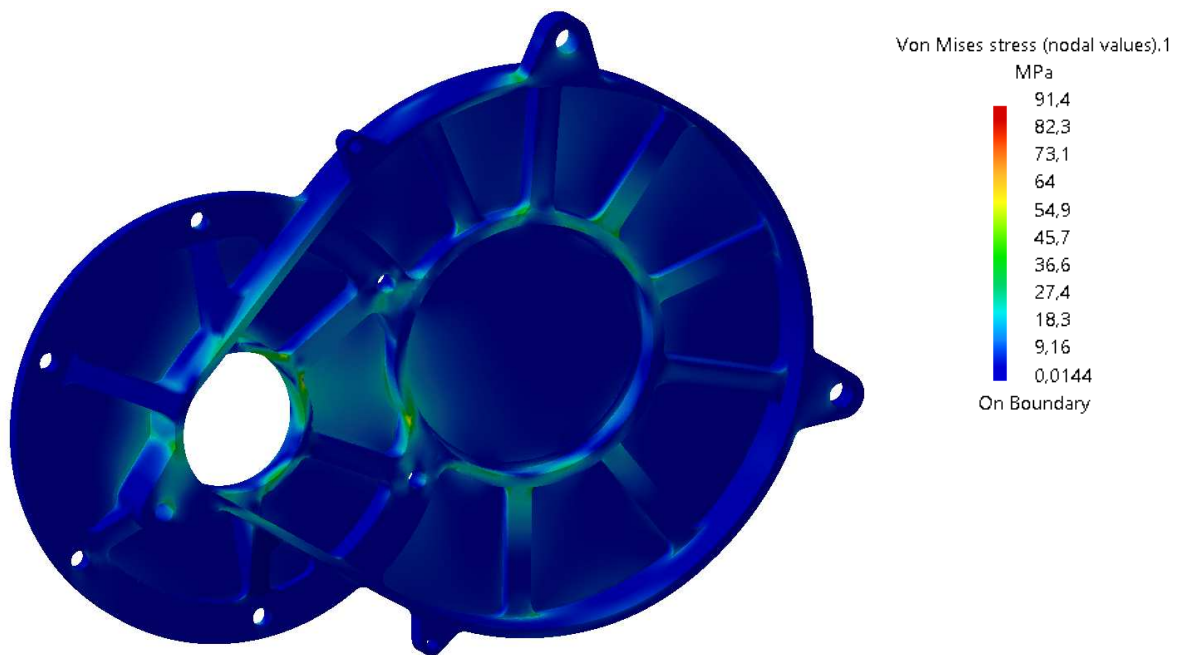
Maximální napětí, které vyšlo je 97 N/mm^2 . Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu je větší jak 2. U návrhu skříně je více důležitá deformace než napětí. Z obr. 28 je vidět, že deformace skříně je větší jak 0,3 mm. Pro zachování správné záběrové geometrie ozubení, bych tuto hodnotu v další variantě snížil. Tato součást váží 0,54 kg.

4.4.2 Návrh č. 2

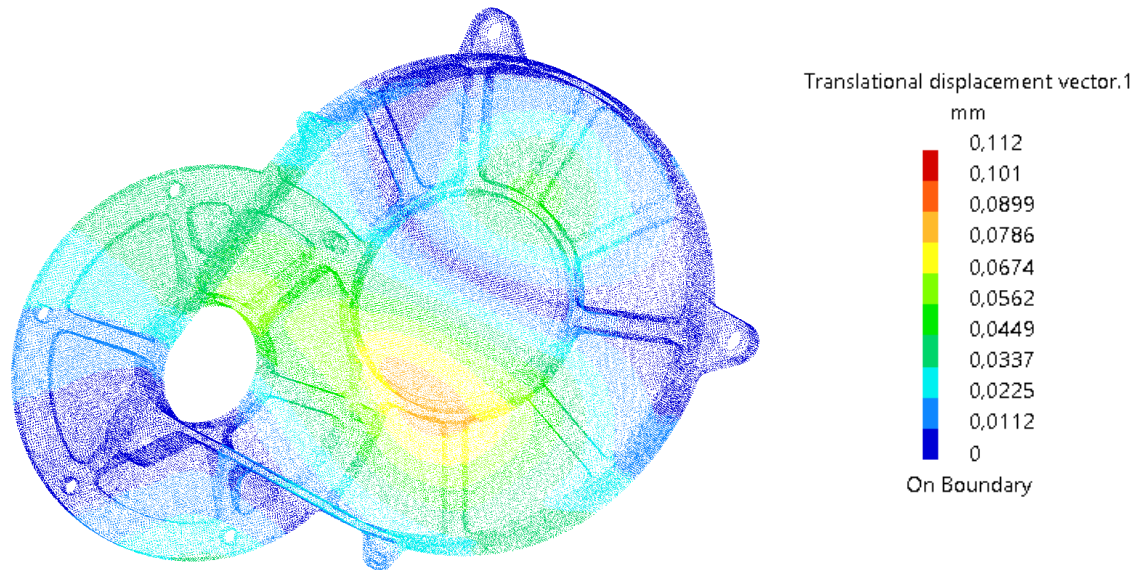
V této variantě došlo ke zmenšení průměru kolem pastorku a zvětšení velikosti žeber, čímž bych měl dosáhnout zvětšení celkové tuhosti skříně. Dále jsem zredukoval přípojné body, což způsobilo značné odlehčení. Přípojné body motoru jsem oproti předchozí verzi posunul na menší roztečný průměr, avšak jejich počet byl zachován. Nyní slouží pouze k přichycení motoru. 3 přípojné body slouží k přichycení obou skříní dohromady, ale i k přichycení do rámu. Přípojný bod u motoru má v sobě závit, zbylé 2 příchytý mají pouze otvor pro šroub. Aby při montáži převodovky do rámu, držela převodovka pohromadě, jsou na stranách skříně 2 malé pomocné body (v této části závity), které budou držet pohromadě obě skříně v době montáže. Centrování obou skříní bude realizováno přes ložiska.



Obr. 29.: Víko 1 - varianta 2



Obr. 30.: MKP analýza varianty 2 - napětí



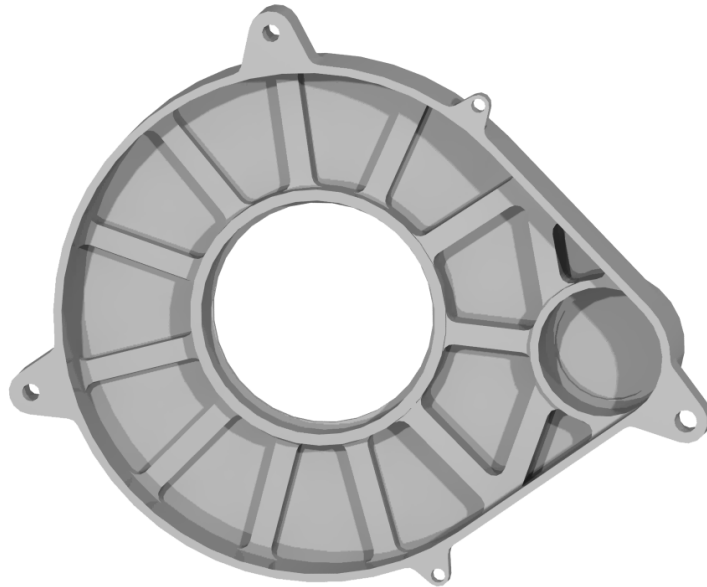
Obr. 31.: MKP analýza varianty 2 - deformace

Hmotnost varianty 2 se snížila o 20 gramů, na výsledných 0,52 kg. Velikost maximálního napětí zůstala přibližně stejná jako u varianty 1. Největší změna proběhla u deformace skříně. Maximální deformace poklesla na třetinovou hodnotu tj. 0,11 mm. Tuto variantu beru jako výsledný model skříně.

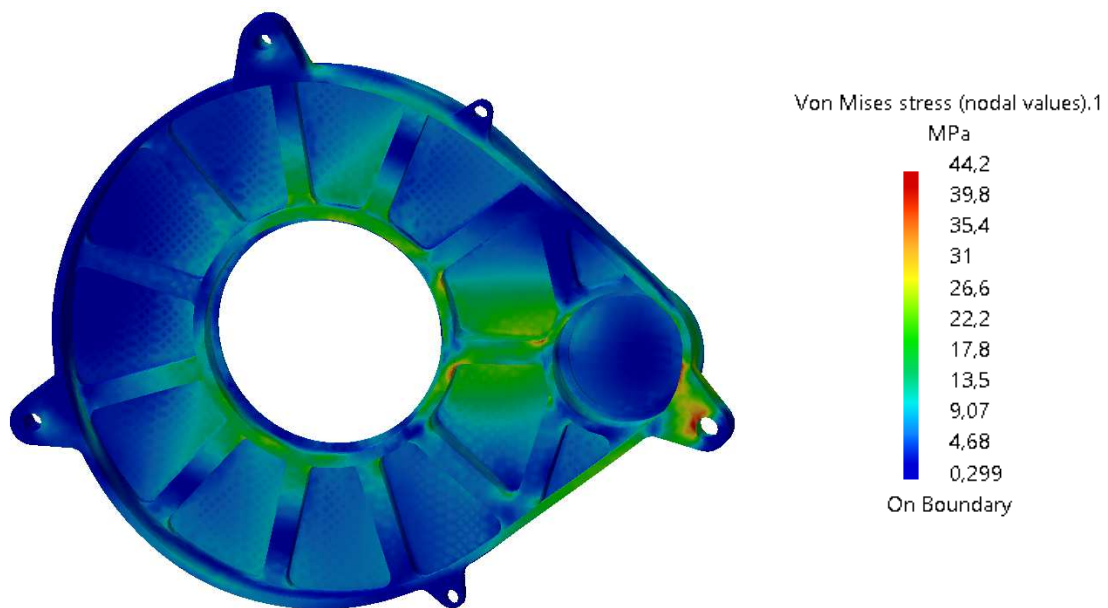
4.5 Převodová skříň - Víko č. 2

Druhou skříň převodovky navrhnu podobnou té první. Pouze nebude obsahovat připojovací přírubu na uchycení motoru. Prohodí se umístění závitů a děr pro šrouby, aby byl celek smontovatelný. Návrh dílu a následný pevnostní výpočet bude prováděn v programu Catia.

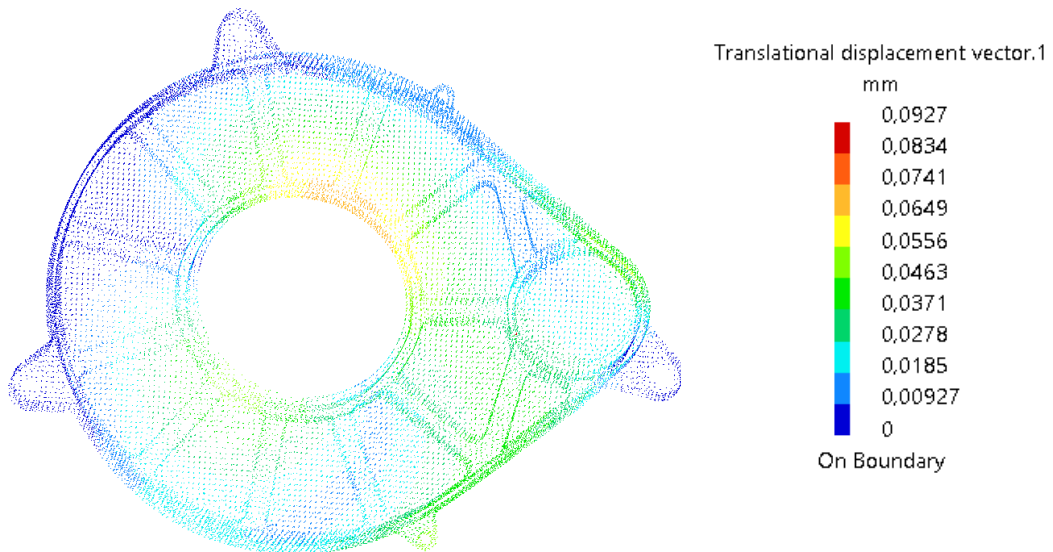
Při výpočtu byly použity lineární elementy o velikosti 2 mm. Skříň je zatěžována od působících sil v ozubení. Nastavení zatížení a vazeb u simulace je podobné jako u 1. dílu skříně, avšak chybí momentové i silové zatížení od motoru, které na tento díl nepůsobí.



Obr. 32.: Víko 2



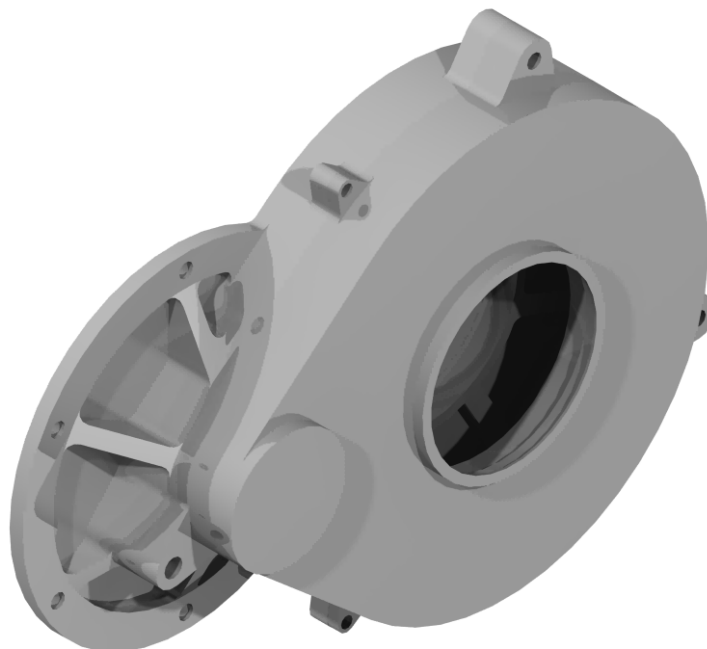
Obr. 33.: MKP analýza - napětí



Obr. 34.: MKP analýza - deformace

Ze simulace je patrné, že deformace na kterou byla skříň navrhována je menší než u 1. skříně, tj. 0,0927 mm. Celkové napětí je 44 N/mm^2 . Hmotnost skříně je 0,39 kg. Tuto variantu volím jako výsledný model skříně.

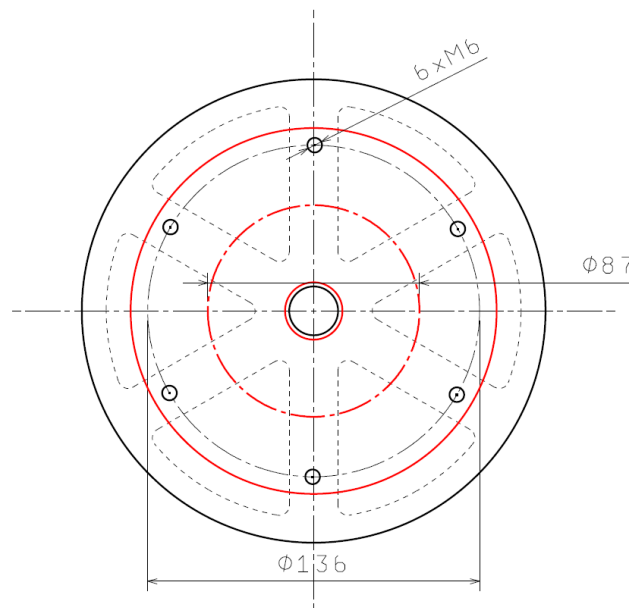
Na obrázku 35 je vidět sestava obou dílců skříně s celkovou hmotností 910 gramů.



Obr. 35.: Sestava skříně

4.6 Přichycení motoru k převodovce

Jak již bylo řečeno, motor bude připevněn ke skříni pomocí 6 šroubů, které budou v motoru připevněny do výztuhy čela motoru. Šířka tohoto čela, tj. délka závitu je 10mm. Průměr, na kterém jsou tyto šrouby připevněny je 136 mm (obr. 36.). Šířka příruby na víku převodovky je 6 mm. Šrouby budou pevnostní třídy 8.8 s vnitřním šestihranem, závitem M6 a délkou 16 mm. Utahovací moment počítám stejně jako v kapitole 4.5. Hodnoty pro výpočet opět čerpám ze strojnických tabulek [4]. Součinitel tření hliník-hliník je 0,3.



Obr. 36.: Přichyty motoru

Tab. 15.: Montážní parametry šroubu připevňující motor

	Osová síla ($F_{\text{šo}}$)	Utahovací moment
Šroub M6 - 16	2 275 N	16 142 Nmm

Na obr. 36 je červeně zobrazena příruba převodovky a střední průměr společné plochy. Na tomto průměru budu počítat působení obvodové síly vyvolané momentem. Osovou sílu vyvolanou šrouby přepočtu přes součinitel tření na třecí sílu.

Obvodová síla:

$$F_o = \frac{M_m}{d} = \frac{60\,000}{87} = \underline{689\,N} \quad (30)$$

Třecí síla:

$$F_t = 6 \cdot F_{s0} \cdot f = 6 \cdot 2\,275 \cdot 0,3 = \underline{4\,095\text{ N}} > F_o = 689\text{ N} \quad (31)$$

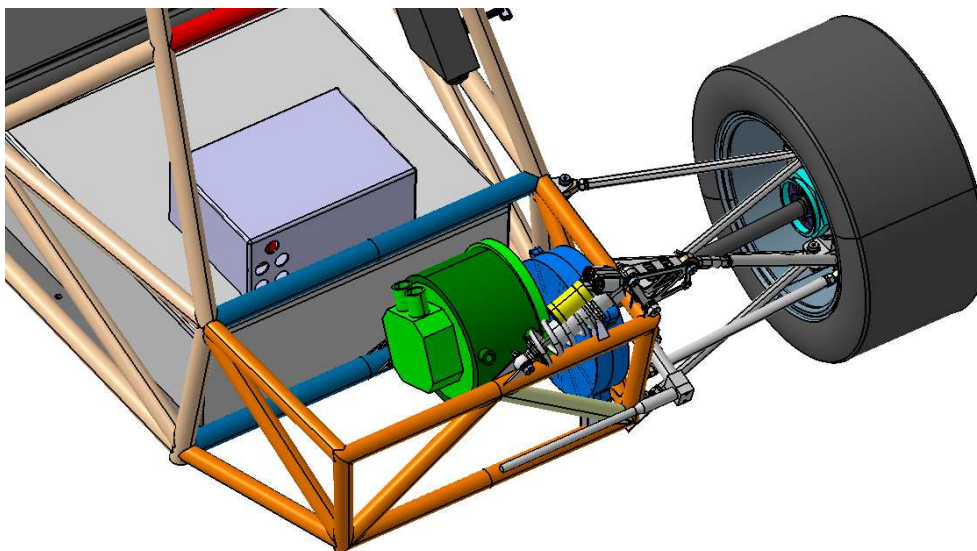
Z výpočtu 31 je patrné, že vyvozená třecí síla vyvolaná šrouby je větší než síla, která vzniká působením momentu od motoru.

4.7 Držáky převodovky a motoru

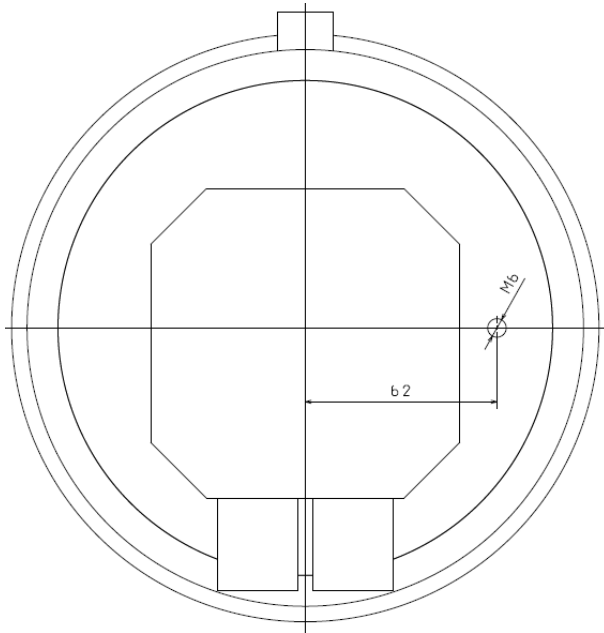
Celá převodová skupina i s motorem bude uložena v zadní části rámu. Držáky které budou sloužit k přichycení převodovky k rámu, budou svařované z chrom-molybdenového plechu (42CrMo4 - příloha č. 2) tloušťky 2 mm. Pro připevnění převodovky budou použity 3 držáky. 4 držák bude použit k připevnění motoru, aby nedocházelo k jeho kmitání. Na obrázku 37 je vidět umístění převodovky v rámu, na obrázku 38 umístění připojovacího otvoru na motoru.

Simulace bude provedena v programu Catia. Na obr. 40 je zobrazen model držáků, na obr. 41 je nastavení simulace. Držáky jsou v místě přivaření k rámu vetknuty, a jsou zatěžovány momentem, který je na ozubeném kole. Na vysíťování byly použity lineární elementy o velikosti 1 mm.

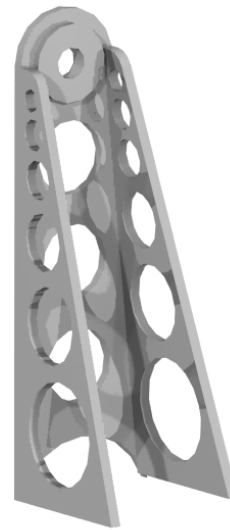
Tvar všech držáku je plech se zavařenou vložkou a 2 symetrickými bočnicemi (obr. 39.). Pro snadnější montáž převodovky do držáků, je mezi jednotlivé držáky a převodovku vložena distanční hliníková podložka o tloušťce 3 mm.



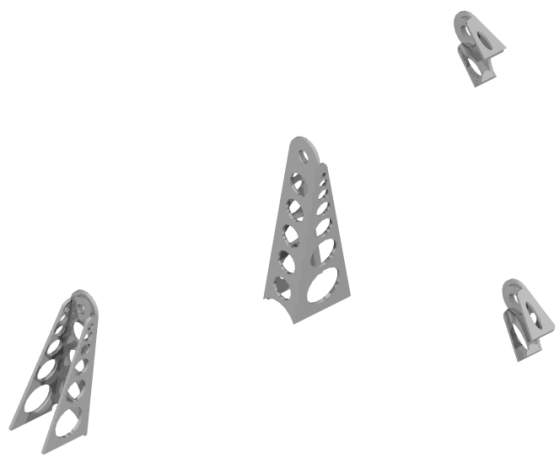
Obr. 37.: Zadní zástavba prostrou pro převodovku



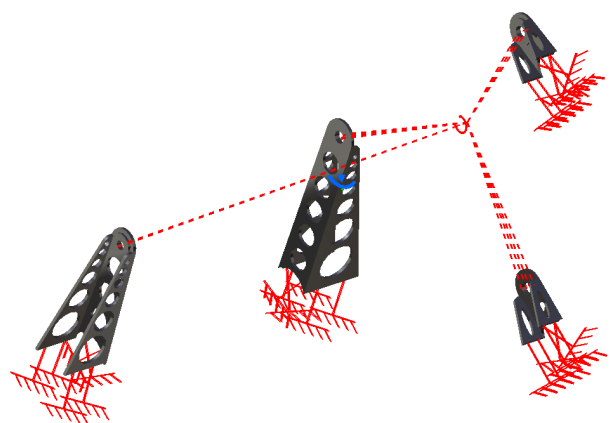
Obr. 38.: Připojovací otvor motoru



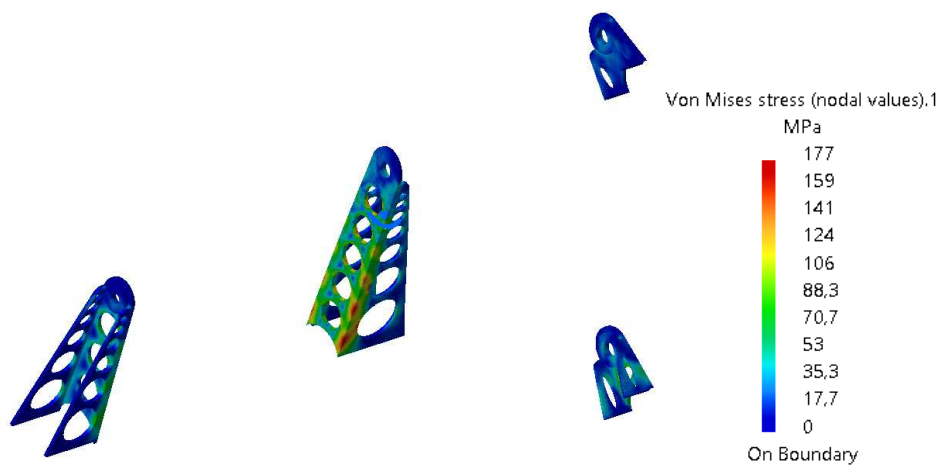
Obr. 39.: Příchyt



Obr. 40.: Příchty - model



Obr. 41.: Příchty - nastavení simulace



Obr. 42.: Příchty - pevnostní analýza

Z obr. 42 je patrné, že maximální napětí držáků vyšlo 177. Ocel 42CrMo4 má mez kluzu 700 N/mm^2 . Bezpečnost vůči mezi kluzu je skoro 4. Tvar držáku a tloušťka plechu by šla upravit, a tím odlehčit jednotlivé držáky. Plech s tloušťkou 2 mm byl volen z důvodu, že plech s touto tloušťkou máme skladem na dílně a netřeba shánět od německého dodavatele plech o menší tloušťce. Tvar držáků nechávám z důvodů sváření, a tím poklesu meze kluzu. Hmotnost držáků je 164 gramů.

4.8 Přichycení převodovky

Jak již bylo řečeno, celá skupina bude přidělána pomocí 4 šroubů. Přípojné body na převodovce budou připevněny pomocí šroubů M8 a poslední přípojný bod na motoru pomocí šroubu M6. Použiji šrouby pevnostní třídy 8.8 s vnitřním šestihranem. U těchto šroubů už není tak lehké analyticky vypočítat velikost třecí síly vyvolané utahovacím momentem, resp. osovou silou. Bude vypočítána velikost třecí síly, velikost utahovacího momentu a osová síla jako v kapitole 4.5. Dále bude provedena kontrola pomocí MKP výpočtu, kde bude simulováno pootočení převodovky a opření šroubů o držáky.

Při výpočtu utahovacího momentu, opět čerpám potřebné hodnoty ze strojnických tabulek [4]. Hloubka zašroubování šroubů v motoru je 10 mm. Šrouby M8 jsou v jednotlivých částech skříně zašroubovány také 10 mm. Délku obou šroubu volím 16 mm

Tab. 16.: Montážní parametry šroubu připevňující motor

	Osová síla (F_{so})	Utahovací moment
Šroub M8 - 16	4 582 N	35 162 Nmm
Šroub M6 - 16	2 275 N	16 142 Nmm

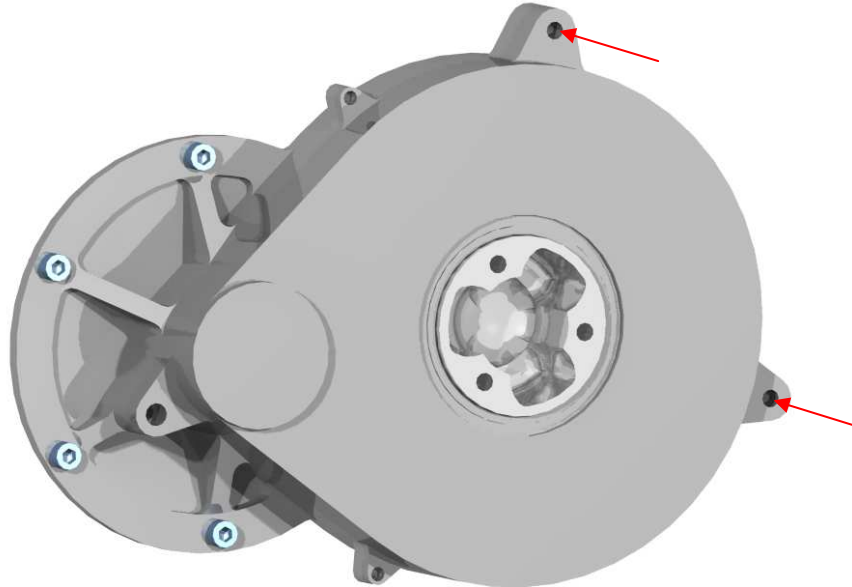
Velikost síly třecí síly budu počítat na šroubu nejbližší středu otáčení, kde je i největší obvodová síla. Šrouby které jsou nejbližší středu rotace jsou 2 a jsou na průměru 106 mm (viz. obr. 43 - červeně označeny). Střed rotace je střed otáčení ozubeného prstence. Počet nosných šroubů uvažuji 3, a na všechny působí největší obvodová síla.

Největší obvodová síla:

$$F_o = \frac{M_m \cdot i}{d \cdot n} = \frac{60 \cdot 5,33}{0,106 \cdot 3} = \underline{1\,005 \text{ N}} \quad (32)$$

Třecí síla:

$$F_t = F_{s0} \cdot f = 4\,582 \cdot 0,3 = \underline{1374\,N} > F_o = 689\,N \quad (33)$$



Obr. 43.: Kontrola šroubů

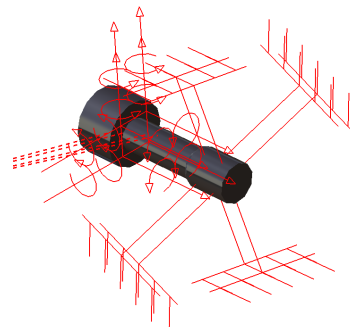
MKP výpočet bude proveden na zjednodušených modelech šroubů (obr. 44.). V místě zašroubování bude vymodelován velký průměr závitu, mezi tímto průměrem a hlavou šroubu bude průměr odpovídající malému průměru závitu (obr. 47.)

Šrouby budou vetknuty v místě zašroubování, a bude zatěžována hlava šroubů, dále bude povolen dosedající ploše hlavě šroubu pohyb kolmý na osu rotace (obr. 45.) Velikost zatěžujícího momentu odpovídá velikosti vystupujícímu momentu z převodovky.

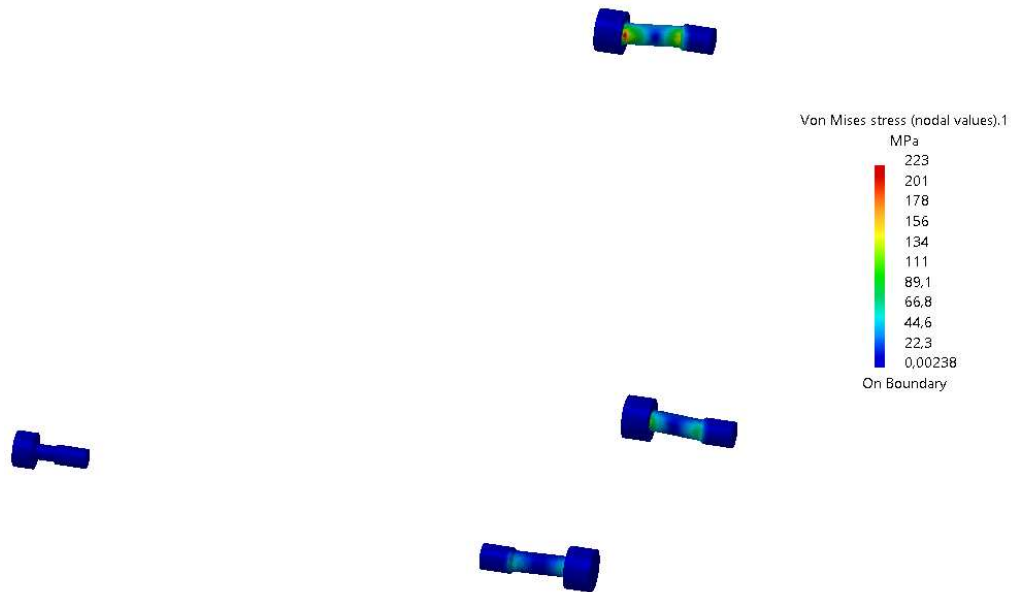
Při výpočtu jsou použity elementy o velikosti 1 mm a jsou lineárního typu.



Obr. 44.: Simulace šroubu - model



Obr. 45.: Simulace šroubu - simulace



Obr. 46.: Simulace šroubů - pevnostní analýza

Ze simulace je patrné, že nejvíce namáhané šrouby jsou opravdu šrouby, které jsou nejbližší středu otáčení (na obr. 46. šrouby nejvíce vpravo). Maximální napětí které bylo vypočítáno, je vůči mezi kluzu materiálu šroubu 640 Nmm^2 s dostatečnou bezpečností.

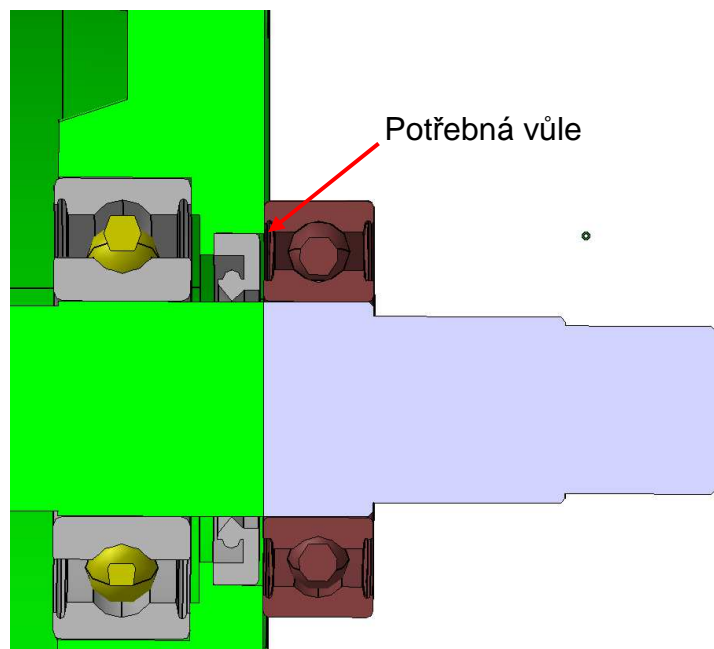
4.9 Utěsnění převodovky

Podle pravidel je zakázáno, aby z monopostu unikali jakékoliv kapaliny během závodu. Kdyby tato skutečnost nastala, tým je okamžitě diskvalifikován. Proto je velice důležité, aby byla převodovka dostatečně utěsněna. Samotné utěsnění převodových skříní bude řešeno pomocí silikonového tmelu, který bude nanesen na dosedací plochu jedné z převodových skříní a poté budou skříně přitisknuty k sobě.

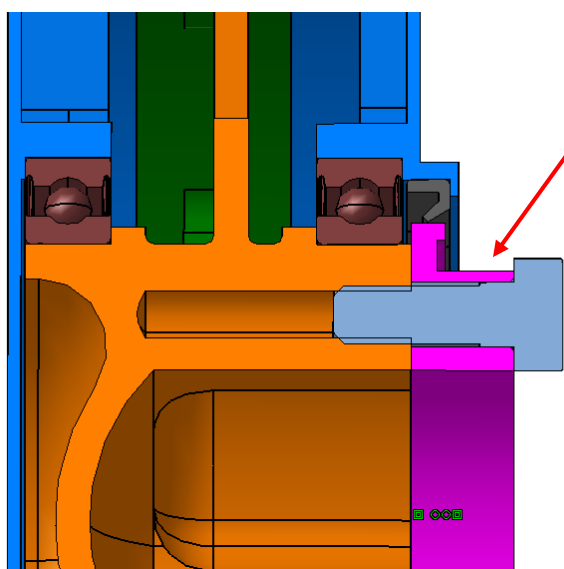
Utěsnění kolem vstupu, resp. výstupu převodovky bude řešeno pomocí těsnících kroužků - Gufer. Na straně vstupu bylo podle našich požadavků, umístěno těsnění do motoru (obr. 47.). Jedná se o těsnění 25x40x5 NBR WA, které musí být zapuštěno minimálně 0,5 mm v motoru, protože o čelo motoru se bude opírat 1. ložisko na motorovém hřídeli.

Na straně výstupu bude umístěno těsnění 70x80x6 NBR WAO bez přítlačné pružiny. V převodové skříní se olej bude roznášet rozstříkem, ložiska s bočním pryžovým těsněním zabrání největšímu průsaku oleje ven z převodovky. Z tohoto důvodu je zvolené těsnění dostačující. Těsnění bude uloženo v převodové skříní. Pro zachování smontovatelnosti a pro přichycení krycí planžety tripodu (obr. 48 -

označené místo), bude těsnění doléhat na přišroubovaný hliníkový držák. Pro zajištění souososti a správného fungování gufera, bude hliníkový držák vystředěn pomocí hliníkovým lícovaných šroubů (obr. 48.) se šestihrannou hlavou.



Obr. 47.: Utěsnění převodovky - vstup



Obr. 48.: Utěsnění převodovky - výstup

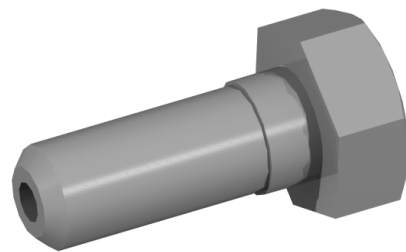
4.10 Hliníkový držák a jeho připevnění

Tento díl nebude přenášet žádné zatížení a proto je zbytečné ho pevnostně kontrolovat. Při návrhu jsem se snažil co nejvíce tento díl odlehčit. Výsledná hmotnost dílu je 30 gramů a materiál dílu je opět slitina hliníku EN AW 7075.

Připevňující šrouby opět nebudou přenášet žádné zatížení. Proto výsledné šrouby budou duté. U hlavy šroubu je lícovaná část, která slouží k ustanovení přesné polohy hliníkového držáku. Z obrázku 48 je patrné, že hlava šroubu jde přes připevňovací průměr pro manžetu. To je vytvořené záměrně, neboť hlava šroubu bude zároveň sloužit jako axiální pojistka proti vysunutí manžety. Materiál je opět slitina hliníku EN AW 7075 a hmotnost šroubu jsou 4 gramy.



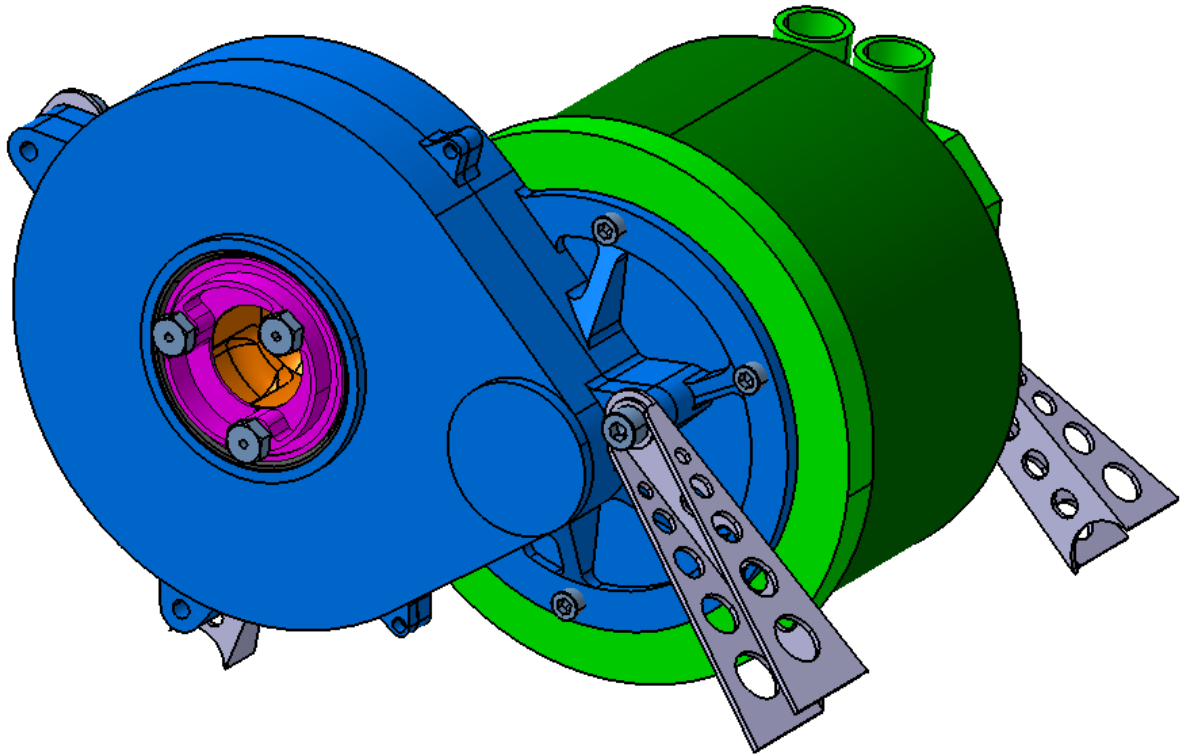
Obr. 49.: Hliníkový držák



Obr. 50.: Šroub držáku

4.11 Celková sestava

Návrh a kontrola všech dílů převodovky již byla dokončena. Na obrázku 51 je vidět celková sestava. Hmotnost samotné převodovky s držáky je 2,5 kg. Hmotnost motoru je 7 kg, tzn. hmotnost celého celku je 9,5 kg.



Obr. 51.: Celková sestava



Obr. 52.: FSE.04

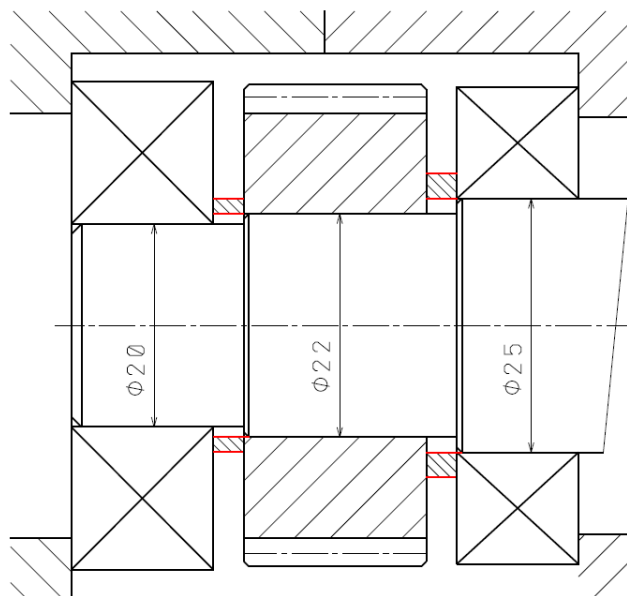
5 Výroba a provozní podmínky

V této kapitole se budu věnovat výrobě převodovky, výkresové dokumentaci a provozním podmínkám, při kterých bude převodovka pracovat.

5.1 Smontovatelnost

Při tvorbě výkresové dokumentace je velice důležité správně volit geometrické tolerance aby byl celý celek smontovatelný a měl správnou funkci. Dále je důležité vhodně zvolit správně rozměrové tolerance. Kritická místa pro volbu rozměrových tolerancí, jsou obě hřídele.

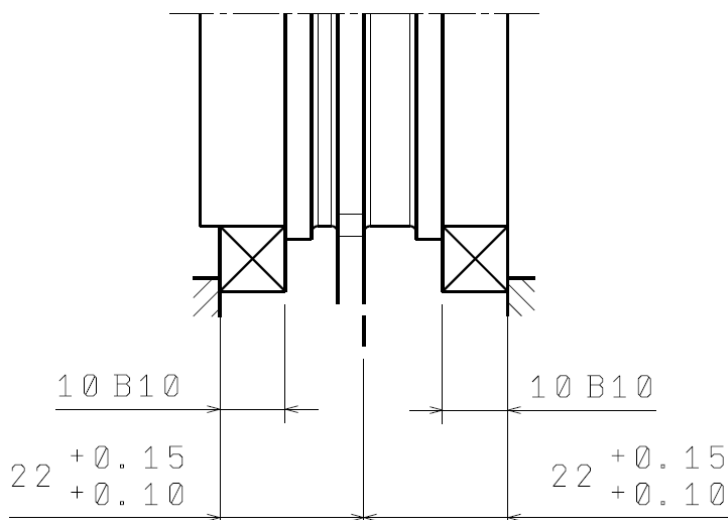
Z obr. 53 je patrné, že na hřídeli motoru jsou pomocné distanční vložky (červeně označeny). Z důvodu, že se převodovka nebude vyrábět sériově ale jedná se o prototyp, neřeším rozměrový obvod. Ložiska budou opřena v převodové skříni za vnější kroužek. Při samotné výrobě vložek bude doměřen rozměr jednotlivých prvků a vložky budou vyrobeny s požadovaným rozměrem,



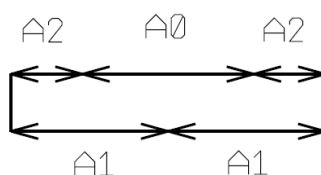
Obr. 53.: Uložení hřídele motoru

Uložení hliníkového středu je už více problematické, zde se nenacházejí žádné členy, které by se daly vyrobit na přesně požadovaný rozměr a proto je potřebné řešit rozměrový obvod, a rozměrové tolerance předepsat na výrobní výkres. Šířka ložisek dle katalogu SKF je 10 mm s tolerancí B10. To znamená že krajní rozměry ložiska jsou 10,179 a 10,208 mm. Hodnoty čerpám ze strojnických tabulek [4]. Na obr. 54 je

vidět rozměrový obvod. Tolerance na skříních volím a budu dopočítávat toleranci u hliníkového středu.



Obr. 54.: Uložení výstupního hřídele - rozměrová analýza



Obr. 55.: Schéma rozměrové analýzy

Maximální rozměr:

$$A_{0max} = 2 \cdot A_{1max} - 2 \cdot A_{2min} = 2 \cdot 22,15 - 2 \cdot 10,179 = \underline{23,942 \text{ mm}} \quad (34)$$

Minimální rozměr:

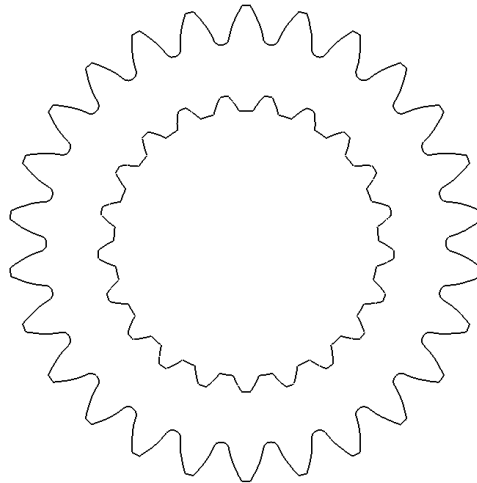
$$A_{0min} = 2 \cdot A_{1min} - 2 \cdot A_{2max} = 2 \cdot 22,1 - 2 \cdot 10,208 = \underline{23,784 \text{ mm}} \quad (35)$$

Výše vypočítané hodnoty, kvůli výrobě, upravím na 2 desetinná místa. Proto volím rozměr $24_{-0,22}^{-0,06}$ mm.

5.2 Výroba

Většina dílů bude obráběna na CNC strojích, z tohoto důvodu k výrobě stačí 3D model ve formátu step. Tento model je doplněn o výkres, na kterém jsou základní rozměry, geometrické tolerance, tolerance rozměrů a zakótované závity. V příloze přikládám některé výkresy.

Ozubení bude vyráběno na CNC drátořezu, proto bylo důležité pro výrobu vyexportovat výkres, na kterém bude přesný tvar zubů a v případě pastorku i evolventního drážkování. Tento export proběhl z programu KISSsoft (Obr. 56.).



Obr. 56.: Pastorek - výkres

Držáky celé skupiny jsou svařence z plechů a vložky. Jednotlivé plechy jsou řezány laserem, proto je opět důležité vyexportovat tvar jednotlivých držáků do výkresu ve formátu dxf.

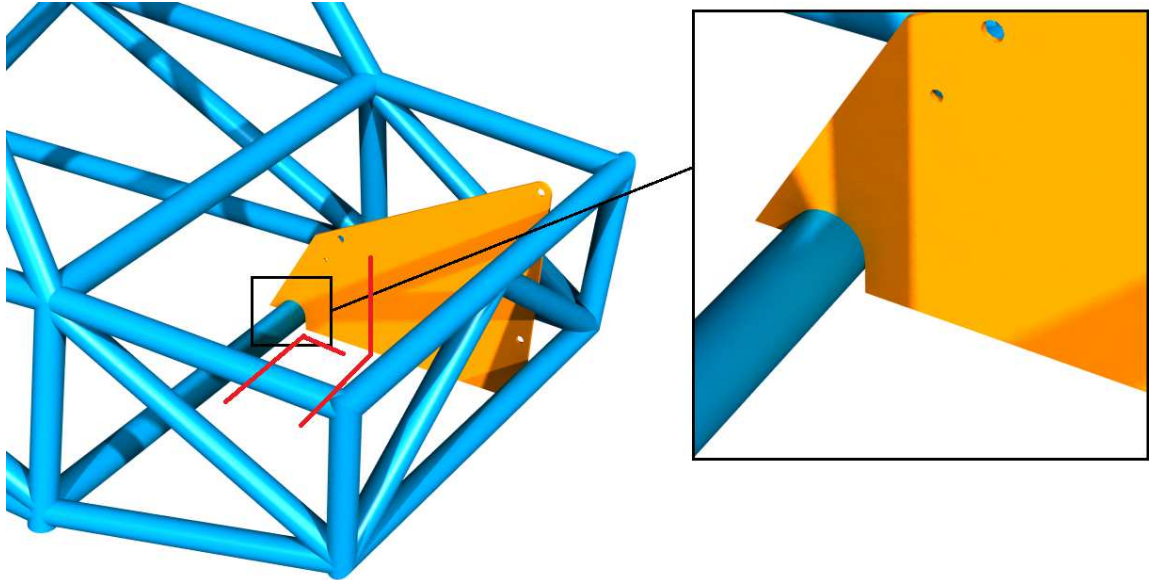
Zbylé díly, jako jsou vložky držáků, distanční vložky a podložky, jsou vyráběny přímo v dílně týmu eForce na běžném konvenčním soustruhu.

5.2.1 Svařování držáků převodovky

Při svařování jednotlivých držáků k rámu je velice důležitá přesnost, pro namontování celé skupiny do rámu. Z tohoto důvodu byl pro správné umístění držáku do rámu vytvořen přípravek.

Spodní strana rámu je v jedné rovině a po celou dobu svařování byl rám pevně přidělán ke svařovacímu stolu. Správné výškové ustanovení přípravku je realizováno přímým položením na svařovací stůl. Správná polohu v podélném směru je docílena, použitím výřezu na přípravku. Ten zapadá na trubku, ke které se přivařují přední držáky (obr. 57.). Správnému zaručení polohy ve zbylých směrech, tj. kolmost vůči zemi a rovnoběžnost s podélnou osou monopostu, bylo dosaženo přiložením úhelníku s příložníkem k přípravku (obr. 57. - červeně). Správná poloha v příčném směru byla odměřena od středu monopostu, tj. středová značka na svařovacím stole.

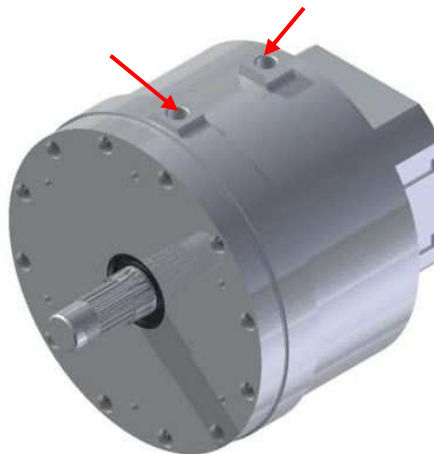
Přípravek je výpalek z plechu o tloušťce 3 mm a na plechu jsou jednotlivé otvory, které odpovídají přípojným bodům.



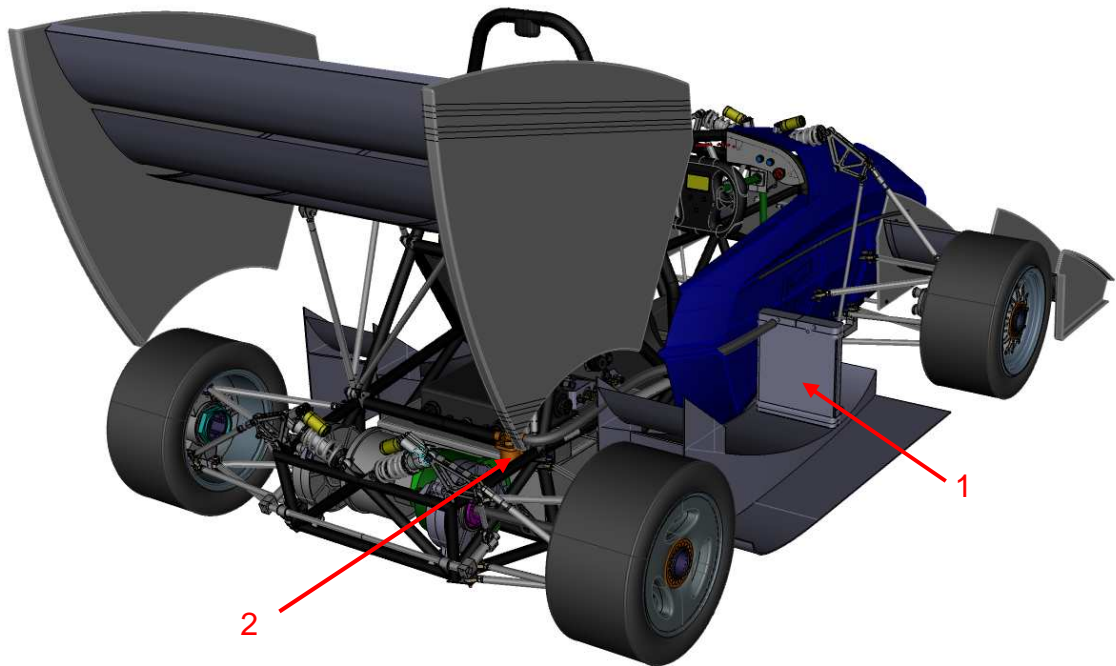
Obr. 57.: Přípravek držáků

5.3 Chlazení motoru

Chlazení motoru bude vodní. Na obou stranách monopostu jsou chladiče. Jeden chladič slouží k chlazení zadních motorů a druhý chladič k chlazení předních motorů a výkonové elektroniky. Vývody motoru pro chlazení jsou patrné na obrázku 58. Oběh chladicího okruhu bude realizován pomocí čerpadla. Čerpadlo pro zadní pohon bude umístěna nad převodovkou. Čerpadlo má maximální průtok 10,8 l/min. Návrhu chladicí soustavy se věnoval kolega Bc. Marek Pátý. Na obrázku 59, je vyznačen chladič (1) a umístění čerpadla (2).



Obr. 58.: Chlazení motoru



Obr. 59.: Chladící soustava

6 Závěr

Cílem mé práce byl návrh zadního pohonu vozu Formula Student FSE.04. V úvodní části se zabývám základními informacemi o soutěži Formula Student a týmu eForce. Dále zde vypisuji jednotlivé parametry všech monopostů FSE, ze kterých plyne jasný vývoj jednotlivých vozů.

V další kapitole se věnuji rešerši používaných druhů pohonů. Tato kapitola je rozdělena na vozy se spalovacím motorem a na vozy s elektrickým pohonem. Z této kapitoly vyplývá, že u monopostů s elektrickým pohonem je mnohem větší variabilita druhů používaných druhů pohonů.

Po teoretické části jsem se zaměřil na samotný koncepční návrh převodovky. Motor byl volen ze sériové výroby firmy TG Drives, který byl upraven podle našich požadavků. Po koncepčním návrhu typu převodovky byla zvolena jako nejlepší varianta čelní jednostupňová převodovka. Tuto převodovku jsem v následující kapitole navrhoval a pevnostně kontroloval.

Návrh převodovky začínal návrhem ozubení. Ozubení bylo voleno s přímými zuby a celkovým převodem 5,3. Pro odlehčení celé převodovky bylo ozubené kolo zvoleno jako prsteneček, který bude připevněn na hliníkový střed. Spojení bude realizováno pomocí hliníkových lícovaných šroubů. Pastorek bude pomocí evolventního drážkování připevněn přímo na výstupním hřídeli motoru. V hliníkovém středu jsou vodící drážky pro homokinetický kloub tripod. Ozubený převod je uložen v hliníkových skříních. Motor je přišroubován přímo k převodovce. Celá skupina drží v rámu na 4 ocelových držácích.

Materiál ozubení je 31CrMo9, který bude následně nitridován. Materiál držáků je ocel 42CrMo4. Všechny ostatní díly jsou z hliníkové slitiny EN AW 7075.

Díky maximálnímu využití hliníkové slitiny, je hmotnost převodovky i s držáky 2,5 kg. Hmotnost celé skupiny, tj. převodovka, motor a držáky, je 9,5 kg.

V poslední kapitole se zabývám výrobou a provozními podmínkami převodovky.

Seznam použité literatury:

- [1] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008, 170 s. ISBN 978-80-01-04138
- [2] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: Mechanické převody. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 1999, 174 s. ISBN 80-01-01934-9
- [3] 2015 Formula SAE® Rules.: www.students.sae.org
- [4] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6
- [5] MICHALEC, Jiří, a kol. Pružnost a pevnost II. vyd Praha: ČVUT, 2000
- [6] Katalog kuličkových ložisek SKF, www.skf.cz
- [7] eForce, www.eforce.cvut.cz
- [8] CTU CarTech, www.carttech.cvut.cz
- [9] Joanneum Racing Graz, www.joanneum-racing.at
- [10] AMZ Racing, www.amzracing.ch
- [11] FS Team Delft, www.fsteamdelft.nl
- [12] Bolzano, www.bolzano.cz
- [13] Gleich Aluminium www.gleich.de/cz



Seznam obrázků:

Obr. 1.: FSE.01	14
Obr. 2.: FSE.02	14
Obr. 3.: FSE.03	15
Obr. 4.: FS.05 - SPITFIRE - CTU CarTech	17
Obr. 5.: Motor - Joanneum Racing Graz	18
Obr. 6.: Pomaloběžný motor - eForce	19
Obr. 7.: Kolová skupina - AMZ Racing	20
Obr. 8.: Zadní převodovka - FS Team Delft.....	21
Obr. 9.: Motor TGN6 - 1800.....	26
Obr. 10.: Velikost drážek pro tripod	28
Obr. 11.: Planetová převodovka - rozměrové schéma	28
Obr. 12.: Čelní převodovka - rozměrové schéma	29
Obr. 13.: Model ozubení - Catia	34
Obr. 14.: Model ozubení - abaqus	34
Obr. 15.: MKP analýza ozubení.....	35
Obr. 16.: Zajištění prstence	37
Obr. 17.: Hliníkový střed - varianta 1	37
Obr. 18.: Hliníkový střed - varianta 1 - vazby MKP	37
Obr. 19.: MKP analýza varianty 1	38
Obr. 20.: Hliníkový střed - varianta 2	39
Obr. 21.: MKP analýza varianty 2.....	39
Obr. 22.: Šroubové spojení.....	40
Obr. 23.: Schéma uložení ložisek hliníkového středu.....	42
Obr. 24.: Schéma uložení ložisek hřídele motoru.....	43
Obr. 25.: Nastavení simulace u skříně	44
Obr. 26.: Víko 1 - varianta 1	45
Obr. 27.: MKP analýza varianty 1 - napětí.....	45
Obr. 28.: MKP analýza varianty 1 - deformace.....	46
Obr. 29.: Víko 1 - varianta 2	47
Obr. 30.: MKP analýza varianty 2 - napětí.....	47
Obr. 31.: MKP analýza varianty 2 - deformace.....	48
Obr. 32.: Víko 2	49
Obr. 33.: MKP analýza - napětí	49



Obr. 34.: MKP analýza - deformace	50
Obr. 35.: Sestava skříně.....	50
Obr. 36.: Příchyty motoru	51
Obr. 37.: Zadní zástavba prostoru pro převodovku	52
Obr. 38.: Připojovací otvor motoru.....	53
Obr. 39.: Příchyt	53
Obr. 40.: Příchyty	53
Obr. 41.: Nastavení simulace	53
Obr. 42.: MKP analýza	53
Obr. 43.: Kontrola šroubů	55
Obr. 44.: Model šroubu.....	55
Obr. 45.: Nastavení simulace	55
Obr. 46.: MKP analýza	56
Obr. 47.: Utěsnění převodovky - vstup	57
Obr. 48.: Utěsnění převodovky - výstup	57
Obr. 49.: Hliníkový držák	58
Obr. 50.: Šroub držáku	58
Obr. 51.: Celková sestava	59
Obr. 52.: FSE.04	59
Obr. 53.: Uložení hřídele motoru	60
Obr. 54.: Uložení výstupního hřídele	61
Obr. 55.: Schéma rozměrové analýzy	61
Obr. 56.: Pastorek - výkres.....	62
Obr. 57.: Přípravek držáků	63
Obr. 58.: Chlazení motoru	63
Obr. 59.: Chladicí soustava	64



Seznam tabulek:

Tab. 1.: Parametry monopostu FSE.01	14
Tab. 2.: Parametry monopostu FSe.02	15
Tab. 3.: Srovnání monopostů FSE.01 - FSE.04	16
Tab. 4.: Srovnání druhů pohonů	21
Tab. 5.: Parametry motoru	23
Tab. 6.: Parametry planetového převodu	27
Tab. 7.: Parametry 1-stupňové převodovky	28
Tab. 8.: Parametry 2-stupňové převodovky	29
Tab. 9.: Čelní převodovka - hmotnostní analýza	30
Tab. 10.: Návrh 1-stupňové převodovky	33
Tab. 11.: Parametry soukolí	33
Tab. 12.: Parametry evolventního drážkování	36
Tab. 13.: Síly působící na ozubení	36
Tab. 14.: Trvanlivost ložisek	44
Tab. 15.: Montážní parametry šroubů připevňující motor	51
Tab. 16.: Montážní parametry šroubů připevňující převodovku	54

Seznam grafů:

Graf 1.: Jízdní odpor	23
Graf 2.: Parametry motoru	24
Graf 3.: Jízdní odpor vs. výkon monopostu	24
Graf 4.: Zrychlení	25
Graf 5.: Spektrum zatížení FSE.03	31
Graf 6.: Spektrum zatížení FSE.04	32



Seznam příloh:

Pří. 1.: Materiálový list 31CrMoV9	71
Pří. 2.: Materiálový list 42Crmo4	72
Pří. 3.: Materiálový list EN AW 7075	73
Pří. 4.: Výpis parametru ozubení z KISSsoftu	
Pří. 5.: Výkres sestavy	
Pří. 6.: Výkres hliníkového středu	
Pří. 7.: Výkres víka 1	
Pří. 8.: Výkres víka 2	
Pří. 9.: CD	

Pří. 1.: Materiálový list 31CrMoV9 [12]

Přehled vlastnosti oceli 31CrMoV9										1.8519					
Druh oceli	Sřředně legovaná ušlechtilá chrom – molybden - vanadová ocel k nitrlování														
TDP	EN 10085														
Dřívější označení	31CrMoV9 podle DIN 17 211														
Použití	Strojní díly určené k nitrlování. Vyznačuje se vyšší pevností při dostatečné houževnatosti ve stavu po zušlechtnění. Vysoká prokalitelnost dovoluje ocel použít i pro rozměrnější strojní díly. Nitrlovací vrstva dosahuje tvrdosti ca 800 HV1, je odolná proti opotřebení a korozi v méně agresivních prostředích. Nitrlování se též docílí zvýšením meze únavy povrchové vrstvy při střídavém namáhání. Ocel lze použít i jako ocel k zušlechťování bez následné nitrlovací.														
Chemické složení v hmot. % (rozbor tavby)	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Al						
	0,27 – 0,34	max. 0,40	0,40 – 0,70	max. 0,025	max. 0,035	2,30 – 2,70	0,15 – 0,25	0,10 – 0,20	-						
Složení hotového výrobku	0,25 – 0,36	max. 0,43	0,36 – 0,74	max. 0,030	max. 0,040	2,20 – 2,80	0,12 – 0,28	0,08 – 0,22	-						
Mechanické vlastnosti v zušlechtněném stavu. ¹⁾	Průměr mm	Re min MPa		Rm MPa		A min %		Z min %		KV min. J					
	16 < d ≤ 40	900		1100 - 1300		9		-		25					
	40 < d ≤ 100	800		1000 - 1200		10		-		30					
	100 < d ≤ 160	700		900 - 1100		11		-		35					
	160 < d ≤ 250	650		850 - 1050		12		-		40					
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost					Žháný na měkko									
	HB max. 255					HB max. 248									
Prokalitelnost ²⁾	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušební tělesa v mm														
	Tvrdost v HRC														
	Mez	1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45
Max.	55	55	55	55	55	55	55	55	54,5	54	54	53,5	53	52,5	52
Min.	48	47,5	47	47	46,5	46	45,5	45,5	45	44,5	44	43,5	43	42,5	42
<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <p>Popouštěcí křivka (referenční vzorek pr. 10 mm)</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>Pás prokalitelnosti</p> </div> </div>															
Technologické vlastnosti															
Tváření za tepla	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1050 až 850 °C														
Tepebné zpracování	Normalizační žhání °C	Žhání na měkko °C	Teplota kalení °C ³⁾	Kalící prostředí	Teplota popouštění °C ⁴⁾	Nitrlování °C ⁵⁾									
	870 až 900	680 až 720	870 až 930	olej nebo voda	580 až 700	480 až 570									
	Uvedené podmínky jsou doporučené. K docílení rovnoměrných hodnot po zušlechtnění u větších průměrů (zejména kovaných) přispívá normalizační žhání před zušlechtněním. Jako kalícího prostředí lze použít i roztoky syntetických polymerů. Výchozím stavem pro nitrlování je stav zušlechtněný. ³⁾ prodleva na austenitizační teplotě min. 0,5 h, ⁴⁾ prodleva na popouštěcí teplotě min. 1 h. Teplota popouštění by měla být vyšší min. o 50°C než teplota nitrlování. ⁵⁾ prodleva na teplotě závisí na požadované hloubce nitrlovací vrstvy. Teploty přeměn: Ac ₁ přibližně 790° C, Ac ₃ přibližně 845° C														
Obrobitelnost	Obrábí se ve stavu žháném na měkko. Díly se zpravidla nejprve předhrubují ve stavu žháném a dokončí po zušlechtnění. Nitrlování se provádí na opracovaném povrchu.														
Stříhatelnost	Dělení stříháním za studena lze provádět ve stavu žháném.														
¹⁾ uvedené hodnoty musí být dosažitelné po zušlechtnění též u oceli dodávané ve stavu po válcování nebo ve stavu měkce žháném. Prokazují se na referenčním vzorku odpovídajícího průměru. Zkušební tělesa pro stanovení mechanických hodnot musí být odebrána v souladu s předpisem normy TDP. Re –mez kluzu, Rm – pevnost v tahu, A – tažnost (počáteční délka Lo = 5,65√So), Z – kontrakce, KV – nárazová práce, zkušební těleso ISO s V-vrubem. ²⁾ hodnoty prokalitelnosti jsou informativní. Norma EN 10085 hodnoty prokalitelnosti neuvádí.															

Pří. 2.: Materiálový list 42CrMo4 [12]

Přehled vlastností oceli 42CrMo4 (42CrMoS4)										1.7225 (1.7227)							
Druh oceli	Nízkolegovaná ušlechtilá chrom - molybdenová ocel k zušlechťování																
TDP	ČSN EN 10083-3: 2007																
Dřívější označení	42CrMo4 (42CrMoS4) podle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; 42CrMo4 (42CrMoS4) podle DIN 17200, 15 142 podle ČSN																
Použití	Ocel s vyšší prokalitelností pro výše namáhané strojní díly. Po zakalení dosahuje tvrdosti přibližně 58 HRC. Do průměru 100 mm lze po zušlechťení docílit pevnosti nad 1000 MPa při ještě dostatečné houževnatosti. Není náchylná k popouštěcí křehkosti. Kalí se do méně razantního kalicího prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalicích trhlin v místech s vrubovým účinkem nebo povrchových vad. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používaným ocelím k zušlechťování.																
Chemické složení v hmot. % (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S max. ¹⁾	Cr	Mo	Ni	V								
Složení hotového výrobku ²⁾	0,38 – 0,45	max. 0,40	0,60 – 0,90	max. 0,025	max. 0,035	0,90 – 1,20	0,15 – 0,30	-	-								
	0,36 – 0,47	max. 0,43	0,56 – 0,94	max. 0,030	max. 0,040	0,85 – 1,25	0,12 – 0,33	-	-								
Mechanické vlastnosti v zušlechťeném stavu. ³⁾	Průměr mm		R _m min. MPa	R _m MPa		A min. %		Z min. %		KV min. J							
	d ≤ 16		900	1100 - 1300		10		40		-							
	16 < d ≤ 40		750	1000 - 1200		11		45		35							
	40 < d ≤ 100		650	900 - 1100		12		50		35							
	100 < d ≤ 160		550	800 - 950		13		50		35							
160 < d ≤ 250		500	750 - 900		14		55		35								
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost			Žiháno na měkko				Povrchově kaleno (tvrdost povrchu)									
	HB max. 255			HB max. 241				HRC min. 53									
Prokalitelnost ⁴⁾	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm																
	Tvrdost v HRC																
		Mez	1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50
	+H	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
		min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29
	+HH	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
min.		56	56	55	54	52	48	46	44	41	39	38	36	36	35	34	
+HL	max.	58	58	58	57	56	54	53	51	49	46	44	42	41	40	40	
	min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29	
Popouštěcí křivka (referenční vzorek průměr 30 mm)		<p>Graph showing yield strength (Rm) and proof stress (Rp0,2) in MPa versus tempering temperature in °C. Rm starts at ~2200 MPa at 100°C and decreases to ~1000 MPa at 700°C. Rp0,2 starts at ~1600 MPa at 100°C and decreases to ~800 MPa at 700°C.</p>															
Křivky prokalitelnosti		<p>Graph showing hardness in HRC versus distance from the quenched end in mm. Curves for H max HH max, H min HL min, HH min, and HL max are shown. All curves show a decrease in hardness as distance from the quenched end increases.</p>															
Technologické vlastnosti																	
Tváření za tepla	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1100 až 850 °C																
Tepelné zpracování	Normalizační žihání °C	Žihání na měkko °C	Isotermické žihání °C	Teplota kalení °C	Kalicí prostředí	Teplota popouštění °C	Zkouška kalením čela °C										
	850 až 880	680 až 720	800 až 900	820 až 860	olej nebo voda	540 až 680	850 ± 5										
	Uvedené podmínky jsou doporučeny s výjimkou zkoušky kalením čela (zkouška prokal). Jako kalicí prostředí se s ohledem na náchylnost ke kalicím trhlinám doporučují syntetické polymery a olej. K docílení rovnoměrných hodnot po zušlechťení u větších průměrů (zejména kovaných) přispívá normalizační žihání před zušlechťením. Body přeměny : A _{c1} = 745°C, A _{c3} = 790°C, M _s = 300°C																
Obrobitelnost	Obrábí se ve stavu žíhaném na měkko. Při nižších pevnostech lze obrábět i ve stavu zušlechťeném. Zlepšenou obrobitelnost vykazuje ocel 42CrMoS4 se zvýšeným obsahem S. Díly, které se zušlechťují na vyšší pevnost se nejprve předhrubují ve stavu žíhaném a dokončí po zušlechťení.																
Stříhatelnost	Pro docílení tvrdosti vhodné pro stříhání se ocel žihá nebo řízeně vychlazuje.																
¹⁾ obsah síry u oceli 42CrMoS4 je 0,020 až 0,040 % s dovolenou odchylkou v hotovém výrobku ± 0,005 %. ²⁾ u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí, ale nikoliv obě současně. ³⁾ uvedené hodnoty musí být dosažitelné po odpovídajícím tepelném zpracování (zušlechťení) též u oceli dodávané ve stavu po válcování nebo ve stavu měkce žíhaném. Prokazují se na referenčním vzorku odpovídajícího průměru. Zkušební tělesa pro stanovení mechanických hodnot musí být odebrána v souladu s předpisem normy TDP. R _m – mez kluzu, R _m – pevnost v tahu, A – tažnost (počáteční délka L ₀ = 5,65√S ₀), Z – kontrakce, KV – nárazová práce, zkušební těleso ISO s V-vrubem (průměr ze tří naměřených hodnot, z nichž žádná nesmí být menší než 70% minimální střední hodnoty). ⁴⁾ pro ocel objednanou bez požadavků na prokalitelnost jsou hodnoty prokalitelnosti pouze informativní. ⁵⁾ +H – normální hodnoty pro celý pás prokalitelnosti, +HH – zúžený pás prokalitelnosti směrem k horní hranici, +HL – zúžený pás prokalitelnosti směrem ke spodní hranici.																	

Pří. 3.: Materiálový list EN AW 7075 [13]

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

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

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

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