



**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

**INTEGRACE DIFERENCIÁLU DO BLOKU MOTORU  
FORMULE STUDENT**

ENGINE BLOCK WITH INTEGRATED DIFFERENTIAL FOR FORMULA STUDENT

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Jiří Marek**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Michal Janoušek, Ph.D.**

**BRNO 2022**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Jiří Marek**  
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Michal Janoušek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2021/22

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 diplomové práce:

## Integrace diferenciálu do bloku motoru Formule Student

– **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Proveďte konstrukční návrh bloku motoru jednoválcového motoru Formule Student s integrovaným diferenciálem.

– **Cíle diplomové práce:**

- proveďte studii možných řešení bloku motoru s integrovaným diferenciálem
- pro vybraný koncept realizujte konstrukční řešení
- porovnejte navržené konstrukční řešení s řešením aktuálně používaným

– **Seznam doporučené literatury:**

FISHER, Robert, Ferit KUCUKAY, Gunter JURGENS, Rolf NAJORK a Burhard POLLAK. The Automotive Transmission Book. 2015. Graz: Springer, 2015. ISBN 978-319052632.

2017-18 Formula SAE Rules. September 2, 2016. Michigan: SAE International, 2016, 175 s. Rev A. Dostupné také z: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>

Formula Student Germany All FSAE Teams. Formula Student Germany [online]. 2016 [cit. 2016-09-29]. Dostupné z: <http://www.formulastudent.de/fsc/>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem integrování samosvorného diferenciálu formule student do bloku motoru. Pro zvolení vhodného řešení z několika uvažovaných byla nejprve zhotovena rešeršní analýza možných konceptů a poté pomocí rozhodovací tabulky určeno nejlepší možné řešení. Pro zvolenou koncepci byl následně zhotoven 3D model vycházející z původního bloku motoru, zachyceného do digitální podoby pomocí laserového 3D skeneru. Výsledný model byl následně zhodnocen a zastavěn do monopostu Dragon X.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Formula Student, TU Brno Racing, Husqvarna FE501, simulace, konstrukce, blok motoru, diferenciál, Drexler, LSD, integrace

## ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of the integration of limited slip differential of the formula student car into the engine block. To select suitable solution from several considered, a research analysis of possible concepts was first made and then the best possible solution was determined using a decision table. A 3D model was then made for the selected concept based on the original engine block, digitalized by using a laser 3D scanner. The resulting model was then evaluated and built into Dragon X.

## KEYWORDS

Formula Student, TU Brno Racing, Husqvarna FE501, simulation, design, engine block, differential, Drexler, LSD, integration

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAREK, Jiří. *Integrace diferenciálu do bloku motoru Formule Student*. Brno, 2022. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 83 s. Vedoucí diplomové práce Michal Janoušek. Dostupné také z: [odkaz na závěrečnou práci z IS Studis](#).

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Michala Janouška, Ph.D a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 03. května 2022

.....

Jiří Marek

## PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé práce panu Ing. Michalu Janouškovi, Ph.D za odborné vedení a věcné rady při zpracování této práce.



## OBSAH

-	<b>Stručná charakteristika problematiky úkolu:</b> .....	<b>3</b>
-	<b>Cíle diplomové práce:</b> .....	<b>3</b>
-	<b>Seznam doporučené literatury:</b> .....	<b>3</b>
	<b>Úvod</b> .....	<b>10</b>
<b>1</b>	<b>Pohonné ústrojí Formule Student</b> .....	<b>11</b>
1.1	Pravidla omezující zástavbu motoru a pohonného ústrojí .....	11
1.2	Používané koncepty na formuli .....	12
1.2.1	Řetězový převod bez diferenciálu .....	15
1.2.2	Řetězový převod a diferenciál .....	18
1.2.3	Diferenciál uvnitř obalu převodovky, převod ozubenými koly.....	21
1.2.4	Kardan, rozvodovka, diferenciál .....	22
<b>2</b>	<b>Diferenciál Formule Student</b> .....	<b>24</b>
2.1	Popis současné zástavby diferenciálu .....	28
2.2	Motivace změny zástavby .....	31
2.3	Možné koncepty .....	32
2.3.1	Výchozí DX.....	32
2.3.2	Držáky diferenciálu součástí bloku, vložené kolo .....	35
2.3.3	Diferenciál v bloku motoru a otočení hlavy válce, smyslu otáčení motoru .....	38
2.3.4	Diferenciál v bloku motoru – změna smyslu otáčení .....	39
2.3.5	Motor napříč .....	41
2.4	Volba nejvhodnější koncepce .....	43
2.5	3D Sken bloku motoru .....	44
<b>3</b>	<b>3D realizace zvolené koncepce</b> .....	<b>48</b>
3.1	Napínání rozvodového řetězu .....	49
3.2	Vačka .....	51
3.3	Startér .....	52
3.4	Olejoyé čerpadlo .....	54
3.5	Blok.....	56
3.6	Obal diferenciálu.....	64
3.7	Víko ozubených kol .....	68
3.8	Ozubená kola .....	70
3.9	Olejoyé vedení .....	73
<b>4</b>	<b>Porovnání dosažených parametrů</b> .....	<b>75</b>
	<b>Závěr</b> .....	<b>78</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b> .....	<b>82</b>

## ÚVOD

Diferenciál Formule Student je jednou z hlavních komponent sestavy hnacího ústrojí, ačkoliv některé vozy diferenciál nepoužívají, u naprosté většiny tvoří základ dělení a přenosu kroutícího momentu na kola. Firma Drexler vyvíjí, vyrábí a dodává samosvorné diferenciály určené přímo pro vozy Formule Student. Jsou kompaktní, lehké a optimalizované pro aplikaci v závodním voze. Problémový je ale přenos kroutícího momentu z motoru na diferenciál. Vozy Formule Student běžně používají motocyklové motory s výstupní hřídelí uzpůsobenou pro řetězový převod. Řetěz je tedy používán i v monopostech Formule Student, a s tím jsou právě spojené nevýhody tohoto řešení.

Samotný řetěz musí být podle pravidel zakrytován tzv. scatter shieldy, sloužícími jako ochrana okolí při případném roztrhnutí řetězu. Celá sestava řetězu, rozety, pastorku, štítů a mechanismem napínání řetězu tak narůstá do velkých rozměrů a je obtížné ji kompaktně zastavět do zadní části monopostu.

Integrace diferenciálu do bloku motoru a nahrazení řetězového převodu ozubenými koly eliminuje veškeré zmíněné problémy a umožní mnohem efektivnější využití prostoru. Takto zabudovaný diferenciál má také silně pozitivní vliv na parametry ovlivňující dynamiku vozu jako jsou hmotnost, výška těžiště a momenty setrvačnosti k těžišti v jednotlivých osách. Ty v podstatě představují rozložení hmoty ve voze. Výsledná koncepce by tak měla vést k dynamičtějšímu vozu, což je ultimátním cílem celého projektu Formule Student.

V praktické části se práce zabývá konstrukčním řešením vzniklých problémů, které s sebou zástavba diferenciálu do bloku motoru přináší. Zejména pak změna smyslu otáčení kol, respektive motoru a s tím spojené nutné konstrukční úpravy.

Na závěr je navržený koncept zhodnocen a porovnán s výchozím řešením sestavy hnacího ústrojí.

# 1 POHONNÉ ÚSTROJÍ FORMULE STUDENT

## FORMULE STUDENT

Formule student je vzdělávací a výukový projekt zaměřený na studenty technických univerzit po celém světě. Tento projekt nabízí studentům možnost získat praxi v inženýrském vývoji, návrhu, ale i konstrukci technických řešení v různých oblastech motorových vozidel, mimo školní výuku. Dále studenti získávají zkušenosti s prací v týmu, vedení týmu či skupiny lidí, dodržování stanovených termínů a v projektovém managementu.

Úkolem týmu je každý rok vyvinout a zkonstruovat jednomístný monopost, který splňuje obsáhlá pravidla celé soutěže Formule Student. Jelikož se jedná o studentský projekt, je důrazně dbáno na bezpečnost a pravidla musí být striktně dodržována.

V letních měsících se potom konají závody Formule Student, na kterých týmy soutěží s konkurencí jiných univerzit. Oficiální hodnocení je rozděleno do dvou hlavních kategorií – statické a dynamické.

Do kategorie statických disciplín spadá obhajoba inženýrského návrhu vozu, technických řešení a zkoušení znalosti studentů. Další statickou disciplínou je nákladová studie na virtuální výrobu tisíce kusů monopostu. Poslední disciplínou je obchodní plán na prodej této série vozů. Hodnotícími těchto disciplín jsou experti z automobilové průmyslu a motorsportu.

Druhou kategorií hodnocení jsou dynamické disciplíny. První z nich je akcelerace vozu na 75 metrů s pevným startem. Druhou dynamickou disciplínou je skid-pad, který představuje simulaci ustáleného stavu zatáčení při projíždění dráhy ve tvaru osmičky. Následuje autocross, kde monopost projíždí zhruba kilometrovou velmi technickou trať vystavěnou z kuželů na asfaltové ploše. Výsledné pořadí autocrossu také slouží jako kvalifikace a tedy startovní pořadí pro následující vrcholnou disciplínu endurance. Tento vytrvalostní závod se odehrává na podobné trati jako autocross. Délka tohoto vytrvalostního závodu je stanovena na 22 kilometrů, kdy v polovině dochází k výměně řidičů, součástí hodnocení této disciplíny je také spotřeba paliva.[1][2]

### 1.1 PRAVIDLA OMEZUJÍCÍ ZÁSTAVBU MOTORU A POHONNÉHO ÚSTROJÍ

Jak bylo již dříve zmíněno návrh a stavba monopostu je svázán rozsáhlými pravidly. Níže jsou vypsána hlavní pravidla týkající se zástavby hnacího ústrojí.

T 7.1.1 Pohyb vozidla bez osoby uvnitř vozidla a s hlavním vypínačem ve vypnuté poloze musí být možný. [2]

T 7.3.1 Nejnižší bod sestavy mazacího systému může být níž, než je pomyslná spojnice nejnižšího bodu ochranného oblouku a nejnižší pevného bodu chassis pouze v případě že je chráněn pro kontaktu se zemí ochranným prvkem upevněným přímo k chassis. [2]

T 7.3.2 Odkryté rotující části hnacího ústrojí, řetězy a řemeny musí být zakrytované pomocí štítů proti roztrhnutí. Tyto štíty a jejich držáky musí: Zakrýt řetěz a řemen od hnacího kola až po hnané kolo, řetěz, řemen, řemenici. Začínat a končit paralelně s nejnižším bodem hnaného kola, řetězu, řemenu, řemenice. Být zkonstruovány z neperforované 2 mm silné oceli nebo 3mm silné hliníkové slitiny 6061-T6. [2]

T 7.3.3 Štíty proti roztrhnutí pro vysokorychlostní rotující části hnacího ústrojí (jakou jsou elektrické motory, spojky, řetězová kola, ozubená kola atd.) které mají OEM obal, který nesplňuje pravidlo T 7.3.2 mohou být použity pouze v případě, že je přidán materiál tak aby dosahoval minimální požadované tloušťky. [2]

T 7.3.5 Štíty proti roztrhnutí pro řetězy a řemeny musí být vycentrovány na osu řetězu nebo řemeny a zůstat vycentrovány za všech při všech podmínkách. Minimální šířka štítu by měla být minimálně třikrát šířka krytého řetězu nebo řemenu. Minimální požadavky na materiál: Pro kovové řetězy a řemeny: 2 mm silná ocel. Pro nekovové řetězy a řemeny: 3 mm silná slitina hliníku 6061-T6. [2]

T 7.3.6 Veškerý spojovací materiál upevňující štíty proti roztržení, krytování a držáky musí být minimálně 6 mm metrický závit a pevnostní třídy 8.8 nebo vyšší a musí splňovat pravidlo T 10.1. [2]

T 7.3.7 Krytování na ochranu prstů musí zakrývat jakékoliv části které rotují, když vozidlo stojí. Krytování může být zhotoveno z lehčích materiál, které zvládnou odolat síle prstu. Síť nebo perforovaný materiál může být použit, avšak musí zabránit průchodu objektu s 12 mm průměrem skrz perforaci. [2]

## 1.2 POUŽÍVANÉ KONCEPTY NA FORMULI

Soutěže Formule Student se účastí ve spalovací kategorii necelých 500 týmů a vzhledem k určité volnosti v pravidlech lze očekávat různá řešení hnacího ústrojí. Volby některých týmů mohou být ovlivněny finančními prostředky, zázemím a dalšími prvky přispívajícími ke stavbě a návrhu vozu.

Naprostá většina spalovacích vozů Formule Student používá v upravené či neupravené podobě motory z motocyklů, které jsou pro tuto aplikaci vhodné svým charakteristickým vysokým poměrem výkonu vůči hmotnosti a také svou kompaktností. Volba motoru je omezena pravidlem CV 1.1.1:

- Motor použitý k pohonu vozidla musí být pístový pracující se čtyřdobým tepelným cyklem s maximálním objemem nepřesahujícím 710 cm<sup>3</sup> na jeden cyklus. Hybridní pohonná ústrojí, jako ta používající elektromotor hnaný z uložené energie jsou zakázána.[2]

Nejčastější volbou týmů jsou tedy jednoválcové nebo čtyřválcové agregáty kvůli jejich relativní dostupnosti a vyhovujícím vlastnostem. Vhodné jednoválce jsou často čtyřtákní motokrosové motory od značek KTM, Husqvarna, Honda aj. Tyto motory mají velkou výhodu v jejich minimální zástavbové velikosti a nízké hmotnosti. Proti konkurenčním čtyřválcům ovšem zaostávají na výkonu a plynulosti průběhu výkonu.



*Obr. 1 KTM 500 EXC [3]*

Mezi oblíbené čtyřválcové se řadí motory ze sportovních silničních motocyklů Yamaha R6, CBR600 aj. Jejich nevýhodou jsou již dříve zmíněné větší rozměry a vyšší hmotnost.



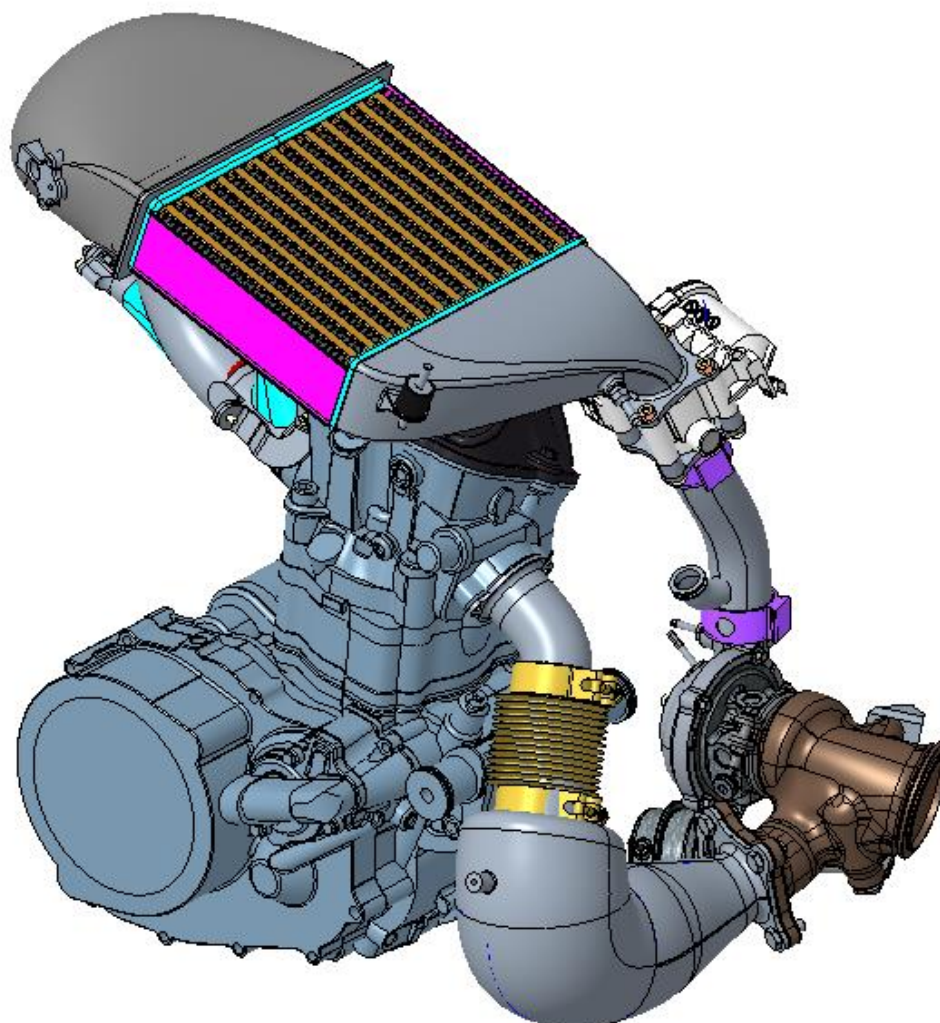
*Obr. 2 Yamaha R6 [4]*

Méně konvenční jsou potom dvouválce, zejména z důvodů malého výběru vhodných motorů a jejich horší dostupnosti. Jedním příkladem může být řadový dvouválec ROTAX (Joaneum) nebo vidlicový dvouválec Aprilia (High Octane).



*Obr. 3 Rotax 600 ACE [5]*

Objevují se i unikátní řešení jako přeplňované jednoválce, které kombinují vysoký výkon a nízkou hmotnost. Jsou ovšem velmi komplikované a náročné na vývoj i provoz.



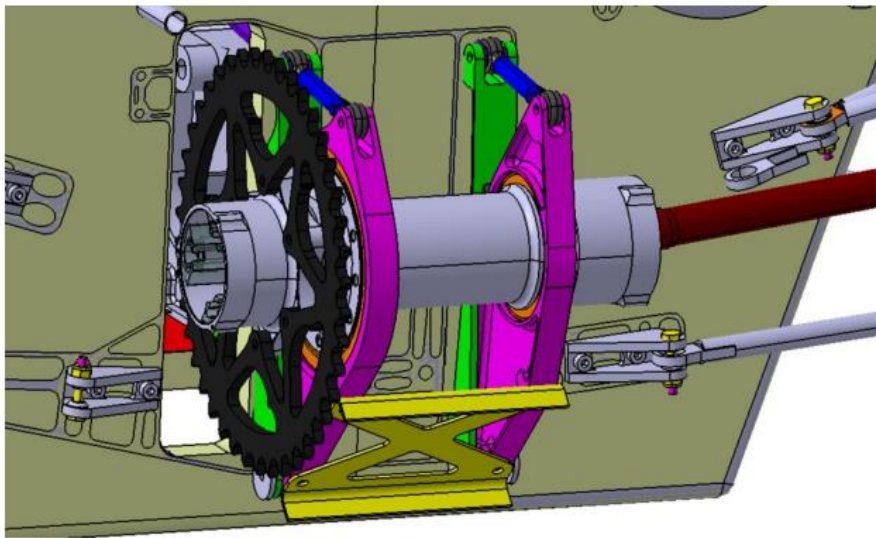
*Obr. 4* Přepřítovaný motor Husqvarna FE501

Dá se také očekávat, že méně zkušené týmy nebudou v prvních sezónách navrhovat vlastní blok motoru, nebo provádět drastické úpravy sériového motocyklového nebo jiného motoru.

### 1.2.1 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD BEZ DIFERENCIÁLU

Pravděpodobně nejjednodušším řešením je co největší zachování prvků zástavby z motocyklu, či stroje ze kterého motor pochází, tedy řetězový převod mezi pastorkem na výstupní hřídeli převodovky a rozetou umístěnou u motocyklu na zadním kole, v případě formule na zadní ose.





Obr. 5 Středový náboj na zadní ose [6]

Rozeta je umístěna na pevném středovém náboji, který má tripoidní kloub na obou koncích. Dále je potom kroutící moment přenášán dvěma poloosami na kola. Vynechání diferenciálu s sebou přináší mnoho výhod jako jednoduchost konstrukce nebo malá finanční nákladnost. Takové řešení není z hlediska pohonného ústrojí ani nikterak komplikované na návrh a případnou technologii výroby. Může tak být vhodnou volbou pro začínající týmy.

Velkým mínusem jsou potom kompromitované jízdní vlastnosti absencí diferenciálu. Pro pochopení tohoto nedostatku si je nutné si vysvětlit jeho funkci a důležitost u dvoustopých vozidel.

## DIFERENCIÁL

Diferenciál řadíme mezi mechanismy spadající do skupiny převodových ústrojí. Nejčastěji bývá umístěn na poháněné nápravě. V případě vozů s motorem vpředu a hnanou zadní nápravou pak bývá poháněn kardánem přenášejícím točivý moment. U vozu s příčně uloženým motorem vpředu a hnanou přední nápravou pak bývá zakomponován přímo v převodovce umístěné na motoru. Diferenciál rozděluje točivý moment mezi hnané kola a vyrovnává rozdíly – diference úhlových rychlostí kol při průjezdu zatáčkou. [7]

V dnešní době se používá několik typů diferenciálů. Jejich konstrukce a funkce se zásadně liší podle jejich aplikace. V běžných osobních automobilech se objevují jednodušší otevřené kuželové diferenciály, ale například ve sportovních či závodních vozech pak můžeme najít samosvorné diferenciály, které dále dělíme na čistě mechanické či elektronicky řízené a jejich kombinace. [7] [8]

Do diferenciálu vstupuje hnací moment skrze stálý převod a vystupuje z něj dále na poloosy. Potřebujeme jej zejména v situacích, kdy je potřeba efektivně projet zatáčkou. Při průjezdu každé kolo odvaluje po jiném poloměru, což způsobí rozdílné otáčky kol. Kdyby byla obě kola na stejné hřídeli a byla tedy pevně spojena, tak při průjezdu zatáčkou by se díky stejným otáčkám muselo jedno kolo smýkat. Prokluz zvyšuje opotřebení pneumatik, namáhání převodového ústrojí a zhoršuje boční vedení pneumatiky. Proto je velmi na místě diferenciál použít. [7][8]



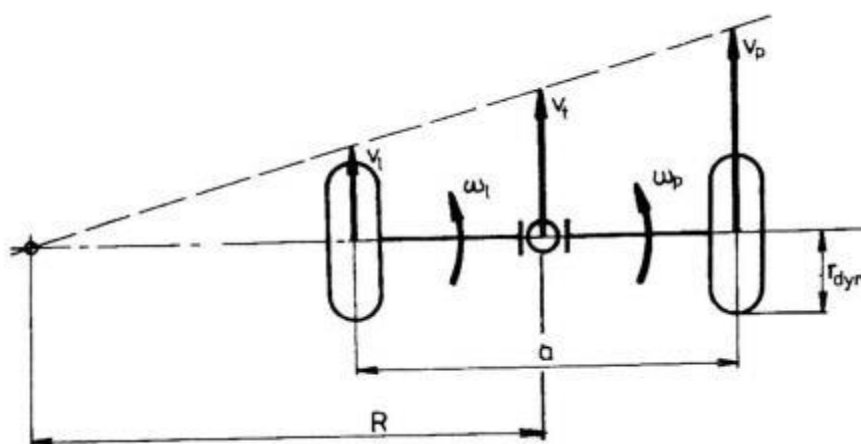
Pokud tedy vozidlo projíždí zatáčkou, platí tyto vztahy [9] :

$$\frac{vl}{vt} = \frac{R - \frac{a}{2}}{R} \quad (1)$$

$$\frac{vp}{vt} = \frac{R + \frac{a}{2}}{R} \quad (2)$$

$$\omega_l = \frac{vl}{rd} = vl \cdot \frac{R - \frac{a}{2}}{rd \cdot R} \quad (3)$$

$$\omega_p = \frac{vp}{rd} = vp \cdot \frac{R + \frac{a}{2}}{rd \cdot R} \quad (4)$$



Obr. 6 Činnost diferenciálu při zatáčení automobilu [9]

Diferenciály dělíme podle umístění na:

- nápravové
- mezinápravové – používané pouze u automobilů s pohonem více náprav

Dále je dělíme podle konstrukce na:

- otevřené
- samosvorné
- aktivní

Podle dělení momentu mezi kola nebo nápravy za normálních podmínek, tzn jízda rovna a obě kola mají stejnou trakci[7][9]:

- symetrické – moment je rozdělován v poměru 50:50
- asymetrické – moment je rozdělován v jiném poměru než 50:50

Minimalizování problému vzniklého absencí diferenciálů může být vhodných návrh systému podvozku a chassis, kdy při průjezdu zatáčkou může dojít k dostatečnému odlehčení vnitřního kola, a tudíž jeho snazšímu prokluzu. Tohoto jevu se využívá například u motokár, kde je často dosahováno extrémního případu úplného „zvednutí“ vnitřního kola.



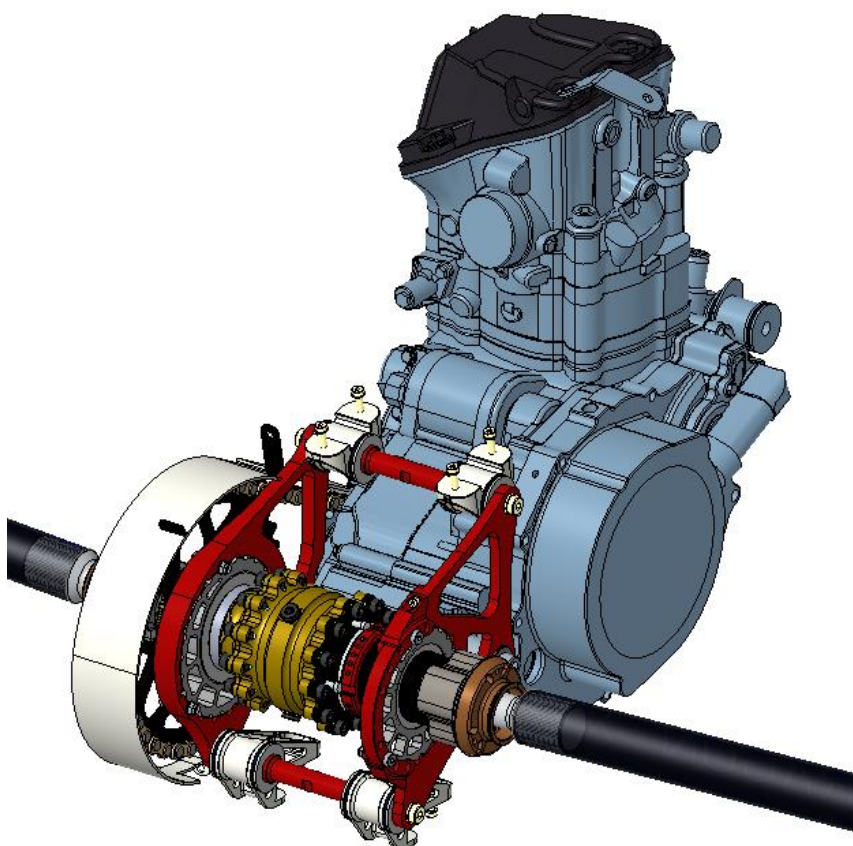
Obr. 7 Odlehčení vnitřního kola [10]

Takto řešené formulové vozy mohou ovšem být charakteristické svým sklonem k přetáčivosti a vyžadují větší nároky na zkušenosti a dovednosti řidiče, což je v prostředí amatérských studentských pilotů mnohdy velkou překážkou.

Navzdory jistým neduhům, je toto řešení využíváno i některými špičkovými týmy díky své maximální úspoře hmotnosti a kladnému vlivu na dynamické parametry vozu. (MOI, CoG, hmotnost, aero ...)

### 1.2.2 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD A DIFERENCIÁL

Pokročilejším a zároveň pravděpodobně nejrozšířenějším řešením je standartní řetězový převod a implementace diferenciálu na hnanou zadní nápravu.



Obr. 8 Zástavba diferenciálu s řetězem

U sportovní nebo závodní aplikace je nutné přenášet výkon i na zatížené kolo, které u běžného automobilového diferenciálu nepřenáší hnací točivý moment. Pro tento účel se vyrábí samosvorné diferenciály (někdy nazývané diferenciály s omezeným prokluzem).

### **SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY**

Samosvorné se nazývají proto, že se „uzamykají“ samy, reakcí buď na rozdíl otáček, nebo momentů. Nevyžadují tedy žádné vnější manuální ani elektronické ovládání. To ale na druhou stranu může znamenat to, že se samy uzamknou i tehdy, kdy to zapotřebí není. [7][9]

Svornost těchto diferenciál je také vyvažována tím, že se vlastní účinnost, která se v případě otevřených diferenciálů blíží 100 %, zmenšuje v závislosti na míře uzamčení diferenciálu. To je způsobeno právě třením mezi jednotlivými lamelami, které vyvozuje svornost. Toto tření ovšem znamená ztráty energie v podobě tepla. Je ale důležité si uvědomit, že takové diferenciály dokážou přenášet točivý moment na vozovku i v nepříznivých podmínkách, kde bychom jinak s otevřeným diferenciálem nepřenесли na vozovku žádný výkon. [7][9]

Svornost vznikající zvýšeným třením lze popsat těmito vztahy, kde  $M_{Tl}$ ,  $M_{Tp}$  a  $M_{Ts}$  jsou třecí momenty na levém a pravém planetovém kole a na satelitu, a kde za předpokladu  $n_l > n_p$  platí [7][9] :

hnací moment:

$$M_t = (F_l + F_p) \cdot r_{pl} \quad (5)$$

moment na levé planetě:

$$F_l \cdot r_{pl} - M_{Tl} = M_l \rightarrow F_l \cdot r_{pl} = M_l + M_{Tl} \quad (6)$$

moment na pravé planetě:

$$F_p \cdot r_{pl} + M_{Tp} = M_p \rightarrow F_p \cdot r_{pl} = M_p - M_{Tp} \quad (7)$$

moment na satelitu:

$$F_p \cdot r_s - M_{Ts} = F_l \cdot r_s \quad (8)$$

po rozšíření rovnice o poloměr  $r_{pl}$ :

$$F_p \cdot r_{pl} = F_l \cdot r_{pl} + M_{Ts} \cdot r_{pl} / r_s \quad (9)$$

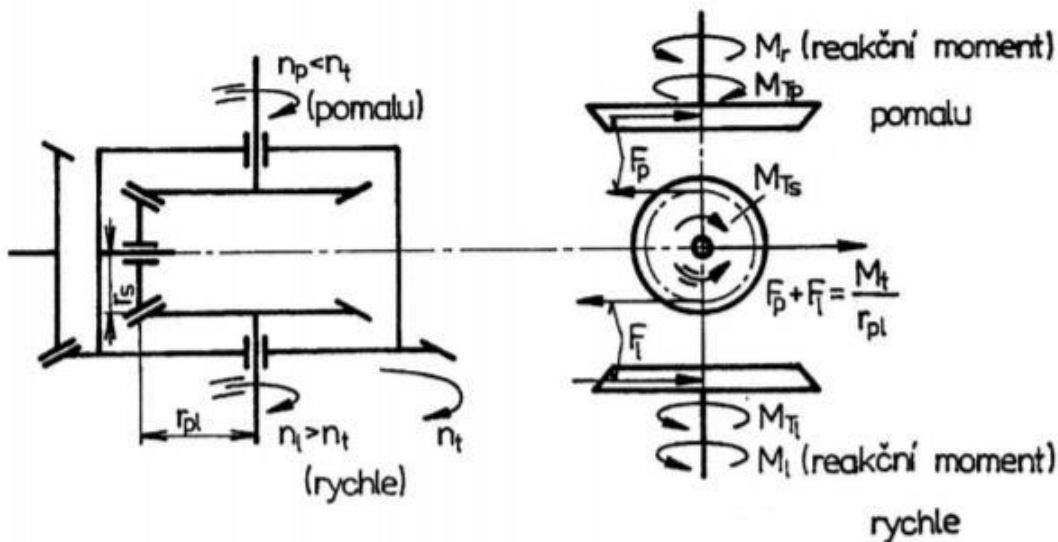
po dosazení výše odvozených vztahů získáme:

$$M_p - M_{Tp} = M_l + M_{Tl} + M_{Ts} \cdot r_{pl} / r_s \quad (10)$$

a po konečném vyjádření:

$$M_p = M_l + M_{Tl} + M_{Tp} + M_{Ts} \cdot r_{pl} / r_s \quad (11)$$

Z toho vyplývá, že moment na pomalejší hřídeli bude větší než moment na rychlejší hřídeli.[7][9]



Obr. 9 Kinematické a silové poměry v diferenciálu se zvýšeným třením [9]

Svorný účinek bývá u osobních automobilů zpravidla do 40 % (vlastní účinnost je 60 %). To znamená, že až 20 % točivého momentu ( $40\% / 2$ ) jsme schopni převést z prokluzujícího kola na kolo s lepší trakcí. [8]

Samosvorné diferenciály jsou ale mnohem náročnější na výrobu a údržbu, proto jsou také mnohem nákladnější ať už na nákup nebo provoz.

Obě řešení využívající řetězový převod jsou vhodné z hlediska zachování smyslu otáčení „výstupu“ vzhledem k původnímu návrhu v motocyklu. Není tedy nutné smysl otáčení korigovat například dvojicí ozubených kol, či jinak.

Pravidla ovšem předepisují těžké a rozměrné bezpečnostní kryty tzv. scatter shieldy které mají zabránit zranění studentů, nebo poškození zbytku monopostu při roztržení nebo porušení řetězu. Spolu s mechanismem pro napínání řetězu je tak celková zástavba pohonného ústrojí těžká a prostorově náročná. Je také nutné přizpůsobit chassis tak, aby bylo diferenciál jak ukotvit a zajistit dostatečnou tuhost tohoto uložení.

Zejména u čtyřválců ze sportovních motocyklů pak také může vznikat problém se převodováním sériové převodovky. Koncový převod je totiž upravován jen pomocí počtu zubů pastorku a rozety. Pastorek nelze příliš zmenšit kvůli zachování nepodřezané geometrie zubu a větší rozety je pak mnohem náročnější zastavět do malého prostoru monopostu.

### **1.2.3 DIFERENCIÁL UVNITŘ OBALU PŘEVODOVKY, PŘEVOD OZUBENÝMI KOLY**

Řešením problémů řetězového převodu a zároveň cílem této diplomové práce je právě integrování samotného diferenciálu přímo do bloku motoru, obalu převodovky a nahrazení řetězového převodu ozubenými koly. Dojde tak k razantnímu zmenšení a odlehčení celé sestavy.

Problémem této koncepce je však její vysoká vývojová náročnost a technologické a finanční nároky na výrobu. Z těchto důvodů mnoho týmů zůstává u konvenčnějšího řešení s odděleným diferenciálem a řetězem.

Jedním z týmů používajících toto řešení je Joanneum Racing Graz. Technické detaily provedení, či zpracování a obrázky tohoto řešení jsou však do jisté míry týmy utajovány a nejsou veřejně dostupné.





Obr. 10 Joanneum Racing graz [11]

Nahrazení řetězu ozubenými koly má ovšem za následek opačný směr otáčení výstupních hřídelí. To je nutné kompenzovat buď vloženým kolem, nebo změnou smyslu otáčení motoru. Vložené kolo je konstrukčně poměrně jednoduché zapracovat do návrhu, nese s sebou ovšem nevýhody v podobě hmotnosti a větších rozměrů.

Vzniká také problém odlišných provozních náplní obou systémů – diferenciálu a spalovacího motoru s převodovkou.

#### 1.2.4 KARDAN, ROZVODOVKA, DIFERENCIÁL

Nejneobvyklejším řešením je potom umístění motoru napříč v chassis, tedy kolmo ke směru jízdy. Přenos krouticího momentu je potom zajištěn pomocí kardanu a rozvodovky umístěné na zadní nápravě. Jeden z týmů používajících toto řešení je High-Octane Motorsports e.V.

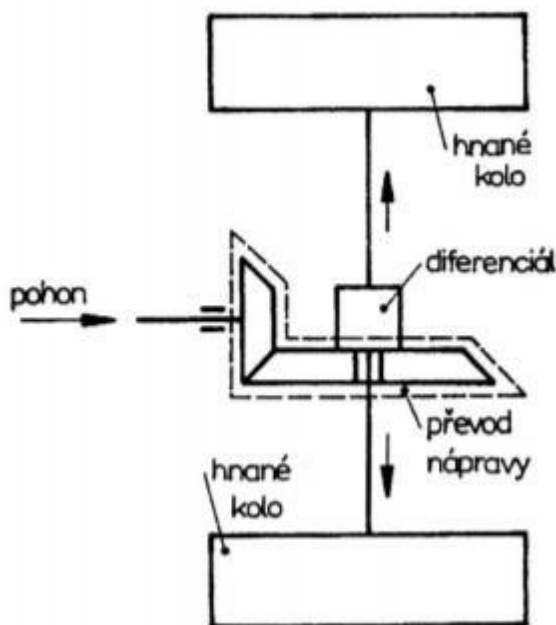


Obr. 11 High-Octane Motorsports e.V. [12]

Jakákoliv podrobnější specifika tohoto konceptu je velmi těžké kdekoliv dohledat, proto bude provedena dále v práci provedena konstrukční studie. Z logické úvahy ovšem vyplývá že takto lze dosáhnout pravděpodobně dobrého rozložení hmotnosti, ale celková hmotnost vozu nejspíš naroste, následek nutnosti použití rozvodové skříně a separátního uložení veškerých komponent.

## ROZVODOVKA

Stálý převod spolu s diferenciálem tvoří rozvodovku. V obrázku níže je označený jako převod nápravy. [7][9]



Obr. 12 Schématické znázornění pohonu nápravy [9]

Jeho účelem je:

- zvýšení točivého momentu z převodovky
- snížení otáček
- rozvedení na kola hnací nápravy

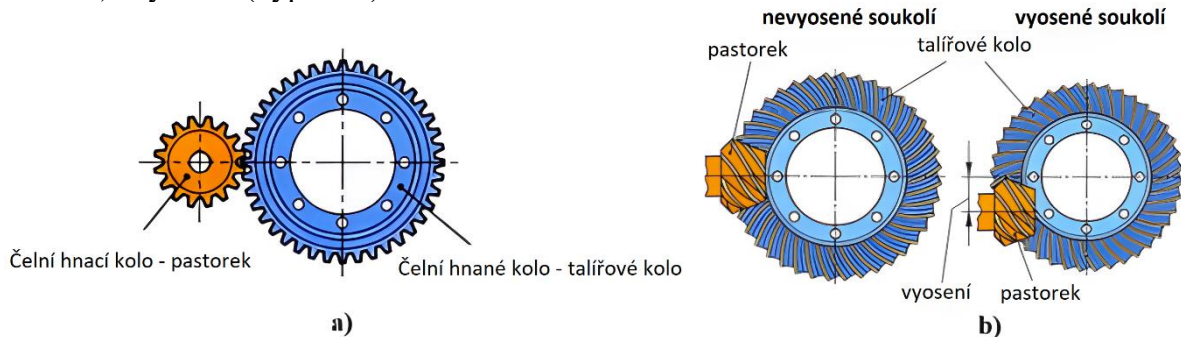
Zpravidla je řešen jako kuželové soukolí, méně často jako jednoduché soukolí.

Převodový poměr lze obecně vyjádřit jako poměr různých veličin:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Mk_2}{Mk_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (12)$$

Nejčastěji se můžeme setkat s těmito konstrukčními řešeními[7][9]:

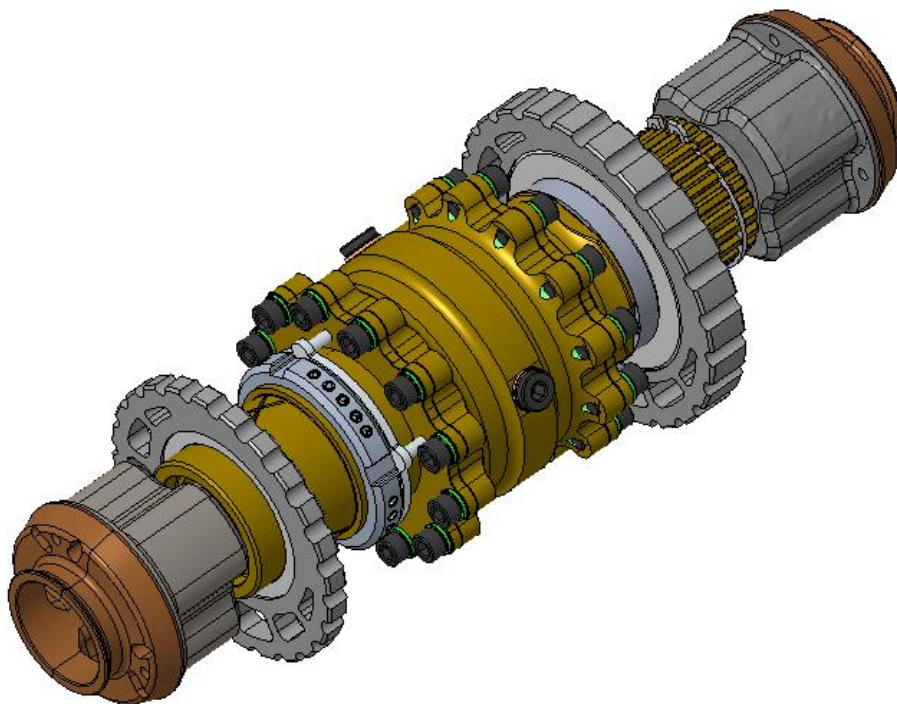
- čelní soukolí (a)
- kuželové soukolí (b)
  - 1) nevyosené soukolí
  - 2) vyosené (hypoidní) soukolí



Obr. 13 Konstrukční řešení stálého převodu [13]

## 2 DIFERENCIÁL FORMULE STUDENT

V monopostu Dragon 10 je používán diferenciál s omezeným prokluzem (LSD) Drexler® Formula Student limited slip differential V2 2010, který spadá do kategorie LSD s třecí lamelovou spojkou.



Obr. 14 Diferenciál Drexler s excentrickým uložením



### SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S TŘECÍ LAMELOVOU SPOJKOU

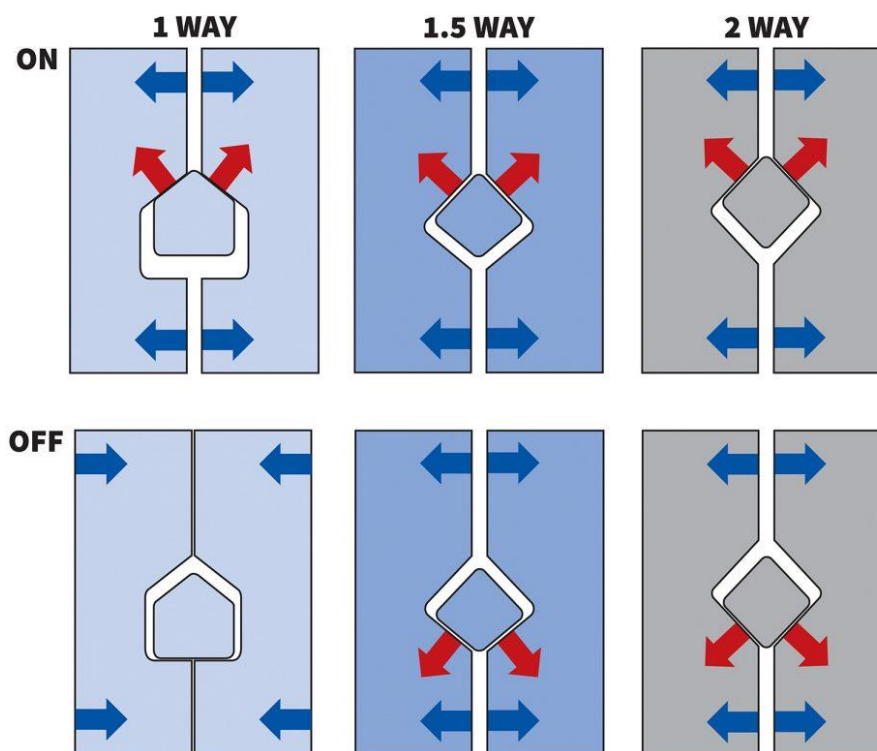
Je to diferenciál s modifikací v podobě takové, že v kleci diferenciálu je umístěna ještě jedna, volně otočná klec. Tato volně otočná klec má pak z každé strany set spojkových lamel. V situaci, kdy jedno kolo prokluzuje se díky různým mechanismům stlačí lamely, diferenciál se uzamkne a na obě kola je přenášén stejně velký hnací moment. Točivý moment je přiváděn prostřednictvím řetězového převodu na klec. Pokud se jedno kolo začne otáčet rychleji, čepy satelitů se v klínové drážce posunou po zkosení. Tento tvarový styk způsobí, že se vložená klec (3) rozšíří do stran a stlačí lamely (8) k sobě. [7][9]

Součinitel tření lamel a tím i charakteristika svornosti diferenciálu se dá ovlivňovat tloušťkou lamel a jejich uspořádáním. Jako poslední prvek sady lamel bývá talířová pružina, která vyvozuje předpětí. Diferenciál je zpravidla naplněný olejem, který slouží nejen pro mazání všech komponent ale také chlazení. Životnost spojkových lamel je však omezená a po jisté době dochází k jejich opotřebení. Toto je jeden z důvodů proč takové diferenciály nejsou obvyklé v běžných osobních automobilech. Jejich uplatnění je spíše ve sportovních či závodních vozech. [14]

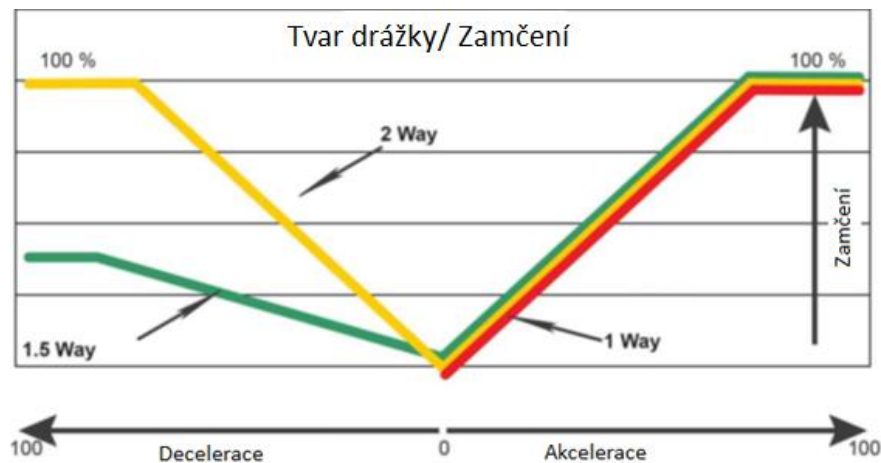
Jízdní vlastnosti dále zásadně ovlivňuje úhel rozevření drážky pro čep. Čím je mírnější, tím agresivněji se diferenciál uzamkává. [14]

Tyto diferenciály rozdělujeme taky podle tvaru drážky na [15]:

- jednocestný (1-way) - uzamkává se pouze v jednom směru při akceleraci
- částečně dvoucestný (1,5-way) - při deceleraci se uzamkává méně než při akceleraci
- dvoucestný (2-way) - uzamkává se při akceleraci i deceleraci

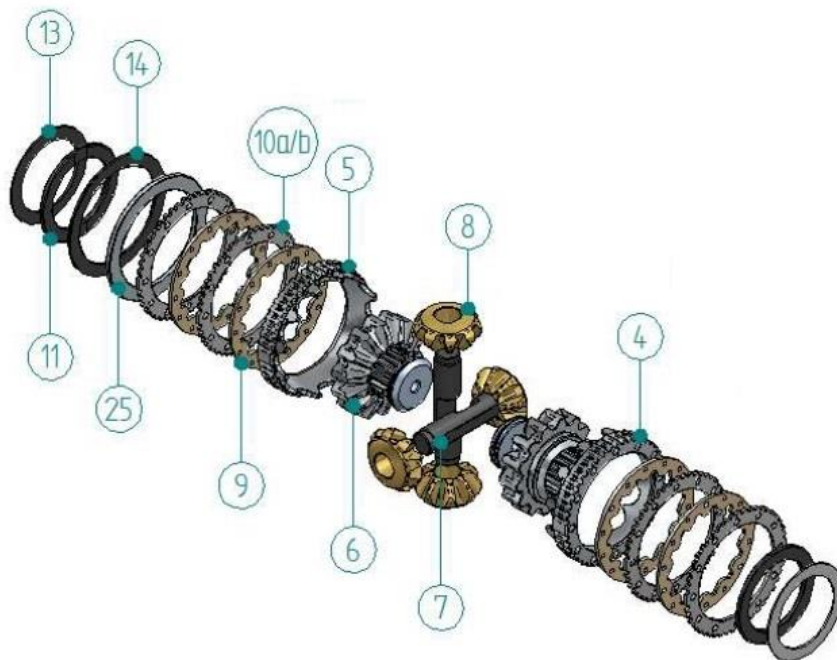


Obr. 15 Tvar drážky



Obr. 16 Chování diferenciálu v závislosti na typu drážky [15]

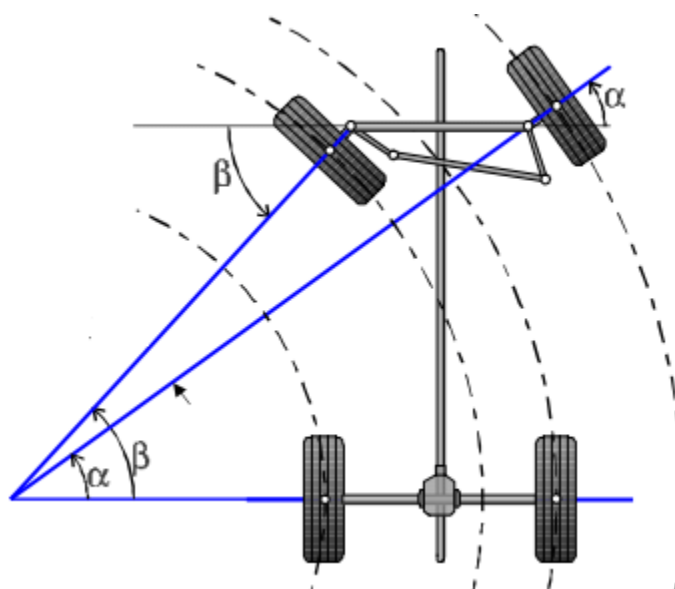
Celý mechanismus samosvorného diferenciálu s omezeným prokluzem je založen na rozdílu úhlových rychlostí kol. Obě výstupní hřídele jsou spojeny s kolem a přenáší krouticí moment z kola na diferenciál. Kola mohou mít rozdíl v otáčkách, ale do určité limity, která je určena charakteristikami diferenciálu, potom se diferenciál zamyká a začíná fungovat v podstatě jako přímý převod. Rozdíl v otáčkách kol u auta vzniká například při zatáče nebo při prokluzu.



Obr. 17 Konstrukce Drexler® Formula Student limited slip differential V2 2010

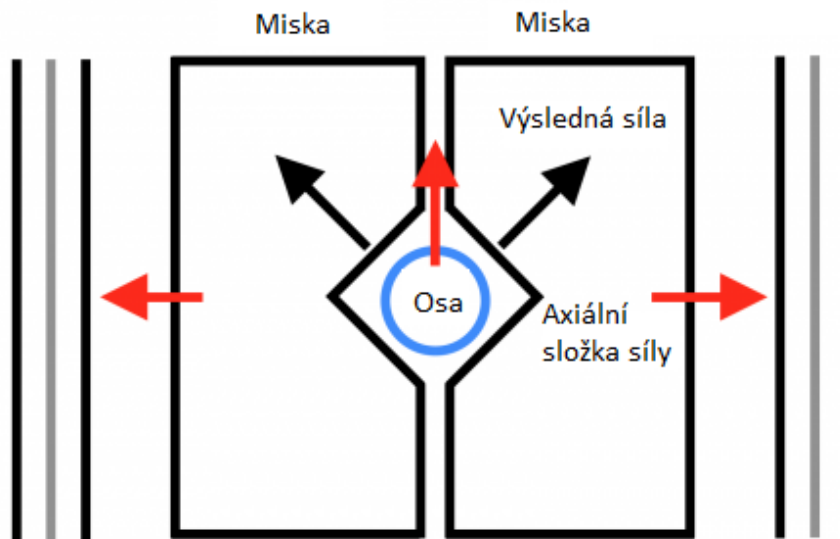
(4,5 – misky s rampami, 6 – planeta, 7,8 – satelity, 9 – unášecí třecí lamela, 10 a/b – unášená třecí lamela, 11 – tahová podložka, 13 – pružina předpětí, 14 – distanční podložka, 25 – matice). [17]

Na obrázku 18 je zobrazena běžná otáčka, kterou umožňuje LSD. Je patrné, že pravé (vnější) kolo se hybe po větší kružnici, než levé (vnitřní) kolo, a proto je potřeba aby vnější kolo mělo větší úhlovou rychlost. Dalším příkladem může být také běžná situace, kdy se jedno kolo nachází na ploše s menším koeficientem tření (např. na písku) a druhé kolo je na asfaltu. Při pokusu vyjet z písku bude kolo s horší přilnavostí přenášet větší moment, z čeho plyne, že na kolo s větší přilnavostí zbudne menší moment a auto se nepohne.



Obr. 18 Poloměry zatáčení [18]

Při vzniku rozdílu úhlových rychlostí kol se ozubená kola planet začínají otáčet s různými úhlovými rychlostmi. Jelikož planety jsou spojeny se satelity, dochází k posunutí osy satelitu, která tlačí na rampy a tím vzniká axiální síla, která stlačuje lamely.



Obr. 19 Vznik axiální síly [19]

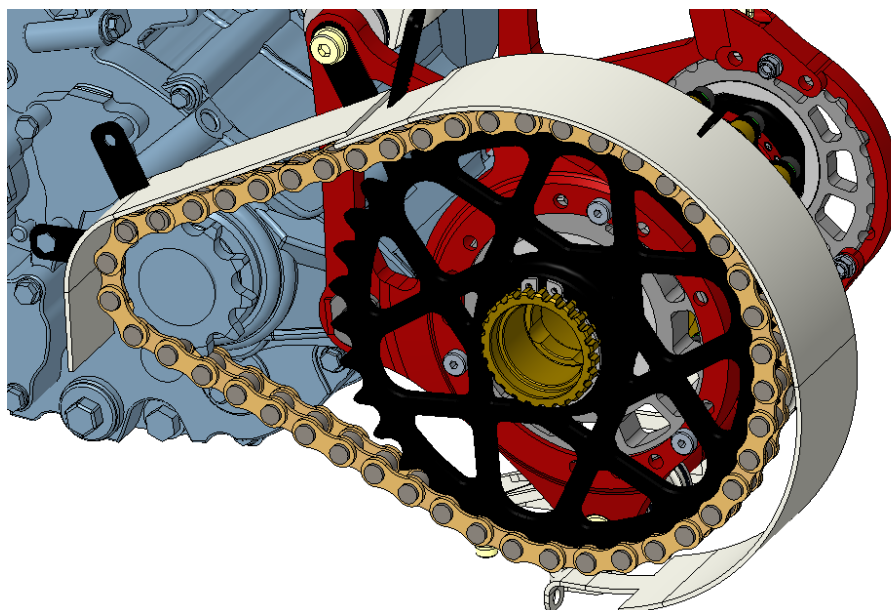
Lamely bývají dvou typů, buď to lamely s vnějším ozubením nebo s vnitřním ozubením. Jsou uspořádané jedna po druhé. Lamely s vnějším ozubením zapadají do koše diferenciálu, lamely s vnitřním ozubením zase zapadají do výstupních hřídelů. Když je diferenciál úplně uzamčený, jak je na 4.obrázku, tak lamely jsou stlačené a diferenciál funguje v podstatě jako přímý převod, zanedbáme-li případné ztráty na spojkových lamelách. To znamená, že se vyrovnávají točivé momenty kol, a pokud je potřeba, tak nějaké kolo dostane ještě větší moment. Také diferenciál může obsahovat pružinu předpětí, která slouží k zaručení už nějakého předčasného stlačení lamel – předpětí. Stojí za zmínku to, že LSD nemusí obsahovat pružinu předpětí. Dobrou variabilitu diferenciálu zaručuje možnost nastavení úhlů ramp, na které tlačí osa satelitu, a tuhost pružiny předpětí. Čím je tupější úhel, tím je potřeba větší síla pro otevření ramp a následkem toho je to, že se diferenciál uzavře při větším rozdílu úhlových rychlostí kol.

## 2.1 POPIS SOUČASNÉ ZÁSTAVBY DIFERENCIÁLU

V současném monopostu je diferenciál umístěn v zadní části motorového prostoru v samostatných držácích, které jsou připevněny k chassis vozu ve vyztužených bodech kompozitového monokoku. Tyto výztuhy jsou tvořeny hliníkovými vložkami a tzv. rear hoopem, což je konstrukce z hliníkového čtvercového profilu obepínající obvod průřezu v zadní části. Přenos kroutícího momentu z motoru je zajištěn pomocí řetězového převodu, kdy rozeta je nasunuta a zajištěna na drážkování na obalu diferenciálu.

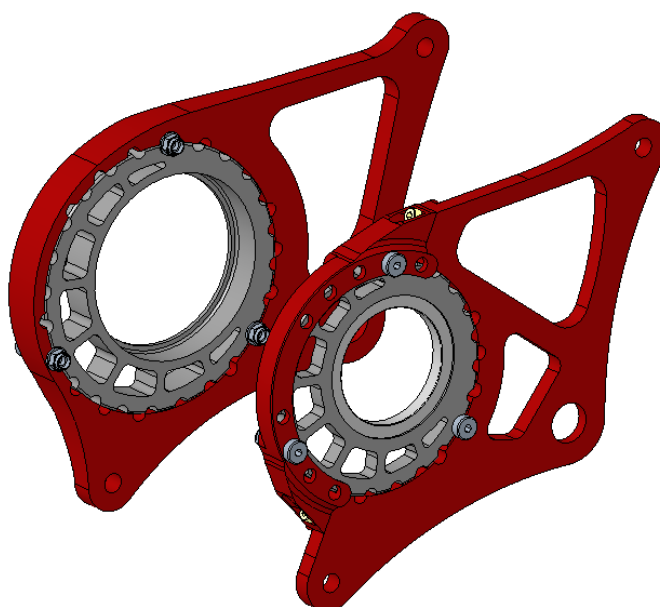
Tab. 1 Převodový poměr

Počet zubů pastorku	14
Počet zubu rozety	37
Převodový poměr	2,64



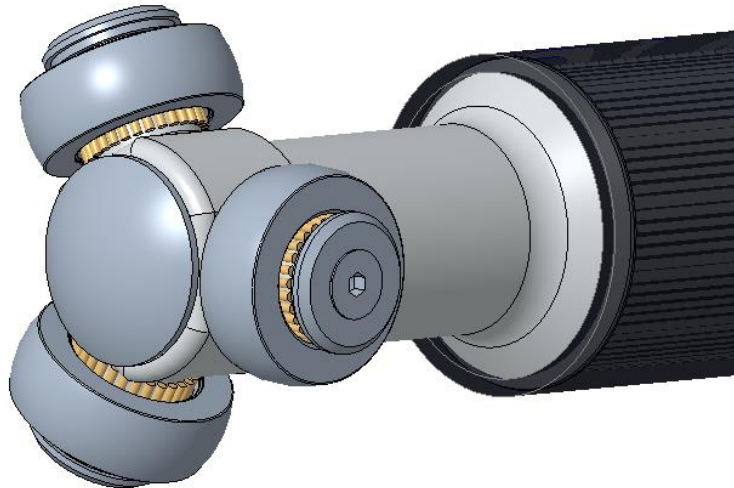
Obr. 20 Zástavba diferenciálu Dragon X

Napínání řetězu je uskutečňováno pomocí excentrického upevnění celého diferenciálu v jeho držácích. Pootočením vnitřní části excentru lze dosáhnout jiné osové vzdálenosti pastorku a rozety. Dochází také k pohybu celého diferenciálu a změny úhlu poloos. To je umožněno pomocí tripoidních kloubů na obou koncích poloos.



Obr. 21 Držáky diferenciálu s excentrickým uložením

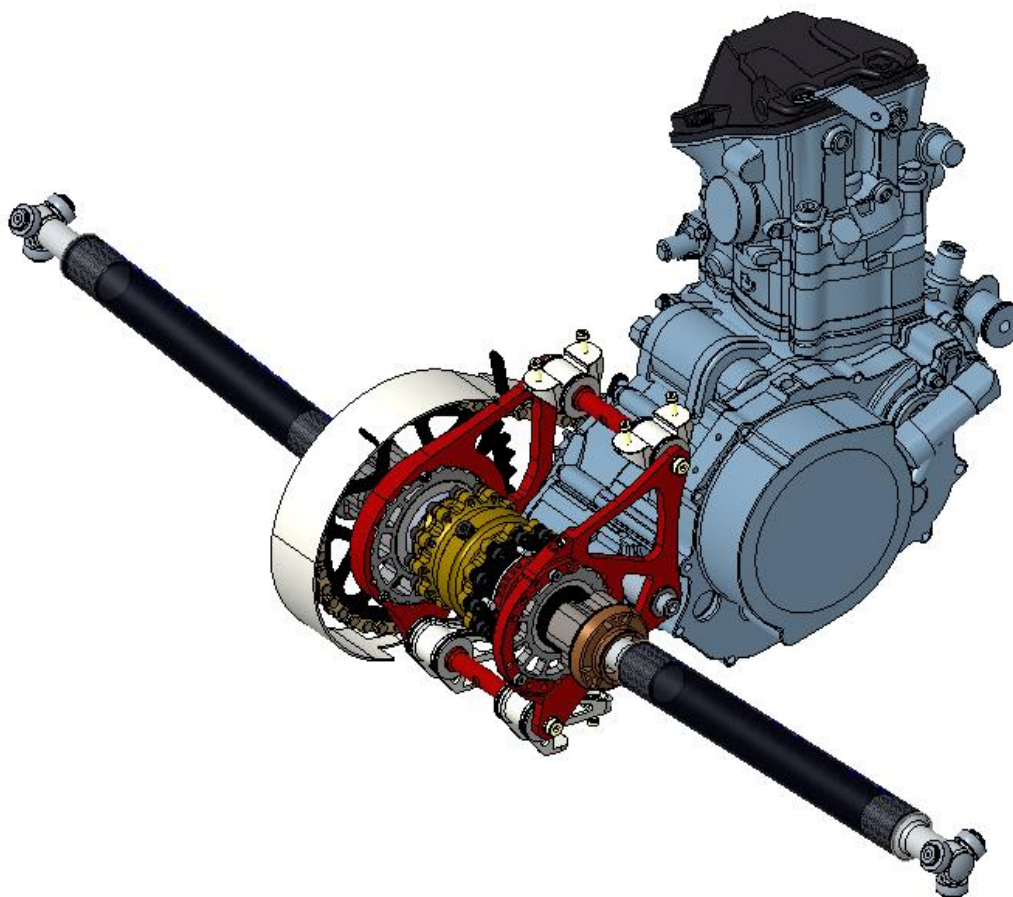
Kroutící moment z diferenciálu na kola je přenášen pomocí poloos s tripoidními klouby na obou koncích. Tyto klouby mají velmi vysokou mechanickou účinnost a dovolují dostačující vyosení hřídelí.



*Obr. 22 Tripoidní kloub*

Toto řešení s sebou přináší několik problémů, a to hlavně v nutnosti použití řetězového převodu. Tento převod je sice vhodný z hlediska možnosti snadné úpravy převodového poměru a zachování smyslu otáčení, ale je poněkud prostorově náročný na zástavbu svými rozměry a také nutností použití tzv. scatter shieldu, který je dán pravidly soutěže Formule Student. Rozeta je také náchylná k opotřebení kvůli vzájemnému pohybu motoru a diferenciálu, způsobeném odděleným uložením, které taktéž zabírá místo. V neposlední řadě je zde problém napínání řetězu a s ním spojené ztráty výkonu, zvýšené opotřebení aj. při nesprávném napětí. Systém excentrického uložení také přináší komplikace do zástavby svými rozměry.



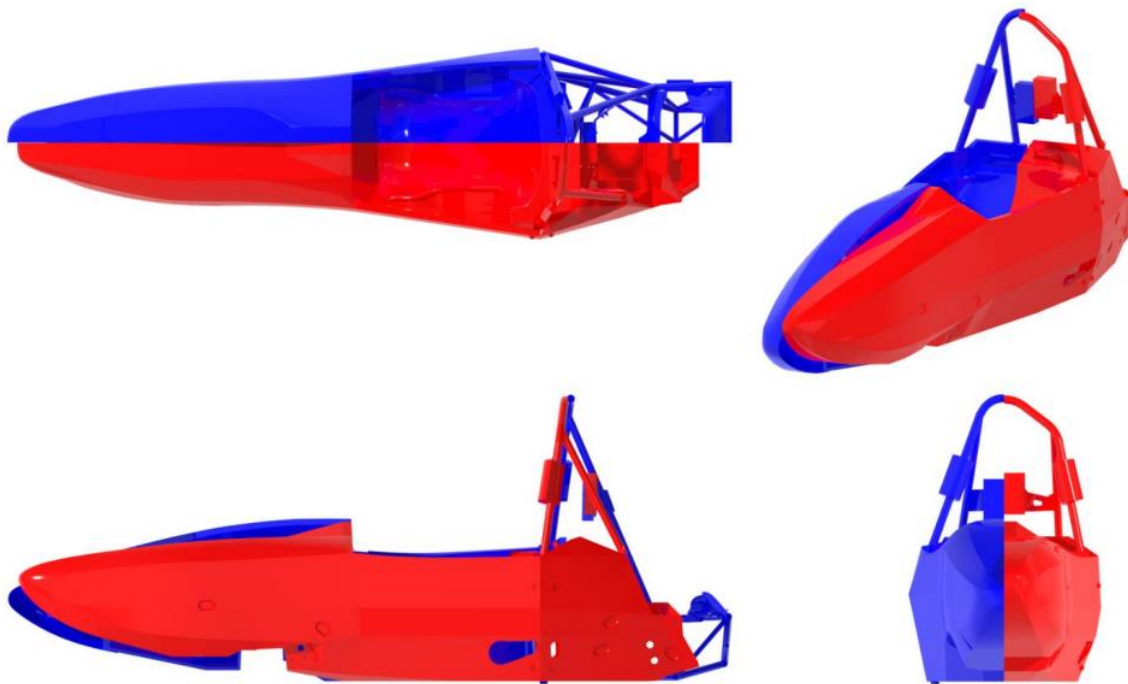


*Obr. 23* Celková zástavba pohonné jednotky Dragon X

## 2.2 MOTIVACE ZMĚNY ZÁSTAVBY

Změna tohoto konceptu uložení diferenciálu je motivována potenciálním zlepšením výkonnostních parametrů vozu, a to zejména hmotností a jejím rozložením. Integrací diferenciálu do bloku motoru lze dosáhnout výrazného zkrácení celého hnacího ústrojí, respektive celého monopostu.

Jedním z dalších možných cílů této změny je i možné zlepšení heat managementu pohonné jednotky, která se potýkala v novém Dragonu X s problémy s přehříváním. Toto bylo pravděpodobně způsobeno změnou koncepce chassis, kdy se přešlo z hybridního řešení trubkového rámu v zadní části vozu a karbonového monokoku v přední části na celomonokok.



Obr. 24 Porovnání chassis Dragon 9 (modře) a Dragon X (červeně) [20]

Tato změna z hlediska motoru znamená uzavření celé pohonné jednotky do neprodyšného obalu a došlo tak k významnému omezení proudění vzduchu v motorovém prostoru, a tedy zamezení přirozenému odvodu tepla. Byla snaha toto kompenzovat pomocí aerodynamických usměrňovačů a chladicích kanálů, toto se ovšem ukázalo jako nedostatečné.

Kumulace tepla v tomto prostoru ovšem neznamená problémy pouze pro pohonnou jednotku ale i pro samotné chassis, kdy hrozí poškození kompozitové struktury monokoku. Úspěšné využití kompozitního monokoku místo zadního prostorového rámu je limitováno teplotami v motorovém prostoru, a s tím spojeného tranzitního chování kompozitů. [20]

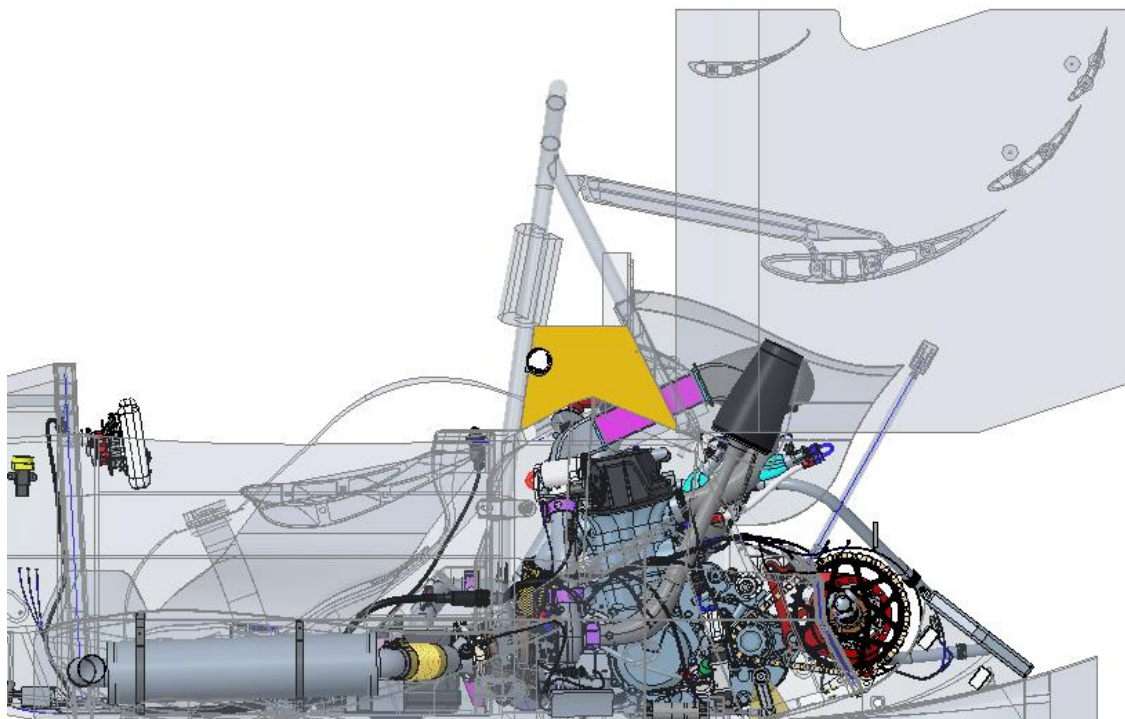
## 2.3 MOŽNÉ KONCEPTY

Zastavení diferenciálu do bloku motoru lze řešit mnoha způsoby, a proto bylo zpracováno několik možných řešení ve 3D modeláři. Zpracované zástavbové koncepty byly následně analyzovány z hlediska výkonnostních parametrů monopostu a možných výhod a nevýhod daného řešení.

### 2.3.1 VÝCHOZÍ DX

Jako základ, se kterými bude dále srovnáno několik možných řešení je považována výchozí zástavbová koncepce Dragon X.

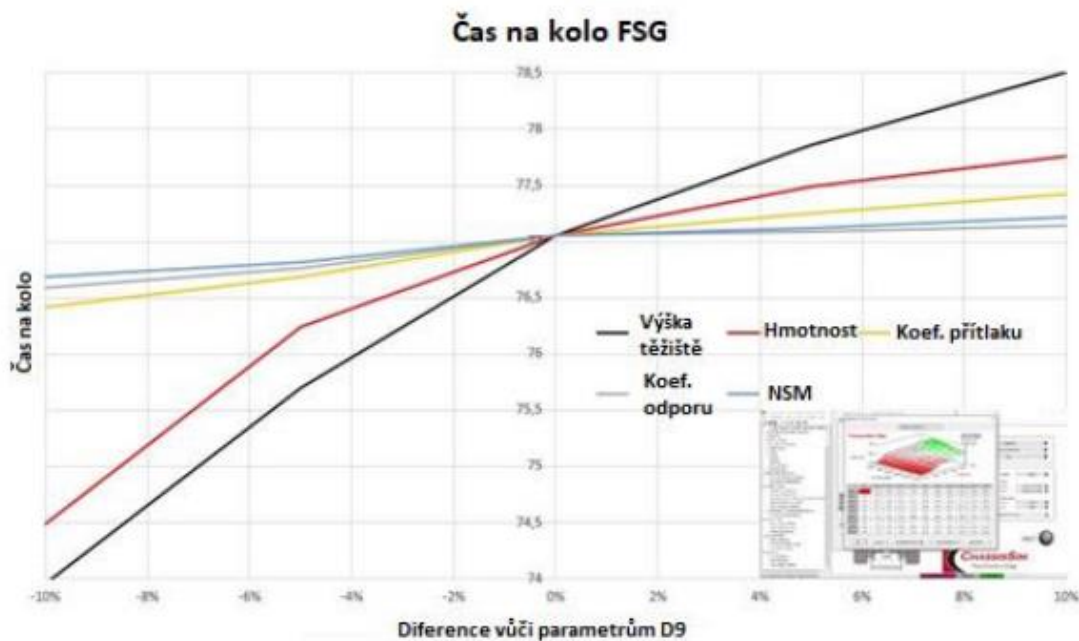




*Obr. 25 Zástavba pohonné jednotky ve voze Dragon X*

Porovnání jednotlivých konceptů bude provedeno pomocí simulace času na kolo, která hodnotí vozidlo jako celek, s ohledem na dosažení nejlepšího času v disciplíně endurance a autokros. Endurance je nejvíce bodově ohodnocená disciplína a zohledňuje komplexně všechny aspekty chování vozidla. Pro simulace času na kolo je využíván software ChassisSim. Monopost je tvořen vstupními parametry, které jsou získány buď měřením z předchozích vozů, vyčtením z 3D modelu nebo simulacemi. [1]

Různé parametry vozu mají rozdílný dopad na celkovou výkonnost vozu. Důležitost zkoumaných parametrů je patrná z citlivostní analýzy.



Obr. 26 Citlivostní analýza času na kolo [1]

Výstup této citlivostní analýzy je pak tento graf s vyznačenými změnami času na kolo na ose X v závislosti na změně různých parametrů o relativní hodnotu na ose Y. Tyto parametry jsou [1]:

- Výška těžiště (CoG) - černá
- Hmotnost – červená
- Koeficient vztlaku (CL) – žlutá
- Koeficient odporu (CD) – šedá
- Neodpružené hmoty (NSM) – modrá

Je zřetelné, že změna výšky těžiště a hmotnosti vozu má mnohem větší vliv na výslednou rychlost vozu než například koeficient odporu CD nebo koeficient přítlaku CL při obdobné procentuální změně. [1]

Návrh jiného zástavbového konceptu vozu je nesmírně komplexní úkol a pro dokonalé porovnání by musel zahrnovat vývoj a 3D realizaci všech přidružených sestav a ostatních částí vozu. Jednotlivé koncepty proto byly namodelovány pouze jako hrubý odhad možné zástavby a pro zachování objektivnosti hodnocení jejich parametrů byly z 3D modelu odstraněny a zjednodušeny některé sestavy. Tato zjednodušení byla ale provedena ve všech řešeních stejně, aby byl porovnávám pouze vliv změny zástavby hnacího ústrojí.

Ze zjednodušeného modelu Dragon X byly určeny následující parametry:

Tab. 2 Parametry Dragon X

Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	$MOI_x$ [kg*m <sup>2</sup> ]	$MOI_y$ [kg*m <sup>2</sup> ]	$MOI_z$ [kg*m <sup>2</sup> ]
175,3	252,1	24,0	78,7	91,3

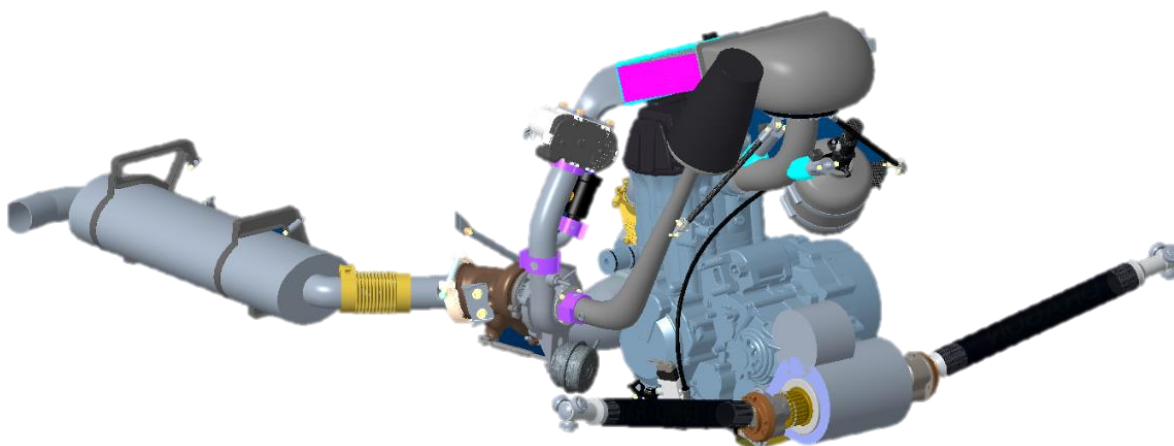
Zadáním těchto parametrů do připraveného modelu vozu v ChassisSim bylo dosaženo času na kolo:

$$T_v = 78,01 \text{ s}$$

Tento simulovaný čas bude považován za výchozí a budou s ním srovnávány ostatní simulace pro jiné zkoumané koncepce zástavby diferenciálu.

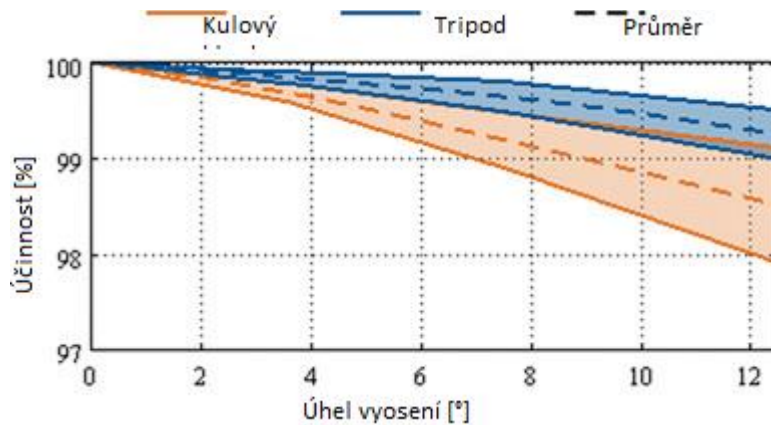
### 2.3.2 DRŽÁKY DIFERENCIÁLU SOUČÁSTÍ BLOKU, VLOŽENÉ KOLO

První a nejjednodušší možnou změnou zástavby je zakomponování držáků diferenciálu do bloku motoru a nahrazení řetězového převodu ozubenými koly. Dojde tak k významnému zlepšení tuhosti hnacího ústrojí, značnému zmenšení zástavby a hmotnosti. Vzniklý prostor pak lze dále využít k optimalizování sestav v zadní části vozu jako je uložení podvozku a aerodynamické prvky.



Obr. 27 Koncepční 3D model s vloženým kolem

Mezi výhody tohoto řešení patří hlavně jeho relativní jednoduchost v tom smyslu, že by nebylo třeba zasahovat do vnitřní konstrukce bloku motoru, ale pouze domodelování uložení diferenciálu v zadní části bloku. Odstraněním řetězového převodu a jeho scatter shieldu dojde také k výraznému posunutí diferenciálu dopředu, tedy blíže k těžišti vozu. Zde je ovšem nutné dbát na maximální úhel vyosení poloos pro zachování účinnosti tripoidních kloubů.



Obr. 28 Účinnost kloubů [21]

Z grafu je patrné, že i při velkém úhlu vyosení nejsou ztráty na kloubu významné. Je tedy jen nutno nepřesáhnout maximální konstrukční úhel vyosení, který je u posuvných tripoidních kloubů, které můžeme najít na monopostu Dragon X, přibližně 25 stupňů. [22]



Obr. 29 Tripoidní kloub [23]

Jeden z dalších problémů, které se u tohoto a následujících řešení opakuje je mazání jednotlivých komponent, ať už ozubeného převodu nebo samotného diferenciálu. Olejová náplň motoru a diferenciálu je značně odlišná. Motor spolu s převodovkou a spojkou mají společnou náplň motorového motocyklového oleje 10W60 a náplň samosvorného diferenciálu Drexler Formule Student je předepsána výrobcem Castrol Synthrac 75W140.

Problematika mazání byla diskutována s výrobcem diferenciálu Drexler i s dodavatelem oleje a oba zástupci silně nedoporučili použití ať už jednoho nebo druhého oleje v obou částech zároveň.

Ozubená kola nahrazující řetězový převod by byla uložena v odděleném pouzdře a mazány pouze plastickým mazivem do extrémních podmínek. Kola jsou sice namáhána rázy a přenosem velkého kroutícího momentu, ale aplikace ve Formuli Student znamená malé využití při nájezdu kolem jednoho tisíce kilometrů za celou životnost monopostu. S tím také souvisí možnost velmi častého servisu a doplnění maziva.

Dvojice ozubených kol také změnil smysl otáčení diferenciálu, respektive samotných kol. Je tedy nutné vložit třetí vložené kolo pro zachování smyslu otáčení. Ačkoliv má toto negativní vliv na velikost a hmotnost celého řešení, zmenší se tak ale průměr ozubených kol, která jsou potřeba pro dosažení výsledného převodového poměru.

Cílený převodový poměr je  $i_c = 2,64$ , mohlo by ho být dosaženo například dvojicí vstupního kola  $z_1 = 15$  zubů, výstupního kola  $z_4 = 24$  zubů a vloženým dvojitým kolem  $z_2 = 25$  zubů,  $z_3 = 15$  zubů.

Výsledný převodový poměr je tedy

$$i_v = \frac{25}{15} \cdot \frac{25}{14} = 2,66 \quad (13)$$

Nevýhodou tohoto řešení ovšem již zmíněné třetí vložené ozubené kolo a komplikace spojené s použitím různých mazacích náplní ve třech různých uzavřených prostorech – motor, diferenciál, pouzdro ozubených kol.

Touto úpravou bylo dosaženo orientačních parametrů:

Tab. 3 Parametry s vloženým kolem

Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	MOI <sub>x</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>y</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>z</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]
176,9	247,6	24,1	79,0	91,4

Zadáním těchto parametrů do připraveného modelu vozu v ChassisSim bylo dosaženo času na kolo:

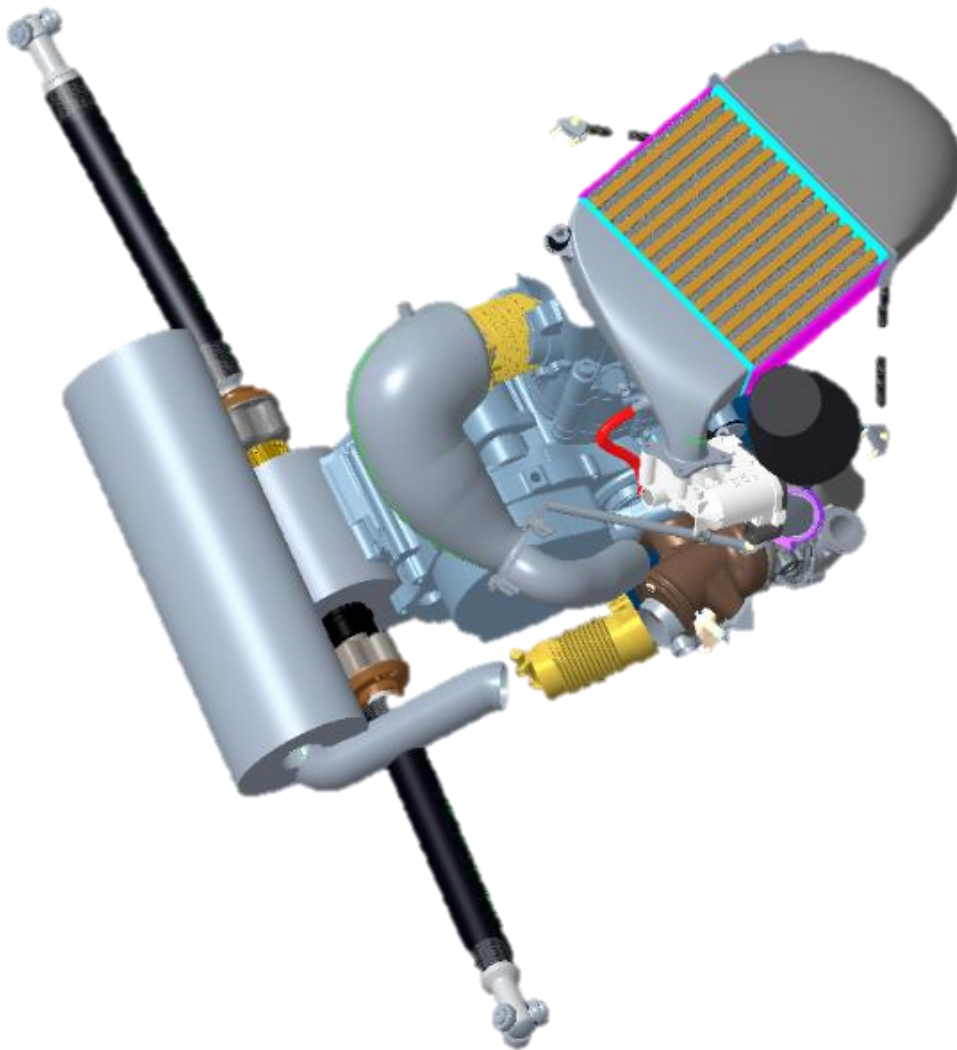
$$T_d = 77,80 \text{ s}$$

V simulovaném čase je patrné mírné zlepšení způsobené výrazným snížením těžiště vozu.

### 2.3.3 DIFERENCIÁL V BLOKU MOTORU A OTOČENÍ HLAVY VÁLCE, SMYSLU OTÁČENÍ MOTORU

Na předchozí koncept by šlo aplikovat další změny celkové zástavby pro dosažení zlepšení heat managementu a dalších výkonnostních parametrů vozu. Jednou z těchto změn by mohlo být otočení hlavy motoru, a tedy jeho smyslu otáčení. To by znamenalo i otočení sací a výfukové strany do příhodnější polohy, kdy by výfuk směřoval do zadní strany.

To by spolu s odstraněním řetězového převodu umožnilo přesun výfukového pléna a turbodmyhadla do prostoru za, nebo vedle motoru, kde by bylo snazší zajistit proudění vzduchu a zabránit tak kumulaci tepla v motorovém prostoru jako u výchozí zástavby Dragon X.



Obr. 30 Konceptní 3D model s otočenou hlavou

Problematika mazání a uložení diferenciálu v bloku by byla řešena stejně jako u předchozího případu. Tedy použitím plastického maziva pro dvojici ozubených kol a oddělené náplně pro diferenciál.

Otočením smyslu otáčení motoru by také umožnilo odstranit třetí vložené kolo nahrazující řetězový převod. Ovšem kvůli poněkud velkému převodovému poměru  $i = 2,64$  je nutné větší výstupní kolo přenášející kroutící moment na diferenciál. Přílišné zmenšení hnacího kola není vhodné kvůli zvětšujícímu se podřezání zubů.

Hlavní nevýhodou tohoto řešení je extrémní vývojová náročnost, kdy je potřeba kompletně přestruovat dosavadní blok motoru z důvodu záměny strany rozvodového řetězu a s tím spojený návrh vlastní klikové hřídele a dalších součástí motoru. Také by to znamenalo významné změny všech ostatních sekcí monopostu jako jsou chassis, podvozek, aerodynamika. Bylo by ovšem pravděpodobně dosaženo všech vytyčených cílů.

Touto úpravou bylo dosaženo orientačních parametrů:

Tab. 4 Parametry s otočenou hlavou

Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	$MOI_x$ [kg*m <sup>2</sup> ]	$MOI_y$ [kg*m <sup>2</sup> ]	$MOI_z$ [kg*m <sup>2</sup> ]
175,7	263,0	26,1	81,1	94,1

Zadáním těchto parametrů do připraveného modelu vozu v ChassisSim bylo dosaženo času na kolo:

$$T_o = 78,40 \text{ s}$$

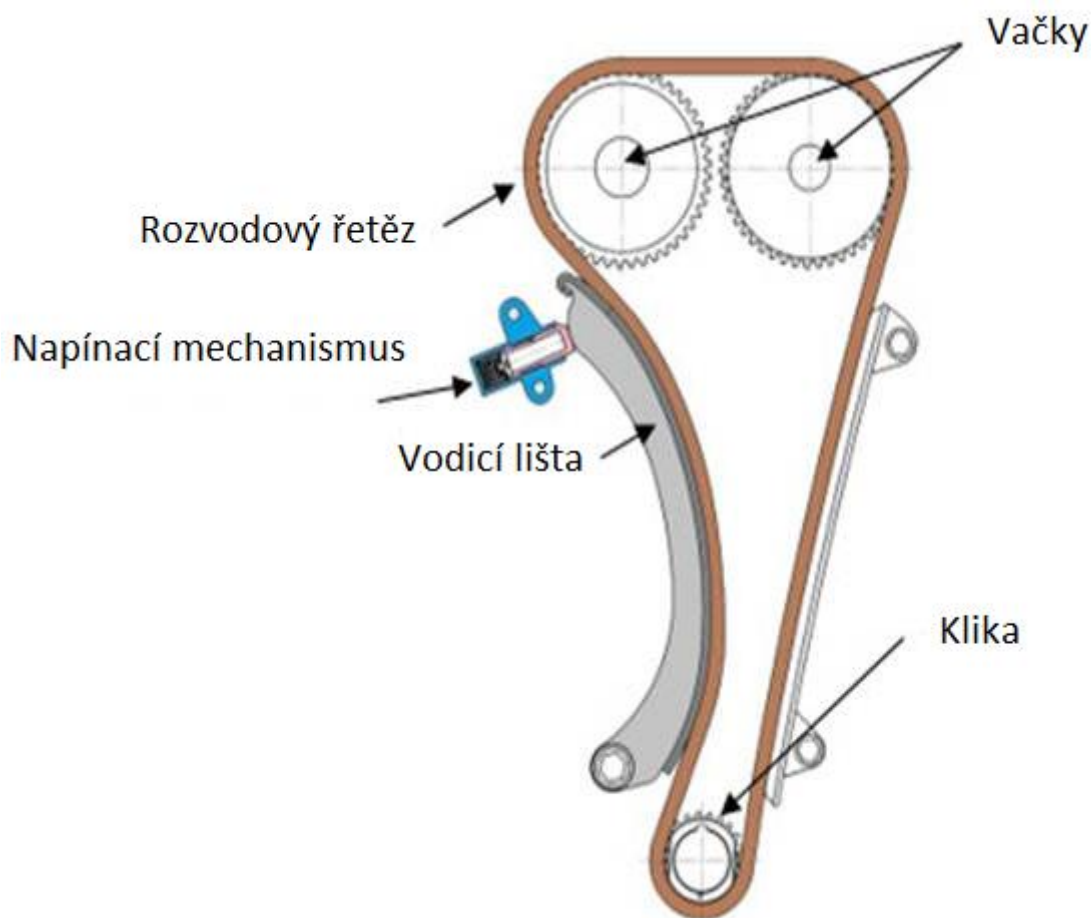
Navzdory tomu, že by pravděpodobně došlo k drastickému zlepšení situace s kumulací tepla v motorovém prostoru, dynamické parametry vozu vychází z přibližného prostorového modelu zástavy bohužel nelichotivé, a proto bude vhodné uvažovat nad jiným řešením problému s heat managementem.

#### 2.3.4 DIFERENCIÁL V BLOKU MOTORU – ZMĚNA SMYSLU OTÁČENÍ

Alternativou předchozího řešení je změnit smysl otáčení samotného klikového mechanismu při zachování současného rozložení sací a výfukové strany hlavy válce, tak aby nedošlo ke změně již dlouho optimalizované zástavby turbodmychadla a sacího potrubí s airboxem a mezichladičem stlačeného vzduchu. Tyto prvky mají velkou hmotnost a obrovský vliv na dynamické parametry vozu. Je také nutné zachovat délky sacího i výfukového traktu kvůli rezonančnímu plnění spalovacího prostoru.

U samotného klikového mechanismu příliš nezáleží na smyslu otáčení a s jeho otočením by tedy nebyl problém. Potíže nastávají u mechanismu časování motoru, přesněji u napínacího mechanismu rozvodového řetězu, který by v případě opačného smyslu otáčení byl „natahován“ z opačné strany a bylo by nutné zaměnit pevnou vodící lištu a napínací lištu.



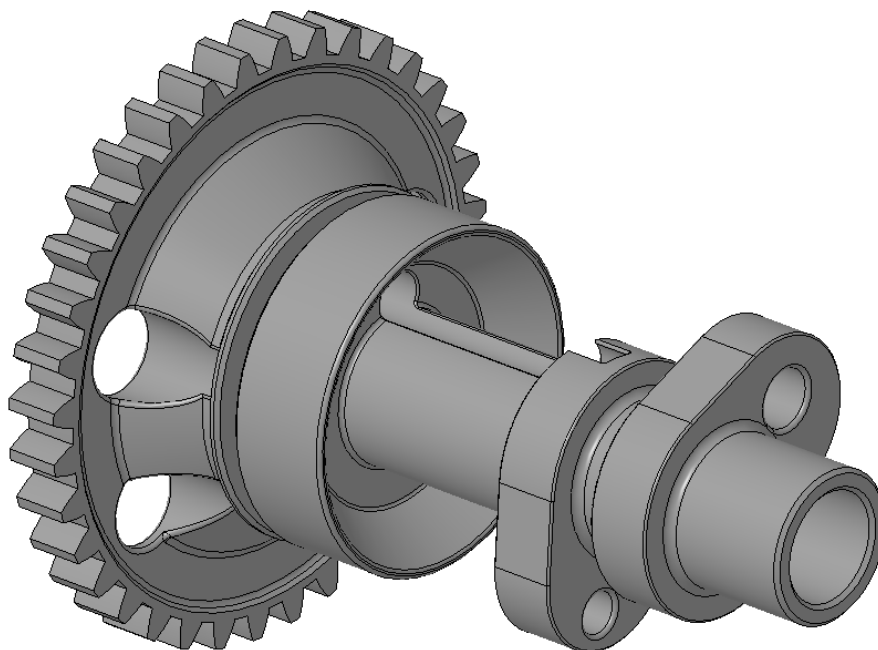


Obr. 31 Rozvodový mechanismus [24]

Pro napínací mechanismus rozvodového řetězu je ale na odlitku válce speciální nálitek sloužící k jeho upevnění. Toto je ovšem technologický řešitelný problém, ať už úpravou sériového válce navařením dosedacího prvku na opačnou stranu válce a návrhem vlastního napínacího mechanismu, případně využitím toho sériového. Další možností je návrh vlastního válce motoru. Válec je prostorově jeden z jednodušších dílů na návrh, avšak díky jeho průchodnosti v různých kanálech a dutinách je nutné jej vyrábět odléváním, což je při kusové výrobě poněkud nákladné. Pravděpodobně by tedy bylo přistoupeno k úpravě sériového válce.

Dalším problémem rozvodu by bylo samotné časování zdvihu ventilů. Zde by byla nutná výroba vačkového hřídele s přizpůsobenými vačkami.





Obr. 32 Vačka

Samotného roztočení na opačnou stranu lze snadno docílit pouze přehozením polarity napájení startéru.

Touto úpravou bylo dosaženo orientačních parametrů:

Tab. 5 Parametry změny smyslu otáčení

Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	$MOI_x$ [kg*m <sup>2</sup> ]	$MOI_y$ [kg*m <sup>2</sup> ]	$MOI_z$ [kg*m <sup>2</sup> ]
173,3	246,1	22,2	71,8	89,0

Zadáním těchto parametrů do připraveného modelu vozu v ChassisSim bylo dosaženo času na kolo:

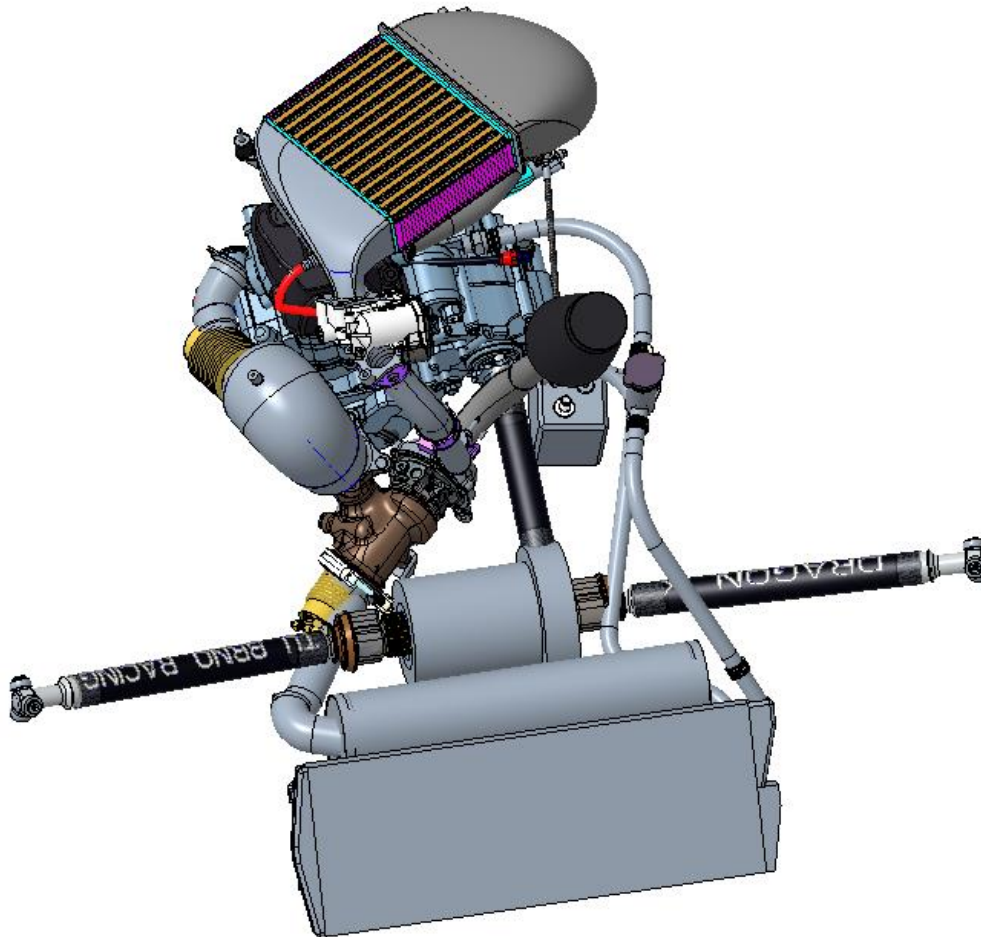
$$T_s = 77,73 \text{ s}$$

Již z parametrů je viditelný největší potenciál tohoto konceptu a simulace času na kolo toto potvrzuje.

### 2.3.5 MOTOR NAPŘÍČ

Nekonvenčním řešením v prostředí Formule Student by bylo umístění motoru napříč a přenos kroutícího momentu pomocí kardanu na diferenciál umístěný odděleně v zadní části vozu.

Jakkoliv zvláštní se toto řešení zdá, na zjednodušeném prostorovém modelu je patrné že je ovšem realizovatelné a pravděpodobně lze dosáhnout zajímavých dynamických parametrů.



Obr. 33 Konceptní 3D model motoru napříč

Pastorek na motoru by byl nahrazen například kloubem a na diferenciálu by bylo umístěno kuželové soukolí. Ačkoliv by pravděpodobně mírně vzrostla celková hmotnost tohoto řešení, její rozložení by teoreticky mohlo být mnohem lepší s těžkým motorem blíže těžišti a dalšími částmi položenými níž než u výchozího řešení.

Díky pootočení motoru o 90 stupňů by také bylo možné výhodně přemístit výfukové plénium a turbodmychadlo a zlepšit tak situaci s kumulací tepla v motorovém prostoru.

Obrovskou výhodou tohoto řešení by byla možnost zachovat stávající blok motoru bez nutnosti návrhu a výroby vlastního. Veškeré změny v pohonném ústrojí by v podstatě probíhaly od nahrazení pastorku a směrem dál ke kolům.

Nevýhodou jsou významné změny všech ostatních sekcí monopostu hlavně chassis, které by muselo zajistit tuhé uložení komponent pohonného ústrojí zejména ve vzájemném relativním pohybu.

V koncepčním návrhu bylo dosaženo těchto orientačních parametrů:

Tab. 6 Parametry motoru napříč

Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	MOI <sub>x</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>y</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>z</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]
178,8	251,6	24,4	77,0	89,1

Zadáním těchto parametrů do připraveného modelu vozu v ChassisSim bylo dosaženo času na kolo:

$$T_p = 78,08 \text{ s}$$

Ačkoliv bylo dosaženo lepšího rozložení hmotnosti, tedy nižšího těžiště a menších momentů setrvačnosti, celková hmotnost vozu narostla. Tento nárůst lze připsat tomu, že je nutné použít těžký kuželový převod a zajistit jeho tuhé upevnění.

## 2.4 VOLBA NEJVHODNĚJŠÍ KONCEPCE

Na základě provedených konstrukčních studií lze vytvořit ucelený přehled parametrů pro jednotlivá řešení. Je nutné tyto parametry brát pouze jako orientační hodnoty, které spíše udávají směr, jímž se parametr může vyvíjet než absolutní hodnoty. Realizace 3D modelu celého monopostu pro zvolené řešení by byla záležitost práce týmu lidí po dobu několika týdnů až měsíců.

Tab. 7 Souhrn parametrů a časů na kolo

Koncepce	Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	MOI <sub>x</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>y</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>z</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	Simulovaný čas na kolo [s]
Dragon X	175,33	252,19	24,01	78,71	91,31	78,01
Držáky součástí bloku, vložené kolo	176,98	247,64	24,12	79,07	91,42	77,80
Diferenciál v bloku, otočení hlavy válce	175,75	263,03	26,13	81,18	94,17	78,40
Diferenciál v bloku, změna smyslu otáčení kliky	173,33	246,19	22,25	71,85	89,01	77,73
Příčně uložený motor	178,82	251,62	24,46	77,02	89,12	78,08

Tab. 8 Rozhodovací tabulka

	Dynamické parametry	Laptime	Finanční náročnost	Vývojová náročnost	Technologická proveditelnost	Součet
<b>Dragon X</b>	X	x	x	x	x	X
<b>Držáky součástí bloku, vložené kolo</b>	3	6	5	6	8	<b>28</b>
<b>Diferenciál v bloku, otočení hlavy válce</b>	1	3	5	3	6	<b>18</b>
<b>Diferenciál v bloku, změna smyslu otáčení kliky</b>	8	10	3	5	5	<b>31</b>
<b>Příčně uložený motor</b>	2	5	5	7	8	<b>27</b>

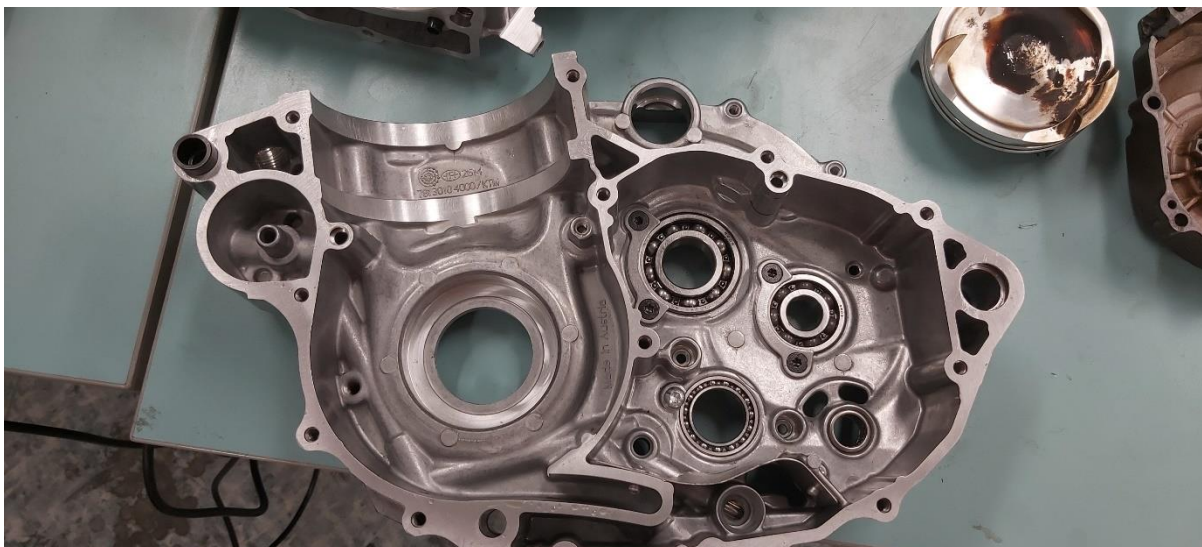
Na základě rozhodovací tabulky bylo tedy zvoleno řešení zahrnující implementaci diferenciálu do bloku motoru a otočení smyslu otáčení klikového mechanismu, tak aby byl zachován směr otáčení kol.

Ačkoliv bylo výrobcem diferenciálu silně nedoporučeno použít jinou olejovou náplň než tu předepsanou Castrol Syntrax 75W140, bude pravděpodobně přistoupeno ke společné náplni motoru i diferenciálu. Hlavní obavou výrobce totiž byla změna charakteristiky lamelových spojek, a tedy svornosti diferenciálu. To je ovšem parametr který, lze dalšími změnami ovlivňovat. Lze například obložit tyto lamely jiným třecím materiálem nebo změnit geometrii misek zodpovídajících za vznik axiálních sil pro zamčení lamel, případně přenastavit předpětí talířové pružiny. Toto by bylo ovšem pravděpodobně nutné ladit až v průběhu testování samotného vozu a různými jízdními zkouškami.

Při návrhu vlastního bloku je nasnadě upravit několik dalších prvků potenciálního zlepšení spolehlivosti atd. Dlouholetým problémem pohonné jednotky Dragon X jsou úniky oleje z různých míst, zejména fitinků a hadic rozvádějících olej. Je cílem co nejvíce těchto spojů eliminovat a zakomponovat některé olejové cesty a jejich křížení přímo do bloku motoru tak aby nedocházelo k únikům.

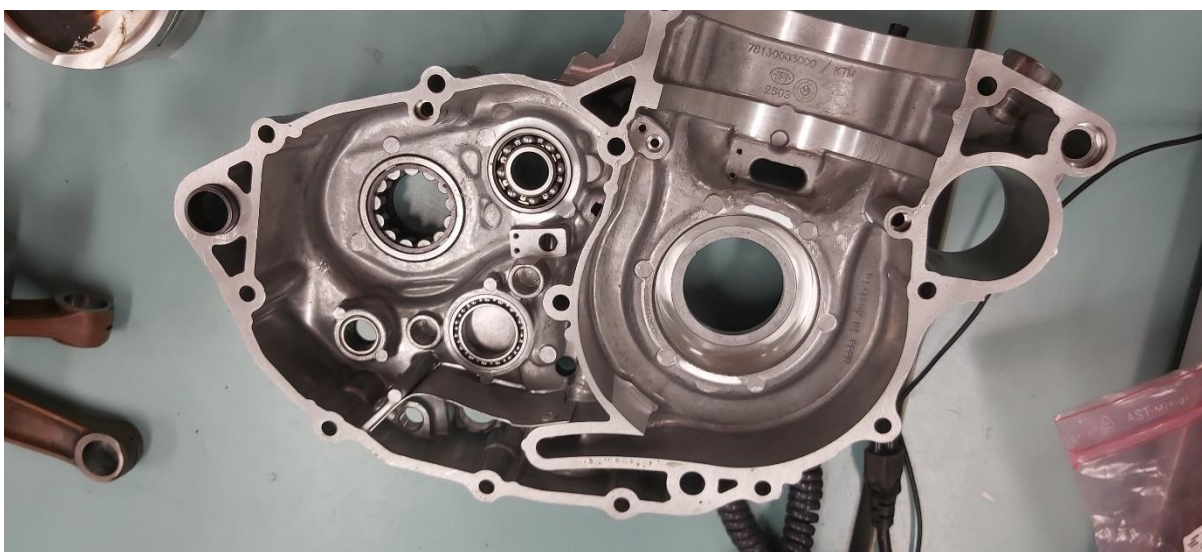
## 2.5 3D SKEN BLOKU MOTORU

Protože je motocyklový blok motoru velmi komplikovaný díl bude návrh vlastního bloku koncepčně vycházet z původního sériového bloku Husqvarna FE501. Pro zachování kompatibility s původními díly motoru zůstane velká část bloku v sériovém provedení tak, aby šla dále servisovat a provozovat za použití originálních dílů.



Obr. 34 Pravý blok motoru Husqvarna FE 501

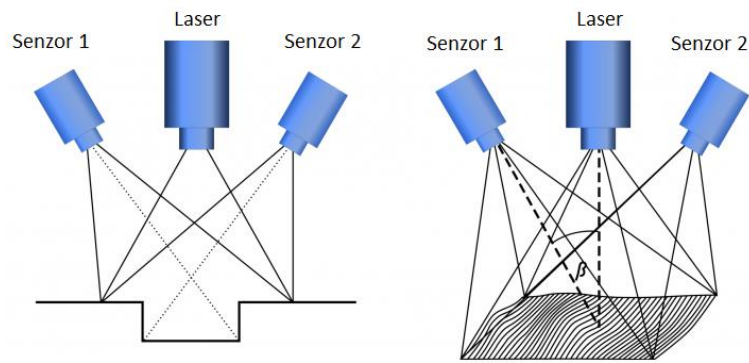
Jelikož samotný 3D model sériového bloku je považován za výrobní tajemství a duševní vlastnictví výrobce, bylo nutné geometrii získat jiným způsobem. Sériový blok byl tedy ve spolupráci s firmou SolidVision naskenován pomocí profesionálního laserového 3D skeneru. Přesnost takového skenu lze odhadnout na dvě až tři setiny u funkčních jasně definovaných ploch a mezi pěti až deseti setinami milimetru u komplexních 3D ploch.



Obr. 35 Levý blok motoru Husqvarna FE 501

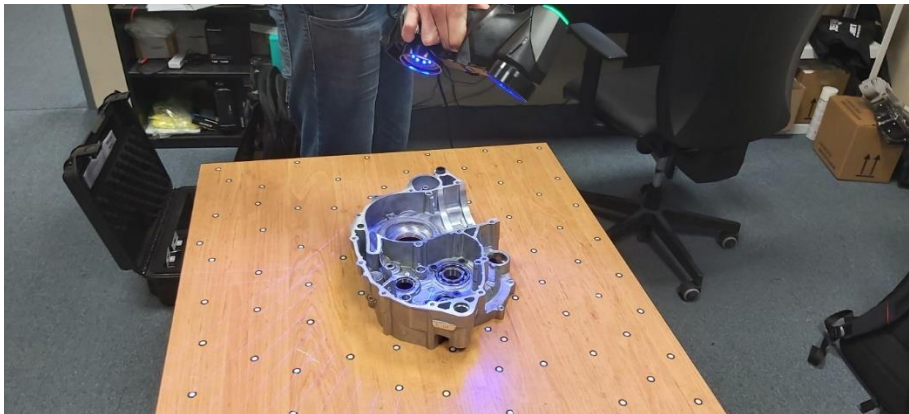
Ruční laserové skenery vytváří prostorový objekt za pomoci triangulačního mechanismu, kdy je z ručního zdroje promítána světelná tečka nebo čára na povrch objekt a senzor měří vzdálenost od povrchu. Data jsou umísťována do 3D prostředí vztahovaná k počátečnímu referenčnímu bodu, který je potřeba určit, například za pomoci speciální odrazivé nálepky.





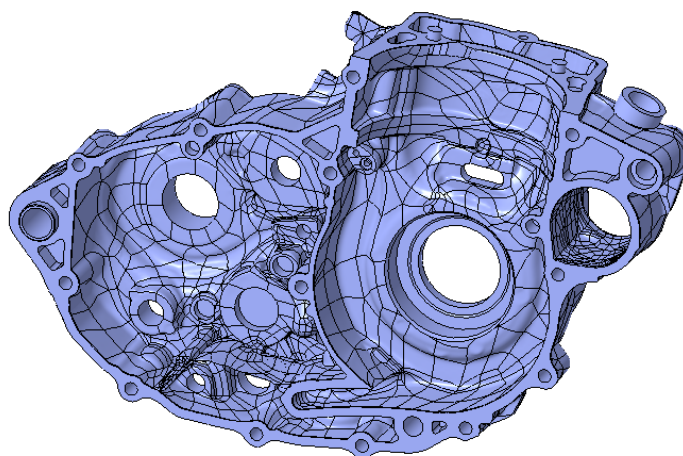
Obr. 36 Princip laserového skeneru

Takto sbíraná data jsou poté v počítačovém prostředí zpracovávána do prostorové triangulované sítě tzv. mesh, a následně za pomoci speciálního softwaru zjednodušována a převáděna do spojitých ploch. Tento software umí také s velmi vysokou přesností zachytit hrany a ostré přechody důležité pro umístění děr a otvorů.

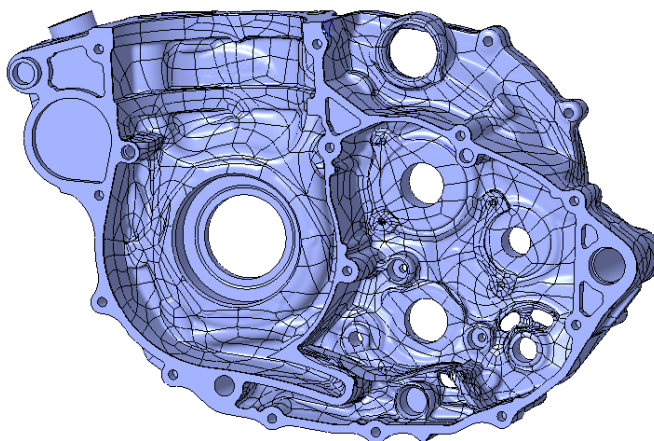


Obr. 37 Skenování bloku motoru Husqvarna FE 501

Výsledek skenování vypadá takto:



Obr. 38 3D sken levého bloku Husqvarna FE 501

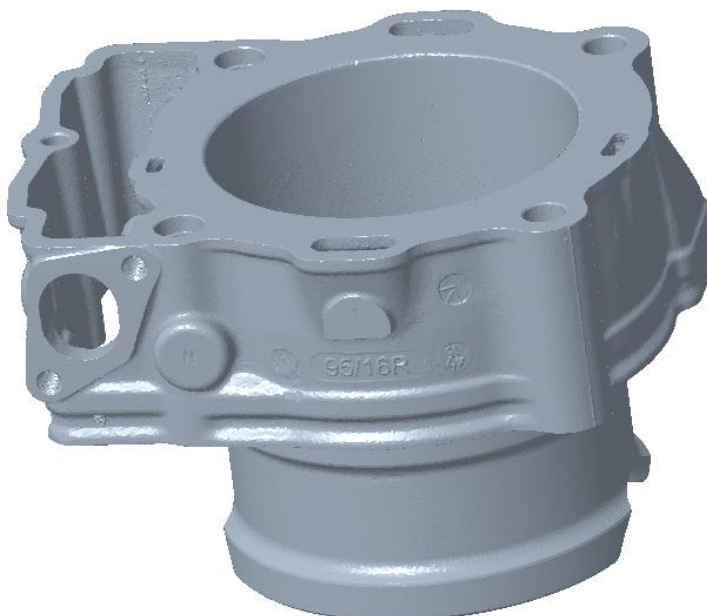


*Obr. 39* 3D sken pravého bloku Husqvarna FE 501

Tento model je ovšem v neupravitelné podobě a nelze jej dále zpracovávat a používat jako výchozí pro vlastní model bloku. Byl tedy používán jako šablona, podle které je nutné celý blok postupně namodelovat.

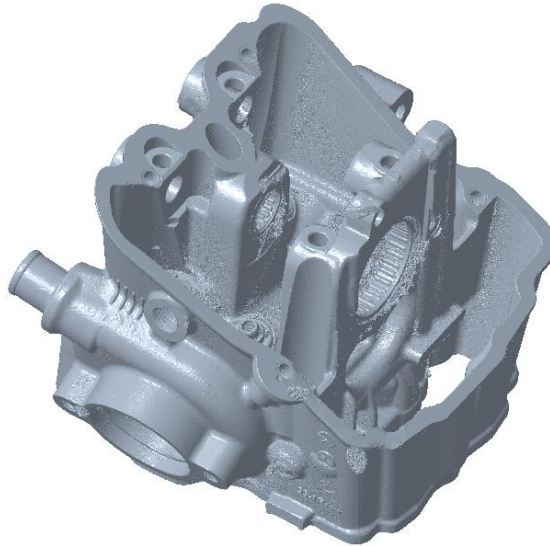
Pro detailní zpracování celé problematiky bylo také přistoupeno k podobnému postupu i u dalších dílů jako jsou klika, ojnice, píst, víko ventilů a víko alternátoru.

Některé komponenty jako hlava válce a samotný válec by ovšem za použití konvenčních skenerů nebylo možné správně zachytit kvůli jejich komplexnosti a vnitřní struktuře kanálů. Tyto díly byly naskenovány pomocí prostorového tomografu s podobným počítačovým výstupem jako u laserového skeneru.



*Obr. 40* CT Válec Husqvarna FE 501

Přesnost použitého 3D skeneru je sice více než dostačující na naprostou většinou ploch jednotlivých dílů, jsou zde však prvky, u kterých je nutné zachovat specifické geometrické tolerance. Zejména se pak jedná o osové vzdálenosti jednotlivých hřídelí a uložení ozubených kol. Při nesprávné osové vzdálenosti by mohlo dojít k jejich výraznému poškození či destrukci.

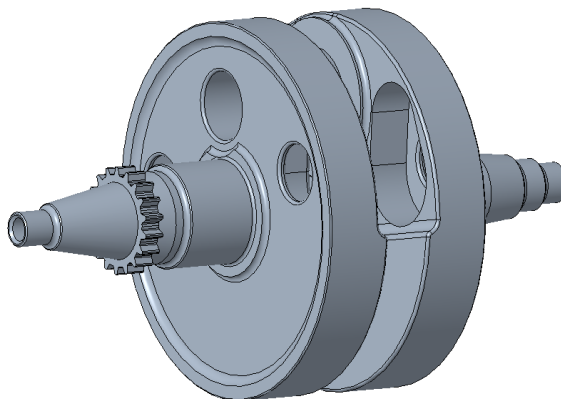


*Obr. 41* CT Hlavy válce Husqvarna FE 501

### 3 3D REALIZACE ZVOLENÉ KONCEPCE

S těmito podklady již bylo možné začít modelovat samotný blok motoru. Jak bylo již dříve zmíněno je snaha zachovat co nejvíce původních dílů, pro snížení finanční náročnosti výroby a servisovatelnosti.

Převrácením smyslu otáčení klikového mechanismu jej bylo možné ponechat nezměněný, ale bylo nutné provést patřičné úpravy jinde. Tyto úpravy jsou však technologicky mnohem dosažitelnější než výroba klikového hřídele. Touto změnou také odpadá nutnost vkládat vložené kolo do mechanismu pohonného ústrojí, které by mělo negativní vliv na zástavbu a hmotnost.



*Obr. 42* 3D model kliky motoru Husqvarna FE 501



### 3.1 NAPÍNÁNÍ ROZVODOVÉHO ŘETĚZU

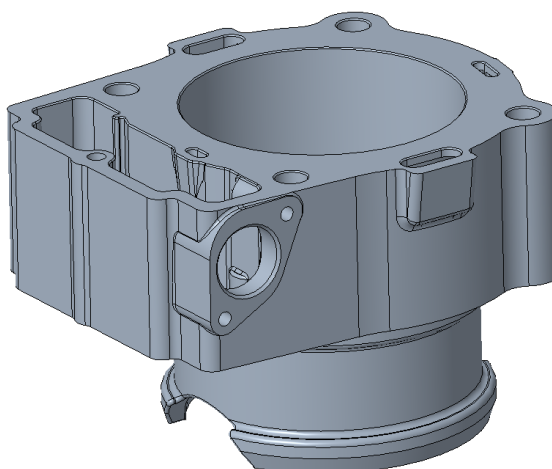
Nutné úpravy spojené s touto změnou jsou zejména v rozvodovém mechanismu. Konkrétně pak napínací mechanismus rozvodového řetězu. V sériovém provedení je umístěný v nálitku na válci, na stěně kanálu pro rozvodový řetěz. Po obou stranách kanálů jsou umístěné vodící lišty pro řetěz, ale na nenapnuté straně je lišta přitlačována právě napínacím mechanismem. Ten má za úkol udržovat řetěz optimálně napnutý, jelikož se vlivem používání a mechanického namáhání časem tzv. vytahuje a celkově se prodlužuje.



Obr. 43 Ráčnový mechanismus napínání rozvodového řetězu [25]

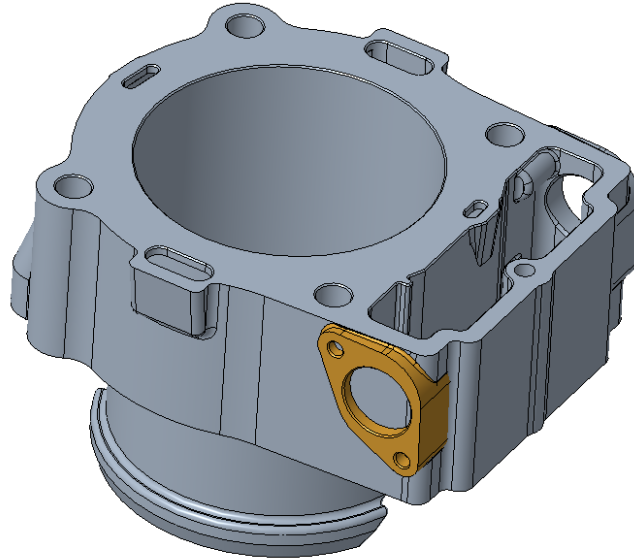
Většina motocyklů používá mechanický systém napínacího mechanismu, kdy je pístek vytlačován proti vodící liště pouze pružinou a proti opětovanému zatlačení je jištěn ráčnovým mechanismem viditelným na obrázku. Tento principálně jednoduchý mechanismus se v dnešní době častěji nahrazuje hydraulickou verzí, kdy je pružina nahrazena tlakem oleje. Předchází se tak problémům s únavou materiálu pružiny.

Změnou smyslu otáčení klikového mechanismu se také změní „napnutá strana“ a je tedy nutné napínací mechanismus zrcadlově přemístit na protější stranu kanálu ve válci.



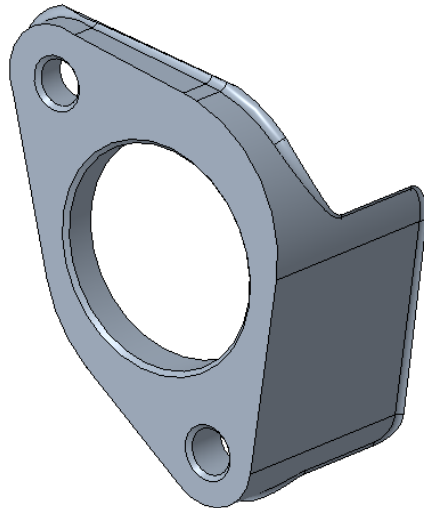
Obr. 44 3D model válce motoru Husqvarna FE 501

Jelikož se nejedná o nijak zvlášť mechanicky namáhanou součást, ani zde není vyžadována přílišná přesnost, byla zvolena pouze úprava stávajícího válce v podobě navaření vyrobeného nálitku a zaslepení původního otvoru.



Obr. 45 Umístění nálitku na válci

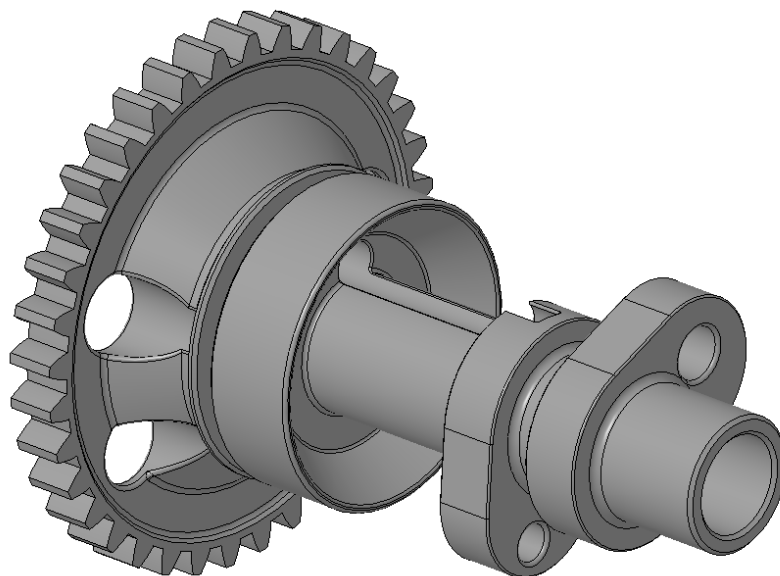
Samotný „nálitek“ by bylo možné zhotovit frézováním či metodou 3D tisku ze svařitelných hliníkových slitin.



Obr. 46 Nálitek pro upevnění napínacího mechanismu

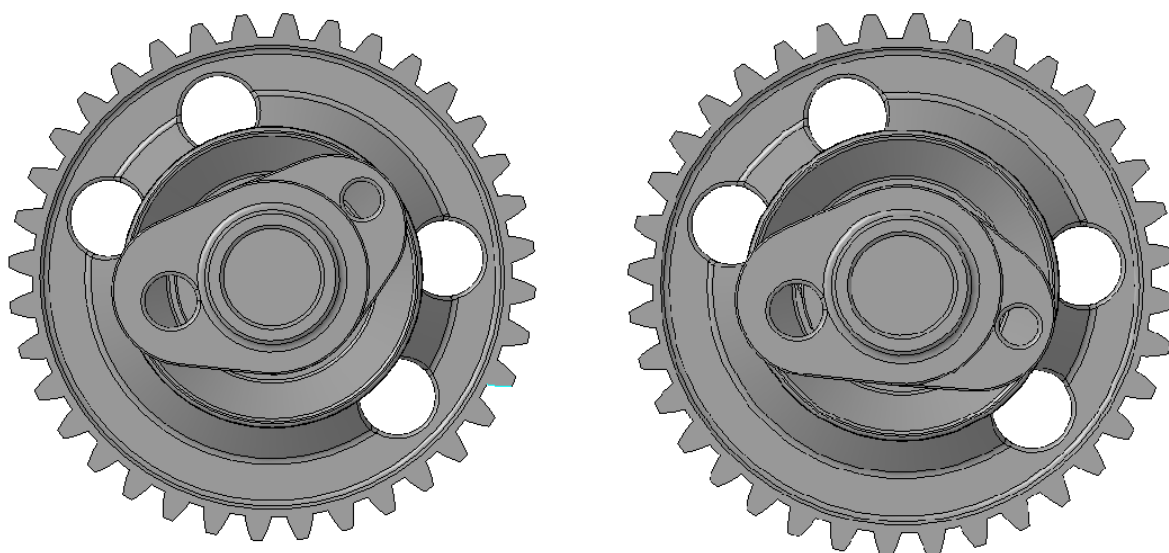
### 3.2 VAČKA

Dalším problémem v rozvodovém mechanismu je samotná vačka a časování otvírání ventilů. Zde je nutné vyrobit novou vačku s upravenými laloky, tak aby bylo zachováno časování.



Obr. 47 Vačka motoru Husqvarna FE 501

Výfukový lalok má v sériovém provedení fázový posun zhruba 150 stupňů za sacím lalokem. Při změně smyslu otáčení by se tento posun změnil na doplněk do 360 stupňů, tedy 210 stupňů. Lalok byl tedy patřičně pootočen.



Obr. 48 Vlevo: sériová vačka, Vpravo: vačka s posunutým časováním

Výše popsanými změnami jsou vyřešeny nutné změny na válci a v hlavě motoru. Nyní se lze věnovat samotnému bloku.

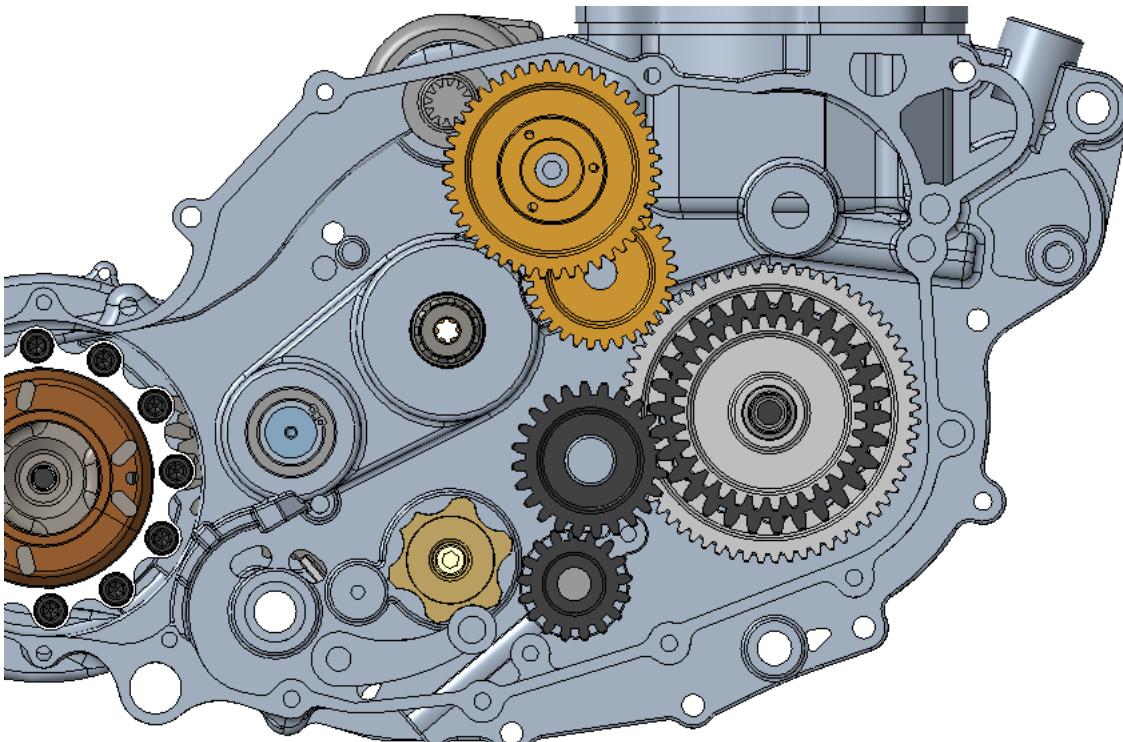
### 3.3 STARTÉR

Prvotní roztočení motoru má na starosti elektrický startér umístěný na horní části bloku.



Obr. 49 Motocyklový startér [26]

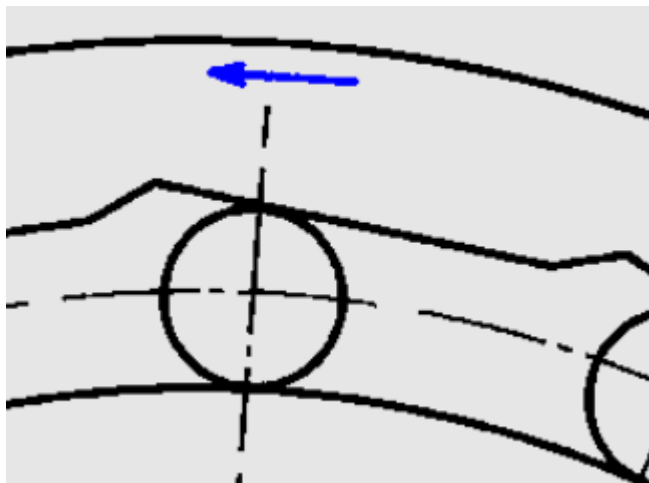
Roztočení na opačnou stranu lze docílit pouze jednoduchým převrácením polarity zapojení kabeláže. Krouticí moment je dále přenášen kaskádou ozubených kol až na klikovou hřídel, kterou roztáčí přes ozubené kolo umístěné na volnoběžném jednosměrném ložisku.



Obr. 50 Kaskáda ozubených kol startéru (žlutě)

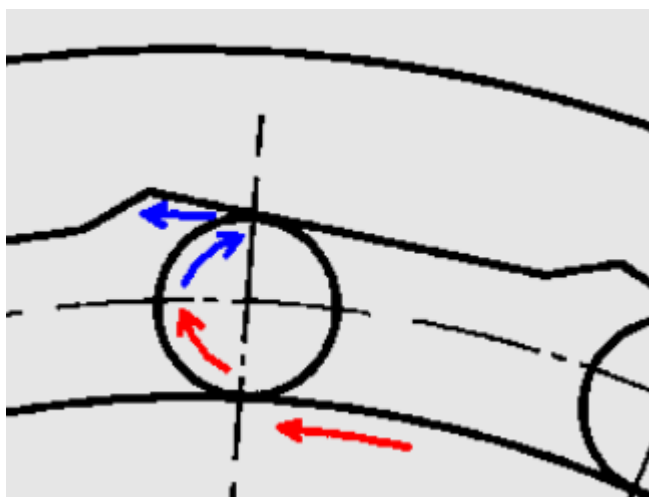
Jednosměrné ložisko potom zajišťuje volné otáčení klikového hřídele nezávisle na startéru. Toto ložisko by bylo při montáži nutné umístit obráceně.

Konstrukce tohoto ložiska vychází z běžného válečkového ložiska. Vnější prstenec má ovšem dráhu pro válečky profilovanou takovým způsobem, že umožňuje volné otáčení pouze v jednom směru. Při „zamčeném směru“ se válečky dostanou do zúženého prostoru a umožní přenášet kroutící momentu startéru na klikovou hřídel.



Obr. 51 Jednosměrné ložisko v závěrném směru [27]

V okamžiku nastartování se válečky odvalí do rozšířeného prostoru ve vnějším prstenci a mohou se dále volně otáčet.

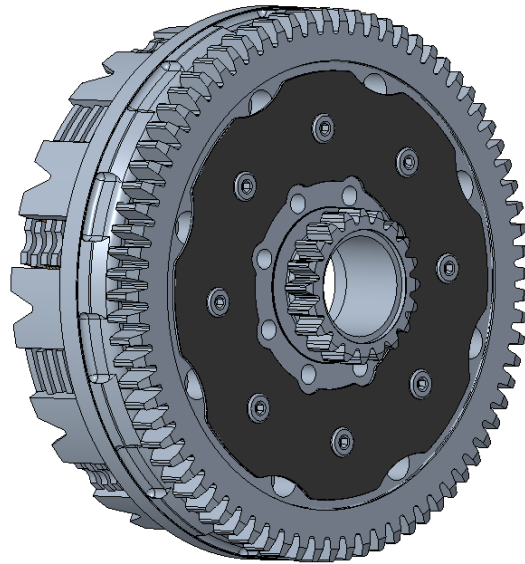


Obr. 52 Jednosměrné ložisko s volně otočnými válečky [27]

Díky tomuto uspořádání celého startovacího mechanismu není nutné provádět žádné konstrukční změny a lze bez problémů použít veškeré sériové komponenty.

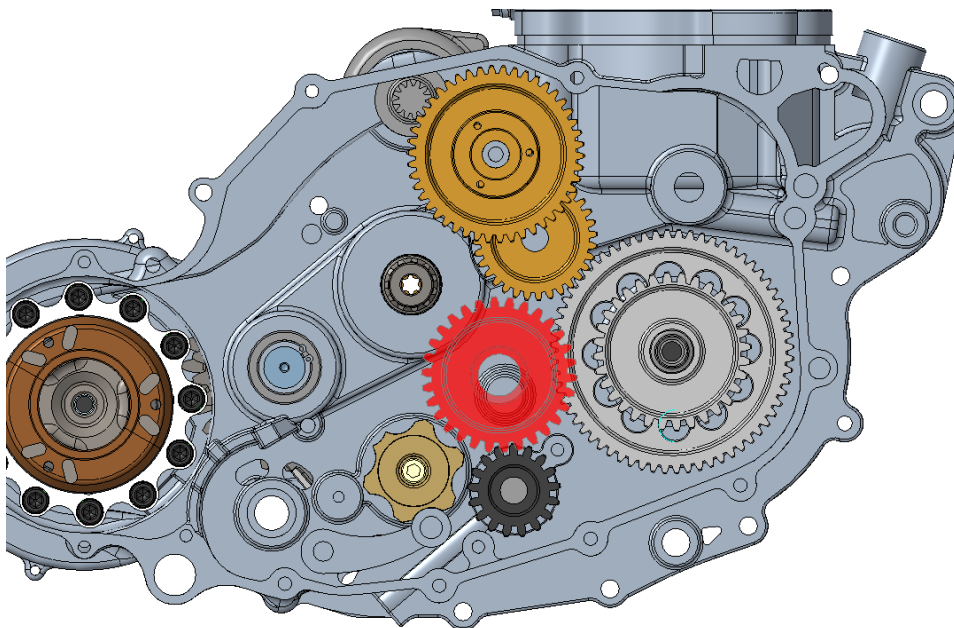
### 3.4 OLEJOVÉ ČERPADLO

U kaskády ozubených kol startéru se nachází také soukolí pohánějící olejové čerpadlo. V původním provedení je hnáno z malého ozubení na vnitřní straně spojkového koše, které můžeme vidět na obrázku



Obr. 53 Spojkový koš

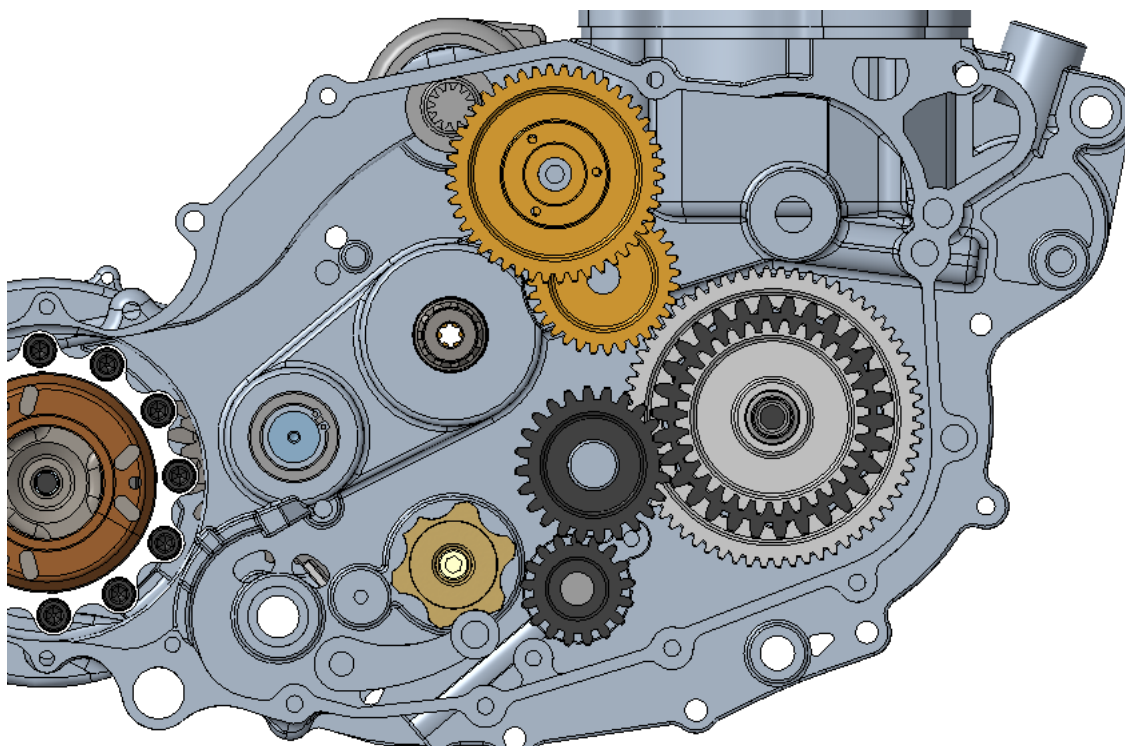
Z tohoto ozubení je pak pohon dále přenášen červeně zvýrazněným kolem až na černě zbarvené ozubené kolo na olejovém čerpadle.



Obr. 54 Sériová kaskáda ozubených kol olejového čerpadla



I zde je nutné zachovat původní smysl otáčení olejového čerpadla. Červené kolo se chová jako vložené kolo a obrací směr otáčení spojkového koše. Výslední směr otáčení pumpy je tedy na obrázku doleva. Při změně smyslu otáčení kliky by se pampa otáčela doprava a bylo by nutné složitě měnit její olejový vstup a výstup. Tomuto se dá předejít změnou pohonu pumpy takovým způsobem, že bude hnaná přímo z ozubení na klikové hřídeli. Implementace této změny znamená pouze přesun uložení vloženého kola.



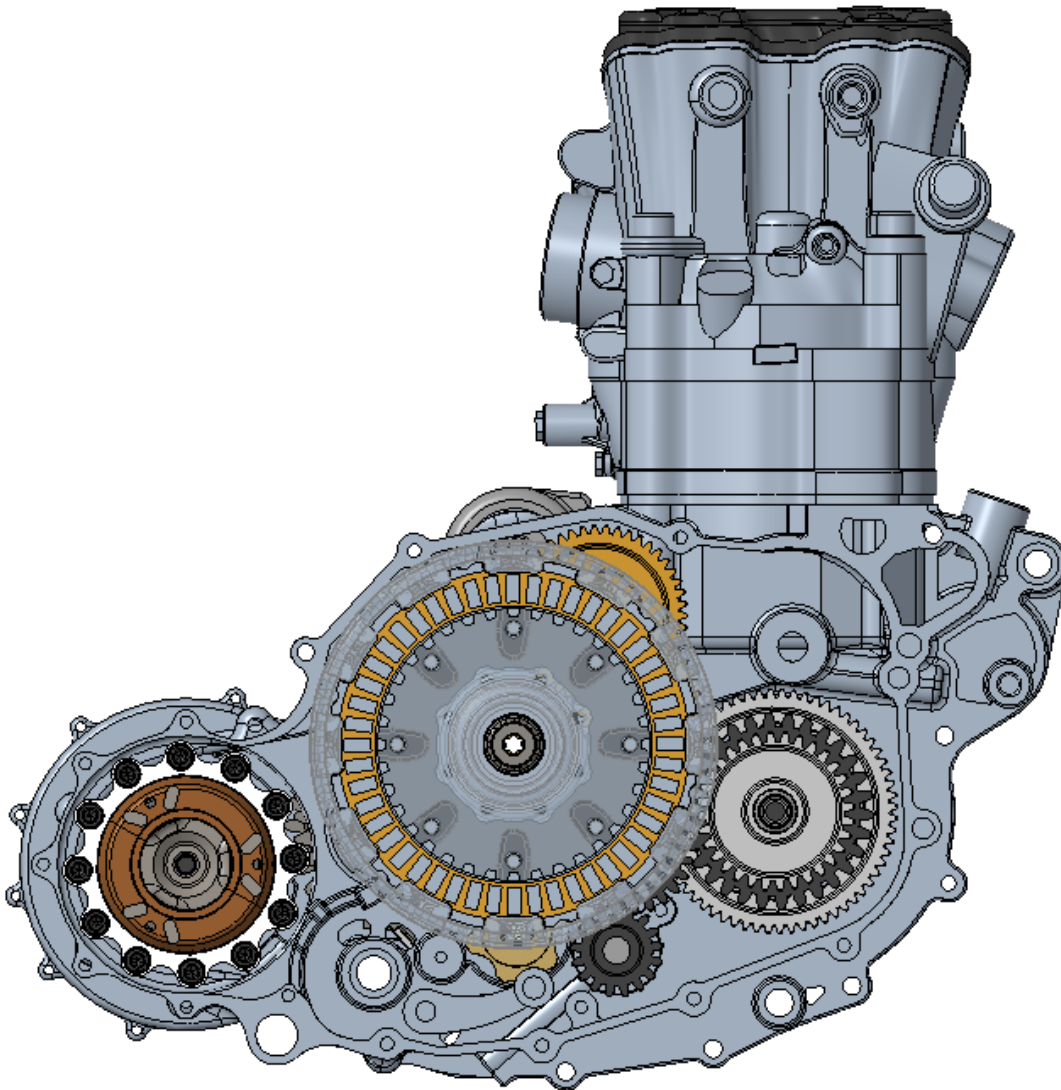
Obr. 55 Upravená kaskáda ozubených kol olejového čerpadla

Touto změnou ovšem dojde ke změně převodového poměru otáček olejového čerpadla a klikového hřídele z původních  $i_o = 3,041$  na nový  $i_{on} = 0,56$ .

Otáčky olejového čerpadla budou tedy znatelně vyšší, ale tohoto lze využít při dalších změnách spojených s návrhem vlastního bloku motoru. Je plánován přechod z pneumatického řídicího systému na hydraulický. S tím je spojená úprava a návrh olejového čerpadla s akumulátorem tlaku, které by mělo pravděpodobně větší nároky na průtok a tlak oleje pro umožnění bezchybného řazení. Okruh by byl pravděpodobně rozdělen rozdělovačem na nízkotlakou část, využitou k mazání mechanismů motoru a vysokotlakou část s akumulátorem tlaku pro řazení. Tato problematika ovšem není součástí řešení této diplomové práce.

Výsledné ozubené soukolí pod víkem spojky tedy zůstává z velké části zachováno.





*Obr. 56 Celkový pohled na soukolí pod víkem spojky*

### 3.5 BLOK

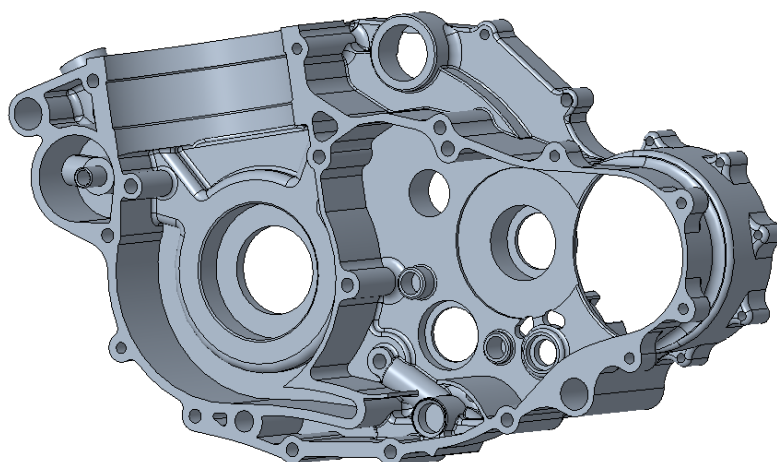
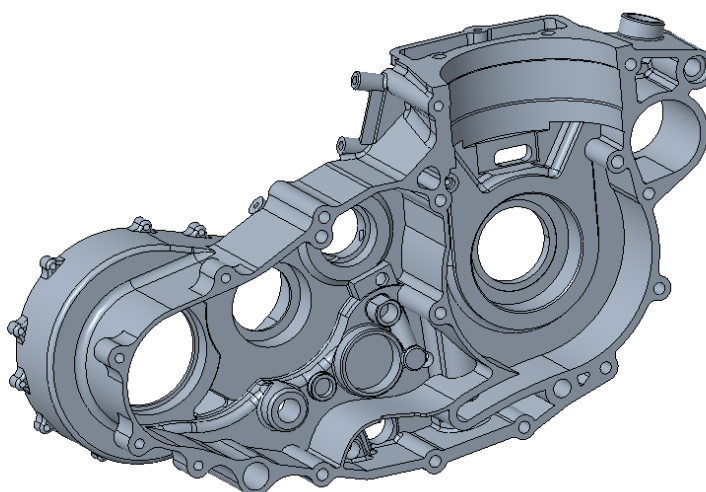
Blok motoru zůstává od přední části až po uložení výstupní hřídele v podstatě nezměněn, až na drobnosti spojené hlavně s technologickými požadavky na výrobu obráběním. Původní díly bloku motoru jsou odlévané, jsou na nich tedy mnohé nežádoucí prvky jako úkosy, nálitky atd., které musí být odstraněny.

Osová vzdálenosti klikového hřídele, předlohové hřídele a výstupní hřídele byly zachovány dle výpočtu. Pro výpočet byl použit první rychlostní stupeň, ale osová vzdálenost pro všechny tři stupně je stejná.

*Tab. 9 Výpočet osové vzdálenosti hřídelů převodovky*

Modul	3
Počet zubu 1	15
Počet zubů 2	26
Roztečná kružnice 1	45 mm
Roztečná kružnice 2	78 mm
Osová vzdálenost	61,5 mm

Pomocí této vypočtené vzdálenosti již lze dále modelovat samotný blok motoru.

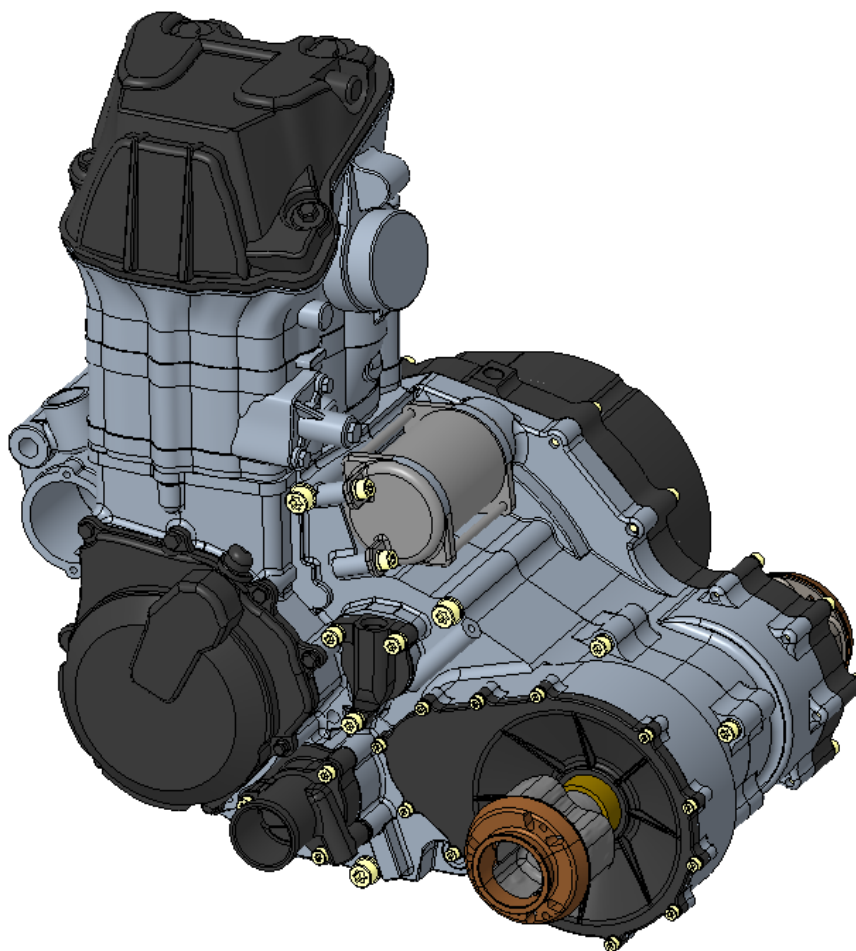
*Obr. 57 Navržený pravý blok motoru**Obr. 58 Navržený levý blok motoru*

V zadní části bloku už dochází k integraci diferenciálu do bloku motoru. Nejdříve bylo nutné odhadnout požadovanou osovou vzdálenost výstupní hřídele převodovky a diferenciálu kvůli realizovatelnosti zástavby a dodržet převodový poměr sekundárního převodu  $i_c = 2,64$ .

Tab. 10 Parametry navrhovaného ozubení

Minimální osová vzdálenost	82,5	mm
Modul	2,5	-
Požadovaný převod	2,642857	-
Počet zubu hnacího kola	18	-
Počet zubů hnaného kola	48	-
Skutečný převod	2,666667	-
Skutečná osová vzdálenost	82,5	mm
Roztečná kružnice 1	45	mm
Roztečná kružnice 2	120	mm
Tečná síla na ozubení 1	17520	N
Tečná síla na ozubení 2	17520	N

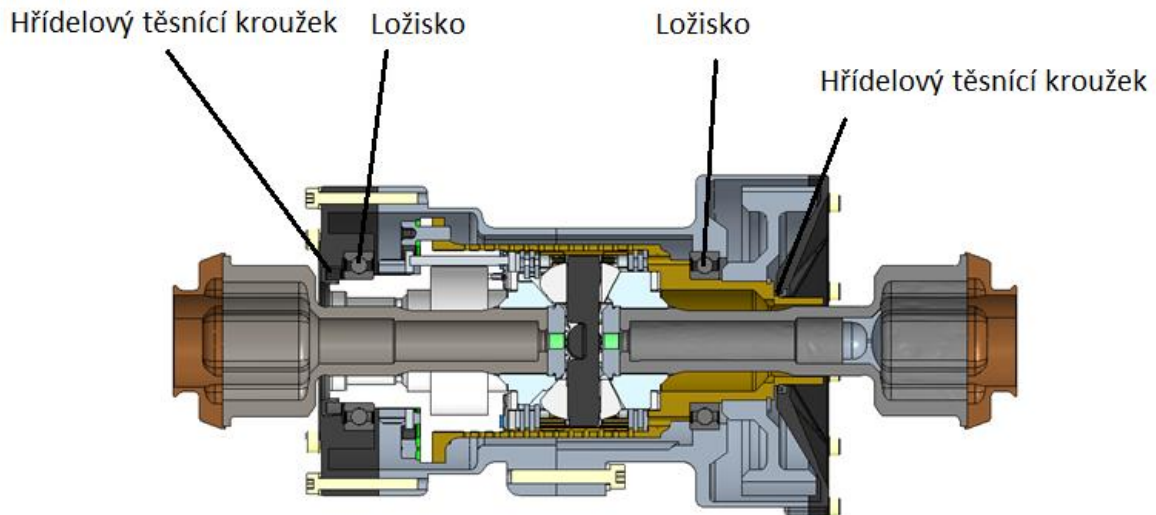
Na základě těchto rozměrů, počtů zubů a osové vzdálenosti byla zpracovaná detailní verze zástavby. Diferenciál byl umístěn zhruba do prostoru původního držáku motoru, tak aby nekolidoval s ostatními prvky v zadní části bloku.



*Obr. 59* Výsledný navržený blok motoru s integrovaným diferenciálem

Pro co nejefektivnější a nejjednodušší zástavbu bylo zvolené společné mazání motoru, převodovku, diferenciálu a ozubených kol nahrazujících řetězový převod jednou náplní.

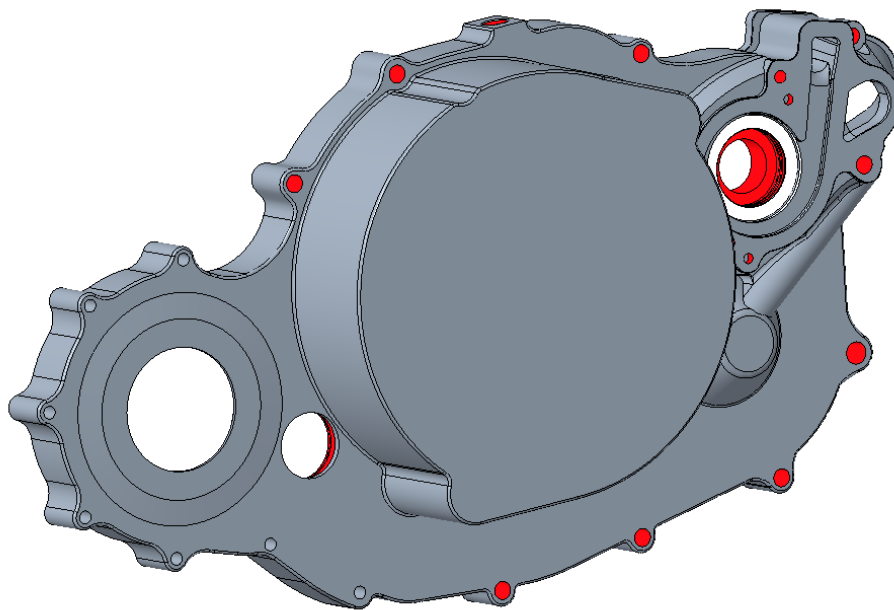
Diferenciál samotný zůstává v podstatě stejný, ale byl navržen vlastní obal umožňující zástavbu do ložisek a utěsnění prostoru hřídelovými těsnícími kroužky.



Obr. 60 Uložení integrovaného diferenciálu

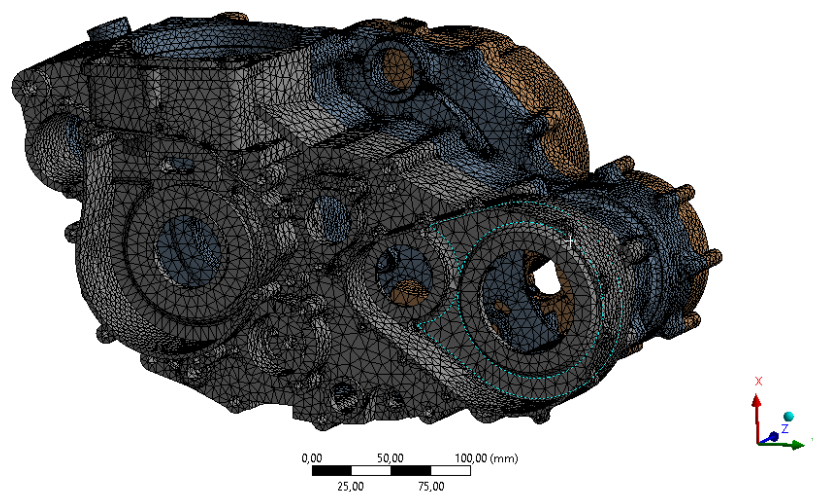
Ložiska byla zvolena za pomoci nástroje SKF Bearing Select, který zohledňuje požadavky na jejich velikost a únosnost zatížení, které na ně působí. Diferenciál je uložený ve dvou ložiscích, jedno na každé straně. Zvolená ložiska jsou SKF 61910-2RS1. Prostor s olejovou náplní je utěsněn hřídelovými těsnícími kroužky. Na straně s ozubenými koly byl zvolen hřídelový těsnící kroužek SKF G 35X42X4 a na opačné straně SKF 46X60X8 CRW1 R.

Aby bylo možné celou sestavu složit dohromady je nutné diferenciál na pravé straně uchytit až do víka spojky, které se tak stává nosnou částí a bylo třeba jej patřičně vyztužit.



Obr. 61 Upravené víko spojky

Celek bloku a víka spojky s uložením diferenciálu byl pevnostně simulován v softwaru Ansys Mechanical pro ověření dostatečné pevnosti.



Obr. 62 Výpočtová síť bloku

Pro vytvoření výpočtové sítě bylo nutné model nejdřív významně zjednodušit a odebrat veškeré nedůležité prvky, které nemají na samotnou tuhost uložení vliv. Výpočtová síť obsahovala přibližně pět set tisíc buněk a po drobných úpravách nastavení meshe byla v dostatečné kvalitě.

Okrajové podmínky, tedy zatížení, byly určeny výpočtem z extrémních případů, které v pohonném ústrojí mohou nastat. Byl uvažován případ kdy motor poskytuje maximální kroutící moment a dojde k náhlému zastavení kol. Ozubená kola na výstupní hřídeli a diferenciálu tedy mají tendenci blok „roztrhnout“. Síla na ozubených kolech byla přepočtena z maximálního kroutícího momentu, známých převodových poměrů a průměrů ozubených kol.

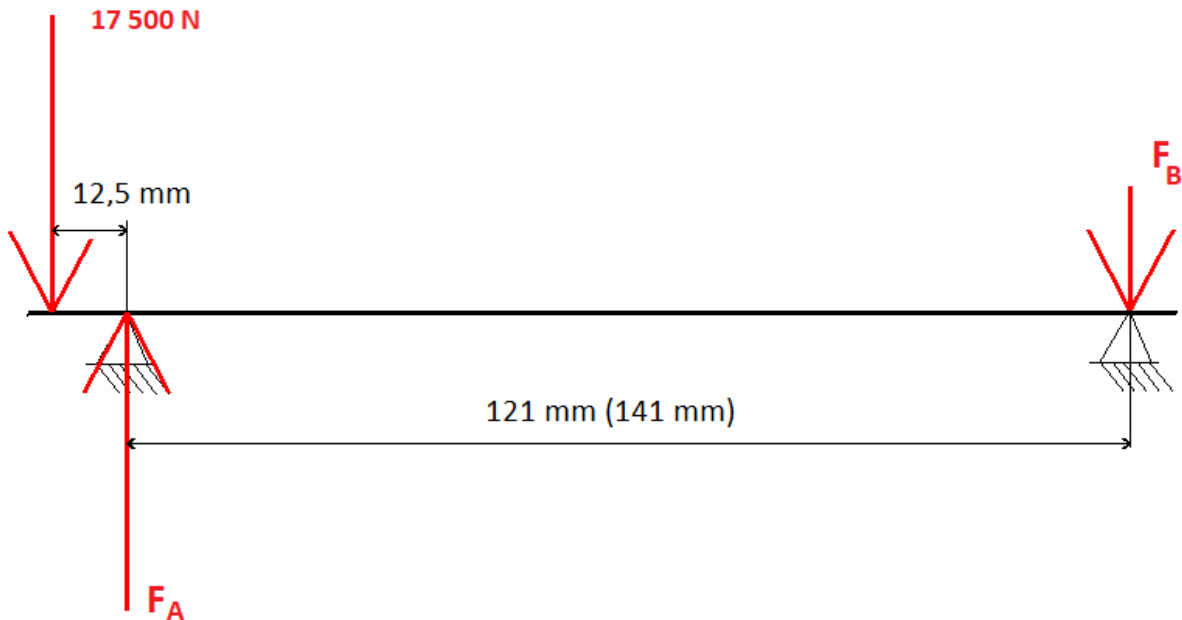
Tab. 11 Výpočet zatížení pro simulaci

Kroutící moment	<b>72</b>	Nm
Primární převodový poměr	<b>3,041666667</b>	-
1. převodový poměr	1,8	-
2. převodový poměr	1,411764706	-
3. převodový poměr	1,05	-
Sekundární převodový poměr	2,642857143	-
Moment na hnacím kole	<b>394,2</b>	Nm
Moment na hnaném kole	<b>1041,814286</b>	Nm
Skutečný moment na hnaném kole	<b>1051,2</b>	Nm



Byl uvažován nejhorší možný případ, proto bylo počítáno s první převodovým stupněm. Maximální přepočtený kroutící moment na ozubeném kole diferenciálu je tedy 1051,2Nm. Toto odpovídá tečné síle  $\sim 17500$  N na tomto soukolí.

Zatížení uložení bloku bylo dále přepočteno pomocí zjednodušeného VVÚ se zmíněnými silami a roztečí ložisek.

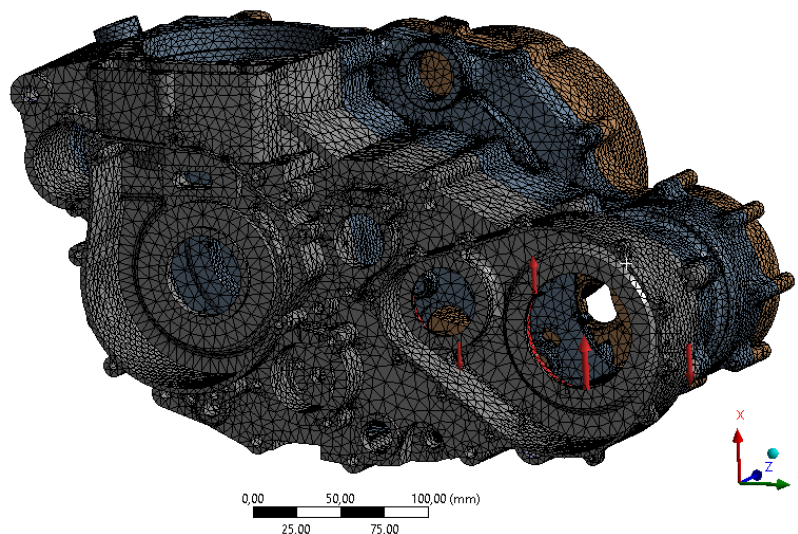


Obr. 63 VVÚ hřídele pro zatížení od ozubených kol koncového převodu

Pro zjednodušení výpočtového modelu simulace bylo uvažováno pouze zatížení týkající se nově navržené části bloku. Okrajové podmínky simulace tedy vypadají následovně:

**F: Blok**  
Static Structural  
Time: 1, s  
13.04.2022 22:09

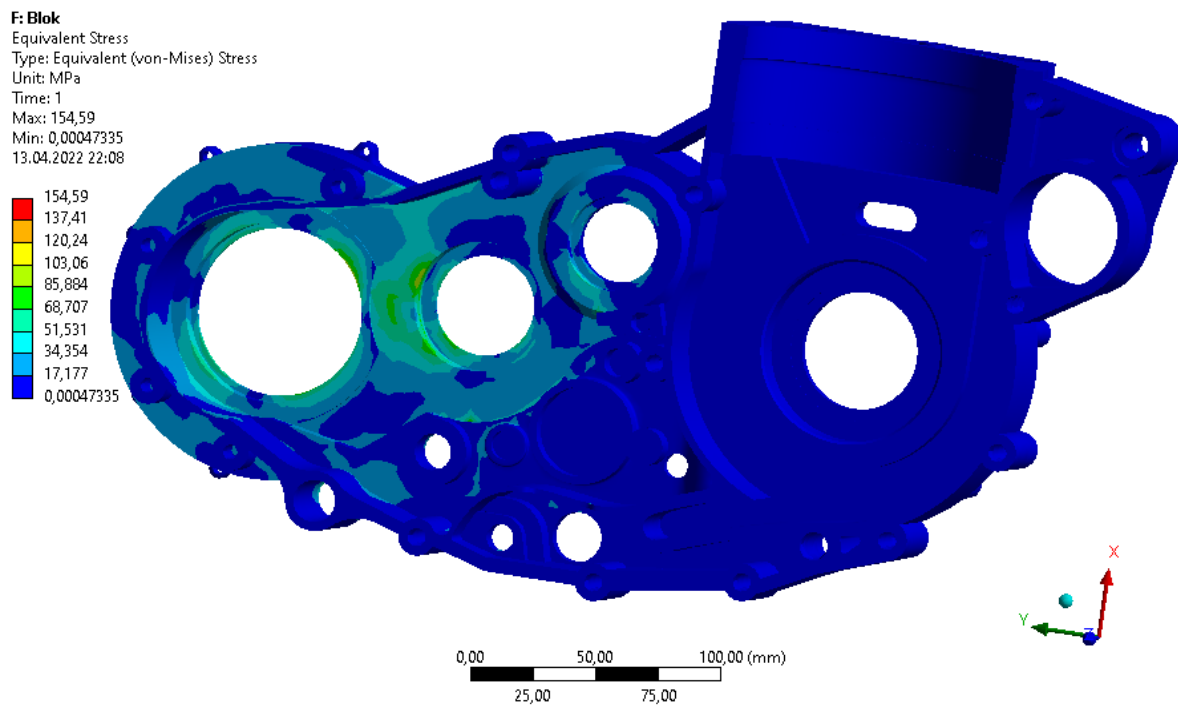
- A** Force 4: 1550, N
- B** Force 2: 19050 N
- C** Force: 19300 N
- D** Force 3: 1807, N
- E** Fixed Support



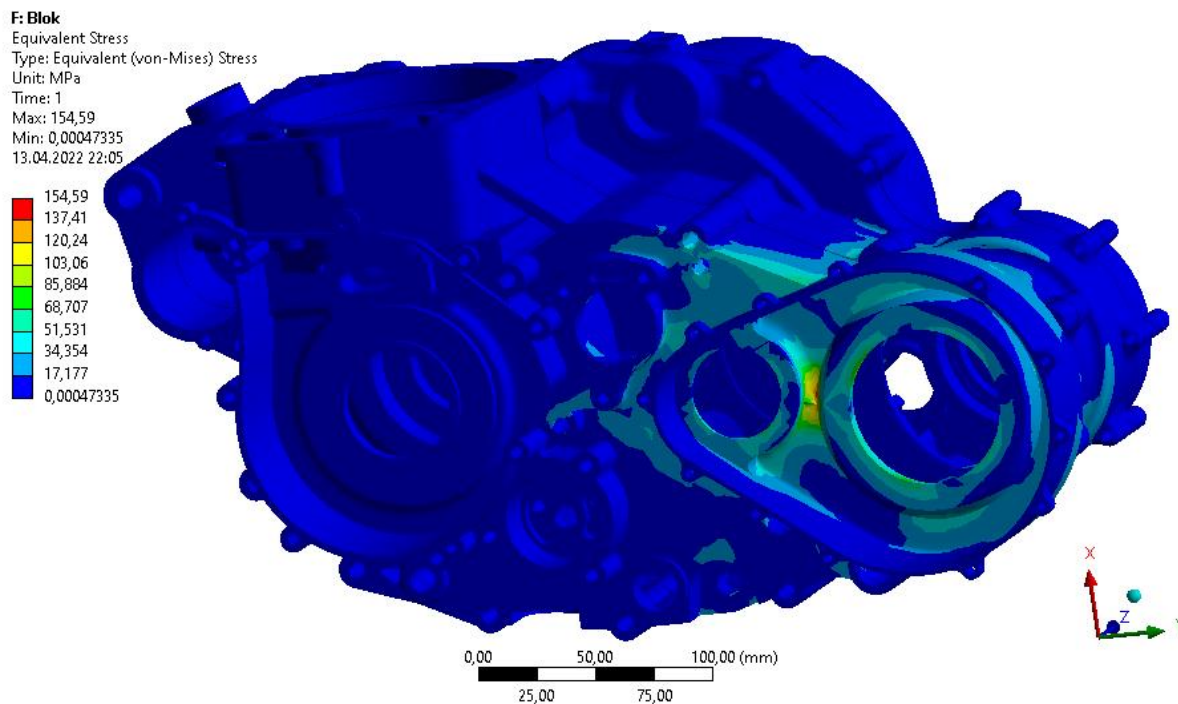
Obr. 64 Zatížení bloku v Ansys Mechanical



Síly působící na uložení ložisek jsou v levém bloku: 19 050 N resp. 19 300 N, působící proti sobě. Víko spojky a pravý blok je zatěžován mnohem méně a to pouze 1 550 N resp. 1 807 N. Blok byl samozřejmě fixován v prostoru ve svých bodech uchycení k chassis monopostu, jeden upevňovací bod v přední části, jeden v zadní.



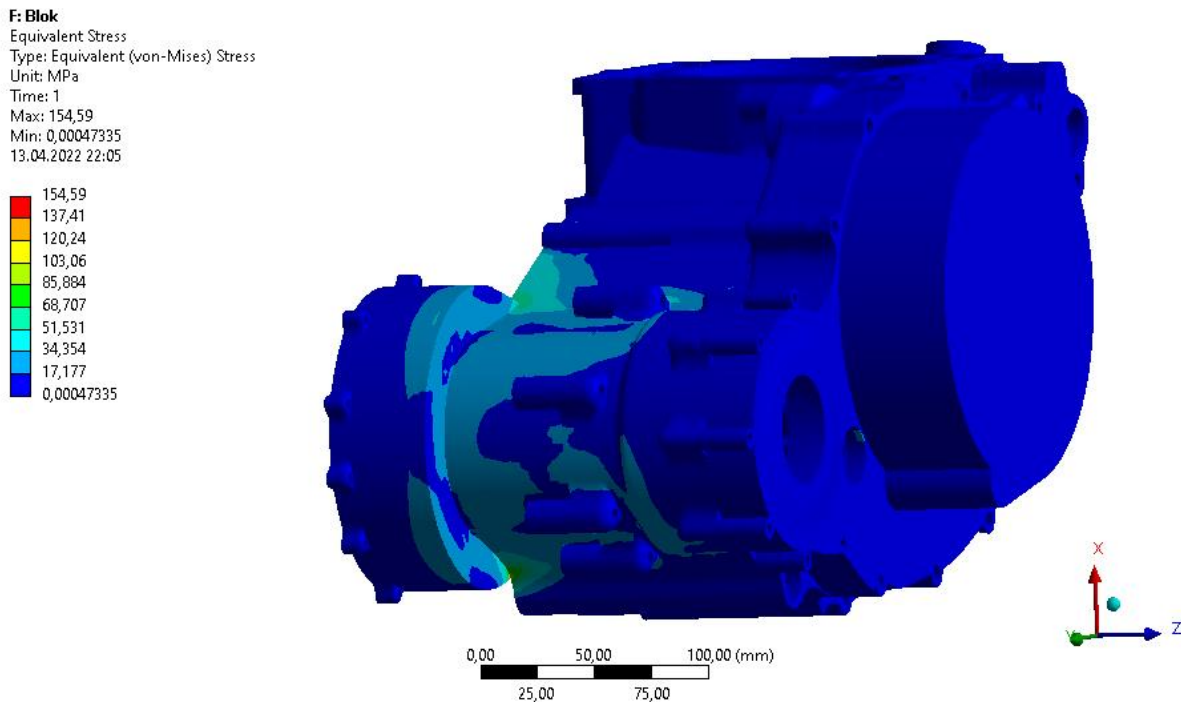
Obr. 65 Napětí v levém bloku



Obr. 66 Simulované napětí

Ze simulace je patrné že největší namáhání bloku je přímo mezi dvojicí ozubených kol. Maximální nasimulované napětí materiálu je ~ 154Mpa. To při volbě materiálu Al 7075-T6 s mezí kluzu ~450Mpa odpovídá vypočtené bezpečnosti:

$$K_1 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_1} = 2,92 \quad (14)$$



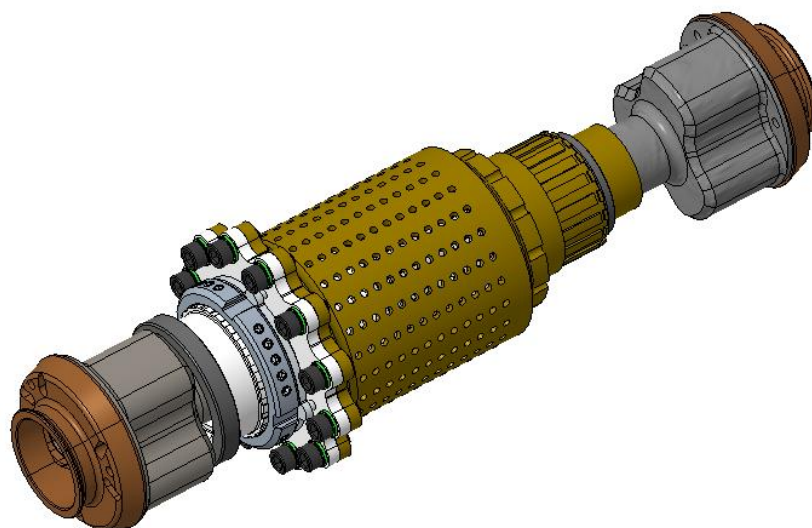
Obr. 67 Simulované napětí, pohled zezadu

Z výsledků lze usoudit že postupnou optimalizací tvaru a rozložením materiálu by bylo možné blok dále významně odlehčit. Bylo by ovšem vhodné počítat také s rázy a vibracemi, které budou mít nezanedbatelný vliv na výslednou strukturální integritu.

### 3.6 OBAL DIFERENCIÁLU

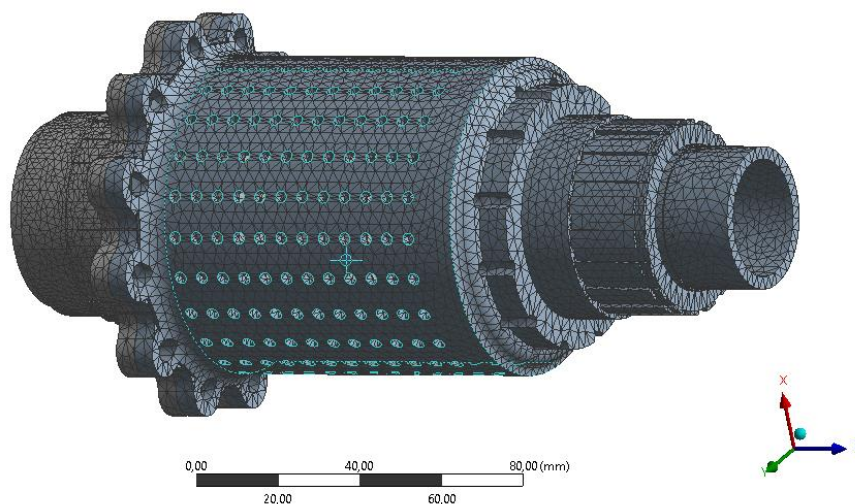
Původní obal diferenciálu není uzpůsobený pro integraci do bloku a je proto tedy nutné jej pozměnit. Některé prvky jako otvory pro nalévání a vypouštění oleje je možné odstranit, jelikož diferenciál bude sdílet společnou olejovou náplň s motorem. Dále lze odstranit uložení do excentrických držáků, jelikož již nebude nutné napínat řetězový převod.

Nový obal diferenciálu je ovšem nutné protáhnout, aby ho bylo možné zastavět za ozubená kola převodovky. Je také nutné zajistit jeho mazání a utěsnění prostoru s olejem pomocí hřídelových těsnících kroužků.



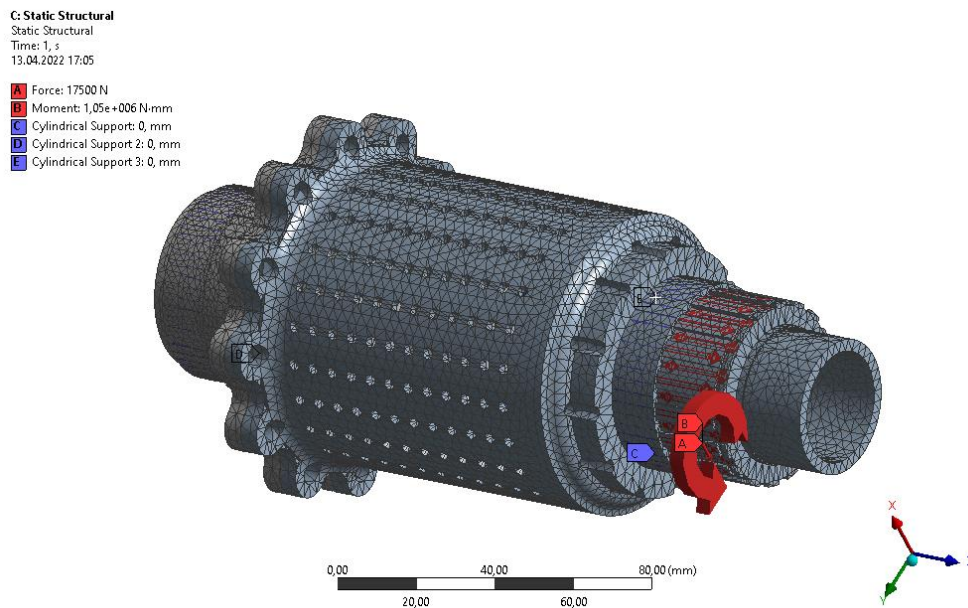
Obr. 68 Navržený obal diferenciálu

Průnik oleje do obalu je zajištěn pouze pomocí rozstříku oleje v prostoru převodovky skrz dírky v obalu. Obal diferenciálu je mechanicky značně namáhaná součást, jelikož přenáší veškerý krouticí moment skrze drážkování na vnitřní ploše obalu. Byl tedy proto podroben pevnostní simulaci v Ansys Mechanical.



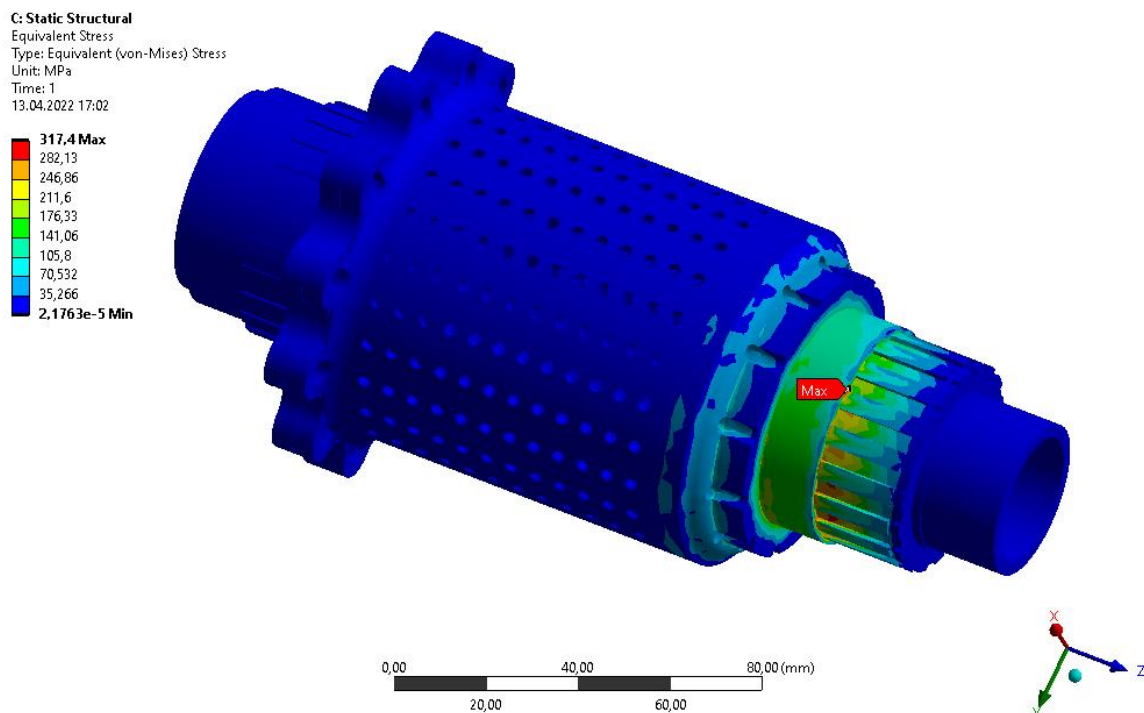
Obr. 69 Výpočtová síť pro navržený obal diferenciálu

Pro zjednodušení výpočtové sítě bylo drážkování na vnitřní straně obalu odstraněno a obě části obalu byly spojeny pomocí kontaktní funkce bonded na dosedací ploše.



Obr. 70 Okrajové podmínky simulace obalu diferenciálu

Pro zatížení byla opět uvažována kombinace nejhorsích možných stavů, tedy maximální kroučící moment motoru přepočtený pro převodové poměry a prudké zastavení kol. Výsledná síla  $\sim 17500\text{N}$  byla aplikována na průměr s drážkováním pro ozubené kolo a kroučící moment na vnitřní průměr obalu s drážkováním pro lamely diferenciálu. Válcové podpory byly následně umístěny na plochy příslušné uložení ložisek.



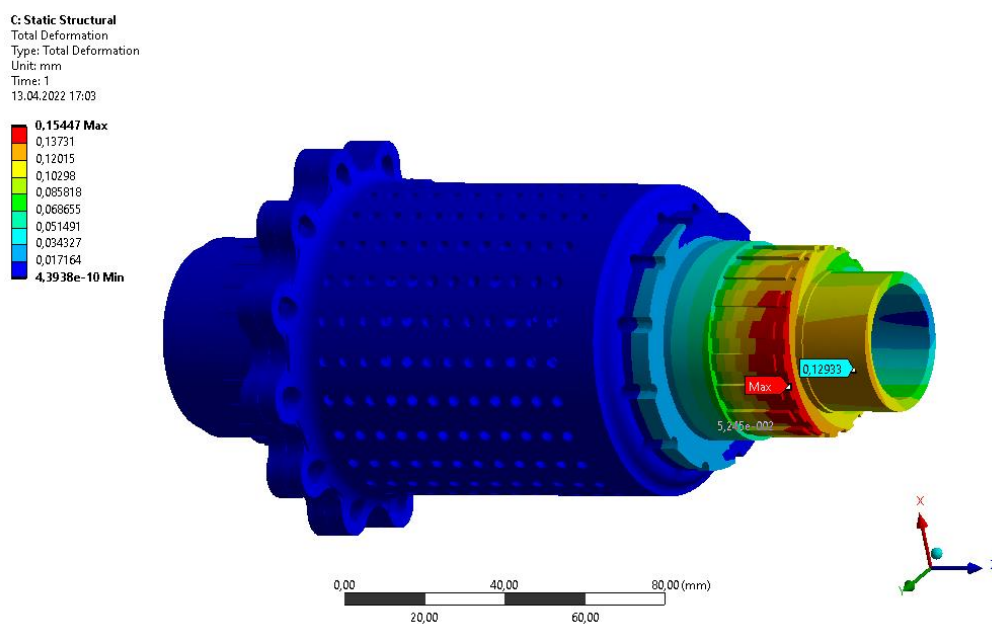
Obr. 71 Simulované napětí v obalu diferenciálu

Výsledné maximální napětí obalu je 317,4 MPa. To při volbě materiálu Al 7075-T6 s mezí kluzu ~450MPa odpovídá vypočtené bezpečnosti:

$$K_2 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_2} = 1,42 \quad (15)$$

Z obrázku je patrné že napětí se objevuje ve vrubech drážkování a bylo ho možné redukovat vhodnou optimalizací tvaru a zaoblením ostrých hran. Obal by také bylo možné dále odlehčit optimalizací.

Bylo by také vhodné dát si pozor na celkovou deformaci vysunutého konce na straně ozubených kol, aby nedošlo k porušení či netěsnosti hřídelového těsnicího kroužku uloženého ve víku ozubených kol.



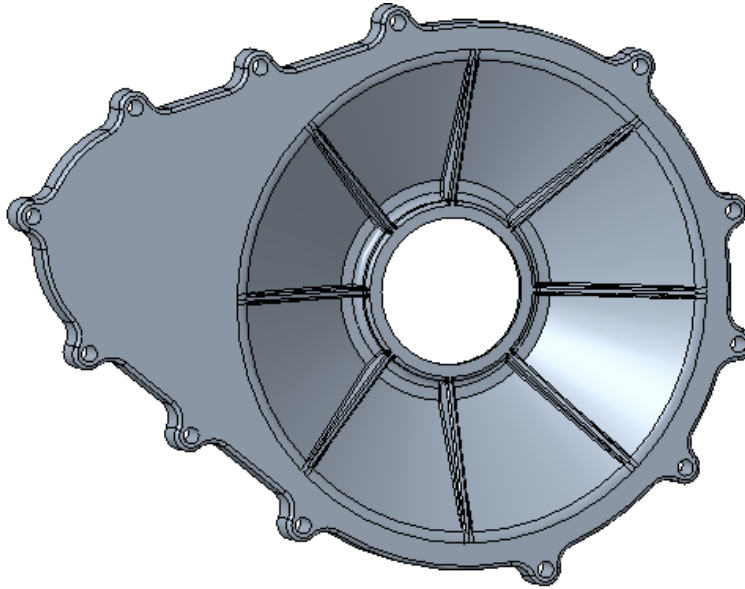
Obr. 72 Maximální deformace zatíženého konce obalu

Při tomto kombinovaném zatížení je vychýlení na konci hřídele přibližně 0,13mm. To by při pružnosti hřídelového těsnicího kroužku nemělo představovat problém.



### 3.7 VÍKO OZUBENÝCH KOL

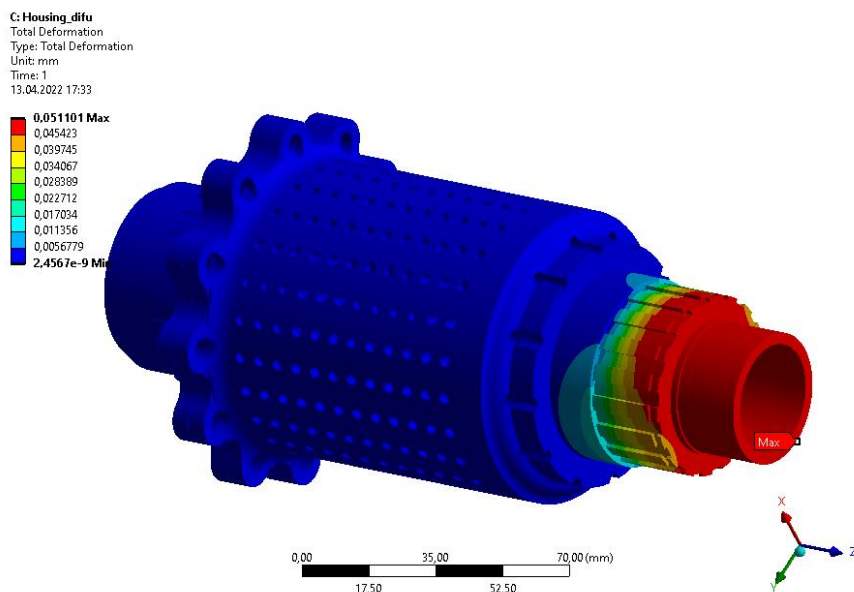
Jelikož jsou ozubená kola mazána motorovým olejem je nutné prostor utěsnit, toto je také vhodné kvůli zamezení vniknutí cizích těles a nečistot a následnému poškození ozubení.



Obr. 73 Navržené víko ozubených kol

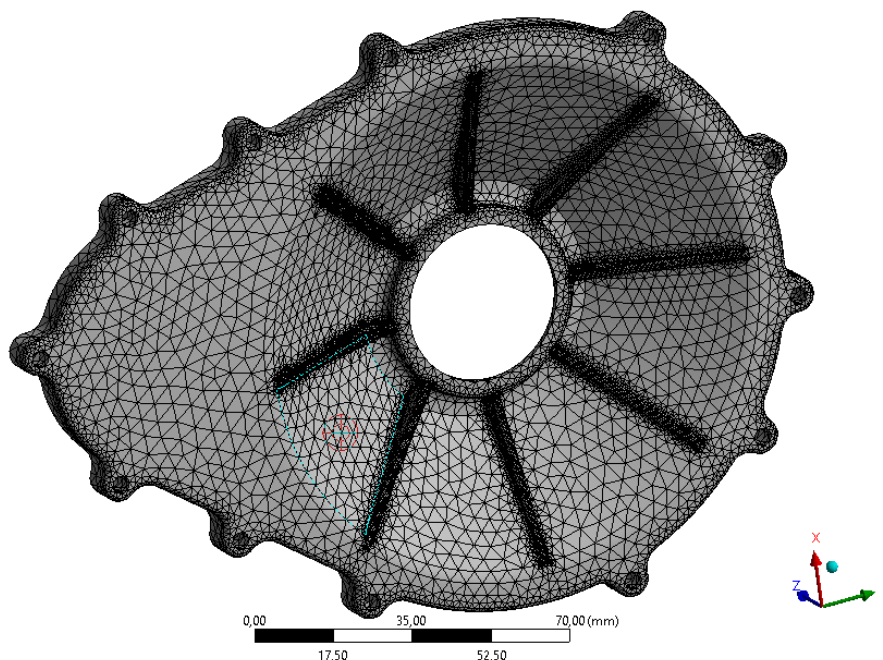
Obal je tvarově zpevněný v místě největší plochy tak, aby bylo zamezeno jeho rozkmitání díky silným vibracím motoru. Optimalizace proběhla na základě modální analýzy.

Dalším negativní vlivem by mohlo být kmitání vyhnutého konce obalu diferenciálu zmíněné v předchozí kapitole. Pro tento stav byla zpracována ještě jedna simulace obalu s reálnými jízdními podmínkami.



Obr. 74 Deformace obalu diferenciálu při jízdních podmínkách

U výpočetní sítě bylo dbáno zejména na dostatečné zjemnění v oblasti žeber.



Obr. 75 Výpočtová síť víka ozubených kol

Maximální vychýlení konce s těsnicím hřídelovým kroužkem je při reálném zatížení přibližně 0,05mm. Tento výsledek byl dále použit jako vstup do simulace harmonického buzení deformace víka.

D: Víko\_ozubeni

Equivalent Stress

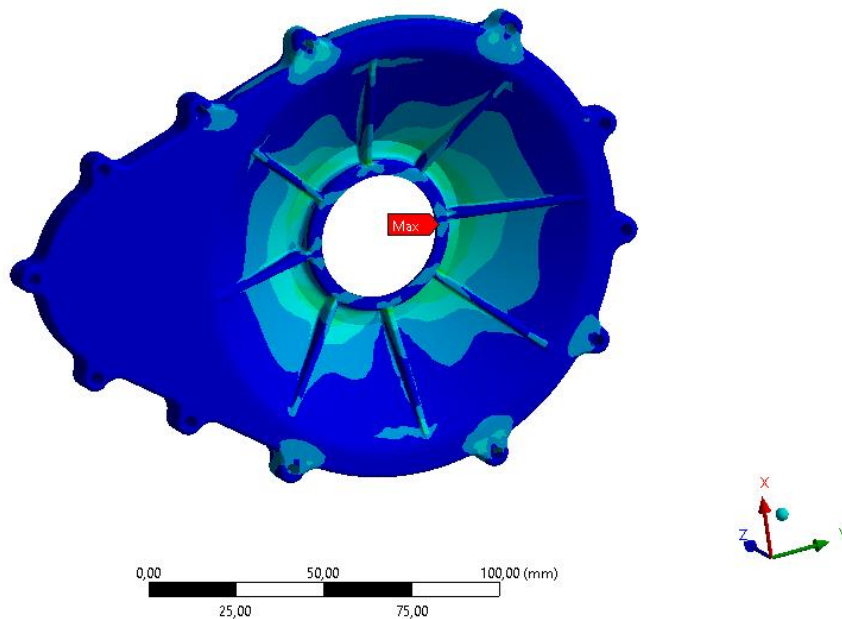
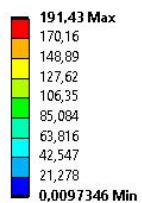
Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Frequency: 10, Hz

Sweeping Phase: 0, °

Unit: MPa

13.04.2022 17:40



Obr. 76 Simulované napětí ve víku ozubených kol



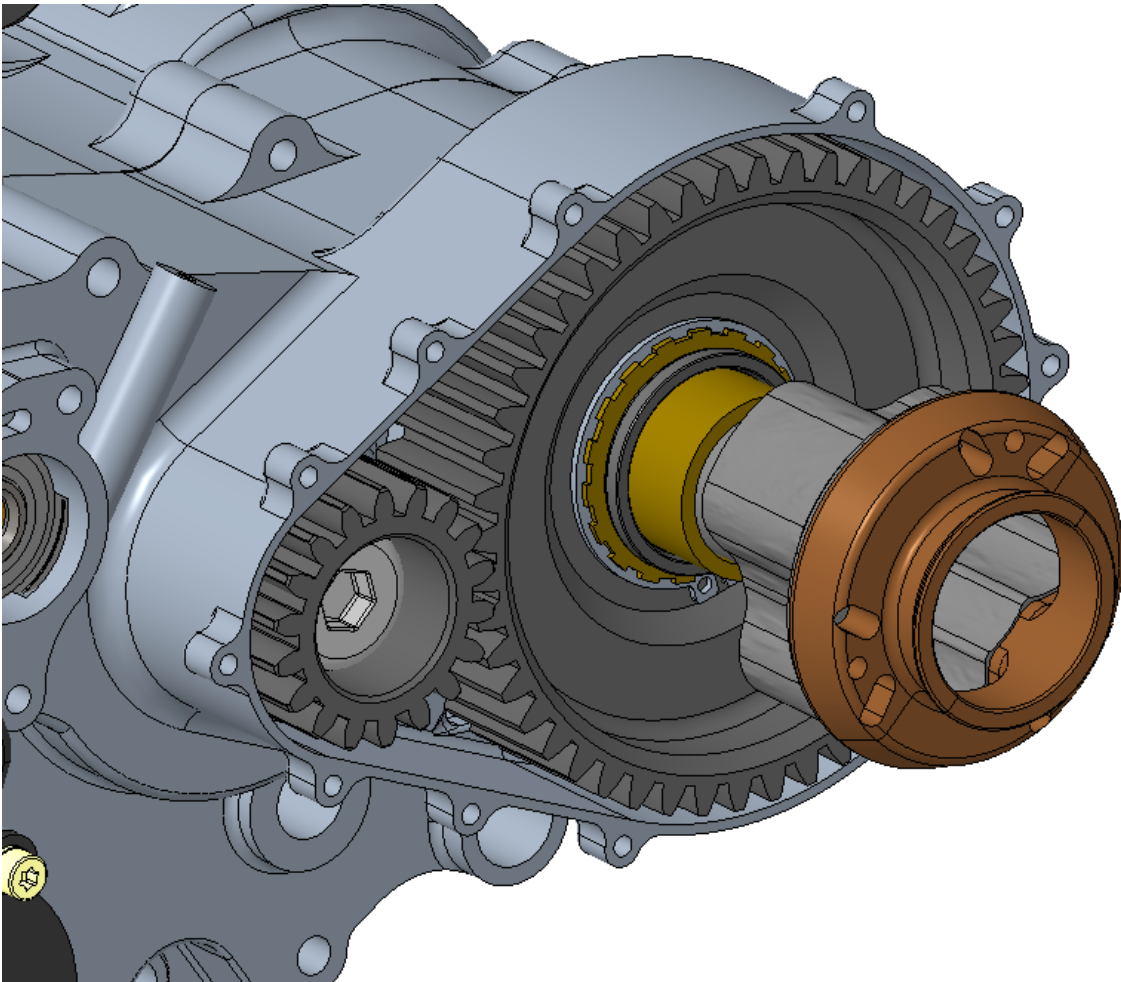
Maximální napětí buzené takovouto periodickou deformací dosahuje až 191Mpa. To při volbě materiálu Al 7075-T6 s mezí kluzu ~450Mpa odpovídá vypočtené bezpečnosti:

$$K_3 = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_3} = 2,35 \quad (16)$$

Toto napětí bude pravděpodobně o mnoho menší díky pružnosti těsnicího kroužku, je však dobré s tímto jevem počítat a uvažovat možné zvýšené opotřebení kroužku.

### 3.8 OZUBENÁ KOLA

Mezi nejvíce namáhané navržené díly patří rozhodně ozubené soukolí nahrazující řetězový převod.



Obr. 77 Ozubené soukolí

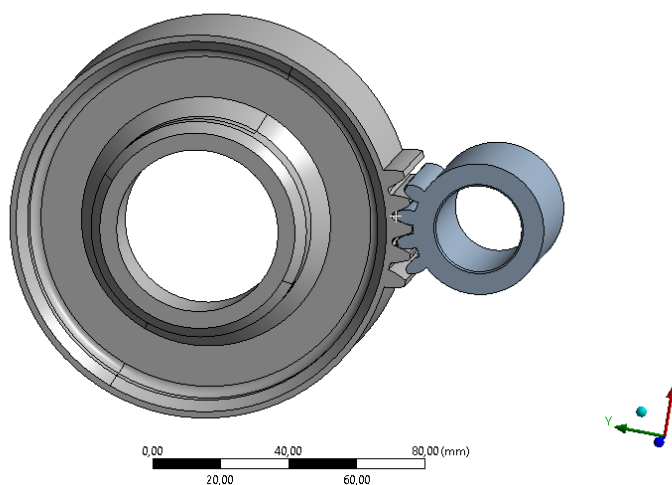
Podle převodového převodu původního řetězového převodu byl navržen převod ozubenými koly s parametry:

Tab. 12 Parametry ozubeného soukolí

Modul	2,5	-
Požadovaný převod	2,642857	-
Počet zubu hnacího kola	18	-
Počet zubů hnaného kola	48	-
Skutečný převod	2,666667	-
Skutečná osová vzdálenost	82,5	mm
Roztečná kružnice 1	45	mm
Roztečná kružnice 2	120	mm
Součinitel poměrné šířky ozubení	0,7	-
Šířka hnacího kola	31,5	mm
Šířka hnaného kola	30,25	mm

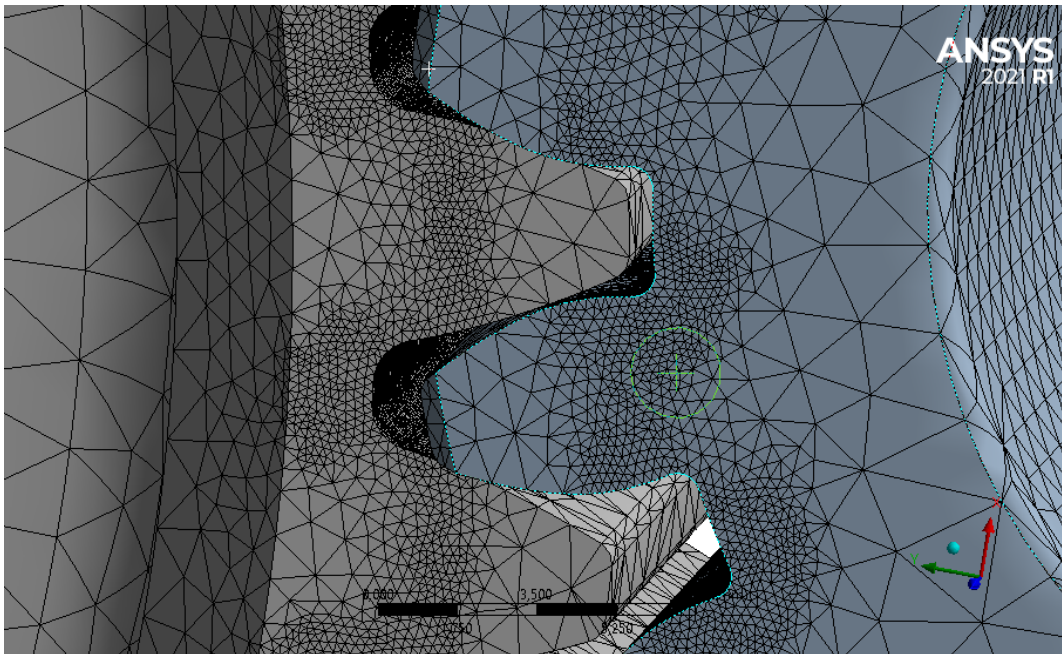
Navržená kola byla také kontrolována v programu Ansys Mechanical. Pro tvorbu výpočtové sítě byl výrazně zjednodušen geometrický model ozubených kol, tak aby mohla být síť výrazně zjemněna v dotyku zubů a zejména pak v patách zubů. Toho bylo docíleno pomocí odstranění nezabírajících zubů.

Geometry  
17.04.2022 10:44



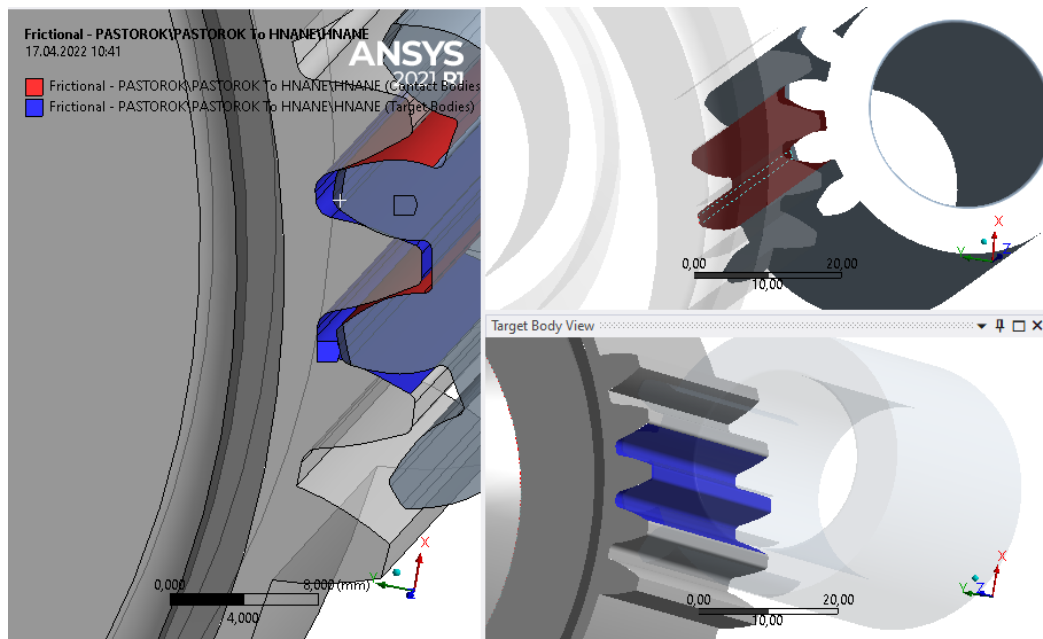
Obr. 78 Zjednodušená geometrie pro simulaci soukolí

Předmětem simulace je zejména kontrola samotných zubů, jejich schopnost přenést uvažovaný kroučící moment.



Obr. 79 Detail výpočtové sítě ozubení

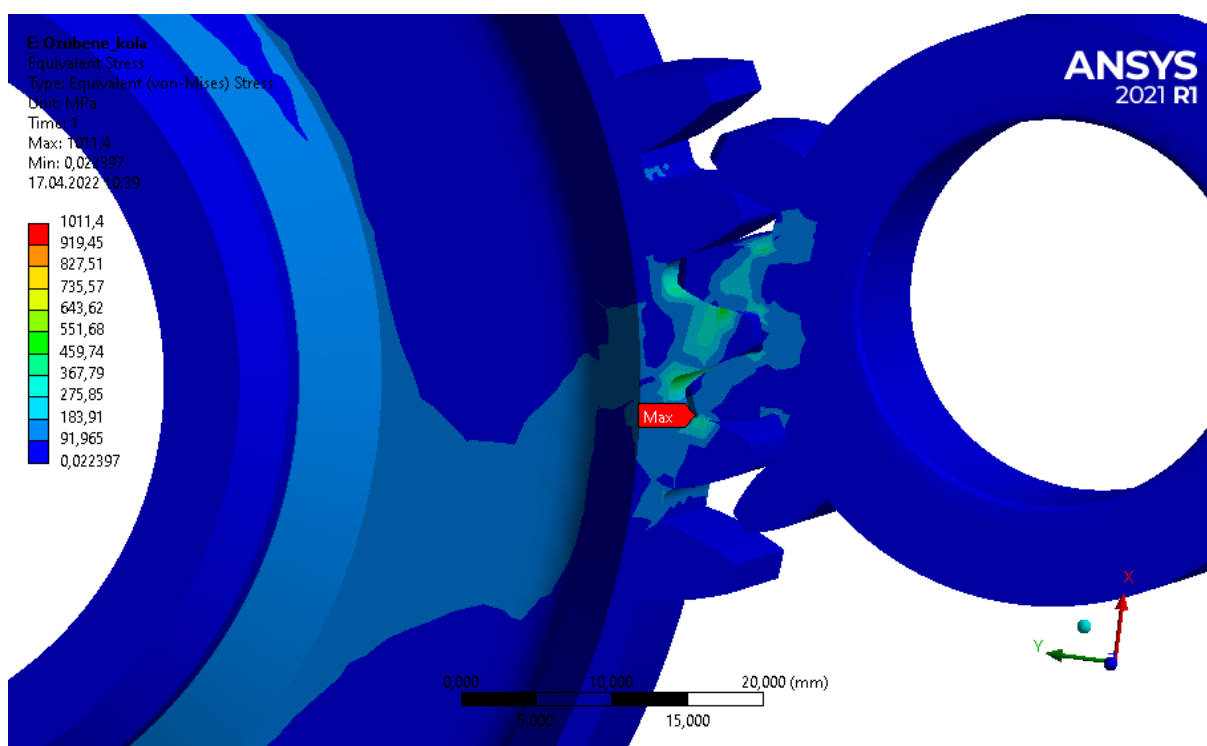
Okrajové podmínky simulace potom byly nastaveny podle uvažovaného stavu kdy motor vyvíjí maximální točivý moment a ten je přepočten přes převodové poměry na hnací kolo – pastorek. Tento moment je přibližně 394Nm. Spoluzabírající kolo na diferenciálu je poté zafixováno. Samotný dotyk ozubených kol je nastaven pomocí funkce „contact-frictional“ s koeficientem tření 0,1.



Obr. 80 Okrajové podmínky simulace

Simulace byla nejdříve odladěna s hrubší sítí a kontaktní funkcí „frictionless“ pro snazší konvergenci výpočtu.

Ve výsledcích simulace je patrné že v patě zubu vzniká maximální napětí až 1011 MPa. Takové napětí by kladlo extrémní nároky na materiál, a ačkoliv existují vysokopevnostní oceli které by takové namáhání zvládly, bylo by vhodnější upravit parametry ozubení tak aby nedocházelo k tak vysokému zatěžování. Jednou z možností by bylo zvolit větší modul ozubení, ale to by s sebou přinášelo kompletní úpravu bloku a všech ostatních navržených dílů, protože s větším modulem by narostla osová vzdálenost ozubení. Další možností je rozšíření ozubených kol tak aby kroutící moment přenášela větší plocha zubu.



Obr. 81 Simulované napětí v ozubení

Prostor pro případné odlehčení je také v mezikruží mezi věncem se zuby a vnitřním nábojem s drážkováním.

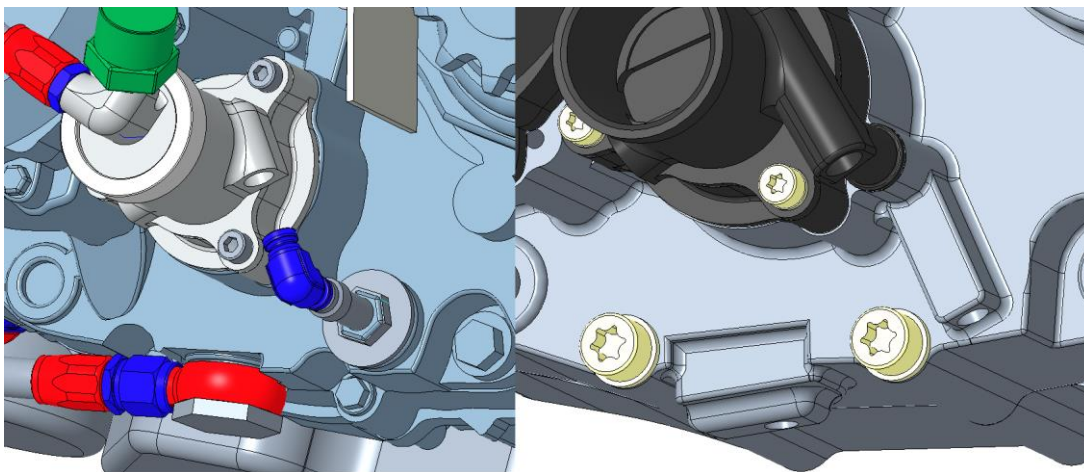
### 3.9 OLEJOVÉ VEDENÍ

V neposlední řadě došlo k úpravám vedení mazacího okruhu. Systém mazání často provázely úniky oleje způsobené značným zkomplikováním olejového okruhu implementací přeplňování jednoválcového motoru Husqvarna FE 501. Motor pro tuto aplikaci není uzpůsobený, proto bylo nutné přidat vstup a výstup pro mazací okruh turbodmychadla a vstup a výstup pro okruh chladiče oleje, který tento motor v sériové aplikaci v endurovém motocyklu taktéž nemá. Olej se tam totiž chladí tepelnou výměnou s vodním okruhem v prostorách motoru.



Obr. 82 Motocykl Husqvarna FE501 [28]

Přidání potřebných přípojení bylo dosaženo mimo jiné rozvětvením výstupu přímo na olejovém čerpadle. Přívod oleje ze skříně motoru byl potom řešen krátkou propojovací hadicí připojenou pomocí úhlových fitinků. Návrat oleje z turbodmychadla, respektive z expanzní nádoby oleje umístěné v tomto okruhu byl poté řešen připojením banjo průtokového kruhového oka a dutým průtokovým šroubem.



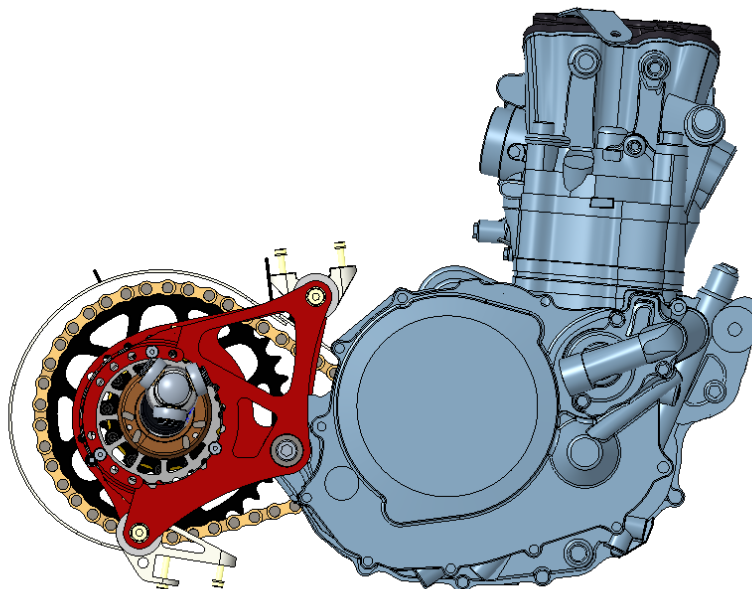
Obr. 83 Srovnání upraveného olejového vedení. Vlevo původní, vpravo nově navržené

Tyto místa ve spodní části bloku motoru jsou ve formulovém vozu jen velmi těžko přístupné, zejména v novém monopostu Dragon X s monokokem z uhlíkových vláken. V případě povolení fitinku a úniku oleje jej bylo téměř nemožné dotáhnout. Proto v navrženém bloku došlo k integrování cesty vstupu do čerpadla přímo do bloku motoru, navrtáním dvou kanálů do přidaného materiálu dle obrázku. Volné konce po vrtání by bylo možné zaslepit. Banjo průtokové kruhové oko bylo také nahrazeno přidáním materiálu a vytvořením prostoru pro přímý fitink, mnohem méně náchylný k únikům a případně snadněji servisovatelný.

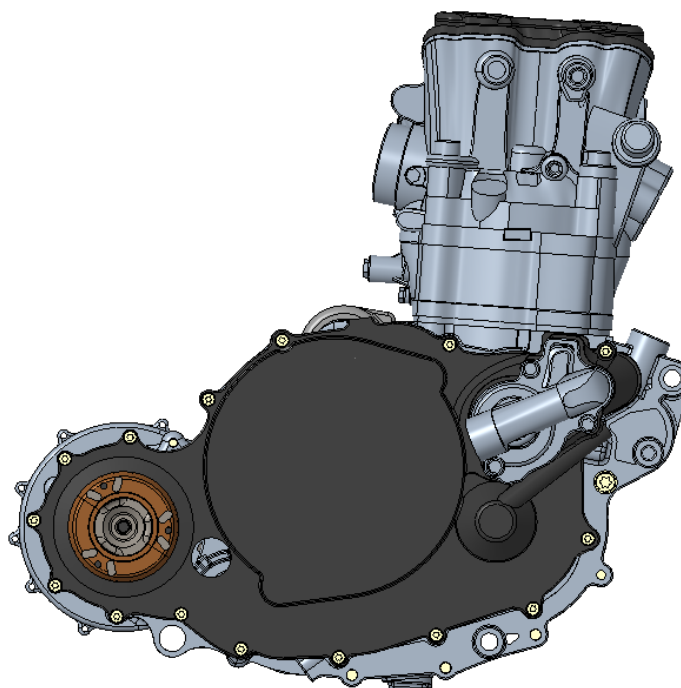


## 4 POROVNÁNÍ DOSAŽENÝCH PARAMETRŮ

Zastavěním diferenciálu do bloku motoru došlo k výraznému ušetření prostoru v zadní části monopostu. Zejména pak eliminací řetězového převodu a s ním spojených štítů nutných dle pravidel.



*Obr. 84* Původní zástavba pohonné jednotky



*Obr. 85* Navržená zástavba pohonné jednotky

Samotný blok je pochopitelně těžší než sériový, ale celková konstrukce hnacího ústrojí je v 3D koncepčním návrhu lehčí, a hlavně mnohem kompaktnější. Výrazně lepší je také rozložení hmoty, kdy došlo k posunutí diferenciálu blíže těžišti.

Tab. 13 Srovnání hmotností bloku a celé zástavby

Hmotnost levého sériového bloku	2911 g
Hmotnost pravého sériového bloku	3016 g
Hmotnost levého navrženého bloku	3317 g
Hmotnost pravého navrženého bloku	3189 g
Celková hmotnost původního hnacího ústrojí	36,86 kg
Celková hmotnost navrženého hnacího ústrojí	35,85 kg

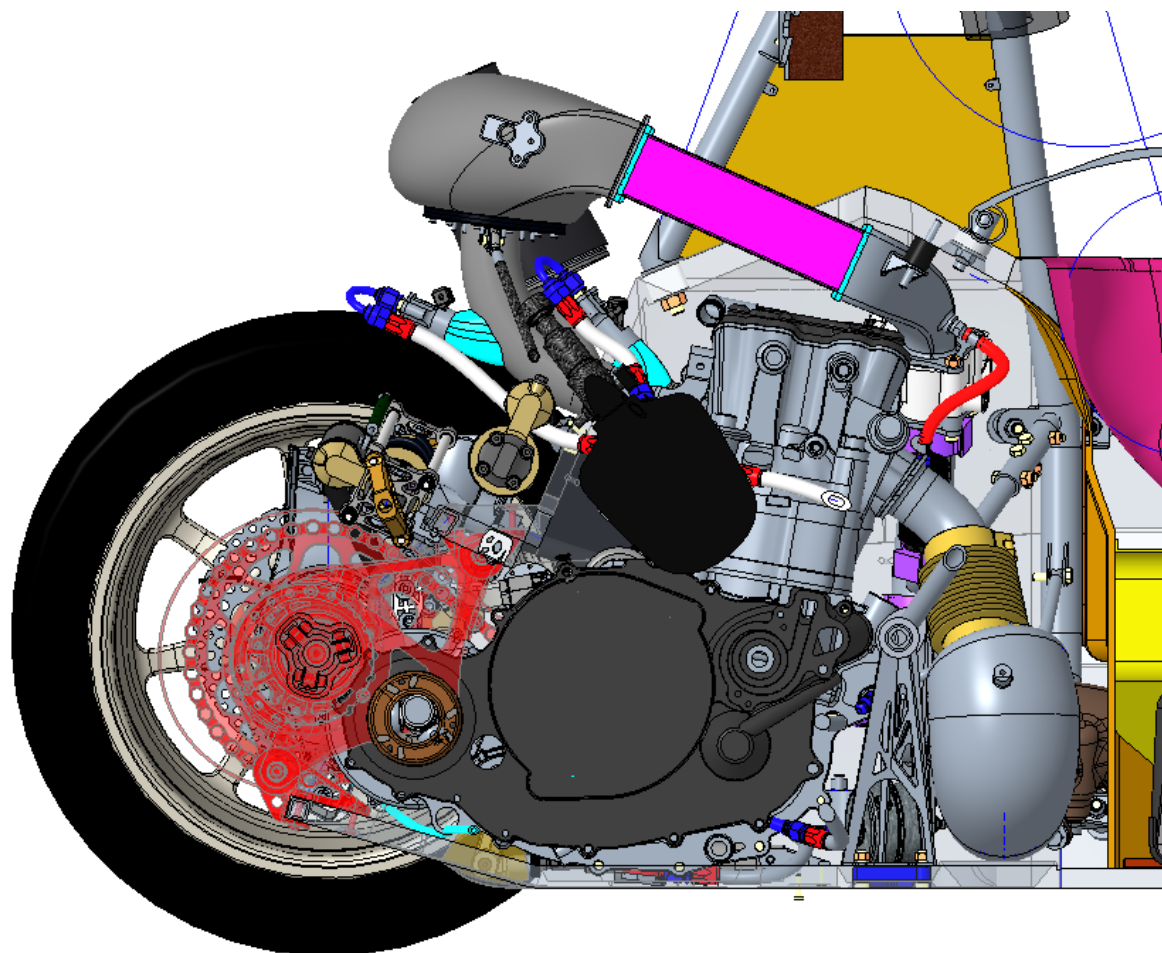
V kontextu celého vozu byla pak nová konstrukce porovnána v pracovní zjednodušené sestavě vozu, dříve použité při určování konceptů.

Tab. 14 Srovnání celkových parametrů vozu

Koncepce	Hmotnost [kg]	Výška těžiště [mm]	MOI <sub>x</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>y</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]	MOI <sub>z</sub> [kg*m <sup>2</sup> ]
<b>Dragon X výchozí</b>	175,33	252,19	24,01	78,76	91,31
<b>Navržená zástavba</b>	174,32	239,35	21,04	68,72	81,58

Je patrné že hmotnost zůstala srovnatelná, došlo však k zásadnímu zlepšení rozložení hmotnosti, a tedy snížení výšky těžiště a momentů setrvačnosti v jednotlivých osách. Toto zlepšení je viditelné i při vizuálním porovnání zástavby v 3D modelu. Červeně jsou zvýrazněné „odstraněné“ díly.





Obr. 86 Srovnání zástavby ve voze

Je také důležité nepřekročit maximální konstrukční úhel tripodů poloos, který je přibližně 25 stupňů. Vyosení poloos v navržené konstrukci je přibližně 14,5 stupně proti původním 5 stupňům. Došlo tedy k jeho zvětšení, ale jediný efekt této změny je navýšení mechanických ztrát z 0,5 % na 1 %. Tato hodnota je ovšem i nadále zanedbatelná.

Dosažené parametry byly dále zhodnoceny pomocí simulace času na kolo.

Tab. 15 Simulované časy na kolo

	Simulovaný čas na kolo
Dragon X	78,01s
Navržená zástavba	77,19s
Zlepšení	0,82s

## ZÁVĚR

Provedené konstrukční změny přinesly zásadní zlepšení jízdních parametrů vozu. Výška těžiště a momenty setrvačnosti ve všech osách byly sníženy řádově o jednotky procent. To se může zdát jako malá změna, avšak v kontextu formule student jsou toto obrovské změny.

Je nutné zmínit nepříznivý vývoj pro kategorii formulí se spalovacími motory. Celá soutěž se postupně orientuje na elektroformule a technologii driverless. Proto se tým TU Brno Racing rozhodl dál nevyvíjet spalovací monopost a také přechází na elektrickou formuli. Tím se tedy z této práce, která se původně měla stát podkladem pro stavbu dalšího monopostu stává pouze koncepční analýza možného řešení hnacího ústrojí.

V opačném případě by na tomto projektu spolupracovala řada kolegů z týmu, jelikož návrh vlastního bloku motoru s sebou přináší mnohá potenciální zlepšení příslušenství motoru a sdružených systémů.

Jedním z prvků pro zlepšení je přechod z pneumatického řazení na hydraulické. Současný systém řazení elektronicky ovládaným pneumatickým pístkem má nevýhodu v tom, že formule s sebou musí neustále vozit zásobu stlačeného vzduchu ve vysokotlaké nádobě, až 300 barů. Přechodem na hydraulický systém poháněný přímo z motoru by mohl akumulátor tlaku být mnohem menší a do jisté míry integrován přímo do bloku. Dostatečný výkon olejového čerpadla by byl docílen jeho zvětšení a případnou optimalizací geometrie. Mazací systém by byl potom dále dělen na dva okruhy, jeden vysokotlaký se zásobníkem tlaku pro řazení a druhé nízkotlaký pro samotné mazání motoru.

Dalším možnou úpravou by mohla být optimalizace geometrie laloku vačky. Ta by byla totiž musela být tak či tak navržena a vyrobena v rámci nutných konstrukčních úprav spojených se zástavbou diferenciálu do bloku. Sériová vačka je přitom optimalizovaná pro atmosféricky plněný motor s jinými délkami sacího a výfukového vedení, kompresním poměrem atd. Je tedy pravděpodobné že by její optimalizací došlo ke zlepšení průběhu točivého momentu motoru.

Výsledné konstrukční řešení je tedy spíše jen ověření proveditelnosti koncepčního návrhu a dosažené parametry napovídají směr jímž by se mohly ubírat jejich změny. Bylo by také nutné podrobně dopracovat všechny geometrické prvky bloku tak aby byly technologicky proveditelné. Samotný blok by byl s největší pravděpodobností zhotoven frézováním z vysokopevnostní hliníkové slitiny 7075-T6. Odlévání by se vzhledem ke komplikovanosti geometrie mohla zdát jako lepší volbou pro výroby, avšak lité hliníkové slitiny nedosahují takových mechanických vlastností jako právě 7075-T6.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAREK, Jiří. Chladicí systém Formule Student. Brno, 2020. Bakalářská práce. Vysoké Učení Technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Michal Janoušek, Ph. D.
- [2] Formula Student Germany Rules [online]. 2020 [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [https://www.formulastudent.de/fileadmin/user\\_upload/all/2020/rules/FS-Rules\\_2020\\_V1.0.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf)
- [3] KTM 500 EXC. In: KTM-Autonova [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.ktm-autonova.cz/motocykly/ktm-500-exc-f-2022/#neprehlednete>
- [4] Yamaha R6. In: Motorkáři [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/upload/images/clanky/2004-09/229/1699.jpg>
- [5] Rotax 600 ACE. In: Rotax [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.rotax.com/en/products/rotax-powertrains/details/rotax-600-ace.html>
- [6] LEBOWSKY, Justin. Drivetrain Design for the 2016 Global Formula Racing Combustion Car. Oregon, 2016. Honors Baccalaureate of Science in Mechanical Engineering. Oregon State University.
- [7] HOLEŇA, Vít. DIFERENCIÁLY AUTOMOBILŮ. Brno, 2020. Bakalářská práce. Vysoké Učení Technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
- [8] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ, Jiří ČUPERA, Pavel SEDLÁK, Jan JETMAR a Adam POLCAR. Automobily: Převody. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2018. ISBN 978-80-87143-32-2.
- [9] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 8023964631.
- [10] Go-Kart wheel lift. In: Kartsportnews [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.kartsportnews.com/c17/17SSoanRrotJunrWilliamExtonleads-1.jpg>
- [11] Joanneum Racing Graz. In: Facebook [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/joanneumracing/photos/10158218931455069>
- [12] High-Octane Motorsports e.V. In: Facebook [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/octanes/photos/a.603869959651424/3281154458589614/?type=3>
- [13] KAPLAN, Zdeněk. Stálý převod [online]. [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/priloha\\_fs.php?dpid=176367&skupina=dokument\\_priloha](https://www.vutbr.cz/www_base/priloha_fs.php?dpid=176367&skupina=dokument_priloha)
- [14] Plated limited slip differential explained. Kmpdrivetrain [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.kmpdrivetrain.com/differentials/plated-limited-slip-differential-explained/>

- [15] Cusco LSD Guide. In: Cusco [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.cusco.co.jp/en/pdf/LSD%20Guide%20Final.pdf>
- [16] LSD. Dsportmag [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://dsportmag.com/tech/speed-shop/everything-you-need-to-know-about-limited-slip-differentials/2/>
- [17] Drexler-motorsport [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <http://www.drexler-motorsport.com.au/products.html>
- [18] Poloměry zatáčení. In: Researchgate [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Geometrical-arrangement-of-wheels-in-a-turn-Vehicle-is-taking-a-left-turn\\_fig2\\_316133453](https://www.researchgate.net/figure/Geometrical-arrangement-of-wheels-in-a-turn-Vehicle-is-taking-a-left-turn_fig2_316133453)
- [19] Vznik axiální síly. In: Murmotorsports [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [https://murmotorsports.eng.unimelb.edu.au/\\_\\_data/assets/image/0007/2373721/varieties/medium.png](https://murmotorsports.eng.unimelb.edu.au/__data/assets/image/0007/2373721/varieties/medium.png)
- [20] MENDE, Milan. Konstrukční návrh kompozitního chasis Formule Student. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké Učení Technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Michal Janoušek, Ph. D.
- [21] Účinnost kloubů. In: Researchgate [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Levels-of-efficiency-for-different-constant-velocity-joints-reg-14\\_fig5\\_305823777](https://www.researchgate.net/figure/Levels-of-efficiency-for-different-constant-velocity-joints-reg-14_fig5_305823777)
- [22] BARTOŠKA, Vojtěch. Kompozitní hnací hřídele Formule Student. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké Učení Technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Michal Janoušek, Ph. D.
- [23] Tripoidní kloub. In: Pearltrees [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <http://www.pearltrees.com/jackturner186/differential/id11864132/item116266721>
- [24] Rozvodový mechanismus. In: Autocarpro [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.autocarpro.in/Utils/ImageResizer.ashx?n=http://img.haymarketsac.in/autocarpro/3939ba55-cd07-4c75-9526-38586db92e89.jpg&h=490&w=735>
- [25] Ráčnový mechanismus napínání rozvodového řetězu. In: Ajs-shop [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [https://www.ajs-shop.co.uk/acatalog/CAM-CHAIN-TENSIONER--RATCHET-TYPE--DD247FMJ\\_0104300A.html](https://www.ajs-shop.co.uk/acatalog/CAM-CHAIN-TENSIONER--RATCHET-TYPE--DD247FMJ_0104300A.html)
- [26] Startér. In: Brumla [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [https://www.brumla.com/starter-ktm-250exc-13-16-e91-85777.htm?gclid=CjwKCAjwgr6TBhAGEiwA3aVuIfg2C1r7FN2Iqh1JVDvqg0\\_iFli8GTeGFDkfx86-XVDppFwPXdyk3RoCckAQAvD\\_BwE](https://www.brumla.com/starter-ktm-250exc-13-16-e91-85777.htm?gclid=CjwKCAjwgr6TBhAGEiwA3aVuIfg2C1r7FN2Iqh1JVDvqg0_iFli8GTeGFDkfx86-XVDppFwPXdyk3RoCckAQAvD_BwE)
- [27] Jednosměrné ložisko. In: Offroad-rc [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: [http://www.offroad-rc.info/WordPress/?page\\_id=102](http://www.offroad-rc.info/WordPress/?page_id=102)
- [28] Husqvarna FE501. In: Husqvarna-promoto [online]. [cit. 2022-05-02]. Dostupné z: <https://www.husqvarna-promoto.cz/wp/wp->

content/uploads/2018/09/PHO\_BIKE\_PERS\_LIVO\_FE501-MY22-45-  
left\_SALL\_AEPI\_V1.png

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m]	Rozchod kol
CD	[-]	Coefficient of drag
CL	[-]	Coefficient of lift
CoG	[-]	Center of Gravity
CT	[-]	Computed tomography
$d_1$	[m]	Průměr roztečné kružnice hnacího kola
$d_2$	[m]	Průměr roztečné kružnice hnaného kola
$F_A$	[N]	Síla v uložení ložiska A
$F_B$	[N]	Síla v uložení ložiska B
$F_l$	[N]	Síla na levém kole
$F_p$	[N]	Síla na pravém kole
$i$	[-]	Převodový poměr
$i_c$	[-]	Cílový převodový poměr
$i_o$	[-]	Převodový poměr olejového čerpadla
$i_{on}$	[-]	Upravený převodový poměr olejového čerpadla
$i_v$	[-]	Výsledný převodový poměr
$K_1$	[-]	Bezpečnost zatížení bloku
$K_2$	[-]	Bezpečnost zatížení obalu diferenciálu
$K_3$	[-]	Bezpečnost zatížení víka ozubení
LSD	[-]	Limited Slip Differential
$M_{k1}$	[Nm]	Točivý moment hnacího kola
$M_{k2}$	[Nm]	Točivý moment hnaného kola
$M_l$	[Nm]	Moment na levém planetovém kole
MOI	[-]	Moments of inertia
$M_p$	[Nm]	Moment na pravém planetovém kole
$M_{Tl}$	[Nm]	Třecí moment na levém planetovém kole
$M_{Tp}$	[Nm]	Třecí moment na pravém planetovém kole
$M_{Ts}$	[Nm]	Třecí moment satelitu
$M_t$	[Nm]	Točivý moment
$n_1$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnacího kola
$n_2$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnaného kola
$n_l$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky levého kola

$n_p$	[ $\text{min}^{-1}$ ]	Otáčky pravého kola
NSM	[kg]	Non-structural mass
$R$	[m]	Poloměr zatačky
$r_{\text{dyn}}$	[m]	Poloměr kol
$R_{p0,2}$	[MPa]	Mez kluzu
$r_{\text{pl}}$	[m]	Poloměr planetového kola
$r_s$	[m]	Poloměr satelitu
$T_d$	[s]	Čas na kolo s integrovanými držáky
$T_o$	[s]	Čas na kolo s otočenou hlavou válce
$T_p$	[s]	Čas na kolo příčně uloženého motoru
$T_s$	[s]	Čas na kolo se změněným smyslem otáčení kliky
$T_v$	[s]	Čas na kolo výchozího modelu
$v_l$	[ $\text{m.s}^{-1}$ ]	Rychlost levého kola
$\omega_l$	[ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost pravého kola
$v_p$	[ $\text{m.s}^{-1}$ ]	Rychlost pravého kola
$v_t$	[ $\text{m.s}^{-1}$ ]	Rychlost těžiště
$z_1$	[-]	Počet zubů hnacího kola
$z_2$	[-]	Počet zubů hnaného kola
$z_3$	[-]	Počet zubů hnacího kola 2
$z_4$	[-]	Počet zubu hnaného kola 2
$\sigma_1$	[MPa]	Mechanické napětí v bloku 1
$\sigma_2$	[MPa]	Mechanické napětí v obalu diferenciálu
$\sigma_3$	[MPa]	Mechanické napětí ve víku ozubení
$\omega_l$	[ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost levého kola
$\omega_p$	[ $\text{rad.s}^{-1}$ ]	Úhlová rychlost pravého kola