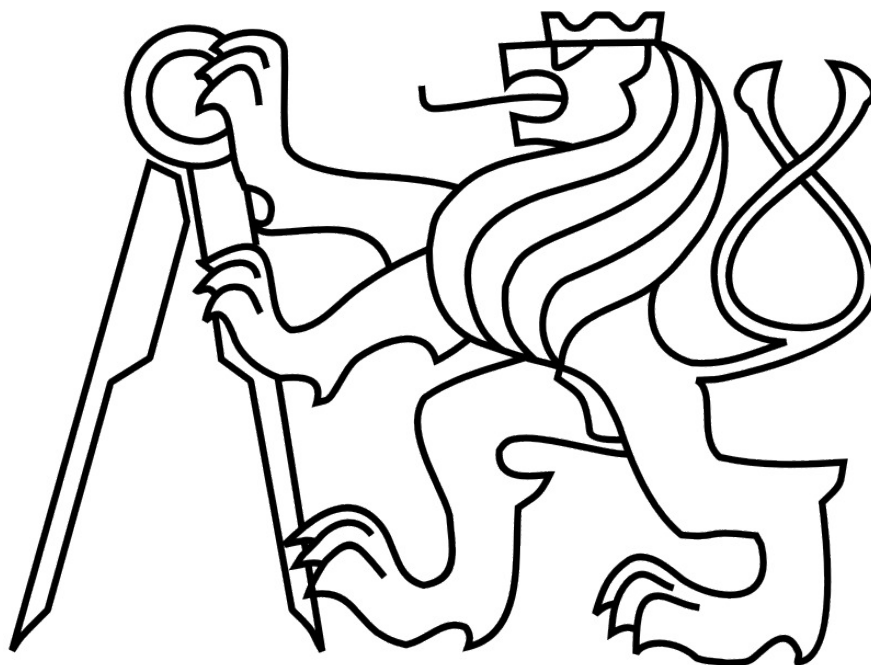


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Diplomová Práce

Konstrukce bloku motoru pro vůz Formula Student se zaměřením na zástavbu klikového mechanismu, modifikaci mazacího systému a jeho připojení k šasi VOZU

Design of engine block for Formula Student vehicle focused on cranktrain implementation, lubrication system modification and chassis attachment

Student: Bc. Jakub Urban

Vedoucí práce: Ing. Jan Valášek

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Doplnit zadání

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a za použití pouze svých znalostí a podkladů uvedených v závěru této práce.

V Praze dne:

Jakub Urban

Poděkování

Rád bych poděkoval Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel za podporu týmu CTU CarTech a za poskytnutí příležitosti a prostředků k této diplomové práci. Poděkování patří rovněž vedoucímu práce Ing. Janu Valáškoví, Ing. Michalu Vašíčkovi, Ph.D. a Ing. Tomáši Karnišovi za velmi přínosné rady. V neposlední řadě pak děkuji Bc. Jonáši Zaccpalovi za hladkou spolupráci v oblastech, kde na sebe naše diplomové práce navazují.

Anotace

Název práce:	Konstrukce bloku motoru pro vůz Formula Student se zaměřením na zástavbu klikového mechanismu, modifikaci mazacího systému a jeho připojení k šasi vozu
Autor:	Bc. Jakub Urban
Vedoucí práce:	Ing. Jan Valášek
Akademický rok:	2015/2016
Ústav:	Ú 12120 – ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Rozsah:	74 stran 9 tabulek 55 obrázků 8 výkresů 1 DVD s přílohami
Anotace:	Cílem této diplomové práce je návrh bloku motoru pro vůz kategorie Formula Student týmu CTU CarTech. Práce obsahuje řešení používaných motorů, tvorbu konceptu motoru, vyhodnocení předpokládaného přínosu, návrh systému mazání, úpravu systému chlazení a samotnou konstrukci motorové části bloku. Dále byl proveden MKP výpočet bloku pro různé jízdní stavy.
Klíčová slova:	Motor, suchá vana, olejový systém, samonosný blok motoru, odlitek, dynamika vozu, kompaktní zástavba, MKP analýza, Formula Student

Annotation

Title:	Design of engine block for Formula Student vehicle focused on cranktrain implementation, lubrication system modification and chassis attachment
Author:	Bc. Jakub Urban
Supervisor:	Ing. Jan Valášek
Academic year:	2015/2016
Department:	Ú 12120 – Department of Automobiles, Internal combustion engines and Railway vehicles
Size:	74 pages 9 tables 55 pictures 8 drawings 1 DVD containing annexes
Anotation:	The purpose of this thesis is to design an engine block for Formula Student car used by CTU CarTech team. The thesis contains overview of engines used in this competition, the design of the engine concept, evaluation of possible benefits, oil system design, cooling system modification and the design of the crankcase itself. In addition, FEA analysis for various ride conditions.
Keywords:	Engine, dry sump, lubrication system, self-carrying engine block, casted part, vehicle dynamics, compact koncept, FEA design, Formula Student

Obsah

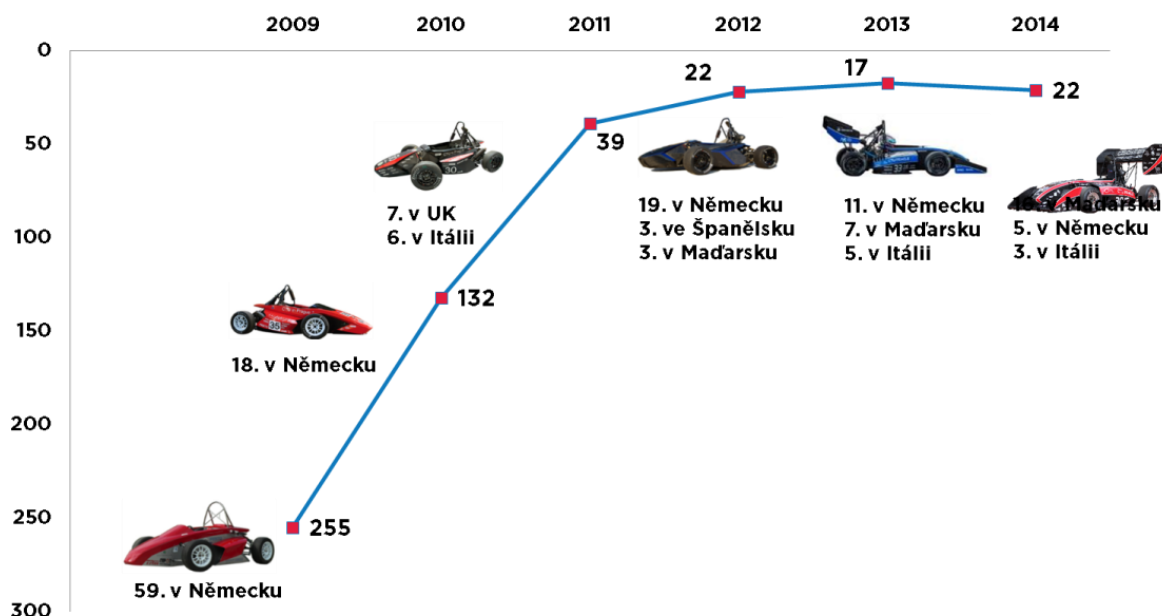
1. Úvod	10
1.1 Cíle práce	11
2. Motory ve Formula Student.....	12
2.1 Jednoválcové motory	12
2.2 Dvouválcové motory	14
2.3 Čtyřválcové motory	14
2.3.1 Yamaha YZF R6 v sériovém provedení	15
2.3.2 Modifikace motoru Yamaha YZF R6.....	16
3. Koncept.....	18
3.1 Koncept vozu FS.06	18
3.2 Zásady konceptu FS.0X	20
3.2.1 Obecné požadavky	20
3.3 Koncept vozu FS.0X	20
3.3.2 Volba motoru	20
3.3.2 Koncept motoru FS.06.....	22
3.3.3 Koncept vozu FS.0X	24
3.3.4 Koncept motoru FS.0X.....	27
3.3.5 Mazání motoru	30
3.3.6 Chlazení motoru	33
4. Konstrukce	37
4.1 Měření motoru Yamaha	37
4.2 Zásady konstrukce a CAD modelování.....	38
4.3 Válce.....	39
4.4 Uložení klikového hřídele	40
4.5 Příslušenství.....	40
4.5.1 Alternátor a startér.....	40
4.5.2 Ventilový rozvod.....	41
4.5.2 Chlazení motoru	41
4.5.3 Mazání motoru	42
4.5.4 Šroubové spoje	48
4.5.4 Uchycení motoru	49

5. MKP výpočet	51
5.1 Cíle výpočtu	51
5.2 Příprava MKP modelu	52
5.3 Okrajové podmínky	55
5.4 Zatížení modelu	57
5.4.1 Stanovení zatížení - válce motoru	57
5.4.2 Stanovení zatížení - klikový hřídel	58
5.4.3 Zatížení - převodovka, diferenciál, uchycení náprav	59
5.4.4 Zatížení	60
5.5 Vyhodnocení výpočtu	61
5.5.1 Maximální hodnoty napětí	61
5.5.2 Spodní část bloku motoru	63
5.5.3 Horní část bloku motoru	64
5.5.4 Shrnutí výsledků MKP výpočtu	66
6. Vyhodnocení	67
6.1 Metodika	67
6.2 Přínos motoru FS.0X	67
7. Závěr	71
8. Použitá literatura	72
9. Seznam příloh	74
9.1 Tištěné přílohy	74
9.2 Přílohy na DVD	74

1. Úvod

V této práci bude vyhodnocováno a řešeno vhodné uspořádání a koncepce motoru pro vůz týmu CTU CarTech, za účelem použití v soutěži Formula Student.

Formula Student je soutěž vysokoškolských studentů a jejich prototypových závodních vozů formulového typu, s již více jak 30 letou tradicí, rozšířená po celém světě. Zadáním je návrh okruhového vozu pro amatérského závodníka s předpokládanou roční produkcí 1000 ks. Ačkoliv byl původní motivací pro vznik této soutěže nedostatek praktických zkušeností absolventů technických oborů, dnes se běžně tento projekt stává multidisciplinárním, kdy jsou studenti motivováni nejen aplikací teoretických technických znalostí, ale pro úspěšné účinkování týmu je potřeba i zajištění zázemí, finančních prostředků, organizace týmu a v neposlední řadě i svědomitá práce s lidskými zdroji. Cílem soutěže Formula Student není jen navrhnout a vyrobit rychlý vůz, nýbrž učinit tak efektivně s využitím zdrojů, jenž je tým schopen získat a zejména vycházet z vlastních znalostí a zkušeností, namísto slepého kopírování již existujícího řešení. Během soutěže je potřeba návrh vozu obhájit odborné komisi po technické stránce, představit fiktivní obchodní strategii a podrobně zpracovat malosériovou cenu vozu. Přesto všechno lze však 60 – 65 % veškerých bodů získat dynamickými disciplínami. Nicméně pro dobrý výsledek je nezbytné věnovat péči všem oblastem a významná ztráta v jediné disciplíně maří naději v jeho dosažení.



Obrázek 1 - Vývoj historického umístění týmu v celosvětovém hodnocení

Tým CTU CarTech je, co se týče dosažených výsledků, během svého působení mezi lety 2009 - 2014 na vzestupu a na konci své šesté soutěžní sezony se již v celosvětovém

hodnocení soutěže dostal mezi 20 nejlepších. Vzestupná tendence je zajištěna neustálým vývojem a zužitkováním dosavadních zkušeností týmu. Přestože jsou vozy CTU CarTech, s označením FS.01 - FS.06, rok od roku lepší jak v oblasti hmotnosti, technické vyspělosti, kompaktnosti i jízdní dynamiky, je čím dál tím těžší posunout výkonnost vozu oproti jeho předchůdci ještě o něco dále a každé malé zlepšení vyžaduje více úsilí. Jakoby to nebylo málo, konkurence rovněž nezhálí a i udržení dobrého hodnocení není snadné.

V této práci bude řešen největší nedostatek dosavadních vozů, pohonné ústrojí. Návrh bude vyhodnocován oproti nejúspěšnějšímu vozu - FS.06. Pracovní název nového konceptu je FS.0X. Vzhledem k velkému rozsahu problematiky bude snaha o co nejjednodušší řešení, které je i tak tematicky rozdělené na dvě části - motor a převodovku. Tyto části na sebe navazují, v některých oblastech se prolínají a dohromady tvoří ucelenou pohonnou jednotku. Tato práce se bude zabývat částí motorovou. Převodové ústrojí bude řešeno v práci kolegy Bc. Jonáše Zápala.

1.1 Cíle práce

Cílem této práce je jak navrhnout uspořádání a typ motoru, tak samotná konstrukce jeho bloku. Výrobu a provoz motoru musí být možné uskutečnit v podmínkách týmu a musí být spolehlivý, z čehož plyne snaha o zachování co nejvíce sériových dílů původního motoru. Motor by měl umožnit posunout těžiště vozu níže a více dopředu a zkrátit rozvor vozu posunem zadní nápravy k minimální hodnotě stanovené pravidly soutěže – 1525 mm. Zástavba motoru musí být kompaktní a musí umožnit zástavbu aerodynamických prvků do zadní části vozu. V rámci jak spolehlivosti, tak snížení těžiště bude motor využívat systému mazání se suchou vanou. Vzhledem k zachování jízdních vlastností vozu by měla být konstrukce motoru dostatečně tuhá, srovnatelně s původním prostorovým trubkovým rámem, jenž by měl motor částečně nahradit. Tato náhrada by rovněž měla přinést úsporu celkové hmotnosti vozu, byť to není prvotním cílem.

2. Motory ve Formula Student

Formula Student má, jako inženýrská soutěž, oproti skutečnému motorsportu značně volná pravidla, což se týká i motoru. Palivo lze volit z RON 98, RON 95 a E 85. V rámci závodu je vyhodnocována i spotřeba paliva, přepočítaná přes výhřevnost na využitou energii - vyšší spotřeba E 85 s výhřevností zhruba 31 MJ / kg oproti benzínu s 46 MJ / kg tak nemusí znamenat vyšší spotřebu energie. Motor musí být pístový zážehový čtyřtakový, zdvihový objem je omezen na 610 cm³ a veškerý nasávaný vzduch musí projít restriktorem o průměru 20 mm pro motory na benzín a 19 mm pro motory na etanol, restriktor rovněž musí být přístupný pro technickou kontrolu. Může být použito i více motorů, ale celkový zdvihový objem a veškerý nasávaný vzduch přes restriktor se nemění. Motor musí po celou dobu také disponovat startérem, roztlačováním, či startováním externím zařízením je zakázáno. Veškeré díly sání níže jak 350 mm nad vozovkou musí být chráněny ochranným rámem a musí ležet uvnitř obálky tvořené spojnici hlavního oblouku rámu a pneumatik ve statické jízdní výšce.

Ve voze je tedy možné použít jakýkoli motor, respektující výše uvedená omezení. Jelikož je však motor velmi komplikované zařízení, náročné na výrobu i návrh a to jak po časové, tak finanční stránce, uchyluje se většina týmů k úpravě již existujících motocyklových motorů ze sériové produkce. I samotná úprava motocyklového motoru je však velkou výzvou, jelikož pracovní režim motoru, množství nasávaného vzduchu a ohled na nízkou spotřebu při co nejvyšším výkonu vyžadují přinejmenším kompletně nový systém výměny náplně ve válci a dávkování paliva.

Motory ve Formula Student lze členit podle dvou základních kritérií. Jedním je počet válců a druhým způsob plnění. V úvahu budou brány pouze motory jednoválcové, dvouválcové a čtyřválcové. Motory tříválcové nejsou s ohledem na omezení zdvihového objemu k dispozici. Totéž platí i o motorech o více jak čtyřech válcích.

2.1 Jednoválcové motory

Jednoválcové motory, o objemu převážně mezi 350 - 590 cm³ jsou v posledních letech na vzestupu, i momentálně nejlepší tým, GFR DHBW Ravensburg & Oregon State University, využívá jednoválcového motoru Honda CRF 450X. Dalším velmi rozšířeným motorem je KTM EXC 500.

Jednoválcové motory, se svými 40 - 50 kW, nedisponují výkonem srovnatelným s motory čtyřválcovými, což je způsobeno zejména kolísáním průtoku nasávaného vzduchu restriktorem. I pro dosažení tohoto výkonu je nezbytná úprava hlavy válců, vačkových hřídelů, pístů a ojníc, což vede k vysoké finanční náročnosti jak pro pořízení motoru, tak pro jeho provoz, jelikož takto upravené motory mají nízkou životnost a bez frekventované výměny namáhaných dílů jsou velmi nespolehlivé. Další nevýhodou je



*Obrázek 2 - Jednoválcový motor
Husaberg týmu TU Brno Racing*

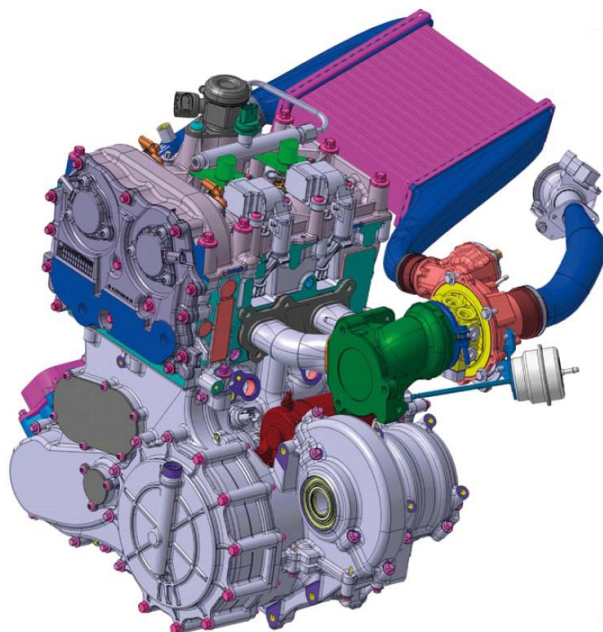
nevyváženost motoru, která krom motoru samotného velmi namáhá i ostatní díly vozu a například svařované díly, či elektronika tímto buzením velmi trpí, což vede k dalšímu snížení spolehlivosti vozu.

Nespornou výhodou jednoválcových motorů je jejich nízká hmotnost. Vůz s jednoválcovým motorem se s hmotností může dostat až na hodnotu kolem 160 kg. Další devízou motoru je nižší spotřeba paliva. Při úpravě motoru většina týmů uzpůsobí motor pro spalování E 85, což vede k další úspoře spotřebované energie. Co však považuji za největší přínos jednoválcových motorů je jejich snadná zástavba, umožňující umístit těžiště

motoru velmi nízko a do podélné ho směru tak, aby bylo dosaženo optimálního rozvážení mezi přední a zadní nápravou vozu. Dalším významným přínosem je dostatek místa pro aerodynamické prvky, kdy u jednoválcových vozů nemá tým problém se zástavbou masivních difusorů a zadních přitlačných křídel, čímž je dosaženo nejen vyššího přitlaku vozu, ale díky nízké hmotnosti vozu samotného je poměr přitlak / hmotnost výrazně vyšší oproti vozům s motory o více válcích.

Přepřehování jednoválcových motorů je velkou výzvou, hlavně co se týče výběru turbodmychadla / kompresoru, vhodného pro takto malý motor a jeho řízení. Na druhou stranu je přepřehování způsob, jak dosáhnout kritického průtoku restriktorem v celém pracovním rozsahu motoru, což při správném návrhu nejen zvýší výkon, ale rovněž ovladatelnost vozu. Přepřehování je však v této soutěži prvek zvyšující hmotnost vozu, snižující spolehlivost a komplikující návrh a stavbu vozu. Při přepřehování jednoválcových motorů, které tak už pracují s výrazně vyššími výkony než v sériové aplikaci, rovněž často dochází k destrukci převodového ústrojí, které je velmi složité zesílit při zachování původního bloku motoru.

2.2 Dvouválcové motory



Obrázek 3 - Dvouválcový motor AMG vlastní konstrukce týmů KIT Karlsruhe a Joaneum Graz

Motory o dvou válcích jsou spíše výjimkou, zejména v důsledku neexistujícího vhodného motoru v sériové produkci. Dvouválcové motory s objemem do 610 cm^3 jsou vzácností a vyznačují se hmotností bližší motorům čtyřválcovým a výkonem motorům jednoválcovým, jelikož nejsou tolik rozšířené, je horší i dostupnost jak motorů, tak náhradních dílů.

Jediným dvouválcovým motorem, vycházejícím ze sériové produkce je v soutěži Formula Student Aprilia SXV550 V2. Tento italský motor je však neblaze proslulý svou vysokou hmotností, špatnou zástavbou a zejména velmi nízkou spolehlivostí. Výjimkou je motor týmu univerzity z Erlangenu, který motor přepracoval na agregát s komůrkovým zážehem paliva, jímž je E 85 a zároveň integrovali diferenciál do bloku motoru. Tento koncept je velmi úspěšný a spolehlivý, snad až na nutnost přehřevu sání a hlavy motoru při studeném startu.

Dalším zástupcem dvouválcových motorů je motor na míru navržen a vyroben ve spolupráci týmů KIT Karlsruhe a UAS Graz se společností AMG. Tento motor je přeplňovaný řadový dvouválec o zdvihovém objemu 609 cm^3 s integrovanou převodovkou a diferenciálem do bloku motoru a s kompaktní zástavbou do vozu o výkonu 68 kW.

Od roku 2006 probíhá vývoj dvouválcového motoru do V kompletně vlastní konstrukce týmem z Oxfordu, nicméně se jim doposud nepodařilo motor nasadit v soutěži, což svědčí o již zmíněné náročnosti projektu.

2.3 Čtyřválcové motory

Čtyřválcové motory jsou ve Formula Student jednoznačně nejrozšířenější. Motory o zdvihovém objemu 599 cm^3 Yamaha, Honda, Suzuki a Kawasaki jsou velmi výkonné motory do silničních motocyklů, jsou velmi spolehlivé a v porovnání s výše zmíněnými motory snadno dostupné, což platí o náhradních dílech. Motor z havarovaného motocyklu

Lze koupit zhruba za 40000 Kč. Tyto motory dosahují v sériovém provedení výkonu až k 95 kW s hmotností okolo 60 kg.

Hlavní nevýhodou čtyřválcových agregátů, je vedle vysoké hmotnosti, hlavně obtížná zástavba do vozu, nejen motoru ale i příslušenství, zejména svodů výfuku, které jsou oproti jednoválcovým motorům prostorově výrazně náročnější. V důsledku těchto dvou faktorů tak lze u vozů se čtyřválcovým motorem jen obtížně dosáhnout žádoucího rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou a oproti jednoválcovým motorům je těžiště motoru podstatně výše.

Tuto nevýhodu se podařilo eliminovat v roce 2014 Australskému týmu Edith Cowan University Racing, který zastavěl motor Honda CBR do obráběného bloku vlastní konstrukce, kam byl integrován i diferenciál. Tato koncepce přinesla týmu možnost snížení zástavby motoru, snížení těžiště vozu a jeho posunu směrem k přední nápravě.



Obrázek 4 - Úprava motoru Honda CBR týmem z Edith Cowan University a jeho zástavba

2.3.1 Yamaha YZF R6 v sériovém provedení

Pro motor Yamaha YZF R6, verzi RJ11 vyráběnou v letech 2006 - 2007, se rozhodli konstruktéři prvního vozu CTU CarTech a tým u tohoto motoru zůstal až doposud. V sériovém provedení dosahuje motor výkonu až 93 kW při 14 500 min⁻¹ a točivý moment má maximum při 11 500 min⁻¹. Průběh výkonu je velmi strmý a motor je optimální využívat v otáčkách nad 12 000 min⁻¹. Blok motoru je společný i s šestistupňovou sekvenčně řazenou převodovkou.

Přenos momentu mezi motorem a převodovkou je realizován vícelamelovou spojkou v olejové lázni, poháněnou ozubeným převodem z klikového hřídele. Výstupem z motoru je řetězový pastorek pro náhon zadního kola motocyklu, který však namísto zadního kola pohání přes řetězový převod ve voze Formula Student zadní diferenciál.



Obrázek 5 - Motor Yamaha YZF R6 R11

Motor je vodou chlazený s integrovaným výměníkem voda - olej přímo na bloku motoru. Každý válec má své sací potrubí a svoji škrticí klapku o průměru 41 mm, klapky jsou spřaženy přes hřídel ve společné ose. Sací potrubí, jehož délka je dvoustavově proměnná, ústí do společného pléna za vzduchovým filtrem.

2.3.2 Modifikace motoru Yamaha YZF R6

Jak již bylo zmíněno výše, v případě benzínových motorů, musí být veškerý vzduch do motoru nasáván přes restriktor o průměru 20 mm. Právě restrikce motoru si vynucuje kompletní přepracování sacího i výfukového systému.

Kritického průtoku restriktorem je dosaženo při otáčkách cca. $11\,000\text{ min}^{-1}$, což v podstatě znemožňuje využít plného výkonu motoru a maximální využitelné otáčky motoru se tak sníží zhruba o čtvrtinu, na současných $11\,500\text{ min}^{-1}$. Pro dosažení co možná nejvyššího výkonu je navrženo plenum sání, společné pro všechny válce, které slouží jako zásobník vzduchu pro motor a vykryvá tak maximální potřebu jednotlivých válců, převyšující hmotnostní průtok restriktorem a mezi těmito vrcholy hmotnostních toků do válců je naopak objem vzduchu v plénu v důsledku podtlaku v sání zase doplněn. Výkon motoru tedy přímo souvisí s objemem sacího pléna a jeho tvarem. Vedle výkonu motoru je požadována i rychlá odezva motoru na změnu polohy škrticí klapky, která se s rostoucím objemem pléna prodlužuje. Výsledný objem pléna je tedy kompromisem mezi výkonem a ovladatelností a ze zkušeností a testů je zřejmé, že navzdory nižšímu výkonu je vůz s nižším objemem pléna na trati rychlejší, jelikož jezdci nemají tolik zkušeností a nemohou si trať předem natrénovat natolik, aby byli schopni kompenzovat pozdní odezvu motoru.

Namísto zvyšování výkonu navýšením objemu pléna tak tým optimalizuje tvar samotného restriktoru, difusoru a pléna, aby bylo dosaženo co nejmenší tlakové ztráty a rovnoměrné distribuce vzduchu do jednotlivých válců motoru. Dalším předmětem ladění je sací potrubí mezi sacím ventilem a ústím do pléna. Zde dochází k optimalizaci tvaru a délky, za účelem snížení tlakové ztráty a dosažení rezonance při požadovaných otáčkách motoru.

Podobný princip je uplatňován i v oblasti svodů výfuku. Zde je rovněž žádoucí optimalizovat tlakovou ztrátu a průměr i délku svodů pro dosažení rezonance při požadovaných otáčkách motoru. Obecně lze říci, že točivý moment motoru je ovlivněn průměrem, délkou a uspořádáním výfukového potrubí.

V neposlední řadě je potřeba motor s jiným příslušenstvím a restriktorem potřeba nastavit na motorové zkušebně. K řízení motoru je využívána řídicí jednotka EFI Euro 4, která vedle řízení dávky paliva a předstihu zapalování dokáže například řídit i kontrolu trakce. Použití jiné, než sériové řídicí jednotky však vyžaduje implementaci jiných snímačů na motoru a jejich kalibraci.

Vedle výše popsaných úprav, lze u motoru upravit i spalovací prostor, píst, ojnice, klikový hřídel, ventily, časování i mazání motoru. Na tento motor existuje na trhu mnoho sad dílů pro zvýšení výkonu, nicméně všechny jsou zaměřeny na použití pro závody motocyklů na okruzích a výkon motoru navyšují ve vysokých otáčkách, které jsou oproti sériovému motoru ještě zvýšeny. Tyto běžně dostupné díly jsou tak nevýznamným přínosem za velmi vysokou cenu. Další úpravy na motoru je tedy potřeba provádět pomocí dílů vlastního návrhu. Současný výkon 64 kW je navíc dostatečný a spíše, než zvyšování absolutní hodnoty maximálního výkonu je přínosnější jeho rozšiřování do nižších otáček. Další oblastí vhodnou pro úpravu motoru jsou kroky pro snížení spotřeby paliva.

3. Koncept

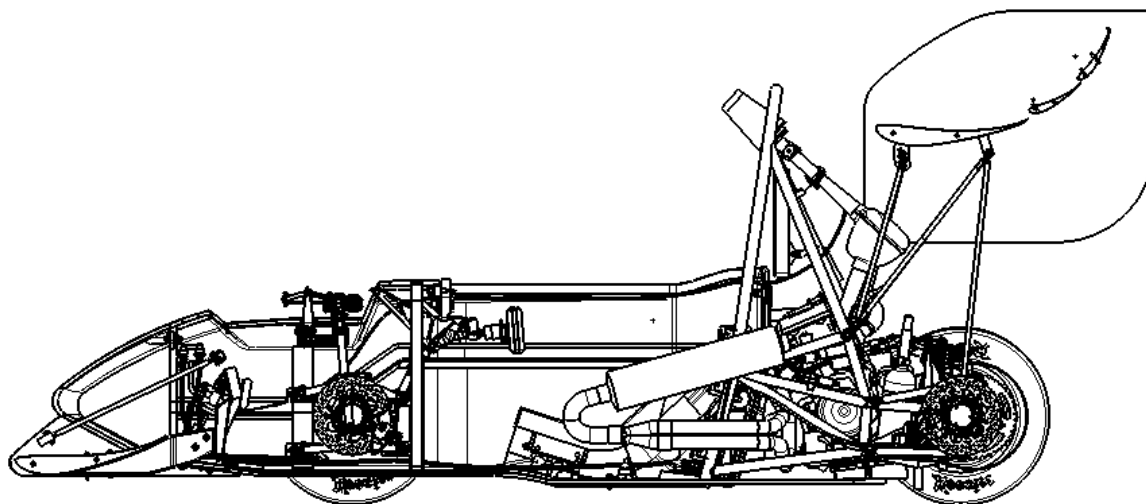
3.1 Koncept vozu FS.06

Vůz FS.06, soutěžící v sezoně 2014 je doposud nejúspěšnějším vozem týmu a bude sloužit jako reference pro vůz FS.0X.

FS.06 je, dle pravidel soutěže, otevřený čtyřkolový vůz formulového typu. Koncept vozu byl zaměřen na kompaktnost, jednoduchost jednotlivých dílů, snížení hmotnosti a zejména snížení momentů setrvačnosti vozu a výšky těžiště. U FS.06 byla rovněž poprvé využita technologie 3D tisku jak už plastů, tak kovu, což přineslo možnost snadné výroby topologicky optimalizovaných dílů a výrobu přesných forem pro laminátové díly.

V oblasti nosné struktury vůz využívá již druhým rokem monokok z uhlíkových vláken v přední části vozu a prostorový trubkový ocelový rám v části zadní. Monokok byl oproti vozu FS.05 vyztužen v oblasti uchycení ramen zavěšení a tlumící jednotky. Zadní trubkový rám byl navržen s ohledem na zvýšení torzní tuhosti a zároveň snížení hmotnosti. Výsledkem byla nosná struktura s torzní tuhostí přes $3300 \text{ Nm} / ^\circ$ a hmotností 25,1 kg.

V oblasti aerodynamiky byl u FS.06 zvolen agresivnější koncept s vysokým přítlakem. V přední i zadní části vozu zajišťovaly tříprvková křídla přítlak o celkové hodnotě 580 N při rychlosti 15 ms^{-1} , při nízké hodnotě poměru C_x / C_y .



Obrázek 6 - Pohled na řez vozem FS.06

V oblasti motoru byla opět věnována snaha zlepšení výměny náplně ve válci. Mezi významné pokroky patří nový tvar ústí sacích nátrubků do pléna sání, mající teoreticky o 20 % nižší tlakovou ztrátu na vstupu, a nekruhový průřez sacích nátrubků, respektujících průřez na vstupu do hlavy válců a opět snižující ztrátu v sání. Další modifikací bylo hnací kolo vačkového hřídele s drážkou, umožňující měnit časování natáčením sacího vačkového

hřídele. Tato úprava vyústila v posun výkonu motoru do širšího spektra v nižších otáčkách motoru a zároveň umožnila nastavení pro co nejvyšší výkon jen pro disciplínu akcelerace. Nezanedbatelným pokrokem byla úprava olejové vany, kdy byla vana snížena o 15 mm, zkosená do roviny rovnoběžné s vozovkou a oddělena od spodní části bloku motoru planžetou s oválným otvorem pro sací koš uprostřed. Tato změna měla za následek nižší zástavbu motoru o 12 mm při zachování bezpečné výšky nad vozovkou a možnost vzpřímení motoru, dále umožňující kratší zástavbu do vozu. Navíc byl díky planžetě objem oleje ve vaně chráněn proti odlévání a problémy s mazáním motoru nebyly tak závažné jako na vozech předchozích.

Nejzásadnější změnou na FS.06 byla však zcela nová koncepce podvozku vozu. Díky dostupnosti dat o pneumatikách, bylo rozhodnuto o přechodu z 13 " na 10 " kola, což ve spojení s uhlíkovými disky vlastní výroby, vlastními brzdíči a kompaktní kolovou skupinou vedlo ke snížení celkové hmotnosti o 12 kg. Tato hmotnost byla navíc uspořena na tom vůbec nevhodnějším možném místě, ovlivňujícím neodpruženou hmotu, rotující hmotu a navíc hmotnost nejvzdálenějších dílů od těžiště vozu. Spolu se zkrácením rozvoru na 1578 mm a zúžením rozchodu na 1200 mm vepředu, resp. 1180 mm vzadu tak bylo docíleno snížení momentů setrvačnosti vozu k podélné, příčné a svislé ose o 19, 28, resp. 23 % oproti FS.05. Tento fakt měl spolu s pečlivějším návrhem odpružení za následek menší přenos hmot, zejména při přechodném stavu. Kinematika zavěšení i odpružení byla rovněž díky znalostem změřených vlastností pneumatiky výrazně vylepšena, zajišťující minimální odchylku od ideálního postavení kola jak jen to bylo konstrukčně možné.

Výsledkem byl vůz schopný akcelerace s pevným startem na 75 m za 3,74 s, vyvinutí bočního přetížení běžně 2,8 a výjimečně až 3,1 g a o hmotnosti 197 kg, 272 kg včetně jezdce, s jejím rozložením v poměru 45:55 ve prospěch zadní nápravy a výškou těžiště 317 mm nad vozovkou.



Obrázek 7 - FS.06

3.2 Zásady konceptu FS.0X

3.2.1 Obecné požadavky

Při tvorbě konceptu vozu FS.0X bylo dbáno zejména na realizovatelnost projektu v rámci možností týmu CTU CarTech, což znamená omezení zejména z hlediska finančního. Uvažována je výroba tří motorů, které by měly týmu bez výrazných investic vydržet alespoň dva roky. V případě volby technologie je pro tým nejméně nákladná varianta odlitku ze slitiny hliníku na vytavitelný model vytištěný z plastu a následné obrobení funkčních ploch partnerskou firmou.

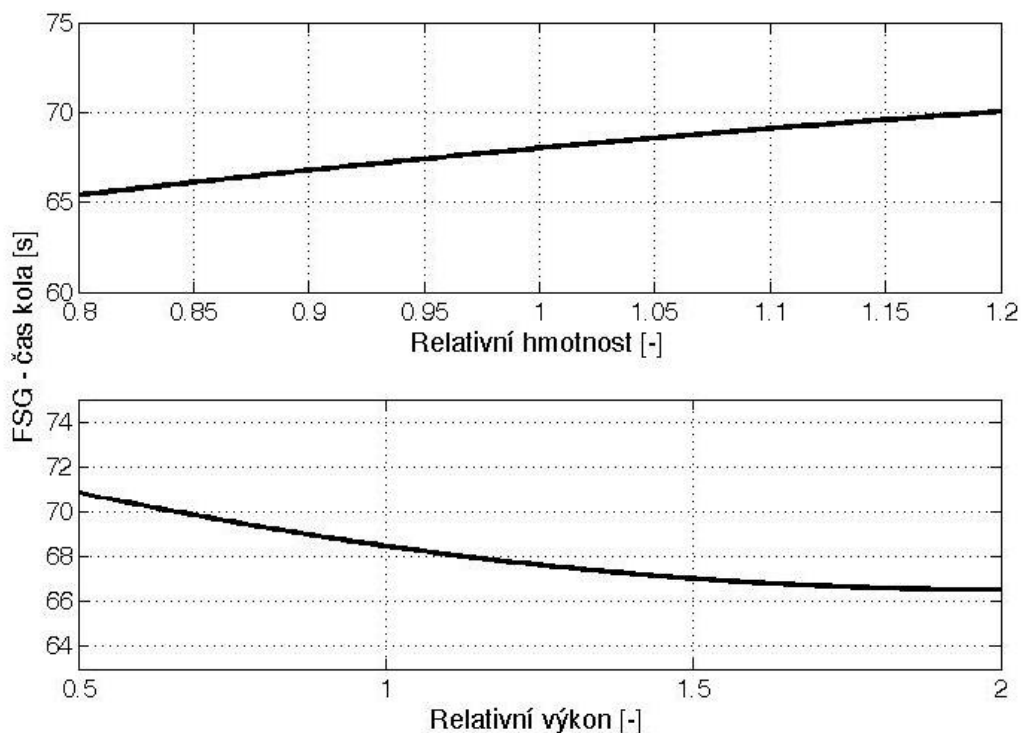
Obecnou zásadou při návrhu je slučování funkcí součástí a nejinak je tomu v případě bloku motoru, který by měl částečně nahradit prostorový trubkový rám v zadní části vozu, přitom by měl dosahovat řádově srovnatelné tuhosti při nižší, nebo alespoň shodné hmotnosti. Rovněž by měl integrovat i sekundární převod a diferenciál.

Pro splnění vytyčených cílů je potřeba řešit řadu problémů, a jelikož se jedná o problematiku rozsáhlou s omezeným množstvím známých vstupů, bude k návrhu přistupováno spíše konzervativně a bude snaha zachovat co nejvíce řešení z motoru sériového, neboť je to řešení již ověřené a pokud nebude v rozporu s dosažením požadovaných cílů, není důvod takovéto řešení měnit.

3.3 Koncept vozu FS.0X

3.3.2 Volba motoru

Při volbě motoru pro vůz FS.0X je třeba brát ohled na více parametrů. Pro vůz Formula Student je důležitým parametrem hmotnost, která ovlivňuje jak podélnou, tak příčnou dynamiku vozu a její rozložení. Další důležitým parametrem je výkon motoru, který už však ovlivňuje pouze dynamiku podélnou. Další významnou roli hraje zástavba do vozu, hlavně prostor pro aerodynamické prvky v zadní části vozu. Co je však pro volbu motoru ale naprosto zásadní jsou dva jiné parametry - náklady a spolehlivost. Vysoké náklady mohou buď znemožnit použití motoru, nebo odebrat finanční prostředky jiné části vozu, kdežto spolehlivost je naprosto základní, byť ne postačující, podmínkou pro úspěch.



Obrázek 8 - Vyjádření vlivu hmotnosti a výkonu na dosažený čas

Z grafů na obrázku (Obrázek 8), znázorňujících závislost výkonu motoru, respektive hmotnosti vozu na dosaženém čase na kolo, je jasně patrné, že výkon motoru od určité míry přestává vést ke snížení času na kolo, kdežto snížení hmotnosti prospěje vždy. Na základě těchto poznatků se tedy jeví jako nejlepším řešením motor jednoválcový, ať už atmosférický či přeplňovaný.

Jelikož je zase jednoválcový motor zcela nevhodný z hlediska spolehlivosti a nákladů, není rozhodnutí tak jednoznačné. Pro objektivní posouzení proto byla sestavena rozhodovací matice. Parametry pro jednotlivé motory vychází z poznatků z kapitoly 2. U hodnocení přeplňování bylo vycházeno z předpokladu, že přeplňováním naroste výkon, naroste hmotnost, klesne spotřeba, vzrostou náklady, zástavba motoru bude složitější a kvůli komplikovanosti a vyššímu namáhání motoru klesne i spolehlivost.

Motor		Kritéria						Celková užítinnost
Počet válců	přeplňování	výkon	hmotnost	zástavba	spolehlivost	náklady	spotřeba paliva	
1	ano	4	2	2	4	6	1	47
	ne	6	1	1	3	5	2	42
2	ano	3	4	4	6	4	3	55
	ne	5	3	3	5	3	4	50
4	ano	1	6	6	2	2	5	43
	ne	2	5	5	1	1	6	36
váha kritéria		2	2	2	3	3	1	

Tabulka 1 - Rozhodovací matice

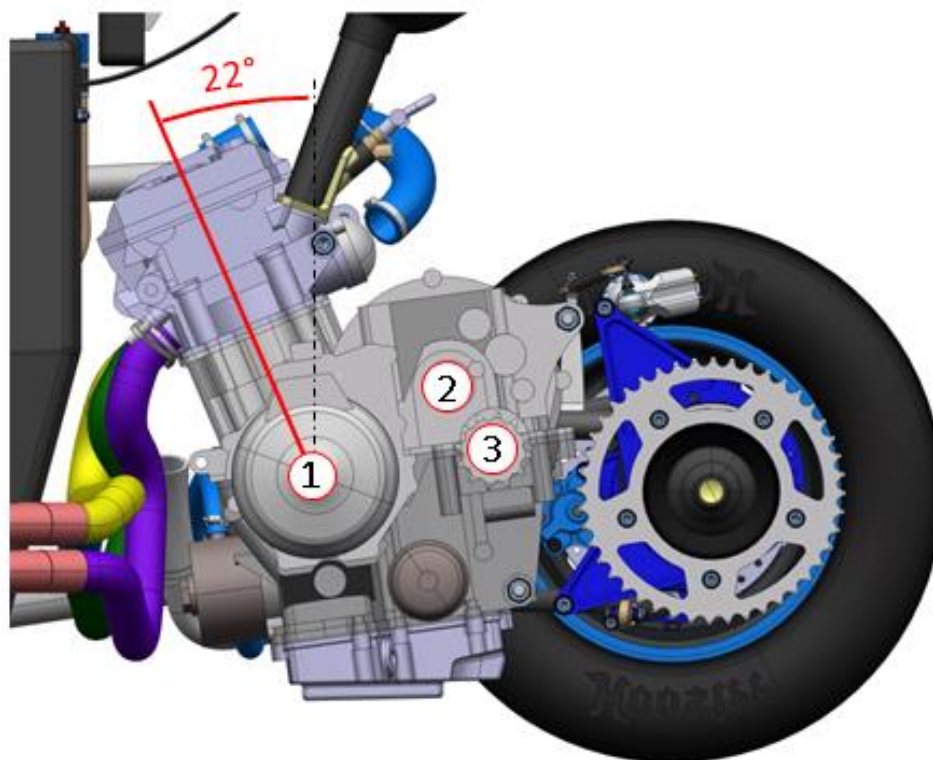
V rozhodovací matici byl každý typ motoru ohodnocen z hlediska kritéria od nejlepšího, s hodnotou 1, po nejhorší, s hodnotou 6 a každému kritériu byla přiřazena váha, kdy 1 je nejméně podstatná a 3 je nejdůležitější. Výsledkem této matice (Tabulka 1) je tak vyjádření užitenosti, kde nejnižší hodnota je nejužitečnější. Je tedy možné vyvodit závěr, že nejlepším řešením s ohledem na dané priority je motor čtyřválcový nepřepřehovaný. Tento závěr je ještě podpořen faktem, který v tabulce zahrnut nebyl a tím je již existující zázemí pro motor Yamaha YZF R6 v podobě náhradních dílů, příslušenství, experimentálních dat, modelu motoru v GT Suite a v neposlední řadě i zkušenosti s tímto motorem.

Motor FS.0X tedy vychází z dílů motoru Yamaha YZF R6 RJ11 s cílem jejich zachování v co největším počtu a s minimem úprav v zájmu zachování spolehlivosti a přijatelných nákladů.

3.3.2 Koncept motoru FS.06

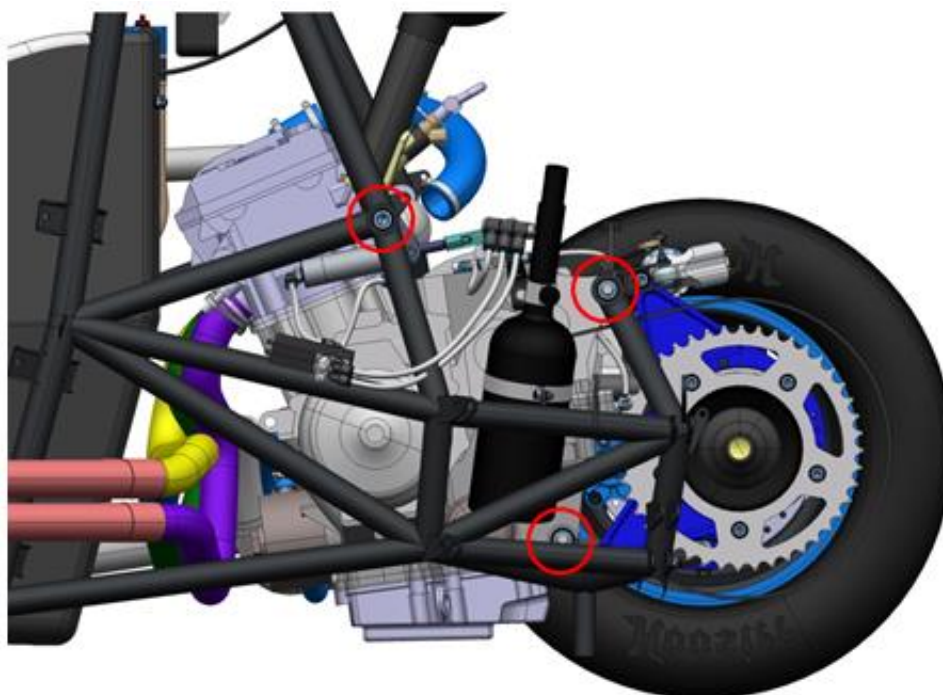
Jelikož je výchozí motor zachován, bude motor FS.0X porovnáván s motorem FS.06. Motor je ve voze umístěn co nejbližší k zadní části monokoku, kdy je mezi svody výfuku a monokokem mezera jen 15 mm, 45 mm nad vozovkou, se sklonem válců 22 ° směrem k monokoku. Právě sklon válců výrazně prodlužuje zástavbu motoru a v jeho důsledku vytváří obtížně využitelný prostor mezi spodní částí motoru a spodní částí monokoku. Motor má těžiště 322 mm nad vozovkou a 79 % jeho hmotnosti připadá na zadní nápravu.

Jak je patrné z obrázku (Obrázek 9), jsou klikový (1), spojkový (2) i výstupní (3) hřídel motoru vysoko nad vozovkou, přičemž se jedná o součásti motoru s vysokou hmotností. Oproti tomu je prostor pod hřídeli využit jen minimálně, pro olejové kanály, olejové čerpadlo a olejový filtr.



Obrázek 9 - Pozice motoru ve voze FS.06

Uchycení motoru je realizováno pomocí prostorového rámu přes sériové úchyty motoru na hlavně válců, kde je nesymetricky motor uchycen jedním šroubem M10x1,25 se závitem do hliníku na každé straně a horním a spodním úchytem v zadní části motoru průchozí závitovou tyčí.

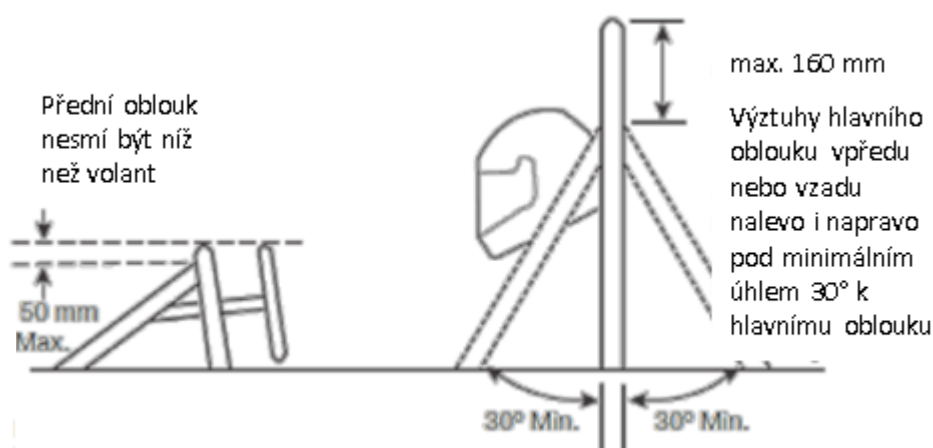


Obrázek 10 - Uchycení motoru ve voze FS.06

3.3.3 Koncept vozu FS.0X

Pro koncept FS.0X bylo na základech, popsaných v kapitole 3.3.2, rozhodnuto vycházet ze stávajícího motoru Yamaha. Vůz FS.0X tak tedy bude spíše pokračovat v nastoleném trendu FS.06, než zcela měnit koncepci vozu.

Předpokladem pro návrh je využití současného tvaru uhlíkového monokoku v přední části vozu, vyztuženého pro uchycení motoru v oblasti za hlavním obloukem. Z prostorového trubkového rámu musí být zachován hlavní oblouk, jehož pozice a sklon se však musí přizpůsobit novému motoru. Z hlediska pravidel je totiž povinná i výztuha hlavního oblouku, která nejenže nesmí na oblouk navazovat více jak 160 mm od jeho vrcholu, ale zároveň musí s obloukem svírat při pohledu z boku úhel minimálně 30°. Hlavní oblouk je sám o sobě omezen maximálním sklonem 10°, vztaženým ke svislé rovině, a jednak vzdálenosti hlavy pilota od spojnice předního a hlavního oblouku, jejíž minimální hodnota činí 50 mm. Výztuhu hlavního oblouku musí s obloukem spojovat minimálně dva další nepřerušované členy. Tyto tři trubky s velkým průřezem, kterým se z hlediska pravidel nedá vyhnout, tak tvoří velmi tuhou strukturu a s výhodou je jejich styčnick využíván k uchycení na hlavě motoru.



Obrázek 11 - Požadavky pravidel na vzpěru hlavního oblouku

Motor samotný bude koncipován jako součást nosné struktury, kdy poslouží jako nosič příslušenství a bude využit i pro uchycení zadního zavěšení a odpružení vozu, stejně jako aerodynamických prvků na zadní části vozu, tedy zadního přitlačného křídla a difusoru. Cílem pro nosnou strukturu FS.0X bude zachování torzní tuhosti nad hodnotou 3000 Nm / °. Nepředpokládá se, že blok motoru bude dosahovat tuhosti prostorového trubkového ocelového rámu. Díky zkrácení rozvozu, tím pádem i vzdálenosti, na které je nosná struktura kroucena, tak dojde ke snížení požadavku na tuhost samotného motoru. Jelikož torzní tuhost rámu a torzní tuhost monokoku jsou v podstatě sériově zapojené pružiny, lze vyjádřit tuhost nosné struktury vztahem (1). Pro torzní tuhost stačí FS.0X dosáhnout hodnoty snížené v poměru rozvorů FS.0X a FS.06. Tuhost monokoku zůstane

minimálně zachována, pokles tuhosti tak může být způsoben jen tuhostí zadní částí vozu. Nakonec bude ještě požadovaná hodnota snížena z 3300 na 3000 Nm / °. Výsledná požadovaná torzní tuhost motoru a jeho uložení tak vyplývá ze vztahu (4), což je přibližně o 23 % méně než tuhost rámu FS.06.

$$k_{FS06} = \frac{k_{Mono} \cdot k_{rám}}{k_{Mono} + k_{rám}} \quad (1)$$

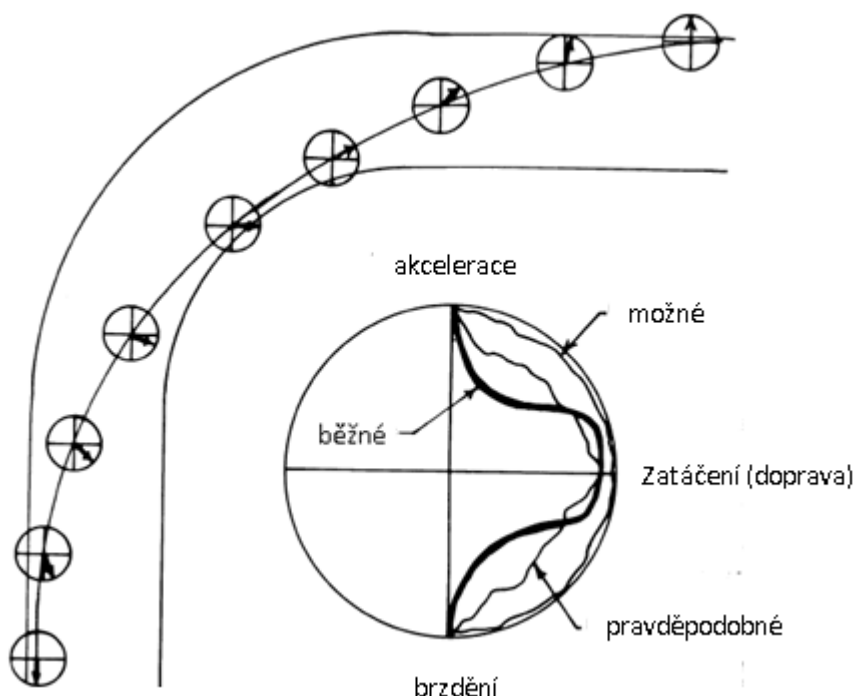
$$\frac{k_{FS0X'}}{k_{FS06}} = \frac{L_{FS0X}}{L_{FS06}} = \frac{1,53}{1,578} = 0,97 \quad (2)$$

$$k_{FS0X} = 0,97 \frac{3000}{3300} \cdot k_{FS06} = 0,88 \cdot k_{FS06} \quad (3)$$

$$k_{motor} = \frac{0,88 \cdot k_{Mono} \cdot k_{FS06}}{k_{Mono} - 0,88 \cdot k_{FS06}} = \frac{0,88 \cdot 6200 \cdot 3300 \text{ Nm}}{6200 - 0,88 \cdot 3300} = 5463 \frac{\text{Nm}}{^\circ} \quad (4)$$

Přední i zadní náprava vozu FS.0X bude vycházet z kinematických poměrů FS.06, s minimální úpravou přední nápravy, která nebude mít na celkový koncept vozu vliv, a uzpůsobení zadní nápravy pro uchycení na motoru. Jelikož je cílem snižování momentů setrvačnosti vozu, bylo rozhodnuto o snížení rozvoru na hodnotu 1530 mm, což je o 5 mm více než minimální povolená hodnota, nicméně 5 mm rezerva je více než dostatečná pro kompenzaci všech výrobních tolerancí a rozsahu změny rozvoru v důsledku kinematiky zavěšení a změny nastavení sbíhavosti a odklonu.

Sníženy budou i hodnoty rozchodu přední i zadní nápravy na 1200, respektive 1180 mm. Menší hodnota rozchodu na zadní nápravě sice znamená větší přenos hmot bočním přetížením oproti nápravě přední, nicméně má hned několik výhod, které tento jev více než kompenzují. První je menší riziko sražení kuželky na vnitřní straně zatáčky zadním kolem, což na první ohled není nijak významný přínos. V této soutěži, na velmi technických a úzkých tratích, kde musí auto projet co nejrychleji projet například slalomem ze v zákrytu postavených kuželek, je však každý centimetr opravdu přínosný. Dalším přínosem je vyšší směrová úchylka zadních pneumatik, což vede k menší nedotáčivosti vozu, ale vede ke snížení trakce při akceleraci na výjezdu ze zatáčky. Užší rozchod zadní nápravy také způsobuje zachycení většího klopného momentu přední nápravou, což vede k relativně menšímu naklopení zadní části vozu a zadní pneumatiky jsou tak i v zatáčce v dobrém postavení a na výjezdu ze zatáčky mají správnou trakci. U předních pneumatik lze naklopení při zatáčení na rozdíl od zadní nápravy kompenzovat sklonem rejdové osy.



Obrázek 12 - Průjezd vozu zatáčkou - nejedná se o statický děj

Zmenšení rozvoru a rozchodu sice ve statických případech vede k zachycení momentu při klopení i klonění na menším rameni, tudíž k většímu přenosu zatížení mezi levými a pravými, respektive předními a zadními pneumatikami. Tento přenos zatížení je však závislý na výšce těžiště, která by měla být oproti FS.06 výrazně nižší a na první mocnině rozchodu, respektive rozvoru. Naproti tomu je při přechodovém stavu velká část přenosu zatížení způsobena momentem setrvačnosti vozu a úhlovým zrychlením při klonění, klopení či stáčení. Moment setrvačnosti je závislý na druhé mocnině vzdálenosti od těžiště. Úhlové zrychlení je pak závislé na velikosti okamžité přenositelné síly na vozovku, jejíž vývin je s rostoucím přenosem zatížení pomalejší.

FS.06				FS.0X			
LF [mm]	LR [mm]	TF [mm]	TR [mm]	LF [mm]	LR [mm]	TF [mm]	TR [mm]
868	710	1240	1200	796	734	1200	1180

Tabulka 2 - Rozchod a rozvor FS.06 a FS.0X

$$I_{stáčení\ FS0X} = \frac{L_P^2\ FS0X + T_P^2\ FS0X + L_Z^2\ FS0X + T_Z^2\ FS0X}{L_P^2\ FS06 + T_P^2\ FS06 + L_Z^2\ FS06 + T_Z^2\ FS06} \cdot I_{stáčení\ FS06} \quad (5)$$

$$= \frac{796^2 + 600^2 + 734^2 + 590^2}{868^2 + 620^2 + 710^2 + 600^2} \cdot I_{stáčení\ FS06} = 0,94 \cdot I_{stáčení\ FS06}$$

$$I_{klopení\ FS0X} = \frac{T_P^2\ FS0X + T_Z^2\ FS0X}{T_P^2\ FS06 + T_Z^2\ FS06} \cdot I_{klopení\ FS06} = \frac{600^2 + 590^2}{620^2 + 600^2} \cdot I_{klopení\ FS06} \quad (6)$$

$$= 0,95 \cdot I_{klopení\ FS06}$$

$$I_{klonění\ FS0X} = \frac{L_P^2\ FS0X + L_Z^2\ FS0X}{L_P^2\ FS06 + L_Z^2\ FS06} \cdot I_{klonění\ FS06} = \frac{796^2 + 734^2}{868^2 + 710^2} \cdot I_{klonění\ FS06} \quad (7)$$

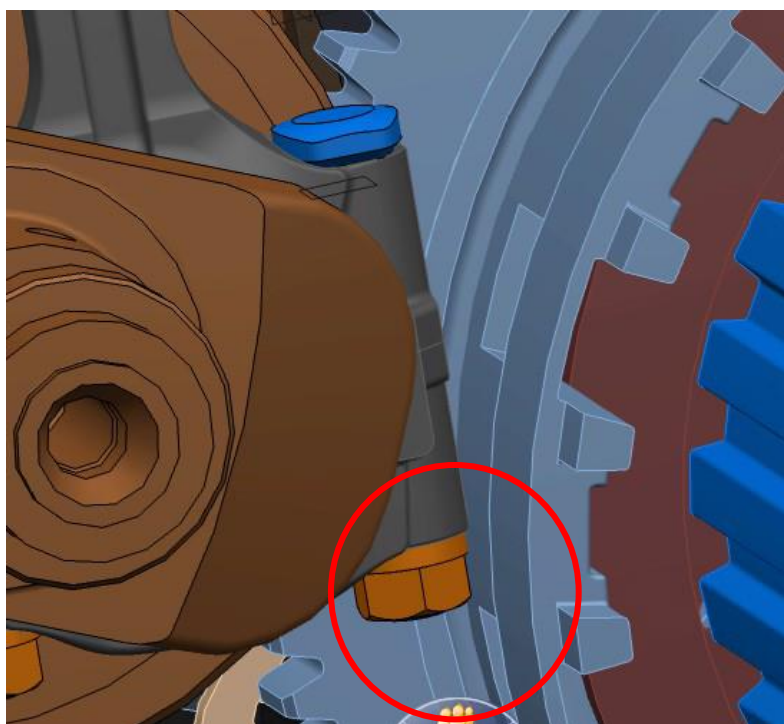
$$= 0,93 \cdot I_{klonění\ FS06}$$

Ze vztahů (5) - (7), je zřejmé, že samotnou změnou rozchodu o 3, 2, respektive o 1,5 % a rozvoru o 3 % dojde ke snížení momentů setrvačnosti kolových skupin, které tvoří zhruba 25 % hmotnosti vozu a jsou nejvýznamnějším příspěvkem v celkovém momentu setrvačnosti vozu, o 5 % v klopení, 6 % ve stáčení a 7 % v klonění. Dalším přínosem z hlediska momentů setrvačnosti je očekávané posunutí těžiště motoru dále od zadní nápravy, což přiblíží těžiště vozu pilotovi a zároveň těžiště samotného motoru bude blíže těžišti vozu. Dvě nejhmotnější součásti vozu (ano, i pilot je součástí vozu), tak budou velmi blízko těžišti vozu.

3.3.4 Koncept motoru FS.OX

Jak již bylo zmíněno, jedním z požadavků je zachování co nejvíce sériových dílů motoru, aby byla v nejvyšší míře zachována spolehlivost a nízké náklady.

Jelikož má být v bloku motoru zastavěn i diferenciál, poháněný hnací hřídelí přes ozubený převod, je potřeba zajistit správný smysl otáčení diferenciálu. Jako nejjednodušší řešení se tak nabízí otočit motor o 180° kolem svislé osy tak, že se bude oproti sériovému motoru vzhledem k vozu točit v opačném smyslu. Zároveň, díky otočení hlavy válců, dojde k vyústění výfuku dozadu, kde svody nebudou komplikovat zástavbu jako je tomu doposud.



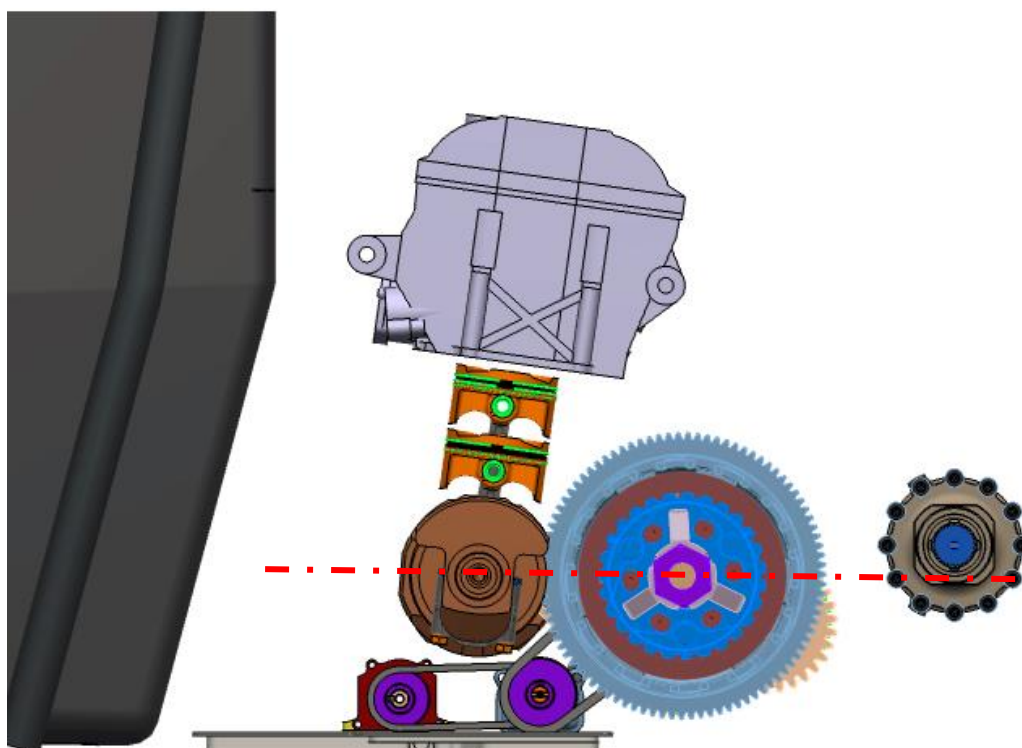
Obrázek 13 - Kolize ojničního šroubu se spojkovým košem

Sériové uspořádání motoru je nevhodné mimo jiné velkým sklonem válců směrem k přední části vozu. Pro FS.0X bude motor co nejvíce kopírovat zadní stěnu monokoku, proto byly válce motoru skloněny o 10° směrem dozadu. Tento úhel je kompromisem mezi výškou osy klikového hřídele oproti ose spojkového koše a sklonem válců. I tak však nastává kolize ojnicního šroubu a spojkového koše.

FS.06					FS.0X				
Počet zubů		Modul [mm]	Převod	Osová vzdálenost [mm]	Počet zubů		Převod	Osová vzdálenost [mm]	
Klika	Spojka				Klika	Spojka			
41	85	2	2,073	126	41	91	2	2,220	132

Tabulka 3 - Primární převod FS.06 a FS.0X

Jelikož je sklopení válců pro FS.0X zcela zásadní, bylo přistoupeno ke zvětšení primárního převodu nahrazením původního ozubeného věnce spojkového koše věncem s více zuby dle tabulky (Tabulka 3). Větší primární převod sice vyústil ve vyšší moment na vstupu do převodovky, což vzhledem k menšímu výkonu motoru oproti sériovému provedení není považováno za zásadní problém, ale na druhou stranu došlo ke zmenšení potřebného sekundárního převodu na diferenciál.

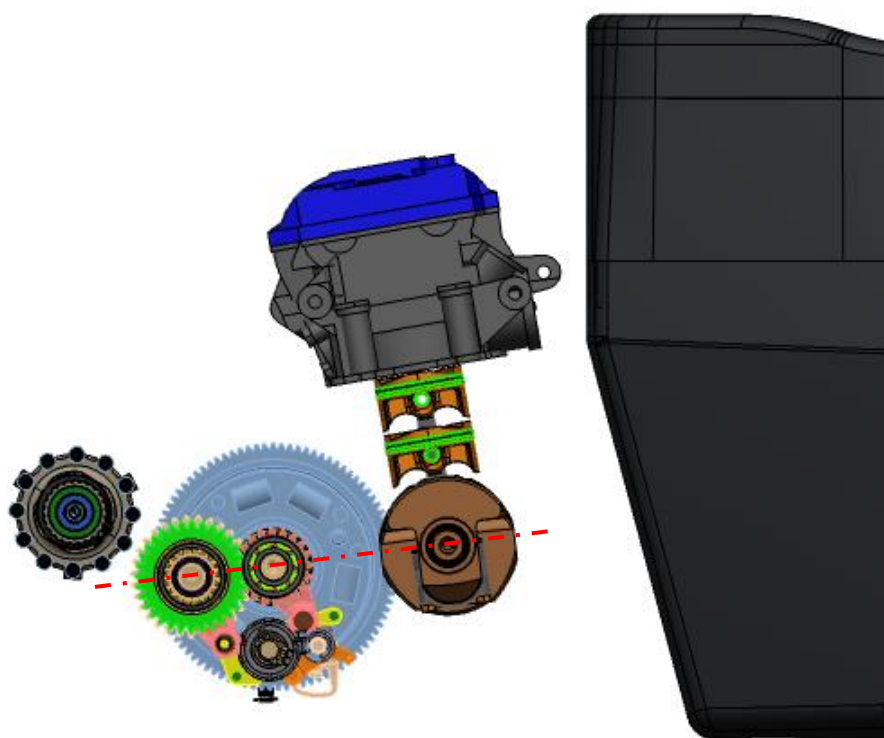


Obrázek 14 Uspořádání motoru původního konceptu FS.0X

Původní návrh počítal s umístěním os klikového a spojkového hřídele do jedné vodorovné roviny, do co nejmenší výšky nad vozovku tak, aby pod klikový hřídel bylo možné zastavět mazání a aby byl spojkový koš těsně nad úrovní olejové vany. Hnací hřídel převodovky pak byla zamýšlena zastavět kazetově do spodní části bloku a diferenciál

obdobně do vrchní části bloku. Tato koncepce byla z hlediska výšky těžiště a délky zástavby velmi výhodná, ale po konzultacích na Projektu III bylo od tohoto konceptu upuštěno ze dvou důvodů.

Jedním důvodem byla technologická náročnost obrábění otvorů pro ložiska hnacího hřídele a diferenciálu, jelikož by nebylo možné obrábět obě uložení v jiných dílech separátně a dodržet tolerance potřebné pro správnou funkci ozubení. Obrábění by tak muselo probíhat na již smontované bloku motoru, což by s sebou neslo značné konstrukční i technologické komplikace a jistě i vysoké náklady. Druhým důvodem bylo již pokročení konceptu vozu do té fáze, kdy již bylo dosaženo nejzazší pozice přední nápravy a při stanovení rozchodu se osa zadní nápravy dostala natolik za osu diferenciálu, že se úhel zalomení poloos dostal mimo přijatelné hodnoty. Dalším, byť už ne rozhodujícím problémem této koncepce, byl malý úhel výztuhy hlavního oblouku, vedoucí k úchytům na hlavě válce. Výztuha by tak spolu s dalšími dvěma trubkami musela vést až do oblasti nad diferenciál, což by znamenalo nárůst hmotnosti a prostorovou náročnost uložení odpružení, při přínosu vyšší tuhosti.



Obrázek 15 - Uspořádání motoru konečného konceptu FS.0X

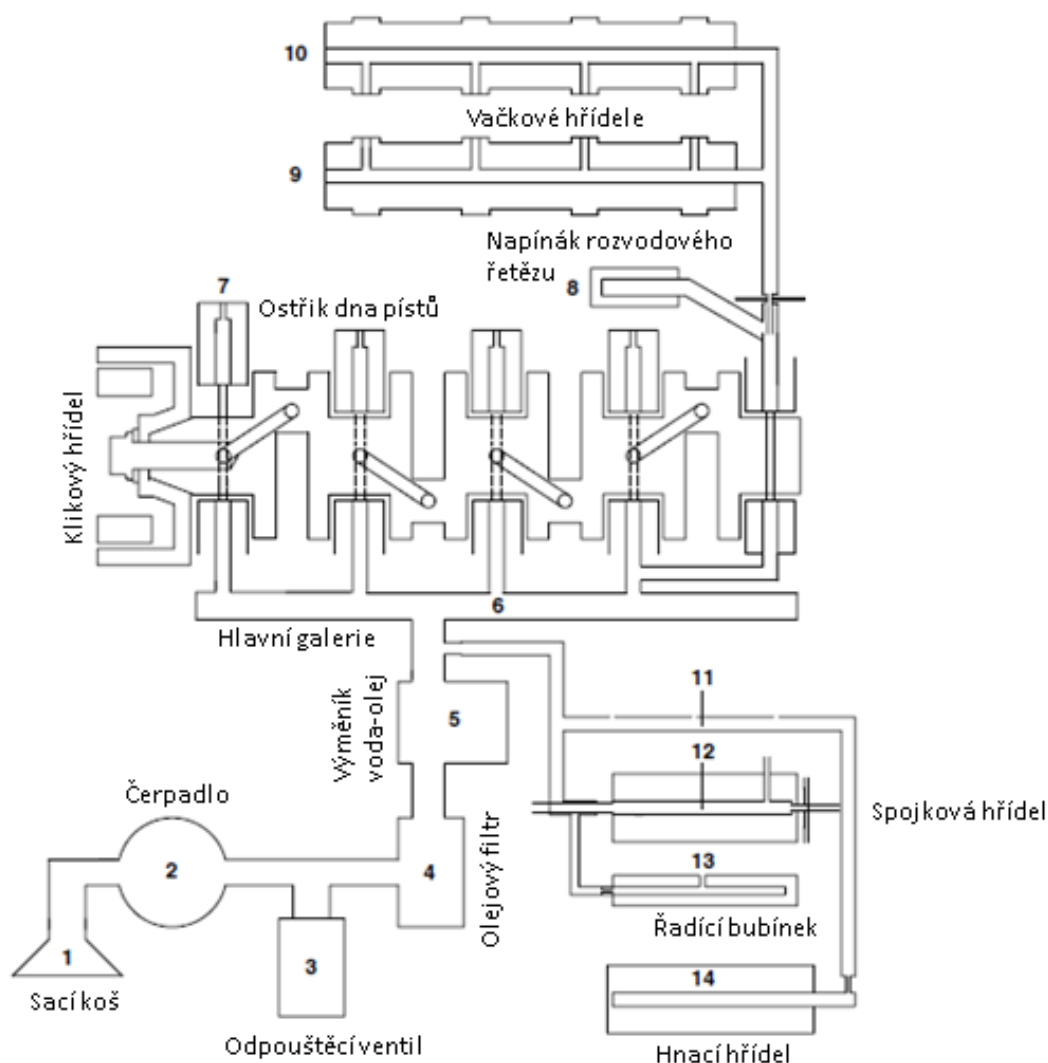
Upravený a výsledný koncept již situuje osy klikového, spojkového a hnacího hřídele do jedné dělicí roviny tak, aby bylo dosaženo co nejnižšího těžiště. Limitní je z hlediska výšky spojkový koš a bilance mezi natočením válce a výškou klikového hřídele. Diferenciál zůstal umístěn v horním bloku motoru. Celá zástavba se tak prodloužila, což prospělo hlavně zalomení poloos. Klikový hřídel byl rovněž díky své vyšší pozici posunut blíže k monokoku. Řadící mechanismus byl přemístěn pod hřídele převodovky, což je

výhodné jak z hlediska výšky těžiště, tak z hlediska uvolnění místa nad převodovkou pro uložení odpružení a vedení výfuku.

3.3.5 Mazání motoru

3.3.5.1 Mazání Yamaha YZF R6

Sériový motor využívá k mazání motoru jednoho trochoidního čerpadla, poháněného řetězovým převodem od spojkového koše, umístěného pod klikovým hřídelem nad olejovou vanou, odkud nasává plastovým sacím košem se sítkem. Za výstupem z čerpadla je paralelně zařazen regulační ventil, který by měl být nastaven na otevření při 6 bar, ústící do vany motoru. Za čerpadlem je zařazen plnoprůtokový olejový filtr a výměník voda - olej. Tlaková větev pak rozvádí olej do motoru i převodovky dle schématu na obrázku (Obrázek16).



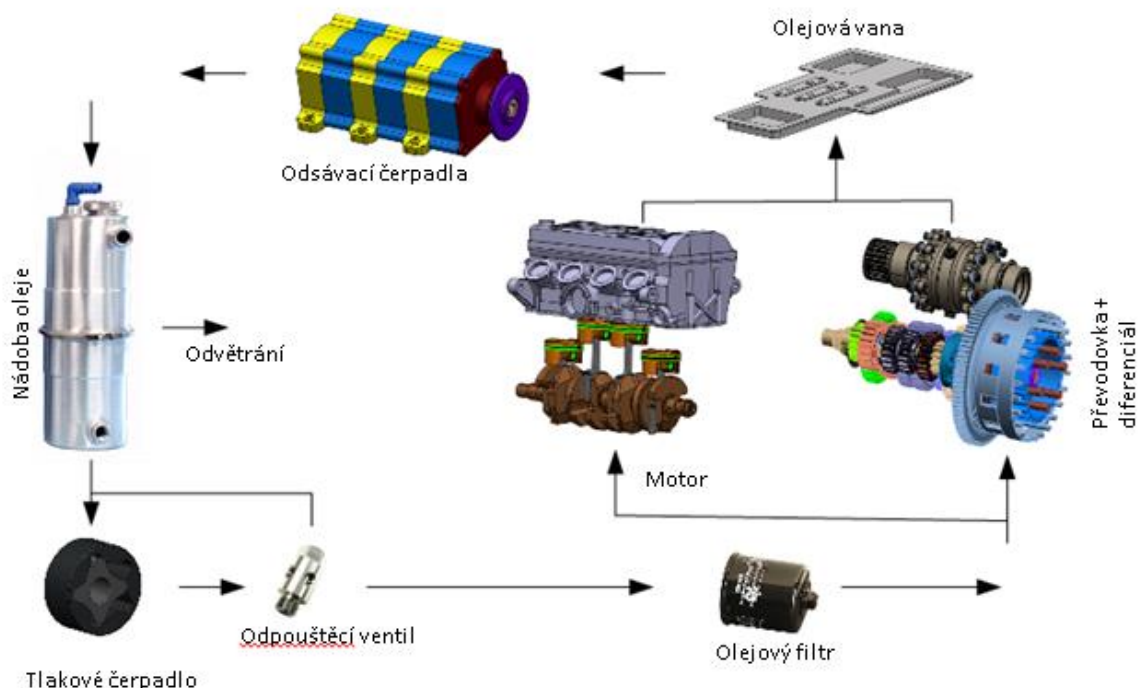
Obrázek 16 - Schema mazání motoru Yamaha

3.3.5.1 Mazání FS.0X

Jelikož se u sériového motoru nikdy nepodařilo uspokojivě vyřešit problém s odléváním oleje, byl pro FS.0X zvolen koncept suché vany, který je výhodný i díky nízké zástavbě. Další, spíše podružnou výhodou, je vytvoření podtlaku v bloku motoru, což povede ke zvýšení rozdílu tlaku nad a pod písty motoru a teoretickému nárůstu výkonu, který je však jednak zanedbatelný a také na vytvoření podtlaku je výkon spotřebován.

Na trhu existuje několik sad čerpadel, nádob a příslušenství pro suchou vanu, nicméně nic vyhovujícího pro aplikaci do motoru FS.0X. Přesto byla i zde snaha podržet se sériových dílů a vyhnout se zbytečným investicím. Jako tlakové čerpadlo bude zachováno sériové trochoidní čerpadlo, které bude rovněž jako v sériovém provedení poháněno řetězovým převodem od spojkového koše. Kvůli změně převodu na primárním převodu však bude muset být vyměněna hnaná řetězka za menší.

Aby bylo zajištěno mazání jak při zatáčení, tak při akceleraci a brzdění, je žádoucí odsávat olej ze tří míst ve vaně motoru. Odsávání bude vyvedeno do přední části vany, na každou stranu, což by mělo postihnout odlití oleje při zatáčení a brzdění, a do zadní části vany doprostřed, což by mělo zajistit dostatek oleje při akceleraci, kdy je sice podélné zrychlení vozu nejnižší, ale potřeba oleje největší.



Obrázek 17 - Schema uspořádání mazání motoru FS.0X

Ohledně poměru objemového průtoku tlakového a odsávacích čerpadel, dále označováno jako odsávací poměr, se z odborné literatury nedá odvodit jednoznačná hodnota. Odsávací poměr musí být vyšší než jedna, to je samozřejmé, a zdroje se shodují, že poměr vyšší jak tři nemá smysl. Při podcenění poměru hrozí nedostatečná kapacita čerpadel, které zrovna sají olej, pro zásobování čerpadla tlakového a při příliš velkém

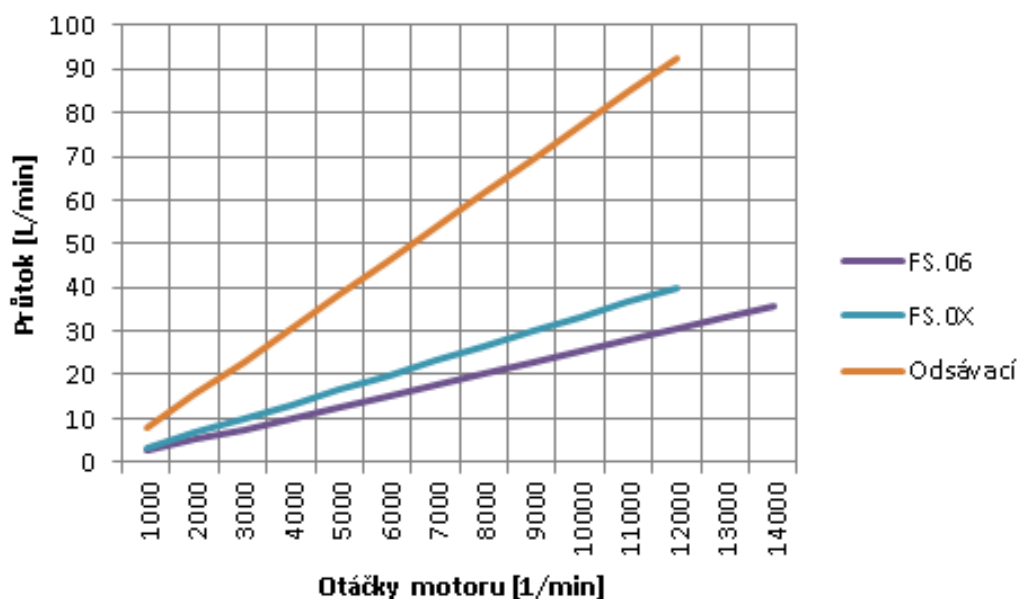
poměru zase bude olej příliš zpěněný a čerpadla budou spíše čerpat vzduch než olej, který je poté zase potřeba před nasátím do tlakového čerpadla odvzdušnit. Po průzkumu komerčních řešení a řešení konkurenčních týmů byl zvolen výchozí odsávací poměr 2,4. Odsávání ze třech míst bude realizováno třemi rovnocennými čerpadly.

Odsávací čerpadla budou vycházet ze sériového tlakového trochoidního čerpadla, budou každé o 20 % šířky zbroušené, čímž poklesne jejich objem na 0,8 původního. Čerpadla budou mít oddělené komory, ale budou poháněny jedním hřídelem řetězovým převodem od čerpadla tlakového. Změnou řetězky pak bude možné měnit odsávací poměr.

$$\dot{Q} = \eta_{vol} \cdot V \cdot n_{motoru} \cdot i_{čerpadla} \tag{8}$$

$$M = \frac{p \cdot V}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{mech}} \tag{9}$$

Podle vztahů (8) a (9) byly vypočítány průtoky, hnací momenty a příkony tlakového i odsávacích čerpadel. Uvažována byla 92 % volumetrická účinnost a 80 % mechanická účinnost čerpadla. Objem vyčerpaného oleje za otáčku čerpadla byl odečten z CAD modelu. Předpokládaný tlak na výstupu z tlakového čerpadla je určen nastavením odpouštěcího ventilu a je uvažován 6 bar. Tlak na výstupu odsávacích čerpadel je uvažován 2 bar pro ztrátu v 1 m dlouhé hadici o vnitřním průměru 16 mm a v olejovém chladiči pro olej o teplotě 20 °C. Při ohřátí oleje pak tato ztráta o řád klesne.



Obrázek 18 - Graf průtoku oleje v závislosti na otáčkách motoru

Převodový poměr na tlakové čerpadlo byl navržen tak, aby i při plánovaném snížení maximálních otáček o 2000 min^{-1} bylo dosaženo o 10 % vyššího průtoku než na maximální otáčky ve voze FS.06. Těchto 10 % je navýšení čistě preventivní a vykrývá i mazání sekundárního převodu, které u FS.06 nebylo potřeba.

Po odsátí z vany bude olej teoreticky obsahovat směs vzduchu a oleje v objemovém poměru 1,4 : 1. Před opětovným nasátím je třeba olej odvzdušnit. Toho je docíleno v olejové nádobě, kde přes systém spirál a děrovaných plechů dochází k separaci oleje a odvodu vzduchu odvětráním nádoby.

Sériová náplň motoru je 3,4 L oleje, čehož by dle přibližných měření (sledování hladiny oleje ve vaně za běhu), mělo zhruba 1,5 L být ve vaně motoru a zbytek oleje v oběhu. Celkový objem nádoby by tak měl být původní objem nádoby, objem oleje v hadicích spojujících motor s nádobou a objem pro odchod separovaného vzduchu. Objem nádoby tak byl stanoven na hodnotu 3,9 L, kdy by před prvním startem suchého motoru měla být nádoba zcela naplněna a při provozu by měla hladina klesnout na přibližně 2 L. V tomto objemu za provozu by mělo být zaručeno dostatečné odvzdušnění a vychlazení oleje před opětovným nasátím. Nádoba by měla být z co nejvyšší s co nejmenším průměrem, aby bylo v co nejvyšší míře zabráněno odlévání.

Z olejového systému byl oproti sérii vynechán výměník voda - olej, jelikož je v oběhu více oleje a dojde k jeho vychlazení v nádobě. Výměník navíc prodlužuje čas, za jak dlouho se olej ohřeje na provozní teplotu, což je u Formula Student, kde vůz často vyráží na trať s téměř studeným motorem, nežádoucí. V případě, že se pokles teploty v nádobě ukáže nedostatečný, lze výměník voda - olej nebo vzduch - olej vždy zařadit před vstup do olejové nádoby.

3.3.6 Chlazení motoru

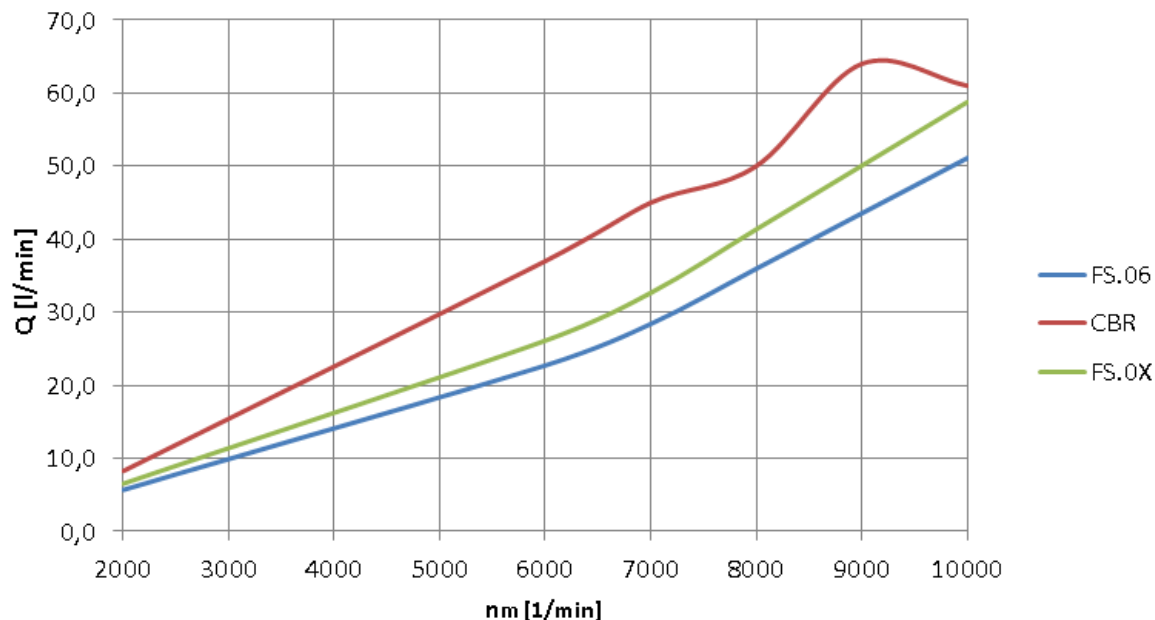
3.3.6.1 Chlazení motoru Yamaha YZF R6

V sériovém provedení je motor chlazen vodou, kdy je vodní chladič umístěn za předním kolem motocyklu a voda je chlazená nápořem vzduchu. Ve voze FS.06 je použit na míru vyrobený chladič a byť je chladič umístěn v bočnici tvarované vhodně pro proudění vzduchu chladičem, je nezbytné použít i tažný ventilátor. Teplota vody v motoru se v letních měsících ke konci závodu pohybuje běžně až k $120 \text{ }^\circ\text{C}$ a výjimečně až k hranici $130 \text{ }^\circ\text{C}$.

Voda v systému chlazení je poháněna mechanickým čerpadlem, hnaným přímo hřídelem olejového čerpadla. Nejvyšším bodem systému je expanzní nádobka opatřená ventilem, který otevírá při přetlaku 1,4 bar.

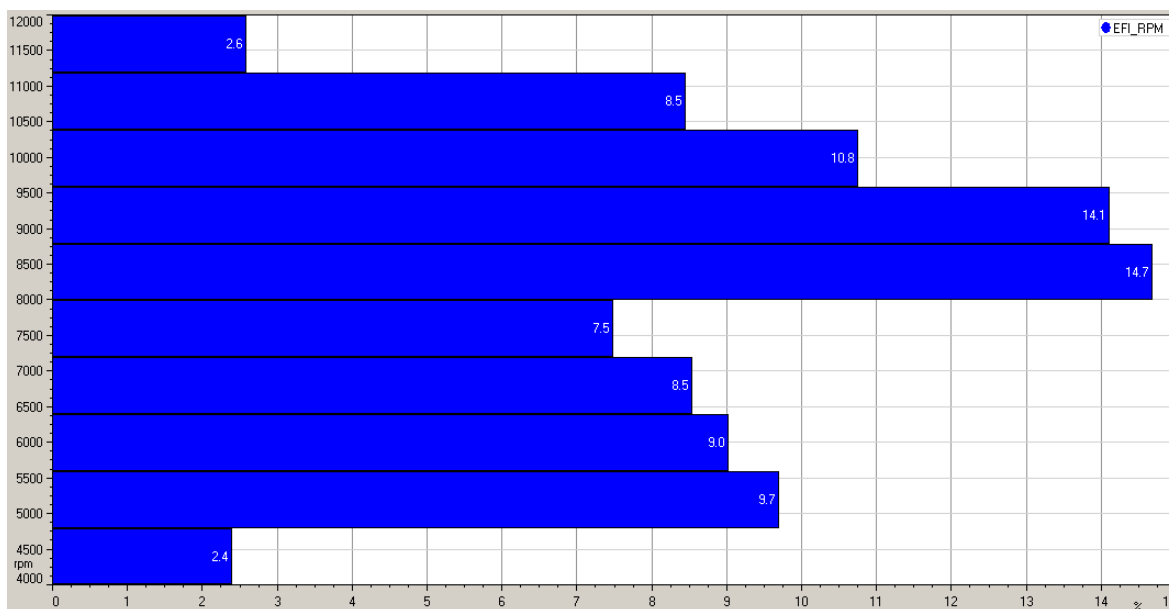
3.3.6.2 Chlazení motoru FS.0X

Počátečním úmyslem bylo použití sériového vodního čerpadla, rovněž hnaného od olejového čerpadla. Motivací bylo uchování stávajícího řešení, které by pracovalo za vyšších otáček, čímž by vzrostl průtok chladicí kapaliny a tím pádem i intenzita přestupu tepla a větší odvedený výkon. V úvahu připadalo i vodní čerpadlo z Hondy CBR, které je dobře dostupné a ke kterému se podařilo obstarat charakteristiku. Čerpadla původní a z Hondy CBR, obě se shodnými otáčkami jako olejové čerpadlo, byly porovnány s variantou FS.06.



Obrázek 19 - Charakteristika čerpadel

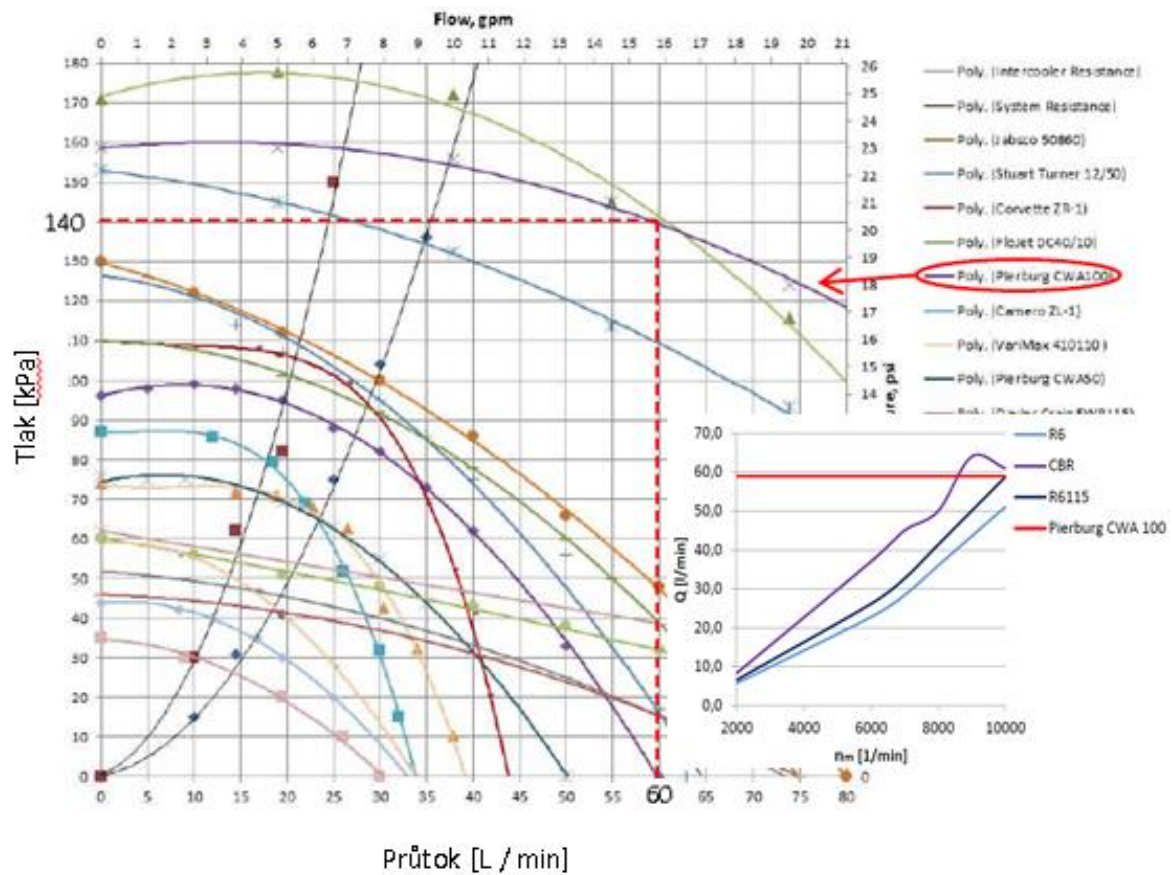
Na základě grafu (Obrázek19) bylo zvoleno čerpadlo z Hondy CBR, jelikož má větší průtok v nižších otáčkách, který klesá až oblasti, která není příliš využívána, jak plyne z histogramu (Obrázek 20).



Obrázek 20 - Histogram rychlosti vozu a otáček motoru při závodě FSG

Problémem s čerpadlem z Hondy se ukázal až po získání fyzického dílu, kdy má čerpadlo, oproti původnímu, opačný smysl otáčení, což znemožnilo pohon od olejového čerpadla. Pohon odjinud by sice možný byl, nicméně by přinesl další komplikace při konstrukci a další potenciál pro poruchu.

Ve fázi, kdy bylo čerpadlo z Hondy zavrženo by byl přechod na originální čerpadlo z Yamahy komplikovaný, jelikož by znamenal zvýšení celého motoru zhruba o 12 mm. Po dalším průzkumu možností bylo objeveno malé elektrické externí vodní čerpadlo Pierburg CWA100, používané v civilních vozech pro oběh chladící kapaliny mezichladičem stlačeného vzduchu. Toto čerpadlo při výkonu pouhých 125 W dokáže poskytnout při pracovním tlaku 1,4 bar dostatečný průtok, jak je vidět z charakteristiky (Obrázek 21) a porovnání s předchozí variantou.



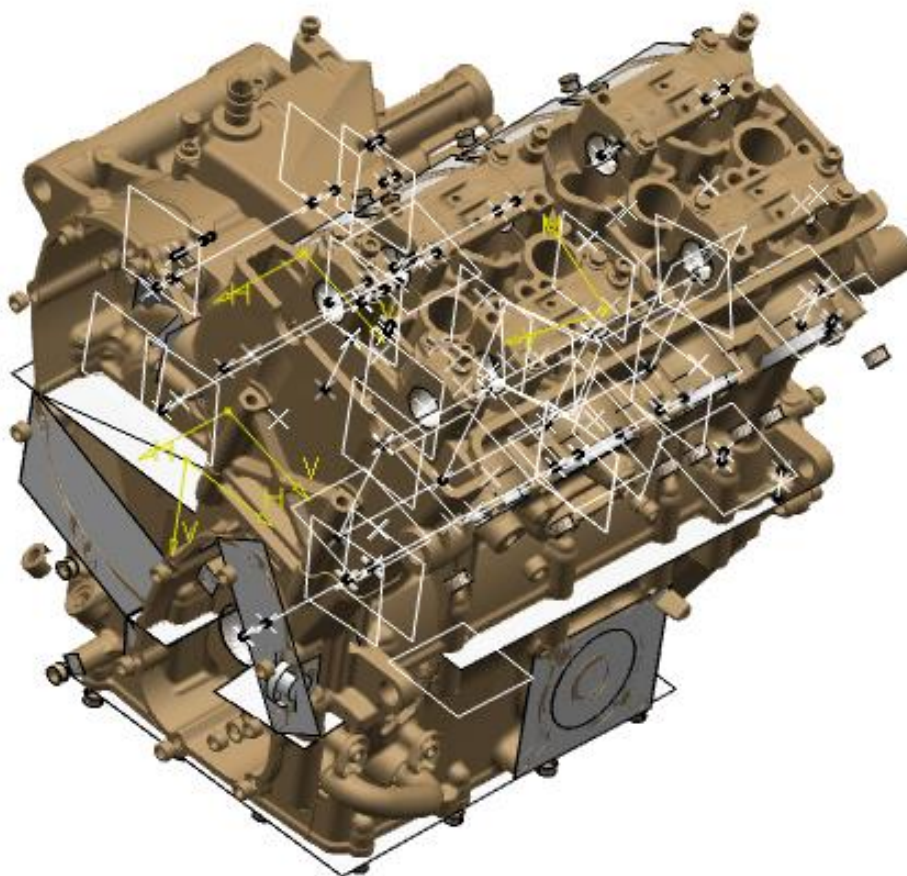
Obrázek 21 - Charakteristika čerpadla PIERBURG CWA 100

Kapacita baterie a výkon alternátoru jsou dostatečné pro nepřetržitý provoz čerpadla po dobu závodu. Čerpadlo má, samo o sobě, navíc oproti sériovému o 190 W nižší příkon. Pierburg CWA100 by tak měl být řešením jako dělaným pro FS.OX. Jediným otazníkem tedy zůstává spolehlivost elektrického čerpadla na závodním voze, vystaveném vibracím od motoru a skutečná hmotnost čerpadla.

4. Konstrukce

4.1 Měření motoru Yamaha

Před samotnou konstrukcí bloku motoru bylo potřeba znát všechny důležité rozměry, zejména osové vzdálenosti pro díly použité ze sériového motoru. Nejprve byl motor oměřen SMS systémem ZEISS ústavu technologie obrábění, projektování a metrologie, ale kvůli jeho rozměrům a tvarové složitosti nebyla všechna důležitá místa dostupná. Proto byl motor naskenován partnerem týmu, společností MCAE Systems, 3D skenerem ATOS s rozlišením až 0,01 mm. Jelikož skener není schopen změřit vnitřní plochu malých otvorů, byly do děr zašroubovány šrouby s válcovou hlavou, které sloužily pro určení osy díry. Výstupem tak byl STL soubor spodního i horního bloku motoru a hlavy válců. Na základě toho STL souboru pak byla v softwaru GOM Inspect vytvořena geometrie proložením naměřených rozměrů válci a plochami a jak proložená geometrie, tak původní scan importovány ve formátu IGS do softwaru CATIA V6.



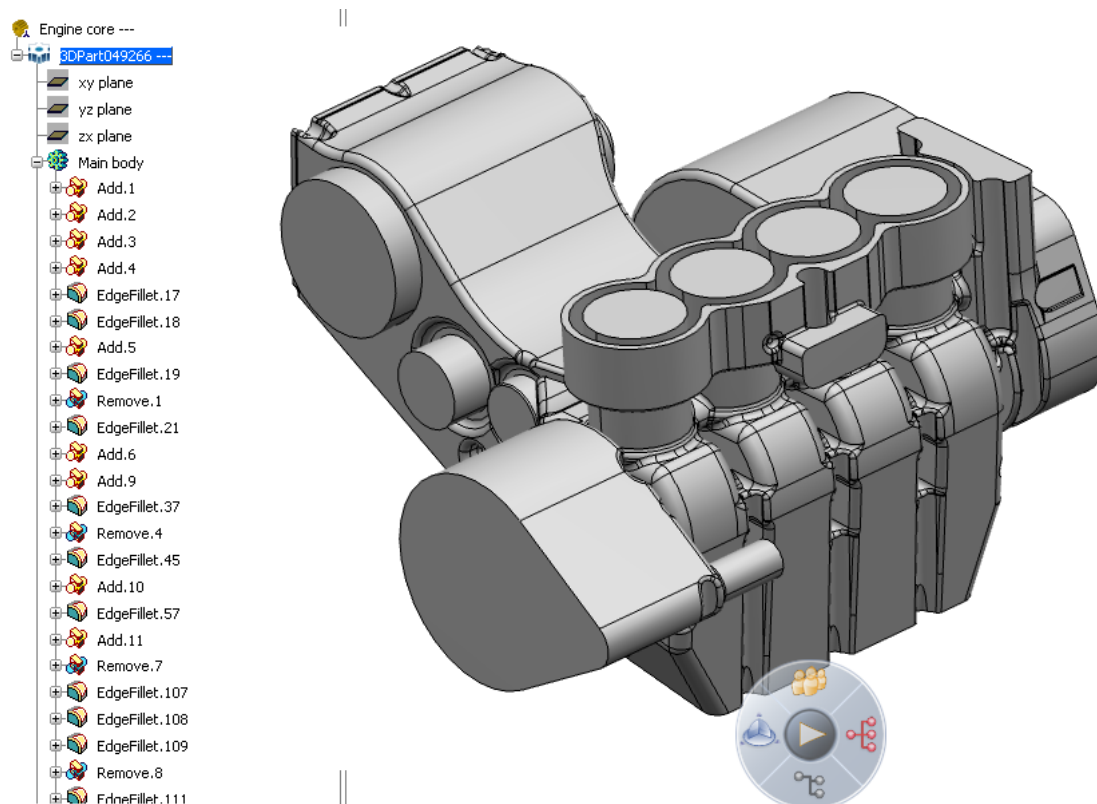
Obrázek 22 - Scan motoru s vloženou geometrií z GOM Inspect

4.2 Zásady konstrukce a CAD modelování

Po stanovení konceptu a oměření potřebných rozměrů byly dány všechny rozměrové vstupy pro konstrukci bloku motoru. Z hlediska malé zkušenosti se zvolenou technologií byla zvolena konzervativní minimální hodnota tloušťky stěny na 3 mm.

Zásadou pro konstrukci byla snaha přiblížit se konstrukci sériového motoru tam, kde to bude možné, a tvorba jednoduché geometrie, respektující obálky dílů motoru. Pro tvorbu CAD modelu bylo využito programu CATIA V6 R2013. Jelikož na modelu pracovali současně dva lidé, byla určena metodika, která měla za cíl minimalizovat možnost nenavazující geometrie a sjednocení souřadného systému.

Jako samostatný „PART“ byl vytvořen „SKELETON“ motoru, obsahující pouze body a náčrty. Dalšími samostatnými „PARTY“ bylo jádro motoru a vnější forma motoru. Do těchto „PARTŮ“ byly importovány ze „SKELETONU“ náčrty do nového „BODY“, kde s nimi byla provedena jednoduchá operace typu „PAD“ nebo „SHAFT“, následné zaoblení a poté bylo „BODY“ pomocí Booleovské operace přičteno nebo odečteno k hlavnímu objemu dílu. Celý strom operací dílu se tak skládal z těchto Booleovských operací, mezi nimiž bylo prováděno pouze zaoblení. Výsledný díl horního a spodního bloku pak byly samostatné „PARTY“, kam byl importován negativ vnější formy motoru, od kterého bylo odečteno jádro motoru a „PART“ obsahující model materiálu odebraného obráběním. Vzniklý díl tak byl podle toho, zda šlo o spodní nebo horní část bloku, oříznut dělicí rovinou a byly doplněny díry pro šrouby.



Obrázek 23 - Jádro motoru

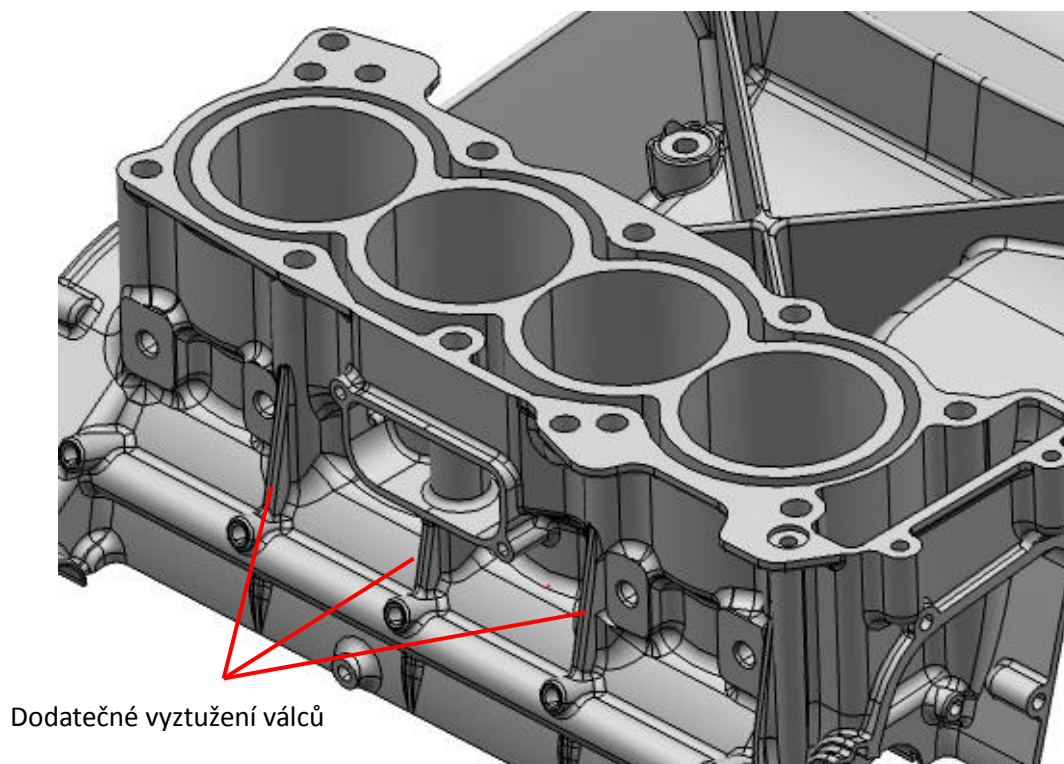
Takto strukturovaný model tedy stačilo v případě potřeby modifikace upravit pouze ve „SKELETONU“ pomocí příslušného náčrtu a bylo zaručeno, že změna se projeví stejně na všech dílech a nenastane problém s návaznostmi, jelikož jednotlivé operace jsou závislé pouze na svém náčrtu ve „SKELETONU“ a ne na sobě navzájem.

4.3 Válce

V oblasti válců motoru byla snaha o dodržení rozměrů a tloušťek stěn z motoru sériového, čehož bylo dosaženo bez problému. Pozornost pak bylo třeba dát na slícování příruby hlavy motoru a její středění.

V podstatě jedinou výraznou úpravou v oblasti válců motoru tak bylo přidání výtěžných žebër do rovin hlavových šroubů a zesílení v oblasti úchyty motoru.

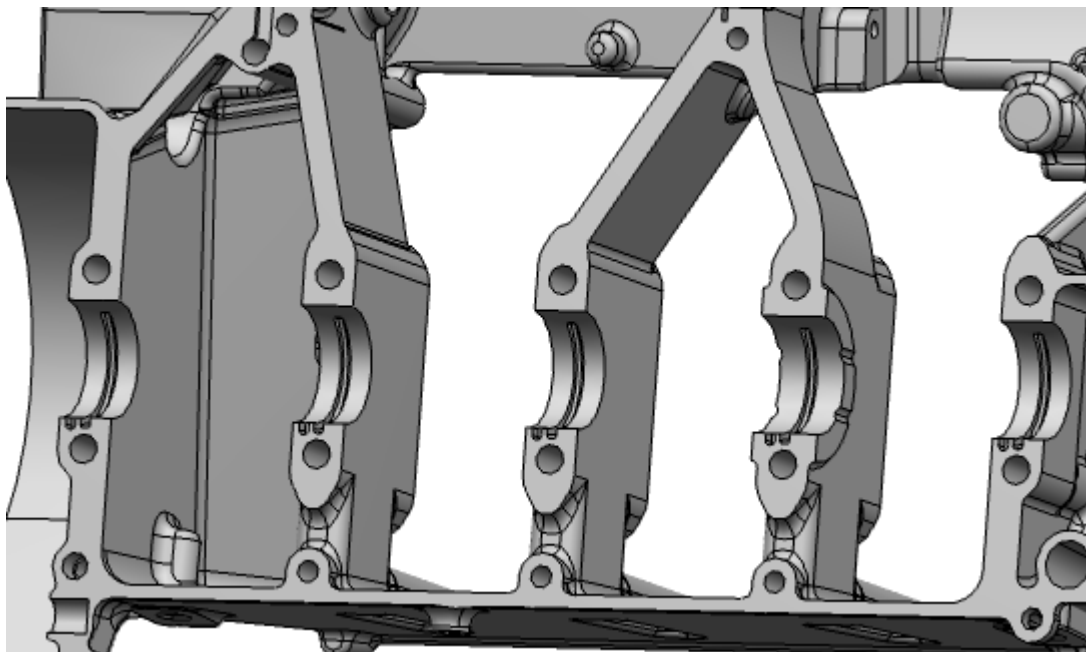
Válce motoru jsou hliníkové, stejně jako zbytek motoru, a po obrobení bude na jejich povrch aplikováno niklo-křemíkové karbidové povlakování, neboli NIKASIL. Tento povlak vyniká velkou mikrotvrdostí a velmi dobrou odolností proti otěru, navíc snáší vyšší teploty než samotný hliník a zvyšuje odvod tepla z povrchu válce. Jelikož je NIKASIL aplikován v tloušťkách až 0,3 mm, které jsou navíc nerovnoměrné, musí být po povlakování válce ještě dodatečně honovány na přesný rozměr.



Obrázek 24 - Horní část bloku motoru

4.4 Uložení klikového hřídele

I v oblasti uchycení klikového hřídele byla snaha o zachování stejných rozměrů jako u motoru sériového, což už však nebylo zcela proveditelné. Styčné plochy kolem uložení klikového hřídele spodního a horního bloku byly sice zachovány, ale zejména ve spodní části bloku bylo obtížné napojení na nosnou stěnu převodovky. V oblasti prvního a třetího válce je dokonce výztuha jen z jedné stěny a mezi druhým a čtvrtým válcem neexistuje na straně převodovky žádné tuhé žebro, jelikož je potřeba se vyhnout zároveň setrvačnicku klikového hřídele, řadícímu mechanismu a spojkovému hřídeli. V horní části bloku je v toto místo řádně žebrováno a proto nezbyvá než usoudit na základě MKP výpočtu, zda je konstrukce dostatečně tuhá.



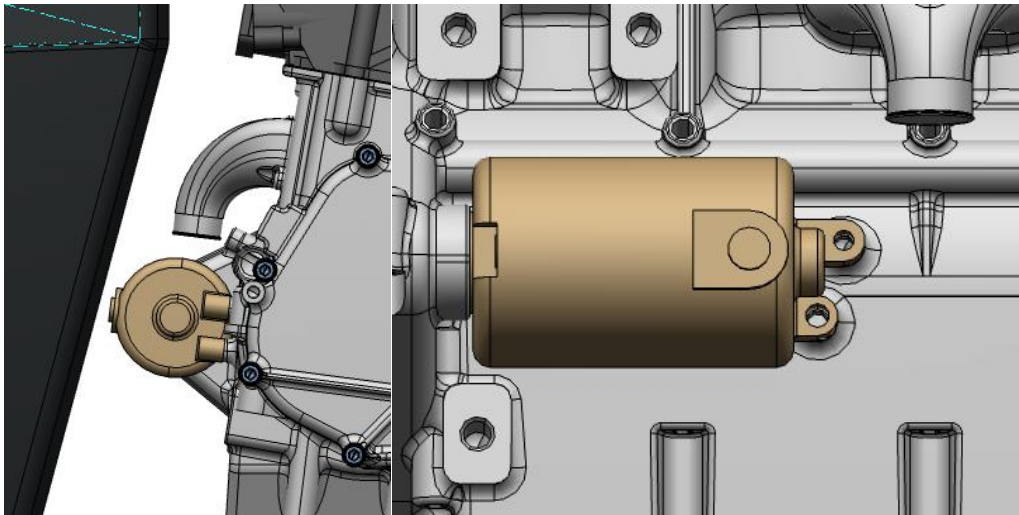
Obrázek 25 - Spodní část bloku motoru

4.5 Příslušenství

4.5.1 Alternátor a startér

Příslušenství motoru zůstane v co nejvyšší míře zachováno. Na pravé straně motoru je na konci klikového hřídele situován rotor alternátoru společně s ozubeným věncem pro pohon startérem. Alternátor zůstane zachován, přesune se však startér motoru.

V důsledku změny sklonu válců již není možné startér zastavět na původní pozici nad spojkovou hřídel. Proto byl startér umístěn do dělicí roviny v prostoru mezi motorem a monokokem. Toto řešení se jeví jako nejvhodnější z hlediska výšky těžiště při zachování původního ozubení a využívá jinak hluchý prostor před motorem.



Obrázek 26 - Umístění startéru na motoru FS.0X

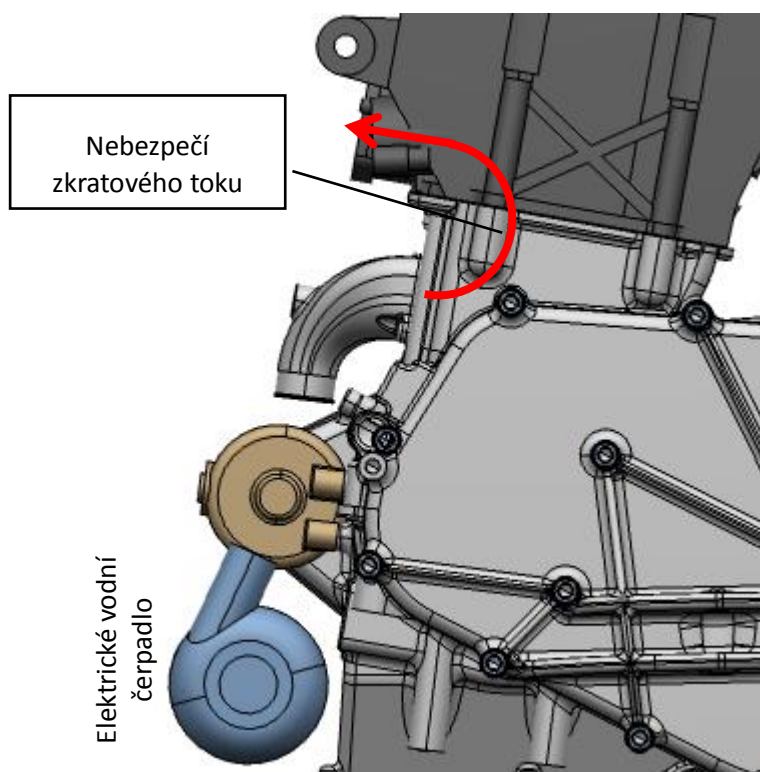
4.5.2 Ventilový rozvod

Na levé straně klikového hřídele se nachází rozvodový řetěz. Zde byla ponechána relativní pozice snímače otáček vůči klikovému hřídeli, aby mohl být zachován snímač i protikus sériový. Samotný rozvodový řetěz je napínán přes vodící člen hydraulicky v oblasti hlavy motoru na straně sání. Napínání mohlo zůstat zachováno, stejně jako kluzný člen na napínané straně. V zadní části rozvodového krytu však musel být učiněn kompromis se zástavbou spojkového koše a pro zachování původní délky rozvodového řetězu bude muset být vyroben nový kluzný člen s větším zalomením.

4.5.2 Chlazení motoru

Motor Yamaha má vstup do chladicího prostoru kolem válců na straně výfuku. Tento vstup však kvůli opačnému natočení válců a otočení hlavy motoru není možný, jelikož mezi převodovkou a výfukem není pro chlazení dostatek místa a i v případě, že by se podařilo trubku pro chlazení protáhnout, byla by ohřívána od výfuku, a její demontáž by byla velmi obtížná.

Vstup chladicí kapaliny tak byl přesunut do přední části motoru. Prostor pro oblékání válcům chladivem zůstal zachován, ale problém činí nebezpečí protékání studeného chladiva přímo od vstupu do motoru do výstupu z hlavy válců, které jsou nově situovány přímo nad sebou.



Obrázek 27 - Vzájemná poloha vstupu a výstupu motoru chladicího okruhu

Tento problém bude odstraněn zacloněním zkratového toku chladiva těsněním hlavy válců se zaslepeným kanálem nad vtokem chladiva do motoru. Motor bude osazen snímači teploty na vstupní přírubě motoru, výstupní přírubě motoru a na protilehlé straně motoru pod výfukem. Pomocí rozdílu jednotlivých teplot tak bude možné vyhodnocovat, zda ke zkratovému toku dochází a v případě potřeby upravovat těsnění.

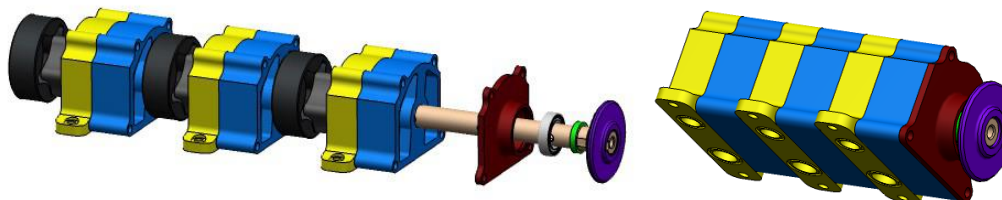
Elektrické vodní čerpadlo Pierburg bylo umístěno do volného prostoru mezi motor a monokok, pod vstupní přírubu chlazení.

4.5.3 Mazání motoru

4.5.3.1 Odsávací čerpadla

Jak již bylo zmíněno, odsávání oleje z vany motoru bude realizováno trojicí trochoidních čerpadel. Samotné trochoidy pochází ze sériového olejového čerpadla a jsou zbroušeny z tloušťky 18 mm na 14 mm, čímž je dosaženo snížení objemu každého čerpadla na 78% původní hodnoty a celkového odsávacího poměru 2,34. Trochoidy jsou uloženy v obráběném domku s tolerancemi stejnými, jako u čerpadla sériového. V poměru 0,78 jsou upraveny i vstupní a výstupní objemy a průřezy pro odsávací čerpadla. Všechna tři čerpadla jsou hnána společným hřídelem, poháněným řetězovým převodem, kdy jsou samotné rotory trochoidy unášeny přesným kaleným kolíkem. Výchozí převodový poměr je 1 a lze ho měnit výměnou hnací nebo hnané řetězky za menší. Ta lze měnit jen v krocích, odpovídajících zkrácení řetězu o 2 články. Nejmenší možná změna převodu je tak přibližně o 0,18. Jelikož se jedná o výrazně delší, na šestkrát uložený hřídel oproti

sériovému provedení, je mezi řetězkou a prvním čerpadlem včleněno kuličkové jednořadé ložisko, aby bylo zabráněno vydírání uložení v hliníkovém domku čerpadla. Podobně, jako u sériového provedení, je hnací hřídel uložena s tolerancí H7 / j6 kluzně přímo v domku čerpadla. Do průměru uložení je přiveden kanálek pro mazání. Mazání čerpadel je i v případě, že dané čerpadlo zrovna nečerpá olej zajištěno díky společnému výstupu, kde je vždy přetlak. Výsledná odsávací jednotka je tak velmi kompaktní a nenákladná.



Obrázek 28 - Odsávací jednotka

4.5.3.2 Tlakové čerpadlo

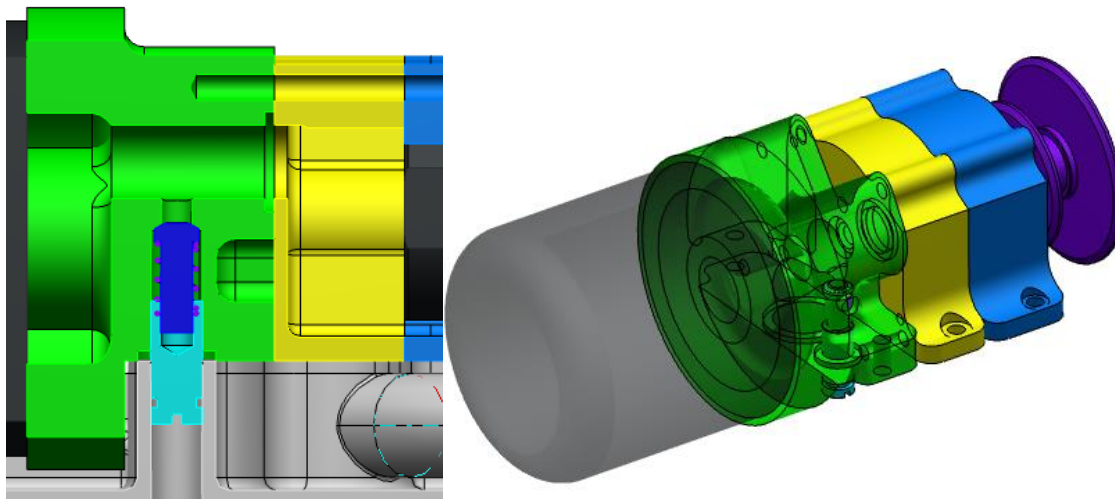
Tlakové čerpadlo rovněž vychází ze sériového provedení, avšak pro kompaktnější zástavbu je uloženo v obráběném domku. Čerpadlo je poháněno, stejně jako v sériovém provedení, řetězovým převodem od spojkového koše. Pro zamezení kolize převodu s díly řadičího mechanismu bylo nezbytné, pomocí distančního kroužku, axiálně vysunout spojkový koš o 10 mm dále od ložiska převodovky. Jak bylo zmíněno již v kapitole 3.3.5.1, byl upraven primární převod, což si vyžádalo i změnu převodu na tlakové čerpadlo. Napínání řetězu pro pohon od spojkového koše je realizováno pomocí vůle v otvorech pro šrouby vany motoru a u převodu na odsávací jednotku zase vůlí v otvorech pro uchycení jednotky k vaně. Řetěz od japonského výrobce, DID 25H, byl zachován a použit pro oba převody, jelikož se jedná o nejmenší běžně dostupný řetěz s dostatečnou únosností, kdy osová síla v řetězu nepřesáhne hodnotu 320 N. Pro pohon odsávacích čerpadel by s maximální osovou silou, při převodu 3,03 238 N vystačil i menší DID 15H, jehož produkce však byla ke konci roku 2014 ukončena a již není běžně dostupný.

Označení řetězu	Rozteč [mm]	Pouzdro		Čep		Plech		Průměrná pevnost [kN]	Maximální dovolené zatížení [kN]	Hmotnost [kg/m]
		Šíře [mm]	Průměr [mm]	Průměr [mm]	Délka [mm]	Tloušťka [mm]	Šíře [mm]			
DID 15	4,7625	2,4	2,48	1,62	6,25	0,6	4,3	1,96	0,49	0,089
DID 15H1	4,7625	3,18	2,48	1,62	7,3	0,72	4,3	3,14	0,58	0,103
DID 25	6,35	3,18	3,3	2,31	7,8	0,72	5,9	4,41	0,73	0,134
DID 25H	6,35	3,18	3,3	2,31	9	1	5,9	5,88	1,07	0,163
DID 25T	6,35	3,18	3,3	2,31	8	0,72	5,9	4,41	0,73	0,134
DID 35	9,525	4,78	5,08	3,59	12	1,25	9	11,2	2,15	0,332
DID 35T	9,525	4,78	5,08	3,59	12	1,25	9	11,2	2,15	0,332

Tabulka 4 - Rozměry řetězu DID 25H

Jelikož je jedním ze základních principů konstrukce slučování funkcí součástí, byl hned za výstup z tlakového čerpadla začleněn adaptér na olejový filtr, který dále ústí do tlakové části rozvodu oleje ve vaně. Olejový filtr tak vyplňuje jinak neužitý prostor pod

klikovým hřídelem a je umístěn nejnižší jak je to možné. Vzhledem k faktu, že vůz najezdí za jednu sezonu zhruba 1000 km, nepředstavuje složitá výměna olejového filtru problém.

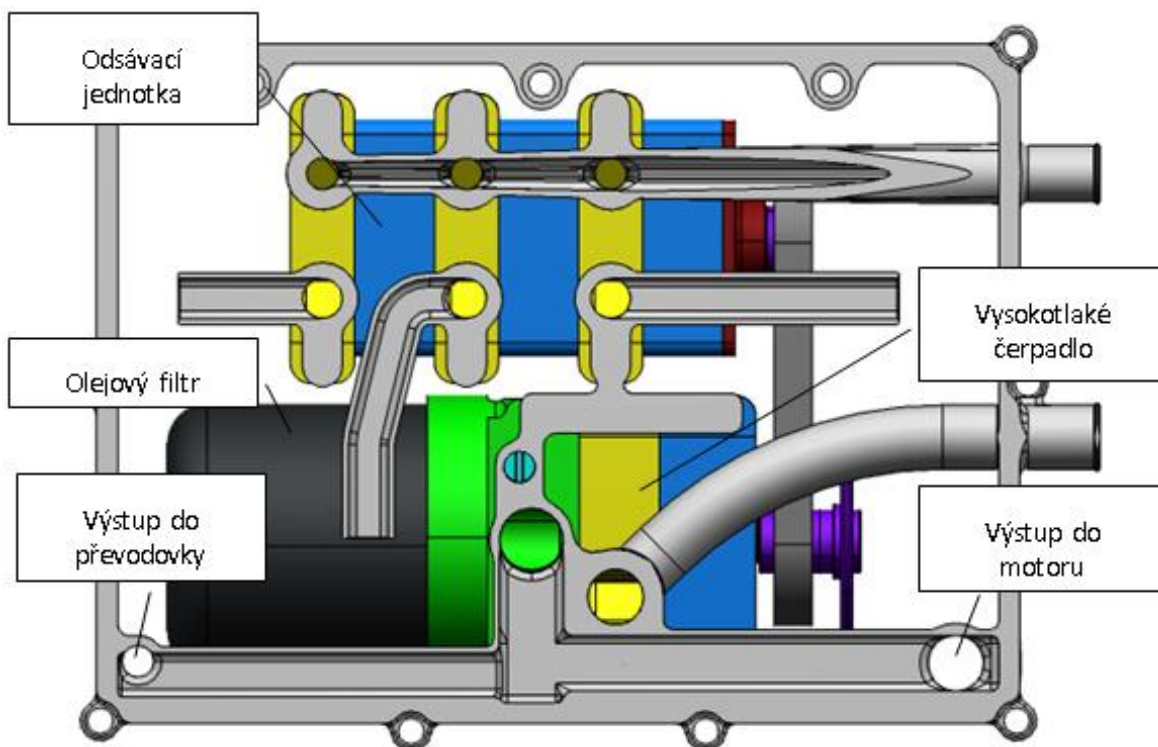


Obrázek 29 - Adaptér olejového filtru

V adaptéru olejového filtru je mezi vstupem do filtru a výstupem z čerpadla paralelně začleněn odpouštěcí ventil, který lze oproti sériovému provedení seřídit předpětím pružiny pomocí dopínacího šroubu, přístupného zespodu vozu bez demontáže vany. Tímto způsobem bude možné snadno vyladit tlak v olejové soustavě, jelikož se ukazuje, že u sériových motorů se tlak oleje výrazně liší motor od motoru a odpouštěcí ventil ve skutečnosti neotvírá až při žádaných 6 bar a pokles tlaku pod 3 bar není výjimkou.

4.5.3.3 Rozvod oleje

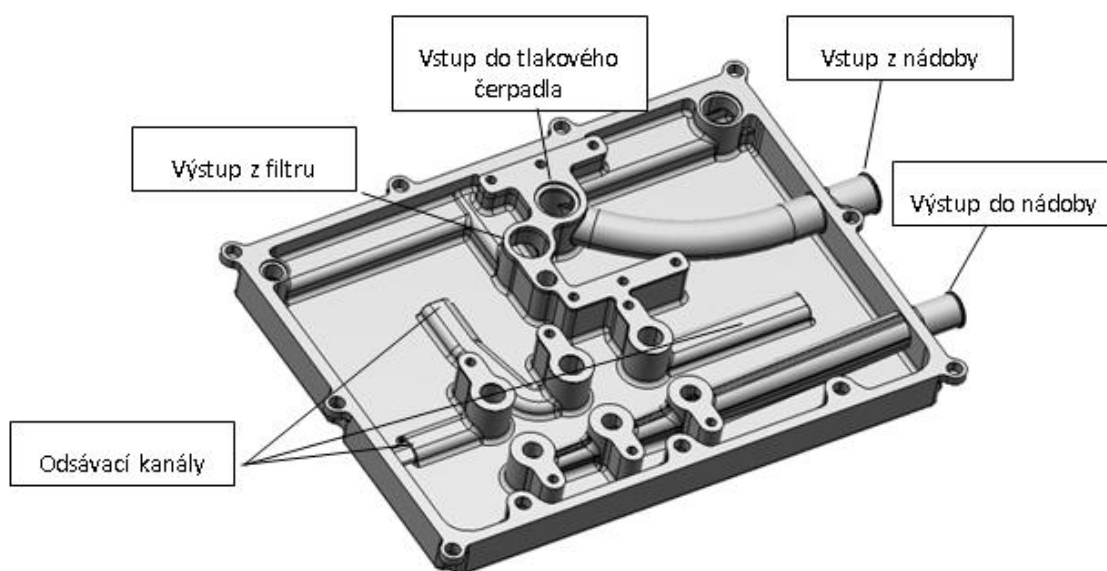
Klíčovým dílem pro rozvod oleje je vana motoru. Vana je uvažována jako díl nikoli odléváný, nýbrž sintrovaný ze slitiny hliníku, čemuž odpovídá i její tvarová složitost, která plně využívá možností této technologie, kdy není problém vyrobít díl již s hotovými kanály a následně jen obrobit dosedací plochy.



Obrázek 30 - Uspořádání olejové vany

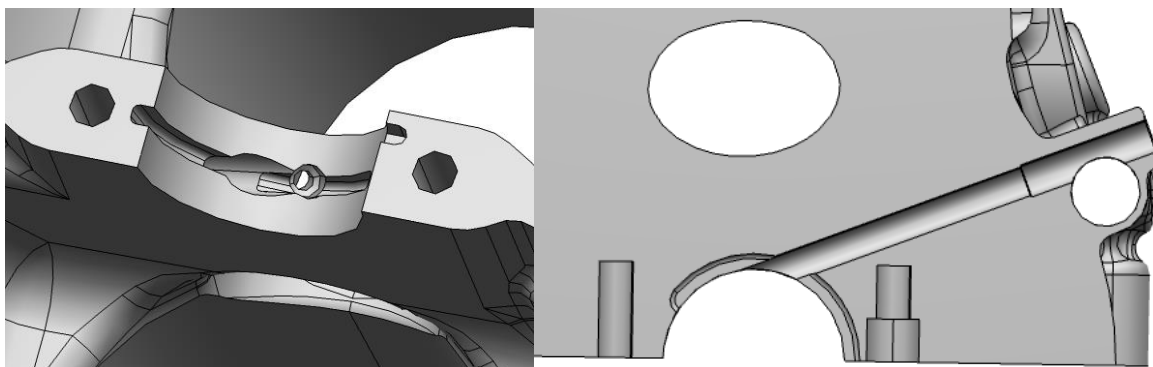
Odsávací jednotka je připevněna přímo do vany motoru, v dosedací ploše jsou vyvedeny otvory pro sání a výtlač oleje. Jednotlivé vstupní otvory čerpadel jsou nízkými kanály s obdélníkovým průřezem vyvedeny do míst odsávání. Výtlač je pak pro všechna čerpadla společný a ústí ven z vany, odkud již pokračuje hadicí do olejové nádoby.

Tlaková část systému je rovněž připevněna přímo k vaně motoru a výstup tlakového oleje z filtru ústí do kanálu, který dále rozvádí olej do motoru a převodovky. Všechny spoje mezi vstupy a výstupy jsou utěsněny o-kroužky.



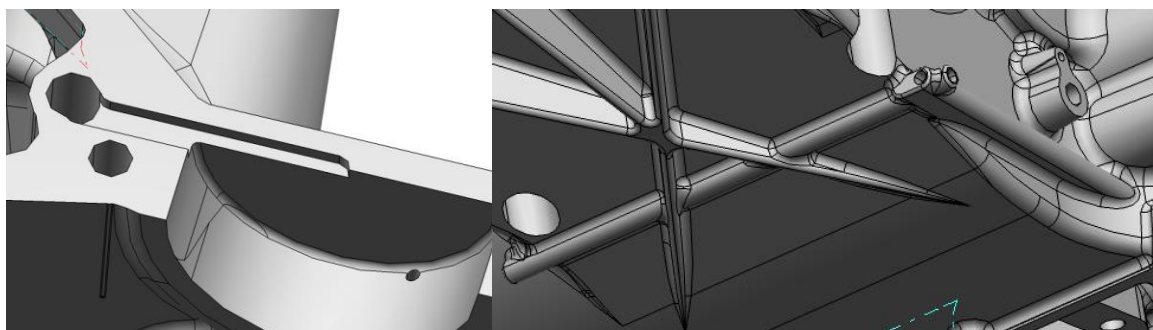
Obrázek 31 - Olejová vana

Z vany je olej přiváděn do hlavní galerie částečně vně bloku ocelovou, ohýbanou trubkou, která začíná v blízkosti vstupu z vany do spodní části bloku, vyhýbá se krytu rozvodů a klikovým šroubům, u nichž se opět připojuje ke spodnímu bloku motoru, odkud pokračuje do hlavní olejové galerie a do hlavy válců. U obou kanálů byl zachován stejný průměr jako u sériového motoru. Z hlavní galerie pokračuje olej šikmými vývrty ke klikovému ložisku, kde je po $\frac{3}{4}$ průměru rozváděn drážkou a odkud je veden dále k trysce ostříku dna pístu, jejíž průměr a orientace je opět stejná, jako u sériového motoru. Z hlavy válců pak olej stéká zpět do vany.



Obrázek 32 - Přívod oleje z hlavní galerie do ložiska klikového hřídele

Do převodovky je olej přiváděn přímo z vany do dělící roviny, odkud je drážkou olej veden k ložiskům, odtud je olej dále rozváděn vnitřním otvorem v hřídeli. Značně komplikované je překlenutí převodovky, jelikož spojková a hnací hřídel jsou každá mazaná z jiné strany. Toto překlenutí bylo realizováno paralelní větví, s dlouhými vývrty na spodní části bloku. Mazání sekundárního převodu je realizováno ostříkem, kdy bude použita stejná tryska jako pro ostříku pístu, zde však s menším tlakem oleje. Dno převodovky je skloněno tak, aby olej bez obtíží stekl zpět do vany.

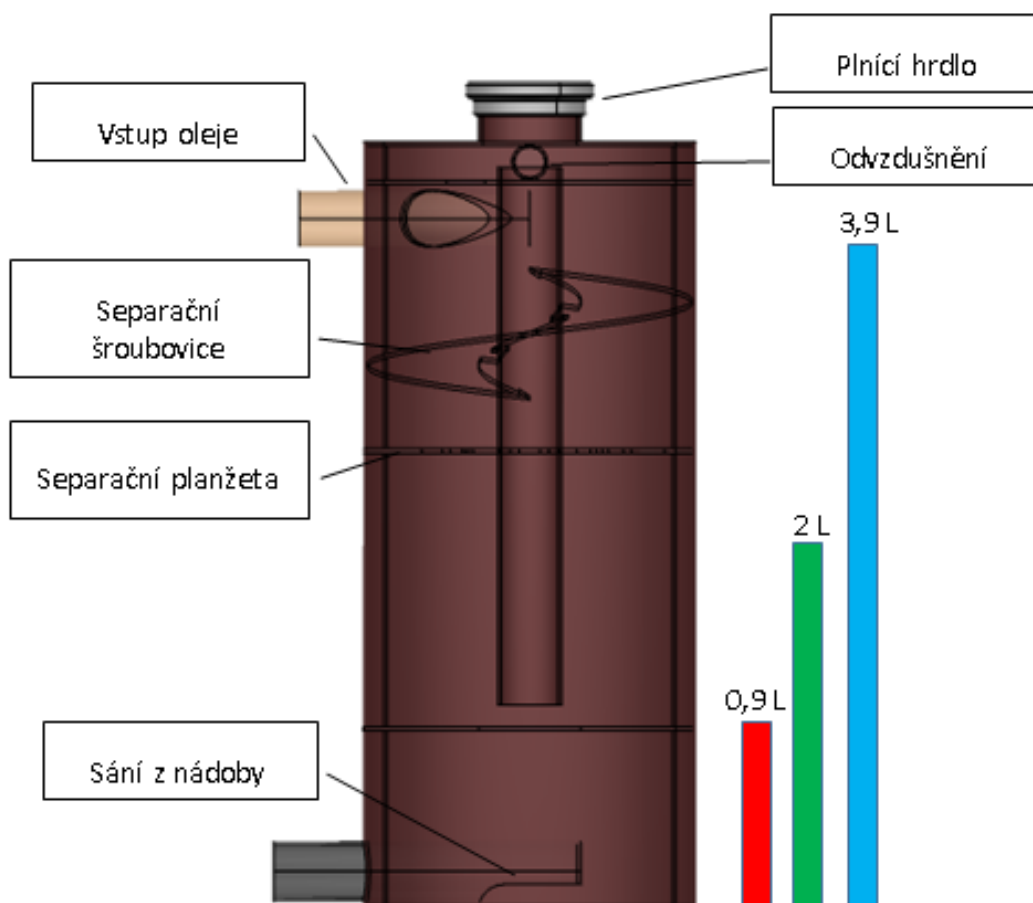


Obrázek 33 - Rozvod oleje dělící rovinou a překlenutí mazání na levou stranu bloku

4.5.3.4 Olejová nádoba

Cílem olejové nádoby je udržovat hladinu oleje nad sacím místem tak, aby při jízdě nedocházelo k sání vzduchu. Proto musí být nádoba úzká a vysoká, což je zase nevhodné z hlediska výšky těžiště vozu. Objem nádoby byl dán, její výška a průměr je tedy kompromisem výše zmíněného a zástavby do vozu. Nádoba je svařencem z výpalků a skruženého hliníkové plechu. Sání z nádoby je vyvedeno těsně nad dno, do osy nádoby.

Nad výstupem je umístěna planžeta, pod kterou je objem oleje 0,9 L, který vystačí sám o sobě na mazání motoru po dobu 2 s.



Obrázek 34 - Olejová nádoba

Důležitou částí nádoby je spirála v její vrchní části, na kterou stříká zpěněný olej z tangenciálního vstupu. Postupným stékáním oleje po spirále dochází k jeho separaci od vzduchu. Vzduch utíká otvorem v přepážce nad vstupem do nádoby a dále odvzdušňovacím výstupem ven z nádoby, do záchytné nádobky.

4.5.3.5 Ověření funkce

Pro ověření funkce navrhovaného systému byl tento koncept suché vany implementován do sériového motoru a vyzkoušen na brzdovém stanovišti. Pro tento účel byla vyrobena olejová nádoba, jejíž tělo bylo z průhledné, plastové trubky a bylo tak možné vidět, jak dochází k odvzdušnění oleje a kde se při provozu ustálí hladina. Rovněž byla vyrobena sintrovaná olejová vana, umožňující zástavbu odsávací jednotky do sériového motoru.



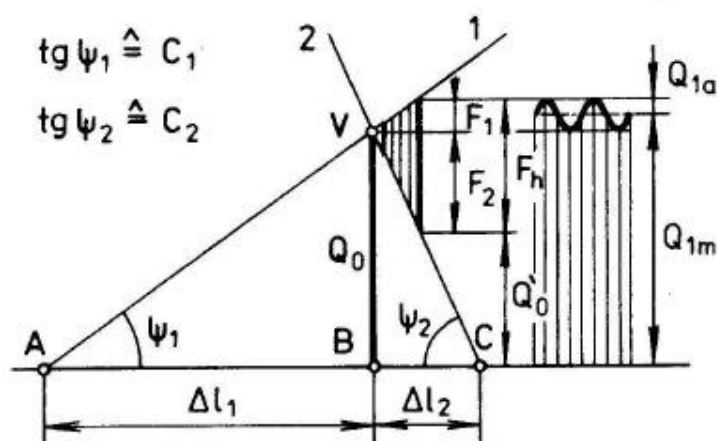
Obrázek 35 - Systém mazání z FS.0X na motoru Yamaha a olej v nádobě za provozu

Na základě tohoto experimentu došlo k úpravě olejové nádoby, kdy bylo šroubovici zvětšeno stoupání, byla zkrácena a pod její konec byla přidána děrovaná planžeta. Vzduch se na šroubovici sice separoval, ale docházelo k jeho usazování na spodní straně šroubovice, jelikož byl její sklon malý. O ustálené hladině oleje se nedá mluvit, jelikož je proudění oleje uvnitř nádoby velmi dynamické, nicméně objem oleje je v nádobě za provozu necelé 2 L, což odpovídá očekávání.

Další úpravou je povrchová úprava hnací hřídele a domků odsávací jednotky, aby bylo dosaženo vyšší odolnosti proti otěru. Na FS.0X tak bude aplikován na tyto díly DLC („DIAMOND-LIKE CARBON“) povlak s vysokou tvrdostí.

4.5.4 Šroubové spoje

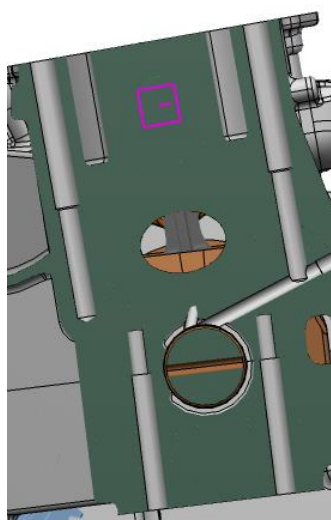
Veškeré namáhání od spalování a setrvačných sil motoru je přenášeno jednak přes šrouby, stahující klikový hřídel a jednak šrouby hlavovými. Tyto šrouby budou vyráběné na míru, odpovídající pevnostní třídě 12.9. Utahovací moment zůstane zachován. Jelikož jsou tyto šrouby vysoce namáhané a navíc vystavené nerovnoměrné teplotní deformaci hliníkových dílů oproti ocelovým šroubům, bylo vyvinuto úsilí za prodloužení těchto šroubů, tím pádem odlehčení jejich namáhání, jelikož je jejich tuhost přímo úměrná délce.



Obrázek 36 - Zatěžovací diagram dynamicky namáhaného šroubového spoje

Jelikož lze uvažovat tuhost spojovaných částí za stejnou, jako u sériového motoru, je změna zatěžování šroubu úměrná poměru tuhosti šroubu, jak plyne z diagramu (Obrázek 36). Hlava válců je stažena 10 ti šrouby M10 o stejné délce a klikový křídél 10 ti šrouby M8, kdy 4 šrouby vně bloku motoru mají rozdílnou délku oproti šroubům uvnitř bloku, kde je jejich délka omezena výškou odsávacích čerpadel. Přínos z hlediska zmenšení přitěžování šroubů je patrný z tabulky (Obrázek 37).

Všechny závity do hliníku na celém motoru budou opatřeny závitovou vložkou HELICOIL, která je sice primárně určená pro opravu závitu, nicméně se její použití již v minulosti mnohokrát osvědčilo a při jejím použití hned z výroby bude zamezeno ručnímu vrtání a improvizacím při případné opravě závitu.



	Délka šroubu [mm]		
	M10	M8 vnější	M8 vnitřní
FS.06	100	100	60
FS.0X	150	115	70
Rozdíl [%]	50	15	17

Obrázek 37 - Zapuštění šroubů a přehled jejich délek

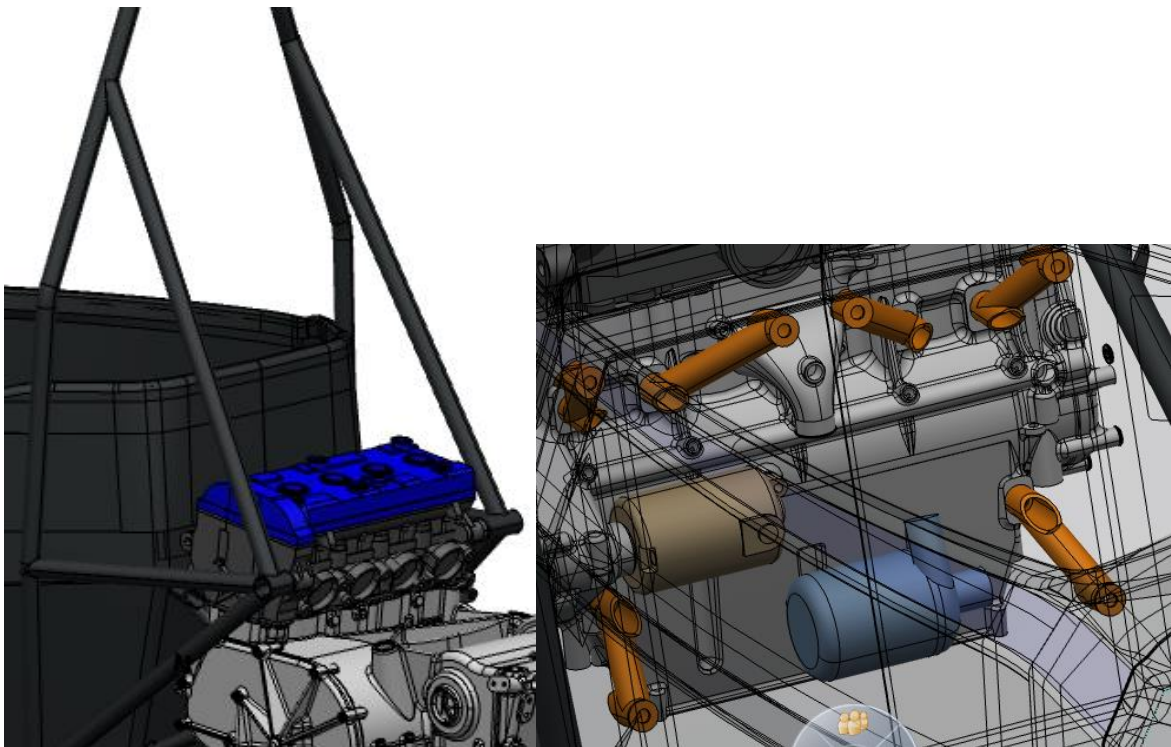
4.5.4 Uchycení motoru

Uchycení motoru k nosné struktuře bude realizováno připojením v osmi bodech. Jak již bylo vytyčeno cílem, bude motor uchycen za hlavu prostřednictvím styčníku vzpěry

hlavního oblouku a jejích dvou podpěr. Dalších šest úchytných bodů se nachází na přední straně motoru, vždy tři na každé straně, z nich dva na horní části bloku ve vyztužené oblasti válců.

Hlavní oblouk je k monokoku, dle pravidel, uchycen 12 ti šrouby M8 přes styčnou plochu 30 x 75 mm pro každý pár šroubů.

Uchycení z přední části motoru k monokoku je realizováno trubkami 20 x 2 mm s osazením pro přišroubování na motor a monokok. Úchytné body na monokoku jsou rozprostřené co nejdále od sebe a do blízkosti hrany, aby byla zajištěna co možná nejvyšší tuhost.



Obrázek 38 - Uchycení motoru k nosné struktuře FS.0X

5. MKP výpočet

5.1 Cíle výpočtu

Motivací pro provedení konečně prvkového výpočtu je pevnostní a tuhostní analýza motoru FS.0X. Cílem úlohy je ověřit, zda je, z hlediska pevnosti, zkonstruovaný blok motoru vyhovující. Podrobná analýza, zahrnující veškeré namáhání, teplotní jevy, proudění tekutin a kontaktní interakce, by byla nad rámec diplomové práce.

Výpočet byl definován v softwaru Abaqus 6.14-1 s využitím fakultní licence a byl spouštěn na výpočtovém serveru v 7. patře na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, který týmu CTU CarTech pro výpočty laskavě poskytli Ing. Nikita Astraverkhau a Ing. Michal Vašíček, Ph.D. K dispozici tak bylo 48 GB operační paměti a 8 procesorů. Nespornou výhodou však byl snadný přístup přes VPN, takže bylo možné výpočet sledovat, stahovat výsledky a znovu spouštět bez prodlevy. Výpočet nedoběhl hned napoprvé a vyžadoval vyladit definici modelu v několika krocích, než začal konvergovat. Přesto však bylo potřeba model ještě výrazně zjednodušit, aby bylo možné na přístupném serveru úlohu spočítat.

Materiálem byla zvolena slitina hliníku AlSi7Mg0,6, běžně používaná pro odlitky na vytavitelný model pro vysoce namáhané součásti v automobilovém a leteckém průmyslu.

Materiál	Mez kluzu	Mez pevnosti	Tažnost	Tvrдость	Mez únavy	Modul pružnosti	Hustota	Teplotní roztažnost
	Re [MPa]	Rm [MPa]	A [%]	[HB]	Rc [MPa]	[GPa]	[kg.m-3]	[m/K . 10e-6]
AlSi7Mg0,6 T6	240-280	320-350	4 - 6	100-115	110-115	73	2,67	18

Tabulka 5 - Materiálové vlastnosti AlSi7Mg0,6 ve stavu T6

V modelu není zahrnuto namáhání od spalování, tedy tlak ve válci motoru a teplo, ohřívající válec motoru. Materiál rovněž nemá definován pokles mechanických vlastností při zvýšení teploty.

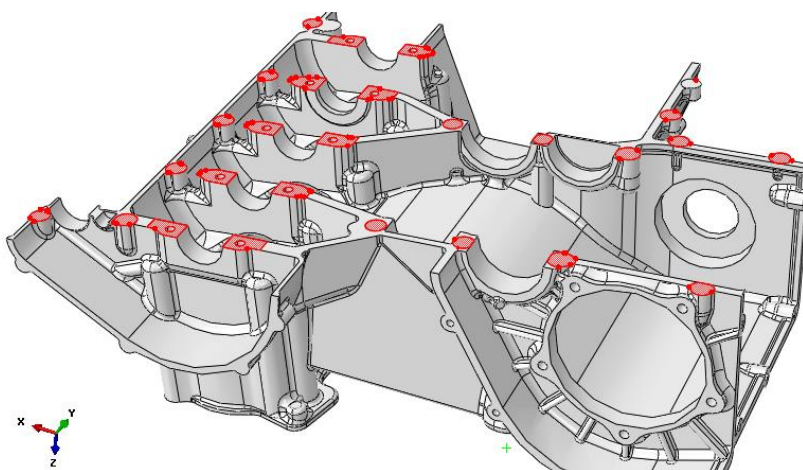
Jako cíl bylo stanoveno nejvyšší napětí ve válci motoru na 80 MPa, což odpovídá o 25 % snížené mezi únavy materiálu. Co se týče ostatních částí bloku, nemělo by napětí přerůst přes mez kluzu, optimálně nepřerůst přes 200 MPa. Tyto cíle byly stanoveny na základě zkušeností týmu s dimenzováním dílů, kdy vstupy výpočtu již obsahují koeficienty s ohledem na bezpečnost. Obecně je k výpočtu přistupováno konzervativně, s velkou opatrností a výsledky jsou brány s rezervou a podrobeny kritickému úsudku konstruktéra. Snaha o „dokonalý“ výpočet a slepá důvěra v jeho výsledek se již týmu neosvědčila, jelikož nejistota vstupů a nepředvídatelnost skutečného zatížení je vyšší, než nepřesnost zjednodušené úlohy. Dobrým příkladem může být prasklý disk kola při závodech v Maďarsku, v roce 2014, kdy vůz FS.06 pravidelně, v jedné ze zatáček na trati, bezprecedentně dosahoval o 24 % vyššího zatížení, než na které byly díly dimenzovány.

5.2 Příprava MKP modelu

Pro konečněprvkový výpočet bylo potřeba CAD model bloku motoru zjednodušit a odstranit otvory, kanály a hrany, které nemají z hlediska výpočtu žádnou funkci a kde hrozí riziko tvorby nekvalitních elementů. Z modelu tak byly odstraněny všechny olejové kanálky, díry pro šrouby, s výjimkou šroubů hlavy, klikového hřídele, uchycení motoru a uchycení náprav.

Model byl z prostředí CATIA V6 vyexportován do formátu STEP 214, který byl importován do Abaquusu a přes funkci „geometry edit“ -> „convert to precise“ byly zaceleny nespojitosti objemu, vzniklé při převodu formátu.

Další úprava modelu proběhla v softwaru Abaqus. Jednotlivé díly byly pomocí příkazu „partition“ rozděleny ať už symetricky, či dle tvaru interakce s jiným dílem. Pomocí příkazů „merge faces“ a „merge edges“ byly sloučeny křivky a plochy souvislého tvaru, které však byly při importu modelu rozděleny. Pro definici vazeb modelu byly na každém dílu vytvořeny příslušné sety a přípojné body pro vnášení zatížení.



Obrázek 39 - Set pro spojení spodního a horního dílu bloku motoru

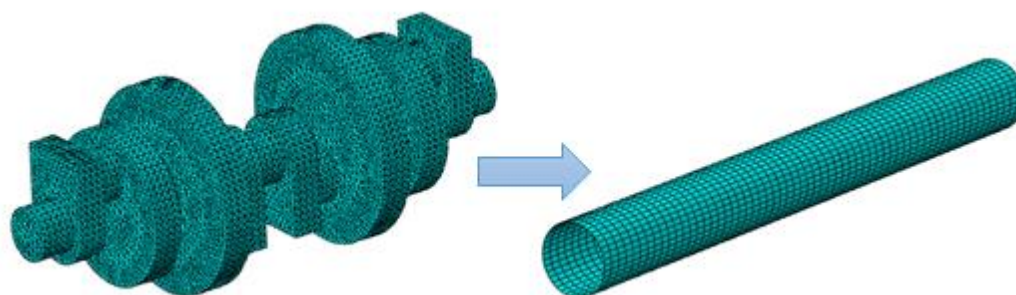
Výpočetní model nakonec sestával z dílů, jejichž výpis se nachází v Tabulce 6. V modelu byly definovány dva materiály - hliník a ocel. Materiál hliník svými vlastnostmi odpovídá tabulce 5, kdežto ocel je definovaná pouze hustotou $7,85 \text{ kgm}^{-3}$, modulem pružnosti 210 GPa a Poissonovou konstantou 0,3. Materiál ocel byl použit pouze pro pomocné díly, tudíž nebyla zohledněna ani mez kluzu materiálu, kterou by žádná součást neměla překročit. Pro zjednodušení výpočtu nebylo zahrnuto víko alternátoru a olejová vana motoru, jelikož se nacházejí v málo namáhaných částech motoru a jejich příspěvek na tuhosti není významný.

Díl	Rozměr	Materiál	Počet ks	Základní velikost sítě	Minimální velikost sítě	Počet elementů
			[-]	[mm]	[mm]	[-]
Horní blok motoru	3D	Hliník	1	5	0,5	347 127
Spodní blok motoru	3D	Hliník	1	5	0,5	247 198
Zadní blok motoru	3D	Hliník	1	5	0,5	70 969
Víko spojky	3D	Hliník	1	5	0,5	52 448
Víko diferenciálu	3D	Hliník	1	5	0,5	15 546
Hlava válců	2D	Hliník	1	10	10	800
Kliková hřídel	2D	Ocel	1	5	2	2 440
Spojková hřídel	2D	Ocel	1	5	2	1 280
Hnací hřídel	2D	Ocel	1	5	2	1 320
Diferenciál	2D	Ocel	1	5	2	1 400
Hlavový šroub	3D	Ocel	10	5,3	2,4	2 464
Klikový šroub bloku	3D	Ocel	6	3,6	1,8	2 133
Klikový šroub vnější	3D	Ocel	4	3,6	1,8	3 279

celkem 791082

Tabulka 6 - Přehled dílů MKP sestavy motoru

Hlava motoru byla zjednodušena na 2D součást s tloušťkou přidělenou pomocí „shell section“ v „section assignmen“t v záložce „properties“. Tloušťka byla zvolena tak, aby měl tento náhradní 2D obdélník srovnatelnou tuhost jako hlava motoru. Tato tuhost byla stanovena pouze odhadem, kdy bylo z řezu hlavy motoru stanoveno těžiště průřezu a plocha nad a pod těžištěm rozdělena do obdélníků. Pro tento průřez byla spočítána tuhost v ohybu.

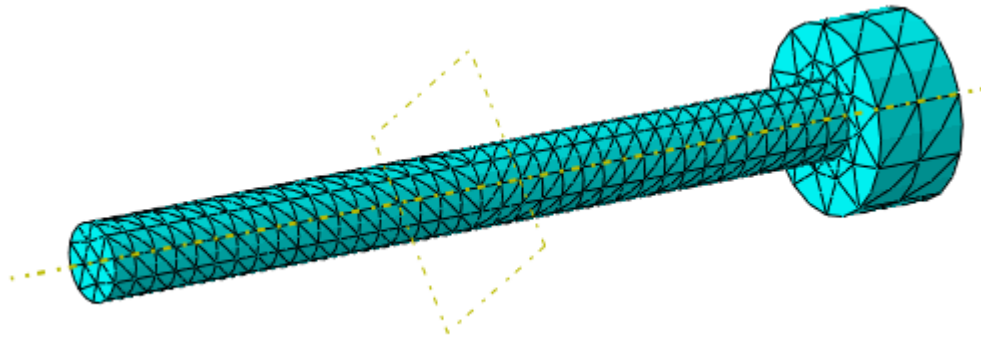


Obrázek 40 - Zjednodušení klikového hřídele na ekvivalentní trubku

Zjednodušené modely klikového, spojkového a hnacího hřídele byly, stejně jako diferenciál, spočítány separátně. Každý díl byl vetknut za průměr pod ložiskem na jedné straně a zatížen ve středu ložiska na druhém konci hřídele. Následně byl vytvořen 2D díl, v podobě trubky o průměru příslušného ložiska a tomuto dílu byla, podobně jako hlavě válců, přiřazena tloušťka odpovídající tuhosti objemového dílu. Takto se podařilo velmi

jednoduše zahrnout do modelu i tuhost dílů motoru a převodovky, které tak sloužily pro vnášení zatížení i vyhodnocení deformace.

Pro vnesení předpětí od šroubových spojů bylo nezbytné vymodelovat i šrouby. Šrouby pro MKP model mají průměr dřívku odpovídající malému průměru závitu a jednoduchou, válcovou hlavu, odpovídající průměrem hlavě skutečného šroubu.

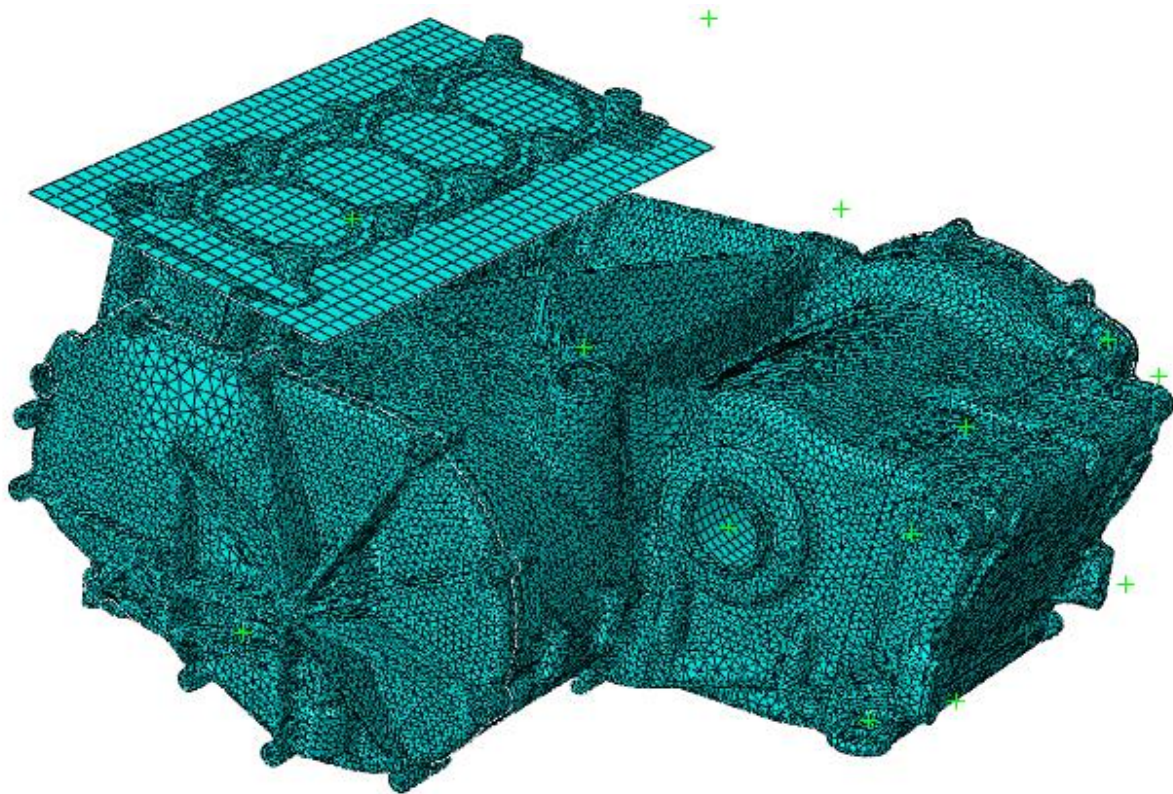


Obrázek 41 - Příprava šroubu pro vnesení předpětí

Šrouby musely být rovněž pro vnesení zatížení v polovině délky rozděleny v celém průřezu a musely mít definovanou osu.

Vysítování dílů bylo provedeno automatickým algoritmem v programu Abaqus. Všem dílům byly přiřazeny tetra elementy s definovaným gradientem růstu elementu 1,3. Velikost sítě byla zvolena dle tabulky (Tabulka 6). V místech se složitou geometrií bylo potřeba upravit síť ručně ať už slučováním ploch, křivek, či ručním přiřazením uzlů. Všem průměrům pro ložiska bylo přiřazeno 40 uzlů po obvodu a šroubům 10 uzlů po obvodu. Orientace těchto uzlů v prostoru byla definována stejně na všech dílech, které jsou ve vzájemné interakci, aby bylo zaručeno spárování příslušných bodů jednotlivých těles.

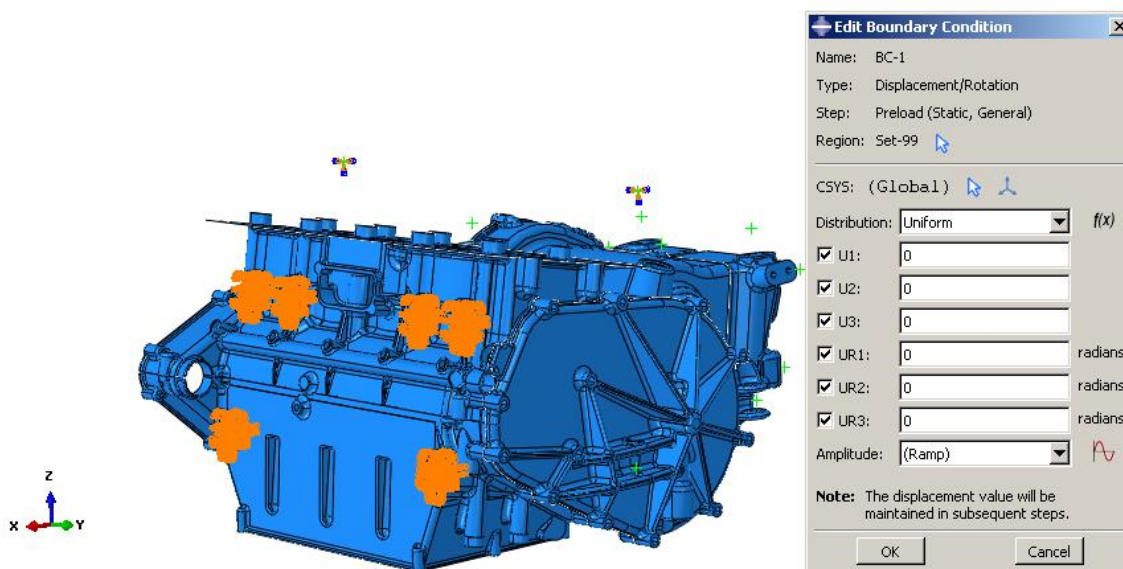
Výsledný model, použitý pro konečný výpočet byl po několika zjednodušeních a úpravách složen z 30 těles o celkovém počtu 791 082 elementů.



Obrázek 42 - MKP model motoru

5.3 Okrajové podmínky

Všech 30 těles MKP modelu bylo vloženo do jedné sestavy. Motor byl v prostoru definován odebráním všech stupňů volnosti šesti došedacím plochám úchytů motoru k šasi na přední straně horního a spodního bloku motoru a odebráním všech stupňů volnosti dvěma bodům, reprezentujícími uchycení na hlavě válců.

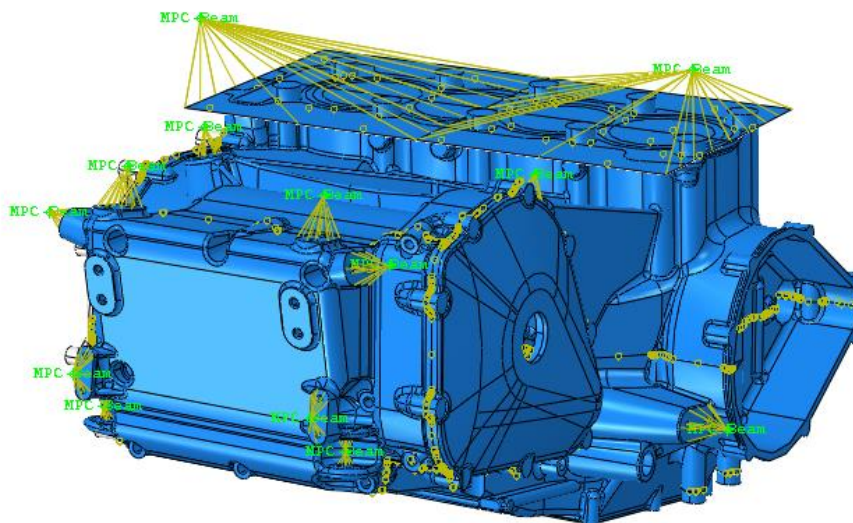


Obrázek 43 - Uchycení motoru v MKP modelu

Dále bylo v modelu definováno celkem 84 vazeb jak mezi jednotlivými tělesy, tak mezi přípojnými body a plochou, kam bylo vneseno zatížení. Původním záměrem bylo aplikovat kontaktní podmínku do každé plochy, kde se stýkají dvě a více těles, což však zvýšilo požadavky na výpočet přibližně o řád. Od kontaktů na všech styčných plochách bylo tedy upuštěno a kontakt byl omezen na styk horního a spodního bloku motoru a to pouze v oblasti kolem šroubových spojů. Další kontakt byl ponechán mezi dosedací plochou a hlavou šroubů. Nicméně i tento kontakt zvyšoval požadavky pro výpočet natolik, že nebylo možné výpočet dokončit. Od kontaktů tedy bylo nadobro upuštěno.

Namísto kontaktů byly plochy v oblasti šroubových spojů horního a spodního bloku i hlavy šroubů s dosedací plochou svázané vazbou „TIE“. Vazba „TIE“ vyhledá v definovaném okolí uzlu „MASTER“ plochy uzly „SLAVE“ plochy a zamezí jejich vzájemnému pohybu. Tato vazba však neřeší vzájemný průnik těles a může se tak stát, že se budou dosedací plochy dvou těles protínat.

Vazbou „TIE“ byly vzájemně svázané i veškeré dosedací plochy víka spojky a diferenciálu, stejně jako zadní části bloku, hlavy válců a hřídelů. U vazby však bylo potřeba dbát na definici „MASTER - SLAVE“ a žádný uzel nesměl být použit jako „SLAVE“ dvakrát. Proto musely být klikový, spojkový i hnací hřídel rozděleny v dělicí rovině horního a spodního bloku, aby bylo zamezeno, že v okolí dělicí roviny bude jeden uzel hřídele v oblasti, kde má být vázán na „MASTER“ uzel horního i spodního bloku. Následně bylo, jak je již popsáno výše, učiněno opatření, kdy byla síť upravena tak, aby jednotlivé uzly hřídele ležely přímo na uzlech bloku, oblast v okolí „MASTER“ uzlu byla zmenšena a uzly přímo v dělicí rovině byly vynechány. Podobný postup následoval i u zadní části bloku, víka spojky a diferenciálu. Vazbou „TIE“ byly svázané i šrouby, kdy jako „MASTER SURFACE“ byla definována oblast závitu šroubu a jako „SLAVE SURFACE“ oblast závitu v bloku.



Obrázek 44 - Přípojný body modelu pro vnášení sil

Přípojný body byly k příslušným plochám zavazbeny pomocí funkce „MCP CONSTRAINT“ s typem vazby „BEAM“, která vytvoří mezi řídicím bodem a plochou virtuální, nedeformovatelný nosníkový element.

5.4 Zatížení modelu

5.4.1 Stanovení zatížení - válce motoru

Pro výpočet nebylo bráno v úvahu zatížení válců od tlaku plynu, ani teplotních deformací. Jelikož oblast válců je v podstatě zachována ze sériového motoru, nepředpokládá se, že je v této oblasti motoru třeba namáhání řešit. Tlak od spalování, působící na hlavu válců vyvozuje maximální sílu 29 kN, což je výrazně méně než je předpětí hlavových šroubů. Jelikož tato síla působí proti předpětí, budou se šrouby i válce odlehčovat. Nejméně příznivým stavem pro namáhání válce je tedy situace, kdy ve válci není přetlak, ale válec je ohřátý, což způsobí v důsledku rozdílné teplotní roztažnosti ocele a hliníku natažení šroubu, tím pádem větší předpětí. Tento jev tedy bude zahrnut do statického předpětí za studena, čímž bude z hlediska válců motoru dosaženo nejhoršího zátěžného stavu.

Rozměry							
Vrtání	Utahovací moment	Závit			Délka hlavového šroubu	Průměr těla šroubu	Třecí průměr hlavy šroubu
		D	d2	P			
[mm]	[Nm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
67	42	10	9,03	1,5	150	8,3	16
Fyzikální hodnoty							
Maximální tlak od spalování					α ocel	α hliník	Ohřátí válců
[MPa]					[1/K]	[1/K]	[K]
8,48					0,0000116	0,000023	130

Tabulka 7 - Parametry pro výpočet šroubů

Nejprve bude vyjádřena síla natahující šroub od ohřátí motoru o 130°C.

$$\Delta l = (\alpha_{hlinik} - \alpha_{ocel}) \cdot l \cdot \Delta T \tag{10}$$

$$F_{hlava1} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2 \cdot (\alpha_{hlinik} - \alpha_{ocel}) \cdot \Delta T}{4} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 8,3^2 \cdot (23 - 11,6) \cdot 130 \cdot 10^{-6}}{4} N = 16\,838\,N \tag{11}$$

A připočtením osová síly od utahovacího momentu bude vyjádřena celková osová síla ve šroubu.

$$\varphi = \arctg\left(\frac{f}{\cos(30^\circ)}\right) = \arctg\left(\frac{0,15}{\cos(30^\circ)}\right) = 9,82^\circ \quad (12)$$

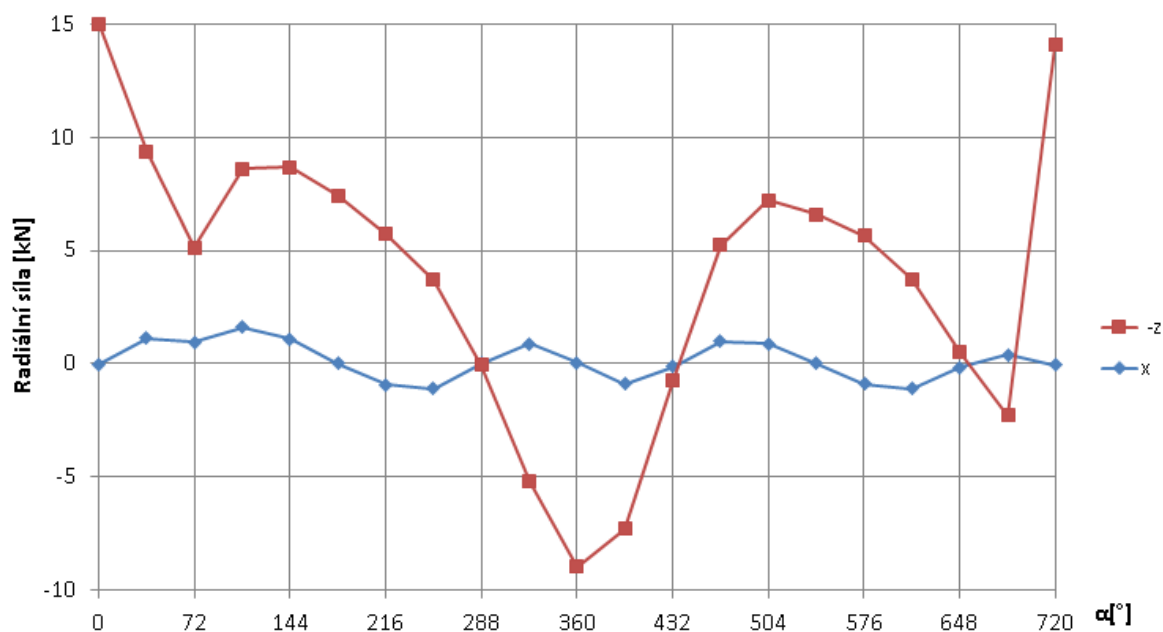
$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d}\right) = \arctg\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 10}\right) = 2,73^\circ \quad (13)$$

$$F_{hlava2} = \frac{M}{\left(f \cdot \frac{D_{treči}}{2} + \operatorname{tg}(\varphi + \gamma) \cdot \frac{d_2}{2}\right)} = \frac{42000}{\left(0,15 \cdot \frac{16}{2} + \operatorname{tg}(9,82 + 2,73) \cdot \frac{9,026}{2}\right)} = 19\,000\,N \quad (14)$$

$$F_{hlava} = F_{hlava1} + F_{hlava2} = 16\,838 + 19\,000 = 35\,838\,N \quad (15)$$

5.4.2 Stanovení zatížení - klikový hřídel

Pro určení síly v uložení klikového hřídele bylo vycházeno z měření indikace tlaku ve válci piezoelektrickým tlakovým snímačem integrovaným v zapalovací svíčke motoru na brzdovém stanovišti v laboratořích Na Julisce, poskytnutém týmu ústavem automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Záznam tlaku byl pomocí programu KiBox přenesen do MS Excel, kde byl tlak přepočítán na moment jednoho válce motoru, včetně vlivů posuvných a rotačních hmot, a následně do programu MATLAB, kde byl moment válce rozložen na jednotlivé harmonické složky a byl složen do průběhu momentu celého motoru. Původní myšlenka byla zatížit klikový hřídel součtem hlavních harmonických složek radiální síly, což se ukázalo jako zbytečně komplikované řešení, jelikož by pro každou rotující složku muselo být vytvořeno zvlášť hmotné těleso, které by sílu vyvozovalo.



Obrázek 45 - Radiální síla pro zatížení jednotlivých válců

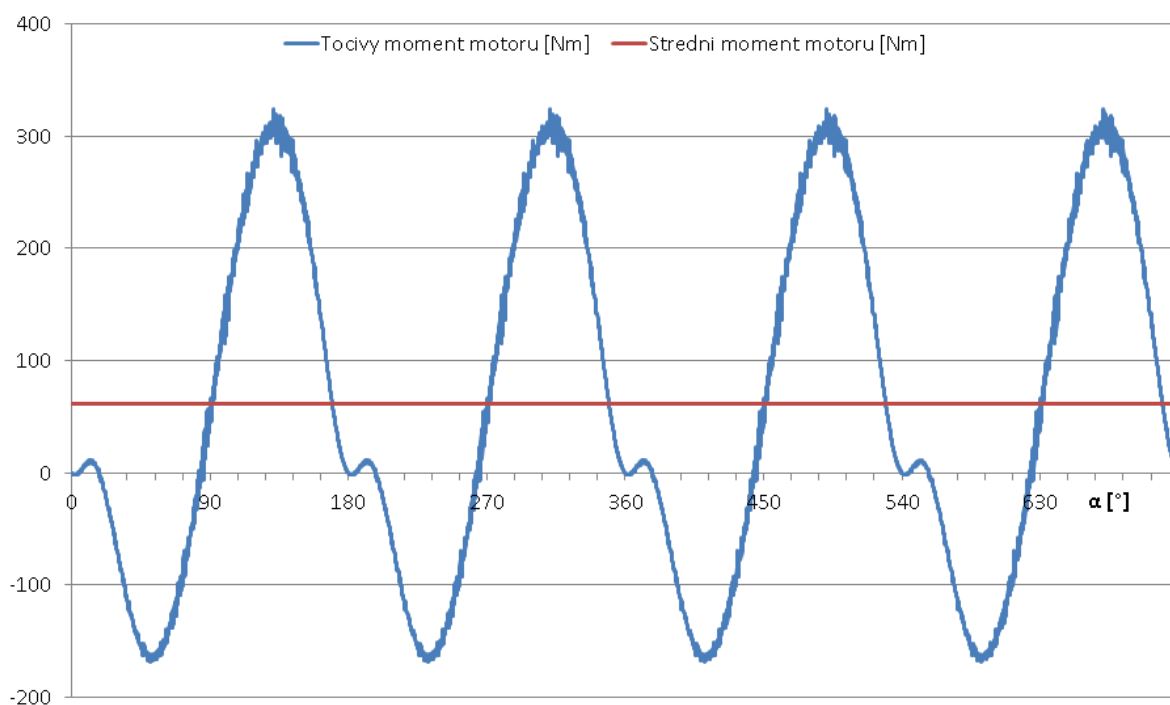
Nakonec byl tedy pro každý válec vyjádřen průběh radiální síly, který byl nadále rozložen do složky ve směru osy X a -Z. Průběh síly byl poté vynesena do bodů po 36° natočení klikového hřídele. Tyto průběhy pak byly použity pro každý válec zvlášť, vždy s fázovým posunem 180° v pořadí válců 1-2-4-3.

K silám na první válec byla dále přičtena reakce v ozubení primárního převodu jako konstanta, odpovídající maximálnímu momentu.

Stanovení osově síly ve šroubovém spoji uložení klikového hřídele bylo provedeno stejným způsobem jako u hlavových šroubů v předchozí kapitole.

5.4.3 Zatížení - převodovka, diferenciál, uchycení náprav

Jako vstup pro výpočet zatížení v převodovce byl předán průběh točivého momentu motoru kolegovi Bc. Jonáši Zaccalovi, který na jeho základě poskytl pro výpočet velikost reakcí v jednotlivých ložiskách a v uchycení zadní nápravy vozu.



Obrázek 46 - Průběh momentu motoru jako vstup pro výpočet sil v převodovce

5.4.4 Zatížení

Výpočet byl rozdělen do následujících kroků: předpětí, akcelerace na I. rychlostní stupeň, akcelerace na II. rychlostní stupeň, ustálený průjezd zatáčkou na mezi adheze na I. rychlostní stupeň, ustálený průjezd zatáčkou na mezi adheze na II. rychlostní stupeň, výpočet vlastních frekvencí a dynamický výpočet při akceleraci na I. rychlostní stupeň.

Každý krok má definované příslušné síly, které jsou zanášeny ve složkách do přípojných bodů, jenž jsou dále spojeny přes „MCP“ vazbu s tělesem. V případě náprav byl bodem vždy střed sférického ložiska daného prvku, v případě sil v převodovce pak střed ložiska a v případě klikového hřídele byl bodem pro zanesení síly průsečík osy příslušného válce s osou klikového hřídele. Předpětí šroubu pak bylo realizováno přímo zátěžným stavem „BOLT PRELOAD“, kdy stačilo do předem připraveného průřezu definovat velikost osové síly a její směr osou šroubu.

Vyjma posledního, byly všechny kroky statické, kdy byly uvažovány pouze maximální hodnoty sil v klikovém hřídeli. Na prvním a třetím válci byla zadána nejvyšší kladná síla a na druhém a čtvrtém zase nejvyšší záporná. V posledním kroku výpočtu byly statické síly v klikovém hřídeli nahrazeny měnící se silou, popsanou v kapitole 5.4.2, pomocí tabulky závislosti velikosti síly na čase.

Během prvního výpočtu se ukázalo, že zátěžný stav na II. rychlostní stupeň není z hlediska namáhání tak významný, jako na I. rychlostní stupeň a pro další výpočet už tyto kroky nebyly uvažovány. Uvažován nebyl ani výpočet vlastních frekvencí, jelikož pro jeho realizaci byla operační paměť výpočetního serveru nedostatečná.

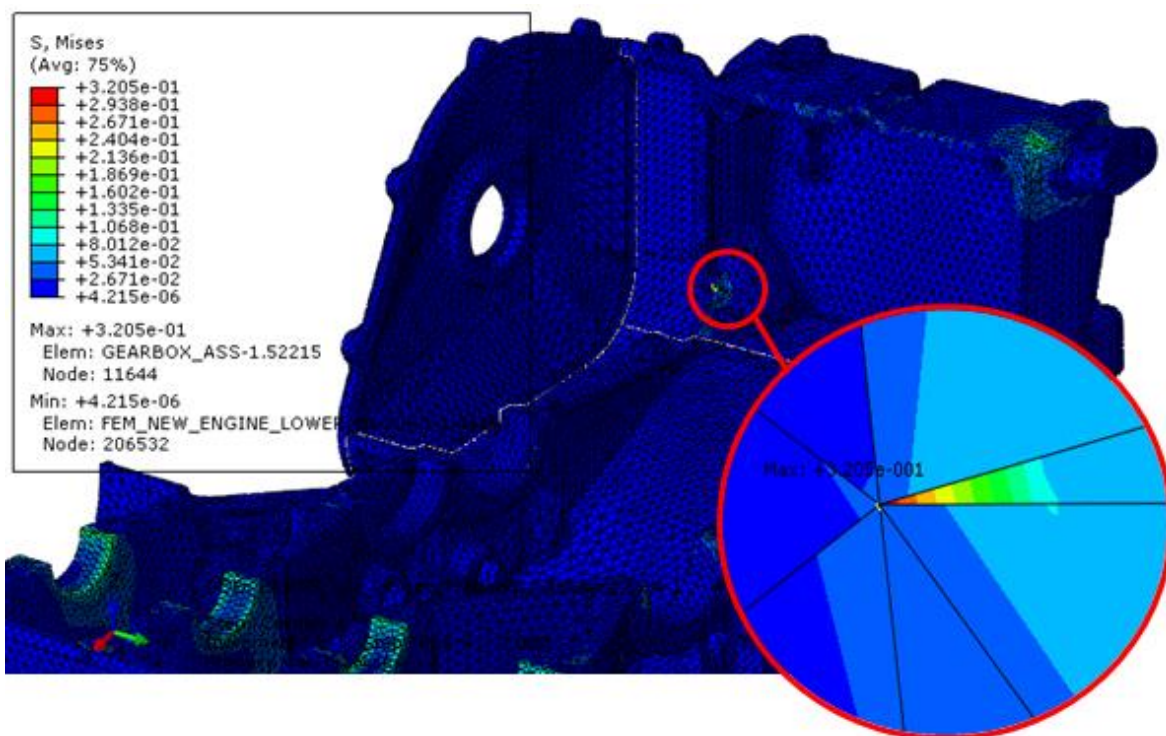
Síla	Předpětí [kN]	Akcelerace l. RS			Zatáčení l. RS			Akcelerace dyn.		
		X [kN]	Y [kN]	Z [kN]	X [kN]	Y [kN]	Z [kN]	X [kN]	Y [kN]	Z [kN]
Hlavový šroub	35,8	35,8			35,8			35,8		
Šroub kliky	30	30			30			30		
1. válec	/	-5	0	-11	-5	0	-11	dyn	0	0
2. válec	/	2	0	9	2	0	9	dyn	0	0
3. válec	/	-2	0	-15	-2	0	-15	dyn	0	0
4. válec	/	2	0	9	2	0	9	dyn	0	0
1. válec dyn Z	/	/	/	/	/	/	/	0	0	dyn
2. válec dyn Z	/	/	/	/	/	/	/	0	0	dyn
3. válec dyn Z	/	/	/	/	/	/	/	0	0	dyn
4. válec dyn Z	/	/	/	/	/	/	/	0	0	dyn
Spojka L	/	-3,54	0	4,54	-3,54	0	4,54	-3,54	0	4,54
Spojka P	/	5,65	0	17,9	5,65	0	17,9	5,65	0	17,9
Hnací hřídel L	/	-0,24	0	-4	-0,24	0	-4	-0,24	0	-4
Hnací hřídel P	/	2,6	0	1,57	2,6	0	1,57	2,6	0	1,57
Diferenciál L	/	5,66	0	-16,6	5,66	0	-16,6	5,66	0	-16,6
Diferenciál P	/	-0,76	0	2,1	-0,76	0	2,1	-0,76	0	2,1
Spodní rameno přední L	/	1,1	1,4	0,13	6	-7,6	-0,74	1,1	1,4	0,13
Spodní rameno přední P	/	1,1	-1,4	0,13	0	0	0	1,1	-1,4	0,13
Spodní rameno zadní L	/	0,7	-9,9	-0,74	-1,1	8,6	0,7	0,7	-9,9	-0,74
Spodní rameno zadní P	/	0,7	9,9	-0,74	0	0	0	0,7	9,9	-0,74
Horní rameno zadní L	/	-0,1	1,69	0,37	-0,3	-5,6	-1,2	-0,1	1,69	0,37
Horní rameno zadní P	/	-0,1	-1,69	0,37	0	0	0	-0,1	-1,69	0,37
Vahadlo L	/	-0,3	9	-7	-9,6	11,9	-4,1	-0,3	9	-7
Vahadlo P	/	-0,3	-9	-7	0	0	0	-0,3	-9	-7
Tlumič L	/	-4,5	-0,84	0,65	6,3	-1,2	0,9	-4,5	-0,84	0,65
Tlumič P	/	-4,5	0,84	0,65	0	0	0	-4,5	0,84	0,65
Stabilizátor L	/	/	/	/	1	0	0	0	0	0
Stabilizátor P	/	/	/	/	-1	0	0	0	0	0

Tabulka 8 - Přehled zatížení pro jednotlivé kroky

5.5 Vyhodnocení výpočtu

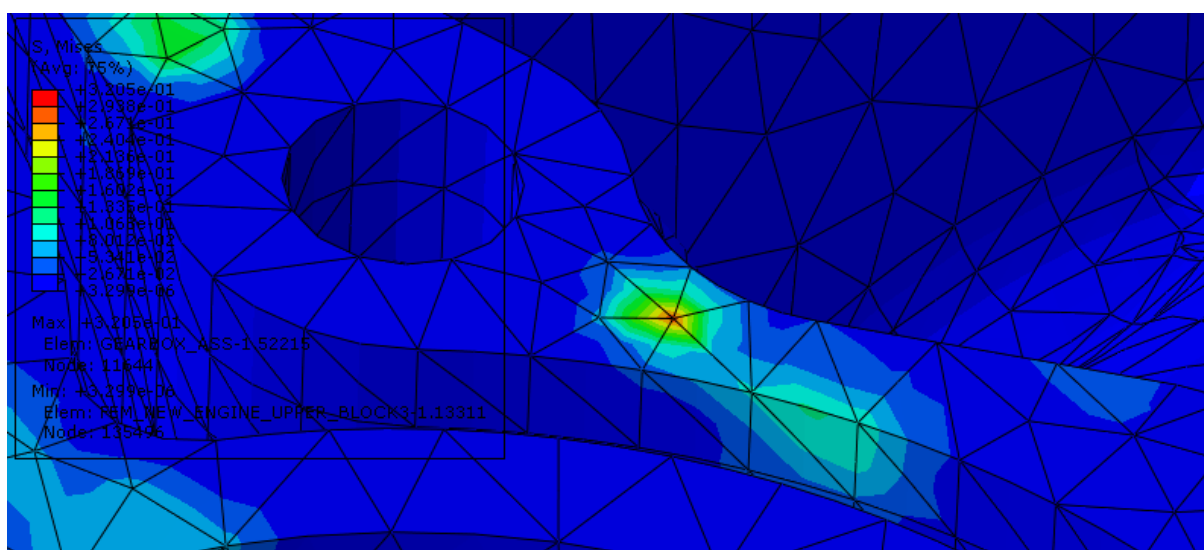
5.5.1 Maximální hodnoty napětí

Výsledky výpočtu jsou na první pohled nepříznivé, jelikož maximální hodnota napětí na bloku motoru nabývá hodnoty 320 MPa. Element s nejvyšší hodnotou napětí se nachází na zadní části bloku, v dosedací ploše na horní část bloku. Z obrázku (Obrázek 47) je patrné, že se jedná o záležitost pouze ve vrcholu jednoho elementu, proto je možné tuto maximální hodnotu napětí nebrat v potaz.



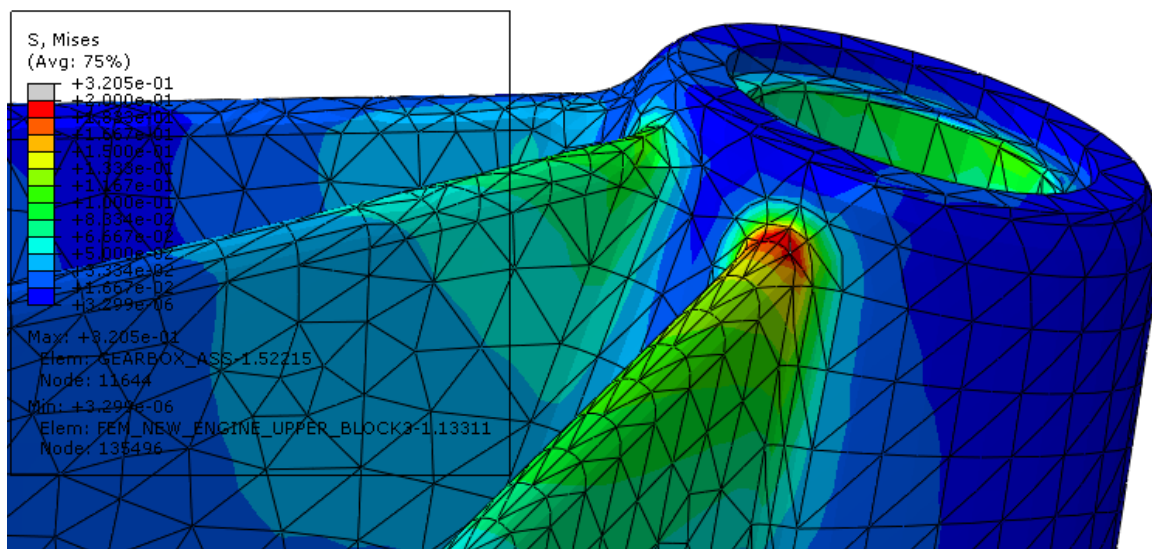
Obrázek 47 - Maximální napětí

Na bloku motoru je dále možno nalézt ještě několik oblastí s napětím zdánlivě přesahujícím hodnotu 200 MPa. Vždy se ale jedná o napětí v jediném uzlu, v dosedacích plochách jednotlivých těles. Tento nárůst napětí je způsoben již popsanou problematikou, kdy vazba „TIE“ nedokáže postihnout kontakt dvou ploch a jeden uzel je tak nuceně posouván, což samozřejmě v jeho bezprostředním okolí vyvolá nárůst napětí.



Obrázek 48 - Nárůst napětí v jediném uzlu

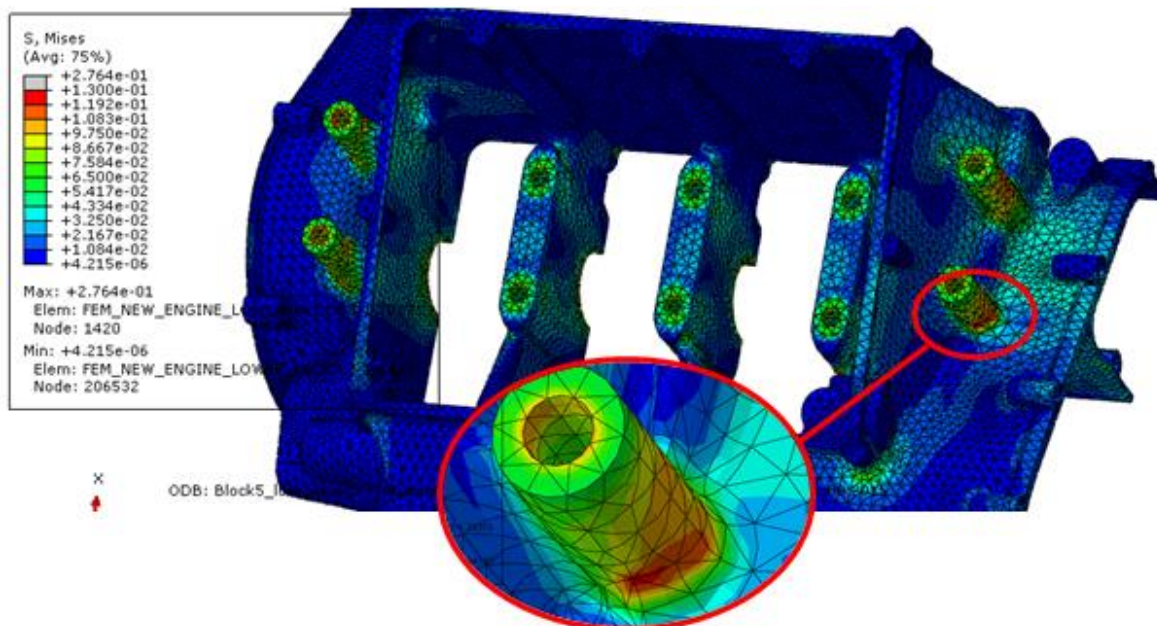
Reálně nejvyšší napětí tak nastává při zatáčení v žebro vyztužujícím uchycení vahadla. Zde dosahuje napětí hodnoty 183 MPa. Tuto část bloku motoru, včetně komentářů výsledku analýzy, řeší kolega Zacpal.



Obrázek 49 - Kritické místo z hlediska napětí

5.5.2 Spodní část bloku motoru

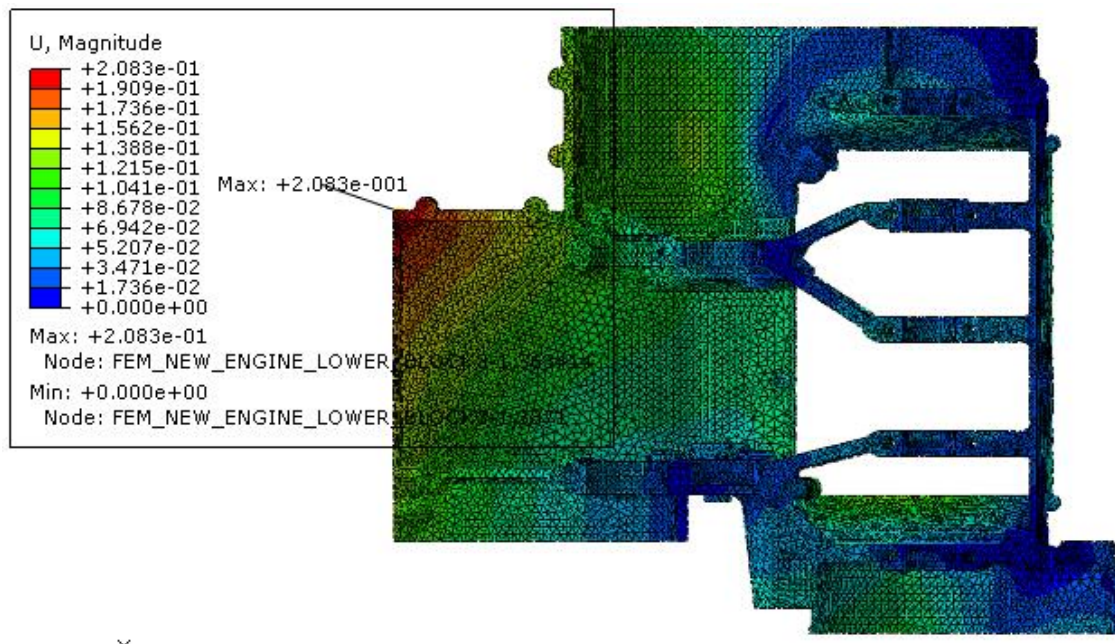
Nejhorším zátěžným stavem pro spodní část bloku se jeví předpětí od šroubových spojů, zejména od šroubů na koncích klikového hřídele. Zde napětí, nezávisle na zatáčení, či akceleraci, nabývá hodnoty až 130 MPa.



Obrázek 50 - Napětí na spodní části bloku

Zadní část dílu se zdá být nevyužitá a vyjma oblastí, kde je přímo zaneseno zatížení, se napětí pohybuje nad 50 MPa jen v rohu příruby olejové vany.

Největší deformace 0,2 mm nastává při akceleraci v zadní části dílu, v oblasti, kde navazuje zadní část bloku, u zadního úchyty levého spodního ramena. Poněkud překvapující je, nakolik je deformace ovlivněna nesymetrickou geometrií dílu.

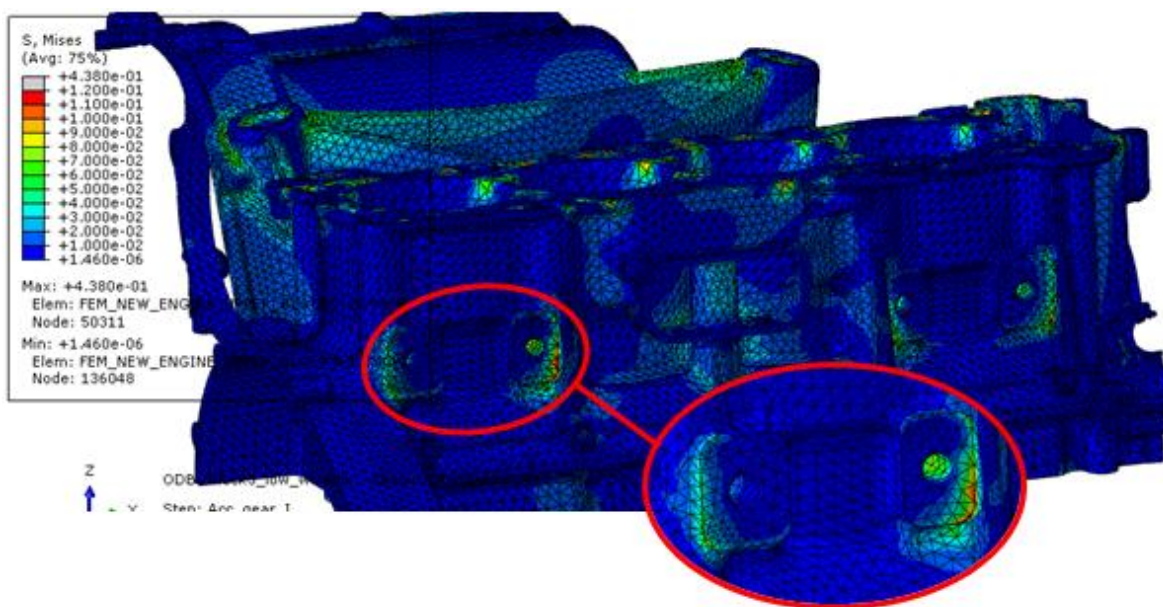


Obrázek 51 - Posuvy spodní části bloku

Potěšujícím faktem je však zanedbatelná deformace v oblasti uložení hřídelů. Největší deformace uložení klikového hřídele nastává při akceleraci v uložení mezi druhým a třetím válcem a nabývá hodnoty 0,04 mm. Tento fakt je neočekávaný. Předpokládána byla největší deformace na kraji klikového hřídele při zatáčení. Znovu tak vyvstává otázka, zda nemá smysl spojit prostřední uložení klikového hřídele i za cenu nárůstu hmotnosti a obtížné výroby.

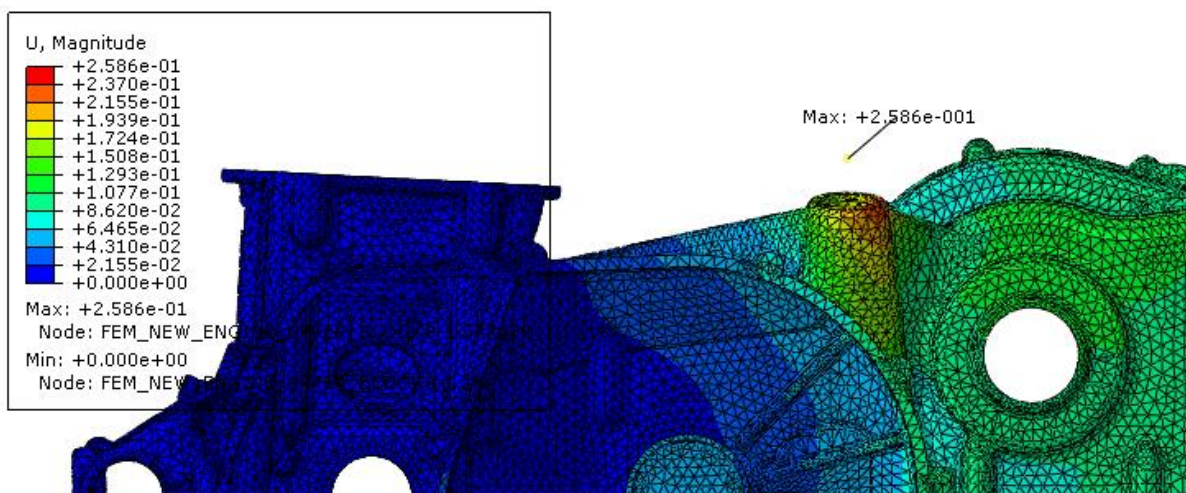
5.5.3 Horní část bloku motoru

Vyjma žebra úchyty vahadla je situace s napětím na horní části bloku podobná jako na té spodní. Druhé nejvíce namáhané je uchycení motoru k šasi při akceleraci, kde napětí dosahuje až 130 MPa.



Obrázek 52 - Napětí na horní části bloku

V ostatních částech motoru je napětí výrazně nižší a nad 50 MPa je jen v oblasti uložení klikového hřídele a na žebrování nad převodovkou. Tyto hodnoty jsou však naprosto uspokojující. Ve stěně válců motoru je nejvyšší napětí, způsobené předpětím od hlavových šroubů a přenosu reakce do hlavy válců, při akceleraci nepřesahuje hodnotu 40 MPa.



Obrázek 53 - Posuvy na horní části bloku

Deformace nabývá, rovněž při zatáčení, maxima 0,26 mm ve středu uchycení vahadla, což bude opět ponecháno na zhodnocení kolegou Zápalem.

Deformace v oblasti uložení hřídelů je však oproti spodnímu dílu bloku rozdílná. Největší deformace nastává na pravém ložisku hnacího hřídele při zatáčení a to až o 0,05 mm. K deformaci uložení klikového hřídele dochází, dle očekávání, naprosto stejně jako u spodního bloku.

5.5.4 Shrnutí výsledků MKP výpočtu

Při výpočtu bylo dosaženo uspokojivých hodnot napětí a výsledek je tak ve stanovených mezích, které byly vytyčené na začátku této kapitoly. Výsledek je bohužel zkreslen několika nekvalitními elementy, kde dochází ke zdánlivému růstu napětí a rovněž absencí kontaktní vazby mezi díly, jelikož dochází ke vzájemnému protínání stykových ploch dílů.

Výsledek pro dynamický průběh sil v klikovém hřídeli se ukázal jako příznivější, oproti statickému zanesení maximálních sil do všech válců, což bylo očekáváno a proto byl také zvolen takto opatrný přístup. Výsledky analýzy na zadním dílu bloku a víku spojky i diferenciálu jsou uspokojivé a dle očekávání.

Z hlediska deformací bloku se jeví podstatné dvě zjištění. Nepříjemným zjištěním je deformace uložení klikového hřídele uprostřed bloku, jelikož zvýšení tuhosti uložení je v tomto místě z konstrukčního hlediska komplikované. Nicméně i tato deformace byla dosažena při statickém zatížení všech válců maximální silou a při dynamickém průběhu radiální síly v klikovém hřídeli, který je realitě výrazně bližší, je tato deformace do 0,025mm, nejedná se tedy o zásadní problém. Přesto je zde prostor pro zlepšení.

Dalším zjištěním, tentokrát příjemným, je torzní deformace bloku motoru při zatáčení pouhých 0,26°.

6. Vyhodnocení

6.1 Metodika

Porovnání vozů FS.06 a FS.0X bylo prováděno pomocí modelu vozu v prostředí MATLAB Simulink. Model vozu obsahuje několik zjednodušení, největším z nich je způsob realizace změny rychlostního stupně, kdy byla, namísto modelování spojky a jejího ovládání vložena podmínka volby rychlostního stupně na základě rychlosti vozu a změna momentu a otáček byla realizována 0,1 s časovým odstupem mezi počátečními a koncovými otáčkami motoru, přičemž po dobu této prodlevy se otáčky měnili pouze lineárně a v tomto časovém intervalu tak spojili stav před a po změně rychlostního stupně.

Porovnávání rovněž proběhlo při stejných hodnotách útlumu, tuhosti pružin, tuhosti stabilizátorů, stejného postavení kol, stejného tlaku a teploty pneumatik.

Jako trať bylo zvoleno 1 kolo závodu Formula Student Germany, které bylo na základě GPS a dráhového diagramu z dat FS.06 rozděleno na jednotlivé zatáčky a roviny. Zatáčka pak byla aproximována oskulační kružnicí a byl vyhledán minimální čas pro její průjezd. Na začátku a konci zatáčky docházelo opět k natočení volantu v intervalu 0,1 s.

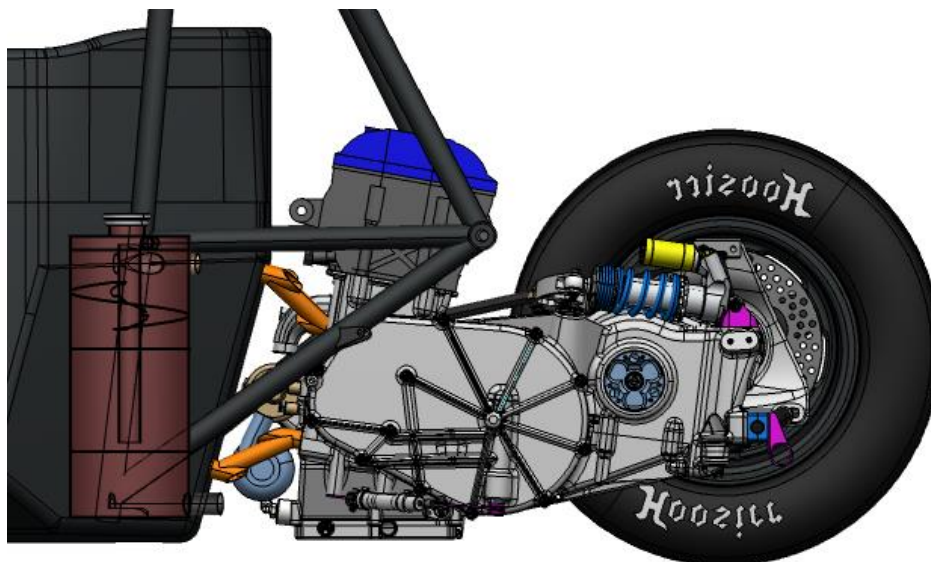
Z rychlosti průjezdu zatáček byla převzata nájezdová a výjezdová rychlost, jako okrajová podmínka pro přilehlé rovinky a byla nalezena kombinace rozjezdové a dojezdové křivky tak, aby byla splněna rychlost z okrajových podmínek na začátku a na konci rovinky. Otevření škrticí klapky, stejně jako nárůst tlaku v brzdové soustavě bylo opět provedeno od výchozí po konečnou hodnotu v intervalu 0,1 s.

Z jednotlivých rovinek a zatáček byl sestaven celkový čas na kolo. Model má k dokonalosti velmi daleko, zvláště při přechodech mezi jednotlivými stavy. Model rovněž nezohledňuje vliv jezdce a zabývá se pouze vnějším g - g potenciálem vozu. Vstupy, kterými je vůz regulován, jsou poloha škrticí klapky, tlak v brzdové soustavě a natočení volantu, které se však dějí v již popsaném intervalu, jelikož během výpočtu nesmí nastat nespojitost, způsobená skokovou změnou vstupních parametrů. Přes všechna popsaná zjednodušení je však výsledný čas na kolo velmi blízko nejlepšímu skutečně dosaženému času na FSG 2014 a věřím, že model vypovídá o relativní tendenci velmi důvěryhodně, byť to nemusí platit o konkrétních hodnotách.

6.2 Přínos motoru FS.0X

Z hlediska zástavby do vozu je motor FS.0X jednoznačně přínosný. Díky jeho uspořádání bylo možné zkrátit rozvor vozu na požadovaných 1530 mm, což se stávajícím motorem Yamaha není možné, podařilo se lépe využít prostor v zadní části vozu, zejména bezprostředně za monokokem a tvar motoru poskytuje více prostoru pro aerodynamické prvky.

Vypočtená deformace motoru při zatáčení odpovídá torní tuhosti $9623 \text{ Nm} / ^\circ$. V této hodnotě však není zohledněna tuhost přichycení motoru k monokoku. I přesto je tato hodnota velmi uspokojivá a stanovený cíl rozhodně splňuje.



Obrázek 54 - Motor FS.0X ve voze

Z hlediska jízdní dynamiky je přínosem zejména změna pozice těžiště a celková hmotnost nové zadní části vozu. Z porovnání v Tabulce 9 je zřejmé, že celková hmotnost vozu bude o 12 kg nižší, tedy 185 kg bez jezdce a 260 kg s jezdcem.

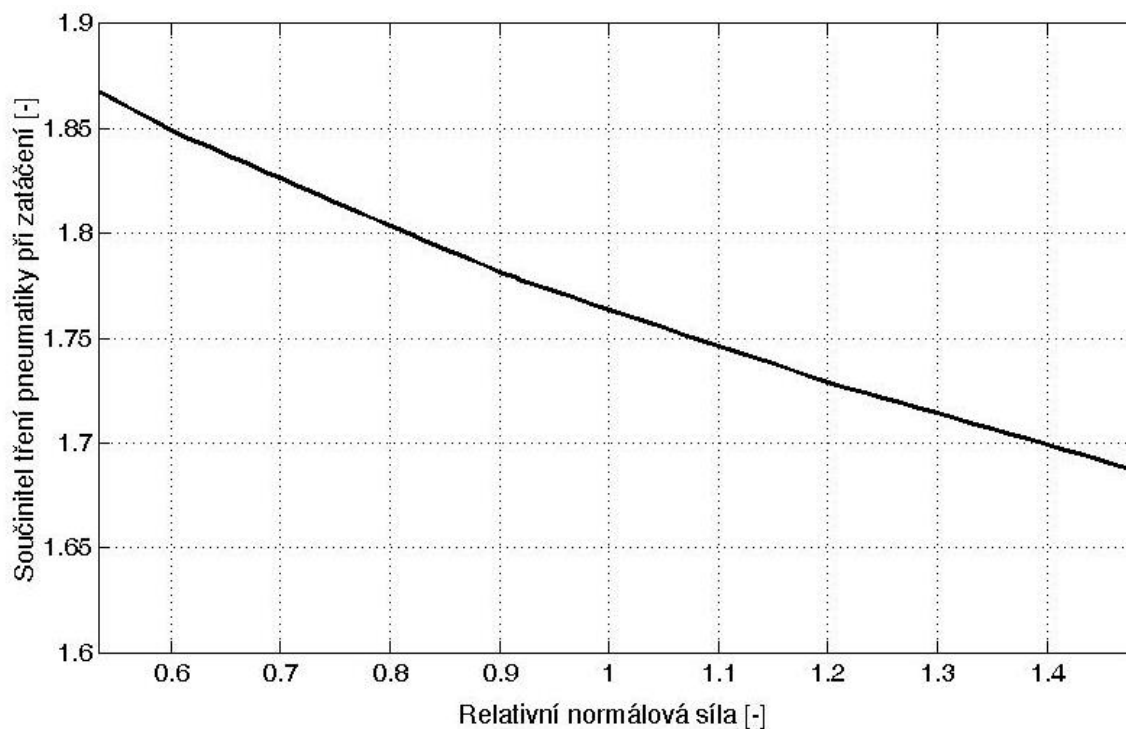
Hmotnost zadní části vozu FS.0X					Hmotnost zadní části vozu FS.06				
Díl	Hmotnost [kg]	Těžiště			Díl	Hmotnost [kg]	Těžiště		
		x [mm]	y [mm]	z [mm]			x [mm]	y [mm]	z [mm]
Olejevá čerpadla	1,32	373	7	-141	Motor Yamaha	57	267	-15	109
Olejevá nádoba +hadice	1,5	629	391	5	Diferenciál	5,35	-33	-8	-2
Spodní blok	4,2	294	-11	-97	Řetěz	0,83	-33	112	-2
Horní blok	6,9	298	-2	20,5	Uchycení diferenciálu	3,86	-30	66	14
Zadní blok	1,05	-3	-11	-29	Rám vozu	11,6	352	4	160
Kryt alternátoru	0,23	383	-216	-39	Olej	2,5	215	-14	-148
Kryt spojky	0,82	281	200	-55					
Příruba chlazení	0,059	440	-4	52					
Kryt diferenciálu	0,32	106	-151	-23					
Vana	0,66	368	1,8	-174					
Klikový mechanismus	10,2	374	-7	-31					
Spojovací materiál	1,8	170	10	-38					
Převodovka +diferenciál	18,4	195	29	-51					
Hlava	10	347	22	146					
Rám	5,6	520	1,559	328,5					
Úchyt motoru	0,7	466	-4	16					
Olej	3,2	629	391	5					
Starter	1	477	-91	-28					
Vodní čerpadlo	0,3	490	21	-106					
Jack	0,37	-59	0	-91					
Drobné příslušenství	0,5	320	-6	-89					
Celkem	69	326	36	18	Celkem	81	241	-7	95
Výška těžiště nad vozovkou		241 mm			Výška těžiště nad vozovkou		318 mm		
Zbývá část vozu	191	862	3	93	Zbývá část vozu	191	910	3	93
Výška těžiště nad vozovkou		316 mm			Výška těžiště nad vozovkou		316 mm		
Celý vůz	260	719	12	70	Celý vůz	272	710,1	0	94
Výška těžiště nad vozovkou		293 mm			Výška těžiště nad vozovkou		317 mm		

Tabulka 9 - Porovnání hmotností vozů FS.0X a FS.06

Nepříjemnou skutečností je neúspěšné přesunutí rozložení hmotnosti více na přední nápravu a její rozložení 47 : 53 je sice pokrok oproti FS.06, nicméně to stále není hodnota optimální.

Nejdůležitějším faktorem je však výška těžiště vozu, která se oproti FS.06 podařila snížit o 24 mm! Tento fakt tak s sebou nese přínos v podobě snížení přenosu zatížení mezi pneumatikami o 8 %. Na grafu (Obrázek55) je vynesena závislost koeficientu tření pneumatik Hoosier, použitých na obou vozech, na změně normálového zatížení při zatáčení, kde hodnota 1 odpovídá jmenovitému zatížení pneumatiky od statického

rozložení hmotnosti a aerodynamických sil při rychlosti 15m / s. 8 % snížení přenosu zatížení přinese o 2 % vyšší celkovou boční sílu. U podélné dynamiky jsou to 3 %. Snížené těžiště je nevýhodou při akceleraci, kde však, v důsledku snížení celkové hmotnosti, dojde k nárůstu zrychlení o 0,2 %, prakticky tak zůstane FS.0X na úrovni vozu FS.06.



Obrázek 55 - Závislost koeficientu tření pneumatik na jejich svislém zatížení

Dalším parametrem je snížení momentů setrvačnosti a to jak díky změně rozložení hmotnosti v zadní části vozu, tak díky změně rozchodu a rozvoru. Po zahrnutí obojího, včetně vlivů zmíněných v kapitole 3.3.3, je oproti FS.06 snížen moment setrvačnosti ve stáčení o 18 %, v klonění o 16 % a v klopení o 4 %, což dále vede ke snížení přenosu zatížení v přechodových režimech.

Při změně parametrů vozu popsaných v této kapitole, tedy hmotnosti, pozice těžiště, rozchodu, rozvoru a momentů setrvačnosti je dosaženo snížení času na kolo ze současných 76,2 s na 71,8 s, tedy zlepšení o 4,4 s na kolo. Realizace konceptu FS.0X je tedy rozhodně přínosná.

7. Závěr

V této práci byl proveden návrh a vyhodnocení konstrukce vlastního bloku motoru, který se ukázal být nad očekávání přínosný, snad až na neúspěšné posunutí rozložení hmotnosti blíže k 50 %.

Blok motoru je navržen jako odlitek pro metodu vytavitelného plastového modelu, což bylo motivováno již existující podporou týmu v oblasti 3D tisku. Přestože byly dodrženy základní obecné technologické požadavky, rozhodně by bylo žádoucí provést simulaci odlévání. Podobný výrok platí i o vzniku a vedení tepla v motoru a proudění tekutin v motoru. Zde bylo k návrhu přistupováno na základě podobností s původním motorem, ale jistě je i zde prostor zlepšení.

Do budoucna je týmu doporučeno přistoupit ke konstrukci celomonokoku, který je s motorem FS.0X snáze realizovatelný a oproti současnému řešení, kde s uchycením motoru původně nebylo vůbec počítáno, by mohl celomonokok přinést další úsporu hmotnosti a zvýšení tuhosti nosné struktury.

Dalším doporučením pro tým, v případě nasazení motoru FS.0X, je pečlivé rozmístění příslušenství za účelem kompenzace těžiště motoru neležícího v ose vozu a posunu těžiště více dopředu.

Na závěr bych rád nasazení motoru doporučil, jelikož se, dle mého názoru, jedná o poslední velký krok k dosažení výsledku v dynamických disciplínách mezi světově nejlepšími týmy. Další prostor pro zlepšení vidím už jen v drobném doladění detailů a pečlivém snižování hmotnosti, nikde však už nebude prostor pro další podobný výkonnostní skok.

8. Použitá literatura

- [1] 2015 Formula SAE® Rules, [online]. Poslední revize 17.9.2014. Dostupné na [www: <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf>](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf)
- [2] *FSAE Tyre Test Consortium, Milliken Research Associates, USA* [online]. Dostupné na [www: <http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html>](http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html)
- [3] SMITH, Carroll: *Tune to win*: Aero publishers, Inc. – Fallbrook CA, 1978.
- [4] MILLIKEN, Douglas L., MILLIKEN, William F. *Race car vehicle dynamics*, SAE 1995. ISBN 978-1560915263
- [5] Shane McKenna and colleagues: *Dry Sump Design for a 600cc Yamaha YZF-R6 engine*, Queen's University Belfast, SAE Japan [online]. Dostupné na [www: <http://www.scribd.com/doc/103993557/Dry-Sump-Design-for-Yamaha-600-Cc-Yzf-r6>](http://www.scribd.com/doc/103993557/Dry-Sump-Design-for-Yamaha-600-Cc-Yzf-r6)
- [6] ZACPAL, Jonáš: Konstrukce bloku motoru pro vůz Formula Student se zaměřením na zástavbu převodového ústrojí a zavěšení zadní nápravy: Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní 2015
- [7] Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Spoje a spojovací součásti. ČVUT, Praha, 2002
- [8] A. Mihailidis, Z and colleagues: *The design of a Formula Student race car: a case study*, Journal of Automobile Engineering, IMechE Vol 223 part D.
- [9] Yamaha Motor Corporation: *Yamaha YZFR6X Service Manual*, U.S.A., 2008, P/N LIT-11616-21-61
- [10] Tichánek, Rakdek. *Přednášky k předmětu Pohony soutěžních vozů*: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2014

[11] MathWorks corporation: *Academia Matlab Racing Lounge online tutorial*, [online],
Dostupné na: <http://www.mathworks.com/academia/student-competitions/racing-lounge>

[12] ZOUL, Václav. *Přednášky k předmětu Projekt I*, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2013

[13] ZOUL, Václav. *Přednášky k předmětu Výpočetní metody dopravních strojů*, ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2014

[14] Leinveber, Jan, Vávra, Pavel: *Strojnické tabulky*, Albra, Úvaly, 2005

ISBN 80-7361-011-6

9. Seznam příloh

9.1 Tištěné přílohy

Příloha 1 – Výkresová dokumentace bloku motoru

Příloha 2 – Výkresová dokumentace dílů mazání

Příloha 3 – Seznam převzatých dílů z motoru Yamaha YZF R6 RJ11

9.2 Přílohy na DVD

Příloha 4 – CAD model sestavy motoru ve formátu .STEP

Příloha 5 – Výstupní soubor z MKP výpočtu ve formátu .ODB