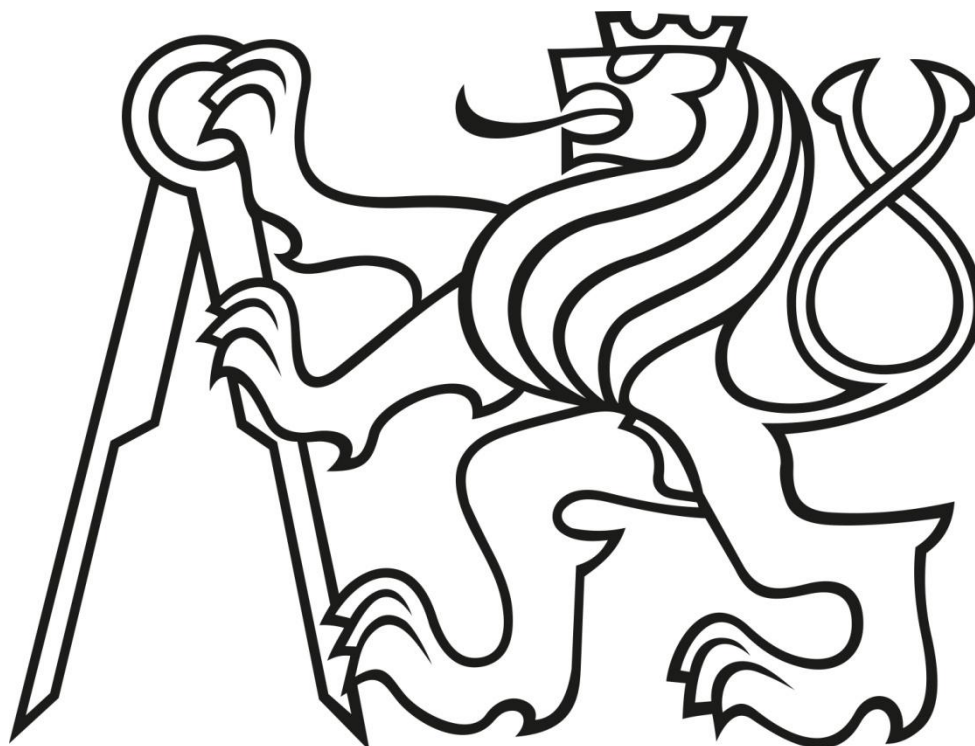


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Bakalářská práce

Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli
se čtyřválcovým motorem

Autor práce:

Jan Michálek

Vedoucí práce:

Ing. Vít Doleček, Ph.D.

2016/2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Michálek Jméno: Jan Osobní číslo: 437095
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávající katedra/ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor: bez oboru

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli se čtyřválcovým motorem

Název bakalářské práce anglicky:

The design of exhaust manifold of Formula Student equipped with four cylinder engine

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte konstrukční řešení výfukového potrubí pro zástavbu do studentské formule. Funkci konstrukčního návrhu optimalizujte pomocí simulace termodynamického oběhu motoru v programu GT Power.

Seznam doporučené literatury:

Macek J.: Spalovací motory I., Haywood J.: Combustion Engines Fundamental

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Vít Doleček Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: 19.04.2017 Termín odevzdání bakalářské práce: 12.07.2017

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli se čtyřválcovým motorem“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Vítem Dolečkem, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 12. července 2017

.....

Jan Michálek

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D., jehož cenné rady mi velice pomohli při vypracování.

Poděkování patří také mé rodině za jejich podporu nejen při psaní této práce, ale i při celém mém studiu.

Také bych chtěl poděkovat týmu CTU Cartech za možnost být jeho členem.

Anotační list

Jméno autora:	Jan MICHÁLEK
Název BP:	Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli se čtyřválcovým motorem
Anglický název:	The design of exhaust manifold of Formula Student equipped with four cylinder engine
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Vít Doleček Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 35 počet obrázků 34 počet tabulek 3 počet příloh 1
Klíčová slova:	studentská formule, Formula Student, výfukové potrubí, optimalizace, návrh
Keywords:	Formula Student, Exhaust manifold, design, optimization
Anotace:	Obsahem práce je návrh výfukového potrubí pro závodní vůz v soutěži studentské formule. Značná část práce je věnována optimalizaci délek a průměrů jednotlivých potrubí. Návrh potrubí vychází ze získaných hodnot při optimalizaci.
Abstract:	The content of the work is the design of exhaust manifold for racing car in Formula Student competition. Significant part of the work is focused on optimization lengths and diameters of each part of exhaust manifold. Finish design of the manifold is based on the results from optimization.

Obsah

Prohlášení	3
Poděkování	4
Anotační list	5
Obsah.....	4
Seznam použitých veličin a zkratek	6
1. Úvod.....	7
2. Formula SAE.....	8
3. Výfukové soustavy závodních strojů	9
3.1. Výfukové svody	9
3.2. Tlumič hluku.....	10
3.3. Koncovka výfuku.....	12
4. Pravidla FSAE.....	13
4.1. Motor	13
4.2. Výfuková soustava.....	13
5. Motor.....	14
5.1. Typ a parametry motoru	14
5.2. Úpravy motoru.....	14
5.3. Motor ve formuli FS.08	15
5.4. Výfuková soustava pro FS.08	16
6. Předběžný návrh potrubí	17
6.1. Ladění délek potrubí	17
6.2. Výpočet délek svodů.....	17
6.3. Návrh průměrů potrubí	18
7. GT-Power.....	19

7.1.	Model výfuku.....	19
7.2.	Průměr primárních svodů.....	20
7.3.	Průměr sekundárních svodů.....	21
7.4.	Průměr terciálního potrubí	22
7.5.	Délka primárních svodů.....	23
7.6.	Délka sekundárních svodů	23
8.	Měření na brzdovém stanovišti	25
8.1.	Konstrukce stanoviště	25
8.2.	Variabilní výfuk.....	25
8.3.	Ladění motoru pro měření	26
8.4.	Volba délek pro brzdové stanoviště.....	26
8.5.	Výsledky měření	26
9.	Porovnání výsledků GT-Poweru a brzdového stanoviště	28
10.	Konstrukční návrh výfukového potrubí.....	29
10.1.	Navržené rozměry výfukového potrubí	29
10.2.	Řešení přichycení výfukových svodů u hlavy motoru.....	29
10.3.	Svody výfukového potrubí.....	30
10.4.	Umístění tlumiče hluku	31
10.5.	Postup výroby výfukového potrubí.....	32
11.	Závěr.....	33
	Seznam použité literatury	34
	Seznam obrázků	35
	Seznam Tabulek	36
	Seznam příloh.....	36

Seznam použitých veličin a zkratk

a_s	[m/s]	Rychlost zvuku
L	[mm]	Délka
L_{ep}	[mm]	Délka výfukového kanálu
L_{ex}	[mm]	Délka výfukových svodů
M_t	[Nm]	Točivý moment
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
TPS	[%]	Poloha škrtící klapky
φ_t	[°]	Úhel pootočení klikového hřídele
FSAE		Formula SAE
FSCZ		závod Formula student Czech
FS.0X		Vůz studentské formule týmu CTU Cartech

1. Úvod

Při návrhu a stavbě nového modelu studentské formule je potřeba vyrobit úplně novou výfukovou soustavu, jelikož každé auto má jiné zástavbové rozměry a dochází k neustálému vývoji. Nejedná se pouze o konstrukci, ale je nutné udělat celkovou optimalizaci na základě dat z předchozích modelů. Podle toho je potřeba zvolit délky a průměry jednotlivých průměrů. Neustále je však mít na paměti, aby se celá soustava vešla do poměrně malého prostoru mezi motor a kompozitový monokok, a také brát ohled na vyrobiteľnost v podmínkách dílny CTU Cartech a smontovatelnost do formule. Hlavní cíle při návrhu výfukové soustavy tedy jsou:

- Optimalizace momentové charakteristiky motoru
- Minimální hmotnost soustavy
- Malé zástavbové rozměry a smontovatelnost
- Vyrobiteľnost

2. Formula SAE

Studentská formule (Formula SAE) je projekt mezinárodní automobilové organizace SAE zaměřený na studenty vysokých škol po celém světě, za účelem zajistit studentům propojení teoretických a praktických znalostí. Na univerzitách zapojených do tohoto programu působí studentské týmy, jejichž úkolem je navrhnout a vyrobit závodní vůz formulového typu, s nímž se v období od května do září zúčastňuje libovolného počtu závodů. Na závodech výsledné umístění týmu nezávisí pouze na pozici v hlavním závodě, ale také na zvolené koncepci, znalostech konstruktérů, finanční náročnosti atd.



Obrázek 2.1 - Tým CTU Cartech na závodě FSCZ s vozem FS.08

3. Výfukové soustavy závodních strojů

Výfukové soustavy pro závodní stroje se liší od sériových v mnoha ohledech. Zatímco sériové výfuky se navrhují především pro splnění limitů emisních i hlukových norem a rychlé zahřátí motoru po startu, u závodních se hledí na co nejmenší tlakové ztráty a vliv na momentovou charakteristiku. Samozřejmě i soutěžní výfuky musí splňovat pravidla soutěže, ale ty jsou většinou zaměřena pouze na hlukové limity, které jsou ovšem poměrně vysoké.

3.1. Výfukové svody

První částí výfukové soustavy jsou výfukové svody, do kterých vstupují plyny z výfukového kanálu. Svody z jednotlivých válců se dále spojují v jedno nebo více potrubí. Zde se následně nachází tlumič, popřípadě filtry pro splnění emisí, které se ale u závodních strojů nevyskytují. Podle způsobu spojení jednotlivých svodů jsou pro čtyřválcové motory různé varianty.

a) 4-1

Toto uspořádání vypadá tak, že všechny svody ze 4 válců se spojují v jednom místě, v tzv. spojovacím kolektoru. Vyznačuje se vysokým momentem v maximálních otáčkách, avšak jeho momentová charakteristika je poměrně strmá, proto se využívá tam, kde namísto průběhu točivého momentu je důležitý maximální výkon. Typicky formule 1 (v období kdy se používali motory V8) a ostatní okruhové závody.



Obrázek 3.1 - Výfukové svody s uspořádáním 4-1

b) 4-2-1

Někdy nazývané jako tri-Y kolektor, jelikož se nejprve spojí pouze dva svody a až poté tyto zbylé dvě potrubí se spojí do jedné trubky, čímž nám vzniknou 3 Y spoje. Potrubí od hlavy motoru k prvnímu spoji je nazýváno primární a potrubí od prvního

spoje ke druhému je nazýváno sekundární. Tato varianta svodů má oproti 4-1 výhodu v lineárnější momentové křivce, ovšem za cenu nižšího celkového momentu. Z toho důvodu se používá například v motocyklových soutěžích, kde je důležité klidné chování motocyklu. Při této variantě svodů je možné spojení primárních potrubí dvěma způsoby. První způsob je spojení dvou sousedních válců, tedy 1-2 a 3-4. Tím, že se spojí dva sousední válce, se usnadní návrh potrubí a zmenší se potřebný prostor. Nevýhodou je negativní ovlivnění výfukového cyklu, jelikož jsou válce na klikové hřídeli pootočené o 180° a v jedné úvrati jsou otevřené výfukové ventily obou válců. Tomu se dá částečně zamezit spojením primárních potrubí 2. a 3. válce přídatnou menší trubkou, spolu se změnou zapalování na 1-2-4-3. Druhou variantou je spojení krajních a vnitřních válců, tedy 1-4 a 2-3. Tím jsou výfukové cykly posunuty o 360° a nenastává problém jako u předchozí varianty. Ovšem zde mohou nastat problémy s konstrukcí svodů a se zástavbovými možnostmi.



Obrázek 3.2 - Výfukové svody s uspořádání 4-2-1

3.2. Tlumič hluku

Pro snížení hlučnosti je součástí výfukové soustavy tlumič hluku. Nyní se pro spalovací motory používají 3 druhy tlumičů, které se mohou vzájemně kombinovat a omezit hluk v širokém spektru otáček.

a) Reflexní tlumič

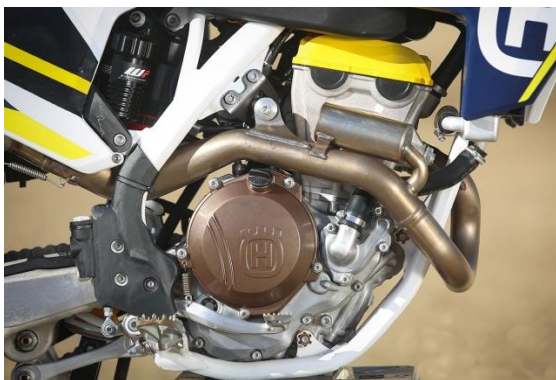
Funguje na principu odražených tlakových vln, pomocí vkládání překážek do cesty výfukovým spalinám. Skládá se z různě velkých oddělených komor, ve kterých jsou perforované trubky, skrze které spaliny prochází a odchází z jednotlivých komor tlumiče. Reflexní tlumič je výrobně levný a účinný, ovšem za cenu vyšších tlakových ztrát.



Obrázek 3.3 - Reflexní tlumič

b) Rezonanční komora

K utlumení hluku využívá vlastní kmitání akustických vln. Komora je připojená na výfukové potrubí v jednom místě, kde do ní vejde akustická vlna, na konci se odrazí, vrátí se zpět do výfukového potrubí, kde má opačnou amplitudu, a tím pádem se výrazně sníží hluk. Tento způsob tlumení je vysoce účinný, avšak funguje pouze ve velice nízkém rozsahu otáček a při jiných otáčkách může hluk naopak zvyšovat. Nikdy se proto nepoužívá samotná rezonanční komora, ale používá se spolu s některým z ostatních tlumičů.



Obrázek 3.4 - Rezonanční komora

c) Absorpční tlumič

Z hlediska útlumu se jedná o nejméně účinný tlumič, ale jeho výhody spočívají v nízkém odporu vůči výfukovým spalinám. Skládá se z vnějšího obalu, ve kterém je perforovaná trubka a mezi nimi je vyskládaný absorpční materiál, např. minerální vata nebo skelná vata. Jak jsem již zmínil, jeho hlavní výhodou je malá tlaková ztráta. Nevýhodou je nižší tlumicí schopnost a postupné vypalování absorpčního materiálu. Velmi často se používá u motocyklů a pro sportovní účely.



Obrázek 3.5 - Absorpční tlumič

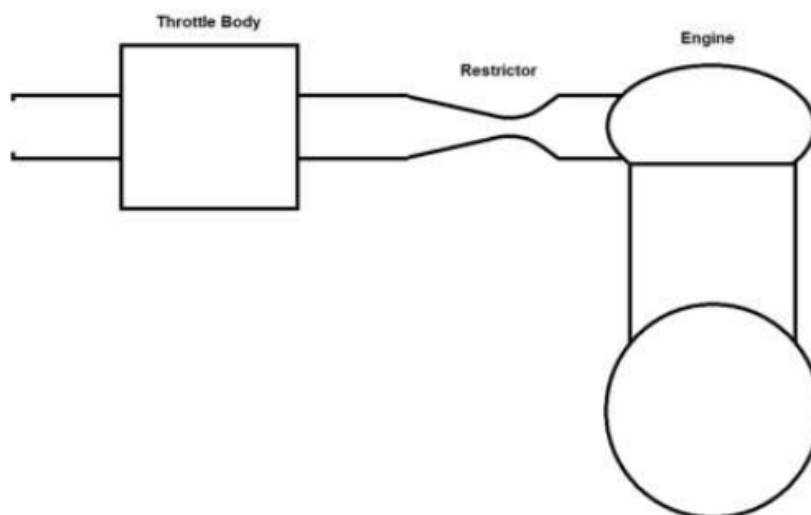
3.3. Koncovka výfuku

Většinou bývá spojena na pevně s tlumičem, nebo se nachází přímo na konci tlumiče a slouží k vyústění výfukové soustavy do míst, kde nebude docházet k inhalaci výfukových plynů posádkou. Kromě estetické stránky nebývají na koncovku zvláštní nároky, ale má patrný vliv na hluk, tudíž se jejím tvarováním dá zajistit jeho pokles.

4. Pravidla FSAE

4.1. Motor

Objem motoru může být maximálně 710 cm^3 a musí být použit čtyřdobý spalovací motor. Jako palivo lze použít buď RON 98, nebo E85. Pro obě paliva je nutné použít jiný restriktor sání, pro RON 98 to je průměr 20mm a pro E85 je daný průměr 19mm. Motor může být jak s atmosférickým plněním, tak přeplňovaný. Pro obě možnosti je dané schéma sestavení. Pro náš atmosférický motor to je od přívodu vzduchu škrticí klapka, restriktor a motor. Toto jsou nejdůležitější pravidla, co se týče motoru, jako celku.



Obrázek 4.1 - Schéma sestavení atmosférického motoru

4.2. Výfuková soustava

Vyústění výfukové soustavy musí být vyvedeno tak, aby za žádných okolností nebyl řidič vystaven spalinám. Nesmí se nacházet dále než 45 cm za zadní nápravou a nesmí být výše než 60 cm nad zemí. Jakákoliv část výfukové soustavy, která vyčnívá ven ze šasi, musí být zakrytovaná tak, aby bylo zamezeno kontaktu přicházejících osob, nebo vystupujícího řidiče.

Dále je potřeba splnit hlukové limity, které jsou určeny pro volnoběžné otáčky, kde nesmí hluk přesáhnout hodnotu 103 dB[C] a při všech ostatních otáčkách, až do otáček, kde střední pístová rychlost činí 914,4 m/min, nesmí hluk přesáhnout hodnotu 110dB[C].

5. Motor

5.1. Typ a parametry motoru

Zvolený motor pro formuli CTU Cartech je řadový čtyřválec Yamaha, používaný v motocyklu YZF-R6, modelový rok 2007 a typ 2C0. V tabulce 1 jsou uvedeny parametry daného motoru.

Typ motoru	Zážehový, čtyřtaktní
Objem	599 cm ³
Počet válců	4
Typ rozvodu	DOHC
Vrtání x zdvih	67 x 42,5 mm
Kompresní poměr	12,8:1
Max. výkon	93,4 kW při 14 500 min ⁻¹
Max. moment	59,4Nm při 11 500 min ⁻¹

Tabulka 5.1 - Parametry sériového motoru Yamaha YZF-R6

5.2. Úpravy motoru

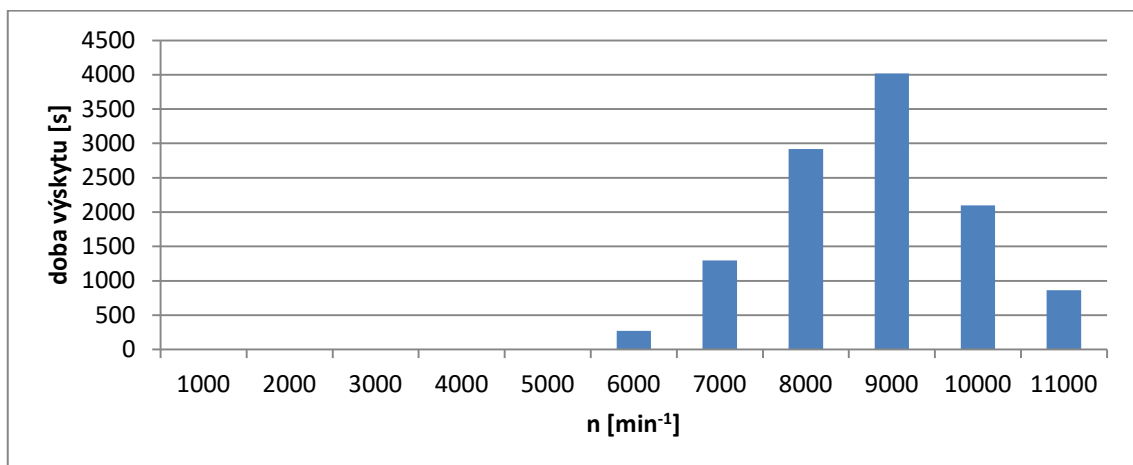
Pro použití ve formuli se čistě sériový motor příliš nehodí, a proto dochází k řadě nezbytných úprav. Především se jedná o sací a výfukovou soustavu, které z hlediska konstrukce, a pro sání ani z hlediska pravidel, nemohou být použité originální. Dále se jedná o výšku olejové vany, která negativně ovlivňuje celkové těžiště formule. Z toho důvodu je namísto mokré olejové vany použita suchá, která dovoluje umístit motor o 150 mm níže, než sériová vana, respektive o 30 mm níže, nežli snížená mokrá olejová vana používaná na voze FS.08. Také došlo na změnu vačkových hřídelí, jelikož při použití pravidly daném restriktoru v sání dochází při přibližně 10 000 min⁻¹ k aerodynamickému ucpání a nastává výrazné zvýšení měrné spotřeby paliva. Spotřeba paliva je jednou z disciplín při hlavním závodu tzv. Endurance. Tudíž jsou provozní otáčky motoru pro naše účely přibližně od 6 500 min⁻¹ do 10 500 min⁻¹, na rozdíl od sériového motoru, který má maximální moment v 11 000 min⁻¹, maximální výkon ve 14 500 min⁻¹ a dosahuje maximálních otáček 16 000 min⁻¹.



Obrázek 5.1 - motor z formule FS.08

5.3. Motor ve formuli FS.08

Při návrhu výfukové soustavy jsem vycházel z loňského modelu, tedy FS.08. Na motoru letošního monopostu, označený FS.09, se nekonají výrazné změny, které by ovlivňovaly návrh výfukového potrubí. Veškerý návrh, vyjma čistě konstrukčního řešení, byl prováděn na motoru FS.08. Dále jsem pro návrh využil data ze závodu FSCZ, na jehož trati se pojede i s modelem FS.09. Nejdůležitější z dat je využití otáčkového spektra při hlavním závodě, ale pro návrh výfuků mě zajímá pouze stav, kdy motor jede na plné zatížení. To odpovídá minimální hodnotě TPS zhruba 70%. Výsledné otáčkové spektrum, při kterém se auto pohybuje na plné zatížení je zobrazeno na obrázku 5.2. Formule se pohybovala nejčastěji v rozmezí $8\,000\text{ min}^{-1}$ až $10\,000\text{ min}^{-1}$. Také poměrně hodně času strávila při otáčkách kolem $11\,000\text{ min}^{-1}$, což bylo dáno občasným problémům při řazení, kvůli kterým řidiči formuli vytáčeli do vyšších otáček. Pro model FS09 je návrhové otáčkové spektrum $7\,500\text{ min}^{-1}$ až $10\,500\text{ min}^{-1}$ s maximálním momentem v $9\,000\text{ min}^{-1}$.



Obrázek 5.2 - Otáčkové využití motoru při více jak 70% TPS při FSCZ

5.4. Výfuková soustava pro FS.08

U výfukové soustavy pro FS.08 se již osvědčilo uspořádání výfukových svodů 4-2-1, které má oproti uspořádání 4-1 výhodnější průběh momentu. Také tlumič hluku, který je absorpční, již se svou délkou 550 mm a vnějším průměrem 110 mm plní obstojně svou funkci při hlukovém testu. Ovšem délky potrubí se většinou volily tak, aby se výfuková soustava vešla do formule. Při optimalizaci se proto budou převážně věnovat průměrům primárního, sekundárního, terciálního potrubí a délkám primárního a sekundárního potrubí. Délka terciálního potrubí již nemá na výkon takový vliv jako svody, a navíc je potřeba vejít se do poměrně malého prostoru. Tudíž délku terciálního potrubí budu volit až při konstrukčním návrhu.

Typ potrubí	Průměr [mm]	Délka [mm]
Primární svody	33	280
Sekundární svody	38	280
Terciální potrubí (včetně tlumiče a koncovky)	50	950

Tabulka 5.2 - Parametry výfukového potrubí v modelu FS.08

6. Předběžný návrh potrubí

6.1. Ladění délek potrubí

Délka výfukového potrubí, stejně jako sání, má vliv na výkon motoru. Oproti sání je vliv výfuku menší, ale při celkové optimalizaci motoru by se na něj nemělo zapomínat. Podstatou optimalizace potrubí je využití tlakových vln, které se potrubím pohybují, pro snadnější výměnu směsi ve válci. Důvodem je tzv. rezonance, kde při změně průřezu potrubí nastane tlaková vlna, která může mít stejné, nebo opačné znaménko, než vlna původní a pohybuje se potrubím zpět. Při přechodu do většího potrubí má zpětná vlna znaménko záporné. To má za následek vyšší tlakovou diferenci mezi válcem a výfukem, což zlepší vypláchnutí shořelé směsi a nasátí čerstvé směsi do válce. Rychlost, jakou se tlaková vlna pohybuje, je rovna rychlosti zvuku spalin, která je závislá na teplotě plynu. Tento děj lze uplatnit pouze v úzkém otáčkovém pásmu, jelikož při jiných otáčkách, než návrhových je tlaková vlna ve válci buď moc brzo, nebo naopak pozdě.

6.2. Výpočet délek svodů

Pro návrh délek svodů jsem použil zjednodušenou rovnici (1)

$$L = \frac{\varphi_t \cdot a_s}{0,012 \cdot n} \quad (1)$$

kde: φ_t [°] -úhel pootočení klikového hřídele
 a_s [m/s] -rychlost zvuku plynu
 n [min⁻¹] -otáčky motoru

Pomocí literatury [1] volím hodnotu φ_t 160° a hodnotu a_s 518 m/s. Pro požadované otáčky jsem zvolil 9 000 min⁻¹, ve kterém je požadován maximální točící moment.

$$L = \frac{160 \cdot 518}{0,012 \cdot 9\,000}$$

$$L = 767,4 \approx 770 \text{ mm}$$

V této délce je zahrnutý výfukový kanál, primární potrubí a sekundární potrubí. Délka výfukových svodů se vypočte z rovnice:

$$L_{ex} = L - L_{ep} \quad (2)$$

kde: L_{ex} [mm] -délka výfukových svodů

L_{ep} [mm] - délka výfukového kanálu

Jestliže délka výfukového kanálu je 50 mm, pak vychází

$$L_{ex} = 770 - 50$$

$$L_{ex} = 720 \text{ mm}$$

Toto je výchozí délka výfukových svodů, ze kterých budu při optimalizaci vycházet.

6.3. Návrh průměrů potrubí

Při návrhu průměru potrubí je potřeba brát ohledy na dostupnost trubek. Jelikož jsou použity titanové trubky, které jsou dostupné pouze v několika rozměrech, musím brát ohled také na tento faktor.

U sériového potrubí je vnitřní průměr primárních svodů 35 mm, ovšem kvůli přítomnosti restriktoru a nižšímu otáčkovému spektru jsou tyto průměry velké. Na voze FS.08 byly použity průměry primárních svodů 33 mm. Ty byly zvoleny jako minimální možné, kvůli tvaru výfukového kanálu. Nicméně po vyšetření tvaru a změření obvodu kanálu vychází minimální možný vnitřní průměr potrubí 30 mm, ovšem za lehkých úprav trubek do tvaru kanálů. Při optimalizaci tedy budu porovnávat průměry 33 mm a 30 mm.

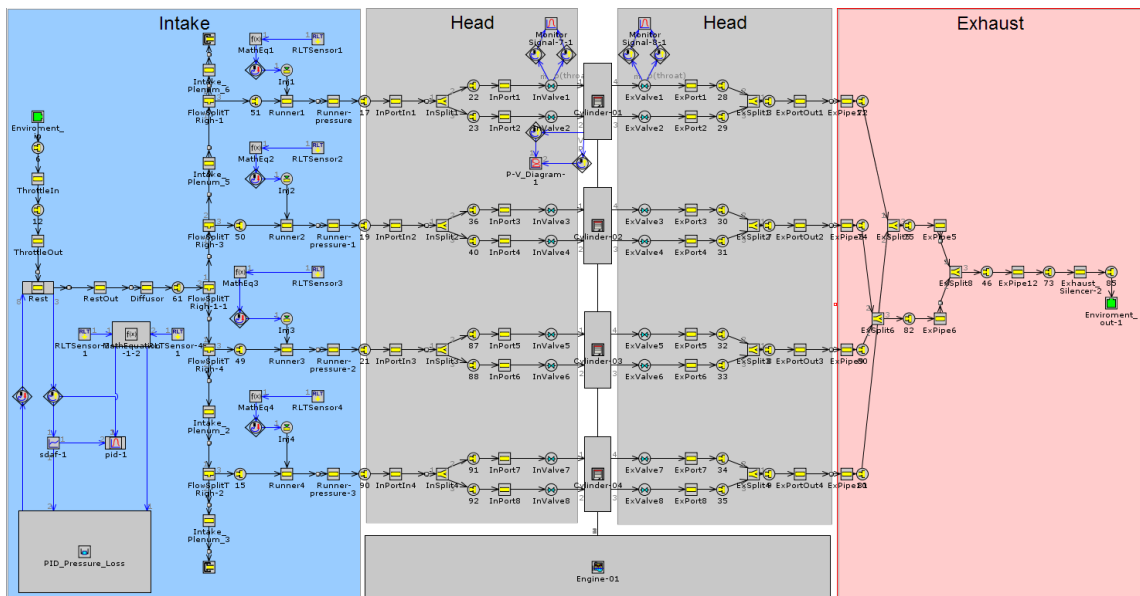


Obrázek 6.1 - Tvar výfukového kanálu

Pro sekundární potrubí byly na FS.08 použity trubky o vnitřním průměru 38 mm, které jsou dobře dostupné. Ověřím tedy, jestli by se vyplatilo použít potrubí o jiném vnitřním průměru. Stejně tak platí pro terciální potrubí, kde vnitřní průměr je 50 mm.

7. GT-Power

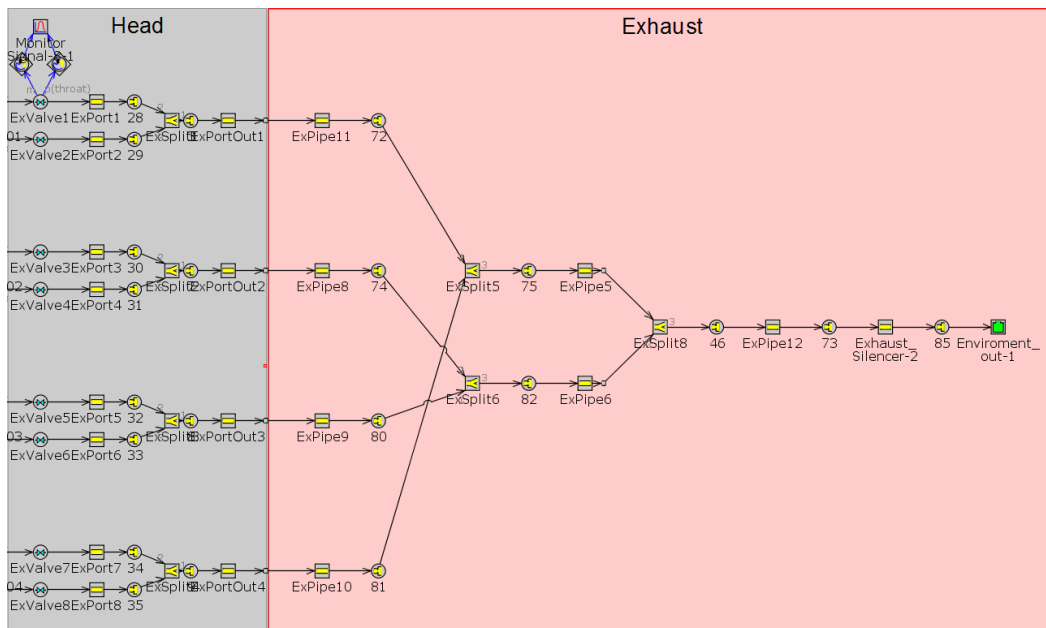
Pro optimalizaci a ověření výpočtů jsem použil 1-D simulační program GT-Power. Model (obr. 7.1) pro simulaci v tomto programu je v Týmu CTU Cartech mnoho let a postupně se poupravuje, aby co nejvíce odpovídal realitě. Zatím jsou stále nasimulované a změřené hodnoty na brzdovém stanovišti poměrně odlišné. Simulace se proto využívá především pro získání přehledu chování jednotlivých úprav. Pro finální rozhodnutí se stále využívá brzdové stanoviště, kde jsme schopni dosáhnout poměrně přesných měření.



Obrázek 7.1 - Model v programu GT-Power

7.1. Model výfuku

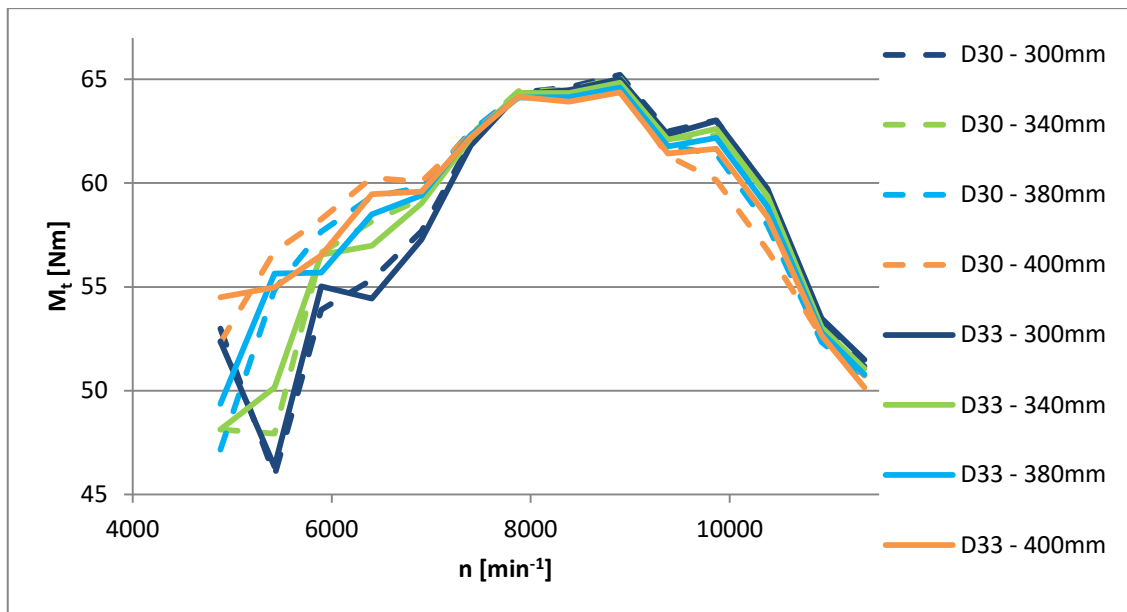
Jelikož se výfukové potrubí skládá pouze z trubek, pro vytvoření jednoduchého modelu stačí pouze 3 objekty, a to pro kruhovou trubku, obecnou propojku a otvorové spojení. Pro optimalizaci jsem upravoval délky a průměry primárních svodů, označené ExPipe 8-11, délky a průměry sekundárních svodů, tedy ExPipe 5 a 6 a průměr terciálního potrubí s tlumičem, které jsou označeny ExPipe 12 a Exhaust_Silencer-2.



Obrázek 7.2 - Výfukové potrubí v modelu GT-Power

7.2. Průměr primárních svodů

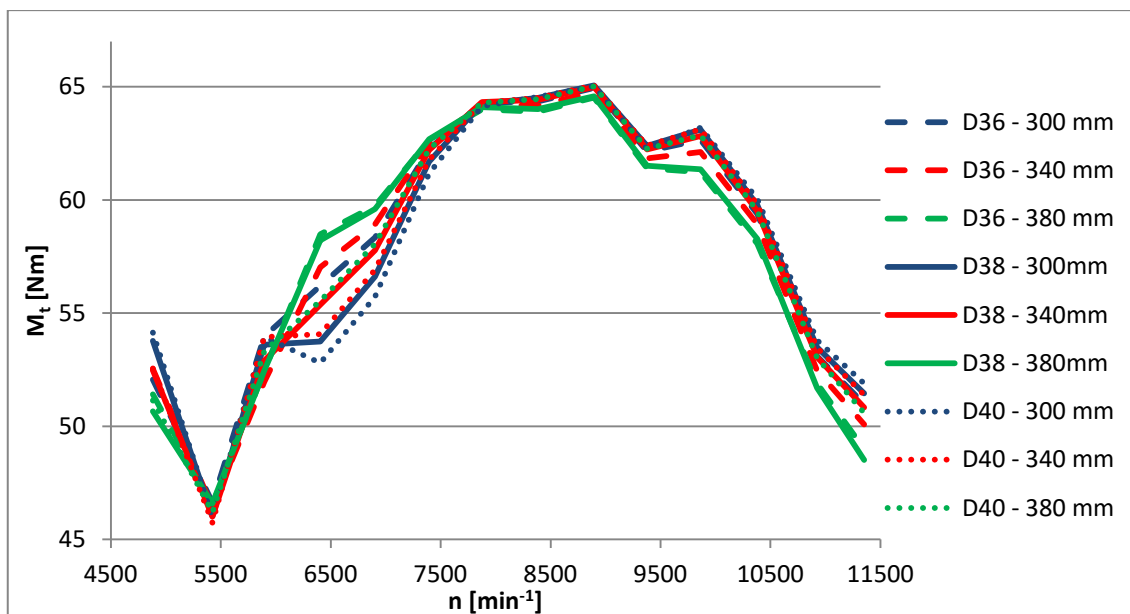
Jak jsem již zmínil v návrhu průměru potrubí, pro průměry primárních svodů volím varianty s vnitřním průměrem 30 mm a 33 mm. Pro obě dvě varianty jsem provedl výpočty pro 4 různé délky primárního potrubí a výsledky porovnal. Z obrázku 7.3 lze vyčíst vliv na točivý moment motoru. Při nižších otáčkách má vyšší točivý moment 30 mm výfuk, zatímco pro vyšší otáčky je tomu naopak. Příčinou vyššího točivého momentu menšího průměru v nízkých otáčkách je vyšší rychlost proudění, avšak při vyšších otáčkách se začíná ucpávat a tím klesá moment. Ve vyšších otáčkách jde také vidět postupné zvětšování rozdílů momentů se zvětšující se délkou svodů, to lze přičíst zvětšujícím se třecím ztrátám. Díky téměř totožnému točivému momentu od cca 7 000 min^{-1} do 9 500 min^{-1} a pro minimální ztráty 30 mm varianty do 10 500 min^{-1} pro kratší svody, než 380 mm je možné použít obě dvě varianty. Volím tedy primární svody o vnitřním průměru 30 mm, jelikož jsou lehčí a mají menší zástavbové rozměry.



Obrázek 7.3 - Průměr primárního potrubí

7.3. Průměr sekundárních svodů

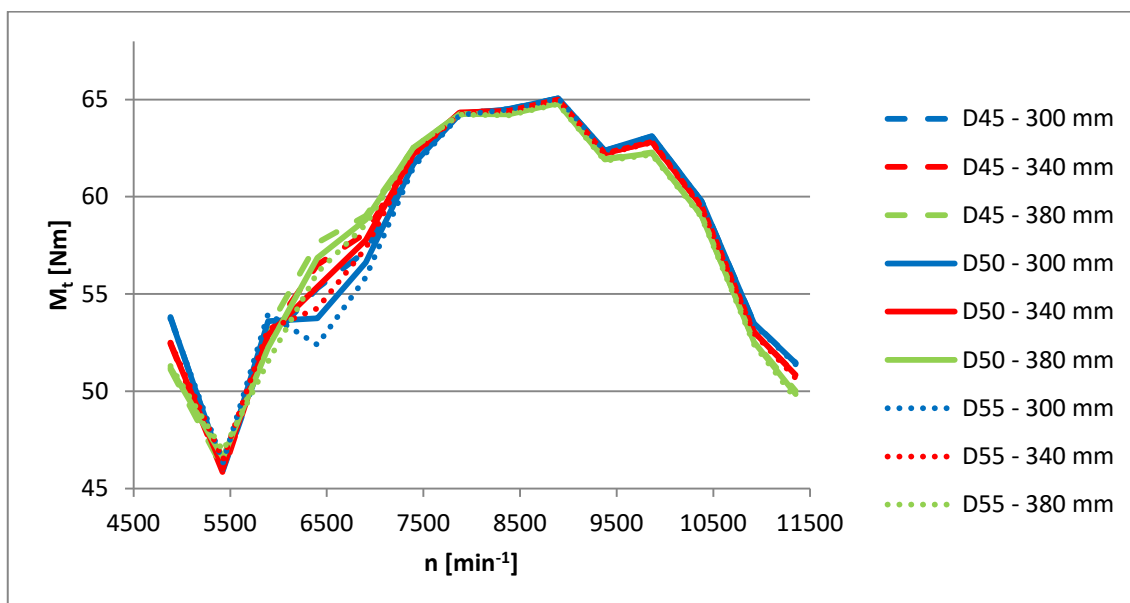
Pro optimalizaci průměru sekundárního potrubí jsem zvolil referenční hodnotu 38 mm. K porovnání jsem vyzkoušel vnitřní průměr potrubí 36 mm a 40 mm. U každé varianty jsem provedl simulaci pro 3 délky sekundárního potrubí a výsledky jsou vyobrazeny na obrázku 7.4. Pro vnitřní průměr 36 mm vychází vyšší průběh momentu v nižších otáčkách, při poměrně malých ztrátách ve vysokých otáčkách. Při ladění motoru na otáčkové spektrum 7 500 min⁻¹ až 10 500 min⁻¹ ale mají všechny průměry přibližně stejnou charakteristiku, a tak volím průměr 38 mm, pro jeho snadnou dostupnost.



Obrázek 7.4 - Průměr terciálního potrubí

7.4. Průměr terciálního potrubí

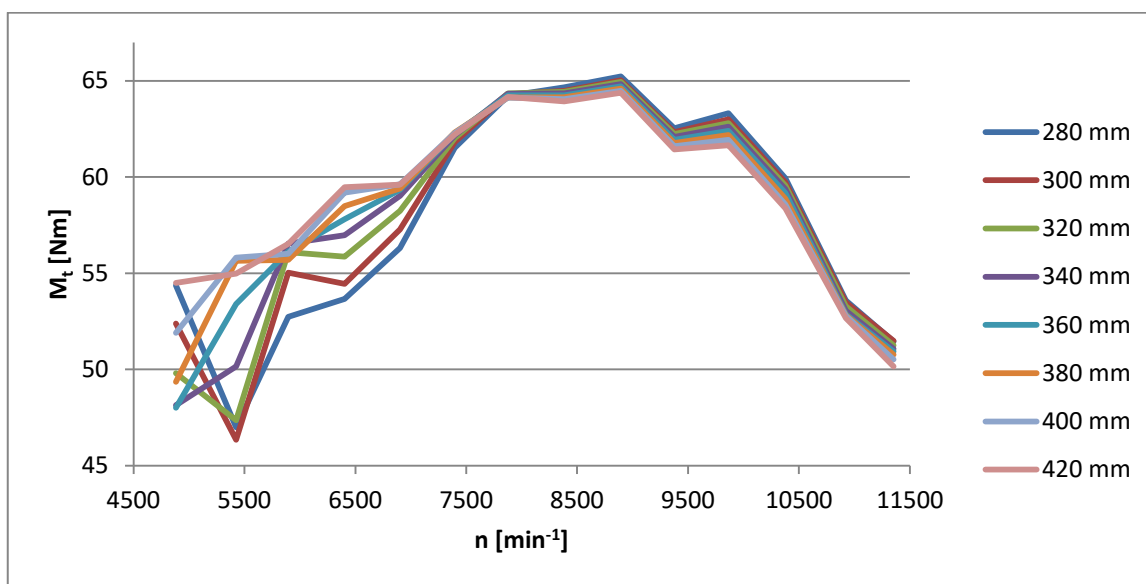
U terciálního potrubí byly pro model FS.08 použity vnitřní průměry 50 mm. Pro porovnání jsem vyzkoušel, jaký vliv má změna průměru potrubí o 5 mm. Vzhledem k dostupnosti trubek o vnitřním průměru 50 mm a použitím tlumiče, který má také vnitřní průměr 50 mm, volím vnitřní průměr terciálního potrubí 50 mm.



Obrázek 7.5 - Průměr terciálního potrubí

7.5. Délka primárních svodů

Pro optimalizaci délek svodů jsem vycházel ze základního výpočtu, který platí pro součet primárních a sekundárních svodů. Pro simulace jsem vzal půlku vypočtené délky a provedl několik variant pro delší i kratší svody a kroky jednotlivých změn jsem zvolil 20 mm. Výsledné hodnoty jsou zobrazeny na obrázku 7.6. Délky primárních svodů nemají vliv na posun momentových špiček na otáčkách, ale pouze snižování, či zvyšování momentu. Výsledky odpovídají teorii, že kratší svody jsou pro vyšší otáčky a delší pro nižší. Důvod je časová doba, kterou má tlaková vlna na doražení ke kolektoru a zpět do válce. Při nižších otáčkách je výfuk otevřen delší dobu, a proto je potřeba větší vzdálenost, aby vlna přišla zpět do válce ve správný okamžik, zatímco při vyšších otáčkách je tady doba kratší, tím pádem je nutná i menší vzdálenost. Také jde vidět velice nevyrovnané momenty pro krátké svody v rozmezí $5\,000\text{ min}^{-1}$ až $6\,500\text{ min}^{-1}$. Simulace probíhala pro konstantní sekundární svody, které měli délku 360 mm a vnitřní průměr 38 mm. Tyto výsledky proto beru jako informativní pro chování jednotlivých změn a výsledné délky budou zvoleny podle měření na brzdovém stanovišti.

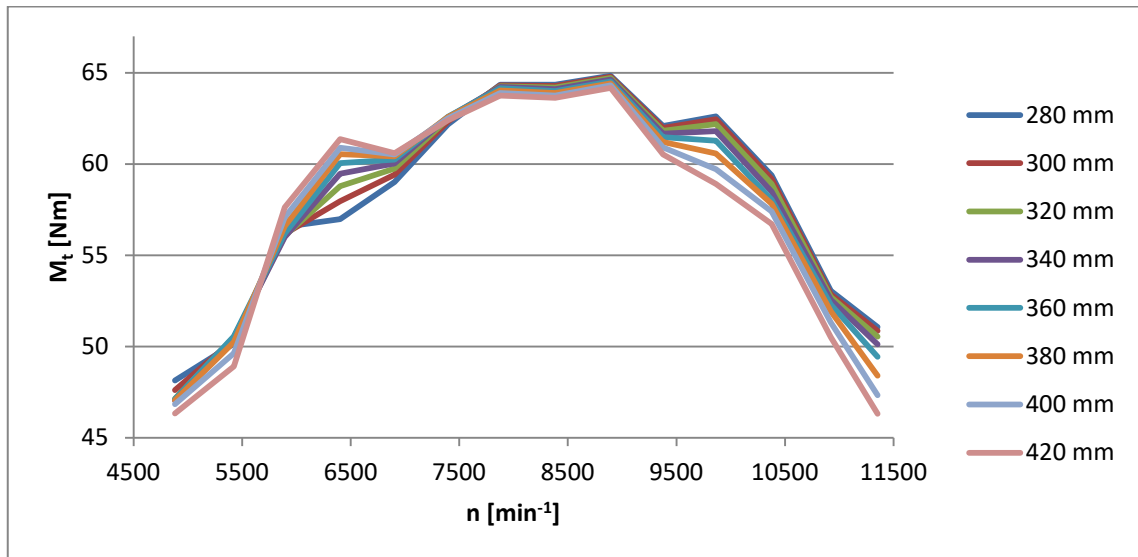


Obrázek 7.6 - Délka primárních svodů

7.6. Délka sekundárních svodů

Při optimalizaci sekundárních svodů jsem použil stejný postup a délky jako u primárního potrubí. Z výsledků, které jsou zobrazeny na obrázku 7.7, lze vidět, že sekundární potrubí má lehce odlišný vliv než primární. V oblasti od $7\,500\text{ min}^{-1}$ do $9\,500\text{ min}^{-1}$ mají všechny délky poměrně stejný točivý moment, stejně jako u primárního potrubí, ale největší rozdíl momentů přichází v okolí $6\,500\text{ min}^{-1}$ a $10\,000$

min^{-1} , zatímco u primárního potrubí byly největší rozdíly pouze v nízkých otáčkách. Pro všechny simulace byly zvoleny stejné primární svody, a to o průměru 30 mm a délce 360 mm. Proto stejně jako u primárních svodů jsou tyto výsledky informativní.

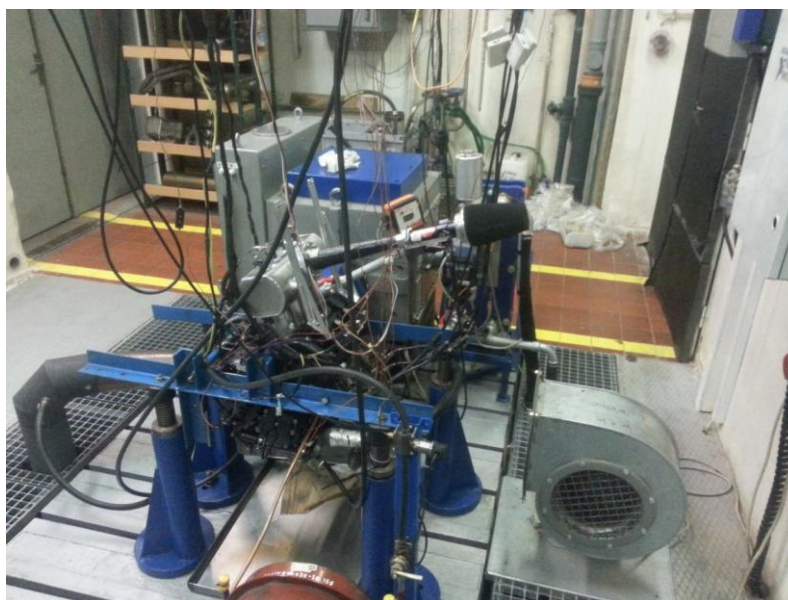


Obrázek 7.7 - Délka sekundárních svodů

8. Měření na brzdovém stanovišti

8.1. Konstrukce stanoviště

Tým CTU Cartech má k dispozici jedno brzdové stanoviště v motorové zkušební ústavu Automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, jenž se nachází v budově laboratoří v ulici Pod Juliskou. K brzdění motoru je použito stejnosměrné dynamo, které je součástí Ward-Leonardova soustrojí a umožňuje ladění motoru při konstantních otáčkách. Dále jsou k dispozici váhy paliva pro měření spotřeby a velké množství snímaných hodnot pro hlídání a ladění motoru. Při vyhodnocování je používána korekce na atmosférické podmínky dle ISO DIN 1585, což umožňuje porovnávat všechna měření, které probíhají při různých teplotách a tlacích okolního vzduchu.

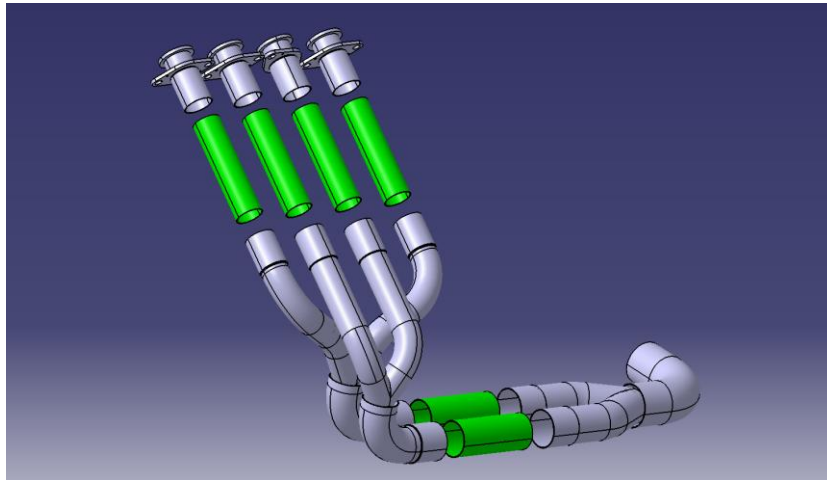


Obrázek 8.1 - Brzdové stanoviště s uchyceným motorem

8.2. Variabilní výfuk

Pro finální optimalizaci výfukových délek jsem použil variabilní výfuk, který umožňuje variaci různých délek primárních a sekundárních potrubí. Možné délky výfuku jsou vzhledem ke konstrukci uchycení motoru a konstrukci výfuku pro primární potrubí 300 až 400 mm a pro sekundární potrubí 300 až 450 mm. Průměry jsou dány fixní, podle dříve zmíněných výsledků. Tudíž vnitřní průměr primárních svodů je 30 mm, sekundárních svodů 38 mm a terciálního potrubí 50 mm. Změna délek potrubí je řešena vkládáním různě dlouhých nátrubků, které jsou na obr. 8.2 vyznačeny zelenou barvou. Na každém primárním svodu se nachází teplotní snímač a lambda sonda, které

slouží pro naladění bohatosti směsi do jednotlivých válců. Dále je na výstupním potrubí jedna lambda sonda, která pomáhá odhalit případně netěsnosti ve výfukové soustavě.



Obrázek 8.2 - Variabilní výfuk

8.3. Ladění motoru pro měření

Pro dosažení porovnatelných výsledků měření musí být zvoleno stejné naladění motoru. Všechna měření tedy byla prováděna naladění směsi na lambda 1 a předstih byl nastavován cca 4° před vznikem detonačního spalování, tzv. klepání. Teplota vody byla díky velkému výměníku pro všechna měření 90°C a teplota oleje se pohybovala v rozmezí od 100°C do 120°C.

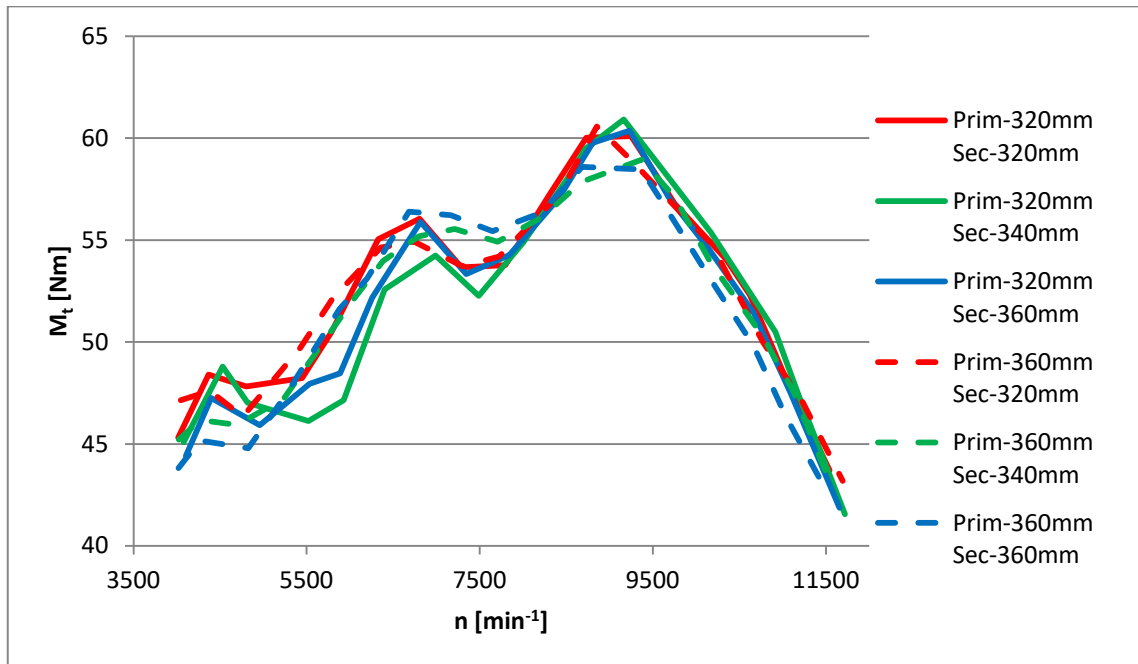
8.4. Volba délek pro brzdové stanoviště

Jelikož práce na brzdovém stanovišti vyžaduje přítomnost minimálně dvou osob pro obsluhu, měření probíhá výrazně déle než simulace a není možné provést tolik měření jako při simulaci. Proto bylo nutné zvolit pouze několik délek potrubí. Pro primární potrubí jsem vzhledem k téměř totožnému průběhu momentu pro délky 340 mm, 360 mm a 380 mm zvolil první délku 360 mm. Jako druhou variantu jsem zvolil délku primárního potrubí 320 mm. Pro sekundární potrubí jsem s ohledem na větší rozdíly momentu zvolil 3 varianty a to 320 mm, 340 mm a 360 mm.

8.5. Výsledky měření

Výsledky měření na brzdovém stanovišti jsou uvedeny na obrázku 8.3. Primární potrubí s délkou 360 mm a délkami sekundárního potrubí 360 mm a 340 mm mají nejlineárnější momentovou charakteristiku, takže téměř odstraní momentový propad v 7 500 min⁻¹, ale v 9 000 min⁻¹ mají pokles momentu oproti ostatním. Svody s primárními délkami 320 mm a sekundárními délkami 340 mm a 360 mm mají nižší

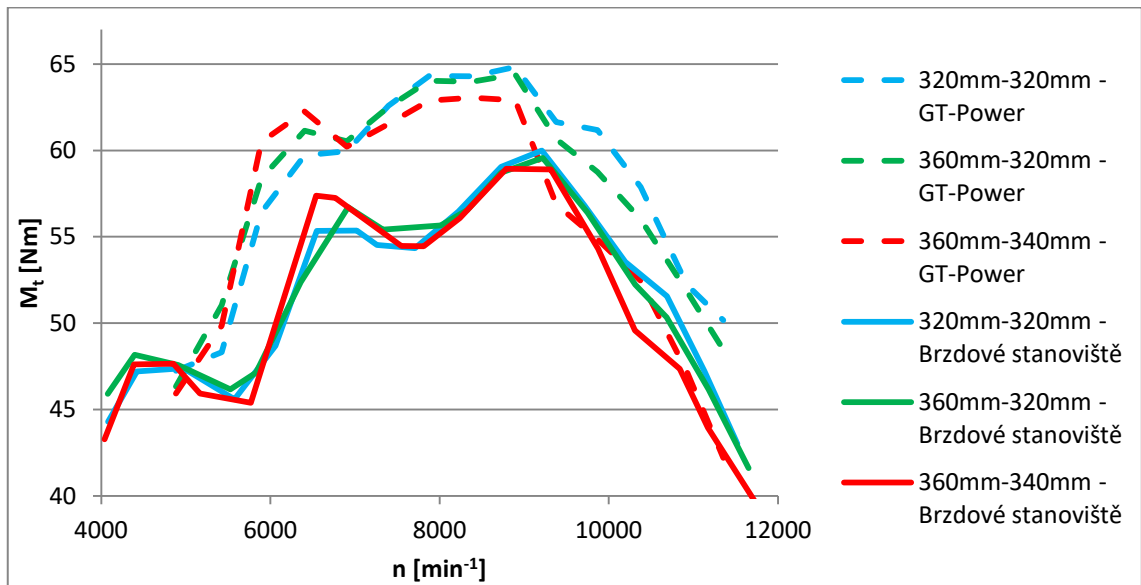
momentovou křivku v nízkých otáčkách, které sice nejsou v hlavním otáčkovém spektru, ale na výjezdu z pomalých zataček se formule občas pohybuje v otáčkách kolem $6\,000\text{ min}^{-1}$, proto nejsou tyto délky příliš vhodné. Pro finální rozhodnutí tedy zůstávají výfukové svody se sekundárními délkami 320 mm a primární buď 320 mm, nebo 360 mm. Obě varianty mají podobné momentové charakteristiky. Nakonec jsem zvolil variantu s primárními délkami 320 mm, pro lehce vyšší moment v oblasti $6\,500\text{ min}^{-1}$, menším zástavbovým rozměrům a nižší hmotnosti.



Obrázek 8.3 - Výsledky měření na brzdovém stanovišti

9. Porovnání výsledků GT-Poweru a brzdového stanoviště

Při porovnání výsledků z 1-D simulace a naměřených hodnot z brzdového stanoviště lze vidět, že model úplně neodpovídá realitě. Při bližším zkoumání jde vidět, že chování modelu relativně odpovídá skutečným podmínkám. Pouze jsou hodnoty posunuty v x-ové a y-nové souřadnici.



Obrázek 9.1 - Porovnání GT-Poweru a měření na brzdovém stanovišti

10. Konstrukční návrh výfukového potrubí

10.1. Navržené rozměry výfukového potrubí

Dosud jsem se v mé práci zabýval optimalizací výfukového potrubí pro formuli student, z níž mi vyšly následující parametry:

Typ potrubí	Průměr [mm]	Délka [mm]
Primární potrubí	33	320
Sekundární potrubí	38	320
Terciální potrubí	50	*

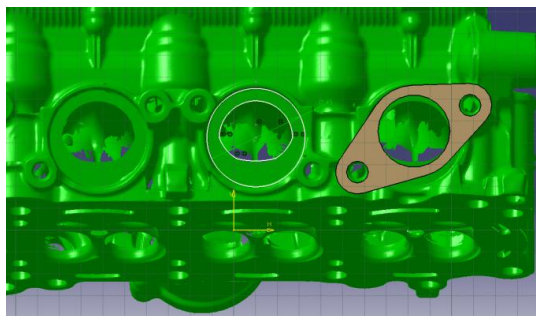
Tabulka 10.1 - Návrhové rozměry výfukového potrubí pro FS.09

*délka bude dána konstrukcí

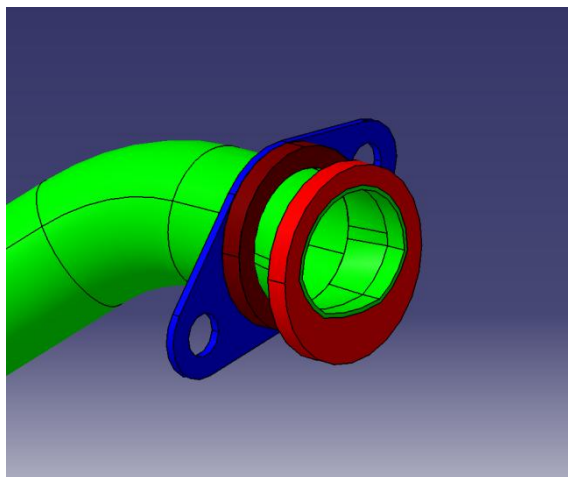
Nyní mohu přejít ke konstrukčnímu návrhu.

10.2. Řešení přichycení výfukových svodů u hlavy motoru

Jelikož jsem se rozhodl použít primární potrubí, které má vnitřní průměr 30 mm, je potřeba začátek trubek upravit do tvaru kanálů. Pro to jsem použil oskenovaný 3D model, podle kterého jsem nakreslil tvar kanálu. Obdobný postup jsem použil i pro návrh příruby, která bude držet výfukové svody na hlavě motoru. Na obr. 10.2 jde vidět naskenovaný model hlavy motoru, podle kterého jsem určil tvar kanálu a již vymodelovaná příruba, která kvůli vyosení výfukového kanálu v připojovacím sedle není symetrická. Na obr. 10.1 je již hotová sestava uchycení svodů k motoru, kde přechodný kroužek (červené těleso) a opěrný kroužek (hnědé těleso) jsou přivařeny k primárnímu svodu (zelené těleso) a pomocí příruby (modré těleso) jsou celé svody přišroubovány k hlavě motoru. Pro zajištění hladkého přechodu mezi výfukovými kanály a výfukovými svody je použito zakázkově vyrobené těsnění, které má stejný tvar, jako přechodný kroužek.



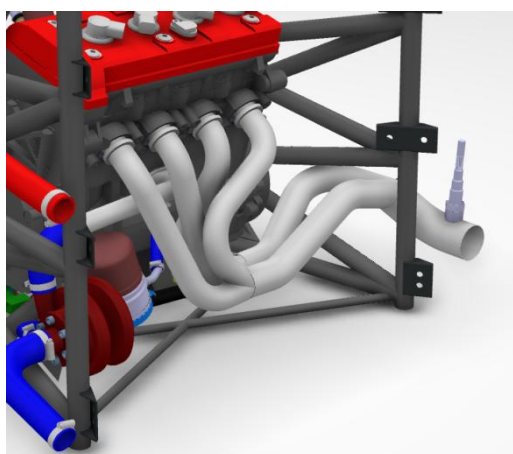
Obrázek 10.2 - Volba tvaru výfukového kanálu



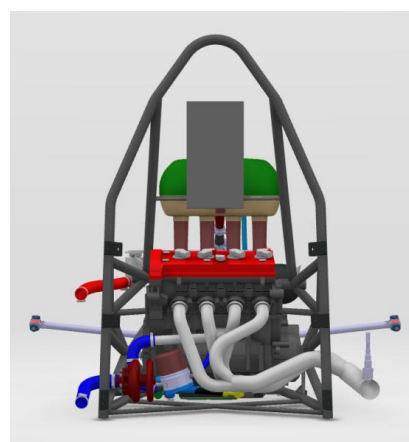
Obrázek 10.1 - Uchycení výfukových svodů k hlavě motoru

10.3. Svody výfukového potrubí

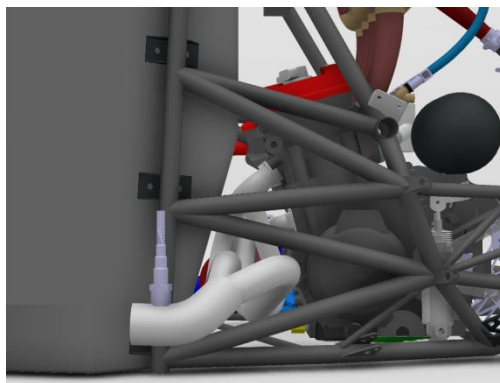
Při konstrukci výfukových svodů jsem byl velice limitován zástavbovými možnostmi, kvůli malému prostoru mezi motorem a kompozitovým monokokem. Také se v oblasti výfukových svodů nachází několik motorových periferií, konkrétně olejový chladič, olejový výměník, vstupní potrubí do olejové galerie a vstup vodního chlazení do motoru. Dále jsem musel brát ohled na vyrobiteľnosť, což znamenalo minimální rádiusy potrubí 50 mm a vzdálenost mezi začátky jednotlivých ohnutí také 50 mm. Tato vzdálenost není vyloženě nutná, šlo by dva po sobě jdoucí rádiusy svařit, ale zvýší se tím náročnosť a nepřesnosť při výrobě. Z hlediska smontovatelnosti bylo zapotřebí umožnit vložení, dotažení a pojištění šroubů sloužících pro úchyt svodů k motoru a vyvést potrubí z rámu tak, aby bylo možné svody přichytit k motoru v rámu. Spojení výfukového potrubí s motorem probíhá při odděleném rámu s monokokem. Výsledné řešení primárních svodů je zobrazeno na obrázcích 10.3, 10.4 a 10.5.



Obrázek 10.3 – Detailní ohled na výfukové svody



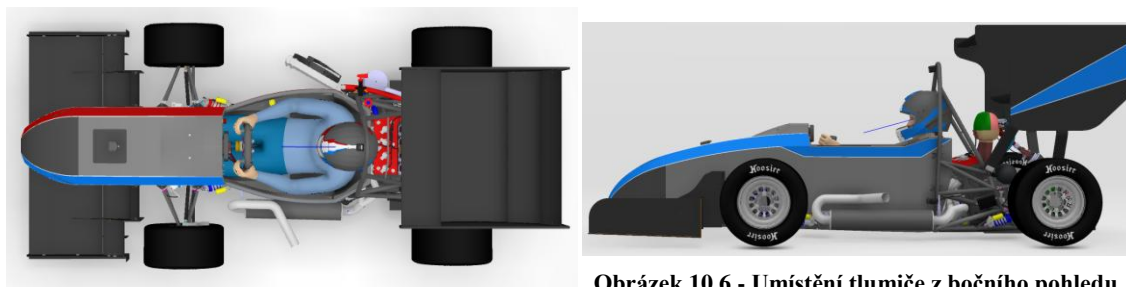
Obrázek 10.4 - Čelní pohled na výfukové svody



Obrázek 10.5 - Boční pohled na výfukové svody

10.4. Umístění tlumiče hluku

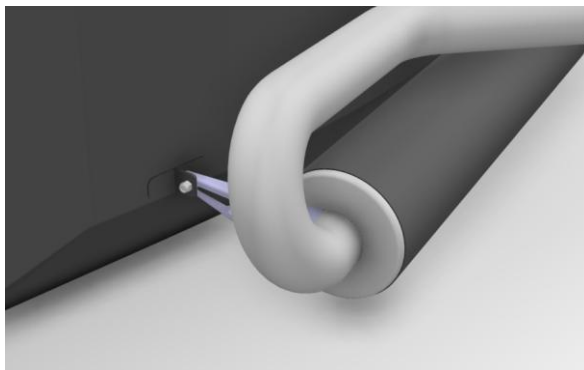
Tlumič hluku je hmotnostně nejtěžší věc na výfukové soustavě. I přes použití titanové perforované trubky a kompozitového obalu je jeho hmotnost 1 875 g, proto jsem zvolil umístění na levé straně monokoku. Toto řešení umožňuje položit tlumič téměř zároveň s nejnižším bodem celé formule, to má za následek snížení těžiště. Dále se při tomto řešení tlumič nachází blízko středu vozidla, což má výhodu v nízkém momentu setrvačnosti kolem svislé osy. Další výhodou je ve vyrovnání rozložení hmotnosti levé a pravé strany, jelikož na druhé straně v přibližně stejných místech se nachází chladič vodního chlazení motoru.



Obrázek 10.6 - Umístění tlumiče z bočního pohledu

Obrázek 10.7 - Umístění tlumiče při pohledu shora

Uchycení tlumiče bylo na ložském modelu FS.08 řešeno přivařením podpěry ke koncovce výfuku, které byla přišroubována k nalepené tzv. žabce na monokoku. Toto provedení se ukázalo jako jednoduché a účinné, proto jsem se rozhodl ho použít znovu. Kvůli inovacím na monokoku je však v místě tlumiče zkosení, na které nemůže být žabka přilepena, proto jsem musel podpěru prodloužit a poupravit. Výsledné řešení je zobrazeno na obrázku 10.8.



Obrázek 10.8 - Řešení uchycení tlumiče

10.5. Postup výroby výfukového potrubí

Výfukové potrubí se vyrábí pouze v jednom kuse, proto se jedná o ruční výrobu. Pro jednoduchou a relativně přesnou výrobu bylo každé potrubí naohýbáno na 3D ohýbacím stroji, kde k výrobě stačí 3D model. Pro spasování jednotlivých trubek posloužil přípravek monokoku, který se používá pro svařování rámu, svařený rám a do něj usazený motor. Přechodné kroužky, opěrné kroužky, příruby a podpěry tlumiče byly vyřezány pomocí vodního paprsku.



Obrázek 10.9 - Sestava pro svařování výfukového potrubí



Obrázek 10.10 - Naohýbané výfukové potrubí



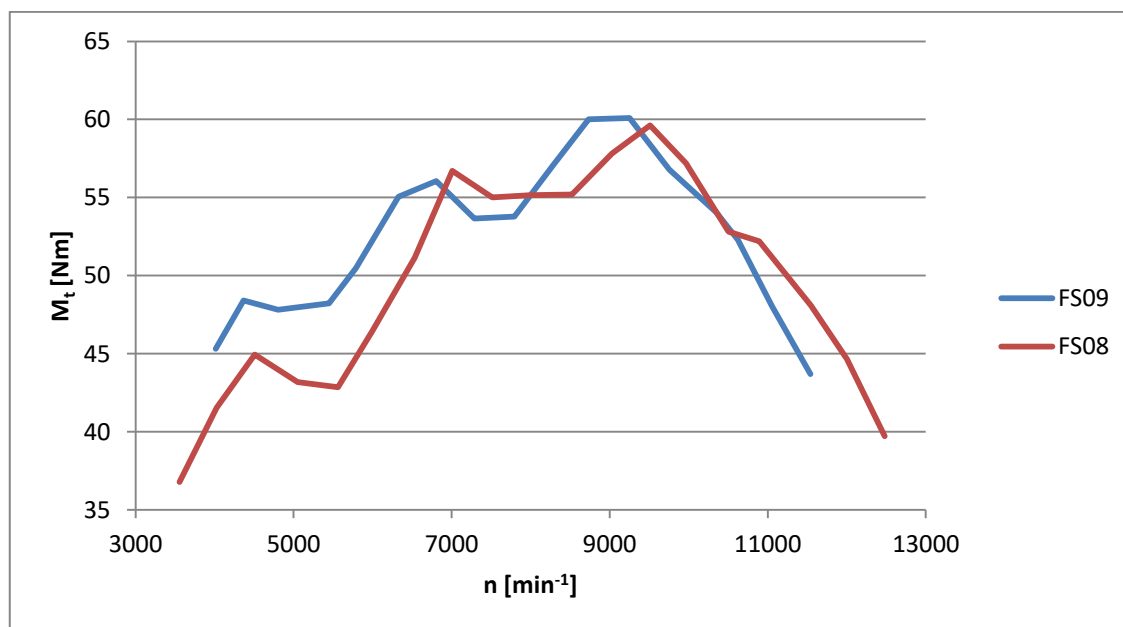
Obrázek 10.12 - Výfukové svody



Obrázek 10.11 - Výfukové svody

11. Závěr

Výsledkem mé práce je návrh výfukového potrubí pro studentskou formuli FS.09. Konstrukce je navržena podle výsledků optimalizace, které je věnována značná část práce. Optimalizace byla prováděna pomocí 1-D simulací s následným experimentem na brzdovém stanovišti, kde jsem provedl porovnání výsledků a zvolil výsledné hodnoty. Oproti ložskému modelu výfuku pro FS.08 jsou změněny hodnoty 3 z 5 možných rozměrů. Těmi jsou délka a průměr primárních svodů a délka sekundárních svodů. Průměry sekundárního a terciálního potrubí zůstaly stejné. Maximální točivý moment se nyní posunul těsně pod hranici $9\,000\text{ min}^{-1}$. V rozsahu od $8\,000\text{ min}^{-1}$ až $9\,500\text{ min}^{-1}$ je moment pro FS.09 vyšší. Ve zbytku hlavního otáčkového spektra, které je od $7\,500\text{ min}^{-1}$ do $10\,500\text{ min}^{-1}$, je točivý moment lehce nižší, avšak rozdíly jsou minimální, skoro až nepřesnosti měření. Při otáčkách $11\,000\text{ min}^{-1}$ začíná točivý moment oproti ložskému modelu klesat, nicméně v těchto otáčkách by se formule neměla pohybovat. Další přínos nastal v otáčkách nižších než $6\,500\text{ min}^{-1}$, které nejsou součástí hlavního otáčkového spektra, ale při závodech se z těchto otáček akceleruje na výjezdu z velice pomalých zatáček.



Obrázek 11.1 - porovnání FS.08 a FS.09

Seznam použité literatury

- [1] Jawad, B., Biggs, Ch., Klein, B., "Exhaust System Design for a Four Cylinder Engine" SAE Technical Paper 02125, 2002, doi:10.4271/2002-01-3316
- [2] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 00-702-8637-X.
- [3] TRZESNIOWSKI, Michael. *Rennwagentchnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme ; mit 106 Tabellen*. 2., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010. ISBN 9783834808578.
- [4] Bc. TOMÍČEK, Libor. *Optimalizace výkonu a spotřeby motoru Yamaha R6 pro závodní trať*. Praha, 2016. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ, Fakulta strojní.
- [5] Formula SAE rules [online]. [vid10.7.2017]. Dostupné z:
<http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
- [6] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.

Seznam obrázků

Obrázek 2.1 - Tým CTU Cartech na závodě FSCZ s vozem FS.08.....	8
Obrázek 3.1 - Výfukové svody s uspořádáním 4-1	9
Obrázek 3.2 - Výfukové svody s uspořádání 4-2-1	10
Obrázek 3.3 - Reflexní tlumič.....	11
Obrázek 3.4 - Rezonanční komora.....	11
Obrázek 3.5 - Absorpční tlumič.....	12
Obrázek 4.1 - Schéma sestavení atmosférického motoru	13
Obrázek 5.2 - Otáčkové využití motoru při více jak 70% TPS při FSCZ.....	15
Obrázek 5.1 - motor z formule FS.08	15
Obrázek 6.1 - Tvar výfukového kanálu	18
Obrázek 7.1 - Model v programu GT-Power	19
Obrázek 7.2 - Výfukové potrubí v modelu GT-Power	20
Obrázek 7.3 - Průměr primárního potrubí.....	21
Obrázek 7.4 - Průměr tericiálního potrubí	22
Obrázek 7.5 - Průměr terciálního potrubí	22
Obrázek 7.6 - Délka primárních svodů	23
Obrázek 7.7 - Délka sekundárních svodů	24
Obrázek 8.1 - Brzdové stanoviště s uchyceným motorem.....	25
Obrázek 8.2 - Variabilní výfuk	26
Obrázek 8.3 - Výsledky měření na brzdovém stanovišti	27
Obrázek 9.1 - Porovnání GT-Poweru a měření na brzdovém stanovišti.....	28
Obrázek 10.1 - Uchycení výfukových svodů k hlavě motoru.....	30
Obrázek 10.2 - Volba tvaru výfukového kanálu	30
Obrázek 10.3 – Detailní ohled na výfukové svody	30
Obrázek 10.4 - Čelní pohled na výfukové svody.....	30
Obrázek 10.5 - Boční pohled na výfukové svody	31
Obrázek 10.6 - Umístění tlumiče z bočního pohledu.....	31
Obrázek 10.7 - Umístění tlumiče při pohledu shora	31
Obrázek 10.8 - Řešení uchycení tlumiče	32
Obrázek 10.9 - Naohýbané výfukové potrubí.....	32
Obrázek 10.10 - Výfukové svody	32
Obrázek 10.11 - Výfukové svody	32
Obrázek 10.12 - Sestava pro svařování výfukového potrubí	32
Obrázek 11.1 - porovnání FS.08 a FS.09.....	33

Seznam Tabulek

Tabulka 5.1 - Parametry sériového motoru Yamaha YZF-R6	14
Tabulka 5.2 - Parametry výfukového potrubí v modelu FS.08	16
Tabulka 10.1 - Návrhové rozměry výfukového potrubí pro FS.09	29

Seznam příloh

3D model pro výrobu