

NÁVRH VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ PRO MONOPOST FS TUL RACING

Bakalářská práce

Studijní program:

Autor práce:

Vedoucí práce:

B0715A270008 Strojírenství

Martin Váňa

Ing. Aleš Dittrich, Ph.D., Ing.Paed.IGIP

Katedra vozidel a motorů





Zadání bakalářské práce

NÁVRH VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ PRO MONOPOST FS TUL RACING

Jméno a příjmení: **Martin Váňa**
Osobní číslo: S19000524
Studijní program: B0715A270008 Strojírenství
Zadávající katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte literární rešerši a kritické hodnocení různých uspořádání výfukového traktu čtyřdobých benzinových motorů vozidel studentské formule vyhovujících pravidlům Formula Student/SAE.
2. Navrhněte vhodnou konstrukci výfukového traktu motoru pro vozidlo Formula Student/SAE vyvíjené na TU v Liberci.
3. Vytvořte výkresovou dokumentaci výfukového traktu motoru pro vozidlo Formula Student/SAE vyvíjené na TU v Liberci.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

výkresová dokumentace
cca 40 stran textu
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

1. HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 00-702-8637-x.
2. MUGHAL, Uzair N., S. Haseeb HASSAN a H. Muneeb IQBAL. Designing and simulation of intake and exhaust manifold using sensor bridging. In: *2014 5th IEEE Conference on Cognitive Infocommunications (CogInfoCom)* [online]. IEEE, 2014, 2014, s. 407-412 [cit. 2018-09-26]. DOI: 10.1109/CogInfoCom.2014.7020489. ISBN 978-1-4799-7280-7. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7020489/>
3. CHLÍBEK, Lukáš. *Návrh výfukového potrubí pro vůz Formule SAE*. Brno, 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. David Svída.
4. CHUCHMA, Ondřej. *Návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí zážehového motoru*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Martin Beran.
5. MICHÁLEK, Jan. *Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli se čtyřválcovým motorem*. Praha, 2017. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Vít Doleček, Ph.D.

Vedoucí práce:

Ing. Aleš Dittrich, Ph.D., Ing. Paed. IGIP
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce:

1. listopadu 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

1. května 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

11. ledna 2021

Martin Váňa

Anotace

Bakalářská práce je zaměřena na návrh výfukového potrubí pro studentskou formuli týmu FS TUL Racing. Úvod je zaměřen na obecné popsání výfukových systémů a jejich funkci. Návrh je proveden pomocí teoretických poznatků, analytických výpočtů a s ohledem na pravidla soutěže Formula Student.

Klíčová slova

výfuk, výfukový systém, rezonanční plnění, výkon, točivý moment, formula student

Annotation

The bachelor thesis deals with design exhaust system for student formula car of FS TUL Racing team. Introduction is focused on general description of exhaust systems and their function. Design is carried out with theoretical knowledge, analytical calculations with regard to Student Formula competition rules.

Keywords

exhaust, exhaust system, resonance induction, power, torque, formula student

Poděkování

„Děkuji mé rodině a přítelkyni za neustálou podporu při studiu a vedoucímu bakalářské práce Ing. Aleši Dittrichovi, Ph.D., Ing.Paed.IGIP za jeho pomoc, cenné rady a trpělivost při vypracování této práce.“

Obsah

Seznam použitých zkratk	- 8 -
Úvod	- 10 -
1 Teoretická část	- 11 -
1.1 Uspořádání výfukového systému	- 15 -
1.1.1 Poziční uspořádání	- 15 -
1.1.2 Tvarové uspořádání	- 19 -
1.2 Používané materiály	- 21 -
1.2.1 Litina	- 22 -
1.2.2 Konstrukční ocel	- 22 -
1.2.3 Korozi vzdorná ocel	- 22 -
1.2.4 Titanová slitina	- 22 -
2 Praktická část	- 24 -
2.1 Návrh výfukového systému	- 24 -
2.1.1 Parametry pohonné jednotky	- 25 -
2.1.2 Měření teplot výfukových spalin	- 26 -
2.1.3 Výpočet rezonanční délky potrubí	- 27 -
2.1.4 Návrh průměru potrubí	- 29 -
2.1.5 3D návrh	- 34 -
2.2 Výroba výfukového potrubí	- 37 -
2.3 Porovnávací měření na válcové brzdě	- 40 -
Závěr	- 42 -
Seznam použité literatury	- 44 -
Seznam příloh	- 47 -

Seznam použitých zkratk

1D		Jednodimenzionální
3D		Třídimeznionální
a_{s_1}	[m/s]	Rychlost zvuku v první větvi
a_{s_2}	[m/s]	Rychlost zvuku v druhé větvi
a_{s_3}	[m/s]	Rychlost zvuku v třetí větvi
A_{ept}	[mm ²]	Průtočná plocha výfukového ventilu
A_{em}	[mm ²]	Průtočná plocha výfukového kanálu
C_{emp}	[-]	Expanzní poměr výfukového kanálu
C_{coll}	[-]	Expanzní poměr výfukového potrubí
CNC	Computer numeric control	Číslicově řízený
ČSN		Česká technická norma
d_{ip}	[mm]	Průměr výfukového kanálu
d_{st}	[mm]	Průměr dřívku ventilu
d_1	[mm]	Průměr první větve
d_2	[mm]	Průměr druhé větve
d_3	[mm]	Průměr třetí větve
d_{vt}	[mm]	Průměr vstupní větve
d_{st}	[mm]	Průměr výstupní větve
DOHC	Dual over head cam	Rozvod dvěma vačkami
DPF	Diesel particulate filter	Filtr pevných částic
DÚ		Dolní úvrať
EGR	Exhaust gas recirculation	Recirkulace výfukových plynů
F1		Formule 1
F2		Formule 2
HÚ		Horní úvrať
I4		Řadový čtyřválec
L_1	[mm]	Rezonanční délka první větve
L_2	[mm]	Rezonanční délka druhé větve
L_3	[mm]	Rezonanční délka třetí větve
n	[min ⁻¹]	Otáčky

n_{ev}	[-]	Počet výfukových ventilů
n_v	[-]	Počet válců
R	$[\frac{J}{Kg \cdot K}]$	Měrná plynová konstanta
SCR	Selective catalytic reduction	Selektivní katalytická redukce
T	[K]	Teplota spalin
TIG	Tungsten inert gas	Svařování netavnou elektrodou v Ochranné atmosféře inertního plynu
V8		Vidlicový osmiválec
V10		Vidlicový desetiválec
V12		Vidlicový dvanáctiválec
WTCC	World touring car championship	Mistrovství světa cestovních vozů
θ_k	[°]	Úhel natočení klikové hřídele
κ	[-]	Poissonova konstanta

Úvod

Každý rok vzniká pod záštitou Fakulty strojní TUL monopost studentské formule. Tento monopost vyvíjí a sestavuje tým FS TUL Racing, jehož jsem členem. Náš tým se s monopostem zúčastňuje soutěží Formula Student.

Formula student je celosvětová soutěž, která vznikla okolo roku 1980 a je určena pro technické univerzity. Je to konstrukční soutěž pro kterou týmy navrhují a staví vlastní monoposty. V hodnotících kritériích jsou nejen jízdní vlastnosti monopostů ale také konstrukční propracovanost vozu. Tím je myšleno celý proces návrhu, od sběru dat, návrhu samotného, výrobních aspektů ale i validace výsledků.

Konkurence v této soutěži je veliká a proto týmy každoročně vynaloží velké úsilí na vývoj a optimalizaci svých monopostů velké úsilí, to platí i pro náš tým. Pravidla Formula Student mají specifické požadavky na pohonné jednotky, například předepsáním restriktoru v sacím traktu. To si žádá kompletní vývoj a optimalizaci všech komponent pohonné jednotky, aby se dosáhlo její maximální možné efektivity.

Mezi tyto komponenty patří i výfukový systém, kterým se zabývá tato bakalářská práce. Tým FS TUL Racing v této oblasti nemá velké zkušenosti ani vytyčený směr vývoje. Proto se tato práce zabývá návrhem od úplného začátku a bude v budoucnu sloužit jako pomůcka k dalšímu vývoji a optimalizaci.

1 Teoretická část

V moderních automobilech má výfukový systém více úloh ke splnění, na některé se v poslední době klade velký důraz, než kdy dříve. Těmito úlohami se rozumí bezpečný a co nejvíce dokonalý odvod spalin ze spalovací komory do okolí. Další úlohou je snižování emisí, to jak hlukových tak i škodlivých. Jak už bylo zmíněno, této problematice se věnuje v současnosti velké množství pozornosti a to jak odbornou veřejností, tak i při vývoji samotnými výrobci automobilů.

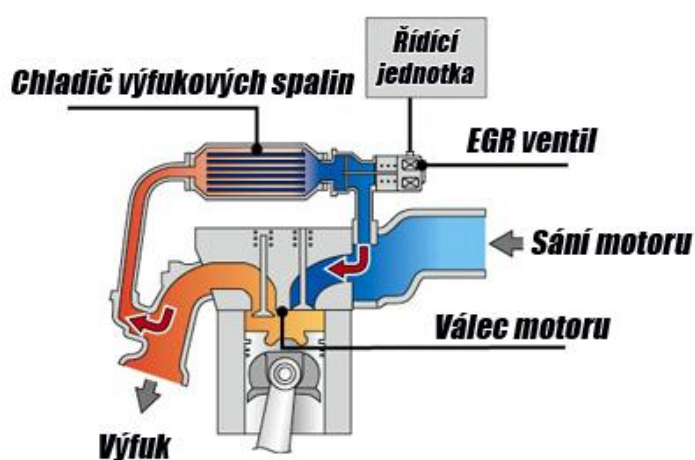
Mezi škodlivé látky se řadí například pevné částice, oxidy dusíku nebo nespálené uhlovodíky. Jejich emitované množství je omezováno různými způsoby a častokrát se ke splnění přísných limitů používá kombinace různých systémů. Tyto systémy budou popsány v následujících řádcích [10].

Třícestné katalyzátory především snižují obsah oxidu uhelnatého, nespálené uhlovodíky a oxidy dusíku. Proto se nazývají třícestné, snižují především obsah tří složek. Katalyzátor obsahuje jádro, které je vyrobeno z oceli nebo keramiky a je opatřeno tenkou vrstvou vzácných kovů. Díky této vzácné vrstvě dochází k redukci oxidů dusíků a oxidaci oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků na méně nebezpečné látky. K průběhu těchto jevů je vyžadována v katalyzátoru specifická atmosféra. Ta se vytvoří pomocí úpravy spalované směsi ve spalovací komoře. K tomu potřebuje řídicí jednotka data, která jsou snímána lambda sondami [10, 15].



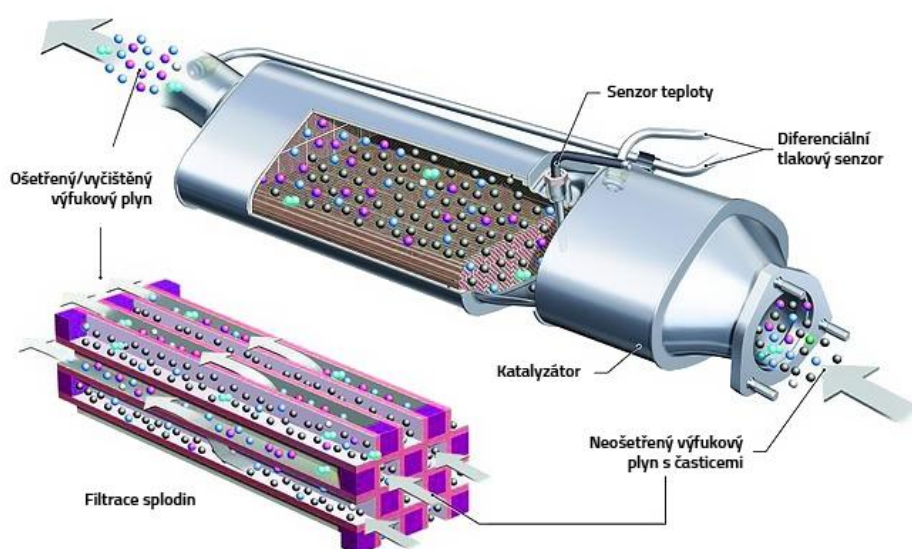
Obrázek 1- Třícestný katalyzátor [14]

Recirkulace výfukových plynů známá pod zkratkou EGR je dalším způsobem snížení emisí škodlivých látek. Tímto způsobem se především snižuje obsah oxidů dusíku. Systém EGR pracuje na principu přepouštění části výfukový plynů zpět do sání. Tímto se v připravované směsi sníží obsah kyslíku a tím dochází ke snížení teploty hoření. Ve výsledku je produkce oxidů dusíku efektivně snižována. Nevýhodou je riziko zanášení sacího traktu a snížení účinnosti motoru. Snížení účinnosti motoru lze za určitých podmínek vyložit jako přínos, tedy při středním zatížení pohonné jednotky lze snížit dávku vstřikovaného paliva a tím snížit i její celkovou spotřebu [16, 17].



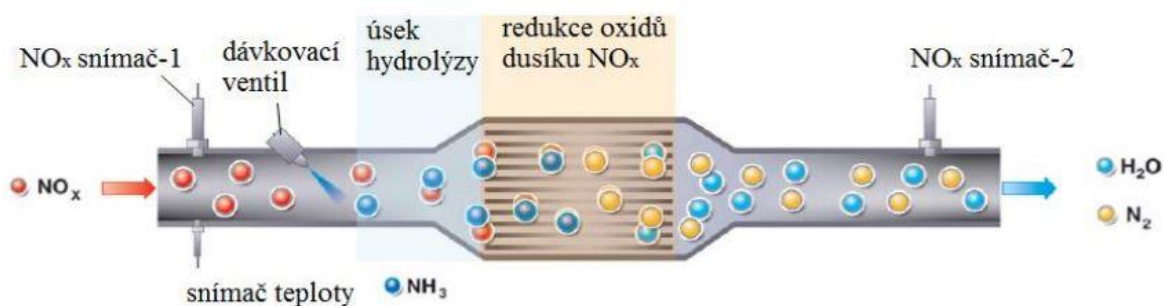
Obrázek 2- Schéma EGR ventilu[18]

DPF filtry jsou využívány pro filtraci pevných částic. Dříve se filtry DPF využívaly pouze u vznětových jednotek, ale s příchodem přísnějších emisních norem se začaly využívat i u přeplňovaných zážehových jednotek. Jádro filtru je vyrobeno z tepelně odolného materiálu, například z karbidu křemíku. Jádro je koncipováno jako labyrint, tak aby byly výfukové plyny nuceny procházet porézními stěnami jádra. Na stěnách tohoto jádra se zachycují pevné částice, například saze, zbytky oleje nebo částice uhlíku. Po čase se filtr zanesení a je potřeba provést regeneraci filtru. Kdy k tomu nastane, je zjištěno pomocí měření difference tlaků před a za filtrem. Při regeneračním procesu řídicí jednotka upraví časování vstřiku paliva tak, aby dohořival ve výfukovém potrubí. Pomocí zvýšení teploty ve filtru dochází ke spalování pevných částic na oxid uhličitý [16, 17, 19].



Obrázek 3 - Schéma DPF filtru [20]

Poslední způsob snížení emisí je katalytická selektivní redukce známá pod zkratkou SCR. V automobilovém odvětví je to technologie relativně nová, ačkoliv její historie sahá až k roku 1957, kdy byla patentována. Technologie SCR se používá pro snížení oxidů dusíku. To je dosaženo pomocí vstřikování redukčního činidla před redukčním katalyzátorem, kde dochází k redukcí oxidů dusíku na vodu a dusík. Princip systému je naznačen na obrázku 4. Hlavní nevýhodou SCR systému jsou jeho zástavbové rozměry. Součástí jsou snímače oxidů dusíků, dávkovací ventil, redukční katalyzátor a především nádrž potřebná pro uchování redukčního činidla. Další nevýhodou je nutnost doplňovat redukční činidlo, to vede i k dalšímu zvýšení provozních nákladů. Pokud ovšem nastane situace, kdy dojde redukční činidlo, tak řídicí jednotka sníží výkon pohonné jednotky, někdy dojde i k uvedení do nouzového režimu. U některých výrobců po vypnutí pohonné jednotky již poté nelze nastartovat. To vše aby výrobce donutil uživatele k doplnění redukčního činidla [17].



Obrázek 4 - Schéma SCR systému [21]

V soutěži Formula Student ještě není pravidly omežováno množství produkovaných škodlivých emisí. Proto v následující práci nebude návrhu emisních systémů věnována pozornost.

Hlukové emise jsou dalším problémem, s kterým se moderní výfukové systémy musí vypořádat. Ty mají také na organismus a zdraví negativní dopad. Hluk vzniká nepravidelným prouděním výfukových spalin z pohonné jednotky. Hladina hluku je snižována především různými tlumiči hluku a častokrát i jejich kombinací [13].

Reflexní tlumič způsobuje odrazení tlakové vlny, která se vrací s opačnou fází. Tím dochází k interferenci nově odražené vlny a původní tlakové vlny. Díky tomu reflexní tlumič dosahuje vysoké účinnosti, ale pouze v určitém spektru frekvencí [22].

Proud výfukových spalin je v interferenčním tlumiči rozdělen do dvou proudů, kde každý proud urazí jinou vzdálenost a poté dojde k jejich opětovnému spojení. Po spojení proudů dochází k interferenci tlakových vln, jelikož se fáze jednoho proudu posunula oproti druhému. Princip tlumení v interferenčním tlumiči je tedy podobný jako u reflexního, a tak dochází k tlumení pouze v určitém spektru frekvencí [23].



Obrázek 5 - Absorpční tlumič v řezu [25]

Absorpční tlumič je občas označován jako průchozí tlumič. Je to z důvodu absence jakékoliv překážky v proudu výfukových spalin. V absorpčním tlumiči se nachází perforovaná trubka, kterou prochází zvukové vlny do absorpčního materiálu kde je trubka obalena. V materiálu dochází k přeměně akustické energie na tepelnou energii. Proto se jako absorpční materiál využívají tepelně odolné materiály.

Nevýhodou je celkově menší účinnost tlumení, ale zato dochází k tlumení ve velkém spektru frekvencí. Díky již zmíněné absenci překážky v proudění dochází k velmi malým ztrátám výkonu. To jej činí velmi oblíbeným u závodních aplikací [24].

Pravidla soutěže Formula Student předepisují hlukové limity a to 103 dB[C] při volnoběžných otáčkách a 110 dB[C] při otáčkách určených střední pístovou rychlostí $914,4 \frac{m}{min}$. Díky těmto limitům je možné použití absorpčního tlumiče. Tým FS TUL Racing již v předešlých letech vyvinul vlastní tlumič, který umožňuje splnění předpisů. Proto bude tento tlumič opět převzat a nebude návrhu tlumiče hluku věnována pozornost [26].

Účinnost spalovací pohonné jednotky může být také ovlivněna výfukovou soustavou. Po spálení směsi paliva a vzduchu je spalovací komora plná výfukových spalin, které se musí dostat pryč z válce. V ideálním případě aby všechny spaliny uvolnily místo čerstvé směsi. Toho lze docílit odpovídající konstrukcí výfukového systému.

V následujících odstavcích jsou popsány typy pozičního uspořádání výfukového systému, jejich přínos a nevýhody z hlediska rozložení váhy a případných následujících konstrukčních opatření vyžadující pravidly. Tvar výfukových svodů má různý vliv na momentovou charakteristiku a proto jim je také věnována pozornost. Popsány jsou i používané materiály výfukových systémů.

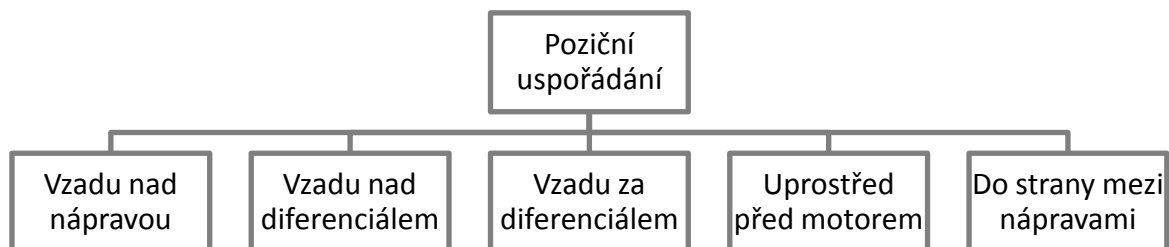
1.1 Uspořádání výfukového systému

Současným trendem studentské formule je snaha se více věnovat jak finančními, tak i časovými prostředky ke zlepšení chování a ovladatelnosti monopostu zvláště v technických úsecích tratí. Pro týmy studentské formule to znamená, že konstrukce výfukového systému se musí přizpůsobit konstrukci rámu, podvozku a značnému aerodynamickému paketu. Při návrhu výfukového potrubí je třeba brát v potaz jeho poziční uspořádání a také jeho tvarové uspořádání.

1.1.1 Poziční uspořádání

V soutěži studentské formule se vyskytuje 5 různých prostorových koncepcí, na uložení výfukového potrubí. Každá má svoje výhody i nevýhody, je tedy na každém týmu, jak zváží přínosy jednotlivých koncepcí a následně je využije.

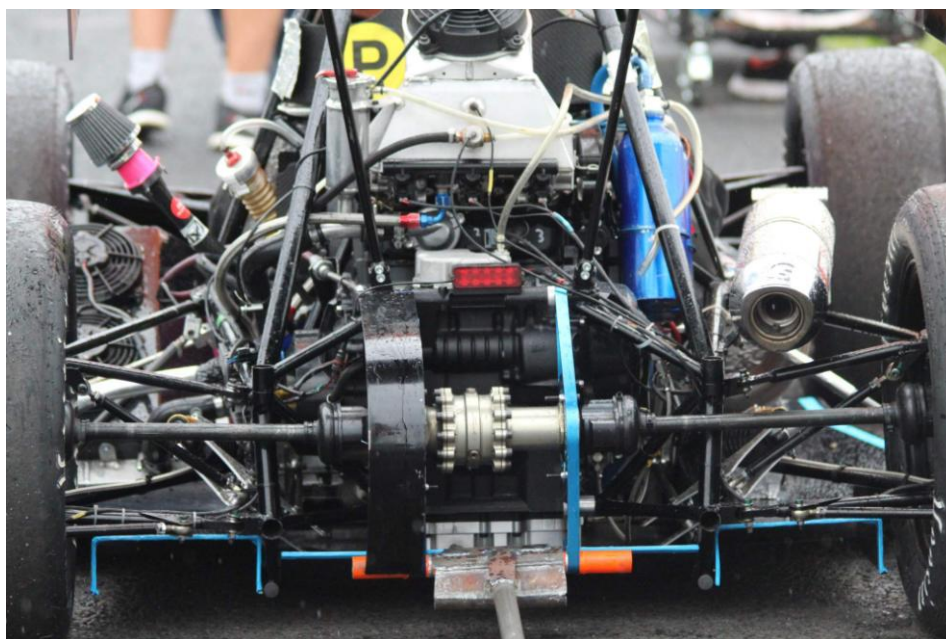
V obrázku 6 je graficky znázorněno, jaké jsou možnosti pozičního uspořádání. Níže je dále detailněji popsána každá z uvedených.



Obrázek 6 - Grafické znázornění pozičního uspořádání výfukového systému[Autor]

Vzadu nad nápravou

Koncepce uložení vzadu nad nápravou patří mezi nejoblíbenější, z důvodu její jednoduchosti výroby. Není potřeba jejího krytí vůči zranění řidiče a osob v blízkém kontaktu. Nevýhodami je zvyšování těžiště monopostu a setrvačného momentu, jelikož je tlumič umístěný nad nápravou daleko od osy otáčení. Další nevýhodou může být složitější uložení koncovky.



Obrázek 7 - Uspořádání vzadu nad nápravou[Zdroj: Autor]

Vzadu nad diferenciálem

Možnost uložení výfukového potrubí vzadu nad diferenciálem není příliš oblíbená. Přesto jsou týmy, které tento způsob zvolí, zpravidla týmy s menšími jednoválcovými či dvouválcovými jednotkami a využívají ho k jejich prospěchu. Na obrázku 8 je vidět inspirace u monopostu formule 1, které využívají umístění tlumiče nad skříní převodovky. Toto umístění konstruktéři formule 1 využívají k "foukání" zadního křídla, kde se urychluje proudění na spodní straně zadního křídla a dojde ke zvýšení přítlaku. Tento trik bohužel nelze využít, jelikož zadní křídla studentské formule jsou příliš vysoko. Výhodou je umístění uprostřed v podélném směru, což je přínosné pro ovladatelnost vozu. Velkou nevýhodou je značně zhoršený přístup k pohonné jednotce a převodovému ústrojí. Součástí strategie našeho týmu je nastavování diferenciálu mezi jednotlivými disciplínami. Toto vyžaduje jednoduchý přístup k diferenciálu, což je velmi složité, pokud je tlumič výfuku nad samotným diferenciálem.



Obrázek 8 - Uspořádání vzadu nad diferenciálem [Zdroj: Autor]

Vzadu za diferenciálem

Umístění za diferenciálem snižuje výšku těžiště vozu, ale také zvyšuje setrvačný moment, takže přínos pro ovladatelnost vozu zde není. Přínosem může být "foukání" zadního difuzoru, pokud jej konstruktér zakomponuje do návrhu. To je ale technicky a výrobně složité, dá se tedy říci, že zde převažují spíše nevýhody.



Obrázek 9 - Uspořádání vzadu za diferenciálem[Zdroj: Autor]

Uprostřed před motorem

Koncepce uprostřed před motorem je velmi ojedinělá. To je především z důvodu nutnosti konstrukčních úprav rámu případně kompozitního monokoku, který je pro toto uspořádání vhodnější. Značnou výhodou je nízké uložení celé soustavy a blízko středu otáčení. Nevýhodou mimo zmíněné konstrukční náročnosti je problém s odvodem tepla z motorového prostoru, který se musí vyřešit. Dá se tedy říci, že tato koncepce je vhodná pro zkušenější týmy zejména s kompozitním monokokem.



Obrázek 10 - Uspořádání před motorem[1]

Do strany mezi nápravami

Další koncepce do strany mezi nápravami nepatří mezi příliš oblíbené. Je to hlavně z důvodu nutnosti ochrany řidiče a osob pohybujících se v přímé blízkosti, které vyžadují pravidla. To se dá ovšem vyřešit zakrytím výfuku do bočnice. Další problém mohou být spaliny, které při špatném umístění koncovky výfuku mohou proudit do kokpitu řidiče. Samotné umístění koncovky skrývá možnost jak si pomoci při měření hlukových limitů. Při jejím správném nasměrování jsou komisaři pravidly nuceni umístit měřící zařízení za kolo, aniž by samotné spaliny proudily na pneumatiku. To se dá vnímat jako využití pravidel nikoliv jejich porušování. Nízké uložení výfuku je přínosné pro ovladatelnost vozu a umístění na straně kompenzuje váhu chladiče a chladící kapaliny, který je umístěný na druhé straně vozu. To následně ulehčuje práci podvozkovým inženýrům při vyvažování vozu.



Obrázek 11 - Uspořádání do strany mezi nápravami[Zdroj: Autor]

1.1.2 Tvarové uspořádání

V automobilovém průmyslu a motorsportu se pro řadové čtyřválcové motory primárně používají dvě koncepce výfukových svodů. První koncepce využívá třech kolektorů. Kolektor je místo v potrubí, kde se slučuje dvě a více větví v jednu. Tento typ je označován 4-2-1, podle počtu potrubí v jednotlivých větvích. To znamená, že se potrubí slučuje pomocí kolektorů, nejprve ze 4 větví do dvou a poté až do jedné. Druhá koncepce se označuje 4-1, ta využívá pouze jednoho kolektoru. Zde se 4 větve slučují pomocí jednoho kolektoru do jedné větve. Každý typ má svoje výhody a nevýhody. Je tedy nutné si stanovit, čeho by se mělo při konstrukci docílit a kam

návrh do budoucna směřovat. Při tom je důležité zvážit, v jakých disciplínách bude monopost soutěžit, druh tratě a její rychlostní profil a také výkonovou charakteristiku motoru.

Typ 4-1

Typ 4-1 využívá pouze jednoho kolektoru, viz obrázek 12. Výhodou tohoto uspořádání je zvýšení výkonu a krouticího momentu ve vysokých otáčkách. Tento zisk ale znamená lehkou ztrátu v nízkých až středních otáčkách. To může být využito na specifických tratích s vysokým rychlostním profilem resp. vysokou průměrnou rychlostí, kde je minimum technických pasáží a pomalých zatáček. Tato koncepce bude ztrácet, jelikož si žádá stálé udržení motoru ve vysokých otáčkách. Přímou výhodou pro studentskou formuli přinese v disciplíně sprint na 70 metrů. Ze zkušeností týmu je jasné, že v této disciplíně bodují monoposty s nejvyššími výkony, i když mají vyšší váhu než konkurence. Samozřejmě je možné navrhnout tento typ i do nižších otáček, ale to se zpravidla nepoužívá.



Obrázek 12 - Svody 4-1 [2]

Typ 4-2-1

Nejvíce využívaný typ je 4-2-1 a to jak v civilních automobilech, tak i v těch závodních. Na obrázku 13 je vidět využití třech kolektorů ve tvaru Y, zde se pokaždé spojují dvě potrubí v jedno. Tímto jsou svody rozděleny na primární, sekundární a terciární větev, kde už je jen jedno potrubí. Výhodu přináší ve středních otáčkách, protože právě zde dochází ke zvýšení výkonu a krouticího momentu. Z tohoto důvodu je velmi využívaný v civilních automobilech, jelikož zlepšuje ekonomiku provozu a pružnost motoru ve středních otáčkách, které jsou v každodenním použití využívány nejvíce. V soutěžích studentské formule jsou především disciplíny a tratě technické s nižší průměrnou rychlostí. V této soutěži je důležitá dynamičnost vozu, jak v zatáčkách, tak i mezi zatáčkami, kde je kladen značný důraz na schopnost vozu akcelarovat i decelerovat.



Obrázek 13 – Svody 4-2-1 [3]

1.2 Používané materiály

Důležitým aspektem při návrhu výfukového systému je materiál, z kterého se bude následně vyrábět. Mezi potřebné vlastnosti materiálu především patří odolnost vůči teplotám, korozivzdornost a nárok na jisté technologické vlastnosti, dle použité metody výroby. Například svařitelnost, slévatelnost nebo tvářitelnost.

1.2.1 Litina

Tento materiál je využíván zejména pro výrobu svodů. Díky velmi dobré slévatelnosti je litina hlavně využívána v sériové výrobě civilních aut, kde se příliš nehledí na korektnost konstrukce, ale spíše na cenu a kompaktnost, které je díky použité technologii výroby možné docílit. Nevýhodou je vysoká váha a špatná svařitelnost při případných opravách [4].

1.2.2 Konstrukční ocel

Ocel je především využívána pro výrobu středových a koncových tlumičů, obalů katalyzátorů a filtrů pevných částic. Při výrobě je využívána pro její zaručenou svařitelnost, tvářitelnost za studena, obrobitelnost a velmi příznivou cenou. To vše je na úkor odolnosti vůči korozi, která je velmi nízká. Povrchová úprava žárovým zinkováním pouze korozivzdornost zvýší [5].

1.2.3 Korozivzdorná ocel

Tento materiál je využíván především pro svoji odolnost vůči korozi. V sériové výrobě ovšem tento materiál uplatnění nenašel. Je to především pro svojí cenu, která je přibližně 4krát vyšší oproti konstrukční oceli. Dalšími důvody jsou horší tvářitelnost za studena, obrobitelnost a také nutnost formování kořene svaru při svařování. To jsou hlavní důvody, proč je nerez zvolena při kusové a zakázkové výrobě výfukových systémů [6].

1.2.4 Titanová slitina

Titan vyniká především svojí hustotou, která je přibližně o 40% nižší oproti konstrukční oceli a také korozivzdorností. Mezi nevýhody patří vysoká cena, která je přibližně 50x vyšší, dále obrobitelnost a tvářitelnost jsou obtížné. Svařování vyžaduje velmi kvalitní krytí svaru ochrannou atmosférou. To vše činí výrobu výfukových systémů z titanové slitiny finančně náročným procesem, ovšem ve světě profesionálního motorsportu se upřednostňuje nízká váha před cenou. Proto velmi často bývá volen konstruktéry závodních strojů [7].

Z výše uvedeného plyne, že použití litinových materiálů je pro studentskou formuli nevhodné. Je to především kvůli váze a náročnosti přípravy výroby, která se pro jeden kus nevyplatí. Konstrukční ocel se jeví jako vhodný materiál, ale absence možnosti koupě 90° kolen z tohoto materiálu by pro tým studentské formule znamenalo značnou komplikaci při výrobě. Titanová slitina je první volbou pro profesionální závodní týmy. To především pro svojí nízkou hmotnost a žáruvzdornost. Tyto vlastnosti převáží obtížnější výrobu a znatelně vyšší cenu oproti ostatním materiálům. Pro znázornění rozdílů jsou ceny materiálů uvedeny v tabulce 1.1. Jako porovnávací etalon byla zvolena kulatina průměru 30 mm o délce 1000 mm. Tým FS TUL Racing si zvolil korozivzdornou ocel jako nejvhodnější materiál. Je to především pro velkou nabídku rozměrů trubek a jim odpovídajících 90° kolen, přijatelnou cenu a odolnost vůči korozi je také přispívajícím faktorem.

Tab. 1.1 - Porovnání cen materiálu (ceny uvedeny bez DPH)[4][6][7][30][31]

Kulatina d30*1000	Konstrukční ocel	Korozivzdorná ocel	Titanová slitina
Prodejce 1	126 ,-	688 ,-	6739 ,-
Prodejce 2	158 ,-	527 ,-	7852 ,-
Prodejce 3	147 ,-	544 ,-	7010 ,-
Průměr	144 ,-	586 ,-	7200 ,-

2 Praktická část

Praktická část se věnuje samotnému návrhu výfukového systému a jeho výrobě. Je zde popsána teorie rezonančního plnění, která byla využita k výpočtu délek jednotlivých větví výfuku. Teploty výfukových spalin se měřili za pomoci termočlánků umístěných ve výfukovém systému a byly využity ke sběru datům, potřebných pro výpočet rychlosti zvuku ve spalinách. V praktické části práce jsou dále shrnuty informace o použité pohonné jednotce. Pro samotný návrh výfukového potrubí je potřeba provést výpočet rezonanční délky potrubí a jednotlivé průměry potrubí.

2.1 Návrh výfukového systému

Výpočetní návrh výfukového potrubí je v této práci omezen pouze na analytické výpočty, které využívají teorii rezonančního plnění. Výfukový systém má za úkol odvést spaliny ze spalovací komory, a pokud nějaké zůstanou v komoře, dojde ke snížení účinnosti motoru. Je snaha tento jev co nejvíce omezit pomocí teorie rezonančního plnění. Tato teorie je hojně využívána jak v sériové výrobě pohonných jednotek, tak i v úpravách pohonných jednotek pro různé disciplíny motorsportu, kde se využívá ke zvýšení výkonu a nebo vylepšení nedostatků v jeho průběhu [10].

Pro pochopení dané problematiky je důležité vysvětlit teorii rezonančního plnění. Při spalování směsi v komoře vznikají výfukové plyny o vysokém tlaku, které při pohybu pístu k horní úvrati a otevření výfukového ventilu vytvoří přetlakovou vlnu. Tato vlna se v prostředí výfukového potrubí pohybuje rychlostí zvuku. V momentě, kdy tato vlna dorazí ke změně průřezu se odrazí zpět, avšak může se odrazit jako přetlaková a nebo podtlaková. Pokud je v potrubí zmenšení průřezu, tak se vlna odrazí jako přetlaková a to je nežádoucí. Jako zmenšení se považuje i nesouosost potrubí, to se musí brát v úvahu především při výrobě. Při zvětšení průřezu například v kolektoru se vlna odráží jako podtlaková, tu následně využijeme při plnění. Volný konec potrubí se uvažuje také jako zvětšení průřezu a tak zde také vzniká podtlaková vlna [27].

2.1.1 Parametry pohonné jednotky

Volba pohonné jednotky je určena pravidly soutěže a vlastnostmi, který si tým zvolí jako důležité. Pravidla soutěže studentských formulí dovolují použití čtyřdobého motoru s vnitřním spalováním, objem je avšak omezen na maximální objem 710 cm³. Pravidla omezují studentské týmy na použití benzínu s oktanovým číslem 98 nebo paliva E-85. V tomto případě bylo zvoleno použití benzínu, tím pravidla předepisují použití jedné škrtkové klapky a restriktoru o průměru 20 mm. Při použití E-85 je v pravidlech předepsáno použití restriktoru o průměru 19 mm.

Jako pohonnou jednotku si tým FS TUL Racing vybral originální pohonnou jednotku z motocyklu Suzuki GSX-R 600 z roku výroby 2005. Jedná se o řadový čtyřválec o objemu 599cm³, a rozvodem DOHC. Tento motor vyniká především jeho dlouhodobou spolehlivostí, což je velmi důležité pro úspěch v celkovém hodnocení soutěží. Další aspektem byla dostupnost a pořizovací náklady, na evropském trhu jsou motorky Suzuki o daném objemu velmi oblíbené a tedy není obtížné daný motor koupit. Velká nabídka samozřejmě udržuje pořizovací náklady na velmi příznivé hladině, to se ovšem nedá říci o motorech značek např. Honda či Kawasaki.

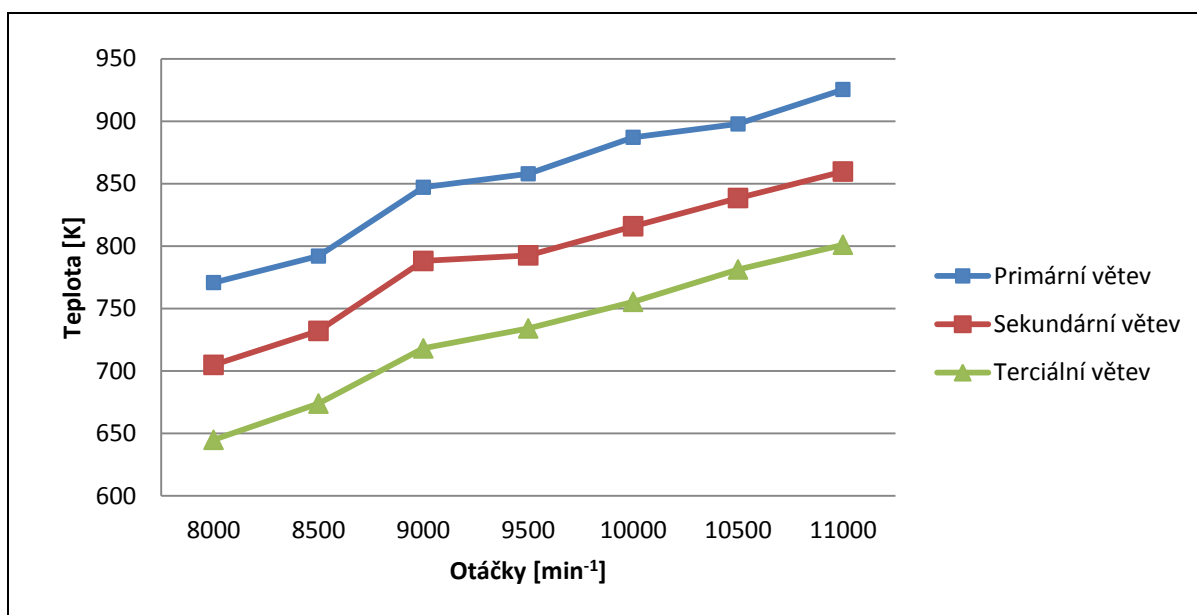
Tab. 2.1 - Parametry pohonné jednotky [8]

Typ motoru	Čtyřdobý zážehový
Počet válců	4
Objem	599 cm ³
Rozvod	DOHC
Počet ventilů na válec	4
Zdvih	42,5 mm
Vrtání	67 mm
Kompresní poměr	12,5:1
Chlazení	Vodní
Příprava směsi	Elektronické vstřikování
Zapalování	Elektronické řízené jednotkou
Výkon	92,5 kW při 13000 min ⁻¹
Točivý moment	69,6 Nm při 10800 min ⁻¹
Počet převodových stupňů	6
Časování sacích ventilů	

Otevření	33° před HÚ
Zavření	68° po DÚ
Trvání	281°
Časování výfukových ventilů	
Otevření	33° před DÚ
Zavření	23° po HÚ
Trvání	256°

2.1.2 Měření teplot výfukových spalin

Z důvodu závislosti rychlosti zvuku v plynech na teplotě těchto plynů, bylo provedeno měření teplot spalin na původním výfukovém systému a to v každé větvi potrubí. Tyto hodnoty jsou potřebné k přesnému výpočtu délek jednotlivých větví. Měření bylo provedeno na válcové brzdě za použití termočlánků typu K a sběrnice HBM MGCplus. Hodnoty byly naměřeny v rozmezí 8000-11000 min⁻¹, s krokem 500 min⁻¹.



Graf 2.1- Teplota spalin v jednotlivých potrubí

2.1.3 Výpočet rezonanční délky potrubí

K výpočtu délek se přistupuje se zjednodušujícími předpoklady. Zanedbávají se tepelné i hydraulické ztráty v potrubí. K samotnému výpočtu byla použita teorie rezonančního plnění. Nejprve je důležité, spočítat rychlost zvuku ve spalínách.

Jelikož v každé části výfukových svodů je jiná teplota spalin, tedy i samotná rychlost zvuku je v jednotlivých částí odlišná, musí se provést výpočet této rychlosti pro každou část zvlášť. Rychlost je možno spočítat dle vzorce (1). Kde se pod odmocninou nachází Poissonova konstanta, měrná plynová konstanta a teplota výfukových spalin v kelvinech. Hodnota Poissonovy konstanty je pro výfukové spaliny 1,25. Měrná plynová konstanta pro výfukové spaliny je $300 \frac{J}{kg \cdot K}$. Rychlost zvuku v první sekci se spočítá pomocí dosazení do vztahu (1). Rychlost zvuku v druhé i třetí sekci se spočítá stejným způsobem. [9]

$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad (1)$$

$$a_{s_1} = \sqrt{1,25 \cdot 300 \cdot 847,15} \quad (2)$$

$$a_{s_1} = 563,63 \text{ m/s} \quad (3)$$

$$a_{s_2} = \sqrt{1,25 \cdot 300 \cdot 788,15} \quad (4)$$

$$a_{s_2} = 543,65 \text{ m/s} \quad (5)$$

$$a_{s_3} = \sqrt{1,25 \cdot 300 \cdot 718,15} \quad (6)$$

$$a_{s_3} = 518,95 \text{ m/s} \quad (7)$$

Kde:

a_{s_1} - Rychlost zvuku v první větvi [m/s]

a_{s_2} - Rychlost zvuku v druhé větvi [m/s]

a_{s_3} - Rychlost zvuku v třetí větvi [m/s]

κ - Poissonova konstanta [-]

r - měrná plynová konstanta [$\frac{J}{kg \cdot K}$]

T – Teplota výfukových spalin [K]

Při výpočtu délek jednotlivých sekcí se musí zvolit dvě proměnné v závislosti na požadovaném průběhu točivého momentu. V první řadě musí být zvoleny otáčky, kde má dojít k rezonančnímu plnění. Pro výpočet bylo zvoleno 9000 min^{-1} , aby došlo ke zvýšení točivého momentu v oblasti maximálních otáček. Toto rozhodnutí plynulo z faktu, že se při závodech motor pohybuje nejvíce v rozmezí $8000\text{-}11000 \text{ min}^{-1}$. Dále se musí určit úhel natočení klikového hřídele, pomocí dostupné literatury byl zvolen úhel natočení 125° . Pomocí vzorce (8) se dopočítají jednotlivé délky [9].

$$L = \frac{500 \cdot a_s \cdot \theta_k}{6 \cdot n} \quad (8)$$

Celková délka vedení v první sekci pro návrat odražené vlny v 9000 min^{-1} se spočítá dosazením do vzorce (8). Ovšem pro zjištění délky potrubí od této hodnoty musí být odečtena hodnota délky výfukového kanálu, která činí 65 mm.

$$L_1 = \frac{500 \cdot 563,63 \cdot 125}{6 \cdot 9000} - 65 \quad (9)$$

$$L_1 = 587,3 \text{ mm} \quad (10)$$

Pro výpočet délky potrubí v druhé i třetí sekci byl využit stejný vzorec (8), nicméně nyní už nemusí být odečtena délka výfukového kanálu.

$$L_2 = \frac{500 \cdot 543,65 \cdot 125}{6 \cdot 9000} \quad (11)$$

$$L_2 = 629,2 \text{ mm} \quad (12)$$

$$L_3 = \frac{500 \cdot 518,94 \cdot 125}{6 \cdot 9000} \quad (13)$$

$$L_3 = 600,6 \text{ mm} \quad (14)$$

2.1.4 Návrh průměru potrubí

Správná volba průměrů potrubí je stejně tak důležitá, jako jejich délky, jelikož průměr potrubí má také vliv na účinnost pohonné jednotky, přesněji vyplachování spalovací komory. Příliš velký průměr způsobuje malý tlakový spád mezi spalovací komorou a výfukovým potrubím a tím snižuje velikost amplitudy přetlakové vlny, tedy i zpětně odražené podtlakové vlny. Naopak příliš malý průměr má za následek zvýšení rychlosti výfukových plynů v potrubí a to způsobí vyšší hydraulické ztráty. Samozřejmě se při návrhu musí brát ohled i na výrobní stránku věci, tedy na dostupnost rozměrů polotovarů. Optimalizace návrhu na standardně dostupných rozměrech umožní udržet výrobní náklady na rozumné výši.

Návrh průměru primárního potrubí se odvíjí od průtočné plochy kolem výfukových ventilů. Tato průtočná plocha má tvar površky komolého jehlanu viz obrázek 14. Nicméně při maximálním zdvihu je nejmenší průtočnou plochu oblast na začátku výfukového kanálu, tedy hned za ventilovým sedlem. Tato plocha je dále omezena dříkem výfukového ventilu a následně se vypočítá jednoduchým odečtením dvou kruhových ploch pomocí vzorce (15).



Obrázek 14 – Schéma ventilu při zdvihu[9]

$$A_{ept} = n_{ev} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{ip}^2 - d_{st}^2) \quad (15)$$

Kde:

A_{ept} - Průtočná plocha výfukového ventilu [mm²]

n_{ev} - Počet výfukových ventilů [-]

d_{ip} - Průměr výfukového kanálu [mm]

d_{st} - Průměr dřívku ventilu [mm]

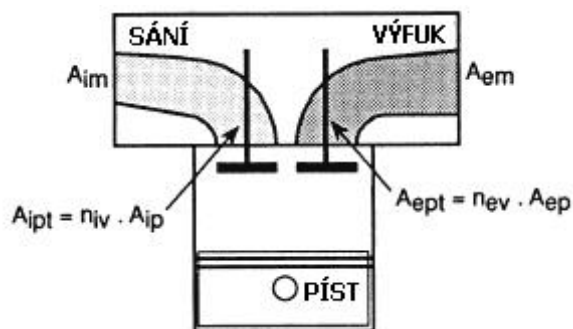
Neznámé hodnoty byly změřeny přímo na hlavě vybrané pohonné jednotky. Tabulka změřených hodnot je zobrazena níže. Poté se provedlo pouhé dosazení do vzorce (15).

Tab. 2.2 – Naměřené hodnoty na hlavě válce

	Průměr kanálu d_{ip}	Průměr dřívku ventilu d_{st}
Naměřená hodnota [mm]	19,5	5,1

$$A_{ept} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (19,5^2 - 5,1^2) \quad (16)$$

$$A_{ept} = 556,44 \text{ mm}^2 \quad (17)$$



Obrázek 15 - Schéma výfukového a sacího kanálu[9]

Na obrázku 15 jsou znázorněny sací i výfukové kanály společně s ventily, je zde znázorněno i postupné zvětšování výfukového kanálu s narůstající vzdáleností od spalovací komory. Pro správný vznik amplitud tlakových vln je velmi důležité tuto náležitost při konstrukci hlavy i výfukové soustavy respektovat. Expanzní poměr mezi průřezy A_{ept} a A_{em} je popsán vzorcem (18).

$$C_{emp} = \frac{A_{em}}{A_{ept}} \quad (18)$$

Kde:

C_{emp} - Expanzní poměr [-]

A_{em} - Průtočná plocha výfukového kanálu [mm²]

A_{ept} - Průtočná plocha výfukového ventilu [mm²]

Pro zjištění průřezu A_{em} se musí navrhnout vhodný expanzní poměr C_{emp} v závislosti na typu pohonné jednotky, pomocí tabulky č. 2.3. Pohonná jednotka studentské formule přímo odpovídá skupině Superbike do objemu 600 ccm³, také je to skupina pro kterou tento motor společnost Suzuki Motor Corporation vyvinula. Hodnota expanzního poměru byla zvolena 1,4 [9].

Tab. 2.3 - Expanzní poměry motorů[9]

Skupina	Motor	Expanzní poměr - C_{emp}
WTCC	2.0L I4 4v	1,2
F2	2.0L I4 4v	1,26
Superbike	0.6L I4 4v	1,4
F1	3.0L V10 4v	1,4
Supercar	4.5L V8 4v	1,4
GrandAm	8.2L V8 2v	1,55
F1	3.5L V12 4v	1,6
F1	3.5L V8 4v	1,6

Průřez A_{em} se spočítá pomocí vyjádření ze vzorce (18). Vzhledem k tomu, že výfukový kanál má na výstupu kruhový průřez, tak platí vztah (22). Z toho se poté dopočítá požadovaný průměr potrubí.

$$A_{em} = C_{emp} \cdot A_{ept} \quad (19)$$

$$A_{em} = 1,4 \cdot 556,44 \quad (20)$$

$$A_{em} = 779,02 \text{ mm}^2 \quad (21)$$

$$A_{em} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (22)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{em}}{\pi}} \quad (23)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 779,02}{\pi}} \quad (24)$$

$$d_1 = 31,49 \text{ mm} \quad (25)$$

Po úpravě hodnoty d_1 na nejbližší dostupný průměr byla zvolena hodnota $d_1 = 32 \text{ mm}$.

Aby bylo dosaženo správného šíření tlakových vln v dalších částech potrubí, je důležité navrhnout vhodný průměr i pro následující části. Dle dostupných zdrojů a publikací je nejspolehlivější tyto rozměry navrhnout pomocí 1D simulací. Jelikož se tato práce omezuje pouze na analytické výpočty, bude návrh proveden pouze pomocí známých odvozených vztahů. Pro výpočet byl použit vztah (26) odvozený Gordonem P. Blairem při jeho výzkumu. Bohužel tento výzkum neuvádí vhodné expanzní koeficienty pro návrh výfukového systému typu 4-2-1, ale pouze pro typ 4-1. Tyto koeficienty byly zjištěny pomocí publikací zabývajících se vývojem a návrhem podobných systémů, zejména pomocí využití 1D simulací. Podle získaných dat v tabulce č. 2.4 lze dojít k závěru, že expanzní poměr u výfukového systému typu 4-2-1 nabývá hodnot od 4 do 5ti [10, 11, 12, 13].

$$C_{coll} = \frac{(n_v - 1) \cdot d_{vt}^2 + d_{st}^2}{d_{vt}^2} \quad (26)$$

Kde:

C_{coll} - Expanzní poměr výfukového potrubí [-]

n_v - Počet válců [-]

d_{vt} - Průměr vstupní větve [mm]

d_{st} - Průměr výstupní větve [mm]

Tab. 2.4 - Expanzní poměry C_{coll} [10, 11, 12, 13]

	Průměry potrubí [mm]	Expanzní poměr pro sekundární potrubí [-]	Expanzní poměr pro terciální potrubí [-]
Zdroj 1	48-53-66	4,22	4,55
Zdroj 2	33-38-50	4,32	4,73
Zdroj 3	48-54-64	4,26	4,4
Zdroj 4	33-42-52,7	4,62	4,57

Pro výpočet průměru sběrné trubky byl použit expanzní poměr s hodnotou 4,3, který byl použit ve vzorci (27) odvozeného z výše uvedeného vztahu (26).

$$d_2 = d_1 \cdot \sqrt{C_{coll} - (n_v - 1)} \quad (27)$$

$$d_2 = 32 \cdot \sqrt{4,3 - (4 - 1)} \quad (28)$$

$$d_2 = 36,48 \text{ mm} \quad (29)$$

Vypočtená hodnota byla upravena na vhodný rozměr $d_2 = 37$ mm, který je běžně dostupný.

K návrhu průměru terciálního potrubí bylo přistupováno, jako k návrhu sekundárního průměru. Byl tedy opět použit upravený tvar vztahu (26). Pro úspěch v předchozích výpočtech bylo znovu zvoleno použití stejné hodnoty expanzního poměru, tedy 4,3.

$$d_3 = d_2 \cdot \sqrt{C_{coll} - (n_v - 1)} \quad (30)$$

$$d_3 = 37 \cdot \sqrt{4,3 - (4 - 1)} \quad (31)$$

$$d_3 = 42,18 \text{ mm} \quad (32)$$

Výsledná hodnota byla opět upravena na dostupný rozměr, v tomto případě $d_3 = 42$ mm.

2.1.5 3D návrh

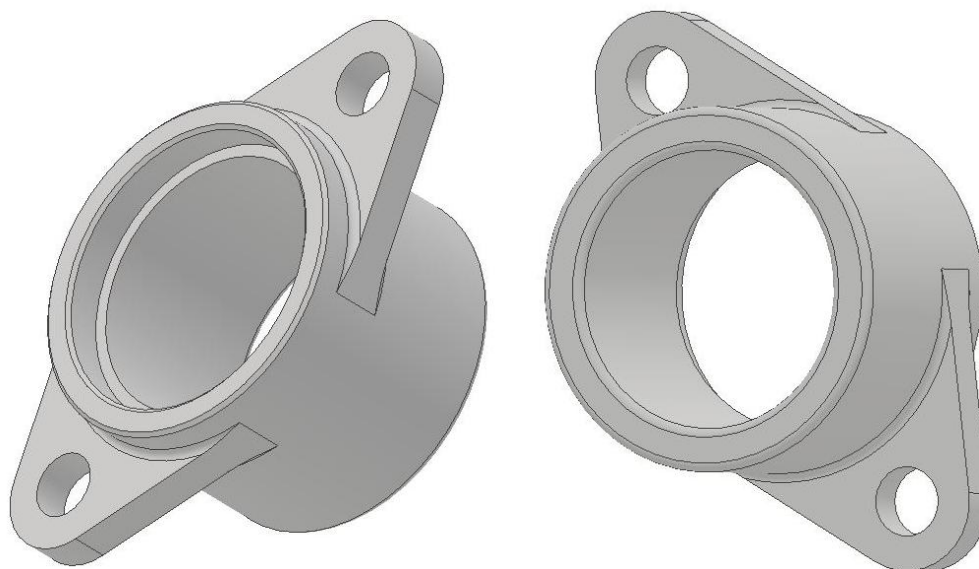
V této podkapitole je popsán postup návrhu upevňovací příruby, výfukového potrubí a uložení tlumiče hluku.

Při tvorbě 3D modelu se musela respektovat určitá omezení a pravidla a zároveň dodržet navržené rozměry. Výraznou obtíž a výzvu představuje stísněný prostor mezi pohonnou jednotkou a protipožární přepážkou, kam se musí vměstnat většina výfukového potrubí. Tento prostor je i dále zmenšen pravidly, která vyžadují bezpečnostní mezeru o velikosti 30 mm mezi protipožární přepážkou a jakoukoliv částí výfukového systému. Další zmenšení prostoru představuje olejový výměník a olejový filtr. Při konstrukci byla snaha nechat mezi potrubím a těmito součástmi co největší mezera, tak aby nedocházelo ke zbytečnému ohřívání motorového oleje. Tato mezera musí být velká natolik, aby byla možnost demontáže olejového filtru při olejovém servisu a tím zaručená rychlá a jednoduchá servisovatelnost při údržbě. Pravidla dále předepisují nutnost předejití popálení řidiče, mechaniků, komisařů či případných kolemjdoucích, krytíváním a nebo vhodnou konstrukcí. Z tohoto důvodu bylo zvoleno poziční umístění do strany mezi nápravami. V tomto případě byl výfukový systém vyveden na levou stranu monopostu. Díky tomuto řešení je koncovka výfuku a tlumič hluku skrytý v bočnici a tím je možnost předejití případnému popálení. Tímto řešením je i částečně kompenzována váha chladícího systému, který je umístěn na druhé straně v přibližně stejné pozici.

Upevňovací příruba je pomyslný přechodový člen mezi výfukovým kanálem a samotným potrubím. Tato příruba má za úkol bezpečné připevnění výfukového potrubí k hlavě motoru a zároveň zajistit utěsnění tohoto přechodu tak, aby nedošlo k úniku výfukových spalin.

K dosažení výše uvedených bylo využito osazení na konci výfukového kanálu. Toto osazení pomůže navést přírubu tak, aby dosedla rovnoměrně na těsnění, které je usazeno na dně tohoto osazení. Díky navedení příruby je zaručeno i souosé umístění a předejde se tím případným přesazením ve vedení a nedochází k nechtěným ztrátám proudění. K uchycení každé příruby je poté využito dvou šroubů M8. Příruba je na jedné straně opatřena osazením o průměru 35 mm, do kterého již přijde vsadit trubka. Tím se opět zamezí přesazení a o něco zjednoduší následující výroba potrubí.

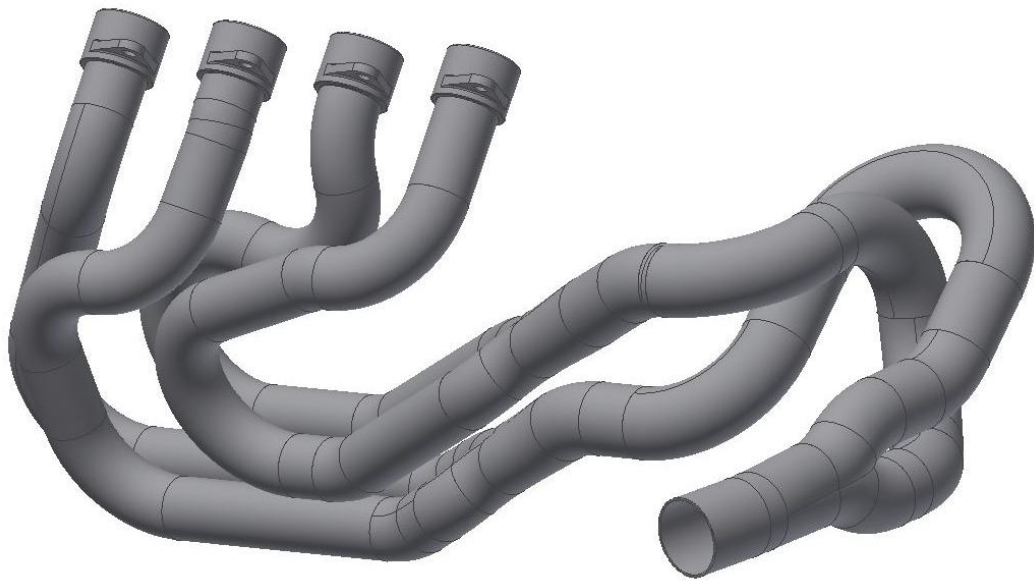
Příruba byla zkonstruována tak, aby byla jednoduše vyrobitelná ve dvou upnutích na soustruhu a jednom upnutí na frézce. Při využití soustružnicko-frézovacího centra lze tento díl vyrobit na jedno upnutí. Výrobní dokumentace upevňovací příruby je uvedena v příloze bakalářské práce.



Obrázek 16 – Upevňovací příruba [Zdroj: Autor]

Následná výroba potrubí bude prováděna z rovných trubek navržených rozměrů a odpovídajících kolen s úhlem ohybu 90° a osovým rádiusem $1,5 \cdot D$. To muselo být bráno v potaz a při konstrukci využívat tyto polotovary, případně přířezy z nich.

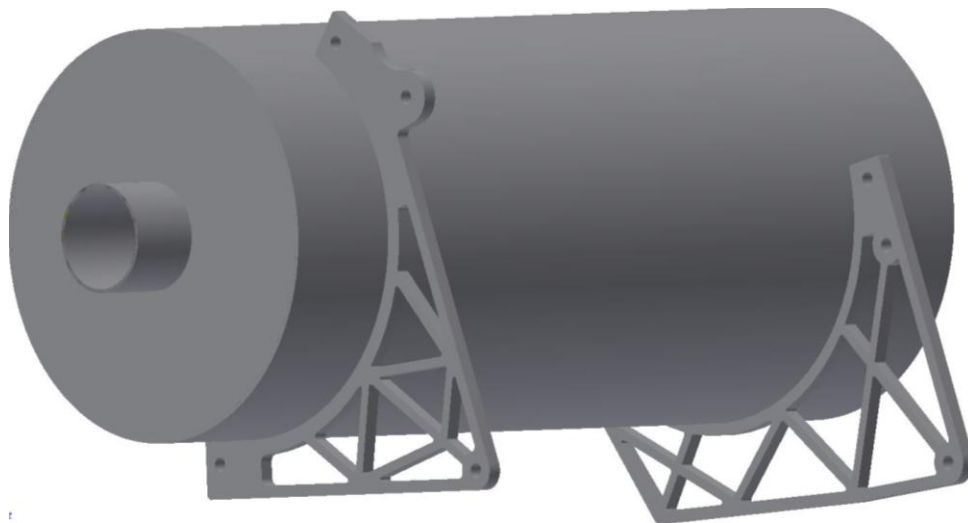
Pro samotný návrh byl využit software Autodesk Inventor Professional 2019. Návrh byl proveden vytvořením střednice potrubí pomocí vhodně vytvořených rovin a náčrtů. Toto řešení umožnilo jednoduše upravovat jednotlivé délky potrubí, tak aby se docílilo žádaných rozměrů. 3D těleso jednotlivých trubek bylo vytvořeno pomocí příkazu "tažení" průřezu trubky po střednici daného potrubí.



Obrázek 17 - Sběrné potrubí [Zdroj: Autor]

Výsledkem je na první pohled prostorově celkem složitý svařenec, nicméně díky použití standardizovaných prvků následná výroba není nijak obtížná.

Jako tlumič hluku byl použit již dříve vyrobený a otestovaný tlumič, který se tým studentské formule rozhodl znovu využít. Nyní je potřeba provést jeho umístění a provést návrh jeho upevnění. K tomu byly navrženy dvě podpěry z hliníkové slitiny EN AW 7075, které budou k rámu monopostu přišroubovány každá dvěma šrouby M6. Připevnění tlumiče hluku k podpěrám bude po vzoru autokrosových speciálů provedeno dvěma tažnými vinutými pružinami přetažením přes plášť tlumiče. Tím bude zajištěno podepření celého výfukového systému, ale zároveň bude do jisté míry volně uložen, taky aby se mohl volně pohybovat při dilataci potrubí.



Obrázek 18 - Tlumič hluku s úchyty [Zdroj: Autor]

Koncovka výfuku byla vyřešena 90° kolenem. Prozatím byl ve 3D její směr vyveden ve vodorovné rovině směrem doleva, tak aby směřovala od kokpitu monopostu. Ovšem při finální výrobě bude tato koncovka nasměrována lehce dolů k zemi, podle toho jak to dovolí ostatní součásti monopostu.



Obrázek 19 – Boční pohled na výfukový systém[Zdroj: Autor]

2.2 Výroba výfukového potrubí

Výroba probíhala v prostorách Fakulty strojní, zejména pak v dílně studentské formule. To bylo umožněno především tím, že tým studentské formule na výrobu celého výfukového systému má zázemí a zkušenosti. To razantně snížilo výrobní náklady a také odpadla nutnost čekat na případného externího zhotovitele a spoléhat se na jeho kvalitativní standardy.

Jako první proběhla výroba upevňovacích přírub. Příruby byly obrobeny z kruhového polotovaru o průměru 75 mm jakosti ČSN 17 240. První část obrábění proběhla na CNC soustruhu na dvě upnutí. Tedy nejdříve bylo vysoustruženo vnější osazení o průměru 42 mm a při druhém upnutí se vysoustružila vnitřní díra včetně osazení. Druhá část výroby proběhla na CNC frézce, kde se vyvrtaly díry pro šrouby a ofrézoval nákrůžek vzniklý předchozím soustružením do požadovaného tvaru bočních úchytek s dírami.



Obrázek 20 – Postup výroby upevňovací příruby [Zdroj: Autor]

Poté proběhla příprava a svaření výfukového potrubí. Jak již bylo zmíněno, potrubí je zhotoveno z přířezů nakupovaných polotovarů v podobě trubek a 90° kolen. Nejprve se připravily přířezy trubek na pásové pile o požadovaných délkách, a poté se připravily jednotlivé části ohybů rozřezáním nakoupených 90° kolen.



Obrázek 21 - Díly potrubí připravené ke svaření [Zdroj: Autor]

Připravené potrubí se poté svařovalo. Pro svařování byla použita metoda TIG s použitím Argonu 4.8 jako ochrannou atmosférou. K utváření kořene svaru byl zvolen formovací plyn 90/10 s obsahem 90% dusíku a 10% vodíku.

Svařování bylo provedeno přímo na monopostu, pro který byl tento výfukový systém navržen. Nejprve se vybrané úseky potrubí pospojovaly pomocí bodového svařování, tak aby bylo možné jeho opětovné rozebrání. Poté se všechny úseky opět pospojovaly pomocí bodového svařování ale už přímo ve voze, tak aby vznikl kompletní systém. Tím se ověřily jeho zástavbové rozměry, zdali vše sedí a případně se neporušují žádné pravidla.

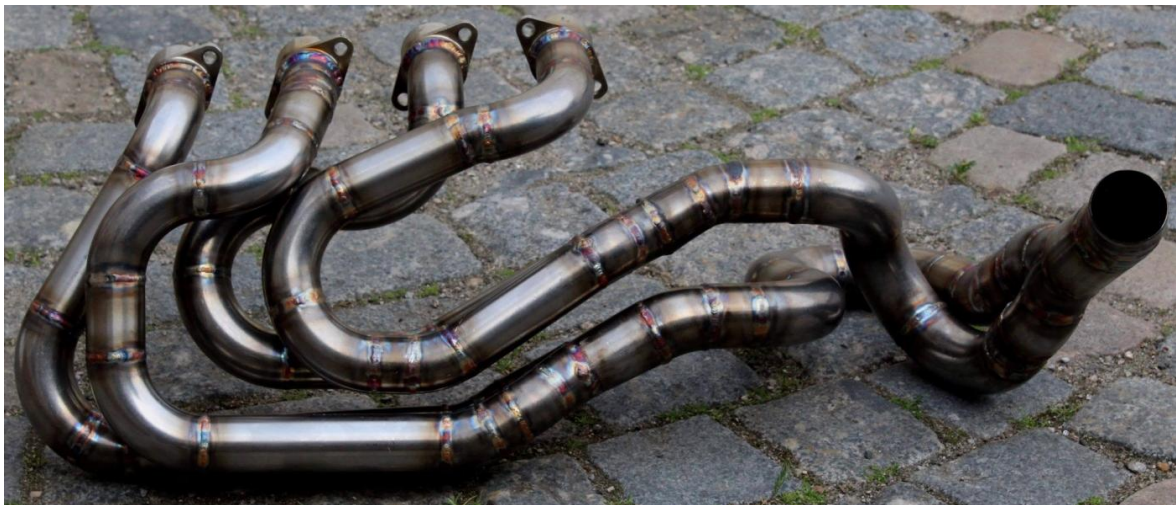


Obrázek 22 - Sběrné potrubí připravené ke svaření[Zdroj: Autor]



Obrázek 23 – Boční pohled na potrubí připravené ke svaření [Zdroj: Autor]

Po vyzkoušení zástavbové korektnosti celého výfukového systému byl poté vhodně rozebrán na jednotlivé části, tak aby byl umožněn přístup ke všem částem a jejich relativně pohodlné svaření. Nyní bylo svařování provedeno již s použitím formovacího plynu. Tím se zajistí správné formování kořene svaru a předejde se jeho oxidaci. Pokud by došlo k oxidaci kořenu svarů, vznikla by v potrubí překážka, která by pak způsobovala hydraulické ztráty a snižovala účinnost výfukového systému.

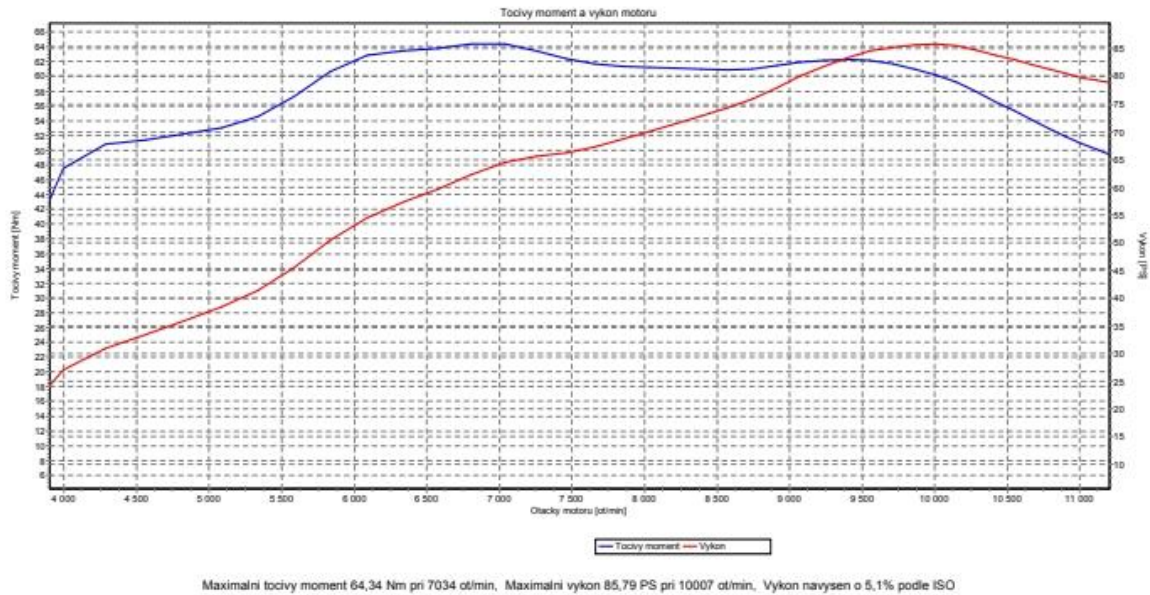


Obrázek 24 - Hotové sběrné potrubí [Zdroj: Autor]

2.3 Porovnávací měření na válcové brzdě

V rámci návrhu výfukového systému bylo provedeno měření točivého momentu a jeho průběhu na válcovém zkušebním stanovišti. Při porovnání grafu průběhu točivého momentu byl zjištěn nárůst v oblasti $10\,000\text{ min}^{-1}$ oproti nastavení pohonné jednotky z předešlého roku. Dá se předpokládat, že k jevu rezonančního plnění nedochází v původně navržených 9000 min^{-1} ale právě v $10\,000^{-1}$. To mohlo

být způsobeno různými faktory, nejvíce pravděpodobným je zvýšení teploty výfukových spalin a následně vyšší rychlost tlakových vln ve spalinách.



Obrázek 25 - Graf momentového průběhu předchozího monopostu [Zdroj: Autor]



Obrázek 26 - Graf momentového průběhu aktuálního monopostu [Zdroj: Autor]

Každoročně dochází k vývoji i ostatních komponent studentské formule, mezi ně patří i sací trakt, elektronické řídicí systémy i jejich následné nastavení. Lze tedy tento vývoj vnímat jako důvod k rozdílům mezi výpočty a experimentálním měřením.

Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešerši výfukových systémů a poté pro monopost studentské formule výfukový systém navrhnout. Tento monopost vzniká pod záštitou Fakulty strojní TUL a je přímo vyvíjen týmem FS TUL Racing, který se pak s tímto monopostem bude účastnit mezinárodních soutěží technických univerzit.

V první části byla provedena rešerše různých typů výfukových systémů. Rešerše obsahuje jak rozbor různých způsobů umístění, tak i jejich možných tvarů. Nezbytnou součástí je i rozbor různých materiálů pro výfukové systémy. Jako nejvhodnější umístění bylo zvoleno vlevo mezi nápravami. Tímto umístěním je hmota výfukového systému soustředěna nejbliže k ose rotace vozidla při zatáčení. To má za následek snížení setrvačného momentu okolo svislé osy. Díky umístění vlevo mezi nápravami se do jisté míry kompenzuje váha chladicí soustavy, která je umístěna na opačné straně vozu. Díky volnému prostoru v levé bočnici je možnost umístit tlumič hluku co nejnižší a tím přispět ke snížení těžiště celého vozu. Tyto prvky mají velmi pozitivní vliv na ovladatelnost vozu a usnadňují podvozkovým inženýrům případnou práci s vyvažováním vozu a nastavením charakteristik podvozku. Jako vhodný tvar výfukového potrubí byl zvolen tvar 4-2-1 pro jeho přínos ve středních otáčkách, kde pohonná jednotka studentské formule ztrácela v průběhu točivého momentu vůči konkurenci. Jako nejvhodnější materiál byla zvolena korozivzdorná ocel jakosti ČSN 17 240. Z důvodu její odolnosti vůči korozi, dostupnosti trubek a 90° kolen v široké škále rozměrů.

Návrh výfukového systému se omezil pouze na analytický výpočet pomocí již ověřených postupů. Nejprve však musela být prostudována teorie rezonančního plnění, která se aplikuje při návrhu výfukového systému. Po prostudování literatury a podkladů k výpočtům rozměrů výfukového systému byla zjištěna nutnost změřit průběh teplot výfukových spalin a dalších dvou proměnných. Teploty výfukových spalin při různých otáčkách byly změřeny na válcovém zkušební stanovišti pomocí sběrnice HBM MGCplus a termočlánků typu K. Následně byly zvoleny otáčky a úhel natočení vačkového hřídele, kde má docházet k rezonančnímu plnění. Úhel natočení byl zvolen 125°, což je přibližně v polovině literaturou doporučeného intervalu [28]. Otáčky pak byly zvoleny na hodnotu 9000 min⁻¹, to je spíše na horní hranici

středních otáček, ale toto rozhodnutí plynulo z potřeby zvýšit hodnotu točivého momentu právě v těchto otáčkách. Při výpočtech byla navržena délka primárního potrubí 587,3 mm, pro sekundární 629,2 mm a pro terciální 600,6 mm. V rámci výpočtů se navrhovaly i průměry potrubí. Průměry potrubí byly navrženy pomocí analytických výpočtů, ale jejich finální hodnotu ovlivnila nabídka dostupných rozměrů. Rozměry primární větve byly částečně ovlivněny průtočným průřezem výfukového kanálu. Pro primární větev byla zvolena trubka o vnějším průměru 35 mm a tloušťce stěny 1,5 mm tedy trubka d35x1,5. Následující větve byly určeny pomocí průměrů větve ji předcházející a zvoleného expanzního poměru o hodnotě 4,3. Rozměr sekundární větve byl zvolen d40x1,5 a pro terciální větev bylo zvoleno d45x1,5.

V kapitole 3D návrh je popsán postup tvorby tohoto návrhu a to včetně způsobu modelování a použitého softwaru tak i limitace pro konstrukci dané různými aspekty. Těmito aspekty se myslí zástavbové limitace rámu monopostu, které určují, kam se musí výfukový systém vejít. Další limitace představují požadavky na určitou servisovatelnost vozu a možnost demontáže celého výfukového traktu. Limit představují i pravidla, ty ukládají povinnost chránit řidiče i osoby v blízké vzdálenosti před popálením horkými částmi výfukové soustavy. Pravidla předepisují i bezpečnou vzdálenost mezi protipožární přepážkou a výfukovou soustavou. Výsledkem kapitoly je představení kompletního 3D návrhu.

Následující kapitola nastiňuje výrobní postup a použité výrobní technologie. Jsou popsány obráběcí operace pro zhotovení upevňovací příruby. Není opomenut ani způsob přípravy trubek a 90° kolen dělením na pásové pile. Zbytek kapitoly popisuje jak postup při přípravě a svařování, tak i použitou metodu svařování.

Poslední kapitola kriticky popisuje dosažené výsledky experimentálním měřením, tak i očekávané výsledky. Neshoda výsledků je vysvětlena možnými příčinami a jejich předpokládané místo vzniku.

Do budoucna by bylo vhodné zapojit i 1D simulační software, který může být značnou pomocí při návrzích úprav a odhad jejich účinků. Samozřejmě je i využití motorového zkušebního stanoviště pro přesnější měření momentové charakteristiky, a i přesnější měření různých veličin potřebných pro budoucí optimalizace.

Seznam použité literatury

- [1] Svody CTU CarTech. In: Facebook CTU CarTech [online]. Praha: CTU CarTech, 2019 [cit. 2020-03-30]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/ctucartech/photos/a.10152975209388639/10156292040163639/?type=3&theater>
- [2] Svody 4-1. Redline360.com [online]. Livermore: REDLINE360, 2012 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.redline360.com/garage/wp-content/uploads/2012/10/4-1-headers-214x300.jpg>
- [3] Svody 4-2-1. Redline360.com [online]. Livermore: REDLINE360, 2012 [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.redline360.com/garage/wp-content/uploads/2012/10/4-2-1-headers-281x300.jpg>
- [4] Cast Iron Exhaust Manifold Vs. Cast Steel Exhaust Manifold. LIAONING BORUI MACHINERY [online]. China: LIAONING BORUI MACHINERY [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <http://www.iron-foundry.com/cast-iron-exhaust-manifold-vs-cast-steel-manifolds.html>
- [5] Neušlechtilé uhlíkové konstrukční oceli třídy 11, jejich složení a tepelné zpracování. TumliKOVO [online]. TumliKOVO [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/neuslechtilé-uhlíkovékonstrukční-oceli-tridy-11-jejich-složení-a-tepelne-zpracování/>
- [6] Přehled nerez ocelí, vlastností a použití. Matezex [online]. Hradec Králové: Matezex [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <https://www.matezex.cz/prevodni-tabulky.html>
- [7] Vlastnosti titanových slitin. SIMZAC [online]. SIMZAC [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <http://simzac.cz/content/13-prehled-vlastnosti-titanovych-slitin>
- [8] 2004 GSXR600. A.P.E. [online]. A.P.E. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: http://www.aperaceparts.com/tech/2004gsxr600_1.html
- [9] BLAIR, Gordon P. Empiricism and Simulation in the Design of the High Performance Four-Stroke-Engine. SAE International. 1998, , 20. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.4271/983046](https://doi.org/10.4271/983046)
- [10] ŠIMÍČEK, Petr. Sací a výfukové potrubí motoru V8. Brno, 2017. Diplomová práce. VUT v Brně.

- [11] MICHÁLEK, Jan. Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli se čtyřválcovým motorem. Praha, 2017. Bakalářská práce. ČVUT.
- [12] CHUCHMA, Ondřej. Návrh a optimalizace sacího a výfukového potrubí zážehového motoru. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT v Brně.
- [13] BARHM, Mohamad. FLUID DYNAMIC AND ACOUSTIC OPTIMIZATION METHODOLOGY OF A FORMULA-STUDENT RACE CAR ENGINE EXHAUST SYSTEM USING MULTILEVEL NUMERICAL CFD MODELS. DIAGNOSTYKA. 2020, 21(3), 9. Dostupné z: doi:10.29354/diag/126562
- [14] Katalyzátor výfukových plynů. In: Wikipedia [online]. Wikipedia [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7a/Aufgeschnittener_Metall_Katalysator_f%C3%BCr_ein_Auto.jpg
- [15] POHLUDKOVÁ, Lenka. Filtry pevných částic pro zážehové motory. Brno, 2020. Bakalářská práce. VUT v Brně.
- [16] CHLÍBEK, Lukáš. Návrh výfukového potrubí pro vůz formule SAE. Brno, 2008. Diplomová práce. VUT v Brně.
- [17] KUDLÍK, Michael. Technologie selektivní katalytické redukce. Brno, 2015. Bakalářská práce. VUT v Brně.
- [18] EGR ventil – jeho funkce a působení na motor. In: BlogAuto.cz [online]. BlogAuto.cz, 2016 [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: <https://blogauto.cz/egr-ventil/>
- [19] NOVODOMSKÝ, Tomáš. Systémy DPF a SCR. Brno, 2018. Bakalářská práce. VUT v Brně.
- [20] Schéma filtru pevných částic. In: CoraHB [online]. coraHB [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: <https://dpf.corahb.net/dotazy.html>
- [21] BOSCH. Možnost snížení NOX. [s.l.] : Bosch © 2012
- [22] TOMÁŠ, Bartoš. Návrh výfukového systému pro vůz Formula Student. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT v Brně.
- [23] PTÁČEK, Petr. Vliv výfukových systémů na hluk spalovacího motoru. Brno, 2014. Bakalářská práce. VUT v Brně.
- [24] ŠEVČÍK, Miroslav. Výfukové potrubí pro motor BMW. Brno, 2016. Diplomová práce. VUT v Brně.

- [25] Muffler with absorptive layer. In: Research Gate [online]. Research Gate, 2015 [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/303015040_Noise_Transmission_Loss_Maximization_in_Absorptive_Muffler_with_Shells/figures?lo=1
- [26] Formula Student Rules 2020 [online]. 2020, , 133 [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf
- [27] PRÁŠEK, Martin. Optimalizace výfukového potrubí zážehového motoru. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT v Brně.
- [28] BLAIR, Gordon P. Fundamentals and Empiricism in Engine Design: Back to basics [online]. , 10 [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: http://www.profblairandassociates.com/pdfs/Back_to_basics.pdf
- [29] BLAIR, Gordon P. Design and Simulation of Four-Stroke Engines. USA: SAE International, 1999. ISBN 978-0-7680-2554-5.
- [30] Titanium Round Bar. <https://www.onlinemetals.com/en/buy/titanium-round-bar> [online]. ONLINEMETALS.COM [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: <https://www.onlinemetals.com/>
- [31] Titanium bar from 30 to <80 mm. *TITANIUM SERVICES* [online]. TITANIUM SERVICES [cit. 2021-01-10]. Dostupné z: https://www.titane-services.eu/epages/230155.sf/en_GB/?ObjectPath=/Shops/230155/Categories/barrres-disque-titane/Barre_titane_30_mm

Seznam příloh

PŘÍLOHA 1: Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA 2: CD médium - 3D modely ve formátu step

- Výkresová dokumentace ve formátu PDF