



ŠKRTÍCÍ KLAPKA PRO MOTOR STUDENTSKÉ FORMULE TUL

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **Jakub Ježek**

Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.





THROTTLE BODY OF AN ENGINE FOR THE STUDENT FORMULA OF THE TUL

Bachelor thesis

Studyprogramme: B2301 – Mechanical Engineering

Studybranch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: **Jakub Ježek**

Supervisor: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub Ježek**
Osobní číslo: **S15000073**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **ŠKRTÍCÍ KLAPKA PRO MOTOR STUDENTSKÉ
FORMULE TUL**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Proveďte literární rešerši a kritické hodnocení různých uspořádání sacího traktu (filtr, škrtecí klapka, restriktor) čtyřdobých benzinových motorů vozidel studentské formule vyhovujících pravidlům FSAE.
2. Navrhněte vhodnou konstrukci sacího traktu motoru SUZUKI GSX-R pro vozidlo studentské formule vyvíjené na TU v Liberci.
3. Vyhotovte výkresovou dokumentaci škrtecí klapky.

Rozsah grafických prací: **výkresová dokumentace škrticí klapky**

Rozsah pracovní zprávy: **cca 40 stran**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- [1] **CÍSAŘ, O. : *Návrh sacího traktu motoru YAMAHA R6*. Diplomová práce. Praha 2017. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní.**
- [2] **ŠEVČÍK, M. : *Sací trakt vozů formule student*. Bakalářská práce. Brno 2014. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.**
- [3] **JANTAČ, F. : *Návrh škrticí klapky zážehového motoru*. Diplomová práce. Brno 2016. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.**

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Josef Laurin, CSc.**
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání bakalářské práce: **15. ledna 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15. dubna 2019**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. ledna 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, 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 (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

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

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval svojí nejbližší rodině za podporu v průběhu celého mého studia a formování mé osobnosti během mých mladistvých let. Hlavně oběma svým dědečkům, kteří mě odjakživa táhli směrem k technice. Dále své přítelkyni Denise Mlázovské za neskutečnou podporu nejen při studiu, ale hlavně ve všedním životě a za všechnu trpělivost, jenž se mnou má. Velký dík také patří celému týmu SF TUL, potažmo FS TUL Racing, za skvěle odvedenou práci při podílení se na projektu. Jsem pyšný, že mohu být součástí tak inspirativní a kreativní skupiny lidí. A nakonec – za vše může můj strýc, Jiří Zábranský, jenž mě ke strojařině přivedl. Děkuji Ti, Martine Kolomazníku. Spolu to dotáhneme do konce! A ještě jednou děkuji všem!

Anotace:

Práce se zabývá kompletním návrhem sacího traktu již druhé studentské formule, jménem Markétka, týmu FS TUL Racing z Fakulty strojní Technické Univerzity v Liberci. Práce si dává několik cílů - navrhnout vhodnou škrticí klapku a její bezprostřední okolí, snížení hmotnosti celé soustavy oproti formuli Eliška a založení souboru dat, ze kterého lze vycházet při dalších návrzích v následujících letech na nové formule. Dalšími důležitými cíli bylo zajistit vyrobitelnost, respektive výrobu jednotlivých dílů a celé sestavy. Kromě návrhu se celá sestava sacího traktu reálně vyrábí a tak z pohledu finančních a časových možností týmu FS TUL Racing jsou ovlivněna výsledná konstrukční řešení jednotlivých komponent. U jednotlivých komponent je také rozepsán způsob výroby a případně přiložená výrobní dokumentace.

Klíčová slova:

Formula SAE, Markétka, Eliška, vzduchový filtr, nátrubek sání, škrticí klapka, restriktor, Vitošinského tryska, Bellova tryska, vačka, vratná pružina, konvergentní část trysky, divergentní část trysky, airbox, vstříkovač paliva, palivová lišta

Anotation

The thesis is about the design of the whole air intake system of the second generation formula, named Markétka, of the team FS TUL Racing from the Faculty of Mechanical Engineering of the Technical University in Liberec. The thesis has several targets - to design a proper throttle body and its near surroundings, to lower the overall weight of the air intake system in comparison to the first formula Eliška and to have basic data for the future development of new formulas in the future. Another important aim was to guarantee manufacturability of every part and the whole system in general, not only from mechanical standpoint, but finance and time possibilities of the FS TUL Racing team as well. There is a description of how crucial parts of the system are made.

Keywords

Formula SAE, Markétka, Eliška, air filter, bellmouth, throttle body, restrictor, Vitoshinski's nozzle, Bell's nozzle, cam, return spring, convergent part of the nozzle, divergent part of the nozzle, airbox, fuel injector, fuel rail

Úvod:

Práce se skládá ze čtyř základních kapitol. V první části je pojmenovaná soutěž Formula SAE, její účel a princip. Druhá část práce charakterizuje formuli Markétka již z pohledu stěžejního pro tuto práci (motor, možný prostor pro zástavbu sání, požadavky na sací trakt), na což navazuje vysvětlení s jakými vstupními požadavky bylo nutno počítat při návrhu sacího traktu. Třetí část se zabývá vrchní částí sání, tedy komponent: sací filtr (volba), vstupní nátrubek do škrticí klapky (návrh geometrie), škrticí klapka (rešerše, návrh průměru a celkové konstrukce dle pravidel FSAE), restriktor (návrh geometrie). V této části využívám simulace k verifikaci zvolených geometrií. Tyto simulace však nemají za cíl přesně kvantifikovat fyzikální hodnoty z nich získané, ale slouží pouze k potvrzení trendů jednotlivých geometrií v oblasti tlakových ztrát. Čtvrtá část práce se týká spodní části sání, tedy části od restriktoru k hlavě motoru. Charakterizuje velikost tzv. airboxu a jeho napojení na restriktor. Pojednává také o napojení airboxu přímo na sací kanály motoru – zabývá se délkami sacích trubek (návrh délek pro využití pulzního přeplňování), uchycení sacích trubek k motoru společně se zástavbou vstřikovačů paliva a držáku palivové lišty.

V jednotlivých částech práce je u každé vyráběné komponenty popsán způsob výroby a odůvodnění výběru druhu výroby. Pokud možno, k jednotlivým komponentám jsou přiložené výrobní výkresy či představená data na výrobu.

Obsah

Prohlášení Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vzta- huje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.	5
1 Seznam použitých zkratk a symbolů	12
2 Formula SAE.....	13
2.1 Účel a princip soutěže Formula SAE	13
2.2 Závody.....	13
2.2.1 Statické disciplíny	13
2.2.2 Dynamické disciplíny.....	14
2.3 Projekt studentské formule na Fakultě strojní TUL	14
3 Formule Markétka	14
3.1 Motor a požadavky na sací trakt Markétky	15
3.2 Možnosti zástavby sestavy sacího traktu.....	18
4 Vrchní část sání	19
4.1 Volba sacího filtru	19
4.2 Návrh vstupního nátrubku na vstupu do sestavy sání.....	20
4.2.1 Volba geometrie	20
4.2.2 Verifikace geometrie pomocí simulací v Autodesk CFD 2018	21
4.2.3 Výroba.....	23
4.3 Návrh škrticí klapky	24
4.3.1 Rešerše - možné koncepční řešení škrticí klapky a výběr finálního řešení.....	24
4.3.2 Výpočet průměru klapky.....	29
4.3.3 Ovládání klapky	30
4.3.4 Vratné pružiny.....	33
4.3.5 Finální konstrukce klapky	34
4.3.6 Výroba.....	34

5	Restriktor.....	34
5.1	Princip restrikce.....	35
5.2	Návrh konvergentní části trysky kombinovaného tvaru.....	36
5.3	Výpočet kritických hodnot proudění	38
5.4	Návrh divergentní části trysky kombinovaného tvaru.....	39
5.5	Výroba	41
6	Spodní část sání.....	42
6.1	Airbox.....	42
6.1.1	Celkový objem:	42
6.2	Nápojení airboxu na restriktor a snížení místních tlakových ztrát	44
6.3	Sací trubky a využití pulzního přeplňování.....	44
6.4	Uchycení sacích trubek k motoru, zástavba vstřikovačů a palivové lišty	46
7	Závěr.....	47
8	Literatura	49
9	Seznam obrázků, grafů a tabulek	50
10	Seznam příloh.....	52

1 Seznam použitých zkratek a symbolů

Značka	Jednotky	Popis veličiny
P	kW	výkon motoru
M_k	N.m	kroučící moment motoru
V_m	m^3	objem motoru
Q	l/s	objemový průtok
p	Pa	tlak
c_1	m/s	rychlost proudění v klapce
m_{krit}	kg/s	kritický hmotnostní tok
m_1	kg/s	hmotnostní tok při rychlosti c_1
ρ_{krit}	kg/m^3	kritická hustota vzduchu
ρ_1	kg/m^3	hustota vzduchu při rychlosti c_1
d_{krit}	mm	kritický průměr restriktoru
d_1	mm	průměr klapky
A_{krit}	m^2	kritický průřez
A_1	m^2	průřez klapky
M	-	Machovo číslo
R(t)	m	poloměr vačky lanka
p/po	-	poměr tlaků
κ	-	izoentropický exponent
r	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	plynová konstanta vzduchu termodynamická teplota
T_0	K	vzduchu
p_z	Pa	ztrátový tlak
ξ	-	koeficient odporu kritický průměr formy na
$d_{krit'}$	mm	restriktor
V_z	m^3	základní objem airboxu
V_1	m^3	objem nad první sací trubicí
V_c	m^3	celkový objem airboxu

Zkratka	Význam
FSAE	Formula Society of Automotive Engineers
TUL	Technická Univerzita v Liberci
FS TUL	Fakulta strojní Technické Univerzity v Liberci
FS TUL	Fakulta strojní Technické Univerzity v Liberci
Racing	název týmu formule student Fakulty strojní TUL

SW	software
CFD	Computational Fluid Dynamics
NC	Numerically Controled
TPS	Throttle Position Sensor
R36	poloměr o velikosti 36mm

2 Formula SAE

Formula SAE, obecně zjednodušována na „Student Formula“, nebo-li „Projekt studentské formule“, je celosvětová inženýrská soutěž pod záštitou organizace SAE. Soutěž vznikla v lednu 1980 na The University of Texas, Austin, USA. V průběhu let se rozrostla a nyní existuje na 540 týmů z celého světa.

2.1 Účel a princip soutěže Formula SAE

Smyslem projektu je dostat studenty vysokých škol ze školních lavic do reálného světa strojírenství (návrh, konstrukce, výroba), potažmo ekonomiky (marketing, sponzoring). Primární myšlenka zakládá na, pokud možno, stoprocentní účasti studentů na celém projektu, tedy je na nich si formulí jak vyvinout a zkonstruovat, tak sehnat patřičné finanční prostředky na její výrobu, potažmo závody. Studentská formule se staví dle pravidel asociace FSAE [1].

2.2 Závody

Každý rok je potřeba, dle pravidel FSAE [1] postavit novou formuli, se kterou se následně objíždí závody, jenž jsou konány po celém světě. Není však nutné se účastnit všech závodů. Každý tým si vybírá závody dle jejich uvážení a těch se účastní. Každý závod je tak samostatnou soutěží, takže nic jako celosvětový šampionát ve světě FSAE neexistuje.

Závody se rozdělují do dvou základních kategorií – statické a dynamické disciplíny.

2.2.1 Statické disciplíny

Ve statických disciplínách se například prezentuje vůz z pohledu návrhu, zpracování, výroby či studenti ekonomicky zaměřených studií prezentují formuli jako začínající podnikatelský projekt a snaží se ho prodat porotcům, ukazují prodejní strategii. U statických disciplín, jak název napovídá, se auto nachází ve statickém stavu, nezavodí. Tyto disciplíny jsou tedy všechny prezentačního charakteru.

2.2.2 Dynamické disciplíny

Dynamické disciplíny v sobě zahrnují aktivní závodění s formulí. Celkově se jedná o 4 poddisciplíny. 1) sprint na 100m s pevným startem, hodnotí se nejrychlejší čas a maximální rychlost. Smyslem disciplíny je prověřit přenesení výkonu formule na vozovku a výkon monopostu. 2) Skidpad – dráha ve tvaru osmičky o poloměru 20m. Jede se dvakrát pravotočivá a následně plynulý přechod do levotočivé části osmičky, jenž se také projíždí dvakrát. Měří se časy průjezdu jak pravé, tak levé části osmičky a následně se tyto časy zprůměrují. Tato disciplína má za cíl prověřit mechanický grip formulí. 3) Autokros – okruhový závod, ovšem s pevným startem a jen na jedno kolo. Hodnotí se čas na kolo. Zároveň tyto časy slouží jako kvalifikace na hlavní závod Endurance. 4) Endurance – okruhový závod na 22km s výměnou jezdců uprostřed závodu, tj. po 11km. Jezdci mají na výměnu 3minuty. Hodnotí se čas jednotlivých jezdců, nejlepší čas na kolo, měří se spotřeba paliva (před závodem se naplní nádrž doplna, nádrž je zaplombována a ihned po závodě dojde k opětovnému naplnění nádrže a měření množství spotřebovaného paliva.)

2.3 Projekt studentské formule na Fakultě strojní TUL

Na Fakultě strojní vznikl projekt koncem roku 2015, první formule, „Eliška“, pak byla představena v červnu 2017. Nyní je snaha o postavení nové formule každý rok, tak jak žádají pravidla. Otevírá se tedy velká příležitost pro inovační podprojekty v rámci Projektu studentské formule na FS TUL.

3 Formule Markétka

Formule Markétka je již druhou formulí týmu FS TUL Racing. Markétka však z první formule, Elišky, nevychází přímo. Jedná se o koncepčně úplně novou formuli (jiná koncepce podvozku, implementace aerodynamických prvků, důraz na snížení hmotnosti, využití lepších materiálů a podobně), avšak motor a požadavky na něj zůstávají stejné.



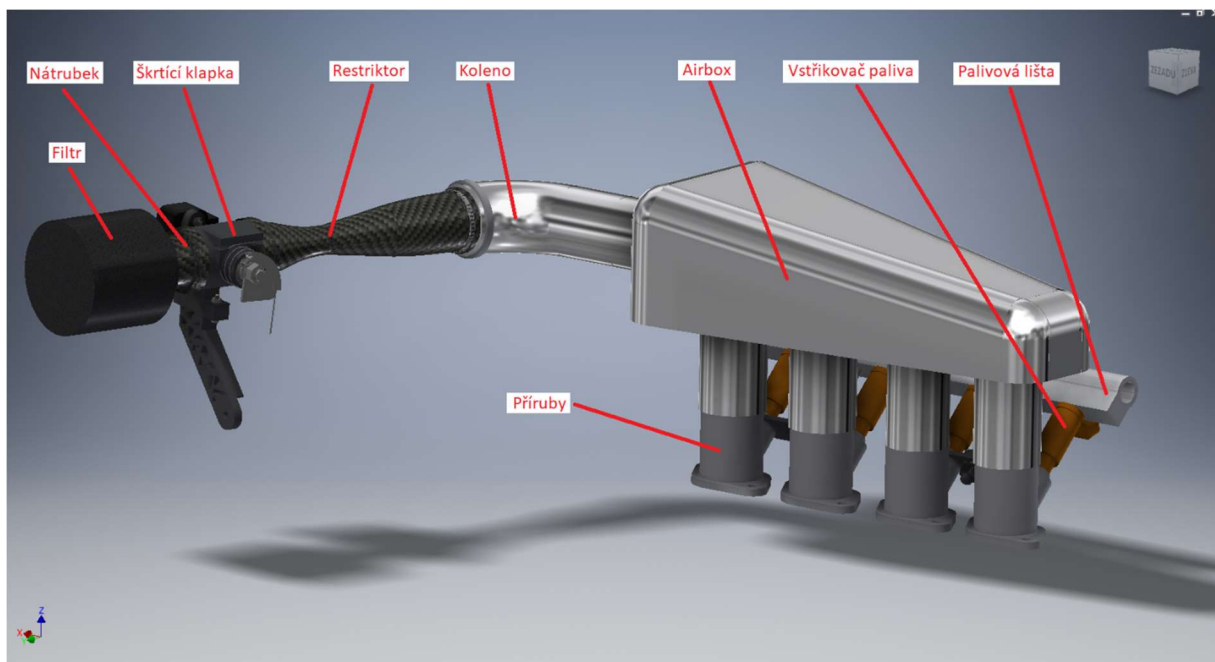
Obrázek 1: První formule týmu FS TUL Racing, Eliška, při závodech v Mostě, ČR (nahore) a nová formule Markétka týmu FS TUL Racing. Vyrenderováno. POZN: Nefinální verze sání a držáků zadního křídla.

3.1 Motor a požadavky na sací trakt Markétky

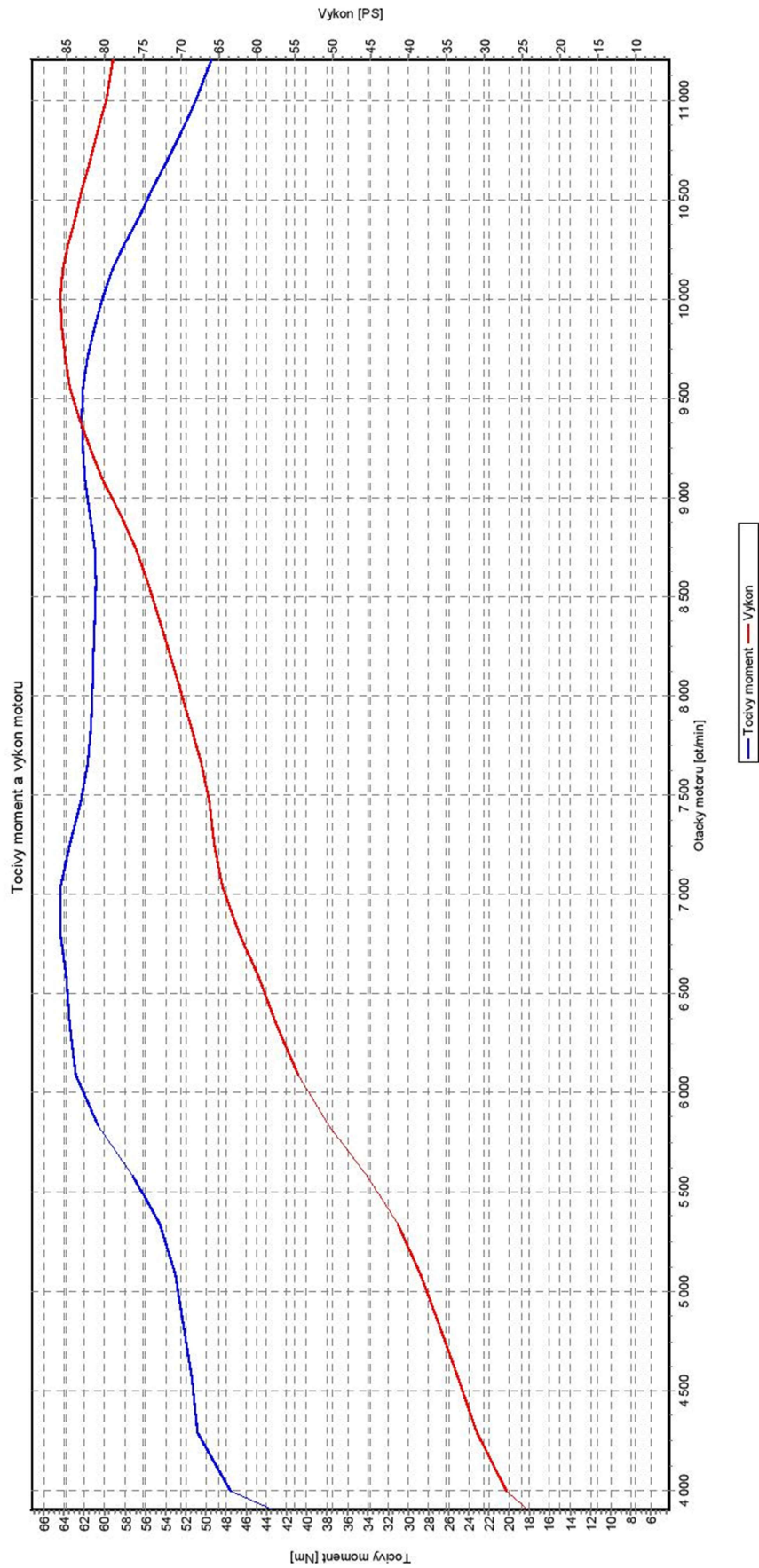
Řadový čtyřválec o objemu $V_m = 598 \text{ cm}^3$, výkon v sériovém stavu $P_{SM} = 88 \text{ kW}$ (výkon na Elišce $P_E = 64 \text{ kW}$, viz. Obrázek 3) ze Suzuki GSX-R 600 K5. Díky skutečnosti, že motor zůstává stejný jako v Elišce, je možnost vzít poznatky a zkušenosti z loňské formule právě z této oblasti a aplikovat je na Markétu.

Motor je plně sériový, kromě výfuku a sestavy sání se neprovádí žádné změny, jenž by měly přímo za následek možnou změnu výkonu či jeho průběhu (například jiná vačka apod.). Motor bude na nové sací a výfukové sestavy řádně odladěn.

Cíle na vylepšení Markétky oproti formuli Eliška – důraz na utěsnění sacího traktu (prevence houpání sání, zlepšení ovládání motoru (klapka sání – geometrie a její ovládání), celkové zvýšení plnicí schopnosti válců díky upravené geometrii sání (potenciál na zvýšení výkonu), výrazné snížení hmotnosti, mít plná 3D data i se simulacemi jakožto první krok pro založení vývoje motoru.



Obrázek 2: Sestava sání na formuli Markétka a popis jednotlivých komponent.



Maximální tocivý moment 64,34 Nm při 7034 ot/min, Maximální výkon 85,79 PS při 10007 ot/min, Výkon navýšen o 5,1% podle ISO

Obrázek 3: Graf měření výkonu na formuli Eliška

3.2 Možnosti zástavby sestavy sacího traktu

Sestava sacího traktu je limitována místem na její zástavbu nejen z pohledu celku formule (například držáky zadního přitlačného křídla apod.), ale primárně pravidly. V pravidlech FSAE [1], článek IC1.4 Air Intake System, jsou definované obálky (Figure 13), ve kterých se sestava sání musí nacházet (viz. Obrázek 4).

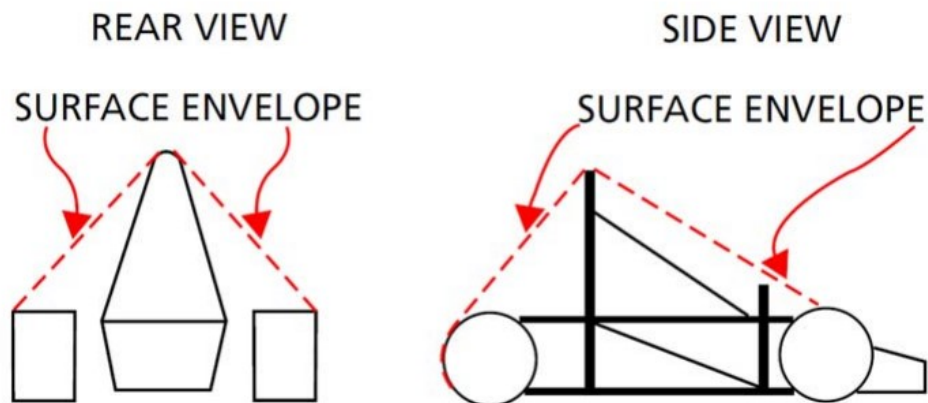
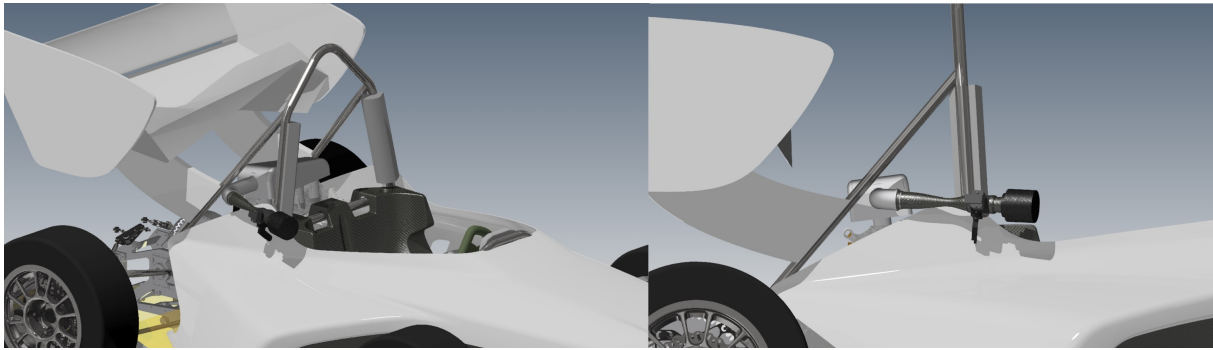


Figure 13

Obrázek 4: Výňatek z pravidel FSAE [1] - Naznačení obálek, ve kterých se musí nacházet sestava sání.

V pravidlech je v dalších bodech (IC1.4.3, IC1.4.4) uvedeno, že sestava sání musí být pevně přichycena k bloku či hlavě motoru pomocí mechanického upnutí. Předjímá se tím použitím rychloupínacích prvků jako spony, plastové pásky a drátů. Dále všechny šroubové spoje podléhají článku 11 (ARTICLE 11) – všechny šroubové spoje musí být pojištěné proti samovolnému povolení dle specifikovaných požadavků (pojistné matice se silonem, zploštělé samojistné matice, stažení drátem jednotlivých šroubů k sobě, pokud nemají matici apod.). Je zde však možnost přichytit sání k rámu formule, avšak podpory musí být z pevného materiálu (například použití lanek je zakázáno), navíc spoj musí izolovat vibrace od motoru. Dalším důležitým aspektem pro tento spoj je skutečnost, že musí být schopný reflektovat pohyby motoru v rámu či kompenzovat deformace samotného rámu při provozu vozidla.



Obrázek 5,6: Výsledná zástavba sestavy sání na formuli Markétka.

4 Vrchní část sání

Pojem „Vrchní část sání“ jsem zavedl pro logické odloučení 2 velkých podkapitol této práce. Vrchní část sání - jedná se o komponenty, řazeno dle směru proudění, - sací filtr, nátrubek na vstupu do sestavy sání, škrticí klapka, restriktor. Spodní část sání – napojení na restriktor, koleno, sací trubka airboxu, airbox, sací trubky k hlavě sání a zástavba vstřikovačů paliva a palivové lišty.

4.1 Volba sacího filtru

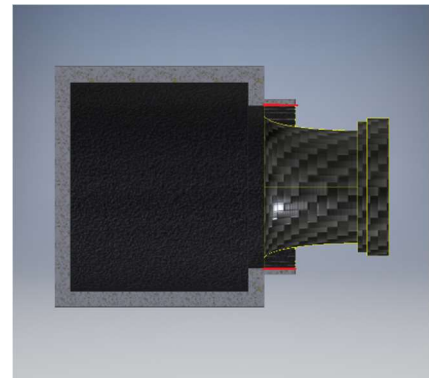
Princip funkce sacího filtru je zajistit, pokud možno, čistý vzduch na vstupu do sání. Jeho úkolem je tedy odstranit od velkých nečistot (jako například kamínky, hmyz apod.) také menší nečistoty (prach, pyl a podobně). Nečistoty v motoru mohou způsobit z dlouhodobého hlediska snížení výkonu motoru (jemný pyl či prach se spojí s olejem, čímž vytvoří brusnou pastu a dochází k rychlejšímu opotřeбенí styčných ploch pístu a válce. Výsledkem je snížení komprese a tedy i výkonu. Může dojít až k vydření stěn válce a tedy k zadření.), či mohou mít až fatální následky vedoucí k destrukci celého agregátu (kamínek ve spalovacím prostoru – náraz do pístu, ventilu,..). Nevýhodou osazení filtru na sání je však skutečnost, že samotný filtr se stává restrikcí (vyvíjí odpor vůči proudění vzduchu do motoru) a tedy způsobuje tlakové ztráty. Při volbě filtru je tedy nutné znát prostředí aplikace, předpokládaný provoz a nároky na výkon vozidla. Například v našem případě se pohybujeme pouze na uzavřeném okruhu, máme maximální požadavek na výkon motoru a životnost motoru plánujeme na několik hodin. Můžeme tedy volit filtr vysoce propustný, avšak s nižší filtrační účinností. V extrémním případě je však možnost filtr nepoužít vůbec, ale to připadá v úvahu, pravděpodobně, pouze v případě jedné z disciplín – sprintu na 100m, kde provoz vozidla je omezen na velice krátkou dobu a vozidlo jede samotné na uzavřené dráze a tedy je velmi malá

šance na vniknutí většího tělesa do sacího traktu. Jestli má však toto riziko nějaký smysl zjistíme až z měření výkonu motoru na brzdě s a bez filtru, kde zjistíme, zda a jaký vliv má sundání filtru na výsledný točivý moment, resp. výkon, motoru.

Velikost sacího filtru jsem volil primárně dle zástavby sestavy sání v rámci celé formule. Vzhledem k poloze sání (Obr.5,6) jsem volil filtr malý (kvůli obáčkám) s vědomím, že menší velikosti mají větší tlakové ztráty (tuto skutečnost si chci však ověřit během testování motoru na dynanometru, kdy provedu měření s a bez nasazeného filtru a porovnáím průběh a maximální hodnotu výkonu, respektive točivého momentu). Dále jsem volil filtr, právě kvůli tlakovým ztrátám, ze speciální vysocepropustné pěny. Velmi důležitým aspektem byla výstupní velikost díry filtru do sání, jenž jsem potřeboval aby se pohybovala v intervalu 46÷55mm kvůli zástavbě (myšlenkou bylo pro co nejjednodušší konstrukci nasadit filtr přímo na nátrubek, interval rozměrů je dán výslednou geometrií nátrubku, jenž je rozvinuta v kapitole 4.2). Zvolený filtr značky Pipercross - vnější průměr 77mm, výška 77mm, průměr vstupu do sání 52mm. Filtr bude na nátrubek upevněn pomocí stahovací spony.



Obrázek 7: Zakoupený filtr Pipercross.



Obrázek 8: Řez - ukázka stykové plochy filtru s nátrubkem.

4.2 Návrh vstupního nátrubku na vstupu do sestavy sání

Důvodem pro umístění nátrubku byla snaha o snížení tlakových ztrát na vstupu do sacího traktu.

4.2.1 Volba geometrie

Pro pochopení důsledků použití různých tvarů nátrubků jsem čerpal z [2], kde díky simulacím bylo zjištěno, že neoptimalnějším profilem je profil eliptický. Na základě tohoto zjištění jsem provedl několik simulací za cílem nalezení optimální eliptické geometrie a zároveň pro potvrzení pravdivosti tvrzení ze zdroje [2]. Leč ze zdroje [2] vycházela nejlépe

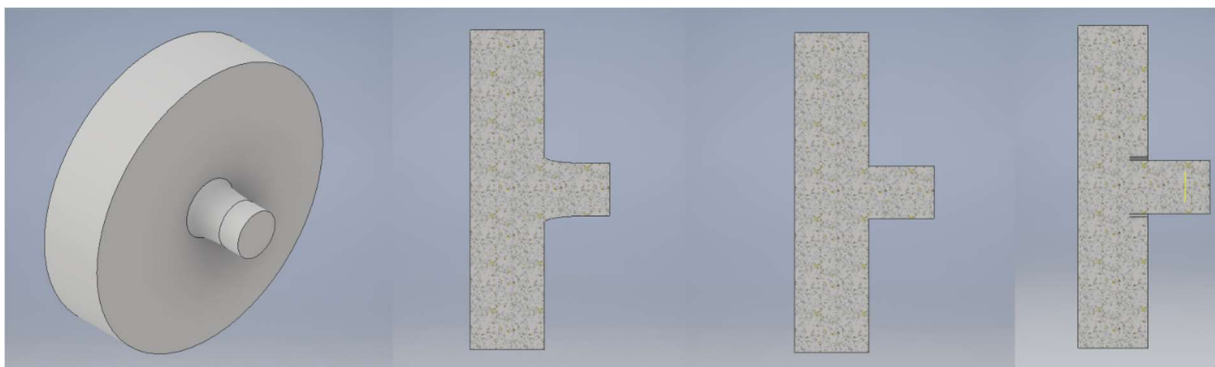
krátká a široká eliptická geometrie nátrubku („short and fat“), dle mých simulací tomu bylo jinak.

4.2.2 Verifikace geometrie pomocí simulací v Autodesk CFD 2018

Simulace jsem provedl v SW Autodesk CFD 2018, pro který jsem vytvořil 3D model objemu, ve kterém proudění probíhá (Obrázek 9). Na vstup jsem zvolil dostatečně velký objem vzduchu tak, abych co nejvíce omezil chybu ve výpočtech jeho vlastním tvarem a objemem. Za konec nátrubku jsem přidal 20mm válcového objemu pro ustálení proudění.

Zobrazil jsem si hodnoty statického tlaku, což odpovídá v tomto případě tlakové ztrátě, tedy zmařené (tlakové) energii při vstupu do sacího traktu. Pro jednotlivé geometrie vstupních nátrubků jsem tedy měnil pouze část mezi válcovým objemem a vstupním objemem vzduchu. Simulace jsem prováděl pro 2 režimy proudění zohledňující proudění vyvozené sáním motoru a kritického proudění v restriktoru, jenž nastává v okolí 10500 otáček za minutu (dále rozvedeno v kapitole 4.3). Tedy režimy jsem volil 7000 a 12000 otáček za minutu (objemově 35 l/s a 60 l/s). Uvažoval jsem 100% objemovou plnicí účinnost a neuvažoval jsem vliv restriktoru (kritické proudění a tedy maximální hmotnostní průtok). Důležité - opět zdůrazňuji, simulace jsem tvořil za účelem nalezení trendově nejlepší geometrie. Mým cílem nebylo zjistit konkrétně kvantifikované hodnoty tlakových ztrát, ale zjistit trendově ideální geometrii. Zabývat se hloubkově matematickými modely proudění a stavbou sítě by bylo nad rámec této bakalářské práce.

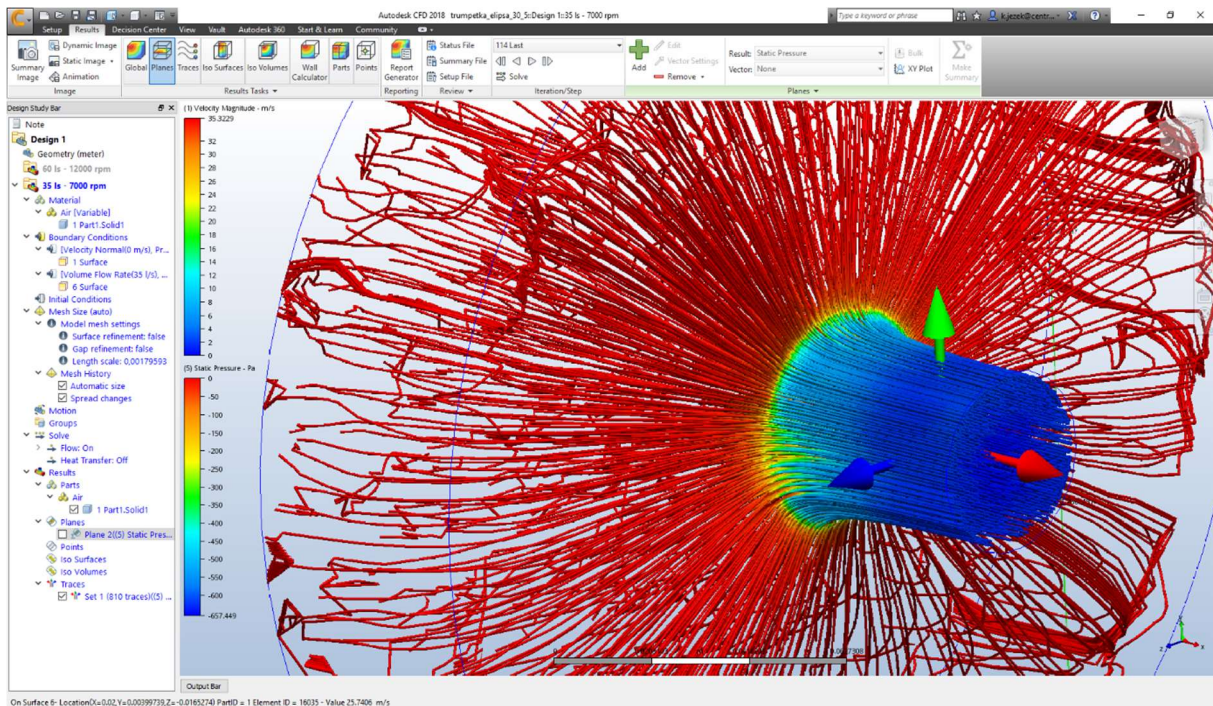
Nejnižší tlakovou ztrátou v obou režimech je, jak je vidět v tabulce výsledků (Tabulka 1), elipsa popsána rozměry 30x5y (označení popisuje maximální rozměry čtvrtiny elipsy v kartézském souřadnicovém systému). Dále se ukázalo, že toto opatření má velký význam, poněvadž na Elišce žádný nátrubek nebyl, dokonce tam právě byl ekvivalent „Ukončené trubky“ (Obrázek 11), což dle mých simulací vychází jako naprosto nejhorší možnost. Tedy už jen na tomto opatření získáme úsporu tlakových ztrát a pravděpodobně docílíme zvýšení výkonu skrz celé spektrum otáček. Dalším benefitem je rovnoměrně rozložený rychlostní profil napříč průřezem a tedy vstup na škrticí těleso. Tato skutečnost má obzvlášť velký význam při plném otevření klapky, kdy se nebudou tolik tvořit turbulence před vstupem do restriktoru.



Obrázek 9: Ukázka 3D modelů objemů pro simulace proudění v Autodesk CFD 2018 (zleva: ISOpohled elipsa 30x5y. Dále pohledy v řezu rovinou XY: elipsa 30x5y, ostrý roh, ukončená trubka)

Boundary C.:	vstup: $p = 0 \text{ Pa}$ (gage), $v = 0 \text{ m/s}$	výstup: $Q = x \text{ l/s}$, unknown conditions	sít: min 11k	teorie: Petrov-Galerkin	poč. iterací: min 150; stlačitelný vzduch, 30°C
Elipsa			Radius		
→x↑y	35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm	Rx	35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm
30x20y	880 Pa	2558 Pa	R10		
36x20y	757 Pa	2225 Pa	R20		
40x20y	756 Pa	2223 Pa	R30		
30x25y	872 Pa	2560 Pa	R40	824 Pa	2417 Pa
40x25y	772 Pa	2259 Pa			
20x30y	961 Pa	2795 Pa			
30x5y	657 Pa	1929 Pa			
50x10y	648 Pa	1951 Pa			
Ostrý roh			Ukončená trubka		
	35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm		35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm
	1129 Pa	3277 Pa		1206 Pa	3528 Pa

Tabulka 1: Tabulka tlakových ztrát nátrubku na vstupu do sacího traktu, doplněná o výpis podmínek simulace. Zeleně označen nejlepší výsledek, červeně nejhorší.



Obrázek 10: Výsledek simulace eliptické vstupního nátrubku 30x5 se zobrazenými stopami proudění a výsledky při proudění při 7000 otáčkách za minutu (35 l/s). Stopy barevně reflektují hodnoty statického tlaku.



Obrázek 11: Původní škrtkičí klapka na formuli Eliška o průměru 57mm. Převzata z osobního vozu Opel Astra 1,6.

4.2.3 Výroba

Nátrubek bude vyroben z uhlíkových vláken v autoklávu. Tento způsob výroby byl zvolen pro zajištění co nejnižší hmotnosti a zároveň aby nátrubek nepraskl z důvodu zatížení od vzduchového filtru (to společně s nutností co nejkvalitnějšího vnitřního povrchu pro snížení tlakových ztrát vedlo k vyloučení aditivní metody 3D tisku, kde by v důsledku principu výroby vznikl hrubý povrch od jednotlivých vrstev polymeru). Forma je rotačně

symetrická, hliníková, dvoudílná, vyráběná na NC soustruhu. Na straně proudění leštěná. Materiál jak na formu tak přímo na nátrubek byl darován v rámci sponzorského daru generálním partnerem projektu ZF TRW Automotive Czech s.r.o., obrábění formy proběhlo na Fakultě strojní TUL, samotná laminace pak byla provedena firmou PLASTIC s.r.o. Nátrubek bude lepen přímo na těleso škrticí klapky.



Obrázek 12: Hotový díl nátrubku na vstupu sání

4.3 Návrh škrticí klapky

Škrticí klapka, jakožto jediný aktivní člen, přímo ovlivňuje chování motoru během jízdy. Mým cílem bylo získat pro piloty maximální možnou kontrolu a cit tak, aby při řízení na limitu přilnavosti, či lehce za tímto limitem, byl schopný co nejlépe regulovat přenos výkonu na zadní kola monopostu. Formule Eliška měla s tímto zásadní problém z několika důvodů a těm jsem se primárně během návrhu klapky věnoval. Jednalo se o průměr klapky (57mm – nízká rychlost proudění kolem klapky = škrcení pouze v malém rozsahu úhlu natočení klapky) a natáčení samotného škrticího tělesa v závislosti na poloze plynového pedálu. Dalším důležitým cílem bylo snížit hmotnost, např. využitím aditivních technologií 3D tisku.

4.3.1 Rešerše - možné koncepční řešení škrticí klapky a výběr finálního řešení

Možnosti škrcení vzduchu v sání jsou různé, níže představím nejpoužívanější typy, rozvedu jejich výhody a nevýhody a následně provedu výběr.

4.3.1.1 Šoupátková klapka

Jednoduchý typ škrticí klapky, fungující na principu zasouvání škrticí tělesa, například plechu, do sacího kanálu. Nevýhodou je zástavba sestavy, poněvadž akční člen, plech, nezůstává v sacím kanále, ale plně se vysouvá a zasahuje tedy mimo sestavu klapky. Na to

navazuje problém s utěsněním akčního členu a pro zajištění nízkých ovládacích sil je třeba zajistit vedení akčního členu klapkou. Další nevýhodou je nízká uniformita rychlosti za akčním členem při částečném škrcení motoru, přičemž před restriktorem, tedy v naší aplikaci, je naopak požadavek na co nejvyšší uniformitu. Tato skutečnost vychází ze zjištění ze simulací v diplomové práci [3] (kde se Bc. František Jantač zabýval právě modelováním proudění kolem škrticích těles). Navíc tato uniformita není ani středově souměrná, jako například u dvousoudečkových škrticích klapek. Velkou výhodou je však naopak, že akční člen škrcení zcela opouští sací kanál a tedy při plné zátěži akční člen nepůsobí žádnou tlakovou ztrátu proudícímu vzduchu. Tato klapka je tedy vhodná pro aplikace s větším prostorem na zástavbu a hlavně kde je potřeba provozovat motor téměř neustále při největší zátěži (používá se například na velkých V8 motorech při závodech dragsterů, kde motor pracuje v plném zatížení a není zde požadavek na přesné dávkování výkonu na kola, či v šoupátkových karburátorech motocyklů, kde šoupě zároveň nese jehlu – viz. Obrázek 14).



Obrázek 13: Ukázka šoupátkové klapky, sestava v rozdělaném stavu pro ukázku principu funkce [6]



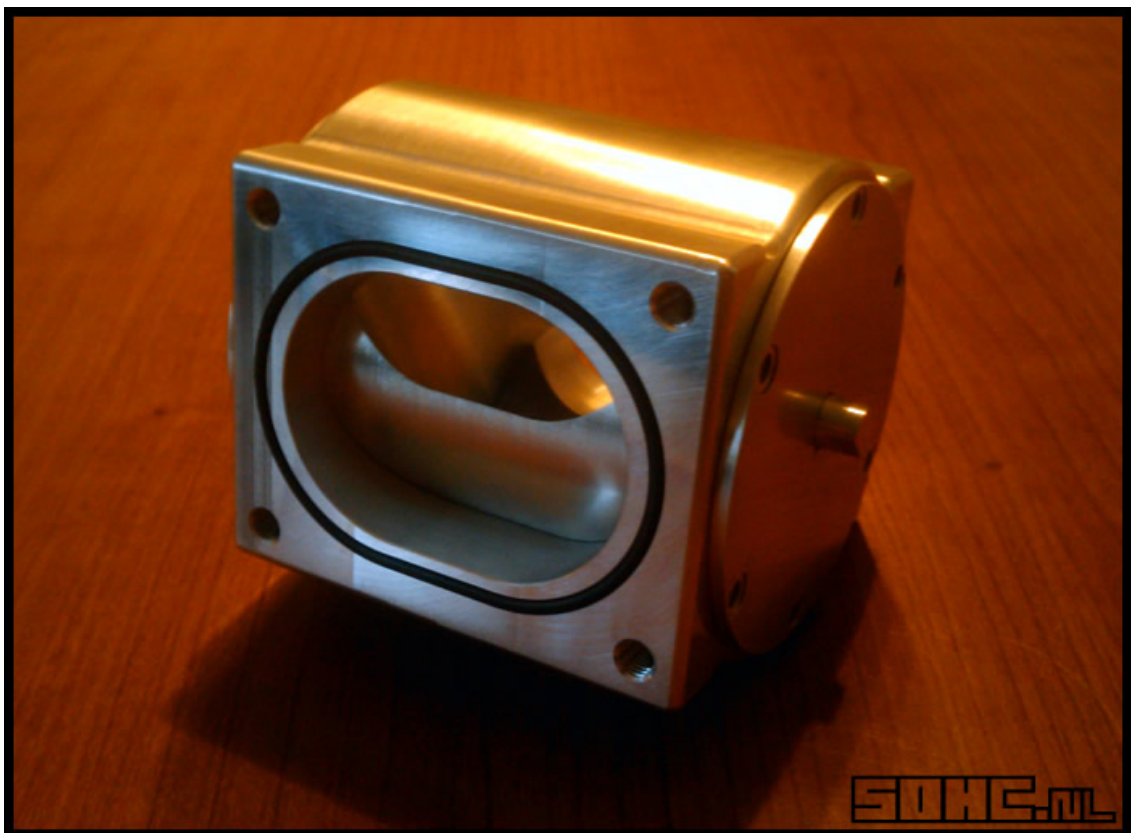
Obrázek 14: Šoupátkový karburátor, kde se šoupě využívá jak pro škrcení průtoku, tak šoupě v sobě drží jehlu, jenž ovládá průtok paliva hlavní tryskou.

4.3.1.2 Soudečková klapka

Princip soudečkové klapky je vlastně obdobný jako u motýlkové. Škrticí těleso, soudeček (viz. Obrázek 15), se nachází přímo v kanálu, ve kterém se natáčí a tím umožňuje průtok médiu. Výhodou je jeho tvar, který umožňuje, že při plné zátěži nijak nezasahuje do kanálu a tedy nepůsobí tlakovou ztrátu a umožňuje maximální průtok. Nevýhodou je však hmotnost (škrticí těleso, soudeček, je objemná součást), utěsnění soudečku, nároky na přesnou výrobu soudečku a těla klapky pro hladký chod či nízká uniformita rychlosti proudění při nízkých zatíženích motoru (při intenzivním škrcení).



Obrázek 15: Akční člen škrťení soudečkové klapky – soudeček. [8]



Obrázek 16: Sestava soudečkové klapky. [8]



Obrázek 17: Soudečková a motýlková klapka při plném otevření. [9]

4.3.1.3 Motýlková klapka

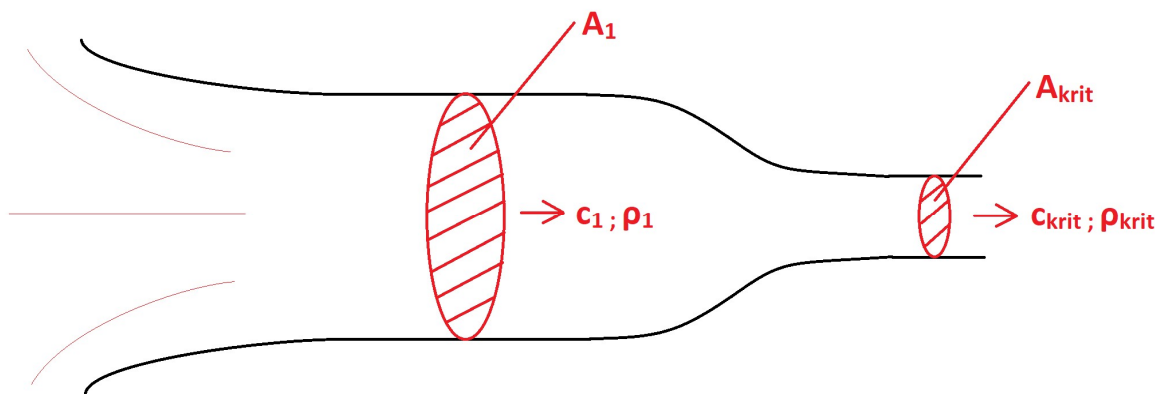
Momentálně nejpoužívanější napříč odvětvími škrcení spalovacích motorů. Využívá se jak u osobních tak i například závodních automobilů, či jiných oblastí motorsportu, a to díky jednoduché konstrukci (tělo, osa a na ose jednoduchá otáčející se destička). Na těle klapky často najdeme vratné pružiny, ovládací mechanismus (zakomponování mechanismu pro nelineární natáčení škrticího tělesa, destičky) či TPS (Throttle Position Sensor, tedy senzor polohy natočení škrticího tělesa). V tělesu klapky může být zakomponován podtlakový snímač či obtokový ventil pro řízení volnoběhu. Nevýhodou je, že škrticí těleso zůstává v cestě proudícímu vzduchu a tedy vytváří tlakovou ztrátu i při plném otevření klapky. Výhodou je však jednoduchá výroba a s tím spojené nízké výrobní náklady. Zástavbově tato klapka vychází nejlépe, poněvadž akční člen se neustálne nachází uvnitř a tedy celé tělo klapky mohu použít pro další aplikace, jako například úchyt pro držák tělesa klapky, domečky pro osu, na tělo je také možnost nalepit jak vstupní nátrubek, tak restriktor. Dalším důležitým aspektem je výborné řízení škrticí účinnosti (při vhodně navrženém průměru klapky) a dle [3] vychází jako optimální řešení i z pohledu uniformity rychlosti napříč průřezem při všech natočeních, což je stěžejní právě při aplikaci s restriktorem, kde chceme, pokud možno, rovnoměrný rychlostní profil na vstupu. Díky těmto výhodám jsem se rozhodl pro volbu tohoto typu klapky pro náš monopost.



Obrázek 18: Motýlková škrticí klapka (zavřená). [10]

4.3.2 Výpočet průměru klapky

Průměr klapky jsem volil dle rychlosti proudění doporučením dle vedoucího mé bakalářské práce (doporučil mi rozsah $c_{kl} = 40 \div 80$ m/s podle aplikace), tedy zvolil jsem $c_1 = 60$ m/s při stavu kritického proudění (větší rychlosti nebude možno dosáhnou - vychází z předpokladu aerodynamického ucpání restriktoru). To zároveň udává maximální hmotnostní průtok $m_{krit} = 0,0703$ kg/s, potažmo kritickou hustou vzduchu $\rho_{krit} = 0,745$ kg/m³ (výpočet kritických hodnot proudění v restriktoru v kapitole 4.3). Dále z pravidel je daný maximální průměr restriktoru, tedy $d_{krit} = 20$ mm, respektive jeho kritický průřez $A_{krit} = 3,14 \cdot 10^{-4}$ m². Hustotu vzduchu při c_1 jsem převzal z tabulek [3] pro odpovídající Machovo číslo - $\rho_1 = 1,24$ kg/m³. Nyní po sestavení rovnice kontinuity pro zachování hmotnostního průtoku lze vyjádřit průřez klapky, respektive její průměr.



Obrázek 19: Schéma pro výpočet průměru klapky

$$m_1 = m_{krit}$$

$$A_1 \times c_1 \times \rho_1 = A_{krit} \times c_{krit} \times \rho_{krit}$$

$$A_1 = (A_{krit} \times c_{krit} \times \rho_{krit}) / (c_1 \times \rho_1) = 9,967 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d_1 = [(4 \times A_1) / (\pi)]^{0,5} = 0,03562 \text{ m} = 35,62 \text{ mm}^2$$

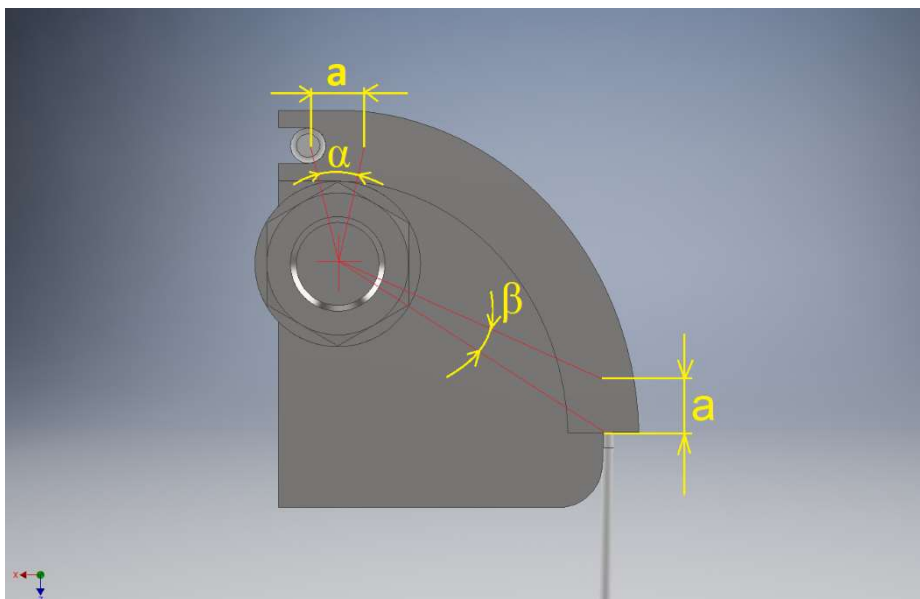
Nakonec jsem zvolil průměr 36 mm s vědomím, že samotné těleso klapky (a osička) budou další restrikcí. Pro piloty však primárně důležité mít kontrolu i v nízkých otáčkách, čemuž vyšší rychlost proudění kolem klapky dopomůže v důsledku zmenšení plochy pro médium (účinnější škrcení).

4.3.3 Ovládání klapky

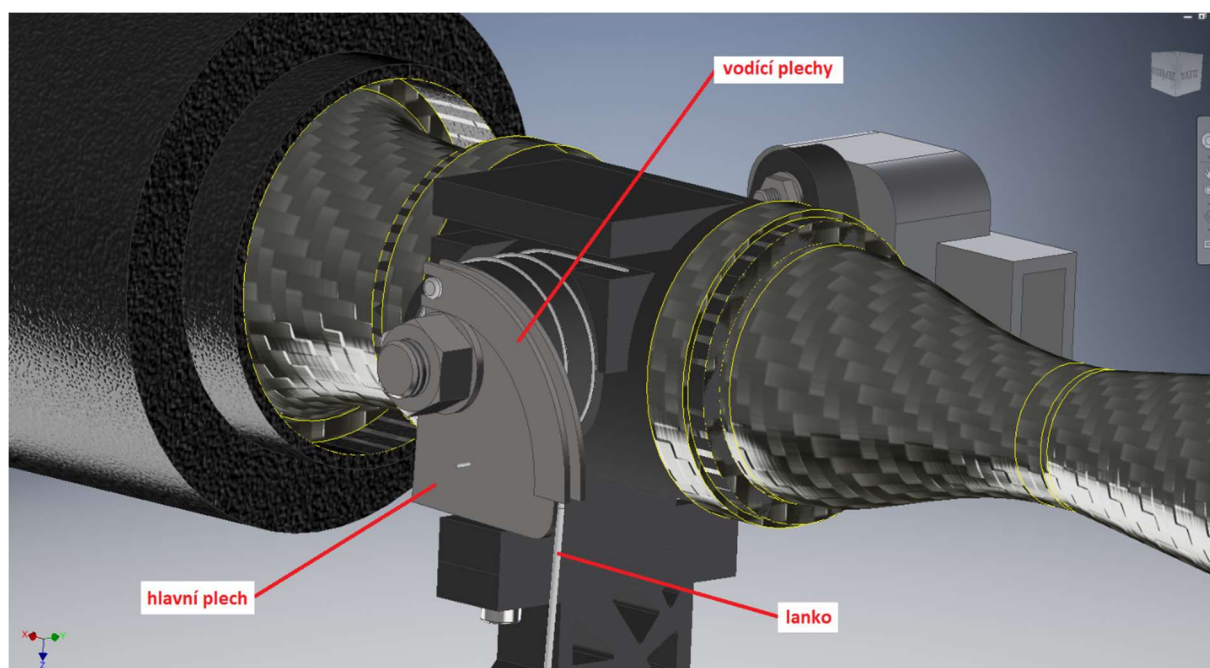
Dle pravidla „IC1.5.2 Throttle Actuation“ musí být škrticí klapka ovládána mechanicky, tedy lankem či sestavou táhel. Alternativní možností je využití elektronicky ovládané škrticí klapky (pravidla „IC1.11 Electronic Throttle Control – ETC“ až „IC1.17 ETC – Notice of Intent“), což však s sebou nese další zátěž na obtížnost konstrukce. Například senzor polohy klapky musí být zdvojený, přičemž je potřeba naprogramovat řídicí protokol pro případ, že se budou hodnoty snímané těmito senzory polohy lišit o určitou hodnotu. Tento protokol se následně musí poslat na schválení ředitelství závodu na kontrolu, zda je dostatečný. Dále je potřeba naprogramovat systém na další možné poruchy a podobně. Nadruhou stranu, výhodou elektronicky řízené klapky může být nastavování automatických meziplynů při podřazování či možnost řešit kontroly trakce přes škrcení motoru (nikoliv přes vypínání zapalování či přívodu paliva). Automatické meziplyny však pro nás nemají smysl ze 2 důvodů. 1) Motor je osazen antihoppingovou spojkou, tedy podřazovat můžeme bez vymáčknutí spojky, přičemž tato spojka dovolí lehký prokluz a tedy nedojde ke skákání

zadních kol z důvodu velkého rozdílu otáček spojivého koše a unašeče (motoru a převodovky, potažmo kol). Druhým důvodem je, že na letošní formuli nehodláme aplikovat kontrolu trakce. Zvolil jsem tedy ovládání klapky pomocí lanka a bowdenu, přičemž lanko se přímo na klapce bude odvalovat na plechové vačce.

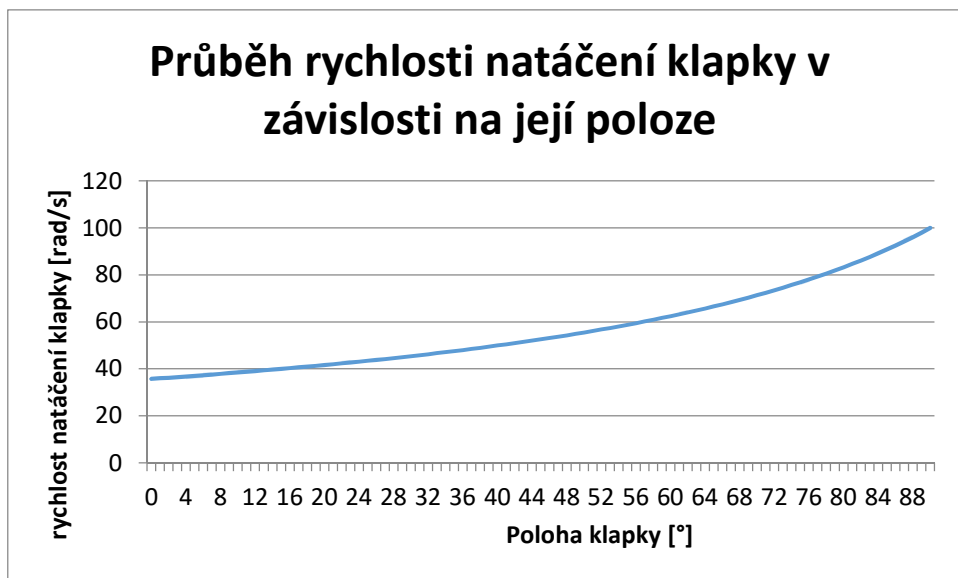
Průběh natočení klapky v závislosti na natočení plynového pedálu při mechanickém ovládání škrticí klapky se standardně řeší dvěma způsoby – mechanismem či vačkou, po které se odvíjí lanko. Kvůli jednoduchosti jsem navrhl rychlovýměnný systém jednoduché plechové odvíjecí vačky (viz. Obrázek 21). Vačka se skládá z hlavního plechu a dvou vodících pro lanko (které zároveň drží váleček bowdenu na místě), jenž budou na hlavní plech zabodovány. Hlavní výhodou tohoto řešení je výroba – plechy lze rychle a levně vypálit na laseru. Díky tomu lze udělat plechy v různých křivkách a tím lze řídit odvin lanka, potažmo natočení klapky. Vše je založeno na jednoduché geometrii (viz. Obrázek 20), resp. změnách úhlů α a β v čase při konstantní rychlosti lanka, potažmo změně úhlové rychlosti. Toto je obrovská výhoda, poněvadž každý pilot může volit různou vačku podle toho, jakou chce mít odezvu na plyn. Toho lze využít jak pro různé tratě, tak hlavně pro různé disciplíny formule student. Například při sprintu na 100m lze volit průběh takový, aby pro start byla odezva jemnější pro přesné dávkování prokluzu při pevném startu, zatímco dále už může dojít k razantnějšímu otevírání klapky, poněvadž po rozjezdu je již potřeba držet pouze plný plyn (řazení probíhá pod plným plynem, Markétka bude vybavena tzv. quickshifterem, jenž vypíná zapalování během řazení a tím odlehčí převodovce). Zvolil jsem tedy tzv. Archimedovu spirálu, kde dochází k lineárně se zvětšujícímu poloměru pro lanko (na Obrázku 6 lze vidět typ generován dle parametrického popisu v polárních souřadnicích: $R(t) = 10 + 0,2 \times t$, přičemž $t \in \langle 0; 90 \rangle$). Níže v Grafu 1 lze vidět závislost rychlosti natáčení klapky na její poloze. Vačka bude uchycena k ose materiálovým stykem (osazením) s pojištěním polohy pomocí podložky s maticí se závitem právě na ose. Pro rychlou výměnu vačky za jinou tedy stačí povolit jednu matici, sundat podložku a již lze vačku vyměnit za jiný kus.



Obrázek 20: Ukázka vlivu změny poloměru, po kterém se odvíjí lanko, na úhel natočení.



Obrázek 21: Sestava vačky na škrtkici klapce.



Graf 1: Průběh rychlosti natáčení klapky v závislosti na její poloze (POZN: Pro referenci jsem zvolil rychlost odvíjení lanka 1m/s. Reálně však tuto rychlost je zbytečné kvantifikovat, jedná se tedy primárně o ukázkou průběhu, v tomto případě parabolického. Vždy je tedy průběh natáčení klapky o řád výše než je řád tvořící křivky vačky).

4.3.4 Vratné pružiny

Dle pravidel musí být na klapce 2 vratné pružiny. První, zkrutná, je natočena kolem domečku uložení osy, zachycena za tělo klapky a provlečena skrz odvíjecí vačku (viz. Obrázek 21). Druhá, tažná, bude chycena za odvíjecí vačku k držáku celého těla klapky. Obě tyto pružiny budou slabé a budou cílit primárně na splnění podmínky 2 vratných pružin na klapce tak, aby Markétka prošla technickou přejímkou na závodech. Hlavní, nejsilnější, vratná pružina bude přímo na plynovém pedálu. Obě pružiny volím slabší pro co nejmenší zatížení sestavy klapky tak, abych jí mohl nechat vytisknout z menšího objemu materiálu a tedy ušetřit hmotnost. Navíc pokud bude nejsilnější pružina přímo na pedálu, nebude zatěžovat lanko, které pak také mohou použít slabší. Dále, držák bude pomocí 3D tisknuté objímky držet za rám Markétky. To však bude naměřeno a vyrobeno až po finální kompletaci celé sestavy sání po reálné výrobě. Tento držák také bude obsahovat držák pro konec bowdenu s nastavováním jeho předpětí (z důvodu změny vačky bude potřeba upravit nastavení, poněvadž každá vačka bude mít vždy malinko jinou odvalovací vzdálenost). Opět finální rozměry se odměří až po výrobě a zástavbě sestavy sání a natáhnutí bowdenu od pedálové sestavy formule ke klapce. Nastavování volnoběhu bude prováděno na negativním dorazu pedálu (hrubé nastavení) a jemné nastavení poté na držáku konce bowdenu na držáku klapky.

4.3.5 Finální konstrukce klapky

Klapka tedy bude motýlková o vnitřním průměru 36mm.

4.3.6 Výroba

Osa klapky bude vyrobena z oceli, uložená ve 2 kluzných pouzdrech Hennlich A180FM. Z jedné strany utěsněna pomocí gufera ANSI/B93.98M 8x22x7, z druhé strany má osazení pro otáčení TPS (Throttle Position Sensor od firmy Ignitech), jenž obsahuje na dosedací ploše o-kroužek, čímž dojde k utěsnění z druhé strany. Tělo klapky bude vyrobeno aditivně pomocí 3D tisku z filamentu z nylonu vyplněného uhlíkovým vláknem. Otvírá to možnost pro další ušetření hmotnosti. Navíc v jednom kuse lze vytisknout jak tělo klapky jako takové, tak hlavně osazení pro uchycení zkrutné pružiny, oba domečky pro uložení osy (resp. uchycení TPS) a domeček pro uchycení držáku celé sestavy k rámu Markétky. Původně byla celá koncepce řešena z hliníku, jenže časová a finanční náročnost na obrábění 6-ti 3-osých dílů nutných k zhotovení jen samotného těla klapky byla neúměrná. Navíc pomocí 3D tisku uhlíkových vláken opět snížím hmotnost a nemusím řešit napojení jednotlivých dílů na sebe (lepení/chemické pájení hliníku/ svařování).

3D tisk proběhne v rámci sponzorského daru od firmy EDAG, kluzná pouzdra a gufero dodá partner projektu Hennlich, materiál na výpalek zasponzorován firmou ZF TRW Automotive Czech s.r.o., vypalování plechů a obrábění osy proběhne přímo na Fakultě strojní TUL.

5 Restriktor

Dle pravidla „IC1.6 Intake System Restrictor“ musí být mezi klapkou a motorem restriktor (viz. Obrázek 22). Dalším parametrem je jeho rozměr, tedy maximální vnitřní průměr (d_{krit}) je roven hodnotě 20mm. Na technické přejímce se tento rozměr kontroluje pomocí přesného trnu, jenž nesmí projít skrz. Co se týče geometrie před a za tímto kritickým průměrem, tak to pravidla nijak nepodchycují. Je zde tedy velký prostor na kreativitu a přínos studenta.

Restriktor jsem řešil s cílem minimalizovat tlakovou ztrátu během průtoku média jak před, tak i po dosažení tzv. kritického proudění. Zvolil jsem tedy tzv. trysku kombinovaného tvaru, nebo-li na vstupu se zužující právě na d_{krit} (konvergentní část) a následně opět se rozšiřující (divergentní část).

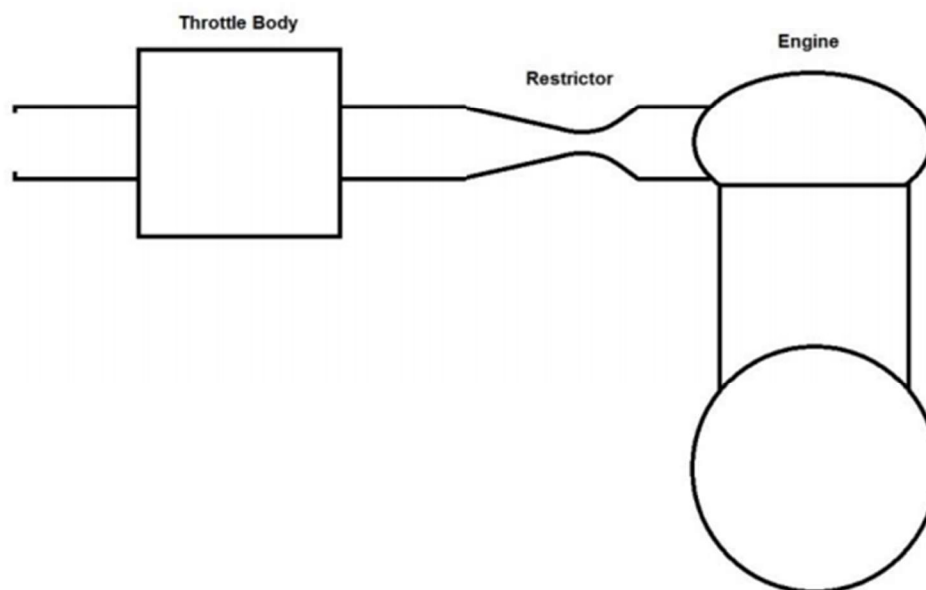


Figure 1

Obrázek 22: Výňatek z pravidel FSAE [1]. Schéma umístění restriktoru v sestavě sání.

5.1 Princip restriktce

Kritický stav proudění nastává právě při dosažení takového poměru tlaků (před a za tryskou), kdy dojde k tzv. aerodynamickému ucpání trysky v nejužším místě (Machovo číslo je rovno právě 1, maximální možný hmotnostní průtok tedy m_{krit}).

Rozlišujeme 4 základní stavy proudění v trysce kombinovaného tvaru podle poměru tlaků na výstupu a vstupu p/p_0 . 1) $p/p_0 = 1$, nedochází k proudění (Machovo číslo = 0); 2) $p/p_0 >$ kritický, proudění podzvukové v celé trysce (Machovo číslo < 1); 3) $p/p_0 =$ kritický, v nejužším místě trysky (d_{krit}) je rychlost proudění rovna právě rychlosti zvuku (Machovo číslo = 1), dochází k aerodynamickému ucpání (maximální možný hmotnostní průtok m_{krit}), za d_{krit} však proudění stále podzvukové a tedy v divergentní části dochází ke zpomalování proudění a zvyšování tlaku; 4) $p/p_0 <$ kritický, přesto že se zvýšil poměr tlaků na nadkritický, Machovo číslo v d_{krit} je stále rovno 1, avšak v divergentní části dochází k urychlování proudění na Machova čísla větší jak 1 (nadzvukové proudění) a s tím i klesá tlak. Navíc tryska je aerodynamicky ucpaná a tedy hmotnostně nelze dostat více vzduchu do motoru.

Ke stavu 4) dochází přibližně, dle Obrázku 3 (graf z brzdy formule Eliška) při 9500 otáčkách za minutu. Motor vyvozuje stále větší hmotnostní tok, avšak přes restriktor už více

vzduchu nemůže proudit a tedy motor začíná mít nedostatek vzduchu. V důsledku dochází ke snížení točivého momentu. Zajímavé však je, že výkon stále ještě roste (navýšení otáček dostatečně kompenzuje pokles točivého momentu – dle vzorce pro výkon $P = M_k \times 2 \times \pi \times n$, kde „n“ jsou otáčky za minutu). Nakonec však při 10007 otáčkách za minutu dojde ke zlomu na křivce výkonu a i ten začne klesat.

5.2 Návrh konvergentní části trysky kombinovaného tvaru

Konvergentní část kombinované trysky je tedy ta část trysky, jenž je před kritickým průřezem, tedy na vstupu. Hledal jsem optimální geometrii, kde bude nejmenší tlaková ztráta v celém rozsahu otáček a zároveň vyrovnaný rychlostní profil, aby k případnému kritickému stavu došlo rovnoměrně v celém průřezu d_{krit} . Dle publikace [4] jsem se rozhodl provést simulace pro – dvojitý rádius, lemniskátu, Vitošinského trysku. Dále jsem věděl průměr vstupu (dle klapky) $d_1 = 36\text{mm}$, průměr výstupu (dle restriktoru) $d_{krit} = 20\text{ mm}$. Pro tyto parametry jsem si udělal 3D modely média, jenž jsem poté nasimuloval v Autodesk CFD 2018 dle paramaterů v Tabulce 2.

Parametrický popis křivek pro tvorbu 3D modelů:

Radius:

R36

Lemniskáta:

$$x = 18 \times \sin(t)$$

$$y = 8 \times \cos(t) \times \sin(t)$$

$$t < 135; 225 >$$

Vitošinského tryska:

$$x = t$$

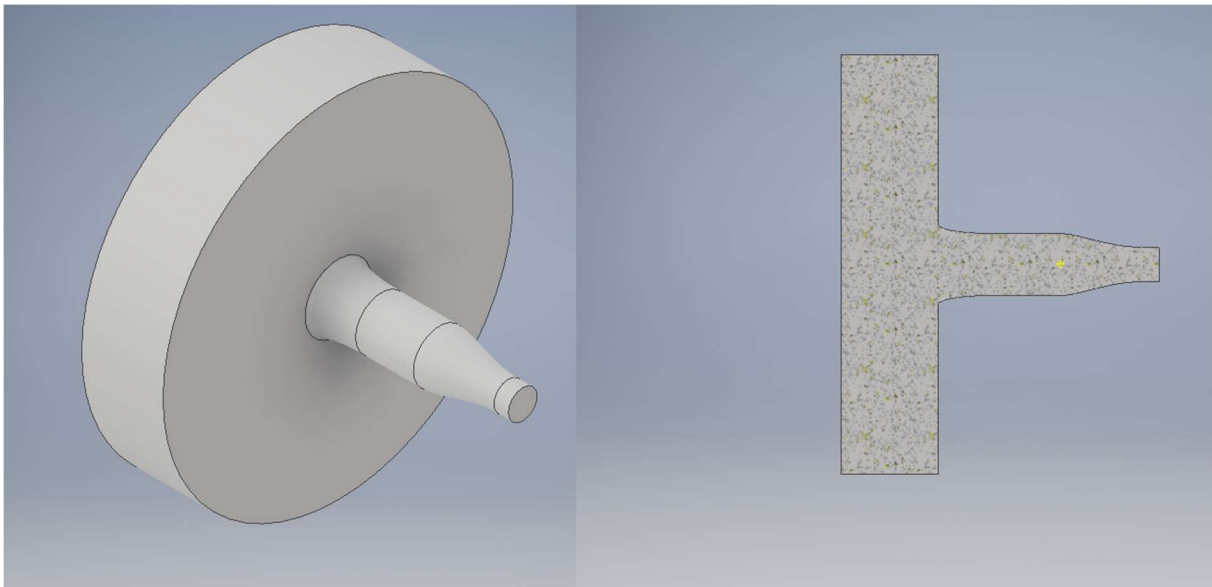
$$y = \frac{22,5}{\sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{20}{36}\right)^2\right] \cdot \frac{\left(1 - \frac{t^2}{72^2}\right)^2}{\left(1 + \frac{t^2}{3 \cdot 72^2}\right)^3}}} \quad \text{POZN: číselné hodnoty navazují na přílohu [4]}$$

$$t < 1; 48,5 >$$

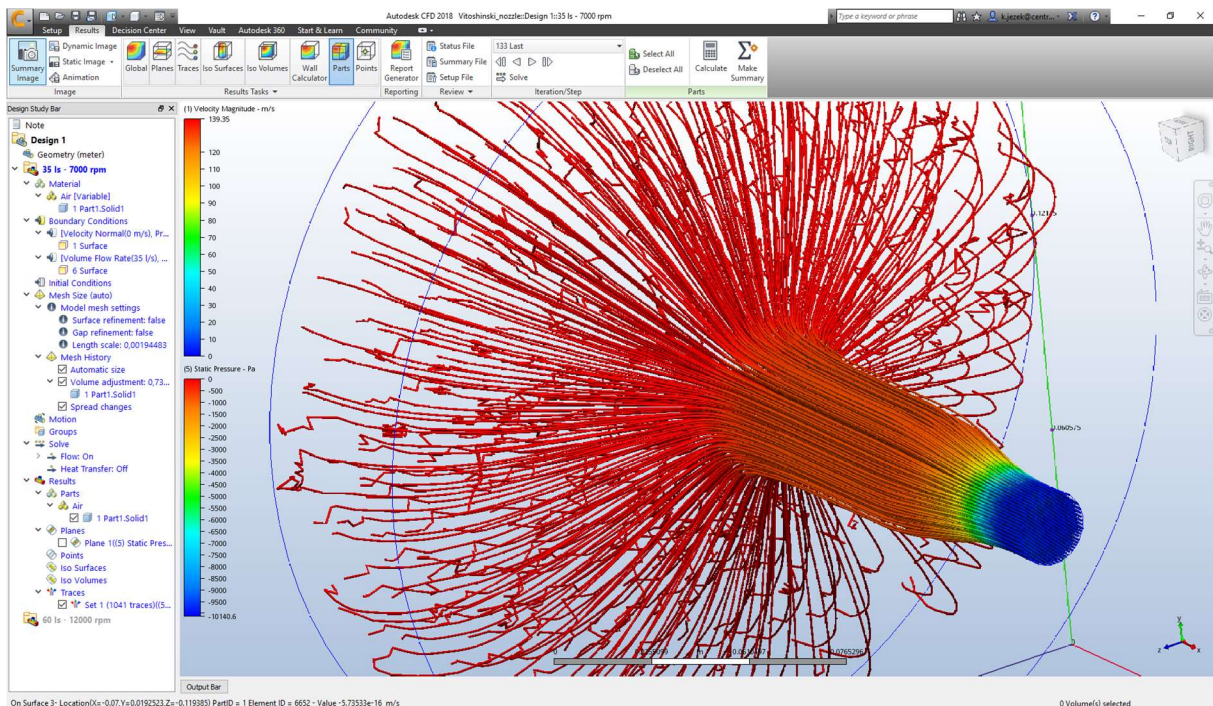
Pro simulace jsem si vytvořil objem vzduchu, ve kterém proběhne simulace (viz. Obrázek 23). Tento model je odvozen od z modelu pro vstupní nátrubek a jeho finální podoba navazuje na vybranou geometrii nátrubku (elipsa 30x5y), respektive na klapku o průměru 36mm. Opět jsem na konec modelu přidal 10mm válcovou plochu pro ustálení proudění a

měření statického tlaku (tedy ukazatele tlakové ztráty). Jelikož jsem, jak bylo zmíněno výše, hledal pouze vhodnou geometrii samotné konvergentní části trysky, nekládal jsem do simulace těleso škrticí klapky. Hledal jsem trendově nejlepší řešení.

Dle provedených simulací a jejich vyhodnocení (viz. Tabulka 2) je zřejmé, že Vitošinského tryska má nejnižší tlakové ztráty a tedy proto tuto geometrii volím na finální design.



Obrázek 23: 3D model pro simulaci pro zjištění tlakových ztrát v soustavě s Vitošinského tryskou, obdobné modely byly vytvořeny i pro radius a lemniskátu.



Obrázek 24: Ukázka výsledku simulace Vitošinského trysky v konvergentní části restriktoru, 7000 rpm (35l/s)

Boundary C.:	vstup: p = 0 Pa (gage), v = 0 m/s	výstup: V = x l/s, unknown conditions	síť: min 30k	teorie: Petrov-Glarkin	poč. iterací: min 100; stlačitelný vzduch, 30°C
Radius			Vitošinského tryska		
Rx	35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm		35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm
R36	12600 Pa	30251 Pa		10140 Pa	26698 Pa
	142,9 m/s	244,97 m/s		139,35 m/s	238,8 m/s
Lemniskáta					
	35l/s = 7000 rpm	60l/s = 12000rpm			
	11604 Pa	29177 Pa			
	141,1 m/s	241,9 m/s			

Tabulka 2: Hodnoty tlakových ztrát pro jednotlivé vybrané geometrie konvergentní části kombinované trysky

5.3 Výpočet kritických hodnot proudění

Kritická rychlost:

Počítána pro ideální plyn dle publikace [3] na straně 22, rovnice (2.7):

$$c_{krit} = \left\{ \left[\frac{2 \times \kappa}{\kappa + 1} \right] \times r \times T_0 \right\}^{0.5},$$

kde: $\kappa = 1,4$ [-], $r = 287,1 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$, $T_0 = 300$ [K] (= 27° C)

$$c_{krit} = 317 \text{ m/s.}$$

Tato hodnota se však dle simulací liší. Liší se z důvodu výpočtu s reálným plynem s proměnnými hodnotami (např. hustoty), tedy dle simulací vychází hodnota $c_{krit} = 330$ m/s. Ve svých výpočtech však uvažují rychlost výpočtovou, tedy c_{krit} .

Kritická hustota:

Počítána dle rovnice (2.9):

$$\rho_{krit} = \rho_0 \times \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{1/(\kappa - 1)} = 0,745 \text{ kg/m}^3 .$$

Kritický hmotnostní průtok:

$$m_{krit} = A_{krit} \times c_{krit} \times \rho_{krit} = 0,0703 \text{ kg/m}^3$$

Reálná hodnota kritického hmotnostního toku se mi nepodařila přesně určit ani dle simulací, každopádně se jedná o hodnotu blízkou, ne však vyšší jak 0,0693 kg/m³ (vychází ze simulace pro 11000 otáček za minutu dle příložené Tabulky 3, kde v těchto otáčkách jsme již za kritickým stavem).

5.4 Návrh divergentní části trysky kombinovaného tvaru

Návrh divergentní části trysky, respektive celého restriktoru, probíhal opět za účelem snížení tlakových ztrát. Jelikož se však jedná o difuzor, tedy o expanzi, může docházet k jevům jako například odtrhnutí proudu od stěny difuzoru (přeexpandovaná tryska) či ke kolmým rázovým vlnám (při nadzvukovém proudění, pak se však označení divergentní části mění na trysku). Obojí vzniká při příliš velkém úhlu rozevření divergentní části kombinované trysky. Dále jsem hledal geometrii s co největší účinností při expanzi a trysku, jenž co nejlépe usměrní médium ve směru toku. Dle přílohy [4] jsem se rozhodl pro užití takzvané Bellovy trysky, tedy trysky s parabolickým průběhem, jenž je z obdobných důvodů používána v raketových motorech (viz. Obrázek 25). Dále jsem se rozhodl, že výstup z trysky bude větší jak vstup do konvergentní části, tedy $d_2 = 40\text{mm}$. Udělal jsem tak z důvodu snížení rychlosti proudění před kolenem do airboxu a tím pádem snížení ztrát místními odpory v koleni. Tyto ztráty jsou dány vztahem $p_z = \xi \times \rho \times (c^2/2)$, kde koeficient odporu ξ je konstanta, hustota se mění v těchto rychlostech jen v promilích původní hodnoty, ale rychlost proudění je ve kvadrátu, tedy to je nejlogičtější volba při snaze snížit ztráty. Bohužel jsem nemohl zvolit větší výstupní průměr jak 40mm pro další zpomalení proudění a to z důvodu zástavby na formuli. Restriktor by se tak stal příliš dlouhým.

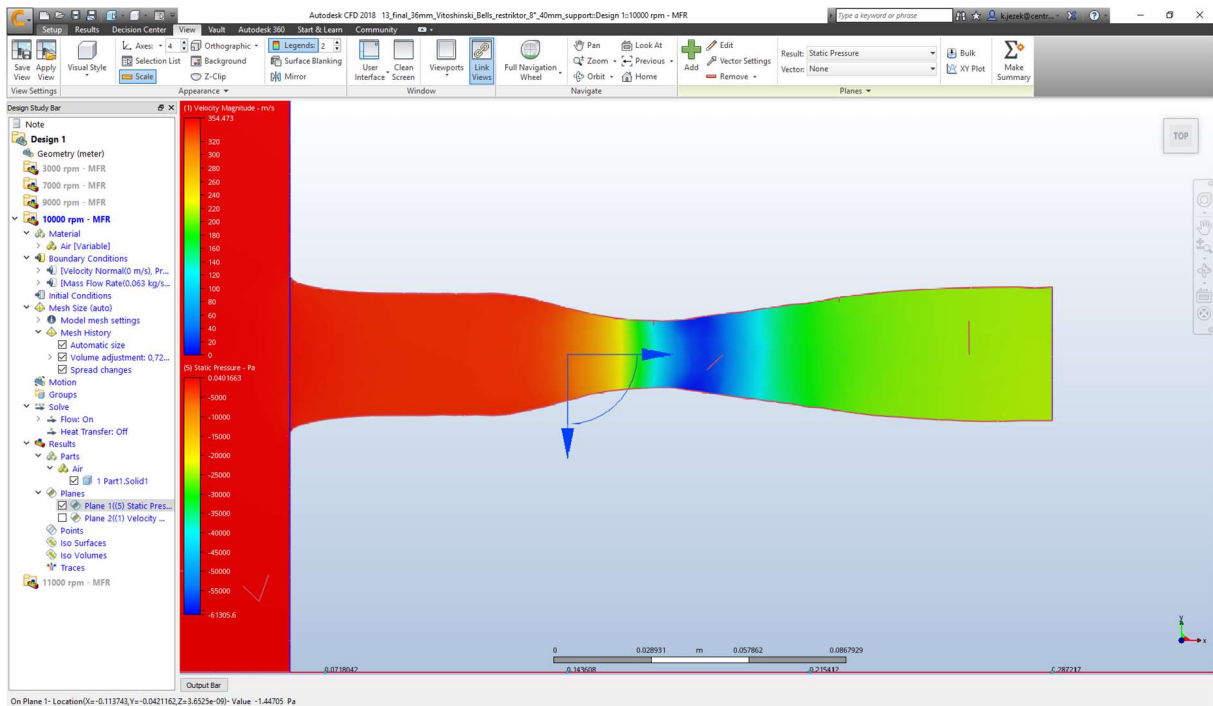


Obrázek 25: Bellova tryska raketového motoru.

Simulace jsem prováděl s obdobnými okrajovými podmínkami jako u simulací vstupních nátrubků, avšak místo objemového průtoku jsem zadával průtok hmotnostní dle Tabulky 3. Během simulací jsem však zjistil, že při použití Bellovy trysky dochází k odtrhnutí proudu od stěny a tedy k masivním turbulencím a tedy ke ztrátám. Proto jsem na začátek trysky, za prvotní rádius, implementoval jednoduchou kónickou trysku (lineárně se zvětšující průřez), jenž je pouze zakončena tryskou Bellova typu. Nyní jsem již pouze zkoušel úhel rozevření kónické části, kde mi nejlépe vyšel úhel 8° . Při hodnotě 6° , dle simulací, dokonce došlo dříve ke kritickému stavu proudění. Výsledná geometrie trysky kombinovaného tvaru je tedy – konvergentní část - Vitoshinského tryska, divergentní - spojení Bellovy trysky s kónickou o úhlu rozevření 8° .

Průtoky, tlakové ztráty									
objem 4 válců:	litry	dm3	m3						
	0,6	0,6	0,0006						
objem 1 válce:	litry	dm3	m3						
	0,15	0,15	0,00015						
počet sacích zdvihů/ot	2	2	2						
objem nasátý na 1 otáčku	litry	dm3	m3						
	0,3	0,3	0,0003						
otáčky 1/min	3000	7000	9000	10000	11000	13000			
otáčky 1/s	50,0	116,7	150	166,6667	183,3	216,7			
objemový průtok/s xxxx 1/min	litry/s	dm3/s	m3/s						
objemový průtok/s 3000 1/min	15,000	15,000	0,01500						
objemový průtok/s 7000 1/min	35,000	35,000	0,03500						
objemový průtok/s 9000 1/min	45,000	45,000	0,04500						
objemový průtok/s 10000 1/min	50,000	50,000	0,05000						
objemový průtok/s 11000 1/min	55,000	55,000	0,05500						
objemový průtok/s 13000 1/min	65,000	65,000	0,06500						
							13_final_8°	13_final_6°	
plocha na konci restriktoru A2 mm2	0,00125	Rychlost zvuku:	317	hustota:	hmotnostní průtok:	ztráta na výstupu:	rychlost na výstupu:	ztráta na výstupu:	rychlost na výstupu:
rychlost na konci restriktoru 3000	12,00000	Machovo č.:	0,03785	1,269492	0,01904	2572 Pa	14,1 m/s		
rychlost na konci restriktoru 7000	28,00000		0,08833	1,265936	0,04431	4877 Pa	32,6 m/s		
rychlost na konci restriktoru 9000	36,00000		0,11356	1,261618	0,05677	10031 Pa	42,2 m/s	17932 Pa	54,8 m/s
rychlost na konci restriktoru 10000	40,00000		0,12618	1,260094	0,06300	18924 Pa	55,6 m/s	41800 Pa	77,9 m/s
rychlost na konci restriktoru 11000	44,00000		0,13880	1,259332	0,06926	56308 Pa	106,2 m/s		

Tabulka 3: Ukázka výpočtu zadávaných hodnot do simulace a výsledné tlakové ztráty za restriktorem v různých otáčkách motoru. Pro 6° jsem simuloval pouze 2x v okolí kritického proudění, kde se ukázalo, že ztráty jsou znatelně vyšší. Další simulace tedy neměly smysl.



Obrázek 26: Výsledek simulace průtoku celou sestavou vstupní nátrubek/klapka/restriktor. Vyzobrazen statický tlak. Jak je vidět, nedochází k odtrhávání proudu od stěny i při nadzvukovém proudění (viz. ukazatel rychlosti).

5.5 Výroba

Výroba restriktoru proběhne obdobně jako u vstupního nátrubku. Kvůli tepelné dilataci jsem zmenšil průměr restriktoru na $d_{krit} = 19,94 \text{ mm} (+0;-0,02)$, návrh a výpočet viz. Tabulka 4.

Vstupní parametry:	MAX průměr restriktoru d_{max}	20 mm				
	teplota formy při obrábění T_1	300 K	27 °C	$\delta T = T_2 - T_1$	103	K
	teplota formy v autoklávu T_2	403 K	130 °C			
	MAX DOVOLENÝ průměr restriktoru	19,99 mm	0,01999 m			
	teplotní roztažnost hliníku α	0,000023 m/K				
POZN:	karbon se po protažení autoklavem již nesmrští! = průměr formy					
	19,99mm musí být při 403K/130°C					
Výstupní parametry:	$\delta d = \alpha \cdot d \cdot \delta T$	4,73563E-05 m				
	průměr formy na obrábění $d_f = d - \delta$	0,019942644 m	19,94264 mm			
	rozměr d_f na výkres	19,94 mm				
	tolerance na výkres	0 mm				
		-0,02 mm				

Tabulka 4: Návrh a výpočet průměru restriktoru v kritickém průměru.



Obrázek 27: Dvoudílná hliníková forma restriktoru a nátrubku sání a hotové výrobky.

6 Spodní část sání

Spodní částí sání nazývám část od restriktoru až k hlavě motoru, tedy koleno, sací trubku k airboxu, airbox, sací trubky k hlavě motoru, uchycení sání k hlavě motoru a zástavba vstřikovačů a palivové lišty.

6.1 Airbox

V této práci jsem se návrhem airboxu zabýval jen povrchově, jelikož kompletní návrh airboxu je nad rámec této práce. Věnoval jsem se primárně objemu airboxu a zavedl jsem komponenty pro zlepšení plnicí účinnosti. Nevěnoval jsem se však kvantifikaci významu těchto součástí, pouze jsem vycházel z poznatků získaných z kapitoly 4.2.

6.1.1 Celkový objem:

Základní objem V_z je 3x objem motoru V_m , kde $V_m = 0,6\text{dm}^3 = 0,6$ litru, tedy základní objem airboxu $V_z = 3 * V_m = 1,8$ litru.

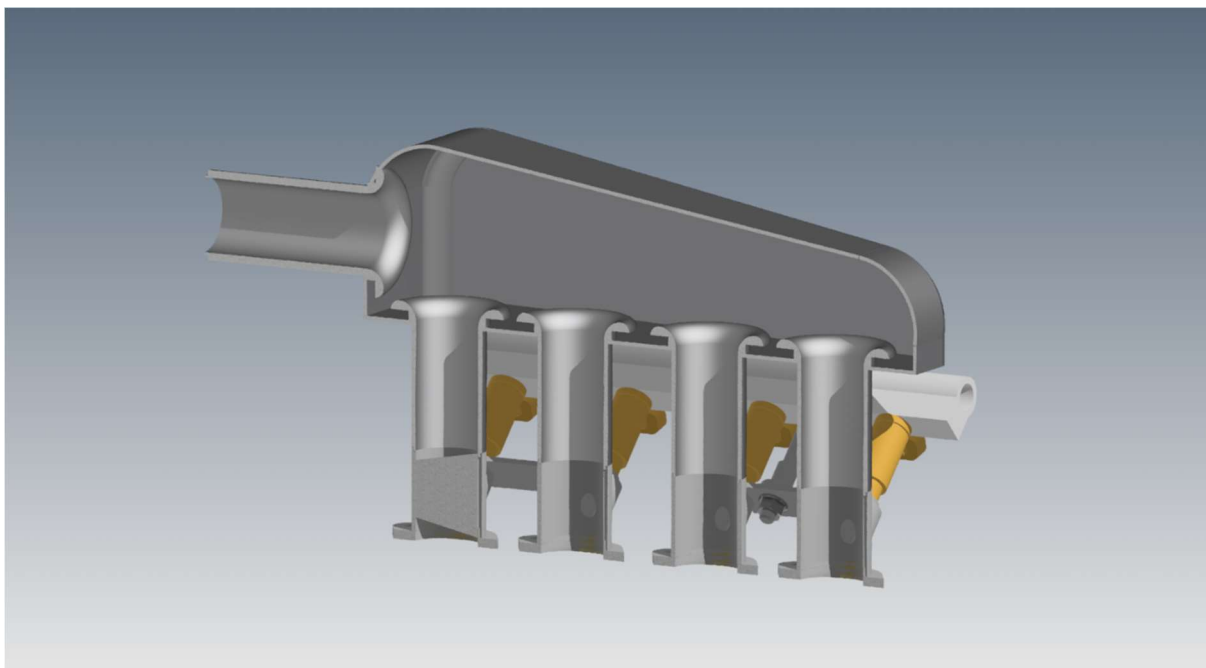
Nad každým vstupem do válce byl přidán objem o velikosti jednoho válce ($0,15\text{ dm}^3 = 0,15\text{l}$). Takto postupně přidám od nejvzdálenějšího válce od vstupu do airboxu s tím, že vždy

navazují na objem nad vstupem do válce předchozího. Tedy první vstup do válce od vstupu do airboxu bude mít kromě základního objemu nad sebou ještě 4x objem válce, tj. 0,6 litru, nad dalším vstupem kromě základního objemu nad sebou ještě 3x objem válce, tj. 0,45 litru a obdobně až ke vstupu do posledního válce.

Celkově tedy nad nejbližším válcem od vstupu do airboxu je objem $V_1 = 0,25 * V_z + 1 * 0,25 * V_m = 0,25 * 1,8 + 1 * 0,25 * 0,6 = 0,6$ litru. Dle výše zavedených předpokladů pro výpočty objemů nad válci jsou tedy zbylé objemy: $V_2 = 0,75$ litru, $V_3 = 0,9$ litru a $V_4 = 1,05$ litru. Celkový objem airboxu je dán algebraickým součtem dílčích objemů $V_c = \sum_{n=1}^4 V_i = 3,3$ litru.

Pro snadné proudění jsem zvolil tvar airboxu lineárně se zvětšující, respektující výše zmíněné objemy (viz. Obrázek 28), čehož jsem docílil nastavením stoupání nad vstupy do válců na 8° , v bokorysu pak k rozšiřování celé sestavy airboxu směrem ke vstupu pod úhlem 6° .

Z výrobního hlediska se jedná o svařenec z hliníkových plechů EN-AW 6060 o tloušťce 2mm. Plechy byly vyřezány na laseru dle mnou vytvořených rozvinů. Plechy byly zároveň ohýbány, přičemž z tohoto důvodu plechy mají na sobě technologické přesahy, jenž byly následně uříznuty při finálním sestavení sání, tedy těsně před začátkem svařování. Zaoblené prvky v rozích airboxu jsou vhodně nařezaná hliníková kolena 25x3xR27,5 DIN 2605 norma 2 EN-AW 6060.



Obrázek 28: Model airboxu v polovičním řezu, s lineárně se zvětšujícím objemem.

6.2 Napojení airboxu na restriktor a snížení místních tlakových ztrát

Napojení airboxu na restriktor je dáno primárně zástavbou formule, resp. sestavy sání. V tomto případě jsem zvolil vstup sání ve směru jízdy a zároveň vedle řidiče (viz. Obrázek 5 a 6). Jedná se tedy o napojení restriktoru pomocí lepeného spoje na spojovací přírubu z materiálu EN-AW 6060, jenž je navařena na hliníkové koleno 48x4xR57 DIN 2605 (norma 3) z materiálu EN-AW 6060. Na toto koleno je navařena vstupní trubka do airboxu, taktéž z materiálu EN-AW 6060, jenž přímo na vstupu do airboxu má na sobě nátrubek ve tvaru rádiusu R10. Sice jsem v kapitole 4.2 zjistil, že nejlepším tvarem je tvar eliptický, z výrobních a zástavbových důvodů jsem se rozhodl zvolit nátrubek právě ve tvaru rádiusu R10.

6.3 Sací trubky a využití pulzního přeplňování

Pulzní přeplňování je využití přetlakových, respektive podtlakových (u výfuků pro lepší výplach spalin z válce), vln uvnitř sání. Tato přetlaková vlna vzniká při nárazu vzdušiny na – a) ventil (překážka, v tu chvíli uzavřený kanál) ; b) výstup (vstup) do sacího kanálu, tedy rozhraní dvou oblastí (airbox). Vlna tedy vzniká po uzavření sacího ventilu, kdy vzdušina má díky své rychlosti a hmotnosti setrvačnost. Jenže náhlým uzavřením ventilu dojde k nárazu a tedy vzniku přetlakové vlny v nátrubce (náhlá změna kinetické energie na tlakovou). Tato

přetlaková vlna cestuje, kmitá, mezi oběma konci kanálu (ventil / vstup do nátrubky) rychlostí zvuku. Při vhodném načasování (délce nátrubky) dojde přetlaková vlna k sacímu ventilu právě ve chvíli jeho otevření a dojde tak k lepšímu plnění válce. Nevýhodou je, že s přetlakovou vlnou vzniká i vlna podtlaková a tedy je nutné opatrně volit délky nátrubků tak, aby naopak nedošla podtlaková vlna do válce a tím naopak nezhoršila plnění. Z principu je jasné, že rychlost zvuku lze považovat za konstantu, avšak časové intervaly otevírání sacích ventilů se liší dle otáček motoru. Proto pulzní přepřínování působí jen ve velmi omezeném rozsahu otáček (lze konstruovat proměnnou délku sání, to však na Markétku nemáme v plánu aplikovat). Z tohoto důvodu je na nás, abychom si určili, v jakém pásmu otáček chceme motoru zvýšit plnicí účinnost a tedy získat lepší hodnoty kroutícího momentu, potažmo výkonu. Na sprint na 100m by bylo ideální posílení na vrchní spektrum otáček, kde se začíná více projevovat vliv restriktoru, avšak formule student má i jiné disciplíny – okruhový závod. Vzhledem k množství bodů, jenž tento závod má oproti sprintu na 100m, je vhodnější posílit motor spíše pro tuto disciplínu. Největší časové ztráty pilot nabírá v nízkých rychlostech (průjezdy zatáčkou a výjezdy z nich), kde je motor zpravidla ve středním pásmu otáček. Rozhodl jsem se tedy posílit motor v oblasti 6000 otáček za minutu (omezovač nastaven na 13000 otáček za minutu, přičemž od přibližně 10000 otáček za minutu se již razantně začíná projevovat vliv restriktce a dochází k velkému poklesu výkonu. Omezovač je nastaven dál z důvodů přání pilotů, aby nemuseli případně řadit chvíli před tím, než by museli znovu podřazovat při brždění do další zatáčky. Časově je efektivnější neřadit a pokračovat v pásmu otáček, ikdyž se přenáší výrazně nižší výkon).

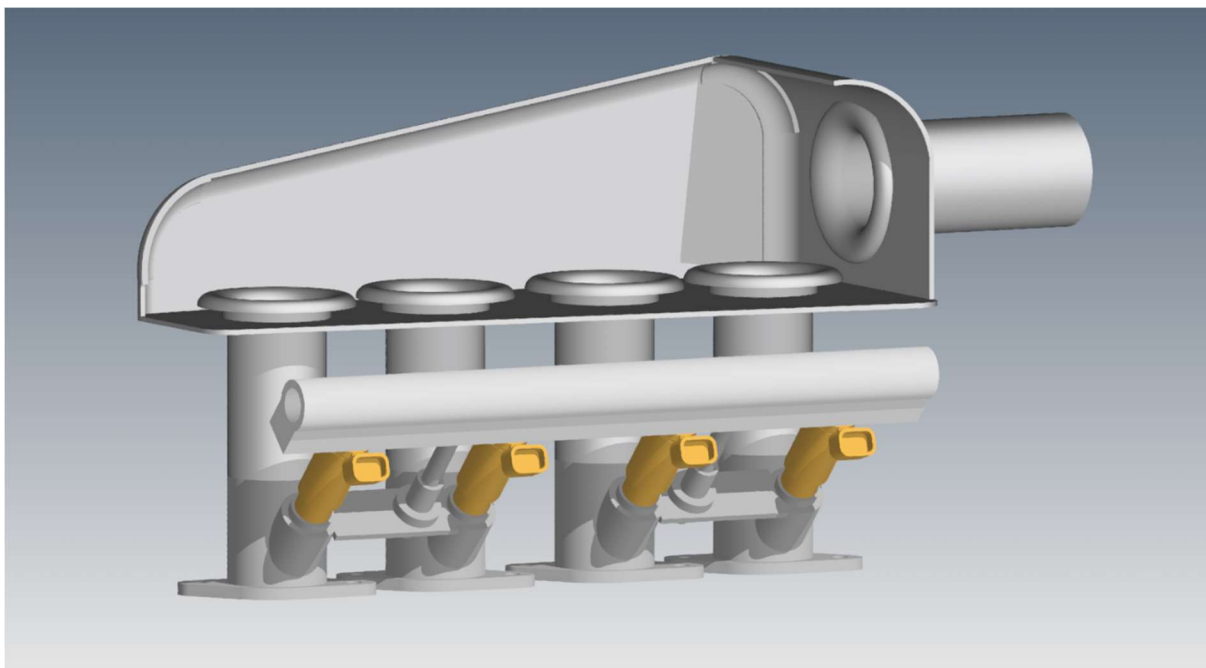
Pro určení časového intervalu od vzniku přetlakové vlny po samotné plnění potřebuji znát charakteristiku vačkové hřídele pro sací ventily, resp. v jakém úhlu natočení klikové hřídele dochází k otevření či zavření sacích ventilů, z čehož jsem pro dané otáčky schopný vypočítat potřebné délky vstupů do válců od airboxu. Návrh délky sacích trubek je znázorněn v Tabulce 5.

Návrh délky sacích trubek vstupů do hlavy válců	
jedna otáčka motoru [°]	360
otevření sacích ventilů [°]	240
sací ventily uzavřeny [°]	120
poměr zavřených sacích ventilů k jedné otáčce motoru [-]	0,333
zvolené otáčky motoru [1/min]	6000
zvolené otáčky motoru [1/s] = frekvence	100,0
perioda jedné otáčky [s]	0,0100
perioda zavřeného sacího kanálu (doma pohybu vlny) [s]	0,0030
rychlost zvuku vzduchu [m/s]	317
vzdálenost vlny mezi sacími cykly [m]	0,9510
potřeba vydělit na přibližně celé, sudé, číslo (vlna se x-krát odrazí do doby, než se otevře sací ventil. Liché číslo = odraz v airboxu, sudé číslo = odraz na ventilu) = navrhuji délku 0,237 m	4,0127
Návrh délky ventil - airbox 0,237m vyhovuje i z pohledu zástavby sacího traktu	

Tabulka 5: Návrh délky sacích trubek od airboxu k sacímu ventilu

6.4 Uchycení sacích trubek k motoru, zástavba vstřikovačů a palivové lišty

Uchycení sacích trubek, potažmo airboxu a celé sestavy sání, k motoru se děje přes příruby, jenž v na sobě mají přivařené usazení pro vstřikovače paliva a také příruby přímo pro přichycení k motoru a hladký přechod z kruhového průřezu sacích trubek na oválný na sacích kanálech v hlavě motoru. Celkově se jedná o 4 kusy těchto svařenců, přičemž mezi nimi je ještě navařen hliníkový plech, jenž pomocí závitové tyče s maticí stahuje, přes vstřikovače paliva, palivovou lištu a udržuje jí na místě. Zároveň díky tomu dochází k utěsnění vstřikovačů.



Obrázek 29: Uchycení palivové lišty a vstříkovačů paliva na sestavu sání.

7 Závěr

Hlavními cíli této práce byly tři oblasti - navrhnout vhodnou škrticí klapku a její bezprostřední okolí, snížení hmotnosti oproti sání na formuli Eliška a založení souboru dat, ze kterého lze vycházet při dalších návrzích v následujících letech na nové formule. Dalšími důležitými cíli bylo zajistit vyrobiteľnost, respektive výrobu jednotlivých dílů a sestavy.

Navrhovaná škrticí klapka má poloviční průřez oproti klapce na formuli Eliška, díky čemuž by mělo dojít k lepšímu ovládní motoru (zvýšení rychlosti proudění kolem klapky), tedy většímu pohodlí a citu pilota při řízení. Dále se podařilo snížit hmotnost, zakomponovat systém vačky, jenž umožní měnit průběhy natáčení klapky (pro různé disciplíny) či případná snadná a relativně levná náhrada náhradním dílem (3D tisk).

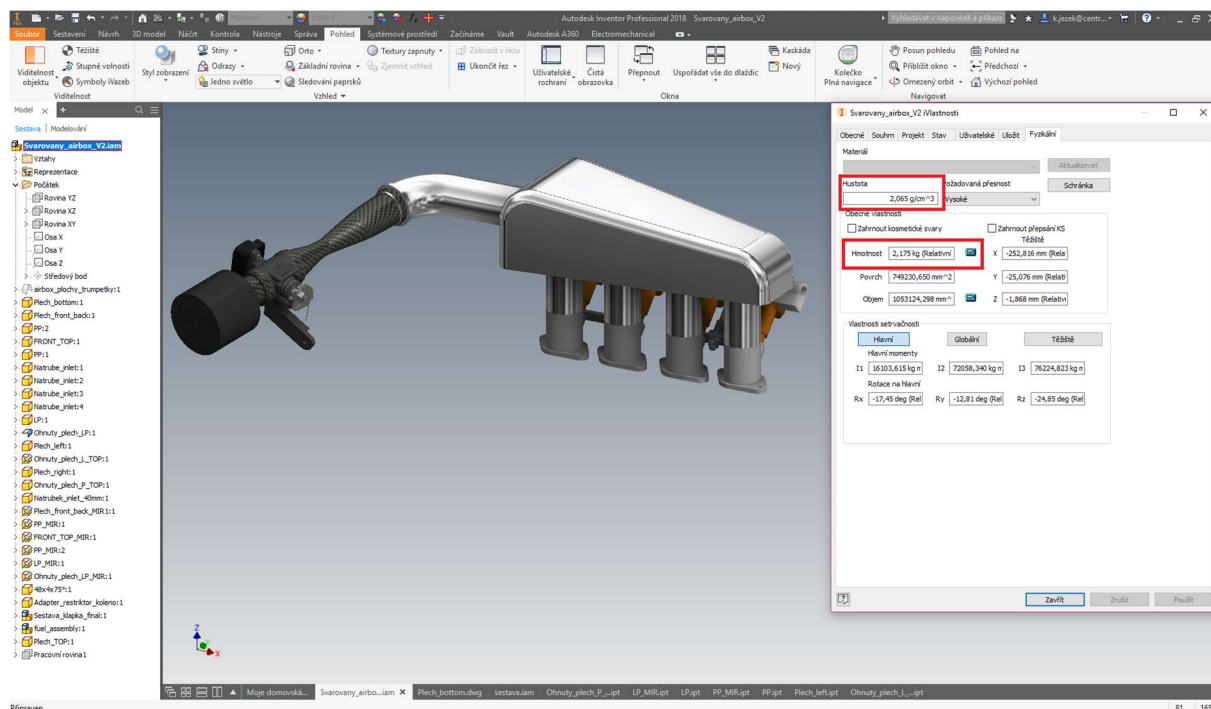
V případě hmotnosti sestavy sání bylo dosaženo úspory o přibližně 75-80%, kde sání na formuli Eliška má hmotnost okolo 10 kg, přičemž nové sání má odhadovanou hmotnost přibližně 2,2kg (v době odevzdání práce nebyla ještě vyrobena kompletní sestava sání a tedy nebylo možno provést vážení celé sestavy, kde by se projevil například hmotnosti svarů a podobně). V Obrázku 30 je vyjádřena hmotnost modelu, přičemž ke všem součástem byly jednotlivě navoleny vhodné fyzikální vlastnosti a zobrazená hustota poukazuje na průměrnou hustotu celé sestavy. Nejedná se tedy o chybu špatně zadané hustoty.

Další oblastí zájmu této práce bylo nalézt vhodnou koncepci geometrie vstupu do sání, škrticí klapky a stěžejního restriktoru. Získal jsem tedy geometrie, které zástavbově i z pohledu proudění považuji za konečné a v dalších letech se oblastí zájmu návrhu sání může stát jiná část sacího traktu. To bylo právě cílem, získat co nejlepší geometrii vstupu sání tak, aby se tím další konstruktér již v budoucnu nemusel znovu zabývat a mohl se hlouběji věnovat jiným aspektům systému sání.

Posledním cílem bylo nakonstruovat airbox sání pro zajištění funkčnosti celého traktu, dobré odezvy na plyn a aby nedocházelo k omezování výkonu z důvodu malého objemu airboxu. Primárním zaměřením však byla čistě konstrukce z pohledu zavedených konvencí ohledně velikosti objemu a výrobitelnosti sestavy.

Všechny zadané cíle této práce se mi podařilo splnit. V blízké budoucnosti na tuto práci naváží měření na brzdovém stanovišti, kde se naměří průběh a maximální hodnoty točivého momentu, respektive výkonu, motoru a tyto hodnoty bude možné porovnat s hodnotami na Elišce. Dále proběhne měření vlivu filtru na tyto parametry. Velmi důležitým měřením bude měření průběhu tlaků v sání, jenž mi umožní rapidně zpřesnit simulace a verifikovat si mnou navrženou geometrii.

Výroba dílů, na něž nejsou výkresy, byla zadána externím dodavatelům ve formě dat, nikoliv výkresů a proto výkresy nejsou uvedeny (3D tisk – ve formátu .STL, vypalování laserem – formát .DXF či .DWG, obrábění forem – formát .STP).



Obrázek 30: Výsledná sestava sání na formuli Markétka týmu FS TUL Racing a její hmotnost.

8 Literatura

- [1] SAE INTERNATIONAL, 2017-18: Formula SAE® Rules, 13.09.2017. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18-FSAE-Rules-091317.pdf>.
- [2] BLAIR, G. P., CAHOON, W.M.: *35. Special investigation design of an intake bellmouth*.
- [3] JANTAČ, F.: Návrh škrticí klapky zážehového motoru, Diplomová práce. VUT Brno, 2016.
- [4] ŠKORPÍK, J.: Proudění plynů a par tryskami, Transformační technologie, 2006-02, Brno, Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/40.html#menu>.
- [5] DVOŘÁK, V.: Úvod do proudění stlačitelných tekutin. Liberec, Fakulta strojní, Technická Univerzita v Liberci, ISBN 978-80-7372-458-0, 2009
- [6] REISS, J: Custom-Built Induction For A 354 Street Rod Hemi. Video. Dostupné z: <https://www.engine labs.com/news/video-custom-built-induction-for-a-354-street-rod-hemi/>.
- [7] Firemní literatura JBM Industries. Dostupné z: <http://jbmindustries.com/yamaha650.html>.
- [8] Diskusní forum na www.d-series.org. Dostupné z: <http://www.d-series.org/forums/engine-building/2957-d-series-org-diy-itb-thread-22.ht>.
- [9] Diskusní forum na www.pinsdaddy.com. Dostupné z: http://www.pinsdaddy.com/throttle-body-r-dgenius_WelfaQ4COv6c
[dBayguPOz6rxXA3ScSMXUTkRKjVWq4o](http://www.pinsdaddy.com/throttle-body-r-dgenius_WelfaQ4COv6c).

9 Seznam obrázků, grafů a tabulek

Obrázek 1: První formule týmu FS TUL Racing, Eliška, při závodech v Mostě, ČR (nahore) a nová formule Markétka týmu FS TUL Racing. Vyrenderováno. POZN: Nefinální verze sání a držáků zadního křídla).....	15
Obrázek 2: Sestava sání na formuli Markétka a popis jednotlivých komponent.....	16
Obrázek 3: Graf měření výkonu na formuli Eliška.....	17
Obrázek 4: Výňatek z pravidel FSAE [1] - Naznačení obálek, ve kterých se musí nacházet sestava sání	18
Obrázek 5,6: Výsledná zástavba sestavy sání na formuli Markétka.....	19
Obrázek 7: Zakoupený filtr Pipercross.....	20
Obrázek 8: Řez - ukázka stykové plochy filtru s nátrubkem.....	20
Obrázek 9: Ukázka 3D modelů objemů pro simulace proudění v Autodesk CFD 2018 (zleva: ISOpohled elipsa 30x5y. Dále pohledy v řezu rovinou XY: elipsa 30x5y, ostrý roh, ukončená trubka).....	22
Obrázek 10: Výsledek simulace eliptického vstupního nátrubku 30x5y se zobrazenými stopami proudění a výsledky při proudění při 7000 otáčkách za minutu (35 l/s). Stopy barevně reflektují hodnoty statického tlaku.....	23
Obrázek 11: Původní škrticí klapka na formuli Eliška o průměru 57mm. Převzata z osobního vozu Opel Astra 1,6.....	23
Obrázek 12: : Hotový díl nátrubku na vstupu sání	24
Obrázek 13: Ukázka šoupátkové klapky, sestava v rozdělaném stavu pro ukázku principu funkce [6].....	25
Obrázek 14: Šoupátkový karburátor, kde se šoupě využívá jak pro škrčení průtoku, tak šoupě v sobě drží jehlu, jenž ovládá průtok paliva hlavní tryskou [7].....	26
Obrázek 15: Akční člen škrčení soudečkové klapky – soudeček. [8].....	27
Obrázek 16: Sestava soudečkové klapky. [8].....	27

Obrázek 17: Soudečková a motýlková klapka při plném otevření. [9].....	28
Obrázek 18: Motýlková škrticí klapka (zavřená). [10].....	29
Obrázek 19: Schéma pro výpočet průměru klapky.....	30
Obrázek 20: Ukázka vlivu změny poloměru, po kterém se odvíjí lanko, na úhel natočení.....	32
Obrázek 21: Sestava vačky na škrticí klapce.....	32
Obrázek 22: Výňatek z pravidel FSAE [1]. Schéma umístění restriktoru v sestavě sání.....	35
Obrázek 23: 3D model pro simulaci pro zjištění tlakových ztrát v soustavě s Vitoshinského tryskou, obdobné modely byly vytvořeny i pro radius a lemniskátu.....	37
Obrázek 24: Ukázka výsledku simulace Vitoshinského trysky v konvergentní části restriktoru, 7000 rpm (351/s).....	37
Obrázek 25: Bellova tryska raketového motoru.....	39
Obrázek 26: Výsledek simulace průtoku celou sestavou vstupní nátrubek/klapka/restriktor. Vyzobrazen statický tlak. Jak je vidět, nedochází k odtrhávání proudu od stěny i při nadzvukovém proudění (viz. ukazatel rychlosti).....	41
Obrázek 27: Dvoudílná hliníková forma restriktoru a nátrubku sání a hotové výrobky.....	42
Obrázek 28: Model airboxu v polovičním řezu, s lineárně se zvětšujícím objemem.....	44
Obrázek 29: Uchycení palivové lišty a vstřikovačů paliva na sestavu sání.....	47
Obrázek 30: Výsledná sestava sání na formuli Markétka týmu FS TUL Racing a její hmotnost.....	48
Graf 1: Průběh rychlosti natáčení klapky v závislosti na její poloze (POZN: Pro referenci jsem zvolil rychlost odvíjení lanka 1m/s. Reálně však tuto rychlost je zbytečné kvantifikovat, jedná se tedy primárně o ukázkou průběhu, v tomto případě parabolického. Vždy je tedy průběh natáčení klapky o řád výše než je řád tvořící křivky vačky).....	33
Tabulka 1: Tabulka tlakových ztrát nátrubku na vstupu do sacího traktu, doplněná o výpis podmínek simulace. Zeleně označen nejlepší výsledek, červeně nejhorší.....	22
Tabulka 2: Hodnoty tlakových ztrát pro jednotlivé vybrané geometrie konvergentní části kombinované trysky.....	38

Tabulka 3: Ukázka výpočtu zadávaných hodnot do simulace a výsledné tlakové ztráty za restriktorem v různých otáčkách motoru. Pro 6° jsem simuloval pouze 2x v okolí kritického proudění, kde se ukázalo, že ztráty jsou znatelně vyšší. Další simulace tedy neměly smysl...40

Tabulka 4: Návrh a výpočet průměru restriktoru v kritickém průměru.....41

Tabulka 5: Návrh délky sacích trubek od airboxu k sacímu ventilu.....46

10 Seznam příloh

Výkres 1: Sestava klapky (na CD)

Výkres 2: Osa (na CD)

Data na výrobu zbylých součástí – 3D tisk, podklady pro laserové vypalování (na CD)