

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ

V PRAZE

Fakulta strojní

**12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových
vozidel**



DIPLOMOVÁ PRÁCE

OPTIMALIZACE TVARU SÁNÍ MOTORU

PRO FORMULI STUDENT

**SHAPE OPTIMIZATION OF ENGINE INTAKE AIRBOX FOR FORMULA
STUDENT CAR**

Bc. Richard Čepek

2018



Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a výhradně s použitím literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

V Praze dne 19.8.2018

.....

Bc. Richard Čepek



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce Ing. Vítovi Dolečkovi, Ph.D. za odborné vedení a pomoc, užitečné rady a cenné připomínky při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za trpělivost a podporu během celého studia. Další poděkování patří týmu CTU Cartech za možnost být jeho součástí a kolegům v Porsche Engineering za pomoc a cenné rady v oblasti CFD simulací.



Anotace

Jméno autora:	Bc. Richard Čepek
Název práce:	Optimalizace tvaru sání motoru pro Formuli Student
Rok zpracování	2018
Vedoucí diplomové práce	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Ústav:	12120- Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Rozsah:	75 -počet stran 59 -počet obrázků 9 -počet tabulek
Anotace:	Práce se zabývá návrhem sacího traktu pro motor Yamaha R6 použitým v monopostu Formule Student. Cílem je optimalizovat tvar sacího traktu za použití 1-D a 3-D simulačních modelů. Práce obsahuje rešerši využívaných řešení, porovnávací výpočty již použitých sacích traktů, souběžné simulace a samotný návrh nové varianty .
Klíčová slova:	Sací trakt, Formula Student, Yamaha R6, 3-D simulace, 1-D simulace, Co- simulace



Annotation

Author:	Bc. Richard Čepek
Title:	Shape optimization of engine intake airbox for Formula Student car
Academic year	2018
Supervisor:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Department:	12120- Department of Automotive and Aerospace Engineering
Extent of work	75 -pages 59 -pictures 9 -tables
Annotation:	This thesis contains shape optimization of engine intake airbox for Formula Student car with 1-D and 3-D cosimulations. The thesis also describe design of whole intake manifold.
Keywords:	Intake, Formula Student, Yamaha R6, 3-D Simulation, 1-D Simulation, Co-simulation



Značka	Veličina	Rozměr
A	Plocha průřezu	m^2
D	Průměr potrubí	m
ε	Kompresní poměr motoru	[1]
Z_t	Tlaková ztráta třením	Pa
g	Tíhové zrychlení	m/s^2
i	Řád harmonické frekvence	[1]
K	Poissonova konstanta	[1]
L	Délka potrubí	m
l_p	Délka pulzačního potrubí	m
λ	Součinitel místní třecí ztráty	[1]
\dot{m}_{teor}	Maximální hmotnostní tok restriktorem	kg/s
\dot{m}_{inlet}	Hmotnostní tok na vstupu do sacího traktu	$g/cyklus$
\dot{m}_{out}	Hmotnostní toky na výstupu ze sacího traktu	$g/cyklus$
$\dot{m}_{1,2,3,4}$	Hmotnostní toky na výstupních průřezech jednotlivých nátrubků	$g/cyklus$
μ	Průtokový součinitel	[1]
η_{pl}	Plnicí účinnost motoru	[1]
n	Otáčky motoru	$1/min$
n_{krit}	Otáčky ucpání restriktoru	$1/min$
p_0	Stagnační tlak okolí	Pa
p	Maximální podtlak v sání	Pa
π	Tlakový poměr	[1]
r	Měrná plynová konstanta	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
s	Dráha tlakové vlny	m
T_0	Teplota okolí	K
T_{vz}	Teplota vzduchu	K
V_z	Zdvihový objem	cm^3
v_z	Rychlost šíření zvukové vlny	m/s
v	Rychlost média v potrubí	m/s
φ	Natočení klikového hřídele	$^\circ$
$\Psi(\pi)$	Tlaková funkce podkritického proudění	[1]
Δ_t	Časový krok	s
$\Delta_{\dot{m}}$	Rozdíl hmotnosti vtékající a vytékající z kontrolního objemu	g
$\Delta_{\dot{m}}$	Rozdíl hmotnostních toků na vstupu a výstupu	g



Obsah

1. Úvod	10
2. Pohonná jednotka.....	11
2.1 Pravidla soutěže.....	11
2.2 Originální Motor Yamaha YZF-R6.....	12
2.3 Upravený Motor Yamaha YZF-R6 použitý v monopostu FS.10.....	13
3. Škrťící klapky.....	15
3.1 Varianty	15
3.1.1 Motýlková klapka.....	15
3.1.2 Válečková klapka	16
3.1.3 Šoupátková klapka	17
3.2 Restriktor.....	18
3.2.1 Konstrukční návrh restriktoru	19
3.3 Konstrukční návrh škrťící klapky	20
3.3.1 První generace válečkové klapky	20
3.3.2 Srovnávací měření Flow bench	21
3.3.3 Návrh druhé verze válečkové škrťící klapky	22
4. Sací pléna.....	24
4.1 Varianty sacích plén	24
4.1.1 Sací plénum se vstupem vzduchu z přední části vozu.....	24
4.1.2 Sací plénum se vstupem vzduchu z boční části vozu.....	25
4.1.3 Sací plénum se vstupem vzduchu ze zadní části vozu	26
4.2 Pulzační přeplňování	27
4.2.1 Výpočet délky sacího potrubí.....	29
4.3 Základní 1-D model motoru Yamaha R6.....	32
4.3.1 Úprava modelu sacího traktu GEM-3D	32
4.3.2 Návrh délky sacího potrubí za pomoci 1-D simulací	35
5. 3D-Simulace	39
5.1 Modely turbulence.....	39
5.1.1 Experimentální data.....	40
5.1.2 CFD-model.....	40
5.1.3 Vyhodnocení validačních dat	41
5.1.4 Výpočetní náročnost jednotlivých modelů.....	44
5.1.5 Volba výpočetního modelu	45



6. Možnosti Transientních simulací proudění	45
6.1 Transientní simulace s pevnými okrajovými podmínkami	45
6.2 Plně propojené transientní simulace	46
6.3 Volba	46
7. Porovnávací transientní simulace	46
7.1 Geometrie sacích traktů	46
7.2 Model STARCCM+	48
7.2.1 Kvalita sítě	48
7.3.1 Sací trakt vozu FS.03	52
7.3.2 Výsledky porovnávacích dynamických simulací	54
8. Paralelní ko-simulace	54
8.1 Možnosti výpočtu	56
8.2 Ověření funkčnosti modelu	56
9. Návrh vlastní varianty	58
9.1 Návrh sacích nátrubků	58
9.1.1 Úprava sacích nátrubků FS.09	58
9.1.2 Nové sací nátrubky	59
9.2 Návrh tvaru pléna	59
9.3 Dynamická simulace-ověření vlastního návrhu	60
9.4 Zástavba do vozidla	62
10. Závěr	63
Použitá literatura	65
Seznam obrázků	67
Seznam tabulek	69
Seznam Softwaru	69
Seznam příloh	69
Seznam příloh na CD	69



1. ÚVOD

Soutěž Formula Student je konstrukční soutěž pro studenty středních a vysokých technických škol, jejíž hlavním cílem je vzdělávání budoucích automobilových inženýrů. Studenti zde mají možnost si na vlastní kůži vyzkoušet návrh a výrobu závodního vozu. Tým naší univerzity se této soutěži účastní již desátým rokem. Samotná soutěž je však, jako každá jiná, specifická svými pravidly a od těchto pravidel se odvíjí i celkový vzhled a funkčnost vozu.

V mé práci se zabývám simulacemi proudění a možnostmi optimalizace tvaru a samotného návrhu sacího traktu pro vůz této soutěžní kategorie, kdy je nezbytně nutné důkladně se seznámit s pravidly, které přímo s touto oblastí souvisí. Sací trakt je podstatnou součástí spalovacího motoru, skládající se ve směru k motoru ze vzduchového filtru, škrťací klapky a zásobníku vzduchu (pléna), ve kterém dochází k rozdělení nasávaného vzduchu a následně jeho distribuci skrz sací nátrubky do sacích kanálů jednotlivých válců. Nejdůležitějším omezením je nutnost vybavení sacího traktu restriktorem omezujícím maximální průtok vzduchu do motoru. Snahou je tedy co nejvíce minimalizovat všechny ztráty vznikající v sacím traktu pro dosažení maximálního plnění válců za předpokladu jejich rovnoměrného plnění.

V rešeršní části nalezneme používaná řešení pro návrh sacích traktů této soutěže a seznámíme se s nezbytnou teorií potřebnou pro návrh samotného sacího traktu.

V praktické části se věnuji 1-D a 3-D simulačním modelům, které jsou sestaveny tak, abychom byli snadno schopni ověřit naše návrhové předpoklady. Za pomoci těchto modelů vytvoříme srovnání stávajících řešení sacích traktů.

V dalších částech práce nalezneme konkrétní návrh škrťací klapky, sacích nátrubků a sacího pléna.

Cíle:

- Seznámení se s problematikou návrhu specifického sacího traktu pro účel soutěže
- Prozkoumání možností simulací proudění
- Návrh vlastní varianty sacího traktu i z hlediska výroby a zástavby do vozidla

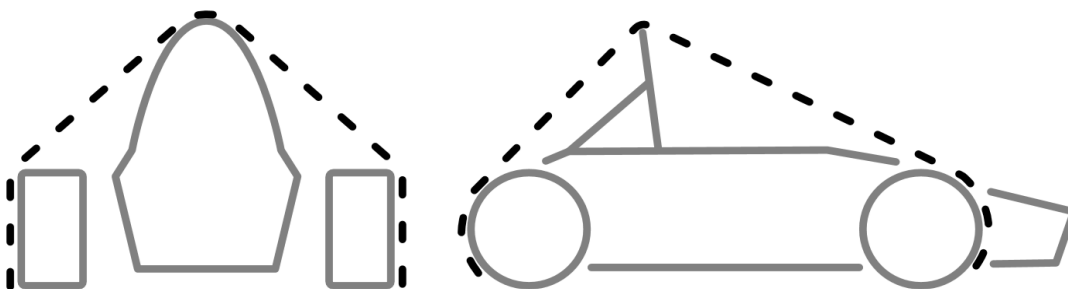
2. POHONNÁ JEDNOTKA

Tým CTU Cartech již od počátku působení v soutěži Formula student používá motor ze sportovního motocyklu Yamaha YZF-R6. Tento motor vyniká výkonem a spolehlivostí. Pro potřeby týmu je však motor z velké části upraven a na motoru lze najít jen pár originálních dílů.

2.1 Pravidla soutěže

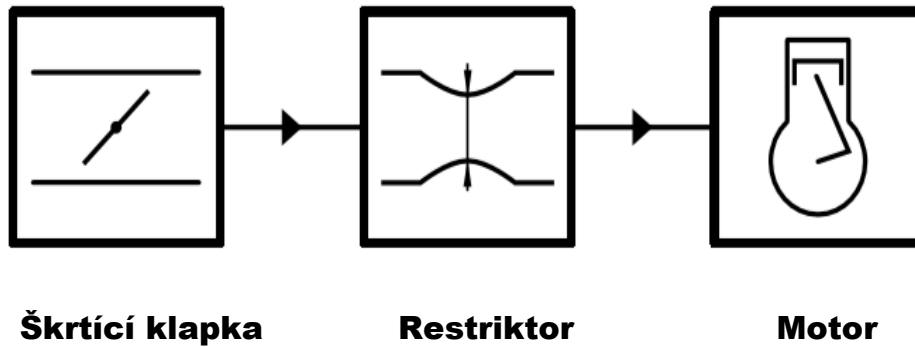
V pravidlech soutěže je jasné dáno, že motor použitý k pohonu závodního vozu musí být pístový, čtyřdobý, zážehový a s maximálním obsahem válců do 710 cm^3 . Počet válců není pravidly nijak stanoven a volba konkrétní pohonné jednotky je čistě na týmu.

Všechny části sacího traktu, včetně škrťací klapky a vzduchového filtru, musí být z bezpečnostního hlediska umístěny v pravidly stanovených obálcích.



Obr. 1: Zástavbové obálky [1]

Dalším důležitým aspektem pro návrh sacího traktu monopostu je nutnost vybavit sací trakt restriktorem. Jedná se o zařízení sloužící k omezení maximálního průtoku vzduchu do motoru a tím i zařízením omezujícím maximální výkon motoru. Pro motory spalující benzin je maximální hodnota průměru restriktoru stanovena na 20 mm , pro motory spalující etanol je tato hodnota 18 mm . Jeho umístění je také jasné dáno. Musí se nacházet mezi škrťací klapkou a motorem. Pro kontrolu jeho maximálního průměru musí být snadno přístupný a změřitelný. [1]



Obr. 2: Umístění restriktoru [1]

2.2 Originální Motor Yamaha YZF-R6

Jak již bylo zmíněno v úvodu, motor použitý k pohonu monopostu pochází ze sportovního motocyklu Yamaha. Jedná se o vodou chlazený, zážehový, řadový čtyřválec se čtyřmi ventily na každý válec. Základní parametry motoru nalezneme v Tab. č. 1. [2]

Parametry		
Zdvihový objem	599	cm^3
Počet válců	4	[1]
Vrtání	67	mm
Zdvih	42,5	mm
Kompresní poměr	12,8	mm
Ventilů na válec	4	[1]
Max. výkon	95	kW
Max. moment	66	Nm
System chlazení	voda	[1]
Rozvodový mechanismus	DOHC	[1]

Tab. č. 1: Parametry motoru



Obr. 3: Motor Yamaha YZF-R6 [5]

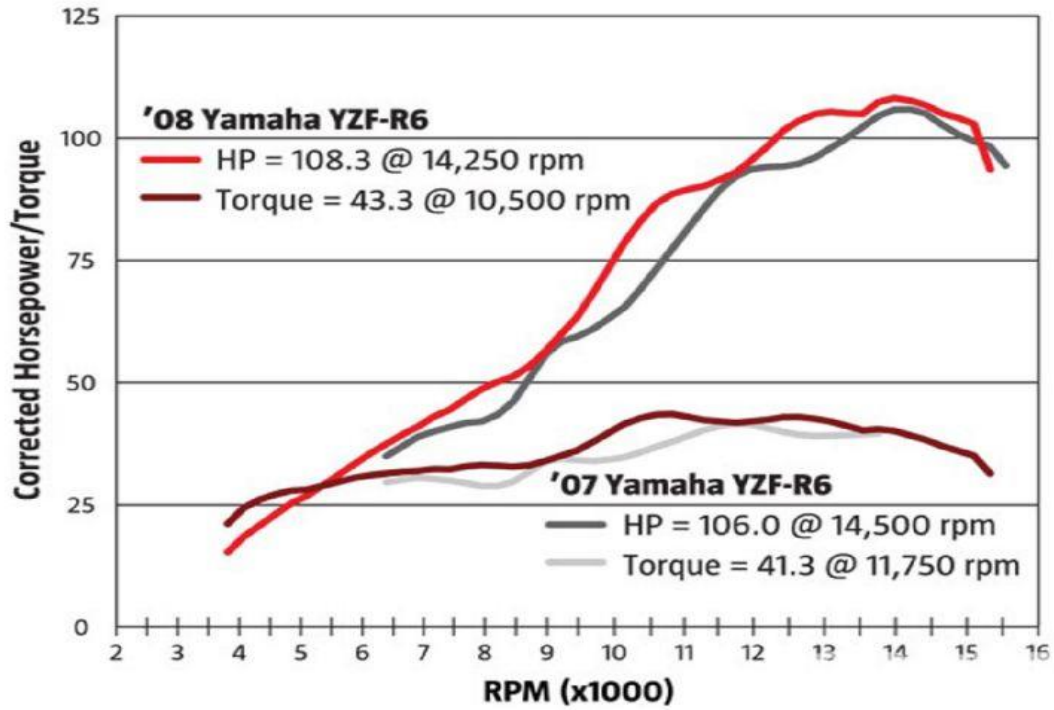
2.3 Upravený Motor Yamaha YZF-R6 použitý v monopostu FS.10

V motoru nalezneme nové písty, které umožňují větší kompresní poměr a nové, bývalým kolegou Tomíčkem, navržené vačky. [4] Původní motor vybavený tlakovým mazáním s mokrou skříní je nyní vybaven suchou vanou. Všech těchto a mnoha dalších změn bylo využito k optimalizaci chodu motoru právě pro účely soutěže.

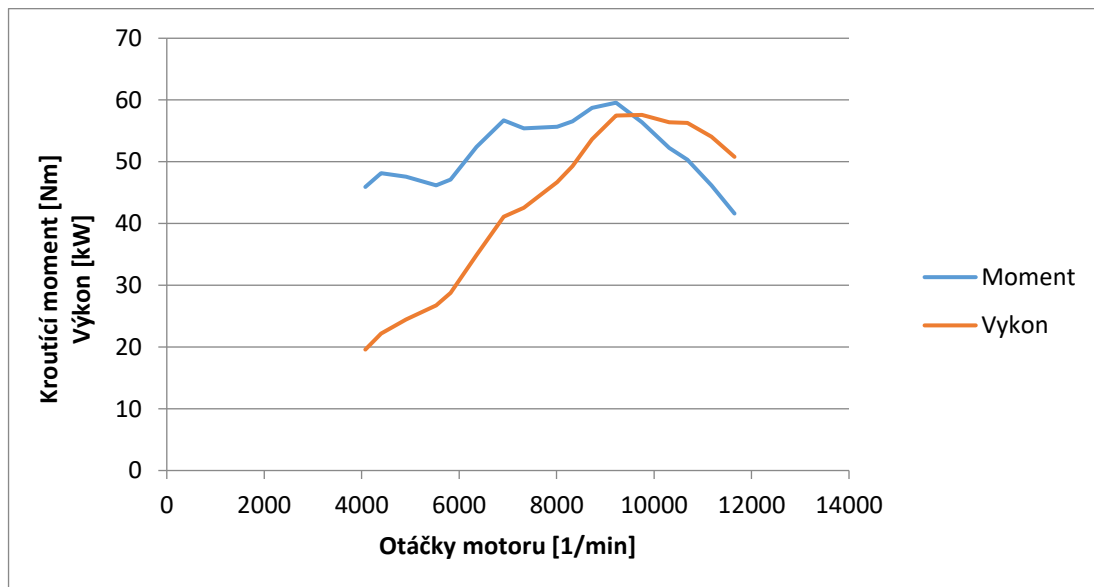
Tím, že je sací trakt vybaven restriktorem dochází k omezení maximálního průtoku a tím ke snížení výkonu. V Tab. č. 2, uvádím nově dosažené hodnoty motoru a na Obr. 4 a Obr. 5 můžeme porovnat originální výkonovou a momentovou křivku s křivkami monopostu FS.10.

Parametry FS.10		
Max. výkon	58	kW
Max. moment	60	Nm

Tab. č. 2: Nově dosažené parametry motoru



Obr. 4: Momentová a výkonová charakteristika motoru YZF-R6 2007 [3]



Obr. 5: Momentová a výkonová charakteristika motoru FS.10



3. ŠKRTÍCÍ KLAPKY

3.1 Varianty

Důležitou součástí sacího traktu závodního vozu je správná volba škrťící klapky. V soutěži se setkáváme převážně se třemi typy těchto regulačních orgánů. Nejpoužívanější variantou je tradiční motýlková klapka, kterou známe například z osobních automobilů a motocyklů. Mezi méně používané patří škrťící klapky válečkové a šoupátkové. Zatímco motýlková klapka vyniká svým téměř lineárním průběhem průtoku vzduchu v závislosti na otevření, klapky válečkové a šoupátkové mají výhodu minimálních ztrát při plném otevření.

3.1.1 Motýlková klapka

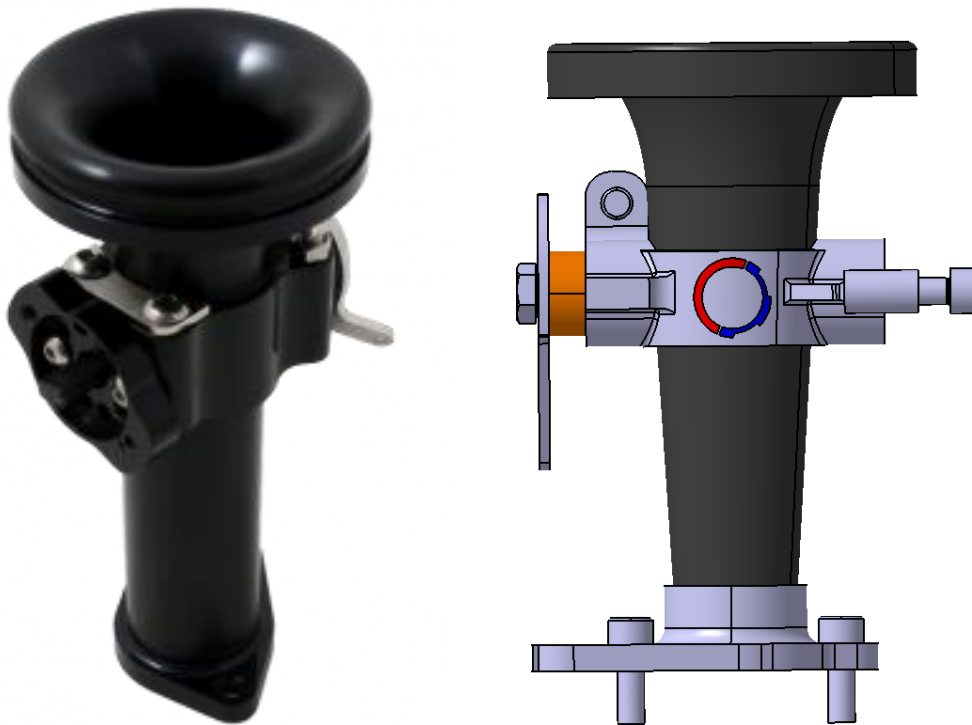
Této varianty škrťící klapky bylo v týmu využíváno od prvního vozu až do vozu loňského. Motýlková klapka je díky své jednoduchosti na výrobu a již zmíněnému skoro lineárnímu průběhu průtoku nejčastěji využívaným orgánem určeným k regulaci výkonu. Klapka je tvořena otočnou kruhovou deskou s osou otáčení kolmou na směr proudu. Firma AT Power dokonce vyrábí motýlkové škrťící klapky vybavené restriktorem přímo pro potřeby týmů Formula student. Tento komerční typ klapky byl však používán pouze na prvních vozech týmu. Poté ji nahradila lehčí a kompaktnější motýlková klapka navržená dnes již bývalým členem týmu viz Obr. 6.

Výhody:

- lineární průběh
- nižší náročnost výroby
- malý zástavbový prostor

Nevýhody:

- Při plném otevření výrazné tlakové ztráty kvůli škrťícímu elementu, který zůstává stále v proudu vzduchu.



Obr. 6: Motýlková klapka AT Power v porovnání s klapkou navrženou bývalým členem týmu [7][8]

3.1.2 Válečková klapka

Škrťící klapka je složena z válečku s příčným otvorem. Váleček se otáčí kolem své osy a postupným otáčením dochází k plnému otevření, kdy se osa příčného otvoru shoduje s osou proudu nasávaného vzduchu. Proud vzduchu tedy při plném otevření není nijak škrccen ani vířen. Při částečném otevření však dochází k výraznému škrccení a víření proudu. Závodní vozy jezdí většinu času při plných zatíženích, a proto jsme schopni tento fakt opomenout.

Výhody:

- minimální tlakové ztráty při plném otevření
- přijatelné zástavbové rozměry

Nevýhody:

- silně nelineární průběh průtoku
- náročné na výrobu
- náročné na dodržení výrobních tolerancí, utěsnění

3.1.3 Šoupátková klapka

U sportovních vozů bývá často využíváno škrtkící šoupě, které má však vyšší náročnost na výrobu a hlavně na utěsnění. Utěsnění je nutné z důvodu, aby nedocházelo k přisávání vzduchu ze stran šoupěte. Klapka se skládá z desky (šoupěte) s otvorem kruhového průřezu a tělesa, ve kterém se toto šoupě pohybuje. Posuvem se pak otevírají otvory sání. Jedná se o poměrně náročný mechanismus ovládání.

Výhody:

- minimální tlakové ztráty při plném otevření

Nevýhody:

- obtížné utěsnění
- náročné na výrobu, náročné na dodržení výrobních tolerancí
- zástavbový prostor
- nelineární průběh průtoku



Obr. 7: Šoupátková klapka na tříválcový motor [9]



3.2 Restriktor

V úvodu práce bylo zmíněno, že sací trakty spalovacích motorů musí být v soutěži Formula Student vybaveny restriktorem-prvkem sloužícím k omezení maximálního výkonu motoru, který svým maximálním průřezem omezuje množství nasávaného vzduchu do motoru. Pro motory spalující směs benzínu je tento maximální průměr pravidly stanoven na 20 mm.

Jeho umístění je také jasně dáno, a to mezi škrťací klapkou a motorem. Z tohoto důvodu je nejčastěji k vidění konstrukční řešení typu konfuzor se škrťací klapkou, restriktor a difuzor.

Maximální hmotnostní tok vzduchu restriktorem, tedy místem s nejmenším průřezem, je v době, kdy v něm dojde k takzvanému aerodynamickému ucpání. To je jev kdy v tomto místě dosáhne rychlost proudění vzduchu lokální rychlosti zvuku. Další proudění již nazýváme nadkritické a hmotnostní tok se nezvyšuje. Maximální hmotnostní tok jsme pak schopni vypočítat ze vztahu (1) [10]

$$\dot{m}_{teor} = \mu \cdot A \cdot \frac{p_0}{\sqrt{r \cdot T_0}} \cdot \sqrt{\Psi(\pi)} \quad (1)$$

Kde μ je průtokový součinitel, A je plocha průřezu restriktoru, p_0 stagnační tlak okolí o hodnotě 101 325 Pa a T_0 teplota okolí 300 K. Tlaková funkce podkritického proudění je definována vztahem (2) kde nalezneme Poissonovu konstantu o hodnotě 1,4.

$$\Psi(\pi) = \frac{2 \cdot K}{K-1} \cdot \left(\pi^{-\frac{2}{K}} - \pi^{-\frac{K+1}{K}} \right). \quad (2)$$

Tlakový poměr π určíme ze vztahu (3).

$$\pi = \frac{p_0}{p} \quad (3)$$

Dosazením do uvedených vztahů určíme maximální hmotnostní tok restriktorem:

$$\dot{m}_{teor} = 1 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} \cdot \frac{101325}{\sqrt{287 \cdot 300}} \cdot \sqrt{0,4683} = 0,0742 \frac{kg}{s}. \quad (4)$$

Z parametrů motoru a dopočítaného maximálního průtoku jsme schopni určit otáčky, při kterých dojde k jeho aerodynamickému ucpání.

$$n_{krit} = 120 \cdot \dot{m}_{teor} \cdot \frac{(\varepsilon-1) \cdot T_o \cdot r}{\eta_{pl} \cdot V_z \cdot \varepsilon \cdot p_o} = 120 \cdot 0,0742 \cdot \frac{(12,8-1) \cdot 300 \cdot 287}{1 \cdot 0,000599 \cdot 12,8 \cdot 101325} = 11644,39 \frac{1}{min}. \quad (5)$$

3.2.1 Konstrukční návrh restriktoru

Nejvhodnějším řešením, jak minimalizovat ztráty restriktoru, je jeho zhotovení jako trysky s konvergentní a divergentní částí. Konvergentní část nazýváme konfuzor, divergentní difuzor. Tryska je sama o sobě charakteristická svou délkou a úhlem jak konfuzoru, tak difuzoru. Tyto parametry ovlivňují tlakový spád, a tedy i maximální hmotnostní průtok tryskou.

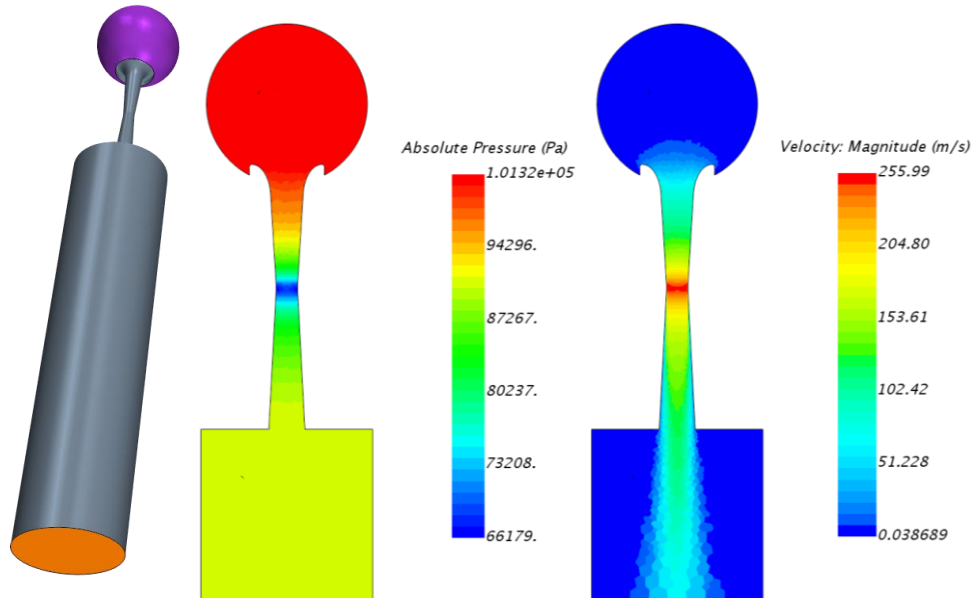
Pro letošní sezonu jsem se rozhodl, že restriktor nebude součástí hliníkové příruby, ale bude přímo součástí uhlíkového difuzoru. Nevýhodou hliníkového restriktoru, který byl součástí příruby škrťací klapky, byla teplotní roztažnost materiálu. S měnící se teplotou se měnil i jeho průřez. V kombinaci vysokých okolních teplot a nedodržením výrobních tolerancí pak nemusel splňovat pravidla. Vyrobil jsem tedy novou hliníkovou formu pro difuzor, restriktor a část konfuzoru. Jedná se o dvoudílnou formu, sešroubovanou k sobě a následně vcelku obráběnou. Tím se zajistilo dokonalého slícování, a tedy i vysoké kvality výsledného vylaminovaného výrobku. Tuto formu můžeme vidět na Obr. 8.



Obr. 8: Forma difuzoru, restriktoru a části konfuzoru

Rozměry difuzoru a konfuzoru byly zachovány. V případě restriktoru došlo ke zkrácení délky na 5 mm. Minulý návrh podával dobré výsledky a nebylo tedy třeba jej výrazněji měnit. [7] Provedl jsem pouze ověření výsledků stávající varianty. K tomuto

účelu jsem vytvořil CFD model, který má simulovat profukovací zkoušku. Na Obr. 9 můžeme tento model vidět. Model je variabilní a jednoduchou změnou geometrie lze ověřit budoucí návrhové předpoklady.



Obr. 9: Model profukovací zkoušky v CFD, tlak a rychlostní profil

3.3 Konstrukční návrh škrťací klapky

Pro snížení tlakových ztrát v místě škrťací klapky bylo vhodné se zamyslet nad volbou jiného typu škrťací klapky než doposud používané klapky motýlkové. Po zvážení výhod i nevýhod všech variant zmíněných v kapitole 3.1, jsem se rozhodl pro návrh klapky válečkové. Její minimální tlakové ztráty při plném otevření byly hlavním faktorem pro tuto volbu.

3.3.1 První generace válečkové klapky

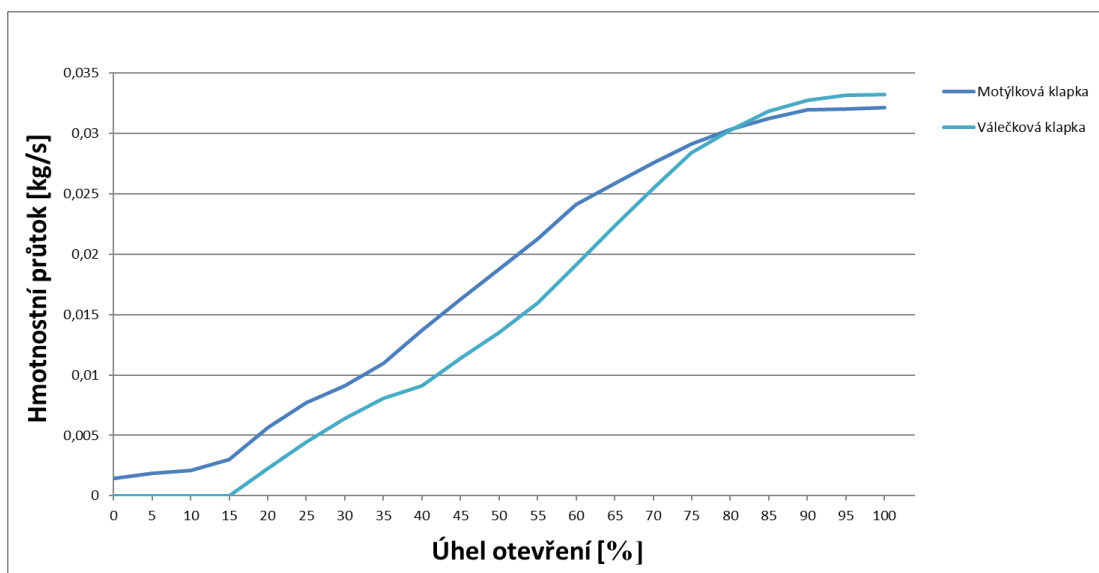
V sezoně 2017 jsem navrhl válečkovou škrťací klapku, kterou můžeme vidět na Obr. 10. Polymerový váleček byl uložen v hliníkovém tělese, které bylo vlamínované do uhlíkové trumpetky. Jelikož se jedná o návrh součásti pro závodní vůz, byla snaha její hmotnost přiblížit k hmotnosti používané klapky motýlkové. Uložení polymerového válečku do hliníkového tělesa bez ložisek se však později ukázalo jako nevhodné. Sání směřovalo do zadní části vozu, a i přes vzduchový filtr docházelo k zanášení klapky nečistotami a jejímu přidírání.



Obr. 10: Válečková klapka první generace

3.3.2 Srovnávací měření Flow bench

Pro ověření předpokladu přínosu válečkové klapky i přes její nevýhody byl proveden experiment na zkušebním profukovacím stanovišti. Proběhlo měření motýlkové klapky z vozu FS.08 a první generace válečkové klapky. Obě škrťící klapky mají stejné rozměry konfuzoru a jsou vybaveny restriktorem.

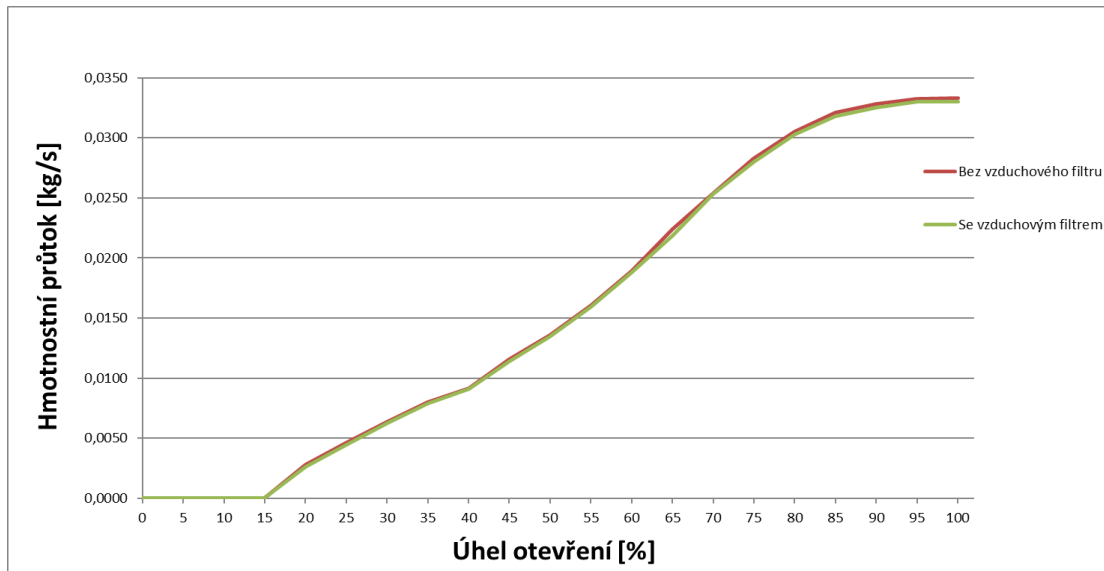


Obr. 11: Hmotnostní průtoky v závislosti na otevření klapky

Z Obr. 11 je jasné patrné, že při plném otevření má válečková klapka oproti motýlkové opravdu větší maximální průtok. Při plném otevření tento rozdíl činil skoro 5 %. Při částečně otevřené klapce má však navrch klapka motýlková. Klapka

motýlková má také lineárnější průběh průtoku. V závodním tempu je však klapka většinu času plně otevřená. Případnou nelinearitu chodu jsme schopni vyřešit modifikovanou ovládací vačkou.

Během měření došlo k ověření, že vzduchový filtr má zanedbatelnou tlakovou ztrátu, což je jasně patrné z Obr. 12. Jezdit bez vzduchového filtru je tedy velký risk se zanedbatelným přínosem.

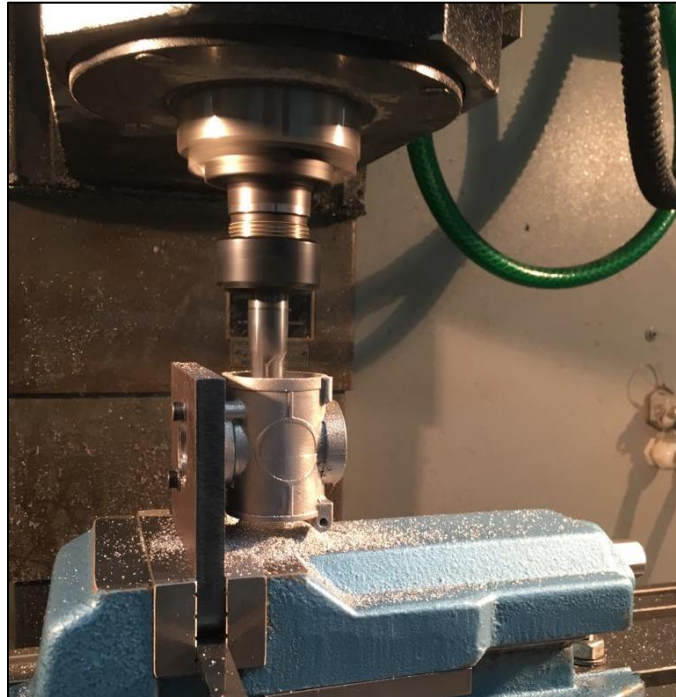


Obr. 12: Hmotnostní průtoky klapkou s filtrem a bez filtru

3.3.3 Návrh druhé verze válečkové škrťací klapky

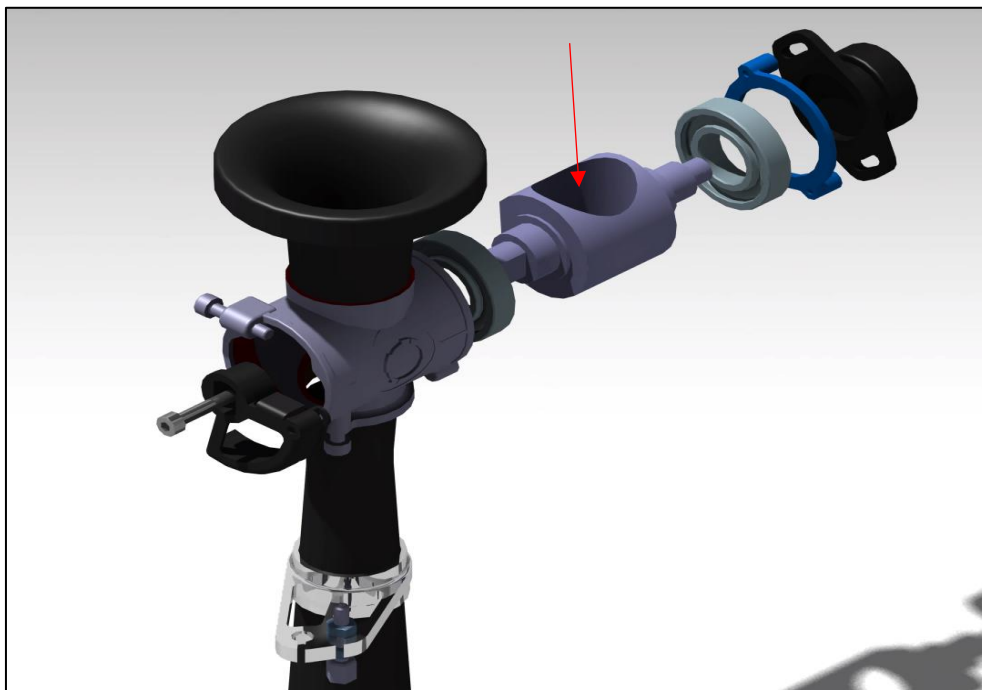
Po poučení se z chyb při návrhu první generace válečkové klapky bylo při návrhu zvoleno použití kuličkových ložisek. Díky ložiskům by nemělo dojít k opětovnému přidření klapky. Jelikož však navrhujeme závodní vůz je nutné myslet na každý gram, a proto jsem zvolil polymerová kuličková ložiska od firmy SKF. Tyto ložiska jsou uložena v tělese a na válečku.

Těleso klapky bylo vyrobeno sintrováním, tedy 3D tiskem hliníku, což je metoda spékání kovových materiálů laserem. Tato metoda umožnila výrobu složitějšího tvaru. Hmotnost tělesa byla menší, než kdyby se jednalo pouze o obrobek. V tělese je s vůlí uložen polymerový váleček vyrobený na CNC. Na výrobu tohoto válečku jsem sepsal příslušný program. Ke správnému slícování, a tedy i utěsnění válečku v tělese bylo nutné přesně obrobit dosedací plochy tělesa. K tomuto účelu jsem sepsal další programy na CNC frézku.

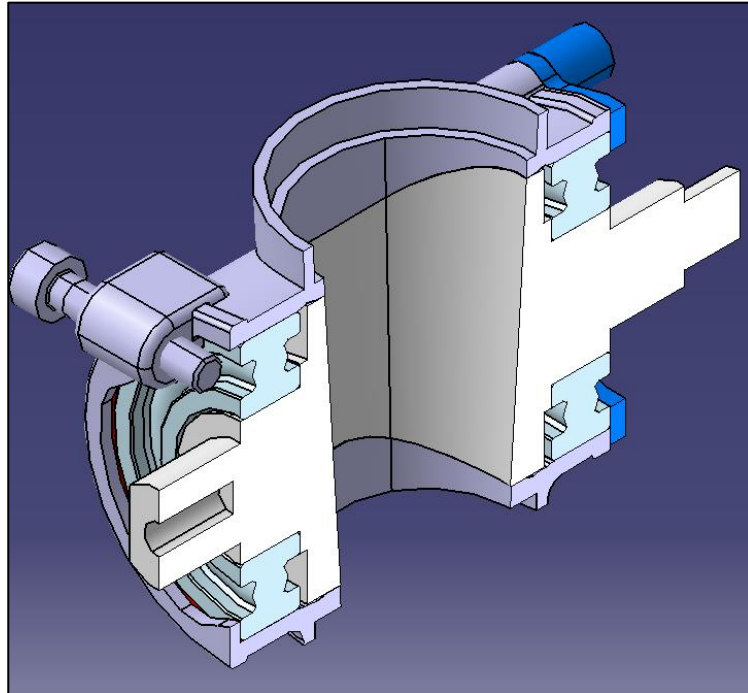


Obr. 13: CNC obrábění sintrovaného tělesa

Po obrobení všech potřebných ploch jsem klapku sestavil a do sestavené klapky vyfrézoval kužel sloužící k proudění vzduchu do motoru. Tento kužel je označen šipkou na Obr. 14. a je také jasně patrný z Obr. 15



Obr. 14: Válečková klapka druhé generace



Obr. 15: Řez válečkovou klapkou

Na sintrované těleso byla dále přilepena uhlíková trumpetka. Lepení probíhalo v přípravcích, aby došlo k dokonalému slícování. Dále byla vyrobena ovládací vačka a navrženy pružinky sloužící k bezproblémovému vracení klapky na doraz volnoběhu. Tyto pružinky byly navinuty na míru.

4. SACÍ PLÉNA

Sací plénium slouží hlavně jako ustalovací nádoba vzduchu. V okamžiku, kdy dojde k aerodynamickému ucpání restriktoru, je motor schopen chvilkově nasát více vzduchu, než co by byl schopen nasát pouze skrz restriktor. Objem pléna je však omezen jak zástavbou, tak z důvodu, že by velký objem zhoršoval odezvu na změnu polohy plynového pedálu.

4.1 Varianty sacích plén

4.1.1 Sací plénium se vstupem vzduchu z přední části vozu

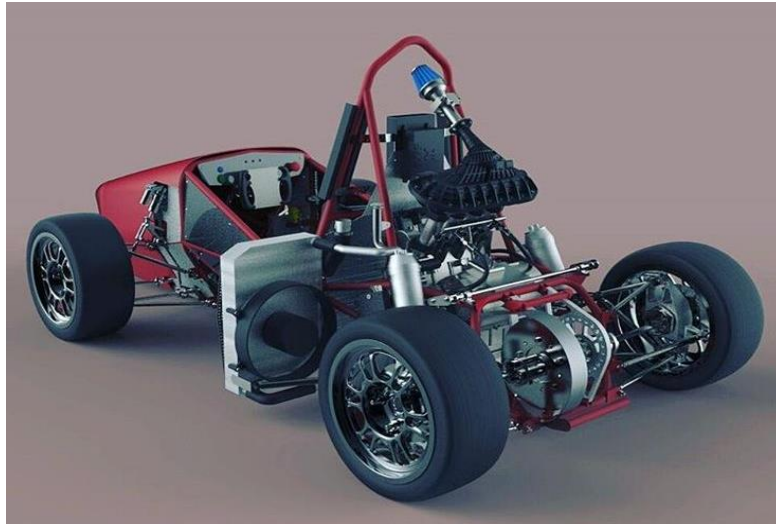
Jedná se o nejrozšířenější typ sacího traktu v soutěži. K nasávání vzduchu dochází z oblasti hlavního oblouku nad hlavou jezdce. Tým naší univerzity tento typ sání využíval až do sezony 2015. Poté se přešlo k typu s nasáváním vzduchu ze zadní části vozu. K přechodu na tento typ vedla snaha snížit těžiště vozu.

Výhody:

- rovnoměrné plnění všech válců
- nasávaný vzduch není ohříván od motoru

Nevýhody:

- vyšší těžiště



Obr. 16: Sací trakt se vstupem vzduchu z přední části vozu [11]

4.1.2 Sací plénium se vstupem vzduchu z boční části vozu

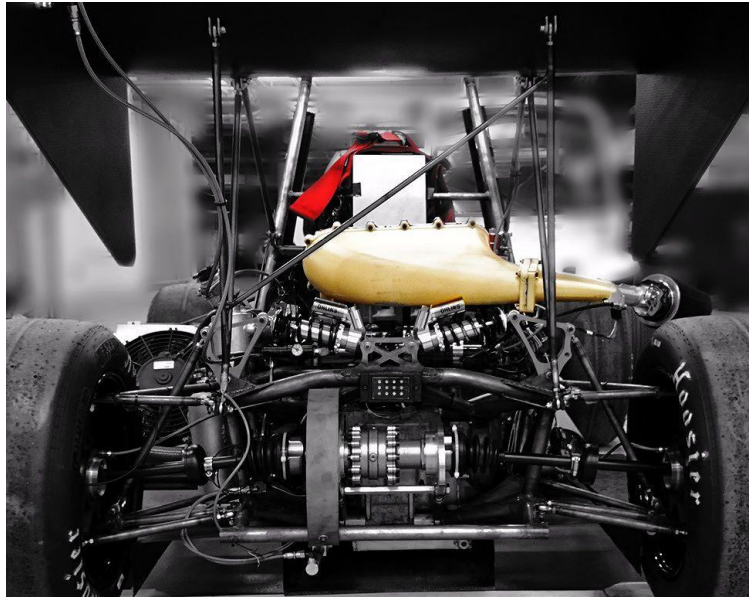
Jedná se o nejméně využívaný typ sacího traktu v této soutěži. Jeho vhodně umístěný vstup a nízké těžiště je však zastíněno nerovnoměrností naplnění jednotlivých válců. Válec na straně vstupu do pléna je plněn s nejvyšší účinností.

Výhody:

- poloha těžiště
- nasávaný vzduch neovlivněn teplotou od motoru

Nevýhody:

- nerovnoměrné plnění válců
- zástavbové požadavky



Obr. 17: Sací trakt se vstupem vzduchu z boční části vozu [12]

4.1.3 Sací plenum se vstupem vzduchu ze zadní části vozu

V současné době je tento typ sacího traktu součástí vozu našeho týmu. Jedná se o první generaci tohoto typu navrženou bývalým členem a na voze je již druhou sezonu. Pro letošní rok bylo vyrobeno sání stejného konceptu s úpravami, o kterých se zmíním v další části práce.

Výhody:

- rovnoměrné plnění všech válců
- nízké těžiště

Nevýhody:

- nasávaný vzduch ovlivněn teplem od motoru
- dochází k zanášení filtru nečistotami

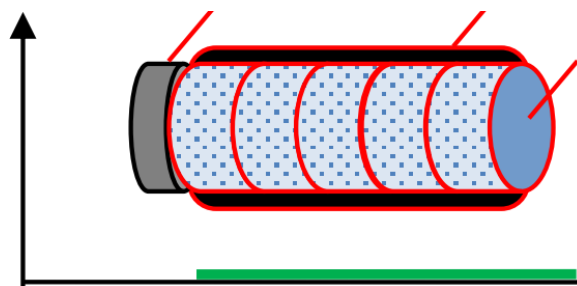


Obr. 18: Sací trakt se vstupem vzduchu ze zadní části vozu [13]

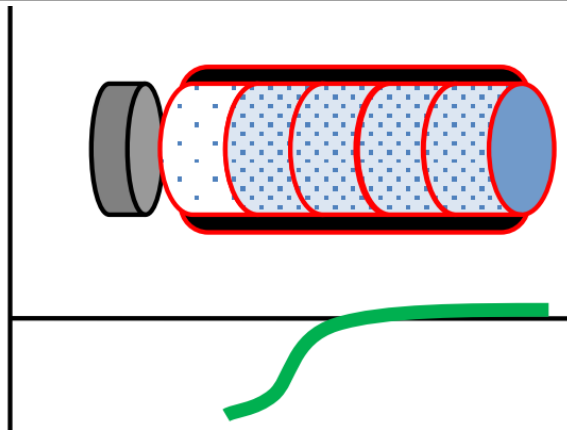
4.2 Pulzační přeplňování

Nejlepším způsobem, jak zvýšit plnicí účinnost, a tím i výkon motoru nepřepřňovaných motorů, je takzvané pulzační přeplňování. V sacím potrubí dochází k šíření podélných tlakových vln nasávaného vzduchu. Tato zvuková vlna je složena z oblastí s nižším a vyšším tlakem. V principu jsme schopni přirovnat chování těchto vln k chování vln zvukových. Tohoto přirovnání můžeme využít k výpočtu rychlosti šíření této vlny.

V případě zavřeného sacího ventilu je v sacím kanálu přibližně atmosférický tlak. Při jeho otevření však dojde pohybem pístu směrem k dolní úvrati k vytvoření podtlaku za ventilem. Při dosažení dolní úvrati nabyde hodnota podtlaku svého maxima.

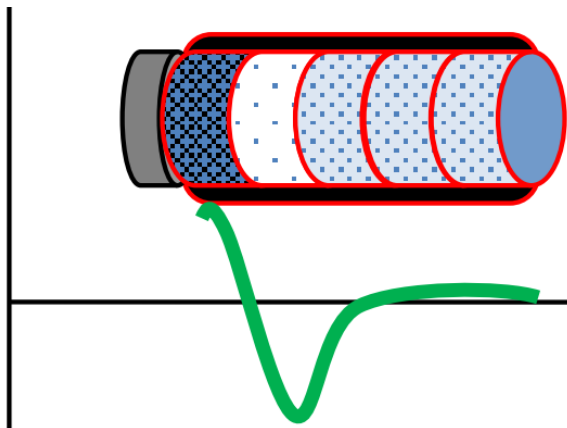


Obr. 19: Šíření tlakové vlny sacím potrubí- počáteční stav [14]

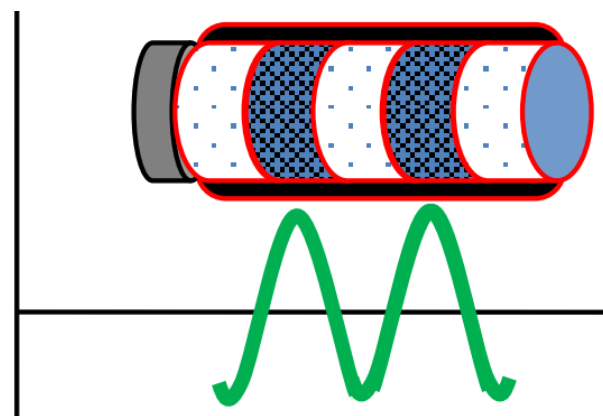


Obr. 20 : Šíření tlakové vlny sacím potrubí- otevřený sací ventil [14]

Jakmile však dojde k zavření ventilu, proudící sloupec vzduchu v sacím potrubí zbylou setrvačností narazí na ventil a vytvoří oblast s vysokým tlakem v oblasti před ventilem. Díky těmto opakujícím se dějům dojde k vytvoření tlakové vlny, která se skládá z oblastí z vyšších a nižších tlaků.



Obr. 21: Šíření tlakové vlny sacím potrubí- zavřený sací ventil [14]



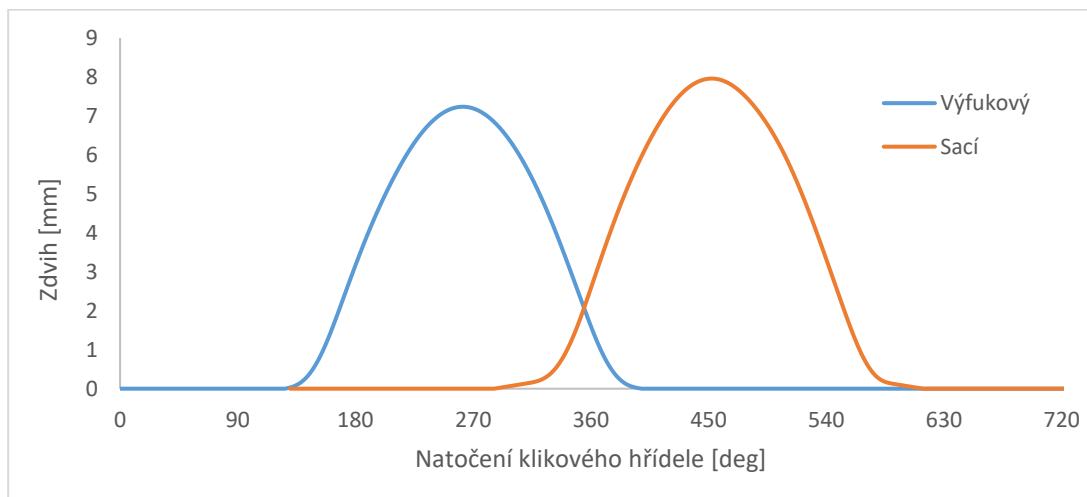
Obr. 22: Šíření tlakové vlny sacím potrubí- plně vytvořená tlaková vlna [14]

Pokud naladíme délku sacího potrubí tak, aby v době otevření sacího ventilu dorazila oblast s vysokým tlakem, jsme schopni zvýšit plnicí účinnost motoru.

Tlakové vlny se tvoří v celém otáčkovém spektru spalovacího motoru a je tedy vhodné ladit délku sacího potrubí tak, aby docházelo k pulzačnímu přeplňování právě v oblasti otáček motoru, ve kterých je požadován maximální výkon motoru. [14]

4.2.1 Výpočet délky sacího potrubí

Z předchozí teorie jsme schopni usoudit, že ke správnému návrhu délky sacího potrubí musíme znát dobu otevření a uzavření sacího ventilu, tedy časování sacích ventilů daných rozvodovým mechanismem. Na Obr. 23 můžeme vidět časování sacích i výfukových ventilů prvního válce. V motoru se nachází vačky vlastního návrhu bývalého kolegy Tomíčka [4], a proto je časování odlišné od sériového motoru.



Obr. 23: Zdvih ventilů v závislosti na natočení klikové hřídele

Z předchozího předpokladu chování tlakové vlny jsme schopni vypočítat její rychlost šíření vztahem (6) určeným pro výpočet rychlosti zvuku ve vzduchu.

$$v_z = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{vz}} \quad (6)$$

Kde κ je Poissonova konstanta o hodnotě $\kappa = 1,4$, r je měrná plynová konstanta o hodnotě $r = 287,15 \frac{J}{kg \cdot K}$ a T_{vz} je teplota vzduchu o hodnotě $T_{vz} = 300K$.

Potřebnou dráhu tlakové vlny dopočítáme ze vztahu (7).

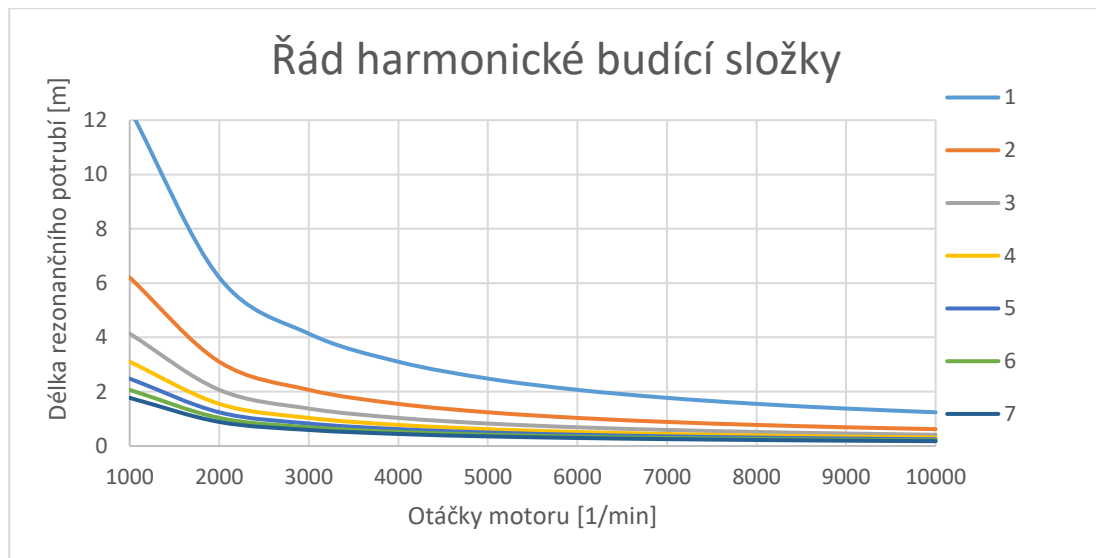
$$s = 2 \cdot i \cdot l_p \quad (7)$$

Kde i je řád harmonické frekvence, tedy kolikátá vlna již nebude odražena od sacího ventilu a bude využita pro pulzační přeplňování. Posledním parametrem je délka sacího potrubí l_p [m].

Ze základních vztahů pro výpočet rychlosti, úhlové rychlosti a ze znalosti úhlu natočení klikového hřídele za dobu, kdy je uzavřen sací ventil, jsme schopni z jednotlivých rovnic vyjádřit právě délku sacího potrubí l_p . Výsledný vztah (8) nám napoví, že parametry ovlivňující délku pulzačního potrubí jsou teplota vzduchu, řád harmonické frekvence, časování ventilů a v neposlední řadě otáčky motoru. [15]

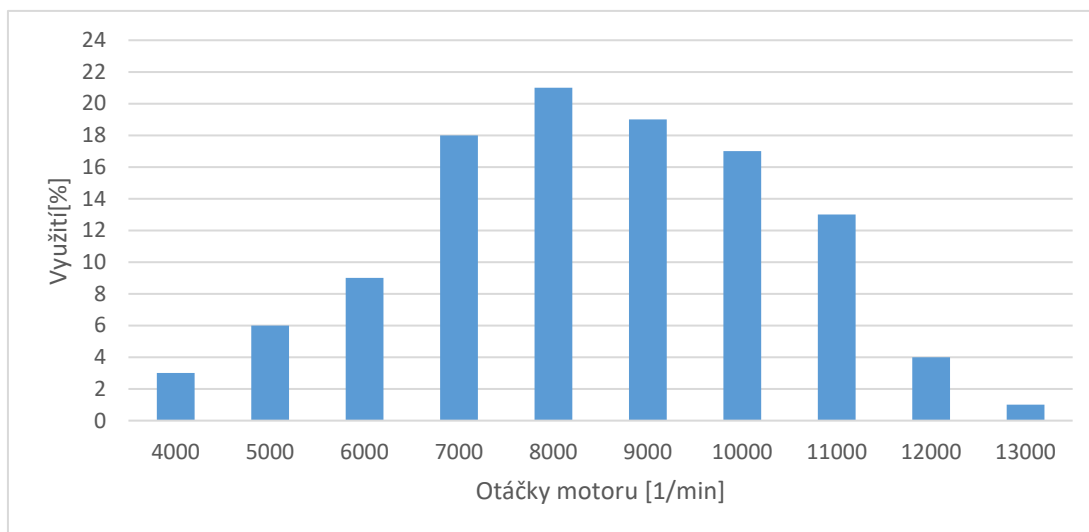
$$l_p = \frac{72 \cdot v_z}{2 \cdot i \cdot n} \quad (8)$$

Z Obr. 24 je však patrné, že nelze využít každého řádu harmonického buzení. Délka sacího potrubí nižších řádů by dosahovala rozměrů, které jsou z hlediska zástavby do vozidla nereálné. Takové rozměry by měly nepříznivý vliv na odezvu motoru při změně polohy škrtkící klapky.



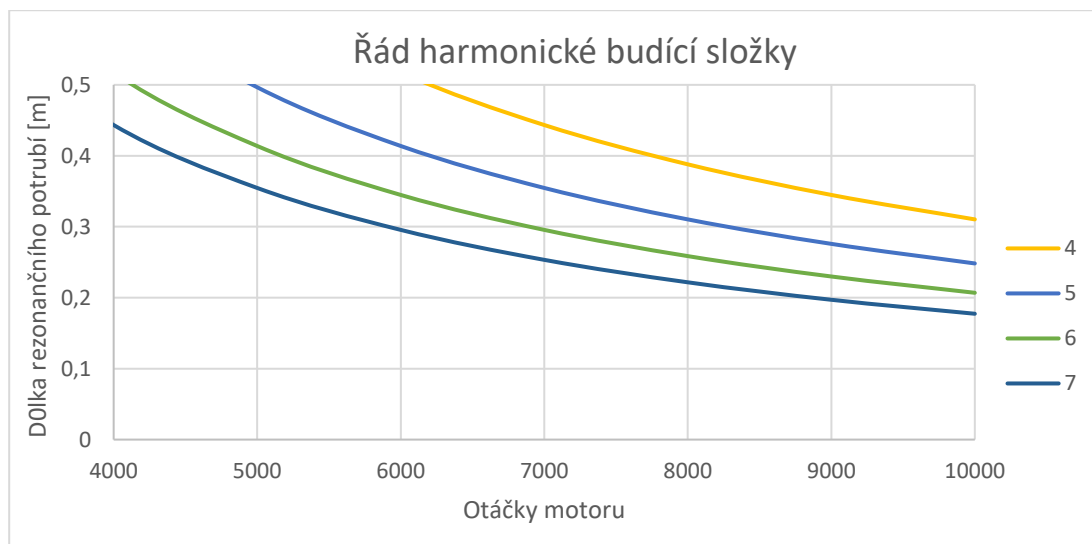
Obr. 24: Závislost délky potrubí na řádu harmonického buzení

Z histogramu loňského závodu ve Španělsku, Obr. 25, můžeme vidět, že nejčastěji využívanými otáčkami jsou otáčky v rozsahu 7 000 1/min až 10 000 1/min. Pro tyto otáčky je tedy vhodné ladit délku sacího potrubí.



Obr. 25: Histogram závody

V důsledku omezených zástavbových rozměrů budeme brát v potaz jen vyšší řády harmonického buzení, a to z důvodu, který je patrný z Tab. č. 3. a bylo již zmíněno dříve. Délky sacího potrubí a tím i délky navrhovaných sacích nátrubků by byly z hlediska zástavby nereálné. Zde je nutné zmínit, že délka sacího potrubí laděného pro určité otáčky je včetně délky sacích kanálů v hlavě motoru. Délka sacích kanálů je přibližně 100 mm.



Obr. 26: Vybrané závislosti délek potrubí a řádů harm. budících složek

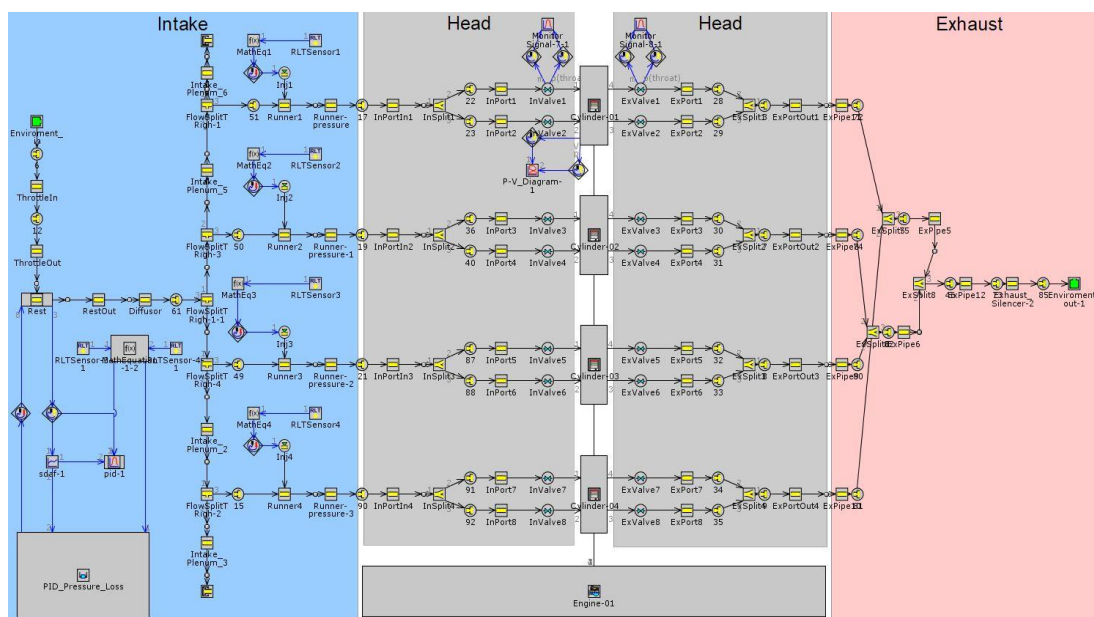
Řád harmonické	1	2	3	4	5	6	7	8	9	[1]
Délka potrubí	1,5626	0,7813	0,5209	0,3907	0,3125	0,2604	0,2232	0,1953	0,1736	[m]

Tab. č. 3: Délky pulzačního potrubí pro harmonické řády

4.3 Základní 1-D model motoru Yamaha R6

V týmu CTU Cartech je již několik let k simulacím jednorozměrného proudění v potrubí motoru využíván 1-D model vytvořený v programu GT-Power. Každoročně dochází k jeho úpravám a validacím tak, aby co nejvíce odpovídal reálnému motoru a díky tomu bylo možné dosáhnout přesných výsledků.

I přes neustálé zdokonalování a validování modelu jeho výsledky stále neodpovídají skutečným hodnotám naměřeným na motorové brzdě. Model je však dobře použitelný pro zkoumání vlivů jednotlivých změn. Pro účely mé práce je vhodné zkoumat změnu délek nátrubků, délku difuzoru a objem pléna



Obr. 27: 1-D model motoru GT-Power

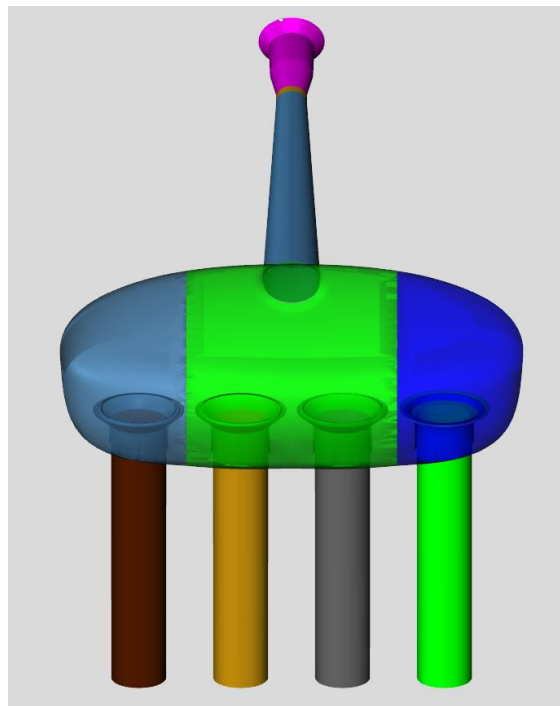
Model je barevnými bloky rozdělený na hlavní části motoru jako jsou sání, hlava motoru a výfukový systém. Jednotlivé prvky motoru jsou popsány komponenty převzatými z knihovny programu. U jednotlivých komponentů můžeme dále upravovat parametry, jako jsou jejich rozměry, drsnosti povrchů, součinitele místních ztrát atd. V jednotlivých prvcích je možné nastavovat i okrajové podmínky a diskretizační délky pro výpočetní řešení.

4.3.1 Úprava modelu sacího traktu GEM-3D

V mé práci se věnuji především úpravám na modelu sacího traktu. Došlo k úpravě prvků jednotlivých nátrubků z důvodu snadné modifikace délek a k úpravě prvku vstupního konfuzoru obsahujícího škrťací klapku.

K vytvoření přesného 1-D modelu sacího traktu byl použit software GEM-3D. Tento software umožňuje import 3-D-geometrie, kde jsme schopni jednotlivé části sání převést do prvků, které využívá GT-Power, a vytvořit tak geometricky přesnější 1-D model.

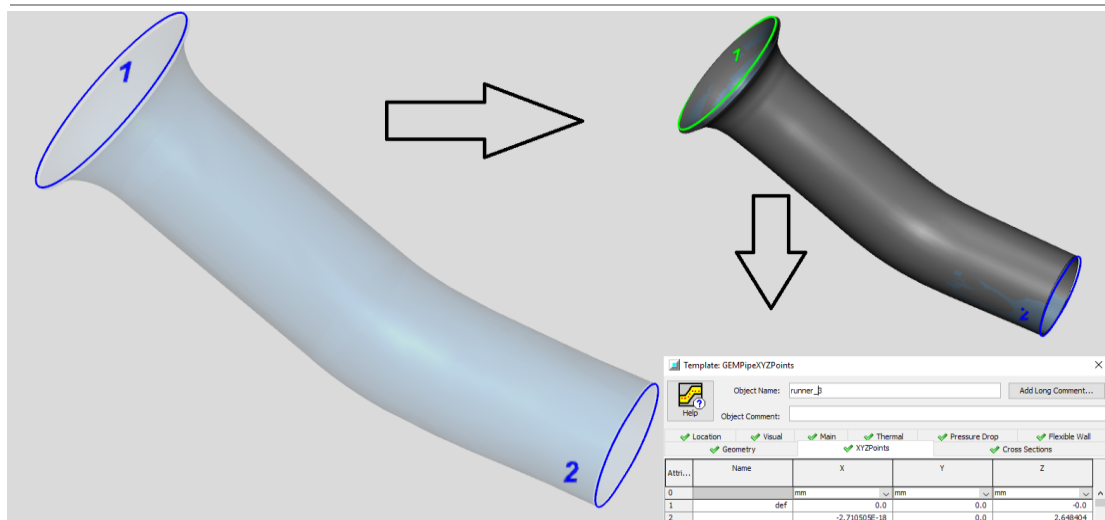
Po nahrání geometrického modelu sacího traktu je nutné rozdělit jednotlivé části sacího traktu tak, abychom byli schopni každou tuto část definovat do prvku, který opravdu představuje. K rozdělení na tyto části vytvoříme roviny, které budou tyto prvky jasně definovat.



Obr. 28: Sací trakt FS.04 rozdělený pomocí programu GEM-3D

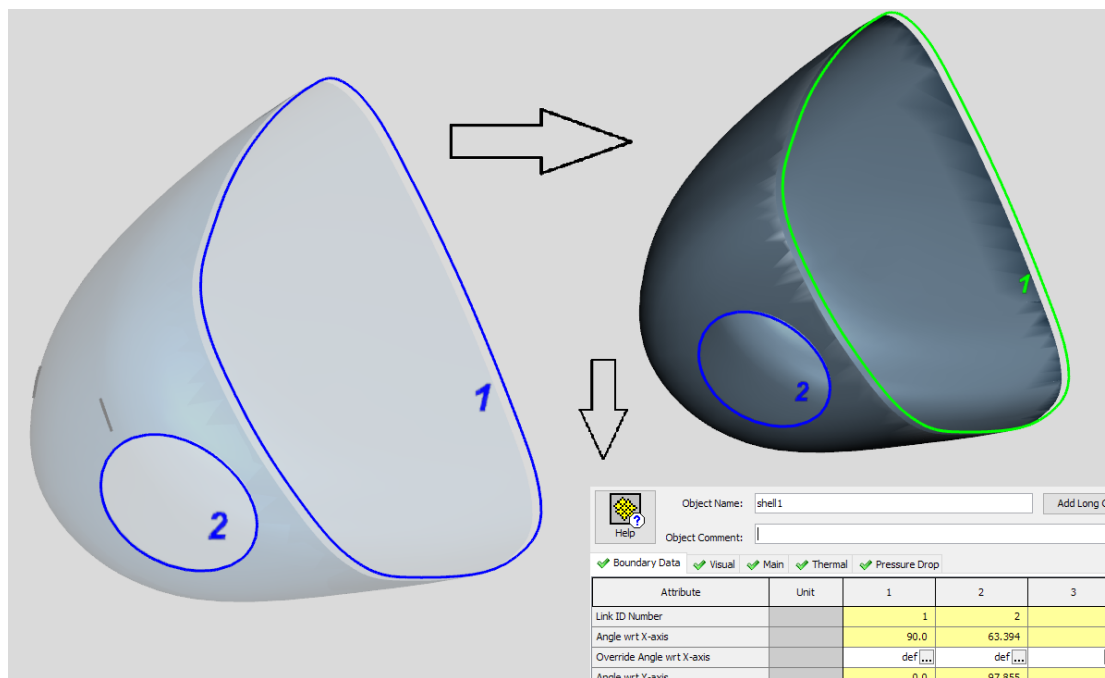
Sací trakt byl rozdělen na vstupní konfuzor, restriktor a difuzor. Jeho sací plénium bylo dále kvůli jeho více vstupům a výstupům rozděleno na tři části. Výstupem ze sacího pléna jsou sací nátrubky. Každý z nich představuje právě jeden prvek pro 1-D simulaci.

Pro naše účely si vystačíme s převodem na prvky Pipe a Flow Split. Každou část vzniklou rozdělením naší geometrie jsme schopni do těchto prvků převést a jasně definovat její rozměrové charakteristiky.



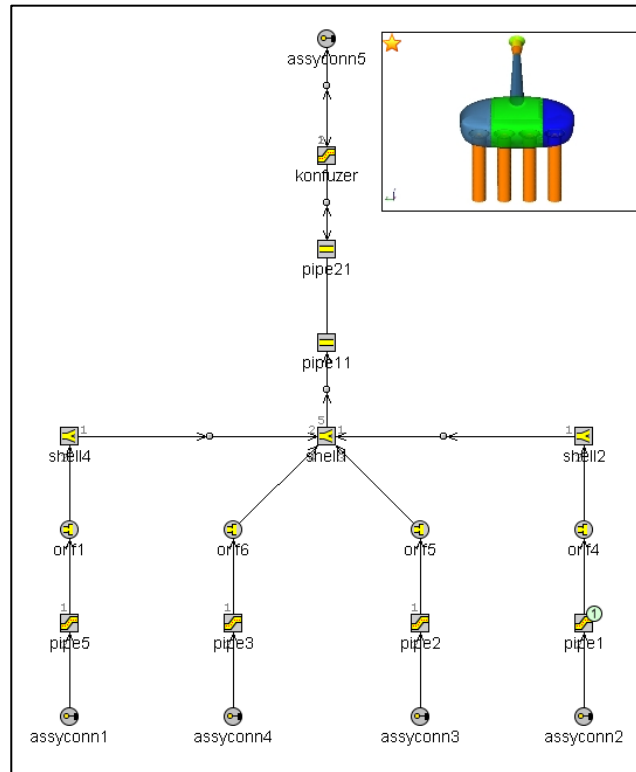
Obr. 29: Převod sacího nátrubku do 1-D prvku Pipe

K převodu sacích nátrubků do 1-D modelu jsme využili prvek Pipe. V souřadnicích jsou jasně definovány rozměry nátrubku, jeho průřezy a vstup a výstup. Části sacího pléna jsou popsány prvkem Flow Split viz. Obr. 30.



Obr. 30: Převod části sacího pléna do 1-D prvku Flow Split

Výsledný převod celého sacího traktu do prvků 1-D modelu můžeme vidět na další straně na Obr. 31.

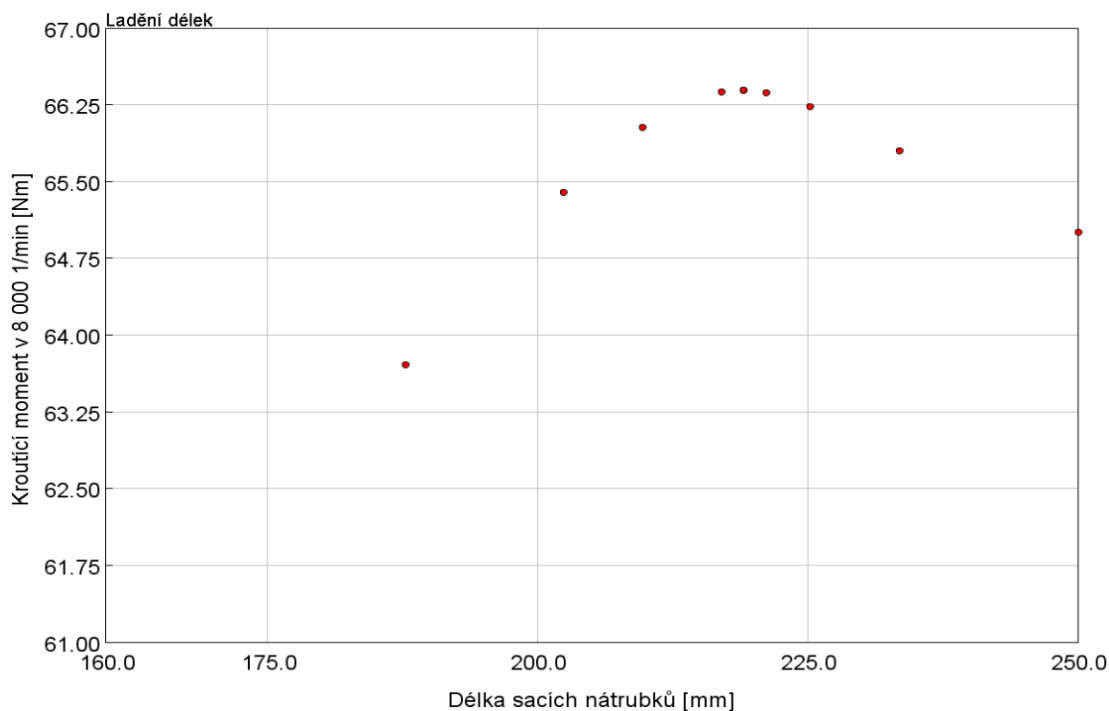


Obr. 31: Převod celého sacího traktu do 1-D prvků

4.3.2 Návrh délky sacího potrubí za pomoci 1-D simulací

V programu GT-suite jsme schopni si jednoduše ověřit návrhy sacích délek nátrubků. Byla provedena optimalizace délky sacích nátrubků pro maximalizaci momentu v 8 000 1/min. Z Obr. 32 je jasně patrné, jaký vliv má délka sacích nátrubků na kroutící moment motoru. Maximální moment vychází pro délku sacích nátrubků 219 mm.

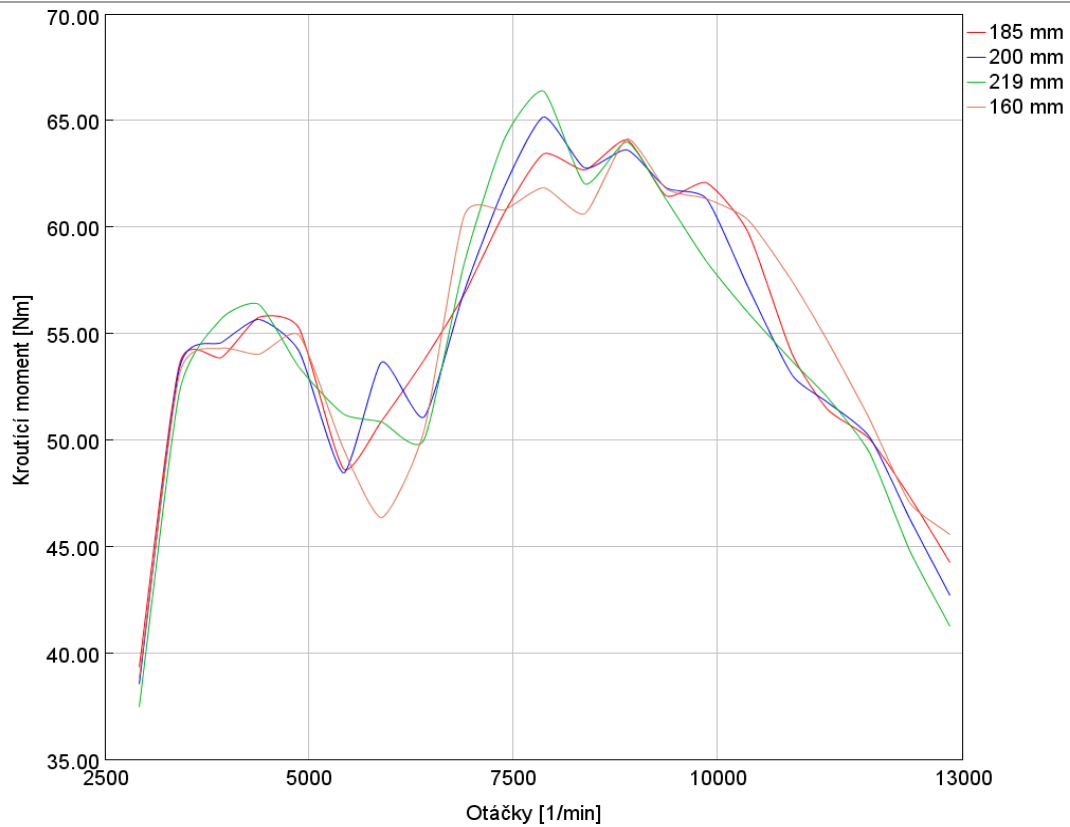
Pro optimalizaci délky jsem využil modul Direct Optimizer. Tento modul měnil délku nátrubků v nastaveném rozmezí.



Obr. 32: Optimalizace délek sacích nátrubků 1-D simulace

Dalším vhodným ověřením je zkoumání vlivu délky sacího nátrubku na celou momentovou křivku. Je možné, že i když délka 219 mm má v 8 000 otáčkách za minutu maximální kroučící moment, existuje na momentové křivce v jiných otáčkách propad momentu způsobený zhoršenou plnicí účinností. Tento propad může být tak výrazný, že ladění celého systému na tuto délku by bylo nevhodné, jelikož motor pracuje v celém spektru otáček. Na Obr. 33 můžeme vidět momentové charakteristiky různých délek sacích nátrubků. Z grafu je patrné, že optimalizovat délku sacího nátrubku pouze pro jedny otáčky není vhodné. Nátrubky délky 219 mm mají sice v 8000 1/min maximální točivý moment, mají také ale významný propad v 6 500 1/min. Ve vyšších otáčkách pak kroučící moment padá rychleji, tedy i maximální výkon je menší. Musíme se tedy dívat na celé spektrum nejvíce využívaných otáček.

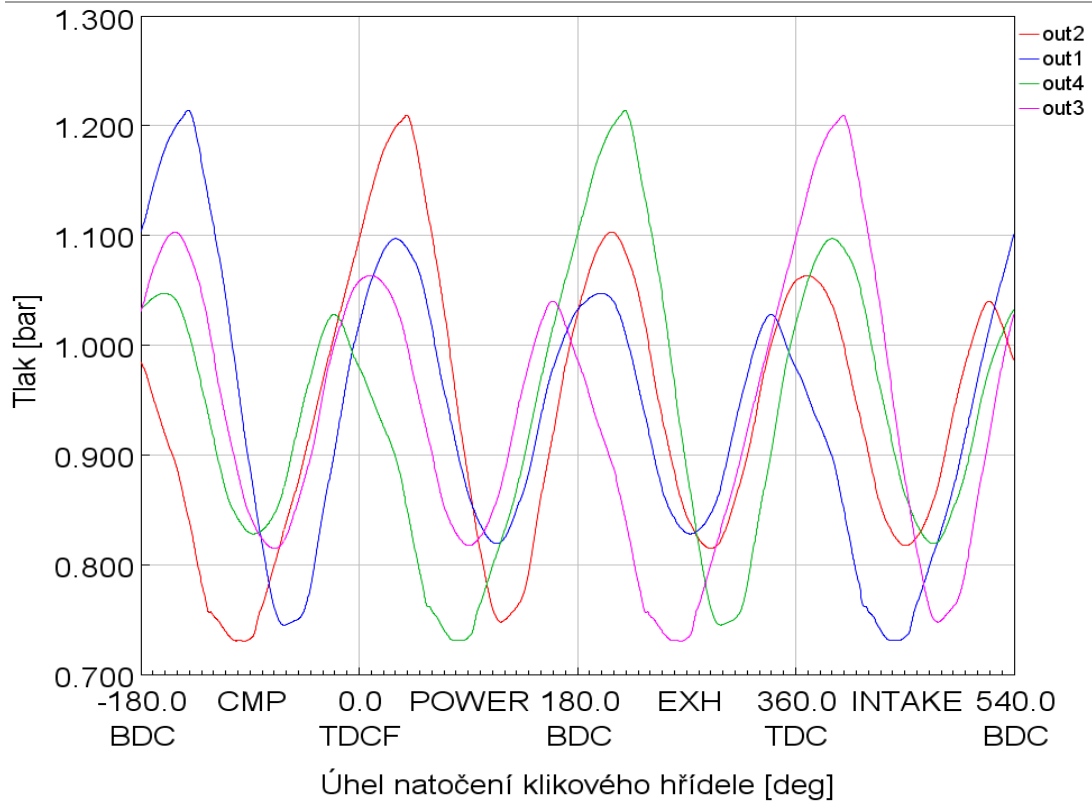
Snahou je získat co nejvíce plochou momentovou křivku. To má příznivý vliv na ovládání vozu. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl zvolit délku sacích nátrubků 185 mm. Z Obr. 33 můžeme vidět, že průběh momentu pro tuto délku má v rozsahu od 5 000 1/min do 8 000 1/min skoro lineární průběh. Rozhodujícím faktorem není maximální dosažitelný moment v jednom bodě ale maximálně dosažitelné hodnoty momentu v celém spektru využívaných otáček.



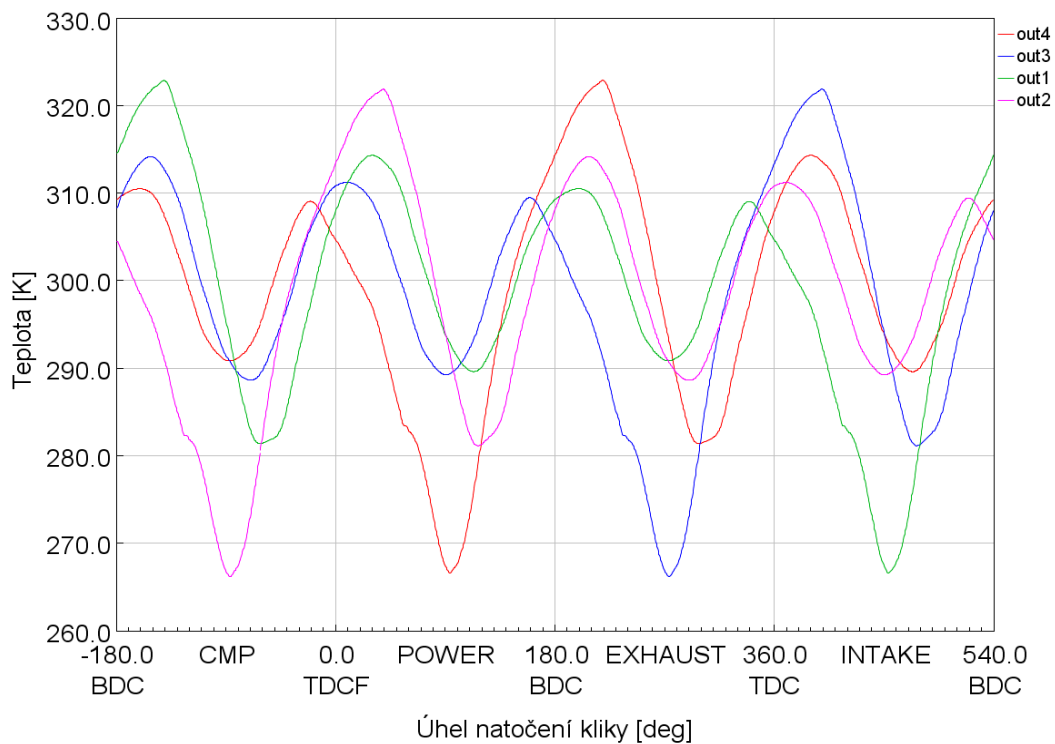
Obr. 33: Momentové charakteristiky různých délek sacích nátrubků

4.3.3 Získání okrajových podmínek pro 3D-simulaci

Po stanovení délky sacích nátrubků byly znovu pomocí programu GT-Suite získána data sloužící jako okrajové podmínky pro 3D-dynamické simulace. Hodnoty tlaků a teplot v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele v místě vstupu do sacích kanálů pro každý válec můžeme vidět na Obr. 34 a Obr. 35. Tyto hodnoty byly dále naimportovány ve formě tabulky do programu StarCCM+.



Obr. 34: Hodnoty tlaků na vstupu do hlavy



Obr. 35: Průběh teplot nasávaného vzduchu na vstupu do hlavy motoru



5. 3D-SIMULACE

K řešení prostorového proudění tekutin existuje více komerčních softwarů zabývajících se touto problematikou. K simulaci proudění je již několik let v týmu používán software od společnosti Siemens StarCCM+. V tomto programu kolegové řeší hlavně aerodynamiku celého vozu. Simulacím proudění vzduchu v sacím traktu se již před několika lety věnoval Ing. Petr Paliza a na jeho práci dále navázal Ing. Ondřej Císař. Z jejich poznatků částečně vycházím v některých následujících kapitolách své práce. [7] [16] [17]

5.1 Modely turbulence

Přesných výsledků simulace je možné dosáhnout jen za podmínky volby správného modelu turbulence. Turbulentní proudění kapalin je charakteristické nepravidelně kolísajícími průtokovými veličinami. Tyto nepravidelnosti jsou však velmi často malých rozměrů, a tak vysokých frekvencí, že řešit je přesně v čase a místě vzniku by znamenalo vysoké výpočetní náklady. Abychom nemuseli turbulentní proudění řešit přesně za pomoci přímé numerické simulace, je možné řešit jeho průměrované nebo filtrované veličiny. Díky těmto přístupům jsme schopni se dostatečně dobře přiblížit realitě za menších výpočetních nákladů.

Program StarCCM+ nabízí k výpočtu většinu, v dnešní době komerčně využívaných modelů. Modely turbulence obsažené v programu je možné rozdělit na základě přístupu do dvou skupin:

- Navier Stokes Reynolds (RANS)
- Large Eddy simulation (LES) a Detached Eddy Simulations (DES)

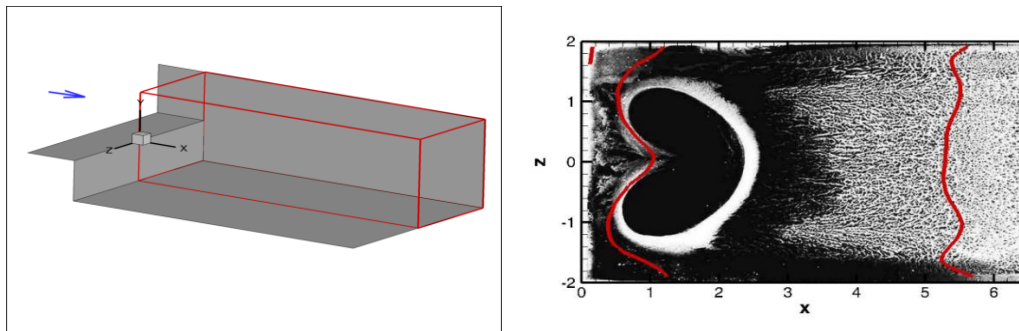
Většina simulací proudění vychází z přístup RANS. S ohledem na výpočetní čas jsem vybíral model z této kategorie. Mezi modely turbulence v kategorii RANS patří k nejpoužívanějším modelům modely turbulence Spalart-Allmaras, K-Epsilon, K-Omega a V2F. Každý z těchto modelů však přistupuje k modelování těchto struktur jinak. Hlavní rozdíl spočívá v jiných rozšiřujících rovnicích. Bylo tedy nutné ověřit, který z těchto modelů je pro mé potřeby nejvhodnější s ohledem na výpočetní čas a přesnost výsledků.

K tomuto ověření jsem sestavil model simulace experimentu turbulentního proudění za schodem v uzavřeném kanálu. Díky datům získaným od prof. Uruby z Akademie věd ČR jsem byl schopen validovat modely turbulence na skutečném případě. [18]

5.1.1 Experimentální data

Kanál, ve kterém docházelo k měření, byl specifický svou výškou schodu 25 mm. Průřez kanálu za schodem měl rozměr $100 \times 250 \text{ mm}^2$. Výška mezní vrstvy za schodem činila 3 mm. Reynoldsovo číslo v oblasti nad schodem mělo hodnotu $Re=34\,400$. Z těchto údajů jsem byl schopen dopočítat vstupní rychlost tekutiny a stanovit tak okrajové podmínky.

Měření probíhalo na rovině symetrie a na rovině 1 mm nad dnem. Dále byla naměřena 3-D data z poloviny kanálu. V tomto prostoru došlo k zaznamenání $80 \times 50 \times 26$ bodů.



Obr. 36: Oblast měření experimentu [18]

5.1.2 CFD-model

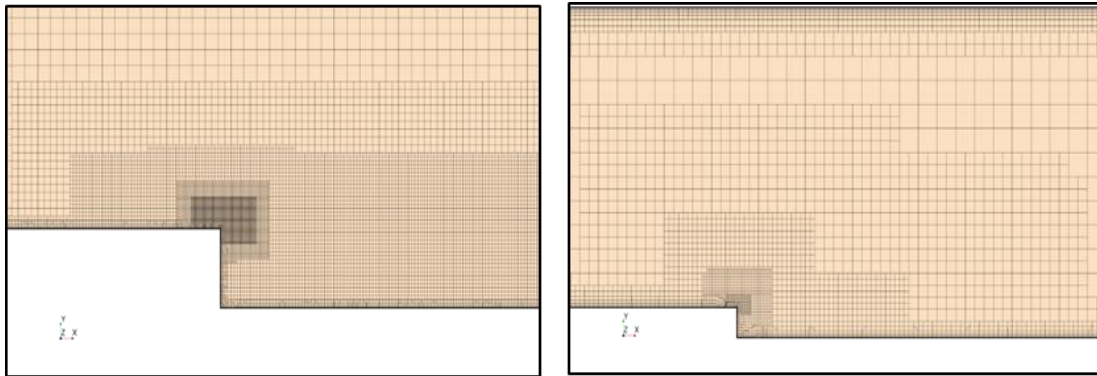
Sestavil jsem parametrický model, ve kterém lze snadno měnit výpočetní model turbulence a také parametry jeho objemové sítě. Celkově byl zkoumán, jak vliv modelů turbulence, tak vliv kvality sítě na správnost výsledků. Konkrétně jsem zkoumal sítě typu polyhedry a trimy. O rozdílech v typech těchto sítí pojednává jedna z dalších kapitol.

Varianty objemové sítě:**Trimy:**

- V1-základní velikost buňky 5mm (8 521 buněk)
- V2- základní velikost buňky 10mm (1 999 496 buněk)
- V3- základní velikost buňky 20mm (511 779 buněk)

Polyhedry:

- V1- základní velikost buňky 5mm (2 089 197 buněk)
- V2- základní velikost buňky 10mm (486 382 buněk)



Obr. 37: Objemová síť typu trim ve dvou verzích

Okrajové podmínky	
Reynoldsovo číslo nad schodem	34 400
Kinematická viskozita	$1,54886 \cdot 10^{-5}$
Hustota	1,187944806
Přirozená turbulence	~ 0.1%
Střední rychlost nad schodem	20 m/s

Tab. č. 4: Počáteční podmínky

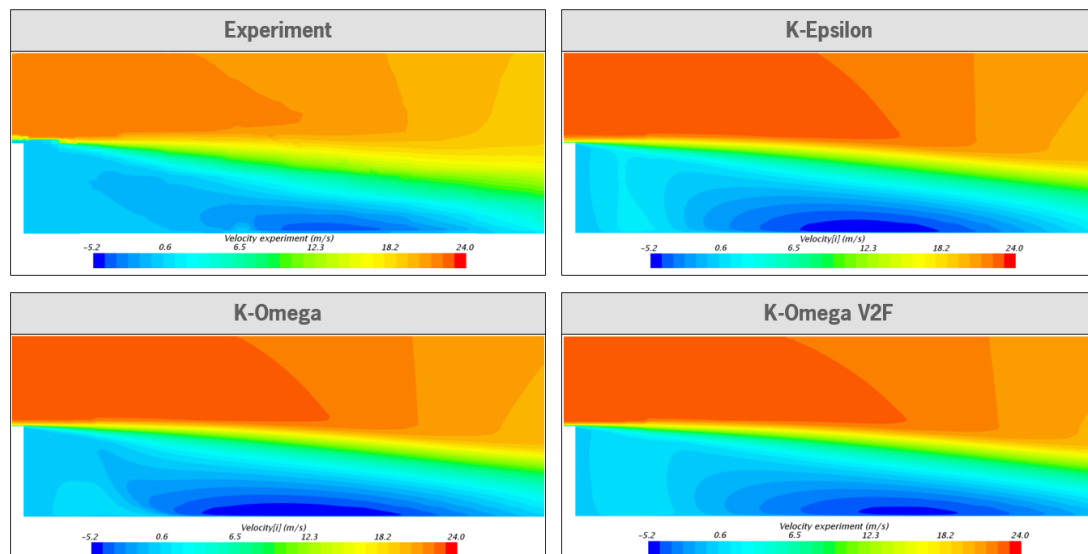
Počet celkových iterací jsem stanovil na 5 000. Server při výpočetních operacích využíval všech šedesáti jader. Zjemňování objemové sítě v oblasti hrany schodu zajistilo přesné zachycení dějů v této oblasti.

5.1.3 Vyhodnocení validačních dat

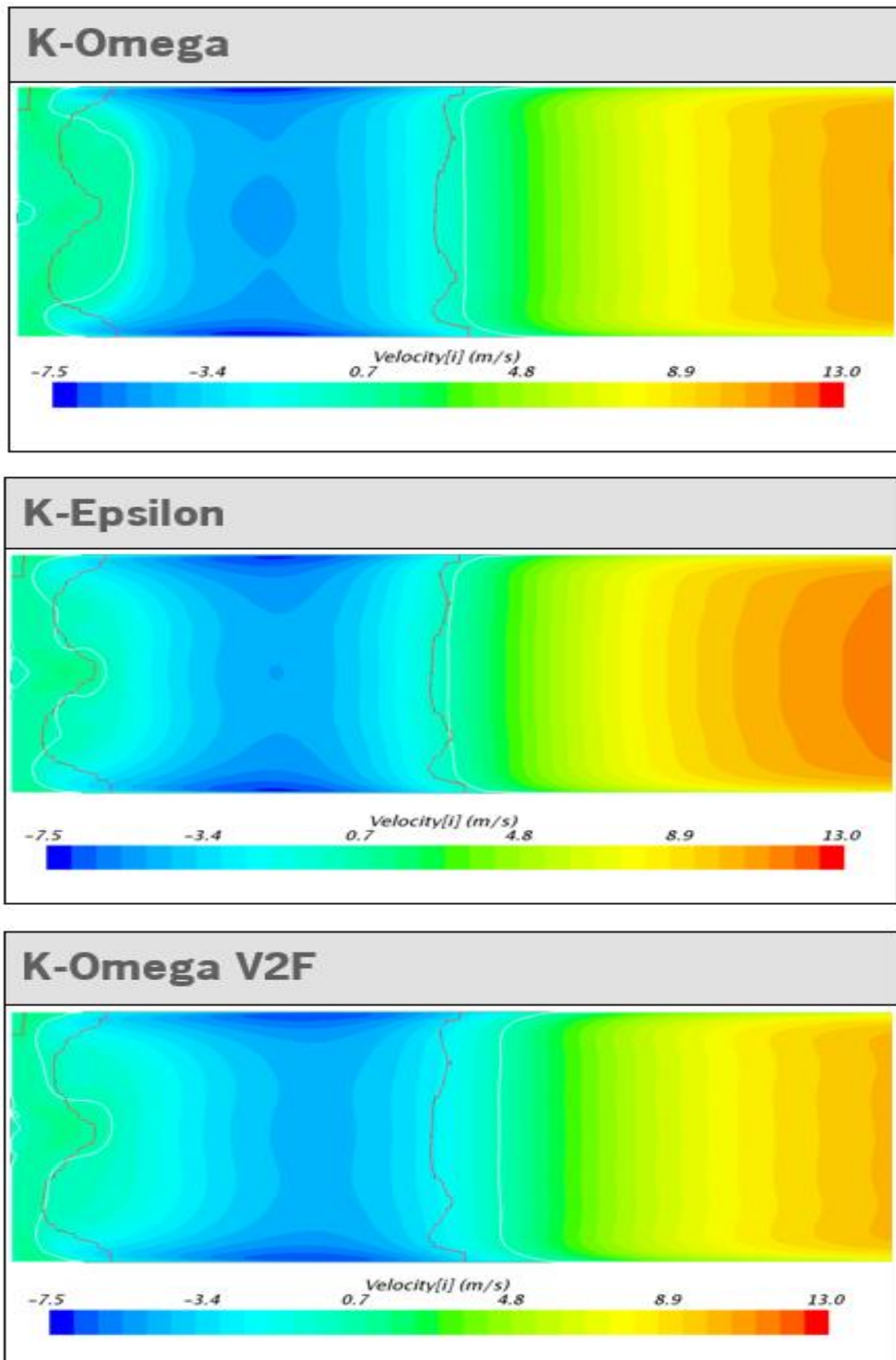
Vyhodnocování simulací probíhalo na základě zkoumání shody ve tvaru a poloze oblasti znovu přichycení mezní vrstvy v simulacích s experimentem. Porovnání provedených simulací proběhlo na základě porovnání polohy a tvaru oblasti znovu přilnutí proudu ke stěně. Tato oblast je definována jako oblast s nulovou střední

rychlostí. Ve výsledcích nám nejde o přesnou shodu experimentu se simulací. Zkoumáme podobnost tvaru oblasti, ve které dochází k znovu přichycení mezní vrstvy. Důležitá je poloha této oblasti. Nepřesnost ve výsledcích může být způsobena jak výpočetním modelem, tak zadáním nepřesné hodnoty kinematické viskozity. Kinematická viskozita je závislá na teplotě a tlaku média.

Dále byl zkoumán rychlostní profil na rovině symetrie. Z výsledků je patrné, že nejlepších hodnot nám dal model KE.



Obr. 38: Rychlostní profily jednotlivých modelů na rovině symetrie



Obr. 39 Oblast znovu přichycení mezní vrstvy v rovinně 1 mm nad dnem

Na Obr. 38 můžeme vidět porovnání rychlostních profilů jednotlivých modelů první varianty sítě verze Trim s experimentem na rovině symetrie. Z obrázků je zřejmé, že na rovině symetrie jsou výsledky srovnatelné. Uvedené výsledky slouží pro představu, jak byla data vyhodnocována.

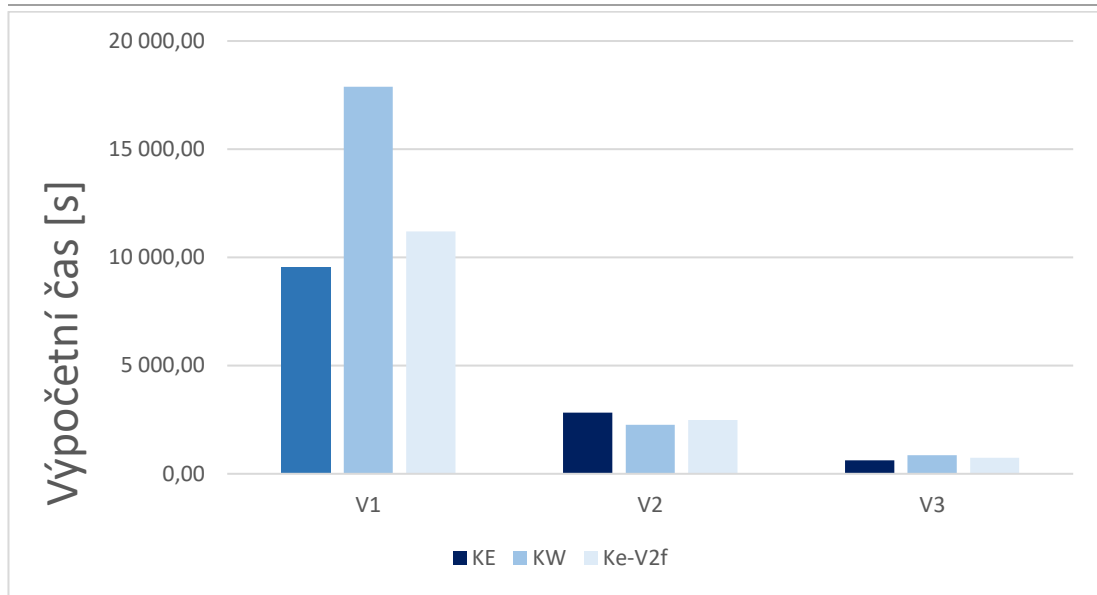
Na Obr. 39 vidíme porovnání nulových rychlostí experimentu a simulace. Červená linka značí experiment a bílá simulaci. Je zřejmé, že nejlepších výsledků nám dává model KE, který dobře zachytí jak primární oblast znovu přilnutí (na obrázku vlevo), tak i tu sekundární (na obrázku vpravo).

5.1.4 Výpočetní náročnost jednotlivých modelů

Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, každý z těchto modelů pracuje s jinými výpočetními rovnicemi a liší se i počtem rovnic potřebných k výpočtu. Z toho nám vyplývá, že každý z těchto modelů potřebuje i jiný čas, než se dostaneme k ustáleným výsledkům. V Tab. č. 6 můžeme vidět kolik výpočetního času každý z těchto modelů potřeboval k ustálení výsledků, pokud k ustálení vůbec došlo.

Výpočetní model	Varianta objemové sítě	Počet iterací	Výpočetní čas [s]
K-Epsilon	V1	5 000	9 454
	V2	5 000	2 823
	V3	5 000	619
K-Omega	V1	10 000	17 880
	V2	5 137	2 266
	V3	7 000	863
K-Epsilon V2F	V1	10 000	11 203
	V2	5 137	2 487
	V3	7 000	735

Tab. č. 5: Výpočetní časy na objemové síti typu Trimy



Obr. 40: Výpočetní čas jednotlivých modelů

5.1.5 Volba výpočetního modelu

Na základě výsledků validačního modelu byl pro další výpočty volen model K-Epsilon, který podal nejpřesnější výsledky za nejkratší výpočetní čas.

V programu StarCCM+ jsem vytvořil výpočetní model, díky kterému je bez větších znalostí CFD simulací možno ověřit návrhové předpoklady sacích traktů. Toho mohou využít například další generace týmu. Snadnou výměnou geometrie jsme totiž schopni porovnat jednotlivé varianty mezi sebou podle různých vyhodnocovacích kritérií. K tomuto porovnání nám slouží již vytvořené grafy a vizuální scény. O celkovém nastavení modelu pojednávají další kapitoly.

6. MOŽNOSTI TRANSIENTNÍCH SIMULACÍ PROUDĚNÍ

6.1 Transientní simulace s pevnými okrajovými podmínkami

Pomocí programu GT-Power získáme hodnoty tlaků a teplot v místě vstupu do hlavy motoru v závislosti na časovém kroku. Tyto hodnoty jsou dále nahrány ve formě tabulky do programu StarCCM+. V simulaci se nastaví stejný časový krok a počet vnitřních iterací potřebných k ustálení výsledků. Způsob tohoto propojení může dobře posloužit pro porovnání návrhových předpokladů. Ve způsobu tohoto propojení však



nenalezneme další zpětnou vazbu v řešení od jednorozměrné simulace a do celkové analýzy proudění sacím traktem vnášíme další chyby.

6.2 Plně propojené transienční simulace

Spojení 1-D a 3-D simulace za pomoci propojení obou programů (Gt-poweru a StarCCM+) umožňuje detailní modelování jednotlivých komponent motoru, u kterých má geometrie komponenty výrazný vliv na výsledný tok. Tok sacím potrubím nelze totiž správně popsat pouze jednorozměrným modelem, a tímto propojením jsme schopni eliminovat chyby, které vznikají zjednodušením trojrozměrného problému do jednorozměrného. V našem případě můžeme díky propojení těchto dvou programů získat přesnější informace o toku v každém časovém intervalu. Výhodou tohoto propojení je zpětné ovlivnění jednorozměrného modelu. Plně propojené simulace pak podávají výsledky, které nemají daleko od skutečnosti. Vše jen za předpokladu správně nastavené jak jednorozměrné, tak trojrozměrné simulace.

6.3 Volba

Plně propojené simulace podávající přesnější výsledky jsou však velmi náročné jak na výpočetní kapacitu a čas, tak na přesné nastavení modelu. Samostatné propojení a nastavení komunikace mezi jednotlivými programy je také dost náročné. Pro prvotní ověření návrhu jsme si tedy schopni vystačit pouze se simulacemi s pevnými okrajovými podmínkami. Pro další zdokonalování modelu kompletní simulace cyklu motoru je pak vhodné přejít na simulace plně propojené.

7. POROVNÁVACÍ TRANSIENTNÍ SIMULACE

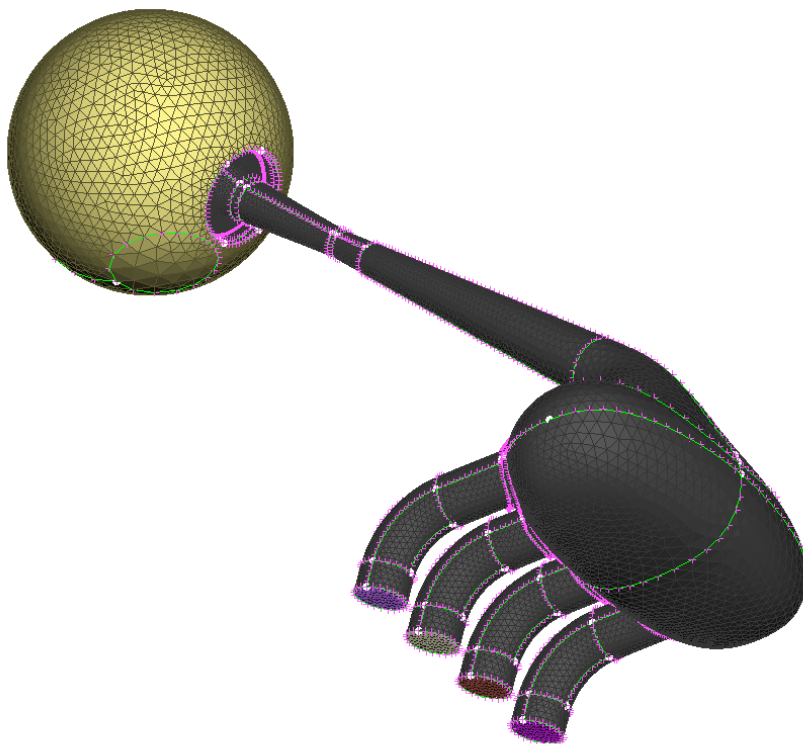
V programu StarCCM+ jsem vytvořil výpočetní model, díky kterému je bez větších znalostí CFD simulací možné ověřit návrhové předpoklady sacích traktů. Toho mohou využít například další generace týmu. Snadnou výměnou geometrie jsme totiž schopni porovnat jednotlivé varianty mezi sebou podle různých vyhodnocovacích kritérií. K tomuto porovnání nám slouží, již vytvořené grafy a vizuální scény. O celkovém nastavení modelu pojednávají další kapitoly.

7.1 Geometrie sacích traktů

K snadnému importu geometrie byl použit program ANSA od společnosti BETA CAE. Za pomoci tohoto programu jsme schopni jasně definovat výpočetní oblast, která je tvořena vnitřním objemem, zaujímaným tekutinou. Na tomto vnitřním

objemu jsme poté schopni vytvořit povrchovou síť dobré kvality. V požadovaných místech je možné zlepšit kvalitu sítě.

Důležitou funkcí, která usnadní import geometrie do výpočetního modelu, je možnost přímého přiřazení jednotlivých ploch do setů (PIDs). Tyto sety jsou dále v programu StarCCM+ rovnou přiřazeny k jednotlivým hranicím. To je důležité, jelikož další nastavení výpočetního modelu je návazné přímo na tyto hranice. Každé z těchto hranic jsou přiřazeny specifické vlastnosti důležité pro výpočet. Jsme zde také schopni sjednotit rozdílné souřadné systémy jednotlivých sacích traktů. Na Obr. 41 můžeme vidět výpočetní oblast varianty sacího traktu FS.03 s již přiřazenými hranicemi v programu Ansa.



Obr. 41: Povrchová síť sacího traktu FS.03 s již přiřazenými hranicemi

V modelu ANSA můžeme jednoduše vytvořit i jednotlivé roviny či body, které jsou důležité pro vyhodnocování dat. Jsme schopni také jasně definovat oblasti kde požadujeme lepší kvalitu sítě.

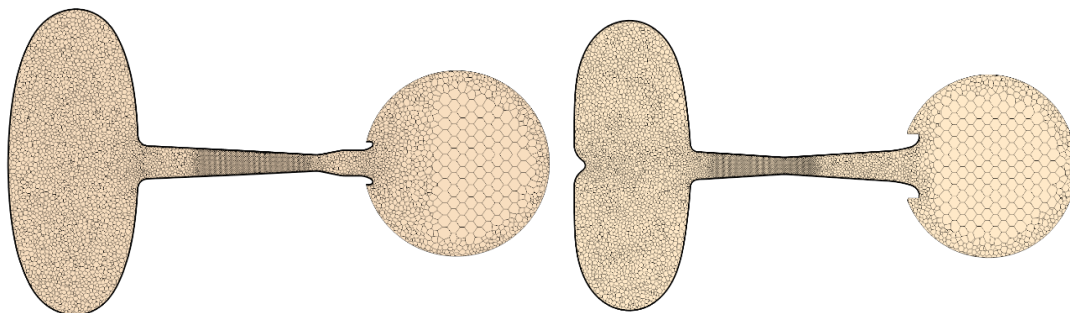
7.2 Model STARCCM+

K simulacím sacího traktu jsem vytvořil kompletně variabilní výpočetní model, do kterého je jednoduše během pár kroků nahrána nová geometrie. Po dokončení simulace můžeme vyhodnotit výsledky z připravených grafů a grafických scén. Tohoto modelu jsem využil k porovnávacím simulacím předešlých variant, použitých na vozech našeho týmu. Později byl tento model využit k ověření vlastního návrhu. O důležitých nastaveních modelu pojednávají další kapitoly. [16] [17]

7.2.1 Kvalita sítě

Typ objemové sítě byl volen typu polyhedry a to z důvodu, že jsme schopni zachytit gradient proudění i při menším počtu buněk než u sítě tetrahedrální. Každá mnohostěnná buňka typu polyhedr má totiž průměrně okolo dvanácti stěn, zatímco hexahedrální buňky mají stěny jen čtyři. Z toho plyne, že každá buňka typu polyhedr má také více sousedních buněk, a jsme tedy schopni lépe zachytit gradienty proudění. Výpočet polyhedrálních buněk je sice pro každou buňku časově náročnější, na druhou stranu je však tento výpočetní čas kompenzován menším počtem celkových buněk.

Na základě provedených citlivostních analýz byla stanovena základní velikost buňky na 10 mm. Ke zjemnění sítě došlo v oblasti restriktoru, neboť tam dosahujeme nadzvukových rychlostí a velkých, rychlých změn průběhových veličin. Je tedy nutné tuto oblast popsat co nejpřesněji. Naopak v oblasti vstupu do sacího traktu, modelované jako koule z důvodu vytvoření bezztrátového vstupu, jsem si mohl dovolit velikost buňky zvětšit.



Obr. 42: Objemová síť FS.04 a FS.07



Pro dobré zachycení dějů proudění na stěnách je nutné zvolit správné parametry sítě mezní vrstvy. Prismatická mezní vrstva se skládá z 6 vrstev. První vrstva má tloušťku 1,3 mm. Každá další vrstva je o dalších 20 % tlustší než předchozí.

7.2.2 Okrajové podmínky

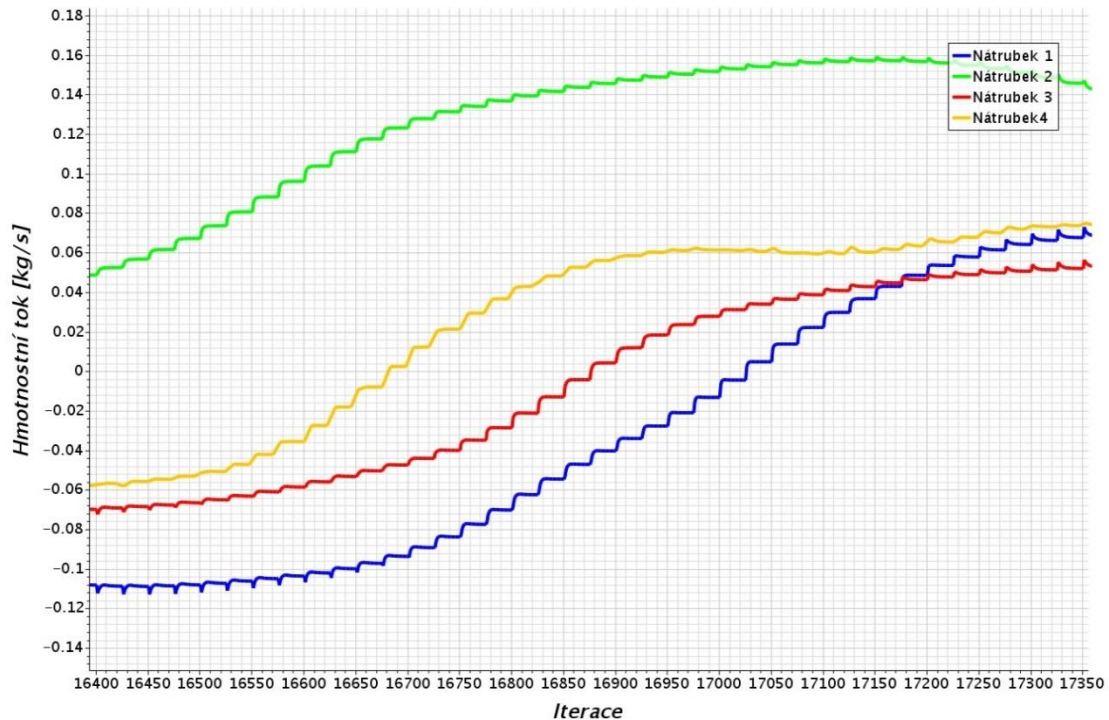
Vstup do výpočetní oblasti je jasně definovaný jako Stagnation inlet, tedy okrajová podmínka simulující stav okolí podobný sání motoru stojícího vozu, případně motoru zkoušenému na brzdovém stanovišti.

Na výstupu ze sacích nátrubků je okrajová podmínka typu Pressure Outlet. Získané průběhy tlaků a teplot na vstupu do hlavy motoru programem GT-Power definují nestacionární proudění v sacím traktu. Zde je nutné správně nastavit časový krok výpočtu. Dělení musí zachytit každý významný děj cyklu a čím je dělení jemnější, tím je i chyba ve výpočtu menší. Pro potřeby mé práce je volen časový krok odpovídající natočení klikového hřídele o 2°. Výsledný časový krok Δ_t pak vypočteme ze vztahu (9).

$$\Delta_t = \frac{\varphi \cdot 60}{n \cdot 360} = \frac{2 \cdot 60}{8000 \cdot 360} = 4,16667 \cdot 10^{-5} \text{ s} \quad (9)$$

Toto dělení dobře definuje celý cyklus za přijatelný výpočetní čas. Grafy průběhů tlaků a teplot můžeme vidět na Obr. 34 a Obr. 35.

V každém časovém kroku proběhne určitý počet vnitřních iterací, aby došlo ke konvergenci výsledků. Není však vhodné sledovat přímo ustálení residuí. K ověření ustálení výsledků zkontrolujeme, že došlo k ustálení veličiny v časovém kroku na jedné hodnotě. Na Obr. 43 můžeme vidět, jak by ustálení těchto výsledků mělo vypadat. Z tohoto grafu je patrné, že počet vnitřních iterací je dostatečný a výsledky konvergují. Ze stejného grafu bychom byli také schopni určit, zda není počet vnitřních iterací příliš velký a zbytečně nám neprodlužuje čas výpočtu.



Obr. 43: Ustálení hodnoty hmotnostního toku v časovém intervalu

7.3 Porovnání předešlých variant sacích traktů

Během uplynulých sezon týmu byly použity různé typy sacích traktů, které se lišily především ve svém tvaru, objemu a také v řešení restriktoru a difuzoru za ním umístěným. Každý ze sacích traktů se lišil i délkou a tvarem sacích nátrubků. Ke změně délek sacích nátrubků docházelo z důvodu ladění motoru do určitých otáček principem zmíněném v kapitole 4.2. Každý z těchto traktů navrhl někdo z bývalých členů týmu. Až do sezony 2016 byly použity tvary se vstupem vzduchu do pléna z přední části vozu. Sací trakt se vstupem vzduchu z boční části vozu byl použit na monopostu první generace. Model tohoto sacího traktu se však nedochoval.

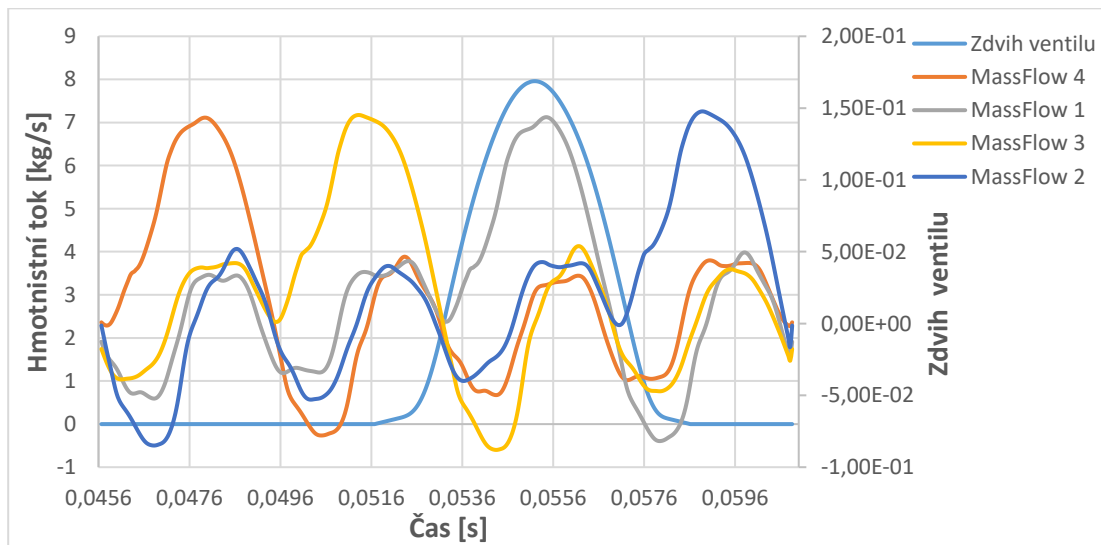
V následujících částech práce nalezneme dynamické CFD simulace předešlých sacích traktů. Výsledky simulací lze využít k porovnání jednotlivých variant mezi sebou. Z výsledků jsme schopni usoudit, kterým směrem je dobré se vydat. V kapitole 7.3.1 nalezneme způsob vyhodnocování na sacím traktu FS.03. Další vyhodnocení nalezneme v přílohách 1-3. Jednotlivé kapitoly nebo přílohy jsou pojmenované podle vozu, ve kterém byl daný typ traktu použit.

Správnost výsledků ověříme pomocí rovnice kontinuity pro nestacionární proudění stlačitelné tekutiny. Rozdíl hmotnosti vtékající a vytékající z kontrolního objemu, za daný časový interval, by měl být roven nule viz rovnice (10) [19]

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_{inlet} - (\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4) = 0 \quad (10)$$

Kde \dot{m}_{inlet} [kg/s] je hmotnostní tok na vstupu do sacího traktu a \dot{m}_1 , \dot{m}_2 , \dot{m}_3 a \dot{m}_4 [kg/s] jsou hmotnostní toky na výstupních průřezech z jednotlivých nátrubků. V našem případě je časový interval roven délce cyklu.

Dalším důležitým kritériem použitým k vyhodnocování dat je hmotnostní průtok protékající výstupním průřezem sacího nátrubku směrem do jeho válce v době otevření sacího ventilu. Naší snahou je, aby tento hmotnostní průtok byl co největší. Rozdíly mezi hmotnostními průtoky jednotlivých nátrubků by však měly být zanedbatelné z důvodu rovnoměrného plnění všech válců. Na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** můžeme vidět časový interval, během kterého dochází k nasávání vzduchu do prvního válce.



Obr. 44: Hmotnostní průtoky a otevření sacích ventilů prvního válce přidat mezi otevření

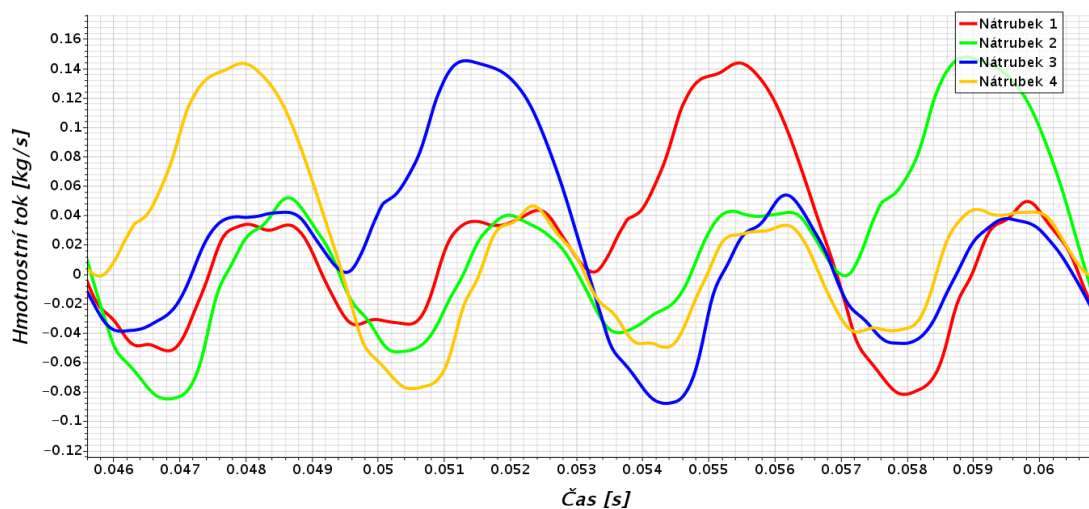
Vhodné je také sledovat hodnoty tlaků na vstupu do sacího traktu, v restriktoru a za restriktorem ve vstupu do sacího pléna.

7.3.1 Sací trakt vozu FS.03

Tento sací trakt vyrobený laminací z uhlíkového kompozitu měl délku sacích nátrubků 200 mm. I přestože vstup do sacích kanálů nemá přesně kruhový tvar, byly tyto nátrubky kruhového průřezu, a to z důvodu jednoduchosti výroby. Jejich průměr měřil 38 mm a na konci byly zahnuté. Objem celého sání včetně difuzoru činil 3,5 litru.



Obr. 45: Sací trakt vozu FS.03



Obr. 46: Hmotnostní toky na výstupech z nátrubků jednotlivých válců StarCCM+

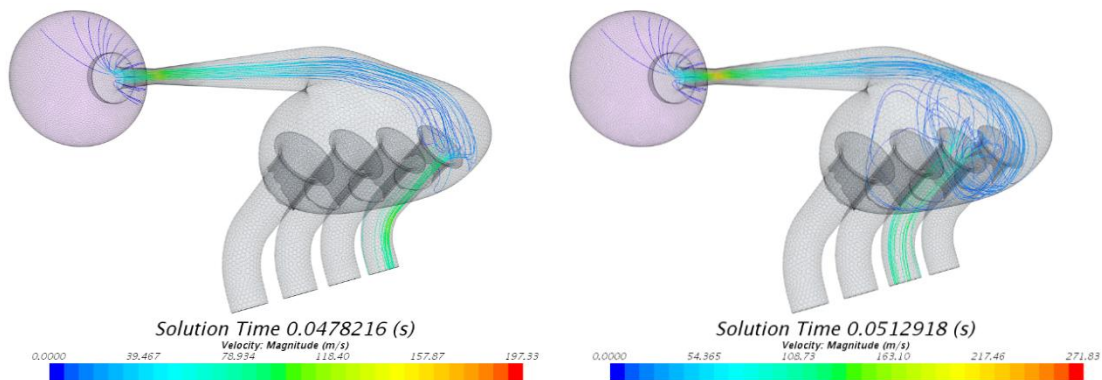
Hmotnostní tok na vstupu do pléna	\dot{m}_{in}	1,024817344	<i>g/cyklus</i>
Součet hmotnostních toků na výstupních průřezích nátrubků	\dot{m}_{out}	1,019065865	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl	$\Delta\dot{m}$	0,00575148	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl v procentech		0,561219971	%

Tab. č. 6: Hmotnostní průtoky FS.03 pro ověření správnosti výpočtu

V tab. číslo 6 můžeme vidět hmotnostní průtoky skrze každý sací nátrubek během otevření sacího ventilu, tedy sací fáze. Otevření sacích ventilů prvního válce a hmotnostní toky válci můžeme vidět na Obr. 46. Ze stejného obrázku a z tab. 7 je patrná rovnoměrnost plnění všech válců. Prostřední válce jsou dále lépe plněny i přes fakt, že proud vzduchu vstupující do prostředních nátrubků je více turbulentní.

Hmotnostní tok do prvního válce	\dot{m}_1	0,2493187	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do druhého válce	\dot{m}_2	0,265294074	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do třetího válce	\dot{m}_3	0,25771737	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do čtvrtého válce	\dot{m}_4	0,25292749	<i>g/cyklus</i>

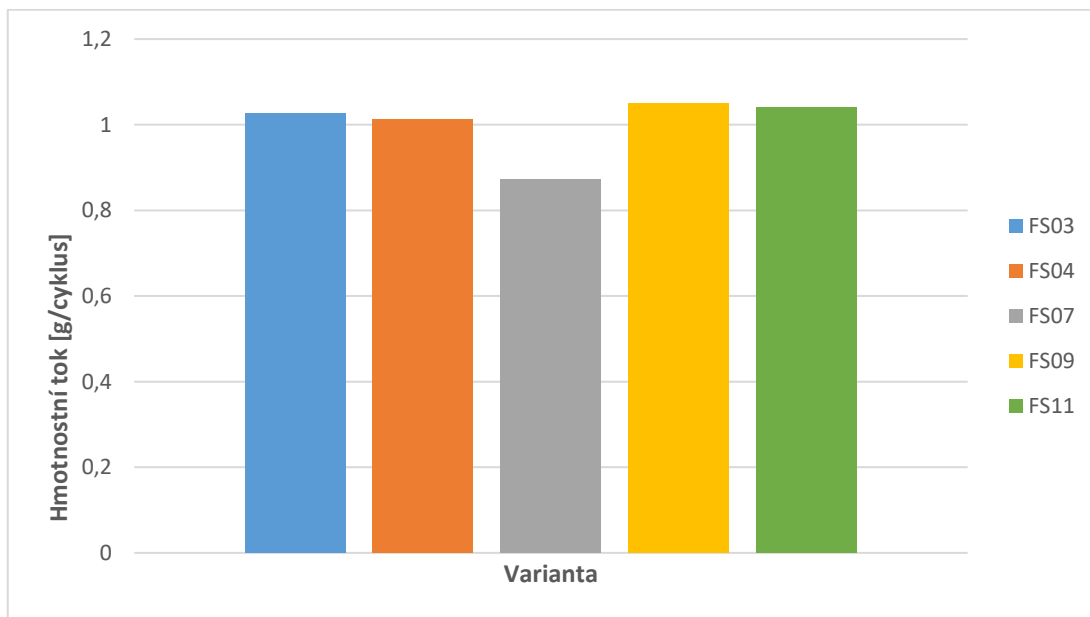
Tab. č. 7: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání



Obr. 47: Proudnic rychlostí při plnění prvního a druhého válce

7.3.2 Výsledky porovnávacích dynamických simulací

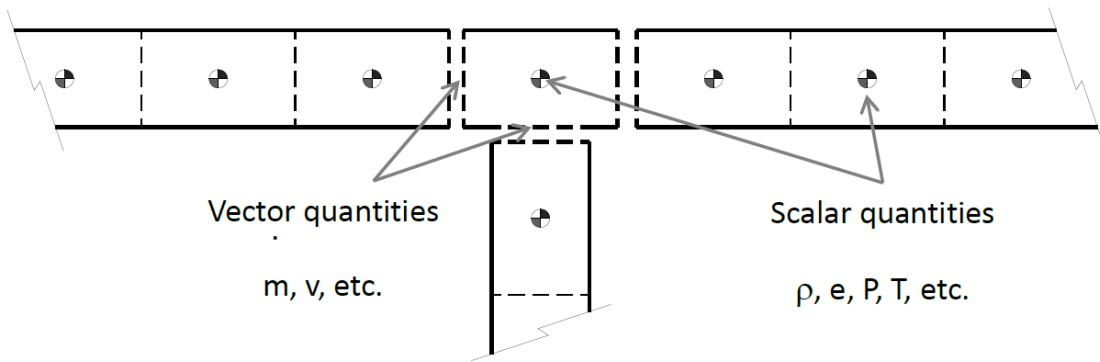
Jednotlivá vyhodnocení všech variant nalezneme v Přílohách č. 1-3. Na Obr. 48 však můžeme vidět porovnání těchto variant. Podle dynamických simulací nejlépe motor plnil sací trakt z vozu FS.09. Tento sací trakt byl však sací trakt se vstupem ze zadní části vozu. Nasávaný vzduch byl ovlivněn teplem od motoru a předpokládá se tedy, že i přes dobré výsledky hmotnostních průtoků za cyklus byl ve skutečnosti motor plněn hůře než varianty se vstupem vzduchu z přední části vozu. Varianta FS.11 je mnou navržená varianta zmíněná v dalších kapitolách.



Obr. 48: Celkový hmotnostní průtok každé z varianty za cyklus

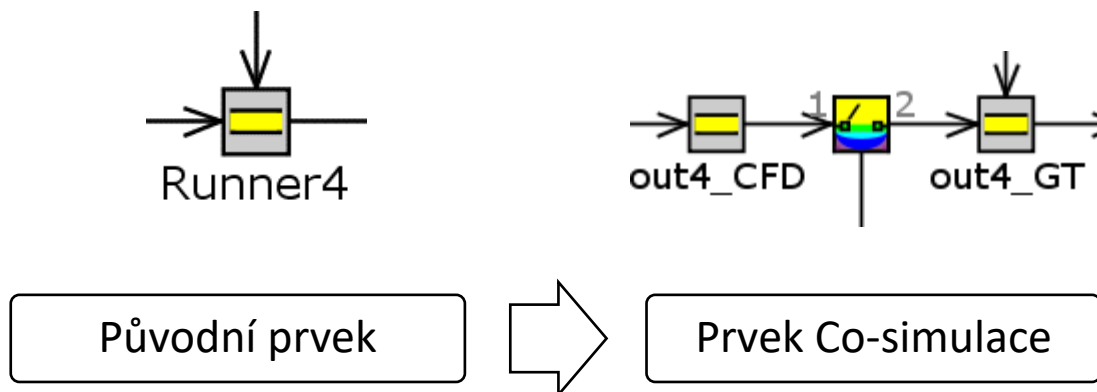
8. PARALELNÍ KO-SIMULACE

V programu GT-Suite jsou jednotlivé objemy uvnitř potrubí diskretizovány do jednotek, které nazýváme dílčí objemy. Každý dílčí objem má takzvanou specifickou diskretizační délku. Tyto diskretizační délky jsou však v porovnání s velikostmi CFD buněk několikrát větší. Jednotlivé dílčí objemy obsahují střed buňky a hranice buňky. Na hranicích každé buňky jsou řešeny vektory (hmotnostní průtok, rychlost, atd.). Ve středu buněk jsou pak řešeny skalární veličiny (teplota, tlak, atd.)



Obr. 49: Dílčí objemy GT-Power

Při nastavování propojené simulace použijeme již předem nastavené modely. Do jednorozměrného modelu GT-Power musíme přidat prvky sloužící k jasnému definování komunikačních hranic pro okamžitou výměnu okrajových podmínek. K přidání těchto prvků je však nezbytné rozdělit stávající 1-D prvky a vložit mezi ně příslušný prvek odpovídající požadovanému nastavení. Toto rozdělení můžeme vidět na Obr. 50. Je také nutné přizpůsobit diskretizační délku element pro co nejpřesnější výměnu dat mezi modely.



Obr. 50: Rozdělení prvku a přiřazení komunikační hranice

Výměna informací na komunikačních hranicích probíhá za každý časový krok nastavený v 3-D simulaci. Program GT-Power nejdříve spočte určitý počet předem nastavených cyklů. Po spočtení odešle první data do CFD simulace. V našem případě se jedná o vektory rychlostí na hranicích. Program StarCCM+ pak spočte daný časový interval a zpět do Gt-Poweru odešle nové, tentokrát tlakové, okrajové podmínky. Tato výměna probíhá každý časový krok a oba programy tedy běží souběžně. Po spočtení několika celých, za sebou jdoucích cyklů a dokončení celé simulace jsme schopni vyhodnotit výsledky jak v programu StarCCM+, tak GT-Power.



8.1 Možnosti výpočtu

Paralelní simulace jsou sami o sobě výpočetně náročné. V případě, že bychom chtěli tyto simulace porovnat se simulacemi dynamickými, je nutné, aby objemová síť a i všechna ostatní nastavení zůstaly zachovány. Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, objemová síť každé z varianty sacího traktu čítala přibližně 500 000 buněk. Každá simulace pak na serveru s šedesáti výpočetními jádery trvala zhruba 6 hodin.

Další komplikací je nutnost bezproblémové a okamžité výměny dat mezi oběma programy. V podstatě existují dva způsoby, jak simulaci spustit.

- Obě simulace běží na stejné výpočetní stanici (počítač)
- Každý z programů běží na jiné výpočetní stanici (serveru)

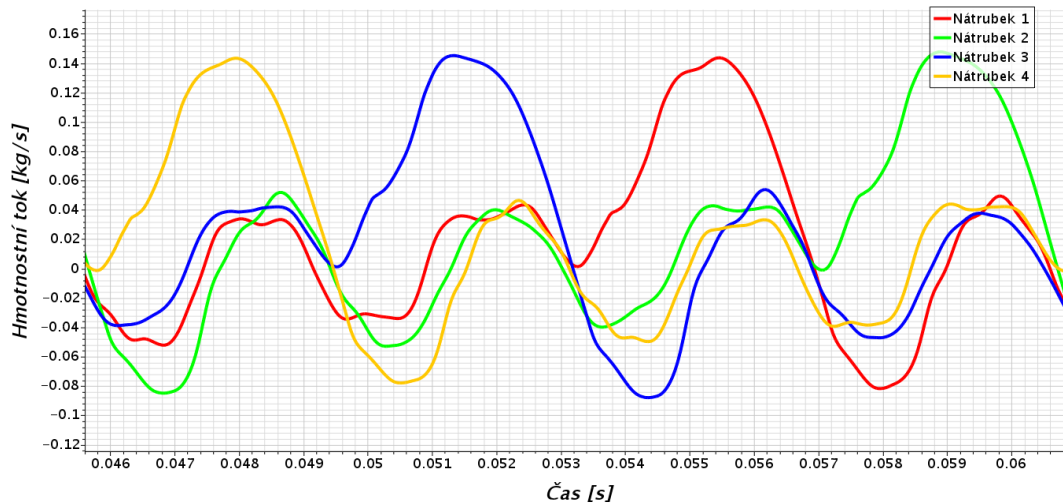
První způsob je sice jednodušší pro nastavení komunikace obou programů, je však silně nevhodný z důvodu výpočetní náročnosti. K výpočtu máme pouze malý počet jader (v mém případě 4) a také omezenou paměť (8 Gb). Simulace na jednom počítači by tedy běžela několik dní a v pravděpodobně by ani neproběhla z důvodu kolapsu programu.

V druhém případě jsme schopni využít výpočetní kapacity výpočetních serverů, zde však narážíme na problém výměny dat. Každý z programů na začátku souběžné simulace vytvoří komunikační soubory, ve kterých dochází k výměně všech důležitých informací nutných k simulaci. I po konzultacích s podporou společnosti Gamma technologies (GT-Power) se nepodařilo souběžnou simulaci na výpočetním serveru rozběhnout. V závěru došlo k poznatku, že komunikační soubory se vytvoří pouze s omezenými právy. Každý z programů pak nemá možnost tyto soubory znovu načíst a umožnit tak výměnu dat. Tento problém je způsoben infrastrukturou firemní výpočetní sítě. Možnost spustit výpočet na jiném serveru bohužel nebyla. Model je však připraven a v budoucnosti může být využit viz. Příloha 3 na CD.

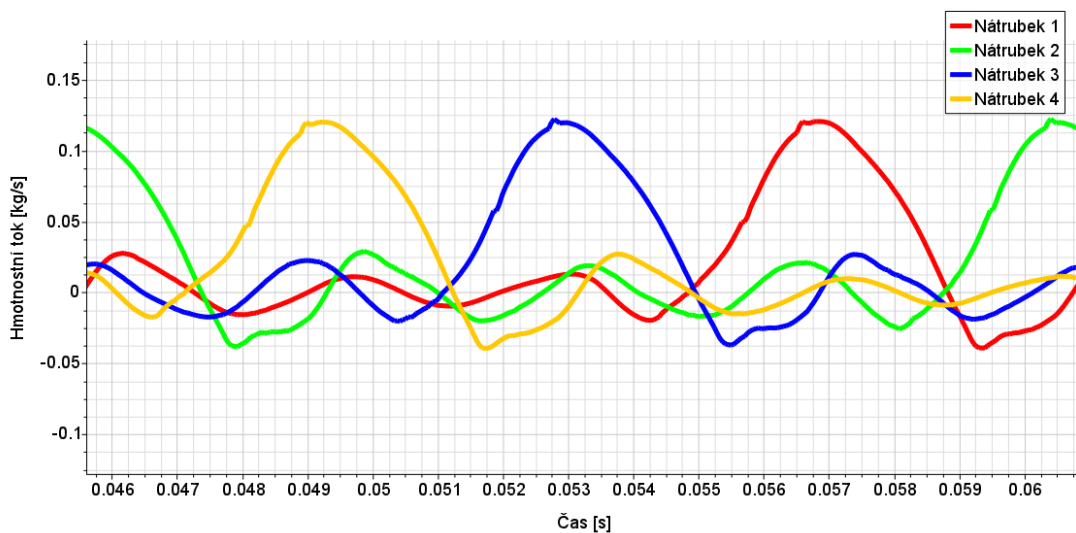
8.2 Ověření funkčnosti modelu

Pro ověření, zda model opravdu funguje jsem upravil výpočetní CFD model sacího traktu FS.03 viz. 7.3.1. Zvětšil jsem velikost objemových buněk na tolik, že počet buněk klesl z počtu cca 500 000 buněk na zhruba 43 000 buněk. Díky tomu jsem si mohl dovolit nechat simulaci proběhnout na mém počítači. I tak simulace běžela přes 12 hodin a několikrát se musela restartovat a znovu propojit. I když tyto simulace

nejsou z důvodu rozdílné objemové sítě na porovnání vhodné, můžeme si udělat představu o tom, jak se souběžná simulace od simulace s pevnými okrajovými podmínkami liší. Na Obr. 51 a 52 můžeme vidět rozdílné průběhy hmotnostních toků v místě vstupu do hlavy motoru.



Obr. 51: Hmotnostní toky nátrubky-dynamická simulace s pevnými okrajovými podmínkami



Obr. 52: Hmotnostní toky nátrubky-souběžná simulace

Z těchto výsledků je zřejmé, že výsledky souběžné simulace silně ovlivňují další počítané cykly celého motoru. Pro přesné popsání chování motoru je tedy vhodné využívat simulací souběžných.

9. NÁVRH VLASTNÍ VARIANTY

Na základě provedených simulací jsem navrhl variantu sacího traktu se vstupem vzduchu z přední části vozu. K tomuto typu sání jsem se rozhodl hlavně z důvodu špatných zkušeností s loňským typem sacího traktu. Hlavní nevýhody tohoto typu sacího traktu jsou zmíněny v předchozích kapitolách. Jednotlivé části sacího traktu budou vyrobeny laminací z prosycené uhlíkové tkaniny do forem z umělého dřeva a poté k sobě slepeny. Hlavní výhodou uhlíkových kompozitů je nízká hmotnost při vysoké pevnosti a tuhosti.

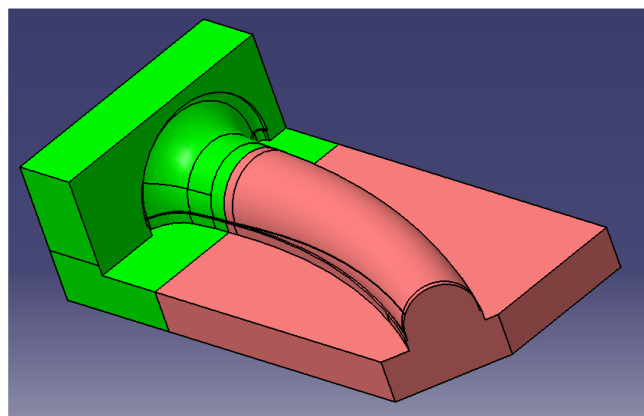
9.1 Návrh sacích nátrubků

9.1.1 Úprava sacích nátrubků FS.09

Sací trakt FS.09 byl včetně sacích nátrubků vyroben laminací z uhlíkové tkaniny. Pro výrobu sloužily vnější formy z umělého dřeva. Tyto formy sice zajistily dobrý vzhled, ale uvnitř těchto nátrubků byl špatný a drsný povrch. Z rovnice (11) je jasně patrné, že povrch uvnitř by měl být naopak co nejlepší, jelikož v těchto místech dosahuje proud vzduchu vysokých rychlostí. Třecí ztráta Z_t je závislá na rychlosti média, průměru potrubí D , jeho délce L . Součinitel místní třecí ztráty λ se určuje experimenty a vychází z pokusů. [19]

$$Z_t = \frac{\lambda \cdot L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} [m] \quad (11)$$

Na základě těchto poznatků jsem se rozhodl, že sací nátrubky budou dvoudílné a tyto dvě poloviny k sobě poté slepeny. Navrhl jsem dvoudílnou formu z umělého dřeva. Formy z umělého dřeva se obrábí na CNC frézkách. K jejich obrobení došlo na CNC frézce.



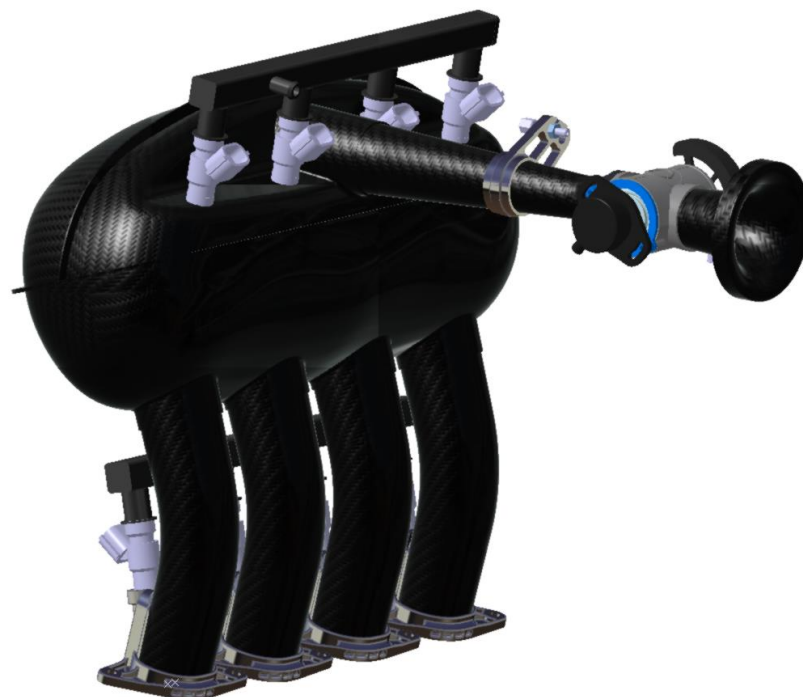
Obr. 53: Forma pro polovinu sacího nátrubku

9.1.2 Nové sací nátrubky

Na základě provedených jednorozměrných simulací v programu GT-Power jsem se rozhodl pro návrh sacích nátrubků délky 185 mm. Tento postup je zmíněn v 4.3.2. Znovu byly navrženy dvoudílné vnitřní formy z umělého dřeva.

9.2 Návrh tvaru pléna

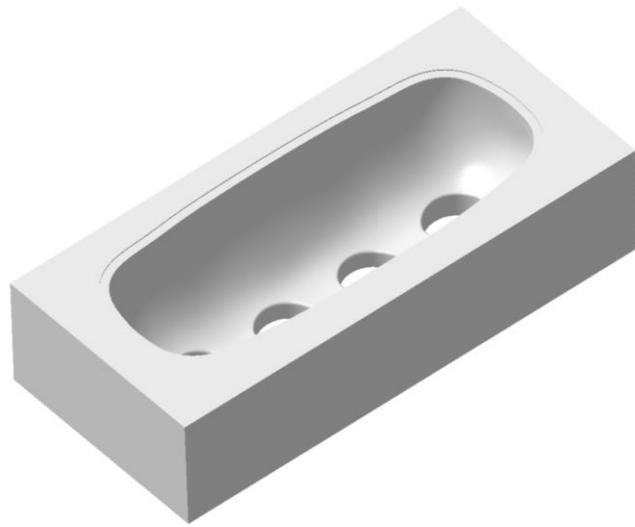
Z provedených trojrozměrných simulací proudění vzduchu sacím traktem si můžeme udělat jasnou představu, kterým směrem bychom se měli se při návrhu tvaru sacího pléna ubírat. Na základě těchto simulací jsem navrhl vlastní tvar sacího pléna. Jelikož je již několikátou sezonu využíváno sekundárních vstřikovačů bylo nutné se zamyslet i nad jejich umístěním. Aby nedošlo k výraznému narušení proudu vzduchu vstupujícího do pléna, rozhodl jsem se je umístit po jeho směru. Kompletní návrh nového sacího traktu můžeme vidět na Obr. 54.



Obr. 54: Sací trakt FS.11

Pro uhlíkový difuzor byly navrženy již dříve zmíněné hliníkové formy. Pro každou část sacího traktu jsem navrhl formy z umělého dřeva viz. Obr. 55. Do těchto forem se bude po důkladném naseparování nanášet prosycená uhlíková tkanina. Na části pléna jsou postupně naneseny čtyři vrstvy tkaniny. U vrstev měníme orientaci

vláken pro dosažení nejlepších vlastností. Poté každou část vytvrdíme v peci při teplotě 80°C. Jednotlivé části k sobě budou slepeny v přípravcích.



Obr. 55: Forma pro spodní část sacího pléna

9.3 Dynamická simulace-ověření vlastního návrhu

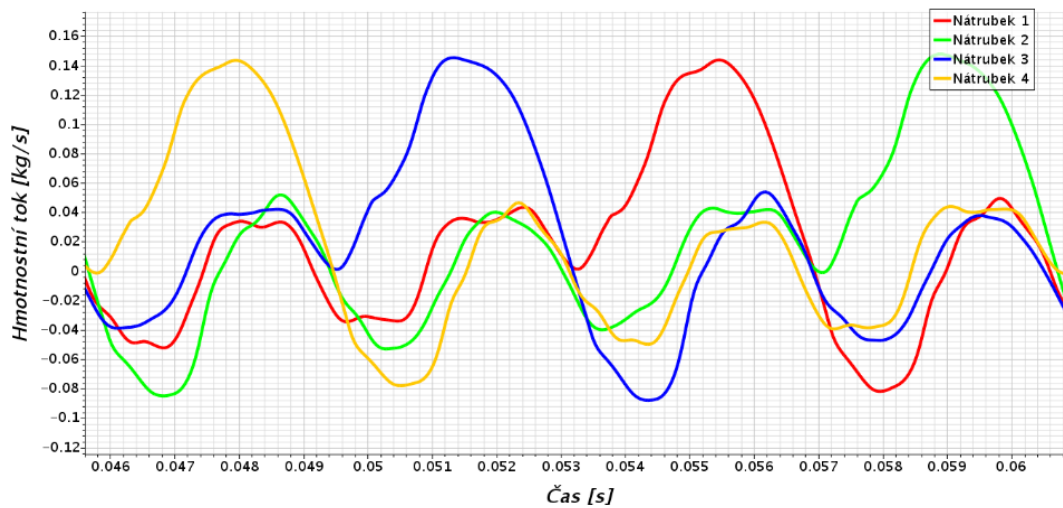
Z výsledků simulace vlastního návrhu je patrné, že hodnoty maximálního hmotnostního toku do motoru za jeden cyklus jsou srovnatelné s nejlepší dosavadní variantou FS.09. I když maximální hodnota je o něco málo menší, můžeme předpokládat, že ve výsledku bude tato varianta podávat lepší výsledky. Díky tomuto návrhu bude totiž docházet k nasávání čistého vzduchu maximálně o teplotě okolí. Hustota vzduchu s rostoucí teplotou klesá, klesá tedy i množství vzduchu do motoru nasátého. Je také silně nepravděpodobné, že by při této variantě docházelo k nasávání výfukových spalin. Vstup proudu vzduchu uprostřed pléna zajišťuje rovnoměrné plnění válců.

Hmotnostní tok na vstupu do pléna	\dot{m}_{in}	0,997138844	<i>g/cyklus</i>
Součet hmotnostních toků na výstupních průřezích nátrubků	\dot{m}_{out}	0,986267525	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl	$\Delta\dot{m}$	0,010871319	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl v procentech		1,090251308	%

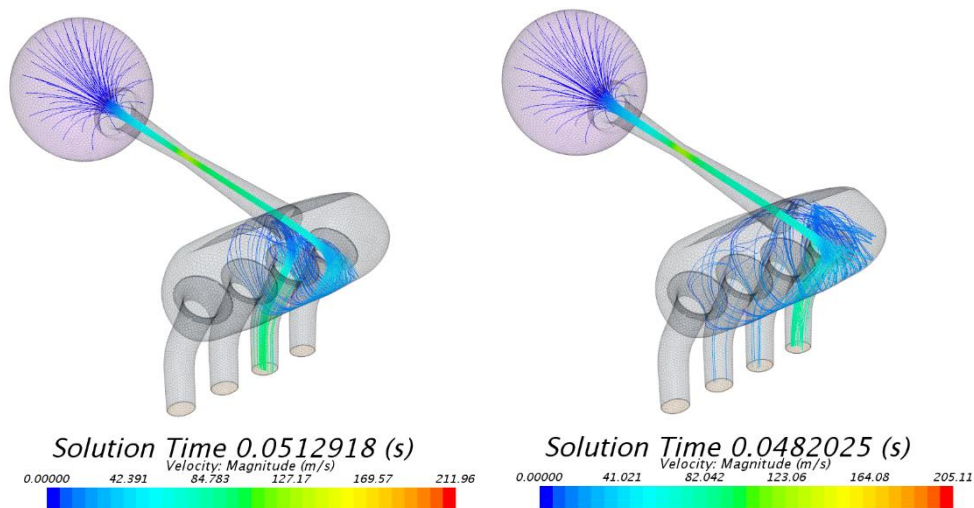
Tab. č. 8: Hmotnostní průtoky FS.11 pro ověření správnosti výpočtu

Hmotnostní tok do prvního válce	\dot{m}_1	0,236936714	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do druhého válce	\dot{m}_2	0,26580356	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do třetího válce	\dot{m}_3	0,281812048	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do čtvrtého válce	\dot{m}_4	0,256848744	<i>g/cyklus</i>

Tab. č. 9: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání FS.11



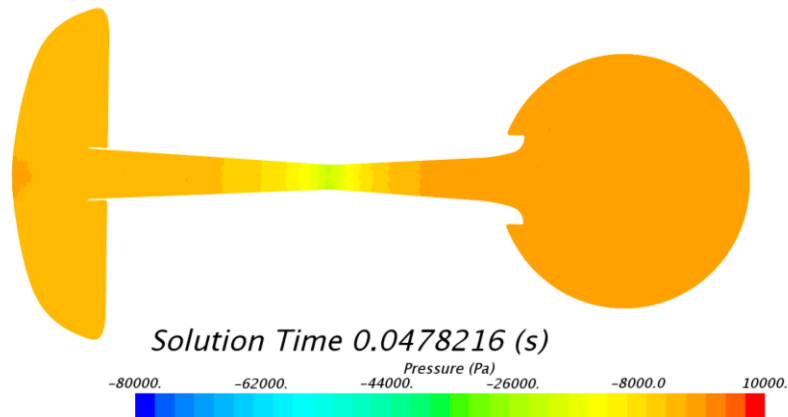
Obr. 56: Hmotnostní průtok FS.11



Obr. 57: Rychlostní profily

Dalším důležitým krokem je ověření, zdali v ustalovací nádobě nedochází k šíření tlakových vln směrem zpět k restriktoru. Tento jev by se dále projevoval zhoršeným průtokem skrz restriktor. Na Obr. 58 můžeme vidět tlakové pole v oblasti

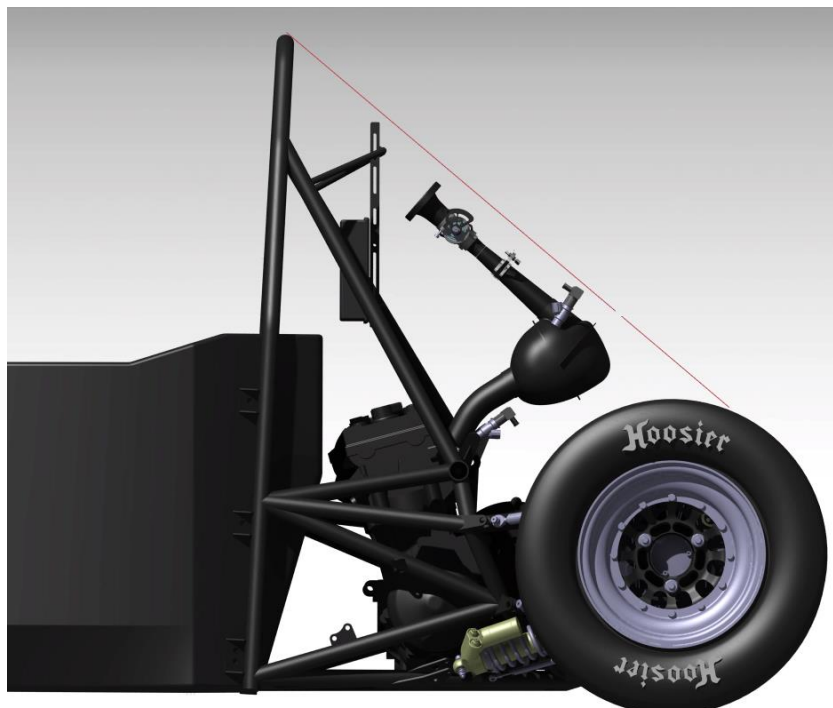
průřezu difuzoru a pléna. Tlakový spád v trysce se výrazně nemění a díky tomu je průtok skrz restriktor ustálenější.



Obr. 58: Tlakové pole FS.11

9.4 Zástavba do vozidla

Na umístění kompletního sacího traktu do pravidly stanovených obálek je nutné myslet již při návrhu. Místo pro sací trakt je omezené a je proto vhodné nejdříve navrhnout a umístit sací trakt a poté přidávat další součásti. Umístění sacího traktu ve voze FS.11 můžeme vidět na Obr. 59.



Obr. 59: Sací trakt ve vozu FS.11



10. ZÁVĚR

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout a optimalizovat tvar sacího traktu motoru Yamaha R6. Jedná se o trakt specifický svými požadavky pro soutěž Formula Student. K optimalizaci jsem měl využít spojení 1-D a 3-D simulačních modelů motoru a sacího pléna.

Pro potřeby mé diplomové práce jsem upravil 1-D model motoru v programu GT-Power a za použití softwaru GEM-3D vytvořil nové prvky představující kompletní sací trakt v tomto jednorozměrném modelu. Za použití tohoto modelu jsem dále optimalizoval délky sacích nátrubků pro co nejlepší plnění v oblasti nejvíce využívaných otáček motoru. Výpočtem modelu jsem stanovil okrajové podmínky pro transientní simulaci.

Sestavil jsem plně variabilní 3-D model v programu StarCCM+ pro výpočet trojrozměrného proudění vzduchu v sacím traktu. V tomto modelu jsme schopni za krátký čas vyměnit geometrii traktu a můžeme si tak ověřit naše návrhové předpoklady. V modelu byly vypracovány grafické scény a grafy pro co nejlehčí vyhodnocení. K určení směru vývoje byly vypočteny transientní simulace variant minulých sacích traktů.

Provedl jsem spojení obou simulačních modelů a sestavil model vhodný pro souběžnou simulaci. Tímto modelem jsme schopni se ještě více přiblížit reálným dějům během pracovního cyklu motoru. Model je ovšem možno použít v následujících ročnících soutěže pro nové návrhy sacích traktů a celkovému zdokonalení jednorozměrného modelu.

V neposlední řadě jsem za pomoci všech těchto analýz a nástrojů navrhl novou variantu sacího traktu včetně škrťací klapky. Nová varianta podle provedených porovnávacích simulací splňuje požadavky nutné pro konkurenceschopnost týmu. Hlavními požadavky jsou maximální možné plnění motoru i za použití restriktoru. Tyto požadavky navržená varianta splňuje. Typem sacího traktu se vstupem vzduchu z přední části vozu navíc eliminujeme možnost nasávání výfukových spalin a nasávaný vzduch také není ohříván od motoru což by snižovalo míru naplnění motoru vzduchem.



Tento sací trakt byl navržen jak z hlediska zástavby do vozidla, tak z hlediska jeho výroby. Funkčnost nově navržené válečkové klapky byla již ověřena závodní sezonou a pro další ročník se plánuje její další využití.



POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Formula student rules [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z:
https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.0.pdf
- [2] Data motoru [online]. [cit. 2018-07-15]. Dostupné z:
https://www.1000ps.at/gebrauchte-motorraeder/marke/Yamaha/modell/Yamaha-YZF-R6_3
- [3] Výkonové křivky Yamaha-R6 [online]. [cit. 2018-02-18]. Dostupné z: 3.
<https://www.sportbikes.net/forums/attachments/new-riders/200634d1278483064-can-someone-explain-torque-dif-between-sv650s-r6s-r6-dyno.jpg>
- [4] TOMÍČEK, Libor. Optimalizace výkonu a spotřeby motoru Yamaha R6 pro závodní trať. Praha, 2016. Diplomová práce. ČVUT Fakulta strojní. 64 stran.
- [5] Motor Yamaha R6 [online]. [cit. 2018-08-19]. Dostupné z: 5.
<https://www.yamaha-motor.eu/designcafe/en/about-design/development/index.aspx?view=article&id=441041&segment=Supersport&archive=false&page=2>
- [6] HEYWOOD, John. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., 1988. ISBN 0-07-028637-X. 930 stran.
- [7] CÍSAŘ, Ondřej. *Návrh sacího traktu motoru Yamaha R6*. Praha, 2016. Diplomová práce. ČVUT Fakulta strojní. 67 stran.
- [8] Škrtící klapka AT Power [online]. [cit. 2018-08-19]. Dostupné z:
<https://www.yamaha-motor.eu/designcafe/en/about-design/development/index.aspx?view=article&id=441041&segment=Supersport&archive=false&page=2>
- [9] Šoupátková klapka [online]. [cit. 2018-08-19]. Dostupné z:
<https://grabcad.com/library/porsche-slide-valve-throttle-bodies>
- [10] TICHÁNEK, Radek. Prezentace k předmětu Pohony soutěžních vozů.
- [11] Sací trakt se vstupem vzduchu z horní části vozu [online]. [cit. 2018-08-19]. Dostupné z:
<https://i.pinimg.com/736x/5c/be/1c/5cbe1c4b20eca14421d065b579de2856--instagram-design-buggy.jpg>
- [12] Sací trakt se vstupem vzduchu z boku vozu [online]. [cit. 2018-08-19]. Dostupné z: <https://i.pinimg.com/originals/8d/ad/b8/8dad87e4d7cf9e7c71974a2674b72d2.jpg>



- [13] SOMMER, Jiří. Konstrukce sacího pléna motoru YAMAHA YZF R6. Praha, 2014. Bakalářská práce. ČVUT Fakulta strojní. 48 stran.
- [14] OH YIDE, Andre. DESIGN AND ANALYSIS OF THE INTAKE SYSTEM OF A FORMULA SAE CAR [online]. [cit. 2018-08-19]. Dostupné z: <https://scholarbank.nus.edu.sg/bitstream/10635/34336/1/AndreOh%20A0066517B%20Thesis%20Final.pdf>
- [15] MURRAY, Nick, Andy CLEMENT, SURGENOR a ELRASHIDI. *FALL TERM REPORT* [online]. Dalhousie, 2011 [cit. 2017-08-15]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_11_15/DOCUMENTS/FallTermReport_FINAL.pdf. Dalhousie University.
- [16] PALIZA, Petr. Výpočet proudění v sacím potrubí motoru Formule Student. Praha, 2011. Bakalářská práce. ČVUT Fakulta strojní. 84 stran.
- [17] Uživatelská příručka programu STAR-CCM+ [online] [cit. 2018-04-11].
- [18] URUBA, Václav. Dynamics of flow behind backward-facing step in a narrow channel. Institute of Thermomechanics AS CR, v.v.i., Prague, Czech Republic, 2013.
- [19] NOŽIČKA, Jiří. Mechanika tekutin. Praha: ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02865-8.
- [20] HAVLÍK, Aleš a PICEK, Tomáš. Prezentace k předmětu Hydraulika potrubí. Fakulta stavební ČVUT v Praze Katedra hydrauliky a hydrologie.
- [21] TERBER, Daniel. Sání s proměnnou délkou potrubí pro formuli týmu CarTech. Praha 2014. Diplomová práce. ČVUT Fakulta strojní. 89 stran.



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Zástavbové obálky [1]	11
Obr. 2: Umístění restriktoru [1]	12
Obr. 3: Motor Yamaha YZF-R6 [5]	13
Obr. 4: Momentová a výkonová charakteristika motoru YZF-R6 2007 [3].....	14
Obr. 5: Momentová a výkonová charakteristika motoru FS.10.....	14
Obr. 6: Motýlková klapka AT Power v porovnání s klapkou navrženou bývalým členem týmu [7][8]	16
Obr. 7: Šoupátková klapka na tříválcový motor [9]	17
Obr. 8: Forma difuzoru, restriktoru a části konfuzoru	19
Obr. 9: Model profukovací zkoušky v CFD, tlak a rychlostní profil	20
Obr. 10: Válečková klapka první generace.....	21
Obr. 11: Hmotnostní průtoky v závislosti na otevření klapky.....	21
Obr. 12: Hmotnostní průtoky klapkou s filtrem a bez filtru	22
Obr. 13: CNC obrábění sintrovaného tělesa	23
Obr. 14: Válečková klapka druhé generace	23
Obr. 15: Řez válečkovou klapkou	24
Obr. 16: Sací trakt se vstupem vzduchu z přední části vozu [11].....	25
Obr. 17: Sací trakt se vstupem vzduchu z boční části vozu [12].....	26
Obr. 18: Sací trakt se vstupem vzduchu ze zadní části vozu [13]	27
Obr. 19: Šíření tlakové vlny sacím potrubí- počáteční stav [14].....	27
Obr. 20 : Šíření tlakové vlny sacím potrubí- otevřený sací ventil [14]	28
Obr. 21: Šíření tlakové vlny sacím potrubí- zavřený sací ventil [14].....	28
Obr. 22: Šíření tlakové vlny sacím potrubí- plně vytvořená tlaková vlna [14]	28
Obr. 23: Zdvih ventilů v závislosti na natočení klikové hřídele.....	29
Obr. 24: Závislost délky potrubí na řádu harmonického buzení	30
Obr. 25: Histogram závody.....	31
Obr. 26: Vybrané závislosti délek potrubí a řádů harm. budících složek.....	31
Obr. 27: 1-D model motoru GT-Power	32
Obr. 28: Sací trakt FS.04 rozdělený pomocí programu GEM-3D.....	33
Obr. 29: Převod sacího nátrubku do 1-D prvku Pipe.....	34
Obr. 30: Převod části sacího pléna do 1-D prvku Flow Split	34
Obr. 31: Převod celého sacího traktu do 1-D prvků	35
Obr. 32: Optimalizace délek sacích nátrubků 1-D simulace	36
Obr. 33: Momentové charakteristiky různých délek sacích nátrubků	37
Obr. 34: Hodnoty tlaků na vstupu do hlavy.....	38
Obr. 35: Průběh teplot nasávaného vzduchu na vstupu do hlavy motoru	38
Obr. 36: Oblast měření experimentu [18].....	40
Obr. 37: Objemová síť typu trim ve dvou verzích.....	41
Obr. 38: Rychlostní profily jednotlivých modelů na rovině symetrie	42
Obr. 39 Oblast znovu přichycení mezní vrstvy v rovinně 1 mm nad dnem	43
Obr. 40: Výpočetní čas jednotlivých modelů	45
Obr. 41: Povrchová síť sacího traktu FS.03 s již přiřazenými hranicemi.....	47
Obr. 42: Objemová síť FS.04 a FS.07	48
Obr. 43: Ustálení hodnoty hmotnostního toku v časovém intervalu	50



Obr. 44: Hmotnostní průtoky a otevření sacích ventilů prvního válce přidat mezi otevření	51
Obr. 45: Sací trakt vozu FS.03.....	52
Obr. 46: Hmotnostní toky na výstupech z nátrubků jednotlivých válců StarCCM+.	52
Obr. 47: Proudnice rychlostí při plnění prvního a druhého válce.....	53
Obr. 48: Celkový hmotnostní průtok každé z varianty za cyklus.....	54
Obr. 49: Dílčí objemy GT-Power	55
Obr. 50: Rozdělení prvku a přiřazení komunikační hranice.....	55
Obr. 51: Hmotnostní toky nátrubky-dynamická simulace s pevnými okrajovými podmínkami	57
Obr. 52: Hmotnostní toky nátrubky-souběžná simulace	57
Obr. 53: Forma pro polovinu sacího nátrubku.....	58
Obr. 54: Sací trakt FS.11	59
Obr. 55: Forma pro spodní část sacího pléna	60
Obr. 56: Hmotnostní průtok FS.11	61
Obr. 57: Rychlostní profily.....	61
Obr. 58: Tlakové pole FS.11.....	62
Obr. 59: Sací trakt ve vozu FS.11	62



SEZNAM TABULEK

Tab. č. 1: Parametry motoru	12
Tab. č. 2: Nově dosažené parametry motoru	13
Tab. č. 3: Délky pulzačního potrubí pro harmonické řády	31
Tab. č. 4: Počáteční podmínky	41
Tab. č. 5: Výpočetní časy na objemové síti typu Trimy	44
Tab. č. 6: Hmotnostní průtoky FS.03 pro ověření správnosti výpočtu	53
Tab. č. 7: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání	53
Tab. č. 8: Hmotnostní průtoky FS.11 pro ověření správnosti výpočtu	60
Tab. č. 9: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání FS.11	61

SEZNAM SOFTWARE

CATIA V5 R21- Dassault Systèmes

GT-Suite- Gamma Technologie

StarCCM+ -Siemens

Ansa- BETA CAE Systemes

Microsoft Word

Microsoft Excel

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - FS.04

Příloha 2 - FS.07

Příloha 3 - FS.09

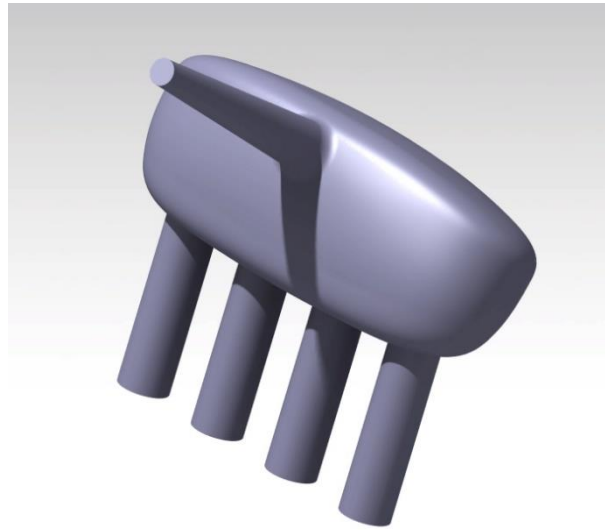
SEZNAM PŘÍLOH NA CD

Příloha CD 1 – Výpočetní model GT-Power

Příloha CD 2 – Výpočetní model StarCCM+

Příloha CD 3 – Výpočetní paralelní transienční model

Příloha CD 4 – Geometrický model sacího traktu FS.11- Catia V5

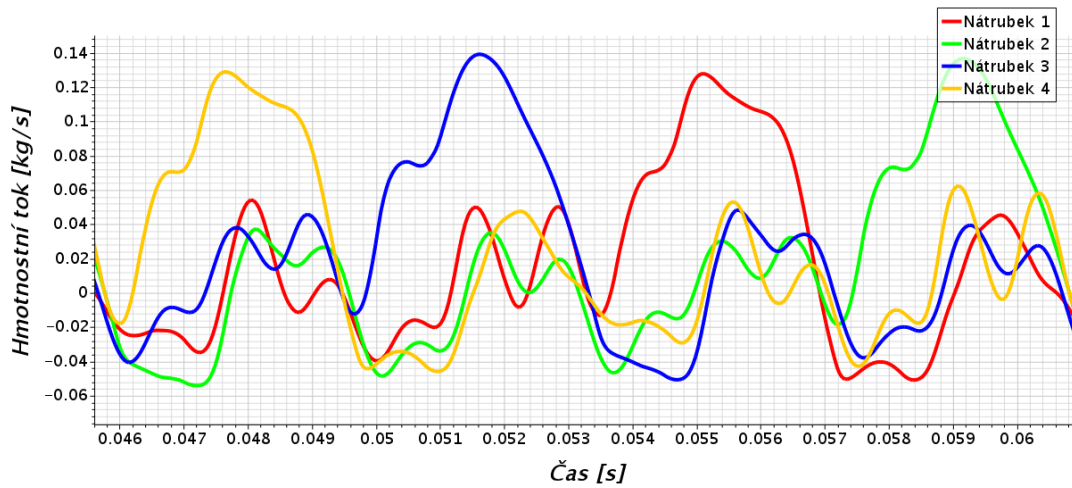
Příloha 1 - FS.04*Obr.1: Geometrie sacího traktu vozu FS.04*

Hmotnostní tok na vstupu do pléna	\dot{m}_{in}	1,029768397	<i>g/cyklus</i>
Součet hmotnostních toků na výstupních průřezích nátrubků	\dot{m}_{out}	1,035680749	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl	$\Delta\dot{m}$	-0,004709271	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl v procentech		-0,456150689	%

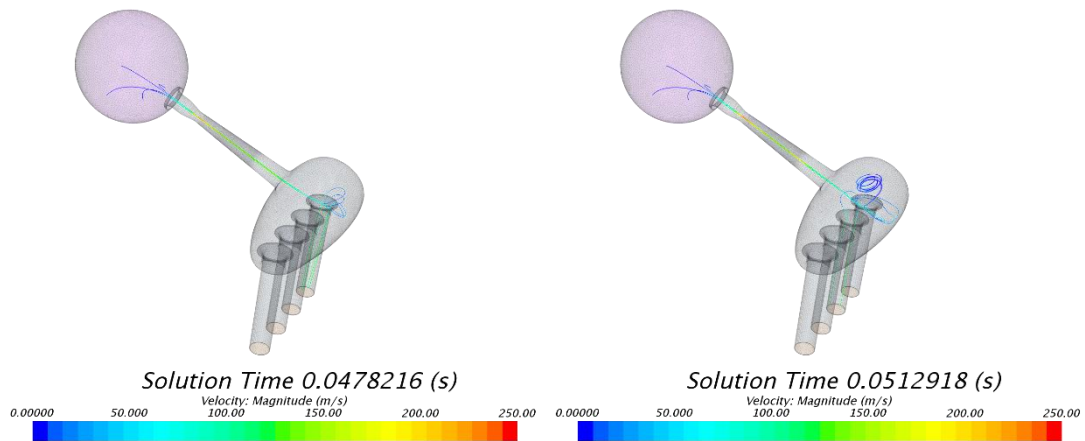
Tab. č.1: Hmotnostní průtoky FS.04 pro ověření správnosti výpočtu

Hmotnostní tok do prvního válce	\dot{m}_1	0,237821032	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do druhého válce	\dot{m}_2	0,238698183	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do třetího válce	\dot{m}_3	0,273788754	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do čtvrtého válce	\dot{m}_4	0,263342678	<i>g/cyklus</i>

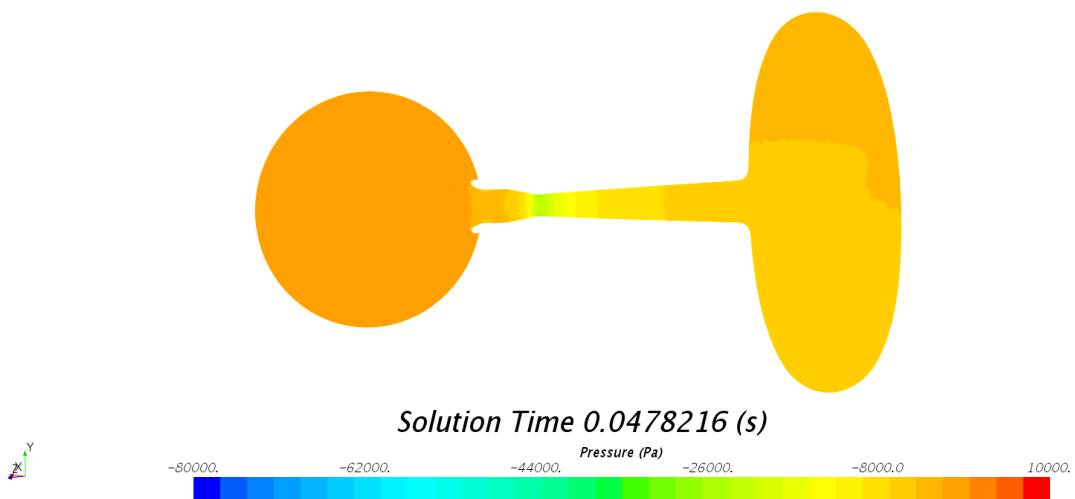
Tab. č. 2: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání



Obr.2: Hmotnostní toky na výstupech z nátrubků jednotlivých válců FS.04



Obr. 3: Proudnice rychlosti vzduchu FS.04



Obr. 4: Tlakové pole FS.04

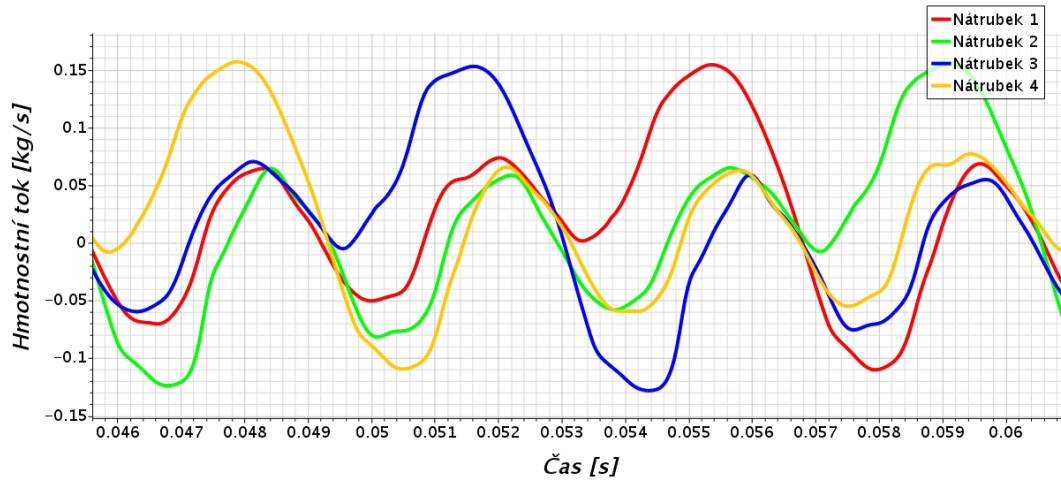
Příloha 2 - FS.07*Obr. 5: Geometrie sacího traktu vozu FS.07*

Hmotnostní tok na vstupu do pléna	\dot{m}_{in}	0,88060679	<i>g/cyklus</i>
Součet hmotnostních toků na výstupních průřezech nátrubků	\dot{m}_{out}	0,864708363	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl	$\Delta\dot{m}$	0,015898426	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl v procentech		1,805394448	%

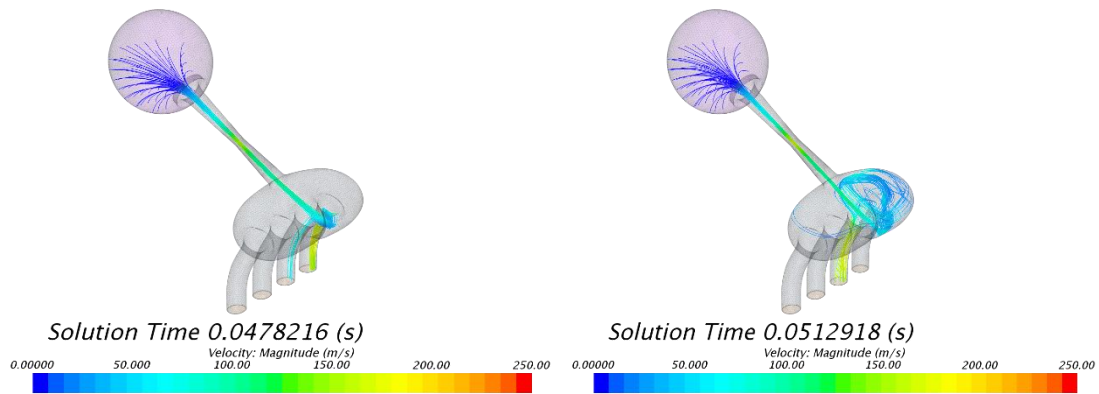
Tab. č. 3: Hmotnostní průtoky FS.07 pro ověření správnosti výpočtu

Hmotnostní tok do prvního válce	\dot{m}_1	0,23935412	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do druhého válce	\dot{m}_2	0,202565376	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do třetího válce	\dot{m}_3	0,198593221	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do čtvrtého válce	\dot{m}_4	0,232387373	<i>g/cyklus</i>

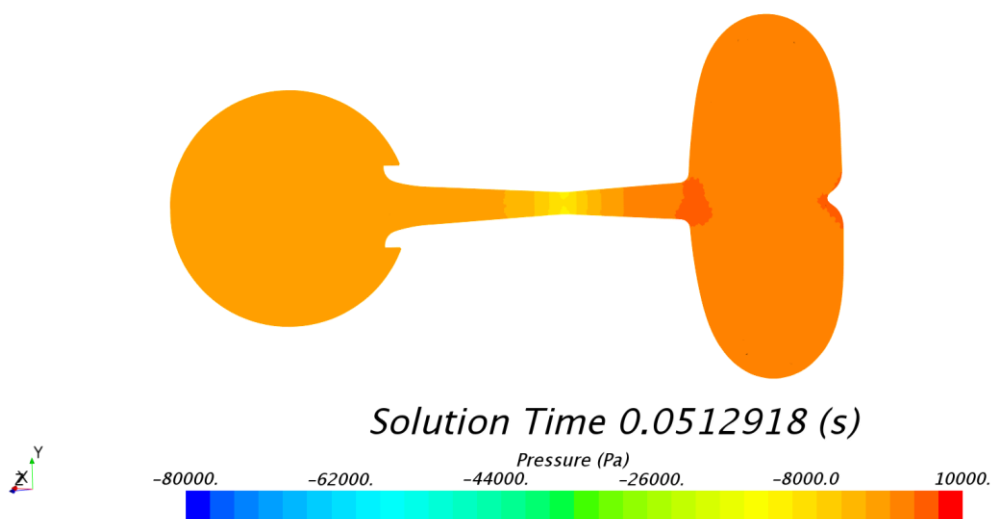
Tab. č. 4: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání FS.07



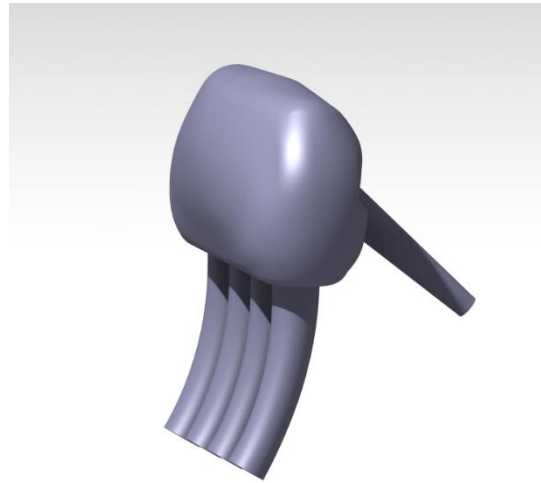
Obr. 6: Hmotnostní toky na výstupech z nátrubků jednotlivých válců FS.07



Obr. 7: Proudnice rychlosti vzduchu FS.0.7



Obr. 8: Tlakové pole FS.17

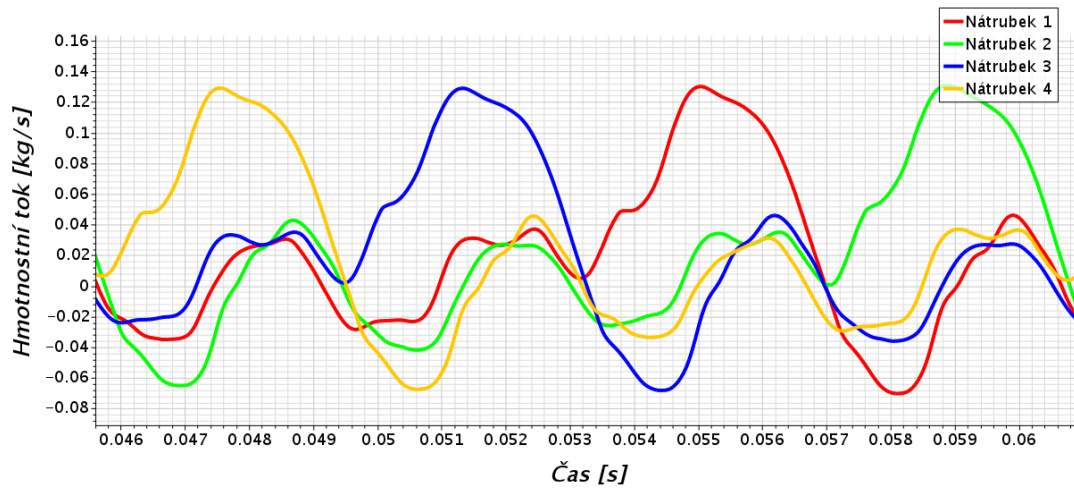
Příloha 3 – FS.09 – FS.10*Obr. 9: Geometrie sacího traktu vozu FS.09*

Hmotnostní tok na vstupu do pléna	\dot{m}_{in}	1,034105635	<i>g/cyklus</i>
Součet hmotnostních toků na výstupních průřezech nátrubků	\dot{m}_{out}	1,031892144	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl	$\Delta\dot{m}$	0,002213491	<i>g/cyklus</i>
Rozdíl v procentech		0,214048816	%

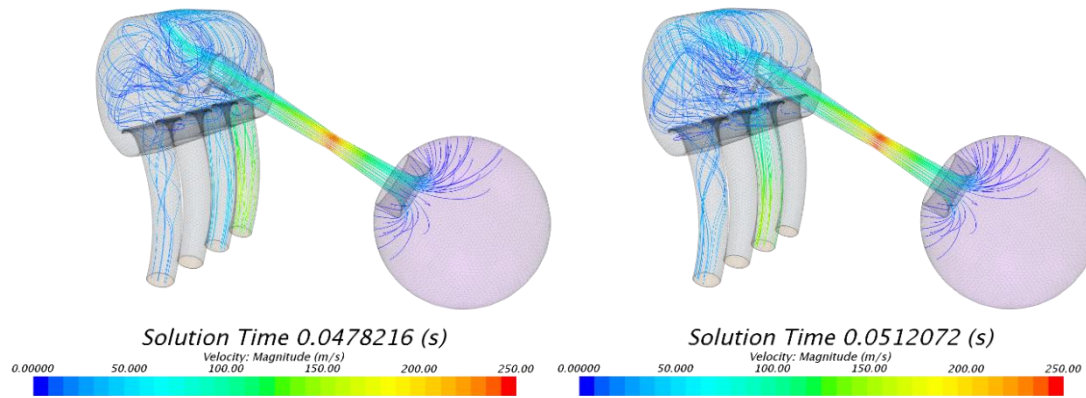
Tab. č. 5: Hmotnostní průtoky FS.09 pro ověření správnosti výpočtu

Hmotnostní tok do prvního válce	\dot{m}_1	0,244970282	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do druhého válce	\dot{m}_2	0,267552939	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do třetího válce	\dot{m}_3	0,27032942	<i>g/cyklus</i>
Hmotnostní tok do čtvrtého válce	\dot{m}_4	0,265809946	<i>g/cyklus</i>

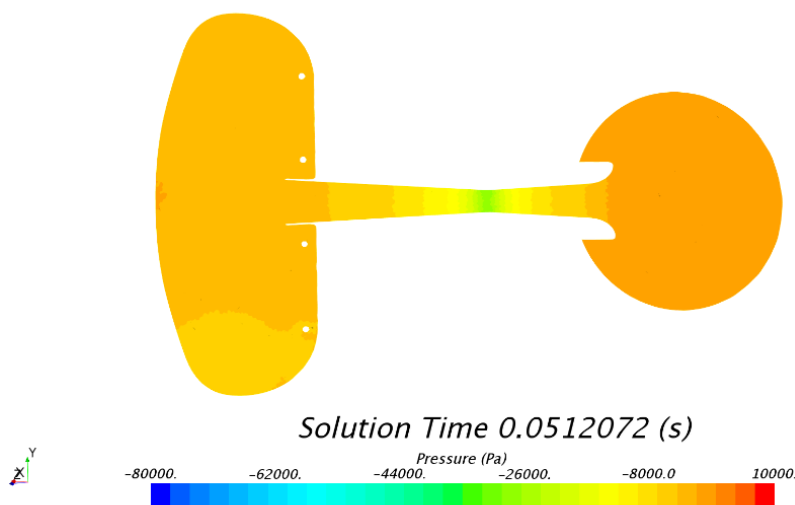
Tab. č. 6: Hmotnostní průtoky jednotlivými sacími nátrubky během sání FS.09



Obr. 10: Hmotnostní toky na výstupech z nátrubků jednotlivých válců FS.09



Obr. 11: Proudnice rychlosti vzduchu FS.09



Obr. 12: Tlakové pole FS.09