

**České vysoké učení technické v Praze**

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh sacího traktu motoru Yamaha R6

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

|                         |  |                      |                             |
|-------------------------|--|----------------------|-----------------------------|
| Příjmení:               | <b>Císař</b>   | Jméno: <b>Ondřej</b> | Osobní číslo: <b>379934</b> |
| Fakulta/ústav:          | <b>Fakulta strojní</b>   |                      |                             |
| Zadávací katedra/ústav: | <b>Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel</b> |                      |                             |
| Studijní program:       | <b>Strojní inženýrství</b>                                       |                      |                             |
| Studijní obor:          | <b>Dopravní, letadlová a transportní technika</b>                |                      |                             |

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh sacího traktu motoru Yamaha R6.**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of engine Yamaha R6 intake manifold.**

Pokyny pro vypracování:

Provedte optimalizaci sacího traktu atmosféricky plněného motoru Yamaha YZF R6 opatřeného restriktorem. Proveďte měření motoru na brzdovém stanovišti pro různé délky sacího potrubí. Vyhodnoťte naměřené parametry a zvolte optimální variantu pro závodní vůz Formula student. Navrhněte prototyp sacího traktu.

Seznam doporučené literatury:

SAE Papers

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

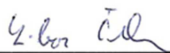


**Ing. Libor Červenka Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

,

Datum zadání diplomové práce: **24.10.2016** Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2017**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

 \_\_\_\_\_  \_\_\_\_\_ 

Podpis vedoucí(ho) práce Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

4.11.2016 Datum převzetí zadání OS Podpis studenta

---

## Prohlášení o autorství

Prohlašuji, že jsem předkládanou diplomovou práci zpracoval samostatně pod vedením Ing. Libora Červenky, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 2. ledna 2017

.....

Ondřej Císař

---

## **Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce Ing. Liborovi Červenkovi, Ph.D. za jeho rady při řešení problematiky sacího traktu motoru a poskytnuté konzultace.

Dále bych chtěl poděkovat celému teamu CTU CarTech za jejich ochotu a pomoc při řešení dané problematiky.



## Obsah

|   |    |
|---|----|
| Prohlášení o autorství .....                          | 3  |
| Poděkování .....                                      | 4  |
| Obsah .....   | 5  |
| Anotační list .....                                   | 7  |
| Seznam použitých veličin a zkratk .....               | 8  |
| 1 Úvod .....  | 10 |
| 2 Pravidla pro motorovou skupinu .....                | 11 |
| 3 Základní pojmy .....                                | 12 |
| 3.1 Točivý moment .....                               | 12 |
| 3.2 Výkon motoru .....                                | 13 |
| 3.3 Otáčky motoru, střední pístová rychlost .....     | 13 |
| 3.4 Střední efektivní tlak .....                      | 14 |
| 3.5 Měrná spotřeba paliva (BSFC) .....                | 16 |
| 4 Motor studentské formule CTU CarTech .....          | 17 |
| 5 Sací trakty používané ve Formuli Student .....      | 19 |
| 5.1 Rezonanční přepřehování: .....                    | 19 |
| 5.2 Lineární akustická teorie: .....                  | 20 |
| 5.3 1-D simulace .....                                | 22 |
| 6 Měření různých variant na brzdovém stanovišti ..... | 25 |
| 6.1 Staré modely sacího traktu .....                  | 25 |
| 6.2 Testovací sání .....                              | 27 |
| 6.3 Měření různých délek nátrubků .....               | 28 |
| 6.4 Vliv časování vačkových hřídelů .....             | 29 |
| 6.5 Volba vačkových hřídelů .....                     | 30 |
| 6.6 Měření vlivu polohy vstřikovačů .....             | 31 |
| 7 Design škrticí klapky a difuzoru .....              | 32 |
| 7.1 Konvergentně- divergentní tryska .....            | 32 |
| 7.2 Průtok restriktorem .....                         | 33 |
| 7.3 Konstrukce .....                                  | 34 |
| 7.4 Návrh tolerance restriktoru .....                 | 35 |
| 7.5 Aerodynamické ucpání restriktoru v praxi .....    | 35 |
| 8 Návrh sacího traktu pro FS.08 .....                 | 36 |

|      |  |    |
|------|--|----|
| 8.1  | Dynamické simulace CFD.....                        | 37 |
| 8.2  | Stanovení okrajových podmínek .....                | 37 |
| 8.3  | Síť .....  | 38 |
| 8.4  | Výsledky dynamických simulací.....                 | 38 |
| 9    | Postup výroby .....                                | 46 |
| 9.1  | Technologie výroby .....                           | 46 |
| 10   | Ladění motoru pro Formuli Student.....             | 48 |
| 10.1 | Ladění základní mapy předstihu a vstřikování ..... | 48 |
| 10.2 | Fáze vstřiku.....                                  | 50 |
| 10.3 | Sekundární vstřikovače.....                        | 52 |
| 10.4 | Možnosti řídicí jednotky v šetření paliva .....    | 53 |
| 11   | Porovnání a výsledky .....                         | 56 |
|      | Závěr.....   | 58 |
|      | Seznam použité literatury .....                    | 59 |
|      | Seznam obrázků .....                               | 60 |
|      | Seznam tabulek .....                               | 62 |
|      | Seznam použitého softwaru .....                    | 62 |
|      | Seznam příloh.....                                 | 62 |

## Anotační list

|                       |  |
|-----------------------|--|
| Jméno autora:         | Ondřej Císař   |
| Název DP:             | Návrh sacího traktu motoru Yamaha R6   |
| Anglický název:       | Design of engine Yamaha R6 intake manifold   |
| Rok:                  | 2016   |
| Studijní program:     | (N2301) Strojní inženýrství  |
| Ústav:                | 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel   |
| Vedoucí DP:           | Ing. Libor Červenka, Ph.D.   |
| Bibliografické údaje: | počet stran: 67  |
|                       | počet obrázků: 59  |
|                       | počet tabulek: 9   |
|                       | počet příloh: 5  |
| Klíčová slova:        | Formule student, Yamaha, R6, restriktor, sací plénum, SAE  |
| Keywords:             | Formula student, Yamaha, R6, restrictor, airbox, SAE   |
| Anotace:              | Práce se zabývá návrhem sacího traktu pro vůz formulového typu. Celý návrh je podřízen pravidlům Formula SAE. V práci je popsán vývoj pro závodní sezónu 2016. Značná část práce je věnována praktickému měření na brzdovém stanovišti.                    |
| Abstract:             | This diploma thesis is about design of intake manifold for formula SAE car. Design is based on Formula Student/SAE rules. Thesis describes development of intake for racing season 2016. Part of work is devoted to practical measurements on a test bench |

## Seznam použitých veličin a zkratk

|                                       |                   |  |
|---------------------------------------|-------------------|--|
| $M_t$                                 | [Nm]              | Brzdný točivý moment                               |
| $P_e$                                 | [W]               | Efektivní výkon motoru                             |
| $n$                                   | [ot/min]          | Otáčky motoru                                      |
| $V_z$                                 | [m <sup>3</sup> ] | Zdvihový objem válce                               |
| $p_e$                                 | [Pa]              | Střední efektivní tlak                             |
| $i$                                   | [/]               | Počet pracovních cyklů za otáčku (pro 4t $i=0,5$ ) |
| $z$                                   | [/]               | Počet válců motorů                                 |
| $P_e$                                 | [kW]              | Efektivní výkon motoru                             |
| $\dot{m}_f$                           | [kg/s]            | Hmotnostní průtok paliva                           |
| $H_u$                                 | [kJ/kg]           | Výhřevnost paliva                                  |
| $\eta_c$                              | [/]               | Účinnost celková                                   |
| $v_p$                                 | [m/s]             | Střední pistová rychlost                           |
| $L$                                   | [m]               | Zdvih  |
| $Q_{p,o}$                             | [J]               | Přivedené a odvedené teplo                         |
| $\eta_t$                              | [/]               | Tepelná účinnost                                   |
| $\varepsilon$                         | [/]               | Kompresní poměr                                    |
| $\kappa$                              | [/]               | Poissonova konstanta                               |
| $\eta_m$                              | [/]               | Mechanická účinnost                                |
| $\bar{M}_I$                           | [Nm]              | Indikovaný točivý moment                           |
| $M_z$                                 | [Nm]              | Ztrátový točivý moment                             |
| $\eta_o$                              | [/]               | Plnicí účinnost                                    |
| $m_s$                                 | [g]               | Skutečná hmotnost vzduchu (směsi) ve válci         |
| $m_t$                                 | [g]               | Teoretická hmotnost vzduchu (směsi)                |
| $\overline{BSFC}$                     | [g/kWh]           | Specifická spotřeba paliva                         |
| $d_r$                                 | [mm]              | Průměr restriktoru                                 |
| $A_r$                                 | [m <sup>2</sup> ] | Průtočná plocha                                    |
| $R$                                   | [J/kgK]           | Plynová konstanta                                  |
| $\kappa$                              | [/]               | Specifický teplotní poměr                          |
| $P_t$                                 | [Pa]              | Tlak na vstupu                                     |
| $T$                                   | [K]               | Teplota na vstupu                                  |
| $M$                                   | [/]               | Machovo číslo                                      |
| $\dot{m}$                             | [Kg/s]            | Teoretický průtok restriktorem                     |
| $d_r$                                 | [mm]              | Průměr restriktoru                                 |
| $\Delta T$                            | [°]               | Rozdíl teplot                                      |
| $\alpha$                              | [1/K]             | tepelná roztažnost dural                           |
| $CO_{2MIN}$                           | [kg]              | Mín. hmotnost CO2 stanovená účastníkem závodu      |
| $CO_{2your}$                          | [kg]              | Hmotnost CO2 naše                                  |
| $T_{MIN}$                             | [s]               | Mín. celkový čas při endurance                     |
| $T_{yours}$                           | [s]               | Námi dosažený čas                                  |
| $L_{pyours}$                          | [/]               | Odjetý počet kol                                   |
| $L_{aptotalCO2MIN}$                   | [/]               | Počet odjetých kol teamu co stanovil CO2min        |
| Fuel Efficiency factor <sub>MIN</sub> | [/]               | EFF factor nejrychlejšího team                     |

|       |                                      |
|-------|--------------------------------------|
| FS    | Formule Student                      |
| FS.OX | Formule Student číslo generace       |
| Řj    | Řídicí jednotka                      |
| TDCF  | Horní úvrať před expanzí             |
| TDC   | Horní úvrať                          |
| BDC   | Dolní úvrať                          |
| TPS   | Pozice škrticí klapky                |
| MAP   | Tlak v sání motoru                   |
| RPM   | Otáčky motoru za minutu              |
| CFD   | Výpočty dynamiky tekutin             |
| HU    | Horní úvrať                          |
| I     | Saní, sací vačková hřídel            |
| E     | Výfuk, výfuková vačková hřídel       |
| EDR   | Technické hodnocení vozu před komisí |

# 1 Úvod

Předkládaná diplomová práce se zabývá vývojem sacího traktu pro závodní vůz Formule Student. Práce je tedy zaměřená na konkrétní aplikaci, proto některé závěry nemusí platit obecně.

V úvodu se práce věnuje důležitým částem pravidel, základnímu popisu motoru a provedeným úpravám. Po té jsou vysvětleny některé důležité veličiny, které mají zásadní vliv na točivý moment a výkon motoru.

V další části jsou popsány jednoduché výpočty, po kterých následovalo praktické měření na brzdovém stanovišti. Když byly výpočty ověřeny, dalším krokem byl 3D návrh a CFD výpočet pléna. Po stanovení tvaru pléna je stručně popsán postup výroby.

Posledním krokem bylo nastavení řídicí jednotky na brzdovém stanovišti.

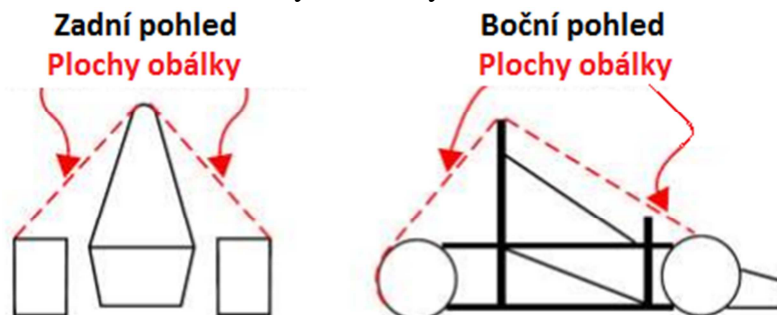
Závěr práce se věnuje zhodnocení výsledků a přínosu pro závodní sezónu 2016. Dále jsou uvedeny návrhy pro další vývoj motorové skupiny.

## 2 Pravidla pro motorovou skupinu

Jako každá motoristická soutěž i Formule student má obsáhlá pravidla určující design monopostů, průběh soutěže apod. [3]

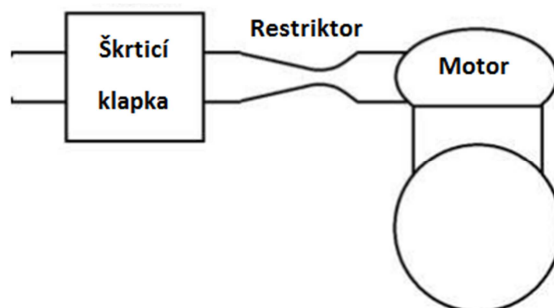
Pro návrh sacího traktu jsou důležitá především následující pravidla.

- Čtyřdobý motor s tepelným cyklem s maximálním zdvihovým objemem  $710 \text{ cm}^3$ .
- Všechny části sacího traktu musí být umístěny uvnitř obálek, viz Obr.



Obr. 1. Obálky pro sací trakt.

- Saní musí být připevněno pevně k motoru, šrouby musí být mechanicky zajištěny proti povolání.
- Škrticí klapka musí být opatřena dvěma pružinami, které nezávisle na sobě vrátí škrticí element do původní polohy.
- Maximální průměr restriktoru kdykoliv během soutěže musí mít:
  - Pro palivo RON 98 max.  $\varnothing 20 \text{ mm}$
  - Pro palivo E85 max.  $\varnothing 19 \text{ mm}$
- Pro atmosféricky plněný motor je předepsáno pořadí komponent:



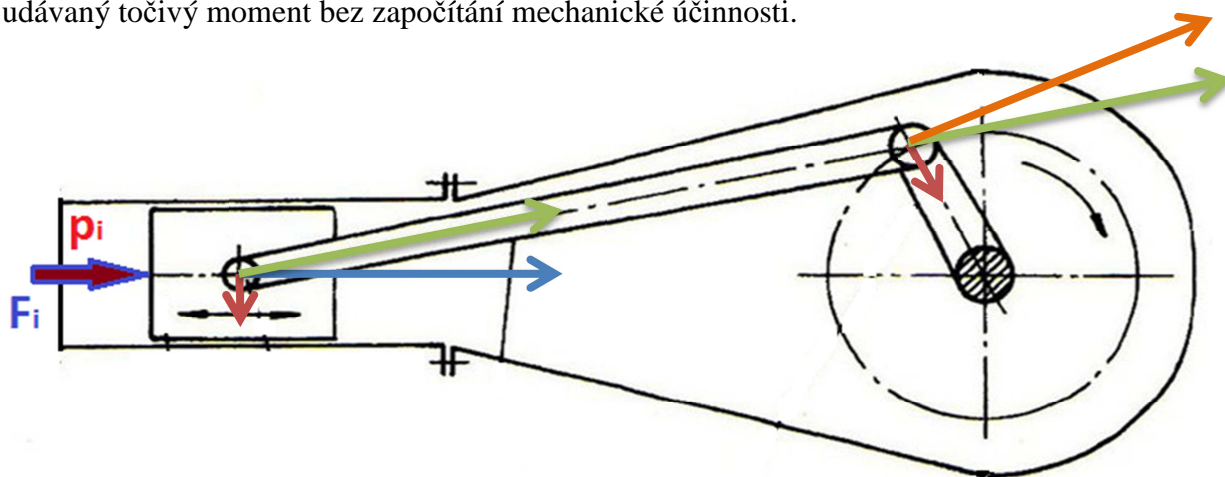
Obr. 2. Pořadí komponent sání atmosférického motoru.

Literatura použita v této kapitole [3]

## 3 Základní pojmy

### 3.1 Točivý moment

Točivý moment je závislý na průběhu indikovaného tlaku  $p_i$  a geometrii klikového mechanismu. Síla působící na plochu pístu je snížena o velikost setrvačných sil. Rozkladem výsledné síly v ose válce do osy ojnice (zelená) a do stěny válce, následně rozkladem síly v ose ojnice na tangenciální (oranžová) a radiální a vynásobením tangenciální síly ramenem klikové hřídele dostaneme průběh točivého momentu jednoho válce. Průběh točivého momentu víceválcového motoru vznikne součtem průběhů. Střední hodnota průběhu je udávaný točivý moment bez započítání mechanické účinnosti.



Obr. 3. Klikový mechanismus.

Hodnoty  $M_t$  změřené na brzděném stanovišti jsou tedy střední hodnotou točivého momentu.

Snazší způsob stanovení středního točivého momentu je z efektivního výkonu a otáček motoru.

$$M_t = \frac{P_e}{2\pi n} \quad (1)$$

Kde:

|       |        |                        |
|-------|--------|------------------------|
| $M_t$ | [Nm]   | Točivý moment          |
| $P_e$ | [W]    | Efektivní výkon motoru |
| $n$   | [ot/s] | Otáčky motoru          |

[15]

Pro celkové chování motoru v provozu není důležitá pouze absolutní velikost točivého momentu, ale i průběh křivky v používaném spektru otáček. O přenos točivého momentu na kola se stará soustava převodů, které se dají přizpůsobit a tím nastavit vhodný točivý moment na kolech. Přenositelný točivý moment je omezen adhezí kola a vozovky.



## 3.2 Výkon motoru

$$P_e = i \cdot z \cdot p_e \cdot V_z \quad (2)$$

Kde:

|       |                   |  |
|-------|-------------------|--|
| $P_e$ | [W]               | Efektivní výkon motoru                             |
| $V_z$ | [m <sup>3</sup> ] | Zdvihový objem válce                               |
| $p_e$ | [Pa]              | Střední efektivní tlak                             |
| $n$   | [ot/s]            | Otáčky motoru                                      |
| $i$   | [/]               | Počet pracovních cyklů za otáčku (pro 4t $i=0,5$ ) |
| $z$   | [/]               | Počet válců motorů                                 |

Ze vzorce je patrné, na čem je závislý efektivní výkon motoru. Celkový objem motoru je omezený pravidly a také konstrukcí motoru, proto není možné jeho zvýšením dosáhnout většího výkonu. [15]

Další možností stanovení výkonu je z výhřevnosti paliva a jeho množství v motoru. Předpokladem správného výpočtu je, že shoří všechno palivo dokonale a také, že známe celkovou účinnost motoru. Paliva pro FS jsou dána pravidly a množství paliva je dáno směšovací poměrem a množstvím vzduchu ve válci.

$$P_e = \dot{m}_f H_u \cdot \eta_c \quad (3)$$

Kde:

|             |         |                          |
|-------------|---------|--------------------------|
| $P_e$       | [kW]    | Efektivní výkon motoru   |
| $\dot{m}_f$ | [kg/s]  | Hmotnostní průtok paliva |
| $H_u$       | [kJ/kg] | Výhřevnost paliva        |
| $\eta_c$    | [/]     | Účinnost celková         |

[15]

## 3.3 Otáčky motoru, střední pístová rychlost

Výkon motoru roste úměrně s otáčkami motoru. Otáčky motoru jsou omezené zejména pevnostně. Se zvyšujícími otáčkami roste odstředivá síla pohybujících se částí a tím i jejich namáhání, zároveň klesá mechanická účinnost. U motoru pro Formuli Student je dalším omezením restriktor, který omezí průtok vzduchu do sacího pléna a tím zásadně klesne plnicí účinnost. Měřítkem „točivosti“ motoru je střední pístová rychlost. U závodních motorů se pohybuje kolem 24m/s. V sériovém provedení má motor YZF R6  $v_p=22$  m/s.

$$v_p = \frac{L \cdot n}{30} \quad (4)$$

Kde:

|       |          |                          |
|-------|----------|--------------------------|
| $v_p$ | [m/s]    | Střední pístová rychlost |
| $L$   | [m]      | Zdvih                    |
| $n$   | [ot/min] | Otáčky motoru            |

[13]

Je tedy zřetelné, že pokud je cílem zvýšit výkon motoru FS je nutné zaměřit se na střední efektivní tlak a veličiny, které ho přímo ovlivňují.

### 3.4 Střední efektivní tlak

Střední efektivní tlak je stanovený jako střední hodnota indikovaného tlaku vynásobený mechanickou účinností.

Velikost  $p_e$  je závislá na několika dalších veličinách. Mezi něž patří např. plnicí, mechanická, tepelná, chemická účinnost.

#### 3.4.1 Tepelná účinnost

Pojednává o využití tepla uvolněného spalováním směsi paliva.

$$\eta_t = \frac{Q_p - Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} \quad (5)$$

Kde:

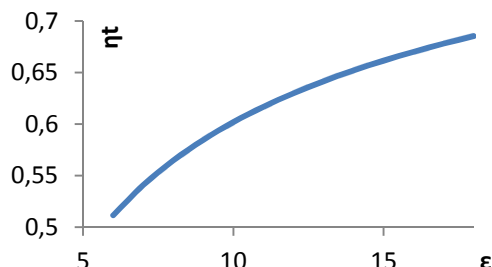
$Q_{p,o}$  [J] Přivedené a odvedené teplo

Přivedené teplo je závislé na množství přivedené směsi a její výhřevnosti. Pro FS je směs předepsaná pravidly, můžeme tedy ovlivnit její množství a složení. S tepelnou účinností přímo souvisí kompresní poměr. Pro idealizovaný oběh platí:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\kappa-1} \quad (6)$$

Kde:

$\eta_t$  [/] Tepelná účinnost  
 $\varepsilon$  [/] Kompresní poměr  
 $\kappa$  [/] Poissonova konstanta



Je tedy patrné, že s kompresním poměrem roste tepelná účinnost. Je nutné pamatovat, že se zvýšeným kompresním poměrem, se zvyšuje mechanické namáhání součástí a zvyšuje se možnost vzniku klepání motoru. [7],[13]

#### 3.4.2 Mechanická účinnost

Je dána konstrukcí motoru a dá se ovlivnit pouze minimálně. Největší podíl na celkové mechanické účinnosti mají třecí ztráty pohyblivých částí v motoru, zejména pak tření pístních kroužků o stěnu válce, to je závislé na otáčkách motoru a kompresním poměru. Třecí ztráty nerostou lineárně s otáčkami, nýbrž kvadraticky.

Dalším zdrojem mechanických ztrát je pohon příslušenství motoru, mezi něž patří např. olejové čerpadlo, vodní pumpa, alternátor.

Pokud by byl motor příliš výkonný pro dané závodní tratě, řidič by velmi často jezdil na částečné zatížení, čímž by škrtil přívod vzduchu => neúměrně rostoucí pumpovní ztráty.

Stanovení třecích ztrát je možné protáčením zahřátého motoru na dynamometru. Moment, který naměříme při konstantních otáčkách je ztrátový moment. Toto měření není příliš přesné, ale je velmi jednoduché. Pokud bychom motor škrtili, je možné stanovit i přibližné pumpovní ztráty při škrcení motoru.

Pro mechanickou účinnost platí.

$$\eta_m = \frac{M_t}{M_I} = \frac{M_t}{M_t + M_z} \quad (7)$$

Kde:

|          |      |                          |
|----------|------|--------------------------|
| $\eta_m$ | [/]  | Mechanická účinnost      |
| $M_t$    | [Nm] | Brzdý točivý moment      |
| $M_I$    | [Nm] | Indikovaný točivý moment |
| $M_z$    | [Nm] | Ztrátový točivý moment   |

### 3.4.3 Plnicí účinnost

Plnicí účinnost vyjadřuje množství dopravené směsi (vzduchu) do válce.

$$\eta_p = \frac{m_s}{m_t} \quad (8)$$

Kde:

|          |     |  |
|----------|-----|--|
| $\eta_p$ | [/] | Plnicí účinnost                            |
| $m_s$    | [g] | Skutečná hmotnost vzduchu (směsi) ve válci |
| $m_t$    | [g] | Teoretická hmotnost vzduchu (směsi)        |

Celková plnicí účinnost je ovlivněna mnoha faktory.

- Typ paliva, směšovací poměr
- Teplota nasávaného vzduchu (teplota směsi)
- Barometrický tlak
- Tlakový poměr mezi sacím a výfukovým potrubím
- Kompresní poměr
- Otáčky motoru
- Konstrukce sacího a výfukového potrubí
- Geometrie sacího a výfukového ventilu a kanálu
- Časování rozvodů, průběh zdvihu ventilu

[7]

Plnicí účinnost je jedním z nejdůležitějších parametrů pro motor, proto je jí věnována v této práci největší pozornost. Specifickou konstrukcí sání a výfuku můžeme správně načasovanými tlakovými pulzacemi dosáhnout přeplnění válce. Například teplotu nasávaného vzduchu můžeme ovlivnit polohou vstupu do pléna.

### 3.5 Měrná spotřeba paliva (BSFC)

Je nejrozšířenější veličina pro porovnávání spotřeby paliva.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_e} \cdot 3600 \quad (9)$$

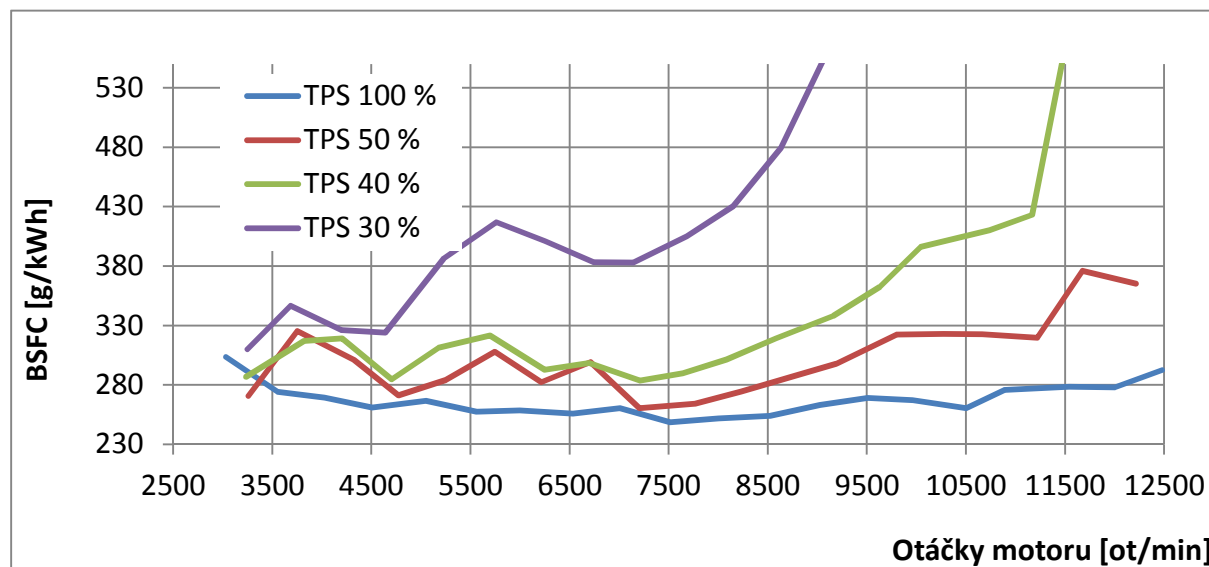
Kde:

|           |         |                            |
|-----------|---------|----------------------------|
| $P_e$     | [kW]    | Efektivní výkon motoru     |
| $\dot{m}$ | [g/s]   | Hmotnostní průtok paliva   |
| $BSFC$    | [g/kWh] | Specifická spotřeba paliva |

[14]

Z definice je patrné, že je nutné mít co nejnižší průtok paliva a zároveň co nejvyšší výkon. BSFC vyjadřuje tedy jistou míru využití spotřebovaného paliva.

Důležitý poznatek je, že při částečném zatížení motoru se zvyšujícími otáčkami měrná spotřeba paliva roste. Pokud je tedy profil tratě takový, že by maximální výkon byl využit jen minimálně je výhodnější při nízkém zatížení mít motor méně výkonný a méně škrtit průtok vzduchu. Pokud je průtok mechanicky škrcen, dochází ke zvýšení pumpovních ztrát a tím snížení účinnosti motoru. Proto je vhodné mapu motoru na částečné zatížení mít naladěnou na co nejkudší směs, tak aby byl řidič nucen při omezené potřebě výkonu, co nejvíce otevírat škrticí element.



Obr. 4. Vliv velikosti BSFC na zatížení motoru.

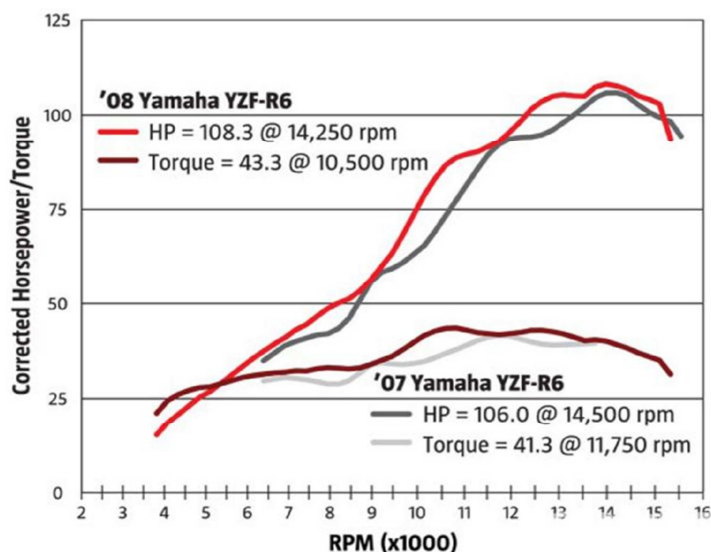
Literatura použita v této kapitole [7], [12], [13], [14], [15]

## 4 Motor studentské formule CTU CarTech

V monopostu teamu Pražské univerzity fakulty strojní je už od počátku existence teamu (2008) použit motocyklový motor YAMAHA YZF R6 rok výroby 2006 až 2016 typ 2C0 či 13S. Tyto dva typy se od sebe liší jen minimálně. Změny se týkají především klikového mechanismu. Díky jinému tvarování pístu vzrostl kompresní poměr z 12,8 : 1 na 13,1 : 1.

Motocykl Yamaha R6 je supersportovní motocykl určený pro široké masy zkušených motocyklistů, ale po menších úpravách, zejména na podvozku, je motocykl vhodný pro závodní účely např. Tourist Trophy, Road racing, autokros apod.

Tomuto účelu je přizpůsoben průběh točivého momentu a výkonu viz Obr. 5



Obr. 5. Točivý moment a výkon 2C0(2007) a 13S(2008). [2]

Z křivky je patrné, že motor je navržený na maximální výkon a na příznivý průběh točivého momentu ve vysokých otáčkách. Konfigurace továrního motoru by nebyla vhodná pro Formuli Student, neboť dle pravidel je předepsaný restriktor na veškerý vzduch dodávaný do motoru.

Restriktor má za úkol omezit výkon motoru aerodynamickým ucpáním průtočného průřezu. K tomuto ucpání dochází u čtyřválcového motoru právě ve vysokých otáčkách.

Z tohoto důvodu kolega Libor Tomíček navrhl nový profil vačkových hřídelů, tak aby zlepšil plnění motoru v nízkých otáčkách a tím zvýšil točivý moment v nízkých otáčkách motoru. Tato inovace byla důležitým mezníkem v dalším vývoji motoru a motorových komponent.

Pro rozšíření možností ladění časování motoru na brzdovém stanovišti byla koupena stavitelná vačková kola, která umožní měnit překrytí ventilů a tím ovlivňovat plnění motoru. Změny časování motoru je nutné dělat s obezřetností, neboť v krajních polohách těchto stavitelných kol nastane kolize pístu a ventilu. Tato kolize nemusí být zřejmá „na první pohled“ – s motorem lze lehce klíčem protáčet bez znatelného zvýšení odporu. Problém nastává při protáčení na dynamometru při zvýšených otáčkách motoru nebo při nastartování.

Tento jev je způsoben dynamikou komponent. Abychom předešli poškození či destrukci motoru je nutné měřit vůli mezi ventilem a pístem v kritických polohách. Pro sání je kritická poloha zdvihu ventilu přibližně  $12^\circ$  za TDC, pro výfuk  $12^\circ$  před TDC. Minimální vůle mezi pístem a ventilem je nastavena na 0,7 mm.

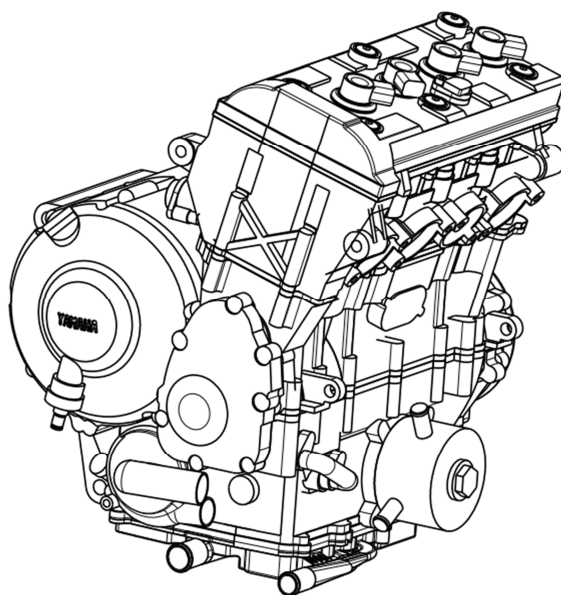
Kompresní poměr byl změněn na 13,7 : 1. Toho bylo dosaženo použitím pístů z modelu motoru 13S a zakázkovým těsněním pod hlavou motoru.

Další sestava komponent v motoru důležitá pro navržení křivky točivého momentu je převodové ústrojí. V sezóně 2016 byla použita vlastní třístupňová převodovka.

Poloha motoru v monopostu je důležitá nejen z pohledu polohy těžiště, ale také ovlivňuje velikost obálek pro umístění komponent. To zejména u sacího traktu, který má značný objem, ale výrazně omezený prostor, viz kapitola 2 Pravidla pro motorovou skupinu.

| Základní informace |                       |
|--------------------|-----------------------|
| Typ motoru         | Čtyřdobý, čtyřválcový |
| Typ rozvodů        | DOHC, 16V             |
| Vrtání x zdvih     | 67 mm x 42,5 mm       |
| Kompresní poměr    | 13,7 : 1              |
| Palivo             | RON 98                |
| Olej               | 10W30                 |
| Chlazení           | Vodou chlazený        |

Tab. 1. Základní informace.



Obr. 6. Motor FS.07.

Literatura použita v této kapitole [1], [2]

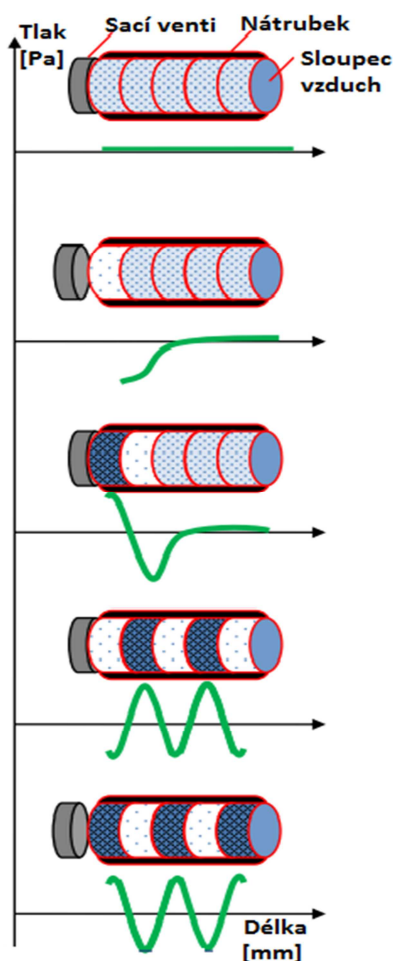
## 5 Sací trakty používané ve Formuli Student

Konstrukční řešení je značně omezeno pravidly. Proto sání atmosférických čtyřválcových motorů jsou si podobná. Liší se zejména škrticím elementem, polohou vstupu do zásobníku vzduchu, tvarem zásobníku vzduchu a délkou nátrubků.

Tvar zásobníku vzduchu má největší vliv na velikost plnění jednotlivých válců. Pokud je tvar dobře navržený, válce mají stejné plnění. Objem pléna je také důležitý a správná volba ovlivní chod motoru zejména při prudkých změnách zatížení. Pokud je objem příliš velký, může dojít k zhoršení reakce na změnu polohy škrticí klapky. Pokud je naopak příliš malý, může dojít ke snížení točivého momentu a výkonu motoru.

Největší vliv na plnicí účinnost má délka nátrubků. Tu je možné ladit dle akustické teorie a přesněji v 1-D modelu. Další možností je využít Helmholtzův rezonátor. Konstrukčně je složitější a je vhodný zejména pro motory do V, kde mohou být propojeny jednotlivé válce snadněji, viz [7].

### 5.1 Rezonanční přeplňování:

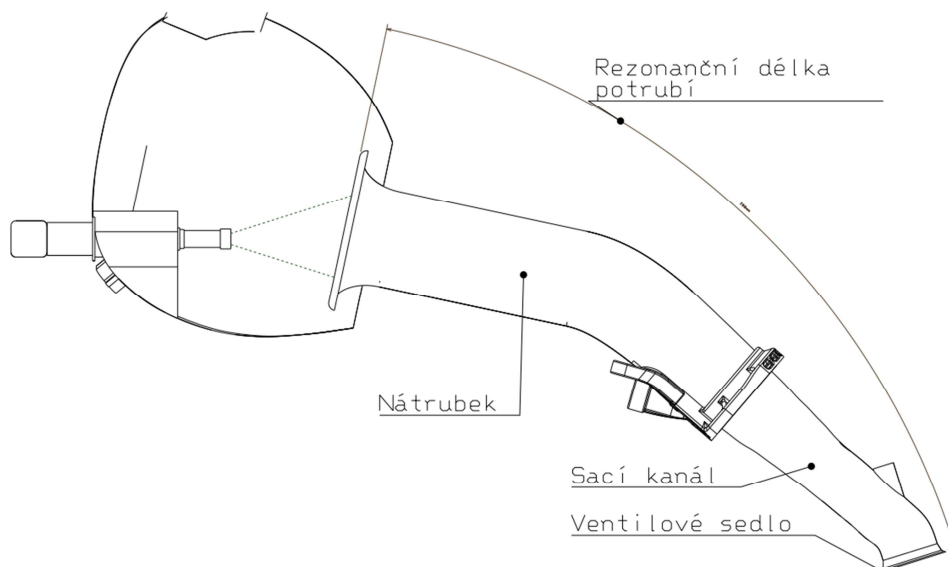


- V nátrubku je atmosférický tlak, ventil je uzavřen
- Ventil se otevírá, píst se pohybuje z TDC do BDC, píst vybudí podtlakovou vlnu (primární), (tlak je ovlivněn tlakovými pulzacemi ve výfuku), podtlaková vlna se šíří rychlostí zvuku směrem k ústí nátrubku. Tam narazí na tlakové rozhraní a odrazí se zpět jako vlna přetlaková (sekundární)
- Jakmile je sací ventil uzavřen, nasávaný vzduch narazí na ventil a svou setrvačností vytvoří oblast vysokého tlaku v nátrubku
- Toto střídání vysokého a nízkého tlaku se šíří od ventilu k ústí nátrubku
- Cílem laděného potrubí je, aby délka nátrubku byla právě taková, že přetlaková vlna dorazí k ventilu v okamžiku jeho otevření. Pak dojde ke zlepšení naplnění válce a tím zvýšením plnicí účinnosti. To se děje pouze v určitých otáčkách. Naopak nežádoucí stav je, když v okamžiku otevření ventilu dorazí vlna podtlaková.

Obr. 7. Obr. Rezonanční přeplňování. [8]

## 5.2 Lineární akustická teorie:

K přeplnění dojde, pokud se harmonická složka kinematického buzení a vlastní frekvence potrubí shodují. Vlastní frekvence potrubí je dána rychlostí šíření tlakových pulzací tzn. lokální rychlostí zvuku a délkou rezonančního potrubí.



Obr. 8. Sací kanál a nátrubek.

Délka potrubí je pak dána:

$$l = \frac{\lambda}{4} + k \cdot \frac{\lambda}{2}$$

$$\lambda = \frac{v}{f} = \frac{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T}}{\frac{2}{\tau} \cdot \frac{n_M}{60} \cdot \vartheta_i}$$

$$l = \frac{2 \cdot k + 1}{4} + \frac{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T}}{\frac{2}{\tau} \cdot \frac{n_M}{60} \cdot \vartheta_i} \quad (10)$$

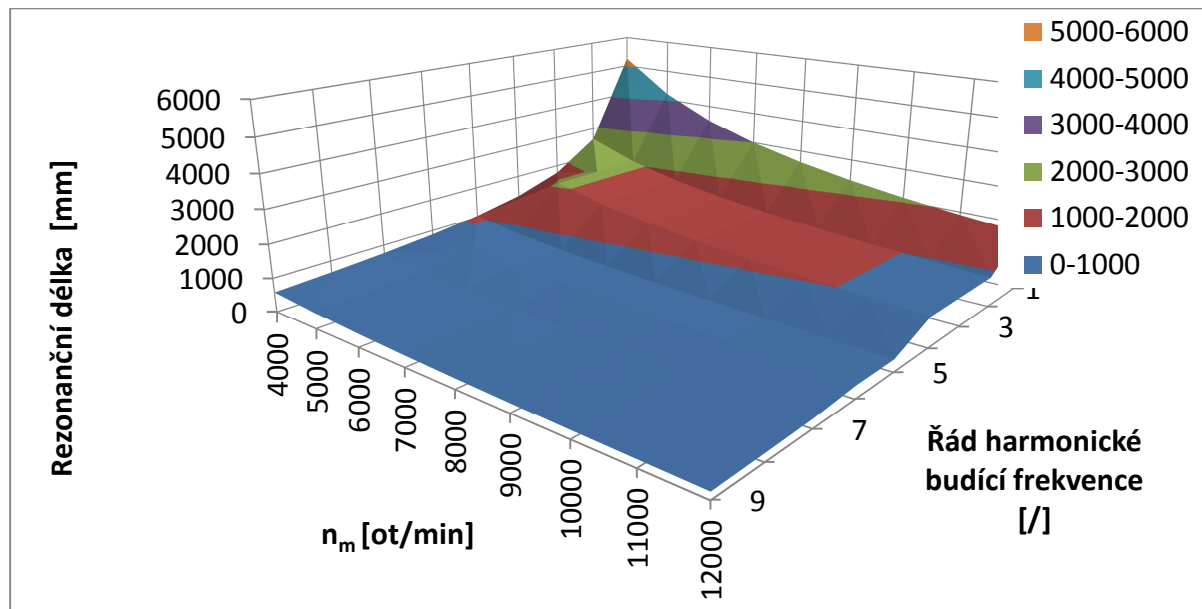
Kde:

[9]

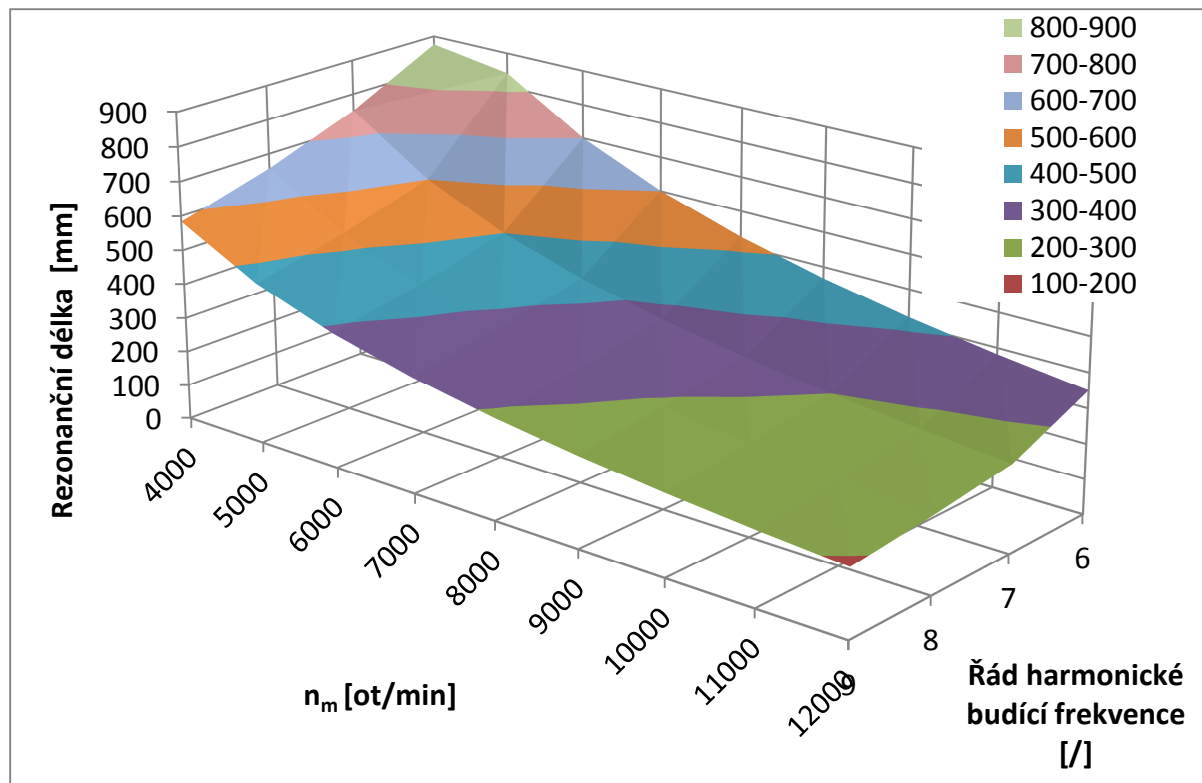
|             |                 |        |   |
|-------------|-----------------|--------|---|
| K           | 1               | /      | Vlastní tvar kmitu  |
| $\kappa$    | 1,4             | /      | Poissonova konstanta  |
| r           | 287,1           | J/kg.K | Měrná plynová konstanta   |
| T           | 305             | K      | Teplota vzduchu   |
| $\tau$      | 4               | /      | Počet zdvihů motoru   |
| $n_m$       | 1000 až 12000   | ot/min | Otáčky motoru   |
| $\vartheta$ | 1 až 8          | /      | Řád harmonické pro budící f   |
| f           | <b>83,333</b>   | Hz     | Budící frekvence motoru ( $n_m = 10000$ ot/min $\vartheta = 1$ )      |
| v           | <b>350,131</b>  | m/s    | Rychlost zvuku  |
| l           | <b>2,101</b>    | m      | Rezonanční délka potrubí ( $n_m = 10000$ ot/min $\vartheta = 1$ )     |
| $\lambda$   | <b>4,201572</b> | m      | Vlnová délka stojatých kmitů ( $n_m = 10000$ ot/min $\vartheta = 1$ ) |



Z grafu je patrné, že nelze využít první řády harmonického buzení, neboť délka je příliš vysoká a zástavbové rozměry jsou omezeny pravidly. Cílem je navrhnout délky nátrubků tak, aby přeplnění nastalo v nejpoužívanějších otáčkách motoru. Z grafu je patrné, že se zvyšujícími otáčkami se délky nátrubků zmenšují. Využitelné pásmo délek je tedy u vyšších harmonických řad a vyšších otáček motoru.



Obr. 9. Délka rezonančního sacího potrubí.



Obr. 10. Využitelné délky rezonančního potrubí.

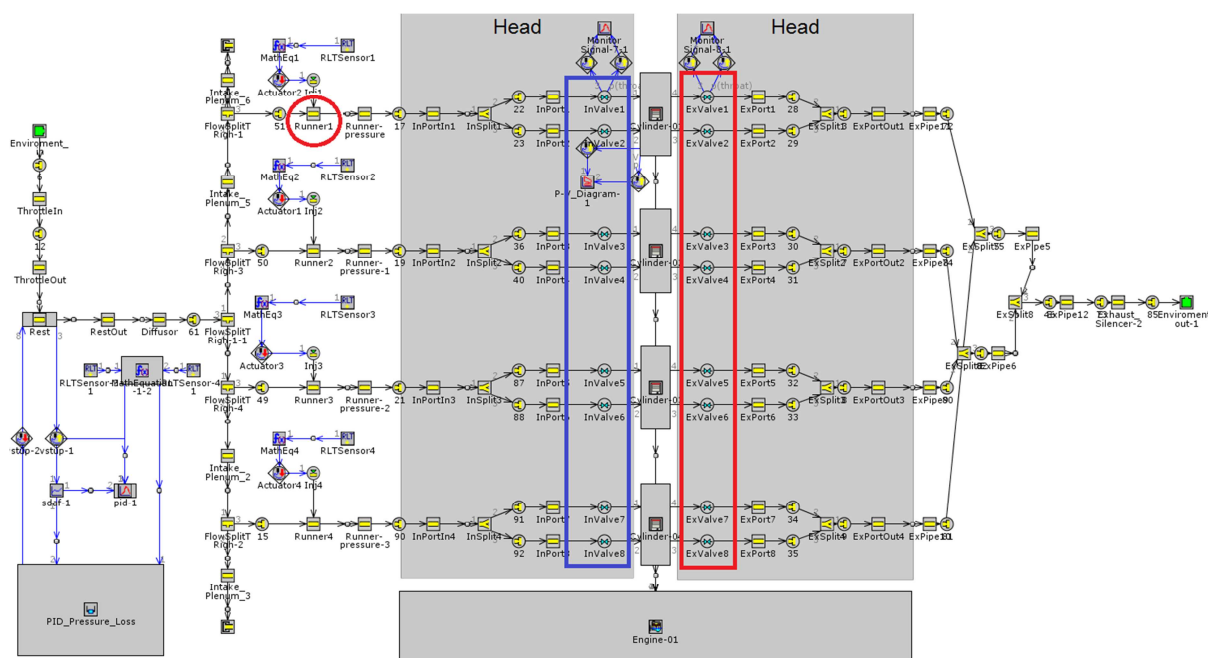
Sací kanál má délku přibližně 100mm. Délka nátrubků z hlediska zástavby je omezena přibližně na 220mm, tzn., maximální délka rezonančního potrubí se pohybuje přibližně kolem

320mm. Je tedy zřetelné, že můžeme uvažovat o rezonančním přeplňování pouze pro otáčky motoru nad 6500 ot/min a vyšší řád harmonického buzení.

### 5.3 1-D simulace

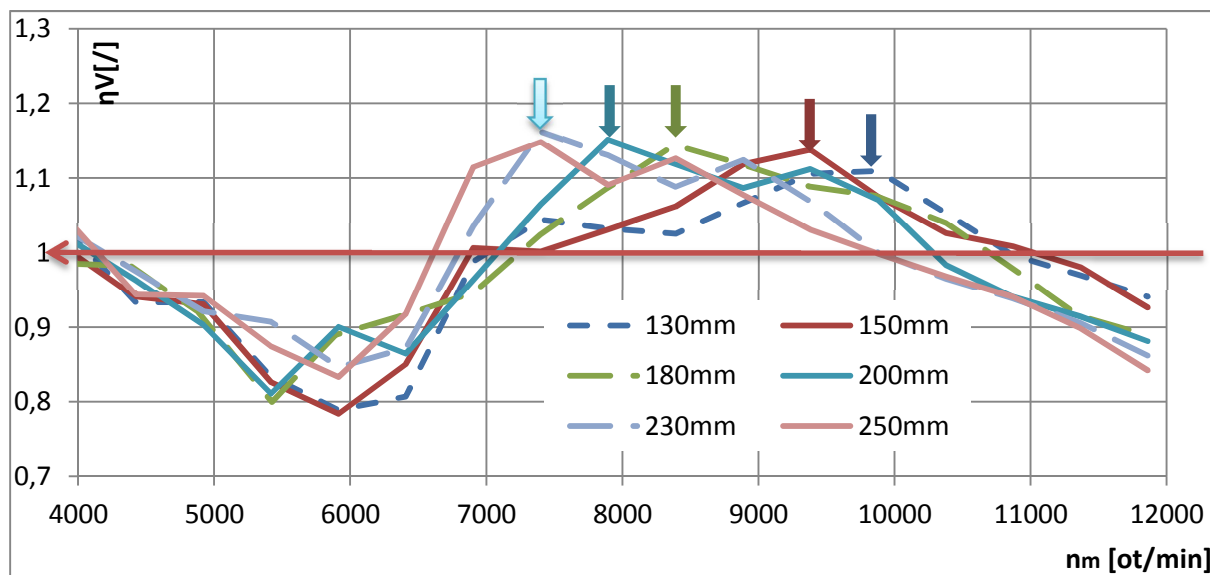
Pro simulace 1-D proudění je použit software od firmu GT- Suite. Virtuální model motoru je sestavován několik let a průběžně se zvyšuje jeho přesnost. Výpočty navazují na model z roku 2016 upravený Liborem Tomíčkem dle [5]. Výsledky výpočtů se zatím přesně neshodují s reálně naměřenými hodnotami, a proto jsou 1-D výpočty používány pro zkoumání vlivu jednotlivých změn na točivý moment, plnicí účinnost, měrnou spotřebu apod. Další využití má model při stanovení okrajových podmínek pro CFD modely.

Není vhodné tedy například geometrii sání přesně navrhovat pomocí 1-D modelu. Předběžné návrhy je nutné před konečným řešením ověřit na brzděném stanovišti.



Obr. 11. 1-D model motoru.

Byla upravena geometrie výfuku a sání. Pro výpočty byly měněny délky nátrubků v objektu piperound - runner. K vyhodnocení výpočtů byla využita plnicí účinnost vzduchu. Z té je nejlépe vidět oblast přeplnění tj. oblast, kde  $\eta_V > 1$ . Z grafu je vidět, že čím delší jsou nátrubky, tím je maximální plnění motoru v nižších otáčkách.

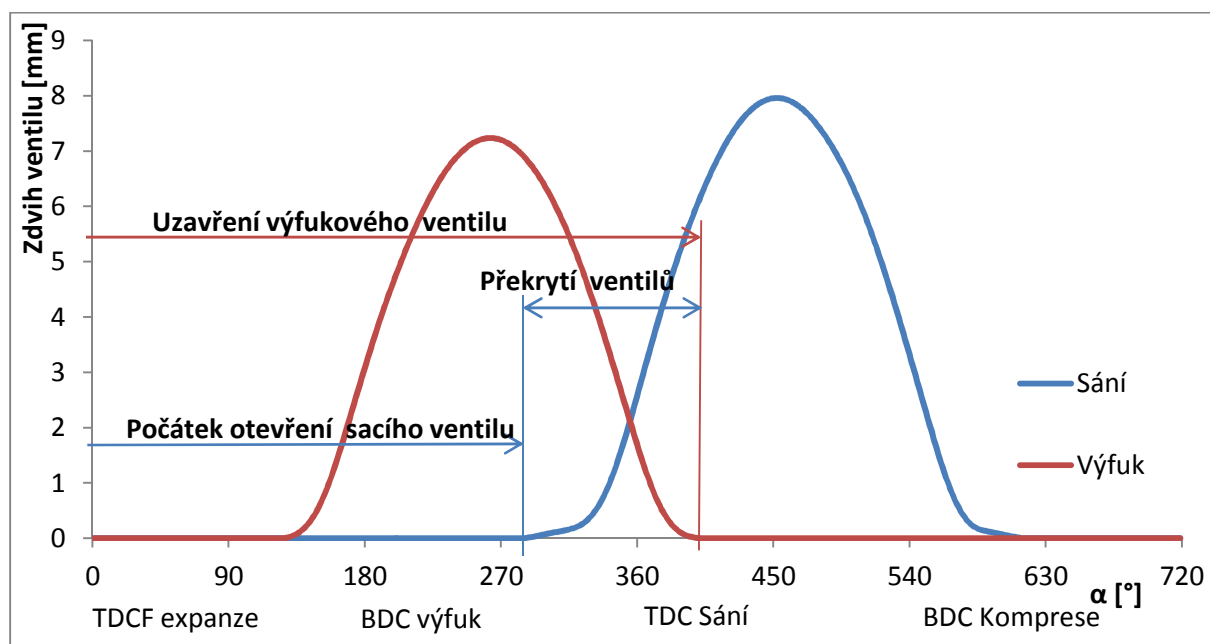


Obr. 12. Plnicí účinnost pro různé délky nátrubků.

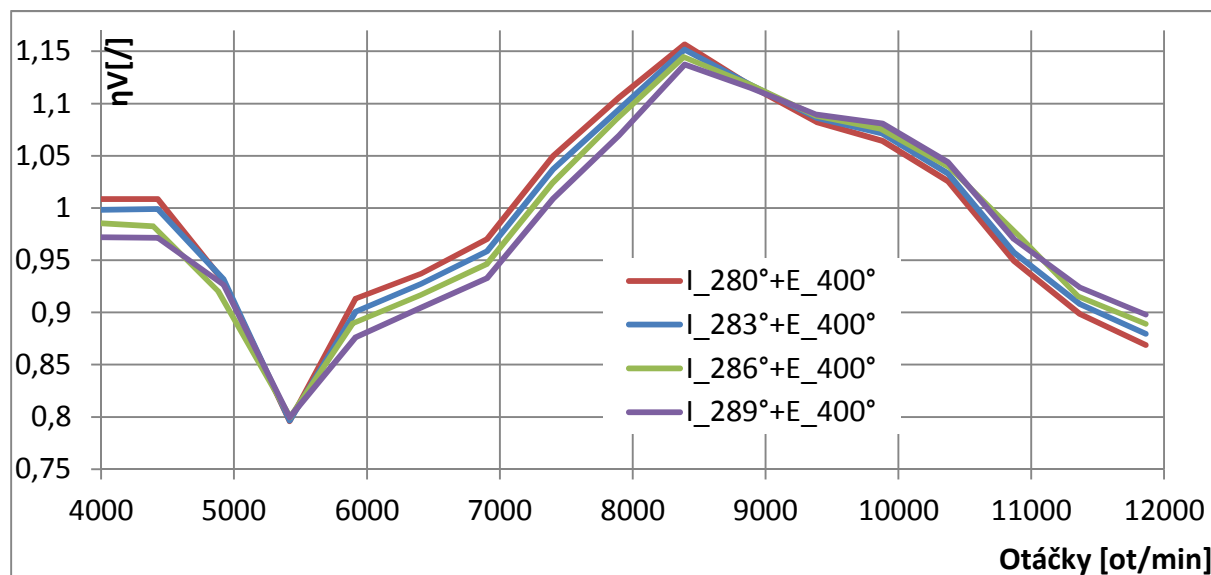
Z vyznačených vrcholů křivek plnění je patrné jak za hranicí 9500 ot/min klesají. V těchto otáčkách motoru se začíná projevovat ucpání restriktoru, nastane pokles tlaku v sání a snížení plnicí účinnosti. Při reálném měření na motorové brzdě je pokles momentu znatelnější.

Dle 1D simulací by nejvýhodnější varianta pro přeplnění v 9000 ot/min byl nátrubek délky přibližně 170mm.

Další výpočty byly provedeny jako studie vlivu časování sací a výfukové vačkové hřídele na plnicí účinnost. Byl měněn počátek otevření sacího ventilu a uzavření výfukového ventilu. Tím je měněno překrytí ventilů a tlakovými pulzacemi ovlivněno plnění motoru.

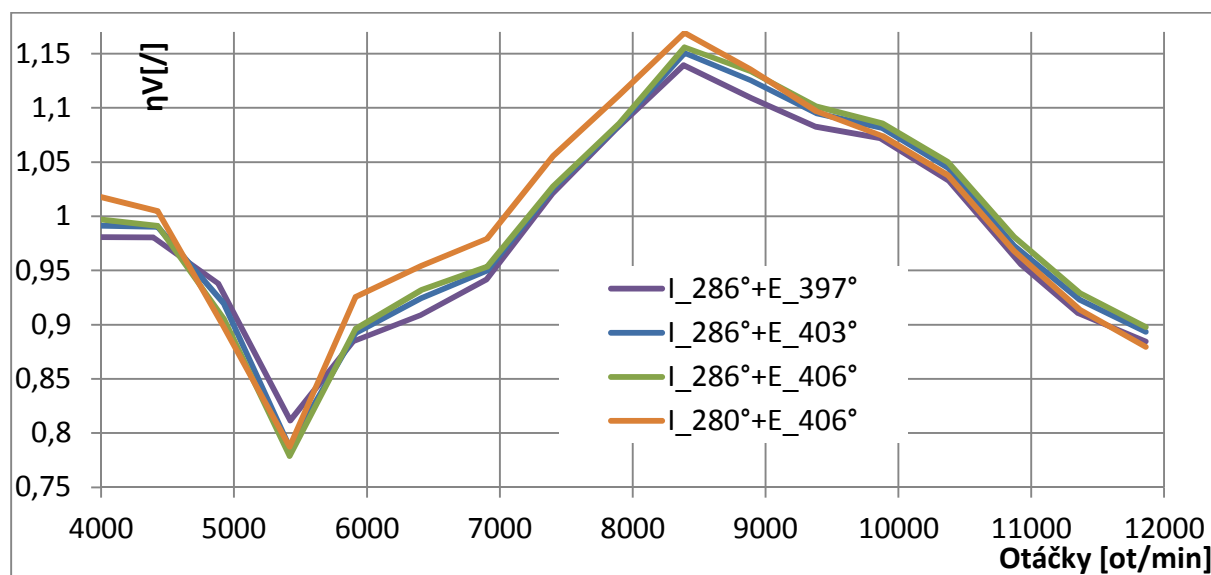


Obr. 13. Časování vačkových hřídelů a průběh zdvihu.



Obr. 14. Změna časování sací vačkové hřídele ( $I$ =sací v.,  $E$ =výfuková v.).

Podle výpočtu s větším překrytím ventilu se lepší plnění v otáčkách do 9500 ot/min. V kapitole 6.4 Vliv časování vačkových hřídelů je vidět, že plnění (moment) je na reálném motoru vyšší až do 10500 ot/min oproti sériové poloze ( $I_{286^\circ}+E_{400^\circ}$ ).



Obr. 15. Změna časování výfukové vačkové hřídele.

Vliv výfukové vačkové hřídele je menší. Nejlepšího plnění je dosaženo, pokud jsou hřídele v poloze s maximálním možným překrytím ventilů ( $I_{280^\circ}+E_{406^\circ}$ ).

Závěry z těchto předběžných výpočtů bylo nutné ověřit na brzdovém stanovišti a na základě měření určit konečné nastavení.

Literatura použita v této kapitole [9]

## 6 Měření různých variant na brzdovém stanovišti

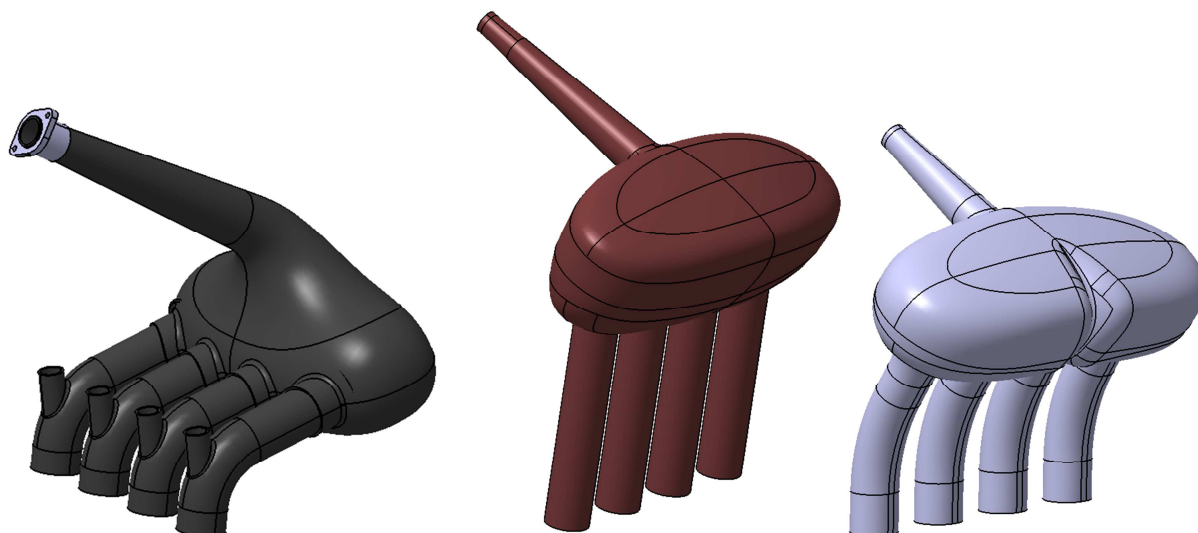
Na brzdovém stanovišti je možné pracovat s těmito proměnnými.

- Dva typy motorů
  - 2C0
  - 13S
- Tři druhy vačkových hřídelů
  - V1.0
  - V1.2
  - V2.0
- Stavitelná vačková kola
  - Sací vačka
  - Výfuková vačka
- Variabilní délky nátrubků
  - 150 – 250 mm
- Primární a sekundární vstříky
- Stavitelný výfukový systém 4-2-1
  - Primární svody 300 až 400mm
  - Sekundární svody 300 až 450 mm
- Plně programovatelná řídicí jednotka

Pro porovnatelnost jednotlivých křivek je používána korekce na atmosférické podmínky dle ISO DIN 1585.

### 6.1 Staré modely sacího traktu

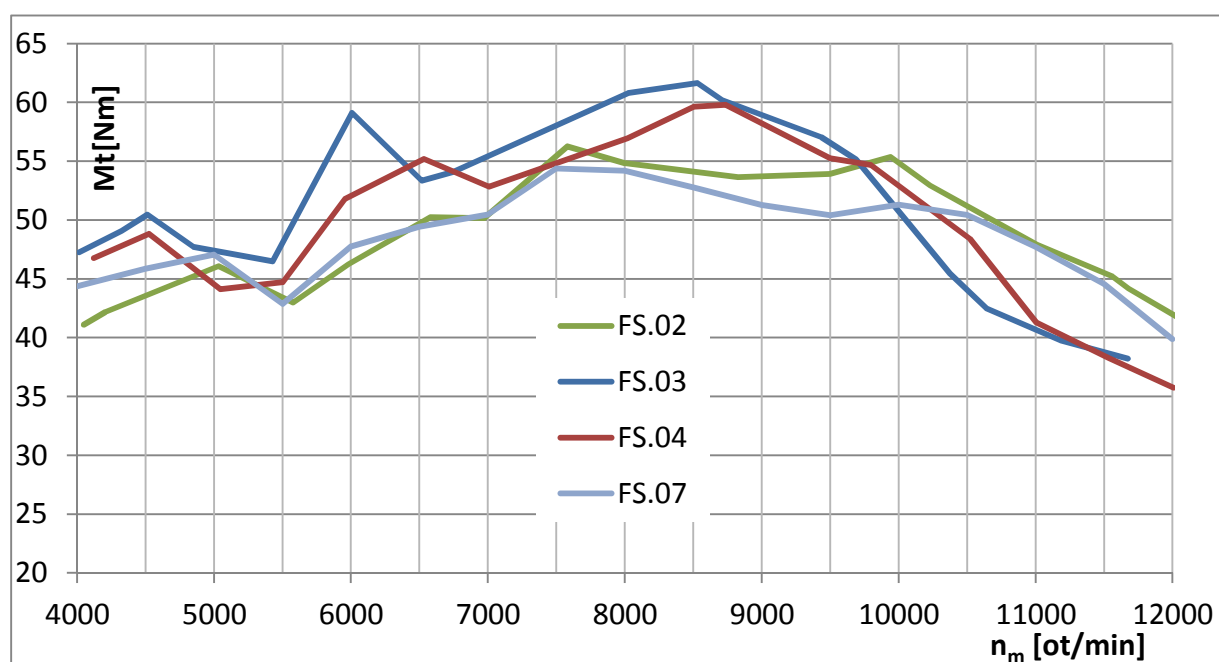
Sací pléna ze starých monopostů byla změřena na brzdě v kombinaci s konfigurací motoru pro sezónu 2015 (kompresní poměr 12,9:1, vačkové hřídele V1). Model sání z monopostu FS.02 není k sehnání, nejdůležitější rozměry jsou odměřeny.



Obr. 16. Tvar sání FS.03, FS.04, FS.07.

|                              |                      | FS.07       | FS.04-06    | FS.03       | FS.02          |                 |
|------------------------------|----------------------|-------------|-------------|-------------|----------------|-----------------|
| Objem plena s kuželem        | V                    | 2367        | 4043        | 3581        | /              | cm <sup>3</sup> |
| Objem plena                  | V <sub>p</sub>       | 2312        | 391         | 3364        | /              | cm <sup>3</sup> |
| Objem kužele                 | V <sub>k</sub>       | 54          | 125         | 217         | /              | cm <sup>3</sup> |
| Objem nátrubku               | V <sub>r</sub>       | 159         | 238         | 226         | /              | cm <sup>3</sup> |
| <b>Objem klapka až hlava</b> | <b>V<sub>c</sub></b> | <b>2,52</b> | <b>4,28</b> | <b>3,59</b> | <b>cca 4,5</b> | <b>l</b>        |
| <b>Délka nátrubků</b>        | <b>l</b>             | <b>160</b>  | <b>200</b>  | <b>210</b>  | <b>160</b>     | <b>mm</b>       |

Tab. 2. Základní rozměry sání.



Obr. 17. Průběh točivého momentu pro různá sání.



Z průběhu točivého momentu je patrný vliv délky nátrubků i objemu pléna. U sání FS.02 jsou patrné špičky plnění motoru v 10000, 7500, 5000 ot/min. U FS.04 je špička plnění v 8500, 6500, 4500 ot/min. Z tohoto lze vyvodit, že pokud prodloužíme délku rezonančního potrubí, špička točivého momentu se posune do nižších otáček, zároveň se zvyšuje efekt přeplnění a tím i točivý moment.

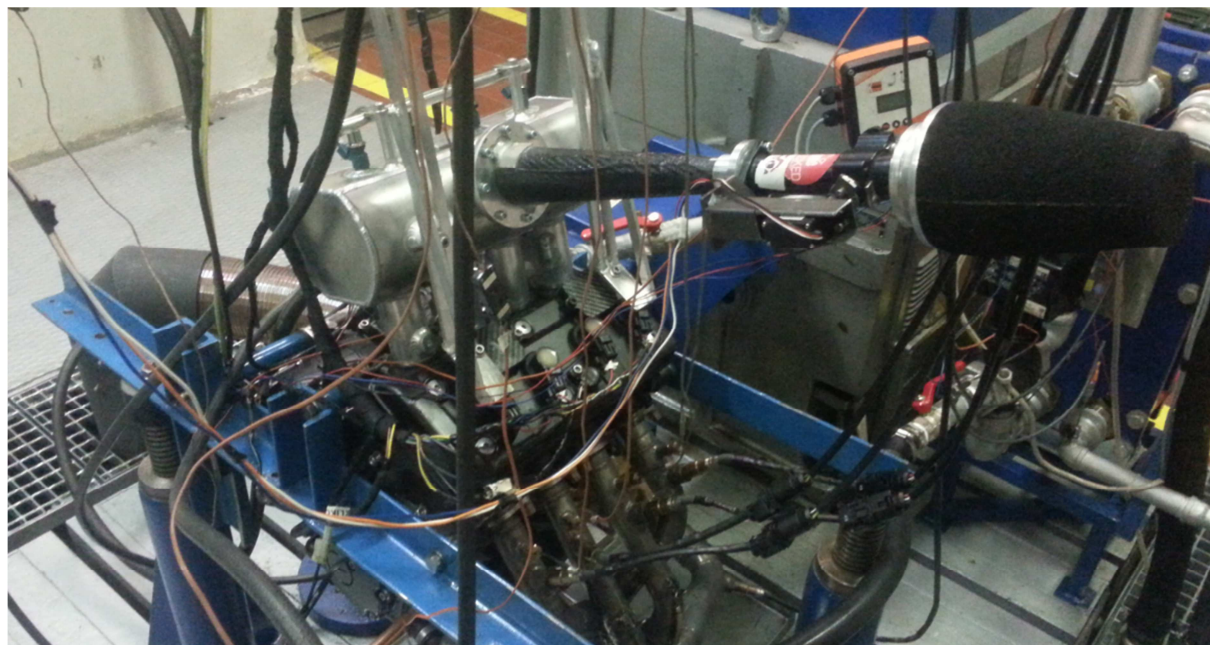
Sání FS.07 mělo navržené délky nátrubků na základě znalosti křivky pro FS.02. Objem zásobníku vzduchu byl bohužel radikálně snížen. V momentě, kdy mělo dojít ke vzniku přetlakové vlny a tím přeplnění motoru, nebyl v zásobníku dostatek vzduchu. To se projevilo ve vysokých otáčkách poklesem točivého momentu. Vzhledem ke skutečnosti, že v roce 2015 nebyl měřen průběh tlaku v sání, neexistují data, ze kterých by byl vidět pokles tlaku v sání.

## 6.2 Testovací sání

V roce 2016 bylo brzdové stanoviště vybaveno sáním, které má při zachování konstantního objemu a geometrie pléna proměnné délky nátrubků. Díky této konstrukci je možné spolehlivě ověřit vypočtená data z 1-D modelu a poměrně přesně predikovat výslednou křivku točivého momentu. Další novinkou byla možnost zapojení sekundárních vstříkovačů. Ty jsou umístěny u vstupu do nátrubku.

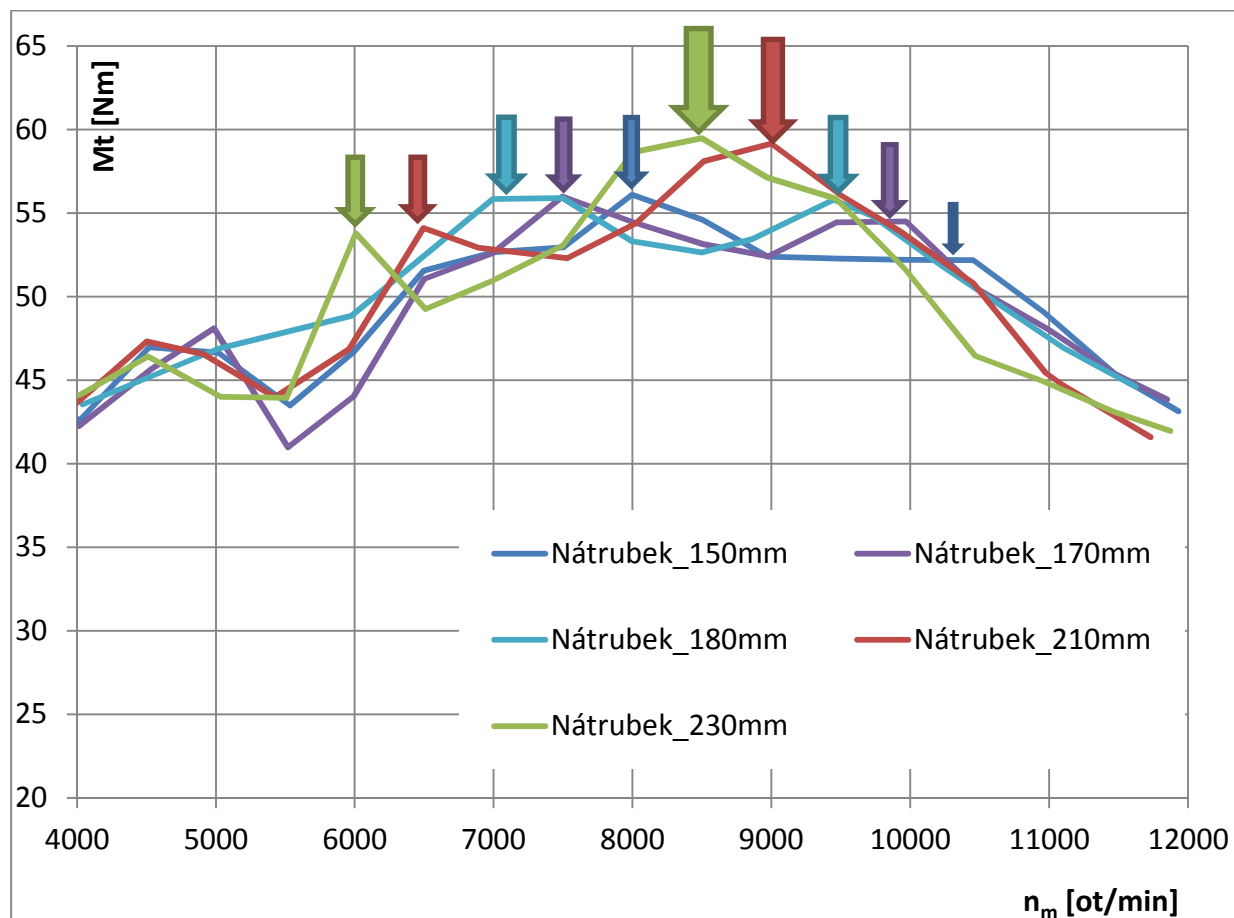
Jednotlivá měření jsou mezi sebou velmi dobře porovnatelná, protože je možné měnit pouze jednu veličinu – délku nátrubků nebo polohu vstříkovačů.

Délka nátrubků lze prozatím nastavit od 150mm do 280mm. Objem pléna je cca 4,3 litrů.



*Obr. 18. Brzdové stanoviště v laboratořích na Julisce s testovacím plénem.*

### 6.3 Měření různých délek nátrubků



Obr. 19. Točivý moment pro různé rezonanční délky.

Na Obr. 19 je vidět trend posunu vrcholů točivého momentu. Vrcholy jsou označeny šipkami.

Nátrubek délky 230mm má nejvyšší točivý moment v 8500 ot/min, ale také značný propad 6500ot/min, což jsou otáčky motoru ve kterých se motor často nachází při závodě FS. Průběh křivky ve vysokých otáčkách je nepříznivý pro výkon motoru, což ovlivní zejména dosažitelné rychlosti na rovinkách a při disciplíně akceleraace.

Nátrubek délky 180mm má v 9500 a 7000 ot/min stejnou hodnotu točivého momentu a tím vytváří téměř plochou křivku, což má za následek lineární průběh výkonu. Po ucpání restriktoru křivka točivého momentu lineárně klesá, což má za následek alespoň konstantní průběh výkonu.

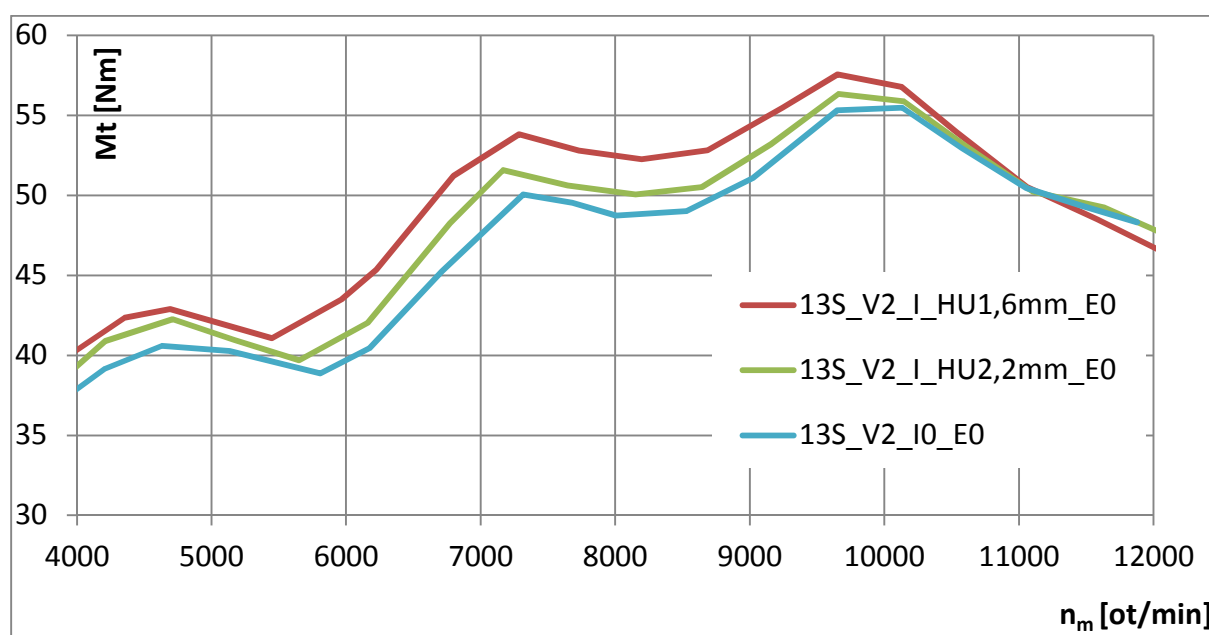
Nátrubek délky 150 mm ve vysokých otáčkách nevytvořil špičku točivého momentu, to je způsobeno tím, že rezonance sloupce vzduchu nastane v otáčkách, kde je restriktor aerodynamicky ucpán => do zásobníku vzduchu neproudí dostatek vzduchu=> pokles tlaku v sání=>snížení účinnosti plnění.



## 6.4 Vliv časování vačkových hřídelů

Pro sezónu 2016 kolega Libor Tomíček navrhl nové vačkové hřídele, které zásadně ovlivnily chování motoru. Pro optimální nastavení časování rozvodů používáme stavitelná časovací kola. Nastavení správného časování je zásadní pro správnou funkci motoru v částečném i plném zatížení.

Nastavení rozvodů probíhalo tak, že výfuková vačková hřídel byla nastavena do sériové polohy (E0) a vačka sání byla nastavena do polohy, kdy je překrytí ventilů největší a zároveň nedojde ke kolizi ventilu a pístu. Tato poloha je ověřena měřeními v kritickém místě a dále změřena v horní úvratí a zapsána pro orientaci v křivkách, I\_HU1,6mm znamená, že vůle sacího ventilu v kritickém místě je 0,7mm a vůle v horní úvratí je 1,6 mm.

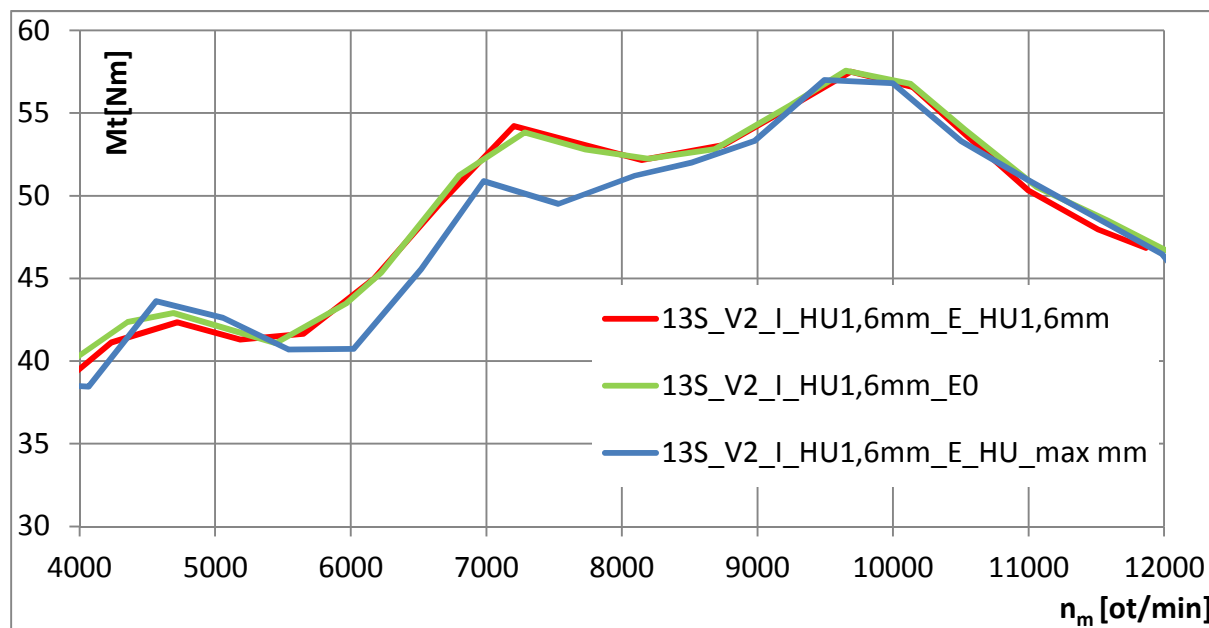


Obr. 20. Vliv časování sací vačky.

Tvar křivky točivého momentu v celém rozsahu zůstává stejný, je pouze posunutý. Křivka 13S\_V2\_I\_HU1,6mm\_E0 je křivka s největším překrytím ventilů. Trend posunu maxima momentu je: Jak se snižuje překrytí ventilů, snižuje se i maximální točivý moment.

Vliv časování výfukové vačkové hřídele není tak velký jako u sání. Byly prováděny různé kombinace nastavení a trend změny byl vždy stejný. Obecně by se dalo konstatovat, že u konkrétního motoru platí: Čím větší překrytí ventilu, tím větší maximální točivý moment.

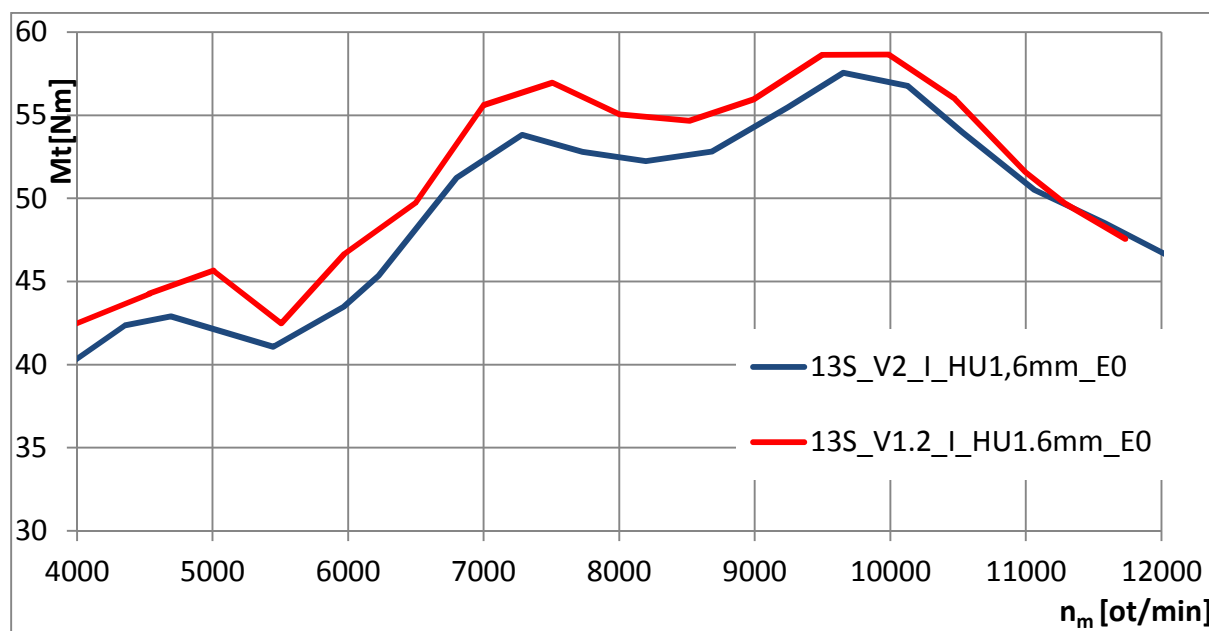
Při nastavení motoru na maximální točivý moment (tzn. největší překrytí ventilů), nastane problém na volnoběžné otáčce a nízké zatížení. V těchto režimech má motor nekldný a nerovnoměrný chod. To je pro FS nevhodné. Z tohoto důvodu byla zvolena poloha výfuku sériová a poloha sání s největším překrytím ventilů.



Obr. 21. Vliv časování výfukové vačky.

## 6.5 Volba vačkových hřídelů

Kolega L. Tomíček navrhl dva druhy vačkových hřídelů, které se lišily v průběhu zdvihu.

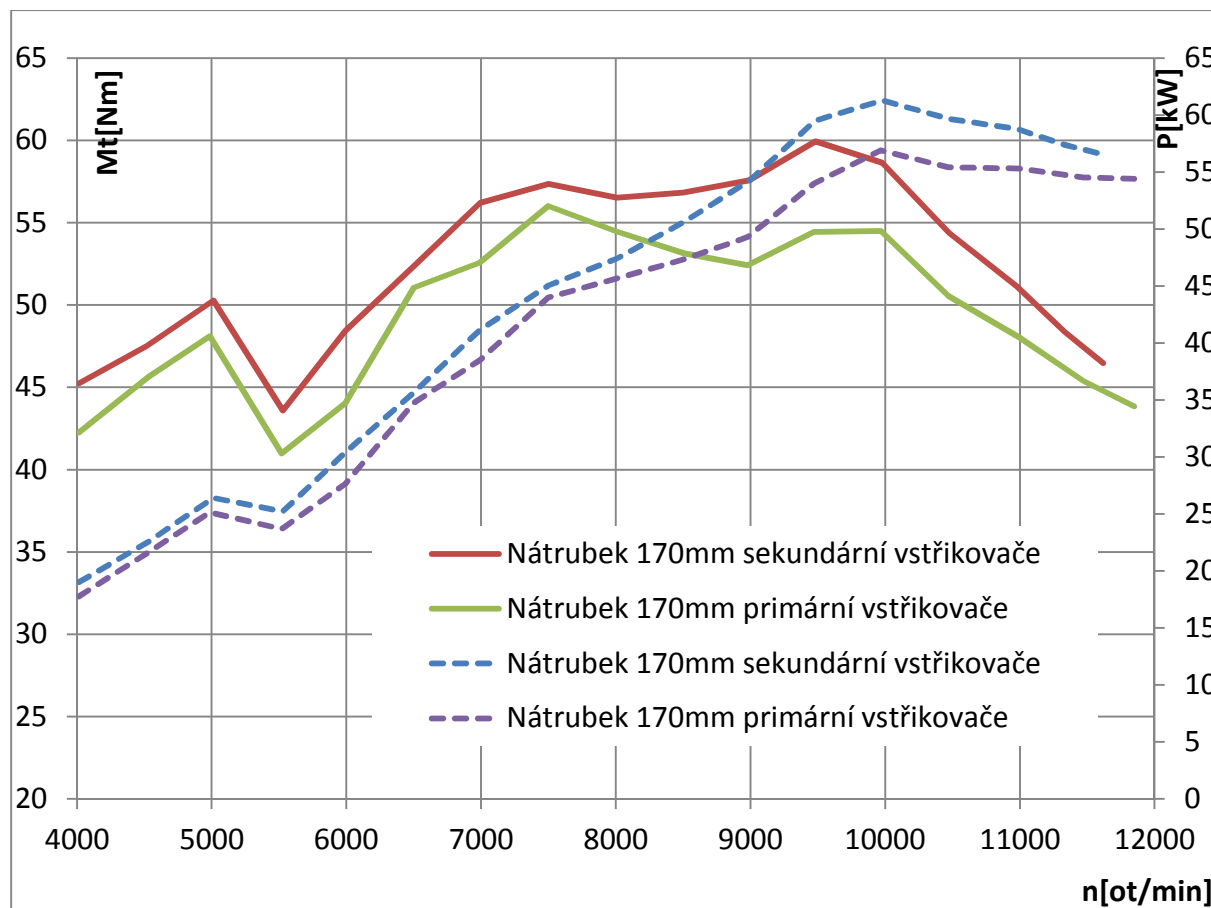


Obr. 22. Volba vačkových hřídelů.

Při stejných podmínkách vačkové hřídele verze 1.2 vykazovaly lepší plnění motoru zejména v nižších otáčkách motoru. Z tohoto důvodu byly zvoleny vačky V1.2. O návrhu profilu je možné číst v diplomové práci. [5]

## 6.6 Měření vlivu polohy vstřikovačů

Měření bylo prováděno tak, že byla změřena křivka točivého momentu se vstřikováním pouze na poloze primárních vstřikovačů a poté se vstřikováním v poloze sekundárních vstřikovačů.



Obr. 23. Vliv polohy vstřikovačů na točivý moment a výkon.

Z grafu je patrné zvýšení točivého momentu v celém rozsahu otáček.

Zvýšení točivého momentu je způsobeno lepší přípravou směsi. Homogenizace směsi je velmi důležitá pro účinnost spalování. Čím lépe je připravená směs, tím lepší je spalování. V pozici primárních vstřiků je velmi málo času na odpaření paliva a vytvoření homogenní směsi, zejména ve vysokých otáčkách. Z tohoto důvodu je nárůst točivého momentu ve vysokých otáčkách pro sekundární vstřikovače znatelnější (přibližně 5Nm).

Vstřikování paliva pouze sekundárními vstřikovači by velmi dobře fungovalo na motoru pohybujícím se v konstantních otáčkách. Motor studentské formule má velké nároky na „pružnost“ motoru, zejména na odezvu škrticí klapky. Dynamika motoru značně omezuje možnosti využití sekundárních vstřikovačů. Využití a ladění sekundárních vstřikovačů bude popsáno v kapitole: 10.3 Sekundární vstřikovače

## 7 Design škrticí klapky a difuzoru

Dle pravidel je možný jakýkoliv design a jakákoliv velikost škrticí komponenty. Byla zvolena motýlková škrticí klapka. Ta je jednoduchá, má malou tlakovou ztrátu a téměř lineární průběh průtoku.

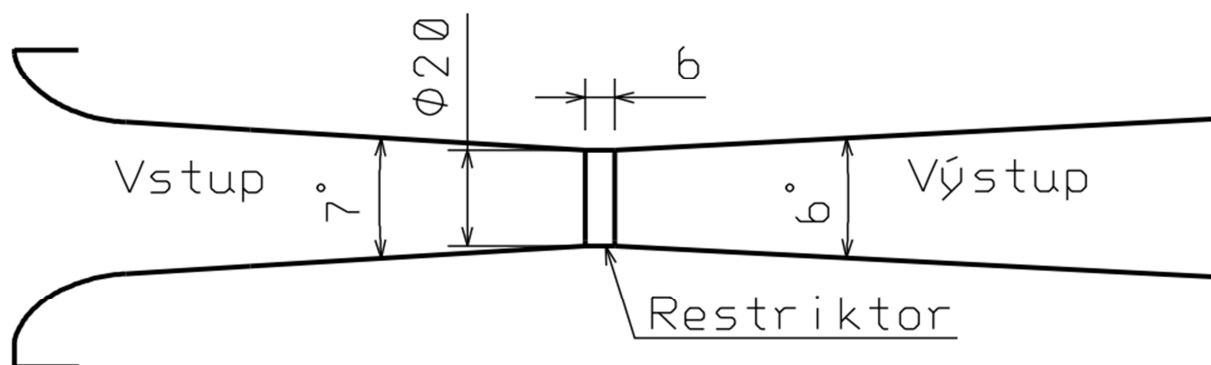
Důvodem vývoje vlastní škrticí klapky je nevyhovující tvar a hmotnost dosud používané klapky firmy AT. Další výhodou jsou body v EDR za návrh vlastní konstrukce.

Při sestavení výpočetního modelu CFD, bylo navázáno na práci ing. Petra Palizi Výpočet proudění v sacím potrubí Formule Student [6].

### 7.1 Konvergentně- divergentní tryska

Při návrhu trysky jsou důležité zejména: průměr kritického průřezu (20mm), délka kritického průřezu (6mm), úhel difuzoru ( $6^\circ$ ), délka difuzoru.

Pokud by byla tryska špatně navržena, mohlo by dojít ke kolmé rázové vlně. To je stav, kdy se vyrovná tlak na vstupu (atmosférický) a tlak na straně expanze, následkem je snížení průtoku tryskou. Dalším úskalím je úhel difuzoru, jestliže by byl příliš velký, dojde k odtržení proudu od stěny, tím ke vzniku víření a snížení průtoku.



Obr. 24. Návrh profilu škrticí klapky.

Byl vytvořen jednoduchý CFD model a zkoumán vliv jednotlivých veličin na průtok. Konvergentní část nemá velký vliv na průtok tryskou (za předpokladu malých úhlů). Z konstrukčních důvodů byl zvolen úhel  $7^\circ$ . Značně větší vliv na průtok měla změna délky restriktoru, pokud tato délka byla příliš malá, vznikla ostrá hrana tvořila víry v nejužším místě restriktoru. Difuzor byl navržen tak, aby nedošlo k odtržení proudu vzduchu od stěny a tím ke vzniku víru. Délka difuzoru je navržena s ohledem na zástavbové rozměry tak, aby nedošlo ke kolmé rázové vlně. Viz [11].

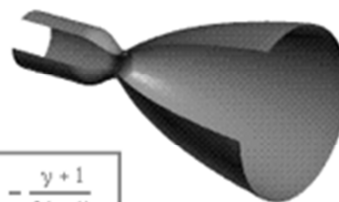
## 7.2 Průtok restriktorem

Teoretický průtok restriktorem pro ideální plyn se vypočítá dle následujícího vzorce.

Mass Flow Rate:  $\dot{m} = \rho V A$

For an ideal compressible gas:

$$\dot{m} = \frac{A p_t}{\sqrt{T_t}} \sqrt{\frac{\gamma}{R}} M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

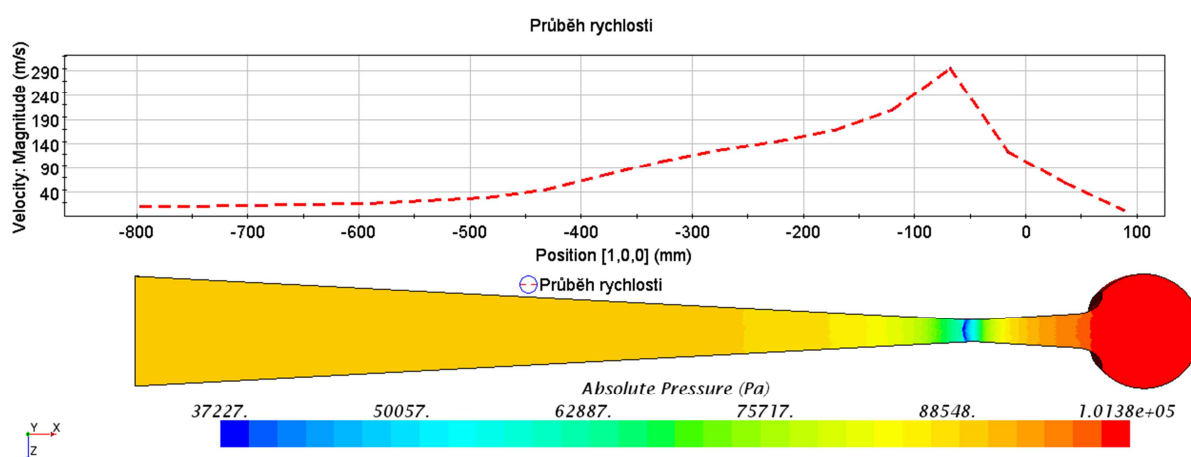


Obr. 25. Výpočet průtoku pro ideálně stlačitelný plyn. [4]

Kde:

|           |                  |                    |                                       |
|-----------|------------------|--------------------|---------------------------------------|
| $d_r$     | 20               | [mm]               | Průměr restriktoru                    |
| $A_r$     | 314,15927        | [mm <sup>2</sup> ] |                                       |
| $A_r$     | 0,00031416       | [m <sup>2</sup> ]  | Průtočná plocha                       |
| $R$       | 287,1            | [J/kgK]            | Plynová konstanta                     |
| $\kappa$  | 1,4              | [/]                | Poissonova konstanta                  |
| $P_t$     | 101325           | [Pa]               | Tlak na vstupu                        |
| $T$       | 300              | [K]                | Teplota na vstupu                     |
| $M$       | 1                | [/]                | Machovo číslo                         |
| $\dot{m}$ | <b>0,0742693</b> | <b>[Kg/s]</b>      | <b>Teoretický průtok restriktorem</b> |

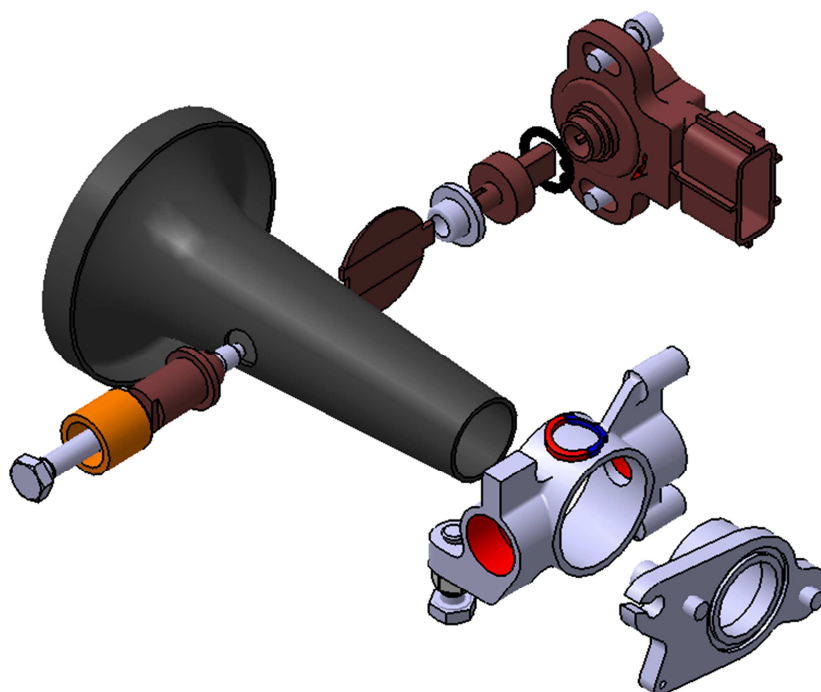
V Programu Star CCM+ byly porovnány různé možnosti. Okrajová podmínka byla nastavena jako tlakový výstup s hodnotou absolutního tlaku 91380 Pa. Vyhodnocovanou veličinou byl hmotnostní průtok. Nejlepší průtok měla varianta uvedená na Obr. 24.



Obr. 26. Průběh tlaku a rychlosti při mezním proudění.

$\dot{m}$  **0,0728** **Kg/s** **Průtok restriktorem pro navrženou trysku**

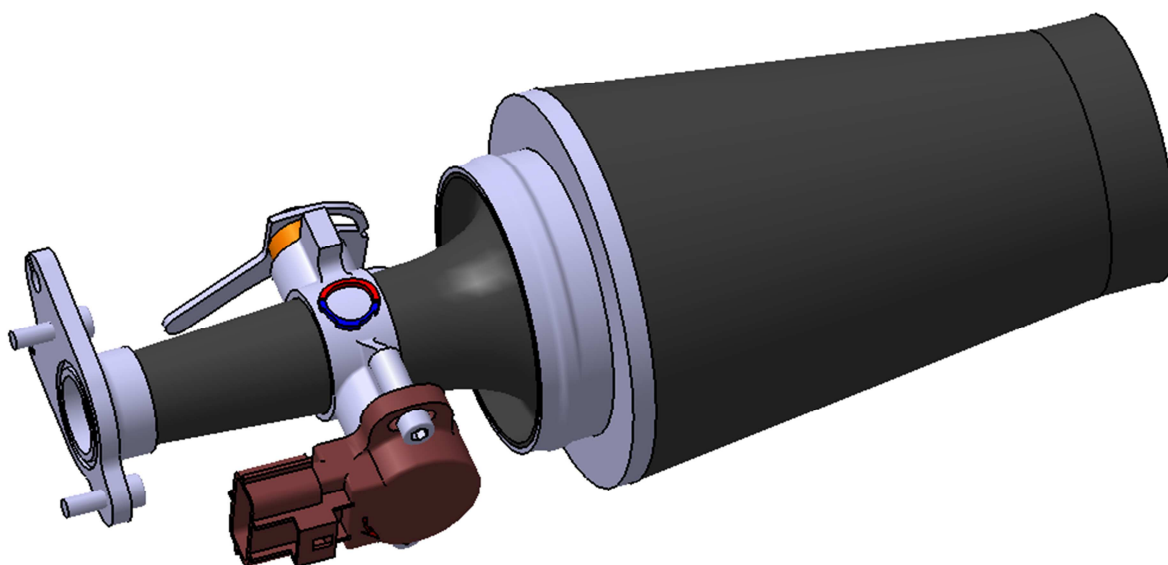
## 7.3 Konstrukce



Obr. 27. Rozstřel sestavy škrticí klapky.

Základem klapky je uhlíková trumpetka, na kterou je přilepeno sintrované těleso a příruba. Obě komponenty jsou vyrobeny ze slitiny hliníku. Motýlek a hřídelky jsou vyrobeny ze slitiny titanu. Spoje mezi hřídelkami a motýlkem jsou provedeny jako tvarové spoje. Na levé straně je hřídelka axiálně zajištěna v tělese bronzovým pouzdrem.

Hmotnost celé sestavy je 230 g, což je o 215 g méně než u kupované klapky.



Obr. 28. Sestava škrticí klapky se vzduchovým filtrem.

## 7.4 Návrh tolerance restriktoru

Během soutěže musí restriktor mít průměr maximálně 20mm za jakýchkoliv podmínek. Toto může být ověřeno kalibrem kdykoliv během soutěže. Na soutěži ve Španělsku se závodilo při 38°C ve stínu. Abychom předešli komplikacím a případné diskvalifikaci, navrhl jsem maximální výrobní rozměr s ohledem na tepelnou roztažnost materiálu.

$$d_r = d_{max} + d_{max} * \alpha * \Delta T$$

$$d_{max} = \frac{d_r}{(1 + \alpha * \Delta T)}$$

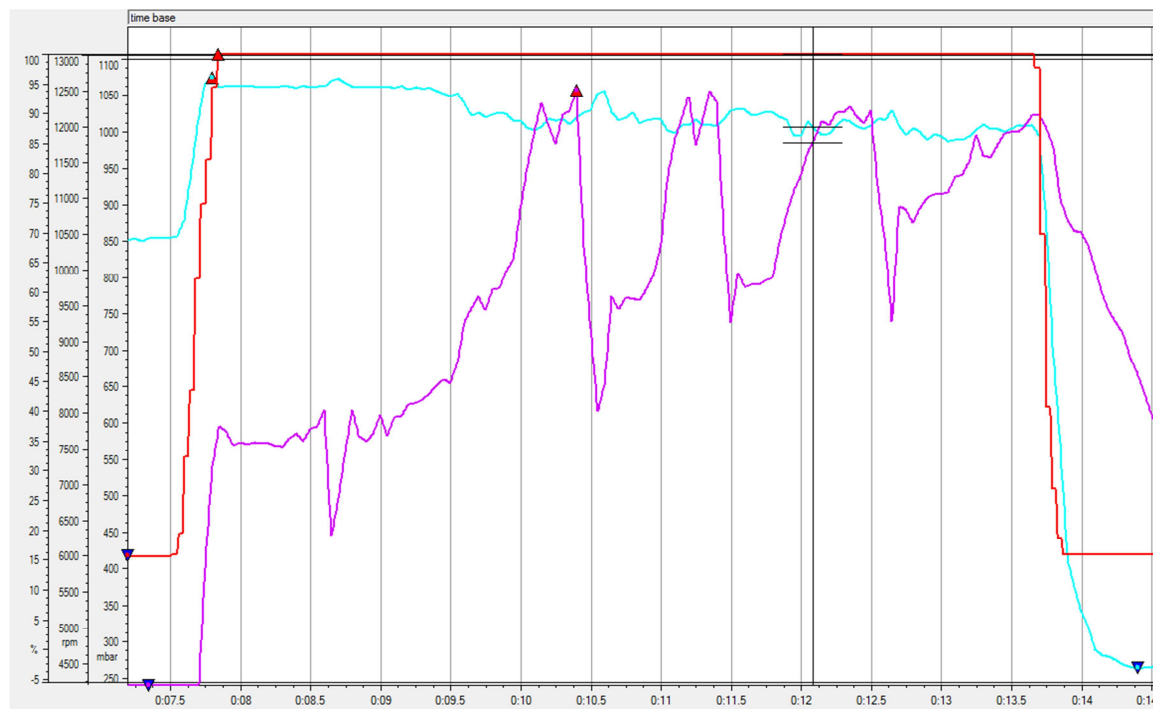
$$d_{max} = 19,984 \text{ mm} \quad (11)$$

|            |           |       |                            |
|------------|-----------|-------|----------------------------|
| $d_r$      | 20        | [mm]  | Průměr restriktoru při 50° |
| $\Delta T$ | 35        | [°]   | Rozdíl teplot              |
| $\alpha$   | 0,0000234 | [1/K] | Tepelná roztažnost dural   |

### Výsledná výrobní tolerance je 20R7 při 15 °C

## 7.5 Aerodynamické ucpání restriktoru v praxi

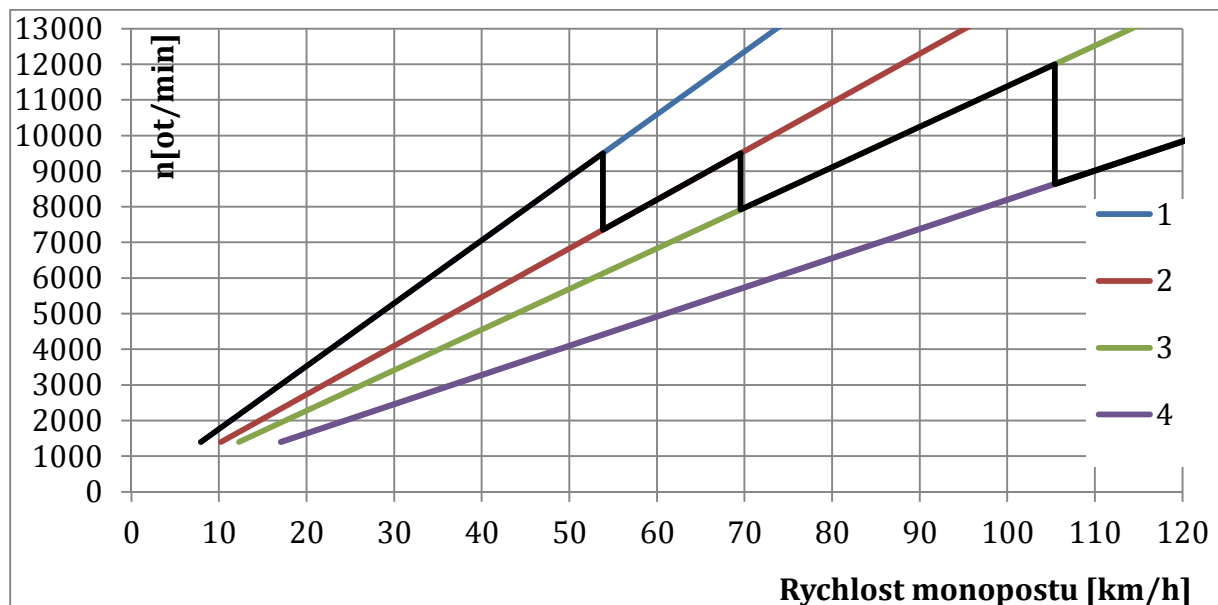
Při jízdě na 100% škrticí klapky by v ideálním případě byl v sacím plénu atmosférický tlak (popř. vyšší) u motoru s restriktorem dojde k aerodynamickému ucpání restriktoru. Tento stav se projeví poklesem tlaku v sání => pokles plnicí účinnosti. V našem případě se tak stane mezi 9000 a 9500 ot/min jak je patrné z grafu Obr. 29. Pokud motor točíme do vyšších otáček, klesá plnicí účinnost a tím točivý moment a výkon, zároveň roste měrná spotřeba paliva.



Obr. 29. Průběh MAP (modrá), TPS (červená), RPM (fialová), data FS.08.

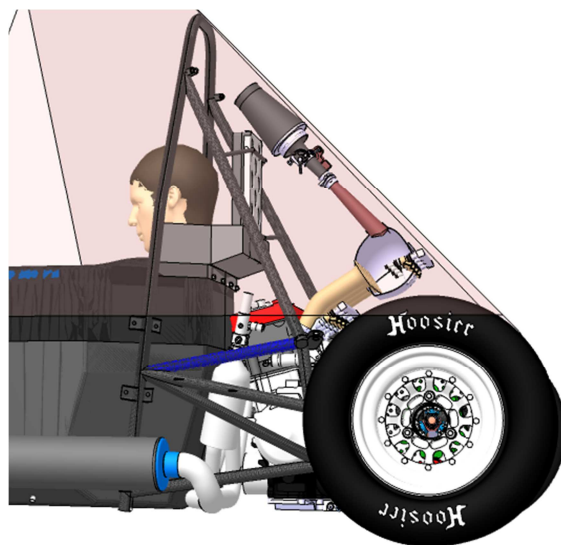
## 8 Návrh sacího traktu pro FS.08

Na základě získaných závislostí bylo nutné stanovit předběžné nastavení pro nový monopost. Důležitým prvkem pro chování vozu na závodní trati je převodovka. Na základě znalostí převodových poměrů je možné predikovat oblast používaných otáček. Pro sezónu 2016 bylo rozhodnuto, že převodovka bude třístupňová (4. převodový stupeň je pouze kvůli brzdovému stanovišti). Z pilového diagramu jsou vidět řadící otáčky. Je tedy vhodné mít maximální točivý moment v rozmezí mezi 7000 a 10000 ot/minutu. Tomu nejlépe odpovídá křivka s nátrubky délky 180mm.



Obr. 30. Pilový diagram FS.08.

Při návrhu je nejvíce omezující prostor vymezený obáčkami, proto jsou nutné zahnuté nátrubky omezené délky. I tak je ale prostor pro návrh tvaru a objemu pléna značně omezen. Pro optimalizaci tvaru sacího traktu byly použity dynamické simulace.



Obr. 31. Sání FS.08 v obáčkách omezující zástavbové rozměry.



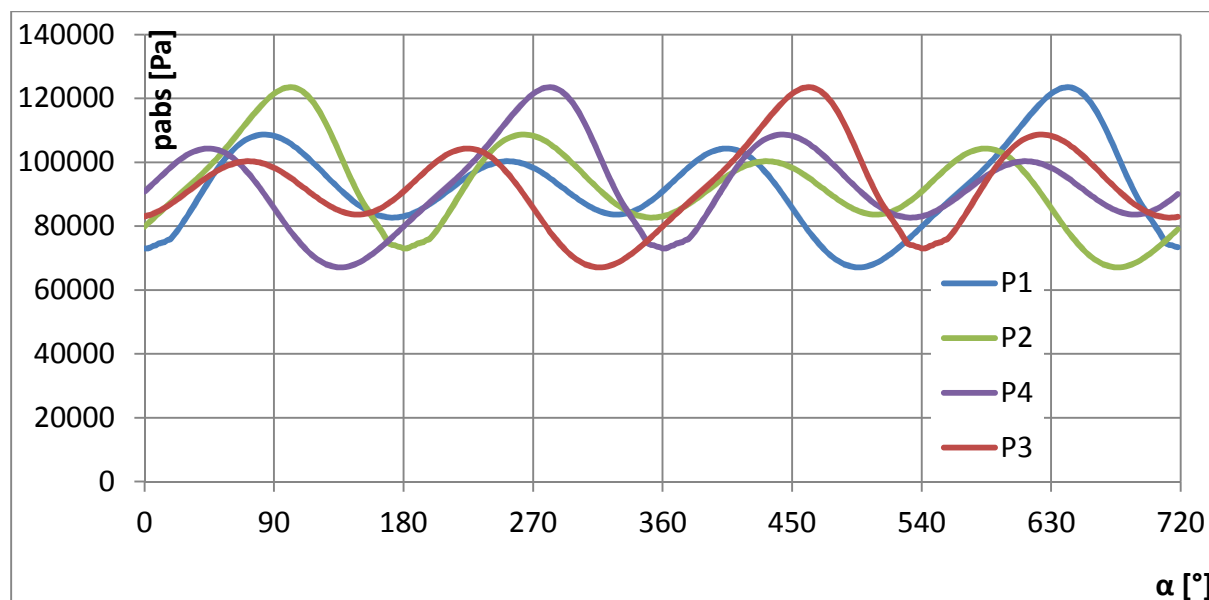
## 8.1 Dynamické simulace CFD

Při sestavení výpočetního modelu CFD bylo navázáno na práci ing. Petra Palizi Výpočet proudění v sacím potrubí Formule Student [6]. V této práci je vysvětlena kompletní teorie a vypracovaná metodika pro výpočty dynamiky tekutin vhodná pro Formuli Student.

## 8.2 Stanovení okrajových podmínek

Vzhledem k novým vačkovým hřídelům a posunutí maximálního točivého momentu do nižších otáček bylo nutné stanovit nové okrajové podmínky. Jako důležité byly zvoleny otáčky 9000 ot/min. To byly otáčky, ve kterých se monopost 7. generace dle histogramu pohyboval nejvíce.

Průběh tlaku a teploty na okraji vstupu do hlavy válců byl spočten v programu GT-Power. Rozdíly mezi jednotlivými válci nejsou uvažovány, proto je průběh veličin pro všechny válce stejný, pouze fázově posunutý.



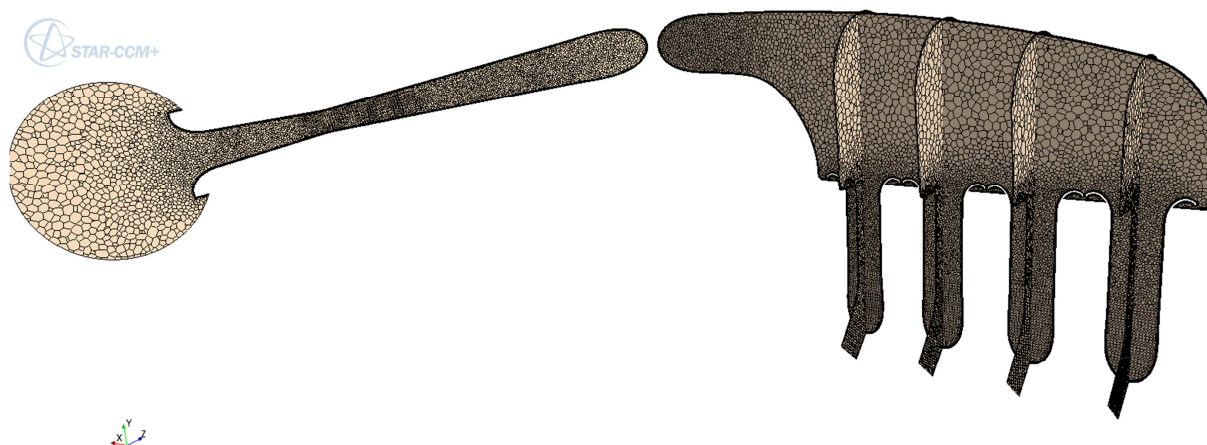
Obr. 32. Průběh tlaku v nátrubku.

Pořadí zapalování je u YZF R6 nezvykle 1-2-4-3, jak je vidět z průběhu tlaků. Průběhy veličin byly přiřazeny k okrajové podmínce Pressure outlet. U okrajové podmínky pro vstup je nastaven Stagnation Inlet a jsou mu přiřazeny okolní podmínky tedy atmosférický tlak a teplota okolí. Zbytek vnějších ploch je považován za o.p. Wall.

Dalším důležitým nastavením je volba časového kroku ( $t_s$ ). Ten jsem volil na základě provedené citlivostní analýzy. Při volbě malého  $t_s$  se doba výpočtu značně prodlužuje, při volbě  $t_s$  příliš velkého jsou výsledky nepřesné. Kompromisem byl  $t_s=3.69537 \cdot 10^{-5}$ , což odpovídá  $\alpha=2^\circ$  klikové hřídele při 9000 ot/min. Další nastavení jsou v modelu v příloze.

## 8.3 Sít'

Od počátku byly dynamické výpočty koncipovány jako porovnávací, proto abych zachoval podobnou přesnost výpočtu, zachovával jsem i velmi podobnou síť. Zjemňování sítě bylo provedeno vždy v místě restriktoru.



Obr. 33. Struktura sítě 1. návrhu.

Obdobná struktura sítě byla nastavena u všech výpočetních modelů. Konkrétní síť má 640 000 buněk.

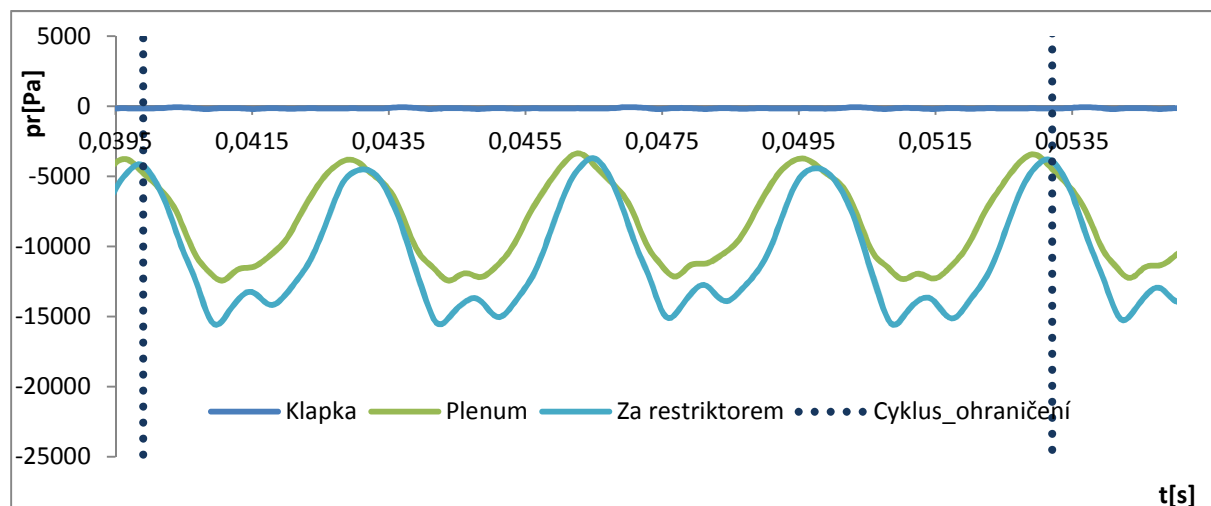
## 8.4 Výsledky dynamických simulací

Výsledkem simulací jsou průběhy stavových veličin, průtoků apod. Dalším důležitým výsledkem je grafické znázornění skalárních a vektorových veličin. Pro tento účel bylo využito funkce ukládání obrazové historie, ze které je možné sestavit video. Cílem dynamických výpočtů je dosažení co největšího hmotnostního průtoku. Dalším důležitým ukazatelem dobrého návrhu je podobnost průtoků mezi jednotlivými válci.

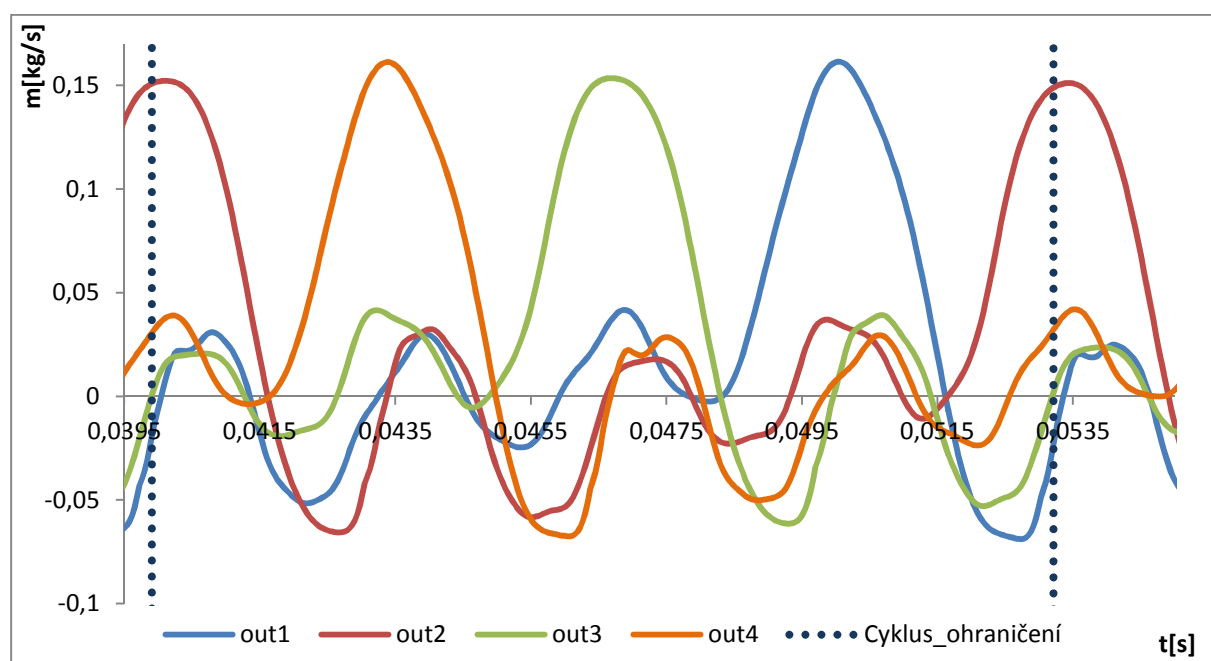
### 8.4.1 Výpočet FS.04-06

Jako první byl vypracován porovnávací CFD model. Což byl 3D model sání monopostu FS.04-06, upravený tak, aby byly stejné délky nátrubků s okrajovými podmínkami, které odpovídají aktuálnímu monopostu. Tvar tohoto sání je vidět na Obr. 16 Tvar sání FS.03, FS.04, FS.07

Na Obr. 34 Průběh tlaku na vstupu do pléna je zobrazen průběh relativních tlaků v kolmé rovině na osu vstupního kužele. V místě škrticí klapky je tlak téměř konstantní o velikosti atmosférického tlaku. Naopak v místě nejvyšší rychlosti, na začátku rozšiřujícího kužele, je tlak nejnižší. Průběh tlaku je pak závislý na okrajových podmínkách. V rozšiřující části dochází ke zpomalení proudu a ztrátě hybnosti sloupce vzduchu. Zároveň dochází k postupnému zvyšování tlaku, jak je vidět na průběhu tlaku na vstupu do pléna.



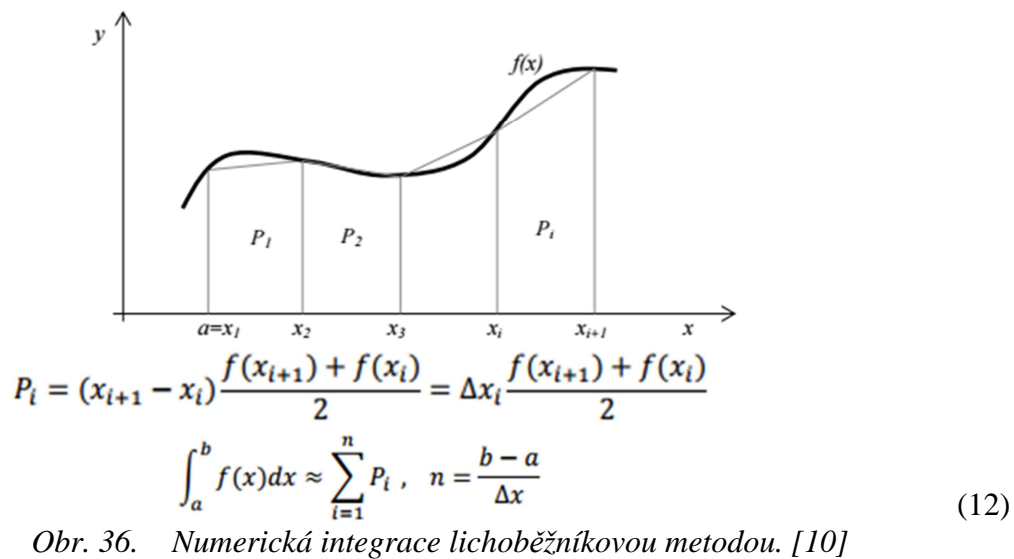
Obr. 34. Průběh tlaku na vstupu do pléna FS.04-06.



Obr. 35. Průběh hmotnostního průtoku na vstupu do hlavy válců FS.04-06.

Z grafu je patrné, že průběhy  $\dot{m}$  vnitřních a vnějších válců jsou mírně rozdílné. To má za následek nestejnou plnění válců motoru. Snahou je mít rozdíl  $\dot{m}$  mezi jednotlivými válci co nejmenší.

Jako porovnávací hodnota byla stanovena hmotnost, která za dobu sacího zdvihu projde výstupem. Hmotnost je stanovena numerickou integrací hmotnostního průtoku, výpočet plochy pod křivkou. Dle [10]



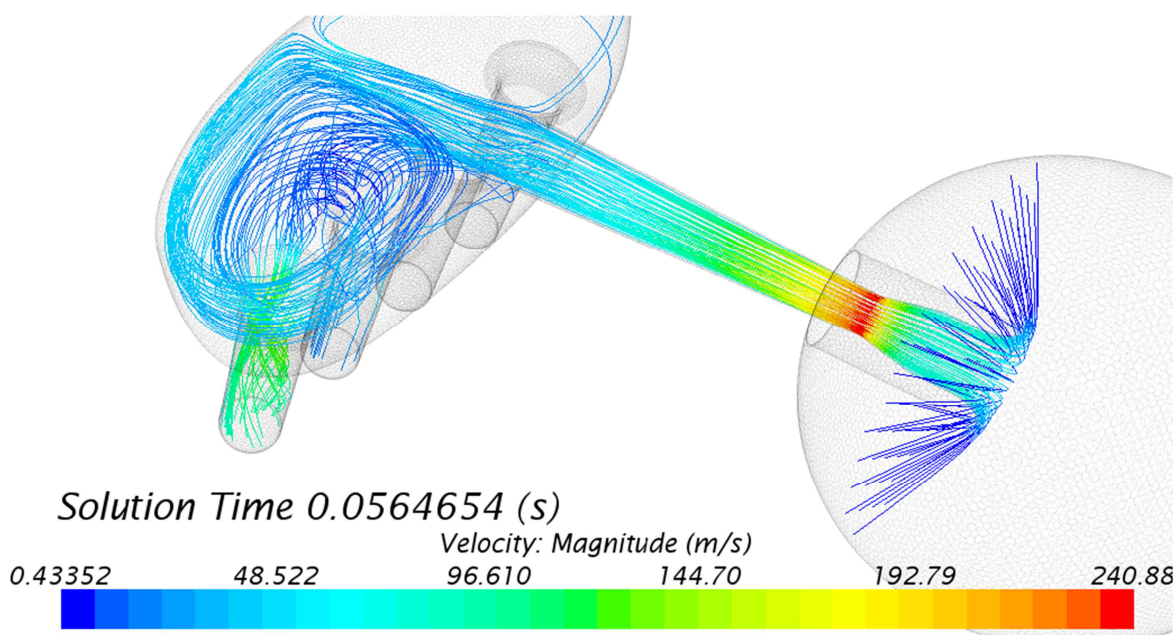
Obr. 36. Numerická integrace lichoběžníkovou metodou. [10]

Ověření: Platí zákon zachování hmotnosti v uzavřené soustavě.

| Průtočná plocha       | Hmotnost vzduchu |
|-----------------------|------------------|
| Plénium vstup/ cyklus | <b>0,94133 g</b> |
| Out1/cyklus           | 0,22905 g        |
| Out2/cyklus           | 0,21298 g        |
| Out3/cyklus           | 0,26939 g        |
| Out4/cyklus           | 0,23652 g        |
| Suma výstupu/cyklus   | <b>0,94796 g</b> |

Tab. 3. Ověření modelu

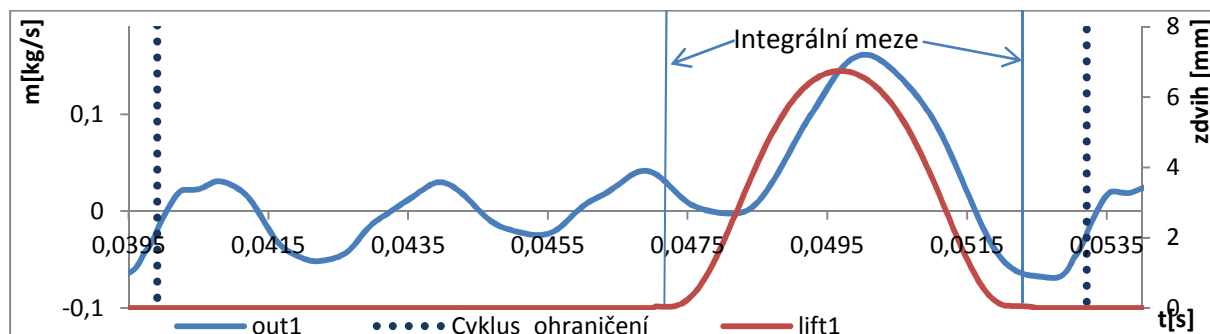
Hmotnost na vstupu do pléna je rovna sumě výstupů, rozdíl je do 1%.



Obr. 37. Zobrazení streamline rychlosti při sacím zdvihu 4. válce FS.04-06.

Na obrázku je patrné, jak je tvořen vír a jak proud vzduchu vstupuje do nátrubku. Vytvoření víru dopadem sloupce vzduchu na zakřivenou stěnu se ukázalo jako velmi výhodné. V příloze je ukázka sání 3. válce. Viz Příloha 3.

Pro model sání FS.06 jsou výsledky stanovené dle grafu.



Obr. 38. Hmotnostní průtok a zdvih ventilu.

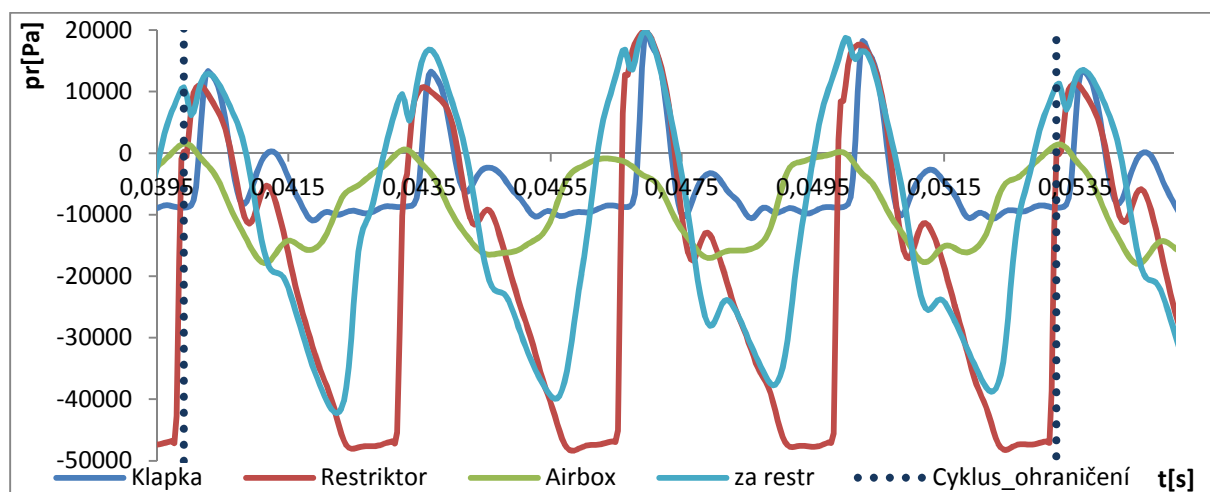
| Průtočná plocha       | Hmotnost vzduchu |
|-----------------------|------------------|
| out1/otevření ventilu | 0,27722 g        |
| out2/otevření ventilu | 0,28434 g        |
| out3/otevření ventilu | 0,28765 g        |
| out4/otevření ventilu | 0,27080 g        |
| suma válců            | 1,12003 g        |

Tab. 4. Výsledky FS.04-06.

S těmito výsledky byly porovnávány ostatní navržené varianty.

#### 8.4.2 Výpočet FS.08 „Chobot“

Aby byla možná zástavba nátrubků delších než je 160 mm, bylo uvažováno o variantě s bočním vstupem do sacího pléna. Při návrhu se vycházelo ze skutečnosti, že při dostatečně dlouhém difuzoru dojde ke zpomalení sloupce vzduchu a tím uklidnění proudění v plénu. To mělo dopomoci rovnoměrnému plnění jednotlivých válců. Tvar pléna je znatelný z Obr. 33 Struktura sítě 1. návrhu.



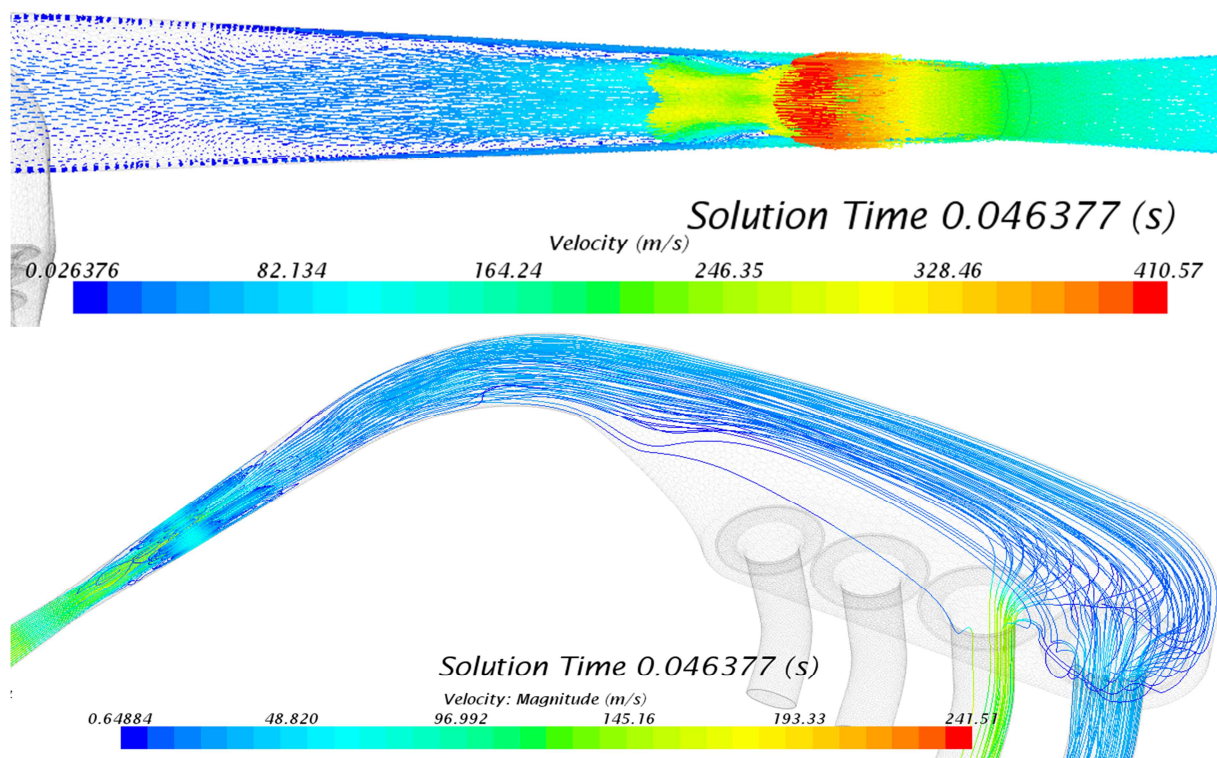
Obr. 39. Průběh tlaku na vstupu do pléna „chobot“.



Z průběhu tlaků je patrné, že za restriktorem došlo ke zvýšení tlaku nad tlak atmosférický.

Jev, který zde nastal se nazývá kolmá rázová vlna. Vznikl špatným návrhem trysky, ta je tzv. přeexpandovaná to znamená, že tlak na vstupu do pléna (na konci kužele) je vyšší než tlak na vstupu do trysky (atmosférický tlak). Při kolmé rázové vlně nastává téměř skoková změna stavových veličin. Postup šíření tlakové vlny je v příloze. Viz Příloha 1. Hlavním následkem tohoto jevu je snížení průtoku tryskou. [11]

Směr proudění tryskou (restriktorem) se nemění, mění se však zásadně rychlost a směr proudění v difuzoru. Jak je vidět z obrázku vektorů a streamline v okamžiku odrazu vlny.



Obr. 40. Vektorové pole rychlosti v trysce, streamline rychlosti.

| Průtočná plocha       | Hmotnost vzduchu |
|-----------------------|------------------|
| out1/otevření ventilu | 0,24052 g        |
| out2/otevření ventilu | 0,23605 g        |
| out3/otevření ventilu | 0,23168 g        |
| out4/otevření ventilu | 0,22744 g        |
| suma válců            | 0,93570 g        |

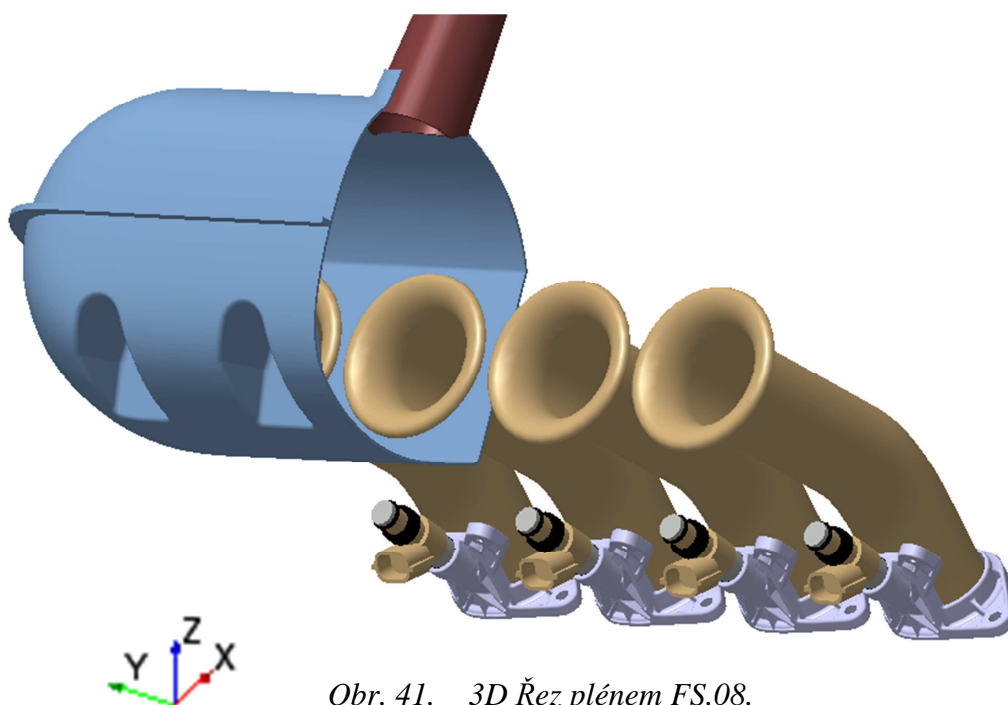
Tab. 5. Výsledky FS.08 „Chobot“.

Z výsledků je patrný pokles celkového hmotnostního toku. Vyrovnanost plnění mezi jednotlivými válci byla dobrá.

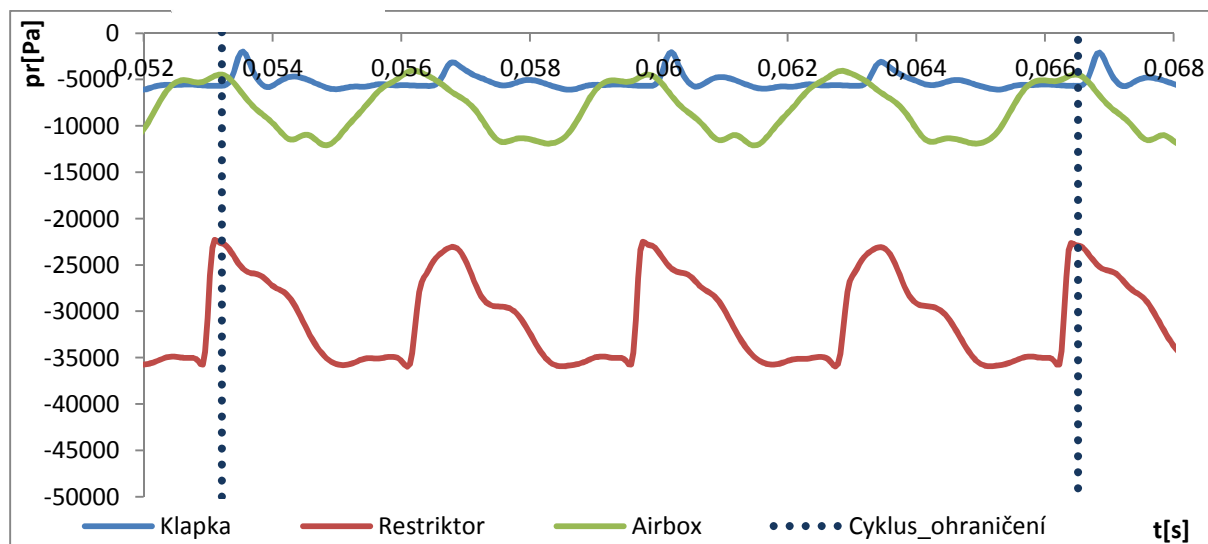
Tento návrh byl vyhodnocen jako velmi špatný, proto bylo nutné celou koncepci předělat. Bylo navrženo několik tvarů, které se povětšinou lišily tvarem pléna, umístěním vstupního kužele a délkou kužele.

### 8.4.3 Výpočet FS.08

Zásadní změnou pro návrh tvaru pléna bylo umístění sekundárních vstřikovačů, ty jsou umístěny u ústí nátrubku. V plénu byly vytvořeny kapsy. Celé sání je souměrné dle roviny ZX. Zadní stěna, na kterou dopadá proud vzduchu, je v ose y rovná tak, aby měl proud vzduchu tendenci rotovat v rovině ZX. Nátrubky musely být zahnuty tak, aby se všechny komponenty vešly do daných obálek. Délka nátrubků je 180 mm, což je o 20 mm více než u loňského modelu.

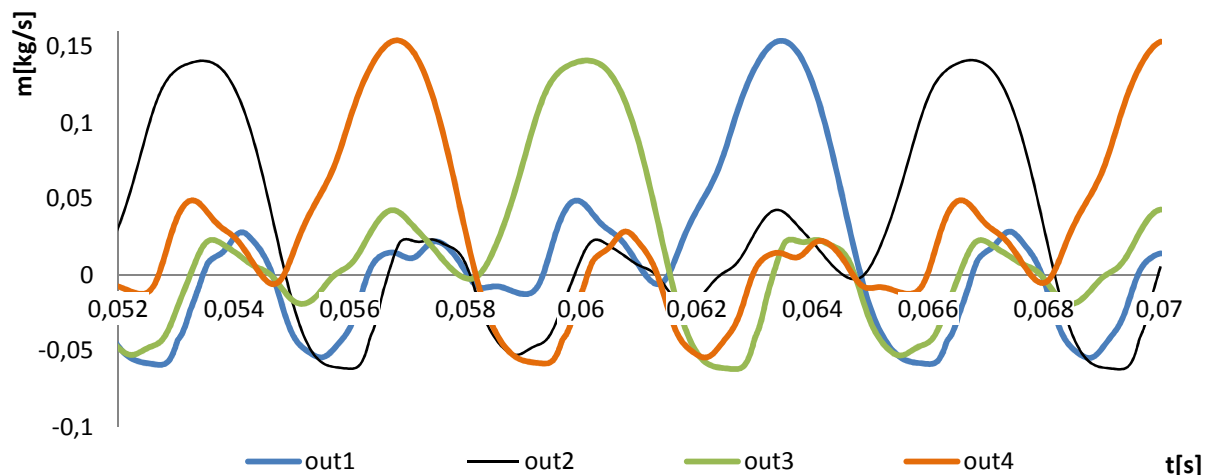


Obr. 41. 3D Řez plénem FS.08.



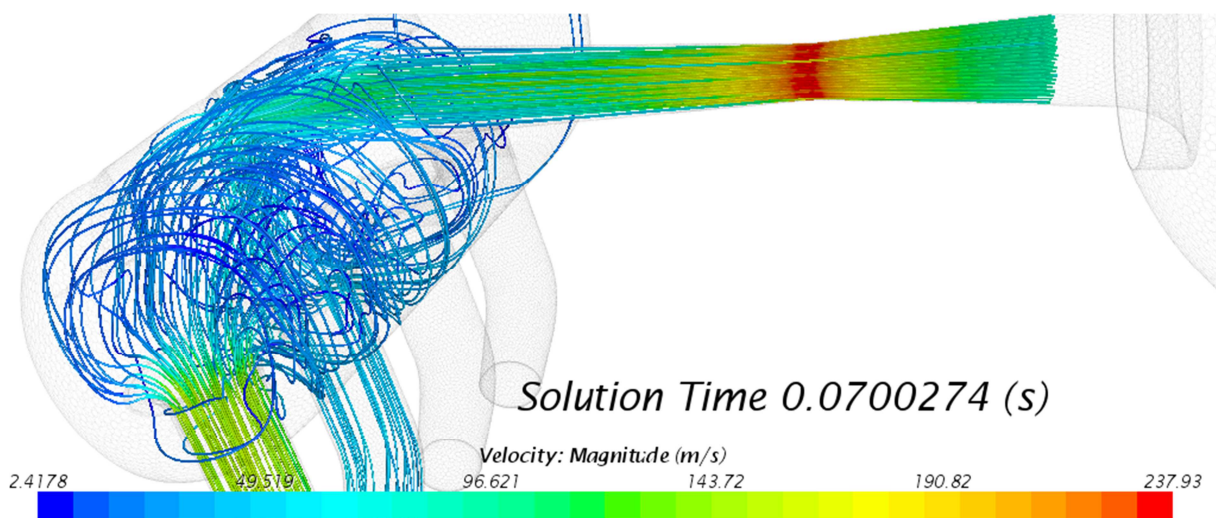
Obr. 42. Průběh tlaku na vstupu do pléna FS.08.

Z průběhu je patrné, že tlak na vstupu do pléna je nižší než atmosférický, tryska je tzv. podexpandovaná. Není tedy možné, aby nastala kolmá rázová vlna.



Obr. 43. Průběh hmotnostního průtoku na vstupu do hlavy válců FS.08.

Průběh průtoků je velmi podobný jako u FS.04-06 to je stav, kterého byla snaha dosáhnout. I přes podobnost průtoků je víření v plénu úplně jiné, jak je vidět z obrázků streamline FS.04-06 a FS.08.

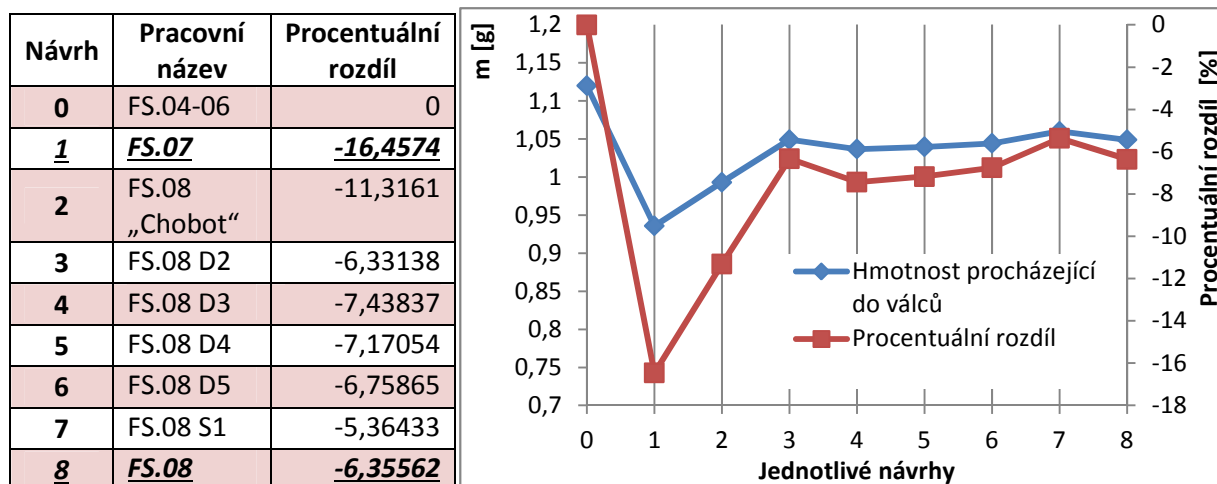


Obr. 44. Zobrazení streamline rychlosti při sacím zdvihu 4. válce FS.08.

| Průtočná plocha       | Hmotnost vzduchu |
|-----------------------|------------------|
| out1/otevření ventilu | 0,26137 g        |
| out2/otevření ventilu | 0,26889 g        |
| out3/otevření ventilu | 0,26902 g        |
| out4/otevření ventilu | 0,26151 g        |
| suma válců            | 1,06080 g        |

Tab. 6. Výsledky FS.08.





Tab. 7. Výsledky jednotlivých variant a procentuální rozdíly.

Výsledná tabulka zobrazuje procentuální rozdíl variant počítaných dle stejných okrajových podmínek. Nejhuře dopadlo sání FS.07, kde bylo snížení průtoku o 16 %. U točivého momentu je rozdíl mezi jednotlivými modely FS.07 a FS.08 12%. Výsledná křivka točivého momentu je ovlivněna mnoha faktory, proto je tento údaj pouze informativní. Tlak v plénu FS.07 je vyšší a tím se snížil tlakový spád na trysce. Průtok restriktorem je tedy nižší. Grafické zobrazení je v příloze. [11]

Rozdíly mezi variantami 3 až 8 byly minimální, lišily se zejména vyvážením průtoků mezi jednotlivými válci. Varianty 7 a 8 jsou pléna vybavená kapsami pro sekundární vstříkovače. 8. varianta byla vybrána z důvodu lepší zástavby do vozidla.

Literatura použita v této kapitole [6], [11]

## 9 Postup výroby

Jedním z dalších kritérií pro návrh sacího pléna byla jeho vyrobiteľnosť v podmíenkách dílny CTU CarTech. Tomu musela být přizpůsobena technologie výroby. Vzhledem k umístění pléna v monopostu je požadavek na co nejnižší hmotnosť sestavy, zároveň z hlediska cyklického namáhání tlakem je nutná dostatečná pevnost, aby nedošlo k implozi pléna.

S přihlédnutím k těmto kritériím byla jako materiál zvolena prosycená uhlíková tkanina, tzv. prepreg typ Sigratex-CE-8201-200-45S.

### 9.1 Technologie výroby

Byla navržena tak, aby byla zachována maximální funkčnost dílů, jednoduchost výroby a výsledný produkt působil dobrým estetickým dojmem. Sací plénium je slepeno z 9 samostatně laminovaných dílů.

Pro plénium a nátrubky byly vytištěny technologií 3D tisku plastová kopyta. Následovalo vybroušení nerovností vzniklé technologií tištění plastu, vyplnění nerovností tmelem a nástřik plničem. Po zaschnutí několika vrstev plniče bylo nutné vybrousit povrch do hladka.



*Obr. 45. Lakované a vybroušené kopyta forem.*

V okamžiku, kdy byl povrch dostatečně hladký, následovalo důkladné nanášení separačních vrstev. Dalším krokem byla výroba forem pro laminaci. Na naseparované plochy byla nanášena povrchová pryskyřice, tzv. gelcoat. Následovalo nanášení vrstev sklotkaniny a současné prosycování epoxidovou pryskyřicí. Počet vrstev musí být takový, aby forma byla dostatečně tuhá a při vytvrzování při zvýšené teplotě se nekroutila. Po vytvrzení exotermickou reakcí dvousložkové pryskyřice jsou formy dostatečně tuhé a pevné. Pro zvýšení povrchové tvrdosti jsou formy po dobu několika hodin při zvýšené teplotě vytvrzovány.



*Obr. 46. Formy pléna a nátrubků.*

Pro klapku a difuzor byly vytvořeny leštěné hliníkové formy, aby bylo dosaženo co nejlepšího povrchu. To je důležité, protože tlaková ztráta roste s druhou mocninou rychlosti a s drsností povrchu (v místě restriktoru je nejvyšší rychlost proudění).



*Obr. 47. Těleso škrticí klapky, forma difuzoru.*

Před nanášením prosycené uhlíkové tkaniny je opět nutná důkladná separace. Nanášení první vrstvy je důležité hlavně z estetických důvodů. Další vrstvy jsou nanášeny tak, aby směry vláken byly rovnoměrně rozloženy ve všech směrech. Počet vrstev byl zvolen na základě předchozích zkušeností, pro plénum 4, pro nátrubek 3 vrstvy. Po nanesení všech vrstev následovalo vakuování a důkladné dotlačení tkaniny do hran a rádiusů. Následovalo vytvrzení při 80°C po dobu 10 hodin.

Po výrobě všech dílčích komponent následovalo jejich slepení. Pro dodržení polohy a všech úhlů byly na laseru vypáleny šablony. Pro lepení bylo použito lepidlo Loctite 9466.

Při testu na brzdovém stanovišti byly zjištěny pulzace neprofilovaných ploch na plénu. Z tohoto důvodu bylo plénum dovybaveno žebrováním, aby nedošlo k únavě materiálu a následné implozi.



Obr. 48. Sací trakt FS.08.

## 10 Ladění motoru pro Formuli Student

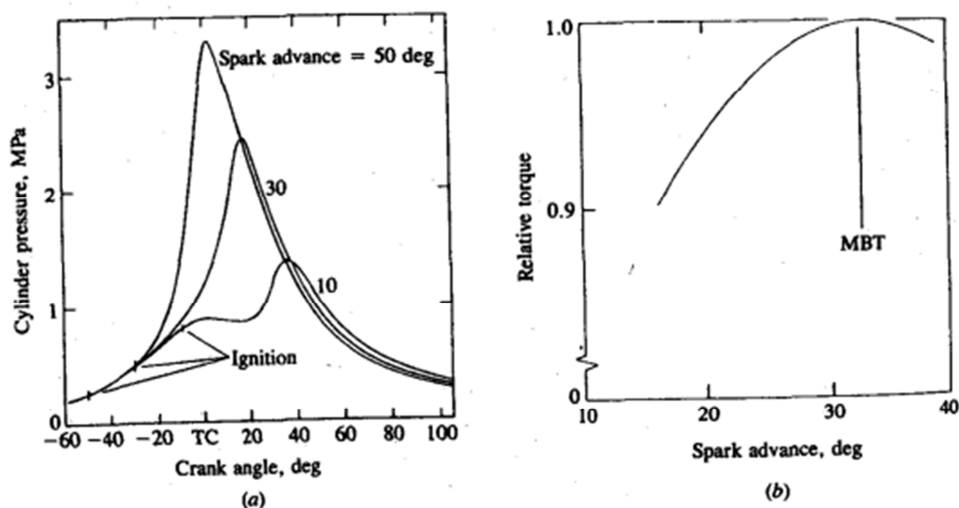
Team CTU CarTech používá již 7 let plně programovatelnou řídicí jednotku firmy EFI Technology typ Euro4. Důležitou změnou sezony 2016 byla změna řídicího algoritmu. Doposud se používal algoritmus „alfa/n“, což je řízení motoru na základě polohy škrticí klapky a otáček motoru. Nově je motor řízen pomocí algoritmu „speed/density“ řízení na základě tlaku v sacím plénu a otáček motoru. Toto řízení je přesnější, neboť tlak v sacím plénu odpovídá zatížení motoru. Poloha škrticí klapky se nyní používá zejména pro akcelerační obohacení, decelerační ochuzení, korekce, řízení vstřikovačů apod.

### 10.1 Ladění základní mapy předstihu a vstřikování

Motor připravený na brzdovém stanovišti musí být osazený výfuky, sacím plénem, vačkovými hřídeli a nastaveným časováním tak, jak bude absolvovat celou závodní sezónu. Ladění základních map probíhá současně neboť předstih a bohatost směsi spolu úzce souvisí.

#### 10.1.1 Mapa předstihu

V reálném světě je rychlost hoření směsi konečná a proto je nutné zapalovat směs s předstihem tak, aby došlo k co největšímu nárůstu tlaku ve chvíli, kdy je píst za horní úvratí. Velikost předstihu se nastavuje dle nejvyššího brzdného momentu.



Obr. 49. (a) vliv velikosti předstihu na indikovaný tlak.

Obr. 50. (b) vliv předstihu na relativní brzdý moment. [7]

Z obrázku křivek (nespecifikovaného motoru) je vidět, že největší indikovaný tlak nastane u konkrétního motoru při předstihu 50°, zároveň ale dochází k působení tlaku proti pohybu pístu a tím se sníží brzdý moment. Největší brzdý moment je tedy při předstihu cca 33°, jak je vidět z obr. (b).

Při ladění mapy předstihu je největším problémem klepání motoru. Na vznik klepání má vliv několik faktorů. Zejména: velikost předstihu, geometrie motoru (kompresní poměr), použité palivo a jeho oktanové číslo, bohatost směsi, zatížení, teploty ve spalovacím prostoru, usazeniny a další. Klepání může vést k rychlé destrukci motoru, proto je nutné věnovat nastavení předstihu značnou pozornost. O klepání viz [7]

Na brzdovém stanovišti zatím bohužel nedisponujeme systémem pro spolehlivou detekci klepání motoru. Proto jako improvizované řešení používáme kovovou trubici se sluchátky. Ta dobře vede akustické vlny a klepání je ve velině brzdového stanoviště slyšitelné. Nastavení předstihu probíhá tak, že je nastavena směs na správnou bohatost a předstih se postupně zvyšuje do doby, kdy brzdý moment motoru roste nebo do doby, kdy motor začne klepat. Pokud motor klepe je předstih snížen o 4-5°, aby nedošlo k poškození motoru.

Motor pro rok 2016 má nově zvýšený kompresní poměr na 13,7:1, což v praxi znamenalo větší náchylnost ke klepání. Takto upravený motor by při zvyšování předstihu klepal, při plném zatížení, téměř v celém rozsahu otáček (cca do 10000 ot/min), při částečném zatížení je náchylnost ke klepání zejména v nízkých otáčkách, kde je doba na samovznícení největší. Z tohoto důvodu jsou předstihy zážehu výrazně nižší než u předchozích generací motorů.

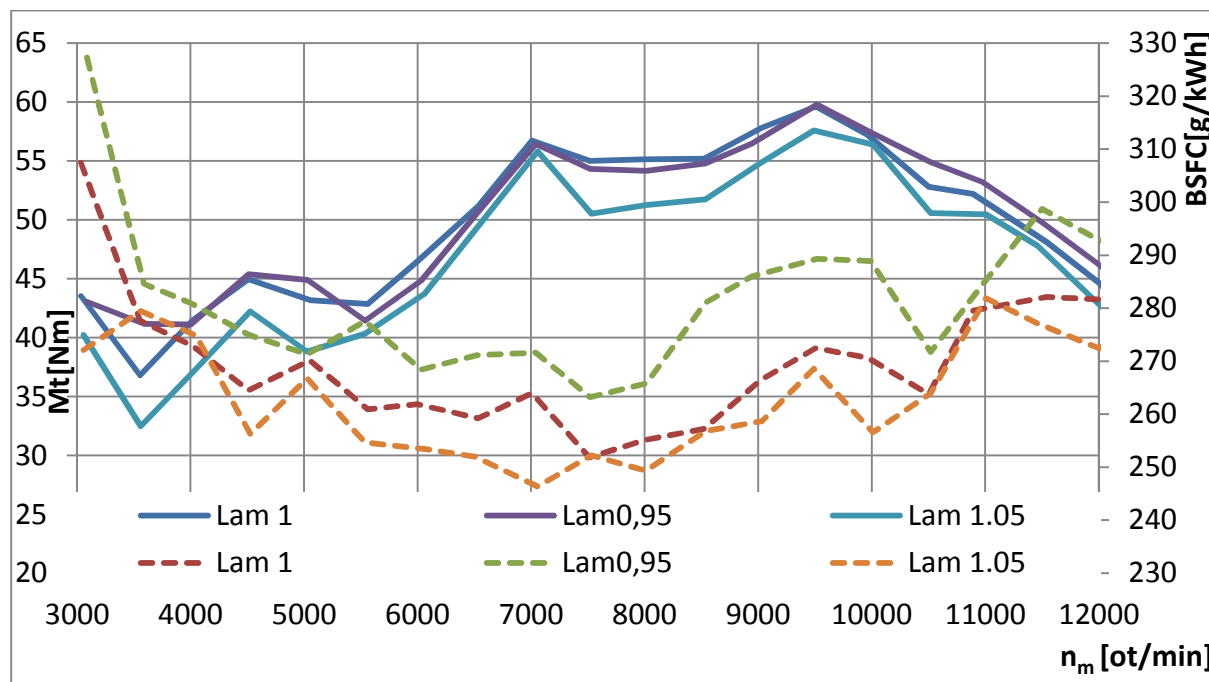
Řídicí jednotka disponuje funkcí pro detekci klepání a pro řízení korekce předstihu na základě detekovaného klepání. Tuto funkci je velmi složité nastavit a bohužel není v teamu CTU CarTech zatím využívána.



Mapa nastaveného předstihu je v příloze. Viz Příloha 5. Obecně se dá konstatovat, že se zvyšujícím zatížením a zvyšujícími otáčkami předstih klesá. Dalším podstatným vlivem je plnění motoru, pokud se motor v nějakém režimu hůře plní, předstih může být větší a naopak.

### 10.1.2 Mapa paliva

Pro konečné nastavení motoru bylo velmi důležité stanovení směšovacího poměru pro celou mapu. Pro tento účel byla změřena citlivostní analýza



Obr. 51. Citlivostní analýza na plné zatížení.

Z grafu je patrné, že rozdíl mezi průběhy momentů je pro směšovací poměr  $\lambda=1$  a  $\lambda=1,05$  značný, v nejhorším případě až 4 Nm. Naopak měrná spotřeba paliva je téměř srovnatelná. Průběhy točivého momentu pro  $\lambda=0,95$  a  $\lambda=1$  jsou srovnatelné, naopak měrná spotřeba je pro  $\lambda=0,95$  značně vyšší. Dalším problémem bylo, že motor měl na chudou směs nepravidelný chod. Z těchto důvodů je celá palivová mapa laděna na směšovací poměr  $\lambda=1$ .

Další možnost řídicí jednotky je korekci řídit každý vstřikovač jednotlivě. Na brzdovém stanovišti je výfuková sestava vybavena lambda sondou pro každý válec. Případné nerovnosti plnění jednotlivých válců vyrovnáme tak, aby každý válec ukazoval směšovací poměr přibližně 1. To napomůže snížení spotřeby. Celá palivová mapa je v příloze viz Příloha 4.

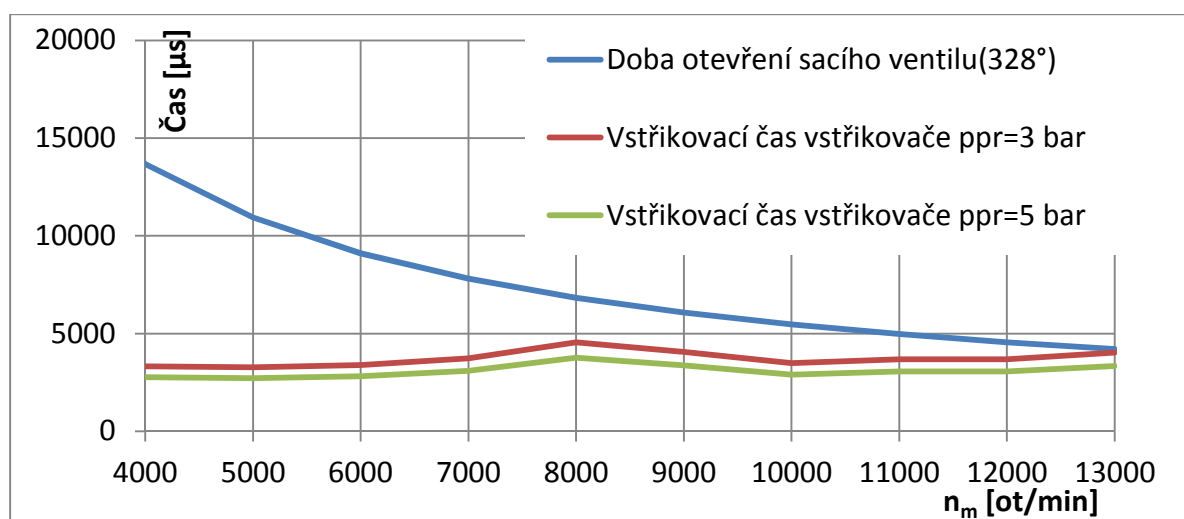
## 10.2 Fáze vstřiku

V řídicí jednotce motoru je možné nastavit počátek vstřiku. Ten je udáván ve stupních a měří se od horní úvratě při počátku expanzního zdvihu. To znamená, že pokud je fáze  $360^\circ$  počátek vstřiku je v okamžiku, kdy je píst v HU při počátku sacího zdvihu. V tu chvíli je sací ventil již otevřen.

Z Obr. 52 je patrné, že největší problém načasování počátku vstřiku nastává ve vysokých otáčkách, kdy je nutné začít vstřikovat s dostatečným předstihem, tak abychom nevstřikovali palivo na již zavřený sací ventil. Tento stav je velmi obtížné diagnostikovat na

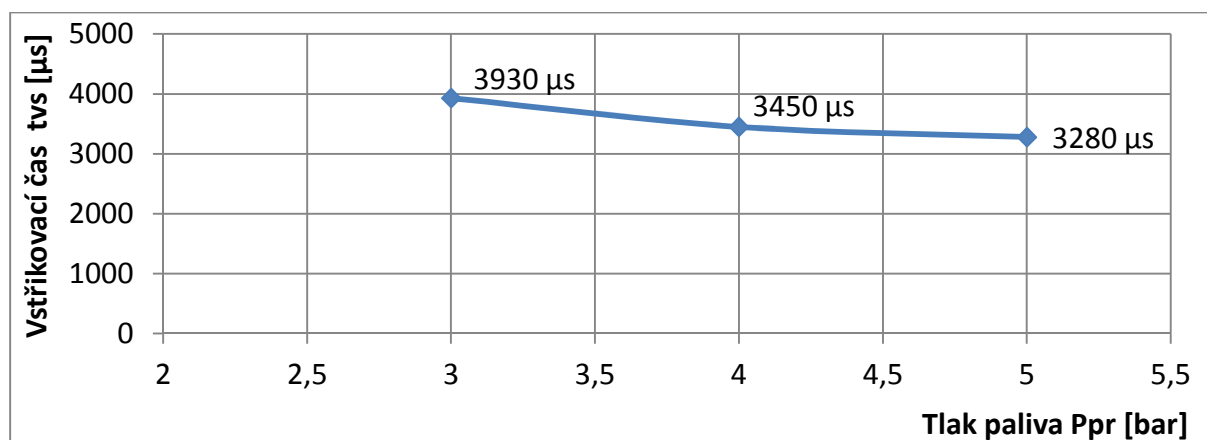
brzdovém stanovišti. Ladění probíhá za konstantních otáček, a jestliže máme správnou dávku paliva, ale vstříknutou na zavřený ventil, motor si palivo nasaje další otáčku. Problém nastane při jízdě, kdy se otáčky dynamicky mění a v motoru je dávka paliva vždy o otáčku opožděná a v nesprávném množství.

Problém fáze vstřiku je ještě znatelnější u sekundárních vstříků, které jsou umístěny dál od ventilu a používají se ve vysokých otáčkách. Z tohoto důvodu by bylo vhodné použít vstříkovače s větším průtokem. Protože výměna vstříků je mírně problematická z hlediska zástavbových rozměrů, tak jako nouzové řešení je možné zvýšit tlak vstřikování. Další možností zvýšení průtoku je zapojení sekundárních vstříkovačů, což je mírně problematické.



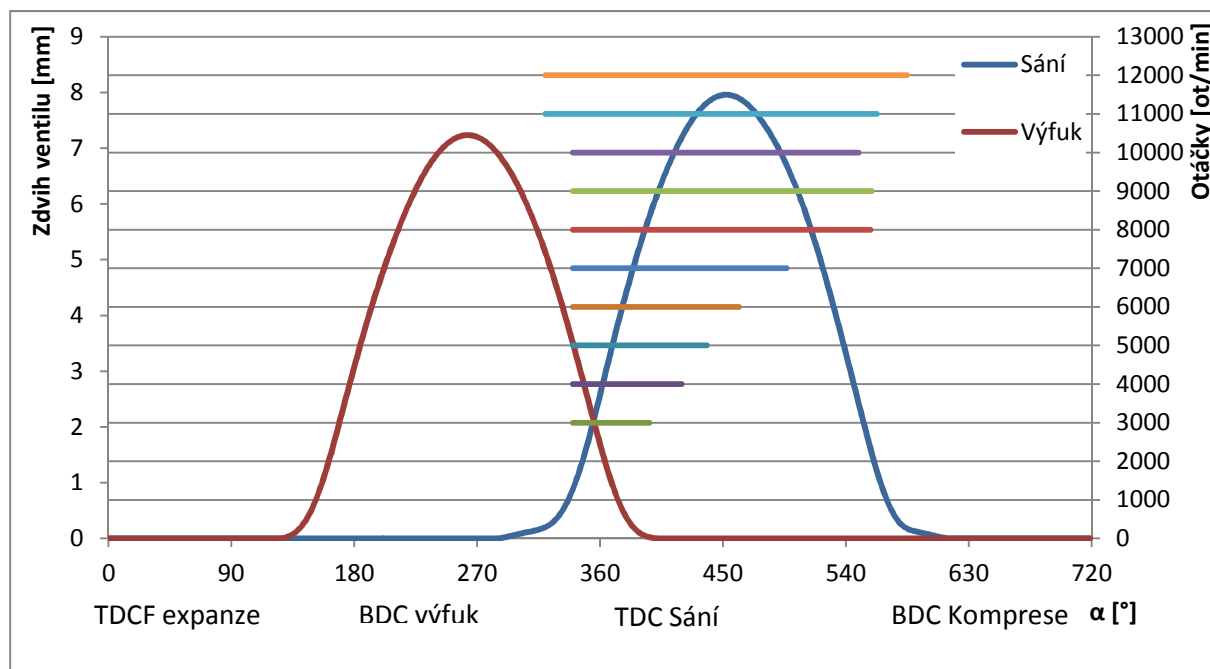
Obr. 52. Čas otevření ventilu a vstříkací čas.

Brzdové stanoviště bylo vybaveno říditelný přetlakovým ventilem s rozsahem 0-10 bar. Při nastavení tlaku paliva na 3 bar je vstříkací čas při 8000ot/min 3930 μs. Pokud zvýšíme tlak na 5 bar, průtok se zvýší a vstříkací čas se sníží na 3280 μs, což je o 17% menší doba vstřikování.



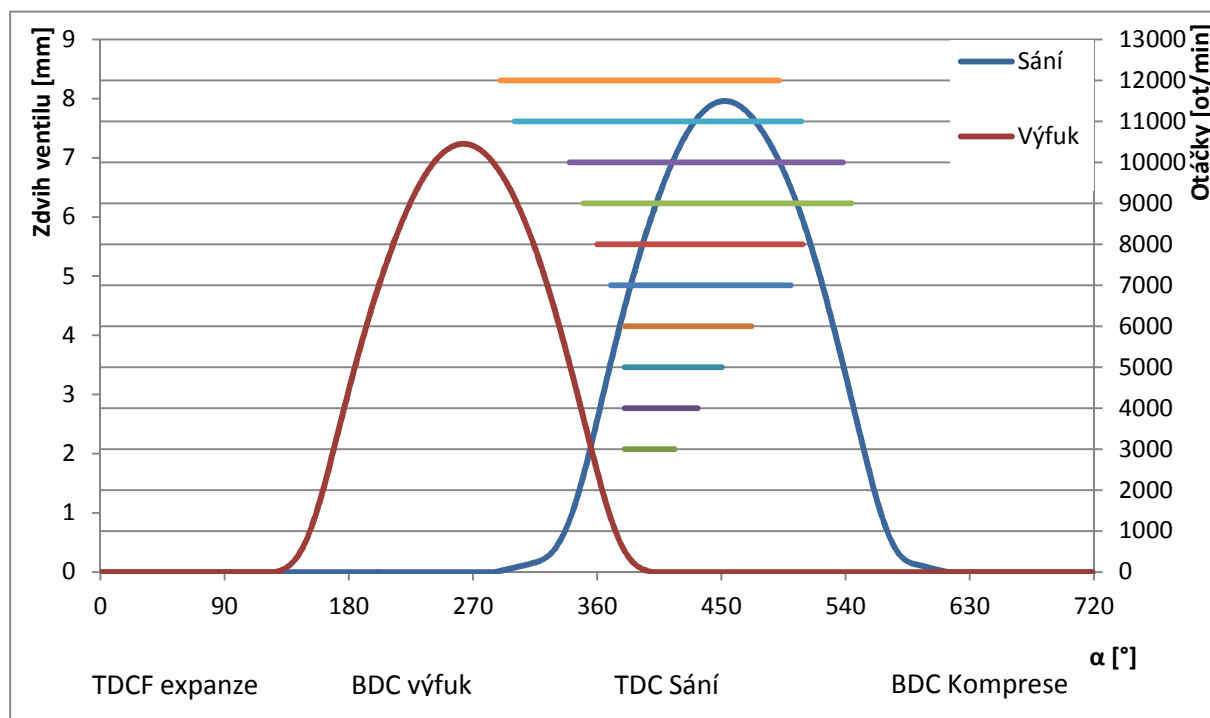
Obr. 53. Vstříkací čas v závislosti na tlaku paliva.

Pokud zobrazíme dobu trvání vstřiku ve stupních a vyneseme do grafu (vodorovné čáry) s aktuální fází vstřiku je patrné, že ve vysokých otáčkách vstříkovač vstříkuje na již uzavřený sací ventil.



Obr. 54. Fáze vstřiku a doba vstřikování ve stupních  $\alpha$ .

Aby bylo řízení motoru přesnější, tlak paliva byl zvýšen na 5 bar a fáze vstřiku byla pozměněna tak, aby dávka odpovídala aktuální otáčce. Konec vstřikování nastane před uzavřením sacího ventilu.

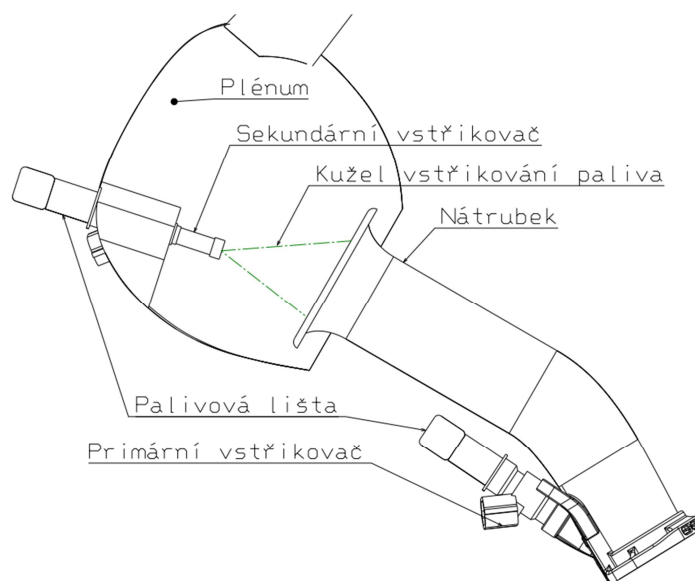


Obr. 55. Fáze vstřiku a doba vstřikování ve stupních  $\alpha$  navržená.

### 10.3 Sekundární vstřikovače

Sekundární vstřikovače jsou umístěny v sacím plénu na vstupu vzduchu do nátrubku, tzn. ve vzdálenosti 200 mm od hlavy motoru.





Obr. 56. Řez plénem.

Při ladění na motorové brzdě bylo zjištěno, že při skokové změně zatížení motoru sekundární vstřiky velmi pomalu reagují, pokud vstřikují bez podpory primárních vstřiků, to platí zejména v nízkých otáčkách. Z tohoto důvodu jsou sekundární vstřiky spínány postupně v závislosti na otáčkách a zatížení viz Tab. 8. Při maximálním výkonu pracují na 100%, toho se využívá zejména při disciplíně akcelerační.

| TPS[%]/RPM | 1520,435 | 5017,434 | 5980,376 | 6993,999 | 8007,622 | 9021,246 | 9984,187 | 10997,81 |
|------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 19,922     | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 25         | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        |
| 28,125     | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 10,156   |
| 30,078     | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 10,156   | 19,922   |
| 35,156     | 0        | 0        | 0        | 0        | 0        | 10,156   | 19,922   | 50       |
| 39,844     | 0        | 0        | 0        | 0        | 10,156   | 19,922   | 50       | 80,078   |
| 44,922     | 0        | 0        | 0        | 14,844   | 19,922   | 50       | 80,078   | 99,609   |
| 80,078     | 0        | 0        | 14,844   | 19,922   | 50       | 80,078   | 99,609   | 99,609   |

Tab. 8. Rozdělení sekundárních a primárních vstřikovačů v ŘJ.

0% = vstřikují pouze primární vstřikovače, 99,609% = vstřikují pouze sekundární vstřikovače. Toto rozdělení se osvědčilo v praxi při testech na letišti. Motor dobře reagoval na změnu polohy škrticí klapky při zachování standartního akceleračního obohacení.

## 10.4 Možnosti řídicí jednotky v šetření paliva

Při hlavním závodě endurance je měřena spotřeba paliva. Nádrž je naplněna před začátkem závodu po hrdlo, zaplombována a po dojetí závodu doplněna. Doplněný objem paliva je měřen a přepočítán dle hustoty paliva na hmotnost. Celkové skóre se spočítá dle následujících vzorců. [3]

$$\text{EFF. SCORE} = 100 \times \left( \frac{(\text{FuelEfficiencyFactor}_{\text{MIN}} / \text{FuelEfficiencyFactor}_{\text{YOUR}}) - 1}{(\text{FuelEfficiencyFactor}_{\text{MIN}} / \text{FuelEfficiencyFactor}_{\text{MAX}}) - 1} \right)$$

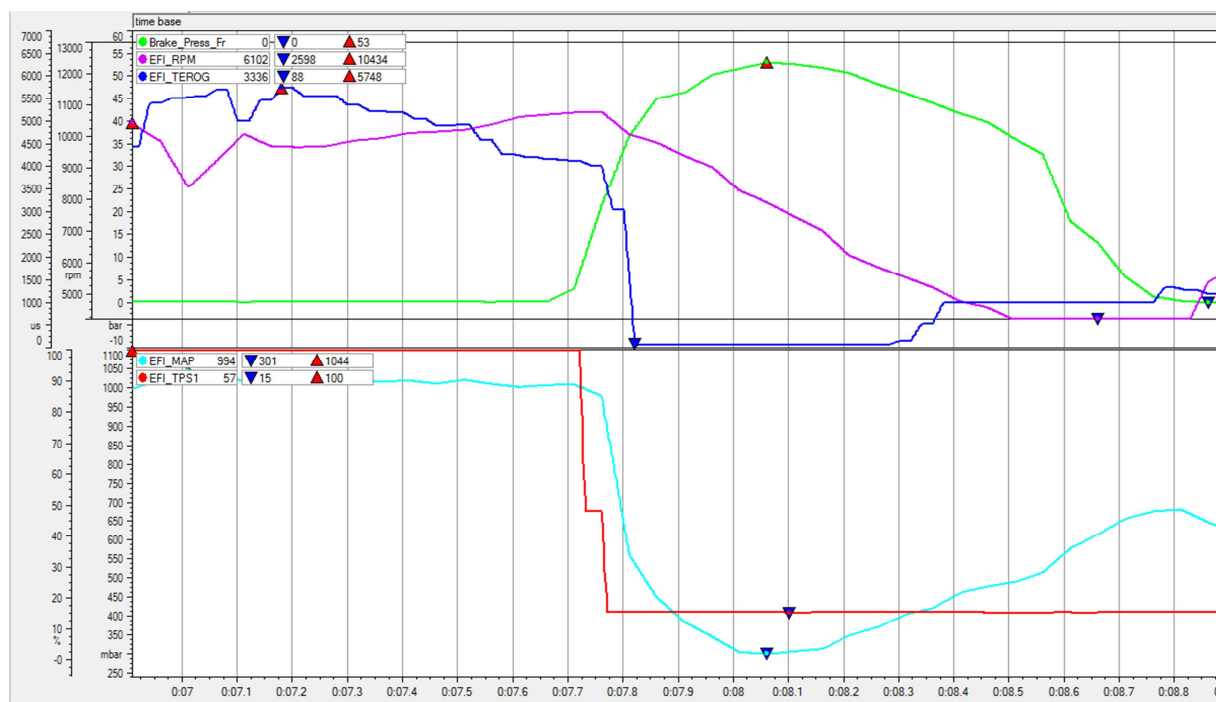
$$\text{EFF. FACTOR} = \left( \frac{(T_{\text{MIN}} / \text{Laptotal}_{\text{TMIN}})}{(T_{\text{YOURS}} / \text{Lapyours})} \right) \times \left( \frac{(\text{CO}_{2\text{MIN}} / \text{Laptotal}_{\text{CO2MIN}})}{(\text{CO}_{2\text{YOUR}} / \text{Lapyours})} \right) \quad (2)$$

|                                       |    |   |
|---------------------------------------|----|---|
| CO <sub>2</sub> MIN                   | kg | Min. hmotnost CO2 stanovená účastníkem závodu |
| CO <sub>2</sub> your                  | kg | Hmotnost CO2 naše                             |
| T <sub>MIN</sub>                      | s  | Min. celkový čas při endurance                |
| T <sub>yours</sub>                    | s  | Námi dosažený čas                             |
| Lapyours                              | \  | Odjetý počet kol                              |
| Laptotal <sub>CO2MIN</sub>            | \  | Počet odjetých kol teamu co stanovil CO2min   |
| Fuel Efficienci factor <sub>MIN</sub> | \  | EFF factor nejrychlejšího team                |

CO<sub>2</sub>your je stanoveno z naměřené hmotnosti a konstanty stanovené pravidly pro palivo natural RON98=2,31kg/l pro E85=1,65 kg/l.

Z uvedených vztahů tedy vyplývá, že nezáleží pouze na absolutní hodnotě spotřebovaného objemu paliva, ale také na druhu paliva a dosaženém času.

Druh paliva je aktuálně daný- natural RON98. Je tedy snaha snížit spotřebu paliva. Pokud budeme uvažovat nástroje řídicí jednotky, máme k dispozici Fuel cut off, což je funkce, která při náhlém snížení zatížení vypne palivo. Další možností je vypnout palivo v základní mapě. Tato možnost se ukázala jako výhodnější a spolehlivější, neboť je možné logovat okamžitou dávku paliva.

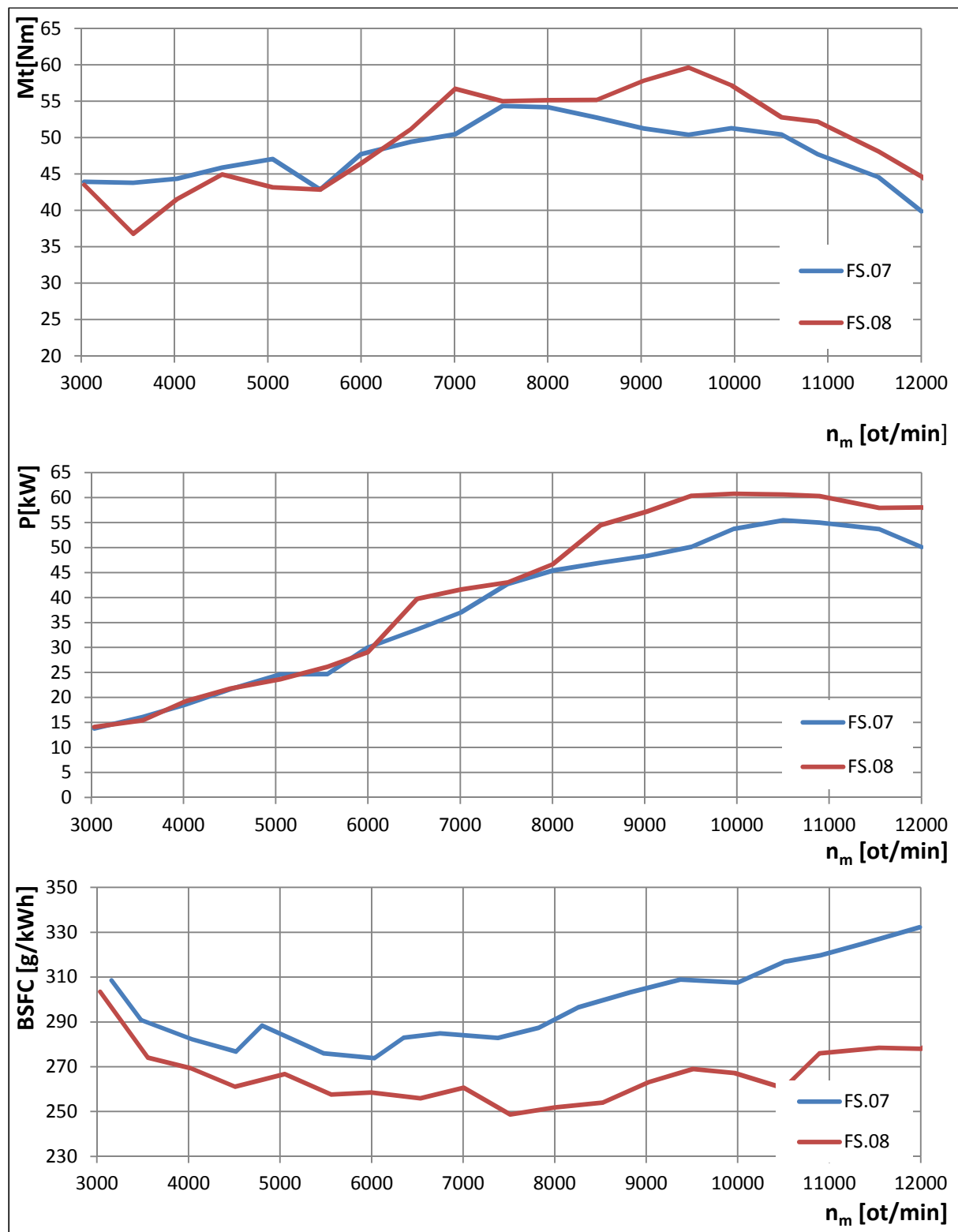


Obr. 57. Vypnutí paliva při brždění.

V okamžiku zavření škrticí klapky (TPS - červená) nastane snížení tlaku v plénu (MAP – světle modrá) a to při vysokých otáčkách (RPM – fialová) vypne dávku paliva. Dávka se obnoví při poklesu otáček a zvýšení tlaku v plénu. Vypnutí dávky paliva v základní mapě je vhodné pouze pro velké podtlaky a vysoké otáčky, to je režim, ve kterém by se formule neměla pohybovat. Celková palivová mapa motoru je v příloze viz Příloha 4.

## 11 Porovnání a výsledky

K porovnání je nevhodnější použít monoposty 2015 a 2016 tedy FS.07 a FS.08, ty jsou si konstrukčně velmi podobné a také existují porovnatelná data. Celá tato práce popisuje vývoj pro sezónu 2016 tedy FS.08.



Obr. 58. Porovnání točivého momentu výkonu a měrné spotřeby FS.07 a FS.08.

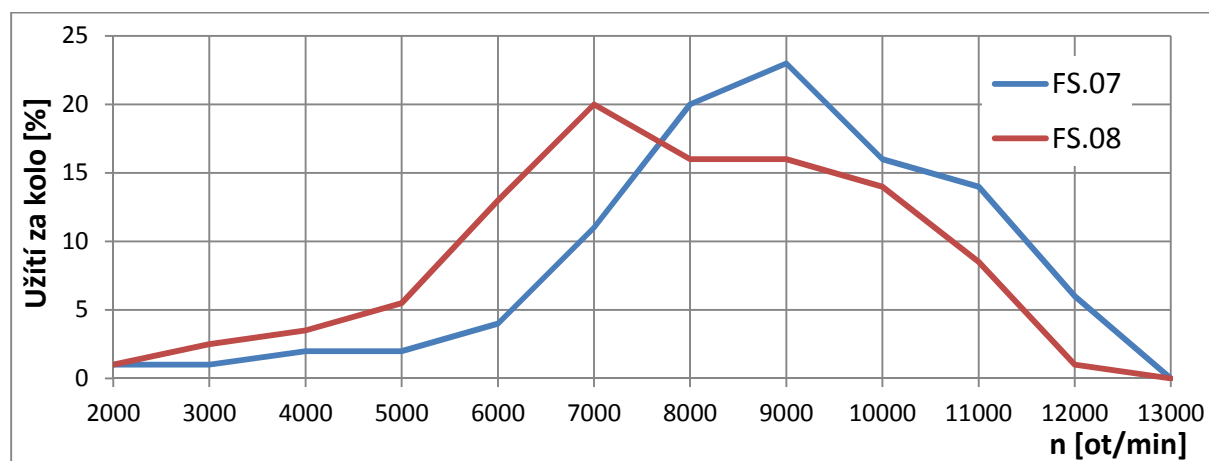
Z naměřených hodnot na brzdovém stanovišti je evidentní, že FS.08 převyšuje FS.07 ve všech důležitých parametrech. Tyto výsledky byly znát i na závodní trati, do těch ale zasahuje celkové nastavení auta, chování řidiče atd.

| Závod      | Akcelerace      | Endurance | Efficiency   |
|------------|-----------------|-----------|--------------|
| FS G 2015  | /               | 42.       | /            |
| FS CZ 2015 | 2.              | 2.        | /            |
| FS H 2015  | 6. (3.852)      | 5.        | 22. (4,93 l) |
| FS UK 2016 | 17. (4,307 s)   | 2.        | 20. (4,36 l) |
| FS CZ 2016 | 5. (4.18 s wet) | 1.        | 7. (4.3 l)   |
| FS H 2016  | 3. (3,841 s)    | 3.        | /            |
| FS S 2016  | 4. (3,853 s)    | 7.        | 6. (4,44 l)  |

Tab. 9. Výsledky ze závodů v sezóně 2015 a 2016

Z tabulky vyplývá, že monopost FS.08 je velmi silný v hlavním závodě a akceleraci. Naproti tomu ve spotřebě je spíše průměrný, ale i přesto lepší než jeho předchůdce. V závodě FS UK jsou hodnocena spalovací a elektrická auta společně.

Díky zvýšení točivého momentu v celém rozsahu se i rozsah používaných otáček motoru změnil. To přispělo ke snížení spotřeby paliva.



Obr. 59. Spektrum užívaných otáček.

## Závěr

Sací plénium bylo vyrobeno na jaře 2016 na základě vývoje a pracovního postupu popsaného v této práci. Oproti návrhu bylo plénium dovybaveno vnějším žebrovaním pro zvýšení tuhosti pléna. Během závodní sezóny nebyl žádný problém se sacím plénem, údržba spočívala pouze v občasné namazání ovládacího ocelového lanka a titanové hřídelky.

Průtok plénem se oproti FS.07 zvýšil přibližně o 10 %, tyto změny jsou patrné na celkovém průběhu výkonu monopostu viz Obr. 58. Maximální výkon vzrostl cca o 5 kW a maximální točivý moment o cca 6 Nm. Bylo dosaženo nejen snížení měrné spotřeby paliva, ale i snížení reálné spotřeby v závodě.

Pro sezónu 2017 je navrženo sání s variabilní délkou nátrubků tak, aby plnicí účinnost vzrostla ve větší spektru otáček motoru. Je navrženo tak, aby bylo možné použít, variabilní délku ale i konstantní délku nátrubků. Ovládání délky je skoková v rozsahu 200mm až 260 mm dle nastavení servomotoru. Další novinkou je snížení bloku motoru a změna jeho polohy, díky tomu bylo dosaženo zvětšení vnějších obálek pro sací plénium a jeho komponenty.

V následujících letech by bylo vhodné zaměřit se na optimalizaci proudění v sacím kanále, neboť motor je navržen na vyšší pracovní otáčky.

Další možností je přechod na palivo e85, které z hlediska účinnosti přepočtu vychází výhodněji. Obrovskou nevýhodou je restriktor 19mm, který se aerodynamicky ucpe v nižších otáčkách. Celkové spektrum využitelných otáček by se opět muselo snížit.

Velmi užitečnou inovací z hlediska řízení motoru, by bylo řízení předstihu zážehu na základě indikace klepání.

## Seznam použité literatury

- [1] YAMAHA. *Service manual YZFR6X(C) 2008*. 434 stran
- [2] *Graf.* [online]. [vid. 20.12.2016]. Dostupné z:  
<http://www.sportbikes.net/forums/attachments/new-riders/200634d1278483064-can-someone-explain-torque-dif-between-sv650s-r6s-r6-dyno.jpg>
- [3] *Formula SAE rules* [online]. [vid. 20.12.2016]. Dostupné z:  
<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/>
- [4] *Výpočet průtoku* [online]. [vid. 20.12.2016]. Dostupné z:  
<http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/mflchk.html>
- [5] Bc. TOMÍČEK Libor. *Optimalizace výkonu a spotřeby motoru Yamaha R6 pro závodní trať*. Praha ČVUT 2016. Diplomová práce, ČVUT Fakulta strojní. 64 stran.
- [6] PALIZA, Petr. *Výpočet proudění v sacím potrubí Formule Student*. Praha ČVUT 2011. Bakalářská práce, ČVUT Fakulta strojní. 85 stran
- [7] HEYWOOD, B. John. *Internal combustion engine fundamentals*. 930 stran
- [8] OH YIDE, ANDRE *Design and analysis of the intake systém of a formula sae car*. 93 stran
- [9] TICHÁNEK, Radek; VÍTEK, Oldřich. *Spalovací motory I cvičení*. 364 stran
- [10] *Numerická integrace* [online]. [vid. 20.12.2016] Dostupné z:  
<http://www.kvd.zcu.cz/cz/materialy/numet/numet.html>
- [11] *Proudění tryskami* [online]. [vid. 20.12.2016]. Dostupné z:  
<http://www.transformacni-technologie.cz/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html>
- [12] HROMÁDKO, Jan a kolektiv. *Spalovací motory*. Grada Publishing a.s., Praha 2011. 296 stran
- [13] Ing. MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Nakladatelství technické literatury, Praha 1980. 194 stran
- [14] BEHROOR, Mashadi; CROLLA, David. *Vehicle powertrain systems*. Wiley, West sussex 2012. 560 stran
- [15] MERKER, P. Günter; SCHWARZ, Christian; TEICHMANN, Rüdige. *Combustion Engines Development*. Springer, Berlin 2012. 659 stran

## Seznam obrázků

|          |  |    |
|----------|--|----|
| Obr. 1.  | Obálky pro sací trakt. ....  | 11 |
| Obr. 2.  | Pořadí komponent sání atmosférického motoru.....                       | 11 |
| Obr. 3.  | Klikový mechanismus.....   | 12 |
| Obr. 4.  | Vliv velikosti BSFC na zatížení motoru. ....                           | 16 |
| Obr. 5.  | Točivý moment a výkon 2C0(2007) a 13S(2008). [2].....                  | 17 |
| Obr. 6.  | Motor FS.07. ....  | 18 |
| Obr. 7.  | Obr. Rezonanční přeplňování. [8].....                                  | 19 |
| Obr. 8.  | Sací kanál a nátrubek. ....  | 20 |
| Obr. 9.  | Délka rezonančního sacího potrubí.....                                 | 21 |
| Obr. 10. | Využitelné délky rezonančního potrubí. ....                            | 21 |
| Obr. 11. | 1-D model motoru. ....   | 22 |
| Obr. 12. | Plnicí účinnost pro různé délky nátrubků. ....                         | 23 |
| Obr. 13. | Časování vačkových hřídelů a průběh zdvihu. ....                       | 23 |
| Obr. 14. | Změna časování sací vačkové hřídele (I=sací v., E=výfuková v.).....    | 24 |
| Obr. 15. | Změna časování výfukové vačkové hřídele. ....                          | 24 |
| Obr. 16. | Tvar sání FS.03, FS.04, FS.07. ....                                    | 26 |
| Obr. 17. | Průběh točivého momentu pro různá sání.....                            | 26 |
| Obr. 18. | Brzdové stanoviště v laboratořích na Julisce s testovacím plénem. .... | 27 |
| Obr. 19. | Točivý moment pro různé rezonanční délky.....                          | 28 |
| Obr. 20. | Vliv časování sací vačky.....  | 29 |
| Obr. 21. | Vliv časování výfukové vačky.....                                      | 30 |
| Obr. 22. | Volba vačkových hřídelů. ....  | 30 |
| Obr. 23. | Vliv polohy vstřikovačů na točivý moment a výkon. ....                 | 31 |
| Obr. 24. | Návrh profilu škrticí klapky.....                                      | 32 |
| Obr. 25. | Výpočet průtoku pro ideálně stlačitelný plyn. [4].....                 | 33 |
| Obr. 26. | Průběh tlaku a rychlosti při mezním proudění. ....                     | 33 |
| Obr. 27. | Rozstřel sestavy škrticí klapky.....                                   | 34 |
| Obr. 28. | Sestava škrticí klapky se vzduchovým filtrem.....                      | 34 |
| Obr. 29. | Průběh MAP (modrá), TPS (červená), RPM (fialová), data FS.08. ....     | 35 |
| Obr. 30. | Pilový diagram FS.08.....  | 36 |
| Obr. 31. | Sání FS.08 v obálkách omezující zástavbové rozměry.....                | 36 |
| Obr. 32. | Průběh tlaku v nátrubku. ....  | 37 |
| Obr. 33. | Struktura sítě 1. návrhu. ....   | 38 |



|          |  |    |
|----------|--|----|
| Obr. 34. | Průběh tlaku na vstupu do pléna FS.04-06. ....                         | 39 |
| Obr. 35. | Průběh hmotnostního průtoku na vstupu do hlavy válců FS.04-06. ....    | 39 |
| Obr. 36. | Numerická integrace lichoběžníkovou metodou. [10].....                 | 40 |
| Obr. 37. | Zobrazení streamline rychlosti při sacím zdvihu 4. válce FS.04-06..... | 40 |
| Obr. 38. | Hmotnostní průtok a zdvih ventilu. ....                                | 41 |
| Obr. 39. | Průběh tlaku na vstupu do pléna „chobot“.....                          | 41 |
| Obr. 40. | Vektorové pole rychlosti v trysce, streamline rychlosti.....           | 42 |
| Obr. 41. | 3D Řez plénem FS.08. ....  | 43 |
| Obr. 42. | Průběh tlaku na vstupu do pléna FS.08.....                             | 43 |
| Obr. 43. | Průběh hmotnostního průtoku na vstupu do hlavy válců FS.08. ....       | 44 |
| Obr. 44. | Zobrazení streamline rychlosti při sacím zdvihu 4. válce FS.08. ....   | 44 |
| Obr. 45. | Lakované a vybroušené kopyta forem. ....                               | 46 |
| Obr. 46. | Formy pléna a nátrubků. ....   | 47 |
| Obr. 47. | Těleso škrticí klapky, forma difuzoru. ....                            | 47 |
| Obr. 48. | Sací trakt FS.08. ....   | 48 |
| Obr. 49. | (a) vliv velikosti předstihu na indikovaný tlak.....                   | 49 |
| Obr. 50. | (b) vliv předstihu na relativní brzdny moment. [7].....                | 49 |
| Obr. 51. | Citlivostní analýza na plné zatížení. ....                             | 50 |
| Obr. 52. | Čas otevření ventilu a vstřikovací čas.....                            | 51 |
| Obr. 53. | Vstřikovací čas v závislosti na tlaku paliva. ....                     | 51 |
| Obr. 54. | Fáze vstřiku a doba vstřikování ve stupních $\alpha$ . ....            | 52 |
| Obr. 55. | Fáze vstřiku a doba vstřikování ve stupních $\alpha$ navržená.....     | 52 |
| Obr. 56. | Řez plénem.....  | 53 |
| Obr. 57. | Vypnutí paliva při brždění. ....                                       | 54 |
| Obr. 58. | Porovnání točivého momentu výkonu a měrné spotřeby FS.07 a FS.08. .... | 56 |
| Obr. 59. | Spektrum užívaných otáček. ....  | 57 |

## Seznam tabulek

|         |  |    |
|---------|--|----|
| Tab. 1. | Základní informace. ....                                   | 18 |
| Tab. 2. | Základní rozměry sání.....                                 | 26 |
| Tab. 3. | Ověření modelu.....  | 40 |
| Tab. 4. | Výsledky FS.04-06. ....                                    | 41 |
| Tab. 5. | Výsledky FS.08 „Chobot“.....                               | 42 |
| Tab. 6. | Výsledky FS.08.....  | 44 |
| Tab. 7. | Výsledky jednotlivých variant a procentuální rozdíly. .... | 45 |
| Tab. 8. | Rozdělení sekundárních a primárních vstřikovačů v ŘJ.....  | 53 |
| Tab. 9. | Výsledky ze závodů v sezóně 2015 a 2016.....               | 57 |

## Seznam použitého softwaru

MS Word

MS Exel

Catia V5 R19

Catia V6

Gt – suite

Star ccm + 9.04.011

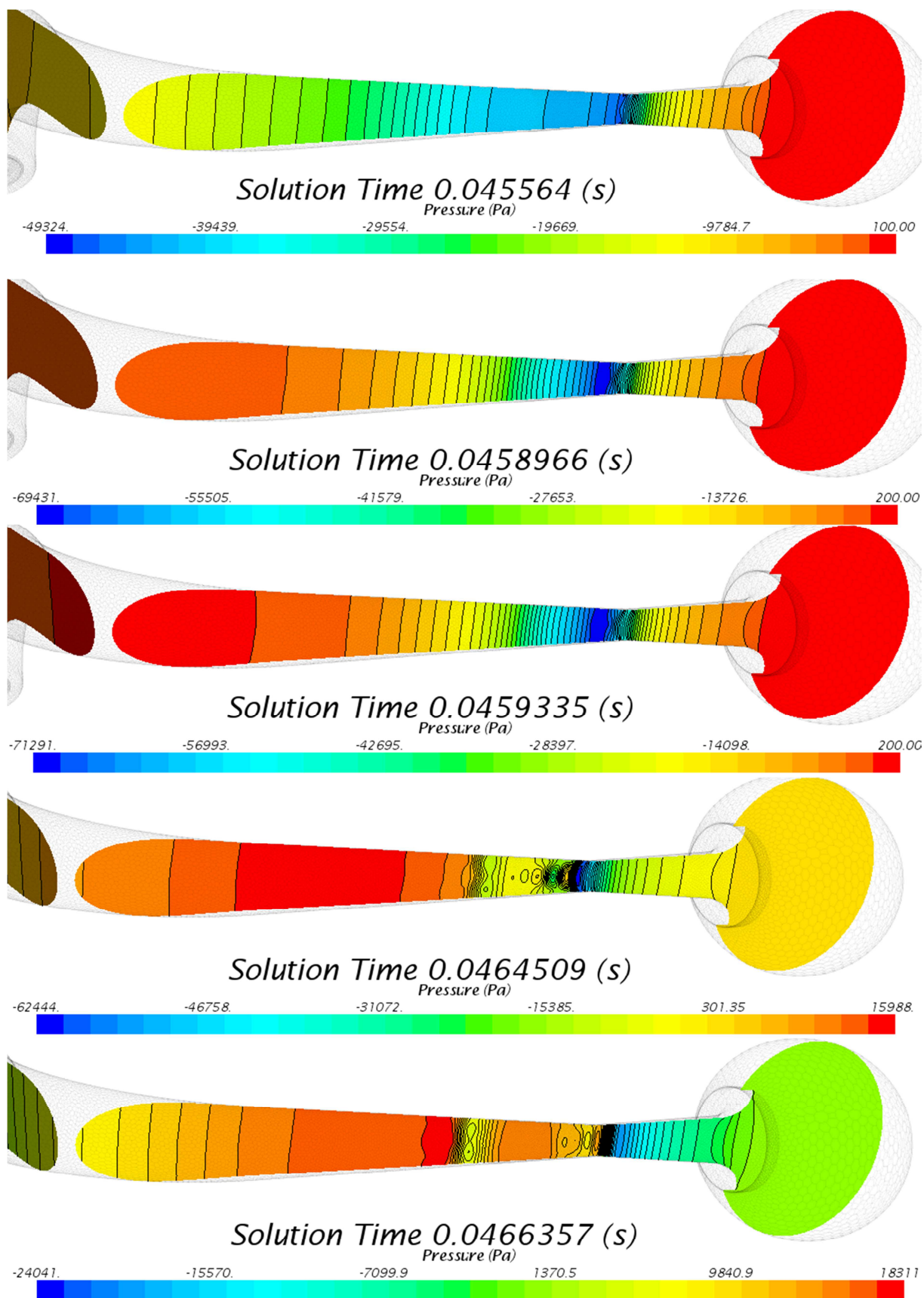
ECT MOD

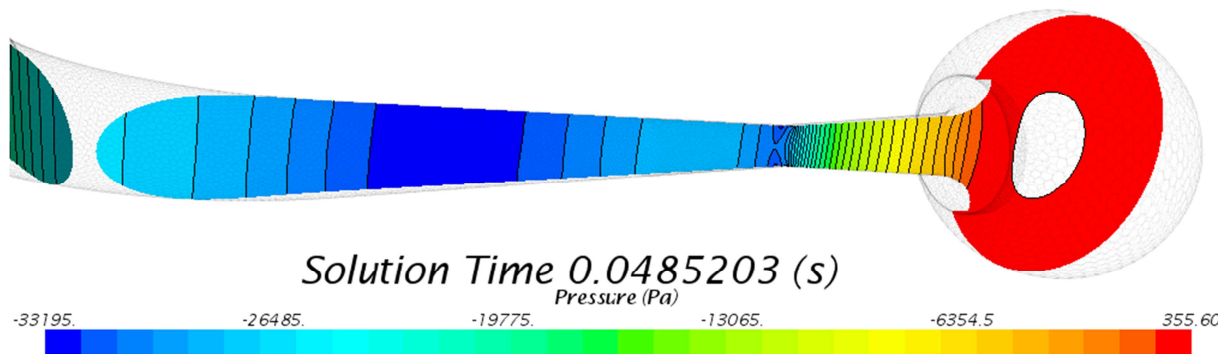
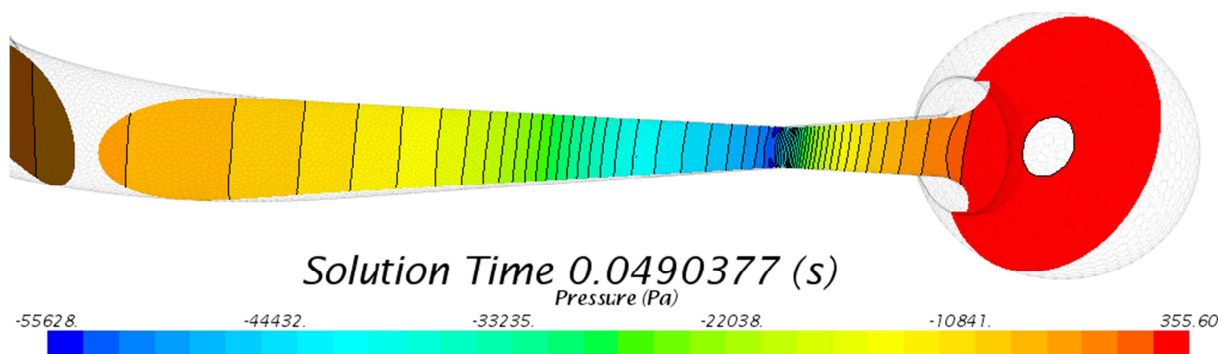
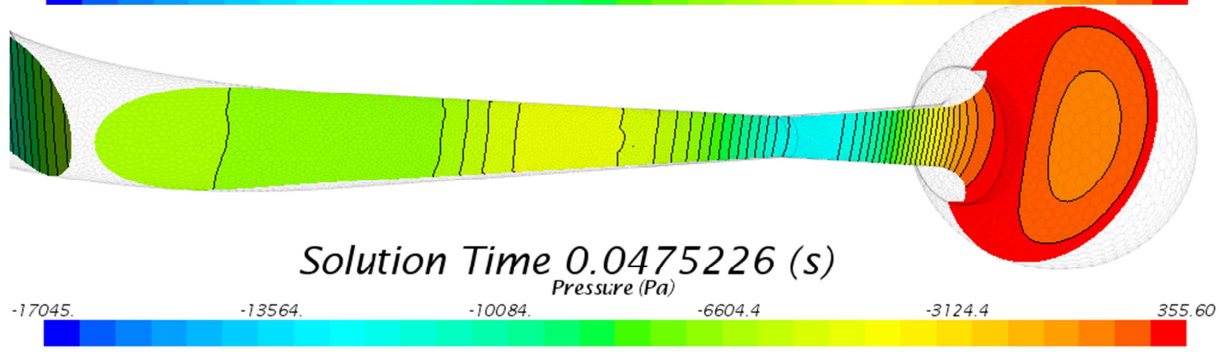
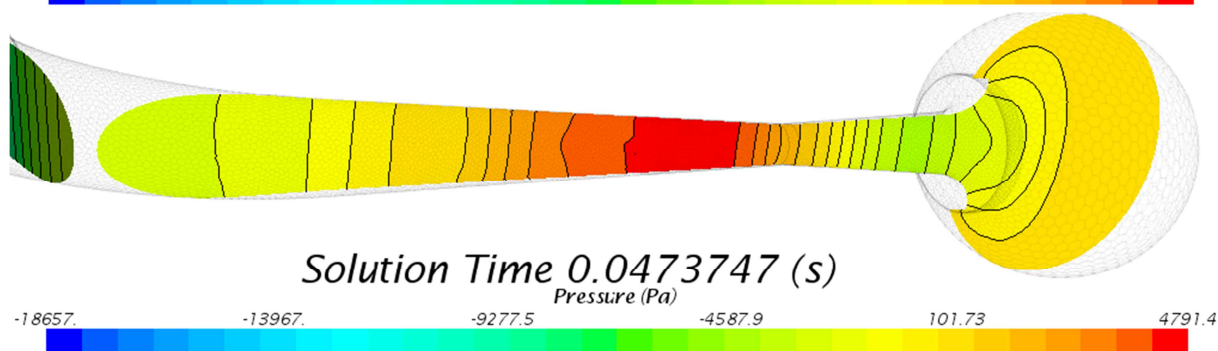
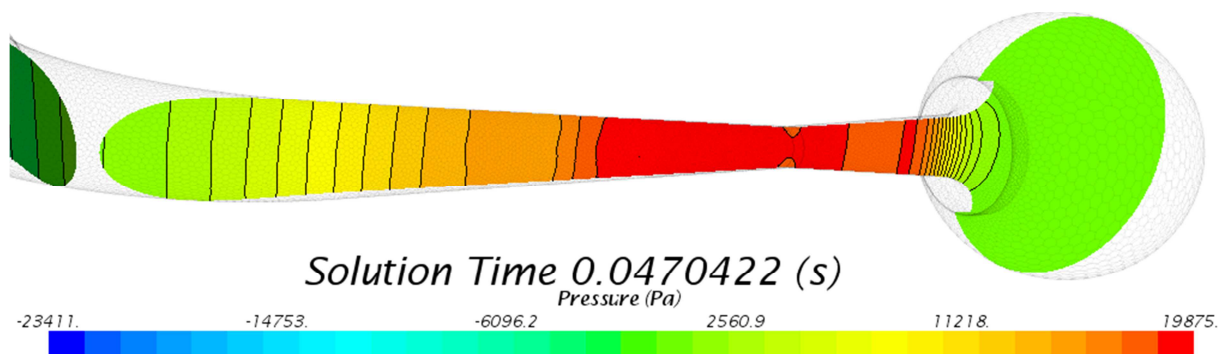
AIM Race studio 2

## Seznam příloh

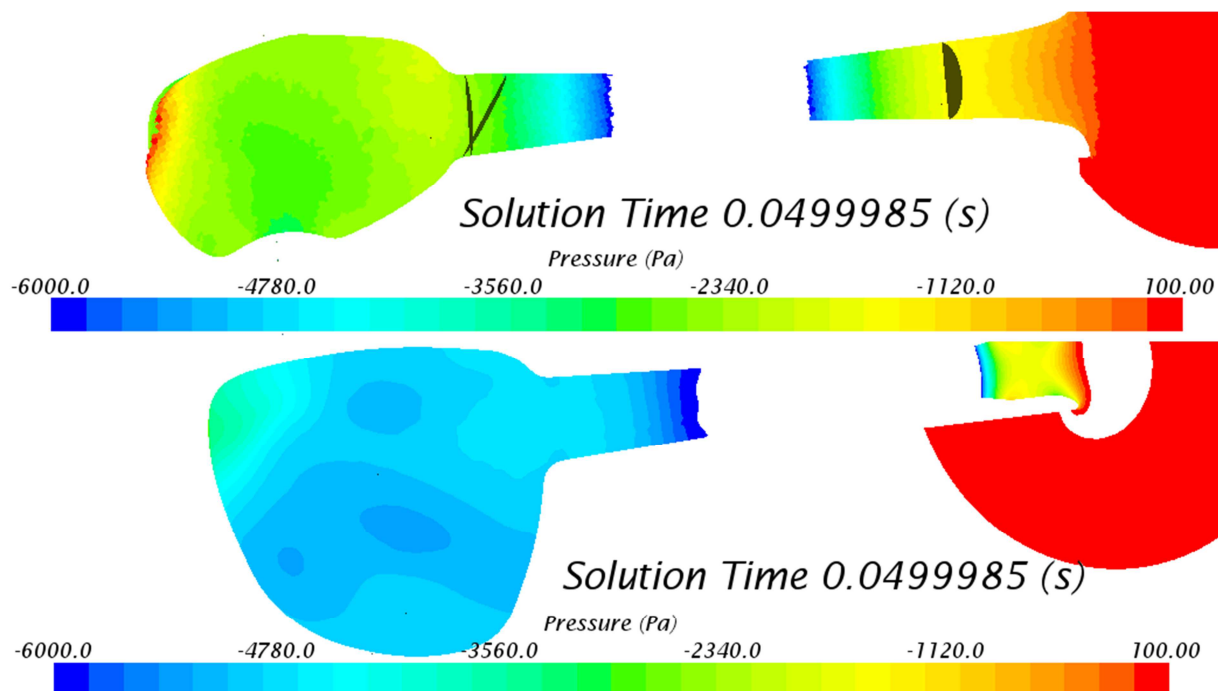
- Příloha 1. Postup šíření tlaků při rázové vlně.
- Příloha 2. Rozdíl tlaku v plénu, za stejných okrajových podmínek podmínk. FS.07 a FS.04-06
- Příloha 3. Plnění 3. válce FS.04-06
- Příloha 4. Palivová mapa motoru
- Příloha 5. Mapa předstihu
- Flash disk – 3D modely
- CFD model
- GT – power model

Příloha 1. Postup šíření tlaků při rázové vlně.

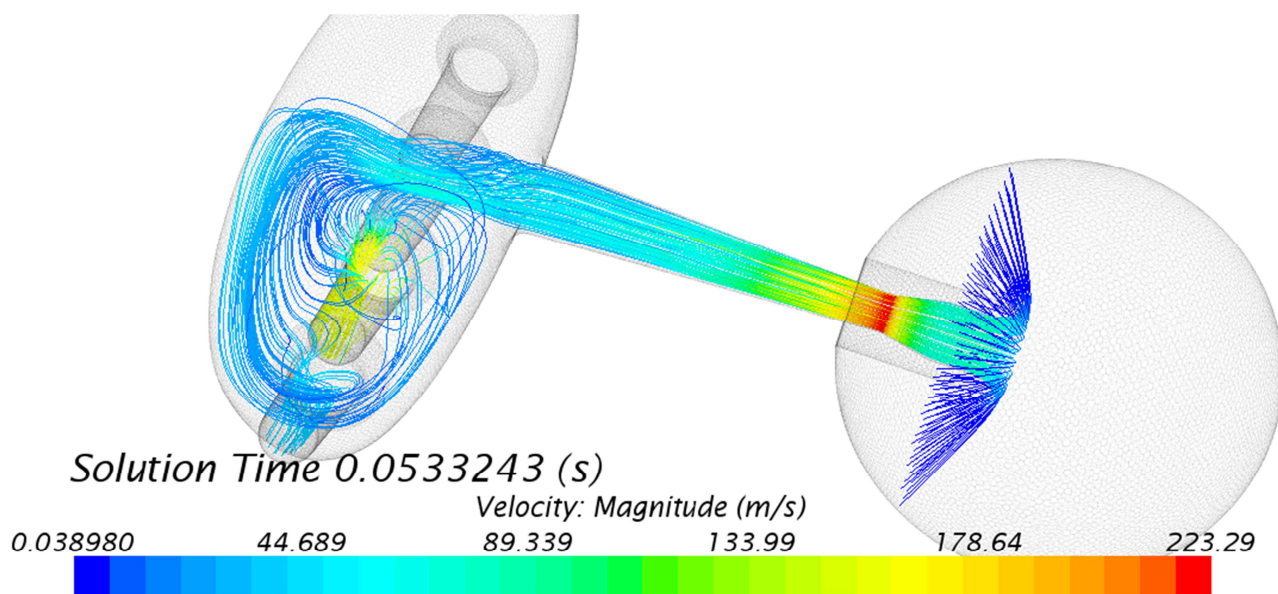




Příloha 2. Rozdíl tlaku v plénu, za stejných okrajových podmínek podmínek. FS.07 a FS.04-06



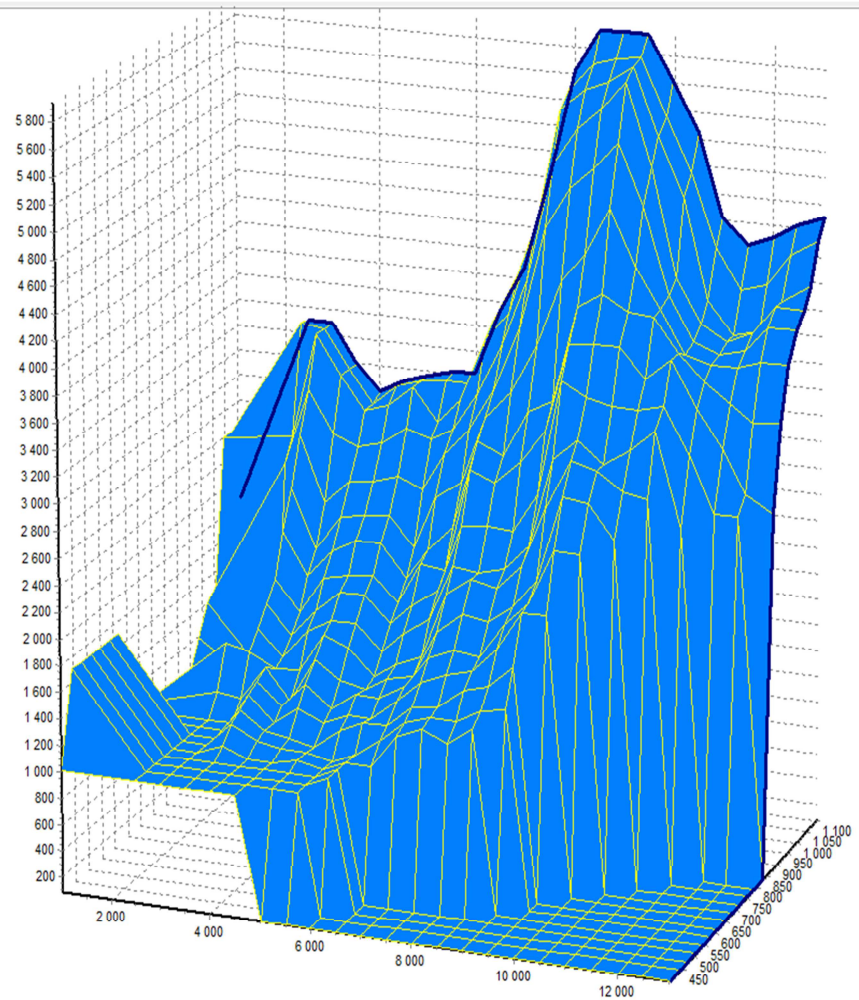
Příloha 3. Plnění 3. válce FS.04-06





Příloha 4. Palivová mapa motoru

| MAP \ RPM | 7500.811 | 8007.622 | 8514.434 | 8970.564 | 9477.376 | 9984.187 | 10490.999 | 10997.811 | 11504.622 | 12011.434 | 12467.564 | 13025.057 |
|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 400.703   | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 446.992   | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 479.395   | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 516.426   | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 548.828   | 1411     | 1330     | 1465     | 88       | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 585.859   | 1438     | 1438     | 1546     | 1573     | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 618.262   | 1465     | 1627     | 1681     | 1843     | 88       | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 655.293   | 1654     | 1708     | 1897     | 2194     | 2194     | 88       | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 687.695   | 1789     | 1762     | 2032     | 2221     | 2626     | 2626     | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 724.727   | 2005     | 1978     | 2113     | 2329     | 2977     | 2950     | 2707      | 88        | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 761.758   | 2221     | 2167     | 2356     | 2815     | 3193     | 3139     | 3004      | 2977      | 88        | 88        | 88        | 88        |
| 794.16    | 2221     | 2275     | 2464     | 3139     | 3301     | 3139     | 3274      | 3436      | 2734      | 88        | 88        | 88        |
| 831.191   | 2518     | 2491     | 2788     | 3679     | 3571     | 3517     | 3517      | 3571      | 3220      | 2815      | 2815      | 88        |
| 863.594   | 2788     | 2977     | 3220     | 3895     | 3922     | 3922     | 3706      | 3868      | 3517      | 3247      | 2923      | 2815      |
| 900.625   | 2950     | 3301     | 3409     | 4138     | 4246     | 4138     | 4111      | 3868      | 3679      | 3544      | 3409      | 3436      |
| 933.027   | 3382     | 3760     | 4273     | 4489     | 4840     | 4435     | 4138      | 3814      | 3760      | 3760      | 3814      | 3814      |
| 970.059   | 3814     | 4597     | 4921     | 5083     | 5299     | 4840     | 4192      | 3868      | 3787      | 3841      | 4030      | 4030      |
| 1007.09   | 4138     | 5029     | 5326     | 5488     | 5704     | 5083     | 4273      | 3949      | 3841      | 3922      | 4138      | 4138      |
| 1039.492  | 4462     | 5407     | 5569     | 5650     | 5785     | 5272     | 4840      | 4094      | 3841      | 3895      | 4138      | 4273      |
| 1076.523  | 4624     | 5515     | 5791     | 5785     | 5812     | 5380     | 4975      | 4435      | 4138      | 4192      | 4435      | 4570      |
| 1108.926  | 4786     | 5623     | 5947     | 5947     | 5947     | 5623     | 5245      | 4624      | 4435      | 4516      | 4624      | 4705      |



Příloha 5. Mapa předstihu

| MAP \ RPM | 7500.811 | 8007.622 | 8514.434 | 8970.564 | 9477.376 | 9984.187 | 10490.999 | 10997.811 | 11504.622 | 12011.434 | 12467.564 | 13025.057 |
|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 400.703   | 49.5     | 51.75    | 54       | 45.5     | 43       | 48       | 38        | 38        | 38        | 38        | 38        | 38        |
| 446.992   | 49       | 50.75    | 54.5     | 45.5     | 47.5     | 52.5     | 50.75     | 50.75     | 49.75     | 50.75     | 50.75     | 50.75     |
| 479.395   | 50.75    | 49.75    | 54       | 41.5     | 44       | 53       | 50.25     | 50.25     | 48.5      | 50.25     | 50.25     | 50.25     |
| 516.426   | 49.75    | 50.25    | 51.75    | 44.5     | 45       | 47.75    | 46.25     | 45.75     | 44        | 45.75     | 45.75     | 45.75     |
| 548.828   | 53       | 50.5     | 51.75    | 41.25    | 40.75    | 41.75    | 46        | 45.75     | 43.5      | 45.75     | 45.75     | 45.75     |
| 585.859   | 45       | 52       | 51.5     | 42       | 34.5     | 41.25    | 42.75     | 42.75     | 42.25     | 48.25     | 42.75     | 42.75     |
| 618.262   | 40.25    | 50       | 49       | 40       | 34       | 35.75    | 40        | 40        | 39.5      | 45        | 40        | 40        |
| 655.293   | 37.75    | 50.25    | 44.75    | 41       | 31.25    | 31.5     | 36.25     | 34.25     | 38.25     | 40.5      | 41.75     | 41.75     |
| 687.695   | 35.5     | 51.25    | 44.75    | 37.5     | 29.75    | 31.75    | 31        | 31        | 33.5      | 38.5      | 35.25     | 35.25     |
| 724.727   | 32.25    | 50.5     | 40.5     | 34.5     | 29       | 27.5     | 30.5      | 29.5      | 29.5      | 34.75     | 40        | 40        |
| 761.758   | 28.75    | 45.75    | 41       | 32.5     | 30.25    | 26.75    | 29.25     | 28.25     | 28.5      | 27.25     | 37.5      | 35.5      |
| 794.16    | 28.25    | 46       | 35       | 32.25    | 28       | 28       | 29.5      | 28.5      | 26.75     | 26.25     | 34.75     | 33.75     |
| 831.191   | 26.75    | 38.25    | 35       | 31       | 26.5     | 26.5     | 30.25     | 26        | 24.75     | 25.5      | 32        | 30.75     |
| 863.594   | 26.5     | 36.5     | 35.5     | 30.25    | 26.75    | 25.75    | 29.25     | 29        | 25.25     | 28.75     | 31.5      | 29.75     |
| 900.625   | 28.5     | 35.75    | 33       | 28.5     | 26       | 26.5     | 27.25     | 23.75     | 22.75     | 27        | 26.25     | 23.75     |
| 933.027   | 26.25    | 32.75    | 31.25    | 27.5     | 24.5     | 25       | 27        | 22.75     | 22.25     | 26.25     | 25.5      | 22.75     |
| 970.059   | 24.25    | 31.25    | 30.25    | 28.75    | 22.5     | 22.5     | 26.75     | 21.5      | 21.25     | 25.5      | 21.25     | 16.5      |
| 1007.09   | 23       | 29.5     | 31       | 27.25    | 21.75    | 19.25    | 22.25     | 21.75     | 21.75     | 18.25     | 31.5      | 20.25     |
| 1039.492  | 20.5     | 29.25    | 30.75    | 27.25    | 22       | 19       | 19        | 19        | 19        | 19        | 19        | 19        |
| 1076.523  | 22       | 25       | 25       | 25       | 22       | 19       | 19        | 19        | 19        | 19        | 19        | 19        |
| 1108.926  | 22       | 25       | 25       | 25       | 21.5     | 19       | 19        | 19        | 19        | 19        | 19        | 19        |

