



## **ABSTRAKT**

Diplomová práce je zaměřena na konstrukci výfukového potrubí a tlumiče výfuku pro vůz Formula Student. K pohonu vozu slouží jednoválcový atmosférický zážehový motor Husaberg FE 570. Výfuková soustava je koncipována tak aby byla v souladu s pravidly Formula Student. K vytvoření návrhu výfukové soustavy bylo využito jak teoretických poznatků, tak i softwarového prostředí Lotus Engine Simulation.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

výfuk, výfukové potrubí, tlumič hluku, rezonační potrubí, hluk

## **ABSTRACT**

The aim of this diploma thesis is the design and tuning of the exhaust manifold and muffler for the Formula Student car. The single cylinder atmospheric spark ignition engine Husaberg FE 570 is used as a powertrain unit. The exhaust system is designed according to the Formula Student rules. To design the exhaust system has been used as theoretical knowledge as well as software Lotus Engine Simulation.

## **KEYWORDS**

Exhaust, exhaust manifold, muffler, resonance manifold, noise



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BARTOŠ, T. Výfukové potrubí motoru formule Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Tomáš Bartoš



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za jeho pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování této diplomové práce.



## OBSAH

Úvod.....	7
1 Výfuková soustava čtyřdobých motorů.....	8
1.1 Výfukové potrubí.....	8
1.2 Tlumič výfuku.....	8
1.2.1 Reflexní.....	8
1.2.2 Interferenční.....	10
1.2.3 Absorpční.....	10
2 Pravidla soutěže Formula Student.....	12
2.1 Výfukový systém.....	12
2.2 Měření hluku.....	12
3 Přehled konstrukce výfukových soustav ve Formulí Student.....	13
3.1 Konstrukční řešení.....	17
4 Využití tlakových vln ve výfukovém potrubí.....	19
5 Základní pojmy v akustice.....	21
5.1 Zvuk.....	21
5.2 hluk.....	21
5.3 Hladina akustického výkonu.....	21
5.4 Hladina akustického tlaku.....	22
5.5 Hladina akustické intenzity.....	22
6 parametry motoru.....	23
6.1 základní údaje o motoru.....	24
6.2 parametry klikového mechanismu.....	24
6.3 parametry vačkového hřídele.....	25
6.4 parametry ventilů.....	25
7 Tvorba modelu motoru.....	26
7.1 tvorba modelu válcové jednotky.....	26
7.1.1 termodynamický model průběhu hoření.....	27
7.1.2 termodynamický model přestupu tepla.....	29
7.2 tvorba modelu sacího a výfukového traktu.....	31
7.2.1 Tlakové ztráty v potrubí.....	31
7.2.2 Výpočtové modely proudění plynů potrubím.....	32
8 návrh výfukového potrubí.....	34
8.1 Průměr potrubí.....	35
8.2 Délkově laděné potrubí.....	36
8.3 Výfukové potrubí s expanzní komorou.....	40



8.4	zakončení výfukového potrubí.....	42
9	Návrh tlumiče výfuku.....	45
9.1	síla obložení pohltivým materiálem.....	45
9.2	délka tlumiče.....	46
9.3	vnitřní průměr tlumiče .....	47
9.4	průměr otvorů krycího plechu.....	48
9.5	rozteč děrování krycího plechu.....	49
9.6	hluk výsledné výfukové soustavy .....	49
10	Návrh zástavby výfukové soustavy .....	53
11	měření tlakových ztrát na aerodynamické trati.....	55
12	kontrolní měření hluku .....	59
12.1	měření spektra hluku .....	59
12.2	hlukový test .....	61
	Závěr.....	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67
	Seznam příloh.....	69



## ÚVOD

Náplní diplomové práce je seznámit se s principy fungování výfukové soustavy a provést shrnutí jejích konstrukčních variant a možností ve Formula Student. Na základě těchto poznatků navrhnout vlastní výfukový systém pro vůz Dragon II včetně absorpčního tlumiče výfuku. Pro navržený výfukový systém pak navrhnout umístění na voze a vytvořit výkresovou dokumentaci nutnou pro jeho výrobu.

Formula Student je evropská soutěž pro studenty technických škol. Její historie sahá do roku 1998, kdy vznikla jako evropská odnož mezinárodní Formula SAE. Jedná se o konstrukční soutěž s cílem vytvořit vlastní závodní vůz dle pravidel Formula Student. S tímto vozem se pak tým může zúčastnit závodů po celém světě. Tým TU Brno Racing složený ze studentů Fakulty strojního inženýrství se této soutěži účastní již druhým rokem. Návrhem druhé generace vozu nazvaného Dragon II, konkrétně návrhem výfukového systému se také zabývá tato práce.



# 1 VÝFUKOVÁ SOUSTAVA ČTYŘDOBÝCH MOTORŮ

Výfuková soustava slouží k odvodu spalin ze spalovacího prostoru, tak aby uvolnily prostor čerstvé směsi a zároveň svou kinetikou usnadnili počátek sacího cyklu. Výfukové plyny musí být odvedeny tak, aby nedocházelo k jejich pronikání do prostoru řidiče. Další funkcí výfukové soustavy je tlumení hluku vznikajícího rázy při proudění plynu a v neposlední řadě také ke snižování emisí. Přitom musí výfuková soustava klást co nejmenší odpor proudícím plynům.

Výfuková soustava se skládá z těchto hlavních částí: sběrné potrubí, spojovací potrubí, katalyzátor, tlumič hluku a koncovka. Katalyzátorem se však tato práce dále nezabývá. Pravidla formule SAE nespécifikují žádné požadavky na emise výfukových plynů a používání katalyzátoru tedy není zapotřebí.

## 1.1 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Sběrné potrubí slouží ke svedení výfukových kanálů jednotlivých válců do jednoho potrubí. Bývá vyrobeno z litiny nebo ze žáruvzdorných ocelí. Sběrné potrubí bývá k hlavě válců připevněno pomocí závrtných šroubů a samojistících matic. Mezi hlavu válců a sběrné potrubí je vkládáno metaloplastické těsnění zajišťující těsnost spojení i za vysokých teplot.

Na konci sběrného potrubí je umístěna příruba sloužící k připevnění spojovacího potrubí. V našem případě se však jedná o jednoválcový motor, sběrné potrubí se tedy skládá pouze z jedné větve a tvoří se spojovacím potrubím jeden celek.

Spojovací potrubí je vyráběno ze žáruvzdorných ocelí, které musí odolávat vysokým teplotám. Důležitým parametrem výfukové soustavy pro závodní použití je také její hmotnost. Z toho důvodu se pro výrobu výfukového potrubí často používá buď titan, který má velmi nízkou hmotnost, avšak za cenu vysokých výrobních nákladů, nebo speciální nerezové oceli takzvané inconely které mají sice vyšší hmotnost, avšak jejich vysoká žáruvzdornost dovoluje použití výrazně tenčí stěny než u běžných materiálů. Potrubí je délkově laděno tak, aby bylo dosaženo vhodné rezonance tlakových vln.

## 1.2 TLUMIČ VÝFUKU

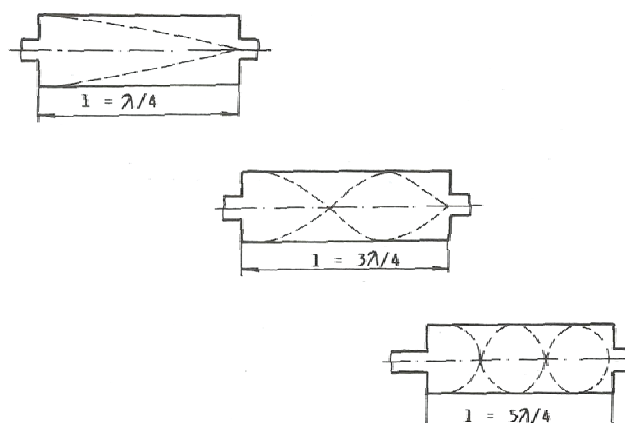
Tlumič výfuku je část, nebo soustava částí výfukové soustavy sloužící k tlumení hluku na úroveň předepsanou zákonem, nebo pravidly příslušné soutěže. Toho je dosaženo několika způsoby.

### 1.2.1 REFLEXNÍ

Reflexní tlumič hluku využívá odrazu tlakové vlny, tato odražená vlna se vrací zpět v opačné fázi a dochází k interferenci původní a odražené vlny. Vhodně navržený reflexní tlumič dosahuje vysokého útlumu, avšak pouze v úzkém frekvenčním rozsahu. Nejjednodušším příkladem reflexního tlumiče je expanzní komora. Pro dosažení maximálního útlumu je třeba

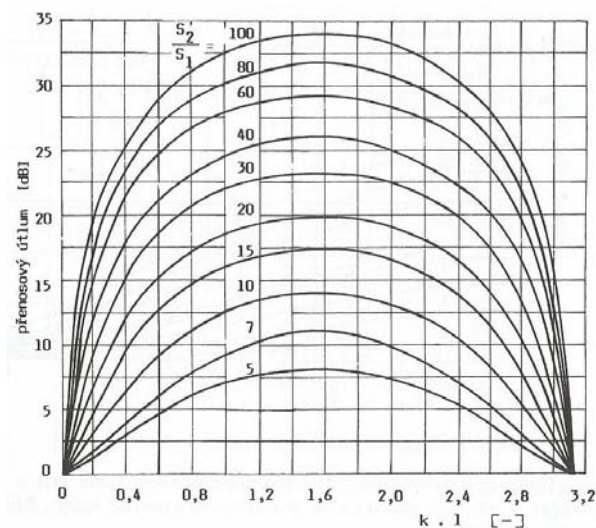


volit délku komory  $l$  jako celistvý lichý násobek  $\lambda/4$  jak je vidět na (Obr. 1). Sudými násobky naopak dosáhneme pouze stojatého kmitání a tedy nulového útlumu.



Obr. 1 Délky tlumiče pro dosažení maximálních útlumů reflexí [1]

Útlum zvuku v expanzní komoře je patrný z (Obr. 2)



Obr. 2 Útlumy hluku reflexí v jednoduché expanzní komoře [1]

Rozměry tlumiče, zejména délku proto navrhujeme, tak aby útlum byl největší právě při kmitočtech odpovídajících kmitočtům vyzařovaného hluku. Reflexní tlumič je z principu své konstrukce schopen odolávat vysokým teplotám, proto bývá zpravidla umísťován jako přední tlumič.





Při krytí pohltivého materiálu děrovanou deskou je také možno využít principu Helmholtzova rezonátoru. Děrovaná deka přiléhající na pohltivý materiál vytváří soustavu rezonátorů a pohlcuje zvukovou energii v okolí vlastní frekvence  $f_0$ . Vlastní frekvence Helmholtzova rezonátoru je dána vztahem [11]:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_0}{\left(h + \frac{\pi}{2} \cdot r_0\right) \cdot S_1 \cdot l}} \quad [\text{Hz}], \quad (1)$$

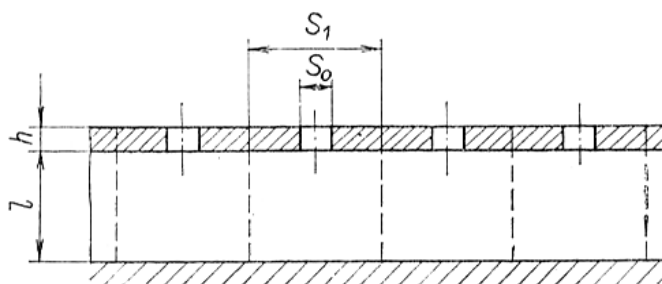
Kde je  $S_0$  [m<sup>2</sup>] plocha kruhového otvoru rezonátoru,

$r_0$  [m] poloměr kruhového otvoru rezonátoru,

$h$  [m] tloušťka desky rezonátoru,

$l$  [m] vzdálenost desky od pevné stěny,

$S_1$  [m<sup>2</sup>] průřez dutiny rezonátoru.



Obr. 4 Konstrukce perforovaného panelu [11]

Průměr otvorů v krycí desce má také vliv na kmitočty, které jí prochází. Otvorem totiž bez tlumení procházejí pouze zvukové vlny s vlnovou délkou  $\lambda$  menší, nebo stejnou jako je rozměr otvoru. Mezi délkou vlny, frekvencí a rychlostí šíření zvuku pak platí následující vztah [1]

$$\lambda \cdot f = c \quad (2)$$

kde  $\lambda$  je vlnová délka [m],

$f$  je frekvence [Hz] a

$c$  je rychlost šíření zvuku [m/s]



## 2 PRAVIDLA SOUTĚŽE FORMULA STUDENT

### 2.1 VÝFUKOVÝ SYSTÉM

- Vyústění výfuku musí být vyvedeno tak, aby řidič nebyl při jakékoli rychlosti vystaven výfukovým plynům.
- Vyústění výfuku nesmí být dále než 45cm za osou zadní nápravy a nesmí být výše než 60 cm nad zemí.
- Všechny části výfuku (potrubí, tlumič, atd.) které vystupují ze strany vozu před ochranným obloukem musí být chráněny před kontaktem s osobami v blízkosti vozu nebo s vystupujícím řidičem.

### 2.2 MĚŘENÍ HLUKU

- Hladina hluku je měřena při statické zkoušce. Měření se provádí ve volném poli, mikrofon je umístěn bez překážek na úrovni výfuku, 0,5 m od koncovky, v úhlu 45° s vyústěním v horizontální rovině. Test začíná s převodovkou v neutrálu, při níže definovaných otáčkách. Při použití více koncovek je měření opakováno pro každou koncovku a jako výsledek je brána vyšší hodnota.
- Vozidlo musí být v souladu pro všechny otáčky motoru až po níže definované.
- Pokud jsou ve výfukovém systému použity pohyblivé části nebo klapky, musí být vozidlo v souladu pro všechny polohy. Pohyblivé prvky musí být viditelné pro komisaře měření hluku a musí být ručně ovladatelné.
- Zkušební otáčky motoru jsou stanoveny jako otáčky, při kterých motor dosahuje střední pístové rychlosti  $914,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Vypočtená rychlost bude zaokrouhlena na nejbližších  $500 \text{ min}^{-1}$ . Pro motor Husaberg FE570 jsou zkušební otáčky  $6500 \text{ min}^{-1}$ .
- Maximální přípustná hladina akustického tlaku je 110 dBA, při rychlém vážení.



### 3 PŘEHLED KONSTRUKCE VÝFUKOVÝCH SOUSTAV VE FORMULI STUDENT

Umístění výfukové soustavy na vozech Formula Student podléhá z velké části konstrukci rámu, umístění motoru a uspořádání dalších částí vozu. Při návrhu umístění je vhodné využít co nejplynulejších ohybů, což snižuje místní ztráty v potrubí. Dalším důležitým činitelem je také rezonanční délka porubí, kterou je třeba dodržet. Pro různé délky potrubí jsou pak vhodná rozdílná umístění.

Jedno z nejčastěji volených umístění výfukové soustavy vozů Formula Student, je umístění podélně v zadní části vozu. Z důvodu pravidly omezeného přesahu vyústění výfuku přes zadní nápravu, je toto řešení vhodné zejména pro krátké a středně dlouhé výfukové potrubí. Vzhledem k rozmístění hmoty je výhodné umístění výfuku co nejbližší k zemi, jak je vidět na (Obr. 5) a snížit tak těžiště celého vozu. Toto řešení se však potýká s řadou konstrukčních obtíží spojených s omezeným prostorem pod vozidlem a v oblasti zavěšení kol. Další nevýhodou tohoto řešení je nebezpečí poškození výfuku při přejezdu nerovností. Naopak umístění nad zadní nápravou jak je vidět na (Obr. 6) poskytuje dostatek prostoru pro umístění výfukového potrubí, ovšem za cenu mírného zvýšení polohy těžiště vozidla.



Obr. 5 Výfuk umístěný podélně pod nápravou



Obr. 6 Výfuk umístěný podélně nad nápravou

Další možností je umístit tlumič výfuku kolmo ke směru jízdy za, nebo nad zadní nápravu, jak je to vidět na (Obr. 7). Toto umístění je vhodné zejména pro dlouhé potrubí, vede však k prudkým ohybům, což zvyšuje ztráty v potrubí. Takto umístěná koncovka však nesmí zakrývat místo určené pro zvedání vozu (jacking point), které musí být podle pravidel přístupné a dobře viditelné.



Obr. 7 Výfuk umístěný napříč

Méně rozšířenou variantou je umístění výfuku na straně vozu (Obr. 8 a Obr. 9). V tomto případě je třeba dbát zvýšené pozornosti na bezpečnost řidiče. Je třeba zabránit možnému kontaktu s horkými částmi výfuku a také zajistit aby řidič nebyl vystaven výfukovým plynům. V případě použití jednoho bočního chladiče umožňuje toto uspořádání využití volného prostoru na protější straně vozu. Výfuková soustava tak částečně vyrovnává hmotnost chladiče a napomáhá tak rovnoměrnému rozložení hmotnosti.



Obr. 8 Výfuk umístěný vedle řidiče



Obr. 9 Výfuk umístěný vedle řidiče



### 3.1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

U vozů Formule SAE je vidět především délkově laděné potrubí, popřípadě upravené sériové potrubí bez zvláštních konstrukčních řešení. Inspiraci lze však najít u výrobců výfuků pro terénní motocykly, kde je k vidění několik zajímavých konstrukčních řešení. Zde se však zaměřím především na motocykly se čtyřdobými jednoválcovými motory se zdvihovým objemem nad 500 ccm, tedy s motory podobných parametrů jako motor vozu Dragon II.

Jedním z nich je například systém Powerbomb, řešení patentované společností FMF, která jej používá u svých „laděných“ výfuků pro terénní motocykly. Jedná se o rezonanční komoru umístěnou v přední části výfukového potrubí, jak lze vidět na (Obr. 10). Výrobce uvádí, že tento systém napomáhá ke snížení hluku, vzhledem k velikosti rezonanční komory, lze však očekávat jen velmi malé hodnoty útlumu.



*Obr. 10 Powerbomb [6]*

Dalším možným řešením je paralelní přídatná komora na principu Helmholtzova rezonátoru jak je to vidět na (Obr. 11). Toto řešení je často používáno výrobcí „laděných“ výfuků, jako jsou například Akrapovič nebo RP Tuning. Tlakové vlny vyvolané rezonátorem mohou buď podpořit efekt délkově laděného potrubí, nebo může být rezonátor naladěný na jiné spektrum otáček než zbytek potrubí.



Obr. 11 Expanzní komora [9]

Dalším možným provedením je použití samostatného svodu pro každý výfukový ventil viz (Obr. 12). To umožňuje použití dvou rozdílných rezonančních délek potrubí a tedy naladění výfuku na širší spektrum otáček. Toto provedení je však vhodné především pro sériové použití, úprava výfukových kanálů by totiž byla neúměrně nákladná.



Obr. 12 Výfukové potrubí motocyklu Husqvarna SM530RR [5]

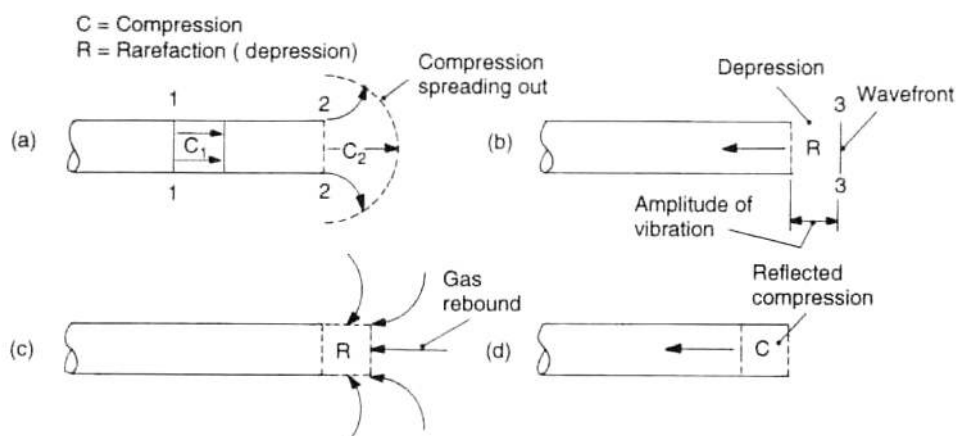


## 4 VYUŽITÍ TLAKOVÝCH VLN VE VÝFUKOVÉM POTRUBÍ

Na výkon motoru má zásadní vliv množství nasáté směsi, to lze ovlivnit nejen vhodným návrhem sacího ale také výfukového traktu. Cílem výfukového traktu je odvézt ze spalovacího prostoru co největší množství výfukových plynů a uvolnit tak prostor čerstvé směsi. K tomu lze využít kinetickou energii odcházejících výfukových plynů.

Na konci expanzního zdvihu jsou ve válci produkty hoření o vysokém tlaku a teplotě. Při otevření výfukového ventilu dojde k uvolnění těchto plynů do výfukového kanálu a potrubí. Při tom dojde vlivem vysokého tlakového spádu mezi válcem motoru a okolím ke vzniku tlakové vlny. Tato vlna se šíří výfukovou soustavou rychlostí zvuku až do doby kdy narazí na rozhraní. Dorazí-li tlaková vlna na změnu průřezu, odrazí se a šíří se zpět stejnou rychlostí. Velikost a fáze odražené vlny je závislá na poměru průřezů. Dorazí-li vlna na zvětšení průřezu, popřípadě otevřený konec potrubí odrazí se zpět v opačné fázi a šíří se zpět jako vlna podtlaková. Naopak dorazí-li na zúžení průřezu, šíří se zpět se stejnou fází, tedy jako vlna tlaková.

Odraz tlakové vlny lze vysvětlit na (Obr. 13(a-d)). Tlaková vlna C je při šíření potrubím omezena v pohybu stěnou potrubí (1–1) (Obr. 13(a)), dorazí-li na volný konec začne se šířit všemi směry. Vrstva plynu na konci potrubí nemá omezenou amplitudu kmitání, protože komprese expandovala a její tlak je nízký, zatímco vrstva plynu v zadní části komprese (1–1) je omezena stlačeným plynem před ní. To znamená, že amplituda kmitu vrstvy (2–2) na výstupu bude mnohem větší a bude se šířit vlivem setrvačnosti až do (3–3) (Obr. 13(b)) a zanechá za sebou podtlak R. Tento podtlak se pak šíří zpět potrubím ve formě podtlakové vlny. Naopak, dorazí-li na volný konec podtlaková vlna R (Obr. 13(c)), bude se vzduch ze všech směrů šířit do oblasti nízkého tlaku, proto se podtlaková vlna odrazí zpět jako vlna přetlaková (Obr. 13(d)). Velikost odražené vlny je pak dána mnoha faktory, především poměrem průřezů přechodu. [2]



Obr. 13 Odraz tlakové vlny na volném konci potrubí [2]

Žádoucí je aby podtlaková vlna dorazila do válce v době stříhu ventilů. Tím napomáhá odvodu zbytků spálené směsi a iniciuje počátek sání. Toho aby podtlaková vlna dorazila do válce ve správný čas dosahujeme vhodným návrhem délky potrubí a tedy i vzdálenosti přechodů od hlavy válce.



Pokud čas  $t$  potřebný k doražení vlny na konec potrubí a zpět je [2]:

$$t = \frac{2L}{1000C} \text{ [s]} \quad (3)$$

Kde je  $L$  [mm] délka potrubí,

$C$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] rychlost zvuku ve výfukových plynech.

A úhel natočení klikového hřídele v čase  $\theta_t$  je [2]:

$$\theta_t = t \cdot \frac{360}{60} N \quad (4)$$

Kde  $N$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky motoru.

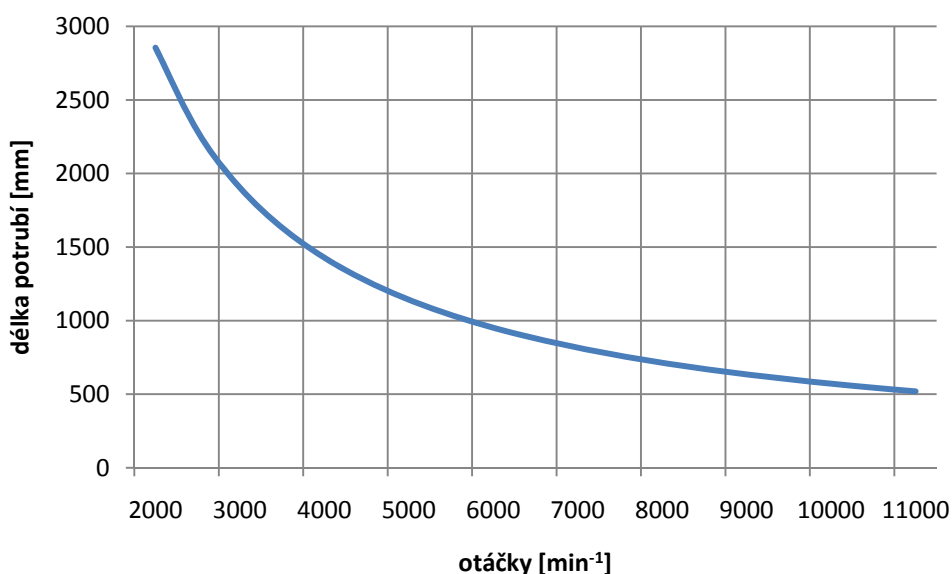
Pak po dosazení

$$\theta_t = \frac{2L}{1000C} \cdot 6N = \frac{0,012 \cdot L \cdot N}{C} \text{ [deg]} \quad (5)$$

Vyjádřením  $L$  získáme vztah pro návrh délky potrubí [2]:

$$L = \frac{\theta_t \cdot C}{0,012 \cdot N} \text{ [mm]} \quad (6)$$

Jak je patrné z rovnice (6), je délka rezonančního potrubí závislá na otáčkách motoru, potrubí je tedy možné naladit pouze na okolí určitých konkrétních otáček. Závislost délky rezonančního potrubí na otáčkách motoru je vidět na (Obr. 14).



Obr. 14 Závislost délky rezonančního výfukového potrubí na otáčkách motoru ( $\theta_t=120^\circ$ ,  $C=571\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ )



## 5 ZÁKLADNÍ POJMY V AKUSTICE

### 5.1 ZVUK

Podstatou slyšitelného zvuku je mechanické kmitání pružného prostředí ve frekvenčním rozsahu 20 až 20 000 kmitů za sekundu, které se šíří konečnou rychlostí určitým prostředím. Frekvenční rozsah akustického vlnění, kterým se zabývá technická akustika, odpovídá kmitočtovému rozsahu lidského ucha. Akustika se však zabývá mechanickými kmity v širším frekvenčním pásmu. Hovoří se potom o třech pásmech: o infrazvuku, slyšitelném pásmu a ultrazvuku.

### 5.2 HLUK

Obecně se hlukem rozumí nežádoucí, rušivý nebo nepříjemný zvuk. Hladiny akustického tlaku, jež jsou již považovány za hluk, jsou přesně stanoveny v příslušných právních předpisech.

### 5.3 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Akustický tlak se běžně v praxi mění o mnoho řádů. V širokém rozsahu se pohybují i ostatní akustické veličiny. Pro grafické vyjádření závislostí je proto třeba použít logaritmické stupnice. Logaritmická stupnice navíc odpovídá závislosti mezi objektivními akustickými veličinami a subjektivním vjemem člověka. Z uvedených důvodů byl v technické akustice zaveden pojem „hladina“ jednotlivých akustických veličin, jejichž jednotkou je „decibel“ [dB].

Hladina akustického výkonu  $L_w$  [dB] je definována vztahem

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (7)$$

Kde  $W_0$  [W] je referenční akustický výkon,  $W_0 = 10^{-12}$  W

$W$  [W] je sledovaný akustický výkon.



Každému zvýšení akustického výkonu o jeden řád odpovídá zvýšení hladiny akustického výkonu o 10 dB.

#### 5.4 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

I pro akustický tlak byla zavedena příslušná hladina, kterou je nutno vztahovat vždy k určitému kmitočtu, nebo pásmu kmitočtů. Jinak nemá pouhý údaj hladiny akustického tlaku význam, neboť nevypovídá nic o poloze signálu na kmitočtové ose.

Hladina akustického tlaku  $L_p$  je definována vztahem

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (8)$$

Kde  $p$  [Pa] je sledovaný akustický tlak.

$p_0$  [Pa] je referenční akustický tlak.

Tato stupnice má jako výchozí bod prahovou (referenční) hodnotu akustického tlaku

$p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa, čemuž odpovídá v decibelové stupnici 0 dB.

#### 5.5 HLADINA AKUSTICKÉ INTENZITY

Akustická intenzita je vektorová veličina, která vyjadřuje směr a smysl hustoty toku akustické energie plochou kolmou k tomuto směru. Tato hladina je dána vztahem

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (9)$$

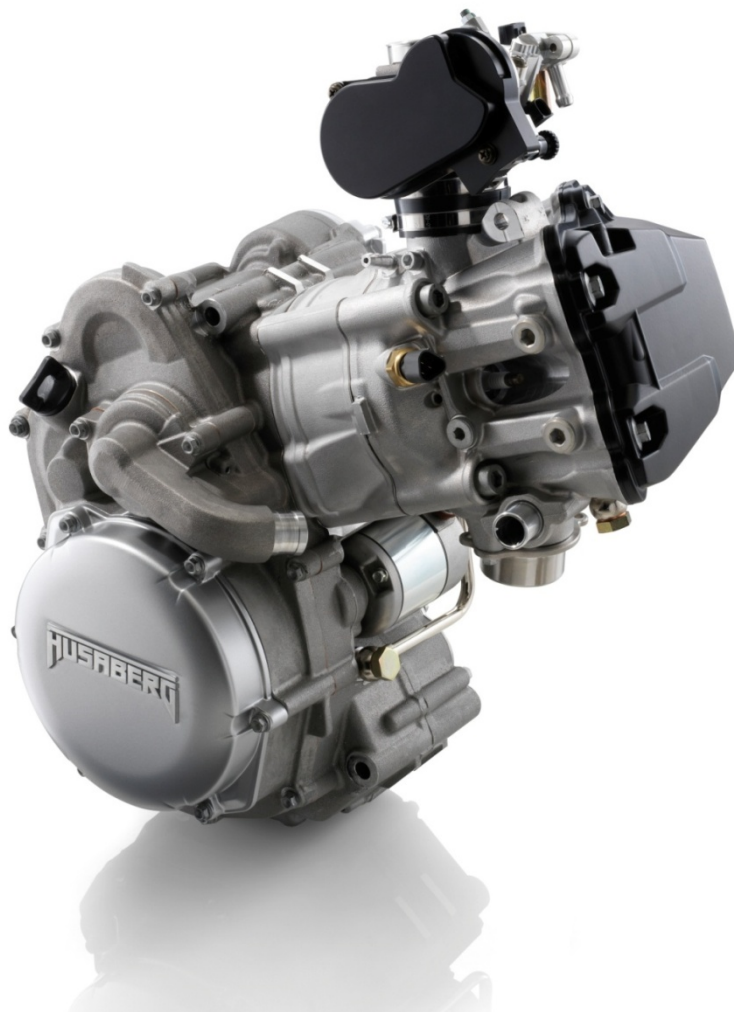
kde  $I_0$  [W/m<sup>2</sup>] je referenční hodnota intenzity zvuku,

$I$  [W/m<sup>2</sup>] je intenzita zvuku sledovaného akustického signálu.



## 6 PARAMETRY MOTORU

Pro pohon vozu Dragon II je stejně jako v předchozí verzi Dragon I použit motor z terénního motocyklu Husaberg FE 570. Jedná se o jednoválcový, čtyřdobý, kapalinou chlazený motor s válcem skloněným pod úhlem 70°. Ve voze je však umístěn tak, že svírá úhel 85°. O dodávku paliva se stará nepřímé vstřikování Keihin EFI.



*Obr. 15 Motor Husaberg FE 570 [4]*



## 6.1 ZÁKLADNÍ ÚDAJE O MOTORU

Tab.1 Základní údaje o motoru

Typ motoru	Čtyřdobý, zážehový
Počet válců	1
Typ rozvodu	OHC
Chlazení	vodní
Zdvihový objem	565,5 cm <sup>3</sup>
Vrtání	100 mm
Zdvih	72 mm
Kompresní poměr	12,2:1
Maximální výkon	46 kW při 8500 min <sup>-1</sup>
Maximální točivý moment	58 Nm při 7000 min <sup>-1</sup>

## 6.2 PARAMETRY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Tab.2 parametry klikového mechanismu

Délka ojnice	120,8 mm
Materiál ojnice	Kovaná ocel
Počet pístních kroužků	2



### 6.3 PARAMETRY VAČKOVÉHO HŘÍDELE

Ventily jsou ovládány jednou vačkovou hřídelí pomocí zdvihátek, která jsou pro snížení tření opatřena rolkami. Vačková hřídel je poháněna řetězovým převodem. Mezi řetězovým kolem a vačkovou hřídelí je umístěn automatický dekompresor, který usnadňuje start motoru.

Tab.3 Parametry vačkového hřídele

	Časování výfukových ventilů	Časování sacích ventilů
Otevírání	65° před DÚ	20° před HÚ
Zavírání	28° za HÚ	70° za DÚ
Úhel otevření	273°	272°
Zdvih	8,6 mm	10 mm

### 6.4 PARAMETRY VENTILŮ

Tab.4 Parametry ventilů

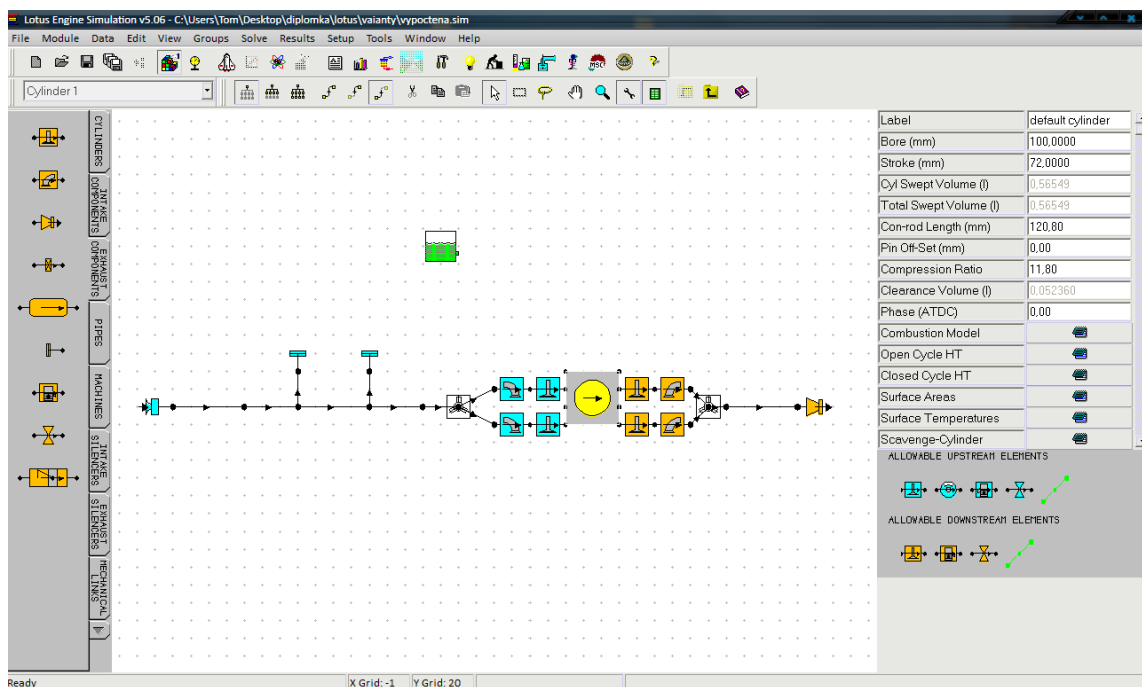
	Parametry výfukových ventilů	Parametry sacích ventilů
Počet ventilů	2	2
Průměr talířku ventilu	32 mm	38 mm
Průměr dřívku ventilu	5 mm	6 mm



## 7 TVORBA MODELU MOTORU

Aby bylo možné zhodnotit dopad změn ve výfukovém potrubí na výkon motoru, je nutné nejprve vytvořit model motoru v některém simulačním prostředí. Pro vytvoření modelu motoru byl použit simulační software Lotus Engine Simulation. Tento program je součástí balíku Lotus Simulation tools vyvinutého společností Lotus Engineering. Program je určen pro 1D simulaci proudění v potrubích, spalování a celkového výkonu spalovacích motorů.

Prostředí programu Lotus Engine Simulation můžeme vidět na (Obr. 16). V programu je model motoru nejprve sestaven ze schematických prvků umístěných v záložkách na levé straně okna, jimž jsou následně přiřazeny potřebné parametry. Tabulka parametrů je umístěna na pravé straně okna. Výhodou programu Lotus Engine Simulation je množství předvyplněných běžných hodnot jednotlivých parametrů, které tak není třeba složitě měřit.



Obr. 16 Okno programu Lotus Engine Simulation

### 7.1 TVORBA MODELU VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Prvním krokem bylo vytvoření modelu motoru Husaberg FE570 použitého ve formulích Dragon. V mém případě bude výchozím bodem upravený motor vozu Dragon I, kterým se již podrobně zabýval Ladislav Adánek ve své diplomové práci[10].



### 7.1.1 TERMODYNAMICKÝ MODEL PRŮBĚHU HOŘENÍ

Spalovací motor je tepelný stroj přeměňující tepelnou energii na mechanickou. Na výkon motoru má tedy zásadní vliv množství tepla uvolněné z paliva. To je závislé na množství spáleného paliva a jeho výhřevnosti. Platí tedy [3]

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B \quad (10)$$

Kde je  $Q_B$  teplo uvolněné z paliva,

$H_U$  výhřevnost paliva,

$m_B$  množství paliva.

To však není jediný parametr ovlivňující množství přeměněné mechanické energie, výrazně také záleží na průběhu hoření paliva. Ten je ovlivněn řadou faktorů, jako jsou vlastnosti paliva, způsob hoření, nebo také tlak a teplota ve válci spalovacího motoru. Výchozím vztahem pro učení průběhu hoření paliva ve válci je vztah, který poloempiricky odvodil Vibe. Jeho bezrozměrný tvar je [3]

$$y = 1 - e^{-ax^{m+1}} \quad (11)$$

Kde  $a$  vyjadřuje podíl nespáleného paliva ve válci,

$m$  je parametr charakteristiky hoření

Pro bezrozměrné veličiny potom platí [3]

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad (12)$$

$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H} \quad (13)$$

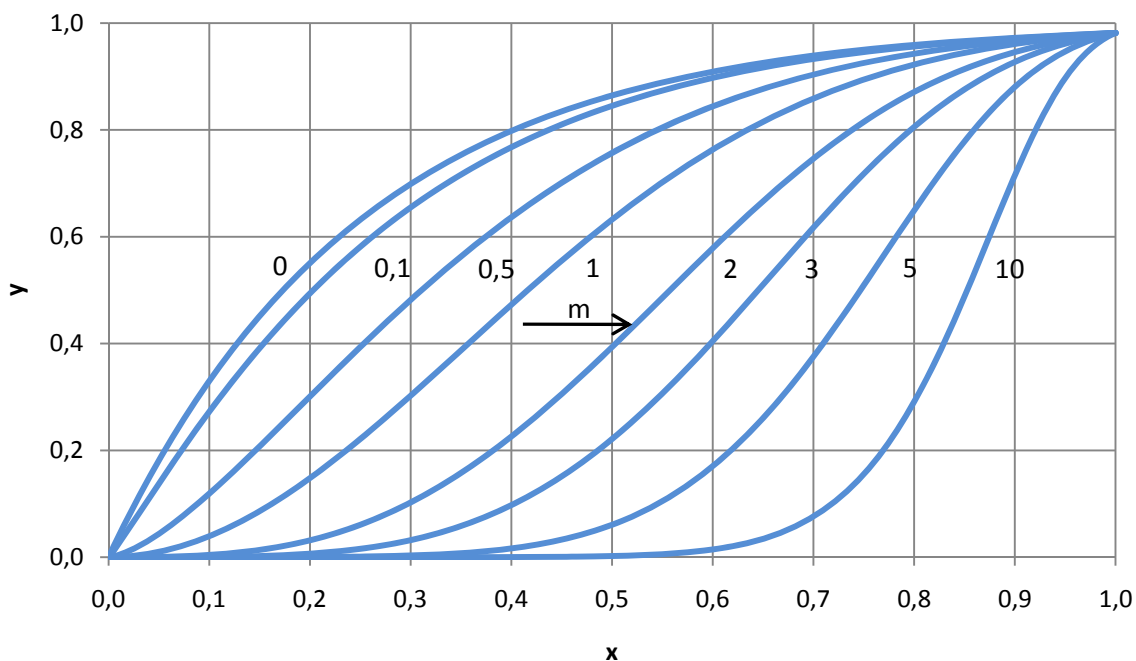
Kde  $m_B(\varphi)$  je množství paliva které shořelo za již uběhlý čas hoření  $t(\varphi)$  a

$m_B$  je celková hmotnost paliva které shořelo za celkový čas hoření  $t_H$

Hodnota  $x$  na konci hoření je dána chemickou účinností spalování  $\mu_{ch}$ . Vztah mezi chemickou účinností  $a$  činitelem a je dán vztahem [3]

$$a = -\ln(1 - \mu_{ch}) \quad (14)$$

Na (Obr. 17) je vidět závislost činitele  $x$  na  $y$  pro různé hodnoty  $m$ . Křivky tedy znázorňují podíl nespáleného paliva v průběhu hoření.

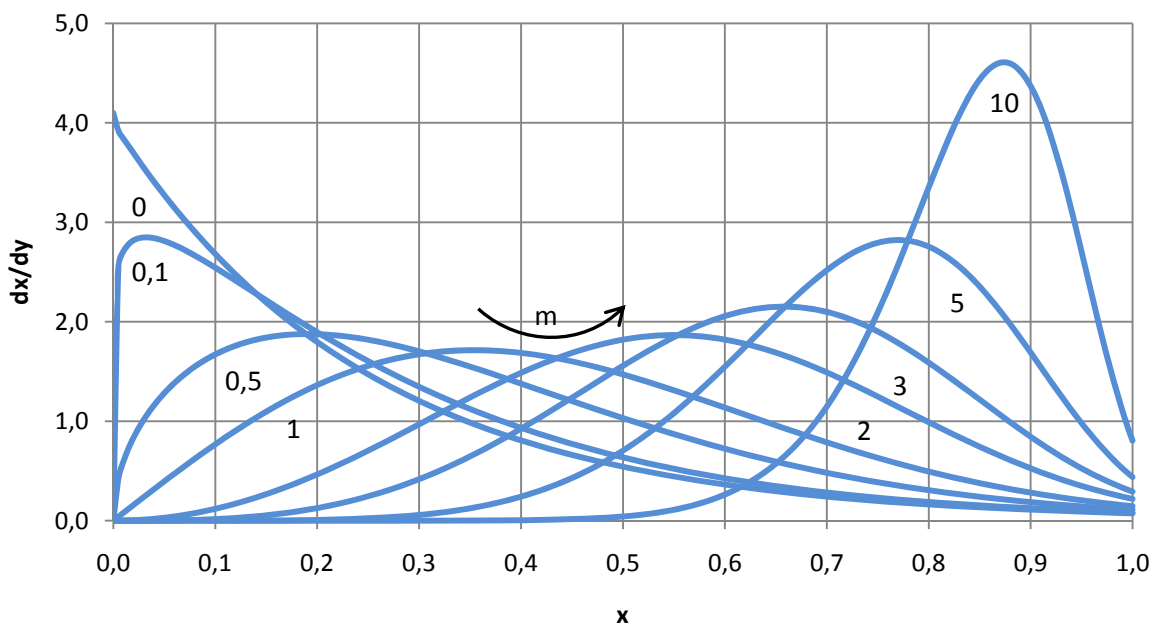


Obr. 17 Bezrozměrná funkce prohořívání paliva ve válci podle Vibeho pro různé hodnoty  $m$  ( $a=4$ )

Derivujeme li Vibeho funkci (10) podle  $y$ , získáme vztah [3]

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{m+1}} \tag{15}$$

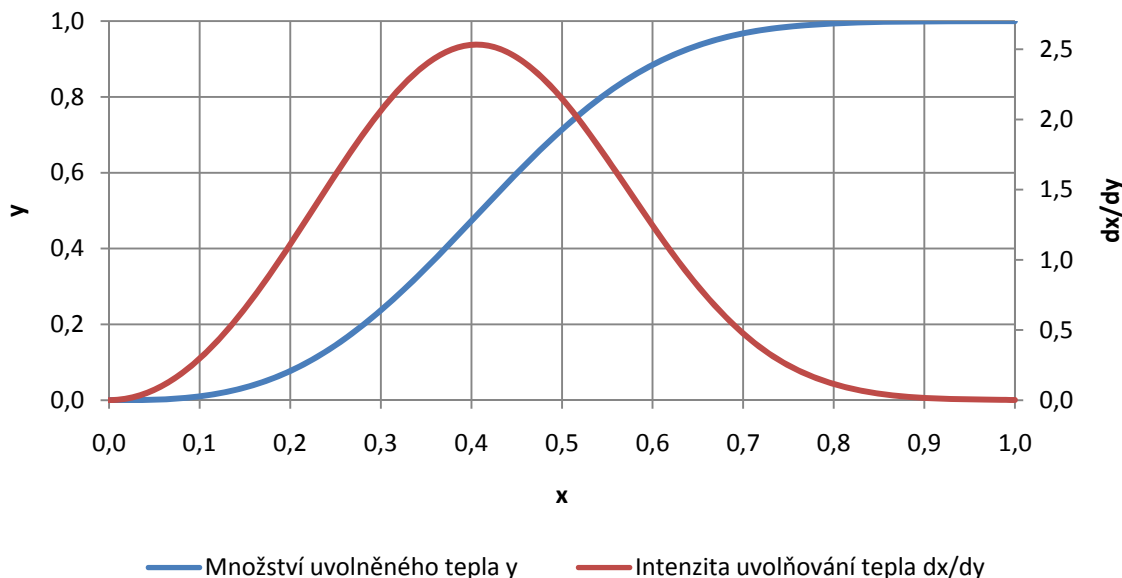
Který udává intenzitu hoření ve válci



Obr. 18 Průběhy hoření podle Vibeho pro různé hodnoty  $m$  ( $a=4$ )



Pro pohon formule Dragon II je jako palivo použit benzín, jako parametry Vibeho funkce jsou použity tyto experimentálně zjištěné hodnoty [8],  $m=2$ ,  $a=10$ . Výsledný průběh Vibeho funkce a její derivace je vidět na (Obr. 19).



Obr. 19 Průběhy uvolněného tepla a intenzity uvolnění tepla ( $m=2$ ,  $a=10$ )

### 7.1.2 TERMODYNAMICKÝ MODEL PŘESTUPU TEPLA

Teplota plynu ve válci se při práci spalovacího motoru výrazně mění. Tyto změny teplot způsobují na stěnách pracovního prostoru tepelné toky. Orientace i intenzita těchto toků, se v průběhu termodynamického cyklu mění, obecně však platí druhý termodynamický zákon, tedy že teplo přechází z tělesa teplejšího na těleso chladnější. Přestup tepla mezi válcovou jednotkou a pracovním médiem způsobuje pokles účinnosti a to jak při odvodu tepla do válce, což způsobuje tepelnou ztrátu, tak i při přestupu tepla z válce na pracovní médium, což způsobuje ohřátí směsi a snížení plnicí účinnosti.

Přestup tepla mezi válcovou jednotkou a náplní lze popsat Newtonovým vztahem [3]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T) \quad (16)$$

Kde  $\dot{Q}$  je tepelný tok,

$\alpha$  je součinitel přestupu tepla,

$A$  je okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru,

$T_w$  je teplota stěn válce a

$T$  teplota plynu ve válci



Teplotu stěn válce  $T_w$  program Lotus Engine Simulation určí ze vztahu [8]

$$T_w = q_w \cdot \left( \frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} \right) + T_c \quad (17)$$

Kde je  $q_w$  teplo,

$\alpha_c$  součinitel přestupu tepla chladícího média,

$\delta_w$  tloušťka stěny válce,

$\lambda_w$  tepelná vodivost válce,

$T_c$  teplota chladícího média

Pro interpretaci přestupu tepla ve válci se používají experimentálně odvozené vztahy. Program Lotus Engine Simulation dává na výběr z modelů přestupu tepla podle Annanda, Woschniho a Eichleberga. Já pro další výpočet použiji nejčastěji používaný model přestupu tepla podle Woschniho.

Součinitel přestupu tepla  $\alpha$  je podle Woschniho dán vztahem [8]

$$\alpha = \frac{A \cdot p^{0,8}}{T_w^{0,55} \cdot D_{cyl}^{0,2}} \cdot \left[ B \cdot \bar{U}_p + C \cdot \bar{U}_s + D \cdot \frac{T_1 \cdot V_z}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_k) \right]^{0,8} \quad (18)$$

Kde jsou  $A, B, C$  Woschniho koeficienty pro otevřený a uzavřený cyklus,

$D$  Woschnio koeficient pro uzavřený cyklus,

$p$  tlak ve válci,

$T_w$  teplota válce,

$V_z$  zdvihový objem,

$D_{cyl}$  vrtání,

$U_p$  střední pístová rychlost,

$U_s$  střední rychlost víru,

$T_1$  teplota směsi na začátku spalování,

$p_1$  tlak směsi na začátku spalování,

$V_1$  objem na začátku spalování,

$p_k$  kompresní tlak



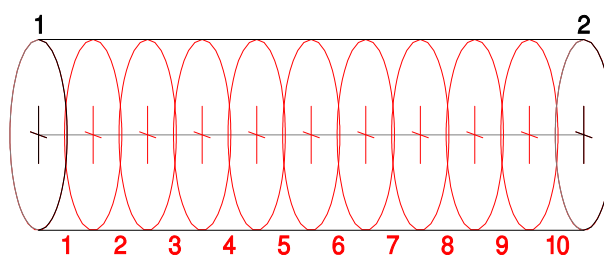
Pro hodnoty koeficientů A až D byly použity tyto hodnoty

Tab. 5 *Woschniho koeficienty pro zážehový motor s nepřímým vstřikováním [8]*

	A	B	C	D
Otevřený cyklus	3,26	9,12	0,834	-
Uzavřený cyklus	3,26	4,57	0,616	0,00324

## 7.2 TVORBA MODELU SACÍHO A VÝFUKOVÉHO TRAKTU

V programu Lotus Engine Simulation je potrubí jedno-rozměrný prvek popsán svou délkou, počátečním a koncovým průměrem, tloušťkou a materiálem stěny a koeficienty pro tření a přestup tepla. Program také umožňuje definovat více průměrů pro jedno potrubí.



Obr. 20 *prvek potrubí programu Lotus Engine Simulation*

Jak lze vidět na (Obr. 20) potrubí je rozděleno na elementy. Počet elementů má vliv na přesnost výpočtu, avšak také ovlivňuje výpočetní náročnost. Hustota sítě je volena s ohledem na řadu faktorů, jako jsou otáčky, tvar potrubí nebo rychlost a teplota proudících plynů. Při vyšších otáčkách probíhají děje v potrubí vzhledem k natočení klikového hřídele rychleji, a proto je třeba použít hustší síť. Doporučená hustota sítě je 10 – 20mm pro sací potrubí a 20 – 30mm pro výfukové potrubí. K problémům může docházet při simulaci proudění v potrubí s prudkými změnami průřezů. Při prudké změně průřezu dochází také k prudké změně rychlosti proudění, proto je třeba v takovýchto místech zvýšit hustotu elementů.

### 7.2.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY V POTRUBÍ

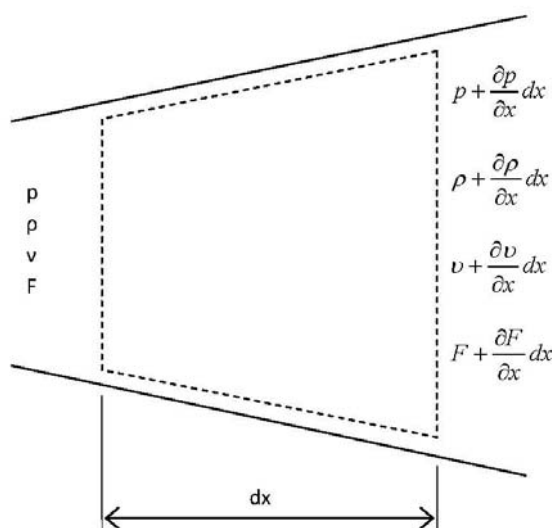
Ve skutečném potrubí dochází k tlakovým ztrátám vlivem tření. Tyto tlakové ztráty mají samozřejmě vliv na výkon motoru, proto se program Lotus Engine Simulation snaží tyto ztráty co nejpřesněji předpovídat. U přímého potrubí jsou třecí ztráty reprezentovány ztrátovým součinitelem, který lze buď přímo zadat uživatelem, nebo ho program určí sám na základě zadané drsnosti povrchu.



Dále lze do modelu zahrnout vliv místních ztrát a to vložím ztrátových spojení nebo ohybů potrubí. V případě ztrátového spojení je uživatelem určena referenční trubice, tedy ta, ve které je nejvyšší hmotnostní tok a úhel odklonu ostatních trubíc od vztažné trubice. Na základě těchto dat program určí ztrátové součinitele pro jednotlivé větve. V případě ohybu program určí ztrátový součinitel z poloměru a úhlu ohybu. Ztrátové součinitele lze také zadat ručně, například pokud byly zjištěny experimentálně.

### 7.2.2 VÝPOČTOVÉ MODELY PROUDĚNÍ PLYNŮ POTRUBÍM

Při výpočtu jsou podmínky v každém elementu potrubí pro každý krok vypočteny tak, že je řešena soustava rovnic pro zachování hmoty, hybnosti a energie. Tyto zákony definují zachování hmoty, hybnosti a energie pro kontrolní objem, což je elementární objem daný povrchem potrubí a plochami kolmými k ose proudění jak ukazuje (Obr. 21). Další část popisuje základní rovnice mechaniky tekutin použité ve výpočtovém modelu. Pochopením těchto zákonitostí získá uživatel přehled o omezeních modelu potrubí a získá tak základ pro úspěšné modelování potrubních systémů jako jednorozměrné potrubní sítě.



Obr. 21 Kontrolní objem [8]



Obecná rovnice kontinuity je dána následujícím vztahem:

$$\frac{\partial(\rho F dx)}{\partial t} = \frac{\partial(\rho v F)}{\partial x} dx \quad (19)$$

Kde je  $dx$  délka elementu,

$F$  plocha průřezu,

$\rho$  hustota tekutiny,

$v$  rychlost proudění tekutiny a

$t$  čas.

Vztah  $\frac{\partial(\rho F dx)}{\partial t}$  pak reprezentuje změnu hmotnosti v kontrolním objemu a vztah  $\frac{\partial(\rho v F)}{\partial x} dx$  reprezentuje hmotnostní tok prvkem.

Dalším vztahem je zákon zachování hybnosti, ten je dán vztahem:

$$-\frac{\partial(pF)}{\partial x} dx + p \frac{dF}{dx} dx - \frac{1}{2} \rho u^2 f \pi D dx = \frac{\partial(v \rho F dx)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho F v^2)}{\partial x} dx \quad (20)$$

Kde  $f$  je součinitel tření mezi tekutinou a stěnou potrubí a

$D$  je hydraulický průměr potrubí.

Zákon zachování energie (Bernoulliova rovnice) je dán vztahem:

$$q \rho F dx = \frac{\partial(e_0 \rho F dx)}{\partial t} + \frac{\partial(h_0 \rho F v)}{\partial x} dx \quad (21)$$

kde  $e_0$  je ztrátová energie tekutiny,

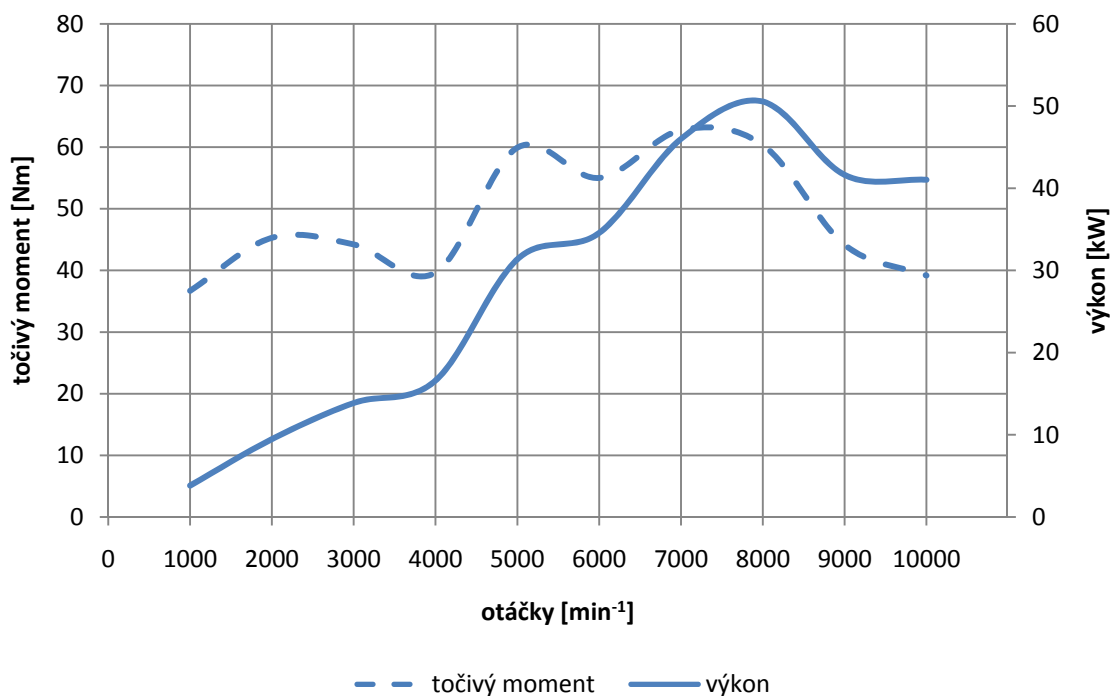
$h_0$  je ztrátová entalpie tekutiny a

$q$  je teplo vyměněné mezi tekutinou a stěnou potrubí.



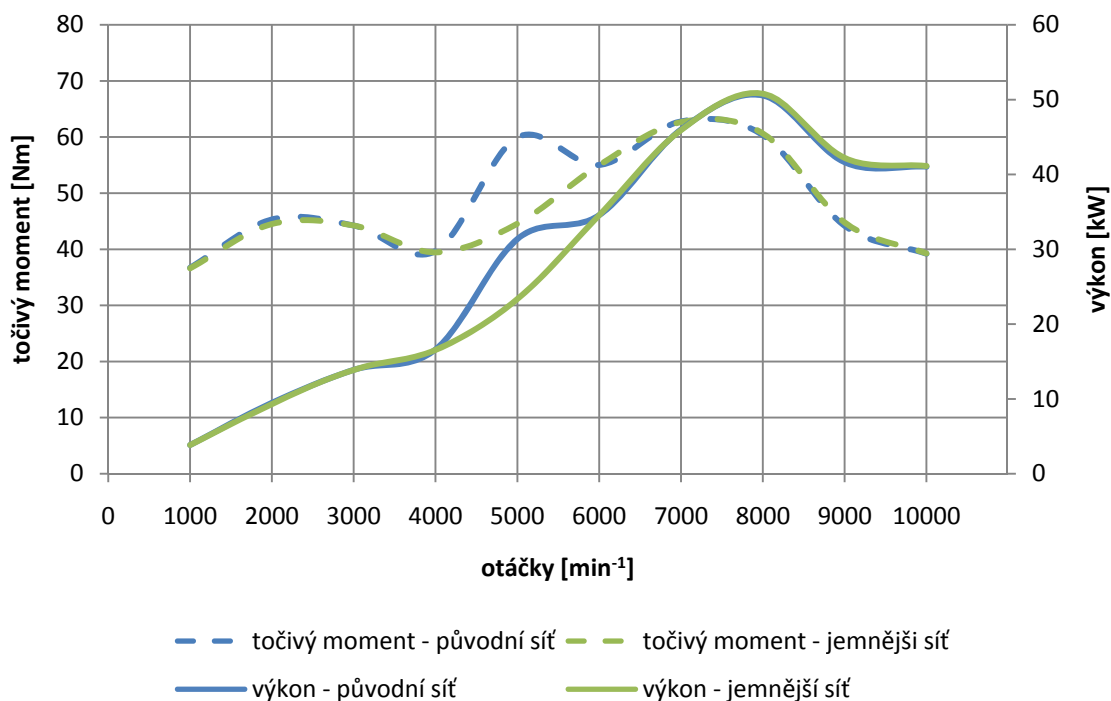
## 8 NÁVRH VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Požadavky formule Dragon II na výfukové potrubí se od původního provedení na motocyklu značně liší. Řada úprav především v oblasti sání a přípravy směsi, ale také rozdílné zástavbové rozměry si proto žádají zcela nový návrh výfukového potrubí. Na ( Obr. 22) je vidět vnější otáčková charakteristika vozu Dragon I, ze která jsem při návrhu vycházel. Z grafu je patrný pokles točivého momentu v oblasti pěti až sedmi tisíc otáček, mým cílem tedy bylo tento propad eliminovat a rozšířit tak spektrum využitelných otáček.



Obr. 22 Vnější otáčková charakteristika vozu Dragon I

V průběhu dalších výpočtů se však ukázal rozdíl v hodnotách výkonu a středního efektivního tlaku pro  $5000 \text{ min}^{-1}$ . Při opakovaném výpočtu dosahovala simulace dvou rozdílných, byť konvergentních výsledků. Tento jev byl vyřešen zvýšením počtu elementů v potrubí a byl tedy nejspíše způsoben nedostatečnou přesností při interpretaci tlakových vln v sacím a výfukovém traktu. Množství elementů bylo zvýšeno při použití automatického síťování z hodnoty  $2,5^\circ$  na  $1^\circ$  natočení klikového hřídele. To však nijak neovlivní mé předchozí závěry, tedy cíl zvýšit točivý moment v oblasti otáček  $5000$  až  $7000 \text{ min}^{-1}$ .

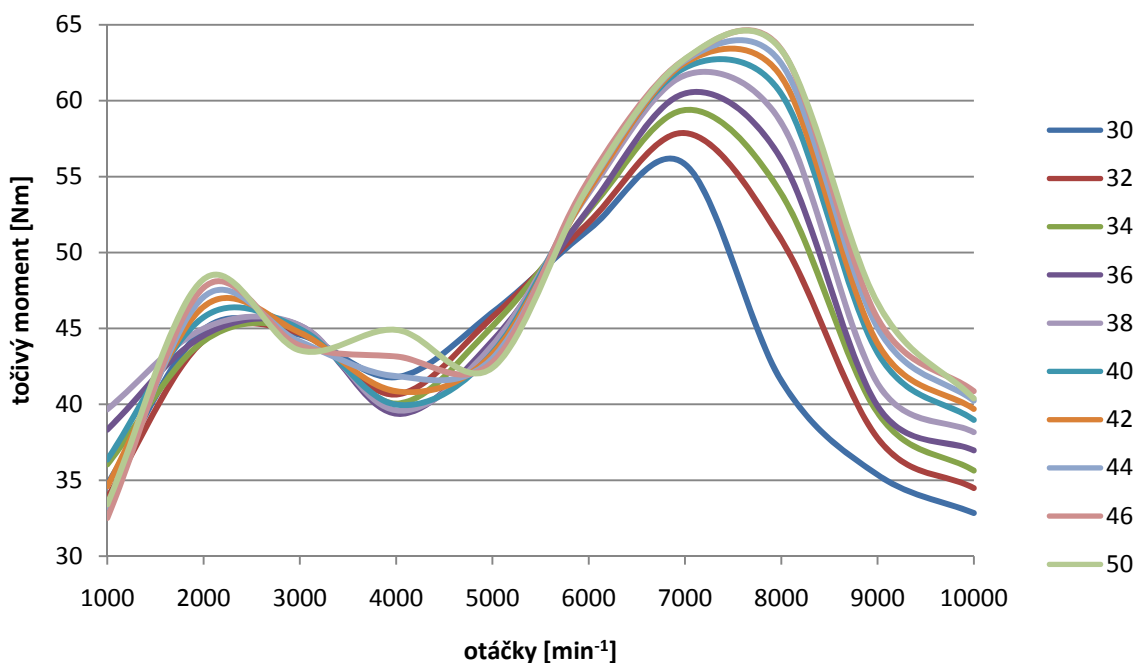


Obr. 23 Vnější otáčková charakteristika vozu Dragon I pro různou hustotu sítě

## 8.1 PRŮMĚR POTRUBÍ

Důležitým parametrem ovlivňujícím výkon motoru je průměr výfukového potrubí. Příliš úzké potrubí zvyšuje rychlost proudění výfukových plynů a s tím i hydraulické ztráty v potrubí. Příliš velký průměr potrubí však také není vhodný. Menší tlakový spád v potrubí totiž dává vzniknout menším tlakovým pulzacím a také menší kinetické energii výfukových plynů.

Pro popsání vlivu průměru potrubí na výkon motoru jsem provedl sérii simulací pro různé hodnoty průměru.



Obr. 24 Průběh točivého momentu pro různé průměry výfukového potrubí

Jak je vidět na (Obr. 24) se zvyšujícím se průměrem roste především výkon ve vyšších otáčkách. To je dáno především vlivem škrcení, který roste se zvyšujícími se otáčkami a tedy i rostoucím množstvím proudících plynů. Od jisté míry však přestává být zvyšování průměru účelné. Proto pro výfukové potrubí použijí průměr 40 mm.

## 8.2 DÉLKOVĚ LADĚNÉ POTRUBÍ

Pro prvotní návrh délky potrubí jsem využil rovnici (6). Hodnotu  $\theta_i$  jsem podle literatury [2] zvolil  $120^\circ$ . Pro rychlost zvuku  $C$  jsem použil hodnotu  $571 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , což je střední hodnota rychlosti zvuku ve výfukovém potrubí odečtená z programu Lotus Engine Simulation. Pro otáčky motoru  $L$  jsem použil hodnotu  $6000 \text{ min}^{-1}$ , což jsou otáčky, pro které vyžadujeme největší účinek odražených vln.

Po dosažení tedy:

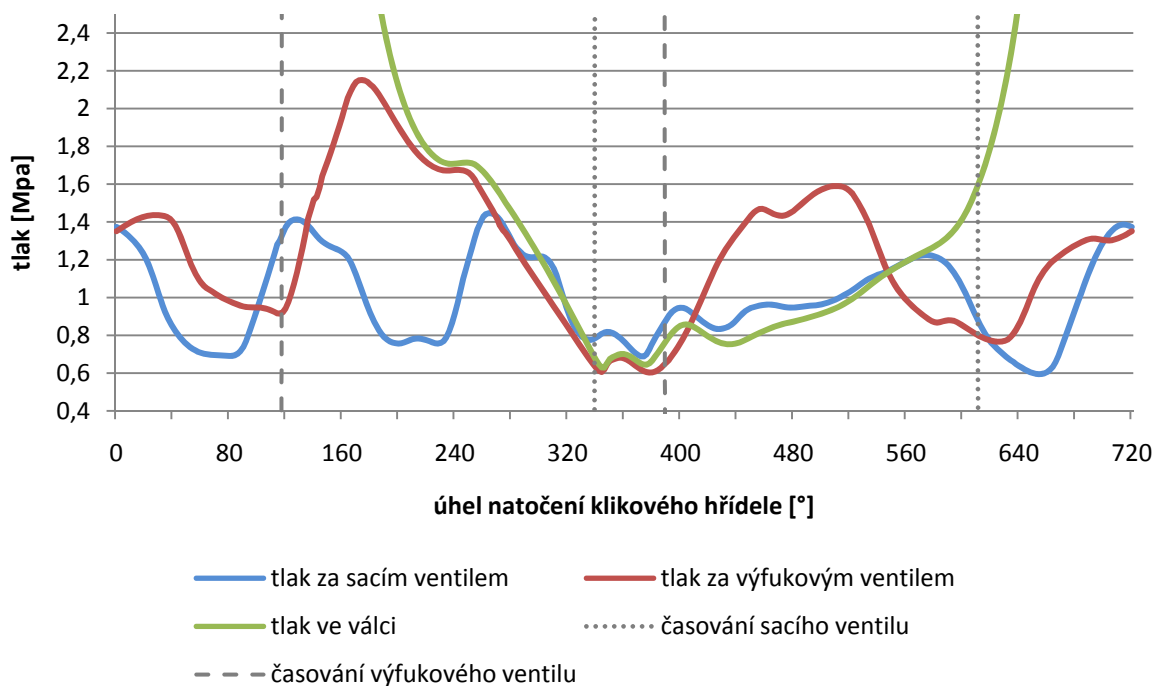
$$L = \frac{120 \cdot 571}{0,012 \cdot 6000} = \underline{952 \text{ mm}}$$

Do této délky je však ještě třeba započítat délku výfukového kanálu, která činí 78 mm. Výsledná délka potrubí je tedy 874 mm.

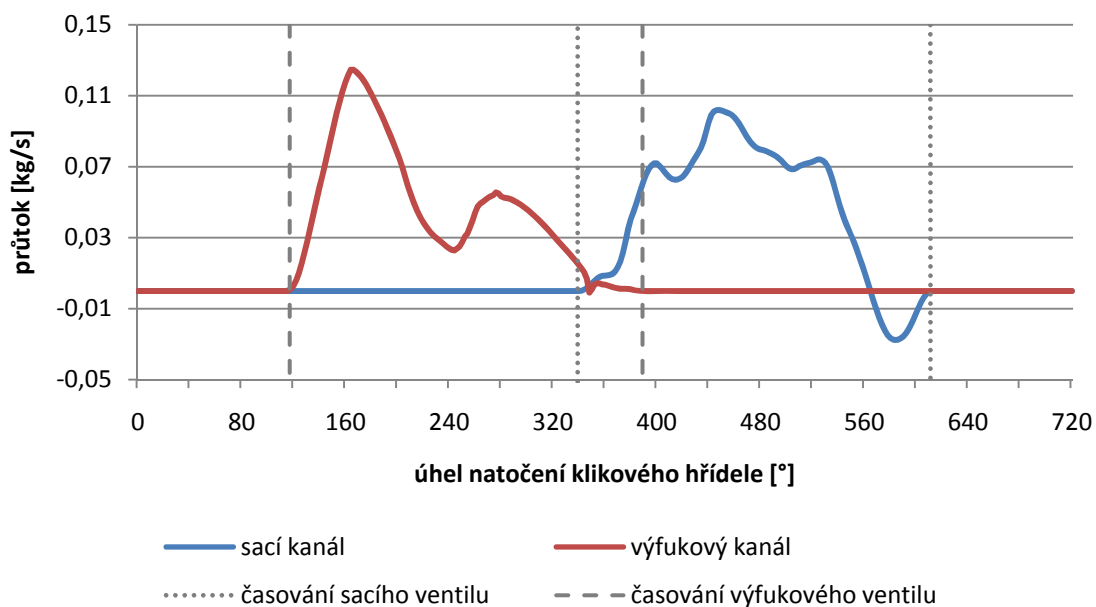
Pro tuto délku potrubí byla provedena simulace v programu Lotus Engine Simulation. Z důvodu dosud neznámého umístění je potrubí uvažováno jako rovné, bez ztrátových ohybů. Z důvodu výpočetní náročnosti zatím nebude uvažován ani tlumič výfuku.



Jak je patrné z průběhu tlaků v hlavě motoru (Obr. 25) podtlaková vlna ve výfukovém potrubí přichází do válce těsně před uzavřením výfukového ventilu a iniciuje počátek sání. Přichází, však v době kdy se již výfukový ventil zavírá a není proto zcela využita. Dále se proto pokusím jemněji doladit délku potrubí tak, aby mohl být potenciál rezonančního potrubí co nejlépe využit. Dále je z grafu patrné, že tlak v sacím kanálu klesá příliš brzy před uzavřením sacího ventilu. To způsobuje, jak dokládá (Obr. 26), zpětné proudění směsi z válce motoru. Tento jev je pro nás velmi nežádoucí, neboť do značné míry degraduje efekt rezonančního potrubí.

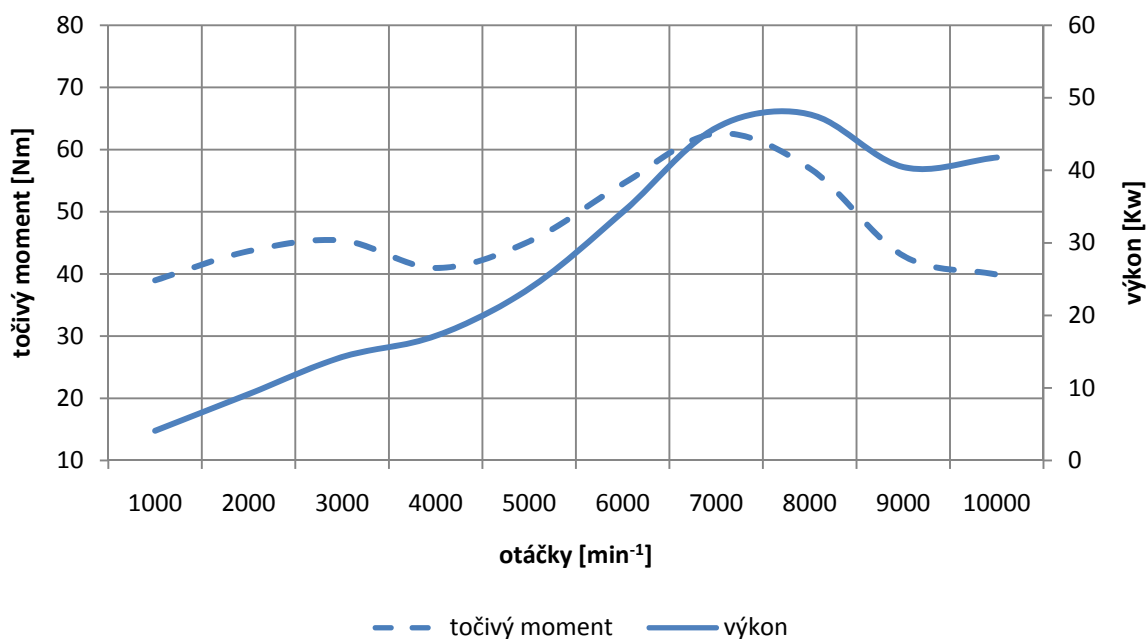


Obr. 25 Průběh tlaků v hlavě motoru pro délku potrubí 874 mm ( $6000 \text{ min}^{-1}$ )

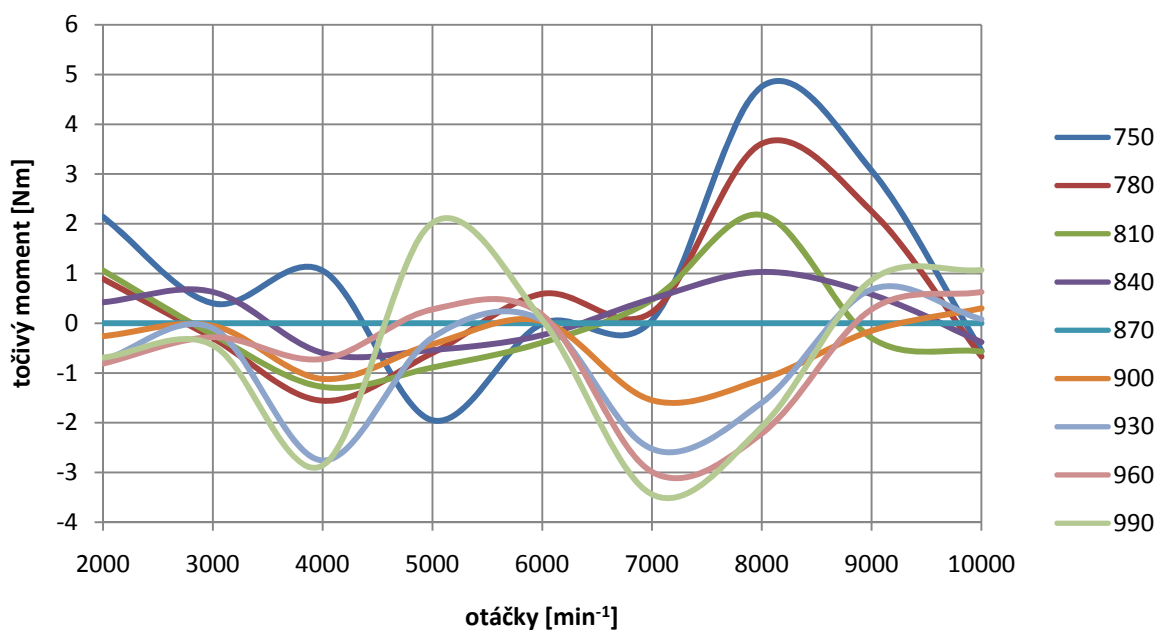


Obr. 26 Průtok v sacím a výfukovém kanálu ( $6000 \text{ min}^{-1}$ )

Dále jsem pomocí simulace provedl porovnání vlivu změny délky potrubí na výkon motoru. Na (Obr. 27) je vidět vnější otáčková charakteristika pro vypočtenou délku potrubí, na (Obr. 28) pak změna točivého momentu při změně délky potrubí.

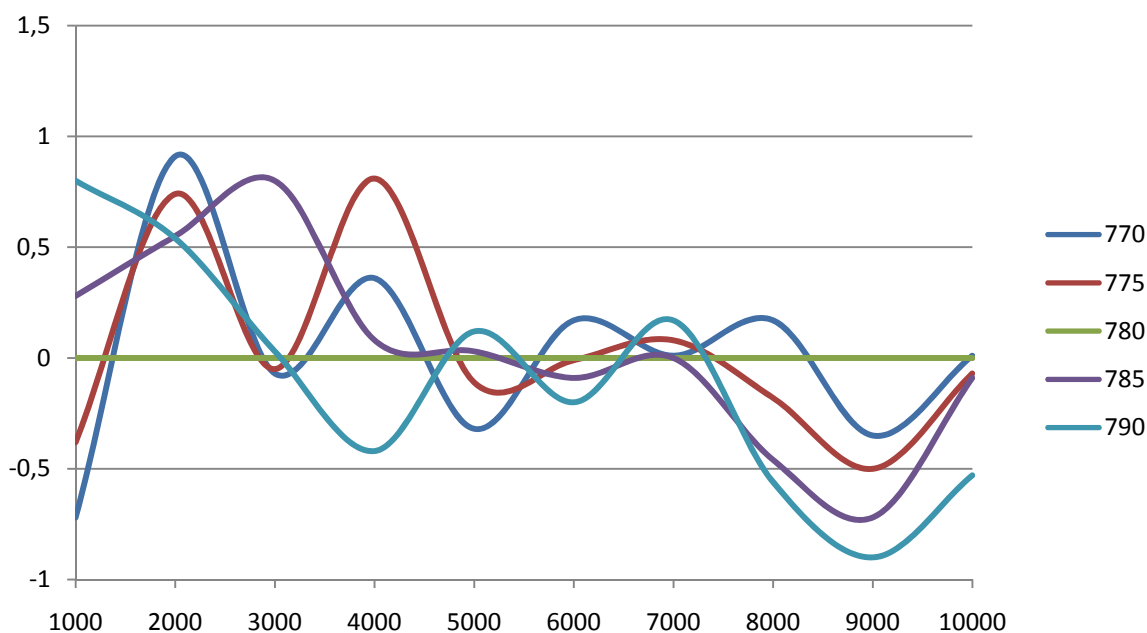


Obr. 27 Vnější otáčková charakteristika pro délku výfukového potrubí 874 mm



Obr. 28 Porovnání změn točivého momentu při změnách délek výfukového potrubí

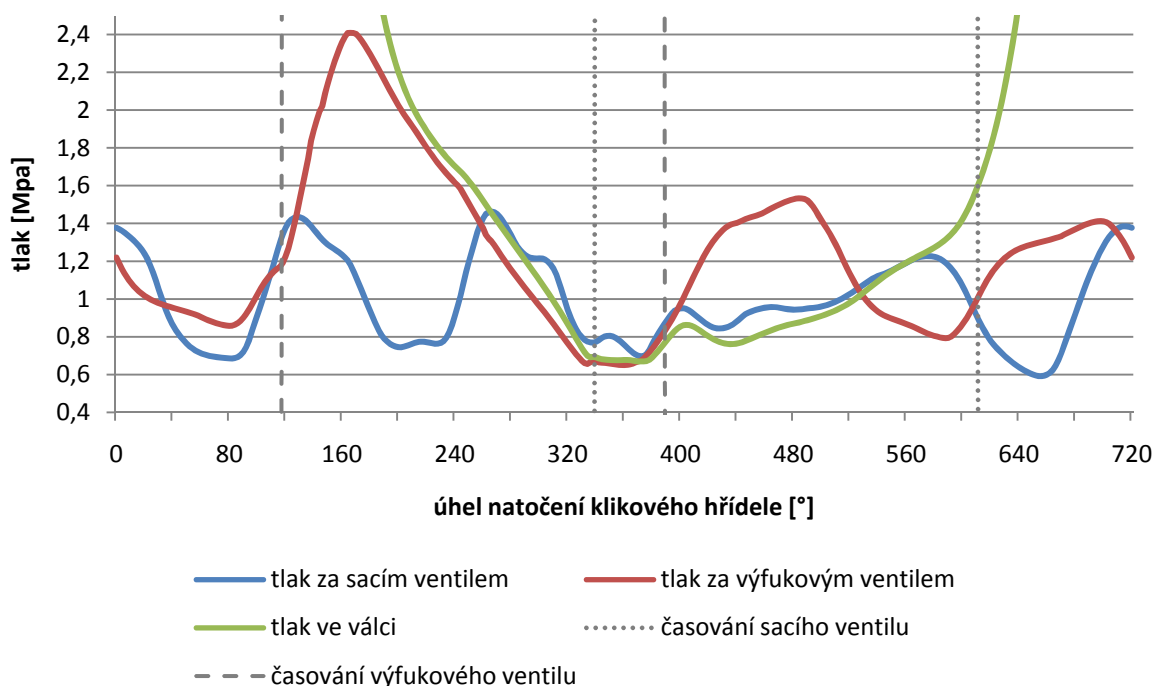
Z grafu je patrné, že v oblasti  $6000 \text{ min}^{-1}$  je změna točivého momentu velmi malá, to je zřejmě dáno výše uvedenými poměry v sacím traktu. Ve střední oblasti otáček, tedy 4000 až 6000 vykazuje nejlepší výsledky nejdelší varianta, tedy 990mm. Mírné zvýšení momentu ve středních otáčkách je však vykoupeno neadekvátním poklesem v otáčkách vysokých. Jako vhodnější cesta se jeví jedna z kratších variant, konkrétně 780mm, která poskytuje nejlepší výsledky v rozsahu 6000 až 9000 otáček. Proto se na tuto délku dále zaměřím při jemnějším porovnání délek.



Obr. 29 Porovnání změn točivého momentu při změnách délek výfukového potrubí



I při bližším pohledu se délka 780 mm stále jeví jako nejvhodnější varianta.



Obr. 30 Průběh tlaků v hlavě motoru pro délku potrubí 780 mm ( $6000 \text{ min}^{-1}$ )

Jak je vidět na průběhu tlaků v hlavě motoru, při délce potrubí 780 mm přichází podtlaková vlna dříve před uzavřením výfukového ventilu a je tedy lépe využita.

### 8.3 VÝFUKOVÉ POTRUBÍ S EXPANZNÍ KOMOROU

Další uvažovanou variantou je doplnit výfukové potrubí o expanzní komoru typu helmholtzova rezonátoru. Tento rezonátor má za účel svou vlastní rezonancí podpořit rezonanci samotného potrubí a zvýšit tak jeho účinek.

Pro výpočet parametrů rezonátoru použijeme rovnici (1). V této rovnici však figuruje velké množství proměnných. Proto na levou stranu rovnice vyjádříme délku hrdla rezonátoru  $h$ ,

$$h = \frac{\left(\frac{c}{f_0 \cdot 2\pi}\right)^2}{S_1 \cdot l} \cdot S_0 - \frac{\pi}{2} \cdot r_0 \text{ [m]} \quad (22)$$



ostatní parametry rezonátoru zvolíme. Poměr průřezu  $S_1$  a délky  $l$  rezonátoru pro nás v tuto chvíli není důležitý, a proto pro další výpočet nahradím tyto dva parametry objemem rezonátoru, protože

$$S_1 \cdot l = V \quad (23)$$

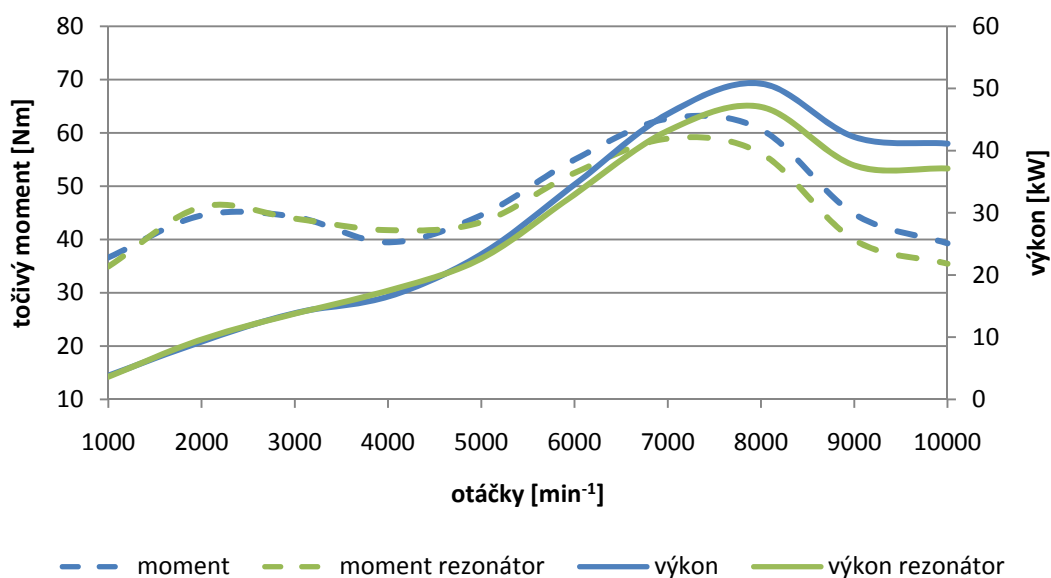
Kde  $V$  je objem rezonátoru [ $\text{m}^3$ ].

Výsledný tvar je tedy

$$h = \frac{\left(\frac{c}{f_0 \cdot 2\pi}\right)^2}{V} \cdot S_0 - \frac{\pi}{2} \cdot r_0 [\text{m}] \quad (24)$$

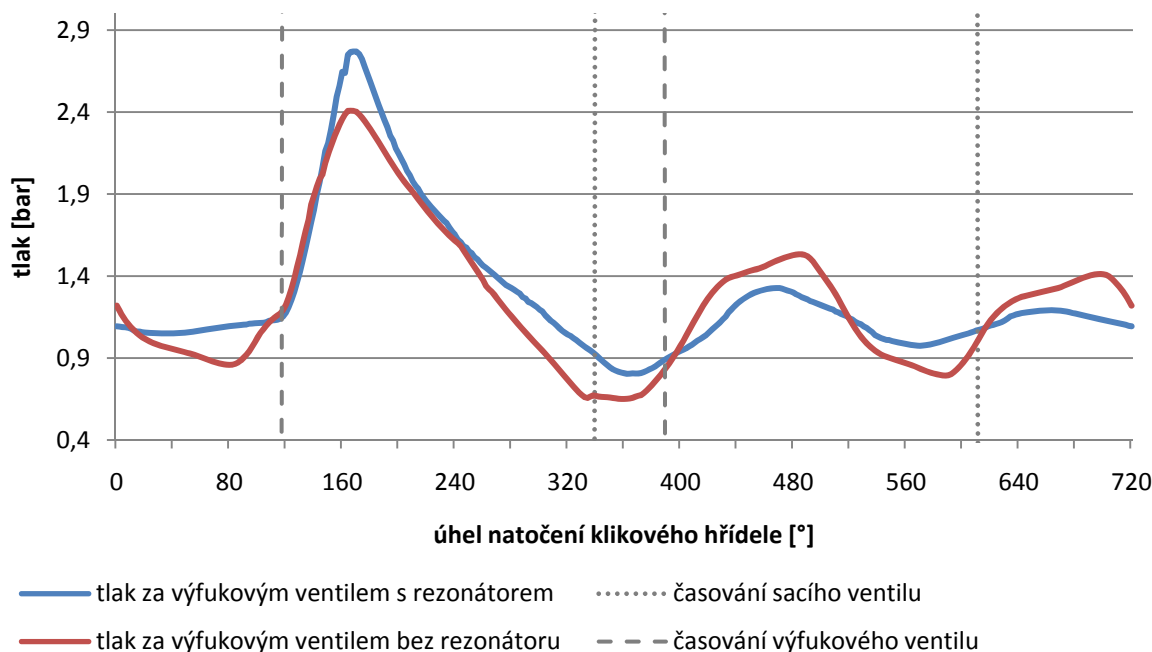
Rychlost zvuku ve výfukových plynech použiji stejnou jako v kapitole 8.2, tedy  $c = 571 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Frekvenci rezonátoru zvolím tak, aby odpovídala frekvenci vačkového hřídele při  $6000 \text{ min}^{-1}$ , tedy  $f_0 = 50 \text{ Hz}$ . Rozměrové parametry rezonátoru volím tak, aby byly prostorově přijatelné pro zástavbu ve voze. Tedy poloměr hrdla  $r_0 = 5 \text{ mm}$ , z toho vyplývá i obsah hrdla  $S_0 = 78,5 \text{ mm}^2$ , objem rezonátoru je pak  $V = 4 \text{ dm}^3$ .

$$h = \frac{\left(\frac{571}{50 \cdot 2\pi}\right)^2}{4 \cdot 10^{-3}} \cdot 78,5 \cdot 10^{-6} - \frac{\pi}{2} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 0,0570 \text{ m} = \underline{57 \text{ mm}}$$



Obr. 31 Porovnání vnější otáčkové charakteristiky pro potrubí s a bez rezonátoru

Jak je vidět z (Obr. 31) použití rezonátoru nepřineslo očekávané zlepšení. Lze sice pozorovat mírný nárůst v nízkých otáčkách, avšak výrazné zhoršení ve středních a vysokých otáčkách. Byla sice posílena primární přetlaková vlna viz (Obr. 32), z čehož lze usuzovat, že rezonátor skutečně rezonuje na frekvenci otáček, další pulzy jsou však rezonátorem utlumeny.



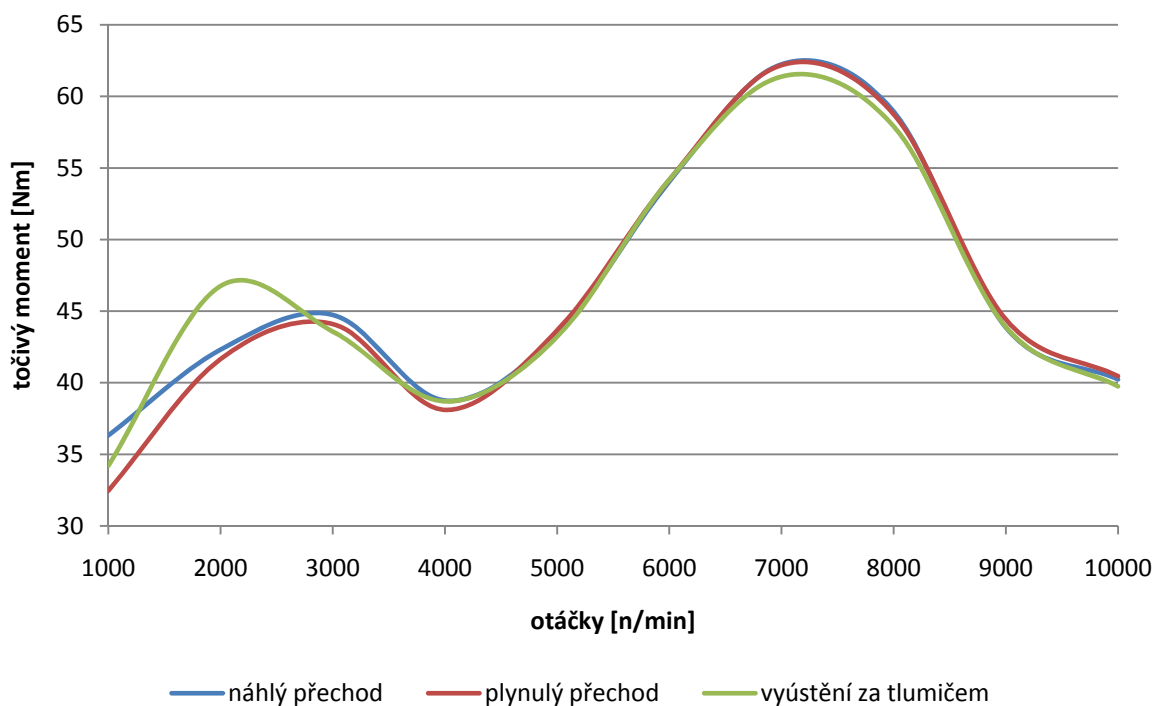
Obr. 32 Průběh tlaku za výfukovým ventilem s a bez rezonátoru ( $6000 \text{ min}^{-1}$ )

## 8.4 ZAKONČENÍ VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

V předchozích kapitolách bylo uvažováno zjednodušené potrubí, kde jako rozhraní pro odraz tlakové vlny sloužil volný konec potrubí. U reálného potrubí je však třeba připevnit tlumič výfuku, což odraz tlakové vlny komplikuje. Je tedy třeba připevnit tlumič takovým způsobem, aby vzniklo rozšiřující se rozhraní způsobující odraz tlakové vlny.

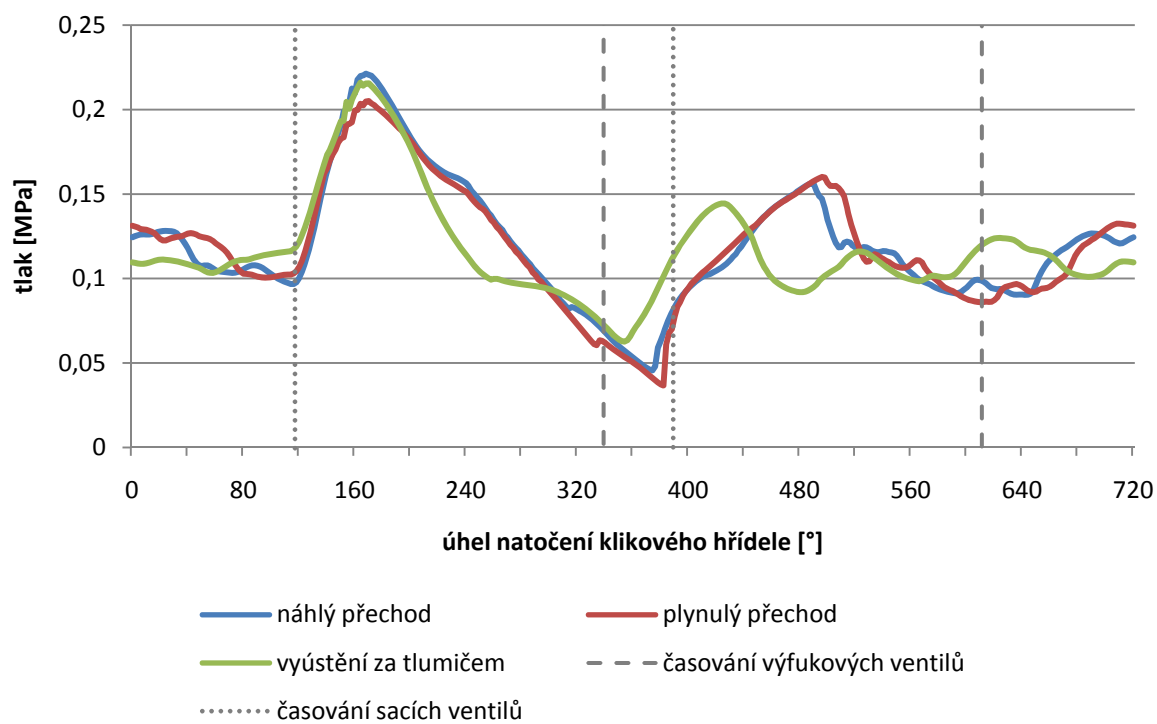
Toto rozhraní může vzniknout buď za tlumičem výfuku, nebo před ním. V případě rozhraní za tlumičem je sice odrazena silnější tlaková vlna, protože volný konec tlumiče poskytuje ideální podmínky pro její odraz, vlna však musí dvakrát projít tlumičem, čímž je její energie utlumena. Tato varianta také umožňuje poměrně bezproblémové uchycení tlumoče výfuku.

Další možností je vytvořit rozhraní pomocí prudké změny průřezu v místě připevnění tlumiče. To umožňuje odraz vlny bez tlumení, velikost odražené vlny však závisí na velikosti rozšíření. Toto náhlé rozšíření však může být výrobně poměrně náročné, proto bude třetí variantou, kterou se budu zabývat plynulé rozšíření průměru potrubí ve vypočtené vzdálenosti.



Obr. 33 Průběh točivého momentu pro různé typy rozhraní

Rozdíly v průběhu točivého momentu pro tyto tři varianty spojení tlumiče výfuku s potrubím ukazuje (Obr. 33), rozdíly točivého momentu jsou však malé a nejsou z grafu příliš patrné. Lepší přehled dává průběh tlaků za výfukovým ventilem (Obr. 34) na kterém lze porovnat sílu odražených tlakových vln. Simulace potvrdila, že varianta s plynulým napojením tlumiče způsobuje útlum tlakové vlny a není proto příliš vhodný. Z variant s přechodem před tlumičem se jeví jako vhodnější plynulý přechod. Toto řešení je navíc snadnější na výrobu.



Obr. 34 Průběh tlaku za výfukovým ventilem pro různé typy přechodu ( $6000 \text{ min}^{-1}$ )

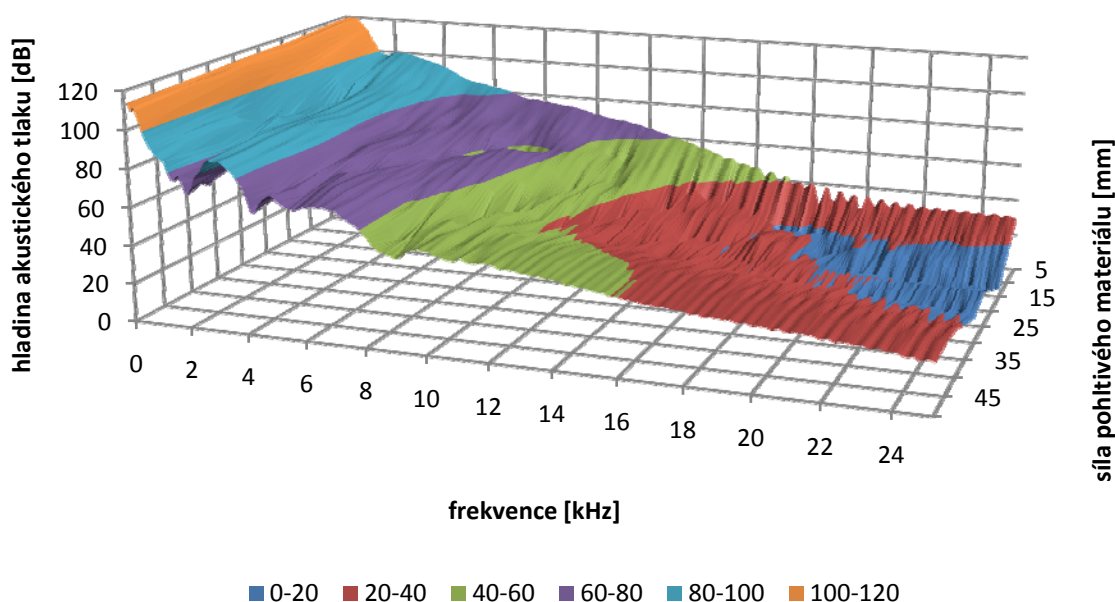


## 9 NÁVRH TLUMIČE VÝFUKU

Pro snížení hluku motoru na požadovanou mez viz kapitola 2.2 bude na voze Dragon II použit absorpční tlumič hluku.

Aby bylo možné zvolit vhodný tlumič hluku, byly provedeny série simulací s cílem zjistit vliv jednotlivých parametrů tlumiče na výsledný hluk výfukové soustavy. Všechny simulace byly provedeny pro otáčky motoru  $6500 \text{ min}^{-1}$ , což jsou maximální otáčky při kterých je prováděna hluková zkouška viz kapitola 2.2.

### 9.1 SÍLA OBLOŽENÍ POHLTIVÝM MATERIÁLEM



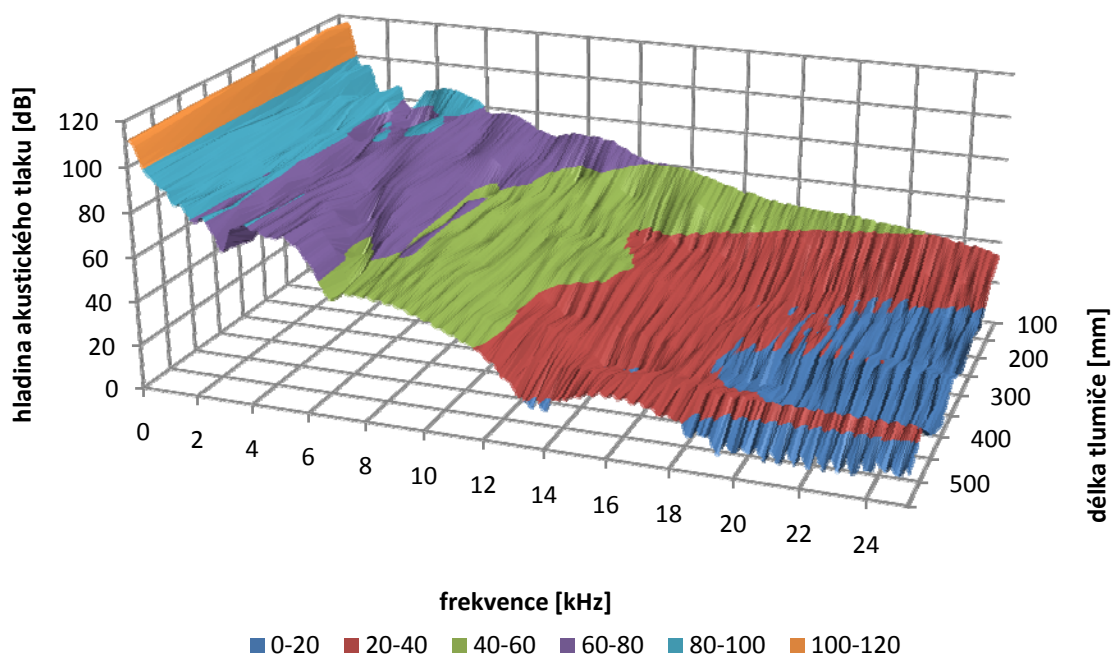
Obr. 35 Spektra hluku absorpčního tlumiče při rozdílné síle pohltivého materiálu ( $6500 \text{ min}^{-1}$ )

Útlum hluku v absorpčním tlumiči probíhá pomocí disipace akustické energie v pohltivém materiálu. Je tedy zřejmé, že síla pohltivého materiálu bude mít výrazný vliv na funkci tlumiče. Otázkou však je, do jaké míry je zvyšování síly obložení účelné. Kromě tlumení se totiž množství pohltivého materiálu také výrazně projeví na hmotnosti tlumiče. Například při objemové hmotnosti skleněného rouna  $81,9 \text{ Kg}\cdot\text{m}^{-3}$  [11] je hmotnost pohltivého materiálu při síle 5 mm 70 gramů na metr délky tlumiče a při síle 50 mm  $1258 \text{ g}\cdot\text{m}^{-1}$ .

Spektra hluku tlumiče při rozdílné síle pohltivého materiálu jsou znázorněna na (Obr. 35). Zde lze sledovat, že při zvyšující se síle obložení se posouvá útlum do oblasti nižších frekvencí. Dále je zde patrný prudký nárůst útlumu do tloušťky 25 mm, další zvyšování síly obložení již však nemá výrazný efekt. Proto jsem zvolil sílu stěny pohltivého materiálu 25 mm.



## 9.2 DÉLKA TLUMIČE

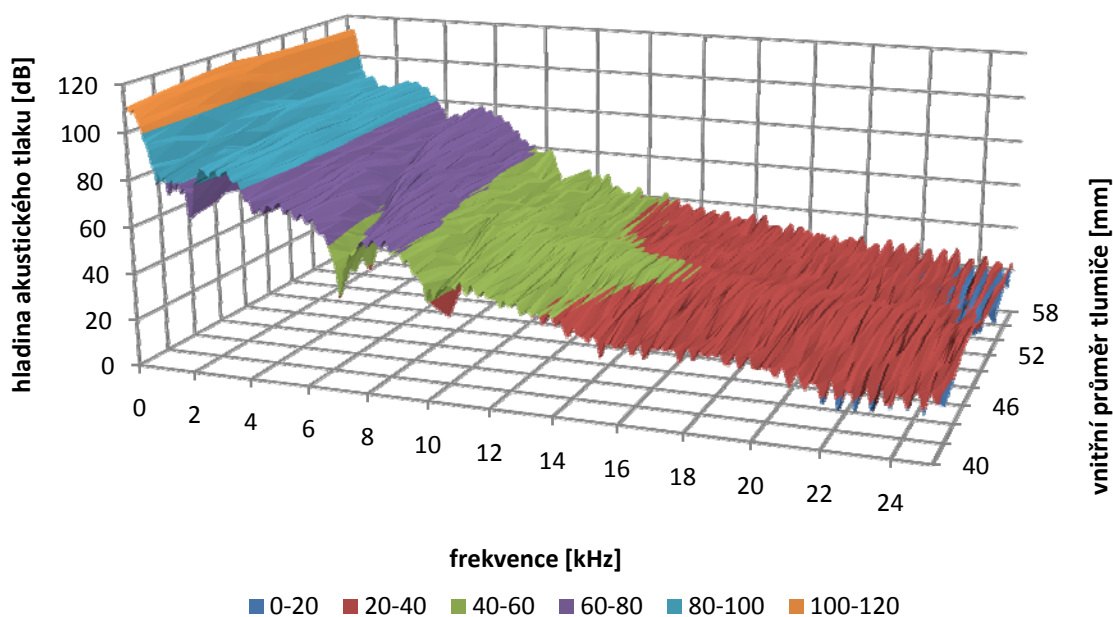


Obr. 36 Spektra hluku absorpčního tlumiče při rozdílné délce tlumiče ( $6500 \text{ min}^{-1}$ )

Jeden z nejvýraznějších faktorů ovlivňujících útlum tlumiče je jeho délka. Ta má však zároveň také největší vliv na hmotnost tlumiče. Volba délky tlumiče je proto vždy otázkou kompromisu mezi útlumem na jedné straně a rozměry a hmotností na straně druhé. Útlum tlumiče by měl s rostoucí délkou plynule stoupat, tento trend lze také pozorovat na (Obr. 36).



### 9.3 VNITŘNÍ PRŮMĚR TLUMIČE

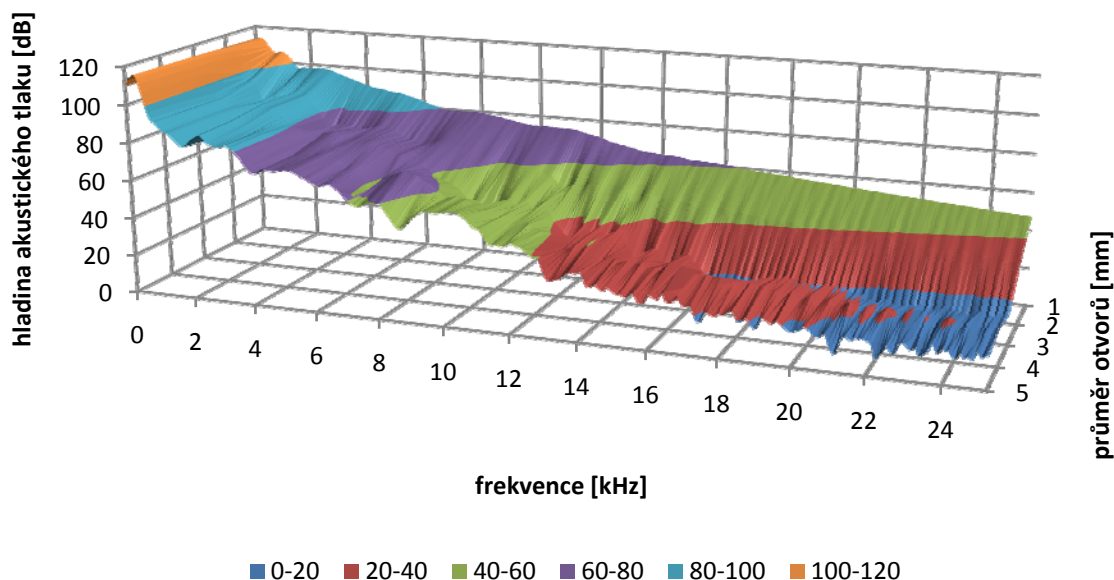


Obr. 37 Spektra hluku absorpčního tlumiče pro různé vnitřní průměry tlumiče ( $6500 \text{ min}^{-1}$ )

Vnitřní průměr tlumiče ovlivňuje jeho útlum tím, že s rostoucím průměrem roste i vnitřní plocha tlumiče. Z (Obr. 37) však není patrný zásadnější vliv vnitřního průměru na útlumu tlumiče. Daleko větší vliv má však na hmotnost tlumiče (při stejné síle obložení) a v případě odrazu tlakové vlny na rozhraní před tlumičem i na sílu odražené tlakové vlny. Pro vnitřní průměr tlumiče jsem proto zvolil jako kompromis mezi vhodnými podmínkami pro odraz tlakové vlny a hmotností tlumiče hodnotu 50 mm.



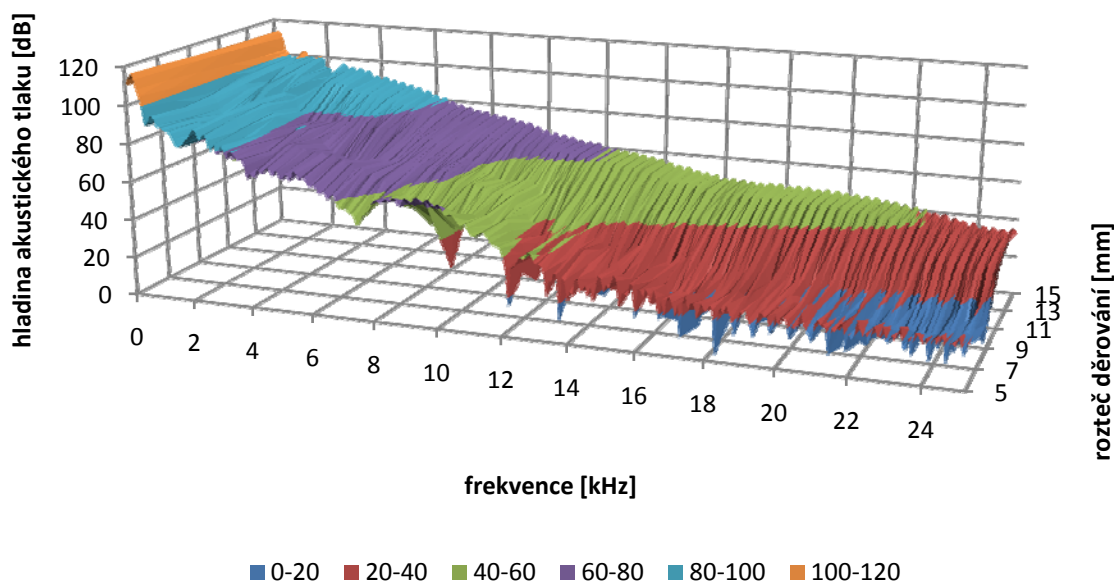
## 9.4 PRŮMĚR OTVORŮ KRYCÍHO PLECHU



Obr. 38 Spektra hluku absorpčního tlumiče pro různý průměr otvorů krycího plechu ( $6500 \text{ min}^{-1}$ )

Průměr otvorů krycího plechu určuje především velikost styčné plochy pohltivého materiálu. Větší styčná plocha umožňuje lepší útlum tlumiče, příliš velký průměr otvorů však může způsobovat vypalování nebo vymílání pohltivého materiálu. Pro zachování vlastností pohltivého materiálu se doporučuje procento děrované plochy alespoň 25% [11]. Této hranici se v našem případě nejvíce blíží průměr vrtání 3mm, který má podíl děrované plochy 28%. Toto dokládá i (Obr. 38) kde je patrný nárůst útlumu právě do průměru vrtání 3mm. Další zvyšování průměru již nemá větší vliv na útlum tlumiče, navíc sebou nese snížení životnosti pohltivého materiálu. Proto použijí průměr děrování 3 mm.

## 9.5 ROZTEČ DĚROVÁNÍ KRYCÍHO PLECHU



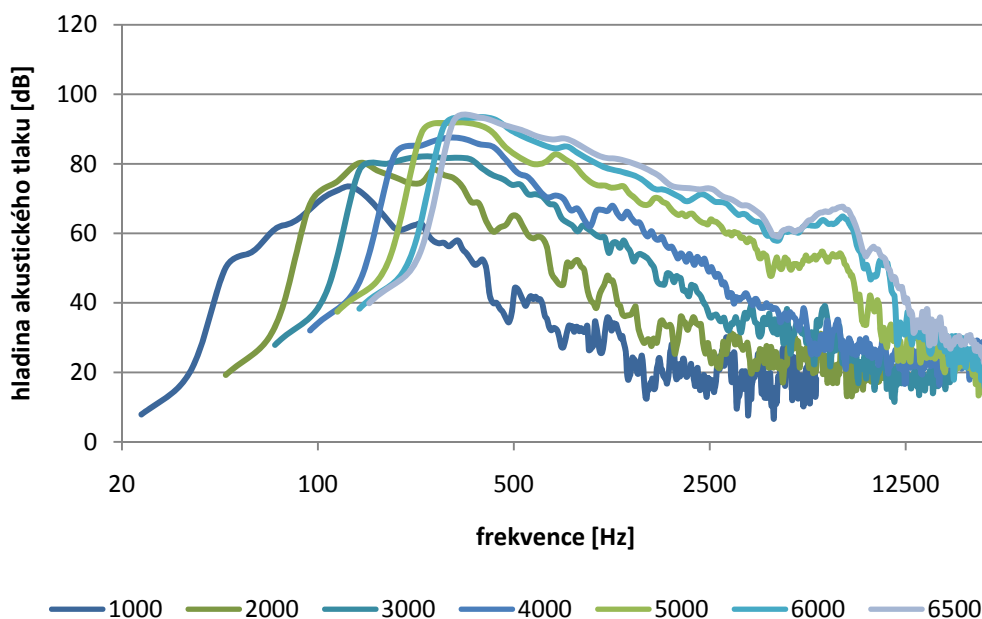
Obr. 39 Spektra hluku absorpčního tlumiče pro různou rozteč děrování krycího plechu ( $6500 \text{ min}^{-1}$ )

Rozteč děrování krycího plechu ovlivňuje stejně jako průměr děrování styčnou plochu pohltivého materiálu. Zde se hranici 25% styčné plochy blíží rozteč 5 mm s hodnotou 28%. Zde je však tato hodnota limitní z hlediska konstrukce protože menší rozteč by již příliš zeslabila materiál krycího plechu. Z (Obr. 39) je patrný vzrůstající útlum tlumiče až do krajní hodnoty rozteče. Protože však další zmenšení rozteče není možné, použijí rozteč 5 mm.

## 9.6 HLUK VÝSLEDNÉ VÝFUKOVÉ SOUSTAVY

Aby bylo možné zhodnotit efekt navrženého tlumiče a zároveň zajistit shodu s pravidly Formula Student, je třeba znát výsledný hluk výfukové soustavy. Na (Obr. 40) jsou znázorněny spektra hluku výsledného tlumiče pro zvyšující se otáčky až do  $6500 \text{ min}^{-1}$ . Pro získání hodnot srovnatelných s hlukovým testem je třeba brát v úvahu podmínky při kterých je měření prováděno.

Na rozdíl od dosud simulovaných hodnot se hlukový test provádí bez zatížení motoru. Z toho důvodu bylo třeba doplnit model o škrtecí klapku a nalézt optimální hodnotu natočení škrtecí klapky tak aby motor pracoval bez zátěže. Toho bylo dosaženo pomocí nástroje Parametric / Optimizer Tool nastaveného tak, aby našel optimální hodnotu otevření škrtecí klapky pro dosažení nulového výkonu motoru. Tato hodnota byla poté použita pro další simulace. Výsledné spektrum hluku pro nezatížený motor je vidět na (Obr. 41).



Obr. 40 Spektra hluku výsledného absorpčního tlumiče pro různé otáčky motoru

Výsledkem simulace je frekvenční spektrum hladiny akustického tlaku, pro porovnání s hlukovým testem je však třeba získat hodnotu hladiny akustického tlaku frekvenčně váženou filtrem A. Tuto hodnotu získáme z následujícího vzorce [1]:

$$L_{pA} = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{pi} + K_{Ai}}{10}} \quad (25)$$

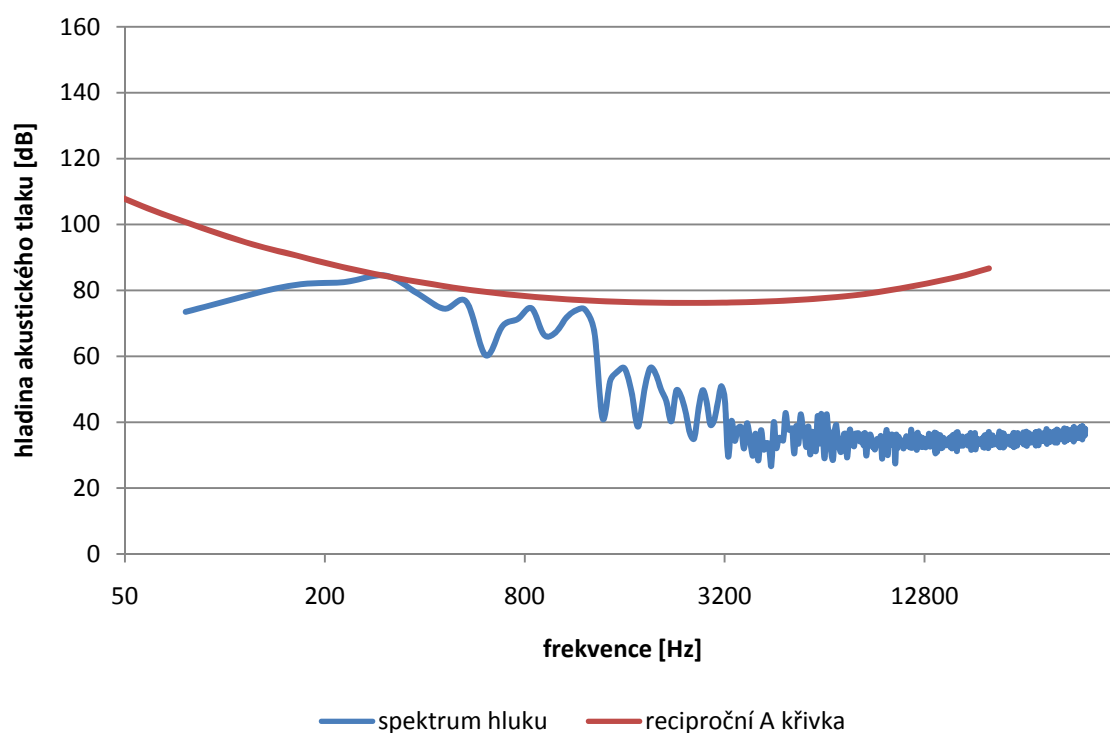
kde  $L_{pi}$  [dB] je hladina akustického tlaku v příslušném kmitočtovém pásmu a

$K_{Ai}$  [dB] je korekce závislá na středním kmitočtu v oktávovém (1/3 oktávovém) pásmu.

Po dosazení do tohoto vzorce získáme hodnotu akustického tlaku A  $L_{pA} = 84,4$  dB(A). Grafické vyjádření výpočtu hladiny akustického tlaku A je znázorněno na (Obr. 41).

Tab. 6 Korekce  $K_{Ai}$  v dB [1]

f [Hz]	filtr A [dB]	f [Hz]	filtr A [dB]	f [Hz]	filtr A [dB]
10	-70,5	160	-13,4	2000	1,2
12,5	-63,4	200	-10,9	2500	1,3
16	-56,7	250	-8,6	3150	1,2
20	-50,4	315	-6,6	4000	1
25	-44,7	400	-4,8	5000	0,5
31,5	-39,4	500	-3,2	6300	-0,1
40	-34,6	630	-1,9	8000	-1,1
50	-30,2	800	-0,8	10000	-2,5
63	-26,2	1000	0	12500	-4,3
80	-22,5	1250	0,6	16000	-6,5
100	-19,1	1600	1	20000	-9,2
125	-16,1				

Obr. 41 Grafické vyjádření výpočtu hladiny akustického tlaku  $A$  výsledného tlumiče ( $6500 \text{ min}^{-1}$ )



Posledním rozdílem mezi vypočtenou hodnotou a hodnotou měřenou při hlukovém testu je vzdálenost měřicího zařízení od zdroje hluku. Dle pravidel Formula Student probíhá měření ve vzdálenosti 0,5 m od ústí výfuku. Závislost mezi hladinami akustického tlaku v různých vzdálenostech od zdroje definuje vztah [1]:

$$L_{p2} = L_{p1} + 20 \log \frac{r_1}{r_2} \quad (26)$$

kde  $L_{p1}$  [dB] je hladina akustického tlaku ve vzdálenosti  $r_1$  a

$L_{p2}$  [dB] je hladina akustického tlaku ve vzdálenosti  $r_2$ .

Po dosazení tedy získáme

$$L_{p2} = 84,4 + 20 \log \frac{780}{780 + 500} = \underline{80,1dB}$$

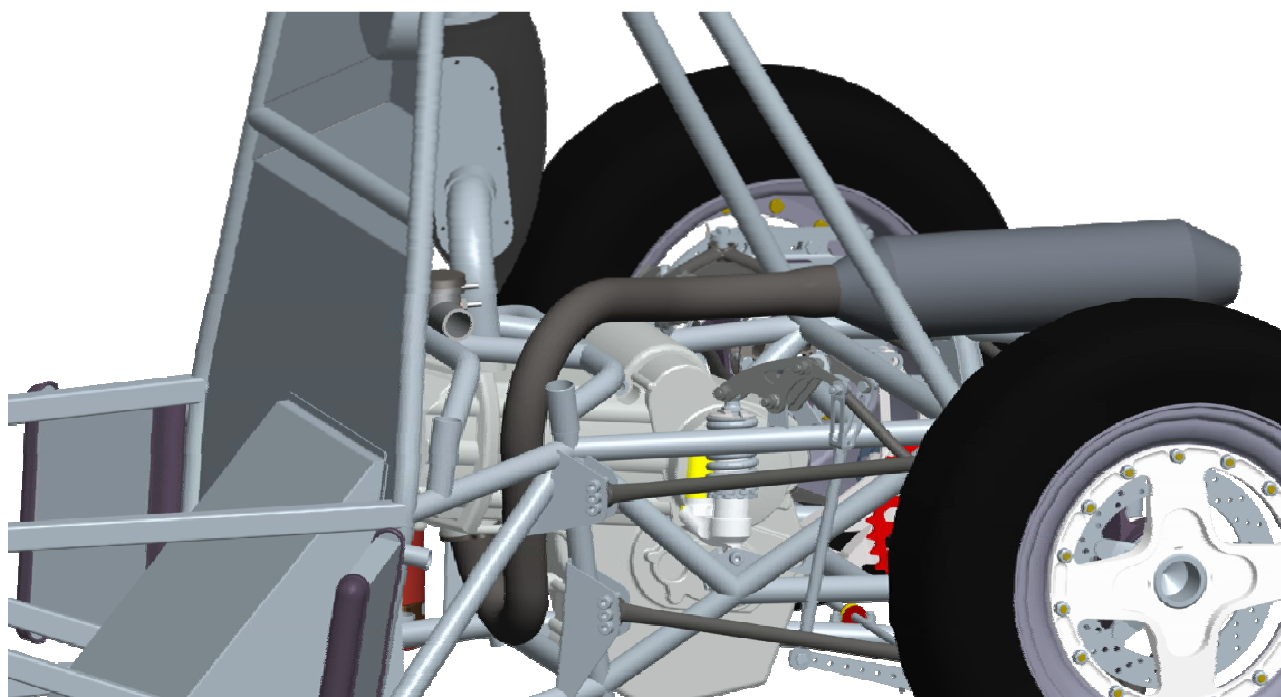
Při hlukové zkoušce viz kapitola 2.2 lze tedy očekávat výsledek blízký hodnotě 80,1 dB(A), tedy hluboko pod předepsaným limitem.



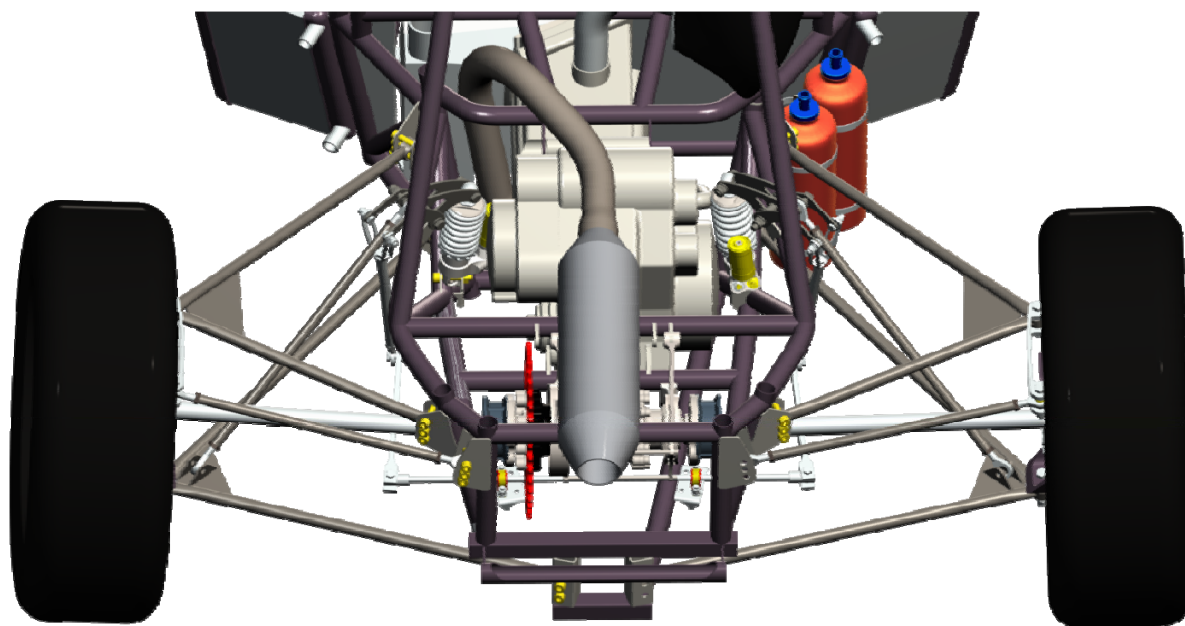
## 10 NÁVRH ZÁSTAVBY VÝFUKOVÉ SOUSTAVY

Pro vytvoření výrobní dokumentace výfukové soustavy bylo nejprve třeba navrhnout její umístění tak, aby respektovala prostorová omezení rámu a umístění všech komponent na voze. Zároveň však bylo nutné dodržet všechny navržené parametry.

Při návrhu umístění jsem využil možností 3D modelování v programu ProEngineer. Model výfukového potrubí byl vytvořen pomocí tažení po křivce tak, aby jeho geometrie byla snadno měnitelná. Následně byl model zasazen do celkové sestavy vozu Dragon II. To umožnilo snazší návrh umístění výfukového potrubí a kontrolu kolizí s ostatními částmi vozu. Na (Obr. 42) je vidět konečný návrh zástavby výfukového systému.



*Obr. 42 návrh zástavby výfukového systému*



*Obr. 43 Návrh zástavby výfukového systému*

3D modely všech částí výfukového systému pak také usnadnili tvorbu výrobní dokumentace. O výrobu celého výfukového systému se postarala firma Creptus.

V době psaní této práce ještě nebyl vůz Dragon II hotov, na (Obr. 44) však můžeme vidět hotovou výfukovou soustavu umístěnou na voze Dragon I, který má téměř totožné zástavbové rozměry.



*Obr. 44 Hotový výfuk na voze dragon I*



## 11 MĚŘENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT NA AERODYNAMICKÉ TRATI

Na funkci výfukového potrubí a dynamické děje, které v něm probíhají má vliv velikost tlakových ztrát v potrubí. Tyto ztráty jsou způsobeny třením plynu o stěny potrubí a také místními vlivy jako jsou změny směru nebo průměrů potrubí, nekvalitní spoje nebo umístění senzorů. Cílem tohoto měření bylo zjistit skutečnou hodnotu tlakových ztrát a pokusit se zjistit jejich vliv na výkon motoru.

Měření probíhalo na aerodynamické trati Super Flow SF-260 viz (Obr. 45)



Obr. 45 Super Flow SF-260

Principem měření je udržování konstantního tlakového spádu, přičemž měřen je objemový průtok potrubím. Pro každý tlakový spád byly provedeny 3 měření, výsledkem je pak průměrná hodnota těchto měření. Pro každý výsledek je také stanovena standardní nejistota měření.



Nejistota měření charakterizuje rozsah naměřených hodnot kolem výsledku měření, který je možné racionálně přiřadit k měřené veličině. Standardní nejistota typu A -  $u_A$  je způsobována všeobecně neznámými statistickými chybami. Stanovuje se opakovaným měřením stejné veličiny za stejných podmínek podle vztahu

$$u_A = S(\bar{y}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (27)$$

kde je  $S(\bar{y})$  směrodatná odchylka výběrových průměrů,

$y_i$  naměřená hodnota a

$n$  počet měření.

Tato nejistota se stoupajícím počtem měření zmenšuje, pro počet měření menší než 10 se hodnota nejistoty koriguje koeficientem  $k$  viz (Tab. 7).

Tab. 7 Hodnoty korekčních koeficientů pro různé počty opakovaných měření

n	9	8	7	6	5	4	3	2
k	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	1,7	2,3	7

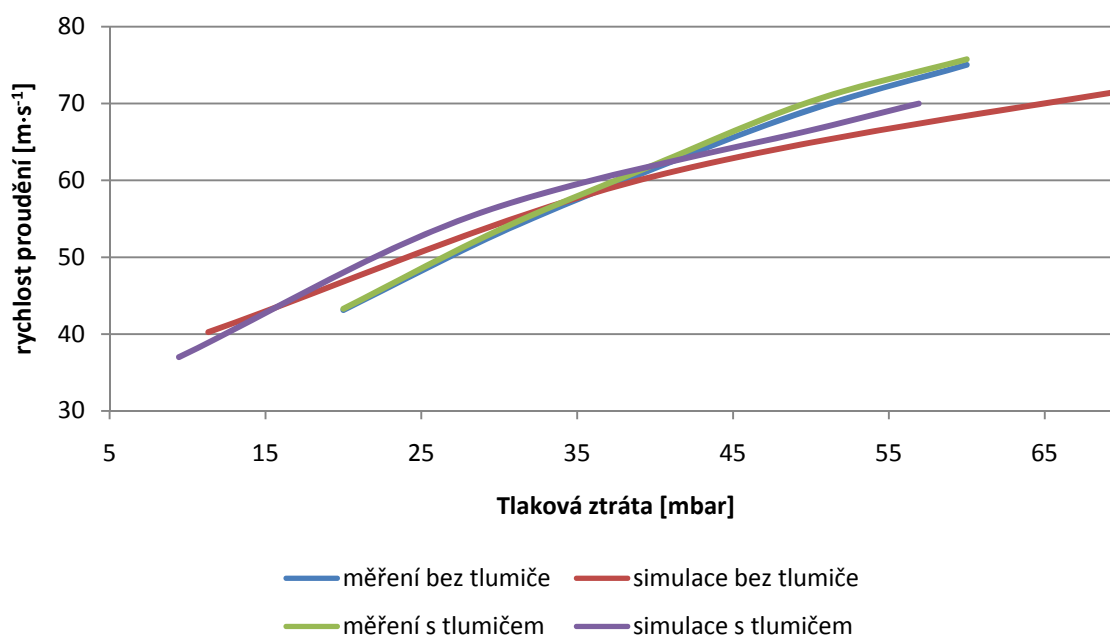
Výsledky měření jsou zaneseny v (Tab. 8)

Tab. 8 Naměřené hodnoty objemového toku a vypočtené rychlosti proudění

samotné potrubí						
Tlakový spád [kPa]	Objemový tok [l·s <sup>-1</sup> ]				Nejistota měření $u_A$ [l·s <sup>-1</sup> ]	Vypočtená rychlost proudění [m·s <sup>-1</sup> ]
	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměrný		
2	54,1	54,4	54,1	54,20	0,23	43,13
3	66,8	66,9	66,6	66,77	0,20	53,16
4	77,4	77,4	77,5	77,43	0,08	61,59
5	87,3	86,9	87,1	87,10	0,27	69,23
6	94,1	94,4	94,3	94,27	0,20	75,04
potrubí s tlumičem						
Tlakový spád [kPa]	Objemový tok [l·s <sup>-1</sup> ]				Nejistota měření $u_A$ [l·s <sup>-1</sup> ]	Vypočtená rychlost proudění [m·s <sup>-1</sup> ]
	Měření 1	Měření 2	Měření 3	Průměrný		
2	54,5	54,2	54,4	54,37	0,20	43,29
3	67,3	67,2	67,2	67,23	0,08	53,56
4	77,9	77,9	78,2	78,00	0,23	62,07
5	88,2	88,3	88,2	88,23	0,08	70,27
6	95,2	95,2	95,1	95,17	0,08	75,76



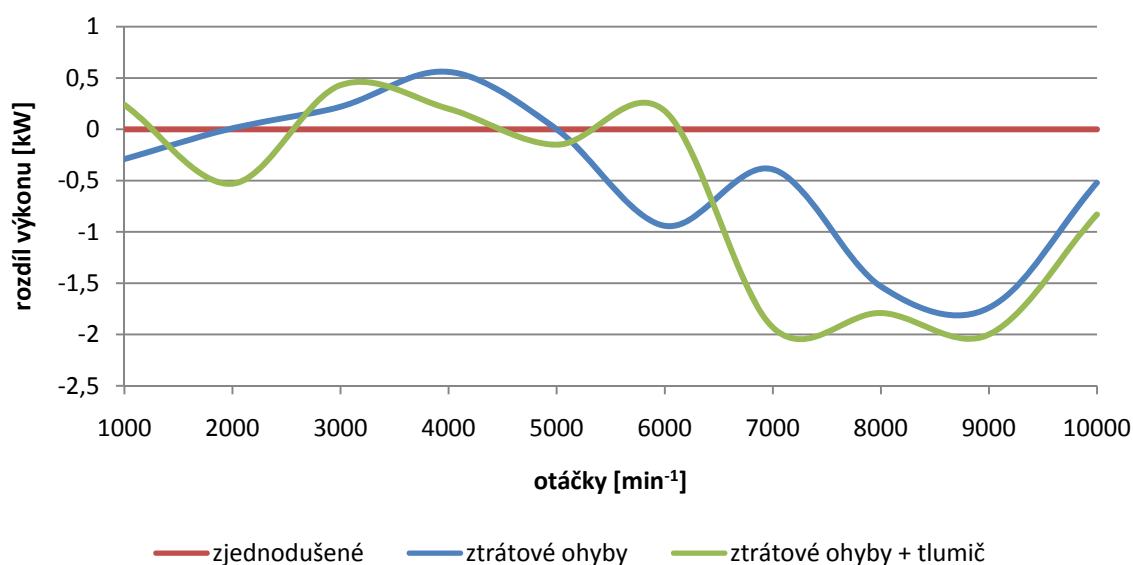
Pro porovnání s naměřenými hodnotami byl model motoru doplněn o prvky ztrátových ohybů odpovídající skutečnému tvaru potrubí. Porovnání naměřených tlakových ztrát se simulovanými hodnotami je znázorněno na (Obr. 46). Přesto že simulace počítá s dynamickými ději v potrubí, zatímco měření probíhalo za konstantních podmínek, z porovnání lze usoudit, že předpokládaná tlaková ztráta se dostatečně přesně shoduje s realitou.



Obr. 46 Porovnání změřených a vypočtených tlakových ztrát



Vliv této tlakové ztráty na výkon motoru je vidět na (Obr. 47), kde je za referenční hodnotu považován vypočtený výkon motoru při zjednodušeném přímém výfukovém potrubí. Zbylé křivky znázorňují rozdíl výkonu od referenční hodnoty pro potrubí doplněné o ztrátové ohyby avšak bez tlumiče výfuku a pro potrubí se ztrátovými ohyby a tlumičem výfuku. Z grafu je patrný dopad třecích ztrát na výkon motoru a to především při vyšších otáčkách kde vlivem vyššího průtoku spalín roste také tlaková ztráta.



Obr. 47 Porovnání výkonu při různém stupni zjednodušení výfukového systému



## 12 KONTROLNÍ MĚŘENÍ HLUKU

Aby bylo možné posoudit správnost výsledků simulací, bylo nutné získat reálné hodnoty akustického projevu výsledné výfukové soustavy. Z toho důvodu byly provedeny měření akustického tlaku výsledné výfukové soustavy.

### 12.1 MĚŘENÍ SPEKTRA HLUKU

Pro porovnání výsledku simulace bylo provedeno měření spektra hluku. Měření bylo prováděno pomocí hlukoměru umístěného za vozidlem v ose výfuku při konstantních otáčkách  $6500 \text{ min}^{-1}$ , tedy při stejných otáčkách pro jaké byly porovnávány simulace spekter hluku. Výsledkem měření je záznam akustického tlaku ve frekvenčním spektru s šířkou pásma propustnosti 2 Hz, jeho CPB analýza a celková hladina akustického tlaku(A). Pro zpřesnění měření byly výsledky získány průměrováním hodnot z 5 sekundového intervalu.



Obr. 48 průběh měření hluku výfukové soustavy

Aby bylo možné porovnat naměřené hodnoty s vypočtenými, byly nejprve hodnoty akustického tlaku (Pa) převedeny na hladinu akustického tlaku (dB) podle vzorce [1]

$$L_p = \log \frac{p}{p_0} \quad (28)$$

kde  $p$  [Pa] je sledovaný akustický tlak (efektivní hodnota) a

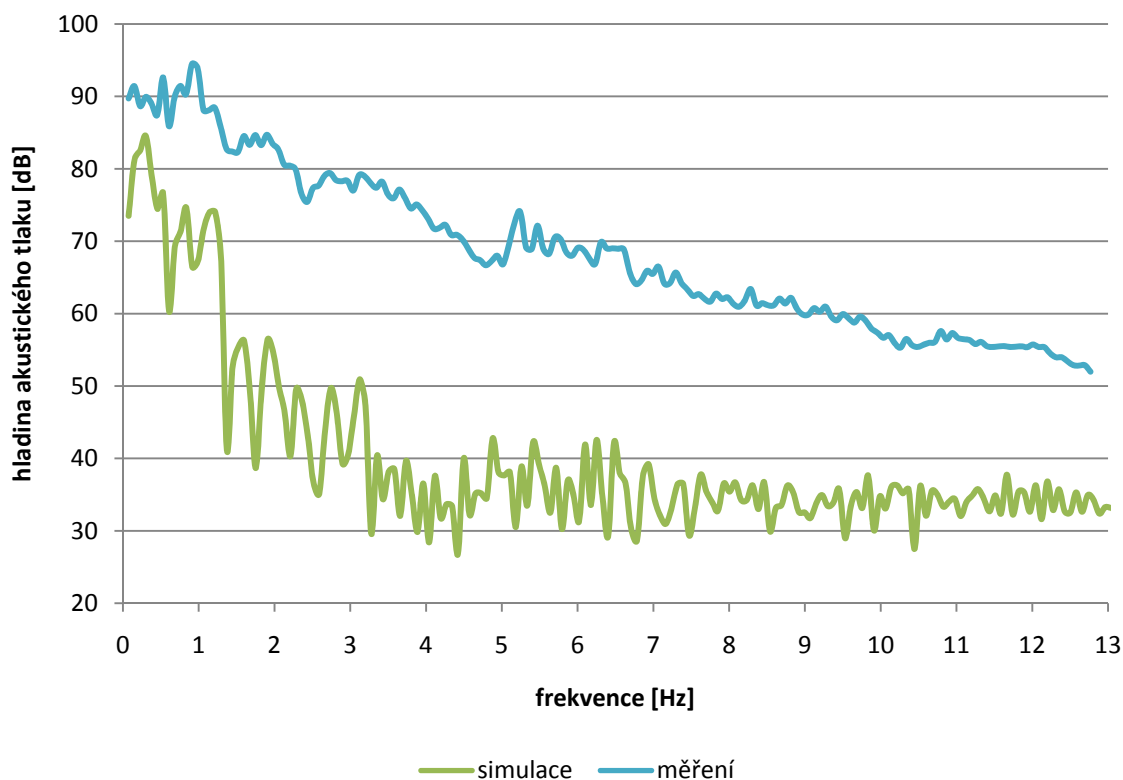
$p_0$  [Pa] je referenční akustický tlak

Při  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ .



Dále bylo třeba sjednotit šířku propustnosti kmitočtového pásma, protože vypočtené spektrum hluku má šířku kmitočtového pásma 76Hz, zatímco naměřené spektrum má šířku pásma 2Hz. Aby je však bylo možné porovnat, je třeba mít všechny hodnoty ve stejném pásmu. Řešením je sečíst naměřené hodnoty do kmitočtových pásem o šířce 76Hz podle vzorce [1]

$$L_p = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{pi}}{10}} \quad (29)$$



Obr. 49 Porovnání vypočteného spektra hluku s měřením

Na (Obr. 49) je znázorněno výsledné spektrum hluku získané simulací v Lotus Engine Simulation v porovnání s naměřenými hodnotami. Z porovnání je patrná poměrně blízká shoda v průběhu hlukového spektra, to je však v případě simulace přibližně o 30 dB níže. To může být způsobeno tím, že při simulaci hluku předpokládáme pouze hluk výfuku, zatímco do celkového naměřeného hluku se odráží i řada dalších zdrojů hluku, jako například hluk sání nebo hluk vyzařovaný z povrchu motoru.

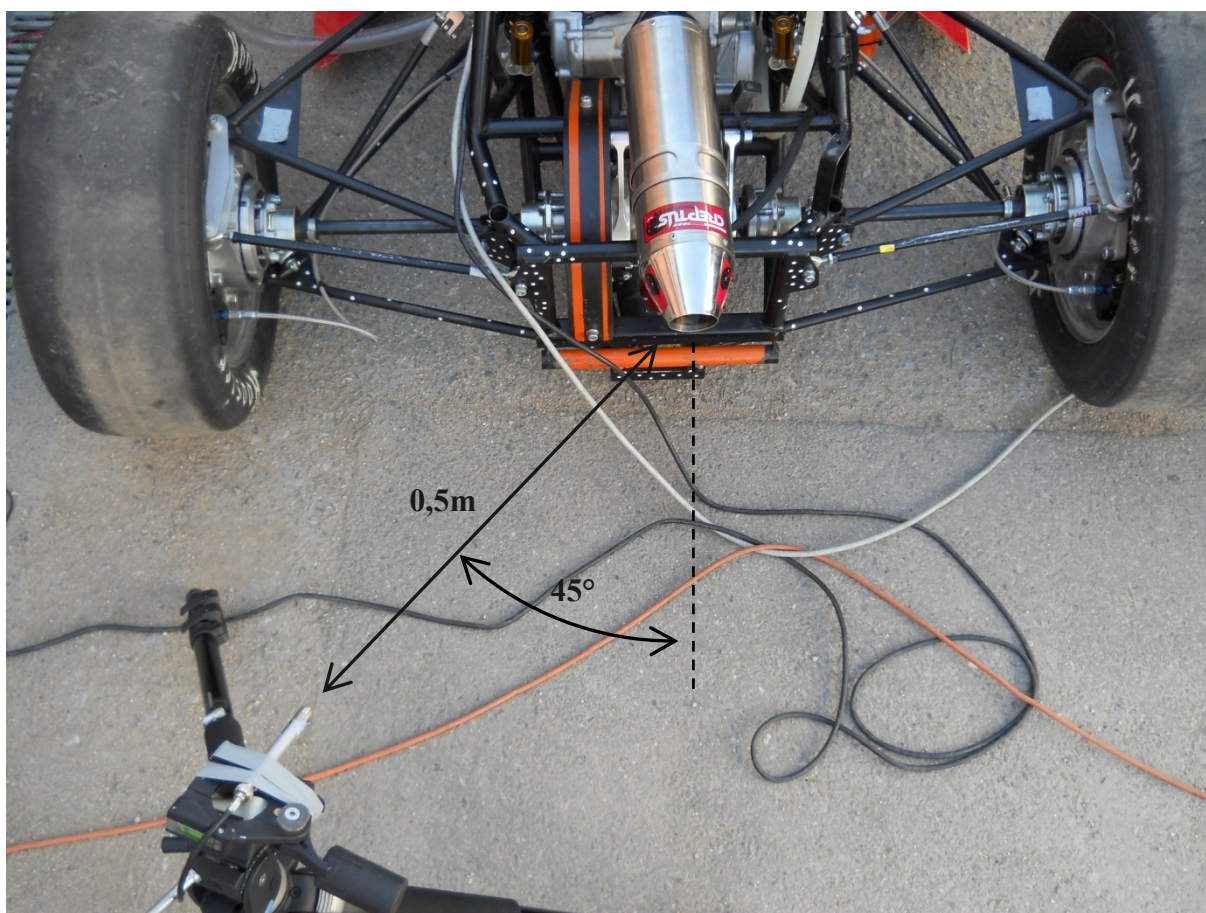


## 12.2 HLUKOVÝ TEST

Druhý test měl za úkol napodobit kontrolní měření hluku při přejímce na soutěžích Formula Student a ověřit tak shodu výfukového systému s pravidly. Měření bylo prováděno v předepsané vzdálenosti 0,5 m od ústí výfuku s odklonem 45° v horizontální rovině výfuku. Umístění měřicího zařízení je vidět na (Obr. 50) a (Obr. 51). Otáčky motoru byly  $6500 \text{ min}^{-1}$ , což nejlépe odpovídá střední pístové rychlosti  $914,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  viz kapitola 2.2. Výsledkem měření je stejně jako v předchozím případě spektrum hluku s konstantním pásmem propustnosti, jeho CPB analýza ve 1/12 oktávovém pásmu a celková hladina akustického tlaku(A).

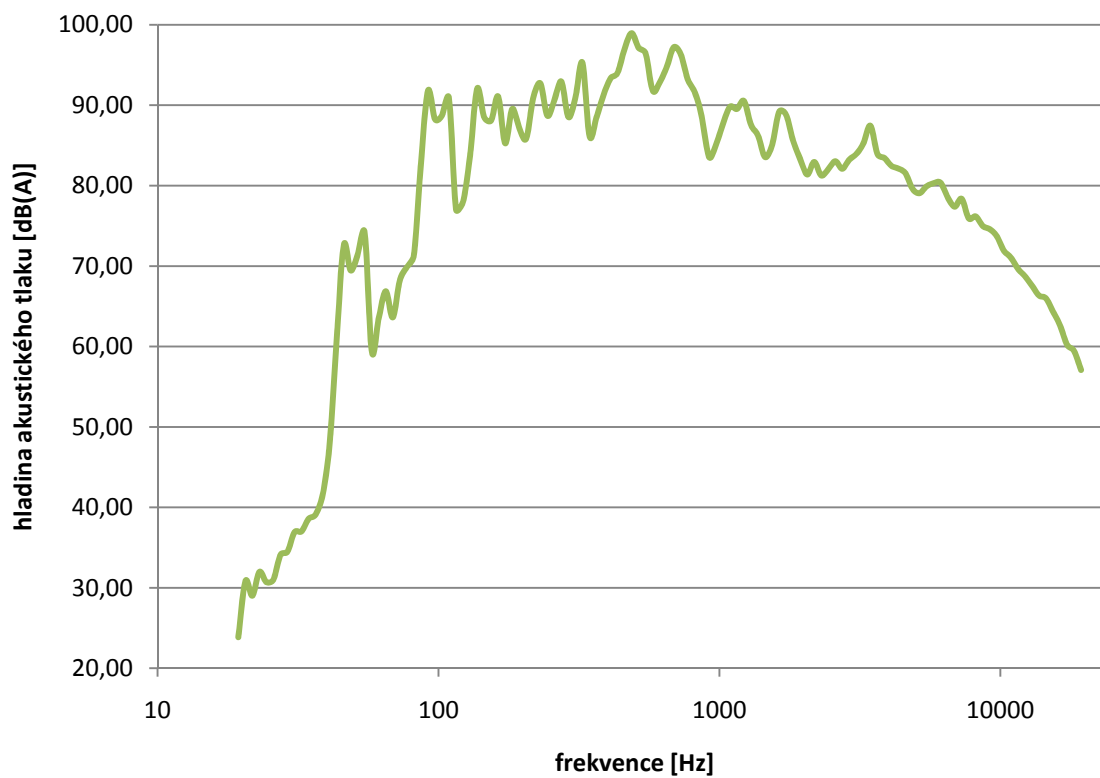


Obr. 50 Průběh měření hluku výfukové soustavy



Obr. 51 umístění mikrofonu

Výsledná CPB analýza hlukového testu, tedy spektrum akustického tlaku A při konstantní procentuální šířce pásma propustnosti je znázorněna na (Obr. 52). Nás však především zajímá celková hladina akustického tlaku A. Tato hodnota nesmí při soutěžním hlukovém testu překročit 110dB. Při našem testu byla celková hladina akustického tlaku **109 dB(A)**. Vůz tedy splňuje hlukový limit, ovšem s rezervou pouze 1 dB. Je tedy třeba počítat i s případem že vůz při soutěžní přejímce neprojde hlukovým testem a připravit dodatečná řešení pro případné snížení hluku. V našem případě je to sada přídatných tlumítek výfuku dodávaná firmou Creptus.



Obr. 52 Spektrum hluku kontrolního hlukového testu (celková hladina akustického tlaku = 109 dB(A))



## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit návrh výfukového systému pro vůz Formula Student vznikajícího na našem ústavu. Tento vůz bude vybaven jednoválcovým motorem Husaberg FE 570

Prvním krokem při vypracování této práce bylo shromáždit informace o možných konstrukčních řešeních. Zde jsem se zaměřil především na řešení používaná ostatními týmy Formula Student a také na některé zvláštní řešení výfukových soustav používaná v motokrosu. Také jsem důkladně prostudoval problematiku výfukových systémů. Zejména dynamické jevy ve výfukovém potrubí a jejich vlivu na plnění motoru. A také problematiku návrhu tlumiče výfuku a vliv jeho parametrů na snižování akustických emisí.

Model motoru jsem vytvořil v programu Lotus Engine Simulation. Tento program slouží k simulování proudění plynů v sacím a výfukovém potrubí a výpočet výkonu spalovacího motoru. Umožňuje tak predikovat dopad změn v konstrukčních prvcích motoru na jeho výkon bez nutnosti součásti vyrábět. Při tvorbě modelu motoru jsem vycházel z modelu ložského vozu Dragon I. Bylo však nutné seznámit se s postupy a teoretickými základy, které tento program využívá a ze kterých plynou i určitá omezení programu.

Při návrhu výfukového potrubí jsem si kladl za cíl posílit výkon motoru ve středních otáčkách. Po prvotním návrhovém výpočtu jsem provedl řadu simulací s cílem nalézt optimální parametry potrubí. Simulace ukázaly, že vlivem dynamických jevů v sacím traktu nemá výfuková soustava ve středním pásmu otáček očekávaný vliv na výkon motoru. Proto se výsledná délka výfukového potrubí značně odchytila od délky získané návrhovým výpočtem. Při použití kratšího potrubí se totiž při stejném výkonu ve středních otáčkách zvýšil výkon v pásmu vyšších otáček. Pokud by měla i v budoucnu pokračovat snaha posunout výkon motoru do nižších otáček, bylo by třeba s výfukovým systémem upravit i sací trakt. Byla uvažována i možnost použít výfukové potrubí s rezonanční komorou, toto řešení však nepřineslo očekávaný efekt, a proto bylo od jeho použití upuštěno.

Důležitou částí mé práce je také návrh tlumiče výfuku. Bohužel neexistuje příliš literatury, která by tuto problematiku podrobně řešila, proto jsem se rozhodl nejprve důkladně prozkoumat vliv jednotlivých parametrů tlumiče na jeho funkci. Pomocí programu Lotus Engine Simulation jsem provedl desítky simulací motoru s různými parametry tlumiče. Na základě těchto dat jsem následně zvolil rozměry tlumiče tak, aby byl schopen zajistit dostatečný útlum při zachování přijatelné hmotnosti. Skutečný hlukový projev vozu s mnou navrženým tlumičem hluku jsem si následně ověřil měřením akustického tlaku.

Konečný vzhled všech částí výfukové soustavy jsem navrhl pomocí programu ProEngineer. Především bylo nutné navrhnout vhodné umístění výfukového systému s ohledem na prostorová omezení rámu, dodržení všech zvolených parametrů, rozmístění hmoty a dodržení všech pravidel Formula Student. Nakonec jsem zvolil umístění výfuku centrálně nad motorem. Při návrhu tvaru výfukového potrubí jsem se také snažil využít co největší možné poloměry ohybu a maximálně tak omezit vznik místních ztrát, které by měly nepříznivý vliv na výkon motoru. Velikost těchto tlakových ztrát a pravdivost jejich predikce jsem si také ověřil měřením na aerodynamické trati.



Následně jsem vytvořil návrhové výkresy všech částí, na jejichž základě byl výfukový systém vyroben. Tím jsem splnil všechny body zadání mé diplomové práce.

Vůz Dragon II bude již druhým vozem Formula Student postaveným na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Doufám, že i díky mému přispění se podaří postavit kvalitní a konkurence schopný vůz.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NOVÝ, R. *Hluk a chvění*. České vysoké učení technické, Třetí vydání, Praha, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [2] HEISLER, H. *Advanced engine technology. 1. Edition. Warrendale : SAE International, 1995. p. 794. ISBN 1-56091-734-2.*
- [3] PIŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J., *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. vyd. Brno : VUT Brno, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3
- [4] MOTORKARI.CZ, *Články / Husabery 2010* [online] 2012, poslední revize 27. 1. 2010. Dostupné z: <[www.motorkari.cz](http://www.motorkari.cz)>
- [5] FREE MOTORCYCLE PICTURES, 2009 *Husqvarna SM530RR Picture* [online] 2012, poslední revize 17. 8. 2009 Dostupné z: <<http://allmotorcyclepictures.com/2009-husqvarna-sm530rr-pictures>>
- [6] FMFRACING.COM, *Powerbomb* [online] poslední revize 25. 3. 2012. Dostupné z: <<http://www.fmfracing.com/Products/MX/44>>
- [7] FORMULASTUDENT.COM, *Formula SAE rules* [online] 2012, poslední revize 8. 12. 2011. Dostupné z: <[www.formulastudent.com](http://www.formulastudent.com)>
- [8] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolg, United Kingdom. poslední revize 8. 3. 2011. Dostupné z: <<http://www.lesoft.co.uk>>
- [9] HUSQARNAMOTORCYCLES.COM, 2011 *Special Parts* [online] 2012, poslední revize 13. 12. 2012. Dostupné z: <[http://www.husqvarnamotorcycles.com.au/files/editor\\_upload/File/brochure/Husqvarna%20Special%20Parts%202011.pdf](http://www.husqvarnamotorcycles.com.au/files/editor_upload/File/brochure/Husqvarna%20Special%20Parts%202011.pdf)>
- [10] ADÁMEK, L. *Single cylinder SI engine for Formula Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 102 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [11] NĚMEC, J., RANSDORF, J., ŠNĚDRLE, M. *Hluk a jeho snižování v technické praxi*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, První vydání, Praha, 1970. ISBN 04-222-70.
- [12] JENČÍK, J., VOLF, J., *Technická měření*. ČVUT, 2000, 212 s., ISBN 80-01-02138-6.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\dot{Q}$	[W]	tepelný tok
$a$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel přestupu tepla
$A$	[m <sup>2</sup> ]	okamžitá hodnota povrchu pracovního prostoru
$C$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost zvuku ve výfukových plynech
$D$	[m]	hydraulický průměr potrubí
$D_{cyl}$	[m]	vrtání
$e_0$	[J]	ztrátová energie tekutiny
$F$	[m <sup>2</sup> ]	plocha průřezu
$f$	[-]	součinitel tření mezi tekutinou a stěnou potrubí
$f_0$	[Hz]	vlastní frekvence
$h$	[m]	tloušťka desky rezonátoru
$h_0$	[m <sup>2</sup> ·kg·s <sup>-2</sup> ]	ztrátová entalpie tekutiny
$H_U$	[J]	výhřevnost paliva
$K_{Ai}$	[dB]	korekce závislá na středním kmitočtu v oktávovém (1/3 oktávovém) pásmu
$l$	[m]	vzdálenost desky rezonátoru od pevné stěny
$L$	[mm]	délka potrubí
$L_{p1}$	[dB]	hladina akustického tlaku je ve vzdálenosti $r_1$
$L_{p2}$	[dB]	hladina akustického tlaku ve vzdálenosti $r_2$
$L_{pi}$	[dB]	hladina akustického tlaku
$m$	[-]	je parametr charakteristiky hoření
$m_B$	[kg]	množství paliva
$m_B(\varphi)$	[kg]	je množství paliva které shořelo za již uběhlý čas hoření
$N$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$p$	[Pa]	tlak ve válci
$p_1$	[Pa]	tlak směsi na začátku spalování
$p_k$	[Pa]	kompresní tlak
$q$	[J]	teplo
$Q_B$	[J]	teplo uvolněné z paliva
$q_w$	[J]	vyměněné teplo
$r_0$	[m]	poloměr kruhového otvoru rezonátoru
$r_1$	[m]	vzdálenost od zdroje zvuku



$r_2$	[m]	vzdálenost od zdroje zvuku
$S_0$	[m <sup>2</sup> ]	plocha kruhového otvoru rezonátoru
$S_I$	[m <sup>2</sup> ]	průřez dutiny rezonátoru
$t$	[s]	čas
$T$	[K]	teplota plynu ve válci
$t(\varphi)$	[s]	uběhlý čas hoření
$T_I$	[K]	teplota směsi na začátku spalování
$T_c$	[K]	teplota chladícího média
$t_H$	[s]	celkový čas hoření
$T_w$	[K]	teplota stěn válce
$U_p$	[m·s <sup>-1</sup> ]	střední pístová rychlost
$U_s$	[m·s <sup>-1</sup> ]	střední rychlost víru
$V_I$	[m <sup>3</sup> ]	objem na začátku spalování
$V_z$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem
$x$	[-]	Vibeho koeficient
$y$	[-]	Vibeho koeficient
$\alpha_c$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel přestupu tepla chladícího média
$\delta_w$	[m]	tloušťka stěny válce
$\eta_{ch}$	[-]	chemická účinnost spalování
$\theta_t$	[°]	natočení klikového hřídele v čase
$\lambda_w$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	tepelná vodivost válce
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost proudění tekutiny
$\rho$	[kg·m <sup>3</sup> ]	hustota tekutiny



---

## SEZNAM PŘÍLOH

### Výkresy:

VÝFUKOVÁ SOUSTAVA	A3-00
PŘÍRUBA	A4-01
POTRUBÍ	A3-02
TLUMIČ	A4-03