



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE VÝFUKOVÉ POTRUBÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

OPTIMIZATION OF EXHAUST MANIFOLD FOR SI ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MARTIN PRÁŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. DAVID SVÍDA

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Prášek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Optimalizace výfukového potrubí zážehového motoru

v anglickém jazyce:

Optimization of Exhaust Manifold for SI Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný zážehový spalovací motor proveďte optimalizaci výfukového potrubí s ohledem na dosažení optimálního průběhu krouticího momentu.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení výfukového potrubí současných automobilů.
2. Vytvořte konstrukční návrh výfukového potrubí podle zadání a prostorového uspořádání motoru ve vozidle.
3. Sestavte výpočtový model proudění ve výfukovém potrubí.
5. Proveďte výpočtovou studii průtoku spalín výfukovým potrubím a zhodnot'te získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Anderson, J.D. Fundamentals of Aerodynamics / 1 ed. New York : McGraw-Hill Book Company, 1984. 563 s.
- [2] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2009, poslední revize 26.11.2009. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book>>
- [3] Lotus Engineering Software, Group Lotus Plc, Norfolk, United Kingdom. Dostupné z: <<http://www.lesoft.co.uk>>
- [4] Pro/ENGINEER Resource Center [online], 2009, poslední revize 26.11.2009. Dostupné z: <http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 30.9.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Diplomová práce je zaměřena na optimalizaci stávajícího, popř. návrh nového výfukového traktu u vozu Volkswagen Polo pohybující se v seriálu rally-crossové divize A1. Vůz je poháněn koncernovým, vodou chlazeným, atmosférickým motorem o objem 1 599 ccm.

Pro dosažení cílů jsou zde aplikovány poznatky jak teoretického charakteru (analytické výpočty), tak zejména moderní přístupy pomocí softwarového prostředí od firmy Lotus.

Úpravy výfukového systému jsou koncipovány tak, aby vyhovovaly všem regulím sportovního sdružení FIA.

Klíčová slova: rezonance, výfuk, optimalizace, svody, výkon, rychlost zvuku, primární vlna, sekundární vlna

Annotation

The master thesis is focused on optimizing existing or proposal for a new exhaust tracts on the Volkswagen Polo moving series rally-cross A1 division. The car is powered by concern, water-cooled, atmospheric engine capacity 1599 ccm.

To achieve the objectives of the lessons are applied as a theoretical nature (analytical calculation), especially the advanced approaches of the software environment from the firm Lotus.

Exhaust treatment systems are designed to suit all rules FIA Sports Association.

Keywords: resonance, exhaust, optimization, exhaust pipe, power, speed of sound, prime wave, secondary wave

**Bibliografická citace**

PRÁŠEK, M. Optimalizace výfukového potrubí zážehového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



Čestné prohlášení

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám pod vedením vedoucího Ing. Davida Svídy a s použitím uvedené literatury.

.....
Podpis autora



Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji svému vedoucímu práce, **Ing. Davidu Svídovi**, bez něhož by tato práce nemohla vzniknout.

Obsah

Zadání	2
Anotace	4
Bibliografická citace	5
Čestné prohlášení	6
Poděkování	7
Obsah	8
1. Úvod	10
2. Výfukové systémy	11
2.1. Výfukové soustavy soutěžních vozidel	11
2.1.1. Výfukový ventil, sedlo ventilu a kanály v hlavě	11
2.1.2. Primární potrubí	12
2.1.3. Merge collector	14
2.1.4. Spojovací potrubí	15
2.1.5. Tlumič hluku	15
2.1.6. Koncovka výfuku	17
2.1.7. Materiály	18
3. Pravidla rally – crossové divize A1	20
3.1. Obecné požadavky	20
3.2. Omezení výfukové soustavy	20
3.3. Motorová omezení	20
3.4. Materiálová omezení	20
4. Současná pohonná jednotka	21
4.1. Motor	21
4.1.1. Parametry motoru	22
4.1.2. Rozvodové ústrojí	23
4.1.3. Vnější rychlostní charakteristika	24
4.2. Stávající výfukový systém	24
5. Předběžný analytický návrh	27
5.1. Teorie rezonančního přeplňování	27
5.2. Návrh rezonančních délek	28
5.2.1. Svody (ventil – kolektor)	29
5.2.2. Kolektor – koncovka	31
5.3. Návrh průřezu potrubí	32
5.3.1. Průměr kanálu na konci hlavy	32
5.3.2. Průměr potrubí za kolektorem	35
6. 1D simulace	37
6.1. Software	37
6.2. Model	38
6.2.1. Termodynamický model	40
6.2.1.1. Vliv průběhu hoření	43
6.2.2. Přestup tepla	44
6.2.3. Potrubí	47

6.2.4. Spojení potrubí	49
7. Simulace	50
7.1. Volba systému	50
7.2. Průběhy tlaků	53
7.3. 3D simulace	53
7.3.1. Výsledky CFD simulace	55
7.4. Odladění výfukového traktu	55
7.4.1. Svody	55
7.4.1.1. Délka	56
7.4.1.2. Průměr	57
7.4.2. Kolektor – tlumič	57
7.4.2.1. Délka	57
7.4.2.2. Průměr	59
7.4.3. Kolektor	60
7.4.3.1. Vstupní průměr	60
7.4.3.2. Úhel spojení	61
7.4.4. Rozvodové ústrojí	61
7.4.4.1. Otevření výfukového ventilu	62
7.4.4.2. Zavření výfukového ventilu	63
7.4.4.3. Úhel maximálního zdvihu ventilu	63
7.4.5. Výběr	64
7.5. Optimalizace	66
7.5.1. Svody	68
7.5.1.1. Průměr	68
7.5.1.2. Délka	69
7.5.2. Kolektor – tlumič	70
7.5.2.1. Průměr	70
7.5.2.2. Délka	71
7.6. Zhodnocení výsledků	72
8. Experimentální ověření	77
8.1. Průběh hoření	77
9. Závěr	80
10. Seznam použité literatury	81
11. Seznam použitých symbolů a značek	82
12. Seznam příloh	84

1. Úvod

Cesta směřující přes návrh, výrobu prototypu, získávání dat při testech, následné zkoumání těchto dat vedoucí k další výrobě prototypů, je velmi zdoluhavá a finančně náročná. Proto jsou v dnešní době součástí téměř každého náročnějšího vývoje tzv. simulace, které celý tento proces zefektivňují. Vzhledem ke komplikovaným procesům, které v sobě ukrývá spalovací motor, patří simulace již neodmyslitelně k vývoji kvalitního motoru. Především je tomu tak pro jejich schopnost analyzovat vliv i drobných změn v geometrii, popř. hoření v motoru. Díky tomu lze posléze snadno upravovat rychlostní charakteristiku, popř. další důležité parametry motoru.

Zdálo by se, že simulace nahrazuje celý výše zmíněný proces, ale prozatím tomu tak není. Výrobci softwaru, který slouží těmto účelům, se snaží vytvořit simulační prostředí takové, které by nebylo ovlivněno lidskou složkou. I přesto experimentálně získaná data hrají v simulacích velice důležitou roli, buď jako vstupní okrajové podmínky nebo pro kontrolu výsledků. Pod pojmem vstupní data, popř. okrajové podmínky, si můžeme představit širokou škálu charakteristik, které popisují sledovaný, navrhovaný motor. Nejčastěji se střetáváme s užitím indikátorových p-V diagramů a rychlostních charakteristik.

Mezi hlavní cíle této práce patří popis soudobých konstrukcí výfukových systémů soutěžních vozů. A posléze vytvoření modelu pohonné jednotky s vlastním návrhem výfukového systému na soutěžním vozidle Volkswagen Polo GTI (obr.1), které jezdí rally-crossovou divizi A1.



Obr.1 Volkswagen Polo GTI

2. Výfukové systémy

Mezi základní požadavky kladené na výfukové systémy patří redukování škodlivin, které vznikají nedokonalým spalováním. Snižování hladiny hluku vznikající od tlakových vln šířících se do okolí při otevření výfukového ventilu. Co možná nejmenší omezení průchodu plynů, aby nedocházelo k nežádoucímu snižování výkonu. V neposlední řadě odolávání mechanickému, chemickému a tepelnému namáhání za provozu vozidla. U soutěžních vozů se na první dva požadavky pozapomíná ku prospěchu třetího. I zde jsou však dána omezení, která budou popsána v dalších kapitolách.

Abychom lépe porozuměli následujícímu textu, zaměříme se nyní na základní části a konstrukce výfukových soustav. Vzhledem k zaměření této práce na soutěžní využití navrhovaného výfuku přeskočím sériově vyráběné výfukové soustavy, které se skládají z mnoha prvků (např. katalyzátorů, různých druhů lapačů popílků apod.) majících za následek pro nás nežádoucí pokles výkonu motoru.

2.1 Výfukové soustavy soutěžních vozidel

Tyto výfukové systémy mají své specifické rozdílnosti naproti sériově montovaným výfukům. Především v jejich odlišném zaměření výlučně orientovaném na výkon motoru. Primární úkol těchto systémů je proto odvod spalín s co možná nejmenším úbytkem tlakového spádu a také dokonalé vypláchnutí a následné naplnění válce čerstvou směsí pomocí správně načasovaných odražených tlakových vln.

Aby nedocházelo k nadměrnému zatěžování posádky, přihlížejících diváků, popř. zvěře v blízkém okolí hlukem, jsou i zde dány limity, které nesmějí být překračovány. Avšak jejich vysoké hodnoty odsouvají tuto problematiku až na druhou kolej. Pro dosažení zmíněných nelehkých úkolů se skládají z několika nepostradatelných částí.

2.1.1 Výfukový ventil, sedlo ventilu a kanály v hlavě

Tyto části nebudeme podrobně rozebírat vzhledem k nemožnosti zasáhnout do jejich konstrukce a změnit tak plnění, resp. vyplachování spalovacího prostoru. Avšak mají podstatný vliv na výsledný charakter a projev motoru, zejména pak na jejich tvarování, které by mělo zaručovat snadný odvod spalín. Při návrhu kanálů by se nemělo opomíjet nestejnoměrné, popř. nadměrné tepelné namáhání hlavy a s ním spojené problémy. Kanály by měly mít co možná nejprímější tvar, ten je bohužel limitován dříkem ventilu - ventilový dřík by musel být dlouhý, což by mělo za následek zvýšení jeho hmotnosti.

2.1.2. Primární potrubí

Sběrné potrubí slouží k odvodu spalin ze spalovacího prostoru, a to s co možná nejmenšími ztrátami. Ty při proudění vznikají třením proudu vzduchu o stěny, skokovými přechody, škrcením při nevhodně zvoleném průměru trubky, popř. tzv. termickým škrcením, které vlivem vysoké teploty trubky zužuje její efektivní průřez. Svody mohou také výrazně ovlivnit výkon motoru správným zvolením jejich tzv. rezonanční délky. Tato délka primárně ovlivňuje průběhy odražených tlakových vln ve výfuku a tím následně napomáhá (pokud je správně zvolena) vypláchnutí válce.

Primární potrubí lze vyrobit odléváním nebo svařováním. Na odlitky se používá šedá litina (obr. 1), která má nejen dobré předpoklady pro odlévání, ale i ucházející antikorozi vlastnosti. Velmi dobře pohlcuje hluk, vibrace a tím prodlužuje životnost celé výfukové soustavy. Hlavní nevýhodou je její vyšší hmotnost a neekonomičnost při kusové výrobě. Především proto se s nimi setkáváme pouze na sériových vozech.



Obr. 1 Odlévané sběrné potrubí

Druhou použitelnou technologií je svařování žáruvzdorných trubek (obr.2), které je vhodné zejména pro kusovou výrobu. Svařováním lze vytvářet i velmi tvarově složité výfukové systémy. Proto se dobře uplatnila u výkonných závodních vozů. Vzhledem k těmto skutečnostem bude popsána podrobněji.



Obr. 2 Svařované ocelové sběrné potrubí

Svařované sběrné potrubí je možné tvarovat dvěma způsoby. První, snadnější (ale časově náročnější) způsob je kombinování tvarových kolen a přímých trubek. Výhodné je zejména pro možnost tvarování výfuku přímo na vozidle a tím efektivnějšího využití často stísněného prostoru v oblasti svodů a olejové vany motoru.

Bohužel není vždy snadné získat vhodný typ kolena nebo zabránit skokovým změnám, které vznikají přesazením trubek při sváření. Tato přesazení mají za následek rozvíření proudu spalín, snížení jejich rychlosti a v neposlední řadě dochází i k drobným zpětným odrazům tlakových vln. Abychom se těmto problémům vyvarovali, můžeme využít druhou možnost, která je založena na tvarování potrubí z přímých trubek. Zde se ovšem setkáváme s úskalím v možnosti zdeformování kruhového průřezu trubky. Pro trubky o stěnách od 1,5 mm se nejlépe hodí trnová ohýbačka (obr. 3), která zaručuje, při dodržení podmínky dostatečné vzdálenosti mezi ohyby, tvarovou stálost průřezu. Stálosti průřezu je docíleno vložením tzv. trnu do místa ohybu, který zabrání zborcení. Další nutnou podmínkou je dodržení minimálního poloměru ohybu, který se pohybuje nejčastěji okolo 1,5 násobku průměru trubky (tzn. $\varnothing 50 \text{ mm} = \text{poloměr ohybu } R75 \text{ mm}$).



Obr. 3 Trnová CNC ohýbačka

Důležitým faktorem, který určuje kvalitní provedení výfukového potrubí, je jeho hmotnost. Z tohoto důvodu byla vyvinuta technologie tvarování trubek svinutých z plechu o síle materiálu pohybující se v rozmezí $0,5 \div 0,7$ mm. Jedná se o velmi náročnou technologii, která se užívá především u špičkových továrních týmů v Nascar, F1 nebo MotoGP. Takto slabý materiál se velmi těžce tvaruje a při vysokých teplotách výfukových plynů velmi rychle degraduje. Některé týmy ve Formuli 1 proto vyměňují primární potrubí po každém závodu.

2.1.3. Merge collector

Merge collector neboli sběrná dýza slouží pro sjednocení svodů do jedné společné trubky. Tento způsob spojení je však výjimečný tím, že nejdříve jsou svedeny trubky do průměru, který je větší než primární průměry, ale menší než výstupní průměr - ten již odpovídá ideálnímu průměru pro odvod všech spalin. Účinek dýzy spočívá ve zvýšení rychlosti spalin vlivem zužování k menšímu průřezu a tím zlepšení proudění v primárním potrubí. Za dýzou se rychlost vlivem rozšíření opět snižuje. Merge collector je vhodnější díky nižším tlakovým ztrátám, také zejména díky možnosti upravovat pomocí průměrů a délky dýzy charakter odraženého tlakového pulzu.



Obr. 4 Merge collector

2.1.4. Spojovací potrubí

Tento díl je nejjednodušší částí celého výfukového traktu. I přesto značně ovlivňuje průběh výkonu (pozn.: podrobněji bude probráno v dalších kapitolách). Proto je důležité věnovat této části dostatečnou pozornost při odlaďování celého systému. Jedná se zde především o správné zvolení průměru - pro systém 4 - 1 by se měl pohybovat v rozmezí $3 \div 4$ násobku vstupního svodu - a správné naladění délek; jak od svodů k tlumiči, tak i délky za tlumičem.

2.1.5. Tlumič hluku

Snížení emisí hluku lze dosáhnout dvěma způsoby. Buď aktivním, který je založen na utlumení budících signálů, nebo pasivním, což jsou tlumiče. Aktivnímu tlumení se vyhneme, protože není tak rozšířené (ovlivňuje výkon motoru) a pro naši problematiku se nehodí. Pasivní tlumení spočívá ve vhodném návrhu tlumiče.

Existují tři základní fyzikální možnosti tlumení:

a) Reflexí

Reflexe je založena na odrazu tlakových vln. Pro její správnou funkci je nutné vhodně zvolit rozložení odrazových ploch, díky němuž lze docílit odstranění některých frekvencí pomocí interference původní a odražené vlny. Nejjednodušší provedení reflexního tlumiče je tzv. expanzní komora (obr.5).


Obr. 5 Reflexní tlumič

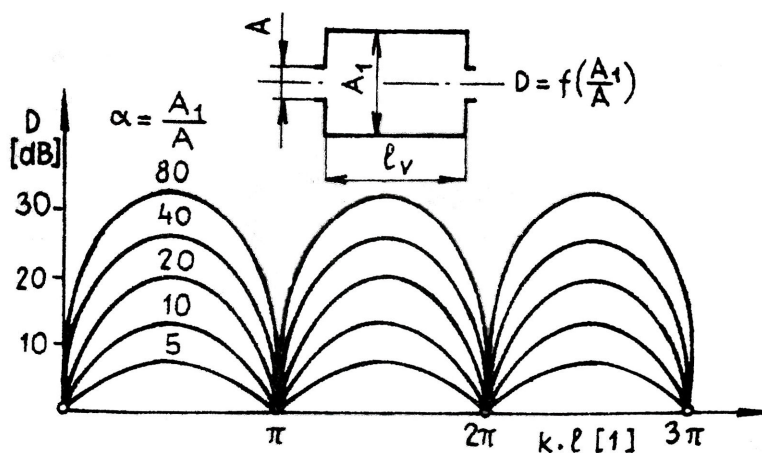
U této komory je důležité správné stanovení její délky a poměru α . Pro dosažení maximálního útlumu musíme volit délku $\lambda/4$ nebo její liché násobky.

$$f = a \cdot \frac{1 + 2 \cdot m}{4 \cdot l_v} \quad (1)$$

kde $m = 0, 1, 2 \dots n$

Naopak se musíme vyhnout násobkům $\lambda/2$, při kterých vzniká tzv. stojaté kmitání, při kterém k tlumení nedochází. Dokonce může v některých případech hluk zvyšovat.

Závislost poměru průtočných ploch $\alpha = A_1 / A$ je znázorněna na grafu č.1. Lze z ní odvodit podmínky pro dosažení největšího útlumu, a to zvolením malého vstupního, popř. výstupního průřezu anebo zvolením většího průtočného průřezu. Průtočný průřez však bývá značně omezen zástavbovými rozměry.


Graf č. 1 Útlum expanzní komory [3]

b) Absorpcí

Nejpoužívanější způsob tlumení u soutěžních vozů, především pro nízké tlakové ztráty při průchodu plynů. Je založen na maření zvukové energie reflexí v pórech absorpčního materiálu na energii tepelnou. Používané materiály proto musí odolávat jak vysokým teplotám, tak i vibracím. Azbest, ocelová drátěnka nebo skelná vata zmíněným podmínkám zcela vyhovují.

Pro návrh absorpčního tlumiče byly empiricky odvozeny vztahy (např. 2), které téměř reálně popisují pokles produkovaného hluku.

$$D_o = \frac{1,5 \cdot \alpha \cdot O}{A} \quad [\text{dB/m}] \quad (2)$$

kde α [-] – koeficient absorpce
 O [m] – obvod vstupního potrubí
 A [m²] – průřez potrubí

Z výše uvedeného vztahu plyne, že hluk lze úměrně snížit zvýšením hodnot α (zvětšením tloušťky absorpčního materiálu), popř. O . Průřez potrubí A , tím pádem i obvod O , zůstává většinou beze změn; především pro jeho závislost na výkon motoru.

c) Interferencí

Interference využívá fázové posunutí vlny odrazem od plochy. Odražená fázově posunutá vlna následně vyruší vlnu primární. Žel tento princip funguje pouze pro předem stanovené otáčky. Vzhledem k velkému otáčkovému pásmu spalovacích motorů je interference pro snížení hluku nevhodná. Avšak díky rozmachu elektronicky řízených systémů je v posledních letech možné využít tlumiče se schopností měnit své geometrické vlastnosti podle vlnové délky hlavního spektra hluku a tím efektivně snižovat hluk.

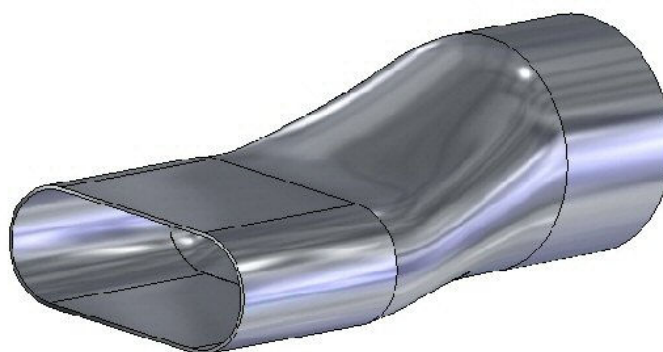
2.1.6. Koncovka výfuku

Koncovky bývají napevno spojeny s tlumičem výfuku. Proto se jim nevěnuje dostatečná pozornost. A také u většiny výfuků slouží pouze jako estetický doplněk (obr.5).



Obr. 5 Ozdobné koncovky výfuků

Nicméně u laděných systémů je i tento poslední díl podstatný pro správné vypláchnutí spálené směsi z válce motoru. U koncovek se podobně jako u spojovacího potrubí klade důraz na správné určení průměru a její délky.

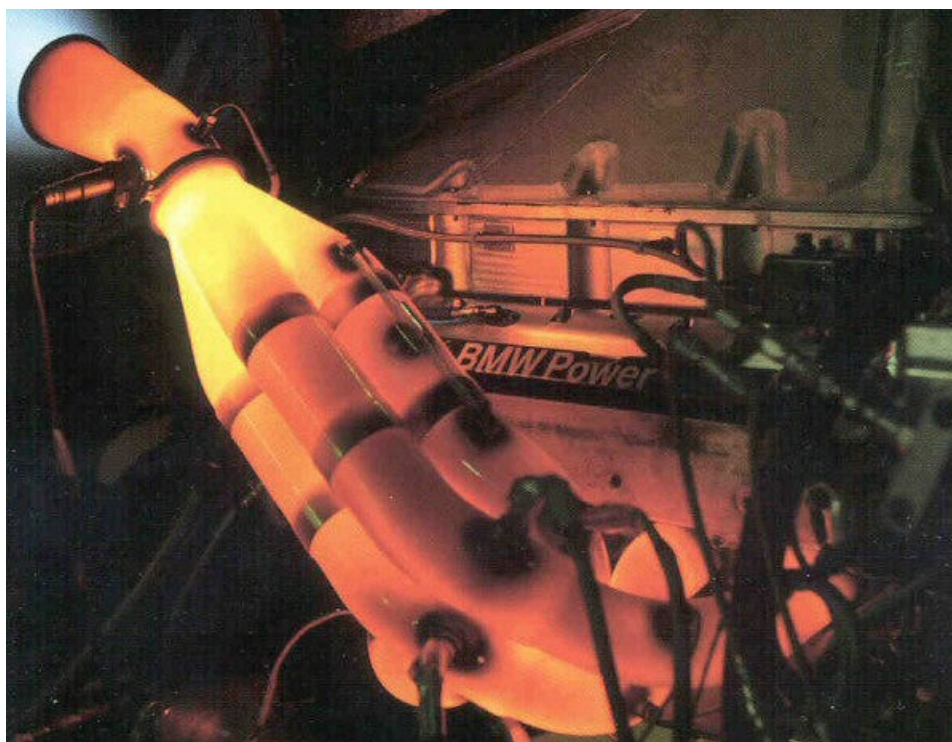


Obr. 6 Koncovka vozů NASCAR

Na obr. 6 je znázorněno zajímavé řešení koncovek využívaných na vozidlech Nascar. Vozidla jezdící tento šampionát podléhají velmi přísným pravidlům a regulím. Ty např. u výfukových soustav upravují H systémy, X systémy, materiály výfuků, udávají přesné umístění obou koncovek a jejich maximální obvod činicí 336,5mm. Poslední dvě regule vedly k vývoji koncovek podobných tvarů jako je na zmíněném obrázku, kde se pojí co největší možná plocha při daném obvodu s velmi omezeným prostorem pro umístění koncovek.

2.1.7. Materiály

Na materiály jsou kladeny značné nároky. Musí odolávat vysokým teplotám (obr. 7) při nichž nesmějí ztrácet jak mechanické, tak chemické vlastnosti.



Obr. 7 Výfukové potrubí motoru BMW z monopostu F1

Důraz je dále kladen na tvárnost za studena a samozřejmě na svažitelnost. Nejčastěji používané materiály v Nascar, popř. F1, jsou nerez (tzv. Inconely), které se slévají z železa, niklu, chromu, molybdenu, niobu a kobaltu. Výhoda těchto materiálů je zejména v nízké hmotnosti celého výsledného systému díky možnosti použití tenčích trubek, které mají srovnatelné vlastnosti jako trubky se silnější stěnou vyrobené z běžně dostupných materiálů. Inconely vynikají svojí tvárností v žíhaném stavu, která je důležitá zejména pro eventuální svinutí trubky o nenormalizovaném průměru z plechu a její následné ohýbání.

V posledních letech se setkáváme, zejména v motocyklovém průmyslu, se slitinami titanu. Titan se velice dobře uplatnil ve výrobě ventilů - proto by se zdálo, že je vhodný i na výfukové soustavy. Ovšem vzhledem k vyšší ceně a problematickému tváření za studena je tento materiál prozatím v pozadí Inconelu.

3. Pravidla rally-crossové divize A1

Vzhledem k praktickému využití této práce je nutné se řídit regulemi, které jsou pro danou soutěžní divizi stanoveny.

3.1. Obecné požadavky:

- Musí se jednat o cestovní vůz s pohonem dvou předních kol a atmosféricky plněným motorem.
- Musí být předmětem silniční homologace v některé ze zemí EHS.

3.2. Omezení výfukové soustavy:

- Na všechna vozidla se vztahuje hlukový limit 100 dB/A, který se měří podle postupu daného sdružením FIA . Hlukoměr musí být umístěn pod úhlem 45° ve vzdálenosti 500 mm od koncovky výfuku, hluk se měří při otáčkách motoru 4 500 ot. /min. Na zem v příslušné zóně musí být položen koberec o minimálních rozměrech 1500 x 1500 mm.
- Trubka výfuku musí končit u zadního okraje vozu.
- Vyústění výfuku směrem dolů je zakázáno.
- Žádný prvek nesmí vyčnívat mimo původní karosérii, s výjimkou prostoru uvnitř blatníku.

3.3. Motorová omezení

- Zdvihový objem motoru je omezen na 1600 cm³.
- Motor je libovolný, ale blok motoru musí pocházet z modelu vozu stejné značky jako původní karoserie.
- Motor musí být umístěn v původním motorovém prostoru.
- Minimálně 50 % délky bloku motoru (pro podélné motory) nebo šířky bloku motoru (pro příčné motory) musí být umístěno před rovinou procházející osami předních kol.

3.4. Materiálová omezení

- Titan je povolen pouze pro ojnice, ventily, zařízení pro zadržování ventilu a tepelné štíty.
- Použití karbonu nebo kompozitních materiálů je omezeno na spojku a ochranu nestrukturních potrubí.

4. Současná pohonná jednotka

4.1. Motor

Pro pohon je použit již částečně upravený čtyřdobý, kapalinou chlazený čtyřválec z vozu Volkswagen Polo 1.6i GTI (obr. 8). Úpravu vytvořil jezdec Bc. Jiří Vávrovec, který nyní souběžně upravuje sací trakt. Z toho důvodu se bude model sání během výpočtu částečně měnit.



Obr. 8 Motor VW Polo 1.6i

Mezi hlavní změny, které se projevily na výkonu, patří zvýšení kompresního poměru ze sériových 10,6 na současných 12,5; použití lehčích kovaných pístů, změna časování podbroušením původních vaček, zvětšení sacích i výfukových kanálů a zejména úprava sání, které nyní využívá samostatné klapky na každý válec a programovatelnou jednotku pro vstřik benzínu. Bylo částečně délkově naladěno pomocí analytických vzorců a je ukončeno bezodpornými vstupy.

4.1.1. Parametry motoru

Pro vytvoření 1D modelu v simulační prostředí Lotus Engineering Software budou použity následující hodnoty.

Zdvihový objem	1 598 cm ³
Výkon	104,3 kW při 7 000 ot. /min.
Max. točivý moment	179 N.m při 5 500 ot. /min.
Vrtání / Zdvih	76,5 / 86,9 mm
Délka ojnice	144 mm
Kompresní poměr	12,5

Tab. 1 Základní parametry



Obr. 9 Klikový mechanismus

4.1.2 Rozvodové ústrojí

16V DOHC	
Počet sacích / výfukových ventilů	2 / 2
Průměr sacího / výfukového ventilu	29,5 mm / 26 mm
Zdvih sacích / výfukových ventilů	10,5 mm / 10,5 mm
Časování sacích ventilů	
Otevření před HÚ	35 °
Zavření za DÚ	57 °
Časování výfukových ventilů	
Otevření před DÚ	61 °
Zavření za HÚ	31 °

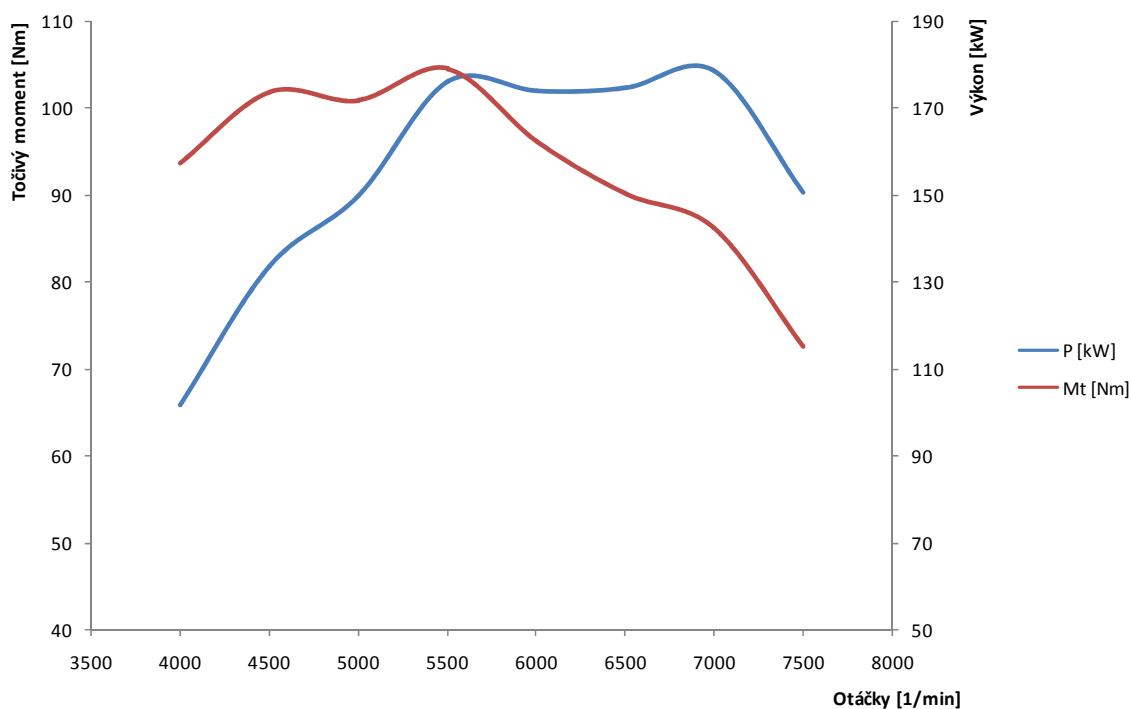
Tab. 2 Rozvodové ústrojí



Obr. 10 Rozvodové ústrojí

4.1.3 Vnější rychlostní charakteristika

Pro následnou kontrolu a správné odladění virtuálního modelu je vhodné použít vnější rychlostní charakteristiku. Ta byla získána na dynamometru při odladování prvotních úprav vozu. Na grafu č. 2 je patrný při 6 000 ot. / min. prudký nárůst točivého momentu. Tento jev je patrně chyba, která vznikla při měření. Proto se při ladění zaměříme na jiná otáčková pásma.



Graf č. 2 Vnější rychlostní charakteristika

4.2. Stávající výfukový systém

Stávající výfukový systém je složený ze svodů 4 – 1 (obr. 11) opletených žáruvzdornou tkaninou, výfukového potrubí a absorpčního tlumiče (obr. 12).



Obr. 11 Stávající primární potrubí

Jak je z obou obrázků patrné, při úpravě nebyla tomuto systému věnována dostatečná pozornost. Pokud opomeneme vynechání povrchové antikoroziční úpravy, je zde několik chyb, které se vyskytují zejména při neodborných zásazích.



Obr. 12 Tlumič se spojovacím potrubím

U svodů je nevhodně zvolena délka, která by měla být téměř trojnásobná. Opomenuto zde bylo i základní pravidlo - dodržení stejných délek svodů (svod prvního válce je o celých 150 mm kratší než svod čtvrtého válce). Průměry svodů bez simulace lze nyní těžko posuzovat, avšak pro tuto objemovou kubaturu se zdají být dostačující. Spojení svodů je provedeno bez dýzy, která by neměla tak vysoký tlakový spád. Kolena u spojovacího potrubí jsou volena příliš ostrá a jsou svářena ze zkosených trubek, což

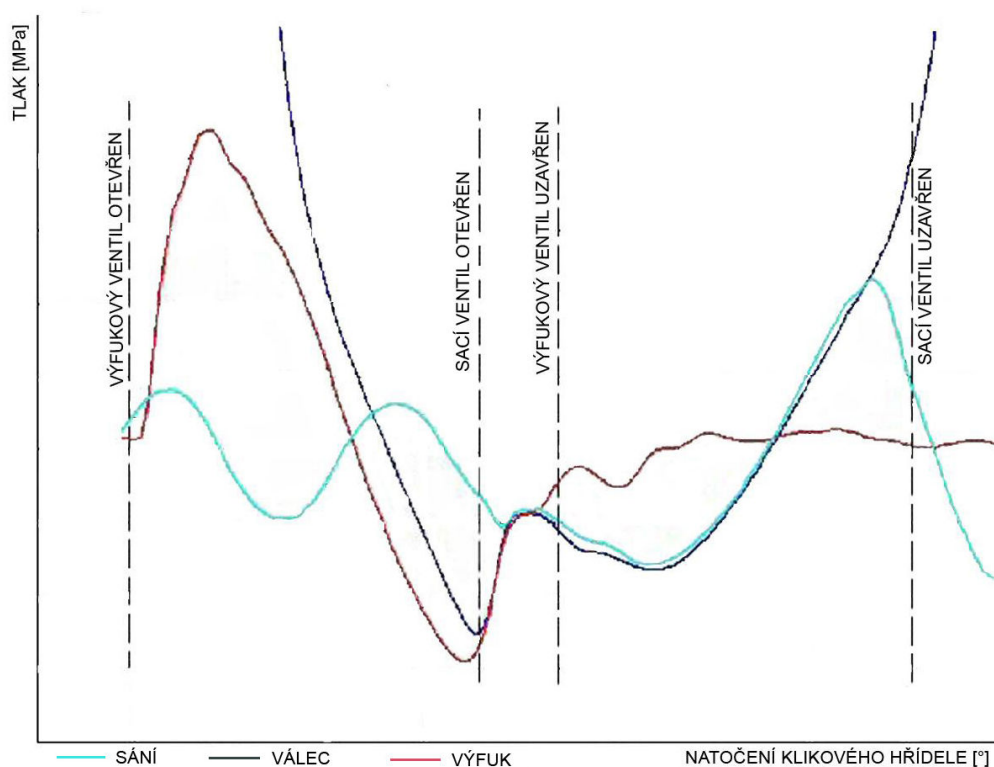


přispívá ke vzniku vrubů a nedokonalých přechodů. Z výše uvedeného výčtu vyplývá, že návrh výfukové soustavy je pro udržení konkurenceschopnosti vozu v nadcházející sezóně příhodný.

5. Předběžný analytický návrh

5.1 Teorie rezonančního přeplňování

Výfukový systém je důležitým nástrojem pro optimalizaci výkonu motoru. Ovlivněním tlakových vln šířících se systémem lze zásadním způsobem upravovat vypláchnutí a posléze nasátí čerstvé směsi do válce. Před otevřením výfukového ventilu se ve válci nachází mnohonásobně vyšší tlak (až okolo 7 barů), zatímco ve výfuku je téměř tlak atmosférický (tj. 1 bar). Díky této tlakové diferenci dojde při otevření ventilu k prudkému vyrovnávání tlaku. To je doprovázeno zvýšením rychlosti proudění ve ventilu (vlivem škrcení). Přibližně za polovinou výfuku dojde k vyrovnání obou tlaků. Tento okamžik je velmi důležitý pro správné načasování odražených tlakových vln a otevření sacího kanálu. Pokud jsou zvoleny rezonanční délky a průřezy potrubí správně, pak by v tomto okamžiku měla dorazit podtlaková vlna, která usnadní výplach a následně plnění válce. Pro lepší orientaci v problematice využijí grafu č. 3.



Graf č. 3 Průběh tlaků

Při otevření výfukového ventilu dojde k razantnímu zvýšení tlaku ve výfuku (tj. první tlaková špička v grafu). Tato tlaková vlna se šíří rovnoměrně celým potrubím rychlostí zvuku dokud nenarazí na změnu průřezu, popř. nekvalitní přechod (tento jev je

samozřejmě nežádoucí a snažíme se mu při výrobě vyvarovat). Pokud se tak stane, vznikne tzv. odražená vlna, která se vrací (pokud pomineme snížení teploty) stejnou rychlostí potrubím. Tvar, velikost, popř. znaménko této vlny lze ovlivnit typem přechodu a poměrem mezi průřezy. Při zvětšování průřezů (např. tlumič, atmosféra apod.) vzniká odražená vlna se záporným znaménkem neboli podtlak. V opačném případě, tj. zmenšení průřezu (např. merge collector, turbína apod.), nedojde k obrácení znaménka a zpět se vrací vlna tlaková. Velikosti těchto vln jsou závislé na mnoha aspektech, zejména pak na poměru průřezu potrubí. Vždy je však sekundární vlna menší než primární. Na grafu č. 3 je dobře patrná sekundární podtlaková vlna, která se vrátila ve správný okamžik při stříhu ventilů. Tím napomáhá vypláchnutí válce a také nasátí čerstvé směsi ze sání.

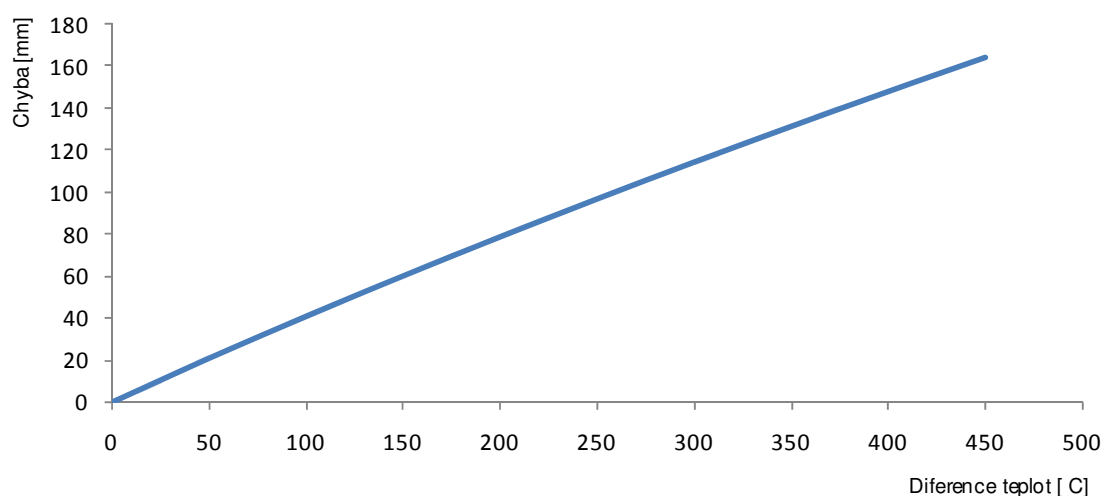
5.2 Návrh rezonančních délek

Tento výpočet se opírá o předchozí poznatky. Pokud zanedbáme tepelné a hydraulické ztráty, můžeme aplikovat tzv. vlnovou teorii, která popisuje kinematiku tlakových vln šířících se uzavřeným prostorem. Pro prvotní nástřel délek je nutné zjistit rychlost zvuku ve spalínách. Tu je možné získat ze vztahu (3) :

$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_v} \quad (3)$$

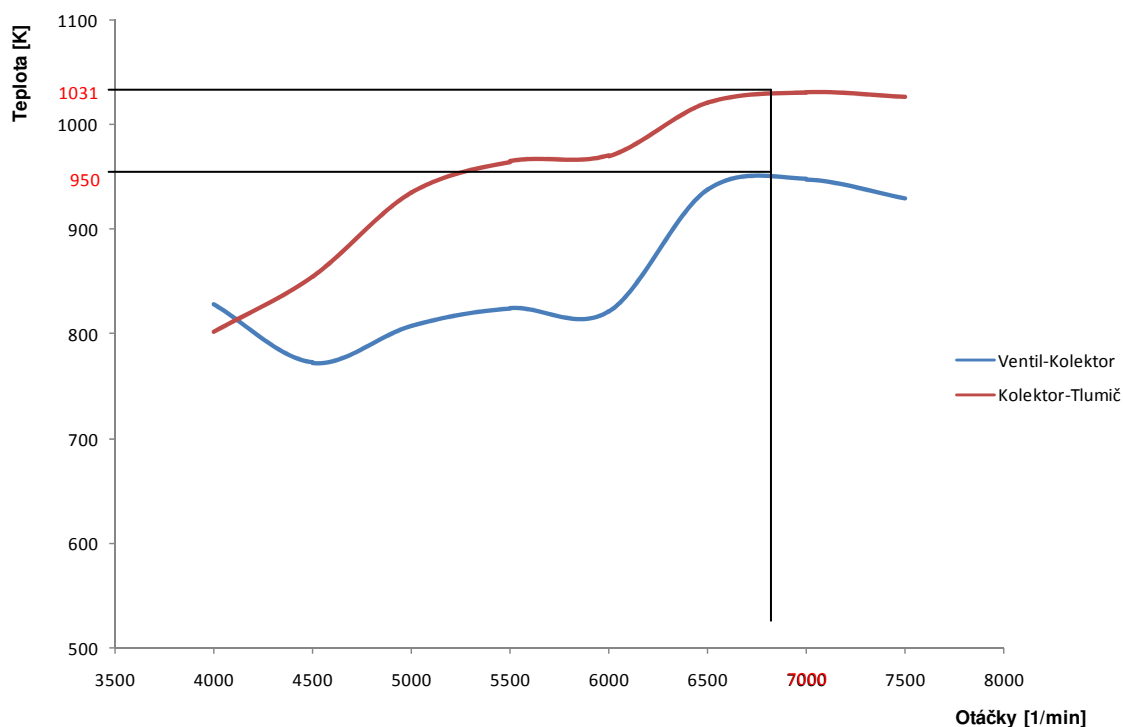
kde κ – Poissonova konst. ($\kappa = 1,25$)
 r – plynová konst. ($r = 300 \text{ J/kg.K}$)
 T_v – teplota plynu (viz. níže)

V této rovnici je zřetelná možnost vzniku chyby při nevhodně zvolené teplotě výfukových plynů. Na grafu č. 4 je tato chyba znázorněna jako přírůstek délky v závislosti na zmiňované teplotní diferenci.



Graf č. 4 Chyba při nevhodně zvolené teplotě plynů

Abychom se co nejvíce přiblížili realitě, použijeme jako vstupní veličiny data získaná ze softwaru Lotus Engine Simulation. Na grafu č. 5 jsou zobrazeny závislosti průměrných teplot ve svodech a spojovací trubce na otáčkách klikového hřídele. Pro ladění délek však potřebujeme pouze dvě hodnoty. Ty si určíme pomocí otáček, při kterých chceme dosáhnout maximálního výkonu. Po dohodě s Bc. Jiřím Vávrovcem jsme zvolili 7 000 ot. /min., které jsou pro motor stále bezpečné. Těmto otáčkám odpovídají teploty 950 K ve svodech a 1031 K pro spojovací trubku.



Graf č. 5 Průměrné teploty spalin

5.2.1 Svody (ventil – kolektor)

Nyní se zaměříme na odladění první části výfukového traktu, tj. spalinové svody. Střední rychlost zvuku ve svodech získáme dosazením do rovnice (3):

$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_v}$$

$$a_s = \sqrt{1,25 \cdot 300 \cdot 950}$$

$$a_s = 597 \text{ m/s}$$

Pro zjištění rezonanční délky využijeme rovnici č. 4, kam dosadíme rychlost zvuku, otáčky motoru a úhel natočení klikového hřídele. Úhel volíme mezi 100° až 150°

podle okamžiku, při kterém chceme docílit návratu odražené podtlakové vlny (pro prvotní nástřel volíme podle literatury [7] úhel 150°):

$$L = \frac{500 \cdot a_s \cdot \Phi_{er}}{6 \cdot n} \quad (4)$$

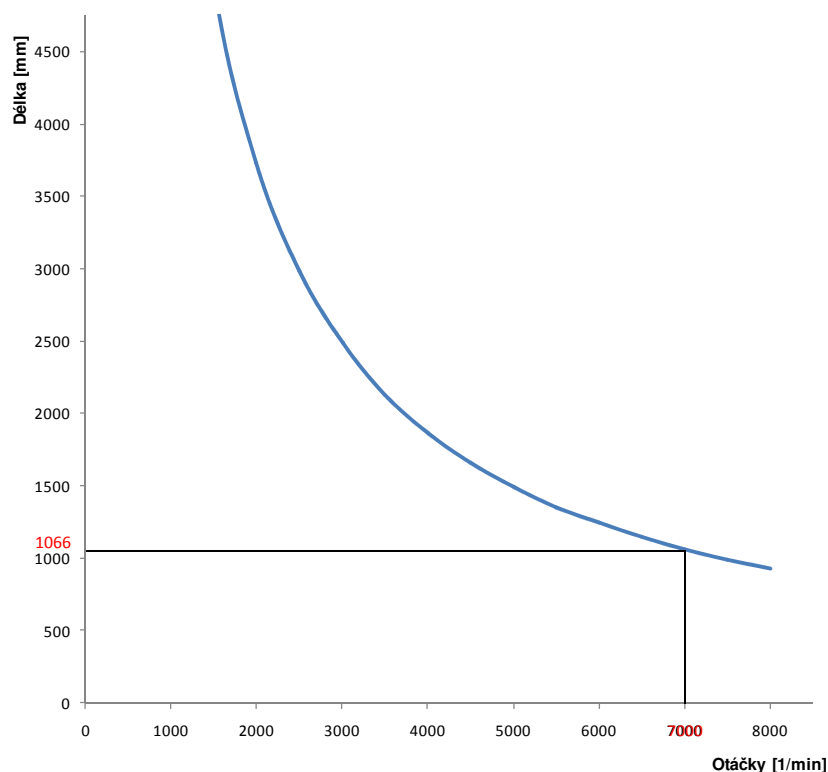
kde $\Phi_{er} [^\circ]$ – úhel natočení klikového hřídele
 $a_s [m/s]$ – rychlost zvuku ve výfuku
 $n [min^{-1}]$ – otáčky motoru

Po dosazení:

$$L = \frac{500 \cdot 596,9 \cdot 150}{6 \cdot 7000}$$

$$L = 1066 \text{ mm}$$

Při rozboru vztahu č. 4 je patrné, že závisí (pokud opomeneme drobné difference v teplotě a zvolený úhel budeme brát jako vhodný) pouze na otáčkách motoru. Tato závislost je zobrazena na grafu č. 6.



Graf č. 6 Závislost délky svodů na otáčkách klikového hřídele

Z grafu č. 6 je zřejmé, že pro ideální průběh by bylo vhodné zkonstruovat výfukové potrubí s variabilní délkou svodů. Ovšem toto řešení se potýká s velkými

problémy při těsnění pohyblivých částí, zejména pak z důvodu vysokých teplot spalín a značného rozsahu potřebných délek potrubí. Proto znovu volím pro prvotní simulaci hodnotu 7 000 ot. /min., pro kterou vychází délka svodů $l = 1\,066\text{ mm}$.

5.2.2 Kolektor - koncovka

Nyní se zaměříme na odladění další část výfukového systému, která by se neměla opomíjet. Opětovným dosazením do rovnice (3) získáme střední rychlost zvuku za svody, tj. rozmezí kolektor – koncovka:

$$\begin{aligned}a_s &= \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_v} \\a_s &= \sqrt{1,25 \cdot 300 \cdot 1031} \\a_s &= 621,8\text{ m/s}\end{aligned}$$

Pro zjištění rezonanční délky využijeme rovnici č. 4, kam opět dosadíme rychlost zvuku, otáčky motoru a úhel natočení klikového hřídele. Avšak úhel volíme nyní větší 170° :

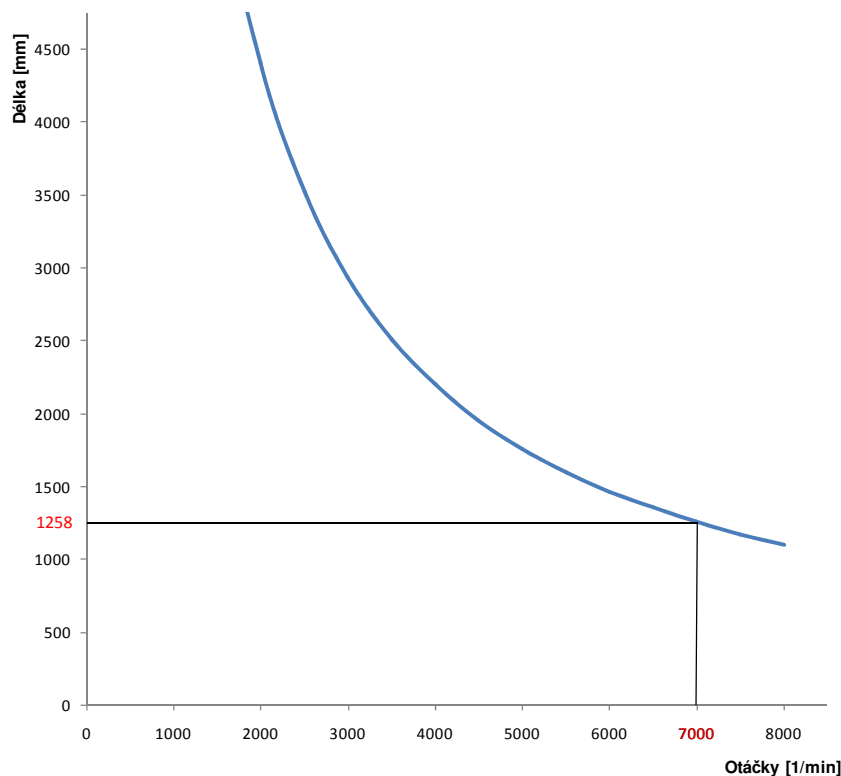
$$L = \frac{500 \cdot a_s \cdot \Phi_{tr}}{6 \cdot n} \quad (4)$$

kde Φ_{tr} [°] – úhel natočení klikového hřídele
 a_s [m/s] – rychlost zvuku ve výfuku
 n [min⁻¹] – otáčky motoru

Po dosazení:

$$\begin{aligned}L &= \frac{500 \cdot 621,8 \cdot 170}{6 \cdot 7000} \\L &= 1258\text{ mm}\end{aligned}$$

Závislost délky potrubí za kolektorem je zobrazena na grafu č. 7. Při porovnání grafů č. 6 a 7 je vidět zřetelný posun křivky na grafu č. 7 kladným směrem na ose x i y . Tento posun je dán vyšší teplotou spalín (= vyšší rychlost zvuku) a o 20° větším úhlem natočení klikového hřídele (= delší doba, kterou musí tlakové vlny absolvovat).



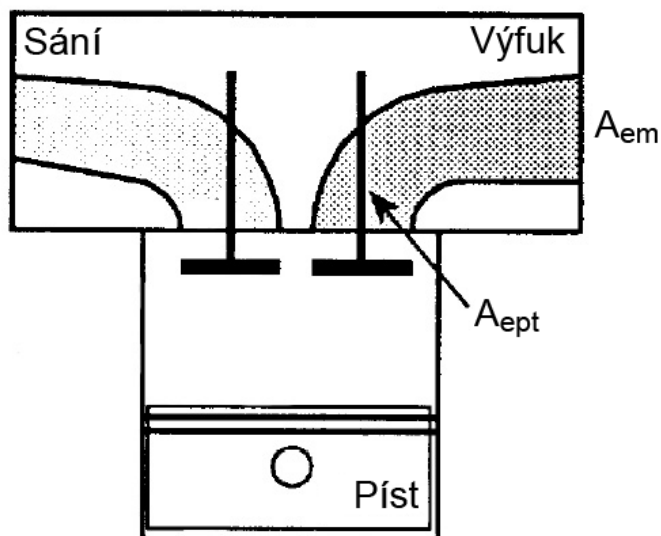
Graf č. 7 Délka potrubí za kolektorem

5.3 Návrh průřezů potrubí

Dalším klíčovým faktorem, který ovlivňuje výsledné chování motoru po odladění výfuku, jsou jeho průměry. Ať už svodů, tak i potrubí za kolektorem. Oba tyto charakteristické parametry popisující výfukovou soustavu se nyní pokusíme pomocí empirických vztahů optimalizovat. Následující odstavce se opírají o výzkum Gordona P. Blaira, který vycházel ze statisticky získaných dat. Pomocí těchto poznatků odvodil empirické vztahy pro úpravu sacích a výfukových traktů u čtyřdobých motorů. Vzhledem k tomu, že se jedná o statisticky získané vztahy, nemusí vést vždy k nejlepším výsledkům, obzvláště při různorodých konstrukčních řešeních využívaných u soutěžních vozů.

5.3.1 Průměr kanálu na konci hlavy

Průměr výfukového kanálu na vyústění z hlavy motoru má značný vliv na velikost amplitud tlakových vln v potrubí. Ať se jedná o vlny vzniklé otevřením výfukového ventilu nebo odrazem v potrubí, popř. na výstupu do atmosféry.



Obr. 13 Schéma spalovacího motoru

Na obr. 13 je zjednodušené schéma motoru se sacím a výfukovým kanálem. Na tomto schématu je vidět postupné rozšiřování kanálu směrem od ventilu, tento jev je popsán vztahem pro tzv. poměrné zvětšení průřezu:

$$C_{emp} = \frac{A_{em}}{A_{apt}} \quad (5)$$

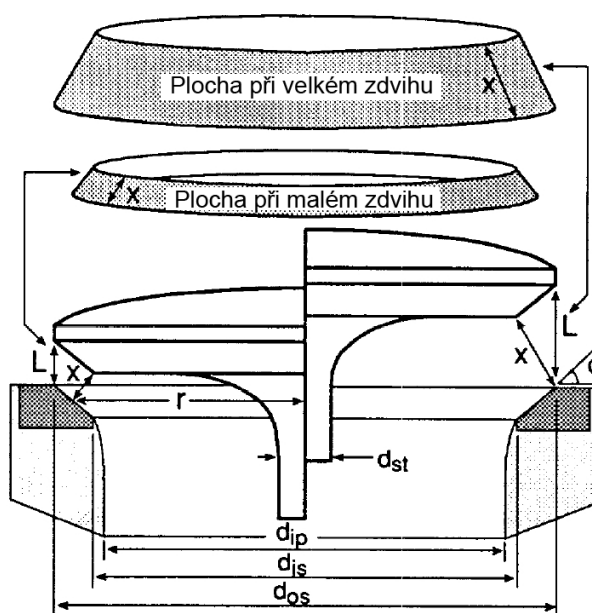
kde $A_{em} [mm^2]$ – koncový průřez
 $A_{apt} [mm^2]$ – průtočná plocha u výf. ventilů

Aby bylo možné z výše uvedeného vztahu vyjádřit námi hledanou veličinu (A_{em}), použijeme statisticky odvozenou hodnotu poměrného zvětšení průřezu z tabulky č. 3. Našemu typu motoru se nejvíce podobá dvoulitrový řadový čtyřválec jezdící WTCC (World Touring Car Championship). Vozy jezdící tento šampionát spadají do technické specifikace S 2000, popř. S2000D (pro naftové motory), která podléhá přísným pravidlům. Je zde zakázáno použití variabilního časování ventilů, keramických materiálů a uhlíkových vláken v motoru - proto se hodí pro naši aplikaci. Z tab. 3 volím $C_{emp} = 1,2$.

Poměr zvětšení průřezu kanálu			
Kategorie	Engine		C _{emp}
F2	2.0L	I4	1,26
F1	3.5L	V12	1,6
Superbike	0.6L	I4	1,4
F1	3.0L	V10	1,4
F1	3.5L	V8	1,6
Racing car	4.5L	V8	1,4
Touring car	2.0L	I4	1,2

Tab. 3 Poměrné zvětšení průřezu výfukového kanálu

Další neznámou veličinou je průtočný průřez u sedla ventilu. Ten snadno získáme odečtením ploch dříku od celkového průřezu.


Obr. 14 Schéma ventilu

Plocha výfukových kanálů u sedla ventilů:

$$A_{\text{ept}} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{ip}}^2 - d_{\text{st}}^2) \cdot n \quad (6)$$

kde d_{ip} [mm] – průměr kanálu
 d_{st} [mm] – průměr dříku
 n [-] – počet výfukových ventilů na jeden válec

Po dosazení:

$$A_{\text{ept}} = \frac{\pi}{4} \cdot (24^2 - 6^2) \cdot 2$$
$$A_{\text{ept}} = 848,2 \text{ mm}^2$$

Po dosazení výsledku z rovnice 6 a koeficientu zvětšení průřezu z tab. 3 do upravené rovnice č. 5 získáme potřebnou plochu na výstupu z hlavy motoru A_{em} .

$$A_{\text{em}} = C_{\text{emp}} \cdot A_{\text{ept}}$$

Po dosazení:

$$A_{\text{em}} = 1,2 \cdot 848,2$$
$$A_{\text{em}} = 1017,8 \text{ mm}^2$$

Pro zjednodušení budeme na výstupu uvažovat kruhový průřez. Z toho plyne vztah:

$$A_{\text{em}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (7)$$

kde d [mm] – průměr kanálu na konci hlavy motoru

Vyjádřením z rovnice 7 získáme výsledný průměr výfukového kanálu:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{em}}}{\pi}} \quad (8)$$

Po dosazení:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1017,8}{\pi}}$$
$$d = 36 \text{ mm}$$

5.3.2 Průměr potrubí za kolektorem

Tlaková vlna šířící se od výfukového ventilu při dosažení kolektoru expanduje. Proto má expansní poměr průřezu před a za kolektorem přímý vliv na velikost amplitudy odražených tlakových vln. Expanzní poměr by se měl pohybovat přibližně okolo hodnoty 6, aby odražená vlna měla dostatečnou amplitudu. Avšak příliš velká hodnota by měla za následek zkrácení impulzu a tím nežádoucí vliv na vypláchnutí válce. Proto volím $C_{\text{coll}} = 6,5$.

Vztah pro expanzní poměr C_{coll} :

$$C_{\text{coll}} = \frac{A_{\text{out}}}{A_{\text{in}}} = \frac{(n-1) \cdot d_{\text{ep}}^2 + d_{\text{tp}}^2}{d_{\text{ep}}^2} \quad (9)$$

kde d_{ep} [mm] – průměr svodů
 d_{tp} [mm] – průměr potrubí za kolektorem
 n [-] – počet válců

Po vyjádření d_{tp} ze vztahu (9) získáme:

$$d_{\text{tp}} = d_{\text{ep}} \cdot \sqrt{C_{\text{coll}} - (n-1)} \quad (10)$$

Po dosazení:

$$d_{\text{tp}} = 36 \cdot \sqrt{6,5 - (4-1)}$$

$$d_{\text{tp}} = 67,3 \text{ mm}$$

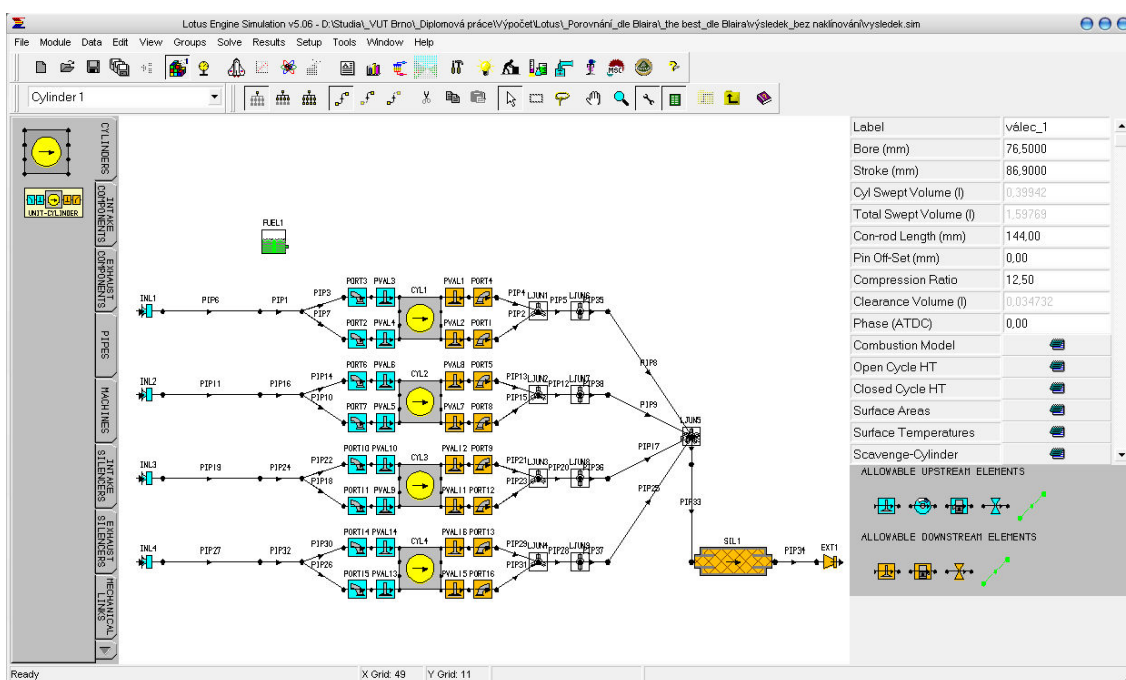
6. 1D simulace

Aby bylo možné porovnávat změny výkonu při úpravách výfukového potrubí dle výše uvedeného výpočtu, byla použita tzv. 1D simulace. Tato simulace je založena na matematických výpočtových metodách, které jsou schopny popsat průběhy hoření, popř. proudění, i u zařízení se složitými tepelně mechanickými vlastnostmi, kam se řadí i spalovací motor.

Vzhledem k široké problematice výpočtového modelování není možná ani snaha o popis všech úskalí při 1D simulaci. Proto bude dále pojednáváno pouze o základních a důležitých oblastech návrhu spalovacího motoru, popř. jeho důležitých částí.

6.1 Software

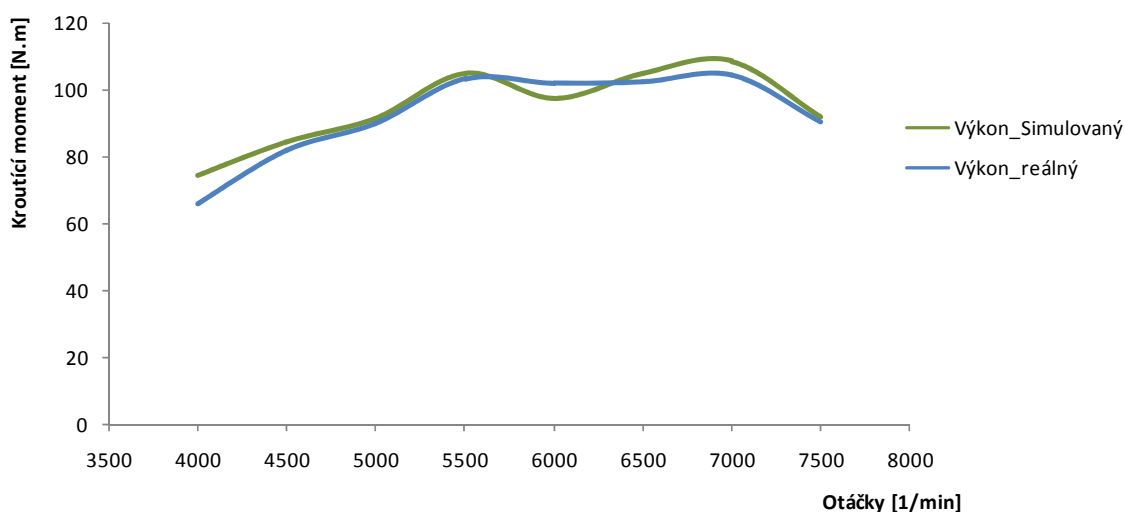
Pro usnadnění výpočtových metod existuje mnoho sofistikovaných programů, které mají v sobě již předdefinované prvky pro stavbu motoru. Mezi ně např. patří GT Power nebo Lotus Simulation Tools. Druhý jmenovaný bude aplikován pro následující optimalizaci. Pro naši oblast využijeme z Lotus Simulation Tools pouze modul Lotus Engine Simulation (obr. 14), který je přímo orientován na naši problematiku.



Obr. 14 Simulační prostředí Lotus Engine Simulation

6.2 Model

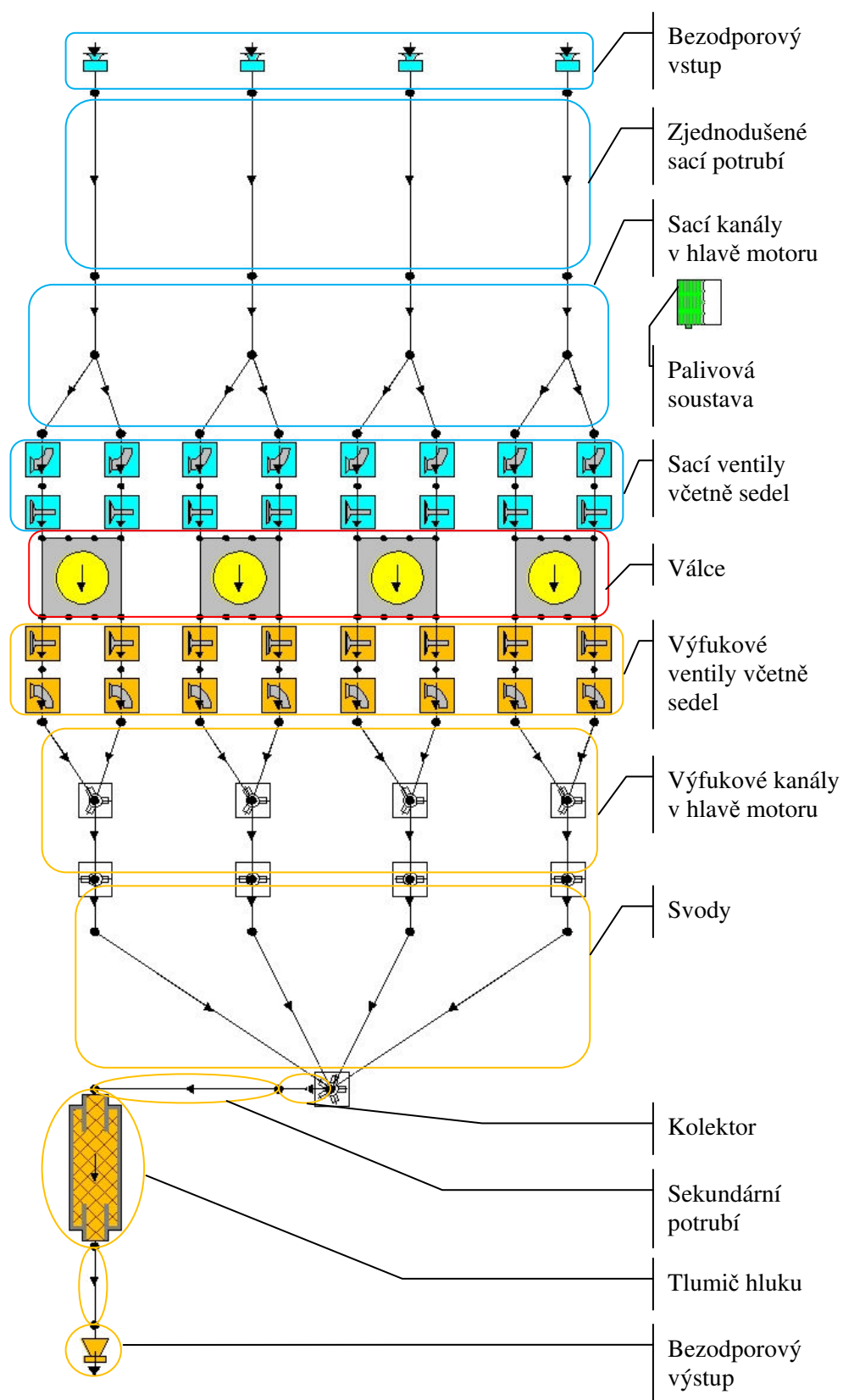
Jako první krok při optimalizaci jakékoliv části motoru je tvorba modelu. Ten by měl být věrnou kopií originálu. Abychom toho docílili, byla použita změřená, popř. odečtená data z manuálu, která jsou uvedena v kapitole 4.1.1 a 4.1.2. I přes aplikaci těchto dat bylo problematické odladění výsledného modelu. Popis problémů při simulaci a jejich následné řešení je dobře popsáno v literatuře, [5] proto se jim dále nebudu věnovat.



Graf č. 8 Porovnání reálných a simulovaných dat

Graf č. 8 zobrazuje porovnání výkonu zjištěného na dynamometru (modrá křivka) a nasimulovaného v Lotus Engine Simulation (zelená křivka). Na virtuální křivce je vidět chyba (propad) při 6 000 ot. /min., kterou se bohužel podařilo pouze eliminovat, ale ne úplně odstranit. Jedná se pravděpodobně o tvarovou odlišnost (vrub, zjednodušený sací trakt, nevhodný přechod apod.), která není v modelu uvažována. Ta má za následek zlepšení spalování reálného motoru a tím zvýšení výkonu. Tato nepřesnost však pro následující porovnání změn v geometrii sání a výfuku není fatální.

Finální model, který je zobrazen na obr. 9, byl sestaven z řady prvků, u kterých byly nadefinovány parametry podle reálného motoru. Pro značné množství dat budou pro nastínění problematiky popsány pouze nejdůležitější části a jejich parametry, mezi které patří např. trubky, spojení potrubí, model hoření, popř. přestup tepla válcovou stěnou.



Obr. 9 Schéma finálního modelu

6.2.1 Termodynamický model pracovního oběhu

Princip spalovacího motoru je založen na přeměně chemické energie uložené v palivu na tepelnou a posléze na mechanickou energii ve formě otáčivého pohybu. Z tohoto principu plyne význam přeměny tepla ve spalovacích motorech. Nezáleží však pouze na množství vzniklého tepla, ale zejména pak na průběhu jeho vzniku. Množství tepla, které je palivo schopno vyprodukovat, je dáno výhřevností a dodaným množstvím. Matematicky lze tuto závislost vyjádřit vztahem:

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B \quad (11)$$

kde H_U [J/kg] – výhřevnost paliva
 dm_B [kg] – množství paliva

Avšak vyjádření průběhu hoření v závislosti na geometrii a konstrukci motoru se i v dnešní době potýká se značnými obtížemi. Neexistují matematicko-fyzikální vztahy, podle kterých by bylo možné získat vyhovující výsledky. Touto problematikou se zabýval německý inženýr Vibe, kterému se podařilo odvodit poloempiricky vztah. Jeho bezrozměrný tvar je:

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}} \quad (12)$$

kde a [-] – podíl nespáleného paliva ve válci
 m [-] – Víbeho parametr

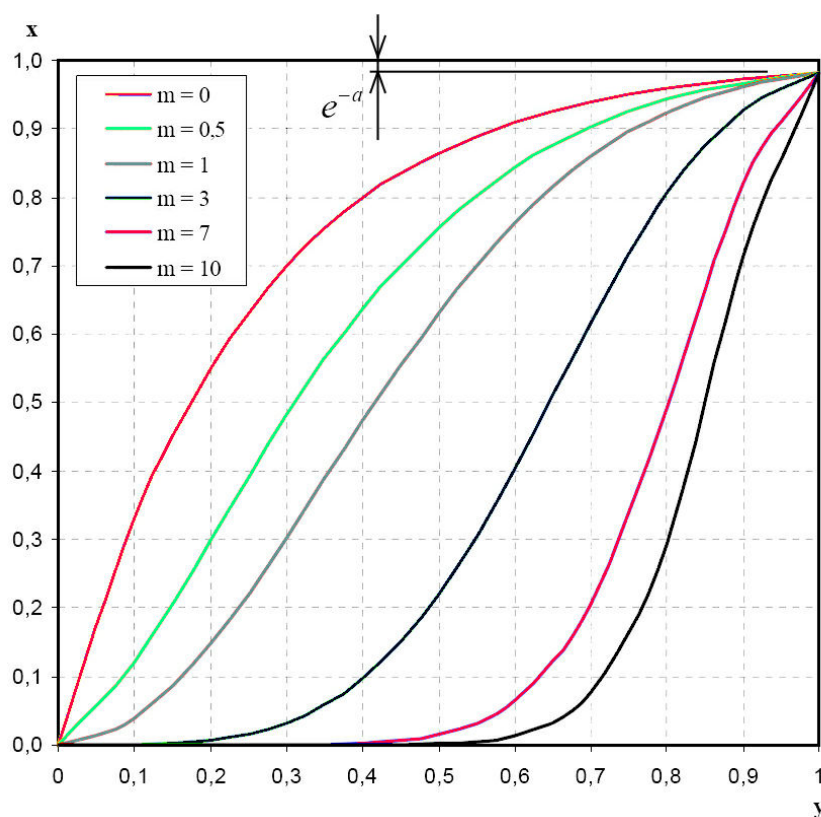
Podíl nespáleného paliva a je závislý na chemické účinnosti paliva, zatímco Víbeho parametr m charakterizuje tvar a průběh hoření ve válci. Bezrozměrné veličiny x a y charakterizují poměrné množství uvolněného tepla a poměrnou dobu hoření. Pro tyto veličiny platí:

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad (13)$$

kde $m_B(\varphi)$ [kg] – hmotnost spáleného paliva za dobu $t(\varphi)$
 m_B [kg] – celková hmotnost paliva

$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H} \quad (14)$$

kde $t(\varphi)$ [s] – doba, za kterou shoří palivo $m_B(\varphi)$
 t_H [s] – celková doba hoření



Graf č. 9 Tvary prohořívání paliva dle Vibeho parametru **m**

Na grafu č. 9 jsou znázorněny průběhy hoření v závislosti na Vibeho parametru, který značně upravuje tvar hoření. Jedná se pouze o bezrozměrné tvary, které nemají tak vysokou výpovědní hodnotu.

Hodnotě $y = 1$ odpovídá:

$$x = 1 - e^{-a} = \eta_{ch} \quad (15)$$

kde η_{ch} [%] – chemická účinnost

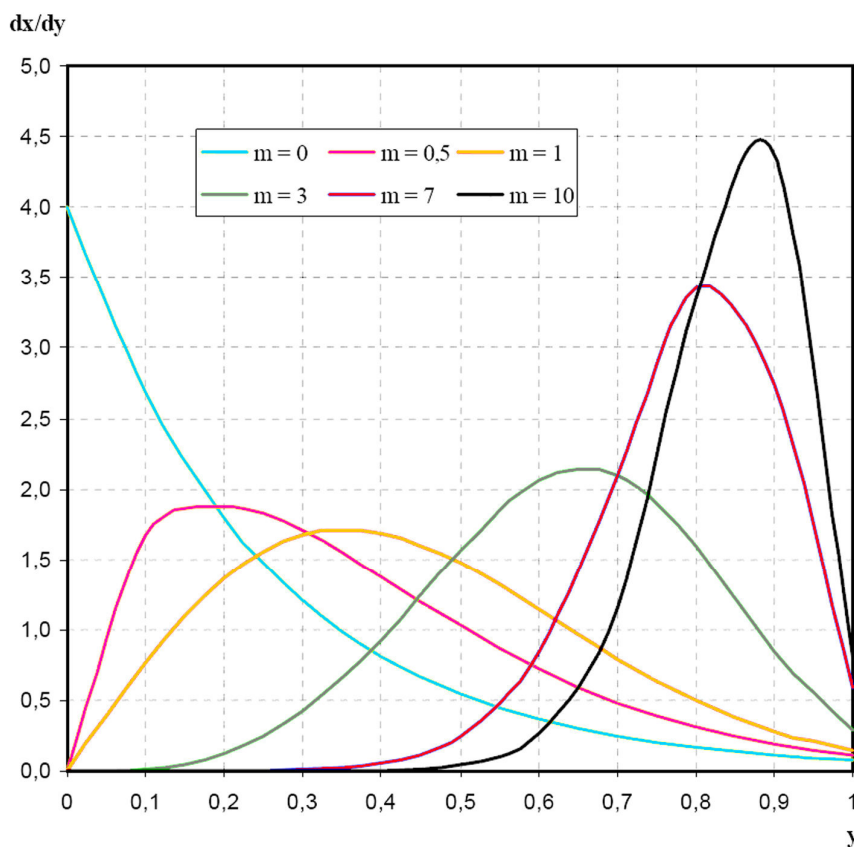
Závislost mezi chemickou účinností a ztrátovým faktorem **a** je dána vztahem:

$$a = -\ln(1 - \eta_{ch}) \quad (17)$$

Derivací vztahu (12) získáme Vibeho model intenzity hoření v závislosti na čase. Lze jej vyjádřit vztahem:

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{m+1}} \quad (18)$$

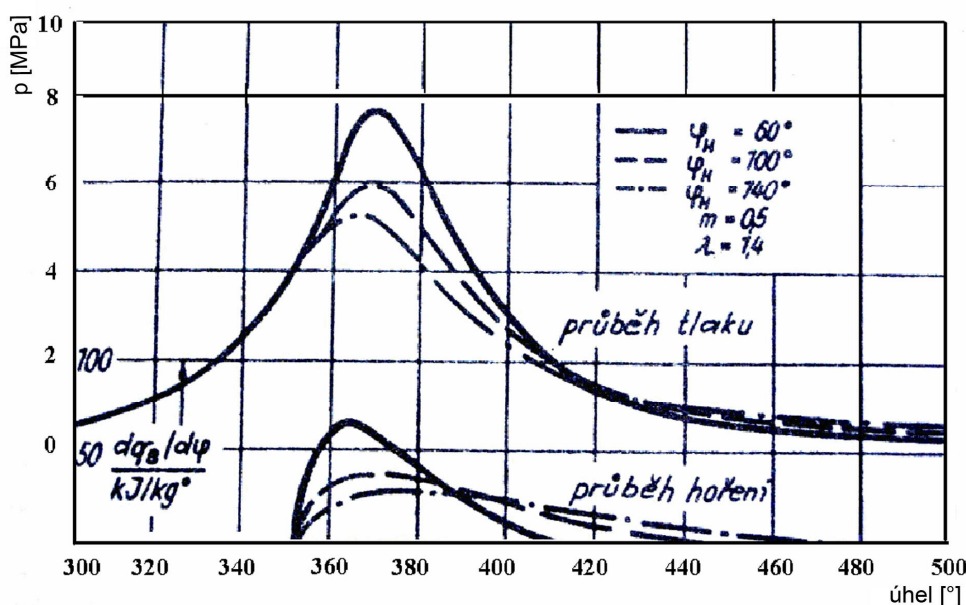
Tato závislost (zobrazena na grafu č. 10) názorně charakterizuje intenzitu hoření v daném okamžiku oproti grafu č. 9, který udává pouze podíl spáleného paliva za určitý čas. Při přeměnách chemické energie na tepelnou mohou vznikat rozmanité podmínky tvorby směsi, mezi které například patří rozklad paliva na dvě složky. Silně reaktivní a málo reaktivní složky - takovéto podmínky jsou charakterizovány malou hodnotou exponentu m náhradní Vibeho funkce. Průběh hoření je v tomto případě rozložen na dvě fáze. První, při které dojde ke spálení většiny paliva (tj. reaktivní složky), a následně druhé, při které pozvolna prohořívají málo reaktivní složky. Naopak při velkém exponentu m je počáteční průběh pozvolný a postupně graduje ke konci, kde dojde k spálení většiny paliva. Z Vibeho náhradní charakteristiky intenzity hoření lze dále odvodit vlivy na průběhy tlaků, teplot ve válci, indikovanou účinnost, popř. indikovaný výkon motoru.



Graf č.10 Intenzita hoření

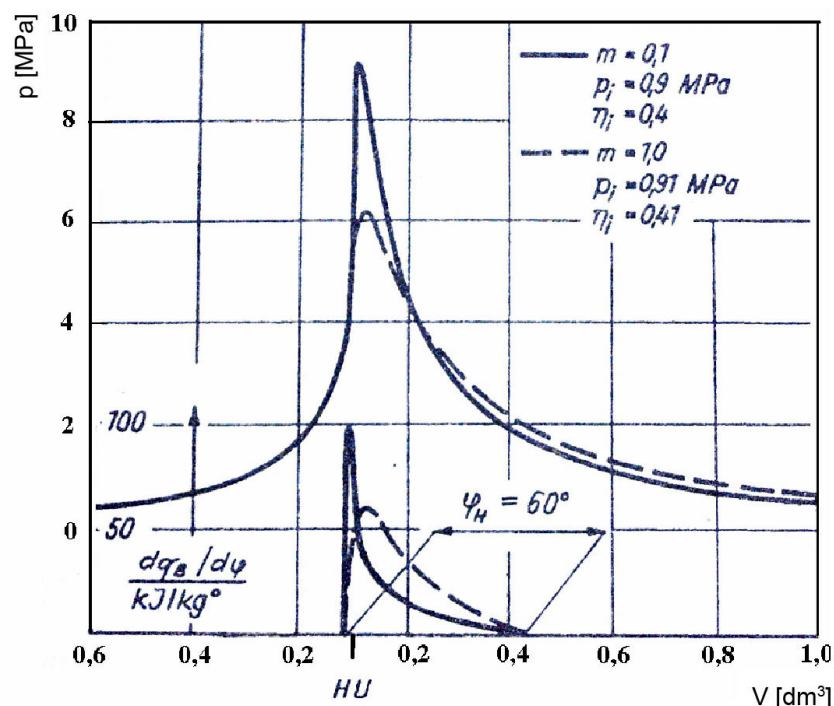
6.2.1.1 Vliv průběhu hoření

Průběh prohořívání paliva je důležitým prvkem při vytváření matematického modelu, jak již bylo popsáno v kapitole 7.2.1 Termodynamický model pracovního oběhu. Jeho vliv na pracovní cykly (např. teploty, tlaky, indikovaný výkon, účinnost apod.) motoru znamená, že hodnoty exponentu m nemohou být voleny libovolně. Průběhy tlaků ve válci ovšem nezávisí pouze na zmíněném exponentu, ale také na dalších vlivech, mezi které patří např. zatížení, otáčky motoru, tvoření směsi a zejména tvarování spalovacího prostoru.



Graf č. 11 Průběh tlaku v závislosti na době hoření [3]

Z grafu č. 11 plyne závislost průběhu, popř. hodnota maximálního tlaku na době hoření paliva při zachování konstantních podmínek. Nárůst maximálního tlaku ve válci je znatelný již při drobném zkrácení doby hoření. Zkracováním doby docílíme nárůstu indikovaného výkonu, popř. indikované účinnosti, avšak za cenu tzv. tvrdého chodu motoru. Zkrácení doby je dále doprovázeno zvýšením spalovacích teplot během pracovního cyklu. Tvrdší chod motoru, popř. vyšší teploty mají za následek zvýšení dynamického a tepelného namáhání celého motoru. Tepelnému namáhání jsou nejvíce vystaveny výfukové ventily na počátku zdvihu.



Graf č. 12 Průběh tlaku v závislosti na exponentu m [3]

Na dalším grafu č. 12 je zobrazen vliv Vibeho exponentu m na průběh tlaku ve válci při krátké době hoření. Na grafu je zřetelně viditelné, že i při velkém rozdílu exponentu m je difference v průbězích hoření menší.

Na závěr lze konstatovat, že zkracování doby hoření je pro přeměnu chemické energie na tepelnou prospěšné. Avšak pouze do jisté míry, kdy následkem příliš krátké doby dojde k neúnosnému zvýšení namáhání součástí motoru, které může mít za následek zhoršení účinnosti vlivem vyššího tření nebo dokonce destrukci celého motoru. Správná volba průběhu hoření je tedy pro budoucí správné výsledky velmi důležitá.

6.2.2 Přestup tepla

Pro další přiblížení realitě je nutné správně určit přestup tepla během celého pracovního cyklu motoru. Aby bylo tohoto docíleno, je nutné rozeznávat druhy ztrát, které při běhu motoru vznikají.

Konvekce, nebo také proudění tepla, je jeden ze způsobů šíření tepla, kdy dochází k proudění hmoty o různé teplotě. Tepelné proudění se uplatňuje pouze u kapalin a plynů. Pohybem hmoty dochází k promíchávání jednotlivých částí, které mají odlišnou teplotu, a tím se přenáší teplo mezi různými částmi hmotného útvaru.

Kondukce, neboli vedení tepla, je jeden ze způsobů šíření tepla v tělesech, při kterém částice látky v oblasti s vyšší střední kinetickou energií předávají část své pohybové energie prostřednictvím vzájemných srážek částicím v oblasti s nižší střední kinetickou energií. Částice se přitom nepřemísťují, ale kmitají kolem svých rovnovážných poloh.

Rychlost výměny tepla určuje tzv. součinitel přestupu tepla, který je zobrazen pro námi užitá chladicí média v tab. č. 4.

Médium	Teplota T_{ch} [°C]	Součinitel přestupu tepla α [W/m ² .K]	Měrná tep. kapacita c_p [kJ/kg.K]	Hustota ρ [kg/m ³]
Voda	100	5 000	4,22	958
Vzduch	25	20	1,007	1,27

Tab. 4 Chladicí média

Naopak u tuhých látek určuje rychlost vedení tepla tzv. tepelná vodivost, která je zobrazena v další tabulce č. 5.

Materiál	Tepelná kapacita [kJ/kg]	Tepelná vodivost [W/m/K]	Hustota ρ [kg/m ³]	Použití
Hliník	940	150	2 670	Hlava motoru
Ocel	490	48	7 900	Výf. a sací potrubí
Litina	470	45	7 200	Blok válců

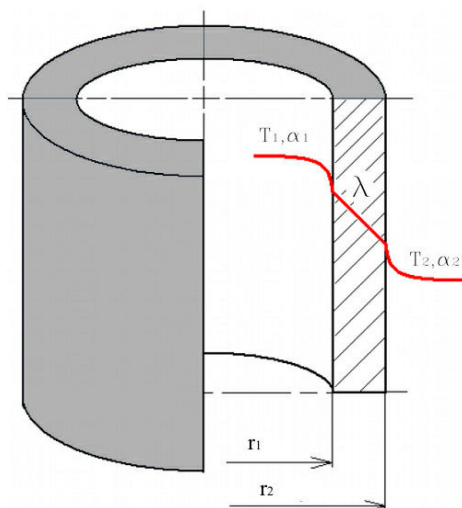
Tab. 5 Hodnoty pro výpočet přestupu tepla

Lotus Engine Simulation pracuje podle následující analogie. Jako první stanoví teplotu stěny válce podle vztahu:

$$T_w = q_w \cdot \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} \right) + T_c \quad (19)$$

kde q_w [J] – teplo
 α_c [W/m².K] – součinitel přestupu tepla chladicího média
 δ_w [mm] – tloušťka válce
 λ_w [W/m/K] – tepelná vodivost válce
 T_c [°C] – teplota chladicího média

Vztah (19) vychází z Ohmova zákona, který zjednodušuje obr. 10 na schéma sériově zapojených odporů (obr. 11).



Obr. 10 Prostup tepla



Obr. 11 Sériové zapojení

Posléze vypočte tepelný tok podle Newtonova vztahu:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T) \quad (20)$$

kde α [W/m².K] – součinitel přestupu tepla
 A [mm²] – plocha aktuálního pracovního prostoru
 T_w [°C] – teplota pracovní stěny válce
 T [°C] – teplota směsi

Chybějící součinitel přestupu tepla α můžeme získat několika způsoby. Program nám nabízí volbu ze tří předdefinovaných modelů přestupu tepla (tj. Annand, Woschni a Eichelberg). Na náš model byl aplikován Woschni model, který je využíván nejhojněji. Woschni model vychází z poznatků proudění v potrubí a lze ho matematicky zapsat následovně:

$$\alpha = \frac{A \cdot p^{0,8}}{T_w^{0,55} \cdot D_{cyl}^{0,2}} \cdot \left[B \cdot \overline{U_p} + C \cdot \overline{U_s} + D \cdot \frac{T_1 \cdot V_z}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_k) \right]^{0,8} \quad (21)$$

- kde
- A, B, C – Woschniho koeficienty pro otevřený a uzavřený cyklus
 - D – Woschniho koeficient pro uzavřený cyklus
 - p – tlak ve válci
 - T_w – teplota válce
 - V_z – zdvihový objem
 - D_{cyl} – vrtání
 - $\overline{U_p}$ – střední pístová rychlost
 - $\overline{U_s}$ – 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

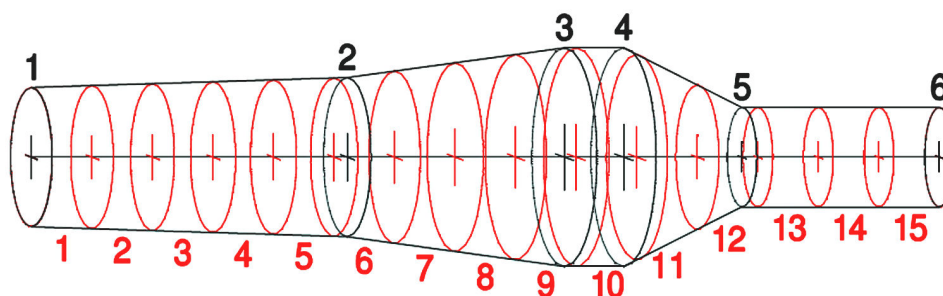
Chybějící Woschniho koeficienty (A až D) jsou voleny podle typu motoru a tvorby směsi. Získání takovýchto koeficientů je složitý proces, proto jsme použili doporučené hodnoty pro zážehový motor s nepřímým vstřikem paliva, které se pro nás hodí nejlépe. Jsou zobrazeny v tab. 6.

Koeficient	A	B	C	D
Otevřený cyklus	3,26	9,12	0,834	-
Uzavřený cyklus	3,26	4,56	0,616	0,00324

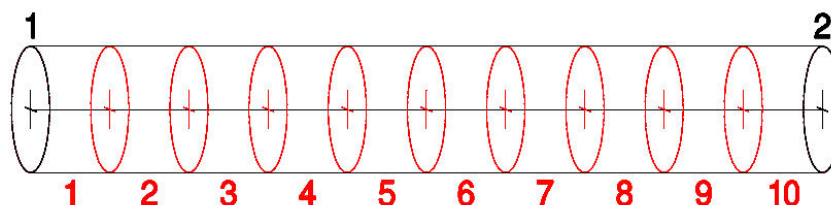
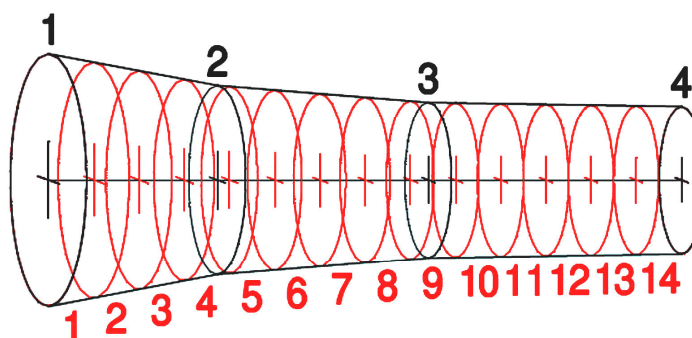
Tab. 6 Woschniho koeficienty pro zážehový motor

6.2.3 Potrubí

Simulační prostředí Lotus Engine umožňuje vytvářet potrubí rozmanitých tvarů, zejména pro možnost nastavení odlišných průměrů v jakémkoliv místě potrubí; dále pak samozřejmě délek, jak je vidět na obr. 12. Bohužel vzhledem k tomu, že tento program řeší pouze 1D simulaci, vznikají zde problémy při skokových změnách potrubí (které se používají pro rozšíření vlivu odražené zpětné podtlakové vlny např. u vozů F1), kde dochází k porušení předpokladu jednorozměrného proudění. Řešení se nachází ve zjištění odporového součinitele pomocí některého 3D softwaru (např. Fluent, CFD apod.) a zpětnému dosazení do 1D simulace.


Obr. 12 Tvarování potrubí

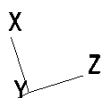
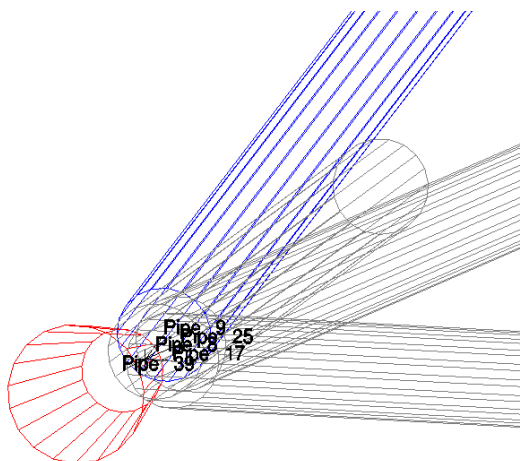
Problémy nastávají také při prudkých změnách průměrů, při kterých dochází k rychlým změnám průběhu proudění. Tento problém však lze eliminovat změnou meshu neboli sítě. Mesh určuje, v jak velkých rozestupech má program provádět výpočet aktuálního stavu proudění. Tento software má již předdefinovány hustoty sítí podle momentálních požadavků. Ovšem toto nastavení je doprovázeno chybami, které lze do značné míry vyloučit manuálním nastavením. Při nevhodně zvolené síti mohou nastat dva kolizní stavy. Při řídké síti program nedokáže podchytit všechny důležité změny v proudění anebo naopak při příliš husté síti dojde k značnému prodloužení výpočtového času. Hustotu sítě volíme zejména podle tvarové složitosti potrubí, rychlosti proudění a místa, kde je potrubí užito. Z tohoto plyne, že pro výfukové potrubí postačí řidší síť (cca 30 až 35 mm) (viz. obr. 13), zatímco pro sání je vhodnější volit síť jemnější (cca 20 až 25 mm) (viz. obr. 14).


Obr. 13 Výfukový svod

Obr. 14 Sací trakt

6.2.4 Spojení potrubí

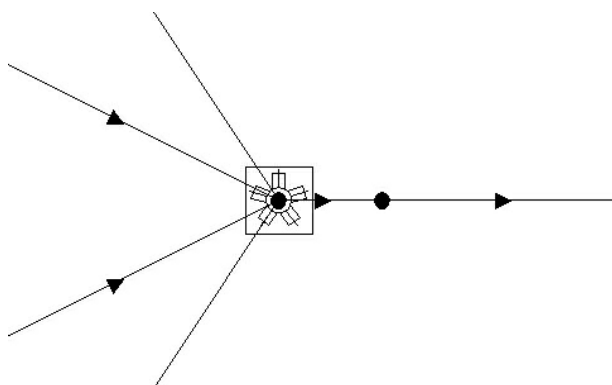
Pro další přiblížení reality je vhodné použít tzv. ztrátové přechody, které reprezentují tvarové přechody, spojení svodů apod. Je zde možné definovat úhly spojení (viz. obr. 15), popř. zadat přímo ztrátovou hodnotu (např. z 3D simulace).

REF1 in RED
REF2 in BLUE



Obr. 15 Spojení výfukových svodů do kolektoru

V modelu je určen symbolem zobrazeném na obr. 16.



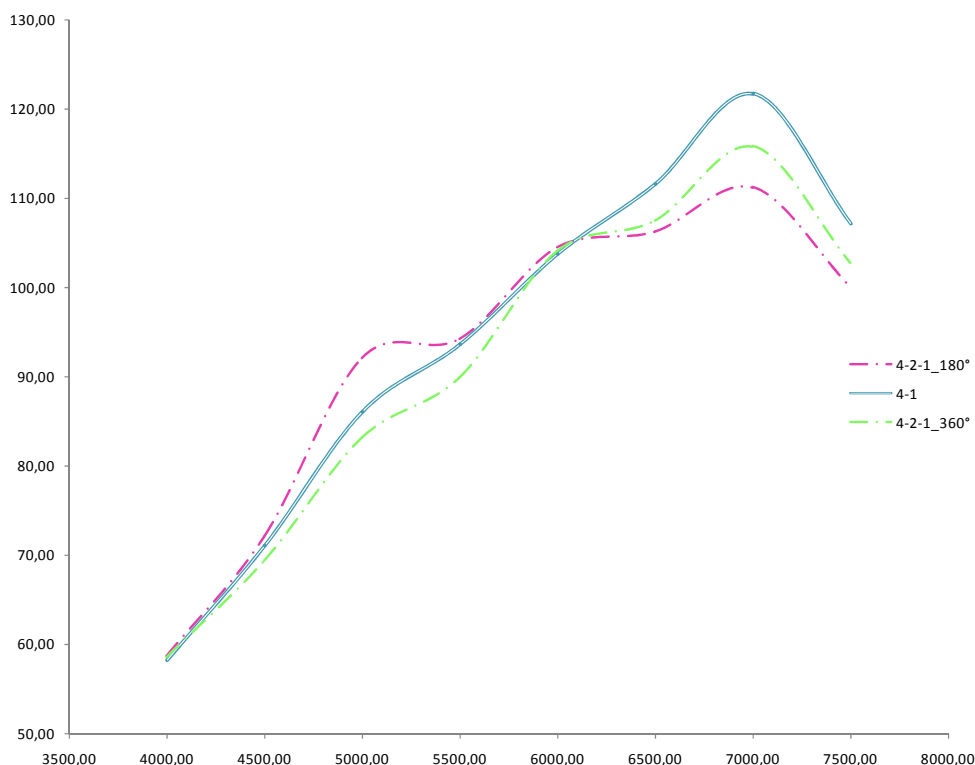
Obr. 16 Symbol ztrátového součinitele

7. Simulace

V následující kapitole bude pojednáno o samotné optimalizaci výfukového traktu. Při této optimalizaci byly využity hodnoty z předchozích kapitol, jako např. materiály potrubí, termodynamický model, samotný model motoru apod.

7.1 Volba systému

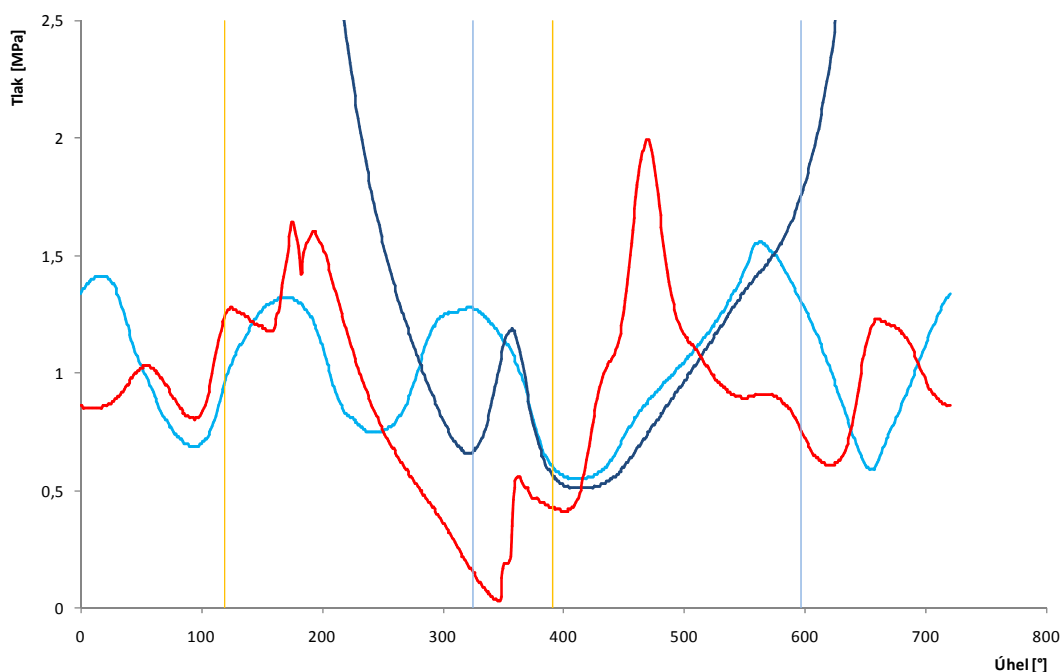
V úvodu se zaměříme na vliv použitého výfukového systému. Z praxe vyplývá, že systémy 4-1 jsou vhodnější pro motory, u nichž je kladen důraz na výkonovou špičku, zatímco systémy 4-2-1 se dobře uplatňují u vozidel, které jsou provozovány v nižších otáčkových pásmech. I přesto se uplatnily u motocyklových motorů, kde maximální otáčky často atakují hranice 15 000 ot. / min, jako tomu je např. u motocyklu Yamaha R6. Je to zejména pro jejich schopnost vyhladit propady v nízkých otáčkách, kdy motor nedisponuje tak vysokým kroutícím momentem. U vozidel našeho typu jsou převážně volena spojení 4-1. Po předběžné simulaci se nám tyto předpoklady potvrdily. Systémy 4-2-1, ať už s posunutím zážehů 180° nebo 360° natočení klikového hřídele, nedosahovaly tak vysokých maximálních výkonů jako systém 4-1 a vykazovaly značné výkonové propady, jak je dobře patrné na grafu č. 13.



Graf č. 13 Porovnání základních systémů

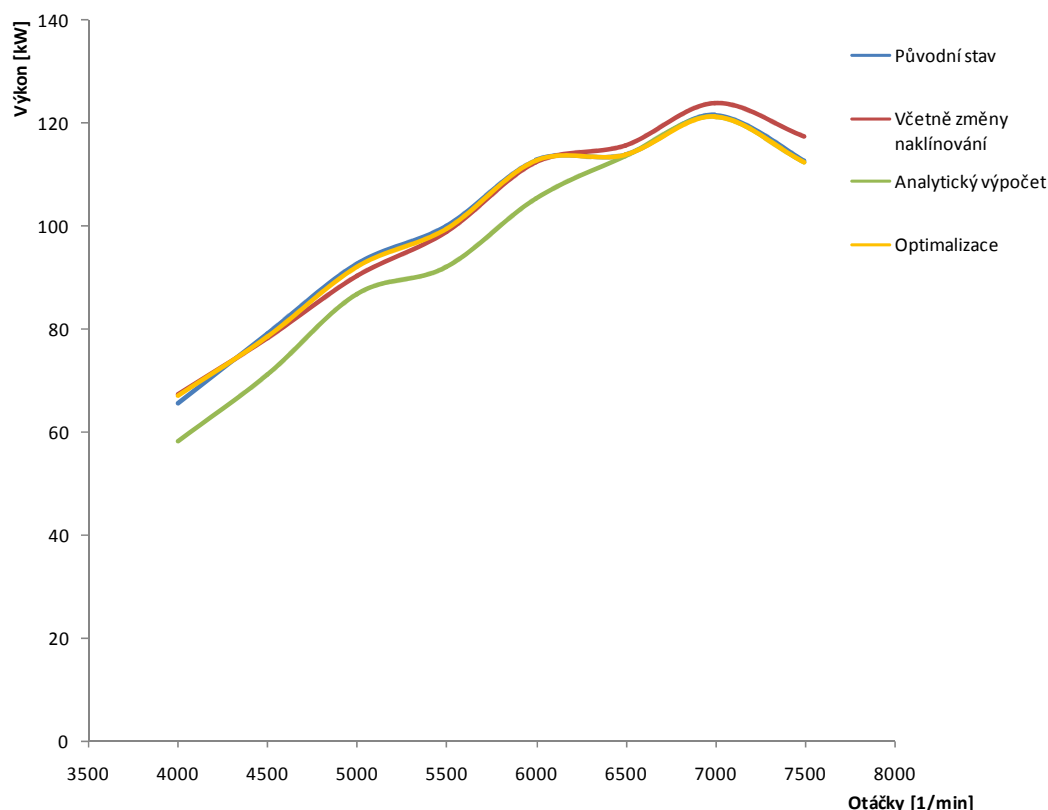
7.2 Průběhy tlaků

Průběhy tlaků mají velmi vysokou vypovídající schopnost. Je z nich možné zjistit nevhodně zvolené délky výfukových svodů, sání, popř. jejich průměry. Při rozboru tlaků na grafu č. 14 z výše vybraného systému 4-1 je vidět během překrytí ventilů skoková změna tlaku ve výfukovém traktu (červená křivka). Tato skoková změna má za následek zvýšení tlaku ve válci (tmavě modrá křivka) a tím obrácení potenciálu tlakového spádu mezi válcem a sáním. V důsledku toho dochází ke zhoršení plnicí účinnosti následované snížením výkonu.



Graf č. 14 Průběhy tlaků (modrá-válec, červená-výfuk, sv. modrá-sání)

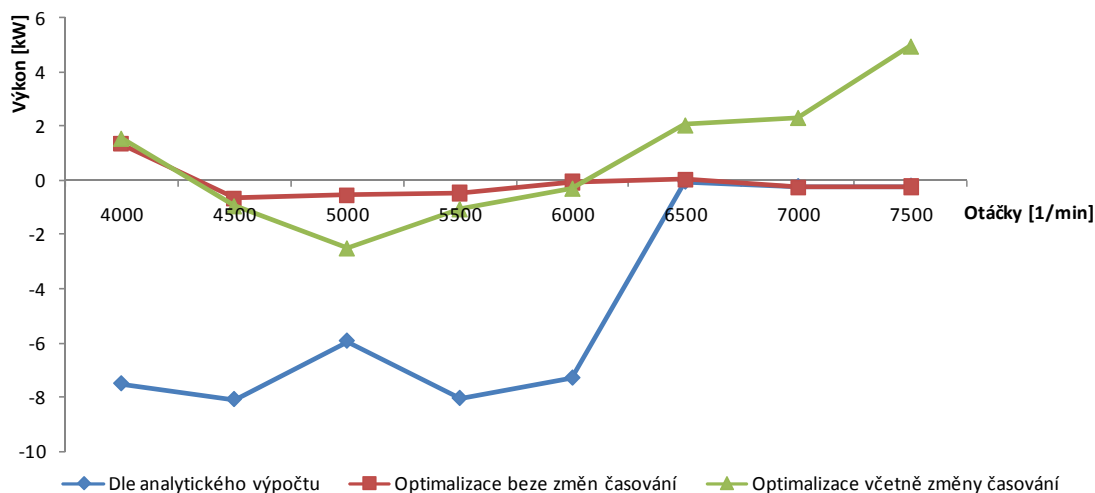
První myšlenka pro odstranění této skokové změny vedla přes úpravu výfuku. Pro prvotní nástřel byly použity hodnoty získané v kapitolách 5.2.1 Svody (ventil – kolektor), 5.2.2 Kolektor – koncovka, 5.3.1 Průměr kanálu na konci hlavy a 5.3.2 Průměr potrubí za kolektorem. Posléze byly optimalizovány všechny průměry trubek včetně kolektoru, i všechny jejich délky. Avšak tento přístup nevedl k uspokojivým výsledkům (graf č. 15).



Graf č. 15 Porovnání výkonových křivek

Na grafu je patrné, že hodnoty, které získal Bc. Jiří Vávrovec po optimalizaci sacího traktu, byly na svých maximálních hodnotách. Těmto hodnotám odpovídaly i stejné průběhy tlaků (graf č. 14). Proto bylo přistoupeno k úpravě rozvodového mechanismu. Vzhledem k nízkému rozpočtu, který má tento tým na jednu soutěžní sezónu, byla zvolena pouze změna úhlu naklínování o hodnotu 10° , tj. naklínování 100° , což se nakonec ukázalo i jako efektivnější než změna celé výfukové vačky. Tato úprava vedla zejména ke zlepšení průběhu ve vysokých otáčkách, jak je dobře patrné na grafu č. 16, který zobrazuje diferenci mezi základním modelem od Bc. Vávrovce a následně upravenými modely.

Tato změna se kladně projevila i na průběhu tlaků při stříhu ventilů, což byl podnět k podrobnějšímu rozboru. A to zejména zjištění možných chyb v tzv. flow koeficientech.



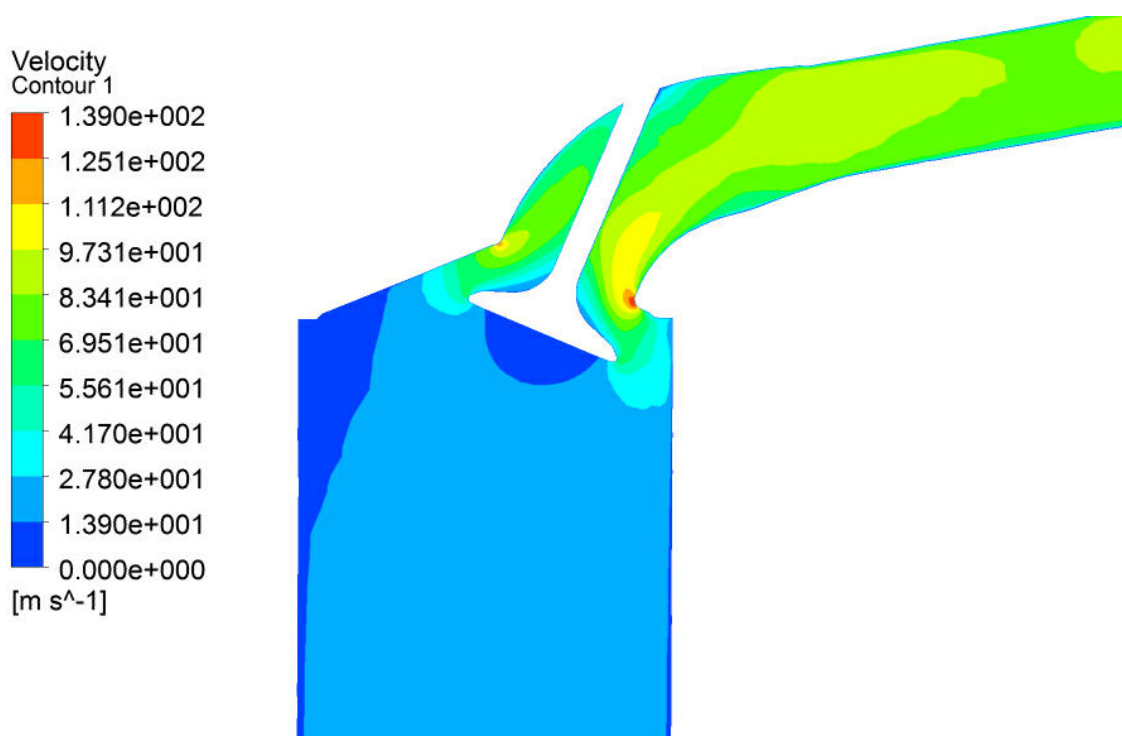
Graf č. 16 Výsledek změn na modelu

7.3 3D Simulace

Doporučené hodnoty, užité při prvních simulacích, vykazovaly nedostatky, zejména pak tzv. flow koeficient (viz. výše). Flow koeficient neboli také hodnoty odporu proudění při průchodu ventilovým sedlem, jsou hodnoty závislé na zdvihu ventilu a jeho průměru. Bylo tedy nutné jejich zpřesnění pomocí některého ze 3D programů. Tohoto úkolu se zhostil kolega Bc. Vávrovec, který tyto hodnoty pomocí 3D simulace v programu Fluent zkorigoval. Proto se odkazuji především na jeho diplomovou práci [6] a zaměřuji se pouze na dílčí důležité výsledky pro moji následnou práci.

7.3.1 Výsledky CFD simulace

Principiálně se jedná o protlačování (profukování) vzduchu o určitém složení s konstantním tlakovým spádem a rychlostí. CFD simulace probíhala ve dvou směrech; první ve směru sání a druhá ve směru výfuku (obr. 17), který je pro nás podstatnější. Na obr. 17 je možné pozorovat místa o různých hodnotách rychlostí, které jsou od sebe odlišena barvami (viz. stupnice vlevo). Jak se dalo předpokládat, nejvyšší rychlosti (tj. největší ztráty) při průchodu směsi bylo dosaženo v sedle ventilu, kde dochází ke škrcení proudění zmenšením průtočného průřezu.



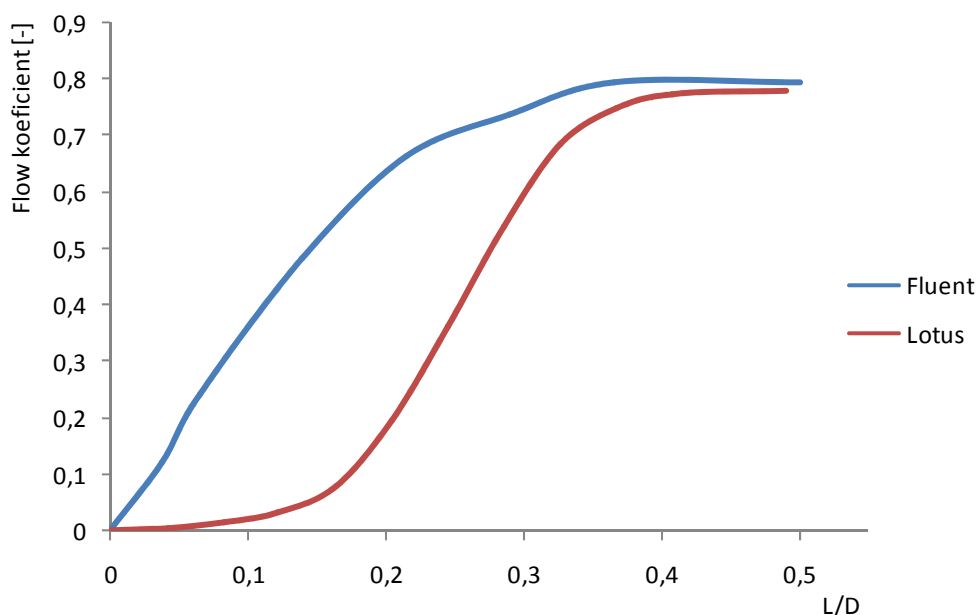
Obr. 16 Zpětné proudění (zdvih 5,7 mm)

V tabulce č. 7 jsou zobrazeny získané hodnoty flow koeficientu, hmotnostního a objemového toku pro zpětné proudění. Porovnání těchto hodnot s defaultními je zobrazeno na grafu č. 17.

Zdvih [mm]	Hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]	Objemový tok [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]	C_f [-]
1	0,01471	0,012	0,121
1,7	0,02930	0,024	0,241
3,7	0,05844	0,048	0,482
5,7	0,08042	0,659	0,662
7,7	0,08961	0,735	0,739
9,7	0,09651	0,791	0,795

Tab. 7 Hodnoty získané z CFD simulace

Z grafu je zřejmé, že defaultní flow koeficient se ani přibližně nepodobal reálným hodnotám. Tento rozdíl zapříčinil výše zmíněné problémy a odchylky ve výpočtech. Pro další simulace byly hodnoty jak pro sání, tak i výfuk v programu Lotus upraveny podle výsledků získaných z 3D simulace.



Graf č. 17 Hodnoty flow koeficientů

7.4 Odladění výfukového traktu

Aby bylo docíleno co možná nejlepších výsledků, byl zvolen následující postup odladňování. Pro prvotní nástřel budou opět využity hodnoty z předchozího analytického výpočtu. Tyto hodnoty budou brány jako odrazový můstek a porovnávací bod pro následující úpravy modelu. Postupnými úpravami svodů, kolektoru, potrubí za kolektorem a tlumičem bychom se měli propracovat k nejlepšímu výsledku. Aby bylo docíleno maximálního možného účinku, budou pro každou část výfukového traktu voleny hodnoty zvětšující se symetricky na obě strany od analytických hodnot. Tento postup bude na závěr korigován a ověřen pomocí automatické optimalizace, kterou obsahuje softwarový balíček od firmy Lotus.

7.4.1 Svody

Svody patří mezi nejdůležitější části při ladění výfukového systému. Pro správné vypláchnutí válce je důležité vhodně zvolit průměr, délku, popř. kuželovitost. Při příliš malém průměru dojde k „ucpání“ svodů a zpomalení proudění a nedostatečnému vyprázdnění válce. Naopak při příliš velkém průměru dochází na konci potrubí k odrazu nedostatečně velkých podtlakových vln, které nejsou schopny vysát zbytky spalín z válce.

Délka primárního potrubí je důležitá zejména pro správné načasování vrácení podtlakové vlny zpět k ventilu. Pro nízké otáčky jsou voleny větší délky, zatímco pro

vyšší otáčky je nutné volit délku kratší, aby byla podtlaková vlna schopna se vrátit při zkráceném času na otáčku zpět k válci motoru.

8.4.1.1 Délka

Podle analogie z kapitoly 5.2.1 Svody (ventil – kolektor) byla zvolena délka mezi sedlem ventilu a spojením primárních potrubí $L = 1066$ mm. Z toho plyne vztah pro délku svodů:

$$L_s = L - (L_1 + L_2) \quad (22)$$

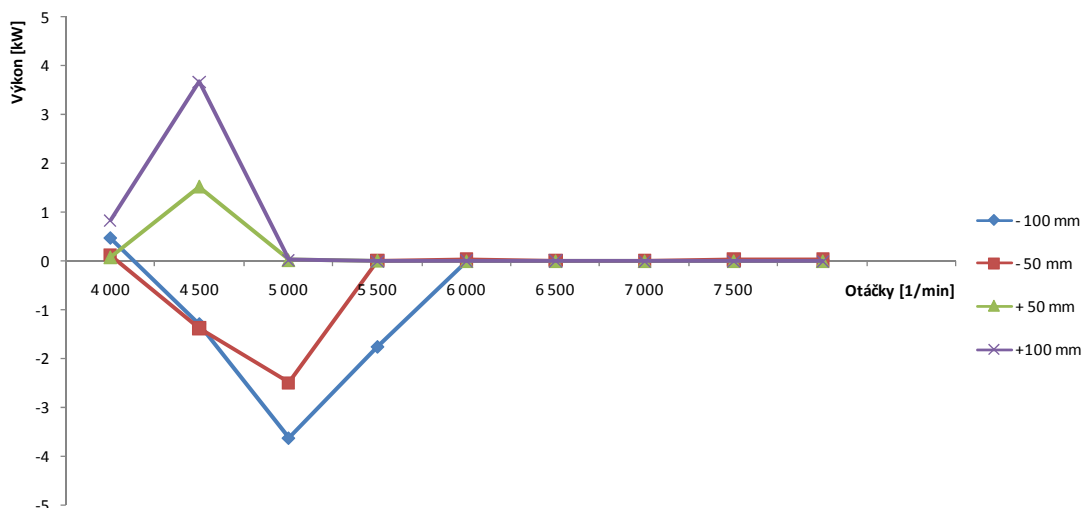
kde L [mm] – teoretická ideální délka svodů
 $L_1 + L_2$ [mm] – délka kanálů v hlavě motoru

Po dosazení:

$$L_s = 1066 - (46 + 26)$$

$$L_s = 994 \text{ mm}$$

K základní hodnotě 994 mm byly adekvátně zvoleny hodnoty 894 mm, 944 mm, 1044 mm a 1094 mm. Porovnání získaných výsledků je zobrazeno na grafu č. 18.

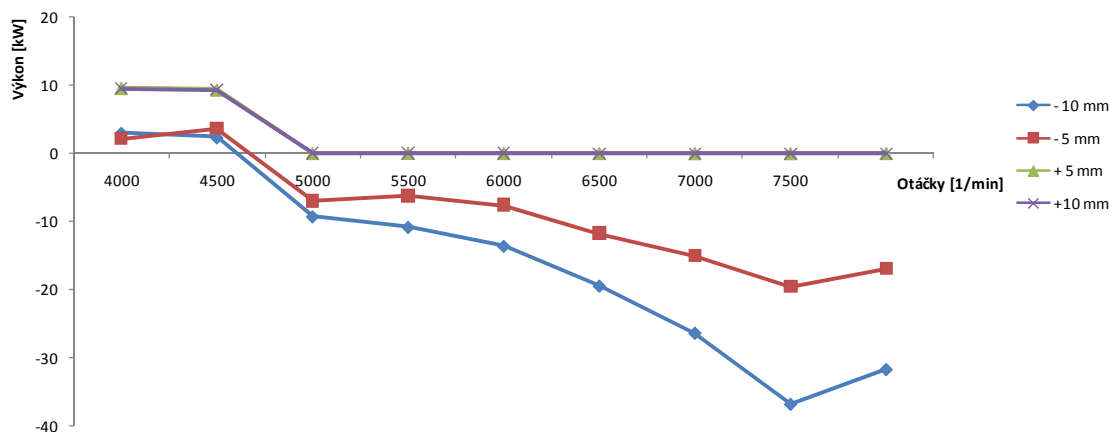


Graf č. 18 Porovnání změn výkonu při změnách délek primárního potrubí

Z porovnání změn výkonu je patrný zejména dopad na střední otáčkové pásmo (tj. mezi 4 000 až 6 000 ot / min), kde se výkon pohybuje v rozmezí 8 kW. Toto pásmo je pro nás důležité při výjezdech ze šikan, popř. ostrých „vracáků“, při kterých by vozidlo nedisponovalo dostatečnou dynamikou při nevhodně zvoleném rychlostním stupni.

7.4.1.2 Průměr

Dalším důležitým parametrem primárního potrubí je samozřejmě jeho průměr. Podle kapitoly 5.3.1 Průměr kanálu na konci hlavy volíme základní průměr 36 mm. Výsledek z analytického výpočtu souhlasí se stávajícími svody na vozidle, proto bude zajímavé, zda byl zvolen správně. Ostatní průměry jsem zvolil 26 mm, 31 mm, 41 mm a 46 mm. Jejich porovnání je na grafu č. 19.



Graf č. 19 Porovnání změn výkonu při změnách průměrů primárního potrubí

Z grafu č. 19 je možné vypožiorovat, jak dochází k výše zmíněnému škrcení průchodu plynů při zmenšování průměru potrubí. Zejména pak při vysokých otáčkách, kdy je zapotřebí přepravit větší objem plynů. Dále je možné vidět, že se zvětšujícím se průměrem je tento jev zastaven a další zvětšování je bezpředmětné. Ba naopak by to znamenalo problémy se zástavbovými rozměry na vozidle doprovázené zbytečným zvyšováním nezanedbatelné hmotnosti (pozn.: hmotnost kompletního vozu je přibližně 650 kg) celého výfukového systému.

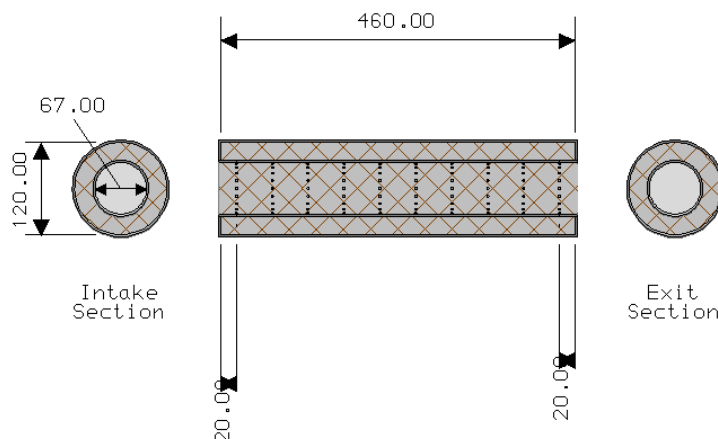
7.4.2 Kolektor - tlumič

Další upravovanou částí je potrubí za kolektorem včetně koncovky za tlumičem hluku. Stejně jako u svodů je zde možné upravit dva parametry (délku a průměr potrubí). Pro rozměry sekundárního potrubí platí stejná pravidla jako pro svody, avšak již nemají takovou váhu na výsledné chování motoru.

7.4.2.1 Délka

Z kapitoly 5.2.2 Kolektor – koncovka vyplývá jako nejvhodnější délka sekundárního potrubí $L = 1258$ mm. Tato délka je však vzhledem k délce vozu malá. Z tohoto důvodu se nyní zaměříme především na konvergenci výsledků a posléze na

vhodný kompromis mezi výkonem a potřebnou délkou potrubí na voze. Pro vůz jsem zvolil tlumič o délce $L_T = 460$ mm. Jeho průměr bude zvolen podle průměru sekundárního potrubí, aby nevznikaly skokové změny průměrů. Se zvolenou délkou by bezpečně neměl hluk překročit dovolené limity (viz. obr. č. 17).



Obr. 17 Tlumič hluku

Z výše popsaného plyne vztah pro délku mezi kolektorem a tlumičem:

$$L_K = L - (L_T + L_E) \quad (23)$$

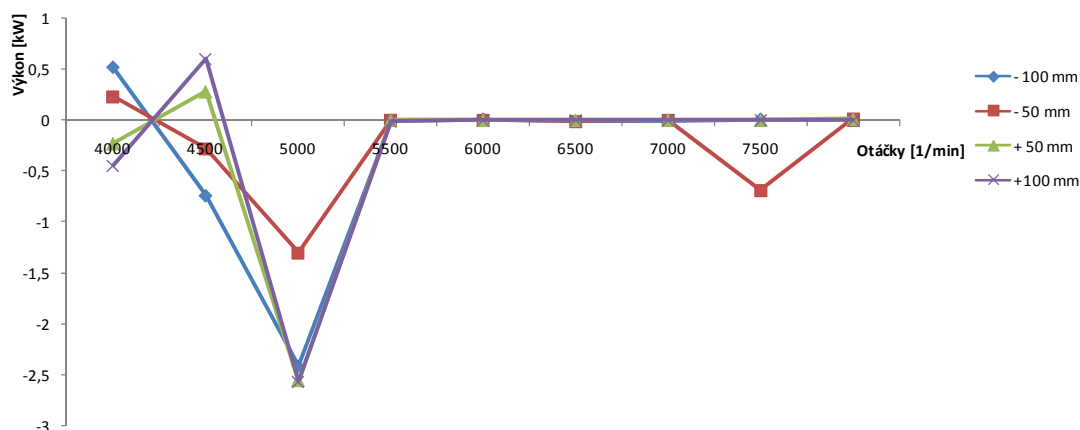
kde L [mm] – teoretická ideální délka
 L_T [mm] – délka tlumiče hluku
 L_E [mm] – délka koncovky za tlumičem

Po dosazení:

$$L_K = 1258 - (460 + 100)$$

$$L_K = 698 \text{ mm}$$

K základní hodnotě 698 mm byly adekvátně zvoleny hodnoty 598 mm, 648 mm, 748 mm a 798 mm. Porovnání výsledků je zobrazeno na grafu č. 20.

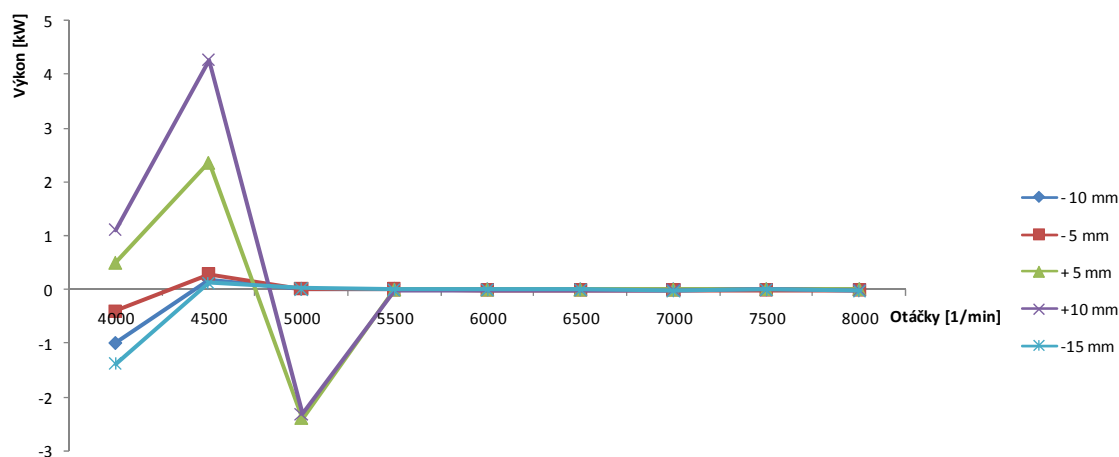


Graf č. 20 Porovnání změn výkonu při změnách délek sekundárního potrubí

Z grafu č. 20 je patrné, že délka získaná analytickým výpočtem se jeví jako nejvhodnější. U ostatních variant je výkon získaný v nízkých otáčkách vykoupen značným propadem výkonu ve středních otáčkách, které jsou pro nás důležité. Bohužel hodnota 1258 mm není, jak již bylo konstatováno, vzhledem k zástavbovým rozměrům vozu, použitelná. Proto se v následné optimalizaci zaměříme na další možnosti, které zkombinují potřebnou délku na voze a přijatelný výkon do sebe a budou pro nás přijatelnější.

7.4.2.2 Průměr

Průměr potrubí za kolektorem volím podle kapitoly 5.3.2 Průměr potrubí za kolektorem $D = 67$ mm. Vypočtená světlost trubky je oproti původní o celých 11 mm větší. Proto jsem zvolil pro porovnání o jeden průměr navíc, tedy 52 mm, 57 mm, 62 mm, 72 mm a 76 mm.



Graf č. 21 Porovnání změn výkonu při změnách průměru sekundárního potrubí

Při rozboru grafu č. 21 je dobře viditelný vliv průměru na nízké a střední otáčky. Jako nejvhodnější se jeví analyticky získaná hodnota, tj. průměr 67 mm, který jako jediný zanechává výkon bez poklesů výkonu. Ostatní průměry potrubí, zejména pak průměry 72 mm a 76 mm, by měly za následek značný výkonový výkyv mezi 4 500 ot/min a 5 000 ot/min.

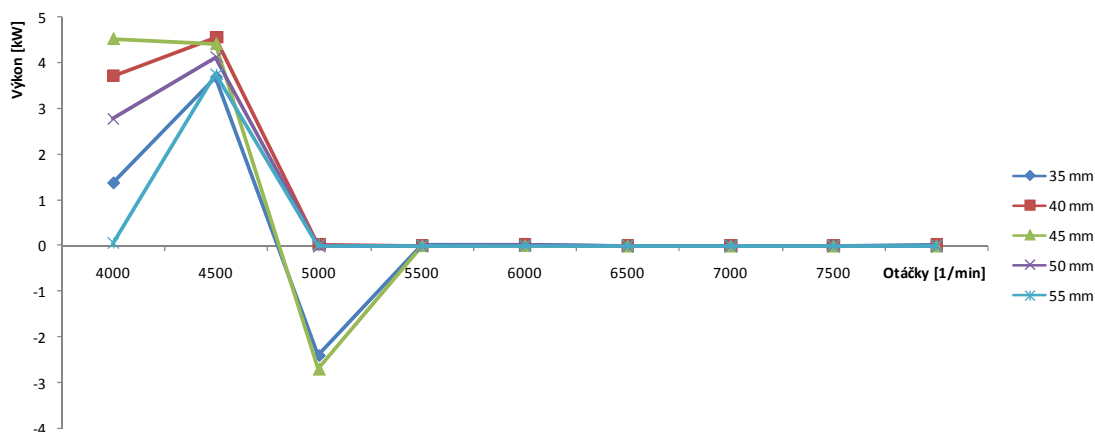
7.4.3 Kolektor

Pro snížení odporu při spojování potrubí byl použit tzv. kolektor (viz. kapitola 2.1.3. Merge collector). Ten by měl pomoci snížit výsledný tlakový spád v potrubí. U stávajícího systému nebyl zakomponován, proto jsem ho za pomoci ztrátového součinitele a dvou potrubí vytvořil (viz. kapitola 7.2.4 Spojení potrubí).

Pro tento prvek prozatím nebyly odvozeny žádné empirické vztahy, proto se budeme přibližovat k nejlepšímu výsledku postupným zkoušením různých variant a porovnáváním jejich výkonu s modelem bez kolektoru.

7.4.3.1 Vstupní průměr

Aby byl dobře patrný vliv průměru na výkonovou křivku a možnost zvolit ten nejvhodnější, bylo zvoleno pět průměrů, které pokrývají celé použitelné rozmezí, tj. 35 mm, 40 mm, 45 mm, 50 mm a 55 mm.

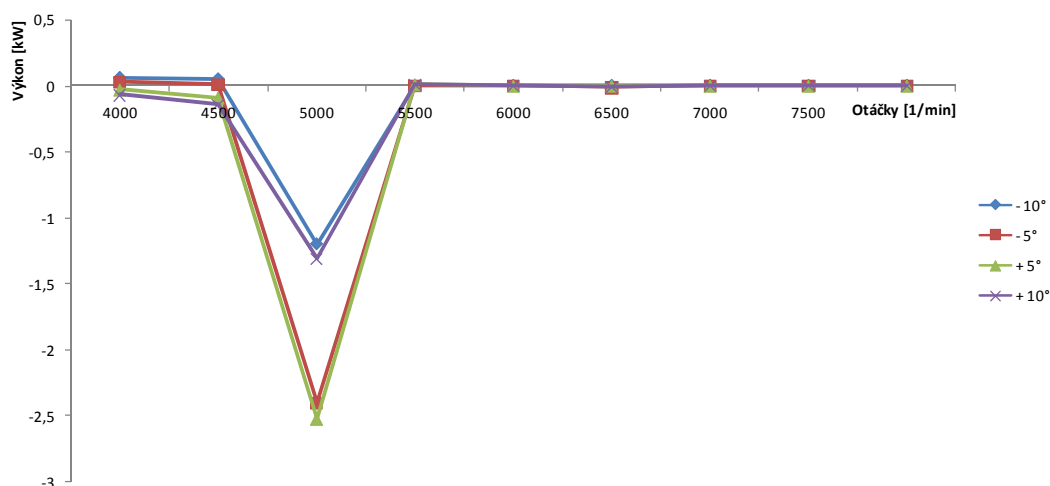


Graf č. 22 Porovnání změn výkonu při změně vstupního průměru kolektoru

Jako nejlepší adept se podle porovnání na grafu č. 22 jeví červená křivka, která odpovídá průměru 40 mm. Průměr 50 mm dosahuje sice lepšího výsledku v rozmezí 4 000 až 4 500 ot/min, avšak při 5 000 ot/min má značný výkonový propad.

7.4.3.2 Úhel spojení

V literatuře je tato část potrubí značně podceňována a je velmi těžké získat k ní bližší informace. Je to zapříčiněno zejména menším vlivem na výkon motoru. Avšak podle následující simulace se ukázalo, že rozdíl 10° může zapříčinit ztrátu 2,5 kW ve středních otáčkách. Proto by bylo užitečné, kdyby se této části začala věnovat větší pozornost. I přes nedostatek podkladů jsem zjistil, že jako nejpoužívanější úhel se volí hodnota okolo 15° . Tento úhel by měl zajišťovat co možná nejmenší ztráty pulzací. V našem modelu byl užít jako základní úhel 12° , který se projevil (viz graf č. 23) jako nevhodnější. Při tomto úhlu nevznikaly žádné větší ztráty. Všechny ostatní varianty se potýkaly se snížením výkonu při 5 000 ot / min.



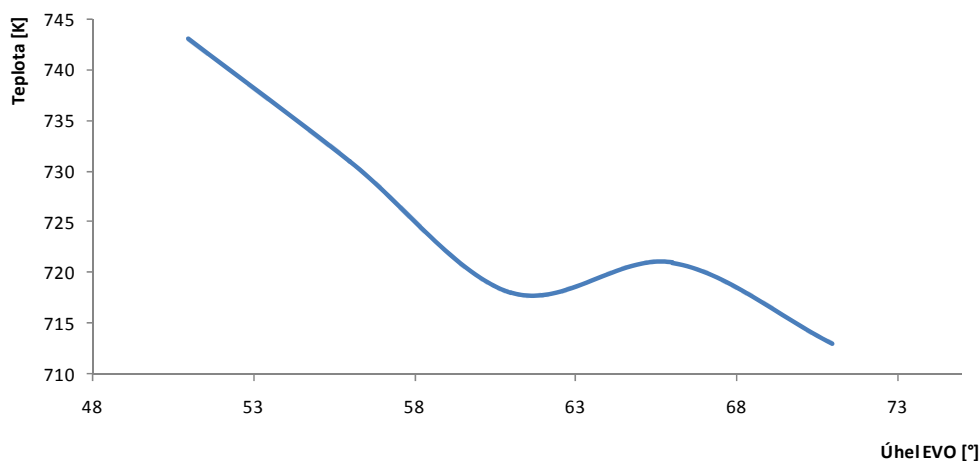
Graf č. 23 Porovnání změn výkonu při změnách úhlu spojení svodů

7.4.4 Rozvodové ústrojí

I přesto, že tato kapitola sem přímo nepatří, je úzce spjata se správným fungováním pulzací ve výfukovém potrubí. Vzhledem k tomu, jaký v sobě skrývá potenciál a možnost nalezení chyby v nastavení motoru, jsem ji sem zařadil. Nejdříve se zaměříme na jednotlivé úhly otevření a zavření výfukového ventilu. Tento přístup změn by však znamenal změnu výfukové vačky a to vzhledem k náročnosti (jak výrobní, tak finanční) je nevhodné. Příznivěji se jeví varianta změny naklínování výfukové vačky, při které by postačila pouze změna hnaného ozubeného řemenového kola na vačkovém hřídeli.

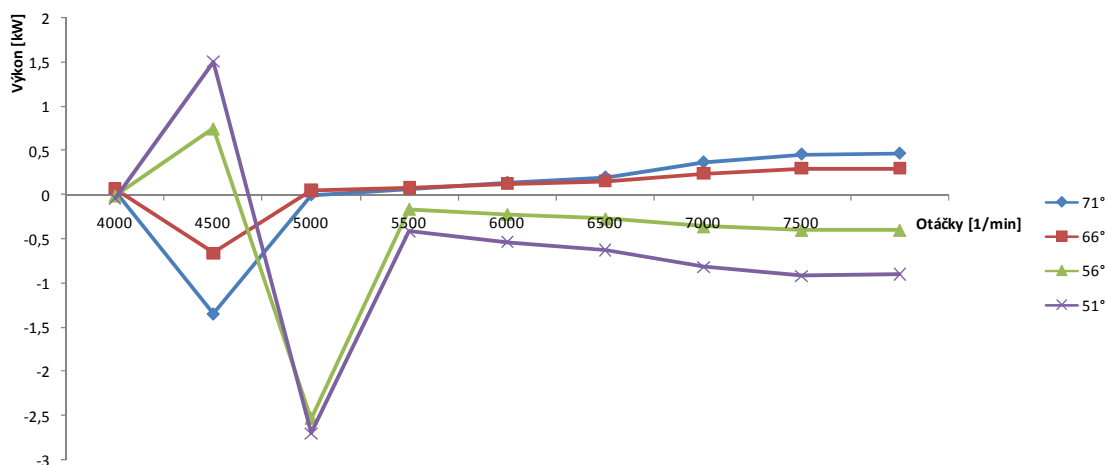
7.4.4.1 Otevření výfukového ventilu

Otevření výfukového ventilu neboli počátek vyprazdňování válce značně ovlivňuje výslednou teplotu ve výfukovém potrubí (viz. graf č. 24). Tato závislost je dána především únikem nespálené směsi do výfuku, kde tím dochází k ochlazení výfukových plynů.



Graf č. 24 Závislost teploty spalín na úhlu otevření výf. ventilu

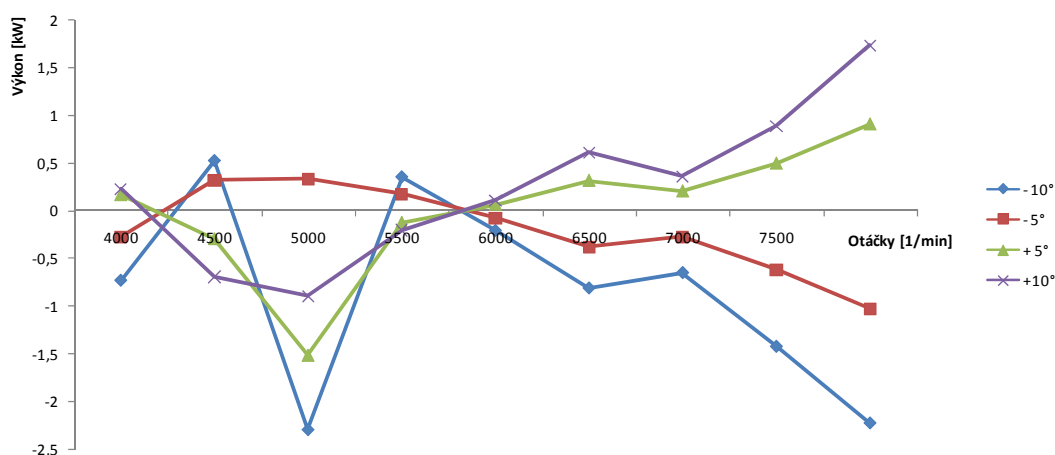
Na grafu č. 25 jsou zobrazeny změny výkonu v závislosti na změně otevření výfukového ventilu. Při zvětšování úhlu, tj. dřívější otevření ventilu, dochází k drobnému propadu při 4 500 ot/min a následnému pozvolnému nárůstu výkonu až do maximálních otáček. Naopak při zkracování doby otevření ventilu dochází v nízkých otáčkách k zlepšení spalování na úkor maximálního dosahovaného výkonu.



Graf č. 25 Porovnání změn výkonu při změnách úhlu otevření výf. ventilu

7.4.4.2 Zavření výfukového ventilu

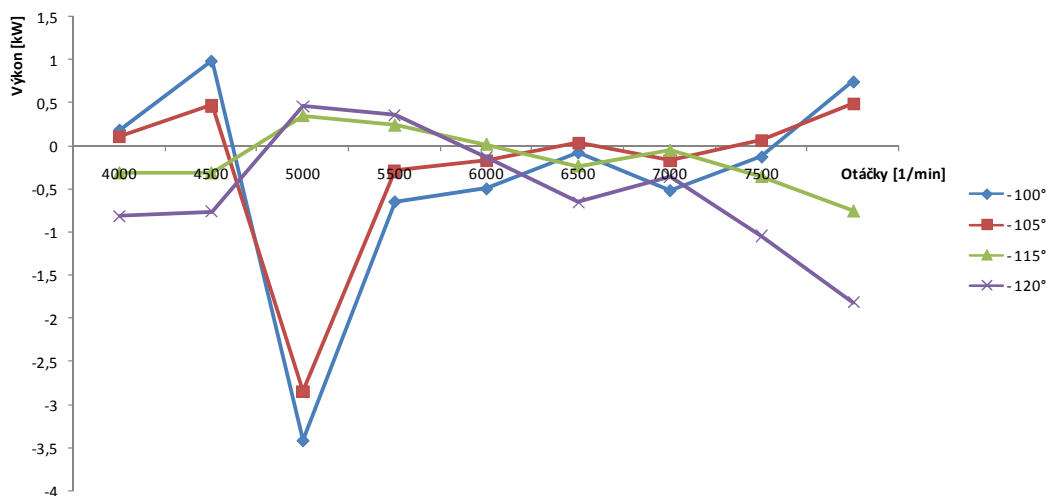
Změnou úhlu uzavření výfukového ventilu je možné citelně upravovat plnění válce. Zvětšováním úhlu překrytí ventilů se zlepšuje zejména plnění při vyšších otáčkách, bohužel na úkor nízkých a středních otáček (viz. graf č. 26). Tato úprava se jeví jako nejefektivnější. Při volbě fialové křivky by bylo možné získat téměř 2 kW před zasažením omezovače při ztrátě pouhé 1 kW při 4 500 až 5 000 ot / min. Avšak tato úprava by znamenala změnu výfukové vačky a to vzhledem k relativně nízkému přínosu se nejvíce jeví jako vhodné řešení.



Graf č. 26 Porovnání změn výkonu při změnách úhlu zavření výf. ventilu

7.4.4.3 Úhel při maximálním zdvihu ventilu

Tato varianta se sice zdála být jako nejvhodnější (z finančních důvodů), na grafu č. 27 je ale vidět zhoršení průběhu výkonu u všech variant. Při zmenšování úhlu vzniká výrazný propad ve středních otáčkách. Naopak při zvětšování úhlu dochází ke snížení maximálního výkonu vykoupeného téměř nezatelným nárůstem v nižších otáčkách pohybujícího se v rozmezí 1 kW. I přes nepříliš finančně nákladné změny se změna úhlu při největším zdvihu ventilu nejvíce jeví jako podstatná.



Graf č. 27 Porovnání změn výkonu při změnách úhlu naklínování

7.4.5 Výběr

Abychom docílili co možná nejlepšího výsledku, rozebereme nyní možné varianty úprav podle předešlých grafů a ověříme si jejich účinky na modelu. Pro větší přehlednost jsem vytvořil tabulku č. 8, kde jsou zapsány všechny analyticky získané hodnoty z předchozích kapitol a jejich následné úpravy.

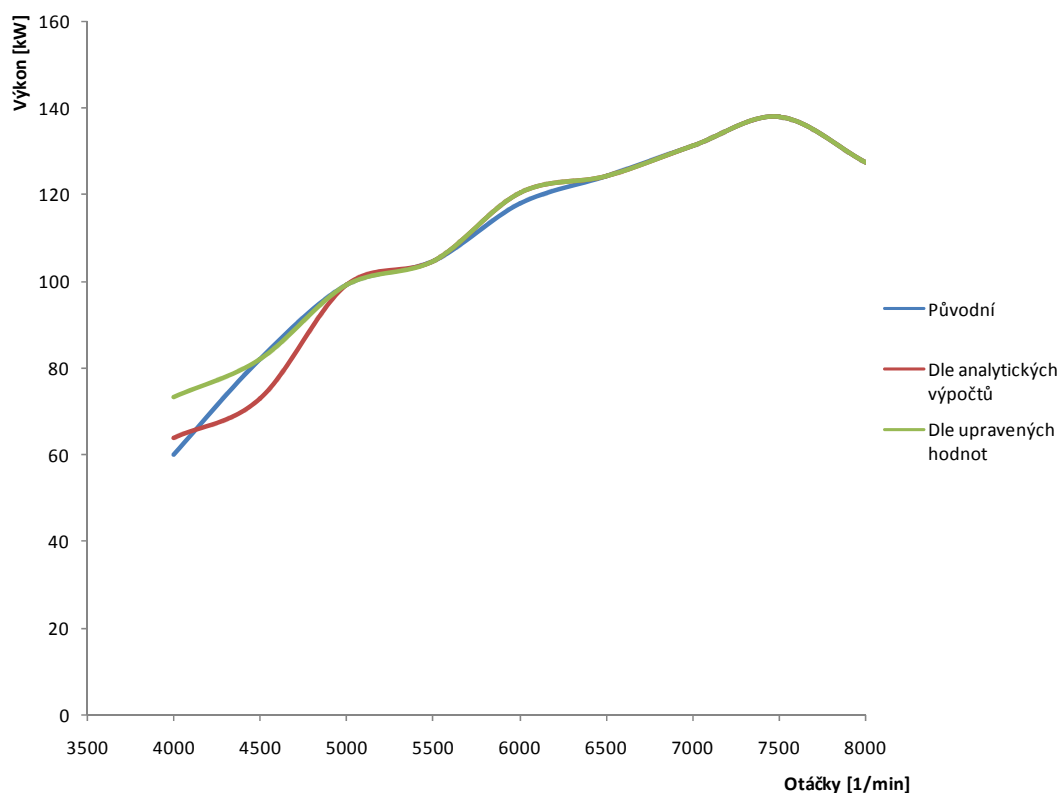
Část potrubí	Rozměr	Graf č.	Křivka	Vypočtená hodnota	Odladěná hodnota
Svody	Délka	18	fialová	994 mm	1094 mm
	Průměr	19	fialová	36 mm	46 mm
Kolektor-tlumič	Délka	20	originál	698 mm	698 mm
	Průměr	21	originál	67 mm	67 mm
Kolektor	Vstupní průměr	22	zelená		45 mm
	Úhel spojení	23	originál	15 mm	15 mm
Rozvody	Otevření výf. ventilu	24	originál	61°	61°
	Zavření výf. ventilu	25	originál	31°	31°
	Naklínování	26	originál	110°	110°

Tab. 8 Shrnutí dosavadních hodnot

Podle šestého sloupce z výše uvedené tabulky byl přizpůsoben model a následně všechny hodnoty porovnány s předchozími (viz. grafy č. 28 a 29). Na prvním (tj. grafu č. 28) je dobře patrný pozitivní vliv změn na nízké a střední pásmo. To je zapříčiněno zejména úpravou svodů, ať už se jedná o prodloužení nebo i zvětšení jejich průměru.

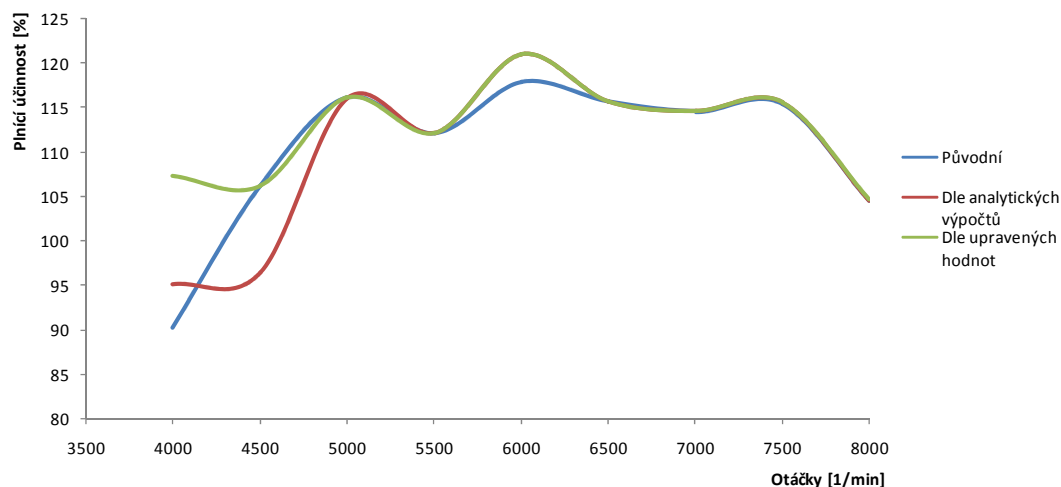
Jako další velmi účinný prvek se projevil kolektor, který ve stejném otáčkovém pásmu přidal téměř 5 kW.

Při porovnání výkonové křivky modelu upraveného podle analytických hodnot a modelu s optimalizovanými rozměry je dobře viditelná chyba, které bychom se dopustili v případě, že bychom se oprostili od sofistikovaných metod v simulačních prostředích.



Graf č. 29 Porovnání výkonových křivek

Velmi dobrou výpověďní hodnotu kvalit spalovacích motorů mají křivky plnicí účinnosti. Na grafu č. 30 jsou zobrazeny tyto křivky původního a upravených modelů. Již základní model s optimalizovaným sacím traktem od Bc. Jiřího Vávrovce dosahoval velmi kvalitních výsledků a to maximální plnicí účinnosti 117,9% při 6 000 ot / min, což je pro atmosférické motory velmi vysoká hodnota. Avšak hodnoty plnicí účinnosti pod 5 000 ot / min strmě klesaly. Tento jev se ovšem podařilo odstranit v posledním modelu, kde maximální hodnota překročila hodnotu 120% a v nízkých otáčkách se účinnost zvedla o celých 17 %.



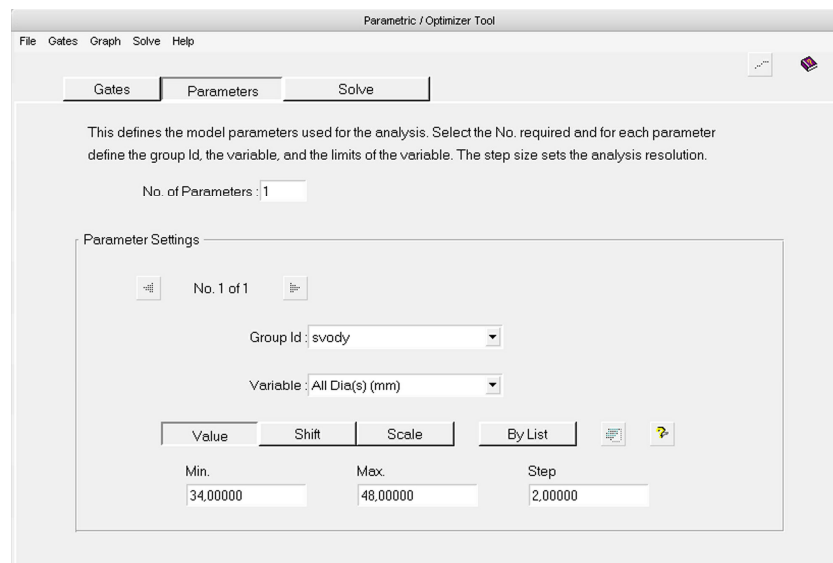
Graf č. 30 Plnicí účinnosti

7.5 Optimalizace

Softwarové prostředí Lotus Engine Simulation nabízí další možnosti odlaďování a to pomocí funkce Parametric / Optimizer Tool. Tato funkce skrývá dvě funkčně podobné možnosti optimalizace. Oba tyto přístupy usnadňují práci prostřednictvím logaritmu, který postupně propočítává námi zadané rozmezí hodnot.

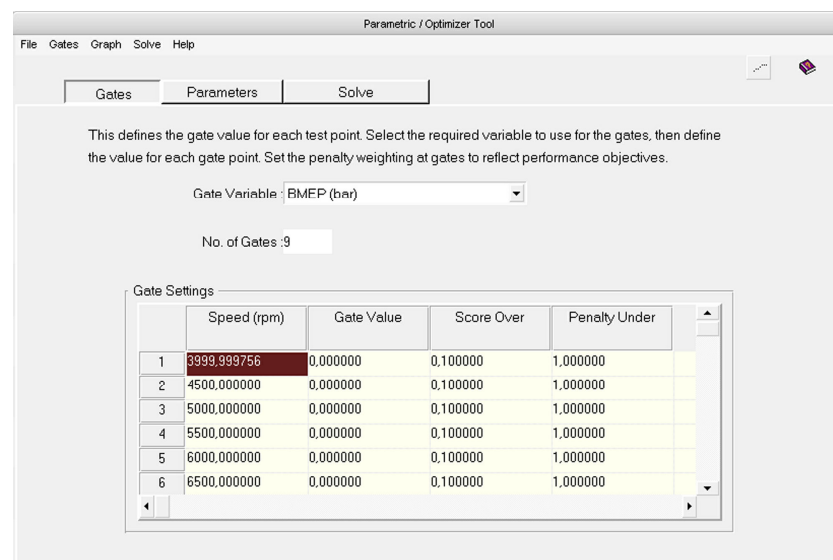
Funkce Parametric je založena na postupném výpočtu všech možných variant v námi zadaných okrajových podmínkách. Hlavní nevýhodou této funkce je její časová náročnost, mezi výhody lze zařadit dokonalé prozkoumání námi sledované oblasti hodnot.

Další možností je tzv. Optimizer - lze ho zařadit mezi sofistikovanější přístupy, jeho výhoda je však do jisté míry i jeho nedostatek. Optimizer slouží opět k prozkoumání námi sledovaných oblastí s tím rozdílem, že využívá pro zrychlení výpočtu algoritmus založený na výpočtu krajních hodnot. Pomocí těchto krajních hodnot zjistí těžiště této pomyslné plochy a následně toto těžiště bere jako centrální bod pro další cyklus výpočtu. Tímto se docílí značného zkrácení potřebného výpočtového času, ovšem s rizikem „přehlédnutí“ nejlepších možných varianty.



Obr. 18 Okrajové podmínky

Aby nedocházelo ke zbytečnému prodlužování výpočtových časů, byl zvolen tzv. 1DParametric (viz. obr. 18 v kolonce No. of Parameters je zadána jednička). Jedná se o nejjednodušší z možných variant parametrické optimalizace, slouží pouze k sledování jediné veličiny.



Obr. 19 Volba otáček

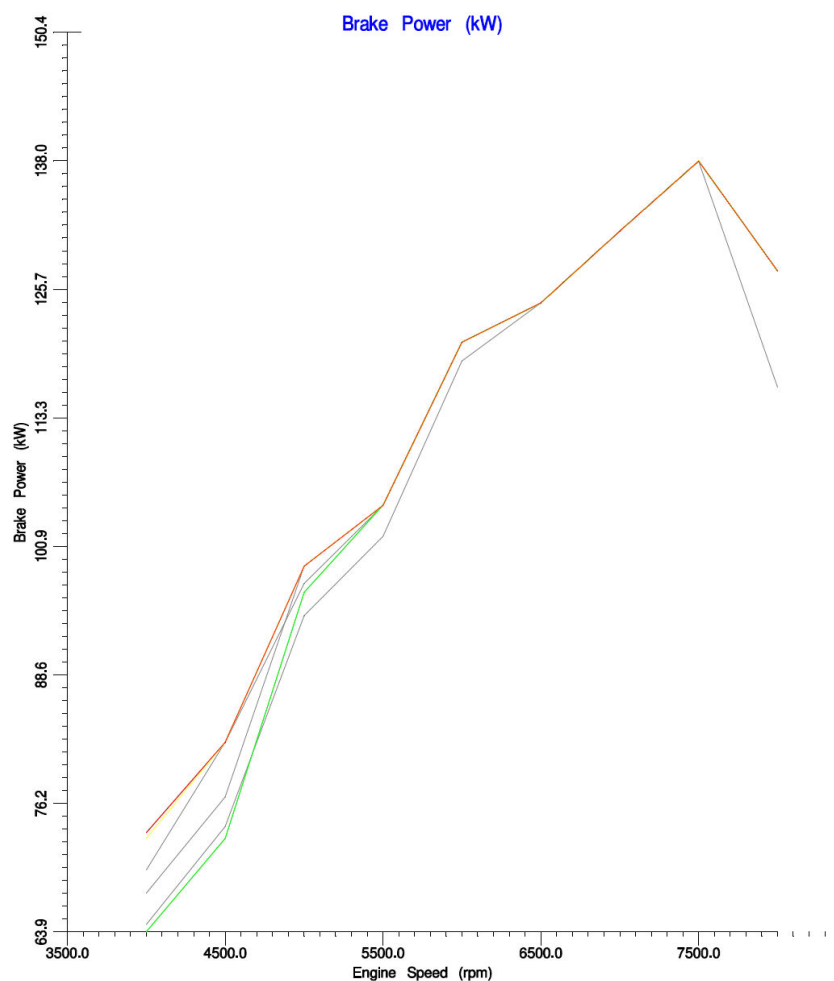
Dále jsme využili pro zpřesnění výsledných hodnot možnost zaměření na širší otáčkové spektrum (viz. obr. 19). Při zadávání tohoto spektra je možné nastavit také různé hodnoty priorit otáček. Toho jsme ovšem nevyužili, aby se nám podařilo posílit celé otáčkové spektrum.

7.5.1 Svody

7.5.1.1 Průměr

Vzhledem k důležitosti tohoto rozměru byly okrajové podmínky zadány velmi široké. Rozmezí bylo od 34 mm až po nadsazených 48 mm s krokem cyklu 2 mm. Tím bylo docíleno co možná nejpřesnějšího výsledku. Výsledek optimalizace je viditelný na grafu č. 31, kde křivka zelené barvy znázorňuje původní hodnotu, v našem případě průměr 36 mm a červená křivka zobrazuje průběh výkonu s nejlepším skóre. Při podrobnějším prozkoumání je dobře patrný vliv zejména na nízké a střední otáčky, maximální výkon zůstal beze změn. Tím se potvrdila důležitost optimalizace v celém otáčkovém spektru.

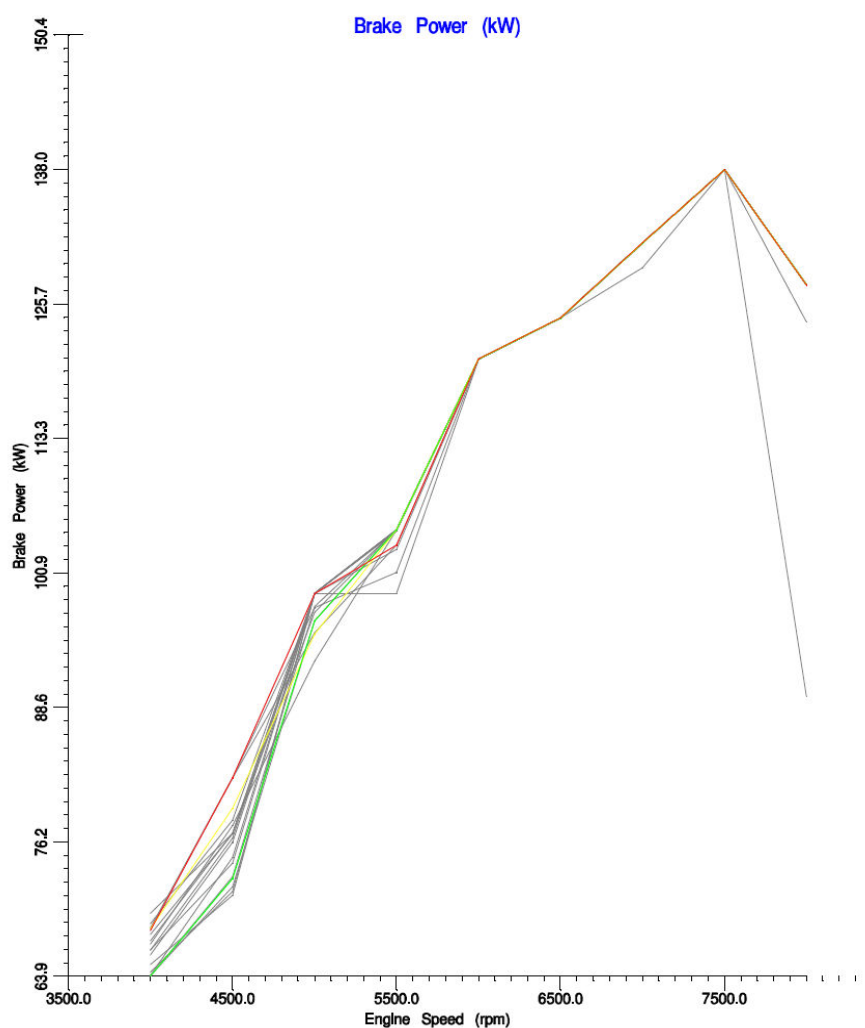
Pro tento motor vyšla jako neoptimálnější varianta 40 mm, což se velice blížíce přibližuje k výše odladěné hodnotě 41 mm. Vzhledem k nedostatku místa mezi kanály bude jako finální varianta použita hodnota 40 mm, která zaručuje stejné výkony jako druhá varianta.



Graf č. 31 Optimalizace průměru primárního potrubí

7.5.1.2 Délka

Druhý, velmi důležitý rozměr, je délka svodů. Rozmezí bylo použito značně široké, od 600 mm až po 1 400 mm, s krokem, který zaručuje měřitelné změny výkonu, tj. 50 mm. Na grafu č. 32 jsou křivky opět barevně odlišeny, stejně jako u předchozího porovnání zelená barva zobrazuje původní délku (tj. 994 mm) a pro nás nejdůležitější červená zobrazující nejlepší dosažený výsledek, kterého bylo dosaženo při délce 1250 mm. Tato hodnota je opět velmi blízko hodnotě (tj. 1 166 mm) získané prvním způsobem.



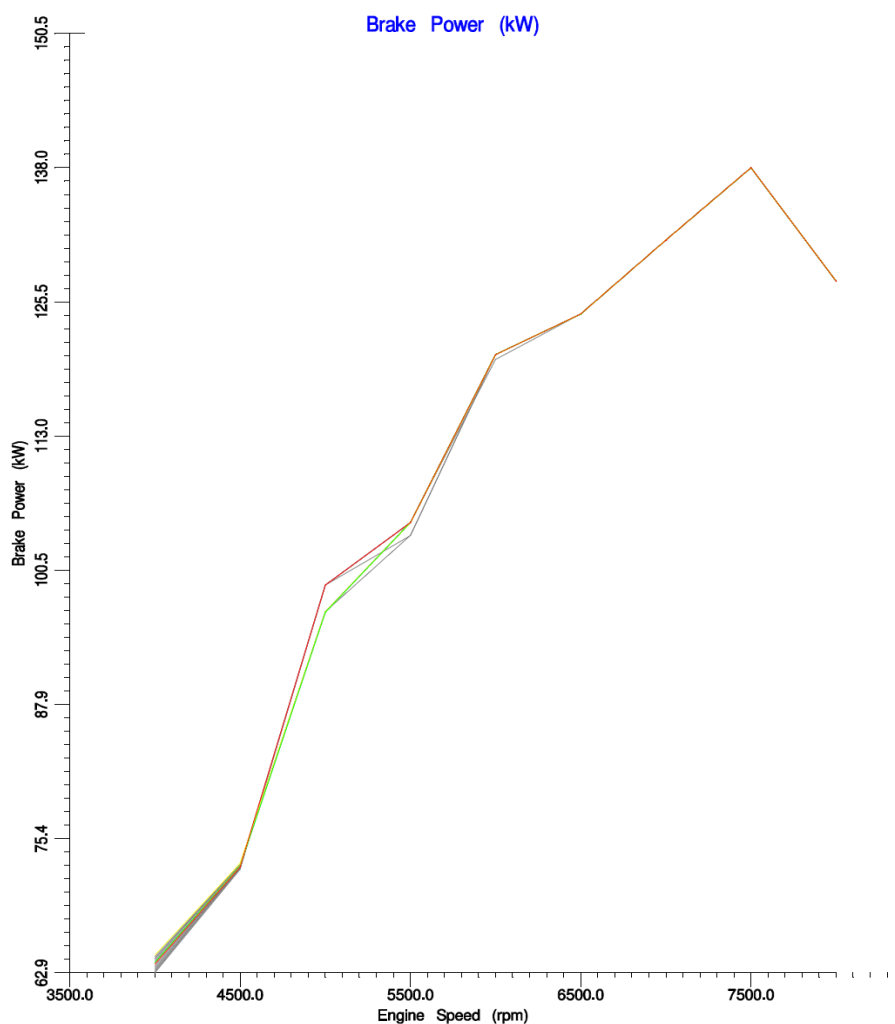
Graf č. 32 Optimalizace délky primárního potrubí

7.5.2 Kolektor – tlumič

Následující kapitola bude zaměřena na potrubí za kolektorem. Tato část výfukového potrubí, jak si dále ověříme, již nemá tak výrazný vliv na průběh, popř. na maximální hodnoty výkonu jako prvky z předchozích kapitol.

7.5.2.1 Průměr

S pomocí tabulky č. 8 jsme určili krajové podmínky v rozmezí hodnot 55 mm až 75 mm a jako krok jednoho cyklu jsme použili hodnotu 2 mm.

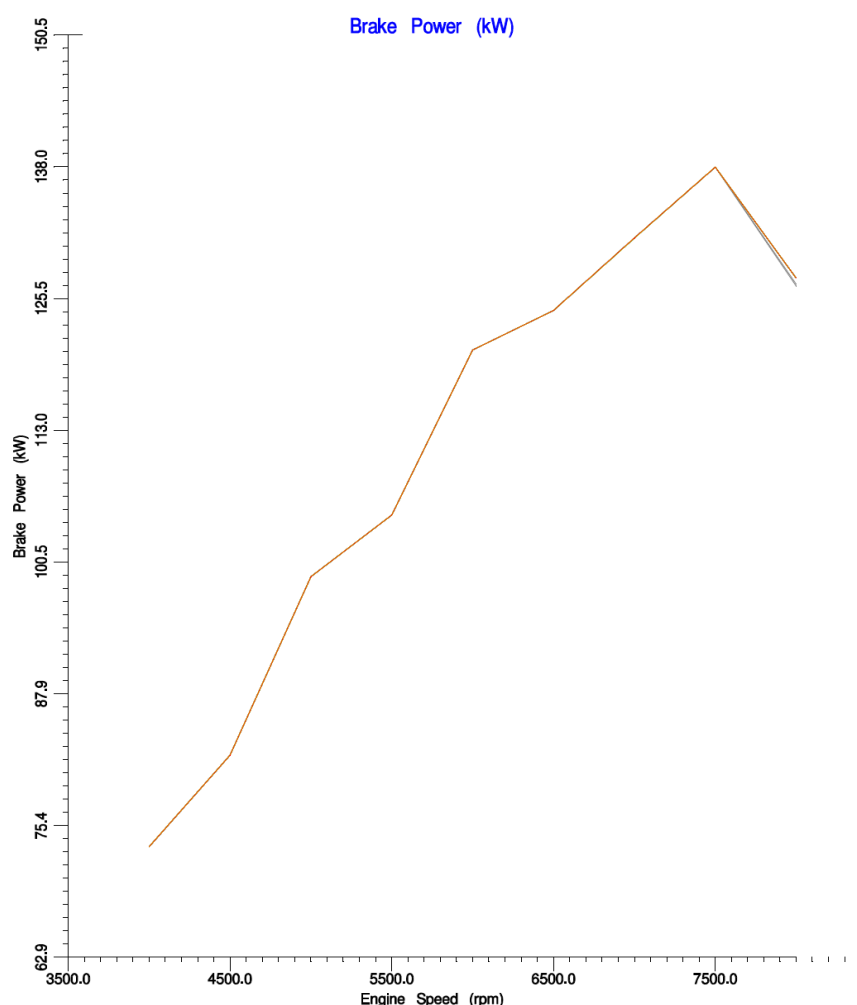


Graf č. 33 Optimalizace délky primárního potrubí

Pohledem na výsledný graf č. 33 je možné zjistit nepatrný vliv na hodnoty okolo 5 000 ot / min pohybující se v rozmezí 2,5 kW. Ostatní pásma jsou, až na nepatrné niance, beze změn.

8.5.2.1 Délka

Z kapitoly 8.4.2.1 Délka vyplynula jako nejvhodnější varianta hodnota 698 mm. Tento výsledek je vzhledem k délce vozu nepoužitelný. Proto se následující optimalizace zaměří na velmi široké pásmo, které pokryje i potřebné hodnoty podle zástavbových rozměrů na voze, tj. od 800 mm až po 2150 mm, krok je opět zvolen 50 mm.



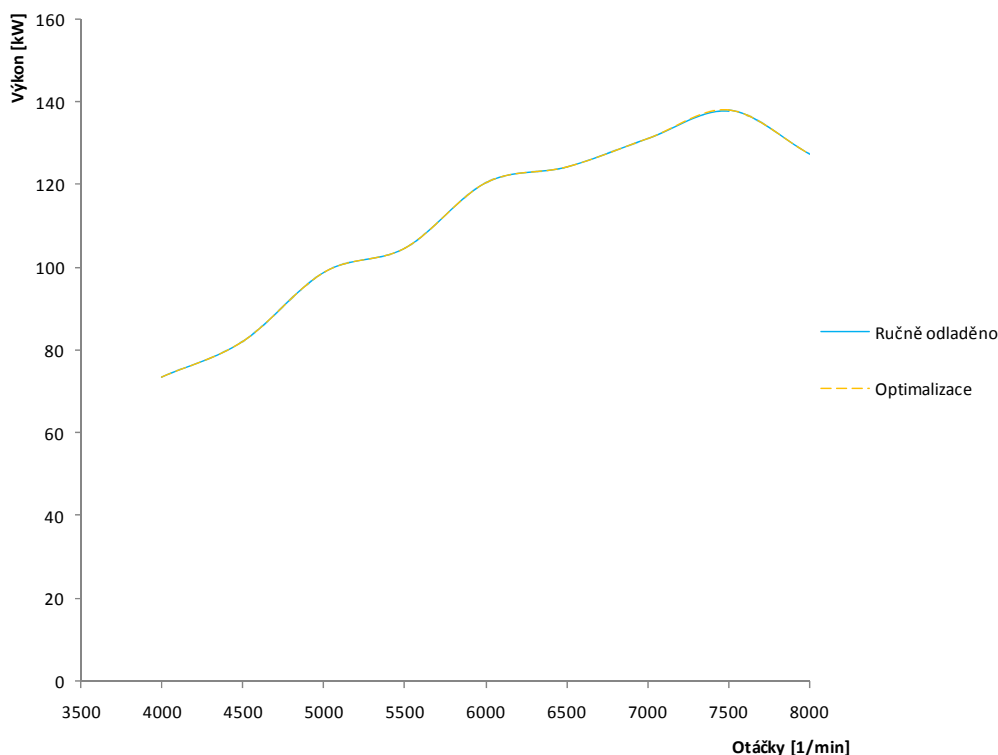
Graf č. 34 Optimalizace délky primárního potrubí

Graf č. 34 názorně vypovídá o nedůležitosti tohoto rozměru. Zvyšováním hodnoty nedocházelo k žádným změnám, které by ovlivnily vnější rychlostní

charakteristiku a tím posléze jízdní výkony vozu. Díky tomu je možné se oprostit od určování přesné délky a zvolit délku primárně podle potřebných zástavbových rozměrů na voze.

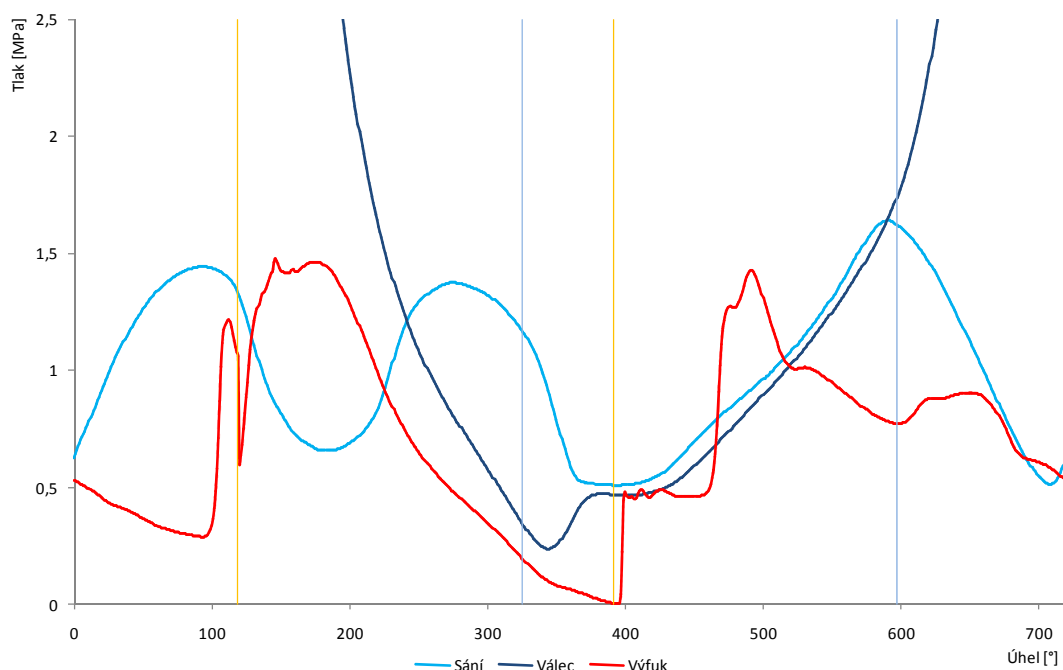
7.6 Zhodnocení výsledků

Pomocí optimalizace jsme se přiblížili k hlavnímu cíli této práce. Podařilo se nám získat data pro vytvoření modelu s co možná nejdokonalejším průběhem kroutícího momentu. Porovnání průběhů výkonu modelu upraveného „ručně“ a modelu odladěného pomocí optimalizace, přesněji řečeno pomocí Parametricu, je zobrazeno na grafu č. 35. Na grafu je vidět, že oba postupy vedly k totožnému výsledku. To by mělo zaručit správnost výsledků.



Graf č. 35 Porovnání výsledných modelů

Správné naladění sacího a výfukové potrubí se snadno určí z porovnání průběhu tlaků v již zmíněných potrubích plus tlaku ve válci motoru. V těchto průbězích jsou dobře patrné všechny podstatné odražené vlny a jejich důsledky na ostatní průběhy. Na grafu č. 36 jsou zobrazeny tyto průběhy pro výsledný optimalizovaný model při 7 000 ot / min.



Graf č. 36 Průběhy tlaků po optimalizaci

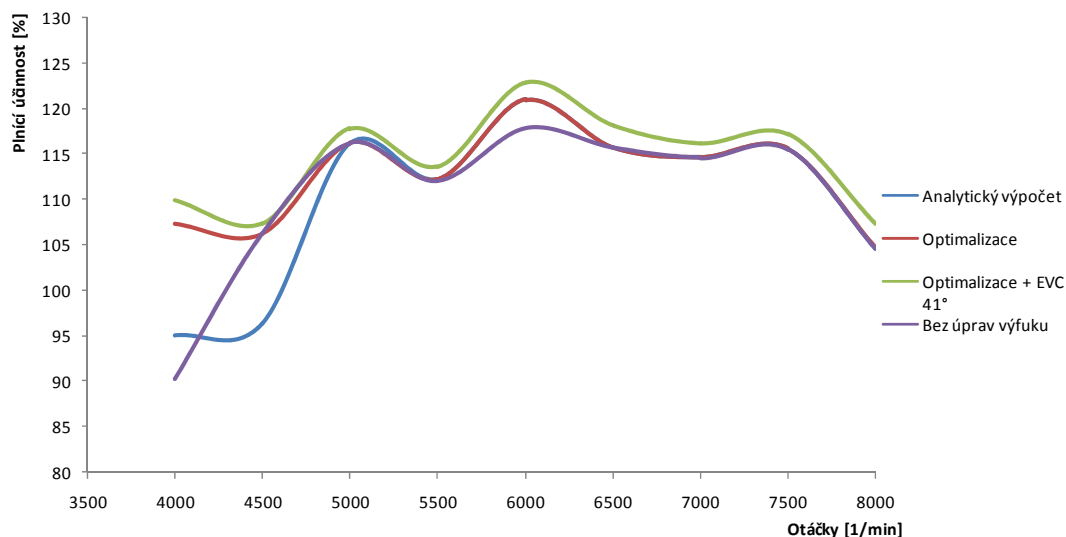
Již první pohled vypovídá o vhodném rozložení tlakových pulzací jak v sání, tak i ve výfukovém potrubí. Vhodné posunutí těchto pulzací navzájem o půlperiodu má za následek zvětšení tlakového spádu během celého sacího zdvihu. Při podrobnějším prozkoumání je vidět vhodné rozložení odražené podtlakové vlny vracející se od konce svodů, které způsobí dokonalé vyprázdnění a následné snížení tlaku uvnitř válce. Tento podtlak ve válci, podpořený přetlakovou vlnou vracející se od konce sání, má za následek zlepšení nasátí čerstvé směsi do válce a jeho přeplnění o 15%, respektive 21% při 6 000 ot / min. Toto zlepšení plnicí účinnosti je samozřejmě doprovázeno zvýšením expanzních tlaků a tím zvýšení hodnot kroutícího momentu motoru.

Předchozí graf posloužil k zobrazení změn tlaků během celého cyklu. Nyní se zaměříme na to, jaké kvalitativní následky měly tyto změny na průběhy výkon, plnicí účinnosti apod. Pro připomenutí a názornost jsou v tabulce č. 9 zapsány rozměry všech modelů, které budou nyní porovnávány.

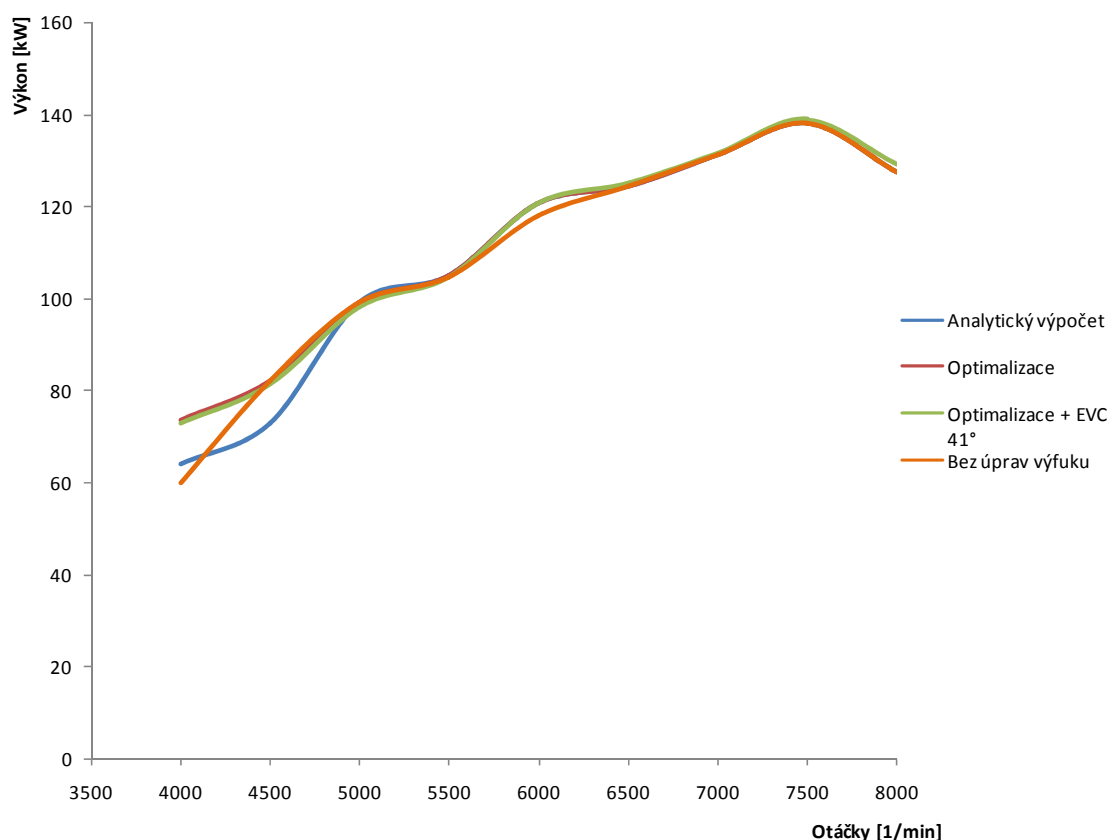
Název modelu	Svody		Kolektor - konec		Kolektor		Rozvodové ústrojí	
	Délka [mm]	Průměr [mm]	Délka [mm]	Průměr [mm]	Vstupní průměr [mm]	Úhel spojení [°]	EVO [°]	EVC [°]
Analytický výpočet	994	36	1258	67	-	12	61	31
Optimalizace	1250	40	2200	65	45	12	61	31
Optimalizace + EVC 41°	1250	40	2200	65	45	12	61	41
Bez úprav výfuku	380	36	2840	56	-	20	61	31

Tab. 9 Shrnutí dosavadních hodnot

Z definice uvedené výše, která popisuje základní teorii spalovacího motoru, plyne jednoduchý a názorný závěr. Čím větší množství paliva jsme schopni dopravit do spalovací komory, tím lepších výsledků motoru docílíme. Toto pravidlo je jednoduchým měřítkem kvalit motoru. Na následujícím grafu č. 37, jsou tyto plnicí účinnosti porovnány. Při porovnání původní křivky (tj. Bez úprav výfuku) s plnicí účinností optimalizovaného modelu je vidět největší nárůst v nízkých otáčkách a posléze menší nárůst při 6 000 ot / min. Následným posunutím uzavření výfukové ventilu o 10° se podařilo zvýšit plnicí účinnost v celém rozsahu. Tato skutečnost však jak posléze uvidíme, neměla až takový vliv na celkové změny výkonu.

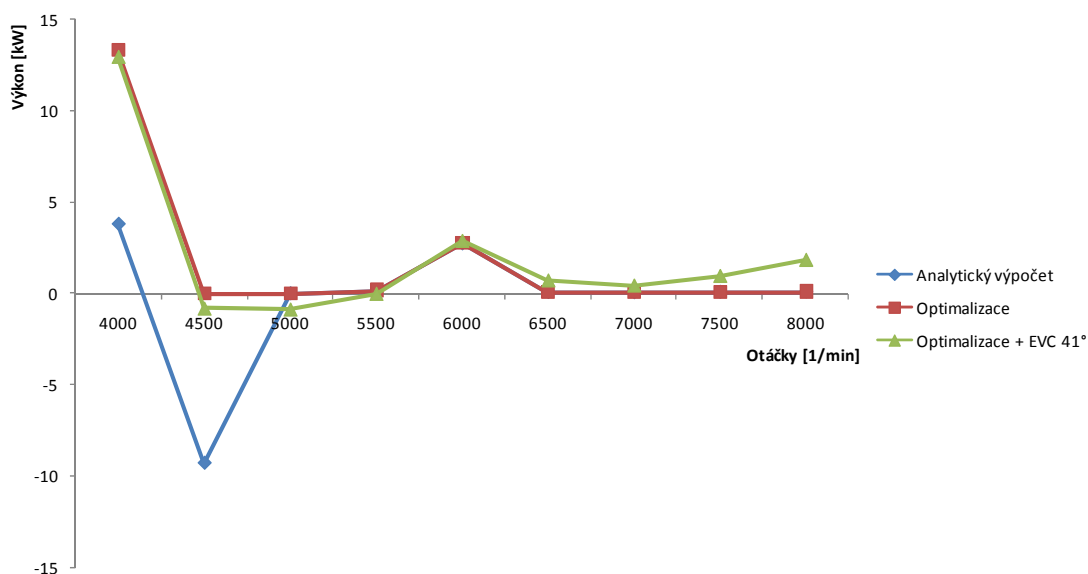

Graf č. 37 Plnicí účinnost

Plnicí účinnost úzce souvisí s následným projevem motoru, avšak i zde jsou drobné nianse. Graf č. 38 zachycuje výsledné výkonové křivky. Je zde patrné, že ač plnicí účinnost u modelu s upravenou výfukovou vačkou byla v celém rozsahu větší, vliv na výkon toto navýšení nemělo téměř žádný. Z grafu je patrný téměř ideální lineární nárůst výkonu, který dosahuje svého maxima až při 7 500 ot / min. Tato hodnota je pro motor limitující avšak stále ještě relativně bezpečná. Pro častější využívání tohoto otáčkového spektra by bylo vhodné zaměnit stávající sériové provedení ojníc za ojnice tvaru H, které jsou lehčí, pevnější.



Graf č. 38 Porovnání výkonů

Pro lepší hledání změn je na dalším grafu č. 39 zobrazen nárůst, popř. pokles výkonu vůči původní neupravené variantě.


Graf č. 39 Porovnání změn výkonů

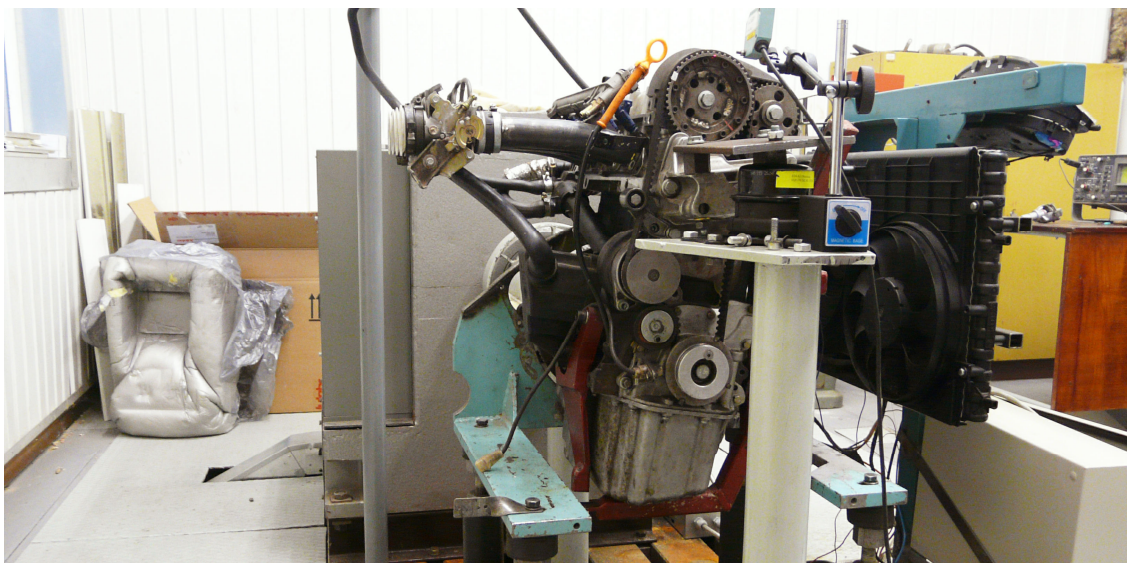
I na tomto grafu je vidět nepatrné navýšení výkonu změnou vačky, ba dokonce mezi 4 500 ot / min až 5 500 ot / min je výkon o něco nižší. Z toho je patrné, že finance investované do změn časování ventilů by se adekvátně nepromítly na hodnotách výkonu. Výsledné číselné hodnoty získané při optimalizaci celého traktu jsou zobrazeny níže v tabulce č. 10.

		Bez úprav		Analytický výp.		Optimalizace		Optimalizace + EVC 41°	
		Výkon	Plnicí účinnost	Výkon	Plnicí účinnost	Výkon	Plnicí účinnost	Výkon	Plnicí účinnost
O t á č k y	3 000	60	90,2	63,9	95,1	73,4	107,3	73	109,9
	3 500	82,1	106,2	72,8	96,4	82,1	106,2	81,3	107,3
	4 000	99	116,2	99	116,1	99,1	116,2	98,1	117,7
	4 500	104,7	112,1	104,9	112,2	105	112,2	104,7	113,6
	5 000	117,8	117,9	120,6	121	120,6	121	120,7	122,8
	5 500	124,3	115,7	124,3	115,7	124,4	115,7	125	118,1
	6 000	131,2	114,6	131,3	114,6	131,2	114,6	131,6	116,2
	6 500	137,9	115,5	138	115,6	138	115,6	138,9	117,2
	7 000	127,3	104,6	127,4	104,6	127,4	104,7	129,2	107,4

Tab. 10 Shrnutí výsledných získaných dat

8. Experimentální ověření

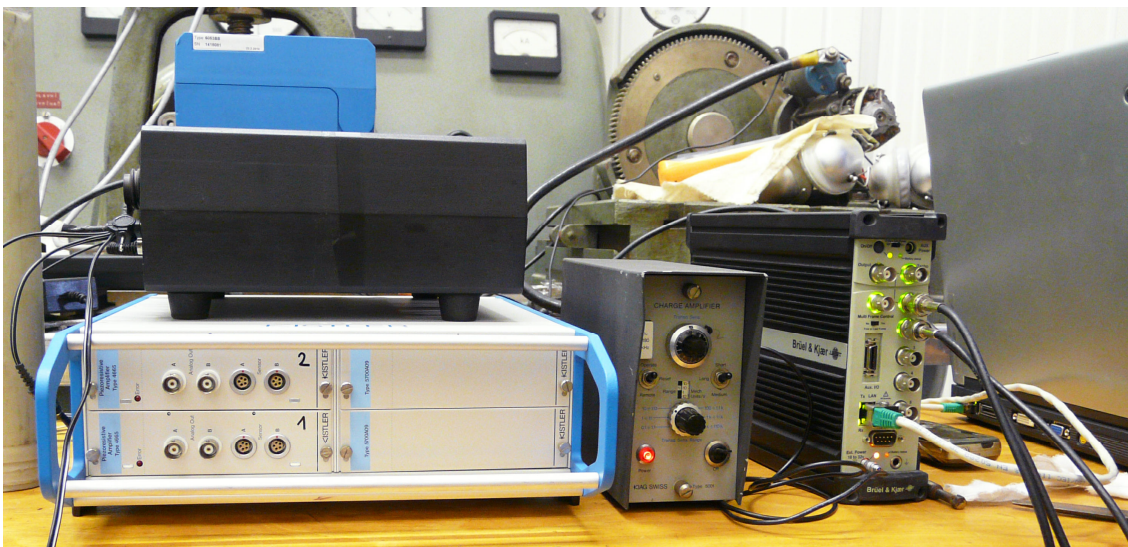
Dosavadní výše uvedená práce byla ryze teoretického charakteru. Aby bylo možné tuto práci aplikovat do praxe, je důležité se věnovat ověření její pravdivosti. Proto bylo přistoupeno k experimentu v laboratořích školy, kde byl motor protáčen dynamometrem (obr. 20). Zkouška probíhala ve spolupráci s Bc. Jiří Vávrovcem, který zapůjčil motor a ověřoval na něm též svoji diplomovou práci. Proto probíhala ve dvou fázích. Při první bylo použito původní sání, které posloužilo k ověření ztrát motoru a správné odladění virtuálního modelu. Druhá část zkoušky byla zaměřena na změny tlaků ve válci pro různé délky sání.



Obr. 20 Zkušebna

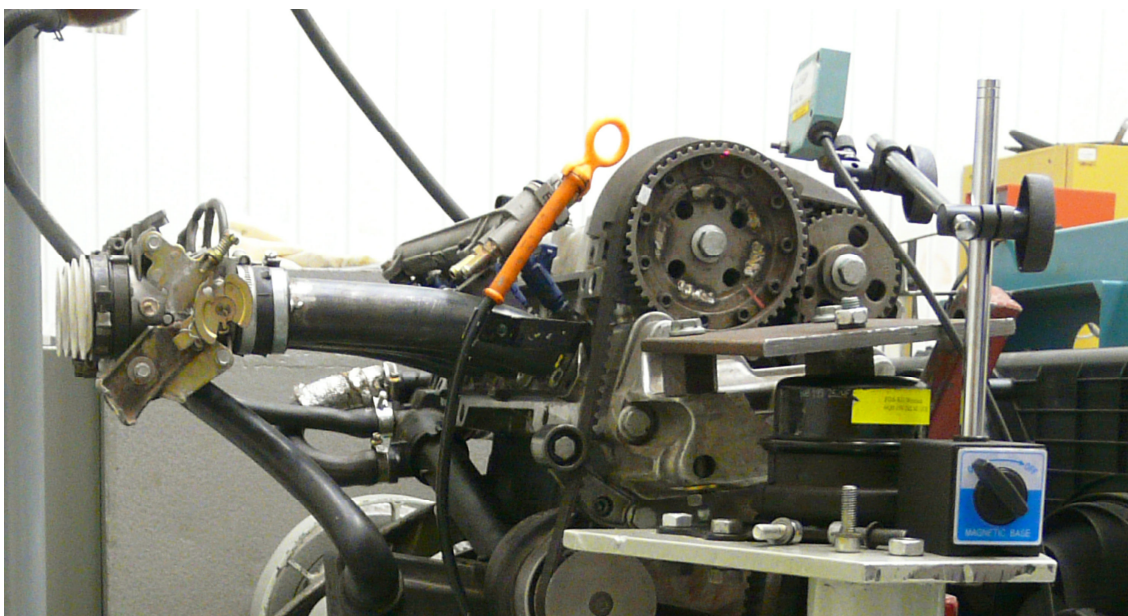
8.1 Průběh měření

Měření probíhalo na zkušebním dynamometru s maximálními použitelnými otáčkami 6 000 ot / min. Tato hodnota je nižší než bychom potřebovali, ale pro částečné porovnání je dostačující. Měřené rozmezí bylo zvoleno od 3 000 ot / min až po maximální povolené otáčky brzdy s krokem 500 ot / min..



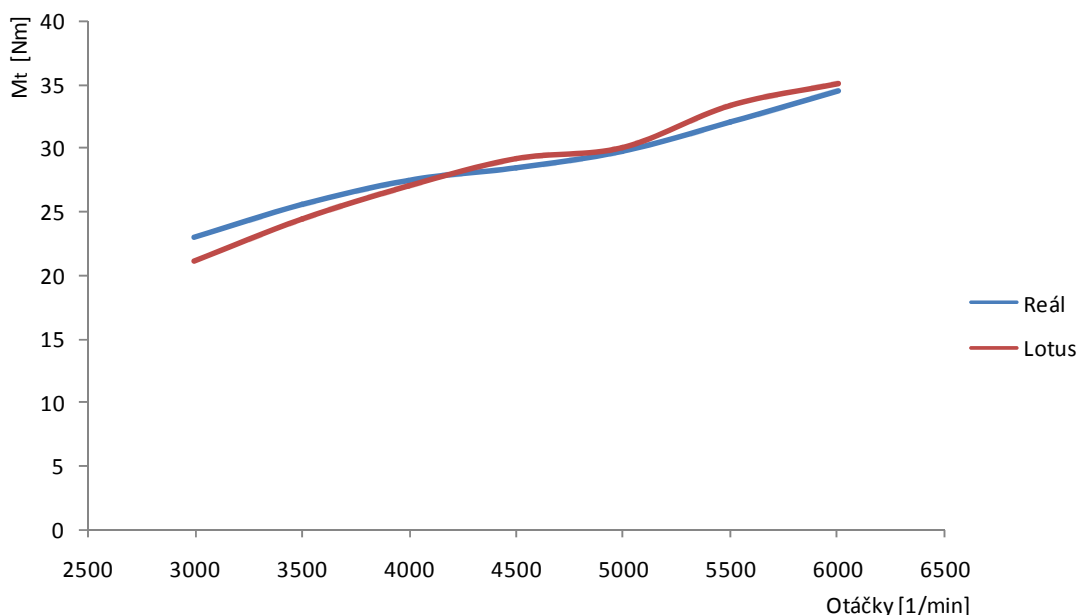
Obr. 21 Snímač otáček vačkového hřídele

Pro snímání dat byl použit tlakový senzor montovaný namísto zapalovací svíčky. Signál z tohoto snímače byl přes zesilovač a zařízení na digitalizaci analogového signálu od firmy Kistler ukládán do přenosného počítače (obr. 21). Aby bylo možné hodnoty lépe rozšifrovat, byl použit laserový snímač otáček (obr. 22), který pomocí signálního štítku připevněného na ozubené kolo vačky snímá polohu pístu.



Obr. 22 Snímač otáček vačkového hřídele

První fáze měření probíhala s původním kompletním sacím traktem. Pomocí brzdy byly postupně zvyšovány otáčky motoru a zároveň z displaye byl odečítán potřebný krouticí moment pro udržení těchto otáček motoru. Získané hodnoty byly porovnány s upraveným modelem z programu Lotus Engine Simulation. Vzhledem k tomu, že reálná zkouška probíhala tzv. „za studena“. Byla nutná podobná úprava i na virtuálním modelu, ta spočívala ve změně směšovacího poměru na hodnotu 0 (tedy nulovou dodávku paliva). Ze získaných hodnot a jejich porovnání (graf č. 40) je možné získat přibližný náhled na odpory vznikající při chodu motoru a tím zjistit možné chyby při volbě friction koeficientu. Z porovnání na zmíněném grafu je vidět, že průběhy momentů „na prázdko“ jsou téměř totožné. Proto je možné vyvodit závěr, že koeficienty použité u virtuálního modelu byly zvoleny správně.



Graf č. 40 Moment bez dodávky paliva

Druhá část zkoušky na motoru byla zaměřena na kolegu Jiřího Vávrovce a ověření jeho diplomové práce proto se jí nebudu podrobněji zabývat.

9. Závěr

Mnou zvolená diplomová práce je zaměřena na optimalizaci reálného potrubí závodního vozu Volkswagen Polo 1.6i pohybujícího se v auto-crossovém seriálu v divizi A1. Pro dosažení toho cíle bylo nutné seznámení se s teorií rezonančního přepřihování a problematiky proudění ve výfukovém traktu, vytvoření výpočtového modelu, který odpovídá reálnému motoru na vozidle a vytvoření konstrukčního návrhu v CAD systému dle značně stísněných zástavbových rozměrů na vozidle (viz. Příloha 1) při dodržení všech regulí sdružení FIA.

Po prvotním sběru informací z nepříliš rozsáhlé literatury zabývající se touto problematikou a vytvoření rešerše současných řešení výfukových traktů u závodních vozů jsem přistoupil ke dvěma důležitým částem, tj. k předběžnému analytickému výpočtu (viz. kapitola 5) a k vytvoření virtuálního modelu (viz. kapitola 6). V analytickém výpočtu jsem se zaměřil zejména na vhodnou volbu rezonanční délky svodů zaručující vrácení podtlakové vlny zpět do válce ve správný okamžik a na výstupní průměr u hlavy válců. Dále jsem se v této kapitole zabýval délkou a průměrem spalínovodu za kolektorem.

Pro ověření těchto hodnot jsem využil programu Lotus Engine Simulation, který je schopen velice věrně napodobit reálné děje probíhající ve spalovacích motorech, popř. jejich příslušenství (mezi které patří i námi sledovaný výfukový trakt). V simulačním prostředí jsem „stavěl“ motor z dat buď získaných od výrobce, nebo změřených přímo na voze. Vzhledem k částečnému zjednodušení sacího traktu (pro zrychlení výpočtu) se mi podařilo přiblížit k vnější rychlostní charakteristice reálného vozu v rozumné míře (viz. graf. č. 8), tzn. na hodnotu 4 N.m při 6 000 ot / min. Dalším bližším zkoumáním odchylek bylo zjištěno, že doporučené hodnoty pro tzv. flow koeficient se neztotožňují s reálnými. Proto bylo přistoupeno k jejich odladění pomocí 3D simulace v programu Fluent (viz. kapitola 7.3). Po úpravě těchto hodnot byl model již připraven pro další změny při zjišťování vhodných úprav traktu.

Vytvořený model se stal základem pro samotnou optimalizaci. V kapitole 7.1 byl nejdříve zvolen systém spojení (nabízely se tři varianty: 4-1 a dvě možnosti u systému 4-2-1). Vítězně z toho porovnání vzešel systém 4-1, který se osvědčil zejména pro svůj téměř lineární nárůst výkonu. Následná optimalizace výfukového traktu probíhala dvěma směry. První byl zaměřen na ruční odladění, které se potýká s časovou náročností, avšak s možností rozpoznat i drobné niance způsobené geometrickými změnami potrubí. To bylo dále členěno na dílčí výsledky pro svody (jejich délku a průměr), sběrné potrubí za kolektorem (jeho délku a průměr), kolektor (úhel spojení svodů a jeho první průměr) a jako poslední část byly zkoumány i změny časování výfukových ventilů. Všechny tyto dílčí výsledky jsem shrnul v kapitole 7.4.5, kde byla vybrána i nejvhodnější varianta celého systému. Výsledky získané ze simulačního prostředí programu Fluent dosahovaly oproti analytickým lepším hodnot, jak je patrné na grafu č. 29. Druhý směr, kterým se ubírala optimalizace, bylo využití modulu v programu Lotus určeného přímo pro optimalizaci zadané části motoru (v mém případě

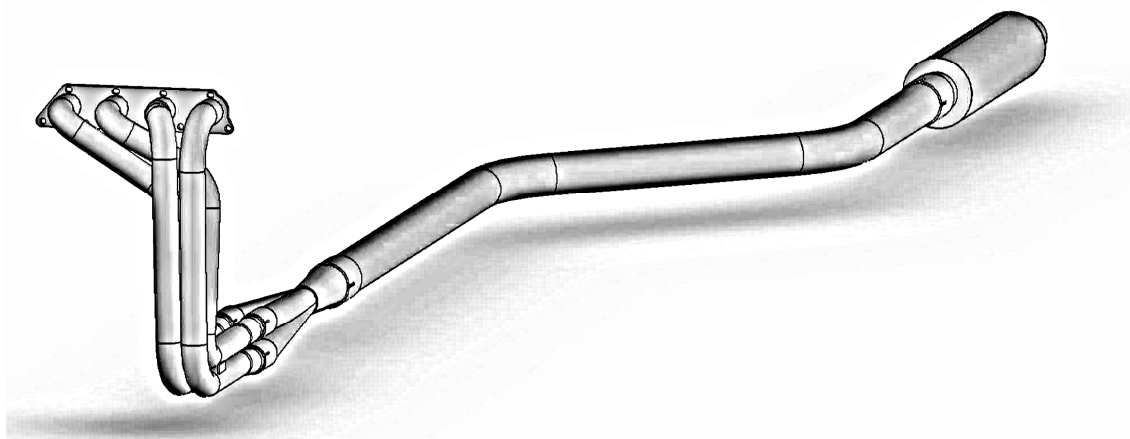
výfuku), tak zvaného Parametricu. Obě tyto varianty jsou zobrazeny na grafu č. 35, který názorně dokazuje, že oba rozdílné přístupy vedly k totožným výsledkům, čímž by měla být zaručena správnost výsledků.

Abych si byl jist, že výsledná mnou navržená koncepce je správná, podrobně jsem se zabýval v kapitole 7.6 průběhy tlaků v sání, válci a výfuku (viz. graf č. 36). Tento graf můj návrh podpořil, a proto jsem přistoupil k vytvoření 3D modelu (obr. 23) a následné sestavné výkresové dokumentaci kompletního výfukového traktu v CAD systému (viz. Příloha 1).

Posledním krokem bylo ověření všech získaných teoretických výsledků. Pro tento úkol jsme společně s kolegou Bc. Jiřím Vávrovcem, který na stejném motoru upravoval sací trakt, využili laboratoří školy. Moje část měření spočívala v ověření pravdivosti virtuálního modelu a to pomocí zjištění odchylek tření motoru, popř. tlakových ztrát (viz. kapitola 8). Experiment byl založen na protáčení „studeného“ motoru dynamometrem a odečítání potřebného kroutícího momentu pro udržení konstantních otáček. Výstupní hodnoty z virtuálního modelu a reálného měření jsou zobrazeny na grafu č. 40.

Pro následující sezóny bych doporučil pokračovat v testech na motorové brzdě, sledovat změny projevu motoru pomocí tzv. dataloggerů za dynamicky se měnících zatížení při jízdních testech, které by mohly přispět k dalšímu rozvoji tohoto, již nyní rychlého vozu.

Zpracováním výše uvedených bodů diplomové práce jsem splnil všechny cíle, které mi byly zadány.



Obr. 23 Kompletní výfukový trakt

10. Seznam použité literatury

- [1] Podvozky motorových vozidel, František Vlk, 3. Aktualizované vydání, Nakladatelství a vydavatelství František Vlk, Brno, 2006, ISBN 80-239-6464-X
- [2] Proudění ve spalovacích motorech, Karel Hofmann, druhé vydání, Nakladatelství Vysoké učení technické v Brně, Praha, 1992, ISBN 80-214-0409-4
- [3] Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů, Václav Píštěk, Josef Štětina, Nakladatelství Vysoké učení technické v Brně, Praha, 1991, ISBN 80-214-0368-3
- [4] Teorie spalovacích motorů, Josef Kožoušek, druhé vydání, Nakladatelství technické literatury Alfa, Praha 1971
- [5] Návrh sacího traktu pro motor formule SAE, Josef Černý, VUT v Brně, 2007
- [6] Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru, Jiří Vávrovec, VUT v Brně, 2010
- [7] Race Engine Technology, Arrow Precision Engineering Ltd., 2009
- [8] G. P. Empiricism and Simulation in the Design of the High Performance Four-Stroke Engine. Belfast: The Queen`s University of Belfast, Blair, 1998
- [9] Podmínky auto-crossové divize A1, <<http://www.autoklub.cz/show.php?page=acr/fasacr/radyfia/prilohaj/index.htm&asoc=2>>
- [10] Vlastní fotodokumentace

11. Seznam použitých symbolu a zkratek

α	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
δ	$[\text{mm}]$	tloušťka tělesa ve směru tepelného toku
φ	$[-]$	natočení klikového hřídele
κ	$[-]$	Poissonova konstanta
η_{ch}	$[\%]$	chemická účinnost
λ	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
ρ	$[\text{kg.m}^{-3}]$	hustota materiálu, hustota média
a	$[\%]$	podíl nespáleného paliva ve válci
A	$[-]$	Woschniho koeficient
A_{em}	$[\text{mm}^2]$	koncový průřez
A_{pt}	$[\text{mm}^2]$	průtočná plocha u výf. ventilů
a_s	$[\text{m.s}^{-1}]$	střední rychlost zvuku ve výfukovém potrubí
B	$[-]$	Woschniho koeficient
C	$[-]$	Woschniho koeficient
c_p	$[\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
d	$[\text{mm}]$	průměr svodu výfuku
D	$[-]$	Woschniho koeficient
d_{ip}	$[\text{mm}]$	průměr kanálu
d_{st}	$[\text{mm}]$	průměr dříku
d_{tp}	$[\text{mm}]$	průměr za kolektorem
H_U	$[\text{J.kg}]$	výhřevnost paliva
i	$[\text{J.kg}^{-1}]$	měrná entalpie
L_1	$[\text{mm}]$	délka kanálu od ventilu k prvnímu spojení
L_2	$[\text{mm}]$	délka kanálu za spojení po konec hlavy
L_s	$[\text{mm}]$	délka svodů
L_E	$[\text{mm}]$	délka za tlumičem
L_K	$[\text{mm}]$	délka kolektor - tlumič
L_T	$[\text{mm}]$	délka tlumiče

m	$[-]$	exponent Vibeho funkce
m_B	$[kg]$	hmotnost paliva, které shořelo během doby hoření t_H
m_B	$[kg]$	hmotnost paliva, které shořelo za již uplynulý čas $t(\varphi)$
n	$[min^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru
n_v	$[-]$	počet válců
p	$[Pa]$	tlak
Q	$[W]$	tepelný tok válcovou stěnou
Q_B	$[J]$	teplo uvolněné z paliva
r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	plynová konstanta výfukového plynu
t_H	$[s]$	celková doba hoření
$t(\varphi)$	$[s]$	již uplynulý čas hoření
T_1	$[K]$	teplota vnitřní stěny
T_2	$[K]$	teplota vnější stěny
T_s	$[K]$	střední teplota ve výfukovém potrubí

12. Seznam příloh

Příloha 1: Výkresová dokumentace: - Sestava (Výfuk VW Polo 1.6)

Příloha 2: CD-ROM - Diplomová práce
 - Výkresová dokumentace