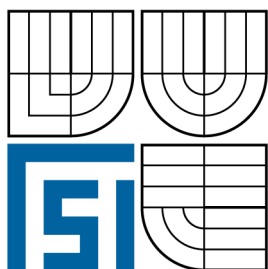


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ PRO VŮZ FORMULE SAE

ENGINE EXHAUST MANIFOLD FOR FORMULA SAE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUKÁŠ CHLÍBEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2008

Abstrakt

Lukáš CHLÍBEK

Návrh výfukového potrubí pro vůz Formule SAE

DP, ÚADI, 2008, str. 73, obr. 67.

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh výfukového potrubí pro motor Formule SAE. Pohonnou jednotkou je zde atmosférický vodou chlazený spalovací motor z motocyklu Yamaha YZF R6, modelový rok 2005. Návrh výfukového potrubí je koncipován tak, aby splňoval podmínky Formule SAE.

Klíčová slova

rezonanční potrubí, Vibeho funkce, tlumič hluku, svody výfuku, rychlost zvuku, hmotnostní tok, výkon, točivý moment

Abstract

Lukáš CHLÍBEK

Engine exhaust manifold for Formula SAE

DT, IAE, 2008, pp. 73, fig. 67.

Diploma thesis is bent on engineering design exhaust manifold for motor Formula SAE. Drive unit is here used atmospheric water-cooled gas- engine from motorcycle Yamaha YZF R6, 2005 model year. The design of the exhaust manifold is drawn to fulfill Formula SAE conditions.

Keywords

resonance pipe, Vibe function, exhaust silencer, exhaust pipe, speed of sound, specific flow, engine power, engine torque

Bibliografická citace

CHLÍBEK, L. *Návrh výfukového potrubí pro vůz Formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Davida Svídy a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne:

.....

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Davidu Svídovi za odbornou pomoc a cenné připomínky při zpracování diplomové práce, Lence a Romanovi Švadlenkovým za pomoc při překladu cizojazyčných textů a zvláště své rodině za trpělivost a podporu po dobu celého mého studia.

© Lukáš Chlíba, 2008.

Tato práce vznikla jako školní dílo na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě strojního inženýrství. Práce je chráněna autorským zákonem a její užití bez udělení oprávnění autorem je nezákonné, s výjimkou zákonem definovaných případů.

1	Úvod	9
2	Výfuková soustava čtyřdobých motorů	10
2.1	Hlavní funkce výfuku	10
2.2	Namáhání výfuku	10
2.3	Části výfukového systému	10
2.3.1	Sběrné výfukové potrubí	11
2.3.2	Snižování emisí, katalyzátory	11
2.3.3	Tlumiče hluku	14
3	Podmínky motoru a výfukového systému Formule SAE	16
3.1	Motorová omezení	16
3.2	Omezení výfukového systému	16
3.2.1	Tlumič výfuku	16
3.2.2	Výfukový otvor	16
3.2.3	Hlučnost	16
4	Rešerše současných provedení výfukových soustav Formule SAE	17
5	Základní údaje o motoru	23
5.1	Parametry motoru	23
5.2	Parametry klikového mechanismu	23
5.3	Časování vačkové hřídele	24
5.4	Parametry ventilů	24
5.5	Parametry výfukové soustavy	25
6	Vlastní návrh výfukového systému	26
6.1	Program Lotus Engine Simulation	26
6.2	Model motoru	27
6.3	Termodynamický model průběhu hoření	27
6.4	Model originálního sacího a výfukového systému	31
6.5	Zjednodušení sacího systému	33
6.6	Teorie modelování výfukového potrubí	33
6.6.1	Průměr a délka potrubí	33
6.6.2	Elementy potrubí	34
6.6.3	Přechody a spojování trubic	34
6.6.4	Volba materiálu	36
6.6.5	Typ chladícího média	36
6.6.6	Vedení tepla válcovou stěnou [3]	36
6.7	Přenos tepla konvekcí	38
6.8	Možná řešení uspořádání výfukové soustavy	39
6.8.1	Varianta 1- Duplex	41
6.8.2	Varianta 2- Svody 1-3-4-2	42
6.8.3	Varianta 3- Svody 1-3-4-2 – Duplex	45
6.8.4	Varianta 4- Svody 4-1	47
6.9	Ladění délek, průměrů a úhlů potrubí	49
6.9.1	Návrhový výpočet rezonančních délek svodů výfuku	49
6.9.2	Návrhový výpočet délek sběrné trubky výfuku	52
6.9.3	Návrhový výpočet průměrů potrubí	54
6.9.4	Návrh úhlů při spojení svodů	54
7	Tlumič hluku	55

8	3D model výfukového systému	57
8.1	Základní údaje nové výfukové soustavy Formule SAE	57
8.2	Model potrubí	57
8.3	Model tlumiče výfuku	59
8.4	Umístění na voze Formule SAE	60
	Závěr	63
	Literatura	65
	Seznam použitých symbolů a zkratk.....	66
	Seznam příloh	67
	Příloha 1	68
	Příloha 2	69
	Příloha 3	70
	Příloha 4	71
	Příloha 5	73

1 Úvod

Mezi jednoduchým výfukem z prvopočátku automobilů a moderním výfukovým systémem leží světy. Nebyl to pouze vývoj za účelem zvýšení výkonu motoru, který měl za následek dnešní komplikovaná a objemná výfuková zařízení, byly to především přídavné funkce, a to omezení hlučnosti a v posledních letech snížení škodlivých emisí. Z tohoto důvodu se staly katalyzátor a jeho řídicí senzor (tzv. lambda sonda) nedílnou součástí všech moderních výfukových zařízení. Přesto nesmí konstruktér nových zařízení mimo tato předepsaná omezení zapomínat na nejdůležitější úlohu výfuku: odvod plynů z válců motoru s nejméně možnou ztrátou výkonu. Právě hodnoty výkonu a točivého momentu jsou při návrhu sportovního vozidla na prvním místě.

Náplní této diplomové práce je seznámit se s výfukovou soustavou čtyřdobých motorů obecně. Porozumět proudění a tlakovým pulsům uvnitř potrubí výfukového systému spalovacího motoru a za pomoci počítačového simulačního programu Lotus Engine Simulation namodelovat výfukovou soustavu, splňující kritéria daná organizací Formule SAE.

Formule SAE

Formule SAE je projektem mezinárodní automobilové organizace SAE, kterého se mohou účastnit zástupci světových technických či jiných univerzit. Úkolem těchto konstrukčních univerzitních týmů je postavit vůz formulového typu, splňujícího předem daná kritéria. S tímto vozem se poté účastní různých soutěžních závodů, testovacích jízd a vývoje, s cílem dosažení dobrých výsledků a získávání zkušeností o závodních vozidlech.

Organizace SAE

Society of Automotive Engineers (SAE) byla založena v roce 1905. Jedná se o světově největší společnost pro oblast lidí pracujících v automobilovém průmyslu. Seskupuje okolo 80 000 inženýrů, obchodních činitelů, vzdělavců a studentů. Vystupuje jako mezinárodní organizace s členstvím ve více než 97 zemí světa.

2 Výfuková soustava čtyřdobých motorů

Vzhledem k tomu, že celá diplomová práce je zaměřena na výfukový systém čtyřdobého motoru, bylo by vhodné v úvodu alespoň naznačit jeho hlavní funkce a části, ze kterých se skládá.

Je také důležité uvědomit si na jakém typu vozidla se výfuk nachází, zda jde o běžné sériové, o sportovní, nebo jako v našem případě o formulové. Nicméně v následující kapitole budu psát o výfukovém systému vozidla obecně, bez zaměření na určitou oblast použití. K tomu se dostaneme až v pozdějším průběhu mé práce.

2.1 Hlavní funkce výfuku

Redukovat škodliviny ve výfukových plynech na přípustné limity. Během průchodu celou výfukovou soustavou co nejméně omezovat proud plynů. Odvádět bezpečně výfukové plyny tak, aby nemohlo dojít k jejich pronikání do interiéru vozidla. Tlumit hluk, vznikající rázy při nepravidelném proudění výfukových plynů ze spalovacího prostoru.

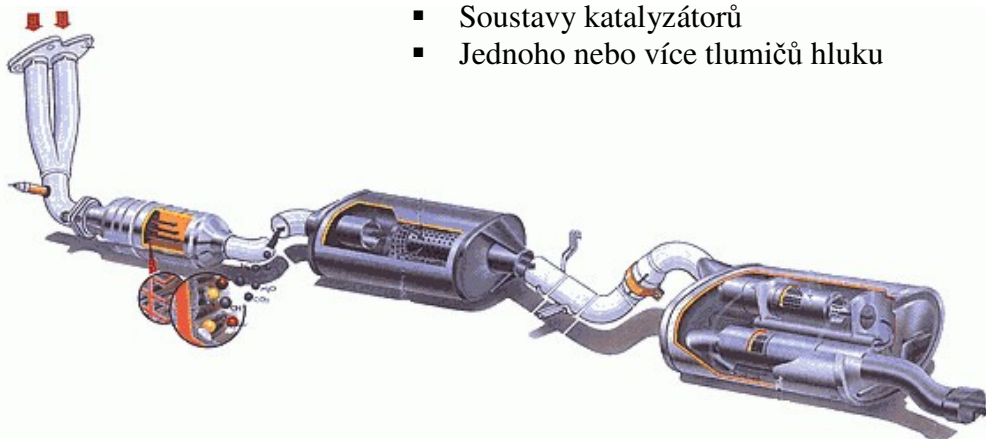
2.2 Namáhání výfuku

Výfuk je namáhán po celé své délce jednak mechanicky, příčinou jsou vibrace motoru a pohyby karoserie v důsledku jejího provozního kroucení. Dalším typem je teplotní namáhání, především v přední části mají spaliny vysoké teploty a po celé délce potrubí se objevují velké teplotní gradienty. V neposlední řadě je celý výfuk namáhán korozí a to jak vnitřní od proudících spalin, tak i vnější, způsobenou vlivem povětrnostních podmínek při provozu vozidla.

2.3 Části výfukového systému

Celý systém se skládá ze čtyř hlavních částí:

- Sběrného potrubí
- Spojovacího potrubí
- Soustavy katalyzátorů
- Jednoho nebo více tlumičů hluku



Obr. 1 Výfukový systém osobního automobilu

2.3.1 Sběrné výfukové potrubí

Hlavním úkolem sběrného potrubí je odvádět výfukové plyny ze spalovacího prostoru. Může být odlito z šedé litiny, nebo ze žáruvzdorných ocelí.

Sběrné potrubí z šedé litiny, *Obr. 2*, se používá u starších motorů. Mezi jeho výhody patří odolnost vůči oxidaci, dostatečná pevnost a schopnost pohlcovat hluk a vibrace. Hlavní nevýhodou je pak vysoká hmotnost a především značný odvod tepla, který prodlužuje dobu náběhu katalyzátoru.

Potrubí ze žáruvzdorných ocelí, *Obr. 3*, bylo nejdříve používáno pouze u závodních a sportovních automobilů. Ovšem jeho hlavní výhody, nízká hmotnost a malý odvod tepla, zapříčinily jeho expanzi i do běžných vozidel pro denní užívání. Potrubí je délkově laděné, tzn. využívá tlakových pulsací ke zlepšení odvodu spalin, což vede k nepatrnému zvyšování výkonu motoru.



Obr. 2 Sběrné potrubí z šedé litiny



Obr.3 Potrubí z žáruvzdorných ocelí

2.3.2 Snižování emisí, katalyzátory

Snižování emisí je v poslední době nejfrekventovanějším tématem, jež se týká výfukového systému. S rostoucím počtem automobilů se zvyšují exhalace a dochází k čím dál většímu znečištění ovzduší. Z těchto důvodů byly stanoveny v roce 1991 limity EURO, které přesně stanovují jaké množství kterých částic smí automobil vypouštět do ovzduší. Normy se postupem času zpřísnují, jak je vidět v *Tab. 1*.

Přehled emisních limitů EURO (g/km)						
Limit	Platnost od	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	Částice
<i>Benzínové motory</i>						
EURO 1	07/1992	2,72	-	0,97	-	-
EURO 2	01/1996	2,2	-	0,5	-	-
EURO 3	01/2000	2,30	0,20	-	0,15	-
EURO 4	01/2005	1,0	0,10	-	0,08	-
EURO 5	06/2008?	1,0	0,075	-	0,06	0,005
<i>Dieselové motory</i>						
EURO 1	07/1992	2,72	-	0,97	-	0,14
EURO 2 (a)	01/1996	1,0	-	0,7	-	0,08
EURO 2 (b)	01/1996	1,0	-	0,9	-	0,10
EURO 3	01/2000	0,64	-	0,56	0,50	0,05
EURO 4	01/2005	0,50	-	0,30	0,25	0,025
EURO 5	06/2008?	0,50	-	0,25	0,20	0,0125

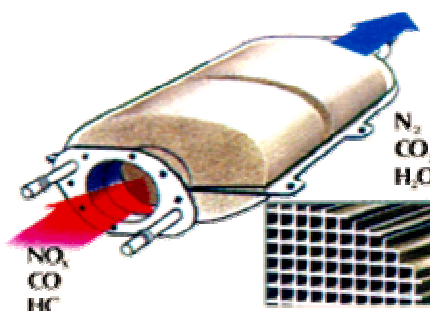
Pozn.: a- komůrka, b- přímý vstřík nafty, norma EURO 5 ještě není v platnosti, údaje jsou orientační

Tab. 1 Přehled emisních limitů EURO

Z důvodu snižování emisí bylo nutné do výfukové soustavy přidat další členy. Jedná se o katalyzátory, které pomocí chemických reakcí přeměňují nebezpečné látky na produkty šetrnější k životnímu prostředí a čidla, sledující složení a teplotu výfukových plynů, tzv. lambda sondy.

Třícestný katalyzátor

Probíhají zde oxidační i redukční reakce. Dokáže měnit nebezpečné oxidy dusíku na plynný dusík a kyslík a přeměňovat uhlovodíky a kysličník uhelnatý. Kombinovaný průběh těchto opačných chemických reakcí vyžaduje stálé řízení, neboť spaliny smí obsahovat jen tolik kyslíku, kolik je potřebné pro oxidační procesy, jinak je bráněno průběhu redukčních procesů. Proto se používá výhradně řízený třícestný katalyzátor. Řízení zajišťuje lambda sonda umístěná před a většinou i za katalyzátorem.

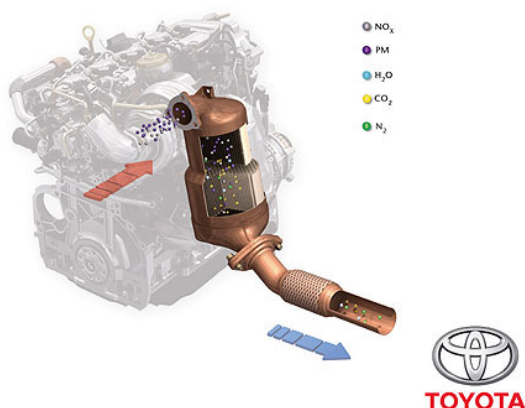


Obr. 4 Třícestný katalyzátor

Oxidační katalyzátor

Používá se u vozidel s přímým vstříkem benzínu a se vznětovým motorem. Snižuje obsah kysličníku uhličitého, uhlovodíků a škodlivých částic. Naopak nedokáže přeměňovat oxidy dusíku, bývá tedy většinou spojen se zásobníkovým katalyzátorem, filtrem pevných částic, nebo recirkulací výfukových spalin. Jak je vidět na Obr. 5, u moderních automobilů je

oxidační katalyzátor řazen co nejbližší za výfukové svody, kde se díky vysokým teplotám urychlí jeho náběh.



Obr. 5 Oxidační katalyzátor D-CAT od Toyota

Zásobníkový katalyzátor

Ve výfukové soustavě řazen za oxidační katalyzátor. Umožňuje likvidovat NO_x tak, že po určitou dobu váže na svém povrchu tyto škodliviny. Po nasycení katalyzátoru zaznamená čidlo průchod NO_x a na krátkou dobu je směs obohacena vstříknutím většího množství paliva. Díky tomu vznikne redukční atmosféra potřebná pro redukci NO_x. Základním materiálem katalyzátoru je keramika potažená ušlechtilými kovy, například platinou nebo rhodiem. Ukládání NO_x umožňují speciální přísady- oxidy draslíku, vápníku, stroncia, zirkonu a baria.

Filtr pevných částic

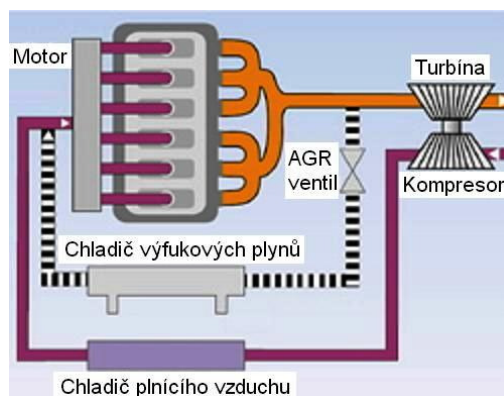
Filtr je tvořen keramickým porézním tělesem, na jehož povrchu a v pórech se uchycují částice uhlíku. Po určité době provozu vzroste odpor proti průniku spalin a je nutné zachycené částice odstranit. To se děje zahřátím keramického tělesa filtru pomocí zvýšeného přívodu paliva nebo z jiného zdroje tepla na teplotu zhruba 900°C. Celý proces trvá 2 až 3 minuty a opakuje se podle zanesení filtru přibližně každých 400 km.



Obr. 6 Filtr pevných částic

Recirkulace výfukových plynů

Recirkulace výfukových plynů je technicky nejúčinnější metodou redukce NO_x. Hlavní podstatou je zpětné vedení části výfukových plynů k přívodu čerstvého vzduchu při přípravě palivové směsi. Tím je snížena rychlost prohoření paliva, dochází ke snížení teploty hoření a tím i k redukci NO_x. Pro regulaci v řídicí jednotce motoru se měří skutečné množství čerstvého vzduchu a porovnává se s požadovaným množstvím vzduchu v konkrétním režimu motoru. Pomocí signálu z řídicí jednotky se poté otevírá nebo uzavírá ventil recirkulace spalin, AGR ventil. Schéma je na Obr. 7.



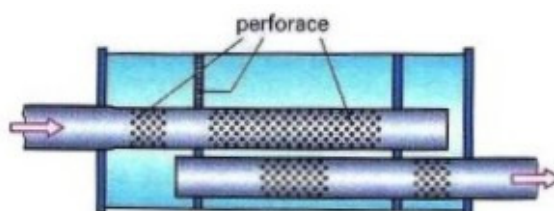
Obr. 7 Schéma recirkulace výfukových plynů [1]

2.3.3 Tlumiče hluku

U motorů osobních automobilů jsou většinou použity dva tlumiče hluku s rozdílným frekvenčním laděním. Existují zatím tři druhy tlumičů, z nichž každý využívá jiné efekty pro tlumení zvukových vln.

Reflexní tlumič

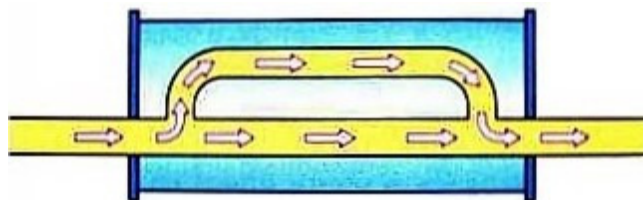
Při tlumení hluku reflexí se zvukovým vlnám kladou do cesty překážky, čímž se vlny odrážejí a otáčejí. Tím dochází k jejich utlumení. Reflexní tlumič je tvořen několika různě velkými komorami a několika děrovanými trubkami. Tlumič je vhodný pro tlumení hluků nižších a středních frekvencí.



Obr. 8 Reflexní tlumič

Rezonanční (interferenční) tlumič

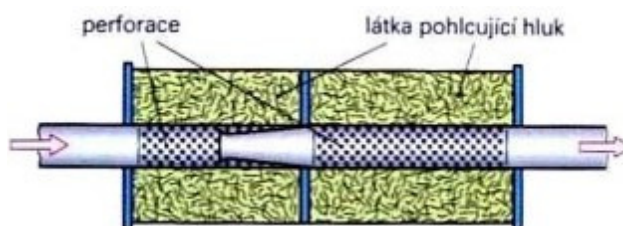
Při interferenci se rozděluje proud výfukových plynů do několika proudů. Po uražení různě dlouhých drah se tyto proudy opět spojují a zvukové vlny se částečně ruší. S rezonančním tlumičem lze dosáhnout silného útlumu hluku určitých frekvencí.



Obr. 9 Rezonanční tlumič

Absorpční tlumič

Při tlumení absorpcí dopadají zvukové vlny do měkkého porézního materiálu, který pohlcuje hluk. Tlumič se skládá z perforované trubky a jedné nebo více komor. Ty jsou vyplněny minerální vatou nebo skelnými vlákny. Tento tlumič pohlcuje hluky vyšších frekvencí.



Obr. 10 Absorpční tlumič

Kombinovaný tlumič

Jelikož každý z výše zmíněných tlumičů tlumí hluky rozdílných frekvencí, je vhodné je kombinovat a využívat jejich efektů dohromady. Bývají spojeny buď do jednoho společného pouzdra, nebo sériově každý zvlášť.



Obr. 11 Kombinovaný tlumič

3 Podmínky motoru a výfukového systému Formule SAE

3.1 Motorová omezení

Použitý motor pro pohon Formule SAE musí být čtyřtákní pístový motor o objemu nepřesahujícím 610 cm³.

3.2 Omezení výfukového systému

Jakákoliv součást výfuku (sběrná trubka, tlumič výfuku, atd.) vyčnívající ze strany karoserie před hlavní obruč musí být zakryta, aby se zabránilo jejímu kontaktu s osobami přistupujícími k vozidlu, nebo s řidičem vystupujícím z vozidla.

3.2.1 Tlumič výfuku

Výfukový systém musí být vybaven tlumičem hluku, aby se redukoval hluk na přijatelnou úroveň danou pravidly.

3.2.2 Výfukový otvor

Výfuk musí být směřován tak, aby řidič nebyl vystaven výfukovým plynům při žádné rychlosti uvažované při návrhu vozidla. Výfukový(-é) otvor(-y) nesmí přesahovat víc než 600 mm za osou zadní nápravy a neměl(-y) by být víc než 600 mm nad zemí.

3.2.3 Hlučnost

Procedura měření hlučnosti

Hladina hluku se měří v průběhu statické zkoušky. Měření se provádí pomocí free-field mikrofónu umístěného bez překážek v úrovni výfukového otvoru, 0,5 m od konce výfukového otvoru, v úhlu 45 stupňů s otvorem ve vodorovné rovině. Test se provádí s převodovkou v neutrální poloze při předem stanovených otáčkách motoru. Je-li na vozidle více než jeden výfukový otvor, test se opakuje pro každý výfuk a použita bude nejvyšší naměřená hodnota. Vozidlo musí vyhovovat při všech otáčkách motoru až do zkušební rychlosti definované níže.

Zkušební rychlosti

Zkušební rychlostí pro daný motor jsou otáčky motoru, které odpovídají průměrné rychlosti pístu 914,4 m/min pro automobilové nebo motocyklové motory a 731,5 m/min pro "průmyslové motory". Vypočítaná rychlost se zaokrouhluje na nejbližších 500 otáček/min. Zkušební rychlost pro typické motory bude publikována pořadatelí. Definice "průmyslového motoru" je ta, která je použita v pravidlech Formule SAE. Aby byl motor klasifikovaný jako "průmyslový motor", musí získat schválení od pořadatelů před závodem.

Maximální hladina hluku

Maximální dovolená hladina hluku je 110dB(A) při rychlém zatěžování.

Opětné vyzkoušení hladiny hluku

Podle zvážení rozhodčích může být hlučnost měřena kdykoliv během soutěže. Jestliže vozidlo nevyhoví měření hlučnosti, bude zadrženo v soutěži do té doby, než bude upraveno tak, že vyhoví zkoušce hlučnosti.

4 Rešerše současných provedení výfukových soustav Formule SAE

Na návrh umístění výfukového systému není kladen příliš velký důraz, jako například u sání, kde je potřeba zajistit potřebné proudění čerstvého vzduchu. Konstrukce výfukového systému je odvozena od mnoha věcí, jako jsou umístění motoru v rámu, rám samotný, zavěšení zadních kol a podobně. Z hlediska malých rozměrů trubek a v poslední době i zmenšujících se tlumičů hluku je výfukový systém konstruován až jako jedna z posledních věcí na vozidle. Výfuk se takzvaně přizpůsobí ostatním konstrukčním řešením, než aby tomu bylo opačně.

V současnosti se u vozů Formule SAE objevují čtyři různá koncepční řešení. Všechny možnosti řeší umístění tlumiče hluku a od něj se odvozuje výfukové potrubí, jeho tvar a délka. Tlumič hluku je použit motocyklový, většinou sériový nebo ve sportovní úpravě, popř. se jedná o vlastní konstrukční návrh příslušného týmu.

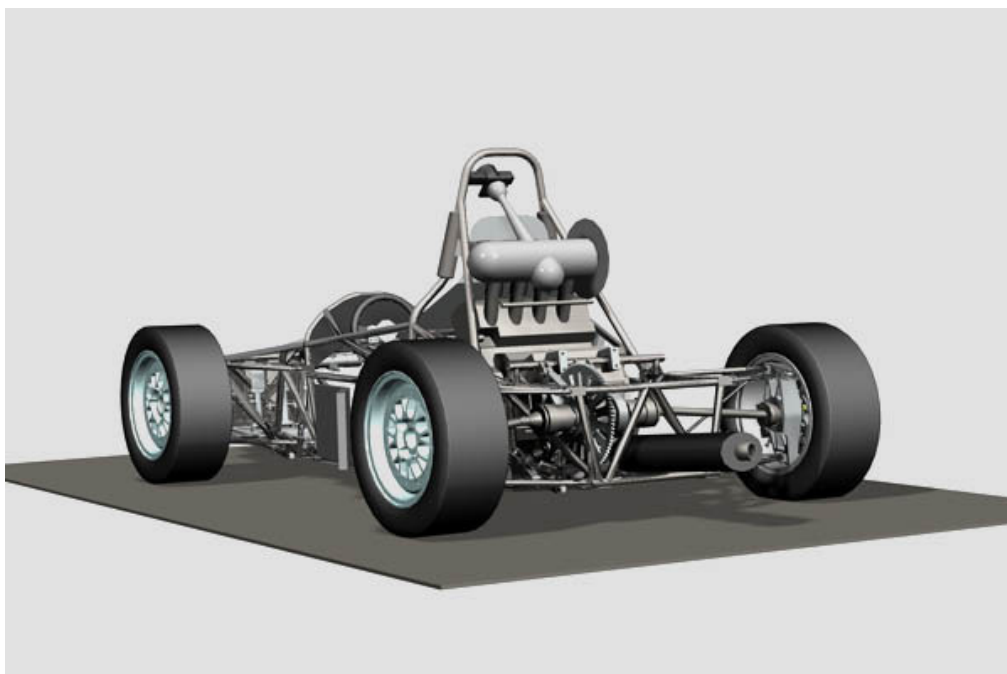
Prvním řešením je umístění tlumiče hluku centrálně pod vozidlo, jak tomu bylo v minulých letech u vozů Formule 1. Výhodou tohoto řešení ve spojení s difuzorem je mnohem lepší aerodynamika. Kinetická energie odcházejících plynů je totiž tak vysoká, že dokáže v difuzoru vyvolat podtlak. Ten odsává mezní vrstvu, tedy původce vztlakové síly, spod vozidla.[7] Nevýhodou je samotná konstrukce Formule SAE, její světlá výška, nízká hmotnost, o poznání nižší výkon a nutnost konstrukce difuzoru. Současné týmy využívají centrálně umístěný tlumič, ten ovšem ústí pod nebo nad pohonem zadních kol. Jeho předností je rovnoměrné rozložení hmotnosti. Hlavní nevýhodou je jednak estetická, ale hlavně konstrukční stránka. Výfukové potrubí je značně prodlouženo o část mezi svody a tlumičem hluku. Toto provedení je zřejmé z *Obr. 12, 13, 14*.



Obr. 12 Centrální umístění výfuku nad pohonem zadních kol



Obr. 13 Centrální umístění výfuku nad pohonem zadních kol

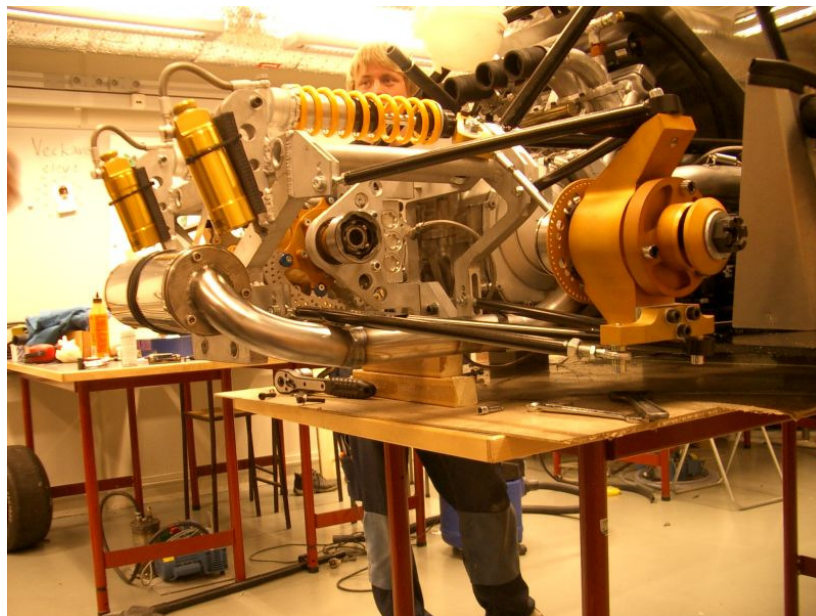


Obr. 14 Centrální umístění výfuku pod pohonem zadních kol

Další varianta umístění koncového tlumiče je téměř stejná. Změnila se pouze jeho poloha. Nachází se napříč za zadní nápravou. Výhody a nevýhody jsou totožné s předešlým řešením, zde je ovšem potrubí ještě delší a jeho vedení k tlumiči komplikovanější. I přesto se tato konstrukce používá u nových konceptů vozů Formule SAE, zejména ve spojení s vlastním návrhem tlumiče hluku. Možné provedení je na z *Obr. 15* a *16*.

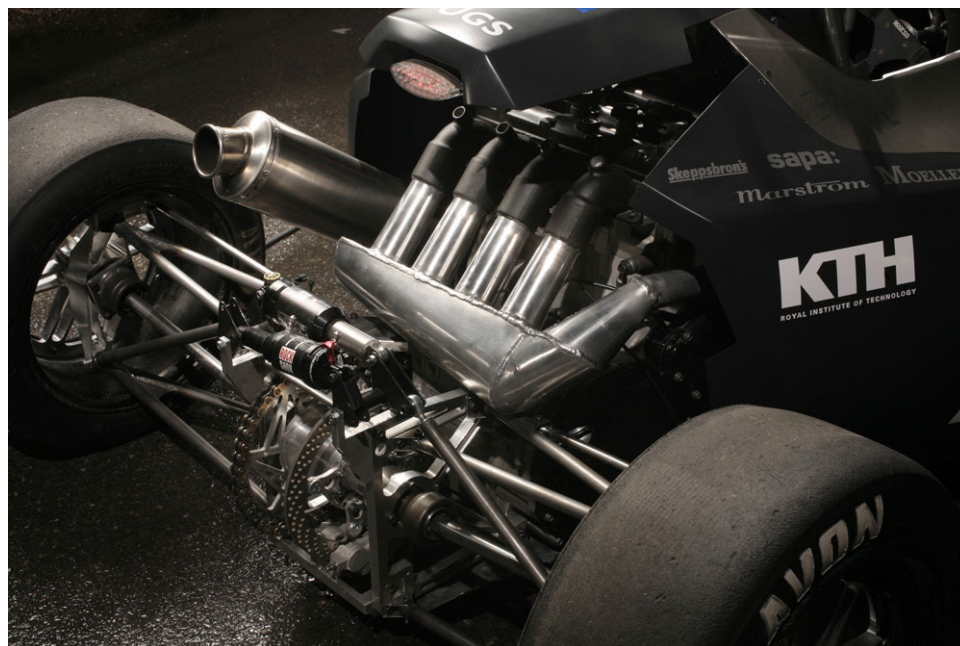


Obr. 15 Centrální umístění výfuku napříč za zadní nápravou, tlumič vlastní konstrukce



Obr. 16 Centrální umístění výfuku napříč za zadní nápravou

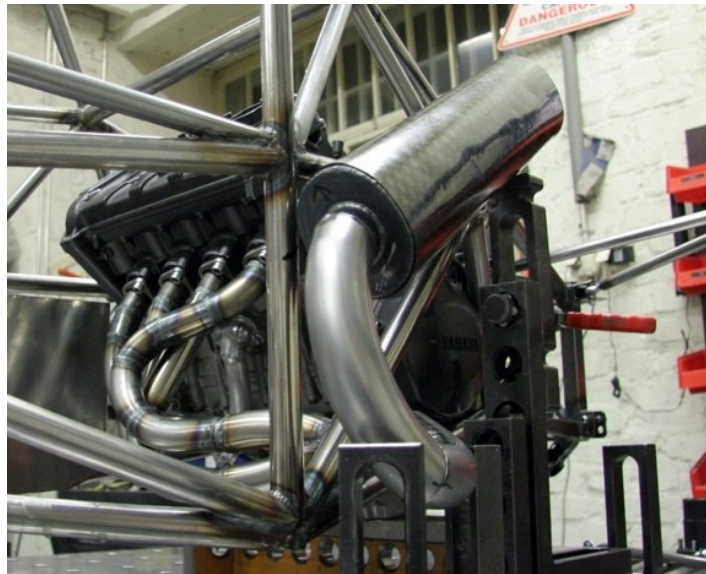
Předposlední řešení je opět inspirováno vozy Formule 1. Koncepce centrálního výfuku v zadní části byla organizací FIA zakázána. V současnosti výfuk končí těsně za svody a ústí v kapotáži hned vedle motoru. Z těchto poznatků čerpají i konstruktéři Formule SAE. Tlumič hluku je umístěn hned za svody a je podél motoru vztyčen pod určitým úhlem. Toto řešení se jeví jako konstrukčně nejjednodušší, odpadá nám nutnost dlouhého potrubí od výfukových svodů k tlumiči. Tato koncepce se objevuje u většiny nových vozů ostatních univerzit, jak je vidět z Obr. 17, 18 a 19.



Obr. 17 Umístění výfuku vedle motoru



Obr. 18 Umístění výfuku vedle motoru



Obr. 19 Umístění výfuku vedle motoru

Poslední řešení, *Obr. 20*, se od ostatních výše zmíněných podstatně liší. Jedná se o systém s dvěma tlumiči hluku a dvojím výfukovým potrubím. Hlavní výhodou tohoto řešení je úspora místa mezi vyústěním výfukových kanálů a rámem vozidla. Nevýhodou je pak složitější umístění tlumičů a také finanční stránka, spojená s nákupem materiálu a hlavně tlumičů samotných.



Obr. 20 Výfukový systém s dvěma tlumiči hluku

Jak je vidět z *Obr. 21*, má v současnosti konstruktér neomezené možnosti a vše závisí pouze na jeho fantazii a chuti vytvářet nové věci.



Obr. 21 Zvláštní konstrukce výfukového tlumiče

5 Základní údaje o motoru

Jedná se o čtyřdobý čtyřválcový kapalinou chlazený motor, jehož výrobcem je Yamaha. Parametry motoru jsou převzaty z technické dokumentace výrobce.

5.1 Parametry motoru

Výkon motoru	82 kW při 13000 ot/min
Točivý moment	59 Nm při 10000 ot/min
Rozvod ventilů	DOHC
Zdvihový objem V_{zd}	599 cm ³
Kompresní poměr ϵ	12,8:1
Objem spalovacího prostoru	10,6 cm ³



Tab. 2 Údaje motoru

Obr. 22 Motor Yamaha YZF R6

5.2 Parametry klikového mechanismu

Vrtání D	65,5 mm
Zdvih Z	44,5 mm
Délka ojnice l_{oj}	110 mm

Tab. 3 Údaje klikového mechanismu



Obr. 23 Klikový mechanismus

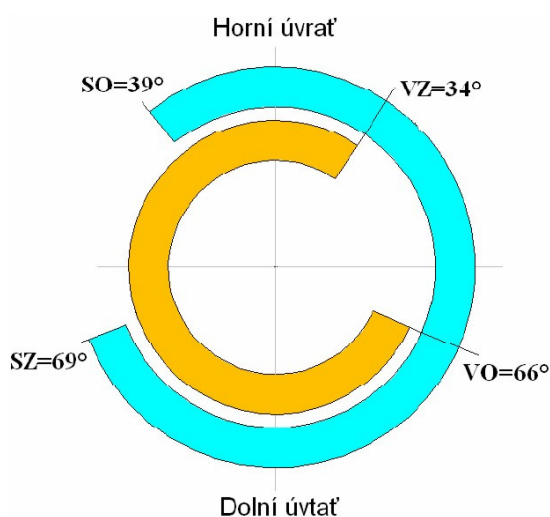
5.3 Časování vačkové hřídele

Časování výfukových ventilů	
Výfukový ventil otvírá před DÚ	66°
Výfukový ventil zavírá po HÚ	34°
Úhel otevření ventilů	280°
Zdvih vačky	7,6 mm

Tab. 4 Údaje vačkové hřídele



Obr. 24 Vačkové hřídele



SO- Sací ventil otvírá
SZ- Sací ventil zavírá
VO- Výfukový ventil otvírá
VZ- Výfukový ventil zavírá

Obr. 25 Diagram časování vačkové hřídele

5.4 Parametry ventilů

Počet ventilů na válec	4
Počet sacích/ výfukových ventilů	2/2
Průměr talířku sacího ventilu	25,0 mm
Průměr talířku výfukového ventilu	22,0 mm
Průměr dráčky obou ventilů	4,0 mm

Tab. 5 Údaje o ventilech



Obr. 26 Sací a výfukové ventily

5.5 Parametry výfukové soustavy

Systém typu 4-2-1		
Vnitřní průměry a délky jednotlivých potrubí		
	Průměr [mm]	Délka [mm]
/4/	34	560
/2/	38	110
/1/	42	960

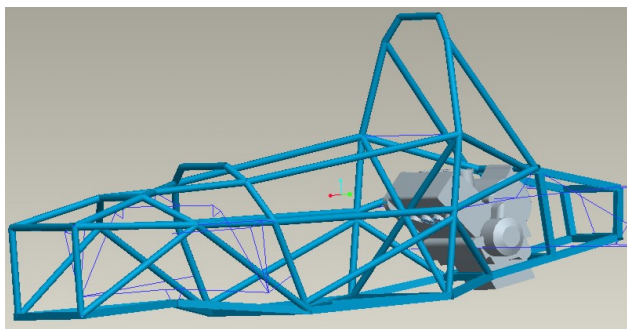
Tab. 6 Údaje výfukové soustavy



Obr. 27 Výfukové potrubí s tlumičem

6 Vlastní návrh výfukového systému

Jak je vidět z obrázků, *Obr.28* a *Obr.29*, umístění motoru na motocyklu a na voze Formule SAE, stejně tak jako jejich světlá výška, se výrazně liší. Proto sériový výfukový systém motocyklu absolutně nevyhovuje konstrukčním požadavkům.



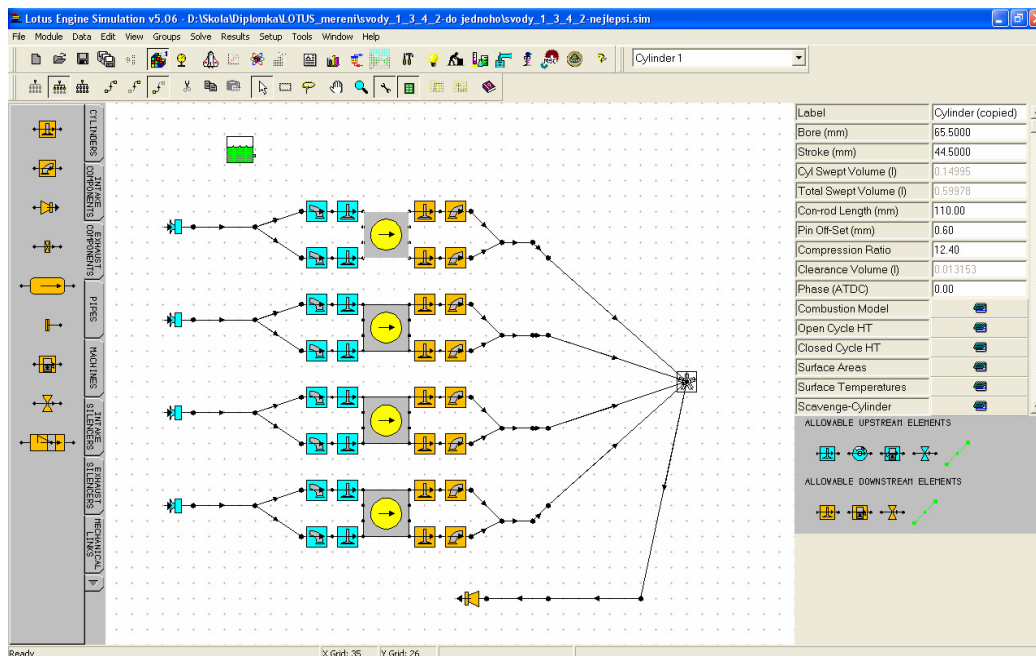
Obr. 28 Umístění motoru v rámu Formule SAE



Obr. 29 Umístění na motocyklu

6.1 Program Lotus Engine Simulation

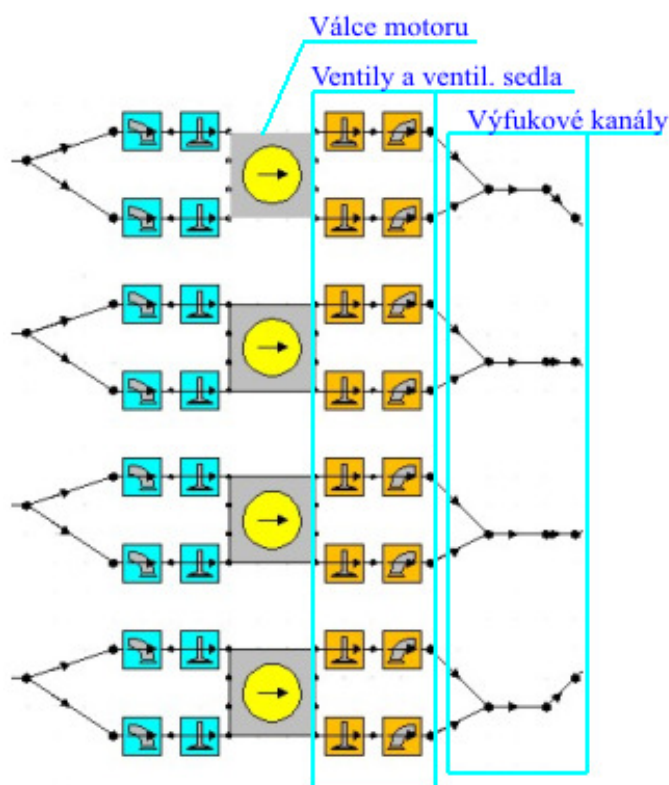
Program Lotus Engine Simulation je součástí balíčku programu Lotus Simulation Tools. Jedná se o aplikaci, která pomocí předvytvořených součástí výrazně usnadňuje modelování sací a výfukové soustavy motoru, upravování jejích parametrů a vykreslování dílčích výsledků.



Obr. 30 Prostředí programu Lotus Engine Simulation

6.2 Model motoru

Základem pro zkonstruování výfukového, ale i sacího systému je vytvoření modelu motoru, který je svými parametry totožný s motorem Yamaha YZF R6 (2005). K sestavení tohoto modelu jsou využity všechny údaje uvedené v *kap. 5 Základní údaje motoru*. Jelikož se touto problematikou zabýval podrobně Josef Černý ve své diplomové práci [4], nebude toto dále řešit. Naopak velmi důležité je porozumění průběhu hoření paliva ve válci, uvedené v následující kapitole.



Obr. 31 Model motoru, včetně sacích a výfukových kanálů

6.3 Termodynamický model průběhu hoření

Znalost průběhu hoření ve válci a především ovlivňování jeho průběhu potřebným způsobem je v současné době neodmyslitelnou součástí vývojových prací u motorů, které musejí splňovat současné náročné požadavky. Průběh hoření patří k fyzikálním veličinám, které umožňují podstatně hlubší pohled do mechanismu procesů probíhajících ve válcích spalovacích motorů. [2]

Hořením paliva ve válci spalovacího motoru vzniká teplo, které je základem pro přeměnu energie. Výkon, účinnost a další parametry motoru nejsou dány pouze množstvím tepla uvolněného hořením, ale podstatně závisí i na jeho průběhu. Množství tepla vyplývá z množství a výhřevnosti paliva, které shoří za určitý časový interval, vše je popsáno vztahem (1).

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B \quad (1)$$

kde Q_B - je teplo uvolněné z paliva
 H_U - výhřevnost paliva
 m_B - množství paliva

Výchozím vztahem pro výpočet průběhu hoření ve válci spalovacích motorů je Vibeho rovnice. Její bezrozměrný tvar je:

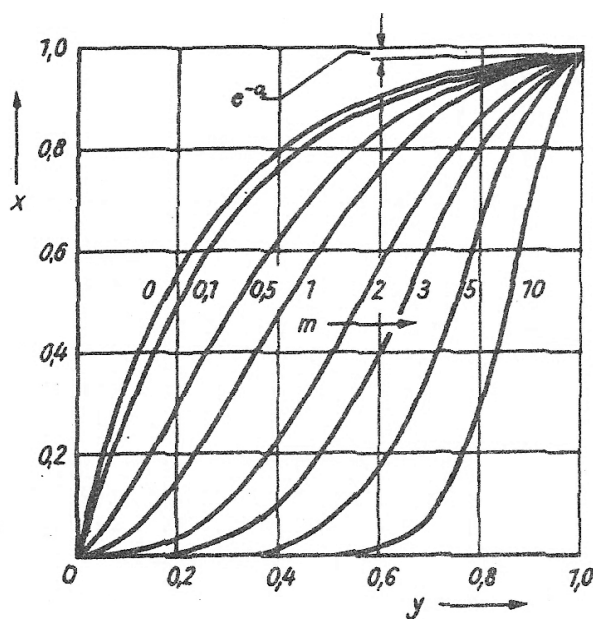
$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}} \quad (2)$$

kde a - vyjadřuje podíl nespáleného paliva ve válci
 m - exponent, označený jako parametr charakteristiky hoření

Pro bezrozměrné veličiny ve vztahu (2) platí:

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad , \quad y = \frac{t(\varphi)}{t_H} \quad (3)$$

kde $m_B(\varphi)$ - hmotnost paliva, které shořelo za již proběhlý čas hoření $t(\varphi)$
 m_B - celková hmotnost paliva, které shořelo během celkové doby hoření t_H



Graf 1 Průběhy bezrozměrné funkce prohořívání paliva pro různé hodnoty m , $a = 4$ [2]

Závislosti v *Grafu 1* nevyjadřují tedy skutečně spálené množství paliva, ale pouze spálený podíl z celkového množství v závislosti na časovém podílu z celkové doby hoření paliva ve válci.

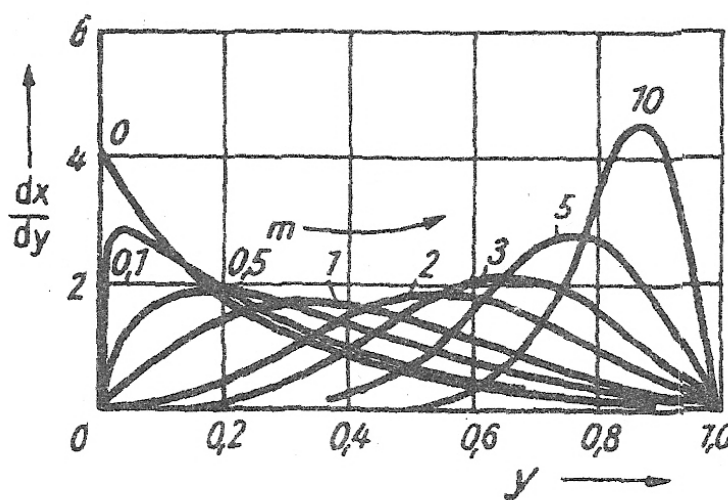
Na počátku hoření je tedy při $y = 0$ také $x = 0$ a na konci hoření při hodnotě $y = 1$ je podíl spáleného paliva z celkového přivedeného množství dán vztahem (4), jak je ukázáno v *Grafu*.

$$x = 1 - e^{-a} \quad (4)$$

Hodnota x na konci hoření odpovídá chemické účinnosti η_{ch} . Závislost mezi chemickou účinností a ztrátovým faktorem a je dána vztahem (5).

$$a = -\ln(1 - \eta_{ch}) \quad (5)$$

Parametr charakteristiky hoření m umožňuje dobře vystihnout průběhy hoření paliva během doby spalování. Volbou tohoto exponentu mohou být namodelovány rozmanité průběhy těchto závislostí. Velmi dobrá schopnost Vibeho funkce vyjádřit vývin tepla při hoření paliva ve válci spalovacího motoru je dobře patrná ze znázornění průběhu hoření dy/dx , *Graf 2*.



Graf 2 Průběhy hoření paliva pro různé hodnoty exponentu m , $a = 4$ [2]

$$\frac{dx}{dy} = a(m+1)y^m \cdot e^{-ay^{m+1}} \quad (6)$$

Zatímco závislosti uvedené v grafu, *Graf 1*, udávají podíl paliva spáleného za poměrný čas hoření, průběh hoření, *Graf 2*, charakterizuje v daném okamžiku intenzitu hoření, takže rozdíly v intenzitě během hoření paliva jsou názorně patrné. Různé tvary průběhu hoření mají na účinnost přeměny energie ve spalovacích motorech výrazný vliv.

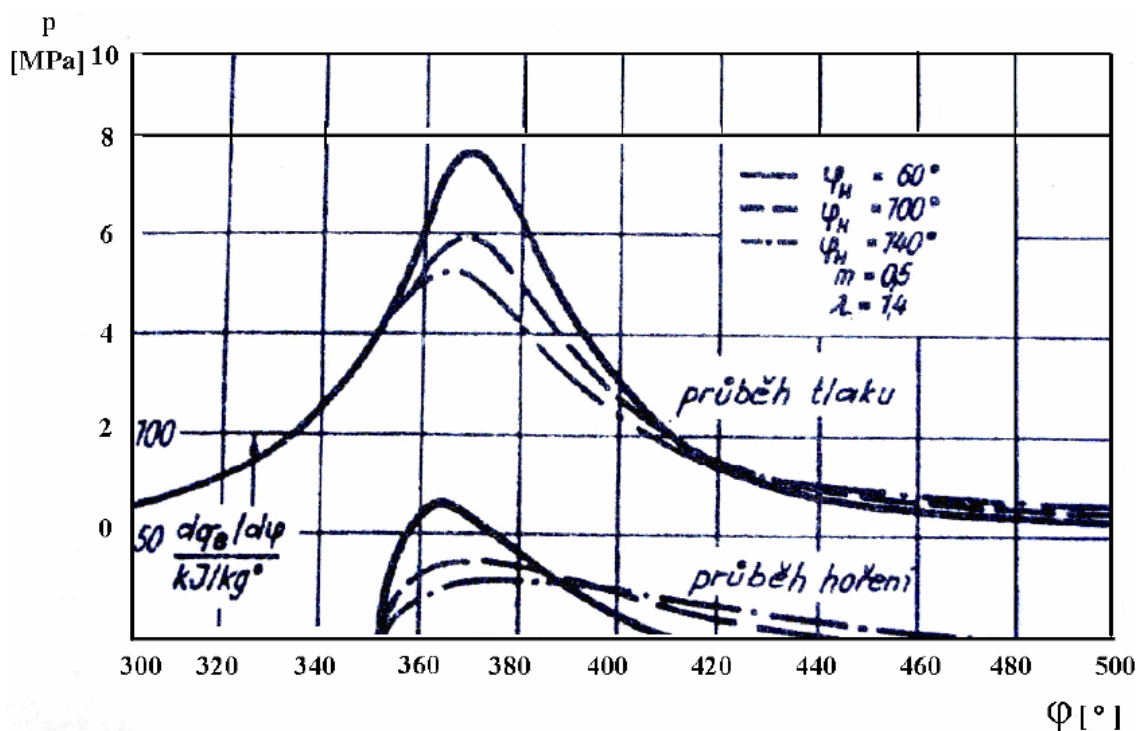
Vliv průběhu hoření

Průběh hoření paliva má velký vliv na průběhy tlaku a teploty ve válci během pracovního oběhu, ovlivňuje do značné míry indikovanou účinnost a střední indikovaný tlak, jakož i

mechanické a tepelné zatížení dílů motoru. Při vyjádření průběhu hoření náhradní Vibeho funkcí jsou rozhodujícími veličinami doba a charakter hoření, daný exponentem m . Je třeba zdůraznit, že obě uvedené veličiny nemohou být voleny libovolně, neboť vyplývají z kinetiky hoření, tedy mj. z fyzikálně chemických vlastností paliva a podmínek, při nichž proces probíhá. Závisejí tedy také na zatížení, otáčkách motoru a provozních teplotách. Průběh hoření je ovlivněn konstrukcí motoru, především tvarem spalovacího prostoru a způsobem tvorby směsi.

Při stejném přívodu energie se zvyšuje indikovaná účinnost a střední indikovaný tlak při zmenšující se době hoření. Pro dobrou účinnost přeměny energie je tedy třeba krátké doby hoření, což však opět způsobuje vyšší hodnoty tlaků a zvýšení mechanického namáhání motoru.

V grafu, viz Graf 3, jsou znázorněny průběhy hoření a tlaku procesů při různých dobách hoření za jinak shodných podmínek. Při zkracování doby hoření je nárůst maximálních hodnot tlaků jednoznačně zřejmý. Totéž platí pro tvrdost chodu, jenž je pro dynamické namáhání součástí motoru veličinou neméně významnou. Se zkracujícími se dobami hoření se při konstantním vzdušném součiniteli zvyšují současně maximální hodnoty teplot v průběhu pracovního oběhu. [2]

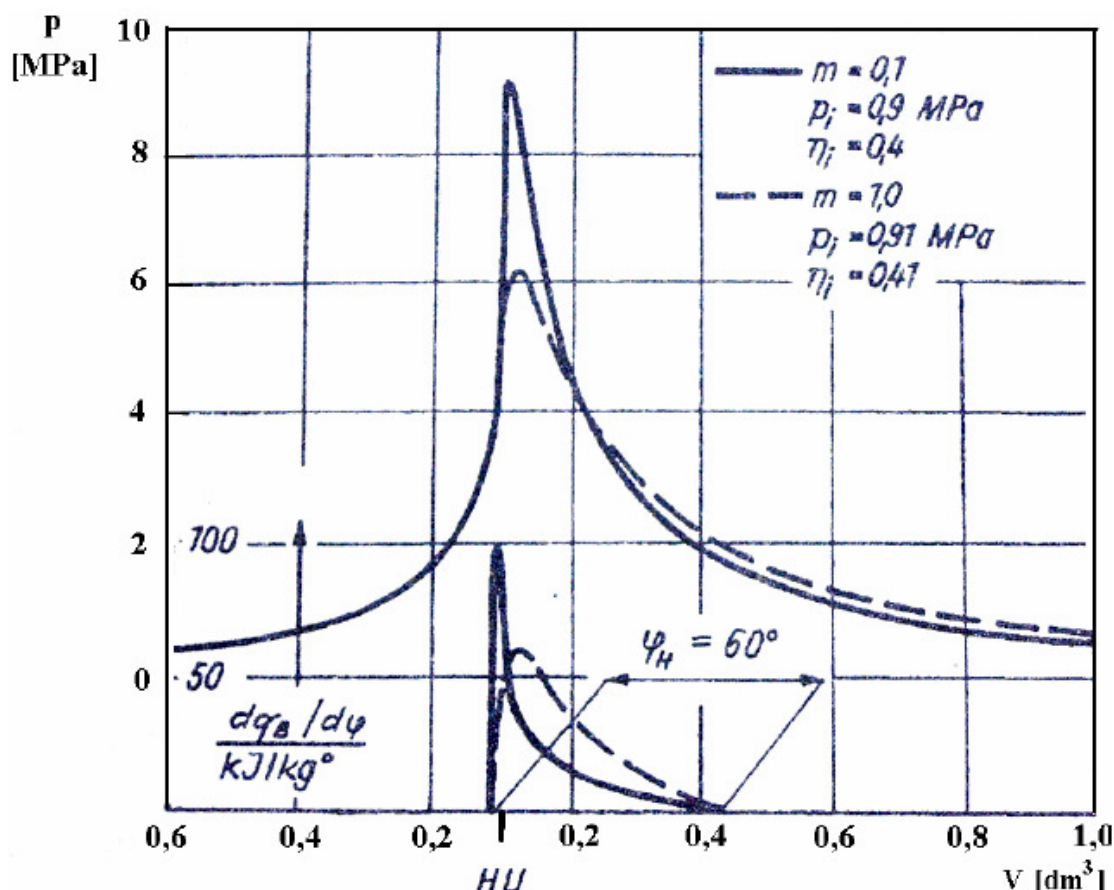


Graf 3 Vliv doby hoření na průběh tlaku ve válci motoru [2]

Pro tepelné namáhání součástí motoru, zejména výfukových ventilů, jsou rozhodující teploty plynů v okamžiku otevírání výfukových ventilů. S rostoucí dobou hoření se tyto teploty zvyšují. Na přeměnu energie ve spalovacím motoru má vliv nejen doba hoření, ale i jeho průběh. Mohou existovat takové podmínky tvorby směsi, při nichž se palivo ve válci rozloží na silně a málo reaktivní složky. V takových případech může převážná část paliva shořet již během počátku celého průběhu. Nicméně vlivem přítomných málo reaktivních složek bude hoření doznívat pomalu, doba hoření bude tedy poměrně dlouhá. takový průběh hoření bude

charakterizován malou hodnotou exponentu m náhradní Vibeho funkce. Naopak velký exponent m charakterizuje průběh hoření, jehož začátek je vleklý a teprve na konci se uvolní převážná část tepla, viz *Graf 1*, *Graf 2*.

Vzhledem k těmto skutečnostem vznikají i při stejných dobách hoření paliva odlišné výsledné efekty, vliv exponentu m značně závisí na době hoření. Při větších dobách hoření se indikovaná účinnost se zmenšujícími se hodnotami exponentu m znatelně zlepšuje. A naopak při krátkých dobách hoření je vliv exponentu nepatrný, viz *Graf 4*.

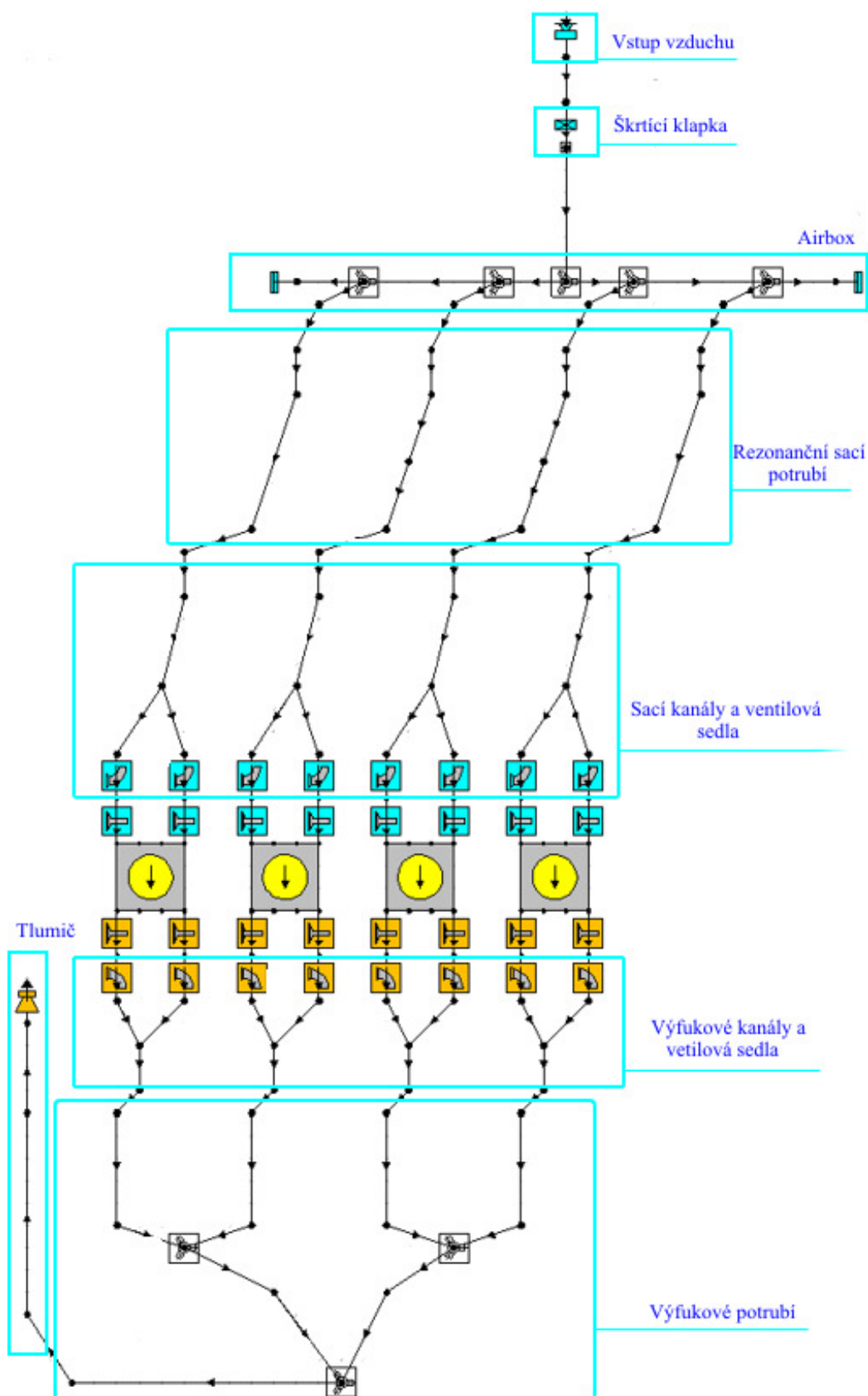


Graf 4 Vliv exponentu m Vibeho funkce na průběh tlaku ve válci, doba hoření krátká [2]

Obecně lze tedy konstatovat, že rychlé uvolnění tepla při hoření paliva je z hlediska účinnosti přeměny energie zpravidla prospěšné. Vede však vždy ke zvýšení mechanického namáhání a v některých extrémních případech může být i příčinou zhoršení účinnosti procesu.

6.4 Model originálního sacího a výfukového systému

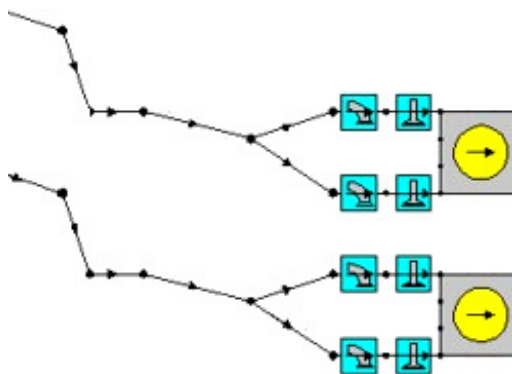
Jelikož je nutné výsledky práce s něčím porovnávat, bylo třeba nejprve vytvořit model sacího a výfukového systému, jak je tomu v reálu na motocyklu Yamaha. Z tohoto modelu získaná vnější rychlostní charakteristika posloužila k porovnávání později namodelovaných a naměřených hodnot.



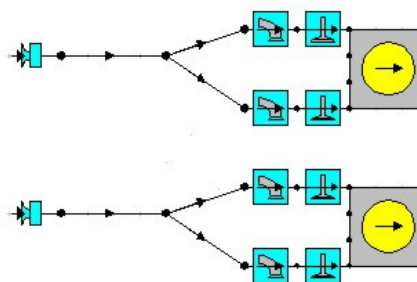
Obr. 32 Popis modelu originálního sacího a výfukového potrubí

6.5 Zjednodušení sacího systému

Nahrazení složitého systému sání krátkými jednoduchými trubkami s přívodem vzduchu k válcům nemá vliv na vlastní modelování výfukového potrubí. Hlavním důvodem k tomuto kroku je zjednodušení a urychlení výpočtu. Na *Obr. 33* je část sériového sání motocyklu Yamaha YZF R6 a na *Obr. 34* zjednodušené sání, parametry potrubí jsou pro všechny válce stejné.



Obr. 33 Část sériového sání

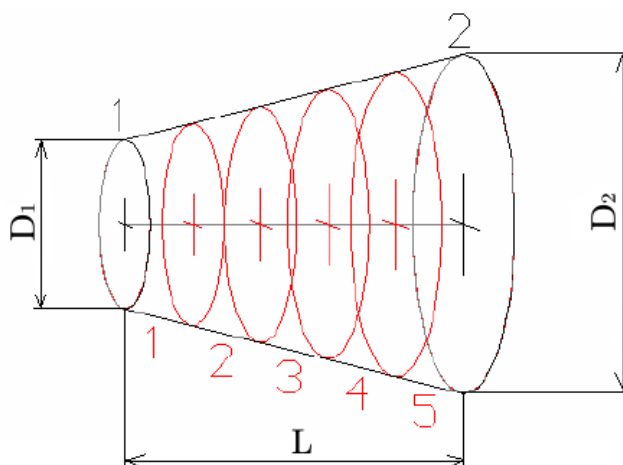


Obr. 34 Zjednodušené sání

6.6 Teorie modelování výfukového potrubí

6.6.1 Průměr a délka potrubí

Každá trubice výfukového potrubí v modelu je dána počátečním a koncovým průměrem a svojí délkou. Tyto průměry nemusí být na obou koncích totožné, program Lotus nám tak umožňuje vytvářet různé tvary potrubí, jak je to uvedeno na síťovém modelu na *Obr. 35*.

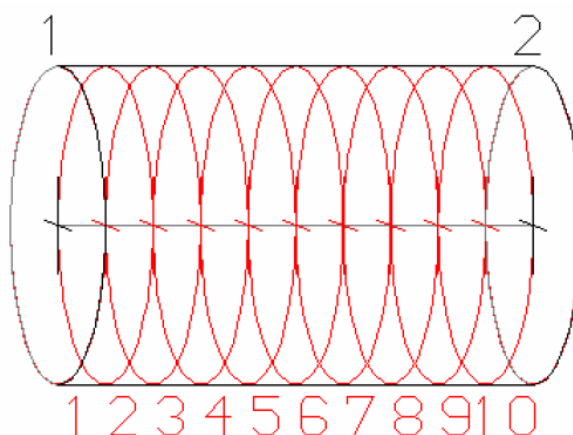


Obr. 35 Síťový model rozšiřující se trubice o délce L

6.6.2 Elementy potrubí

Každá trubice v modelu je rozdělena na určité sektory (elementy), *Obr. 36*, v nichž program vypočítává aktuální parametry proudu. Jejich hustota je dána softwarem automaticky, nevýhodou je časově velmi náročný výpočet. Proto je schůdnější ruční nastavení. Vzdálenost elementů je také závislá na otáčkách motoru. Ve vyšších otáčkách probíhají dané změny rychleji a to zejména ve výfukovém potrubí, kde mají plyny vyšší teploty a celá kinetika je rychlejší. Doporučená délka elementů pro výfukové potrubí je 25 až 30 mm.

V prostředí programu jsou elementy naznačeny červenými body, krajní body jsou nepatrně zvýrazněny a celý model trubice doplňuje směr proudění média (výfukových plynů), jak je vidět na *Obr. 37*.



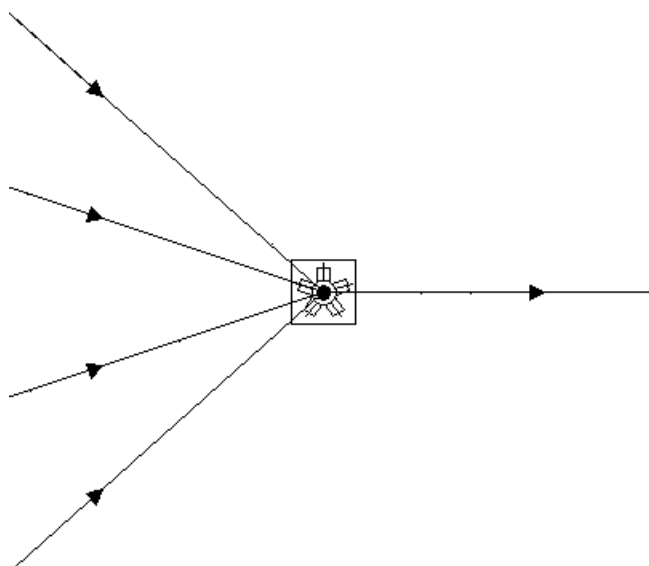
Obr. 36 Hustota elementů v modelu trubice u výfuku



Obr. 37 Znáznornění elementů v prostředí programu Lotus

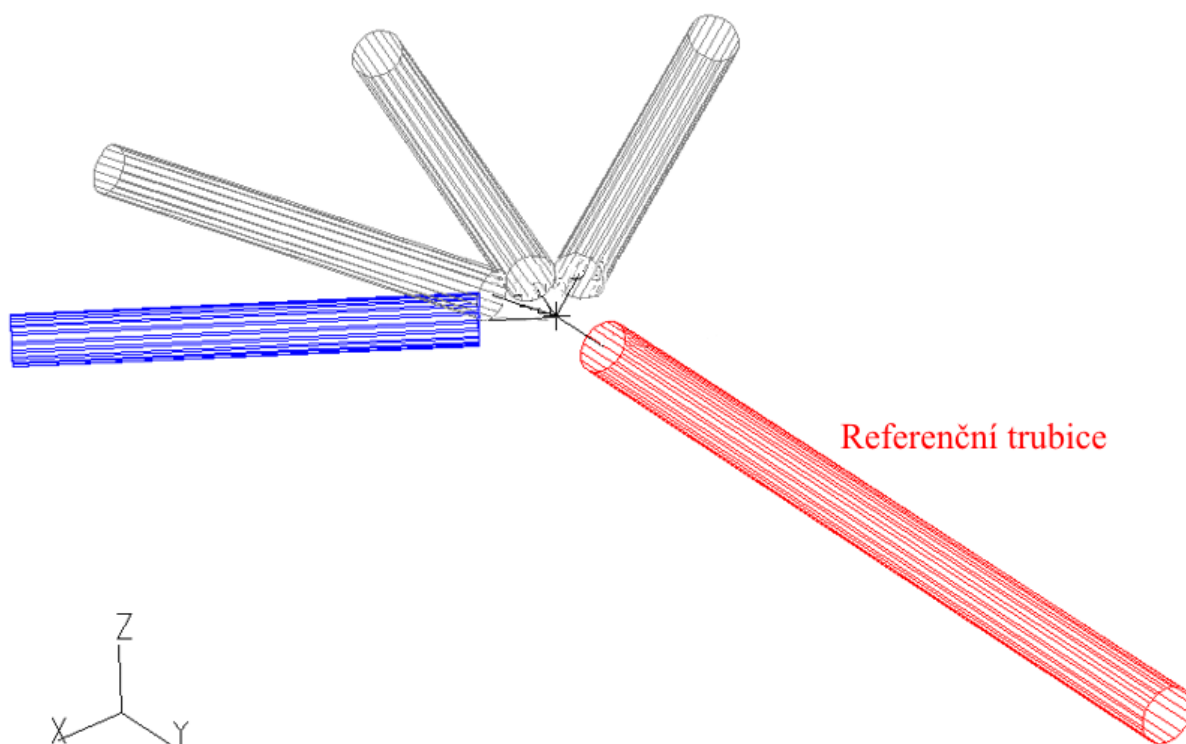
6.6.3 Přejechy a spojování trubic

Pro zpřesnění výpočtu nám program umožňuje použití funkce ztrátových přechodů. Se zvyšujícími se otáčkami motoru stoupá také rychlost proudění spalin a s ní spojené vzrůstající tření plynu a stěny potrubí. Právě tyto pochody, jenž se v přechodech trubic opravdu objevují, lze díky této funkci namodelovat. Konkrétním příkladem je spojení jednotlivých větví výfukových svodů do jedné společné sběrné trubky, *Obr. 38*. Díky funkci ztrátových přechodů bylo možné namodelovat ideální úhel spojení trubic dohromady.



Obr. 38 Spojení sběrného potrubí za využití ztrátových přechodů

Jedna z trubic je vždy referenční (červená barva) a k ní se vztahuje natočení ostatních, viz Obr. 39.



Obr. 39 Ukázka nasměrování trubic ve výfukovém potrubí

6.6.4 Volba materiálu

Další možností pro přiblížení modelu k reálnému termodynamickému systému je volba materiálů, z nichž jsou jednotlivé části vyrobeny. Program nám umožňuje vybírat z mnoha druhů materiálů. Pro hlavu válců a výfukové kanály jsem volil, stejně jako tomu je v reálu, slitinu hliníku. Pro samotné sběrné výfukové potrubí padla volba na žáruvzdornou a žáropevnou ocel. Parametry těchto materiálů jsou uvedeny v Tab. 7.

Materiál	Hustota materiálu [kg.m ⁻³]	Tepelná vodivost [W/m/K]	Tepelná kapacita [kJ/kg]
slitina Al	2670	203,5	940
ocel	7900	45,4	490

Tab.7 Charakteristiky použitých materiálů

6.6.5 Typ chladícího média

Celý výfukový systém je chlazen jediným médiem a to vzduchem. Výjimku tvoří hlava válců motoru a výfukové kanály, ty jsou chlazeny vodou. Typ chladícího média je velmi důležitý při uvažování přestupu a vedení tepla.

Typ média	Teplota chladícího média t_{chl} [°C]	Součinitel přestupu tepla α [W.m ⁻² .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita c_p [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Hustota ρ [kg.m ⁻³]	Prandtlovo číslo Pr [-]
vzduch	okolní teplota vzduchu	20	1,007	1,27	0,715
voda	100	5000	4,216	958,61	1,757

Tab. 8 Vlastnosti vody a vzduchu v závislosti na teplotě při atmosférickém tlaku

6.6.6 Vedení tepla válcovou stěnou [3]

Fourierův zákon

Měrný tepelný tok \dot{q} (W/m²), to jest tepelný tok \dot{Q} vztažený na jednotku plochy S , přenášený vedením v nějaké látce, je přímo úměrný velikosti teplotního gradientu a má opačné znaménko než tento gradient.

$$\text{Jednorozměrný tvar:} \quad \dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

$$\text{Skalární tvar rovnice:} \quad \dot{q} = \lambda \frac{\Delta T}{\delta} \quad \text{resp.} \quad \dot{Q} = \lambda S \frac{\Delta T}{\delta} \quad (8)$$

kde δ – tloušťka tělesa ve směru tepelného toku

Jednoduchá válcová stěna

Máme dutý válec (např. v našem případě část výfukového potrubí), jehož délka je mnohem větší než jeho průměr, a předpokládáme, že uvnitř válce existuje zdroj energie (např. horké výfukové spaliny). Pak lze velmi dobře předpokládat, že tepelný tok teče pouze ve směru poloměru a ne ve směru osy válce. Na libovolném poloměru r bude plocha, kterou tepelný tok teče, definována vztahem:

$$S = 2\pi \cdot r \cdot L \quad (9)$$

Fourierův zákon má tvar:

$$\dot{Q} = -2\pi r \cdot L \cdot \lambda \frac{dT}{dr} \quad (10)$$

A po integraci v mezích od vnitřního po vnější poloměr v rozsahu teplot T_1 až T_2 a následné další integraci dostaneme integrovaný tvar Fourierova zákona pro jednoduchou válcovou stěnu:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot L \cdot \lambda \cdot (T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (11)$$

kde \dot{Q} - tepelný tok válcovou stěnou

L - délka potrubí

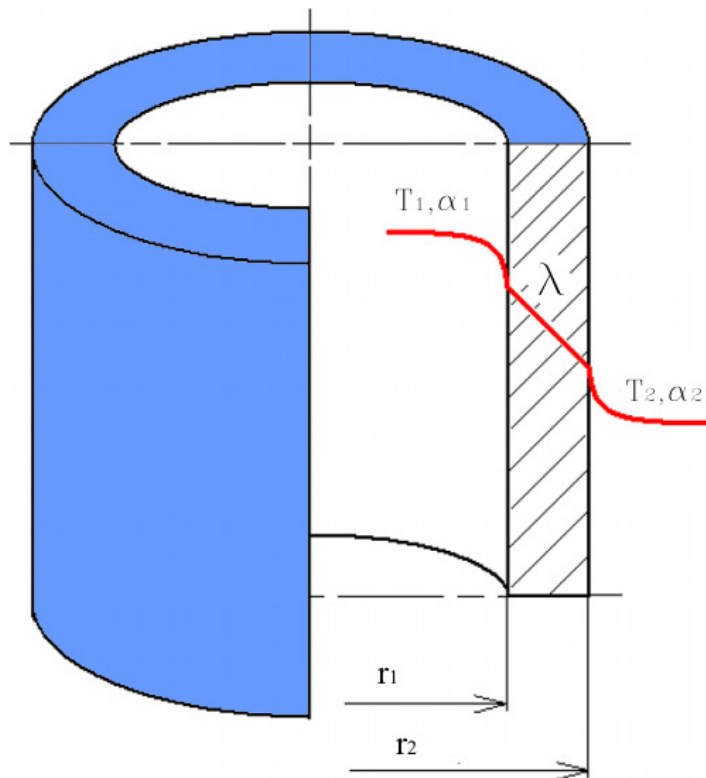
λ - tepelná vodivost

T_1 - teplota vnitřní stěny

T_2 - teplota vnější stěny

r_1 - vnitřní poloměr potrubí

r_2 - vnější poloměr potrubí



Obr. 40 Přestup tepla válcovou stěnou

6.7 Přenos tepla konvekcí

Nucená konvekce při vnitřním proudění

Nucenou konvekcí při vnitřním proudění rozumíme proudění uvnitř uzavřeného prostoru. Patří sem například proudění v trubkách, kanálech, či ve válci spalovacího motoru.

Představme si obecný profil obtékaný proudem tekutiny. Povrch má plochu S . Přitékající tekutina je definována rychlostí w_t a teplotou T_t . Nechť má povrch tělesa teplotu $T_w \neq T_t$. Pak dochází k přenosu tepla mezi povrchem a tekutinou. Lokální měrný tepelný tok (v dané poloze na povrchu) je definován vztahem, známým jako Newtonův ochlazovací zákon (12). [3]

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_t) , \quad (12)$$

- kde \dot{q} - měrný tepelný tok
 α - součinitel přestupu tepla
 T_w - teplota stěny
 T_t - teplota tekutiny

Pro konstruktéra má větší význam znalost celkového tepelného toku, přenášeného z celého povrchu o ploše S . Ten určíme integrací lokálního tepelného toku přes celý povrch S , vztah (13). [3]

$$\dot{Q} = \int_S \dot{q} dS = (T_w - T_t) \int_S \alpha dS = \bar{\alpha} S (T_w - T_t), \quad (13)$$

kde $\bar{\alpha}$ je střední součinitel přestupu tepla pro celý povrch S . Jeho definice je dána vztahem (14).

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{S} \int_S \alpha dS \quad (14)$$

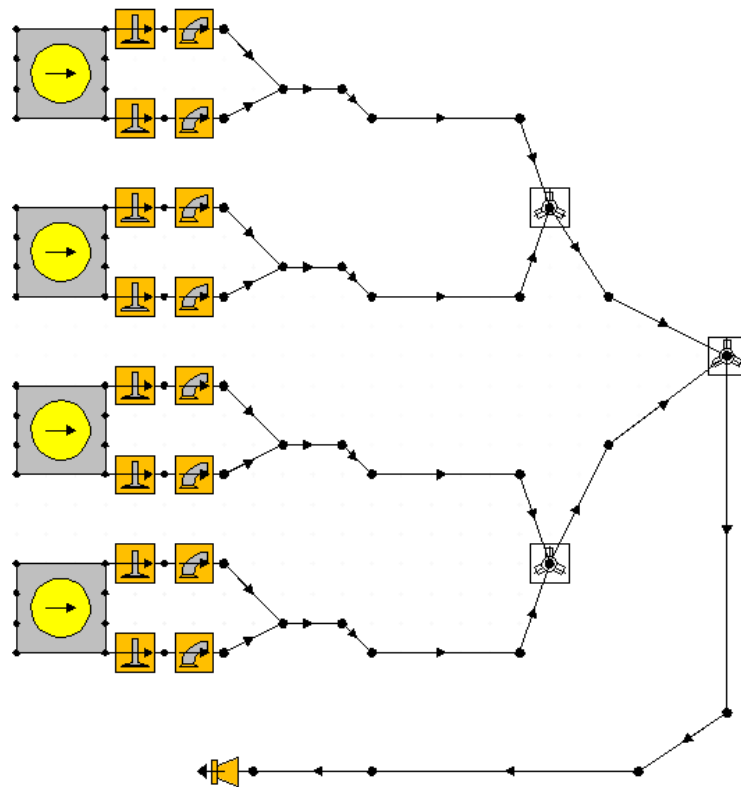
6.8 Možná řešení uspořádání výfukové soustavy

Zatímco v předcházející kapitole jsem se snažil nastínit prostředí modelovacího prostředí programu Lotus Engine Simulation a alespoň částečně popsat teorii potřebnou k pochopení základních dějů uvnitř spalovacího motoru a následně i v potrubí výfuku, tato kapitola je již zaměřena na vlastní modelování výfukové soustavy v programu Lotus.

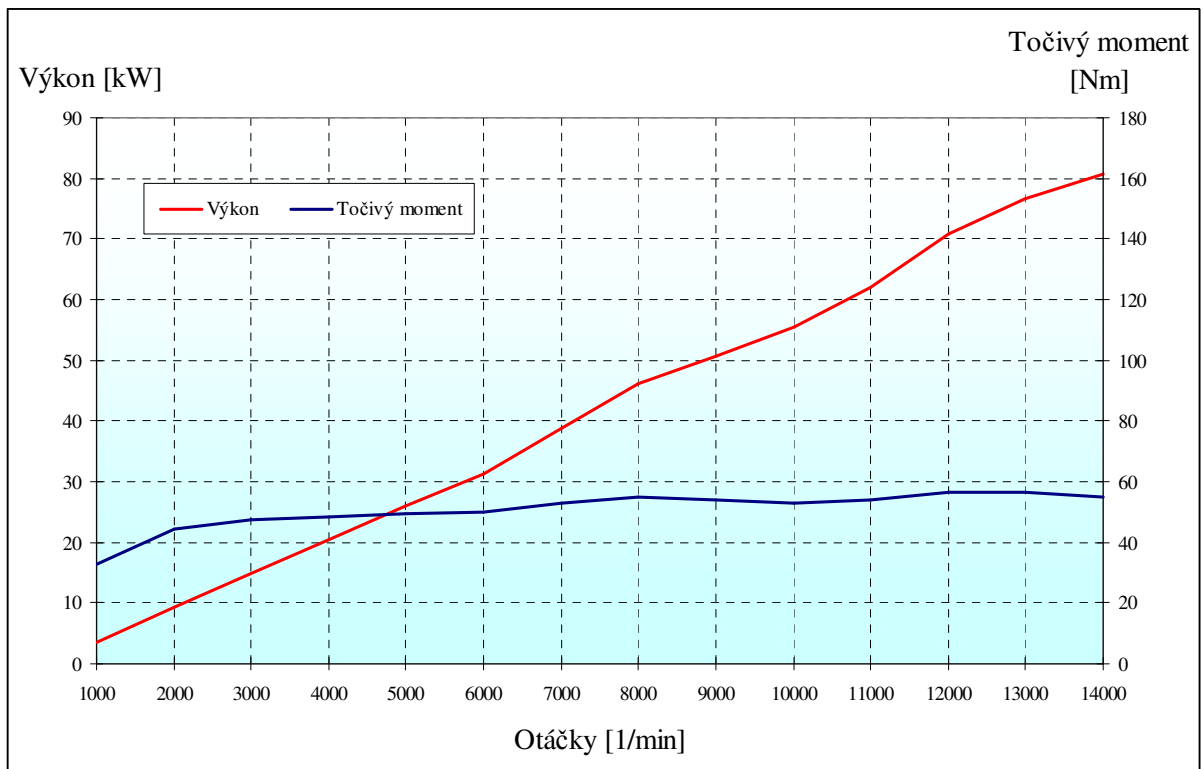
V první fázi vlastního modelování výfukového systému Formule SAE jsem se zaměřil na uspořádání jednotlivých potrubí, zejména svodů. Pro prvotní porovnání se sériovým výfukem zůstaly všechny délky a průměry trubek stejné, jako je tomu na motocyklu Yamaha.

Pro názornost je uveden na obrázku, *Obr. 41*, model sériového výfuku, spolu s vnější rychlostní charakteristikou, *Graf 5*.

Všechny následující výpočty jsem prováděl se zjednodušeným sacím traktem, viz. kapitola 6.5.



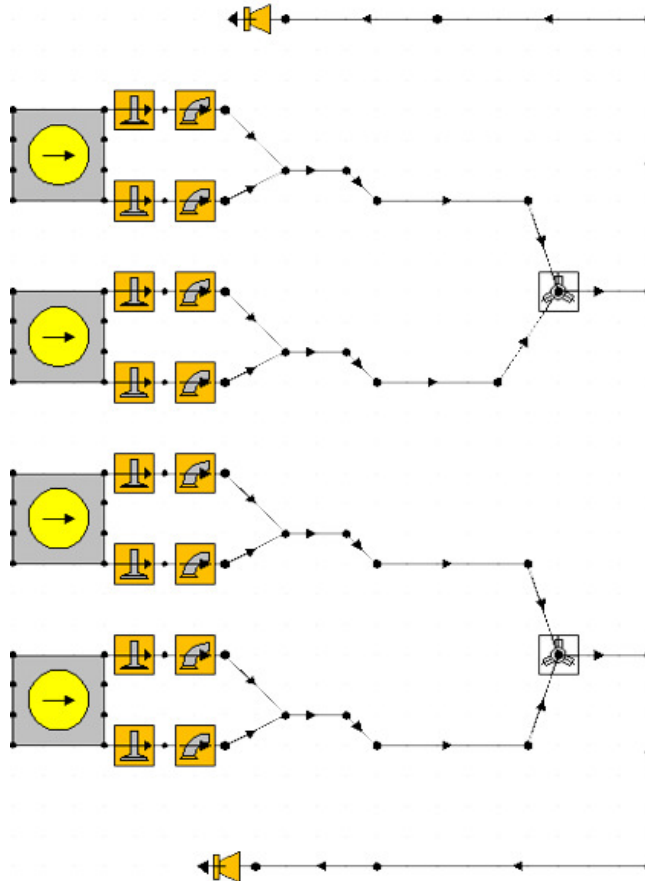
Obr. 41 Model sériového výfukového potrubí motocyklu Yamaha YZF R6



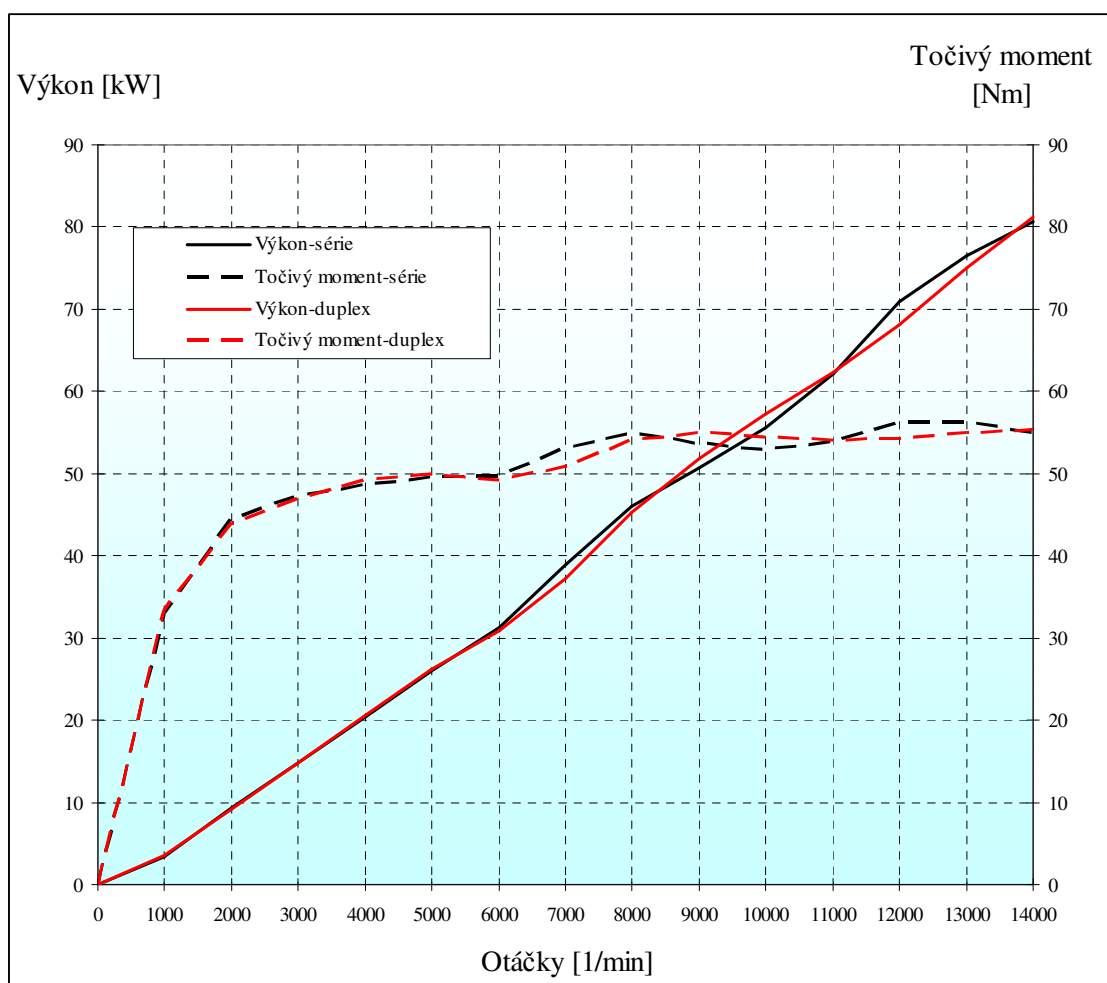
Graf. 5 Vnější rychlostní charakteristika sériového výfuku se zjednodušeným sacím traktem

6.8.1 Varianta 1- Duplex

Tato varianta vychází ze sériového modelu výfuku. Uspořádání svodů výfuku je stejné, pouze nejsou v konečné fázi spojeny všechny do jedné trubky, ale každá dvojice má svoji sběrnou trubku i svůj tlumič hluku. Tato varianta je však konstrukčně i finančně (dva tlumiče hluku) náročná a jak je vidět na grafu, viz *Graf 6*, ve vyšších otáčkách dochází v výrazným ztrátám výkonu i točivého momentu oproti sérii.



Obr. 42 První varianta úpravy výfuku, tzv. duplex



Graf 6 Porovnání vnější rychlostní charakteristik se sériovou

6.8.2 Varianta 2- Svody 1-3-4-2

K návrhu této varianty mě vedly jednak všeobecné znalosti o automobilech, ale především nastudování teorie dynamiky plynů ve výfukovém potrubí.

Využití dynamiky plynů

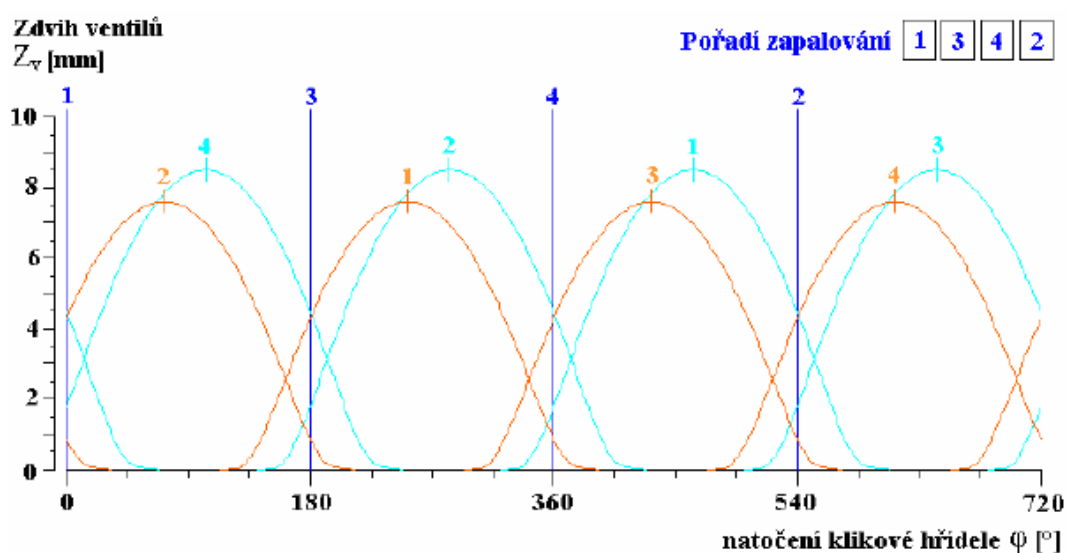
Podobně jako konstrukce sacího potrubí lze pomocí výfukového zařízení ovlivnit charakteristiku a kvalitu naplnění válce motoru. Daleko více než jen na pohybu pístu motoru závisí k optimalizaci použitelná dynamika výfukových plynů na obrovské tlakové změně v momentu otevření výfukového ventilu. Z důvodu velkého tlakového rozdílu mezi válcem a výfukem proudí většina výfukových plynů v momentu otevření ventilu do výfuku. Takto vzniklá tlaková vlna se šíří zvukovou rychlostí výfukem a způsobuje zpětnou vlnu, která může za jistých podmínek zabránit dalšímu proudění plynů z válce. V této fázi, krátce před uzavřením výfukového ventilu, jsou tlakové poměry pro kvalitu spalování rozhodující. Je-li tlak ve výfuku vysoký, zůstává zbytek plynů ve válci a zhoršuje tím kvalitu plnění. Při vhodné konstrukci a seřízení je možné tlak v této fázi minimalizovat tak, že dochází k úplnému vyprázdnění válce. Zásadním předpokladem pro plnění podporující chování výfuku

je vhodné svedení jednotlivých výfukových proudů tak, aby nedocházelo k nežádoucím interferencím a tlakovým špičkám.

U čtyřválcového motoru se vždy spojují dle zapalování od sebe nejvíce vzdálené válce. Možné zapalovací řady pro čtyřválcové řadové motory jsou 1-3-4-2 nebo 1-2-4-3. V každém případě jsou od sebe nejvíce vzdálené válce 1. a 4. a 2. a 3. (totiž 360°). U motorů se čtyřmi válci se tedy spojují válce 1. a 4. a 2. a 3., přičemž nejvhodnější délku trubek před spojením zjistíme při pokusech na brzdě nebo, jako v mém případě, v simulačním programu.

Křivka vačky a pořadí zapalování

Bohužel v žádné literatuře se mi nepodařilo zjistit pořadí zapalování námi zvoleného motoru, tak jedinou možností bylo využít programu Lotus Engine Simulation, který nám spolu s vykreslením křivky vačky umožňuje i zjistit pořadí zapalování.

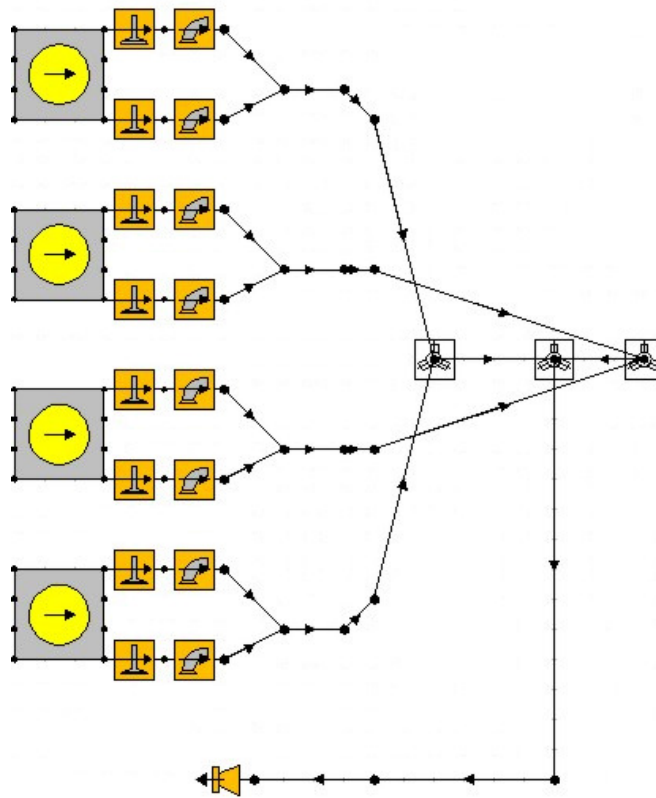


Graf 7 Pořadí zapalování a křivka pro sací a výfukovou (oranžová barva) vačku

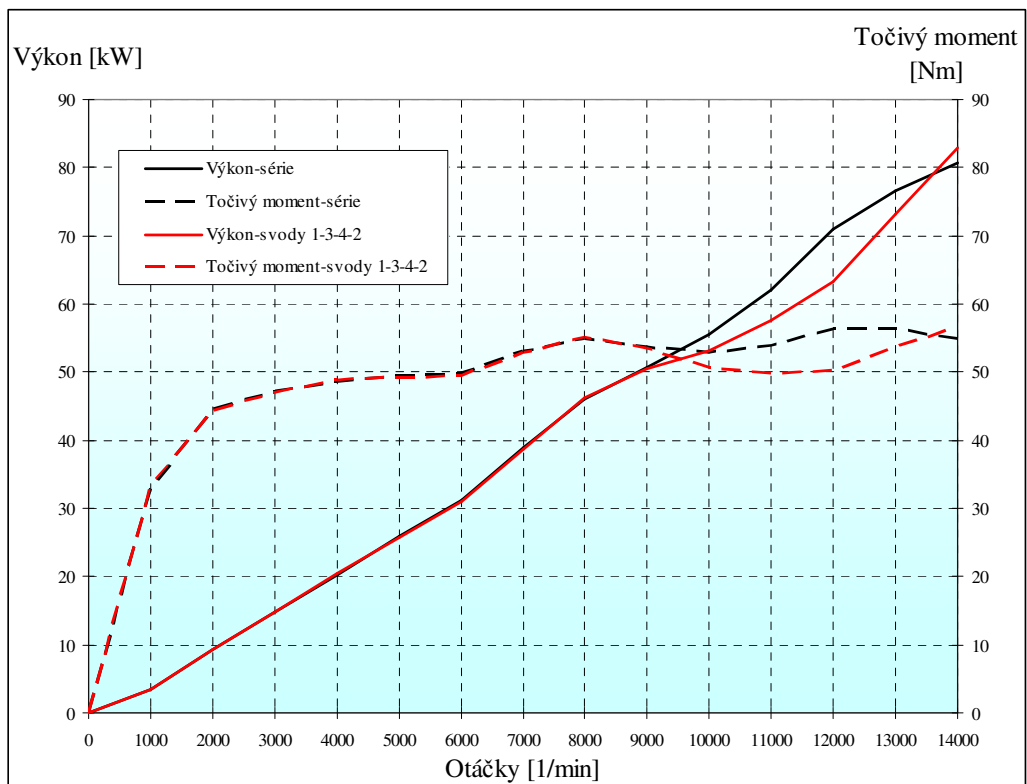
Svody 1-3-4-2

Jednotlivé dvojice svodů ústí do dvou trubek, které jsou později svedeny do jedné. Délka těchto svodů je velmi důležitá pro průběh výkonové křivky a zjistíme ji opět při pokusech v simulačním prostředí. Po posledním spojení ústí jednoduchá trubka do tlumiče hluku, viz Obr. 43.

Z hlediska porovnání vnější rychlostní charakteristiky se sériovou, viz Graf 8, je u této varianty výrazný pokles výkonu i točivého momentu ve vyšším spektru otáček (zhruba od 9000 ot/min). Tento pokles je daný nesprávnou délkou potrubí výfukových svodů, jež je, pro porovnání, stejná jako na sériovém výfuku. Jak bylo již výše zmíněno délka svodů má výrazný vliv na hodnoty výkonu i točivého momentu.



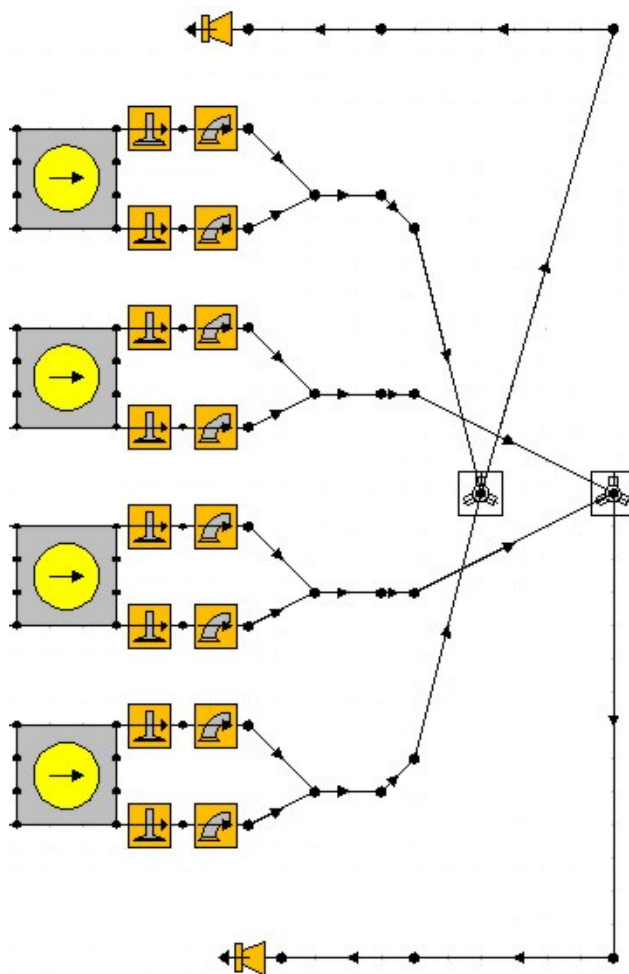
Obr. 43 Model uspořádání výfuku, spojení svodů 1-3-4-2



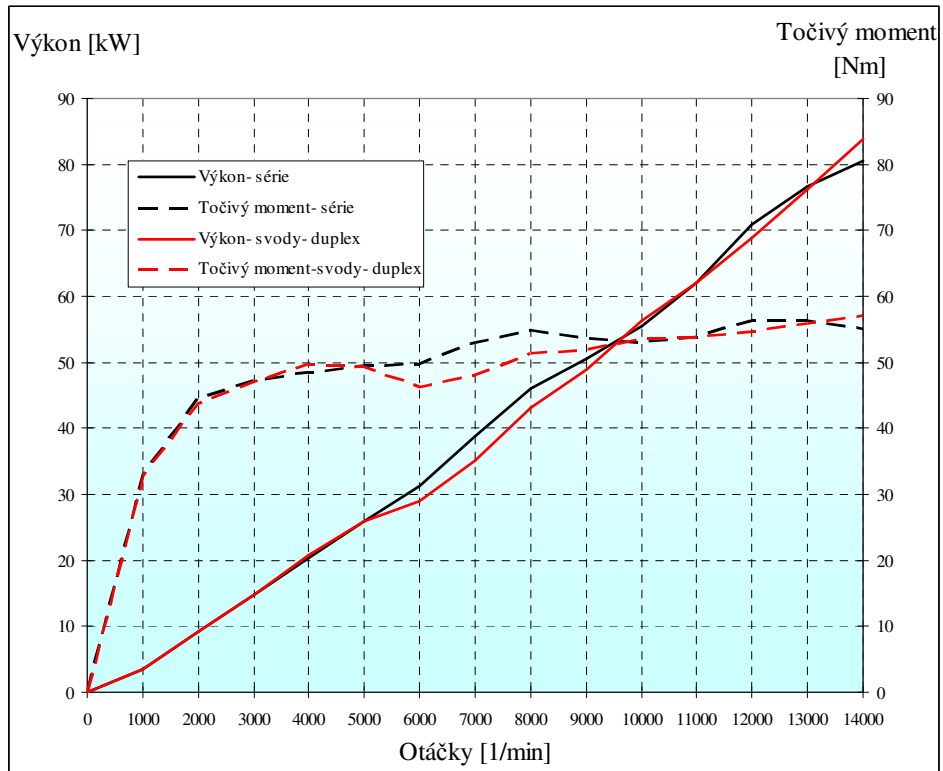
Graf 8 Porovnání vnější rychlostní charakteristiky se sériovou

6.8.3 Varianta 3- Svody 1-3-4-2 – Duplex

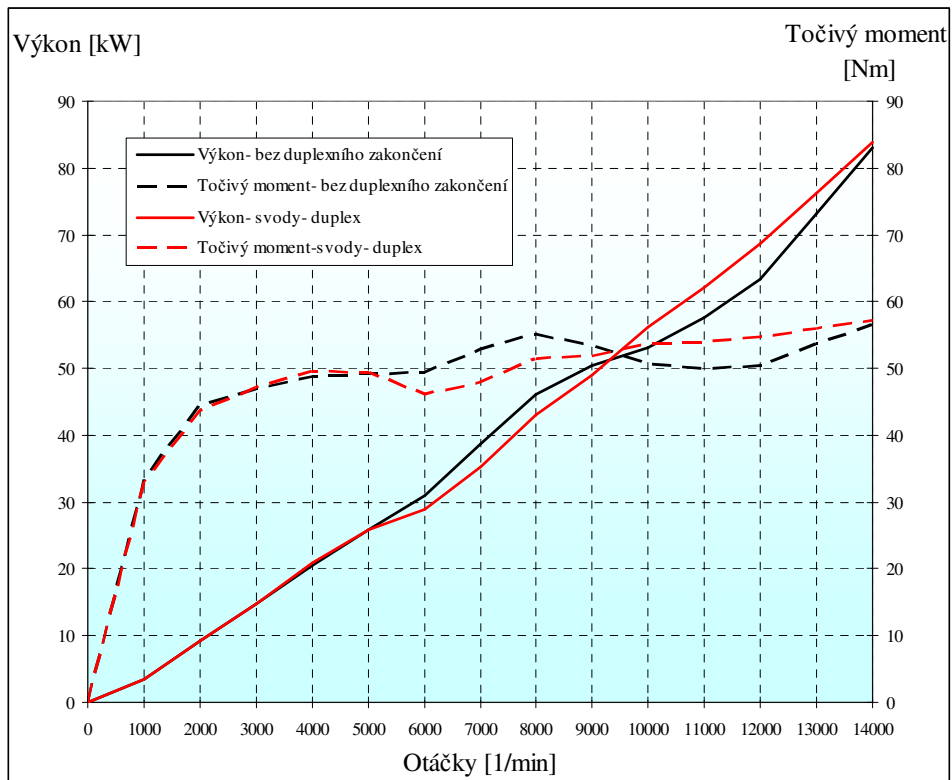
Tato varianta je kombinací dvou předcházejících. Namodelování jsem provedl pouze pro porovnání s ostatními, jelikož její nevýhody (náročnost a cena) převažují nad možnými výhodami. Jednou z případných výhod jsou podstatně lepší hodnoty výkonu a točivého momentu ve vyšších otáčkách, oproti předcházející variantě bez duplexního zakončení. Naproti tomu došlo ke zhoršení hodnot ve středním spektru otáček (cca 5000- 9500 ot/min), viz *Graf 9* a *Graf 10*.



Obr. 44 Spojení dvou variant uspořádání výfuku



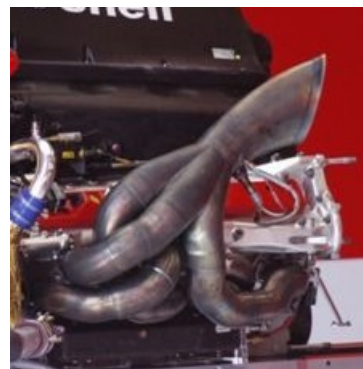
Graf 9 Porovnání vnější rychlostní charakteristiky se sériovou



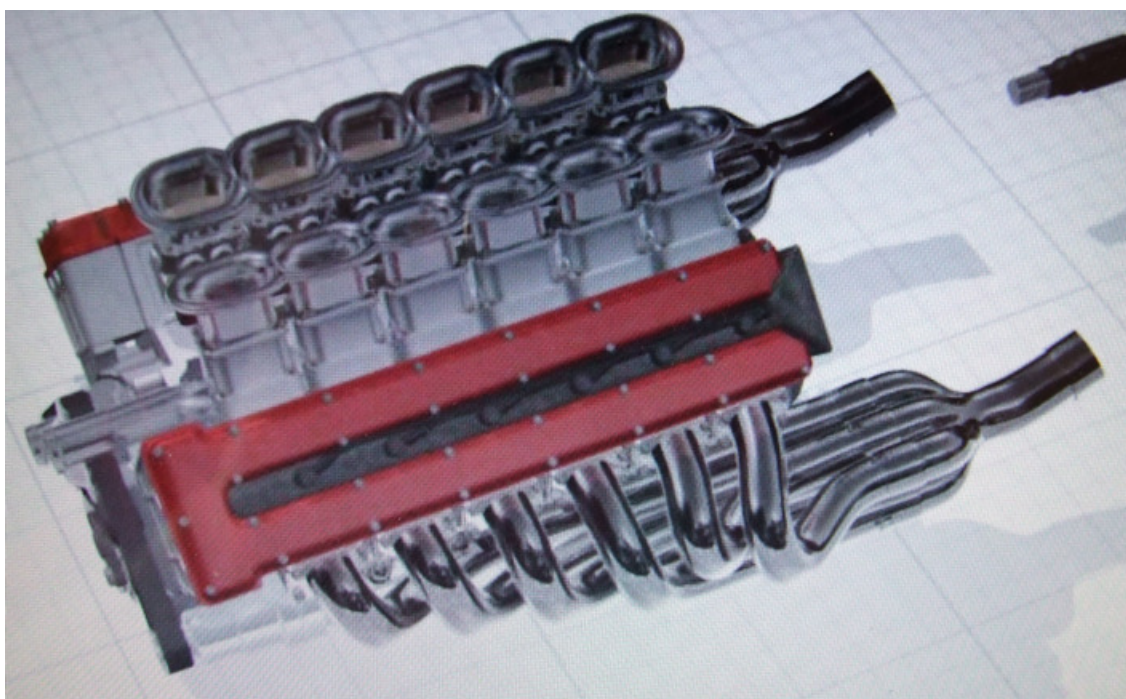
Graf 10 Porovnání vnější rychlostní charakteristiky s variantou bez duplexního zakončení

6.8.4 Varianta 4- Svody 4-1

Prostudováním různých materiálů týkajících se konstrukce výfuků nejnovějších supersportovních vozů jsem došel k názoru, že většina výrobců upouští od systému výfuku 4-2-1, kdy jsou svody nejprve spojeny po dvojicích (u čtyřválcových motorů) do dvou sběrných trubek a následně po určité délce do jedné trubky vedoucí k tlumiči hluku, případně ke katalyzátoru. Nynější trend je spojit výfukové svody systémem 4-1, tedy pod určitým úhlem rovnou do jedné sběrné trubky. Na *Obr. 45* a *Obr. 46* je tento způsob využit u vozů Formule 1.

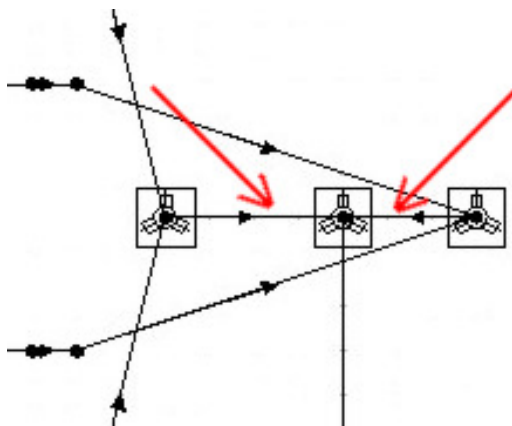


Obr. 45 a Obr. 46 Svody spojené do jedné sběrné trubky u vozů Formule 1

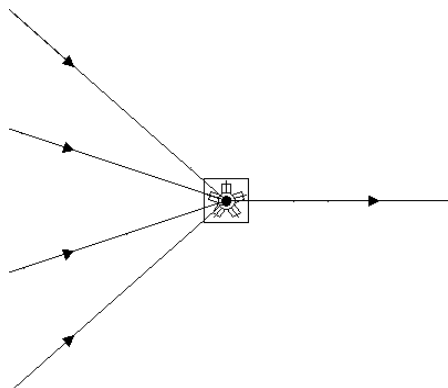


Obr. 47 Stejně uspořádání u motoru vozu Ferrari 599 GTB Fiorano

Model v prostředí programu Lotus Engine Simulation se od varianty 2 liší pouze vypuštěním dvou potrubí, viz červené šipky na *Obr. 48*, a zmenšení počtu ztrátových přechodů ze tří na jeden, viz *Obr. 49*.

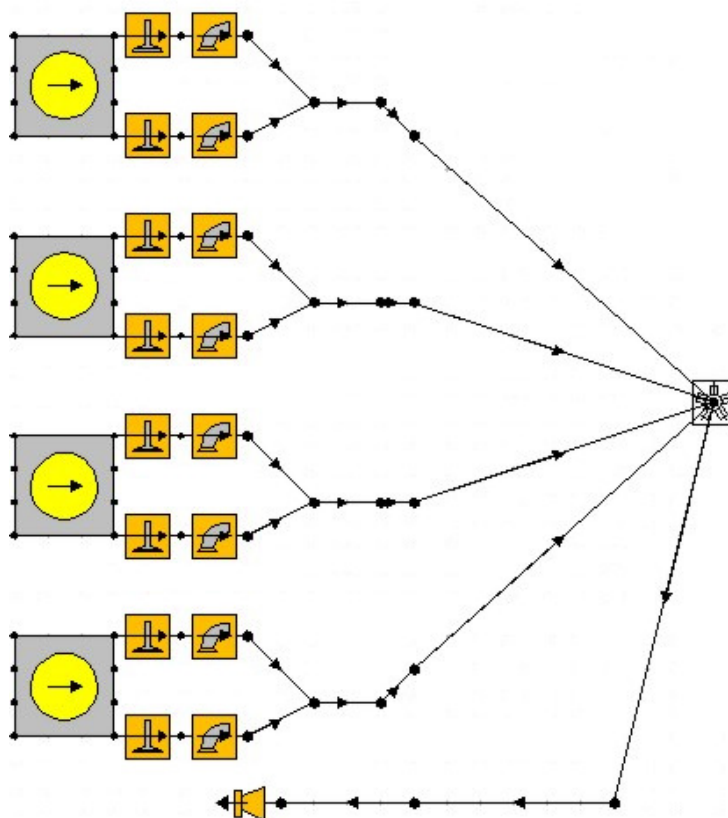


Obr. 48 Původní varianta

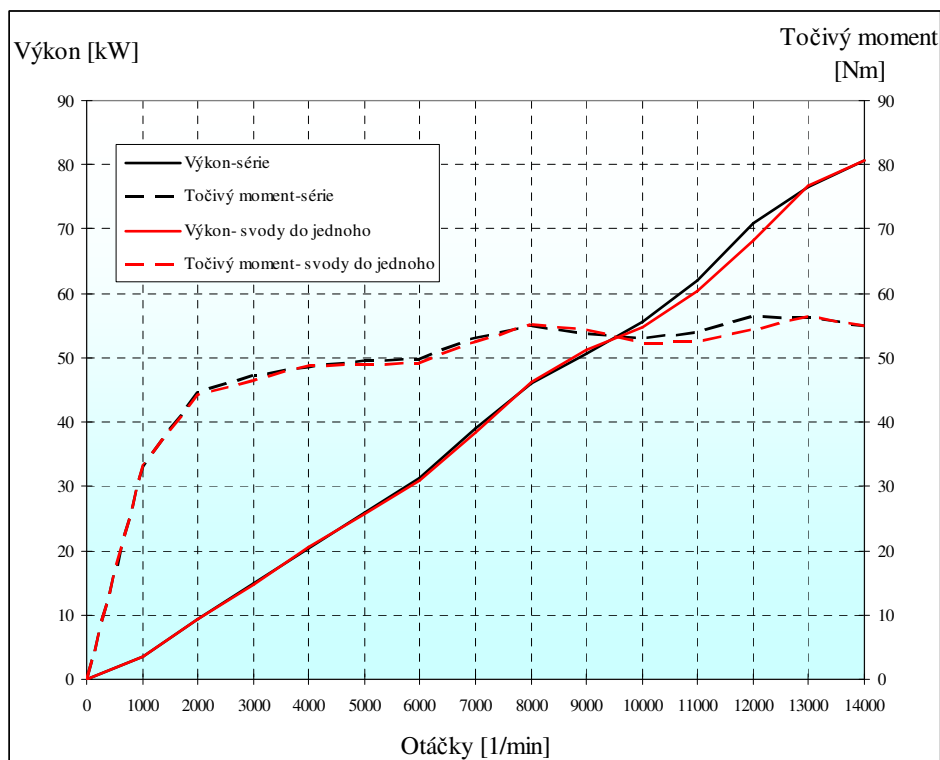


Obr. 49 Nové spojení svodů výfuku

Celý model výfukového systému je uveden na *Obr. 50*. *Graf 11* znázorňuje jeho vnější rychlostní charakteristiku v porovnání se sérií.



Obr. 50 Moderní způsob spojení svodů, systém 4-1



Graf 11 Porovnání vnější rychlostní charakteristiky se sériovou

6.9 Ladění délek, průměrů a úhlů potrubí

6.9.1 Návrhový výpočet rezonančních délek svodů výfuku

Abychom byli schopni vypočítat rezonanční délku svodů, je nejprve nutné určit střední teplotu ve výfukovém potrubí. Za využití literatury [6] jsem tuto teplotu stanovil na hodnotu 823K. Dosazení této hodnoty do vzorce (15) umožní vypočítat střední rychlost zvuku ve výfukovém potrubí a následně pomocí vzorce (16) i délku rezonančního potrubí.

Výpočet střední rychlosti zvuku:

$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_s} , \quad (15)$$

kde

κ – Poissonova konstanta

$\kappa = 1,25$

r – plynová konstanta výfukového plynu

$r = 300 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

T_s – střední teplota ve výfukovém potrubí

$T_s = 823 \text{ K}$

Dosazení

$$a_s = \sqrt{1,25 \cdot 300 \cdot 823}$$

$$a_s = 555,540 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet rezonanční délky potrubí:

$$l_{rez} = \frac{a_s}{8 \cdot n} \text{ [m]}, \quad (16)$$

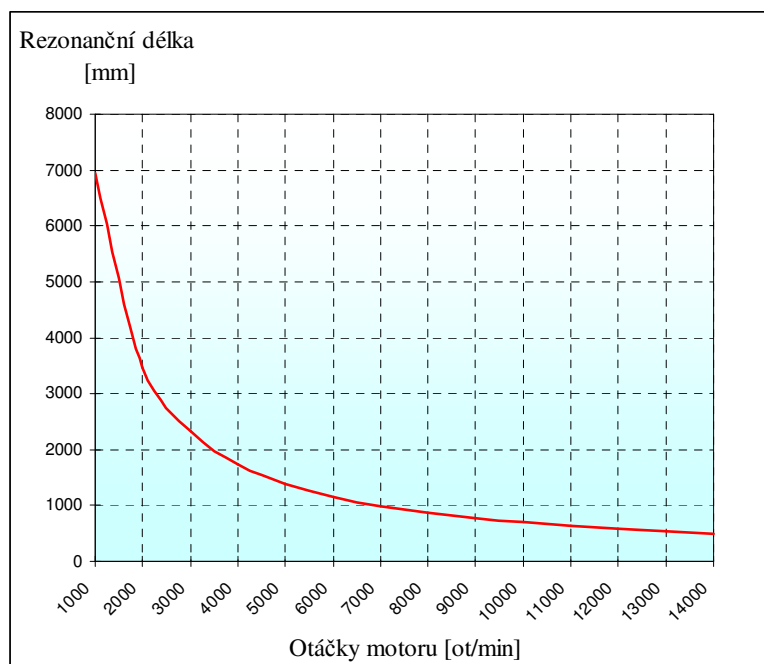
kde

a_s – střední rychlost zvuku ve výfukovém potrubí [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

n – jmenovité otáčky motoru [min^{-1}]

Hodnoty délek potrubí v závislosti na otáčkách vidíme v tabulce, viz Tab. 9.

Otáčky motoru [ot/min]	Rezonanční délka [mm]
1000	6944
2000	3472
3000	2314
4000	1736
5000	1389
6000	1157
7000	992
8000	868
9000	772
10000	694
11000	631
12000	579
13000	534
14000	496



Tab.9 a Graf 12 Závislost rezonanční délky potrubí na otáčkách motoru

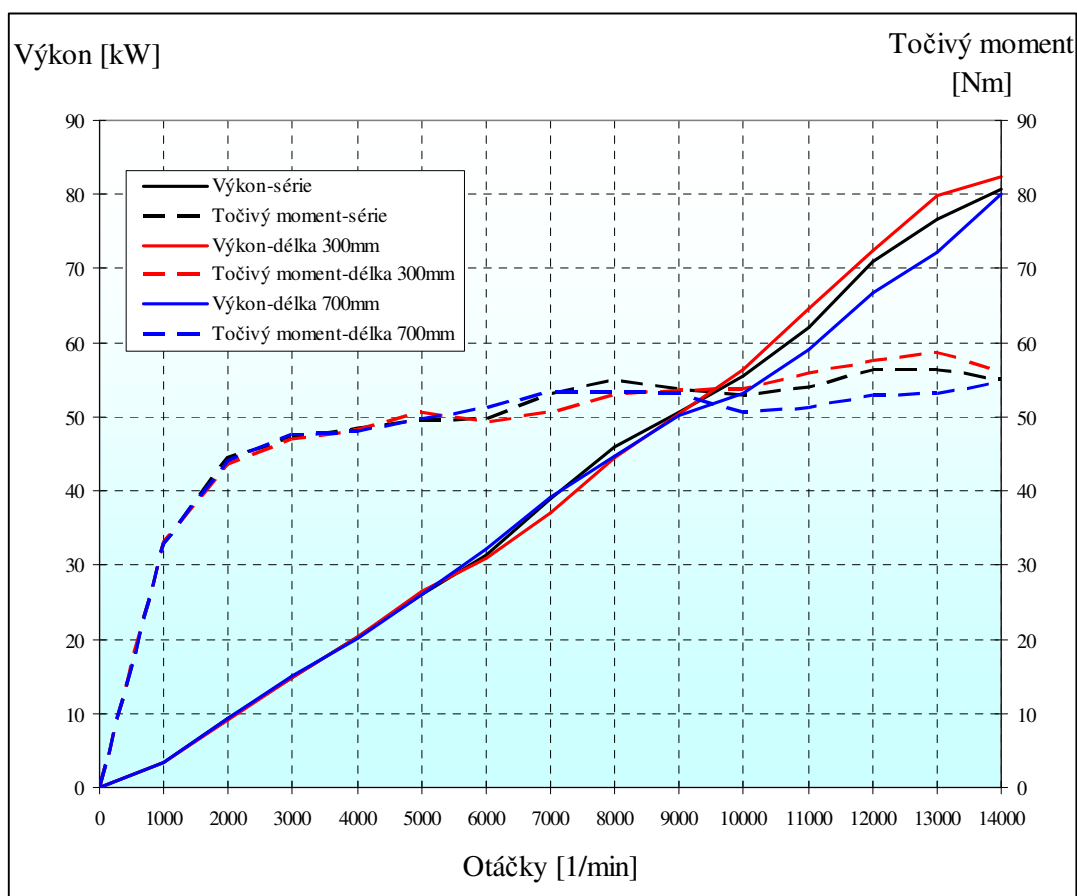
V grafu, Graf 12, je vykreslena závislost délky rezonančního potrubí na otáčkách motoru. Je zřejmé, že závislost je exponenciální.

Z předchozího výpočtu a grafu plyne, že se zvyšujícími se otáčkami motoru, se rezonanční délka potrubí zkracuje. Díky tomuto poznatku lze výfukové potrubí navrhnout dle předem zadaných požadavků. Požadujeme-li maximální točivý moment v nízkých otáčkách, budeme navrhovat rezonanční potrubí větších délek. Stejně je tomu i naopak, tedy pokud bychom chtěli co největší výkon na samotném konci otáčkového spektra, délka potrubí by byla co nejkratší. Ideálním řešením by bylo variabilní výfukové potrubí, stejně jako je tomu u sání, kde se délka potrubí mění se změnou otáček, čímž se dosáhne příznivějšího točivého

momentu v širší oblasti otáček, zlepšit se podmínky pro spalování, složení výfukových plynů a snížit se spotřeba.

Je také důležité si uvědomit, že obě výše použité rovnice se týkají motorů spalujících benzín a trubek, které nejsou chlazené. Pokud by palivem byl methanol, nebo by výfukové potrubí bylo chlazené vodou, jak je tomu například v přímořském závodním prostředí, pak by zejména hodnota pro střední teplotu ve výfukové potrubí byla značně numericky odlišná.

S přihlédnutím ke všem poznatkům zmíněným v této kapitole jsem zkoušel odladit délku výfukových svodů u všech čtyř variant uspořádání výfukového systému, viz příloha na CD. Dle mých předpokladů nejlepších hodnot výkonu a točivého momentu dosáhla varianta 4, s uspořádáním svodů 4- 1. A protože motor Yamaha je konstruován jako vysokootáčkový, tudíž hodnotu maximálního výkonu má téměř na konci otáčkového spektra, snažil jsem se držet spíše krátkých délek potrubí. V grafu, viz *Graf 13*, je uvedeno porovnání vlivu délky trubek výfukových svodů na změnu výkonu a točivého momentu. Černou barvou je znázorněno sériové potrubí s délkou 530 mm, modrou barvou potrubí o délce 700 mm, u něhož je patrný výrazný pokles výkonu a točivého momentu ve vyšších otáčkách, a červenou barvou potrubí o délce 300 mm. Tato délka se jeví jako nejideálnější z důvodu příznivého nárůstu výkonu v horní třetině otáčkového spektra.

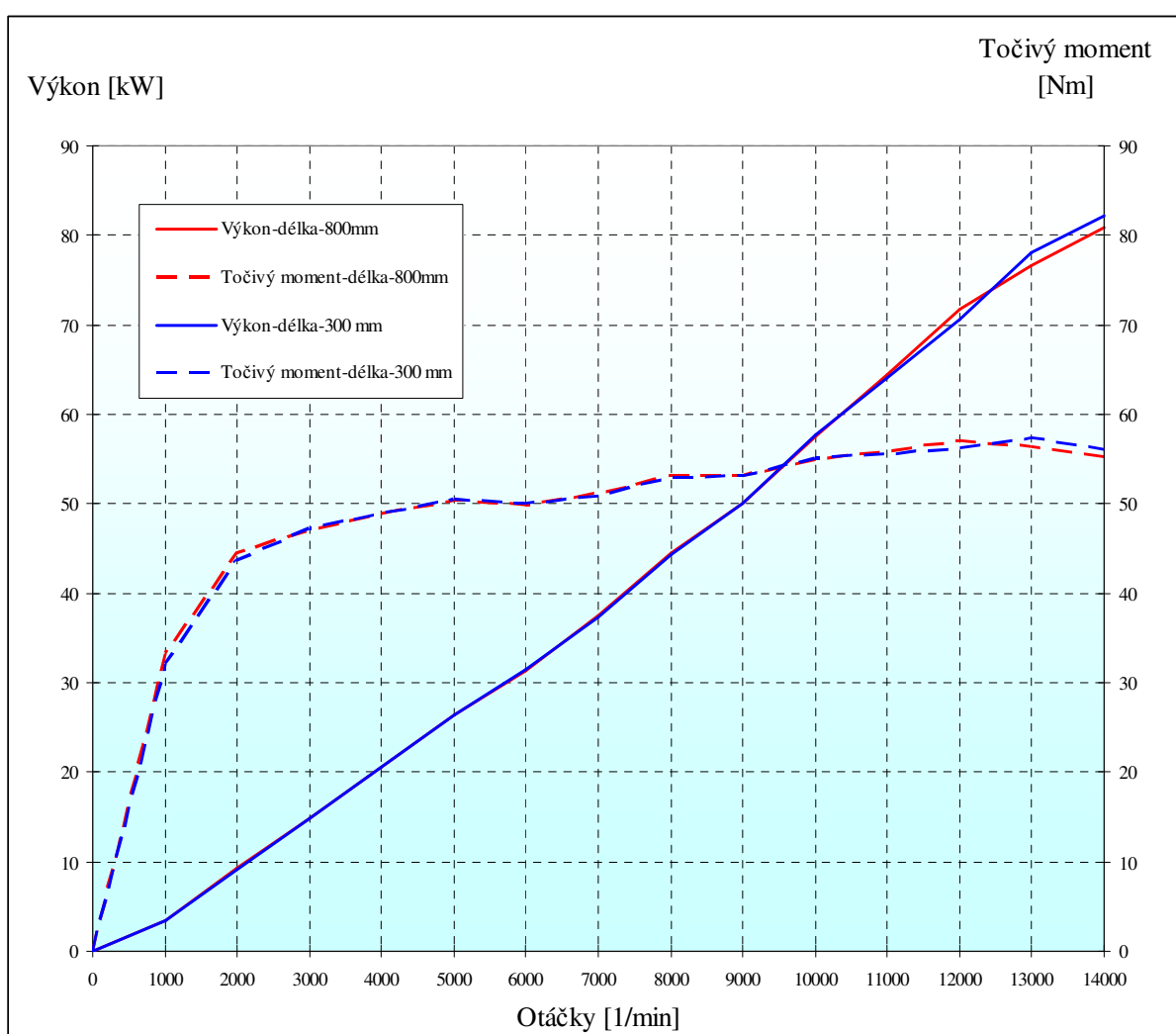


Graf 13 Porovnání namodelovaných délek rezonančního potrubí se sérií

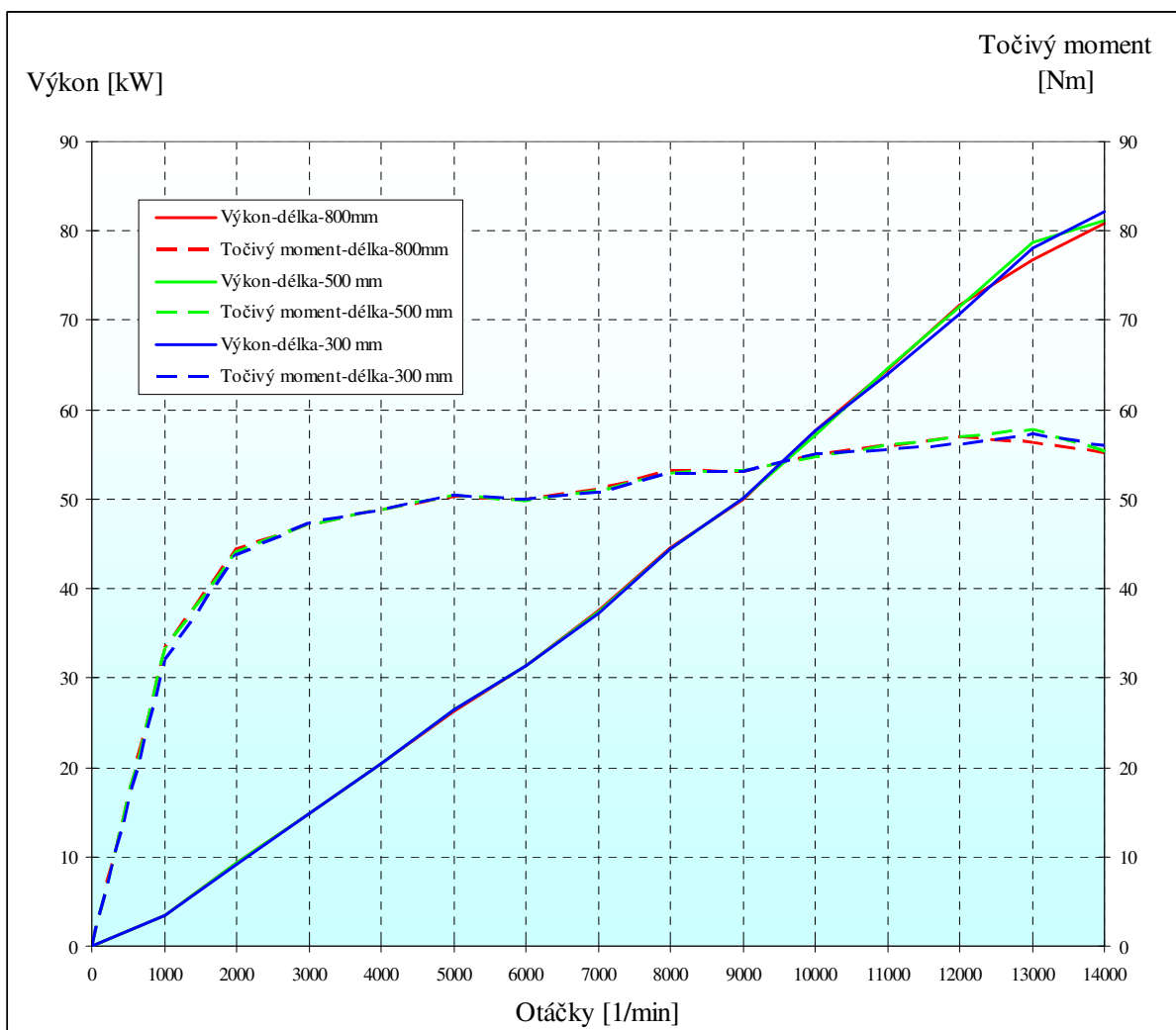
6.9.2 Návrhový výpočet délek sběrné trubky výfuku

Na rozdíl od délky potrubí svodů, délka sběrné trubky od svodů k tlumiči hluku nemá tak výrazný vliv na hodnoty výkonu a točivého momentu. Její délka by se opět dala spočítat pomocí rovnic (15) a (16), ovšem za předpokladu nepatrně nižší střední teploty ve výfukovém potrubí.

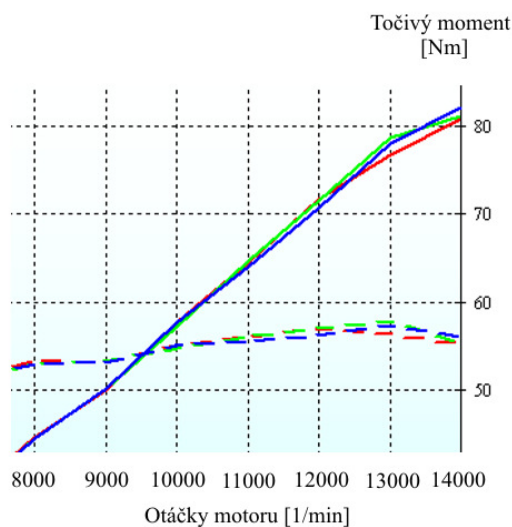
Porovnání hodnot dlouhé a krátké sběrné trubky vidíme na grafu, *Graf 14*. Platí zde stejné pravidlo jako u svodů, tedy že s volbou kratší trubky nám nepatrně vzroste výkon a točivý moment v maximálních otáčkách. Ovšem s přihlédnutím i ke konstrukční stránce - umístění výfuku na vozidle, jsem se snažil najít vhodný kompromis. Tím je délka trubky 500 mm, která má za následek nepatrný pokles maximálního výkonu a točivého momentu, ale zároveň i nepatrný nárůst těchto hodnot v horním spektru otáček, viz *Graf 15* a detail na *Obr. 51*.



Graf 14 Porovnání délek sběrné trubky



Graf 15 Porovnání délek sběrné trubky se zvoleným kompromisem (zelená barva)



Obr. 51 Detail horního spektra otáček předchozího grafu

6.9.3 Návrhový výpočet průměrů potrubí

Obecně by mělo platit, že čím je trubka dále od motoru, tím by měl být její průměr větší. Za pomoci literatury [6] jsem do vztahu (17) dosadil průměry z mé nejlepší varianty potrubí. Výsledkem je koeficient C_{coll} . Tento koeficient slouží k porovnání vhodně zvolených průměrů trubek při různých návrzích výfukového potrubí. V mém případě mi po dosazení do vztahu vyšel koeficient roven 4,25 a pokud bych někdy v budoucnu upravoval tento výfukový systém, snažil bych se docílit stejné hodnoty.

$$C_{coll} = \frac{(n_v - 1)d_{sv}^2 + d_{sb}^2}{d_{sv}^2}, \quad (17)$$

kde

n_v – počet válců

d_{sv} - průměr trubky u svodů výfuku [mm]

d_{sb} - průměr sběrné trubky [mm]

$$C_{coll} = \frac{(4-1)34^2 + 38^2}{34^2}$$

$$C_{coll} = 4,25 \text{ [-]}$$

6.9.4 Návrh úhlů při spojení svodů

Pro výpočet úhlů se mi bohužel nikde nepodařilo dohledat vhodný výpočtový vzorec. Z literatury [6] jsem však vyčetl, že volbou větších úhlů dochází k menším ztrátám v určitých otáčkách motoru, ovšem na úkor otáček jiných. Proto nejideálnější spojení potrubí je pod úhly 10° až 15°, kdy se vykompenzují případné ztráty i zisky.

7 Tlumič hluku

V celém průběhu modelování a výpočtu jsem uvažoval tlumič hluku stejný, jakým je v sériovém provedení vybavena Yamaha YZF R6, *Obr. 52*. Hlavním důvodem byly jeho všeobecně a snadno zjistitelné rozměry. Stejně tak všechny vnější rychlostní charakteristiky získané z různých zdrojů, např. [8], byly naměřeny se sériovým tlumičem.

Existuje ovšem spousta alternativ, čím nahradit sériový tlumič hluku. Jsou jimi buď „laděné“ tlumiče renomovaných úpravců motocyklů, jako např. Akrapovič či Race-Tech, viz *Obr. 53*. Nebo je možné využít sériový tlumič z některého novějšího modelu motocyklu Yamaha R6, jenž splňuje současné náročné požadavky uživatelů, na *Obr. 54* je uveden tlumič modelového roku 2008. A poslední možností je vytvořit si vlastní tlumič hluku, splňující potřebné předpisy a umožňující experimentovat jak s umístěním, tak i s jeho podobou.



Obr. 52 Sériová koncovka motocyklu Yamaha YZF R6



Obr. 53 „Laděný“ tlumič hluku, výrobce Akrapović [9]



Obr. 54 Tlumič hluku motocyklu Yamaha YZF R6, modelový rok 2008 [10]

8 3D model výfukového systému

Základním problémem při tvorbě 3D modelu bylo dodržení parametrů namodelovaných v simulačním prostředí Lotus Engine Simulation, viz výše, a zároveň se vtěsnat do malých prostorů mezi motorem a rámem formulového vozu.

8.1 Základní údaje nové výfukové soustavy Formule SAE

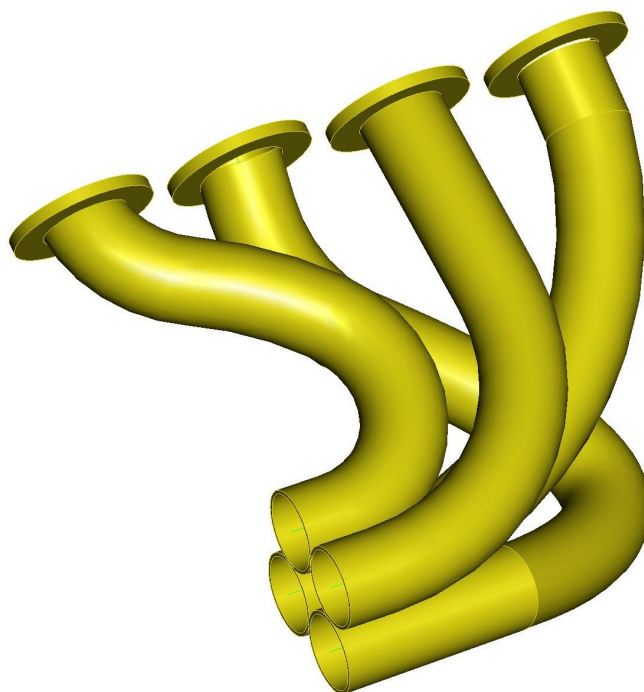
Jedná se o výfukový systém typu 4 – 1. Svody výfuku se skládají ze čtyř potrubí o vnitřním průměru 34 mm a délce 300 mm. Sběrná trubka, ústící do tlumiče hluku, má počáteční vnitřní průměr 36 mm a konečný 40 mm. Její délka je 500 mm. Tloušťka stěny u všech potrubí je 1,5 mm.

8.2 Model potrubí

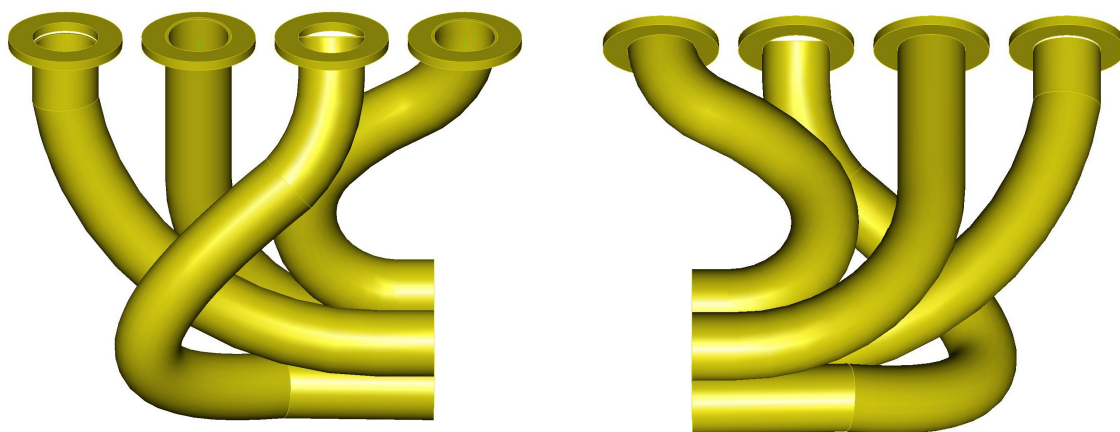
Z katalogu firmy IMASAF[®] jsem vybral pro výrobu potrubí následující typy tenkostěnných trubek. Svody výfuku- trubka o průměru 35 mm a délce 1500 mm, sběrná trubka- paket trubek o průměrech od 38 mm do 43 mm, každá o délce 200 mm, z nichž pak bude výsledná trubka svařena. Všechny trubky mají tloušťku stěny 1,5 mm.

Svody výfuku

Svody výfuku byly při 3D modelování nejtěžším prvkem. Bylo nutné u všech svodů dodržet délku 300 mm a zároveň všechny větve ukončit ve stejné rovině, aby jejich spojení do sběrného potrubí bylo co nejjednodušší a především vyrobitelné.



Obr. 55 3D model uspořádání svodů výfuku



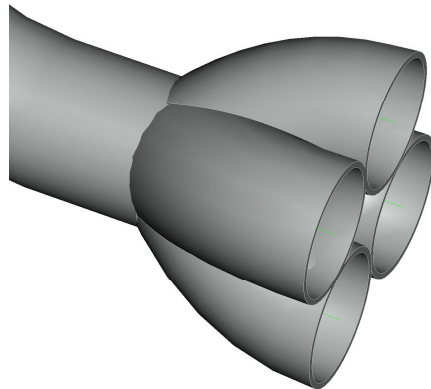
Obr. 56 a Obr. 57 Přední a zadní pohled na uspořádání svodů výfuku

Sběrná trubka

Trubka o celkové délce 500 mm vede podél vozidla, 50 mm nad úroveň podlahy, součástí je i spojení jednotlivých svodů, detail na *Obr. 59*.



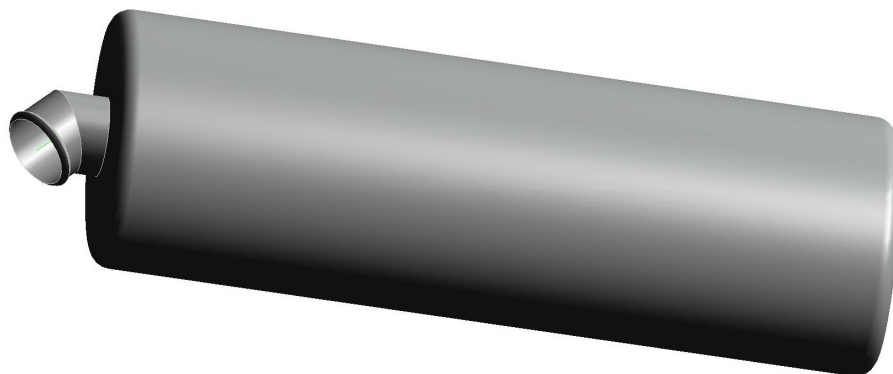
Obr. 58 Sběrná trubka, vedoucí k tlumiči hluku, se spojením svodů



Obr. 59 Detail svedení jednotlivých svodů výfuku do sběrné trubky

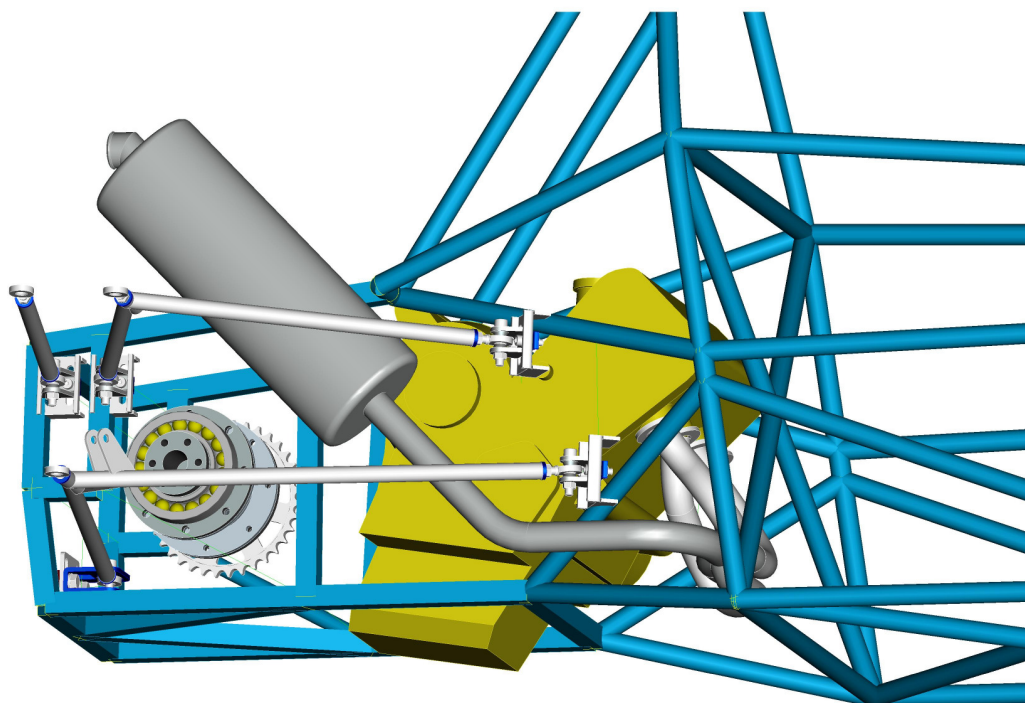
8.3 Model tlumiče výfuku

Umístění tlumiče hluku bylo zvoleno z boku šikmo vzhůru pod úhlem 45° s rovinou podlahy. Jak již bylo zmíněno v kap. 7 tlumič hluku je prozatím použit sériový. Z obrázku, *Obr. 62*, je vidět, že především jeho délka 420 mm je nevyhovující. Tlumič výrazně přečnívá nad rám.

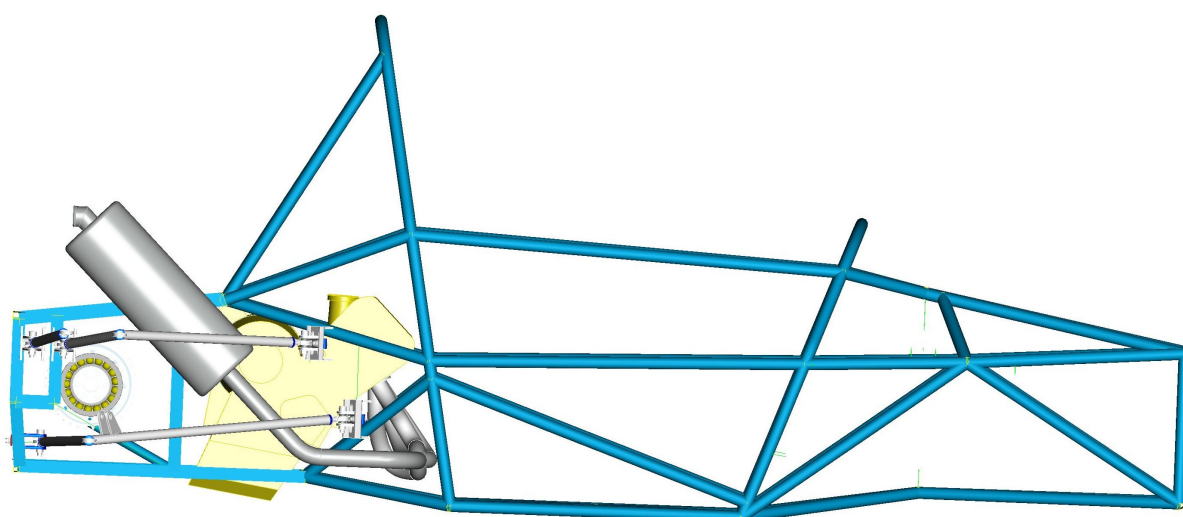


Obr. 60 3D model sériového tlumiče hluku

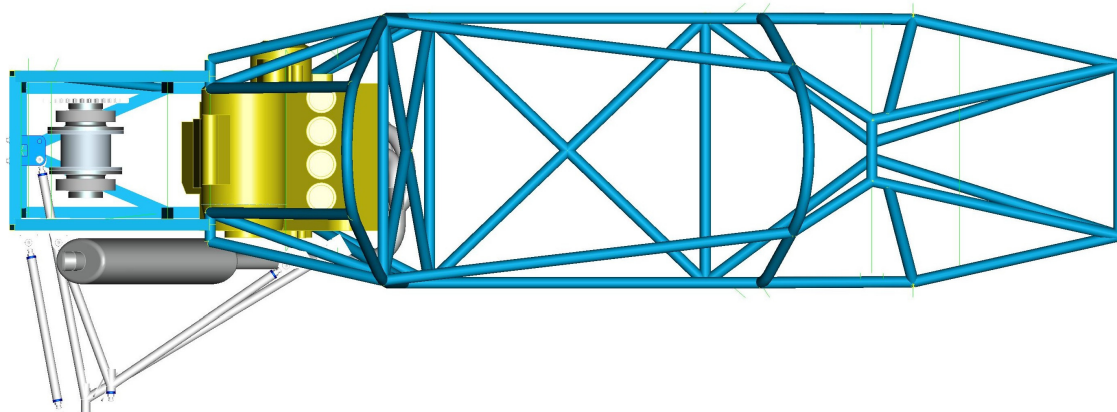
8.4 Umístění na voze Formule SAE



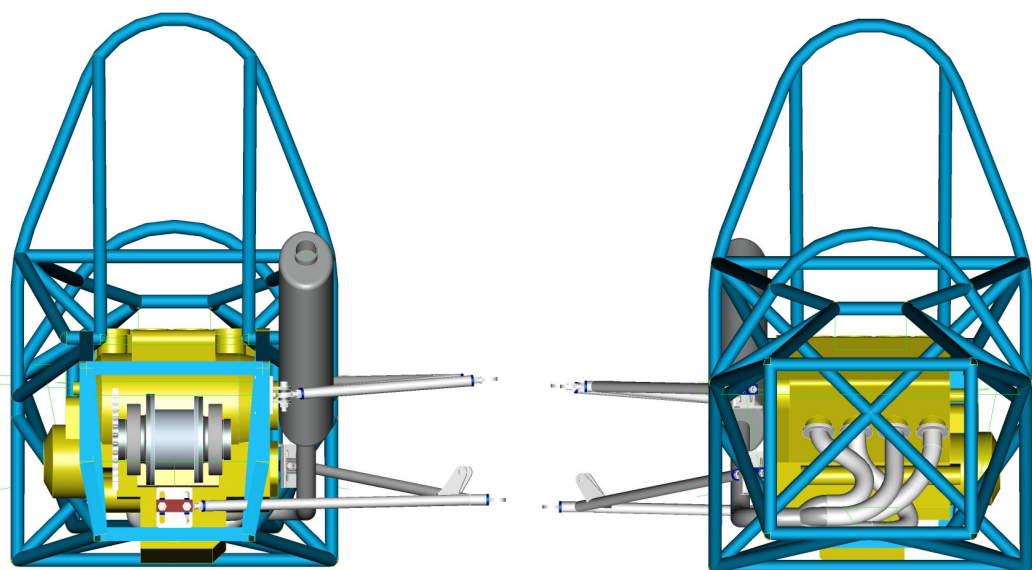
Obr. 61 Umístění výfukové soustavy na vozidle Formule SAE



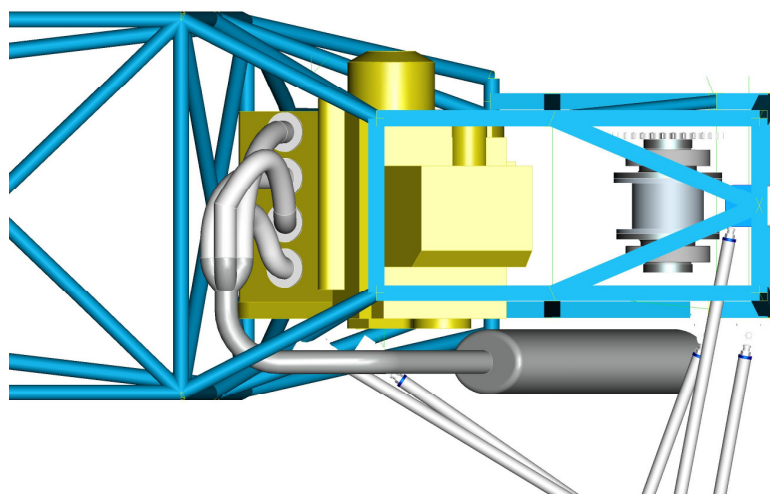
Obr. 62 Boční pohled na umístění výfukové soustavy



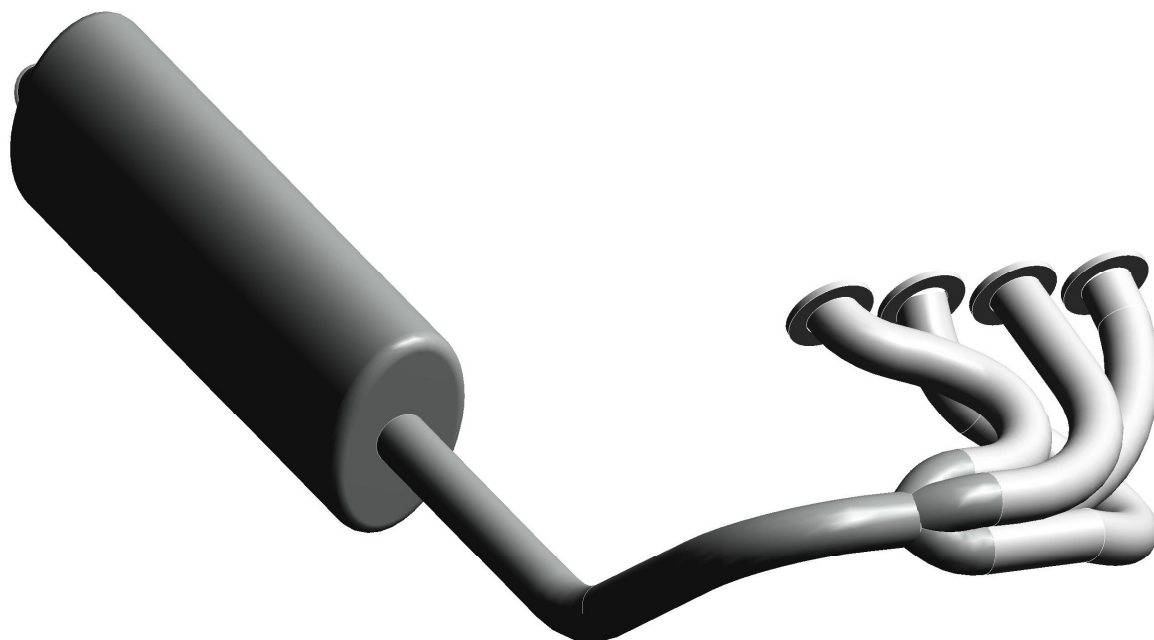
Obr. 63 Půdorysný pohled na umístění výfukové soustavy



Obr. 64 a Obr. 65 Zadní a čelní pohled na umístění výfukové soustavy



Obr. 66 Pohled na uspořádání výfukové soustavy ze spodu vozidla



Obr. 67 Kompletní výfukový systém vozu Formule SAE

Závěr

Hlavním cílem mé diplomové práce bylo vytvořit model výfukového systému schopného plnit požadované funkce na vznikajícím voze Formule SAE našeho ústavu. Jelikož jsem se touto problematikou zabýval jako vůbec první ze studentů, bylo mým úkolem podrobně se seznámit s veškerými pochody, které probíhají uvnitř výfukového potrubí. Bohužel neexistuje příliš literatury, která by danou tematiku dopodrobna řešila. Většina učebních textů se zabývá spíše sáním, z důvodu správného naplnění válce motoru. Co se týče výfuku, je kladen důraz spíše na очистu výfukových spalin, než na jejich správný odvod ze spalovacího prostoru. Proto doufám, že i mojí prací částečně přispěji do této neprávem opomíjené oblasti.

Ze začátku mé práce bylo nutné, abych se seznámil s veškerými prvky výfukové soustavy čtyřdobého spalovacího motoru, s jejich stavbou, funkcí, provedením a nutností instalace do systému odvodu spalin. Přispělo to jednak k rozšíření mých obecných znalostí, ale zejména jsem měl z čeho čerpat při vlastním modelování a následné konstrukci výfukového systému.

Vlastní model jsem vytvářel za pomoci programu Lotus Engine Simulation. Tento program umožňuje ověření namodelovaných řešení, aniž bychom je museli vyrábět a zkoušet je prakticky. Nutností však bylo seznámit se s teorií, kterou program využívá. Jedná se především o přestup tepla válcovou stěnou, Vibeho model hoření a dynamiku plynů uvnitř potrubí.

Po seznámení se s programem a teorií bylo nutné vytvořit model sacího a výfukového systému, tak jak je tomu ve skutečnosti u námi využívaného motoru motocyklu Yamaha YZF R6 (2005). Následovalo zjednodušení sacího systému z důvodu urychlení výpočtu. Tento model mi poté sloužil k porovnávání s výsledky nových variant uspořádání výfuku. Varianty byly celkem čtyři a lišily se jak uspořádáním svodů výfuku, tak počtem sběrných trubek i tlumičů hluku (kap. 6.8). Od začátku se mi jevila jako nejideálnější varianta uspořádání výfuku systémem 4-1, jednak svojí jednoduchostí a především aktuálností, jelikož ji v současnosti využívá většina předních výrobců sportovních automobilů. Tato idea se potvrdila i v následném modelování, kdy jsem u jednotlivých variant postupně měnil délku svodů, délku sběrné trubky k tlumiči hluku, jejich průměry a úhly, pod kterými jsou spojeny, viz příloha na CD- *Přehled měření*. Nejzásadnějším údajem pro podobu křivek u vnější rychlostní charakteristiky byla délka svodů výfuku, jak je vidět i v grafu, *Graf 13*. U sériového provedení je délka svodů 530 mm. U mých variant jsem nejlepší hodnoty dosáhl s délkou 300 mm. Tuto hodnotu jsem následně ověřil pomocí vztahu (16), z něhož plyne, že se zvyšujícími se otáčkami motoru, se rezonanční délka potrubí zkracuje. S délkou svodů 300 mm došlo k nárůstu výkonu v horním spektru otáček, cca 9000 až 14000 ot/min. Co se týče délky sběrné trubky, nejlepší hodnoty jsem dosáhl při 600 mm, ovšem rozdíl výkonu a točivého momentu oproti sérii už nebyl tak značný. Při ladění průměrů potrubí jsem využil vztahu (17) pro výpočet koeficientu c_{coll} , jeho hlavní funkce je vysvětlena v kapitole 6.9.3. Výsledkem všech výše zmíněných změn byl nárůst výkonu na hodnotu 82 kW při 13000 ot/min, oproti sériovým 78 kW při 13000 ot/min. Je ovšem důležité zdůraznit, že tyto hodnoty souvisí se zjednodušeným sáním. Při uvažování plné podoby sání by došlo k poklesu těchto hodnot.

A právě sladění sacího a výfukového traktu, stejně jako jejich další úpravy, jakými mohou být instalace turba nebo tlumič hluku vlastní výroby, by byly vhodným námětem pro diplomové práce studentů, kteří budou chtít pokračovat v tom, co jsem já se svými spolužáky započal.

Projekt Formule SAE běží na našem ústavu již druhým rokem a proto věřím, že i díky mému přispění se v budoucnu podaří postavit konkurenceschopný monopost, jenž bude reprezentovat týmovou práci studentů, která na vysoké škole není tak častá.

Tímto jsem splnil všechny body zadání mé diplomové práce. Závěrem bych chtěl říci, že možnost podílet se na vývoji něčeho úplně nového a navíc k tomu přispívat svými nápady, mě velmi zaujala a chtěl bych se tomuto věnovat i ve své budoucí profesi.

Literatura

- [1] RAUCHER, J. Spalovací motory. Brno: VUT v Brně
- [2] PIŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno. ISBN 80-214-0368-3
- [3] PAVELEK, M., KOLEKTIV Termomechanika. Brno. ISBN 80-214-2409-5
- [4] ČERNÝ, J. Návrh sacího traktu pro motor Formule SAE. Brno: VUT v Brně, 2007
- [5] MOTEJL, V., HOREJŠ, K. Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů. 3. vydání ISBN 80-85763-24-9
- [6] BLAIR, G. P. Empiricism and Simulation in the Design of the High Performance Four-Stroke Engine. Belfast: The Queen`s University of Belfast, 1998
- [7] MR-SOFT CONSULTING. Praha. Výfukové potrubí Formule 1. 03.06.2007, poslední revize 2008. Dostupné z:
<<http://www.constructorsf1.com/modules.php?name=News&file=article&sid=874>>
- [8] GRAVES MOTORSPORTS, California. Velocity Stacks Yamaha R6. 2005, poslední revize 1. 1. 2007. Dostupné z:
<http://www.gravesport.com/Tech_Support/Instructions/AB009.pdf>
- [9] AKRAPOVIC & VIRTUA. Product catalog Yamaha YZF R6 03-05. 2007, poslední revize 1. 1. 2008. Dostupné z:
<<http://www.akrapovic.com/product-catalog/motor-exhaust/?muid=172>>
- [10] ANIMA PUBLISHERS, s.r.o., Praha. Představení Yamaha YZF R6. 2008, poslední revize 10.5.2008. Dostupné z:
<<http://www.autofun.cz/motorky/novinky/yamaha-yzf-r6-2008-predstaveni/>>

Seznam použitých symbolů a zkratek

α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
δ	[mm]	tloušťka tělesa ve směru tepelného toku
κ	[-]	Poissonova konstanta
η_{ch}	[%]	chemická účinnost
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota materiálu, hustota média
a	[%]	podíl nespáleného paliva ve válci
a_s	[m.s ⁻¹]	střední rychlost zvuku ve výfukovém potrubí
c_p	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
d_{sb}	[mm]	průměr sběrné trubky
d_{sv}	[mm]	průměr trubky u svodů výfuku
H_U	[J.kg]	výhřevnost paliva
L	[mm]	délka potrubí, válce
m	[-]	exponent Vibeho funkce
m_B	[kg]	celková hmotnost paliva, které shořelo během celkové doby hoření t_H
$m_B(\varphi)$	[kg]	hmotnost paliva, které shořelo za již proběhlý čas hoření $t(\varphi)$
n	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_v	[-]	počet válců
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
\dot{Q}	[W]	tepelný tok válcovou stěnou
\dot{q}	[W/m ²]	měrný tepelný tok
Q_B	[J]	teplo uvolněné z paliva
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	plynová konstanta výfukového plynu
r_1	[mm]	vnitřní poloměr potrubí
r_2	[mm]	vnější poloměr potrubí
t_H	[s]	celková doba hoření
$t(\varphi)$	[s]	již proběhlý čas hoření
T_1	[K]	teplota vnitřní stěny
T_2	[K]	teplota vnější stěny
T_s	[K]	střední teplota ve výfukovém potrubí

Seznam příloh

Příloha 1: Tabulkové hodnoty výkonu a točivého momentu jednotlivých variant uspořádání výfuku

Příloha 2: Tabulkové hodnoty výkonu a točivého momentu při různých rezonančních délkách svodů výfuku, varianta uspořádání 4-1

Příloha 3: Tabulkové hodnoty výkonu a točivého momentu při různých délkách sběrné trubky, varianta 4-1

Příloha 4: Základní rozměry svodů výfuku

Příloha 5: Základní rozměry sběrné trubky

Příloha 6: CD- ROM

- Diplomová práce
- Tabulky a grafy vypočtených hodnot
- Model návrhové koncepce
- 3D model výfukového systému s umístěním na vozidle

Příloha 1

Tabulkové hodnoty výkonu a točivého momentu jednotlivých variant uspořádání výfuku

Otáčky motoru [ot/min]	Výkon motoru [kW]					Točivý moment [Nm]				
	Série	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Série	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
1000	3,45	3,48	3,49	3,42	3,47	32,91	33,27	33,34	32,71	33,1
2000	9,32	9,22	9,31	9,15	9,23	44,52	44	44,47	43,68	44,09
3000	14,86	14,77	14,78	14,8	14,62	47,29	47,01	47,05	47,12	46,53
4000	20,35	20,59	20,43	20,81	20,45	48,59	49,16	48,77	49,68	48,81
5000	25,95	26,13	25,76	25,82	25,62	49,55	49,91	49,2	49,31	48,94
6000	31,29	30,9	31,03	28,99	30,82	49,79	49,18	49,38	46,14	49,05
7000	38,89	37,28	38,78	35,2	38,44	53,05	50,86	52,9	48,01	52,44
8000	46,04	45,37	46,19	43,08	46,15	54,96	54,15	55,14	51,42	55,09
9000	50,64	51,77	50,49	48,94	51,28	53,73	54,93	53,57	51,92	54,41
10000	55,5	57,32	53,03	56,26	54,74	53	54,47	50,64	53,72	52,27
11000	62,1	62,22	57,51	62,1	60,37	53,91	54,02	49,93	53,91	52,41
12000	70,85	68,12	63,26	68,78	68,25	56,38	54,21	50,34	54,74	54,32
13000	76,6	74,97	73,12	76,19	76,73	56,26	55,07	53,71	55,97	56,37
14000	80,65	81,23	82,96	83,81	80,64	55,03	55,41	56,58	57,17	55

Příloha 2

Tabulkové hodnoty výkonu a točivého momentu při různých rezonančních délkách svodů výfuku, varianta uspořádání 4-1

Otáčky motoru [ot/min]	Výkon motoru [kW]					Točivý moment [Nm]				
	Série	Délka 300	Délka 600	Délka 900	Délka 1200	Série	Délka 300	Délka 600	Délka 900	Délka 1200
1000	3,45	3,46	3,5	3,42	3,54	32,91	33,04	33,42	32,65	33,78
2000	9,32	9,12	9,42	9,18	9,32	44,52	43,56	44,98	43,81	44,48
3000	14,86	14,79	14,84	14,65	14,68	47,29	47,08	47,22	46,63	46,72
4000	20,35	20,24	20,42	20,46	20,89	48,59	48,32	48,74	48,85	49,88
5000	25,95	26,55	25,73	26,69	26,68	49,55	50,7	49,15	50,98	50,95
6000	31,29	30,99	30,9	32,22	31,7	49,79	49,32	49,18	51,28	50,45
7000	38,89	37,05	38,5	38,63	36,04	53,05	50,54	52,52	52,7	49,16
8000	46,04	44,39	45,69	44,11	43,86	54,96	52,98	54,54	52,65	52,36
9000	50,64	50,45	49,8	46,79	49,93	53,73	53,53	52,83	49,64	52,99
10000	55,5	56,26	54,6	53,24	54,43	53	53,73	52,14	50,84	51,98
11000	62,1	64,49	60,34	60,02	59,38	53,91	55,99	52,38	52,11	51,55
12000	70,85	72,49	68,16	67,46	63,51	56,38	57,69	54,24	53,69	50,54
13000	76,6	79,84	74,15	75,42	68,74	56,26	58,64	54,47	55,4	50,49
14000	80,65	82,3	78,43	82,33	74,82	55,03	56,14	53,5	56,16	51,04

Příloha 3

**Tabulkové hodnoty výkonu a točivého momentu při různých délkách
sběrné trubky, varianta 4-1**

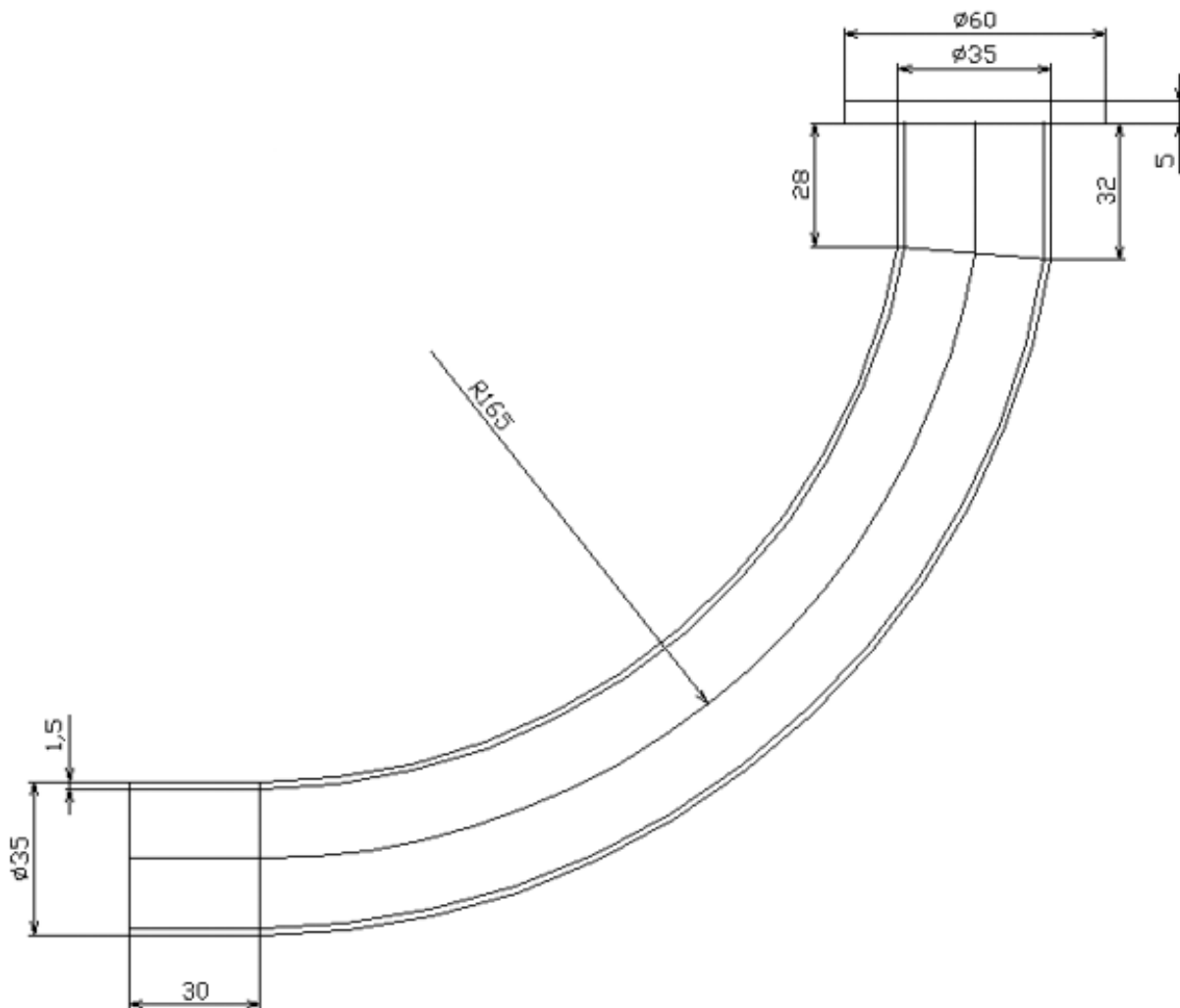
Otáčky motoru [ot/min]	Výkon motoru [kW]				Točivý moment [Nm]			
	Série	Délka 300	Délka 600	Délka 800	Série	Délka 300	Délka 600	Délka 800
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1000	3,45	3,36	3,48	3,48	32,91	32,05	33,2	33,25
2000	9,32	9,15	9,24	9,31	44,52	43,71	44,1	44,43
3000	14,86	14,87	14,82	14,81	47,29	47,34	47,16	47,14
4000	20,35	20,47	20,45	20,47	48,59	48,87	48,82	48,87
5000	25,95	26,47	26,39	26,37	49,55	50,55	50,4	50,36
6000	31,29	31,42	31,3	31,36	49,79	50,01	49,81	49,91
7000	38,89	37,28	37,33	37,53	53,05	50,85	50,92	51,2
8000	46,04	44,38	44,39	44,56	54,96	52,97	52,99	53,19
9000	50,64	50,11	50,17	50,06	53,73	53,16	53,23	53,11
10000	55,5	57,7	57,24	57,58	53	55,1	54,66	54,99
11000	62,1	64,03	64,63	64,47	53,91	55,58	56,1	55,97
12000	70,85	70,66	71,62	71,72	56,38	56,23	57	57,07
13000	76,6	78,12	78,78	76,69	56,26	57,38	57,87	56,34
14000	80,65	82,18	81,26	80,93	55,03	56,06	55,43	55,2

Příloha 4

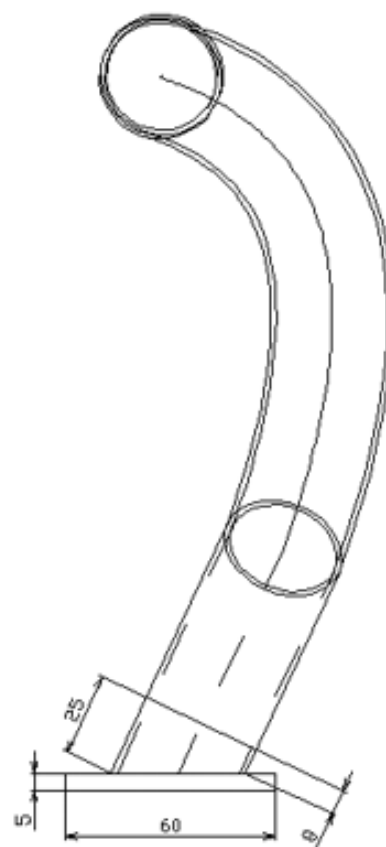
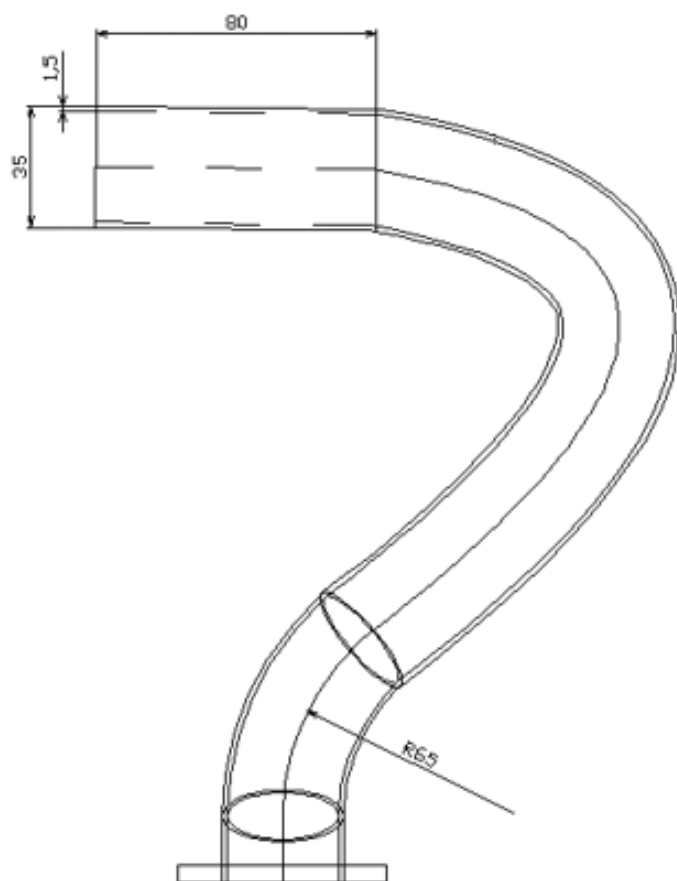
Základní rozměry svodů výfuku

Zde uvádím pro názornost první a druhý svod výfuku ve 2D nákresu. Bohužel komplikované řešení svodů, umístěných v několika rovinách, mi neumožňuje okótovat všechny rozměry. K tomuto poslouží 3D model umístěný v příloze na CD.

Svod 1



Svod 2



Příloha 5

Základní rozměry sběrné trubky

