



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÝFUKOVÉ POTRUBÍ PRO MOTOR BMW

BMW EXHAUST MANIFOLD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Ševčík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Miroslav Ševčík
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. David Svída, Ph.D.
Akademický rok:	2015/16

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:

Výfukové potrubí pro motor BMW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadané vozidlo značky BMW navrhnete výfukové potrubí včetně tlumiče hluku.

Cíle diplomové práce:

1. Popište konstrukční řešení výfukových potrubí včetně tlumičů hluku používaných v současnosti u zážehových motorů.
2. Vytvořte matematický termodynamický model spalovacího motoru včetně výfukového potrubí a proveďte optimalizaci jeho rozměrů.
3. Zhodnoťte Vaše dosažené výsledky a konstrukční řešení.

Seznam literatury:

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen: Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Heisler, H.: Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Stotsky, A.: Automotive Engines: Control, Estimation, Statistical Detection. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. 209 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Hiereh, H., Prenninger, P.: Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Verlag, Wien, 2007. 260 s. ISBN 978-3-211-33033-3.

Macek, J.: Spalovací motory I. ČVUT, První vydání, Praha, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.

Pavelek, M.: Termomechanika: Termodynamika proudění,
http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/11_Proudeni.pdf, 2015.

Štětina, J.: Podzvukové a nadzvukové proudění, <http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/sat/SeminatAT-09.pdf>,
2015.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a optimalizací výfukového potrubí a účinného tlumiče hluku pro vůz BMW 320i E30. Tento vůz je osazen 6 válcovým zážehovým motorem M20B20. Konstrukce je provedena s ohledem na pravidla, stanovená FAS ČR. V práci je využito teoretických poznatků a výpočetního softwaru Lotus Engine Simulation.

KLÍČOVÁ SLOVA

výfukový systém, rezonanční potrubí, tlumič hluku, BMW, M20B20, historický automobil

ABSTRACT

This master's thesis describes design and optimization of the exhaust manifold and an effective muffler for BMW 320i E30 car. This car is equipped with 6 cylinder engine M20B20. The construction is carried out with regard to the rules laid down by FAS Czech Republic. I used theoretical knowledge and Lotus Engine Simulation software in this thesis.

KEYWORDS

exhaust system, resonant manifold, muffler, BMW, M20B20, historic car



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠEVČÍK, M. *Výfukové potrubí pro motor BMW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 100 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27. května 2016

.....

Miroslav Ševčík



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce, a také za pomoc a trpělivost při řešení dílčích problémů.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Martinu Beranovi za pomoc při měřeních v laboratořích UADI.

Rodině děkuji za podporu a trpělivost po celou dobu mého studia.



OBSAH

Úvod	12
1 Výfukový systém	13
1.1 Části	13
1.1.1 Výfukové kanály	13
1.1.2 Sběrné potrubí	13
1.1.3 Kolektor	14
1.1.4 Spojovací potrubí	15
1.1.5 Lambda senzor	15
1.1.6 Trojcestný katalyzátor	16
1.1.7 Tlumič hluku	16
1.1.8 Koncovka	18
1.2 Materiály	19
1.2.1 Litina	19
1.2.2 Žárupevná ocel	19
1.2.3 Speciální slitiny	19
1.2.4 Kompozitní materiály	19
2 Teorie proudění	21
2.1 Rozdělení proudění	21
2.1.1 Proudění ideální kapaliny	21
2.1.2 Proudění reálné kapaliny	21
2.2 Proudění ve výfukovém traktu	22
2.2.1 Hydraulické ztráty po délce	22
2.2.2 Místní hydraulické ztráty	23
2.2.3 Hydraulické ztráty ve výfukovém traktu	24
3 Akustika	25
3.1 Základní pojmy	25
3.1.1 Zvuk	25
3.1.2 Hluk	25
3.1.3 Hladina veličiny	25
3.2 Veličiny v akustice	25
3.2.1 Amplituda	25
3.2.2 Perioda	25
3.2.3 Frekvence	25
3.2.4 Vlnová délka	26
3.2.5 Akustická rychlost	26



3.2.6	Akustický tlak.....	26
3.2.7	Akustický výkon.....	26
3.2.8	Hladina akustického tlaku	26
3.2.9	Hladina akustického výkonu	27
3.2.10	Rychlost šíření zvuku v plynech.....	27
3.3	Váhové filtry	28
3.4	RMS	29
4	Rezonanční přeplňování	30
4.1	Druhy přeplňování	30
4.1.1	Rezonanční potrubí.....	30
4.1.2	Helmholtzův rezonátor	30
4.2	Výpočet délky výfukového potrubí	31
5	Pravidla pro historické závodní automobily	33
5.1	Hluk.....	33
5.2	Konstrukční řešení	34
5.3	Emise.....	34
6	Vůz BMW E30	35
6.1	Hnací ústrojí.....	35
6.1.1	Motor	35
6.1.2	Převodovka	35
6.1.3	Diferenciál	36
6.2	Podvozek.....	36
6.2.1	Zavěšení.....	36
6.2.2	Brzdy	36
7	Motor M20.....	38
7.1	Základní parametry motoru M20B20	38
7.1.1	Kliková skříň, blok motoru a hlava válců.....	38
7.1.2	Klikový mechanismus, pístní skupina	39
7.2	Rozvodový mechanismus	39
7.2.1	Časování rozvodu	40
7.3	Sací trakt	41
7.3.1	Koncepce	41
7.3.2	Rozměry.....	43
7.4	Tvorba směsi - Vstřikování.....	45
7.5	Výfukový trakt.....	45
7.5.1	Koncepce	45



7.5.2	Rozměry.....	46
7.6	Ztrátový součinitel	46
8	Lotus engine simulation.....	49
8.1	Popis výpočetního softwaru LES.....	49
8.1.1	Builder interface – Preprocessor	49
8.1.2	Steady state test data.....	49
8.1.3	Lotus engine simulation solver.....	49
8.1.4	Lotus simulation parametric / optimalizer tool.....	49
8.1.5	Results viewer - Postprocessor.....	50
8.1.6	Další moduly LES	50
8.2	Komponenty pro tvorbu modelu	51
8.2.1	Válec.....	51
8.2.2	Sací trakt.....	55
8.2.3	Výfukový trakt.....	56
8.2.4	Potrubí	56
8.2.5	Přepřňování.....	57
8.2.6	Tlumič hluku výfuku	58
8.2.7	Ostatní komponenty.....	58
9	Matematický model.....	59
9.1	Sériový motor.....	59
9.1.1	Válcová jednotka	60
9.1.2	Model sacího traktu	61
9.1.3	Model výfukového traktu	63
9.1.4	Vnější otáčková charakteristika modelu sériového motoru.....	65
9.2	Analytické určení délek částí výfukového potrubí	66
9.3	Konstrukční omezení	67
9.4	Konstrukční varianty A - pro MČH.....	68
9.4.1	Dvojice spojovacích potrubí (3-1, 3-1).....	69
9.4.2	Jednoduché spojovací potrubí (3-2-1-2-3)	70
9.4.3	Porovnání výsledků	71
9.5	Konstrukční varianty B - pro Hobby podniky	72
9.5.1	Dvojice spojovacích potrubí (3-1, 3-1).....	73
9.5.2	Jednoduché spojovací potrubí (6-1)	74
9.5.3	Porovnání výsledků	75
9.6	Zhodnocení výsledků a výběr nejvhodnějších variant.....	75
9.7	Pulse kolektor.....	77



9.7.1	Expanzní poměr	77
9.7.2	Varianta pro MČH	77
9.7.3	Varianta pro hobby podniky	78
9.7.4	Zhodnocení výsledků	79
9.8	Tlumič hluku	79
9.8.1	Matematický model s tlumičem hluku	80
9.8.2	Výsledky simulace prvotního modelu	81
9.8.3	Výsledky simulace po korekci délky	82
10	Experimentální tlumič hluku	83
10.1	Konstrukce	83
10.1.1	Hlavní vnější plášť	83
10.1.2	Posuvný element	84
10.1.3	Přední čelo tlumiče	84
10.1.4	Perforovaná trubka	84
10.1.5	Zadní čelo tlumiče	84
10.1.6	Absorpční materiál	84
10.2	Měření	85
10.2.1	Měření podle metodiky NSŘ	86
10.2.2	Kontrolní měření pro různé otáčky	87
10.3	Zhodnocení výsledků	88
11	Konstrukce	89
11.1	Modely vstupních komponent	89
11.2	Model varianty A	89
11.3	Tlumič hluku	90
11.4	Porovnání hmotnosti	90
12	Měření vnější otáčkové charakteristiky	92
12.1	Varianta A – pro závody MČH	92
12.2	Sériový výfuk	93
12.3	Porovnání sériového výfuku a varianty „A“	93
12.4	Ostatní veličiny	94
	Závěr	95
	Seznam použitých zkratk a symbolů	99



ÚVOD

V této diplomové práci se budu zabývat návrhem a optimalizací výfukového systému pro 6 válcový motor BMW M20B20. Vůz BMW E30, osazený tímto motorem, vzniká v dílně N. H. BMW rallye týmu od září roku 2014 s cílem účastnit se amatérských i profesionálních závodů rallye historických automobilů v České republice.

Pro přestavbu na závodní speciál jsme zvolili variantu 320i kupé. Motor o objemu 2 litry jsme vybrali z důvodu dobrého poměru výdrž/výkon a také kvůli předpisům týkajících se bezpečnostního rámu. Tyto předpisy stanovují, že pro vozy s motory o objemu nad 2 litry nebo motory přepřítanými je nutné nechat vyrobit bezpečnostní rám u autorizované firmy. Kvůli omezenému rozpočtu si ale bezpečnostní rám budeme vyrábět sami.

Motivací ke stavbě závodního vozu je dlouholetý zájem o automobilové závody, který se v naší rodině pěstuje již od dětství. Výfukový systém je jednou z mála částí motoru, jakou umožňují pravidla do větší míry změnit, rozhodl jsem se tedy, že v souladu s předpisy navrhnu nový výfukový systém a pokusím se tak zlepšit momentové a výkonové parametry našeho vozu.

Nejprve bude nutné seznámit se s teorií, týkající se konstrukce, akustiky a proudění ve výfukových systémech motorových vozidel. Poté bude vytvořen matematický model odpovídající sériovému motoru, který bude použit jako výchozí model pro simulace závodních výfukových systémů. Rád bych se dostal i ke konečné realizaci alespoň jedné výsledné varianty mnou navrženého potrubí a následnému porovnání se sériovým výfukovým systémem na válcové zkušebně.



1 VÝFUKOVÝ SYSTÉM

Hlavním účelem výfukového systému vozidel je odvod spalin z pracovního prostoru válce. V počátcích vývoje spalovacích motorů se na výfukový systém pohlíželo pouze jako na „odpadní potrubí“. Výfukový systém tedy sloužil především k tomu, aby spaliny neznečišťovaly motorový prostor nebo posádku vozidla a byly bezpečně odvedeny mimo vozidlo. Na hladinu hluku taktéž nebyl kladen velký důraz. Až s postupem času se zjistilo, že správnou konstrukcí se dá příznivě ovlivnit průběh výkonových a momentových charakteristik motoru. S rostoucím počtem motorových vozidel se začaly zpříšňovat legislativní předpisy upravující hladinu hluku a poté i povolené množství škodlivých látek ve výfukových plynech.

1.1 ČÁSTI

Výfukový systém moderních automobilů se skládá z výfukových kanálů, sběrného potrubí, kolektoru, spojovacích potrubí, tlumiče hluku a koncovky. Pro redukci škodlivin bývá ve výfukovém traktu instalován systém recirkulace výfukových plynů, katalyzátor nebo filtr pevných částic (pro vznětové motory). Se zpříšňujícími se emisními normami se ale budeme moci v blízké době setkat s filtry pevných částic u zážehových a s katalyzátory u vznětových motorů. S nastupujícím trendem přepřínování a downsizingu se nedílnou součástí výfukového traktu stává také turbínová část turbodmychadla.

1.1.1 VÝFUKOVÉ KANÁLY

Výfukové kanály se nacházejí v hlavě válců a jsou kritickým místem výfukového traktu z hlediska místních ztrát proudění plynů. Jejich úkolem je co nejrychleji odvést spaliny z pracovního prostoru mimo motor. Konstrukčním požadavkem je minimalizace tepelných ztrát při průtoku spalin. S vývojem výrobních technologií v oblasti přesného lití se výfukové kanály spojují již v hlavě motoru a odpadá tak nutnost použití sběrného potrubí. Konstrukce výfukových kanálů je dána výrobcem a při úpravách motoru se jejich tvar téměř nedá změnit. Jednou z možností úpravy kanálů pro zvýšení výkonu motoru je leštění povrchu.



Obr. 1.1 Řez hlavou motoru M20 B20 (B23)[16]

1.1.2 SBĚRNÉ POTRUBÍ

Pokud nejsou výfukové kanály spojeny přímo v hlavě válců, navazuje na ně sběrné potrubí. Jeho úkolem je sloučit proudy výfukových plynů jednotlivých válců do jednoho, popřípadě



více spojovacích potrubí. Po kanálech se jedná o nejdůležitější část z hlediska vlivu na průběh výkonu a točivého momentu. Pro dosažení nejvyššího výkonu by měla být sběrná potrubí všech válců stejně dlouhá, bez ostrých ohybů a skokových změn průřezu. Vhodné je, aby byl také vnitřní povrch sběrného potrubí co nejhladší.



Obr. 1.2 Litinové sběrné potrubí motoru M20 B20

1.1.3 KOLEKTOR

Kolektor je místo spojení více potrubí. Pulse kolektor je typ kolektoru, kde se potrubí po styku zúží na menší průměr, než je průměr následujícího potrubí, a vytvoří tak dýzu. Poté průměr postupně roste až na hodnotu průměru následujícího potrubí. Použitím dýzy dochází ke zlepšení proudění ve sběrném potrubí. U automobilů se v sériovém provedení však s touto úpravou výfukového traktu nesečkáme, nalézt ji můžeme především u úpravců motocyklových výfuků. V literatuře této součásti není věnována přílišná pozornost, pro účely své diplomové práce bych se jí rád zabýval blíže.



Obr. 1.3 Kolektor ve výfukovém potrubí



1.1.4 SPOJOVACÍ POTRUBÍ

Spojovací potrubí slouží k odvodu spalin z místa kolektoru k tlumiči hluku. Je konstrukčně nejjednodušší součástí výfukového traktu. Stejně jako u ostatních částí výfukového systému i rozměry spojovacího potrubí ovlivňují výkonové charakteristiky motoru.

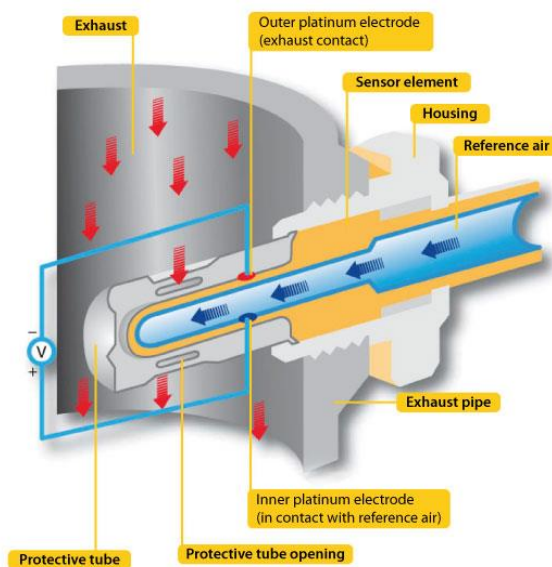


Obr. 1.4 Spojovací potrubí a katalyzátor sériového výfukového potrubí BMW

1.1.5 LAMBDA SENZOR

Automobily vybavené elektronickým vstřikováním paliva jsou vybaveny snímačem zbytkového kyslíku ve výfukových plynech. Tato zpětná vazba zajišťuje správný (stechiometrický) směšovací poměr pro dokonalé spalování a správnou funkci katalyzátoru.

Hlavní částí lambda sondy je keramická trubička s oxidem zirkonia nebo titanu. Při zahřátí na provozní teplotu se keramická matrice stává vodivou. Vnější plášť je oplachován proudem výfukových plynů, vnitřní povrch je v kontaktu s atmosférou. Díky rozdílným koncentracím O_2 se na obou površích objevují různá napětí U . Hodnoty tohoto napětí jsou odesílány řídicí jednotce, která vyhodnocuje bohatost směsi a upravuje množství vstřikovaného paliva.



Obr. 1.5 Schematický řez lambda sondou [17]



1.1.6 TROJCESTNÝ KATALYZÁTOR

Výfukové plyny obsahují vlivem nedokonalého spalování některé nežádoucí látky. Patří mezi ně především nespálené uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO_x) a oxid uhelnatý (CO). Tyto látky mají nepříznivý vliv na živé organismy, přičemž některé z nich působí přímo, některé nepřímo. Nepřímé škodlivé účinky mají oxidy dusíku, tvořící v atmosféře slabé dusíkaté kyseliny. Ta ve formě kyselých dešťů ničí lesní porosty. Přímý vliv na lidské zdraví mají především nespálené uhlovodíky, které působí na živé organismy karcinogenně. Oxid uhelnatý se vyznačuje 200 krát lepší afinitou na krevní hemoglobin než kyslík. Při nadýchání oxidu uhelnatého dojde k udušení, je tedy silně toxický. Znakem správného spalování je množství zbytkového kyslíku (O_2) ve výfukových plynech.

Kvůli redukci těchto nežádoucích látek bývá ve výfukovém traktu automobilů zařazen katalyzátor, který několikanásobně urychluje chemické reakce. Nosičem katalyzačních látek je zpravidla jemná keramická nebo ocelová matrice. V první části katalyzátoru, kde působí platino-rhodiumové katalyzační činidlo, dochází ke štěpení NO_x na N_2 a O_2 . Ve druhé, platino-paládiové části katalyzátoru, dochází ke slučování O_2 , HC a CO. Tyto látky vytvářejí nejedovatý oxid uhličitý (CO_2) a vodu (H_2O). Pro správnou funkci katalyzátoru je nutná správná teplota povrchu (300 – 600 °C), kvůli požadavku rychlého zahřátí se tedy řadí co nejbližší sběrnému potrubí.



Obr. 1.7 Schematický řez katalyzátorem [18]

1.1.7 TLUMIČ HLUKU

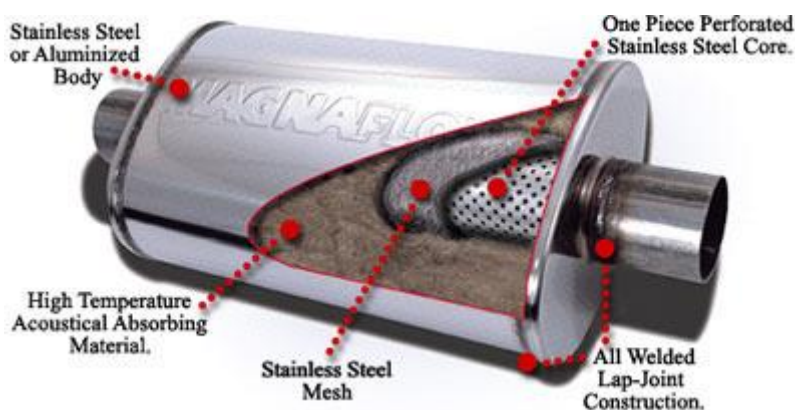
Úkolem tlumiče hluku je snížení hladiny hluku, generované prací motoru. Tlumiče se dělí podle konstrukce na tlumiče absorpční, reflexní a interferenční. U osobních automobilů se nejčastěji používá tlumič kombinovaný, který využívá kombinace výše uvedených řešení.



1.1.7.1 ABSORPČNÍ TLUMIČ

Principem funkce absorpčního tlumiče je přeměna energie akustické na jinou formu energie. Tělo tlumiče je vyplněno absorpčním médiem, které pohlcuje zvukové vlny a přeměňuje je na teplo. Z toho vyplývají vysoké nároky na tepelnou odolnost použitého absorpčního materiálu. Mezi nejpoužívanější tlumicí materiály patří keramické a ocelové vlny. Největším problémem tohoto typu tlumiče hluku je postupné „vypalování“ tlumicí vlny, což má za následek snížení účinnosti tlumení. Jednou z hlavních výhod tohoto tlumiče je minimalizace odporů procházejících plynů, takže nedochází k výrazným ztrátám výkonu. Další výhodou je pokrytí širokého frekvenčního spektra.

Absorpční tlumič nachází největší uplatnění u motocyklů, ale můžeme jej nalézt ve výfukových traktech současných rallyových speciálů.



Obr. 1.8 Absorpční tlumič hluku [19]

1.1.7.2 REFLEXNÍ TLUMIČ

Reflexní tlumič pracuje na principu odrazu tlakové vlny. Při vhodně zvolené délce tlumiče se původní a odražená vlna vzájemně vyruší. Délka tlumiče se volí jako lichý násobek čtvrtiny vlnové délky. Z tohoto předpokladu ale vyplývá dobrá účinnost pouze v úzkém frekvenčním spektru. Výhodou tohoto typu tlumiče je velmi dobrá tepelná odolnost.

Použití nalézá především ve výfukových systémech nákladních automobilů, které mají v porovnání s automobily osobními menší otáčkové spektrum.



Obr. 1.9 Reflexní tlumič hluku [20]

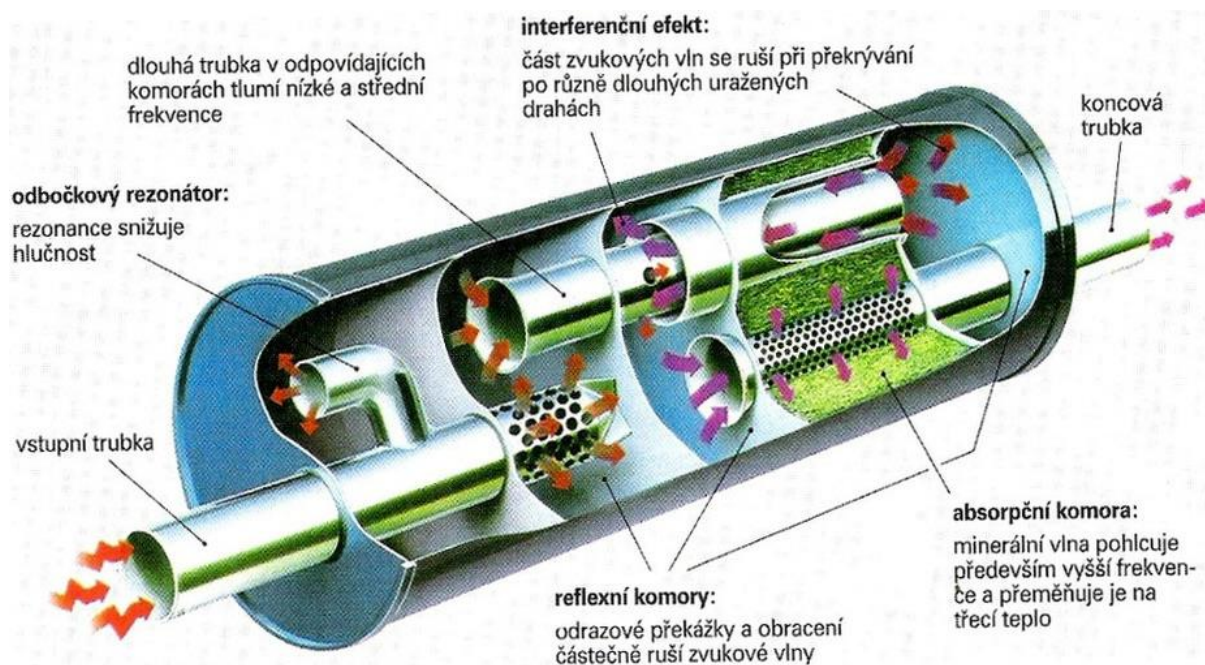


1.1.7.3 INTERFERENČNÍ TLUMIČ

U tohoto typu tlumiče je proud spalin rozdělen do více potrubí s různými délkami, které se následně spojí a tlakové vlny se následkem fázového posunu vyruší. Princip je tedy podobný jako u reflexního tlumiče, z čehož vyplývá dobré tlumení pouze pro určité frekvence.

1.1.7.4 KOMBINOVANÝ TLUMIČ

Využívá kombinace předchozích typů tlumičů hluku. Jako první je obvykle zařazen reflexní tlumič, díky své dobré tepelné odolnosti. Na konci bývá obvykle instalován tlumič absorpční, který pokrývá širší frekvenční spektrum. Interferenční tlumič se dá použít na spojovacím potrubí i přímo v těle tlumiče hluku.



Obr. 1.10 Kombinovaný tlumič hluku [21]

1.1.8 KONCOVKA

Koncovka je poslední a zpravidla jedinou viditelnou částí výfukového traktu. Proto se u některých automobilů v současnosti přikládá jistý význam jejímu vzhledu. Na trhu můžeme nalézt množství „laděných“ koncovek, jejich hlavní funkcí je ale pouze vylepšení vzhledu vozidla, na výkonové charakteristiky nemají znatelný vliv. V ideálním případě by koncovka měla být opatřena bezodporovým zakončením ve formě rádiusu, eliptického oblouku nebo jiné vhodné křivky. Nevhodné je zakončení v podobě ostré hrany.



1.2 MATERIÁLY

Nejzásadnějším požadavkem na materiálové vlastnosti všech částí výfukového systému je dobrá odolnost vůči vysokým teplotám. Mezi další potřebné vlastnosti patří dobrá odolnost vůči korozi a nízká měrná hmotnost, která nabývá významu především v závodních aplikacích.

1.2.1 LITINA

Nejvíce používaným materiálem na výrobu sběrného výfukového potrubí ve velkosériové výrobě je litina. Vyznačuje se dobrou odolností vůči korozi a lépe tlumí vibrace. Pro utěsnění spoje mezi hlavou válců a přírubou sběrného potrubí se zpravidla používá profilované plechové těsnění. Sběrná potrubí vyrobená z litiny bývají zpravidla krátká, pro zlepšení plnění s využitím dynamiky plynů tedy příliš vhodná nejsou. Sběrné potrubí z litiny se vyznačuje kompaktností prostorového uspořádání, plynoucí z použité technologie výroby, tedy odlévání. Proto je většinou potlačen základní požadavek stejné délky všech větví.

1.2.2 ŽÁRUPEVNÁ OCEL

Sběrné výfukové potrubí ze žárupevných ocelí nalezneme především u závodních automobilů a na motocyklech. Žárupevná ocel dovoluje použití tenkostěnných trubek různých tvarů, je tedy jednodušší navrhnout sběrné potrubí tak, aby byly všechny větve stejně dlouhé. Jednotlivé větve jsou spojeny svařováním v ochranné atmosféře. Z žárupevných ocelí se také vyrábějí spojovací potrubí.

1.2.3 SPECIÁLNÍ SLITINY

Do této kategorie patří především titan a jeho slitiny. Výhodou titanu je velmi malá měrná hmotnost, nevýhodou vysoká cena. Proto titanové části výfukového potrubí používají profesionální závodní týmy, které mají potřebné finanční prostředky. S použitím titanových potrubí se můžeme setkat například u monopostů Formule 1.

1.2.4 KOMPOZITNÍ MATERIÁLY

Kompozitní materiály nacházejí využití u výrobců laděných motocyklových výfuků na výrobu plášťů tlumičů hluku. Zde je kladen velký důraz na nízkou hmotnost výfukové soustavy. U motocyklu se výfuková soustava na celkové hmotnosti stroje podílí řádově vyšší měrou než u automobilu. Snahou konstruktérů je tedy maximální snížení hmotnosti všech částí. Dalším faktorem je umístění tlumiče výfuku. Ten bývá v některých případech připevněn nad zadním kolem, což je vzhledem k těžišti motocyklu nevýhodná poloha. Je tedy vhodné, aby měl tlumič co nejnižší hmotnost.



Obr. 1.11 Tlumiče hluku s pláštěm z kompozitních materiálů



2 TEORIE PROUDĚNÍ

Pohyb tekutiny (kapaliny nebo plynu) obecně nazýváme prouděním.

2.1 ROZDĚLENÍ PROUDĚNÍ

Podle fyzikálních vlastností kapaliny dělíme proudění tekutiny na dva základní typy, a to proudění ideální a reálné kapaliny.

2.1.1 PROUDĚNÍ IDEÁLNÍ KAPALINY

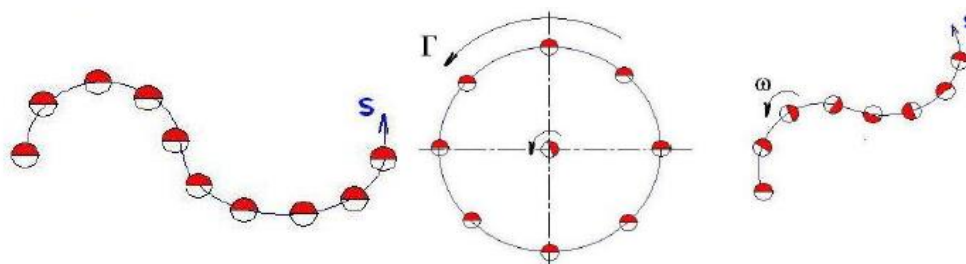
Ideální kapalina je nestlačitelná, bez vnitřního tření. Pro tyto kapaliny rozeznáváme dva typy proudění.

2.1.1.1 POTENCIÁLNÍ PROUDĚNÍ

Prvním typem je proudění nevířivé (potenciální), které se vyznačuje přímočarým nebo křivočarým pohybem částic bez rotace kolem vlastní osy. Mezi potenciální proudění patří i potenciální vír, kdy částice rotují kolem vřového vlákna, přičemž je natočení částice kolem osy rovno natočení kvůli zakřivení trajektorie. Ideální kapalina v převážné většině případů proudí potenciálně.

2.1.1.2 VÍŘIVÉ PROUDĚNÍ

Opakem potenciálního proudění je vířivé proudění. Zde konají částice krom přímočarého nebo křivočarého pohybu navíc rotační pohyb kolem své osy. Tento typ proudění vzniká v místech s vysokým gradientem rychlosti, například v místě obtékání koutů.



Obr. 6.5 Potenciální proudění

Obr. 6.6 Potenciální vír

Obr. 6.7 Vířivé proudění

Obr. 2.1 Typy proudění ideální kapaliny[15]

2.1.2 PROUDĚNÍ REÁLNÉ KAPALINY

Reálné kapaliny se od ideálních odlišují vnitřním třením kapaliny a objemovou stlačitelností. Objemová stlačitelnost je však v praxi dostatečně malá, takže ji při běžných výpočtech můžeme zanedbat. Potom mluvíme o skutečné nestlačitelné kapalině. Proudění skutečných kapalin v potrubích daného průřezu můžeme rozdělit podle rychlostního profilu a Reynoldsova čísla na turbulentní a laminární.

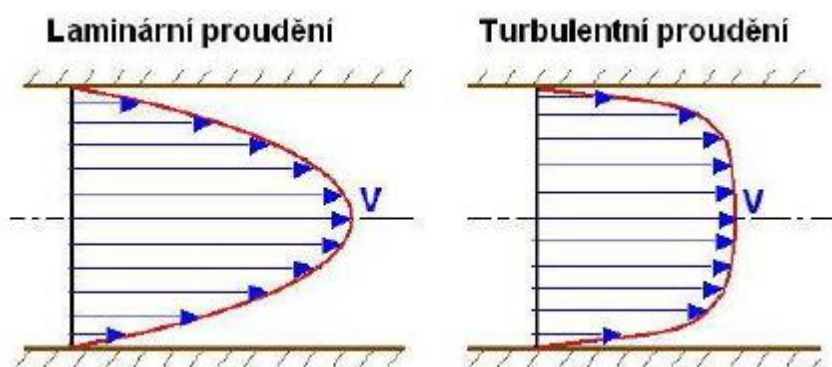


2.1.2.1 LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

Laminární proudění se vyznačuje pohybem částic ve vrstvách, a to pouze ve směru kolmém k průřezu, částice se tedy po průřezu nepřemísťují. V případě 1-D proudění je rychlostním profilem laminárního proudění rotační paraboloid, ve středu průřezu mají tedy částice rychlost maximální, na krajích nulovou.

2.1.2.2 TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

Pro případ turbulentního proudění se rychlost pohybu částic skládá ze dvou složek. Vektor postupné složky rychlosti je rovnoběžný se směrem proudění. Druhou složkou rychlosti v případě turbulentního proudění je flukuační rychlost. Jedná se o rychlost, kterou se částice přemísťují po průřezu, a může měnit velikost i směr.



Obr. 2.2 Typy proudění reálné kapaliny [15]

2.2 PROUDĚNÍ VE VÝFUKOVÉM TRAKTU

Pokud uvažujeme reálnou kapalinu s nezanedbatelným vnitřním třením, vznikají při proudění takovéto kapaliny vlivem vnitřních třecích sil hydraulické ztráty. Tyto ztráty se dělí na ztráty po délce a místní. Při návrhu výfukového systému se snažíme hydraulické ztráty maximálně eliminovat, aby nedocházelo ke zbytečné ztrátě výkonu.

2.2.1 HYDRAULICKÉ ZTRÁTY PO DÉLCE

Do této kategorie patří ztráty způsobené třením kapaliny o stěny potrubí. Třecí ztráty můžeme spočítat podle vzorce (1.) [15]

$$Y_{zt} = \lambda \frac{Lv^2}{2D_h} \text{ [Jkg}^{-1}\text{]} \quad (1.)$$

Kde:

Y_{zt}	[J.kg ⁻¹]	jsou délkové (třecí) ztráty
λ_m	[-]	je ztrátový třecí součinitel
L	[m]	je délka potrubí
v	[m.s ⁻¹]	je rychlost proudění v potrubí
D_h	[m]	je hydraulický průměr potrubí



Ztrátový součinitel λ je funkcí Reynoldsova čísla a relativní drsnosti potrubí. Hydraulický průměr potrubí se rovná skutečnému průměru pouze v případě kruhového průřezu potrubí, v ostatních případech jde o charakteristický rozměr dané plochy. Ze vzorce (1.) plyne, že třecí ztráty jsou přímo úměrné délce potrubí, rychlosti proudění a ztrátovému třecímu součiniteli. Klesají se vzrůstajícím dvojnásobkem průměru potrubí.

2.2.2 MÍSTNÍ HYDRAULICKÉ ZTRÁTY

Tyto ztráty jsou spojeny s geometrií daného místa potrubí. Jsou způsobeny setrvačnými silami v důsledku změny směru pohybu částic kapaliny a následným vznikem vírů nebo odtržením proudu kapaliny. Dělí se na ztráty změnou směru proudění a ztráty skokovou nebo postupnou změnou průřezu potrubí.[15]

$$Y_{zm} = \xi_m \frac{v^2}{2} [Jkg^{-1}] \quad (2.)$$

Kde:

Y_{zm}	[J.kg ⁻¹]	jsou místní ztráty
ξ_m	[-]	je místní ztrátový součinitel
v	[m.s ⁻¹]	je rychlost proudění v potrubí

Pro určení místního ztrátového součinitele neexistují empirické vztahy, určuje se experimentálně. V případě místních ztrát ovlivňují obě proměnné výslednou hodnotu přímo úměrně, ztráty tedy rostou jak s rostoucím součinitelem místních ztrát, tak s druhou mocninou rychlosti.

2.2.2.1 ZTRÁTY V ZAKŘIVENÍ POTRUBÍ

Ztráty vlivem zakřivení potrubí vznikají v ohybech potrubí, kdy se částice kapaliny vlivem setrvačných sil přemísťují po průřezu od vnějšího okraje potrubí k vnitřnímu a zpět. Dochází zde ke vzniku vírů, které brání proudění ve směru střednice daného potrubí.

2.2.2.2 ZTRÁTY V MÍSTĚ SKOKOVÉHO ZVĚTŠENÍ PRŮŘEZU POTRUBÍ

Při skokovém nárůstu průřezu potrubí dochází těsně za tímto místem k tvorbě vírů. Proudící kapalina kvůli setrvačným silám rozšiřuje průřez hlavního proudu postupně, za ostré hrany tento proud nezateká. Z rovnice kontinuity plyne, že v místě většího průřezu narůstá tlak kapaliny, ale klesá rychlost proudění.

2.2.2.3 ZTRÁTY V MÍSTĚ SKOKOVÉHO ZMENŠENÍ PRŮŘEZU POTRUBÍ

Na rozdíl od náhlého zvětšení průřezu v případě jeho zmenšení dochází k odtržení proudu před i po změně průřezu potrubí. Z toho plyne, že ve výsledku je tento případ z hlediska místních ztrát horší než náhlé zvětšení průřezu potrubí. V části potrubí s menším průřezem roste rychlost proudění a klesá tlak kapaliny.

2.2.2.4 ZTRÁTY V MÍSTĚ POSTUPNÉ ZMĚNY PRŮŘEZU POTRUBÍ

V případě postupného zvětšování průřezu jsou hydraulické ztráty v potrubí znatelně menší než v případě jeho skokové změny. Pro malé úhly rozevření (do 8°) si rychlostní profil zachovává své vlastnosti. Při větších rozevřeních se proud kapaliny začíná odtrhávat od stěny,



na které je nižší rychlost proudění. Zde poté dochází ke tvorbě vírů, důsledkem čehož rostou hydraulické ztráty.

2.2.3 HYDRAULICKÉ ZTRÁTY VE VÝFUKOVÉM TRAKTU

Vzhledem ke konstrukčním omezením daným pravidly soutěže a konstrukcí vozidla jsou v případě délkových ztrát pouze dva z faktorů ovlivnitelné. Jedná se o průměr potrubí, který by měl být z hlediska hydraulických ztrát co největší. Tento požadavek se ale střetává s prostorovými omezeními ve vozidle a také s požadavkem na zachování určitého tlakového spádu ve výfukovém potrubí, který při zvolení příliš velkého průměru potrubí klesá. Druhým ovlivnitelným faktorem, který ovlivňuje hydraulické třecí ztráty, je relativní drsnost potrubí. Proto v závodních aplikacích můžeme často narazit na leštění sacích i výfukových kanálů.

Z hlediska místních ztrát je hlavním ovlivnitelným faktorem ztrátový součinitel, je tedy vhodné se při konstrukci vyhnout ohybům s malými rádiusy a skokovým změnám průřezu. Pro snížení místních ztrát by minimální rádius ve výfukovém traktu neměl přesáhnout jeden a půl násobek průměru daného potrubí. Rychlost proudění v potrubí je ovlivnitelná průměrem daného potrubí. S rostoucím průměrem rychlost proudění klesá, klesají tedy i místní ztráty.

Především ve vrcholovém motorsportu se setkáváme s precizním výrobním zpracováním celého výfukového traktu ať už po stránce drsnosti vnitřního povrchu, nebo zakřivení potrubí a spojení jednotlivých větví.



3 AKUSTIKA

Akustika je vědní obor, zabývající se zvukovým vlněním. Zkoumá jeho vznik, přenos a vnímání lidským sluchem.

3.1 ZÁKLADNÍ POJMY

3.1.1 ZVUK

Zvuk je mechanické vlnění částic pružného prostředí, šířící se konečnou rychlostí, které zaznamená lidské ucho. Jedná se o vlnění v rozmezí frekvencí 16 – 20 000 Hz. Vlnění o nižších frekvencích než 16 Hz nazýváme infrazvuk, vlnění o vyšších frekvencích než 20 kHz jsou označovány jako ultrazvuk.

3.1.2 HLUK

Za hluk pokládáme každý nežádoucí zvuk. Do této kategorie řadíme zvuky rušivé, nepříjemné nebo přímo zdraví ohrožující. Limity hladiny hluku jsou stanoveny normami a legislativou v závislosti na příslušné aplikaci.

3.1.3 HLADINA VELIČINY

Veličiny měřené v akustice se mohou v praxi řádově měnit. Dekadická stupnice by pro vyjadřování závislostí tedy byla nevhodná. Lidské ucho jako přijímač zvuku funguje logaritmicky, abychom mohli vnímat dostatečně citlivě i slabé zvukové signály, ale zároveň byli chráněni před zvuky o vysoké intenzitě. Proto se akustické veličiny zobrazují v logaritmickém měřítku a zavádí se pojem hladina veličiny. Hladiny veličin se používají, pokud danou hodnotu vyjadřujeme jako logaritmus poměru hodnoty sledované veličiny k hodnotě referenční.

3.2 VELIČINY V AKUSTICE

3.2.1 AMPLITUDA

Amplituda A [m] je maximální výchylka kmitajícího bodu nebo soustavy od rovnovážné polohy.

3.2.2 PERIODA

Perioda T [s] značí dobu, za kterou soustava dokončí jeden cyklus opakujícího se děje.

$$T = \frac{1}{f} \text{ [s]} \quad (3.)$$

Kde:

f [Hz] je frekvence

3.2.3 FREKVENCE

Frekvence f [Hz] je převrácenou hodnotou amplitudy. Vyjadřuje počet cyklů daného periodického děje, které proběhnou za jednotku času.



3.2.4 VLNOVÁ DÉLKA

V případě postupného periodického vlnění označuje vlnová délka λ [m] nejkratší vzdálenost mezi dvěma body, kmitajícími ve stejné fázi. Jiná definice formuluje vlnovou délku jako vzdálenost, jakou signál zdolá za čas jedné periody.

$$\lambda = c \cdot T \quad [m] \quad (4.)$$

Kde:

c [m.s⁻¹] je rychlost zvuku v daném médiu
 T [s] je perioda

3.2.5 AKUSTICKÁ RYCHLOST

Akustická rychlost v_a [m.s⁻¹] je rychlost kmitání částic kolem rovnovážné polohy zapříčiněná akustickým tlakem.

3.2.6 AKUSTICKÝ TLAK

Akustický tlak p [Pa] vyjadřuje poměr mezi okamžitou hodnotou tlaku v daném místě zvukového pole a hodnotou referenční, kterou je hodnota atmosférického tlaku. Lidské ucho je schopno vnímat akustický tlak $2 \cdot 10^{-5}$ Pa, což je v porovnání s atmosférickým tlakem (100 kPa) hodnota zanedbatelná.

3.2.7 AKUSTICKÝ VÝKON

Akustický výkon P [W] vypovídá o celkové akustické energii vyzářené zdrojem zvuku nebo procházející kontrolní plochou.

3.2.8 HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Hladina akustického tlaku L_p [dB] je logaritmická veličina, udávající o kolik je hodnota tlaku vyšší než jeho referenční hodnota. Musí být vztažena k určité frekvenci. Podává informaci o daném místě zvukového pole a je závislá na vzdálenosti od zdroje zvuku a orientaci přijímače.[33]

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad [dB] \quad (5.)$$

Kde:

p [Pa] je okamžitý akustický tlak
 p_0 [Pa] je referenční akustický tlak

Pro prahovou hodnotu akustického tlaku $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa je ekvivalentní hodnota hladiny akustického tlaku $L_p = 0$ dB.



3.2.9 HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Hladina akustického výkonu L_P [dB] je veličina, popisující vlastnosti zdroje zvuku. Udává, o kolik je daná hodnota výkonu vyšší než referenční hodnota. Stejně jako hladina akustického tlaku, i hladina akustického výkonu se udává v logaritmickém měřítku. Jednotkou hladiny akustického výkonu je také decibel [dB]. [33]

$$L_P = 10 \log \frac{P}{P_0} \text{ [dB]} \quad (6.)$$

Kde:

P [W] je okamžitý akustický výkon
 P_0 [W] je referenční akustický výkon

3.2.10 RYCHLOST ŠÍŘENÍ ZVUKU V PLYNECH

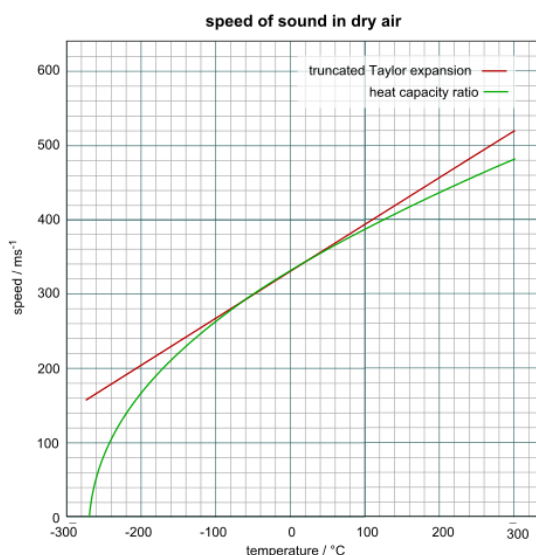
Rychlost šíření zvuku c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] v plynech je závislá na typu plynu a na teplotě. Pro výpočet rychlosti zvuku v suchém vzduchu můžeme použít zjednodušený vzorec (5.), který lze s dostatečnou přesností aplikovat při teplotách (-100 až 100 °C).[27]

$$c = 331,8 + 0,6t \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (7.)$$

Kde:

t [°C] je teplota vzduchu

Pro teplotu vzduchu $t = 20$ °C je rychlost zvuku v suchém vzduchu $c = 343,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.



Obr. 3.1 Průběh rychlosti zvuku v suchém vzduchu v závislosti na teplotě [27]



V analytické části výpočtu délky výfukového potrubí budu potřebovat znát rychlost zvuku ve spalínách. Pro tento výpočet je vhodný vzorec (6.), protože zohledňuje složení výfukových plynů.

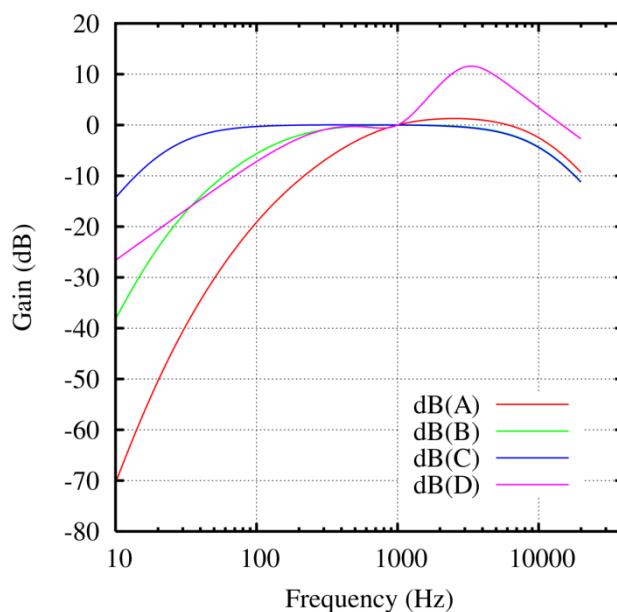
$$c = \sqrt{\gamma r T} [m \cdot s^{-1}] \quad (8.)$$

Kde:

γ	[1]	je Poissonova rychlost
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	je měrná plynová konstanta
T	[K]	je termodynamická teplota vzduchu

3.3 VÁHOVÉ FILTRY

Při měření hladin akustického tlaku se používají váhové filtry. V závislosti na použitém filtru se zvýrazňují, nebo naopak potlačují určité frekvence. Charakteristice lidského ucha jako přijímače nejlépe odpovídá váhový filtr dB(A). Pro různé aplikace se ale dají volit jiné váhové filtry.



Obr. 3.2 Křivky váhových filtrů pro měření hladin hluku[36]



3.4 RMS

Při porovnávání celkového hluku vyzařovaného zdrojem se používá střední hodnota RMS (root mean square). Pro výpočet RMS hodnoty ve frekvenční doméně platí vzorec:[30]

$$RMS\{x[n]\} = \sqrt{\sum_m \left| \frac{x[m]}{N} \right|^2} \quad (9.)$$

Kde:

x	[-]	je sledovaná veličina
N	[-]	je počet vzorků



4 REZONANČNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Pro zlepšení plnicí účinnosti motoru lze využít rezonančních jevů v sacím a výfukovém traktu. Po otevření ventilu vzniká vlivem tlakového spádu mezi spalovacím prostorem a okolím v daném potrubí tlaková vlna. V případě sacího potrubí se jedná o podtlakovou vlnu, ve výfukovém traktu o vlnu přetlakovou.

4.1 DRUHY PŘEPLŇOVÁNÍ

4.1.1 REZONANČNÍ POTRUBÍ

Tlakové vlny se šíří potrubím rychlostí zvuku, která se v případě plynů mění v závislosti na teplotě. Pokud vlna narazí na skokovou změnu průřezu nebo na vyústění potrubí do okolního prostředí, odrazí se zpět. Pokud se v potrubí nachází skokové zmenšení průřezu, vlna se odrazí zpět se stejnou fází. Přetlaková vlna se tedy odrazí jako přetlaková. V případě, že v potrubí dojde ke skokovému zvětšení průřezu, tlaková vlna se odrazí s opačnou fází. Za skokové zvětšení průřezu se pokládá i vyústění daného potrubí do atmosféry.

Takto odražených tlakových vln se využívá ke zlepšení plnění válců. Pokud dorazí přetlaková vlna ze sacího potrubí k sacímu ventilu před jeho zavřením, dojde vlivem dynamiky proudícího vzduchu k částečnému přeplnění. V případě výfukového potrubí se jedná o vlnu podtlakovou, která má za úkol při stříhu ventilů vysát z pracovního prostoru válce zbytkové spaliny a pomoci naplnit válec čerstvou směsí.

Rezonančního potrubí se často využívá v motorsportu, protože sériové výfukové systémy bývají zpravidla konstruovány především s ohledem na ekonomičnost výroby a splnění emisních a hlukových limitů. Vliv na výkonové parametry motoru ustupuje v sériově vyráběných vozech do pozadí.

4.1.2 HELMHOLTZŮV REZONÁTOR

Při rozkmitání objemné nádoby s úzkým hrdlem začne plyn v ní oscilovat vlastní frekvencí. Tento jev nazýváme Helmholtzova rezonance. Dá se jej využít pro podpoření efektu rezonančního potrubí paralelním zařazením takovéto nádoby do výfukového systému. Objem a tvar rezonátoru musí být správně navržen, aby se v případě shody frekvence otáček motoru a vlastní frekvence rezonátoru dosáhlo zlepšení plnicí účinnosti.

S použitím paralelního Helmholtzova rezonátoru ve výfukovém traktu se můžeme setkat například u vznětových motorů francouzské firmy PSA ze začátku 90. let 20. století. Jedná se o motory s objemem 1868 cm^3 a kódovým označením WJY/WJZ.



4.2 VÝPOČET DÉLKY VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Analyticky můžeme spočítat ideální délku výfukového potrubí s použitím následujících vstupních veličin a vzorců.[6]

t_v	[s]	je doba návratu tlakové vlny
c_v	[m.s ⁻¹]	je rychlost zvuku ve výfukových plynech
n	[min ⁻¹]	jsou otáčky klikového hřídele
Φ_t	[°]	je úhel natočení klikového hřídele, za který se vlna vrátí zpět
L_v	[mm]	je rezonanční délka výfukového potrubí

Doba návratu tlakové vlny:

$$t_v = \frac{2L_v}{1000c_v} [s] \quad (10.)$$

Úhel návratu tlakové vlny:

$$\Phi_t = t_v \frac{360n}{60} [°] \quad (11.)$$

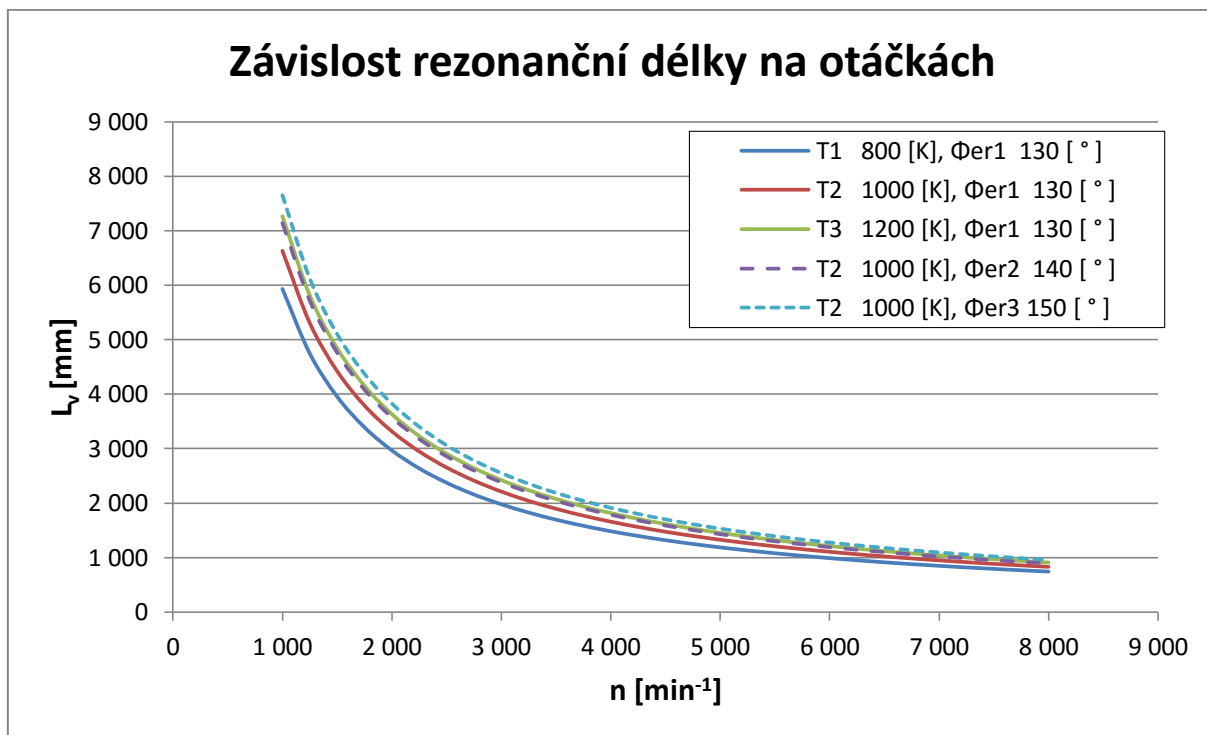
Dosazení rovnice (7.) do (8.)

$$\Phi_t = \frac{2L_v}{1000c_v} 6n [°] \quad (12.)$$

Vyjádření rezonanční délky:

$$L_v = \frac{1000\Phi_t c_v}{12n} [mm] \quad (13.)$$

Z rovnice (13.) vyplývá, že rezonanční délka je přímo úměrná úhlu návratu tlakové vlny a rychlosti zvuku ve spalínách a nepřímo úměrná otáčkám motoru. Při zjednodušeném předpokladu konstantní rychlosti zvuku ve spalínách a konstantního úhlu návratu tlakové vlny se mění rezonanční délka pouze v závislosti na otáčkách motoru. Proto se rezonanční potrubí ladí na určitou oblast otáček, která je závislá na účelu použití daného vozidla nebo požadované momentové charakteristice.



Graf. 4.1 Závislost rezonanční délky výfukového potrubí na otáčkách motoru

Závislosti vyobrazené na grafu 4.1 plnou čarou platí pro hodnotu natočení klikového hřídele v čase návratu tlakové vlny $\Phi_t = 130,00$ [°]. Tyto stavy odpovídají teplotám výfukových plynů $T_{vp} = (800, 1000, 1200)$ [K]. Závislosti vykreslené přerušovanou čarou platí pro teplotu výfukových plynů $T_{vp} = 1000$ [K] a úhly natočení klikového hřídele v čase návratu tlakové vlny $\Phi_t = (140, 150)$ [°].



5 PRAVIDLA PRO HISTORICKÉ ZÁVODNÍ AUTOMOBILY

Výfukový systém historických závodních automobilů je svázán jak pravidly současnými, tak dobovou přílohou J řádů FIA. Současné technické předpisy se týkají především stanovení maximální přípustné hladiny hluku, metodice jejího měření a měření emisí ve výfukových plynech.[34] Dobové přílohy J řádů FIA řeší konstrukční provedení a možné úpravy pro různé skupiny vozů.

Dle přílohy J z roku 1986, kam spadá naše vozidlo, nejsou pro skupinu N povoleny žádné úpravy výfukového traktu. Pro skupinu A jsou povoleny úpravy výfukového systému od sběrného potrubí dále, přičemž je povoleno nahradit tlumič hluku, pokud nedojde k porušení hlukových limitů země, ve které se rallye pořádá.

Pro získání TPHV (technického průkazu historického vozidla), nutného pro účast na profesionálních závodech historických vozidel, je možné upravit pouze část výfuku od sběrného potrubí dále. Pro amatérské závody však dodržení těchto předpisů není nutné. Budu se tedy zabývat návrhem výfukového systému pro profesionální závody i pro hobby podniky.

5.1 HLUK

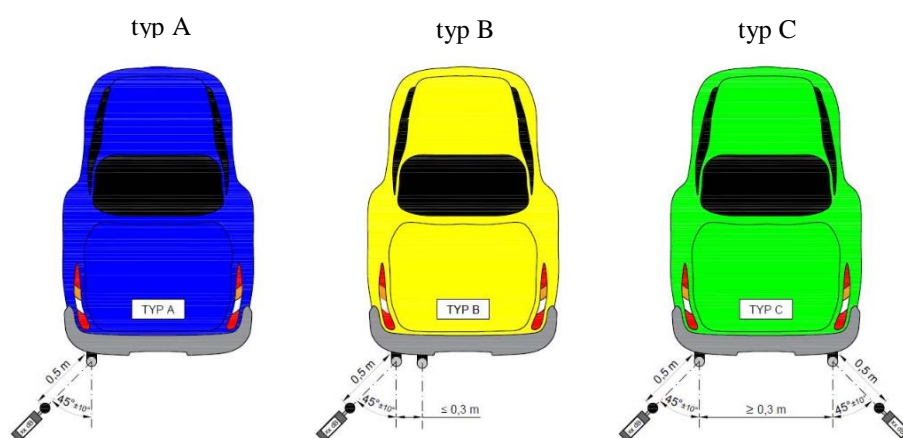
Metodika měření hluku je popsána v kapitole E NSŘ FAS ČR, níže uvedu souhrn důležitých faktů.

Na sportovních podnikcích rallye v České republice je stanovena maximální hladina hluku všech druhů historických automobilů na 96 dB + 2 dB na chybu měření. Otáčky měření jsou stanoveny NSŘ FAS ČR na 75 % otáček maximálně povolených. Touto hodnotou je obvykle $n=3500\text{min}^{-1}$. Překročení limitu hladiny hluku má za následek nepřevzetí vozidla.

Pro měření se použije váhový filtr A s rychlým průměrováním. Měřicí prostor musí být rovný, tichý, s pevným povrchem (asfaltovým nebo betonovým). Nejbližší pevná překážka musí být od půdorysu vozidla vzdálená nejméně 3 m. Měření hluku se provádí za klidu vozidla, s motorem ohřátým na provozní teplotu, odpojeným od hnacích kol, tj. při zařazeném neutrálu. V prostoru měření se smí nacházet pouze řidič a technický komisař.

Snímací zařízení zvukoměru je umístěno 0,5 m od ústí výfuku v totožné horizontální rovině s vertikální odchylkou 45° od osy ústí výfuku. Pokud je výdech výfuku níže než 0,22 m nad zemí, umístí se snímací zařízení do výšky 0,22 m. Maximální povolená odchylka od úhlu 45° ve vertikální rovině je $\pm 10^\circ$. Úhel odklonění 45° se volí ve smyslu od obrysu vozidla, viz obr. 5.1, typ A. V případě, že je ve výfukovém systému více než jeden výstup, použije se pro každý výstup samostatné měřicí zařízení, viz obr. 5.1, typ C. To neplatí, pokud jsou od sebe výstupy vzdáleny méně než 0,3 m. V tom případě se postupuje stejně jako při měření výfuku s jedním výdechem, přičemž se jako referenční považuje výdech vzdálenější od podélné roviny vozidla, viz obr. 66, typ. B.

Za platnou hodnotu měření se považuje nejvyšší hodnota zobrazená na zvukoměru v průběhu stabilizovaných otáček. Náhodné špičky, zřejmě nesouvisející s měřeným hlukem, se zanedbají. Povedou se 3 po sobě jdoucí měření, ze kterých se pro porovnání s předepsaným limitem hladiny hluku vybere nejvyšší hodnota.



Obr. 5.1 Pozice měřicího zařízení v závislosti na různých uspořádáních výfukového systému. [34]

5.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výfukový systém sportovních vozidel musí být dokonale těsný a kromě vyústění koncovky výfuku do atmosféry na něm nesmí být jiné otvory.

Vozidlo musí být vybaveno trvale zapojeným tlumičem hluku, který má dostatečnou životnost. Maximální povolená hladina hluku je uvedena výše.

Zařízení pro volitelné vedení výfukových plynů rozdílnými částmi výfukového systému ani zařízení k přechodnému tlumení hluku nejsou povolena.

Pokud má výfukový systém více koncových částí, nesmí být žádná z nich uzavíratelná přestavitelným víkem, a to ani částečně.

Doplňková tlumicí zařízení v koncové části výfuku, která nejsou přímou součástí tlumiče hluku, se zakazují.

5.3 EMISE

Pro historické automobily vyrobené od 1. 1. 1973 jsou stanoveny maximální emisní limity CO_2 4,5% a HC 1200 ppm.

Ve výfukovém systému sportovních historických automobilů nemusí být instalován katalyzátor.



6 VŮZ BMW E30

Vůz BMW E30 řadíme mezi vozy střední třídy vyráběné v rozmezí let 1982 až 1993. Jedná se o vůz koncepce typické pro automobilku BMW, tedy o vůz s motorem umístěným podélně vpředu a poháněnou zadní nápravou. Tento automobil se vyráběl ve variantách čtyřdveřového sedanu, kombi, kupé, kabrio a sportovní verzi M3.



Obr. 6.1 Vůz BMW 320i E30 kupé

6.1 HNACÍ ÚSTROJÍ

6.1.1 MOTOR

Do modelu E30 automobilka BMW montovala 10 druhů zážehových motorů a 2 druhy motorů vznětových. Vznětové motory použité v tomto voze představovaly řadové šestiválce o objemu 2443 cm³, lišící se způsobem plnění. Verze 324d využívala plnění motoru s přirozeným sáním, verze 324td přeplňování pomocí turbodmychadla. Mezi zážehovými motory zde byly zastoupeny řadové čtyřválce a šestiválce o objemech od 1596 cm³ do 2693 cm³. V závislosti na počtu válců a požadovaném výkonu motoru byly použity systémy rozvodu motoru SOHC a DOHC. Rozvod SOHC nalezneme u čtyřválcových motorů nižších výkonů a u všech motorů šestiválcových. Rozvodový mechanismus DOHC byl použit u čtyřválcových motorů vyšších výkonů, včetně závodních variant pro verzi M3.

6.1.2 PŘEVODOVKA

Ve většině vozů BMW E30 je použita 5stupňová manuální převodovka, na přání však bylo možné vybavit vozidlo automatickou 3stupňovou převodovkou. Naše vozidlo je vybaveno manuální převodovkou Getrag 260, což je 3hřídelová převodovka se stálým převodem na 4. rychlostním stupni. Zajímavostí je, že tato převodovka se bez větších úprav používala od roku 1984 až do roku 2005. Odstupňování převodovky je patrné z tabulky (6.1).



převodový stupeň	1.	2.	3	4.	5.	zpětný chod
převodový poměr	3,88:1	2,2:1	1,4:1	1:1	0,81:1	3,71:1

Tab. 6.1 Převodové poměry převodovky Getrag 260 [12]

6.1.3 DIFERENCIÁL

Diferenciály použité ve vozech BMW E30 se lišily v závislosti na datu výroby vozu a použitém motoru především převodovým poměrem stálého převodu. Dále se diferenciály dělí podle velikosti použité skříně a svornosti. Ve vozech s motory M20B20 můžeme nalézt diferenciály s malou skříní bez samosvornosti. Převodový poměr koncového převodu se pohyboval od 3,46 po 4,45.

V našem vozidle je použit otevřený diferenciál s převodovým poměrem stálého převodu 3,64. Pro závodní užití bude vhodné použít některý ze samosvorných diferenciálů s vyšším převodovým poměrem, používaných v modelech s vyšším obsahem motoru. Jako nejvhodnější varianta se jeví diferenciál z vozu BMW 325i s převodovým poměrem 4,10 a omezenou svorností.

6.2 PODVOZEK

6.2.1 ZAVĚŠENÍ

Na přední nápravě je použito zavěšení McPherson, řízení je hřebenové. Naše vozidlo v sériovém provedení nedisponuje posilovačem řízení, pro přestavbu na závodní účely ale posilovač použijeme. Zadní náprava je kyvná úhlová.

6.2.2 BRZDY

Brzdy jsou kapalinové, na přední nápravě je zvlášť okruh pro levé a pravé kolo, zadní náprava má jeden společný okruh. Brzdy přední nápravy jsou diskové, jednopístkové s plovoucím třmenem. Vzadu jsou instalovány brzdy bubnové, které budou po přestavbě nahrazeny kotoučovými brzdami z modelu 325.



Obr. 6.2 Komponenty přední nápravy, řízení a brzdového systému předních kol vozu BMW 320i E 30



Obr. 6.3 Komponenty zadní nápravy a brzdového systému zadních kol vozu BMW 320i E 30



7 MOTOR M20

Motor s kódovým označením M20 byl poprvé představen v roce 1977 ve vozech BMW 320/6 (E21) a 520/6 (E12). Politikou firmy v této době bylo nahrazení velkých čtyřválcových motorů motory šestiválcovými, které měly podle vedení automobilky větší vývojový potenciál. Koncepci řadových šestiválcových motorů neopouští firma BMW ani v současnosti, avšak neubrání se nastupujícímu trendu přeplňování.

Kódové označení M20 se používalo pro řadové šestiválce s objemem od 1990 do 2693 cm³. Objem motoru byl dán druhou polovinou kódu, a to označením: B20, B23, B25 a B27.

7.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU M20B20

Jedná se o zážehový, vodou chlazený, řadový šestiválcový motor o objemu 1990 cm³. Nejvyšší hodnotu točivého momentu motoru $M_T = 170$ Nm udává výrobce při otáčkách $n = 4000$ min⁻¹, nejvyšší hodnotu efektivního výkonu $P_e = 92$ kW při otáčkách $n = 5800$ min⁻¹. Kompresní poměr pro vozidla vybavená katalyzátorem je $\varepsilon = 8,8:1$, doporučeným palivem je benzin Super, což je dobové označení pro bezolovnatý benzin s oktanovým číslem 95. U vozů 320i vybavených katalyzátorem se používal systém vstřikování LU-Jetronic. Pořadí zapalování je: 1-5-3-6-2-4.

7.1.1 KLIKOVÁ SKŘÍŇ, BLOK MOTORU A HLAVA VÁLCŮ

Motory M20 se skládají z 3 hlavních částí. Základem motoru byla kliková skříň vyrobená ze slitin hliníku, zaměnitelná pro všechny šestiválcové modely řady 3 s výjimkou modelu 325 iX s pohonem všech 4 kol. Klikový hřídel je uložen v 7 hlavních ložiscích.

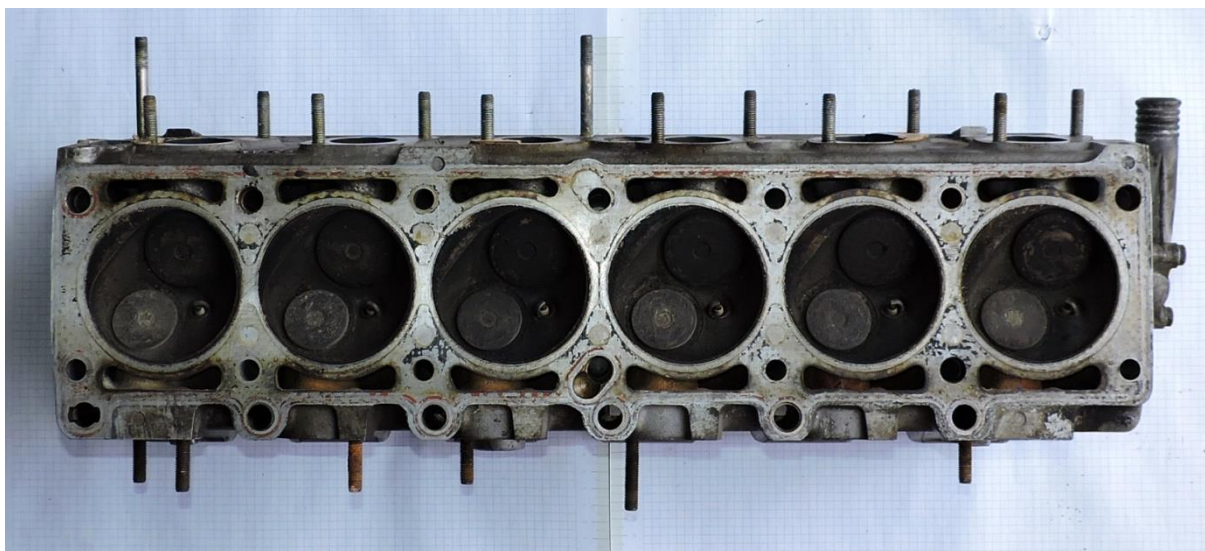


Obr. 7.1 Pohled zleva na blok motoru M20B20



Na klikovou skříň nasedá litinový blok motoru s uzavřenou dosedací plochou. Typ bloku motoru určoval spolu s použitým klikovým hřídelem výsledný objem motoru. Pro tento motor se vyráběly 2 typy bloků, které se pro různé objemy motoru lišily vrtáním válců. Dále se objem motoru určoval čtyřmi typy klikového hřídele, lišícími se délkou ramene kliky, a tedy zdvihem pístu.

Poslední základní částí motoru je hlava válců. Podle objemu motoru se používaly 3 typy hlavy válců. Sací kanály byly postupem času modifikovány s ohledem na lepší podmínky plnění motoru. Nežádoucím vedlejším efektem těchto úprav byla větší náchylnost k praskání hlavy motoru při přehřátí.



Obr. 7.2 Pohled zespod na hlavu válců motoru M20B20

7.1.2 KLIKOVÝ MECHANISMUS, PÍSTNÍ SKUPINA

Pro motor M20B20 je použit blok s vrtáním o průměru $D_{cyl} = 80$ mm a klikový hřídel s ramenem kliky 33 mm, zdvih pístu je tedy 66 mm. U tohoto typu motoru jsou použity ojnice o délce 130 mm. Na pístu jsou použity 2 těsnicí a 1 stírací kroužek.

7.2 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

Jak je již zmíněno v úvodu 3. kapitoly, u šestiválcových motorů je použit rozvodový mechanismus SOHC (Single Over Head Cam - jeden vačkový hřídel umístěný na hlavě válců). Je použit kovaný vačkový hřídel, sací i výfukové ventily jsou ovládány přes zdvihátka. Vačkový hřídel je společně s čerpadlem chladicí kapaliny poháněn ozubeným řemenem. Správné napnutí rozvodového řemene zajišťuje napínací kladka s automatickým nastavením předpětí pomocí vinuté pružiny a přepákování. Průměr talíře sacího ventilu 40 mm, průměr talíře výfukového ventilu 34 mm. Délka dřívku sacího i výfukového ventilu je stejná, a to 102,5 mm. Ventilové sedlo sacího ventilu má průměr 38 mm, výfukového ventilu 32 mm. Ventilová vůle se seřizuje pomocí excentru.

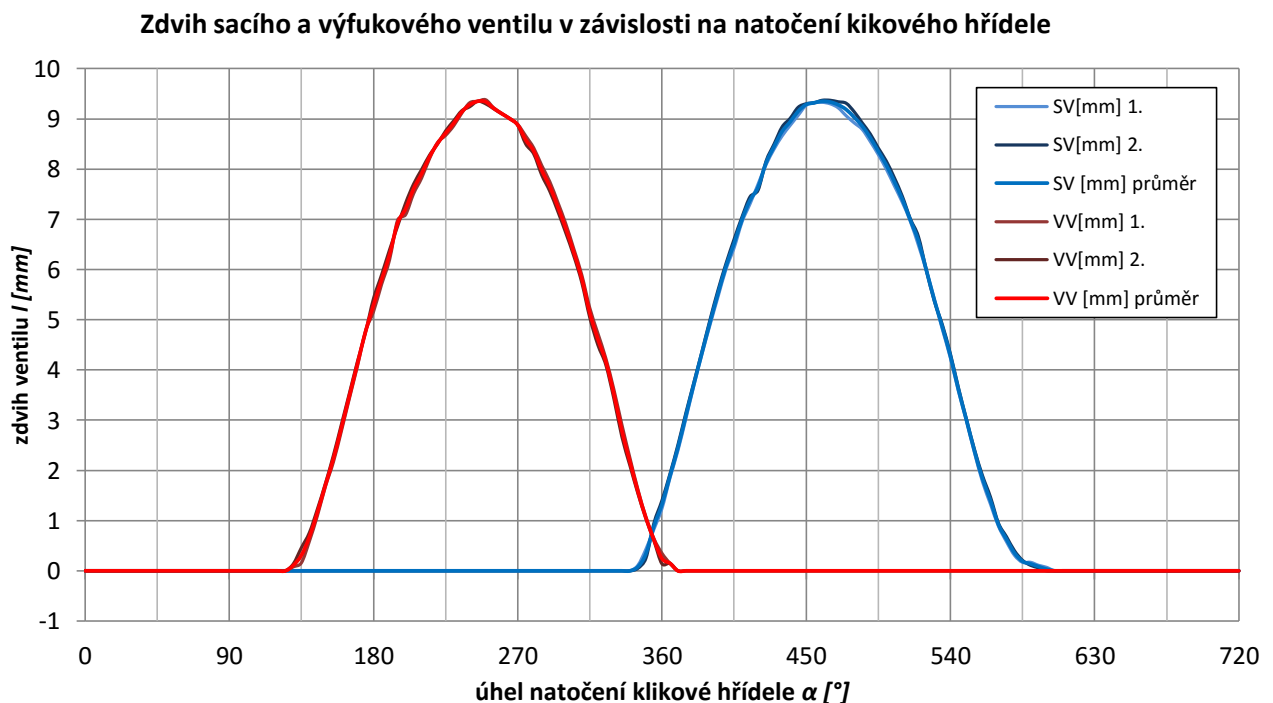


7.2.1 ČASOVÁNÍ ROZVODU

Vzhledem k použitému systému ovládání ventilů přes zdvihátka je stanovení průběhu zdvihu ventilů měřením vačkové hřídele a následným přepočtem složité. Rozhodl jsem se tedy měřit zdvihy sacích a výfukových ventilů přímo na demontovaném motoru s obnaženým rozvodovým mechanismem.

Na setrvačnick jsem umístil kroužek se stupnicí dělenou po 5° , na blok motoru trn, který umožňoval odečít okamžitou polohu klikového hřídele. Vyjmul jsem zapalovací svíčky, aby bylo možné motorem otáčet bez potřeby překonávat kompresi na jednotlivých válcích. Na dosedací plochu víka ventilů jsem připevnil přípravek, který určoval referenční rovinu. Pro samotné měření jsem použil digitální posuvné měřítko s možností vlastního nastavení nulové polohy, což bylo výhodné z důvodu přímého odečtu zdvihu ventilu. Nebylo tedy nutné stanovovat referenční hodnotu a od té naměřené výsledky odečítat. Nevýhodou digitálních posuvných měřítok je však velká citlivost na správné přiložení, proto jsem měření na obou ventilech opakoval dvakrát. Za výchozí hodnotu pro další výpočty použiji průměr z obou měření. Relativní chyba měření zdvihu ventilů při kroku 5° byla 3,21%.

Sací i výfukový ventil mají stejný zdvih 9,35 mm. Sací ventil se otevírá při natočení klikového hřídele $\alpha=345^\circ$, maxima dosahuje při $\alpha=460^\circ$ a zavírá při $\alpha=600^\circ$. Výfukový ventil se otevírá $\alpha=130^\circ$, maximálního zdvihu dosahuje při $\alpha=245^\circ$ a zavírá při $\alpha=365^\circ$. Průběh zdvihu ventilů je zřejmý z grafu 7.1.



Graf 7.1 Průběh zdvihu ventilů v závislosti na natočení klikového hřídele



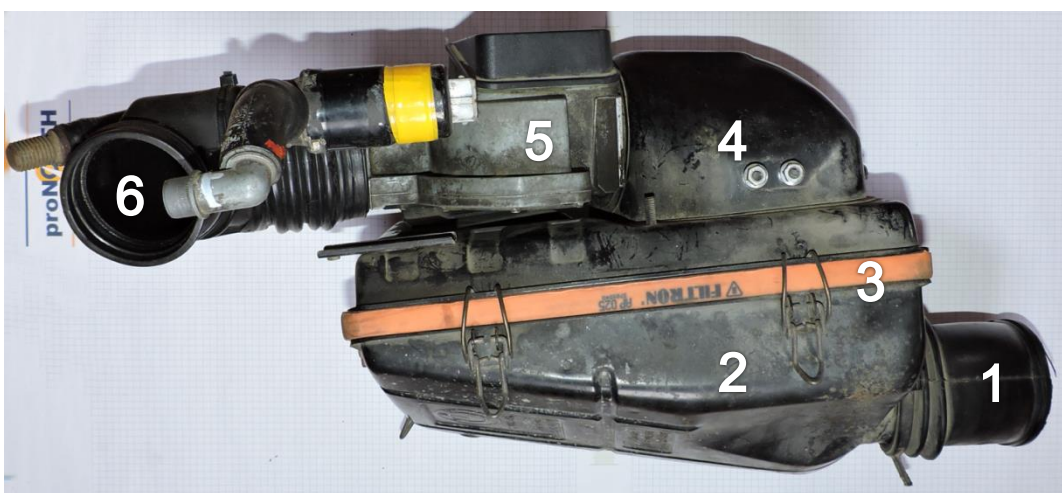
7.3 SACÍ TRAKT

Úkolem sacího traktu vozidla je přivedení dostatečného množství vzduchu do spalovacího prostoru. Konstrukční uspořádání sacího traktu má významný vliv na průběh výkonových charakteristik motoru. Sací trakt se obvykle skládá ze vstupního potrubí, čističe vzduchu, spojovacího potrubí, škrtkové klapky, sacích hrdel a sacích kanálů. Součástí může také být rezonanční komora – airbox. Stejně jako ve výfukovém, i v sacím systému lze pro zlepšení plnicí účinnosti využít tlakových vln a rezonance.

Pro zvýšení plnicí účinnosti používají automobilky různá konstrukční řešení. Nejjednodušším je použití délkově laděných sacích hrdel ústících do společného airboxu. Složitějším řešením je použití variabilní délky sacích hrdel. To může být realizováno zasouváním a vysouváním částí hrdel nebo postupným otevíráním klapky z airboxu a zkracováním dráhy proudícího vzduchu.

7.3.1 KONCEPCE

Sériový sací trakt motoru M20B20 začíná za levým předním světlometem. Zde se nachází dutina s uklidněným vzduchem, do které ústí vstupní potrubí. Následuje spodní komora čističe vzduchu. Čistič vzduchu je kartušový, obdélníkového tvaru. Nad čističem vzduchu se nachází airbox. Airbox navazuje snímač množství nasávaného vzduchu pro vstřikování LU-Jetronic. Tyto součásti tvoří kompaktní montážní celek připevněný ke karoserii. Za snímačem množství nasávaného vzduchu následuje gumové spojovací potrubí, které tlumí vibrace mezi částmi sacího traktu připevněnými na karoserii a na motoru. Dalším dílem sacího systému je motýlková škrtková klapka, ovládaná mechanickou vazbou na pedál akcelérátoru přes přepákování. Následuje hliníkový airbox a sací hrdla, která jsou vyrobena jako jeden kus odléváním z hliníkové slitiny. Na konci sacích hrdel jsou umístěny vstřikovací ventily. Poslední, nejdůležitější částí sacího traktu jsou sací kanály, které přecházejí z eliptického průřezu na vstupu do kruhového v místě sedla ventilu.



Obr. 7.4 Pohled zprava na vstupní část sestavy sacího traktu

1-bezodporový vstup

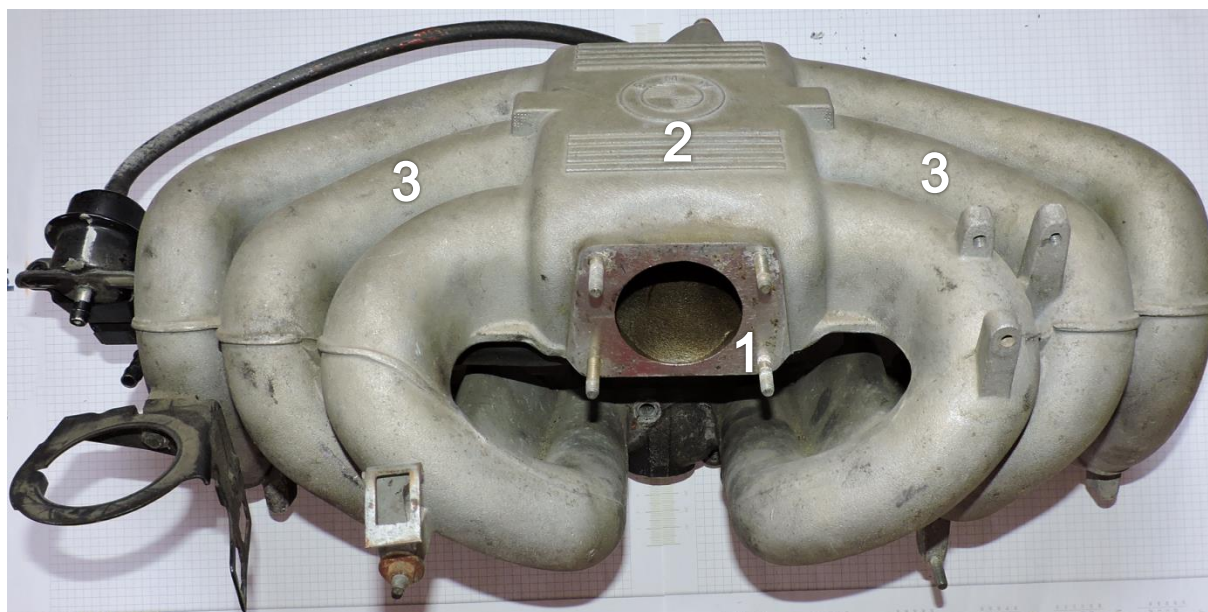
2-dolní komora čističe vzduchu

3-čistič vzduchu

4-horní komora čističe vzduchu

5-těleso měřicího zařízení množství nasávaného vzduchu LU-Jetronic

6-spojovací potrubí



*Obr. 7.5 Pohled zleva na druhý airbox a sací hrdla
1-příruba pro připevnění tělesa škrťací klapky
2-komora airboxu
3-sací hrdla*



Obr. 7.6 Těleso škrťací klapky



7.3.2 ROZMĚRY

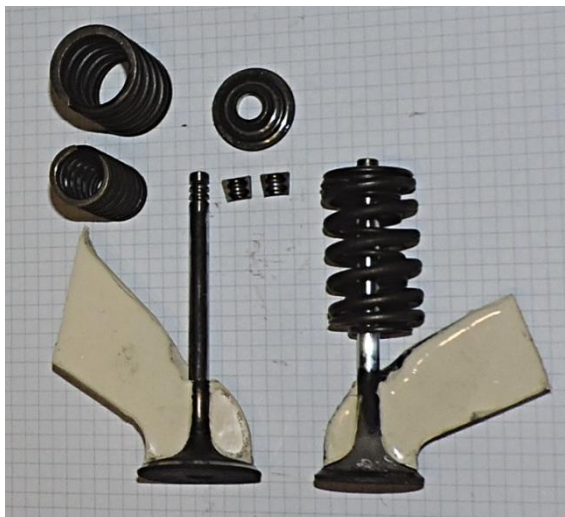
Pro vytvoření modelu motoru v programu LOTUS ENGINE SIMULATION (dále jen LES) je nutné znát veškeré délky a průřezy v sacím i výfukovém traktu. Průměr kruhových průřezů jsem měřil posuvným měřidlem. Průřezy jiných tvarů jsem vyfotil s přiloženým měřítkem a poté s pomocí programu CREO PARAMETRIC 2.0 (dále jen Creo) zjistil plochu průřezu.

Střednicovou délku jednotlivých komponent jsem měřil obdobným způsobem. U rovných součástí jsem použil posuvné měřidlo, popřípadě svinovací metr, prostorově složitější součásti jsem opět nafotil a ve 3D modeláři proložil křivkou, ze které jsem odečetl střednicovou délku.

Nejsložitějšími částmi na měření byly kanály v hlavě válců. Pro stanovení těchto rozměrů jsem se rozhodl vyrobít odlitky obou kanálů. Pro odlévání jsem použil kaučukovou hmotu LUKOPREN N1522, které po vytvrnutí zůstává určitá míra plasticity. Kvůli snadnějšímu vyjmutí odlitku jsem se rozhodl pro odlití pouze poloviny kanálu. Svislá rovina kanálů je kolmá na podélnou rovinu hlavy válců a je zároveň rovinou symetrie kanálů. Pro odlévání jsem postavil hlavu válců tak, aby osa vačkového hřídele směřovala svisle k zemi, což umožnilo odlít symetrickou polovinu každého kanálu, viz obr. 7.7.

součást	průměr vstup [mm]	průměr výstup [mm]	délka střednice [mm] / {objem[dm ³]}
vstupní potrubí	82,00	64,00	140,00
komora čističe vzduchu	/	/	{6,8}
měřicí zařízení průtoku vzduchu	65,00	56,00	186,00
spojovací potrubí	56,00	55,00	169,00
škrticí klapka	55,00	55,00	100,00
airbox	/	/	{1,33}
sací hrdla	38,00	38,00	395,00
sací kanály	38,00	38,00	75,00

Tab. 7.1 Rozměry částí sacího traktu



Obr. 7.8 Sací a výfukové ventily s pružinami a odlitky kanálů



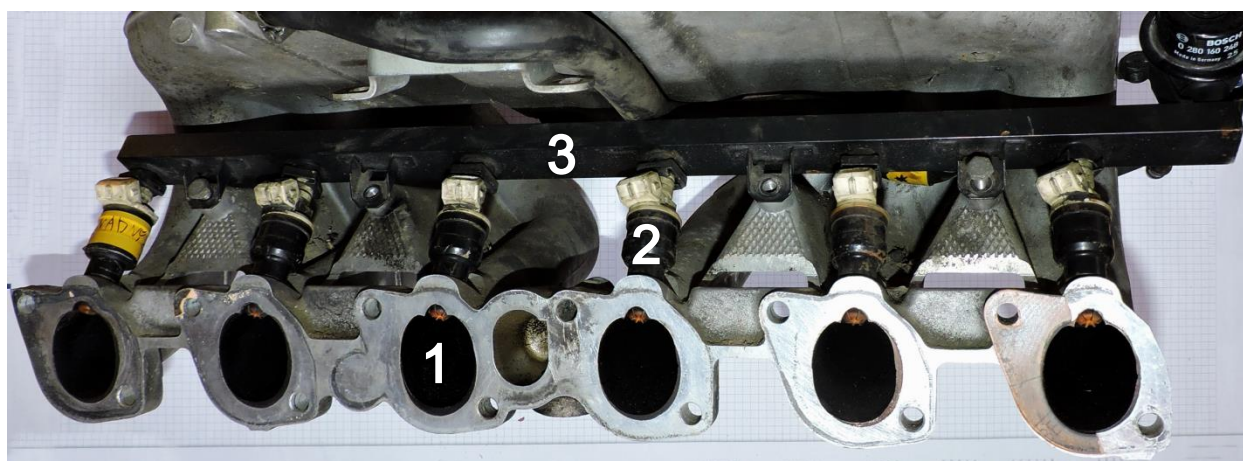
Obr. 7.7 Odlévání kanálů v hlavě válců.



7.4 TVORBA SMĚSI - VSTŘIKOVÁNÍ

Naše vozidlo je vybaveno elektronicky řízeným systémem vstřikování LU-Jetronic. Jedná se o systém vícebodového nepřímého vstřikování paliva se simultánním přerušovaným vstřikem a měřením průtoku vzduchu. Délka otevření vstřikovacích ventilů závisí na množství nasávaného vzduchu. Naše vozidlo je vybaveno katalyzátorem, součástí řízení vstřikovacího systému musí být lambda senzor. Pro správnou funkci katalyzátoru je nutné, aby se směšovací poměr blížil stechiometrickému poměru.

Pravidla pro historické závodní automobily povolují použití výfukového systému bez katalyzátoru. Po úpravě výfukového systému bude vhodné použít některý z jiných řídicích systémů vstřikování používaných ve vozidlech BMW E30, například LE-Jetronic.



*Obr. 7.8 Pohled zprava na sací hrdla, vstřikovací ventily a vstřikovací lištu
1-příruba pro připevnění sacích hrdel k hlavě válců
2-vstřikovací ventil
3-vstřikovací lišta*

7.5 VÝFUKOVÝ TRAKT

Účel a části výfukového systému jsou podrobně rozebrány v první kapitole, nebudu se jimi tedy v této části zabývat.

7.5.1 KONCEPCE

Výfukový systém našeho vozu začíná kanály v hlavě válců, které jsou proti sacím kanálům více odkloněné od osy výfukového ventilu. Motor BMW M20B20 je v sériovém provedení vybaven výfukovým systémem s koncepcí 3-1 – 3-1. Válce jsou spojeny do trojic 1-2-3 a 4-5-6 krátkým litinovým sběrným potrubím, které navazuje na dvojici ocelových spojovacích potrubí. Zde se nachází měřicí místo lambda senzoru. Další součástí výfukového systému je katalyzátor. Z katalyzátoru vede dvojice spojovacích potrubí do absorpčního tlumiče hluku. Výfukový systém je ukončen chromovanými koncovkami s bezodporovým výstupem v podobě rádiusu.



7.5.2 ROZMĚRY

Rozměry částí výfukového systému jsem měřil obdobným způsobem jako části sání. V případě složitějších tvarů jsem součást nafotil a s pomocí softwaru Creo jsem určil průřezy a délky střednic. Nejproblematictější součástí ohledně měření bylo sběrné potrubí. Zde jsem změřil pouze vstupní a výstupní průměry, měření průřezů středních částí bylo bez destrukce sběrného potrubí nemožné. Tyto plochy jsem aproximoval v závislosti na vzdálenosti mezi vstupními a výstupními průřezy. Při měření spojovacího potrubí jsem vycházel z předpokladu konstantní tloušťky materiálu. Změřil jsem vnější průměry potrubí a na vybraných místech jsem navrtal otvory pro změření tloušťky stěny daného potrubí. Od vnějšího průměru jsem poté odečetl dvojnásobek změřené tloušťky stěny potrubí.

součást	průměr vstup [mm]	průměr výstup [mm]	délka střednice [mm]
výfukový kanál	32,00	34,00	70,00
sběrné potrubí - válec 1	34,00	34,00	160,00
sběrné potrubí - válec 2	34,00	34,00	80,00
sběrné potrubí spojovací část	34,00	34,00	55,00
sběrné potrubí - válec 3	34,00	34,00	95,00
sběrné potrubí kolektor - příruba	43,00	43,00	80,00
spojovací potrubí	43,00	43,00	1440,00
katalyzátor	43,00	43,00	780,00
spojovací potrubí k tlumiči	43,00	43,00	1140,00
tlumič hluku	115,00	115,00	600,00
koncovka	50,00	50,00	140,00

Tab. 7.2 Rozměry částí výfukového traktu

7.6 ZTRÁTOVÝ SOUČINITEL

Jednou z nejdůležitějších částí sacího i výfukového systému, jsou kanály v hlavě válců. Střetávají se zde požadavky na ideální tvar kanálů s ohledem na proudění a uspořádání rozvodového mechanismu. Provedení sacích a výfukových kanálů má dominantní vliv na plnicí účinnost a tím pádem i na výkonové charakteristiky motoru. Dochází zde k několika druhům ztrát. Prvním z nich jsou ztráty škrcením, kdy proud plynů prochází malým průřezem při otevírání a zavírání ventilu. Dále zde dochází také k místním ztrátám vlivem změny směru proudění plynů, což má za následek tvorbu vírů. Posledním druhem ztrát, se kterým se můžeme setkat, jsou ztráty vlivem nerovnosti povrchu. Proto se v závodních aplikacích často setkáváme s leštěním kanálů.

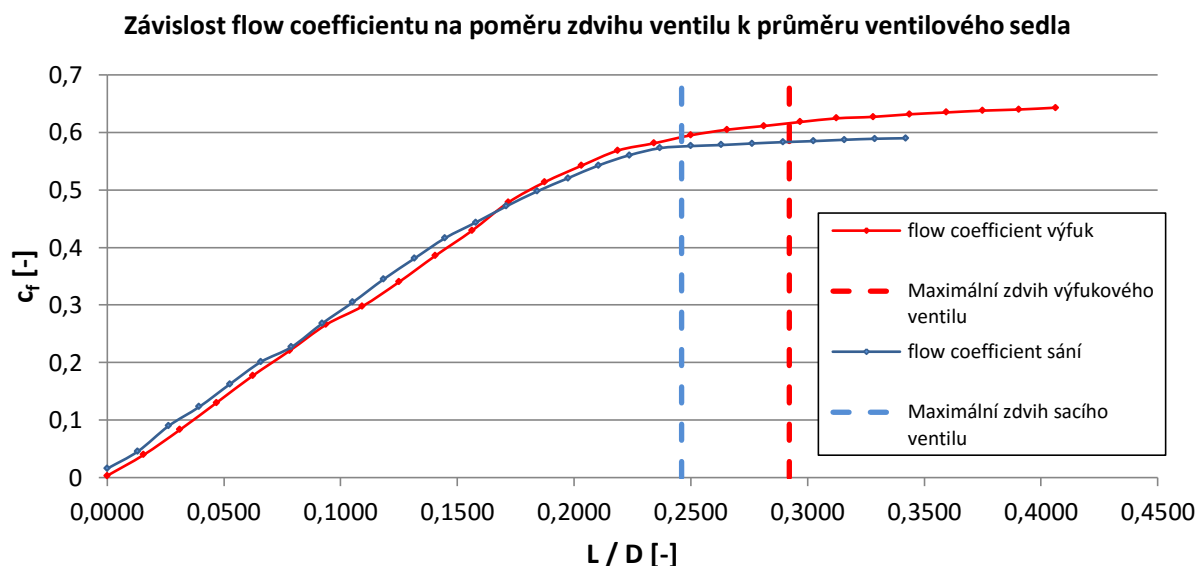
Pro vytvoření věrného virtuálního modelu daného motoru je tedy důležité zjistit odpory proudění v obou kanálech. Pro vyjádření těchto odporů se používá „flow coefficient“, značený c_f . Vyjadřuje množství vzduchu, které proteče daným kanálem v závislosti na poměru



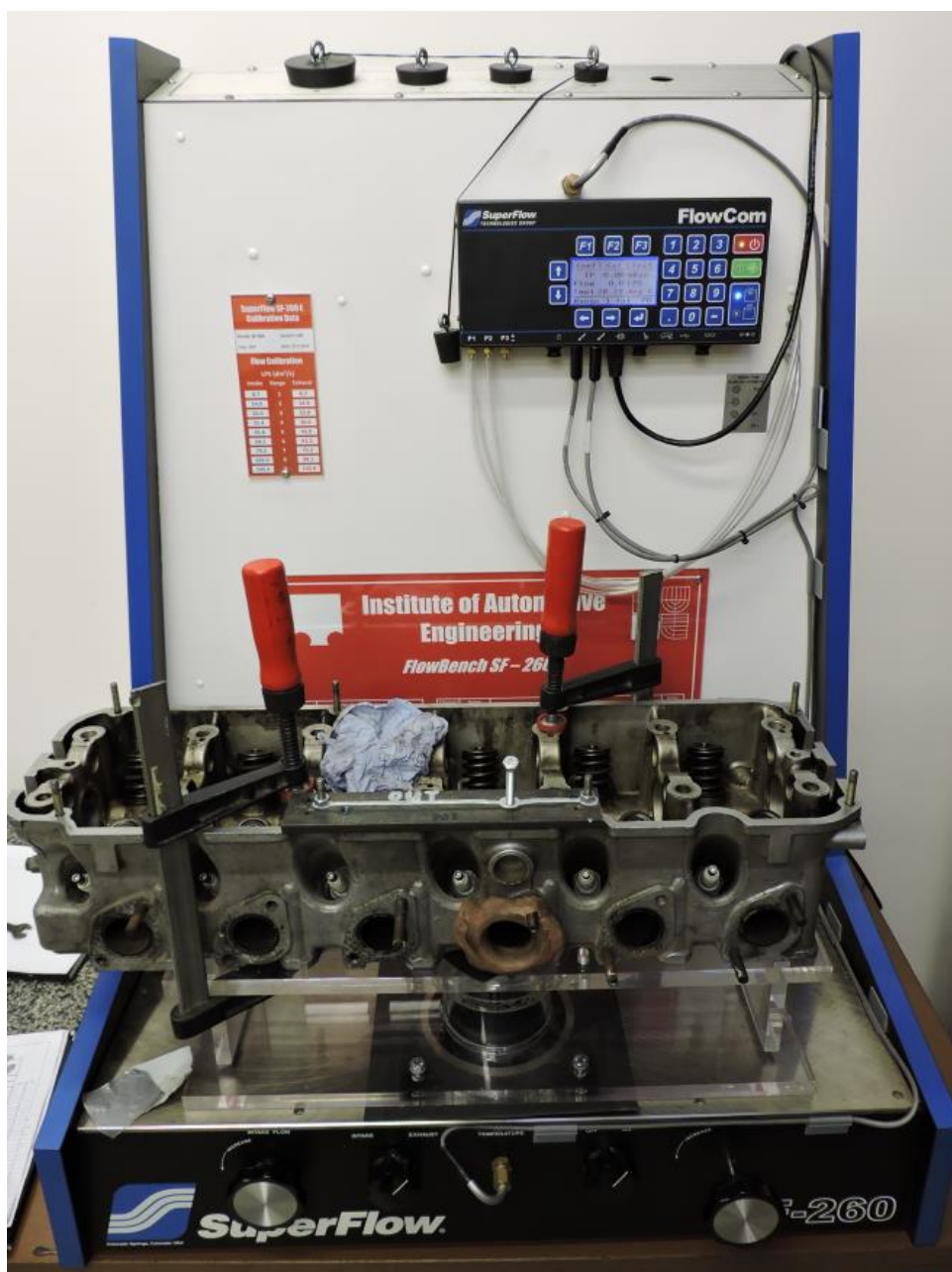
zdvihu ventilu k jeho průměru. K měření této veličiny jsem použil měřicí stanici SF 260 od firmy Super Flow, která je schopná při konstantním tlakovém spádu měřit objemový průtok a okamžitou teplotu proudícího vzduchu. Objemový průtok kanály jsem následně s v programu MS Excel přepočítal na průtok hmotnostní. Pro každý ventil jsem provedl tři měření. Jako vstupní data do modelu v programu LES jsem z těchto hodnot vytvořil průměrné hodnoty, které jsem následně do programu importoval. Měření jsem prováděl při nastaveném tlakovém spádu 25mbar se změnou otevření ventilu po 0,5 mm.

Atmosférický tlak	Molární hmotnost	Univerzální plynová konstanta	Tlakový spád
p [Pa]	M [kg.mol ⁻¹]	R [J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]	Δp [Pa]
101325	2,90E-02	8,314	2500

Tab. 7.3 Okrajové podmínky pro výpočet flow coefficientu



Graf. 7.2 Závislost flow coefficientu pro sací a výfukový ventil na poměru L / D



Obr. 7.9 Hlava motoru M20B20 opatřená bezodporovým výstupem, instalovaná na měřicí stanici SuperFlow SF260 při měření flow coefficientu



8 LOTUS ENGINE SIMULATION

Pro modelování dynamických jevů v sacích a výfukových traktech spalovacích motorů se v současnosti používají různé simulační softwary. Pro účely mé diplomové práce jsem si vybral program LOTUS ENGINE SIMULATION, který má proti konkurenčním programům výhodu v možnosti použití defaultně nastavených hodnot. Této vlastnosti se dá využít, pokud uživatel nemá možnost měřit na reálném motoru veškeré vstupní veličiny, což je ve většině případů problematické a finančně nákladné. Nevýhodou je potom možné odchýlení těchto přednastavených hodnot od reality a následné zkreslení výsledků simulace.

8.1 POPIS VÝPOČETNÍHO SOFTWARE LES

Program LES je schopen počítat bezrozměrné (0D) a jednorozměrné (1D) simulace. Za použití 0D se modeluje motor a jednotlivé části sacího a výfukového traktu. Jednorozměrné simulace se využívají k modelování dynamiky proudění plynů ve spalovacích motorech. V tomto případě je použita metoda konečných objemů. Rozhraní programu LES je uživatelsky velmi přívětivé.

8.1.1 BUILDER INTERFACE – PREPROCESSOR

Sestavení matematického modelu spalovacího motoru je založeno na vkládání jednotlivých komponent do grafického rozhraní programu a jejich spojování. Komponenty vybíráme na levé straně grafického rozhraní a jsou rozděleny do skupin. U každé komponenty se poté v menu na pravé straně zadávají známé parametry. LES neumožňuje uživateli spojit dvě komponenty, které na sebe v reálu nemohou navazovat, například sací kanál a výfukový ventil. Tímto opatřením se zabání vytvoření nesmyslného modelu a především se šetří čas strávený pozdějším hledáním chyb.

8.1.2 STEADY STATE TEST DATA

Zde se nastavují okrajové podmínky simulace ustáleného stavu pro jednotlivé testovací body (hodnoty otáček). Jedná se především o modely přestupu tepla, tření, účinnost spalování atd. V této části se také zadávají podmínky konvergence výpočtu a počet cyklů v každém testovacím bodě.

8.1.3 LOTUS ENGINE SIMULATION SOLVER

V tomto okně nalezneme záložky pro nastavení cest pro zápis výsledků v grafické a textové formě, spuštění simulace, stav simulace, zprávy a nastavení řešiče.

Numerické řešení probíhá iteračně na základě implementovaných algoritmů a rovnic. Prvními vstupy jsou hodnoty zadané do charakteristiky jednotlivých komponent. Po vypočtení prvního výsledku je tento dosazen zpět do výpočetního cyklu a výpočet probíhá znovu, dokud není dosaženo jeho ustálení a předepsaných hodnot konvergence.

8.1.4 LOTUS SIMULATION PARAMETRIC / OPTIMALIZER TOOL

Parametric / optimizer tool slouží k optimalizaci jednotlivých komponent daného modelu. Uživatel zadává mezní hodnoty pro danou komponentu nebo skupinu komponent a krok, s jakým má modul testovat jednotlivá nastavení mezi maximální a minimální hodnotou. Modul provede výpočet nejlepší varianty s ohledem na požadovaný výstup.



8.1.5 RESULTS VIEWER - POSTPROCESOR

Umožňuje vykreslení výsledků simulace přímo v definovaném místě modelu. Součástí modulu je grafické rozhraní, zobrazující motor, reprezentovaný použitými komponenty. Po výběru komponenty a testovacího bodu (bodů) se v pravé části okna zobrazí grafy s hodnotami požadovaných veličin. Předdefinované vykreslované veličiny jsou tlak, termodynamická teplota, hmotnostní tok a rychlost proudění, lze však zvolit kteroukoli jinou veličinu, která je při simulaci počítána. V této části se dají analyzovat také akustické veličiny, což je výhodné při návrhu tlumičů hluku ve výfukových systémech.

8.1.6 DALŠÍ MODULY LES

V programu LES je implementováno několik dalších pomocných modulů, které řeší různé problémy z oblasti spalovacích motorů. Především zde lze získat vstupní data do simulace, které nebylo možné z nějakého důvodu změřit.

8.1.6.1 RESULTS TEXT FILE / GRAPH VIEWER

Úkolem těchto modulů je možnost prohlížení grafických nebo textových výstupů simulací.

8.1.6.2 LOTUS SIMULATION – CONCEPT TOOL

Slouží k rychlému vytvoření modelu motoru při zadání minimálního počtu vstupů. Zadává se pouze počet válců, zdvihový objem a otáčky, při kterých má být dosaženo maximálního výkonu. Je možné vybrat z několika předdefinovaných variant uspořádání sacího a výfukového traktu.

8.1.6.3 FRICTION ESTIMATOR TOOL

Tento modul se používá k určení třecích ztrát. Po zadání potřebných parametrů vypočítá střední ztrátový tlak. Zadávají se charakteristické rozměry válce, počet válců, kompresní poměr, počet a rozměry ložisek, typ rozvodu atd. Výsledky se zobrazují pro jednotlivé modely tření buď v textovém, nebo grafickém prohlížeči.

8.1.6.4 COMBUSTION ANALYSIS TOOL

Nástroj je vhodný například pro získání parametrů Wiebeho modelu hoření. Jako vstupy se použijí charakteristické rozměry válcové jednotky a časování rozvodu. Důležitým vstupním údajem je také indikátorový diagram.

8.1.6.5 PORT FLOW ANALYSIS TOOL

S pomocí tohoto modulu můžeme simulovat proudění v sedle ventilu. Port flow analysis tool použijeme především tehdy, když nemáme možnost změřit průtočný koeficient přímo na hlavě válců. Výstupem je závislost koeficientu c_f na poměru zdvihu ventilu k jeho průměru.

8.1.6.6 LOTUS CONCEPT VALVE TRAIN

Modul, sloužící k optimalizaci a návrhu ovládání ventilů a vačkového mechanismu. Ze všech modulů je nejsložitější a vyžaduje nejvíce vstupních parametrů.



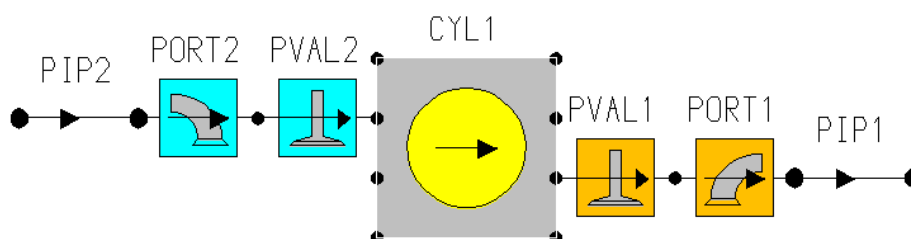
8.2 KOMPONENTY PRO TVORBU MODELU

Jak již bylo řečeno výše, matematický model v programu LES se vytváří skládáním grafických symbolů jednotlivých komponent. Dále budou popsány základní skupiny komponent a jejich použití.

8.2.1 VÁLEC

Válec je základem matematického modelu v programu LES. Lze použít buď samotný válec, nebo válcová jednotka, reprezentující válec spolu s komponenty hlavy válců. Použití válcové jednotky je výhodnější z hlediska úspory času.

U samotného válce nastavujeme pro simulaci ustáleného stavu vrtání, zdvih, délku ojnice, přesazení pístního čepu a úhel zapálení směsi vzhledem k prvnímu válci. Dále se nastavují modely hoření paliva ve válci a modely přestupu tepla. Pro simulace přechodových stavů se zadávají také hmotnosti a momenty setrvačnosti jednotlivých komponent.



Obr. 8.1 Grafické znázornění prvků válcové jednotky v programu LES

8.2.1.1 MODEL HOŘENÍ

Spalovací motor je strojem, přeměňujícím tepelnou energii uvolněnou při hoření paliva na energii mechanickou. Pro výkon motoru je důležitým parametrem množství tepla uvolněné z paliva, ale také průběh hoření směsi ve válci. Množství tepla uvolněné při hoření paliva je přímo úměrné výhřevnosti paliva a jeho množství. [10]

$$dQ_B = H_U \cdot dm_B [J] \quad (14.)$$

Kde:

dQ_B	[J]	je množství tepla uvolněné při hoření paliva
H_U	[J.kg ⁻¹]	je výhřevnost paliva
dm_B	[kg]	je množství paliva přítomné ve válci



V programu LES je defaultně přednastaven Viebeho model hoření, který použijí i pro svůj model. Jedná se o bezrozměrný vztah, který poloempiricky odvodil německý inženýr Vibe: [10]

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}} \quad [-] \quad (15.)$$

Kde:

a [-] je podíl nespáleného paliva v prostoru válce
 m [-] je parametr hoření

A pro bezrozměrné členy x a y platí následující vztahy: [10]

$$x = \frac{m_B(\varphi)}{m_B} \quad [-] \quad (16.)$$

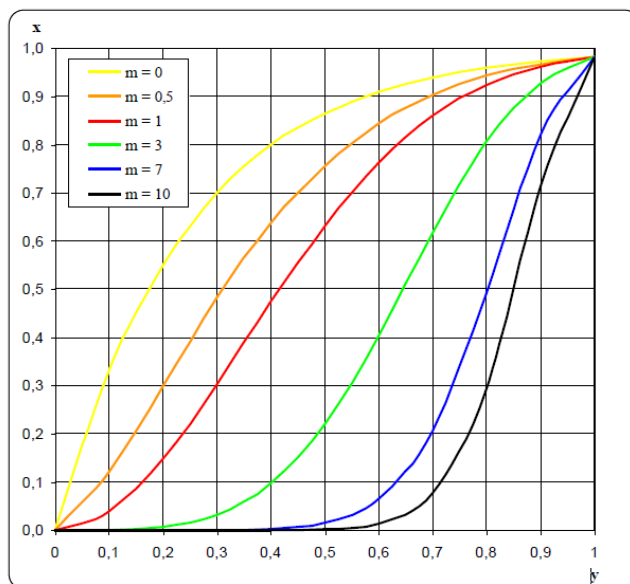
Kde:

$m_B(\varphi)$ [kg] je hmotnost již spáleného paliva
 m_B [kg] je celková hmotnost spáleného paliva za celou dobu hoření

$$y = \frac{t(\varphi)}{t_H} \quad [-] \quad (17.)$$

Kde:

$t(\varphi)$ [s] je čas potřebný ke spálení paliva
 t_H [s] je celkový čas potřebný ke spálení veškerého paliva (doba hoření)



Obr. 8.2 Průběhy prohořívání paliva pro různá m [31]



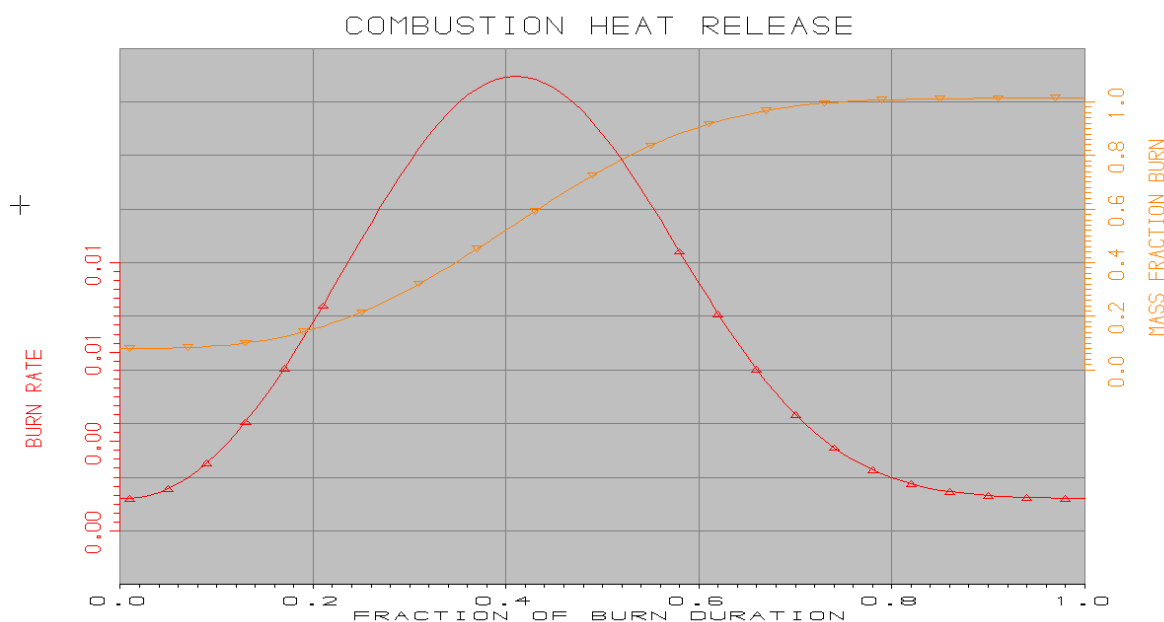
Na obrázku (8.2) jsou znázorněny průběhy Vibeho bezrozměrné funkce prohořívání paliva pracovním prostorem válce pro různé hodnoty parametru m . Na začátku hoření jsou hodnoty x a y rovny 0. Na konci hoření se čas potřebný ke spálení paliva rovná celkové době hoření, takže $y = 1$. Podíl spáleného paliva k celkovému množství je na konci doby hoření $x = 1 - e^{-a}$. Velikost proměnné x na konci hoření je závislá na chemické účinnosti. Tato závislost je dána vztahem: [10]

$$a = -\ln(1 - \eta_{ch}) [J] \quad (18.)$$

Kde:

a [-] je ztrátový součinitel
 η_{ch} [-] je chemická účinnost spalování

Pro účely svojí simulace použijí předdefinované koeficienty Vibeho funkce $a=10$ a $m=2$, jejichž průběh je patrný z grafu 8.3.



Obr. 8.3 Grafické znázornění průběhu koeficientů modelu hoření pro $a = 10$, $m=2$ v programu LES

8.2.1.2 MODEL PŘESTUPU TEPLA

V ideálním případě by bylo veškeré teplo uvolněné při hoření paliva přeměněno na mechanickou energii pohybu pístu. V reálném světě však dochází k výrazným ztrátám vlivem přestupu tepla do stěn válce a naopak. Při expanzní části pracovního cyklu přechází teplo z teplejší plynné náplně válce do jeho stěn, odkud je dále odváděno chladicím médiem.



V okamžiku sání dochází k přestupu tepla ze stěn válce do čerstvé plynné náplně. To je nevýhodné z hlediska plnicí účinnosti.

Přestup tepla se dá vypočítat podle Newtonova zákona: [10]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_W - T_N) [W] \quad (19.)$$

Kde:

\dot{Q}	[W]	je tepelný tok
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	je součinitel přestupu tepla
A	[m ²]	je okamžitá velikost pracovního povrchu stěny válce
T_W	[K]	je okamžitá teplota stěny válce
T_N	[K]	je okamžitá teplota náplně válce

LES určuje teplotu stěny válce T_W podle následujícího vztahu: [10]

$$T_W = q_w \cdot \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} \right) + T_c [K] \quad (20.)$$

Kde:

q_w	[J]	je teplo
α_c	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	je součinitel přestupu tepla pro chladicí médium
δ_w	[m]	je tloušťka stěny válce
T_c	[K]	je teplota chladicího média
λ_w	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	je tepelná vodivost materiálu válce

Program LES nabízí více přístupů stanovení součinitele přestupu tepla. Pro výpočty ve své práci budu používat Voschniho vztah: [10]

$$\alpha = \frac{A \cdot p^{0,8}}{T_W^{0,55} D_{cyl}^{0,2}} \cdot \left[B \cdot \bar{U}_p + C \cdot \bar{U}_s + D \cdot \frac{T_1 V_z}{p_1 V_1} \cdot (p - p_k) \right]^{0,8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (21.)$$

Kde:

α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	je součinitel přestupu tepla
A	[-]	je Voschniho koeficient pro otevřený a uzavřený cyklus
B	[-]	je Voschniho koeficient pro otevřený a uzavřený cyklus
C	[-]	je Voschniho koeficient pro otevřený a uzavřený cyklus
D	[-]	je Voschniho koeficient pro uzavřený cyklus
p	[Pa]	je okamžitý tlak ve válci
T_W	[K]	je okamžitá teplota stěny válce
D_{cyl}	[m]	je vrtání válce
\bar{U}_p	[m.s ⁻¹]	je střední pístová rychlost
\bar{U}_s	[m.s ⁻¹]	je střední rychlost víření směsi ve válci
T_1	[K]	je teplota směsi na začátku hoření



V_Z	[m ³]	je zdvihový objem
p_l	[Pa]	je okamžitá teplota stěny válce
V_l	[m ³]	je okamžitá teplota stěny válce
p_k	[Pa]	je okamžitá teplota stěny válce

Woschniho koeficienty	A	B	C	D
Uzavřený cyklus	3,26	4,65	0,616	0,00324
Otevřený cyklus	3,26	9,12	0,834	-

Tab. 8.1 hodnoty Woschniho koeficientů

8.2.2 SACÍ TRAKT

Do této kategorie patří sací ventily, kanály, vyústění sacího traktu do atmosféry, škrticí klapky, pléna a slepé zakončení sacího traktu. Pro dvoudobé motory je zde výběr šoupátek, kanálů a jiných komponent, specifických pro tento typ motorů.

8.2.2.1 SACÍ VENTILY

Sací ventily jsou charakterizovány zdvihem v závislosti na natočení klikového hřídele. V případě průběhu otevírání ventilu se dá volit z přednastavených hodnot pro rychlý nebo pomalý polynomický zdvih, případně uživatelem definovaná data. Při použití přednastavených hodnot se zadává také maximální zdvih ventilu.

8.2.2.2 SACÍ KANÁLY

Charakteristickým znakem kanálů je počet ventilů, průměr sedla ventilu a průběh průtočného koeficientu v závislosti na poměru okamžitého zdvihu ventilu k průměru sedla. Pro jeden kanál lze pro zjednodušení výpočtu zadat vyšší počet ventilů. I zde můžeme nalézt předdefinované hodnoty průtočného koeficientu a možnost zadat hodnoty naměřené na reálných kanálech.

Pro přesný výpočet se zadávají průtočné koeficienty v obou směrech proudění. Vlivem dynamických jevů totiž může dojít v kanálech k proudění oběma směry, přičemž koeficienty pro rozdílné směry mohou být obecně různé.

8.2.2.3 VYÚSTĚNÍ SACÍHO TRAKTU DO ATMOSFÉRY

Tento komponent se umísťuje na začátek sacího traktu a reprezentuje bezodporový vstup do sání.

8.2.2.4 ŠKRTICÍ KLAPKA

Škrticí klapka je nedílnou součástí každého zážehového motoru. Parametry se nastavují v závislosti na použitém typu škrticí klapky.

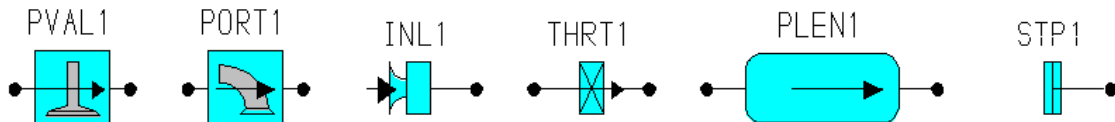


8.2.2.5 PLÉNUM

Plénium v sacím traktu reprezentuje objemnou nádobu, definuje se zde objem, povrch a teplota stěny a součinitel přestupu tepla. Použitím pléna se dá nahradit airbox.

8.2.2.6 SLEPÉ ZAKONČENÍ SACÍHO TRAKTU

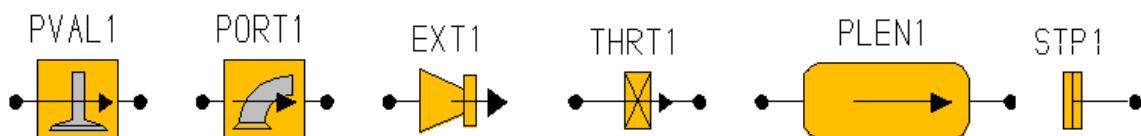
Tento prvek se použije tam, kde dochází k ukončení sacího traktu jinak než rozvětvením. Použití nalézá především při modelování složitějších airboxů z různě velkých potrubí.



Obr. 8.4 Grafické znázornění prvků sacího traktu pro čtyřdobé motory v programu LES
Zleva: sací ventil, sací kanál, bezodporový vstup, škrticí klapka, plénium a slepé zakončení sacího traktu

8.2.3 VÝFUKOVÝ TRAKT

Komponenty výfukového traktu jsou do značné míry podobné komponentům sacího traktu. Ve většině případů se zadávají hodnoty stejných veličin. Do této kategorie spadají výfukové ventily, kanály, vyústění výfukového traktu do atmosféry, škrticí klapky, pléna a slepé zakončení sacího traktu. Stejně jako u sacího traktu můžeme i zde nalézt množství komponentů pro dvoudobé motory.



Obr. 8.5 Grafické znázornění prvků výfukového traktu pro čtyřdobé motory v programu LES
Zleva: výfukový ventil, výfukový kanál, bezodporový výstup, škrticí klapka, plénium a slepé zakončení výfukového traktu

8.2.4 POTRUBÍ

Potrubí je důležitou komponentou pro spojování ostatních součástí. V této kategorii můžeme nalézt 5 typů potrubí.

8.2.4.1 PROSTÉ PŘÍMÉ POTRUBÍ

Prvním je reálné přímé potrubí kruhového průřezu, které je definováno průměry a vzdálenostmi mezi nimi. Pro jedno potrubí můžeme zadat různé množství průměrů v různých



vzdálenostech od počátku potrubí. Dále se definuje tloušťka stěny, materiál a způsob vnějšího chlazení.

8.2.4.2 VIRTUÁLNÍ POTRUBÍ

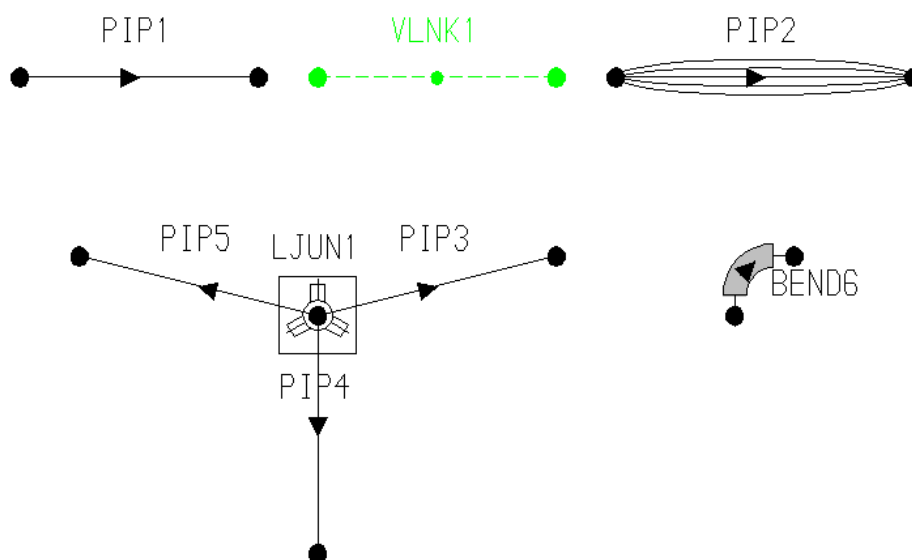
Dalším typem je virtuální potrubí, které slouží k virtuálnímu propojení komponent modelu, které jsou v grafickém editoru vzdálené. Používá se především pro dobrou přehlednost modelu.

8.2.4.3 SVAZEK POTRUBÍ

Druhým reálným typem potrubí je „bundle pipe“. Jedná se o svazek tenkých trubek ohraničený vnějším průměrem potrubí a definovaný počtem vnitřních trubek. Používá se jako náhrada podobných reálných struktur, jako je například katalyzátor.

8.2.4.4 ZTRÁTOVÉ ČLENY

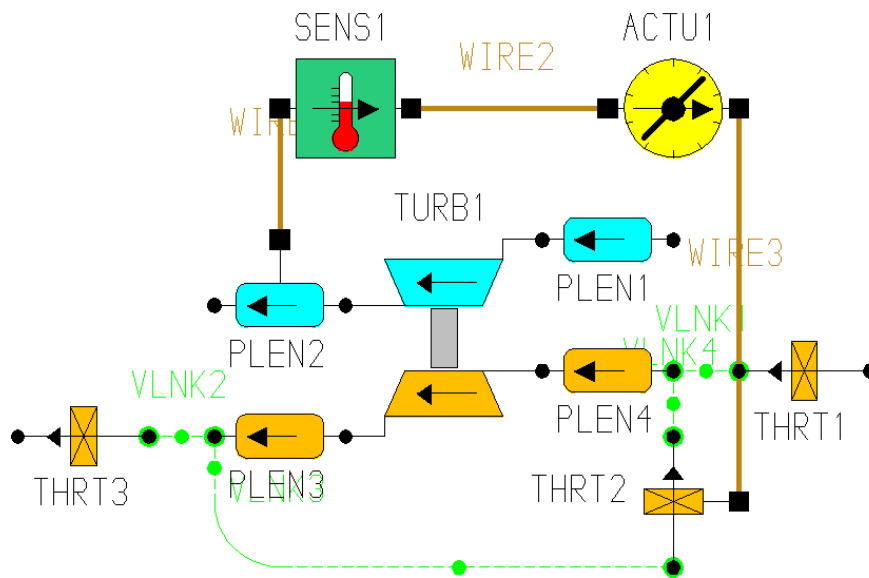
Ztrátové členy reprezentují komponenty ohyb potrubí a ztrátový spoj více potrubí. V případě ohybu potrubí zadáváme vzdálenost mezi jednotlivými průměry, úhel ohybu a rádius střednice. Ztrátový spoj potrubí se používá v místech, kde se různá potrubí spojují ve velkých úhlech pro zachování reálnosti matematického modelu.



Obr. 8.6 Grafické znázornění prvků potrubí v programu LES
První řádek zleva: prosté potrubí, virtuální potrubí, svazek potrubí
Druhý řádek zleva: ztrátový spoj, ztrátový ohyb

8.2.5 PŘEPLŇOVÁNÍ

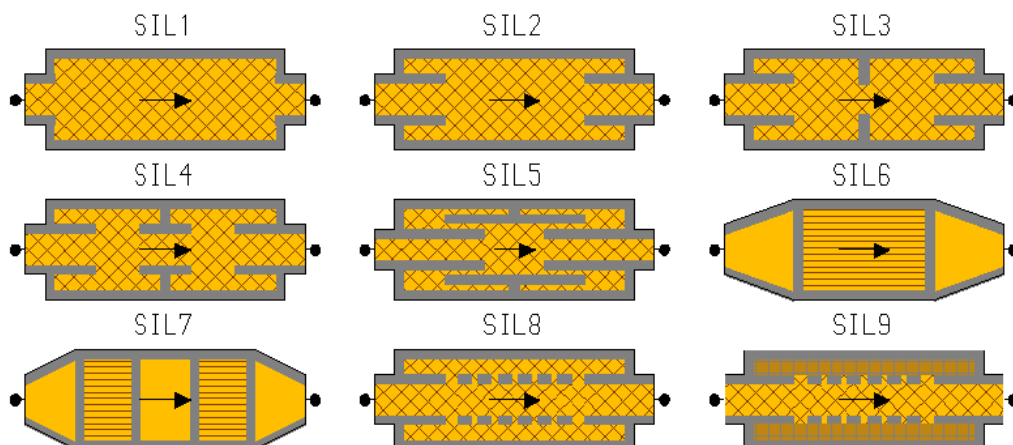
Komponenty z této skupiny ve své diplomové práci nepoužívám, proto nebudou rozebrány podrobně. Patří sem zjednodušený model turbodmychadla, různé druhy mechanických kompresorů, chladič stlačeného vzduchu a předdefinovaná jednotka turbodmychadla, obsahující všechny důležité prvky, včetně akurátorů a snímačů.



Obr. 8.7 Grafické znázornění prvků předdefinované jednotky turbodmychadla v programu LES

8.2.6 TLUMIČ HLUKU VÝFUKU

V této sekci můžeme najít různé druhy reflexních a absorpčních tlumičů hluku. Kromě tlumičů hluku se zde nacházejí také katalyzátory.



Obr. 8.8 Grafické znázornění různých tlumičů hluku výfuku a katalyzátorů v programu LES

8.2.7 OSTATNÍ KOMPONENTY

Do dalších kategorií patří součásti, které se při jednoduchých simulacích nepoužívají. Jedná se o senzory, akční členy, tlumiče hluku sání, zatěžovací mechanismy, mechanická spojení a vstupy z programu Matlab Simulink.

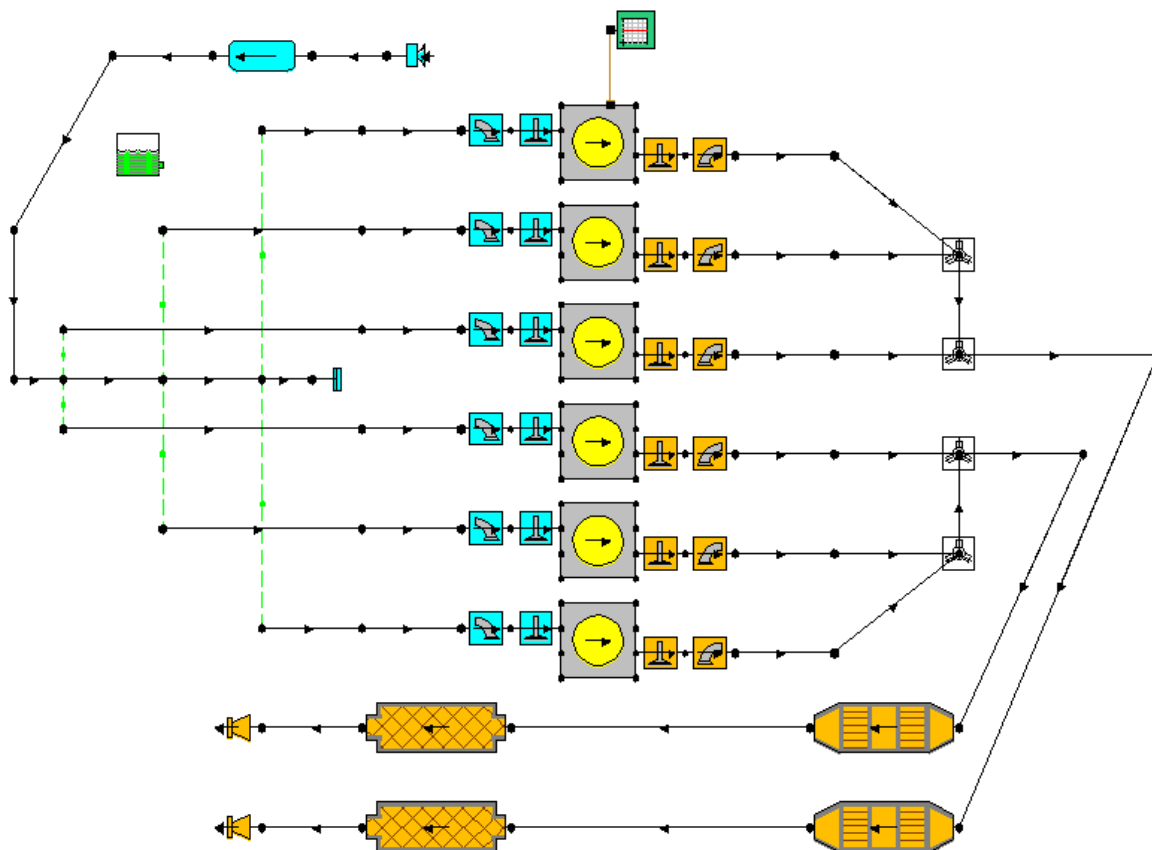


9 MATEMATICKÝ MODEL

Prvky použité k vytvoření matematického modelu jsou charakterizovány výše, v druhé části kapitoly 8.

9.1 SÉRIOVÝ MOTOR

Měření reálných součástí pro tvorbu matematického modelu je popsáno v kapitole 7.

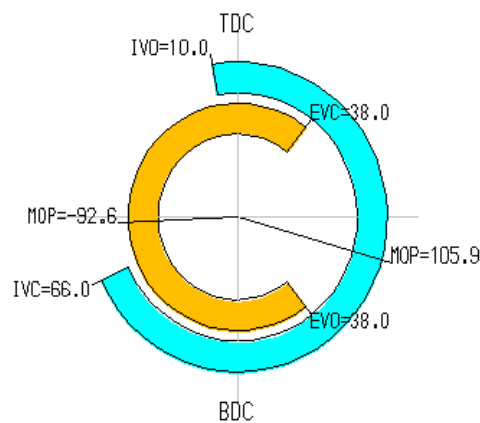


Obr. 9.1 Grafické znázornění matematického modelu sériového motoru v programu LES

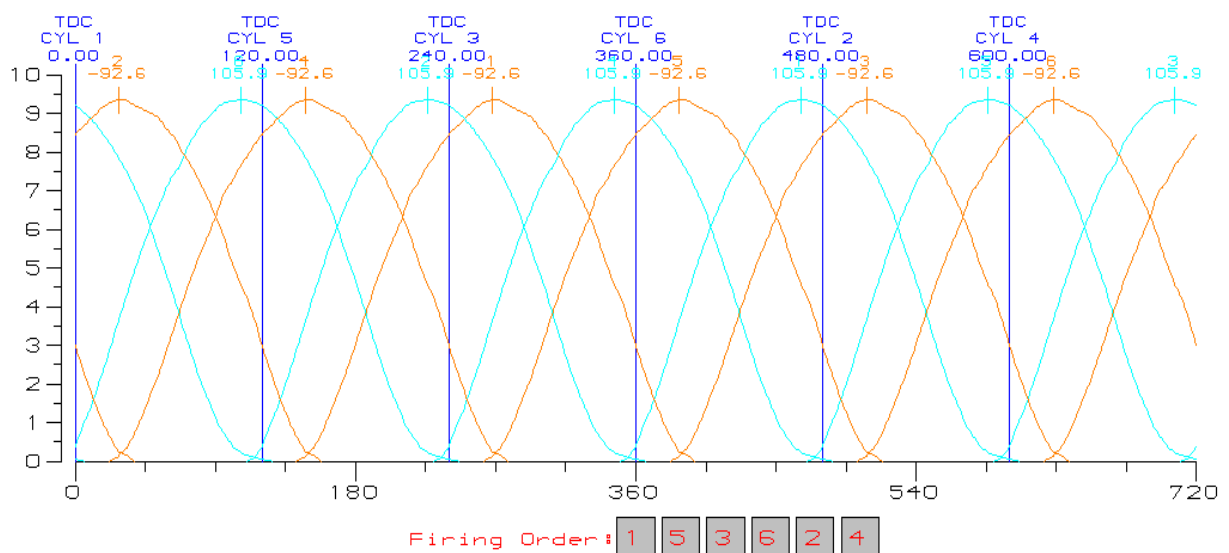


9.1.1 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Prvním krokem vytvoření výpočtového modelu bylo sestavení válcové jednotky, kde jsem v první fázi zadal pouze rozměry klikového mechanismu, rozměry válce a kompresní poměr. U ventilů a kanálů jsem zadal dostupná naměřená data (závislost zdvihu ventilu na úhlu natočení klikového hřídele a průtočný koeficient), upraveny byly také rozměry sedel ventilů. Součástí válcové jednotky jsou také potrubí, představující sací a výfukové kanály. Zde jsem nastavil jejich délky a průměry na vstupu a výstupu. Materiálem je v tomto případě slitina hliníku o tloušťce 4 mm chlazená zvnějšku vodou. Vytvořením 6 kopií vznikl virtuální blok motoru s hlavou válců. Poté bylo zapotřebí nastavit pořadí zapalování. Dalšími kroky bylo vytvoření sacího a výfukového traktu, které se budou co nejvíce blížit realitě.



Obr. 9.2 Časování rozvodového mechanismu v programu LES



Obr. 9.3 Grafické znázornění průběhu otevření ventilů a pořadí zážehu pro jednotlivé válce v programu LES



9.1.2 MODEL SACÍHO TRAKTU

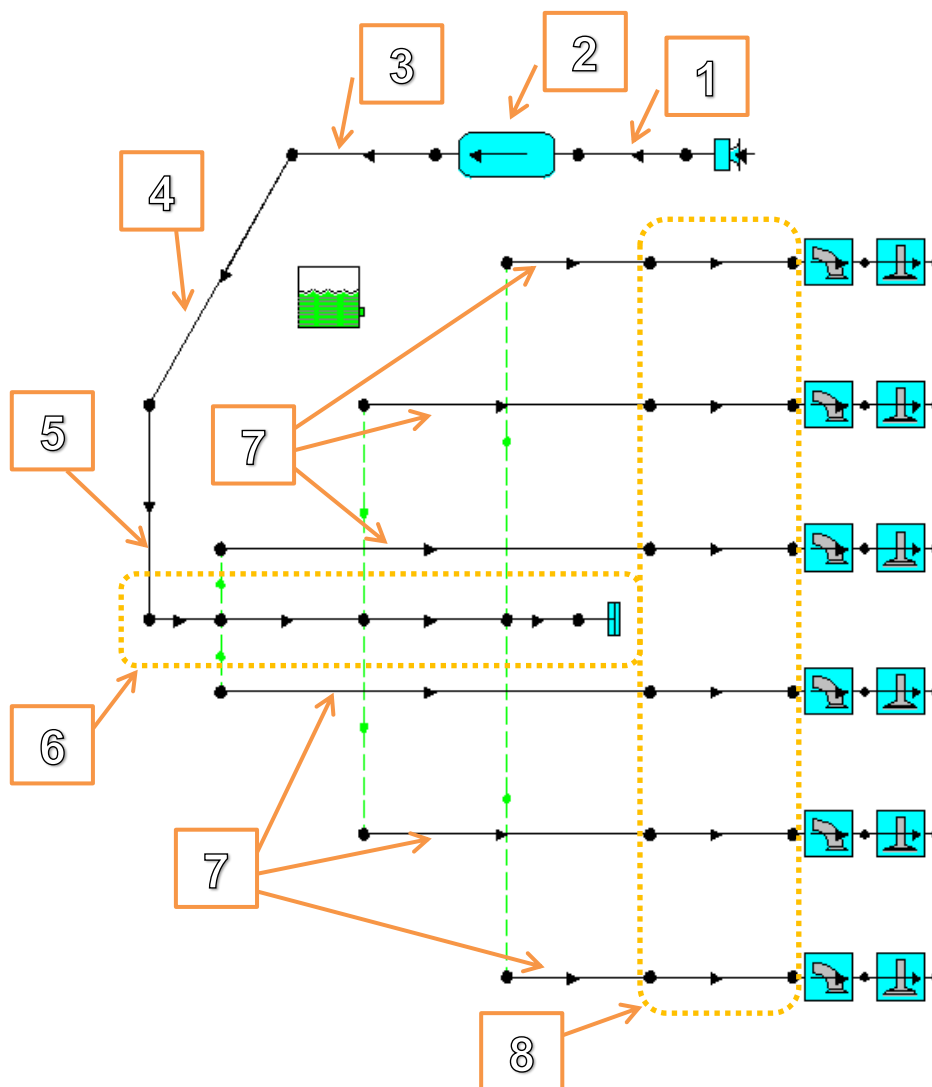
Vzhledem ke složitosti sacího systému jsem se pro zjednodušení pozdějších výpočtů a zkrácení výpočetního času rozhodl na základě konzultace s vedoucím mé práce pro zanedbání nebo zobecnění některých jeho komponent. Veškerá potrubí byla modelována jako potrubí přímá, neuvažoval jsem tedy ztrátové ohyby.

Sací trakt začíná krátkým vstupním potrubím s bezodporovým vstupem. Zjednodušena byla komora čističe vzduchu, která se skládá ze dvou částí, mezi kterými se nachází právě čistič vzduchu. Tuto komoru jsem modeloval s pomocí jednotného pléna s daným objemem, který se rovnal součtu objemů obou polovin komory čističe vzduchu.

Hned za komorou čističe vzduchu se nachází měřicí zařízení průtoku vzduchu systému LU-Jetronic. Toto zařízení jsem modeloval jako prosté potrubí o ekvivalentních rozměrech. Následuje spojovací koleno, které ústí do těla škrticí klapky.

Komponentu škrticí klapky jsem do prvního modelu zahrnul, ale po zjištění, že na průběh vnější otáčkové charakteristiky nemá její vyřazení z modelu znatelný vliv, jsem se rozhodl ji pro další výpočty zanedbat.

Následující součástí jsou sací hrdla, která tvoří ucelený blok s menším airboxem. Airbox byl modelován ve formě průběžného objemného potrubí, ze kterého v daných vzdálenostech ústí sací hrdla pro jednotlivé válce. Tato hrdla navazují na sací kanály, které byly modelovány jako součást válcové jednotky.



Obr. 9.4 Grafické znázornění časování rozvodového mechanismu v programu LES

- 1-bezodporové vstupní potrubí
- 2-airbox, nahrazující komoru s čističem vzduchu
- 3-potrubí, nahrazující měřicí zařízení průtoku vzduchu LU-Jetronic
- 4-potrubí spojovacího kolena
- 5-těleso škrticí klapky
- 6-druhý airbox reprezentovaný objemným potrubím
- 7-potrubí sacích hrdel
- 8-potrubí, představující sací kanály



9.1.3 MODEL VÝFUKOVÉHO TRAKTU

Reálný výfukový trakt se skládá z menšího množství součástí než trakt sací, i zde jsem ale musel přistoupit ke zjednodušení některých součástí. A to především z důvodu zkrácení výpočetního času. Stejně jako v případě sacího traktu byly zanedbány všechny ohyby potrubí.

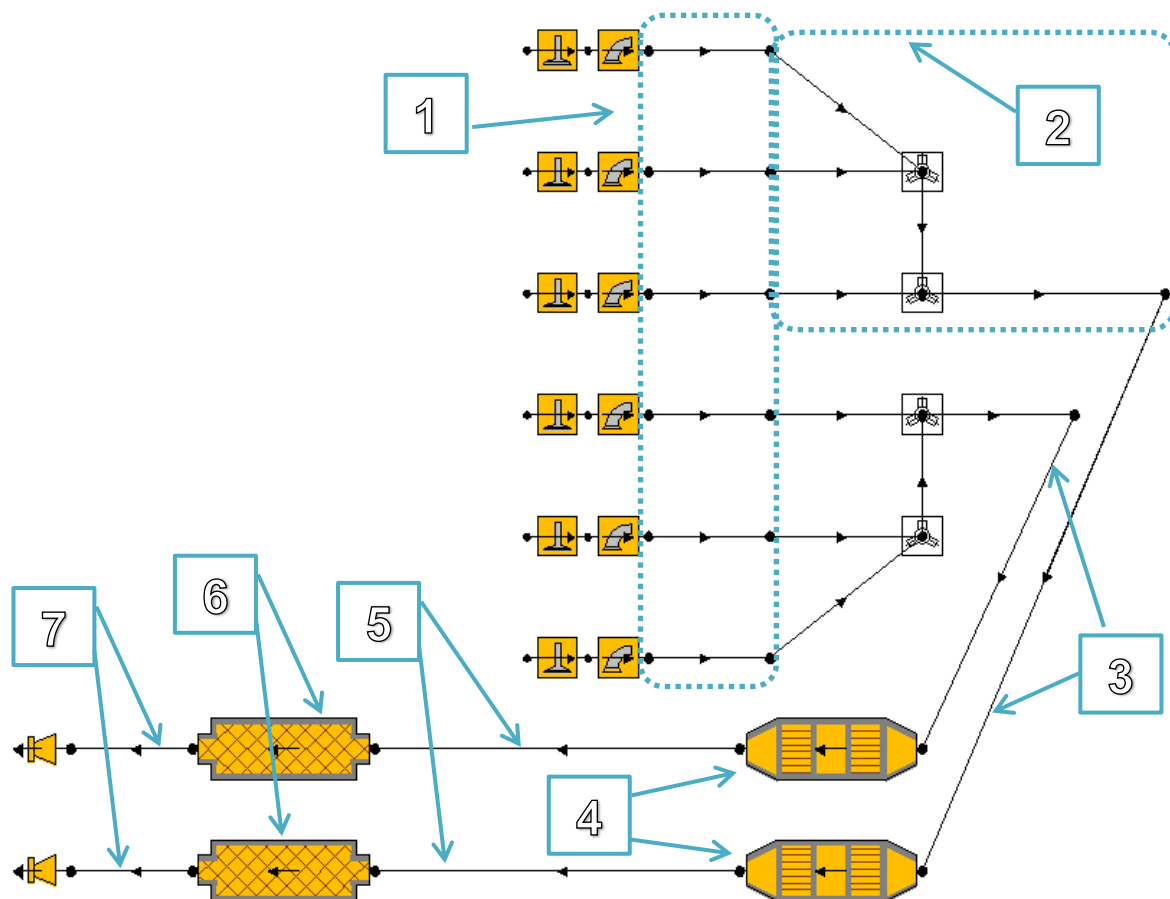
Nejsložitější částí výfukového systému je sběrné potrubí. Jednotlivé větve sběrného potrubí nejsou stejně dlouhé, a navíc se stýkají pod různými úhly. Proto jsem v místě styku jednotlivých větví použil komponenty ztrátových spojení potrubí. Sběrné potrubí je vyrobeno z šedé litiny o síle stěny 4 mm, což jsem také zadal do modelu.

Navazující částí je dvojice spojovacích potrubí ke katalyzátoru. Tato potrubí byla modelována jako prostá potrubí s konstantním průměrem a tloušťkou.

V komoře katalyzátoru se proudící plyny z jednotlivých větví spojovacího potrubí stýkají, toto řešení však velmi zpomalilo výpočet. Proto jsem se rozhodl modelovat výfukový trakt až do konce jako dvě oddělené větve. Pro každou trojici válců jsem tedy použil jeden dvou-blokový katalyzátor, který jsem vybral z nabídky tlumičů hluku. Pro jednoduchost výpočtu jsem použil katalyzátory s kruhovým průřezem. Průměr jednotlivých katalyzátorů byl volen jako průměr ekvivalentní poloviční plochy reálného katalyzátoru. Za katalyzátorem jsou zařazena dvě spojovací potrubí, ústící do tlumiče hluku.

Na vozidle je instalován absorpční tlumič hluku, při použití tohoto typu tlumiče hluku v matematickém modelu se však mnohonásobně zvýšil výpočetní čas, proto jsem se rozhodl použít prostý tlumič hluku. Stejně jako v případě katalyzátoru jsem vytvořil dva prosté tlumiče hluku o ekvivalentních rozměrech.

Poslední částí výfukového systému na vozidle je koncovka s bezodporovým výstupem. Koncovka byla modelována ve formě prostého přímého potrubí.



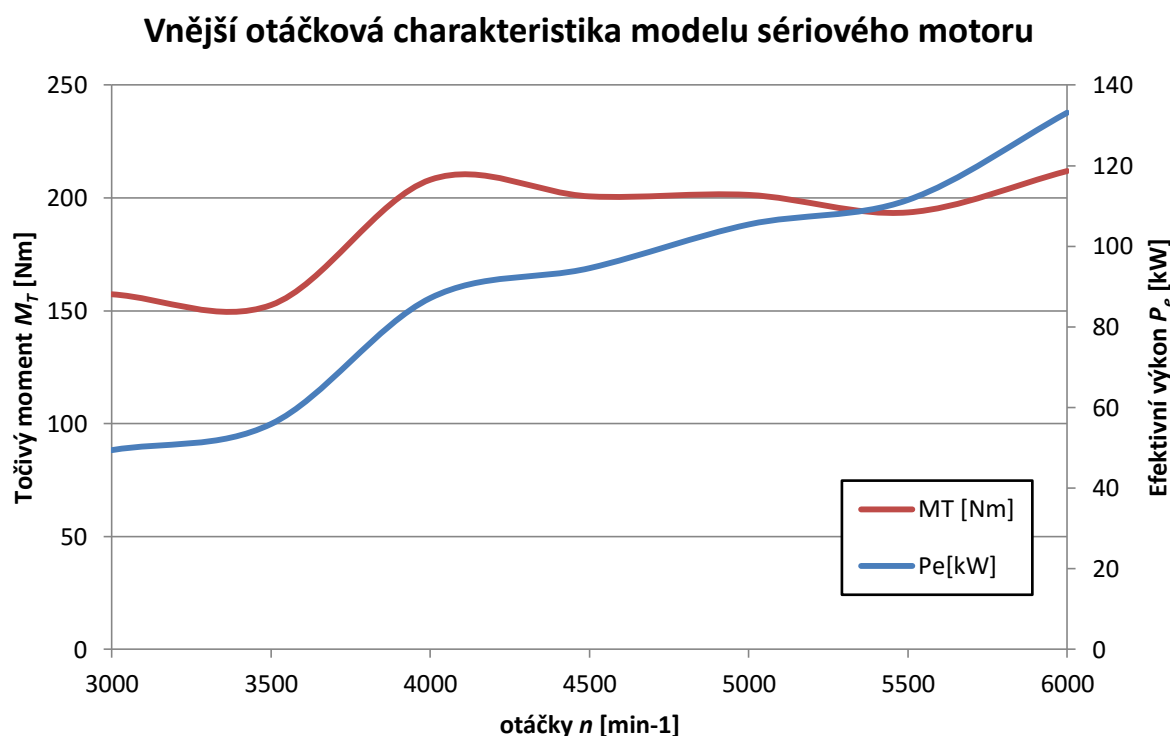
Obr. 9.5 Grafické znázornění časování rozvodového mechanismu v programu LES

- 1- potrubí, představující výfukové kanály
- 2-soustava potrubí a ztrátových spojů, reprezentující sběrné potrubí
- 3-dvojice spojovacích potrubí ke katalyzátoru
- 4-dvojice katalyzátorů
- 5- dvojice spojovacích potrubí k tlumiči hluku
- 6-prosté tlumiče hluku
- 7-koncovka výfuku



9.1.4 VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA MODELU SÉRIOVÉHO MOTORU

Z výše popsaného modelu byla hlavním výstupem vnější otáčková charakteristika sériového motoru. Průběhy točivého momentu a efektivního výkonu jsou zobrazeny na grafu 9.1, hodnoty důležitých veličin v tabulce 9.1.



Graf. 9.1 Průběh točivého momentu a efektivního výkonu výsledků simulace sériového motoru

n [min ⁻¹]	P_e [kW]	M_T [Nm]	BMEP [bar]	BSFC [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	V_{eff} [%]	Conv	Cyc.
3000	49,42	157,31	9,93	259,62	82,5	Y	15
3500	55,91	152,55	9,63	264,53	80,8	Y	15
4000	87,15	208,05	13,13	255,66	107,6	Y	11
4500	94,57	200,69	12,67	260,17	105,4	Y	12
5000	105,42	201,34	12,71	261,65	106,9	Y	11
5500	111,5	193,58	12,22	268,9	105,8	Y	15
6000	133,15	211,91	13,38	275,77	119,5	Y	19

Tab. 9.1 Hodnoty důležitých veličin a konvergence simulace sériového motoru. Oranžová pole označují známé údaje sériového motoru.

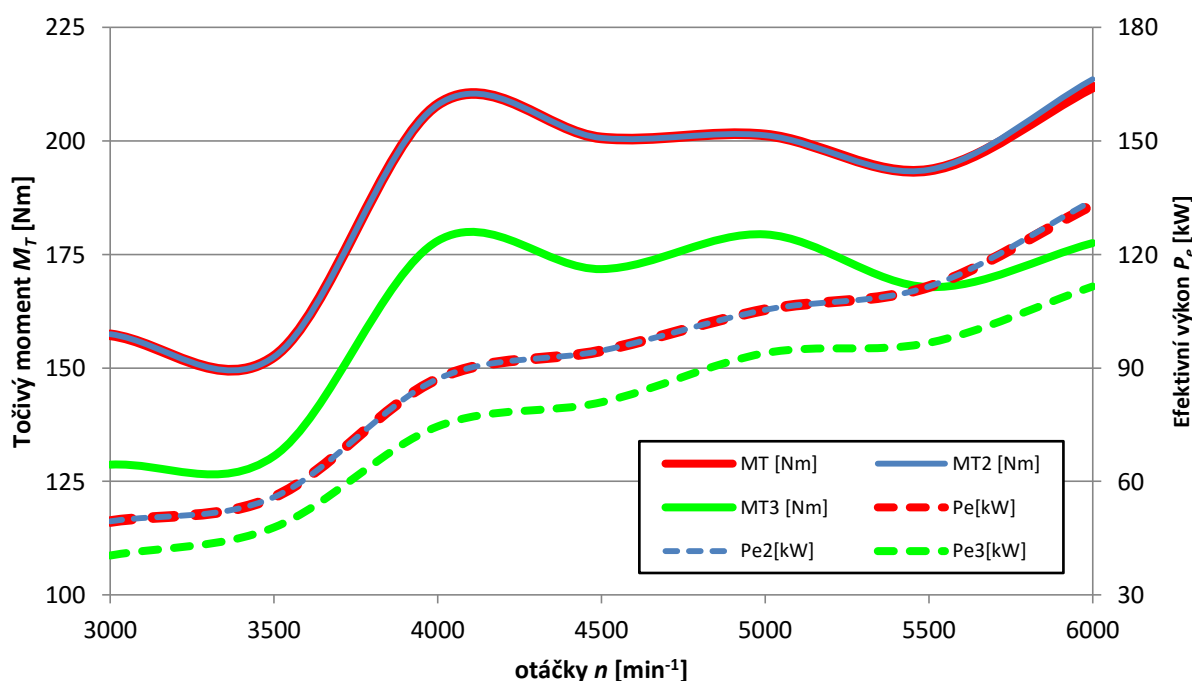
Pro přesné odladění matematického modelu by bylo vhodné změřit na válcové zkušební reálný průběh vnější otáčkové charakteristiky spolu s teplotami a tlaky v jednotlivých částech motoru a periferiích a dalšími důležitými veličinami. To bohužel nebylo z technického a



finančního hlediska možné. Správnost matematického modelu tedy můžu ověřit pouze z hodnot maximálního točivého momentu a efektivního výkonu, uvedených na začátku kapitoly 7. Z grafické závislosti i tabulkových hodnot výsledků simulace je patrné, že matematický model reálnému motoru neodpovídá, hodnoty točivého momentu i výkonu v daných otáčkách jsou příliš vysoké.

Po konzultaci s vedoucím diplomové práce jsem přistoupil k úpravě parametrů Wiebeho funkce hoření paliva. Tyto úpravy však nevedly ke znatelnému snížení hodnot sledovaných veličin. Další možností snížení výkonu bylo upravení účinnosti spalování. Tento krok se ukázal být efektivnější než změna parametrů Wiebeho funkce. Po snížení účinnosti spalování bylo v sériovém modelu dosaženo hodnot, ve známých bodech velmi se blížících reálnému motoru. Jako výchozí matematický model pro výpočet závodního výfukového traktu použiji model sériového motoru s nižší účinností spalování.

Vnější otáčková charakteristika sériového motoru



Graf. 9.2 Porovnání průběhů točivého momentu a efektivního výkonu výsledků simulace sériového motoru a úprav pro snížení výkonu

Červenou barvou je znázorněn původní sériový model.
 Modrou barvou je znázorněn model po úpravě parametrů Wiebeho funkce.
 Zelenou barvou je znázorněn průběh veličin po snížení účinnosti spalování.

9.2 ANALYTICKÉ URČENÍ DÉLEK ČÁSTÍ VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Pro předběžné určení rezonančních délek částí výfukového potrubí využiji vzorce (10.) uvedeného v kapitole 4.2. Jedním ze vstupů do tohoto výpočtu je střední rychlost zvuku ve spalínách, kterou jsem získal z matematického modelu sériového motoru.



Z průběhu momentové charakteristiky simulace sériového motoru je patrné, že v oblasti 5500 min^{-1} by bylo možné zvolením vhodné délky komponent výfukového traktu točivý moment zvýšit.

Analytický výpočet rezonanční délky sběrného potrubí na základě vzorce (13.):

$c_v = 614$	[m.s ⁻¹]	je střední rychlost zvuku ve výfukových plynech
$n = 5500$	[min ⁻¹]	jsou otáčky klikového hřídele
$\Phi_t = 150$	[°]	je úhel natočení klikového hřídele, za který se vlna vrátí zpět
$L_{vk} = 70$	[mm]	je délka výfukového kanálu
L_v	[mm]	je výsledná rezonanční délka sběrného výfukového potrubí

$$L_v = \frac{1000\Phi_t c_v}{12n} - L_{vk} = \frac{1000 \cdot 150 \cdot 639,67}{12 \cdot 5500} - 70 = 1325,58[\text{mm}]$$

Analytický výpočet rezonanční délky spojovacího potrubí:

$c_v = 662,01$	[m.s ⁻¹]	je střední rychlost zvuku ve výfukových plynech
$n = 5500$	[min ⁻¹]	jsou otáčky klikového hřídele
$\Phi_t = 170$	[°]	je úhel natočení klikového hřídele, za který se vlna vrátí zpět
L_s	[mm]	je výsledná rezonanční délka sběrného výfukového potrubí

$$L_{vs} = \frac{1000\Phi_t c_v}{12n} = \frac{1000 \cdot 170 \cdot 639,67}{12 \cdot 5500} = 1706,14[\text{mm}]$$

9.3 KONSTRUKČNÍ OMEZENÍ

Při sestavování modelů nových výfukových systémů musím vycházet z omezení, daných použitými konstrukčními prvky a také konstrukcí samotného vozidla. Výfuk bude svařen z trubek a kolen, dostupných na trhu s náhradními díly. Nabídka průměrů trubek a kolen je však omezená pouze na určité rozměry. Průměr konce výfukového kanálu je 34 mm, což je výchozí rozměr pro tvorbu výfukového systému.

Nejmenší nabízená potrubí pro výrobu výfukových systémů v dostatečném počtu variant ohybu (30 – 120)° mají vnitřní průměr 41 mm. U příruby sběrného potrubí by musela být instalována redukce, zajišťující plynulý přechod z průměru 34 mm do průměru 41 mm. Pro zachování kontinuity proudění musí být úhel rozevření potrubí dostatečně malý (max. 8°). Při přihlédnutí k tomuto předpokladu vychází minimální délka redukčního členu 25 mm.

Výfuková kolena nabízená pouze ve variantě ohybu 90° jsou v katalogu firmy BOSAL dostupná ve více průměrech. Nejbližší větší nabízený průměr potrubí z tohoto katalogu je 35 mm. Při použití těchto kolen by nebylo zapotřebí použití redukčního členu, nevýhodou je však jediná varianta úhlu ohybu.



Rozměr sběrného potrubí byl určen s ohledem na vyrobiteľnosť z jednotlivých typů kolen, zástavbové možnosti ve vozidle a výsledky simulace pro jednotlivé průměry.

Kolena a potrubí jsou komerčně dostupná množství průměrů, pro konstrukci spojovacího potrubí výfukového systému jsem předběžně vybral komponenty s vnitřním průměrem (50,60,70) mm.

Omezení z hlediska konstrukce vozidla se týká především umístění tlumiče hluku výfuku a s ním spjatého spojovacího potrubí. U závodní varianty vozu BMW E30 M3, kde bývá instalována bezpečnostní palivová nádrž v zavazadlovém prostoru vozidla, je tlumič hluku umístěn v prostoru původně určeném pro nádrž. Přičemž je osa tlumiče hluku téměř kolmá k podélné ose vozidla a koncovky směřují ven k levému obrysu vozu. Toto umístění tlumiče výfuku je výhodné z hlediska nižší hmotnosti výfukové soustavy. Další výhodou této varianty je celkové zlepšení jízdních vlastností, protože je tlumič, reprezentující relativně hmotné těleso, umístěn blízko těžiště vozidla, což má za následek snížení momentu setrvačnosti vozidla při zatáčení. Sériové umístění tlumiče hluku je v levé zadní části vozidla, osa je mírně odchýlená od podélné osy vozu.

Pro zkrácení výpočtového času bude pro určení délky spojovacího potrubí v prvotních matematických modelech zanedbán tlumič hluku. Následné umístění tlumiče hluku a s tím spojená délka spojovacího potrubí budou voleny na základě výsledků simulace.

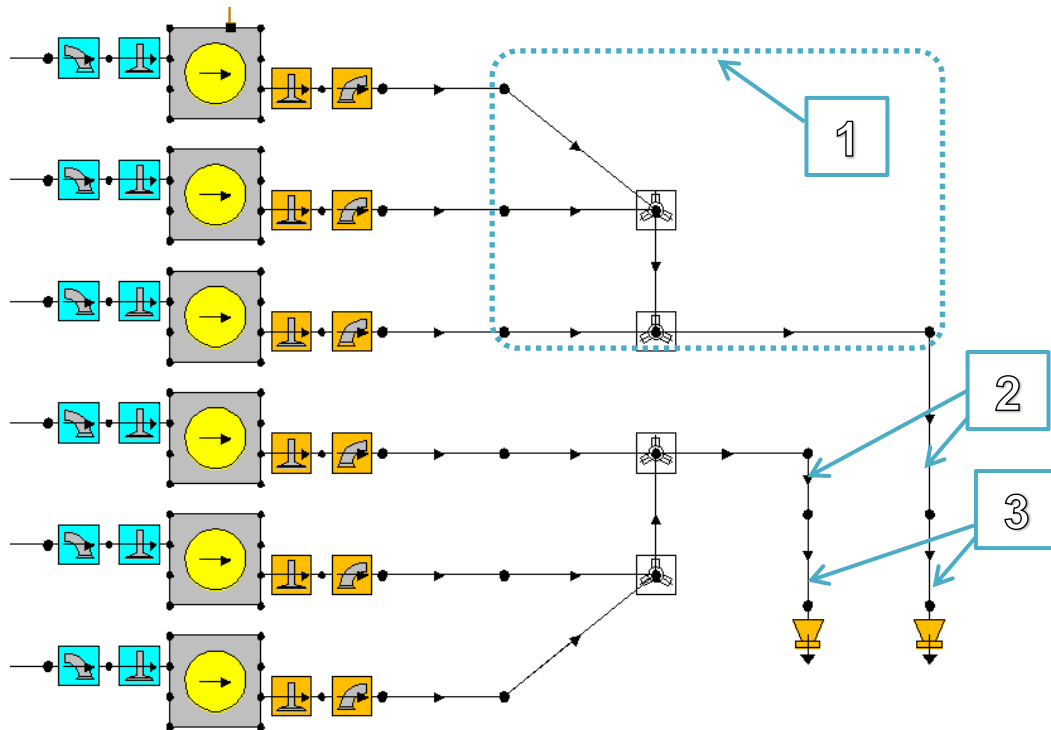
9.4 KONSTRUKČNÍ VARIANTY A - PRO MČH

Jak je popsáno v úvodu kapitoly 5, pro účast v seriálu mistrovství České republiky historických vozidel, je možné upravit výfukový systém od sběrného potrubí dále. Za předpokladu dodržení tohoto předpisu přicházejí v úvahu 2 varianty umístění tlumiče hluku a 2 varianty spojovacího potrubí. Délka jednotlivých spojovacích potrubí je závislá především na konstrukčním uspořádání vozidla, v případě tohoto typu potrubí bude počítána s ohledem na výkonové charakteristiky, především však s ohledem na zástavbové možnosti ve vozidle.



9.4.1 DVOJICE SPOJOVACÍCH POTRUBÍ (3-1, 3-1)

V tomto případě budou použita samostatná spojovací potrubí pro první a druhou skupinu válců zvlášť. Délka spojovacích potrubí závisí na umístění tlumiče hluku. V případě umístění tlumiče hluku v původním místě palivové nádrže je délka spojovacích potrubí 2700 mm. Pro umístění v zadní části vozidla je délka spojovacího potrubí 3800 mm.



Obr. 9.6 Grafické zobrazení matematického modelu motoru s dvojicí spojovacích výfukových potrubí v programu LES

1- sériové sběrné potrubí

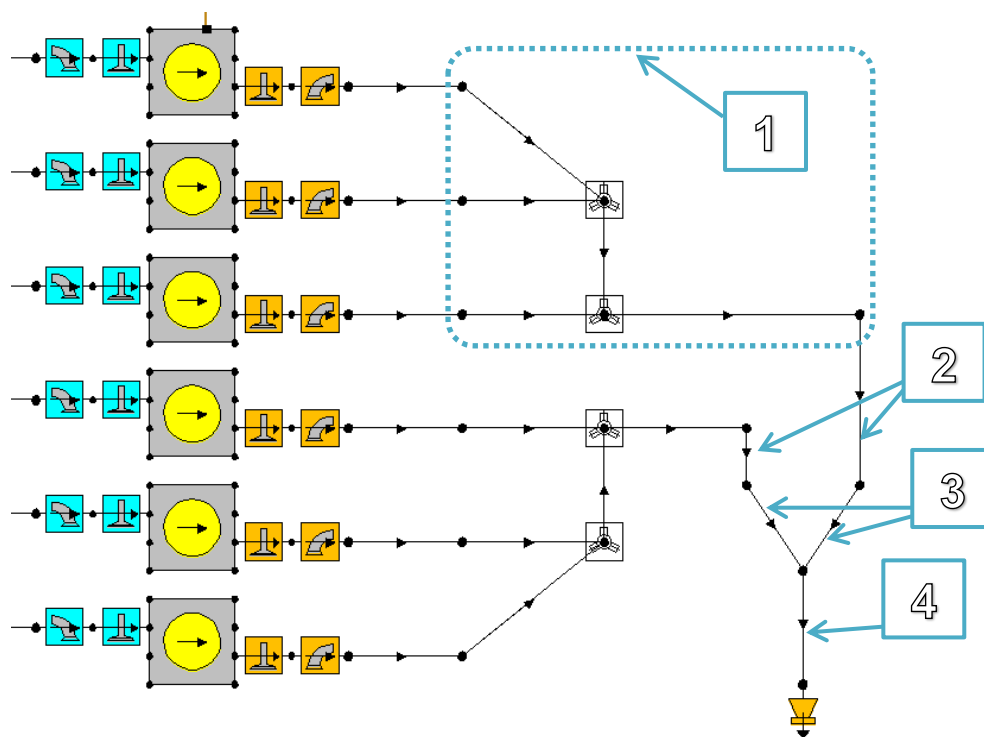
2-redukce potrubí z průměru 43 mm na 50 mm, délka 100 mm

3-dvojice spojovacích potrubí, délky: 2600 mm pro krátkou variantu, 3700 mm pro dlouhou variantu



9.4.2 JEDNODUCHÉ SPOJOVACÍ POTRUBÍ (3-2-1-2-3)

Sběrná potrubí pro jednotlivé výfukové větve se ve vhodné vzdálenosti setkají a dále do tlumiče hluku vede pouze jediné potrubí. Délka potrubí je pro tento případ dána opět konstrukčním uspořádáním vozu, je však možné měnit umístění kolektoru. Podle předběžného analytického návrhu vychází délka spojovacího potrubí 1647,95 mm.



Obr. 9.7 Grafické zobrazení matematického modelu motoru s jednoduchým spojovacím výfukovým potrubím v programu LES

1- sériové sběrné potrubí

2-redukce potrubí z průměru 43 mm na 50 mm, délka 100 mm

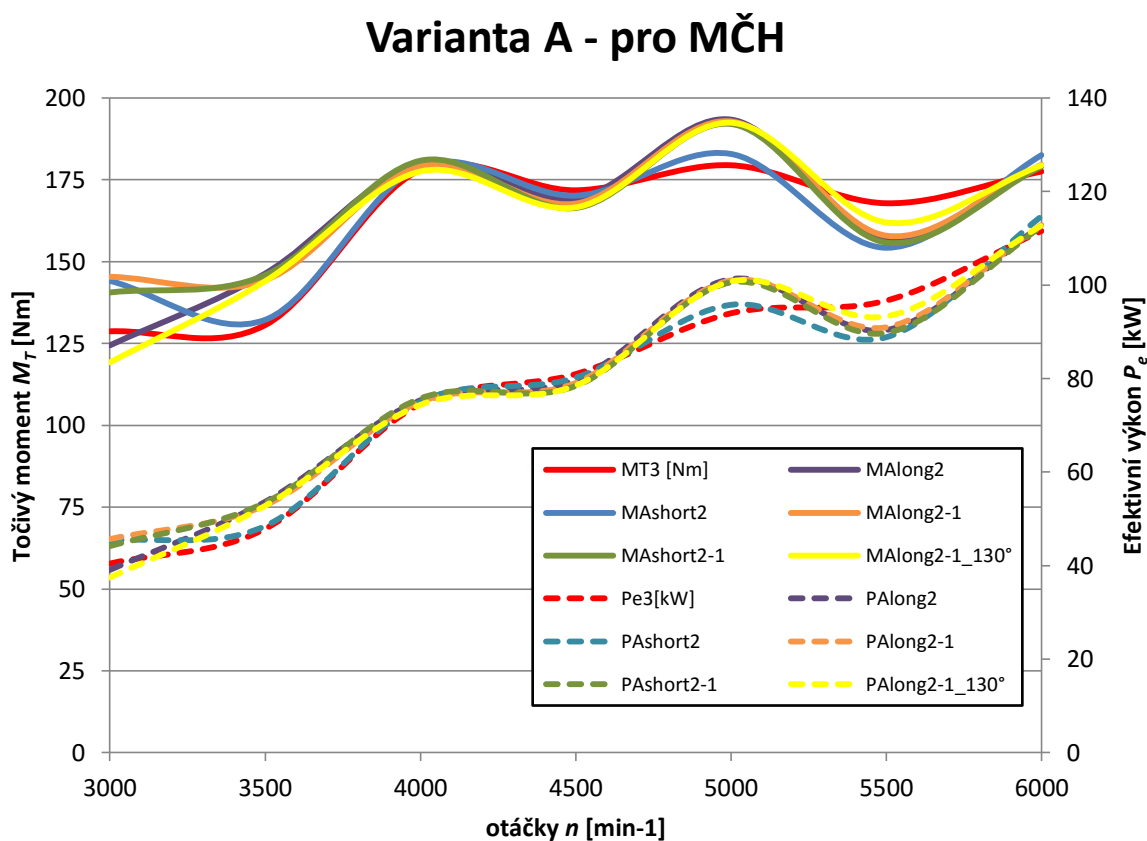
3-dvojice spojovacích potrubí o délce 1547 mm

4-jednoduché spojovacích potrubí, délky: 953 mm pro krátkou variantu, 2053 mm pro dlouhou variantu



9.4.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Největší vliv rezonančního přepřívání můžeme pozorovat v oblasti 5000 otáček, v cílové oblasti 5500 otáček nastává proti sériovému provedení propad hodnot točivého momentu a výkonu. To může být způsobeno zvolením příliš velkého úhlu návratu tlakové vlny, který byl do prvotního analytického výpočtu volen 170° . Pro ověření tohoto předpokladu byla provedena další simulace pro variantu 2-1 s kratším spojovacím potrubím, odpovídajícím úhlu návratu tlakové vlny 150° . Porovnání těchto simulací můžeme vidět na grafu (9.3). Z výsledných průběhů jednotlivých charakteristik je patrné, že zmenšení úhlu návratu tlakové vlny má za následek menší propad hodnot točivého momentu i výkonu v cílové oblasti 5500 min^{-1} než v ostatních případech.

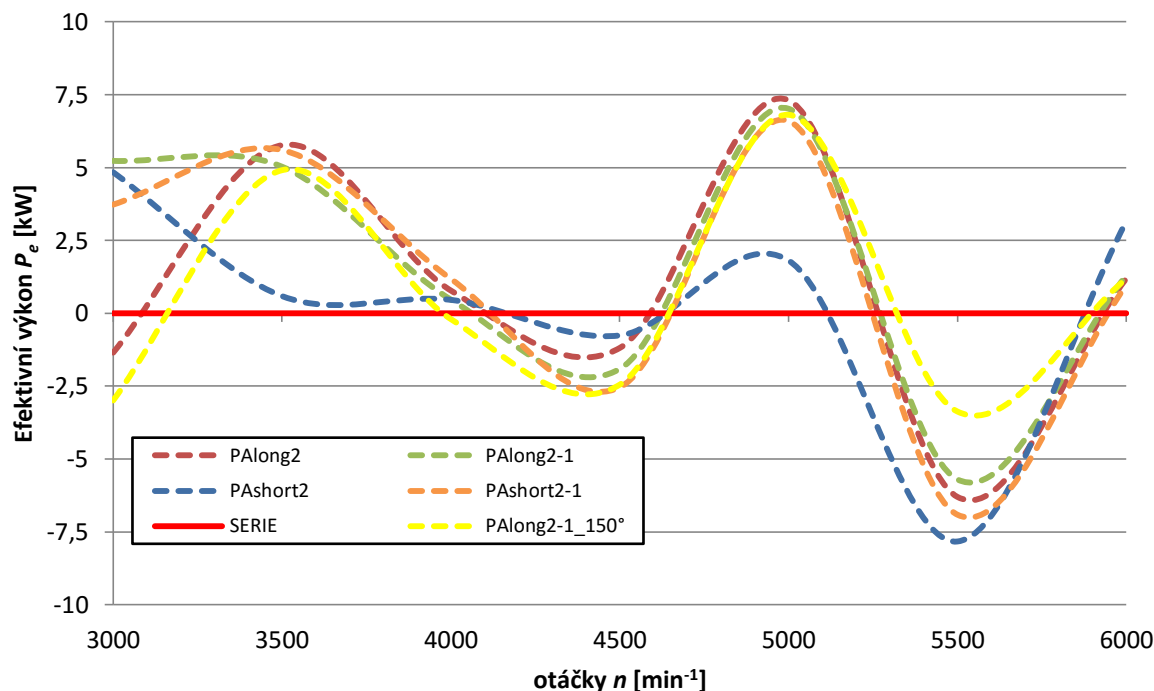


Graf. 9.3 Porovnání průběhů točivého momentu a efektivního výkonu výsledků simulace sériového motoru a jednotlivých řešení pro MČH

Na grafu (9.3) můžeme vidět, že rozdíl v průběhu jednotlivých veličin vzhledem k sériovému motoru je znatelný, avšak mezi uvažovanými řešeními velké rozdíly nejsou. Pro lepší porovnání všech variant je lepší relativní zobrazení průběhů, viz graf (9.4). Za referenční hodnotu volím průběh sériového motoru.



Varianta A - pro MČH



Graf. 9.4 Relativní porovnání efektivního výkonu výsledků simulace sériového motoru a jednotlivých řešení pro MČH

Pro variantu „A“ se jeví jako nejvhodnější provedení reprezentované v grafu 9.4 žlutou přerušovanou čarou, tedy provedení s krátkým dvojitým spojovacím potrubím, které se vprostřed vozidla spojuje v jedno potrubí. V oblasti nižších a středních otáček sice nedosahuje takových výkonů jako ostatní provedení, v oblasti vysokých otáček však zaznamenává nejmenší propad výkonu.

9.5 KONSTRUKČNÍ VARIANTY B - PRO HOBBY PODNIKY

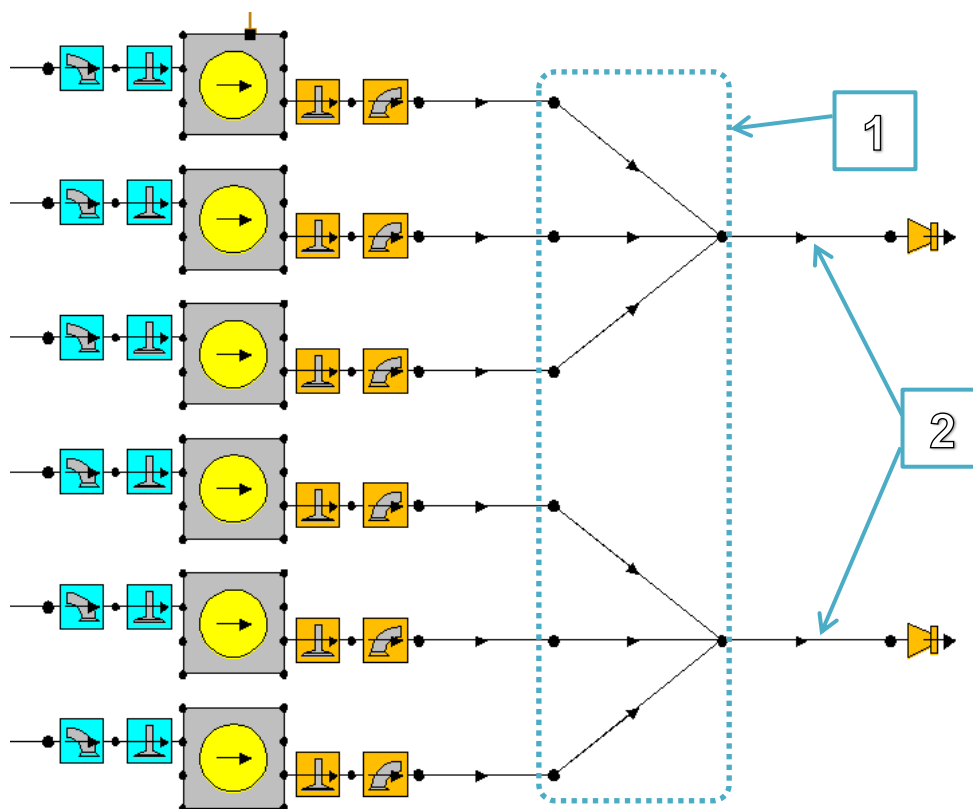
Pro účast ve volných podnikcích rallye neplatí tak přísná pravidla, jako v případě MČH. Je tedy možné upravit i sběrné potrubí. I pro tento případ je možné vytvořit 4 varianty výfukového systému.

Prvotní délku sběrného potrubí jsem zvolil dle předběžného analytického výpočtu v kapitole 8.4. Následné délky spojovacích potrubí byly voleny s ohledem na konstrukční uspořádání vozidla.



9.5.1 DVOJICE SPOJOVACÍCH POTRUBÍ (3-1, 3-1)

Uspořádání je v tomto případě stejné jak u sériové varianty. Jedná se tedy o dvě větve výfukového systému, z nichž každá odvádí spaliny z jedné skupiny válců. Umístění tlumiče hluku může být stejné jako v případě řešení pro MČH. Varianty spojovacího potrubí budou počítány pro dlouhou a krátkou verzi výfukového systému.



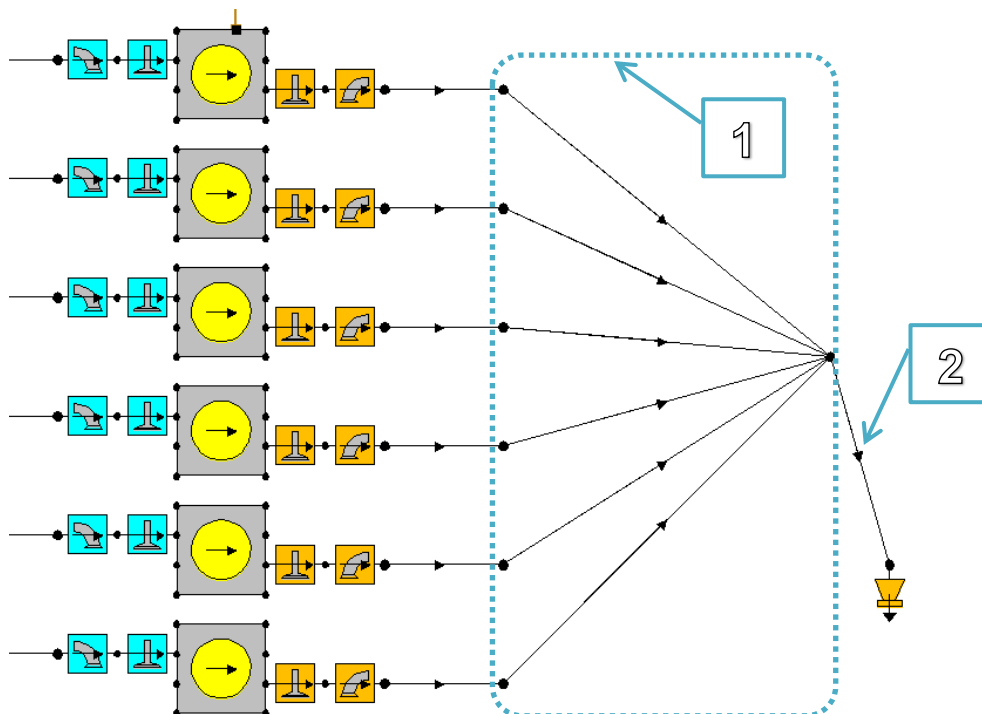
Obr. 9.8 Grafické zobrazení matematického modelu motoru s jednoduchým spojovacím výfukovým potrubím v programu LES

1- sběrné potrubí o délce 1300 mm
2-dvojice spojovacích potrubí, délky: 1400 mm pro krátkou variantu, 2500 mm pro dlouhou variantu



9.5.2 JEDNODUCHÉ SPOJOVACÍ POTRUBÍ (6-1)

Sběrné potrubí ústí u tohoto provedení do jediného společného spojovacího potrubí. Uvažovány jsou opět obě varianty umístění tlumiče hluku.



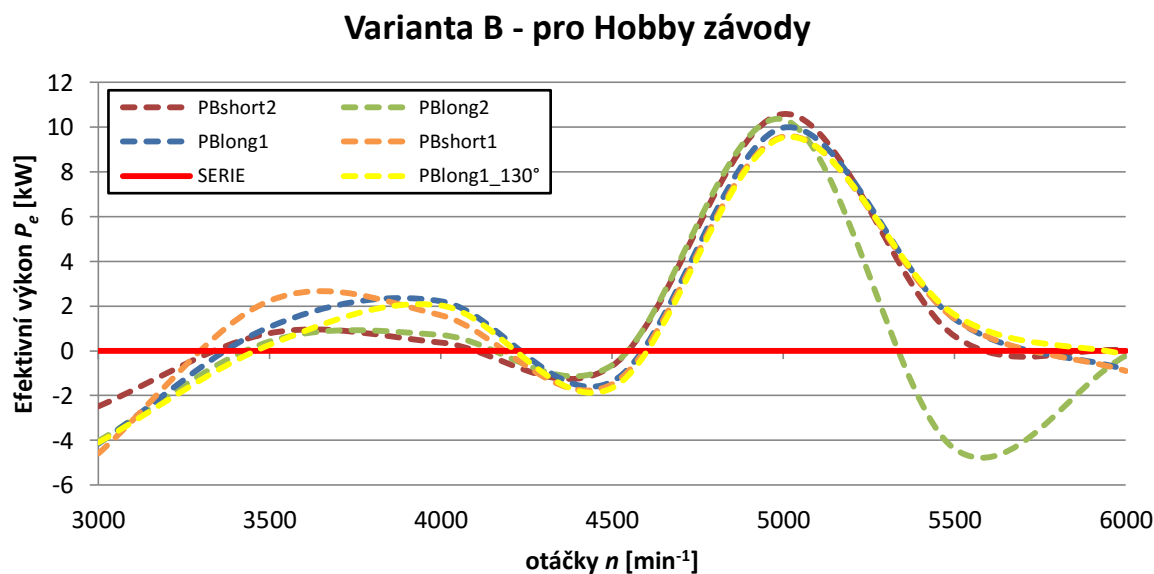
Obr. 9.9 Grafické zobrazení matematického modelu motoru s jednoduchým spojovacím výfukovým potrubím v programu LES

1- sběrné potrubí o délce 1300 mm
2-jednoduché spojovací potrubí, délky: 1400 mm pro krátkou variantu, 2500 mm pro dlouhou variantu



9.5.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Stejně jako u variant pro MČH, i zde nastává nárůst výkonu i točivého momentu v oblasti 5000 min^{-1} , hodnoty však v 5500 min^{-1} však již ve většině případů neklesají pod hodnoty sériového motoru. I pro tento případ byla provedena kontrolní simulace s kratším sběrným potrubím (úhel návratu tlakové vlny 130°). V oblasti vyšších otáček se však průběhy výkonů téměř neliší. Pro lepší přehlednost jsem vytvořil opět graf s relativním porovnáním průběhů, referenční hodnotou je znovu sériový výkon, viz graf (9.5).



Graf. 9.5 Relativní porovnání efektivního výkonu výsledků simulace sériového motoru a jednotlivých řešení pro Hobby podniky

Pro variantu „B“ jsou průběhy výkonů jednotlivých provedení velmi podobné, žádná z variant není výrazně lepší než ostatní. Jako nevhodná se jeví varianta se dvěma dlouhými spojovacími potrubími. Dvojitě spojovací potrubí v krátké verzi sice dosahuje nejvyššího výkonu v 5000 min^{-1} , v oblasti středních otáček však zvýšení výkonu není tak razantní. Pro finální řešení výfukového systému tedy budu dále uvažovat varianty s jednoduchým spojovacím potrubím.

9.6 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ A VÝBĚR NEJVHODNĚJŠÍCH VARIANT

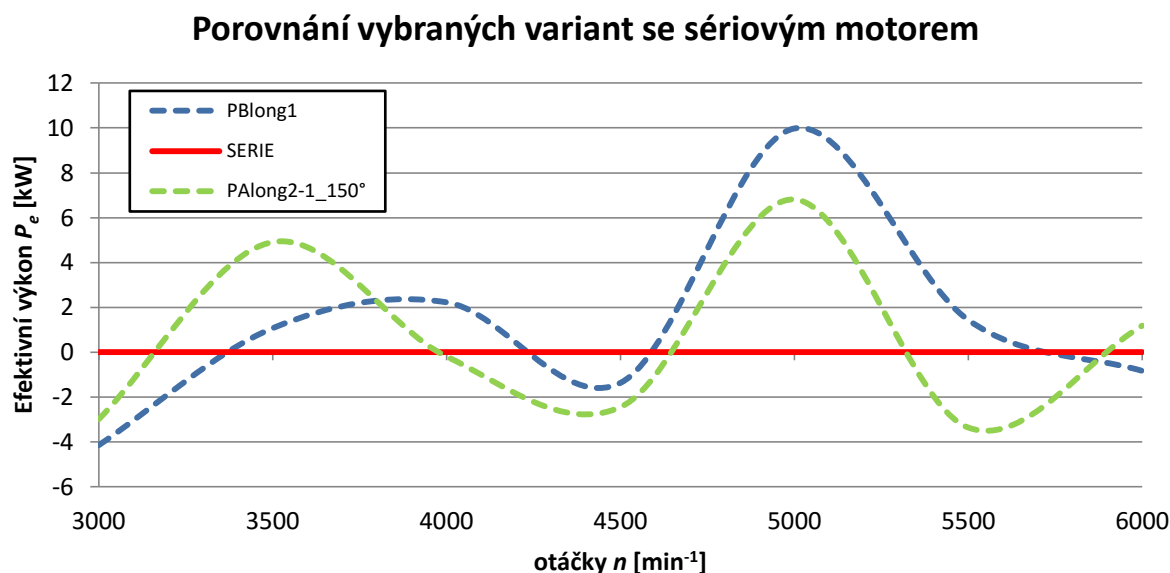
Na základě grafu (9.4) jsem vybral pro realizaci výfuku pro účast v MČH variantu 2-1 s kratší první částí spojovacího potrubí (úhel návratu tlakové vlny 150°). Jednoduché koncové spojovací potrubí je výhodné také z hlediska hmotnosti.

V návaznosti na toto rozhodnutí byla pro volné závody vybrána také dlouhá varianta s jediným spojovacím potrubím. Provedení se dvěma větvemi spojovacího potrubí sice dosahuje vyššího maximálního výkonu v $n=5000 \text{ min}^{-1}$, v jiných oblastech však můžeme pozorovat výrazné propady. V průběhu točivého momentu a výkonu mezi jednotlivými uspořádáními výfukového traktu s jedním spojovacím potrubím není v oblasti vyšších otáček velký rozdíl. Jako nejlepší volba ohledně průběhu výkonu se jeví varianta 6-1 s delším



sběrným potrubím (úhel návratu tlakové vlny 150°), který sice dosahuje nepatrně menšího výkonu v 6000 min^{-1} , tento propad je však vykoupen lepším průběhem výkonu v oblasti středních otáček.

Obě výsledné varianty byly zvoleny i s ohledem na reálnou konstrukci výfukového systému. Původní ideou konstrukce bylo totiž stavebnicové uspořádání výfukového systému a snadná zaměnitelnost dílů, předepsaných pravidly pro jednotlivé podniky. Zadní díl spojovacího potrubí a tlumič výfuku tedy bude pro obě varianty stejný. Vyměnitelné bude spojovací potrubí pro variantu „A“ a sběrné potrubí pro variantu „B“. Výsledné srovnání je zřejmé z grafu 9.6.



Graf. 9.6 Relativní porovnání efektivního výkonu výsledků simulace sériového motoru a vybraných řešení

Červená barva – sériový motor
 Zelená barva – varianta „A“
 Modrá barva – varianta „B“



9.7 PULSE KOLEKTOR

Po výběru nejvhodnějších variant jsem se dále zaměřil na nejvhodnější provedení spojení jednotlivých větví systému, tedy na kolektor. Pro obě vybrané varianty jsem vytvořil čtyři matematické modely s různými parametry kolektoru.

9.7.1 EXPANZNÍ POMĚR

Charakteristickým znakem kolektoru je expanzní poměr:[31]

$$C_{col} = \frac{A_{out}}{A_{in}} = \frac{(n-1)d_{ep}^2 + d_{tp}^2}{d_{ep}^2} [-] \quad (22.)$$

C_{col}	[-]	je expanzní poměr kolektoru
A_{out}	[m ²]	je průřez výstupní plochy
A_{in}	[m ²]	je průřez vstupní plochy
n_{in}	[-]	je počet vstupních větví
d_{ep}	[m]	je průměr vstupních větví
d_{tp}	[m]	je průměr výstupní větve

Hodnoty expanzního poměru jsem volil s ohledem na rozměry vstupního potrubí.

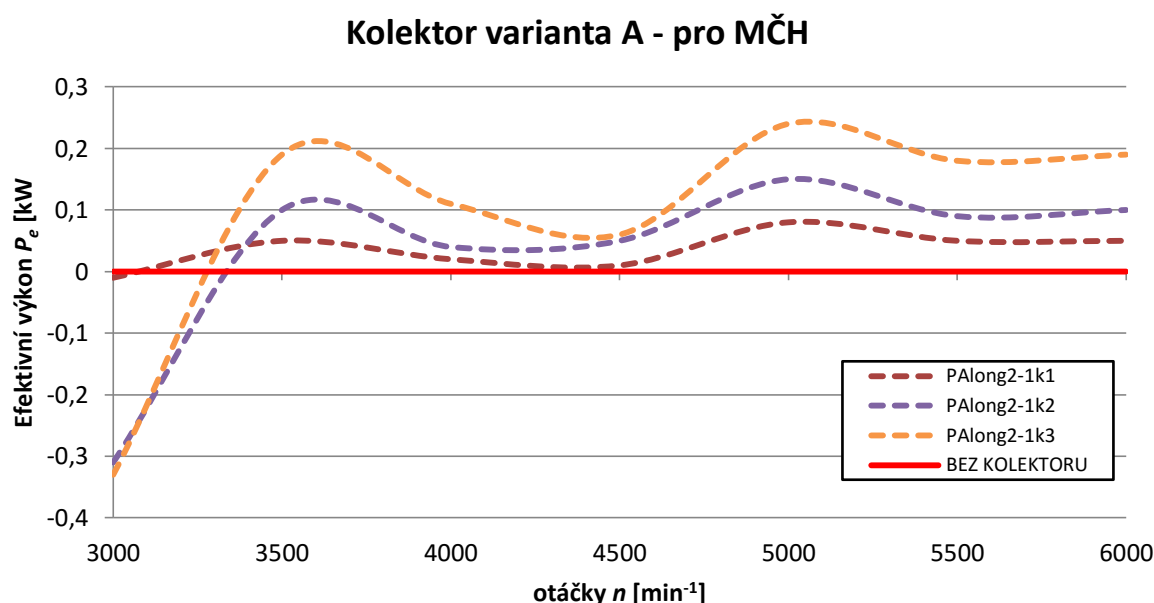
9.7.2 VARIANTA PRO MČH

V tomto případě se jedná o kolektor typu 2-1. Průměry vstupních potrubí jsou 50 mm, průměr výstupního potrubí je 70 mm. Hodnoty průměrů a expanzních poměrů jednotlivých variant kolektoru jsou zobrazeny v tabulce (9.2).

varianta	expanzní poměr	průměr kolektoru d_{kol} [mm]
Bez kolektoru	3	70
k1	2,7	65
k2	2,5	62
k3	2,4	59

Tab. 9.2 Expanzní poměry a průměry kolektoru vybrané varianty pro MČH.

Výše zmíněné úpravy neměly na výsledné průběhy momentových a výkonových charakteristik razantní vliv, proto jsem pro zobrazení rozdílů použil opět grafické znázornění relativních hodnot, jako referenční jsem použil průběh bez kolektoru. Hodnoty výkonu se mění pouze v řádech desetin, jak je patrné z grafu (9.7). Od 3500 min⁻¹ se výkon pohybuje nad referenční hodnotou, ve 3000 min⁻¹ však můžeme pozorovat propad. S postupným snižováním expanzního poměru kolektoru rostou rozdíly v nárůstu nebo úbytku výkonu, charakteristika se však také vzhledem k referenční hodnotě stává méně plochou.



Graf. 9.7 Relativní porovnání efektivního výkonu výsledků simulace pro různé expanzní poměry kolektoru, varianta „A“

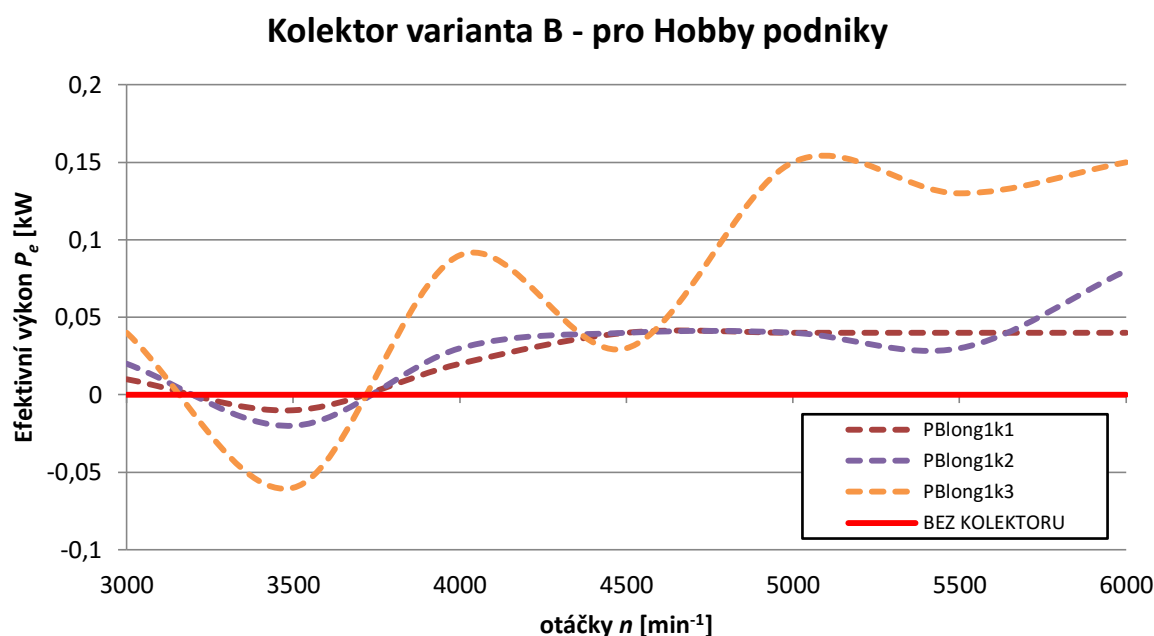
9.7.3 VARIANTA PRO HOBBY PODNIKY

V tomto případě se jedná o kolektor 6-1 za sběrným potrubím. Průměr vstupních větví sběrného potrubí je 35 mm, průměr spojovacího potrubí 70 mm. Hodnoty jednotlivých expanzních poměrů a průměrů pro jednotlivé varianty tohoto uspořádání kolektoru jsou vyobrazeny v tabulce (9.3).

varianta	expanzní poměr	průměr kolektoru d_{kol} [m]
Bez kolektoru	9	70
k1	8,7	67
k2	8,5	65
k3	8	60

Tab. 9.3 Expanzní poměry a průměry kolektoru vybrané varianty pro Hobby podniky

Na tento typ potrubí má použití pulse kolektoru menší vliv než u varianty pro MČH. Pod referenční hodnotu výkonu se dostávají křivky pouze v oblasti 3500 min^{-1} , viz graf (9.8.).



Graf. 9.8 Relativní porovnání efektivního výkonu výsledků simulace pro různé expanzní poměry kolektoru, varianta „B“

9.7.4 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Z výše uvedených grafů je patrné, že zařazením pulse kolektoru do výfukového traktu můžeme dosáhnout jistého zvýšení výkonu v oblasti středních a vyšších otáček. Pro náš motor je však zvýšení výkonu zanedbatelné a s přihlédnutím ke složitosti výroby pulse kolektoru jsem se rozhodl tento prvek do výfukového systému nezařadit.

9.8 TLUMIČ HLUKU

Dalším úkolem, který mě v mojí práci čekal, bylo vytvoření návrhu a následná realizace účinného tlumiče hluku. Při konstrukci tlumiče hluku jsem vycházel z prací a poznatků bývalých kolegů z týmu TU Brno racing, zabývajících se touto problematikou na formuli student.

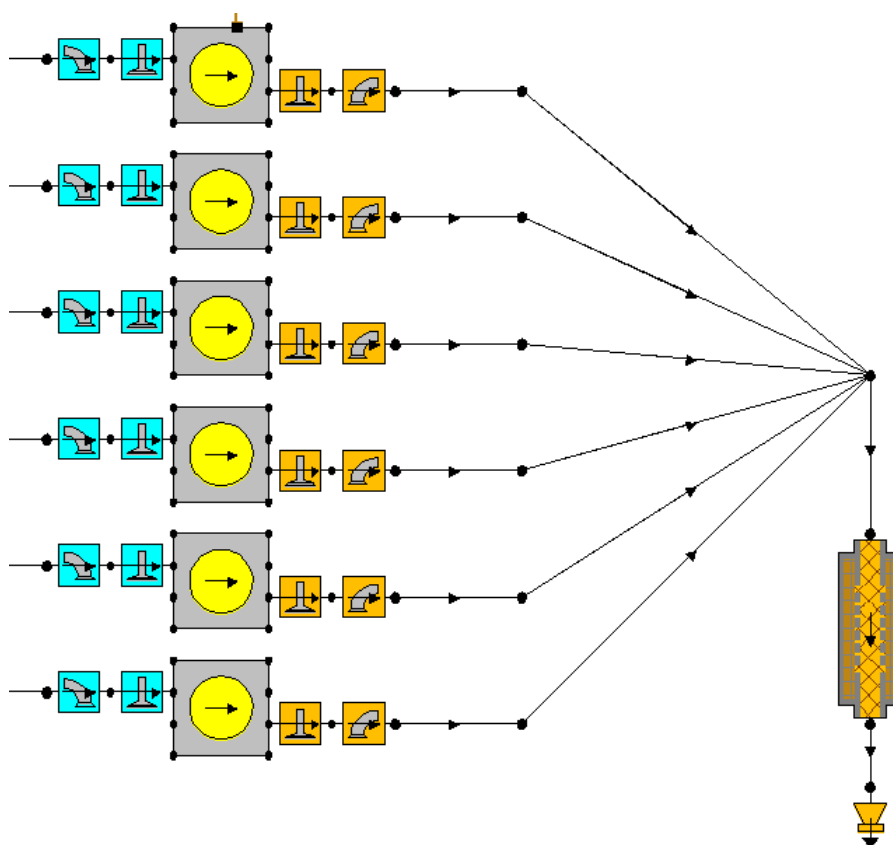
Program LES dokáže simulovat hluk, generovaný namodelovaným spalovacím motorem, nevýhodou však je stanovení hodnot hladin hluku pouze přímo ve vnitřním prostoru výfukového systému. V praxi se hladina hluku měří vně vozidla, takže měřicí zařízení nezaznamenává pouze hluk vycházející z výfuku, ale i ostatní zvuky generované motorem a jeho periferiemi. Matematický model tedy použiji pro odhad počátečních rozměrů tlumiče hluku a přesné rozměry stanovím s pomocí experimentálního tlumiče přímým měřením podle metodiky popsané v kapitole 5 – Pravidla pro historické závodní vozy. Nejpodstatnějším parametrem z hlediska účinnosti tlumení hluku se podle zkušeností z návrhu výfukových systémů na formule Dragon 2 a Dragon 3 jeví délka samotného tlumiče.



9.8.1 MATEMATICKÝ MODEL S TLUMIČEM HLUKU

V sériové verzi výfukového systému našeho vozidla je použit absorpční tlumič hluku, toto řešení jsem se rozhodl zachovat i pro závodní výfukový systém. Výchozími rozměry pro vytvoření matematického modelu je průměr vstupního spojovacího potrubí, který byl na základě výsledků simulací stanoven na 70 mm. Vnější průměr je dán největším komerčně dostupným výfukovým potrubím, tedy 123 mm. Proměnlivé parametry, ovlivňující účinnost tlumiče hluku, tedy jsou především délka tlumiče a parametry otvorů perforované trubky. Výchozí délku tlumiče hluku jsem stanovil podle původního tlumiče instalovaného ve voze, tedy 600 mm.

Reálné rozteči děr 6 mm odpovídá počet skupin na této délce 90 s 36 dírami v každé skupině. Při zadání těchto hodnot předpokládaný výpočetní čas po dokončení 5 % výpočtu přesahoval 50 hodin. Rozměry a rozteč děr perforované trubky jsem tedy zvolil s ohledem na délku výpočetního času. Průměr děr perforované trubky jsem nastavil na 3 mm, délku perforované části 560 mm a na této délce jsem vytvořil 20 skupin děr po s 20 dírami v každé skupině, rozteč děr tedy vychází na 28 mm. Na průměru děr perforované trubky závisí frekvence, které jsou v tlumiči hluku účinně tlumeny.



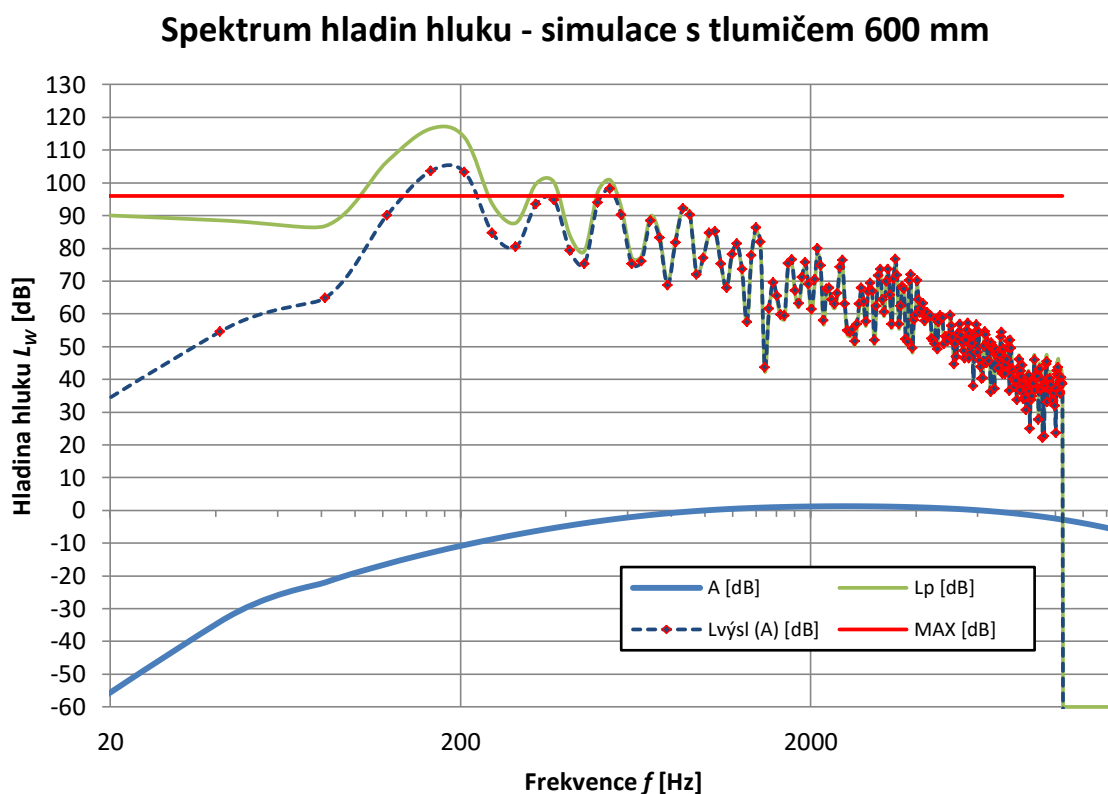
Obr. 9.10 Grafické zobrazení matematického modelu motoru s jednoduchým spojovacím výfukovým potrubím s absorpčním tlumičem hluku v programu LES



9.8.2 VÝSLEDKY SIMULACE PRVOTNÍHO MODELU

Otáčky pro simulaci jsem volil s ohledem na předpis národních sportovních řádů, které stanovují hodnotu měřicích otáček na 3500 min^{-1} . Pro tyto otáčky byly spočítány hodnoty spektra hluku vykreslené v grafu (9.9). Z grafu je patrné, že hladina hluku je v několika bodech vyšší než limitní hodnota stanovená předpisy, hodnota $RMS = 54,84 \text{ dB (A)}$ je ale hluboko pod limitem. Nejvyšší hladiny hluku jsou dosahovány v oblasti nízkých frekvencí (160 – 550) Hz. Bylo by vhodné navrhnout tlumič hluku tak, aby účinně tlumil zvuk právě o těchto frekvencích.

Délka tlumiče hluku 600 mm se jeví jako dostatečná. Pro reálné měření je ale vhodné mít větší rezervu kvůli hluku vyzařovaného samotným motorem a jeho periferiemi. V případě tlumiče hluku pro formuli Dragon 2 se lišila vypočtená střední hladina hluku od reálně naměřené téměř o 30 dB.



Graf. 9.9 Spektrum hladin hluku-výsledky simulace s tlumičem dlouhým 600mm

Červená barva – limit hladiny hluku, stanovený pravidly (96 dB (A))

Zelená barva – výsledné spektrum hladin hluku – bez korekce

Modrá přerušovaná – výsledné spektrum hladin hluku s váhovou korekcí (A)

Modrá barva – křivka pro váhovou korekci (A)



Pro kontrolu jsem provedl další simulaci, kde byla provedena změna celkové délky tlumiče hluku. Pro druhý návrh jsem celkovou délku tlumiče hluku stanovil na 700 mm, přičemž délka perforované části vnitřní trubky byla 660 mm, na vstupu i výstupu do tlumiče jsem tedy nechal 20 mm rezervu. Na tuto délku jsem umístil 30 skupin po 20 dírách, rozteč děr je pro toto řešení 22 mm.

9.8.3 VÝSLEDKY SIMULACE PO KOREKCI DÉLKY

Matematický model 6válcového motoru se pro výpočet tlumiče hluku o délce 700 mm ukázal být příliš složitým, proto jsem stanovil minimální délku experimentálního tlumiče hluku pouze na základě výsledků první simulace, a to na 650 mm.

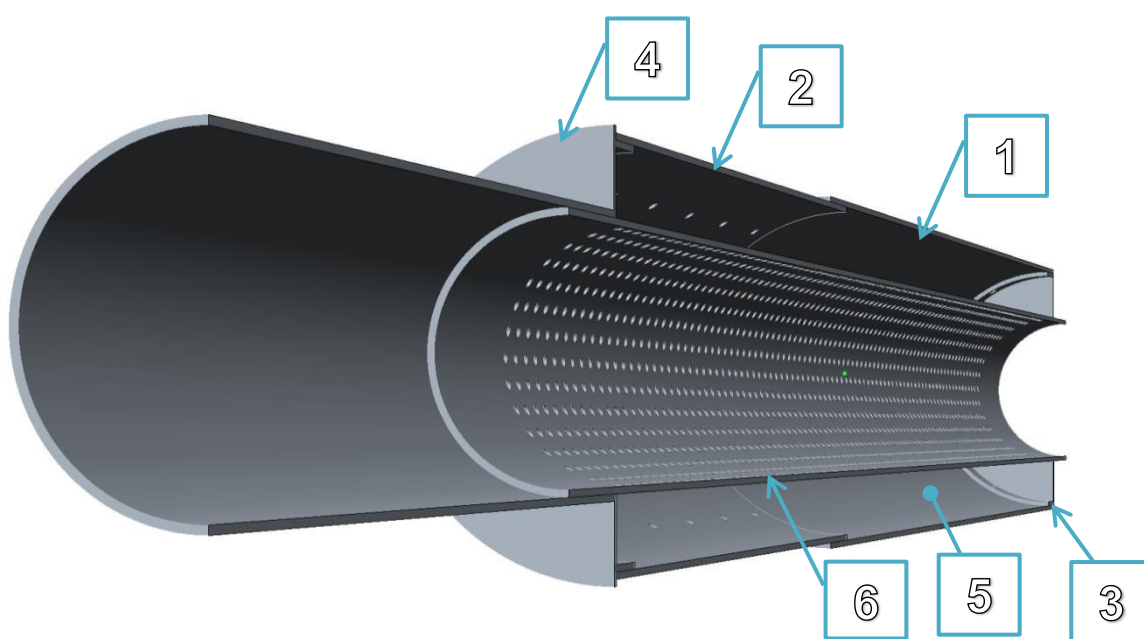


10 EXPERIMENTÁLNÍ TLUMIČ HLUKU

Pro experimentální ověření výsledné hladiny hluku bude vyroben tlumič s proměnlivou délkou hlavní komory. Na základě výsledků simulace byla stanovena minimální délka tlumiče hluku na 650 mm. Maximální délku jsem určil s ohledem na závislosti zjištěné při konstrukci výfukových systémů na formuli student týmu TU Brno racing. Tato délka je 900 mm. Měření budou prováděna s krokem změny délky tlumiče hluku 50 mm.

10.1 KONSTRUKCE

Na výrobu tlumiče hluku budou použity běžně dostupné komponenty pro výrobu a opravy výfukových systémů. Experimentální tlumič hluku se bude skládat ze 4 hlavních částí.



Obr. 10.1 3D model experimentálního tlumiče hluku

- 1- hlavní vnější plášť
- 2-posuvný element
- 3-přední čelo tlumiče
- 4-zadní čelo tlumiče
- 5-Prostor vyplněný absorpčním materiálem
- 6-perforovaná trubka

10.1.1 HLAVNÍ VNĚJŠÍ PLÁŠŤ

Hlavní vnější plášť bude vyroben z tenkostěnné trubky o vnějším průměru 127 mm s tloušťkou stěny 2mm. Délka tohoto pláště je stanovena na základě výstupů ze simulace na 600 mm.



10.1.2 POSUVNÝ ELEMENT

Posuvný element vnějšího pláště bude vyroben z téže tenkostěnné trubky zmenšením jejího vnějšího průměru na 123 mm. Oba pláště budou spojeny 6 šrouby M4, přičemž v posuvném elementu bude vyřezaný do děr závit. Celková délka posuvného elementu bude 330 mm.

10.1.3 PŘEDNÍ ČELO TLUMIČE

Čela budou vyrobena z plechu o tloušťce 1,5 mm. Nejprve se vystříhne vnější hrubý tvar, který se do přesné podoby upraví broušením. Vnitřní otvor bude odvrtný a následně vypilován. S předním čelem bude pevně spojena perforovaná trubka, která bude na vstupní straně tvořit přírubu pro připojení spojovacího potrubí.

10.1.4 PERFOROVANÁ TRUBKA

Vnitřní průměr perforované trubky jsem zvolil s ohledem na průměr vstupního potrubí, tedy 72 mm. Průměr otvorů perforované trubky 3 mm jsem volil především s ohledem na dostupné polotovary. Dle vzorců (3.) a (4.) by pro tento rozměr otvorů perforované trubky tlumič hluku účinně fungoval až od frekvence 205 kHz. Rozhodující tedy bude spíše umístění samotného tlumiče hluku.

Perforovaná trubka o tomto průměru běžně není dostupná, v technické praxi se pro tyto účely používají svinuté děrované plechy. Perforovanou trubku jsem nechal na zakázku vyrobít u firmy SOIETA TECH s.r.o., která se zabývá výrobou náhradních sériových i sportovních automobilových výfuků. Délka samotné perforované trubky bude rovna maximální délce experimentálního tlumiče.

10.1.5 ZADNÍ ČELO TLUMIČE

Zadní čelo tlumiče bude spojeno s trubkou o vnitřním průměru 76 mm tak, aby nedošlo při zkracování délky tlumiče vlivem zasouvání elementu do hlavního těla k obnažení otvorů perforované trubky a tím k narušení výsledků měření. S posuvným elementem bude zadní čelo spojeno opět šrouby M4, aby bylo možné při zkracování tlumiče během měření odebrat přebytečný absorpční materiál.

10.1.6 ABSORPČNÍ MATERIÁL

Jako absorpční materiál pro experimentální tlumič hluku jsem zvolil čedičovou izolační vlnu Isover ORSTECH 110, která má dobré absorpční vlastnosti a zároveň odolá vysokým teplotám.



Obr. 10.2 Výroba čela experimentálního tlumiče hluku – upnutí před svařením

10.2 MĚŘENÍ

Pro měření hluku jsem použil přenosné měřicí zařízení Precision Sound Level Meter Type 2203 od dánské firmy Brüel & Kjaer. Tento hlukoměr umožňuje lineární měření hladin hluku i měření s danými váhovými filtry. Měření může probíhat s rychlým i pomalým průměrováním.



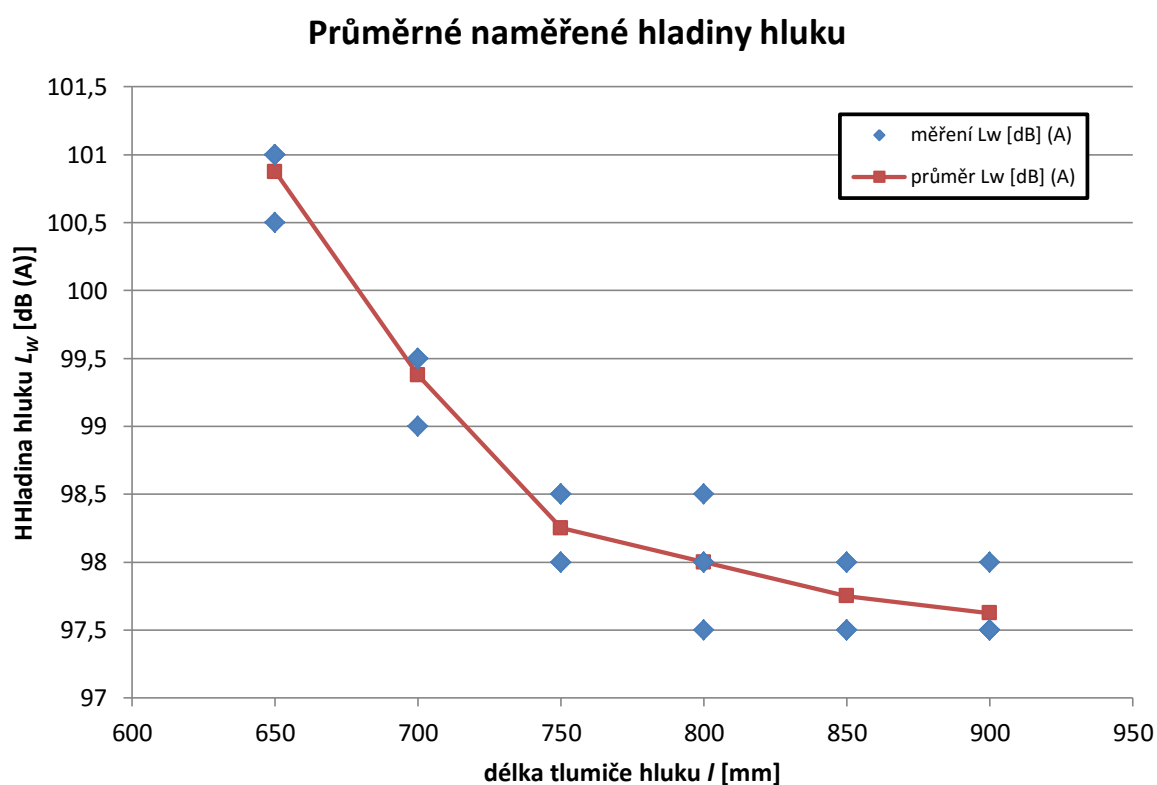
Obr. 10.3 Měřicí zařízení Brüel & Kjaer



10.2.1 MĚŘENÍ PODLE METODIKY NSŘ

Nastavení a umístění měřicího zařízení bylo provedeno podle předpisů uvedených v kapitole 5. Pro každou délku tlumiče hluku byla provedena 4 měření, ze kterých byly pro další užití spočítány průměrné hodnoty. Výsledky měření jsou vyneseny v grafu (10.1).

Měření experimentálního tlumiče ukázalo, že prodlužování tlumiče hluku je účinné pouze v omezené míře. V rozmezí délek 650 – 750 mm klesá hluk relativně strmě, při dalším prodlužování tlumiče však hodnoty klesaly velmi pozvolna. Při započítání korekce chyby měření (2dB) by předpisy splňoval výfuk, osazený tlumičem hluku o délce 850 mm. Výsledná hodnota hladiny hluku je však přímo na horní hranici limitu stanoveného pravidly, toto řešení není při zvoleném typu tlumiče vhodné. V tlumiči hluku dochází k postupnému „vypalování“ tlumicí vlny, proto bude zapotřebí změnit konstrukci tlumiče hluku tak, aby byl limit hladiny hluku splněn s větší rezervou.



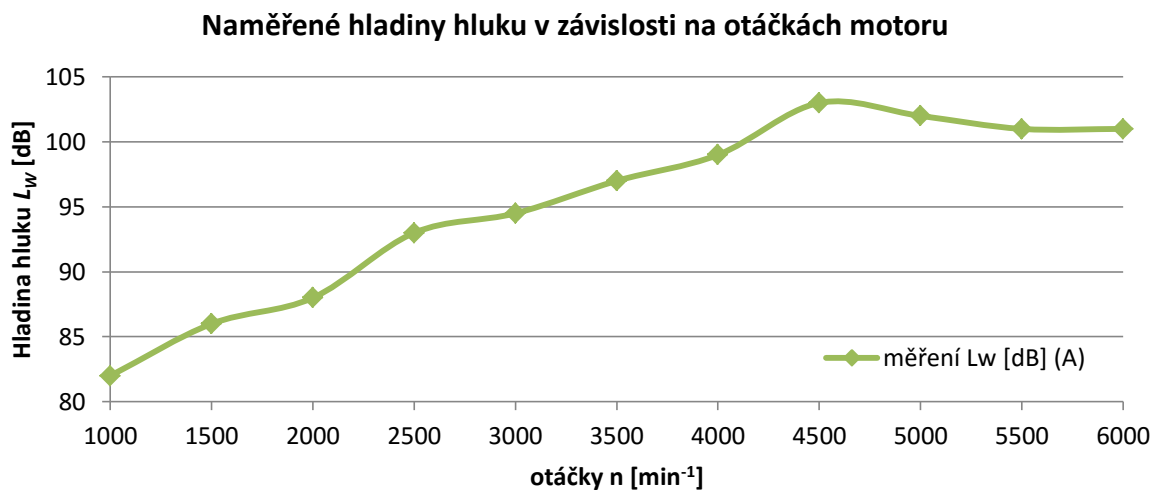
Graf. 10.1 Naměřené hladiny hluku pro různé délky tlumiče hluku

Červená barva – průměrná hodnota jednotlivých měření
Modrá barva – naměřené body



10.2.2 KONTROLNÍ MĚŘENÍ PRO RŮZNÉ OTÁČKY

Na nejdelší variantě tlumiče hluku jsem provedl další kontrolní měření hladin hluku v závislosti na otáčkách motoru. Naměřené hodnoty jsem vynesl do grafu (10.2). Z tohoto grafu je zřejmé, že maximální hladiny hluku dosahuje tento výfukový systém při 4500 min^{-1} , při dalším zvyšování otáček hladina hluku mírně klesá.



Graf. 10.2 Naměřené hladiny hluku v závislosti na otáčkách motoru pro tlumič dlouhý 900 mm.



Obr. 10.5 Měření hladiny hluku podle metodiky popsané v kapitole E NSŘ



10.3 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Daný typ tlumiče hluku s použitými komponenty se jeví jako nevhodný, pro dostatečně účinný tlumič hluku bude zapotřebí perforovanou trubku vyrobit stočením děrovaného plechu s lepšími parametry. Další měření budou zahrnovat také správné umístění tlumiče hluku.

Z grafu 9.9 je patrné, že v nízkých frekvencích by pro správnou funkci tlumiče hluku bylo vhodné zvýšit účinnost tlumení. Jedná se o frekvence (164, 205, 369, 534) Hz. Těmto frekvencím odpovídají pro rychlost zvuku $616,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ vlnové délky (3750, 3000, 1660, 1150) mm. Při použití dostatečně dlouhého tlumiče hluku by se ve výfukovém systému dalo nalézt místo, ve kterém budou právě tyto vlnové délky tlumeny. Po celočíselném vynásobení vlnových délek (1660, 1150) mm jsem získal hodnoty (3320, 3450) mm, které vyhovují danému délkovému požadavku pro dvě nejnižší sledované frekvence. Ideální umístění tlumiče hluku je tedy 3000 mm od zdroje hluku, při minimální délce tlumiče hluku 750 mm.



11 KONSTRUKCE

Jak je uvedeno v závěru kapitoly 9, hlavní myšlenkou konstrukce nového výfukového systému je stavebnicová struktura sestavy. Z důvodu různých konstrukčních omezení, předepsaných pravidly pro jednotlivé podniky bude pro účast na závodech nutné měnit komponenty výfukového systému.

Ke tvorbě 3D modelu jsem použil parametrický modelář Creo Parametric 2.0 od společnosti PTC, ve kterém vytvořil Ing. Jan Ševčík bezpečnostní rám do našeho vozu. Pro vytvoření modelu bezpečnostního rámu jsme metodou řezných rovin stanovili rozměry karoserie a bylo možné vymodelovat důležité plochy. Tento částečný model karoserie použiji při tvorbě výfukového systému. Dále bylo nutné změřit samotný motor, aby při výrobě výfukového systému nedošlo ke kolizi s karoserií.

11.1 MODEL VSTUPNÍCH KOMPONENT

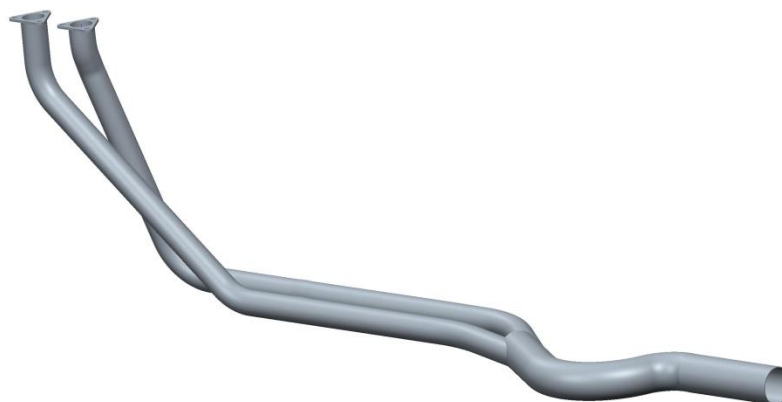
Výfukový systém bude vyroben svařením z komerčně dostupných dílů. Jako první krok bylo tedy nutné vytvořit 3D modely jednotlivých kolen a přírub. Z těchto komponent jsem poté jejich zkracováním a následným skládáním vytvářel výfukový systém.



Obr. 11.1 Modely některých vstupních komponent – příruba sběrného potrubí, koleno 90°

11.2 MODEL VARIANTY A

Z těchto komponent jsem poté jejich zkracováním a následným skládáním vytvářel výfukový systém. Jako první jsem modeloval a následně vyrobil variantu „A“ - pro MČH. Pro zachování stejných délek obou větví jsem využil rozdílných délek oblouků v koncové části a osu kolektoru jsem odklonil od podélné osy vozidla. Za kolektorem následují dva ohyby, které zajišťují vrácení potrubí do středu vozidla a správnou pozici pro napojení zadní části spojovacího potrubí. Spojovací potrubí k tlumiči hluku je prostorově jednodušší, k jeho vytvoření byly zapotřebí pouze dva ohyby.



Obr. 11.2 Model přední části spojovacího potrubí, pohled zprava



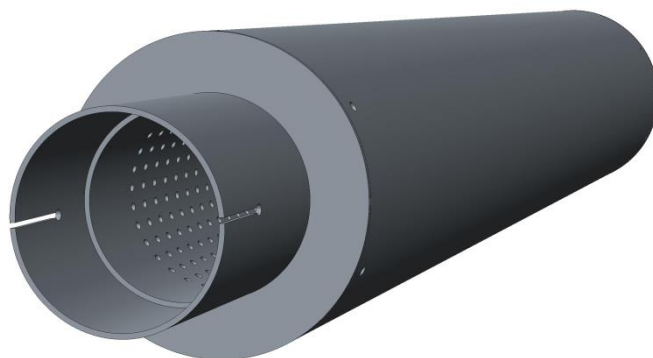
Obr. 11.2 Model zadní části spojovacího potrubí, pohled na přírubu pro spojení s přední částí spojovacího potrubí

11.3 TLUMIČ HLUKU

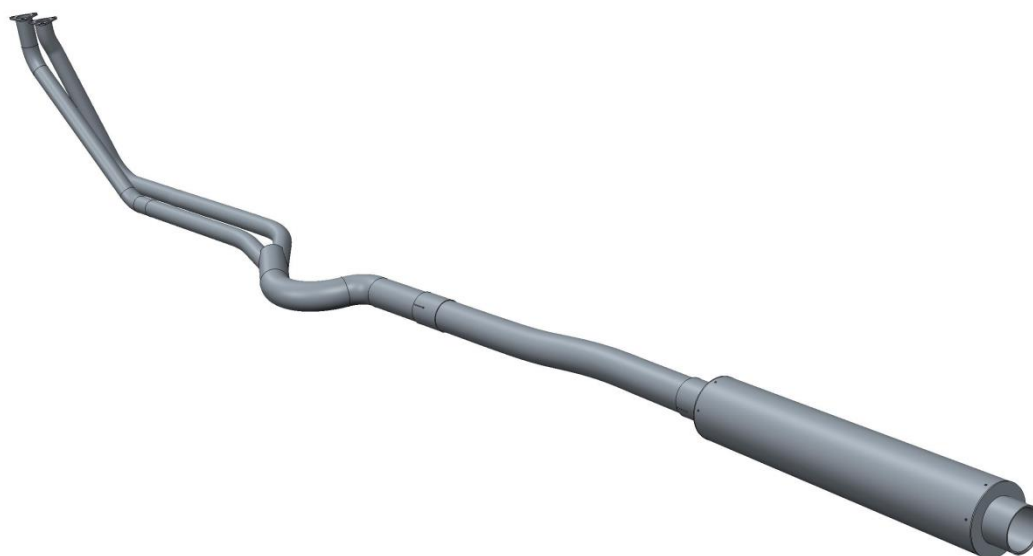
Po ukončení měření a stanovení vhodné délky tlumiče hluku měly být některé komponenty experimentálního tlumiče použity k výrobě finálního tlumiče hluku. Protože se však ukázal experimentální tlumič jako nedostatečný, bude finální tlumič hluku vytvořen až po ověření správných parametrů tlumiče hluku. Konstrukce tlumiče hluku bude obdobná, rozdílné budou pouze rozměry. Místo šroubů M4 budou použity trhací nýty, protože tlumič již nebude potřeba rychle rozebírat.

11.4 POROVNÁNÍ HMOTNOSTI

Protože navržené výfukové potrubí bude použito v závodním voze, je důležitá i jeho hmotnost. Hmotnost sériového výfukového traktu je 25,9 kg navzdory tomu, že předchozí majitel vozu odstranil náplň katalyzátoru. Hmotnost výfukového traktu pro MČH je 22 kg včetně nejdelšího provedení experimentálního tlumiče hluku. Je tedy zřejmé, že úprava výfukového systému s sebou přinesla i úsporu hmotnosti 3,9 kg.



Obr. 11.3 Návrh modelu tlumiče hluku, pohled na přírubu pro spojení se zadní spojovacího potrubí



Obr. 11.4 Model sestavy výfukového systému pro variantu „A“



Obr. 11.5 Smontovaný výfukový systém s experimentálním tlumičem hluku o délce 900 mm - varianta „A“



12 MĚŘENÍ VNĚJŠÍ OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY

Měření vnější otáčkové charakteristiky probíhalo na válcové zkušebně v laboratořích UADI. Provedl jsem dvě měření, a to pro sériový výfuk a variantu „A“. Na obrázku 12.1 jsou znázorněny vstupy a výstupy nejdůležitějších hodnot při měření sériového výfukového systému na válcové zkušebně.

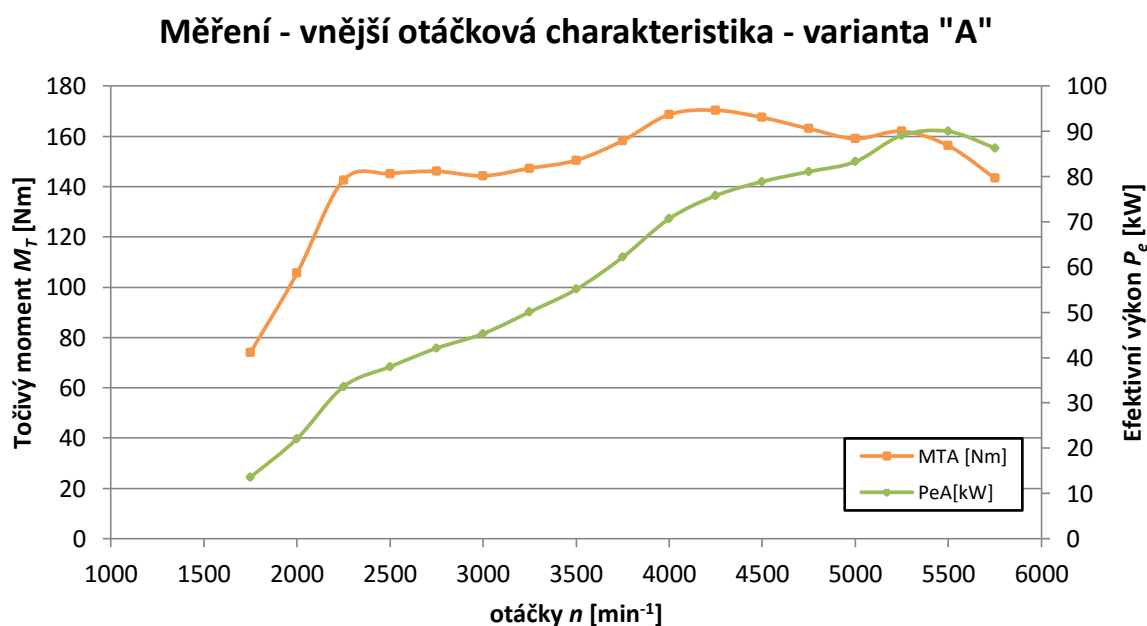
Údaje o výkonu		Vnější data	
Korigovaný výkon ¹⁾	P_{norm} 88,7 kW / 120,6 PS	Teplota vzduchu	T_{vzduch} 19,5 °C
Výkon motoru	P_{mot} 87,7 kW / 119,2 PS	Teplota nasávaného vzduchu	$T_{\text{nasávaný vzduch}}$ 12,5 °C
Výkon na kole	P_{kolo} 57,5 kW / 78,2 PS	Relativní vlhkost vzduchu	H_{vzduch} 29,6 %
Ztrátový výkon	$P_{\text{ztráty}}$ 30,1 kW / 41,0 PS	Tlak vzduchu	p_{vzduch} 988,0 hPa
Max. výkon při	5465 U/min / 164,1 km/h	Tlak páry	$p_{\text{pára}}$ 6,7 hPa
Točivý moment ¹⁾	M_{norm} 162,2 Nm	Teplota oleje	T_{olej} --- °C
Max. točivý moment při	4270 U/min / 128,1 km/h	Teplota paliva	T_{palivo} --- °C
Max. dosažené otáčky	5580 U/min / 167,1 km/h		

¹⁾ Korekce dle normy DIN 70020
Korekční faktory: $Q_v = 0,00 \%$

Obr. 12.1 Základní vstupní a vstupní data měření na válcové zkušebně

12.1 VARIANTA A – PRO ZÁVODY MČH

Jako první jsem měřil vnější otáčkovou charakteristiku s instalovaným výfukovým systémem pro MČH, tedy s variantou „A“. Naměřené hodnoty točivého momentu a výkonu jsou vyneseny v grafu 12.1.

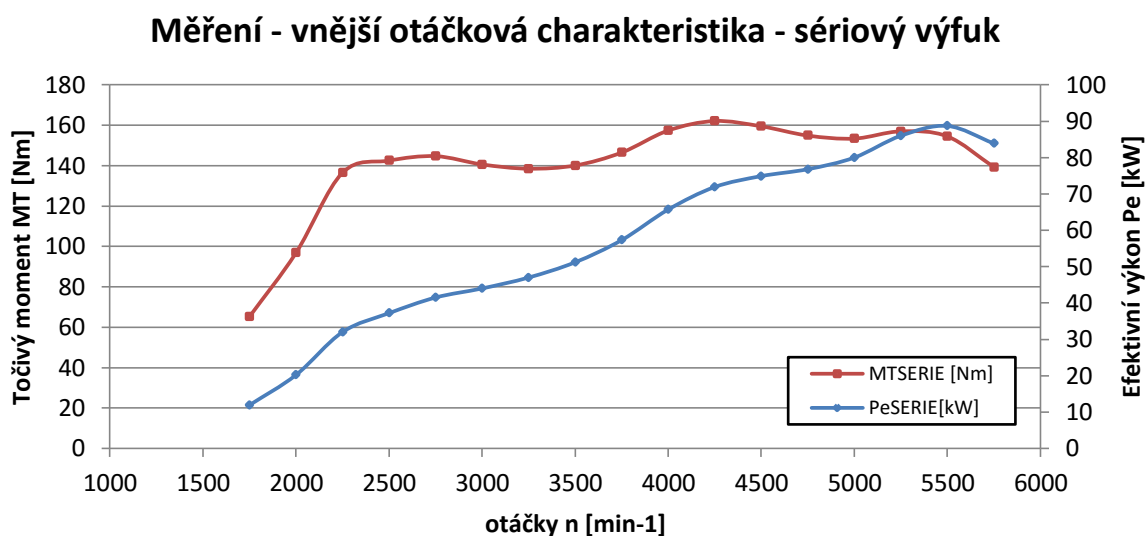


Graf. 12.2 Vnější otáčková charakteristika s použitým výfukem pro MČH – varianta „A“



12.2 SÉRIOVÝ VÝFUK

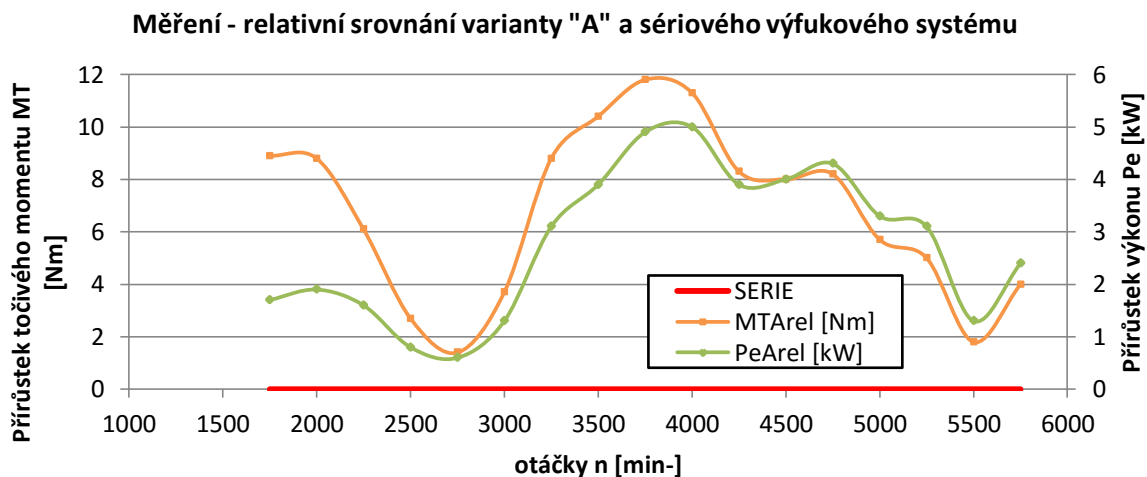
Poté následovala výměna výfukového systému za sériový a měření jsem opakoval. Naměřené hodnoty sledovaných veličin pro sériový výfuk jsou vyneseny v grafu 12.2.



Graf. 12.2 Vnější otáčková charakteristika s použitým sériovým výfukem

12.3 POROVNÁNÍ SÉRIOVÉHO VÝFUKU A VARIANTY „A“

Na grafu 12.3 je zobrazeno relativní porovnání výkonu a točivého momentu pro měření se sériovým výfukem a pro měření s výfukem pro MČH. Z grafu je patrné, že výměnou sériového výfukového systému za „laděný“ bylo dosaženo zvýšení hodnot výkonu a točivého momentu v celém spektru otáček. Největších rozdílů je dosaženo v oblasti středních otáček, kde došlo k nárůstu efektivního výkonu o 5kW a točivého momentu o necelých 12Nm.



Graf. 12.3 Relativní srovnání výsledků měření pro variantu „A“ a sériový výfukový systém



12.4 OSTATNÍ VELIČINY

K zajímavým výsledkům měření patří také stanovení ztrát, způsobených setrvačností rotujících částí hnacího ústrojí. Maximální hodnoty 30,1 kW dosahuje ztrátový výkon při nejvyšších otáčkách měření. Ztráta výkonu mezi motorem a koly našeho vozu dosahuje téměř 34 %, což je relativně vysoká hodnota, pro snížení těchto ztrát by bylo výhodné snížit hmotnosti rotujících částí. Měření probíhalo při zařazeném čtvrtém rychlostním stupni, tedy při přímém spojení vstupního a výstupního hřídele převodovky. Mechanické ztráty v převodovce by při tomto řešení měly být minimalizovány. Dalšími členy, kde vznikají mechanické ztráty, jsou koncový převod a diferenciál, kterým nebyla před měřením z hlediska údržby věnována pozornost. Mezi další možné úpravy našeho vozu tedy může patřit snížení hodnoty ztrátového výkonu, například použitím kvalitnějšího maziva koncového převodu.



ZÁVĚR

Prvním úkolem při tvorbě této diplomové práce bylo nastudování teorie, týkající se výfukových systémů, počínaje konstrukčními řešeními, přes teorii proudění a akustiky a konče dynamickými jevy ve výfukovém traktu a rezonančním přeplňováním. Bylo také nutné prostudovat Národní sportovní řady FIA ČR, aby bylo možné získat homologaci a nový výfukový systém mohl být použit při závodech Mistrovství České republiky historických automobilů.

Druhým úkolem bylo vytvoření matematického modelu odpovídajícího sériovému motoru M20B20 v simulačním softwaru LOTUS ENGINE SIMULATION. Pro tvorbu věrného modelu jsem zjistil rozměry všech důležitých součástí samotného motoru a jeho periférií. Tento matematický model jsem použil jako výchozí pro simulace závodních výfukových systémů. Prvotní návrh rezonančních délek jednotlivých komponent jsem provedl s pomocí analytického výpočtu a poté jsem s ohledem na konstrukční uspořádání vozidla vytvořil 8 variant uspořádání výfukového traktu. Z těchto 8 uspořádání jsem vybral 2 nejvhodnější s ohledem na použití v daných závodech a provedl jsem kontrolní výpočet pro optimalizaci. Dalším krokem byla optimalizace kolektoru, tedy místa spojení jednotlivých větví spojovacího nebo sběrného potrubí. Výpočty ukázaly, že vhodným řešením kolektoru lze dosáhnout jistého zvýšení výkonu, v případě našeho vozu však převážila snazší vyrobiteľnost tohoto komponentu nad ziskem několika desetin kW.

Součástí mé práce bylo také vytvoření účinného tlumiče hluku. Matematická simulace se však ukázala být pro tento účel nevhodnou, rozhodl jsem se tedy vytvořit experimentální tlumič hluku. Měřením hladiny hluku tohoto tlumiče pro různé délky hlavní komory měla být získána potřebná data k výrobě tlumiče, který bude splňovat hlukové limity stanovené NSŘ. Z naměřených dat jsem stanovil přibližný vztah mezi délkou tlumiče hluku při ostatních daných parametrech a výslednou hladinou hluku generovanou naším vozem. Experimentální tlumič hluku se však ukázal jako nevhodný, a to z důvodu velmi malé rezervy vzhledem k limitu. Vývoj vhodného tlumiče hluku bude tedy předmětem dalších prací na našem voze, některé části bude nutné vyrobit na míru.

Nad rámec zadání diplomové práce jsem provedl 3D návrh výfukového systému pro závody MČH, který se nám následně podařilo realizovat. Pro porovnání výsledků svojí práce jsem v laboratořích UADI také změřil vnější otáčkovou charakteristiku pro sériový a upravený výfuk. Měření ukázaly nárůst výkonu i točivého momentu téměř v celém spektru otáček, odvedenou práci tedy hodnotím jako úspěšnou. Vítanou změnou je také úspora hmotnosti 3,9 kg při použití upraveného výfukového systému. Tímto byly splněny všechny body zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přeplňování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003. - 580 s. : il. ; 23 cm. 580 s. ISBN 80-238-8756-4 (brož.)
- [3] ADÁMEK, L. Singlecylinder SI engine for Formula Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 102 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [4] ŘEHÁK, I. Návrh sacího traktu pro vůz Formule SAE. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 75 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [5] Kraftfahrzeug - Kurbelwellen: Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.
- [6] Heisler, H.: Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [7] Stotsky, A.: Automotive Engines: Control, Estimation, Statistical Detection. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. 209 s. ISBN 978-3-642-00163-5.
- [8] Hiereth, H., Prenninger, P.: Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Verlag, Wien, 2007. 260 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [9] Macek, J.: Spalovací motory I. ČVUT, První vydání, Praha, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [10] PIŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J.. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní. Vyd. 1. Brno: VUT, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.
- [11] Pavelek, M.: Termomechanika: Termodynamika proudění, http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/11_Proudeni.pdf, 2015.
- [12] BARTOŠ, T. Výfukové potrubí motoru formule Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [13] BREZANSKÝ, V. Návrh výfukového potrubí formule Dragon 3. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [14] Štětina, J.: Podzvukové a nadzvukové proudění, <http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/sat/SeminatAT-09.pdf>, 2015.



- [15] JANALÍK, J., ŠTÁVA, P.: Mechanika tekutin [online]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2002, 125 s. [cit. 2016-03-10]. ISBN 80-248-0038-1. Dostupné z WWW:
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>
- [16] E30 Zone.net, M20 [online].2014 [cit. 2016-02-20] Dostupné z WWW:
<http://www.e30zone.net/e30zonewiki/index.php/M20#Block>
- [17] NGK NTK[online].2016 [cit. 2016-03-29] Dostupné z WWW:
<https://www.ngk.de/en/products-technologies/lambda-sensors/lambda-sensor-technologies/zirconium-dioxide-lambda-sensor/>
- [18] EMKAT[online].2016 [cit. 2016-03-29] Dostupné z WWW:
<http://www.emkat.cz/index.php/o-katalyzatorech-obecne/>
- [19] Team-Integra.net[online].2016 [cit. 2016-03-30] Dostupné z WWW:
<http://www.team-integra.net/forum/blogs/surferx/93-exhaust-design-effects-noise.html>
- [20] Dušek-AUTOMA s.r.o. [online].2016 [cit. 2016-03-30] Dostupné z WWW:
<http://www.dusek-automa.cz/kontrola-a-vymena-vyfuku>
- [21] T 16 Palivové soustavy zážehových motorů se vstřikováním paliva [online].2014 [cit. 2016-03-30] Dostupné z WWW: http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice_top1/files/16.html
- [22] BMW řada3 (E30) [online].2016 [cit. 2016-02-16] Dostupné z WWW:
https://cs.wikipedia.org/wiki/BMW_%C5%99ada_3_%28E30%29
- [23] Getrag 260 transmission [online].2016 [cit. 2016-04-06] Dostupné z WWW:
https://en.wikipedia.org/wiki/Getrag_260_transmission
- [24] Oxid uhelnatý [online].2016 [cit. 2016-03-29] Dostupné z WWW:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Oxid_uhelnat%C3%BD
- [25] Autolexicon.net, Katalyzátor [online].2016 [cit. 2016-03-29] Dostupné z WWW:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/katalyzator/>
- [26] Autolexicon.net, Lambda sonda [online].2016 [cit. 2016-03-29] Dostupné z WWW:
<http://www.autolexicon.net/cs/articles/lambda-sonda/>
- [27] File:Speed of sound in dry air, Autor: Kwikwag fubar – Vlastní dílo, CC BY-SA 3.0 [online].2015 [cit. 2016-04-06] Dostupné z WWW:
<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=15738602>
- [28] Isover SAINT-GOBAIN [online].2015 [cit. 2016-04-24] Dostupné z WWW:
<http://www.isover.cz/data/files/tl-orstech-110-2015-09-124-cz.pdf>
- [29] E30 Zone.net, DIFFERENTIAL [online].2014 [cit. 2016-04-20] Dostupné z WWW:
<http://84.45.115.78/e30zonewiki/index.php/Differential>
- [30] Root mean square[online].2014 [cit. 2016-05-02] Dostupné z WWW:
https://en.wikipedia.org/wiki/Root_mean_square



- [31] SVÍDA, D. Návrh rozměrů vysoko-výkonných zážehových atmosférických motorů- na základě práce Gordon P. Blair. Studijní opora. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 19 s.
- [32] BLAIR, Gordon P. Design and simulation of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, xxiii, 623 p. ISBN 15-609-1685-0.
- [33] Základy akustiky: Příručka pro začátečníky. MEDVECOVÁ, I.; GREIF-AKUSTIKA, s.r.o. [online]. 2011-11-1 [cit. 2016-03-12]. Dostupné z: <http://www.greif.cz/download/its075-zaklady-akustiky-prirucka-pro-zacatecniky.pdf>
- [34] Autoklub České republiky, Národní sportovní rady [online]. 2012 [cit. 2016-02-09]. Dostupné z WWW: <http://autoklub.cz/text/69-narodni-sportovni-rady.html>
- [35] Montážní materiál – řada univerzálních tlumičů [online]. 2008 [cit. 2016-05-09]. Dostupné z WWW: http://www.mjauto.cz/images/bosal_pdf_univerzalni.pdf
- [36] *TobiasMic*[online].2013 [cit. 2016-04-20] Dostupné z WWW: <http://tobiasmic.blogspot.cz/2013/09/rules-corner-possible-rules-changes-for.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Y_{zt}	[J.kg ⁻¹]	délkové (třecí) ztráty
λ_m	[-]	ztrátový třecí součinitel
L	[m]	délka potrubí
v	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění v potrubí
D_h	[m]	hydraulický průměr potrubí
Y_{zm}	[J.kg ⁻¹]	místní ztráty
ζ_m	[-]	místní ztrátový součinitel
v	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění v potrubí
A	[m]	maximální výchylka
f	[Hz]	frekvence
T	[s]	perioda
λ	[m]	vlnová délka
v_a	[m.s ⁻¹]	akustická rychlost
c	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření zvuku v suchém vzduchu
t	[°C]	teplota vzduchu
γ	[1]	Poissonova rychlost
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
T	[K]	termodynamická teplota
p	[Pa]	tlak (akustický)
P	[W]	výkon (akustický)
L_p	[dB]	hladina akustického tlaku
L_P	[dB]	hladina akustického výkonu
x	[-]	sledovaná veličina
N	[-]	počet vzorků
t_v	[s]	doba návratu tlakové vlny
c_v	[m.s ⁻¹]	rychlost zvuku ve výfukových plynech
n	[min ⁻¹]	otáčky klikového hřídele
Φ_t	[°]	úhel natočení klikového hřídele, za který se vlna vrátí zpět
L_v	[mm]	rezonanční délka výfukového potrubí
M_T	[Nm]	točivý moment
P_e	[kW]	efektivní výkon
\dot{Q}	[W]	tepelný tok
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
A	[m ²]	okamžitá velikost pracovního povrchu stěny válce
T_W	[K]	okamžitá teplota stěny válce
T_N	[K]	okamžitá teplota náplně válce
q_w	[J]	teplo
α_c	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla pro chladicí médium
δ_w	[m]	tloušťka stěny válce
T_c	[K]	teplota chladicího média
λ_w	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost materiálu válce
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
A	[-]	Woschniho koeficient pro otevřený a uzavřený cyklus
B	[-]	Woschniho koeficient pro otevřený a uzavřený cyklus
C	[-]	Woschniho koeficient pro otevřený a uzavřený cyklus
D	[-]	Woschniho koeficient pro uzavřený cyklus
p	[Pa]	okamžitý tlak ve válci



T_W	[K]	okamžitá teplota stěny válce
D_{cyl}	[m]	vrtání válce
\bar{U}_p	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
\bar{U}_s	[m.s ⁻¹]	střední rychlost víření směsi ve válci
T_I	[K]	teplota směsi na začátku hoření
V_Z	[m ³]	zdvihový objem
p_I	[Pa]	okamžitá teplota stěny válce
V_I	[m ³]	okamžitá teplota stěny válce
p_k	[Pa]	okamžitá teplota stěny válce
a	[-]	podíl nespáleného paliva v prostoru válce
m	[-]	parametr hoření
$m_B(\varphi)$	[kg]	hmotnost již spáleného paliva
m_B	[kg]	celková hmotnost spáleného paliva za celou dobu hoření
$t(\varphi)$	[s]	čas potřebný ke spálení paliva
t_H	[s]	celkový čas, potřebný ke spálení veškerého paliva (doba hoření)
x	[-]	rozměrný člen charakterizující hmotnost spáleného paliva
y	[-]	rozměrný člen charakterizující dobu hoření paliva
a	[-]	ztrátový součinitel
η_{ch}	[-]	chemická účinnost spalování
C_{col}	[-]	expanzní poměr kolektoru
A_{out}	[m ²]	průřez výstupní plochy
A_{in}	[m ²]	průřez výstupní plochy
n_{in}	[-]	počet vstupních větví
d_{ep}	[m]	průměr vstupních větví
d_{tp}	[m]	průměr výstupní větve
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
c_f	[-]	flow coefficient
$BMEP$	[bar]	střední efektivní tlak
$BSFC$	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	měrná efektivní spotřeba
V_{eff}	[%]	plnicí účinnost