



KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA SACÍHO POTRUBÍ SPALOVACÍHO MOTORU NA VARIABILNÍ

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Kamil Reichrt**
Vedoucí práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Kamil Reichrt**
Osobní číslo: **S13000471**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Konstrukční úprava sacího potrubí spalovacího motoru na variabilní**
Zadávající katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

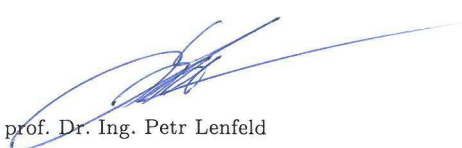
1. Popište obecnou problematiku výměny náplně válce se zaměřením na geometrii sacího potrubí a proveďte rešerši současného stavu v oblasti použití sacího potrubí s proměnnou délkou.
2. Pro optimalizaci délky sacího potrubí pro různé režimy použijte software WAVE.
3. Navrhněte konstrukci sacího potrubí s proměnnou délkou na zadaný motor.
4. Vytvořte výkresovou dokumentaci.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a Laboratoři pohonných jednotek.

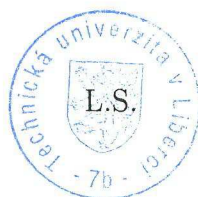
Rozsah grafických prací: Výkresová dokumentace
Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran textu
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

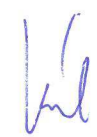
- [1] VLK, František. Příslušenství vozidlových motorů. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2002. ISBN 80-238-8755-6.
- [2] BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. Internal Combustion Engine Handbook - Basic, Components, Systems, and Perspectives. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
- [3] MACEK, Jan a Bohuslav SUK. Spalovací motory I. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 80-01-00919-X.
- [4] BEROUN, Stanislav a Karel PÁV. Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů, Liberec: TUL, 2013. ISBN 978-80-7372-957-8.
- [5] PÁV, Karel. Přednášky předmětu Pohonné jednotky I, TUL Liberec.
- [6] HEYWOOD, J.B. Internal Combustion Engines Fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-X.
- [7] Podklady firmy Škoda Auto.
- [8] Manuál softwaru WAVE.
- [9] Běžně dostupné materiály - odborné časopisy, databáze patentů, internet.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 6. března 2015
Termín odevzdání diplomové práce: 6. června 2016


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 6. března 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Anotace:

Diplomová práce je zaměřena na problematiku řešení variabilních sacích potrubí pro spalovací motory. Součástí práce je popsání možných konstrukcí variabilních sacích potrubí. Cílem diplomové práce je prostřednictvím software Ricardo Wave optimalizovat délky sacího potrubí pro zadaný spalovací motor a následně navrhnout jeho konstrukční řešení.

Klíčová slova:

přepřívání, potrubí, variabilní, sací, úprava

Annotation:

The diploma thesis is focused on the issues of variable intake manifolds. The part of this work describes possible design solutions of variable intake manifold. Main goal of this diploma thesis is an optimization of an intake manifold length for a given combustion engine using Ricardo Wave and then propose a design solution for it.

Keywords:

supercharging, manifold, variable, intake, modification

Poděkování

Tímto chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D., za jeho rady a věcné připomínky v průběhu zpracování této diplomové práce. V neposlední řadě děkuji svým rodičům za pomoc při gramatické kontrole práce a vstřícnosti při provedení tisku velké části práce. Děkuji samozřejmě celé své rodině za jejich vytrvalou podporu a projevenou trpělivost po celou dobu studia i přes chabé ulehčení z mé strany.

OBSAH

Seznam zkratk.....	- 8 -
Seznam symbolů a jednotek.....	- 8 -
1. ÚVOD.....	- 9 -
2. VÝMĚNA NÁPLNĚ VÁLCE SE ZAMĚŘENÍM NA GEOMETRII SACÍHO POTRUBÍ.....	- 10 -
2.1 Plnicí (dopravní) účinnost.....	- 11 -
2.2 Dynamické přeplňování (tzv. „laděné sání“).....	- 12 -
2.2.1 Rezonanční (pulzační) plnění	- 12 -
3. VARIABILNÍ SACÍ POTRUBÍ (VIM/VIS).....	- 15 -
3.1 Sací potrubí s proměnlivou délkou (VLIM)	- 16 -
3.2 Sací potrubí se spojitě proměnlivou délkou (kontinuální změna délky)-	17 -
3.3 Dvoustupňové sací potrubí.....	- 17 -
3.4 Třístupňové sací potrubí.....	- 19 -
4. OPTIMALIZACE DÉLKY SACÍHO POTRUBÍ.....	- 20 -
4.1 Odhad optimální délky sacího potrubí	- 20 -
4.2 Zadaný motor – 1.2 HTP 40kw (kód motoru AWY)	- 24 -
4.3 Simulace v programu Ricardo Wave	- 26 -
4.4 Zjednodušení sacího potrubí	- 28 -
4.5 Analýza optimální délky a průřezu sacího potrubí.....	- 31 -
5. NÁVRH VARIABILNÍHO SACÍHO POTRUBÍ	- 35 -
5.1 Shrnutí a výběr konstrukce sacího potrubí	- 35 -
5.2 Konstrukční řešení variabilního sacího potrubí	- 37 -
5.2.1 Hlavní díly navrženého sacího potrubí.....	- 38 -
5.2.2 Přepínací válec (rotační šoupátko)	- 42 -
5.2.3 Příruba pro uchycení rotačního šoupátka	- 42 -
5.2.4 Kompletní ovládání rotačního šoupátka.....	- 43 -
5.2.5 Elektromagnetický ventil přepínání sacího potrubí.....	- 44 -
6. VYHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ.....	- 45 -
7. ZÁVĚR	- 51 -
Seznam použité literatury	- 53 -
Seznam příloh	- 54 -

Seznam výkresové dokumentace	- 54 -
Obsah přiloženého CD	- 54 -

Seznam zkratek

VIM	Variabilní sací potrubí (Variable Intake Manifold)
VIS	Variabilní sací systém (Variable Intake Systém)
VVT	Variabilní časování ventilů (Variable Valve Timing)
VLIM	Sací potrubí s proměnlivou délkou sání (Variable Length Intake Manifold)
VOCH	Vnější otáčková charakteristika
Ram efekt	Dynamické zvýšení tlaku v důsledku pohybu objektu

Seznam symbolů a jednotek

η_d	plnicí (dopravní) účinnost	[-]
η_o	objemová účinnost	[-]
$m_{vzd/sm-válec}$	skutečného hmotnostní množství čerstvé náplně válce	[kg·s ⁻¹]
$m_{vzd/sm-teor}$	teoretické hmotnostní množství vzduchu	[kg·s ⁻¹]
V_c	celkový objem motoru	[dm ³]
V_z	zdvihový objem motoru	[dm ³]
V_{skut}	skutečný objem	[dm ³]
V_{teor}	teoretický objem	[dm ³]
λ	součinitel přebytku vzduchu	[-]
L_{vt}	teoretická spotřeba vzduchu ke spálení 1 kg paliva	[kg/kg]
ε	kompresní poměr	[-]
x	dráha	[m]
v	rychlost	[m·s ⁻¹]
t	čas	[s]
α	úhel natočení klikového hřídele	[°]
n	otáčky motoru	[min ⁻¹]
l_s	délka sacího potrubí	[m]
c_s	rychlost zvuku ve vzduchovém sloupci	[m·s ⁻¹]
M_t	točivý moment	[Nm]
$P_e (P)$	efektivní výkon	[kW]
m_{pe}	měrná spotřeba	[kg.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
κ	Poissonova konstanta	[-]
r	plynová konstanta vzduchu	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
T	termodynamická teplota	[K]

1. ÚVOD

Trendem dnešní doby je dobře známý pojem „downsizing“. Tímto anglickým obratem je myšleno zmenšování objemu motorů při současném zachování, popřípadě navýšení výkonu motoru. Příčinou tohoto přístupu jsou bezpochyby předpisy týkající se emisí spalovacích motorů a s tím ruku v ruce jdoucí důraz na nízkou spotřebu paliva. Víc než kdy dříve je dbáno na faktory ovlivňující tyto parametry. U atmosférických motorů je zdvihový objem dán množstvím směsi, kterou dokáže motor nasát během každého sacího zdvihu. Proto jedním z nejdůležitějších parametrů spalovacího motoru je jeho plnicí (dopravní) účinnost. Tu ovlivňuje množství nasávaného vzduchu a z toho vyplývající provedení celého sacího traktu. Existuje mnoho způsobů a možných provedení, jak toto ovlivnit. Možným řešením vhodným hlavně pro zážehové motory, pokud je realizováno přeplňování pomocí turbodmychadla nebo kompresoru, se budu zabývat v této diplomové práci.

Úkolem rešeršní části zadané diplomové práce na téma konstrukční úprava sacího potrubí spalovacího motoru na variabilní je popsat výměnu náplně válce se zaměřením na sací potrubí a představení možných principů řešení proměnlivého sacího potrubí.

V dalším kroku bude vybrán spalovací motor, jehož systém sání, konkrétně konvenční sací potrubí bude upraveno na variabilní. Nežli bude přistoupeno k řešení konstrukce, proběhne analýza vhodných parametrů (délka a průřez potrubí) a jejich optimalizace vzhledem k různým režimům vybraného motoru. Simulace těchto režimů proběhne pomocí softwarového balíčku Ricardo Wave.

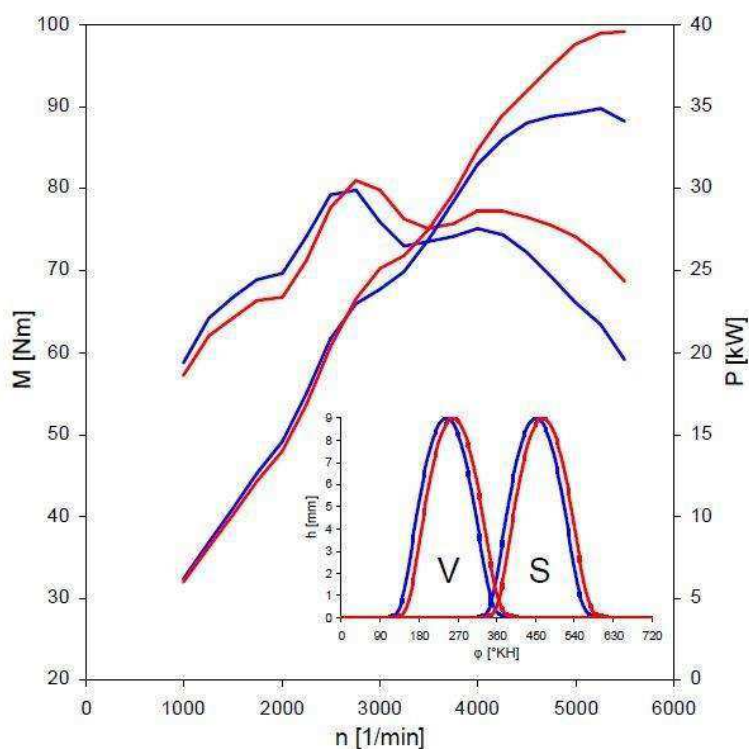
Hned po zjištění teoreticky nejlepších parametrů sacího potrubí, dojde k řešení samotné konstrukce. Na základě výsledků předešlé analýzy a požadavků na konstrukci bude vybrán vhodný způsob provedení. Dle vybrané varianty konstrukce bude proveden vlastní návrh dle zadaných, vypočítaných a zvolených parametrů. Při návrhu konstrukce bude přihlíženo zejména k možné vyrobiteľnosti a zároveň konkurenceschopnosti provedení. Pomocí 3D modelu návrhu bude vytvořena základní výkresová dokumentace.

Po vyřešení otázky konstrukce dojde k závěrečnému vyhodnocení a porovnání výkonových parametrů zadaného spalovacího motoru s navrženým proměnlivým sacím potrubím s parametry téhož motoru s originálním konvenčním sacím potrubím.

Výsledky budou sloužit jako podklad pro další zkoumání na Katedře vozidel a motorů (TUL).

2. VÝMĚNA NÁPLNĚ VÁLCE SE ZAMĚŘENÍM NA GEOMETRII SACÍHO POTRUBÍ

Problematika výměny náplně válce je do značné míry ovlivněna tlakovými pulsacemi (vlnami) v sacím a výfukovém potrubí kanálu, které rostou se zatížením motoru (tzn. vyšším hmotnostním průtokem). Příčinou vzniku tlakových pulsací je pohyb pístu a tím vznik tlakové vlny procházející ventily do sacího a výfukového traktu v závislosti na otevření ventilů. U vysokootáčkových motorů jsou tyto pulsace význačnější zhruba od 2500 min^{-1} . Přepřlňované motory se vyznačují pulsacemi ve výfuku, ale naopak v sání jsou tyto tlakové vlny nežádoucí hlavně pro jejich negativní působení na dmychadlo. Faktorem ovlivňujícím naplnění válce u nepřepřlňovaných motorů je především vzájemné nastavení a sladění časování s geometrií sacího potrubí. Na uvedeném grafu (viz. Obr. 1) je přehledně znázorněn vliv časování ventilů na průběh točivého momentu a výkonu motoru ve vnější otáčkové charakteristice.



Obr. 1 Výměna náplně válce a její ovlivnění časováním [4]

2.1 Plnicí (dopravní) účinnost

Důležitou veličinou, která nám popisuje efektivnost naplnění válce je plnicí neboli dopravní účinnost η_d . Plnicí účinnost vyjadřuje poměr skutečného hmotnostního množství čerstvé náplně válce $m_{vzd-válec}$ k teoretickému hmotnostnímu množství vzduchu $m_{vzd-teor}$.

$$\eta_d = \frac{m_{vzd-válec}}{m_{vzd-teor}} = \frac{m_{vzd-válec}}{V \rho_{vzd-teor}} \quad (1)$$

Veličina V vyjadřuje zdvihový nebo celkový objem motoru a $\rho_{vzd-teor}$ hustotu vzduchu, respektive směsi v okolí (případně v sacím potrubí). Celkový objem motoru lze vyjádřit prostřednictvím kompresního poměru motoru ze vztahu:

$$V_c = V_z \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (2)$$

U nepřehřívajících spalovacích motorů klesá plnicí účinnost η_d s rostoucím chlazením, to znamená s klesající teplotou nasávaného vzduchu. Příčinou je zvětšení teplotního spádu mezi stěnami plnicích kanálů a stlačeným vzduchem. Často se v různých zdrojích setkáváme s veličinou označovanou jako objemová účinnost η_o , která není příliš směrodatná. Je to dáno tím, že výkon motoru je přímo závislý na množství paliva spáleného ve válci, které je závislé na hmotnostním obsahu kyslíku v nasávaném vzduchu.

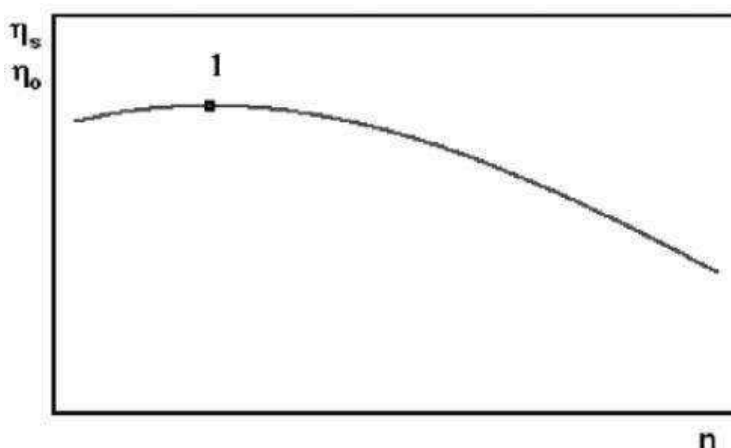
Ovšem objemová účinnost η_o se vyjadřuje poměrem objemového množství skutečně nasátého vzduchu V_{skut} a teoretického objemového množství V_{teor} , které by bylo možné nasát, představované zdvihovým objemem V_z (případně celkovým objemem motoru V_c , pokud je V_{skut} vztaženo na všechny válce):

$$\eta_d = \frac{V_{skut}}{V_{teor}} = \frac{V_{skut}}{V_z(V_c)} \quad (3)$$

V_{skut} je zjišťováno, buď měřením, nebo je možné jej vypočítat například ze vztahu:

$$V_{skut} = \lambda \cdot L_{vt} \cdot m_{pe} \cdot P_e \quad (4)$$

Hodnoty η_d a η_o se u čtyřdobých nepřepřňovaných motorů pohybují v rozmezí 0,75 – 0,85, ale u přepřňovaných spalovacích motorů dosahují hodnot větších než 1. Od určitého optima η_d a η_o klesá s otáčkami motoru, jak je možné vidět na názorném obecném grafu níže uvedeném (Obr. 2). To je způsobeno především vlivem časování ventilů, případně jejich překrytím a konstrukcí rozvodů.



Obr. 2 Závislost η_d a η_o na otáčkách motoru [6]

2.2 Dynamické přepřňování (tzv. „laděné sání“)

Efekt dynamického doplňování válců motoru (dynamického přepřňování) využívá dynamiky nasávaného vzduchu. Díky tomuto jednoduchému principu je možno dosáhnout podstatně vyššího hmotnostního naplnění válců motoru. Při správném návrhu tvaru sacího potrubí lze dynamiku nasávaného vzduchu ovlivnit tak, aby došlo ke vzniku takzvaných přetlakových vln způsobujících žádoucí přepřňování. Takto dosahujeme lepších charakteristik motoru, z důvodu přímé úměrnosti průběhu točivého momentu motoru na hmotnostním naplnění válce.

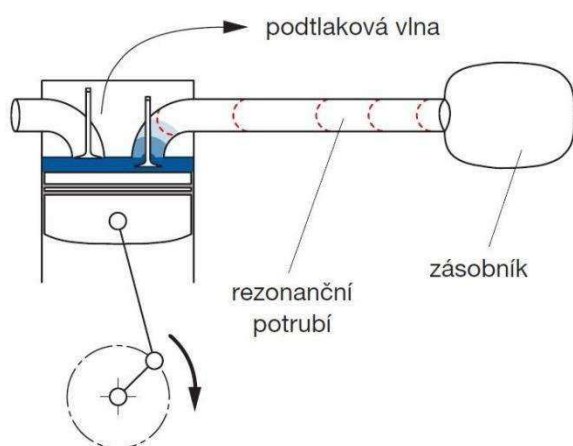
2.2.1 Rezonanční (pulzační) plnění

Tento princip plnění válců motoru využívá dynamiky nasávaného vzduchu. Vše spočívá v ladění délek sacího potrubí tak, aby frekvence buzená sáním motoru byla rovna frekvenci vzduchového sloupce.

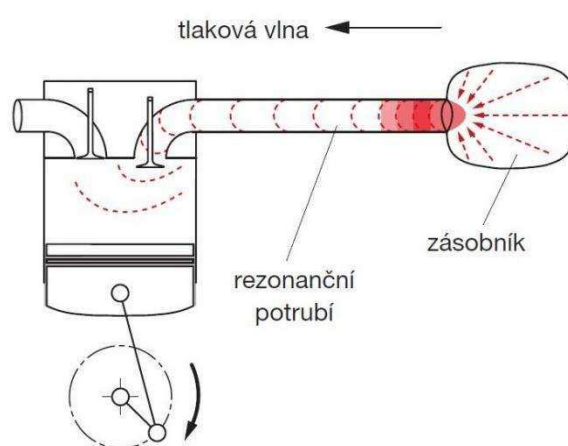
Z konstrukčního hlediska existují 2 možné principy:

- rezonanční plnění s jednotlivými potrubími pro každý válec
- rezonanční plnění s rezonanční soustavou pro více válců

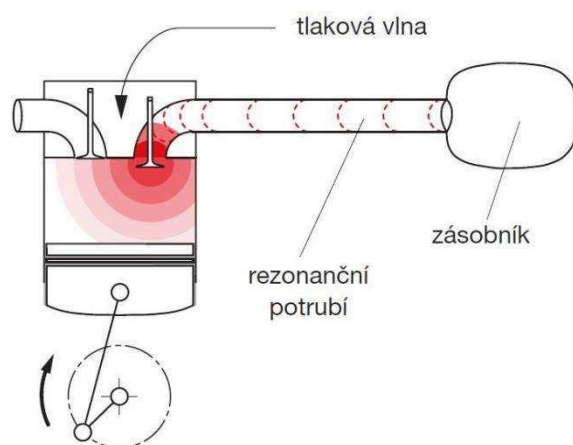
První provedení je zachyceno na schematických obrázcích níže uvedených (Obr. 3-6). Principiálně lze popsat tento princip takto. Jakmile je sací ventil uzavřen, rychle pohybující se nasávaný vzduch se dostává k ventilu, čímž dochází ke stlačování a poté ke zpětnému odrazu. Takto stlačený vzduch se až do momentu otevření sacího ventilu odráží v sacím potrubí a vytváří tlakové vlny (kmity). Nutností je brát při návrhu sacího potrubí na tuto skutečnost zřetel a četnost tlakových vln synchronizovat s časováním otevírání sacích ventilů motoru. Frekvence tlakových vln je závislá na délce sacího potrubí, to znamená čím delší je potrubí, tím delší dobu trvá zpětné odrazení tlakové vlny a tím nižší frekvence tlakové vlny je dosaženo. V důsledku toho, delší sací potrubí vede k přeplňování v nižších otáčkách motoru a naopak.



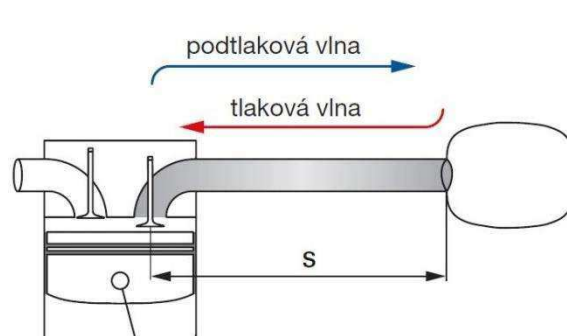
Obr. 3 Vznik a šíření podtlakové vlny [8]



Obr. 4 Vývoj tlakové vlny [8]

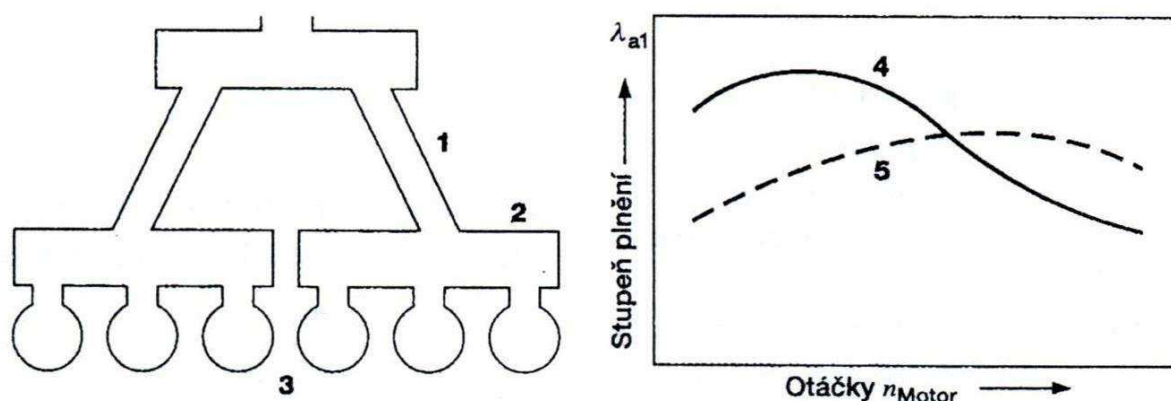


Obr. 5 Vznik „ram efektu“ [8]



Obr. 6 Tlakové vlny + délky sacího potrubí [8]

Při použití u nepřepřlňovaných spalovacích motorů typu boxer nebo vidlicových motorů se využívá druhého systému (Obr. 7). Každá skupina válců je oddělenými sacími potrubími napojena na společné sběrné zásobníky. Zásobníky jsou dále navzájem spojeny potrubími o různých plochách průřezů. Jedno potrubí bývá opatřeno uzavíratelnou klapkou ovládanou v závislosti na režimu motoru. Pořadí zapalování je uspořádáno tak, aby sání probíhalo střídavě z každého sběrného zásobníku, čímž se mezi nimi vytváří tlakové pulzace. Buzení rezonančních kmitů je vyvoláno uzavíráním sacího ventilu. Pokud frekvence tlakových pulzací odpovídá otáčkám motoru, dochází k přepřlňování válců motoru a tím nárůstu plnicí účinnosti.



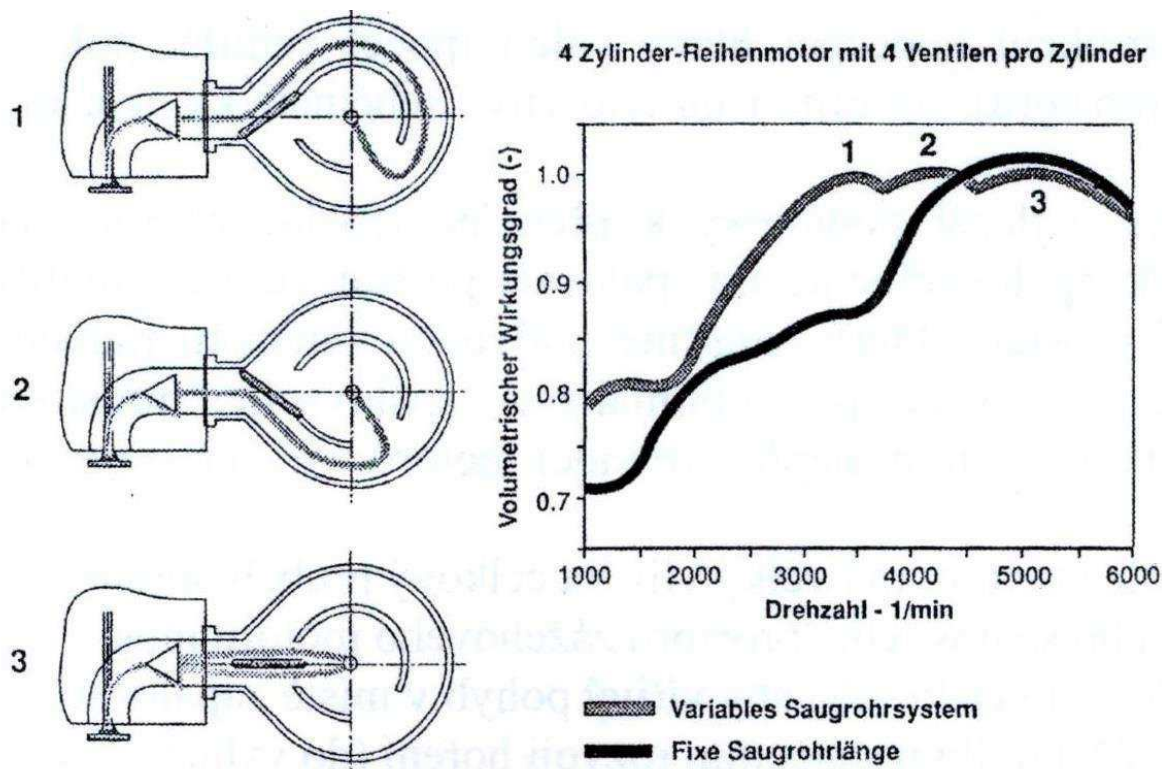
Obr. 7 Rezonanční plnění s rezonanční soustavou pro více válců [1]

Výpočty potřebné k dosažení výhodného přepřlňování způsobeného tlakovými vlnami jsou poměrně komplikované. V případě navržení příliš krátkého sacího potrubí, dojde k vícenásobnému odrazení tlakových vln v sacím potrubí před nadcházejícím otevřením sacího ventilu, čímž je do značné míry snížena výhoda vysokého počátečního tlaku stlačeného vzduchu.

Rezonanční plnění způsobuje v rezonanční oblasti zvýšení plnicího tlaku o 15–30 kPa, proto i navýšení výkonu motoru o 10 až 35%. K rozšíření tohoto způsobu plnění došlo především z důvodu vyrovnání parametrů motoru s katalyzátorem. Pro výrazné zvýšení otáčkové a momentové pružnosti vznětových a zážehových motorů je vhodnějším řešením přepřlňování pomocí turbodmychadla, kterým je možné dosáhnout větší plnicí účinnosti.

3. VARIABILNÍ SACÍ POTRUBÍ (VIM/VIS)

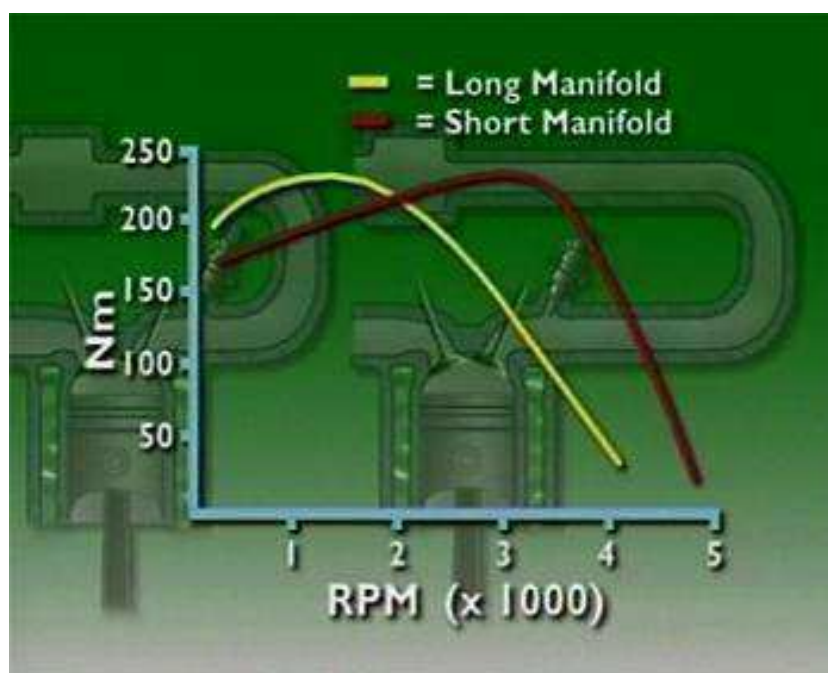
Tento systém je primárně používán k rozšíření křivky točivého momentu v závislosti na otáčkách, v jiném slova smyslu ke zlepšení flexibility motoru. Konvenční sací potrubí s pevnou sací délkou je zaměřeno pouze na úzký rozsah otáček, kdežto VIM nabízí dva nebo více stupňů nastavení k vypořádání se s širším spektrem otáček. Principiálně je systém činnosti velmi podobný variabilnímu časování ventilů (VVT), popřípadě variabilnímu zdvihu ventilů, ovšem hlavní výhodou je levnější výroba a následná zástavba. Takovýto systém se skládá v podstatě pouze z několika dílů potrubí a současně jedné nebo více elektricky ovládaných klapek. Dnešní moderní atmosférické motory využívají často obou systémů, aby dosáhly konkurenceschopných parametrů. VIM je jen zřídka používáno u přeplňovaných motorů, protože motory s přímým vstřikováním nabízejí již i tak silný efekt dynamického přeplňování a tím snižují výhody VIM. Jednou z mála výjimek je přeplňovaný zážehový motor koncernu Volkswagen s označením 2.0 TFSI, u kterého je použito VIM a zároveň přeplňování pomocí turbodmychadla.



Obr. 8 Porovnání plnicí účinnosti v závislosti na otáčkách při použití VLIM nebo konvenčního sacího potrubí [3]

3.1 Sací potrubí s proměnlivou délkou (VLIM)

Sací potrubí s proměnlivou délkou vzniklo jako přímá odpověď na nedostatky konvenčních sacích potrubí. Kdežto sací potrubí s pevnou sací délkou je optimalizováno pro úzký rozsah otáček motoru, sací potrubí s proměnlivou délkou toto pásmo méně či více rozšiřuje. Závislost tohoto rozšíření je jednak dána typem spalovacího motoru, ale též principem provedení. Celkově je zlepšena takzvaná „pružnost“ motoru právě díky menší ztrátě točivého momentu v nízkých otáčkách a zároveň dosažení vyššího výkonu ve vysokých otáčkách spalovacího motoru. Mohou být provedení dvoustupňové, třístupňové nebo se spojitě proměnlivou délkou jinak nazývané plně variabilní. Přepínání je nejčastěji řešeno pomocí jednoduchých klapek popřípadě rotačních šoupátek, které jsou schopny snadno a rychle, obvykle elektronicky, přepínat mezi dlouhými a krátkými sacími potrubími v závislosti na zatížení a úhlu natočení škrticí klapky.

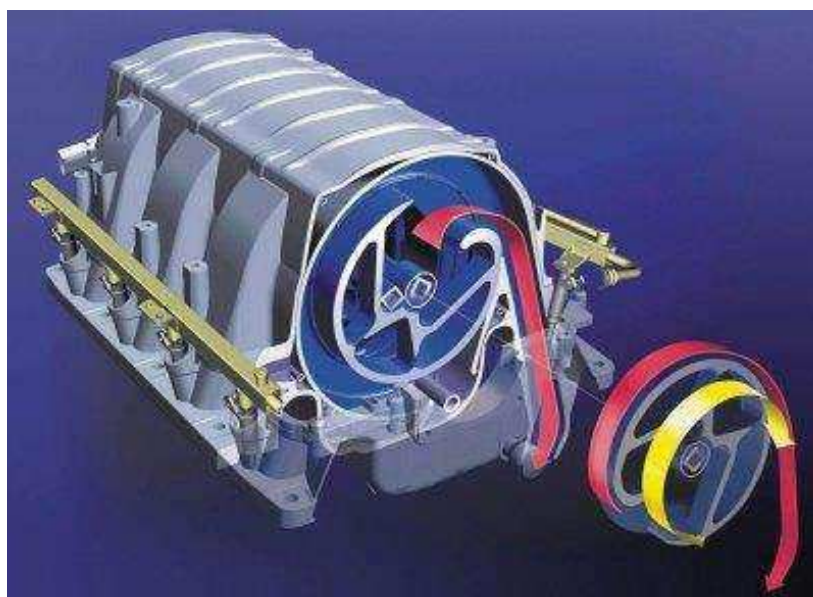


Obr. 9 Vliv krátkého a dlouhého sacímu potrubí na točivý moment [14]

3.2 *Sací potrubí se spojitě proměnlivou délkou (kontinuální změna délky)*

Prvním funkčním a sériově použitým systémem tohoto typu je systém BMW DIVA (Differentiated Variable Air Intake), jež byl představen na vidlicovém motoru V8. Konstrukce sacího potrubí má kruhový tvar. Vnitřní stěna je v podstatě rotor, jímž je přiváděný nasávaný vzduch. V případě otáčení rotoru se poloha přívodu vzduchu pohybuje oproti vnějšímu plášti potrubí a tím se mění délka sacího potrubí. Maximální délku DIVA používá k optimalizaci točivého momentu při 3500 ot/min. Nad 3500 ot/min se postupně délka sacího potrubí zkracuje s otáčkami tak, aby plnění tlakovými vlnami bylo co nejefektivnější.

Hlavní nevýhodou tohoto systému je právě kruhový tvar sacího potrubí, jež je náročnější na zástavbu více než jiné VLIM systémy. Tento aspekt je hlavní příčinou proč se nestal systémem populárnějším a proč se od něho i nakonec upustilo.

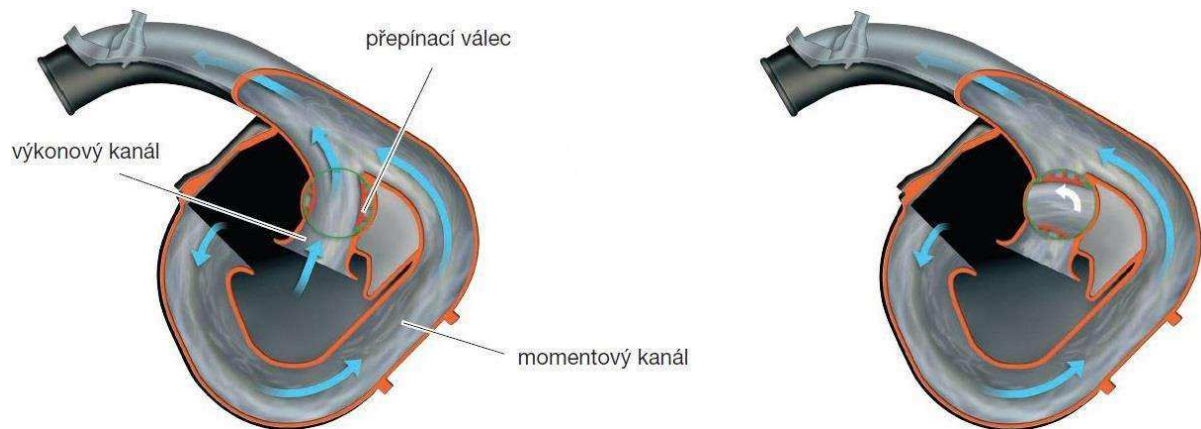


Obr. 10 Sací potrubí se spojitě proměnlivou délkou BMW DIVA [9]

3.3 *Dvoustupňové sací potrubí*

Složení tohoto systému s proměnlivou délkou je ze dvou sacích kanálů oddělených pouze jednou klapkou popřípadě rotačním šoupátkem. V nízkých až středních otáčkách je rotační šoupátko (klapka) uzavřeno a nasávaný vzduch proudí pouze dlouhým okruhem. Při dosažení vyšších otáček se otevírá kratší okruh, kterým se dosahuje rychlejšího dosažení nasávaného vzduchu sacího ventilu s menšími

tlakovými ztrátami. Dvě možná provedení jsou představena na následujících obrázcích, motor VW 2.0l FSI (princiálně podobné Honda VTEC), obdobný princip motoru Toyota 2.7l a provedení u motoru VW 1.6l MPI.

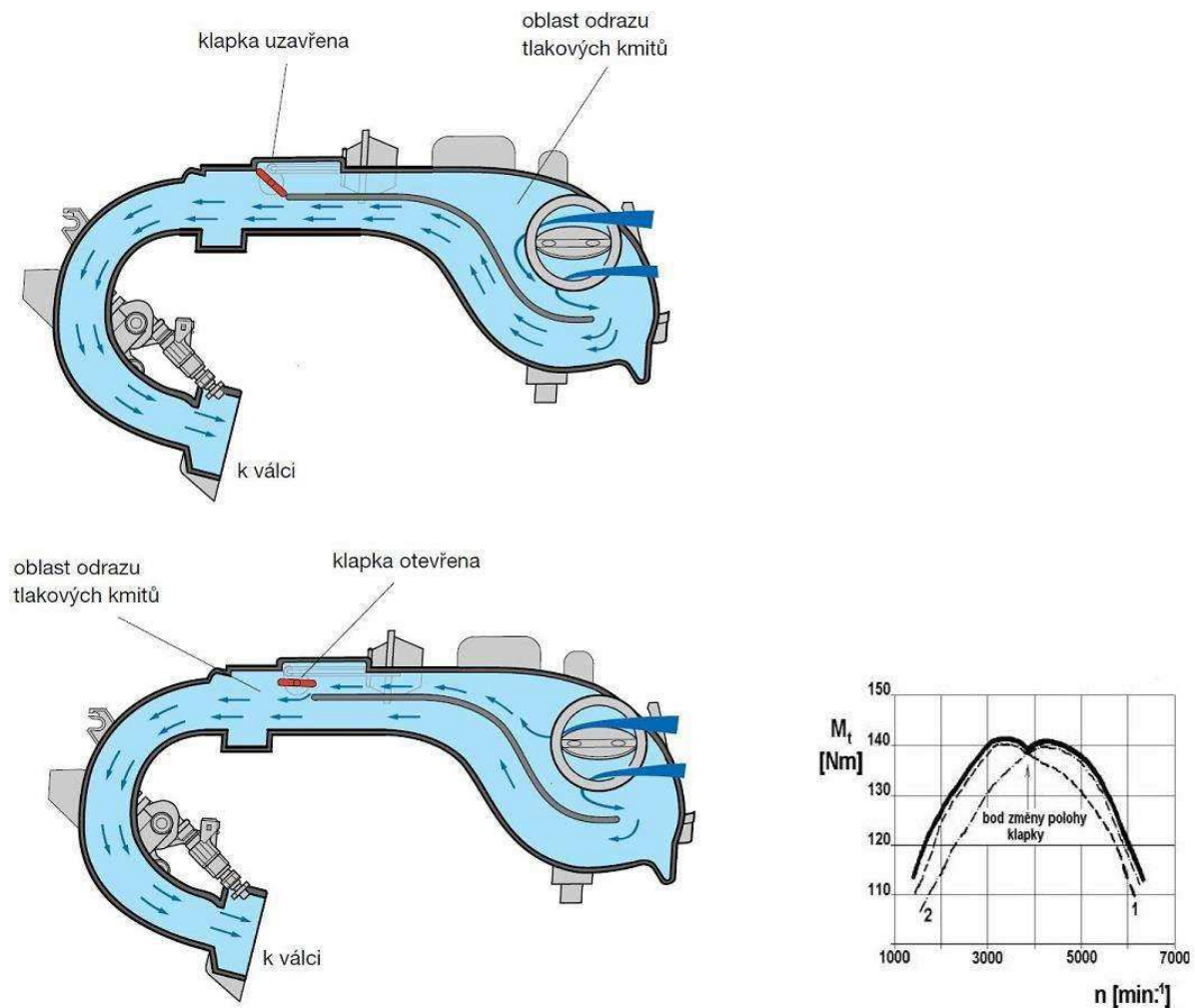


Obr. 11 Dvoustupňové sací potrubí – motor VW 2.0l FSI [11]



Obr. 12 Dvoustupňové sací potrubí – motor Toyota 2.7l [12]

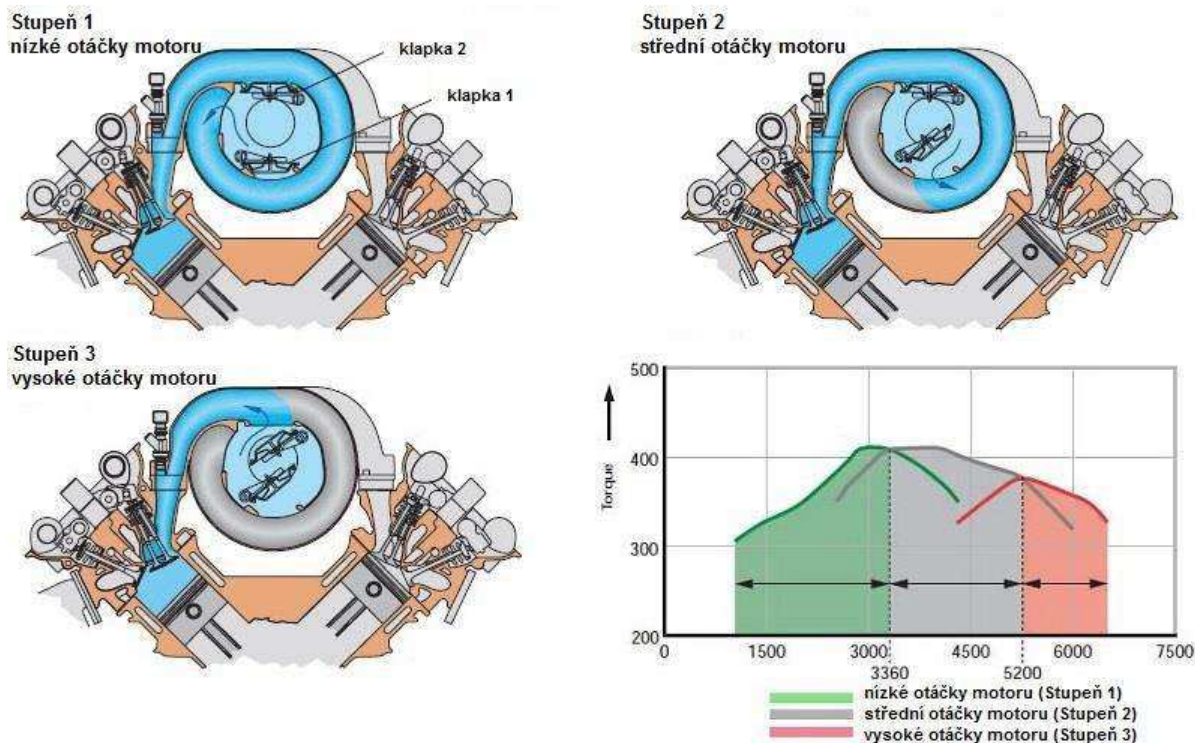
Jiná varianta řešení je popsána na Obr. 13. Toto variabilní potrubí je namísto klasického umístění vedle bloku motoru stočeno nad hlavu válců, čímž je ušetřen zástavbový prostor tomto v prostoru.



Obr. 13 Dvoustupňové sací potrubí – motor VW 1.6l MPI 74kW
(1 – dlouhé rezonanční potrubí, 2 – krátké rezonanční potrubí) [15]

3.4 Třístupňové sací potrubí

Principiálně je tento systém obdobný systému dvoustupňovému s jediným rozdílem použití ještě jednoho okruhu odděleného druhou klapkou. Důvodem použití je další prodloužení křivky momentu. Nevýhodou můžou být vyšší nároky na zástavbu, proto toto řešení uplatnění našlo hlavně u vidlicových motorů, kde bývá umístěno mezi válci (viz. Obr. 13).



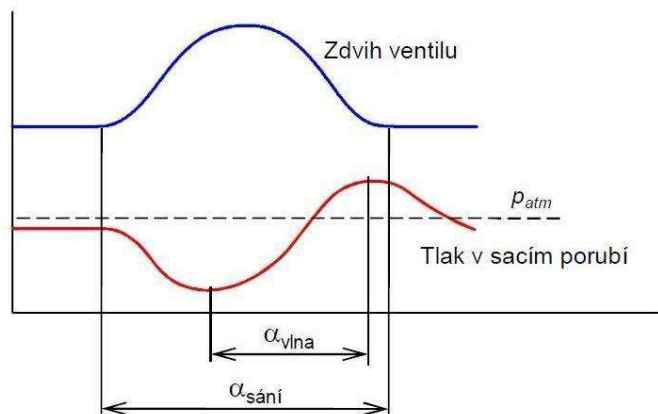
Obr. 14 Třístupeňové sací potrubí – vidlicový motor Audi V8 [9]

4. OPTIMALIZACE DÉLKY SACÍHO POTRUBÍ

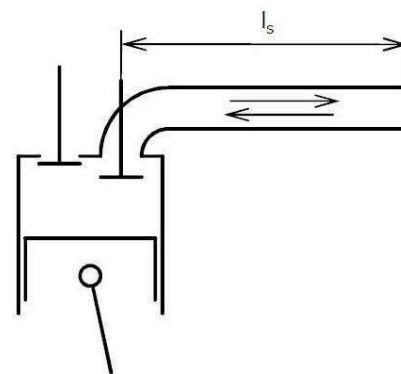
Prvním krokem bude provedení hrubého teoretického odhadu délky sacího potrubí na základě několika jednoduchých vztahů. Samotná optimalizace délky sacího potrubí bude provedena pomocí programu Ricardo Wave. Simulované budou různé varianty a po následném porovnání výsledků proběhne vyhodnocení s následným návrhem způsobu řešení variabilního sacího potrubí pro zadaný spalovací motor.

4.1 Odhad optimální délky sacího potrubí

Pro urychlení zjišťování vhodné délky sacího potrubí je výhodné provést na základě předběžných předpokladů hrubý odhad. Prvním předpokladem je, že otevřením sacího ventilu vzniká podtlaková vlna, která se nadále šíří sacím potrubím. Při jejím dosažení konce větve sacího potrubí se vlna odráží zpět ovšem jako přetlaková a šíří se zpět k sacímu ventilu. Důležitým aspektem je dosažení přetlakové vlny sacího ventilu v okamžiku jeho zavírání. Také se usuzuje, že střední rychlost šíření vlny v obou směrech je přibližně rovna rychlosti zvuku.



Obr. 15 Průběh zdvihu sacího ventilu a tlaku v sacím potrubí [5]



Obr. 16 Délka sacího potrubí [5]

Hrubý odhad délky potrubí je možné provést na základě jednoduchého fyzikálního výpočtu:

$$x = v \cdot t \quad (5)$$

Kde dráha x je rovna násobku rychlosti v a času t . Vztah pro úhel natočení klikového hřídele α je:

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot t \quad (6)$$

Kde n označuje otáčky motoru v jednotkách 1/min. Dráha tlakové vlny $2l_s$, kde l_s je délka sacího potrubí, bude odsazena do rovnice (1). Z rovnice (2) vyjádříme čas t , také dosadíme do rovnice (1) a dostáváme:

$$2l_s = v \cdot \frac{30 \cdot \alpha}{\pi \cdot n} \quad (7)$$

Před uzavřením sacího ventilu se klikový hřídel pootočí o úhel 90° ($tj. \frac{\pi}{2}$). Tento úhel dosadíme do výše uvedené rovnice. Délku vyjádříme jako:

$$l_s = \frac{15}{2} \cdot \frac{v}{n} \quad (8)$$

Rychlost v budeme uvažovat jako střední rychlost zvuku ve vzduchovém sloupci c_s , kterou vyjádříme z rovnice šíření zvuku v ideálním plynu:

$$c_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad (9)$$

Kde κ je Poissonova konstanta, r plynová konstanta vzduchu a T termodynamická teplota. Pro suchý vzduch platí:

$$\kappa = 1,4$$

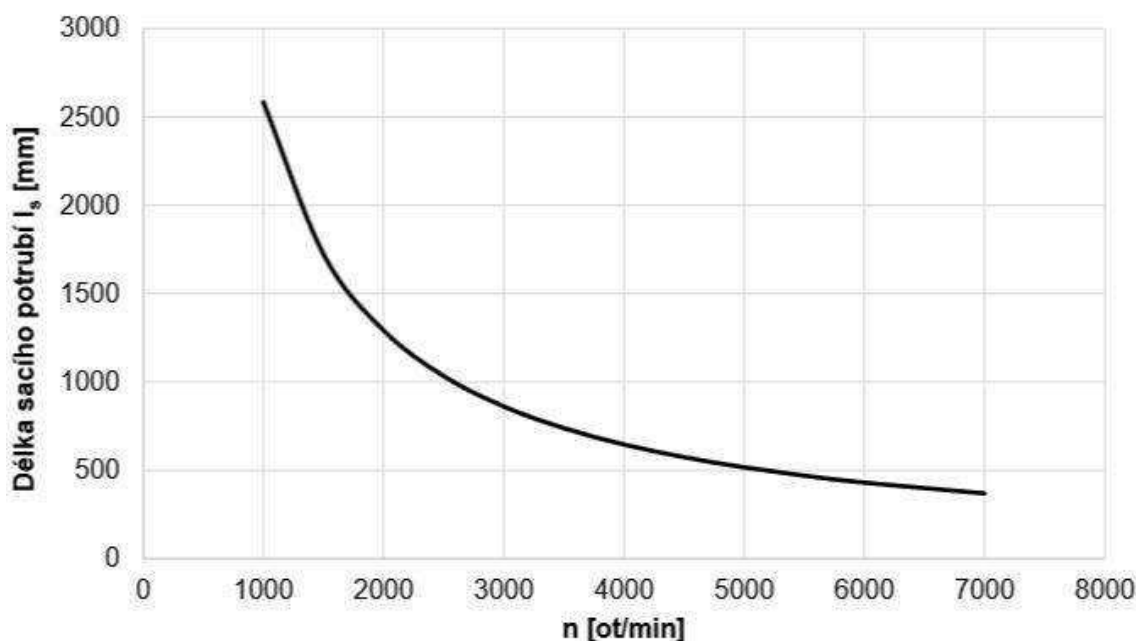
$$r = 289 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T = 293,14 \text{ K (20}^\circ\text{C)}$$

Potom:

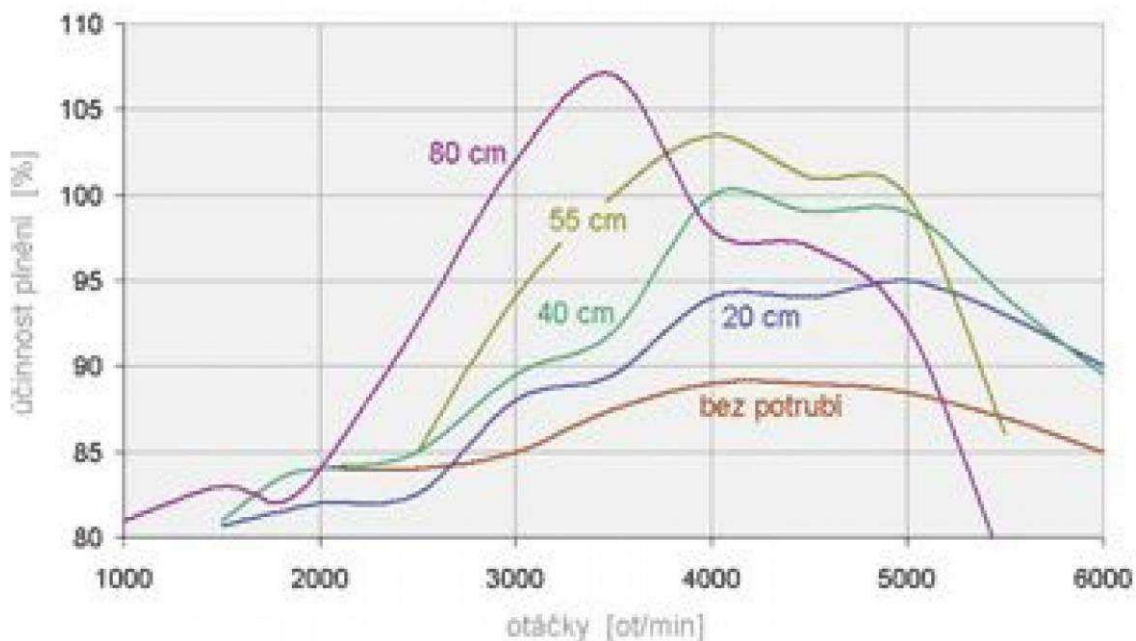
$$c_s = \sqrt{1,4 \cdot 289 \cdot 293,14} = 344,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Po dosažení výsledku do rovnice (4) a postupném dosazování spektra otáček dostáváme graf závislosti délky sacího potrubí l_s na otáčkách motoru n (Obr. 17).



Obr. 17 Graf ideální délky sacího potrubí v závislosti na otáčkách motoru

Výsledná délka je vždy kompromisním řešením a je silně ovlivněna typem motoru. Aby se u moderních motorů docílilo dobré plnicí účinnosti v širším rozsahu otáček motoru, bývá častým řešením konstrukce proměnlivého sacího potrubí. V reálném použití je situace podstatně složitější než v ideálním výše uvedeném případě, kdy $n \cdot l_s \neq konst.$



Obr. 18 Plnicí účinnost v závislosti na otáčkách pro různé délky sacího potrubí [13]

Z grafu lze pozorovat, že potrubí o malé délce nám zajistí lepší účinnost plnění v podstatě v celém rozsahu otáček než sání bez použití potrubí. To znamená, že výše uvedené tlakové pulzace vyrovnávají ztráty způsobené prouděním vzduchu skrze potrubí takové délky. Dále je zřejmé, že čím delší bude sací potrubí, tím vyšší bude účinnost plnění v nízkých otáčkách, ale ve vyšších otáčkách již budou ztráty prouděním značné a účinnost plnění tak bude prudce klesat. Proto ve vyšších otáčkách je výhodnější použití krátkého potrubí.

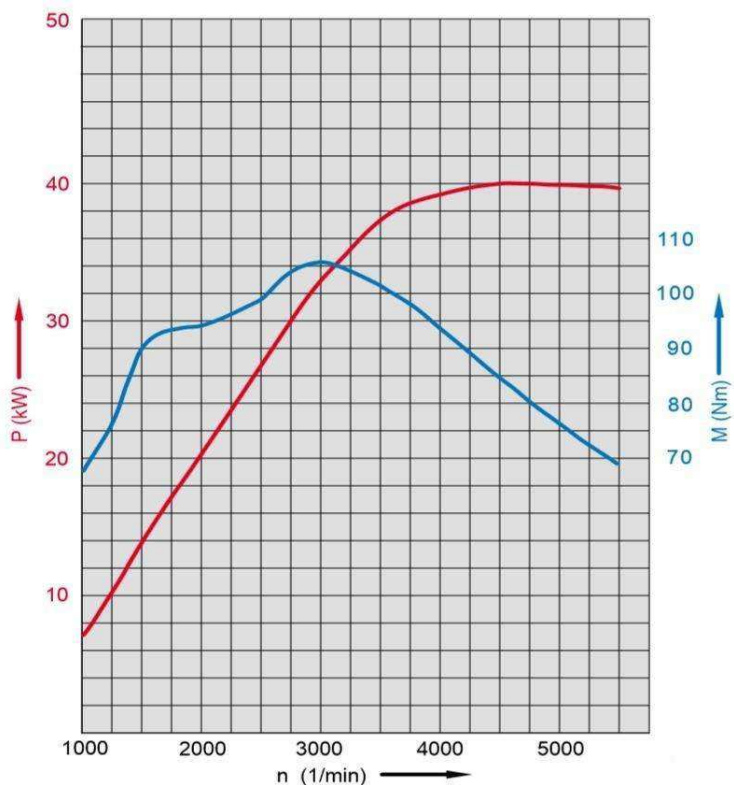
4.2 Zadaný motor – 1.2 HTP 40kw (kód motoru AWY)

Pro provedení úpravy sacího motoru byl vybrán motory 1.2 HTP s kódovým označením AWY. Jedná se o první a nejslabší variantu tohoto typu motoru s parametry uvedenými v tabulce níže (Tab. 1). Tato pohonná jednotka byla vybrána hlavně z důvodu znalosti jeho simulačních parametrů, které byly již v dřívějším projektu experimentálně ověřeny.

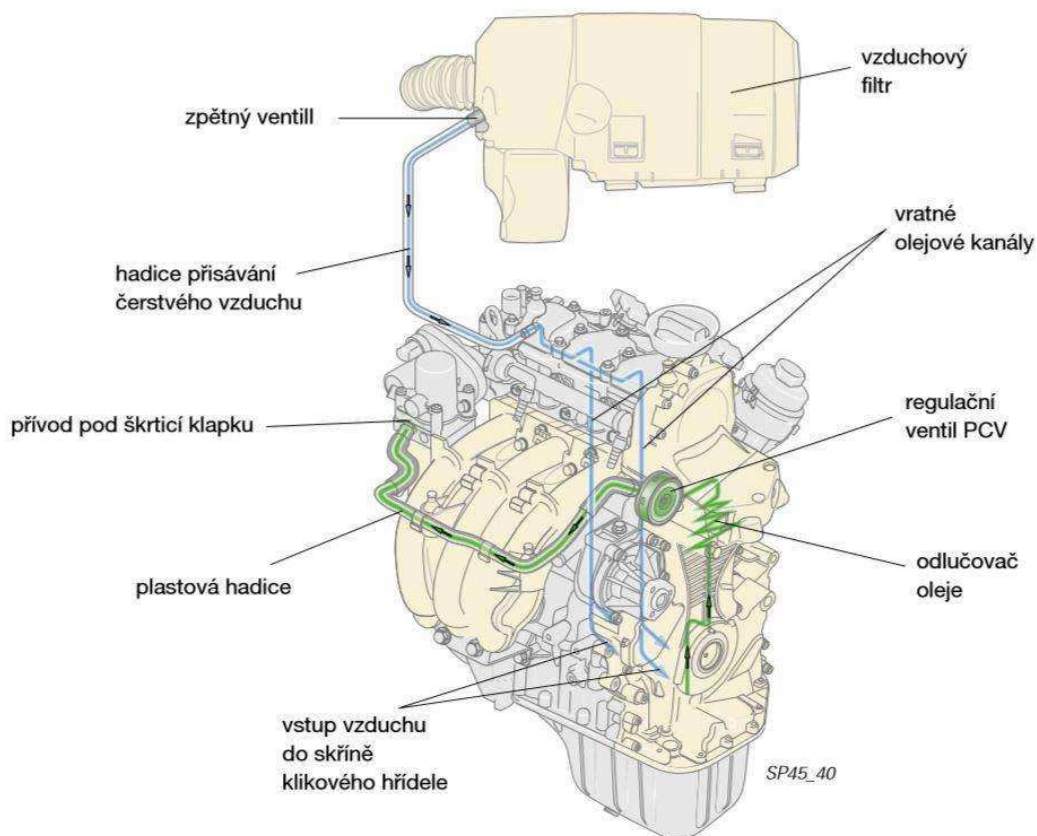
Obecně jde o motory vyvinuté firmou Škoda Auto a.s.. Vychází z jednotky 1.6 MPI o objemu 1597 cm³ koncernu Volkswagen, již byl odebrán jeden válec, čímž vznikla jednotka o objemu 1198 cm³. Problém, který vznikl, byly vibrace, které bylo nutné redukovat použitím protiběžného vyvažovacího hřídele. Materiálem bloku i hlavy válců je hliníková slitina. Od počátku výroby byl výběr ze dvou verzí, lišících se pouze provedením hlavy válců, konkrétně provedením ventilového rozvodu, buď 6- ti ventilové s jedním vačkovým hřídelem (označení motoru AWY), nebo 12- ti ventilové provedení se dvěma vačkovými hřídeli (označení motoru AZQ).

Tab. 1 Parametry motoru 1.2 HTP 40 kW (AWY) [16]

Označení motoru a výkon	1,2 HTP 40 kW (5-stupňová mechanická převodovka)
Popisek	řadový kapalinou chlazený zážehový tříválec s rozvodem OHC
Počet válců	3
Zdvihový objem [cm³]	1198
Největší P_e při ot./min [kW/min⁻¹]	40/4750
Největší M_t při ot./min [Nm/min⁻¹]	106/3000
Zapalování	bezdotykové elektronické se třemi zapalovacími cívkami
Palivo	Natural 95
Plnění	sekvenční vícebodové vstřikování paliva MPI
Zdvih [mm]	86,9
Kompresní poměr	10,3
Exhalační norma	EU 4
Vrtání [mm]	76,5



Obr. 19 VOCH motoru 1.2 htp 40kW (AWY) [16]



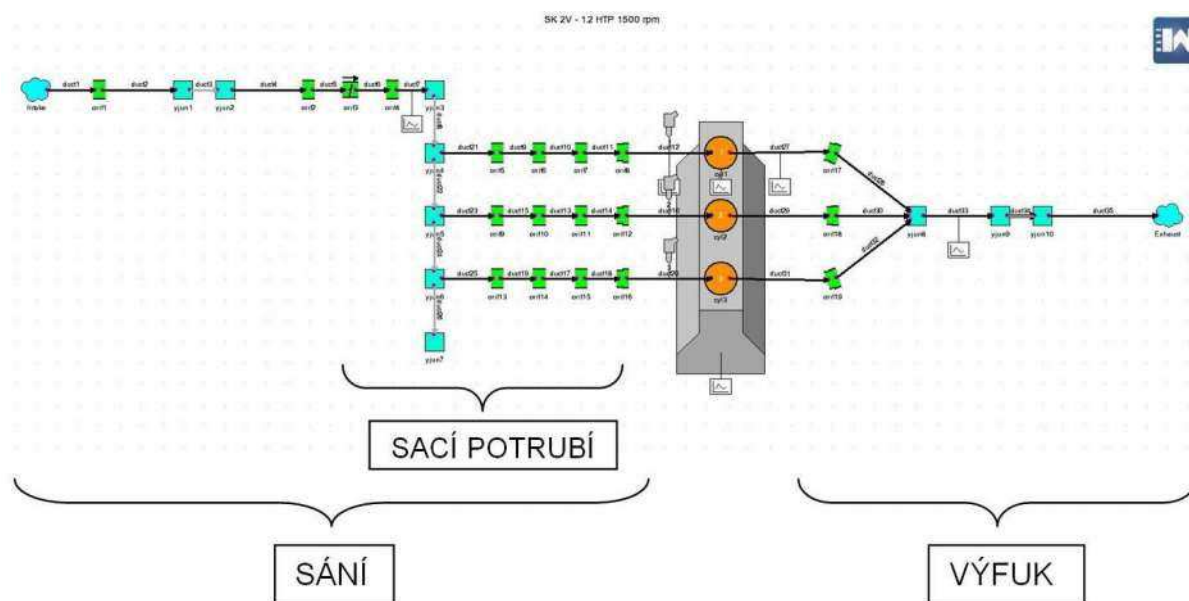
Obr. 20 Schéma motoru 1.2 HTP s popisem odvětrání klikové skříně [16]

4.3 Simulace v programu Ricardo Wave

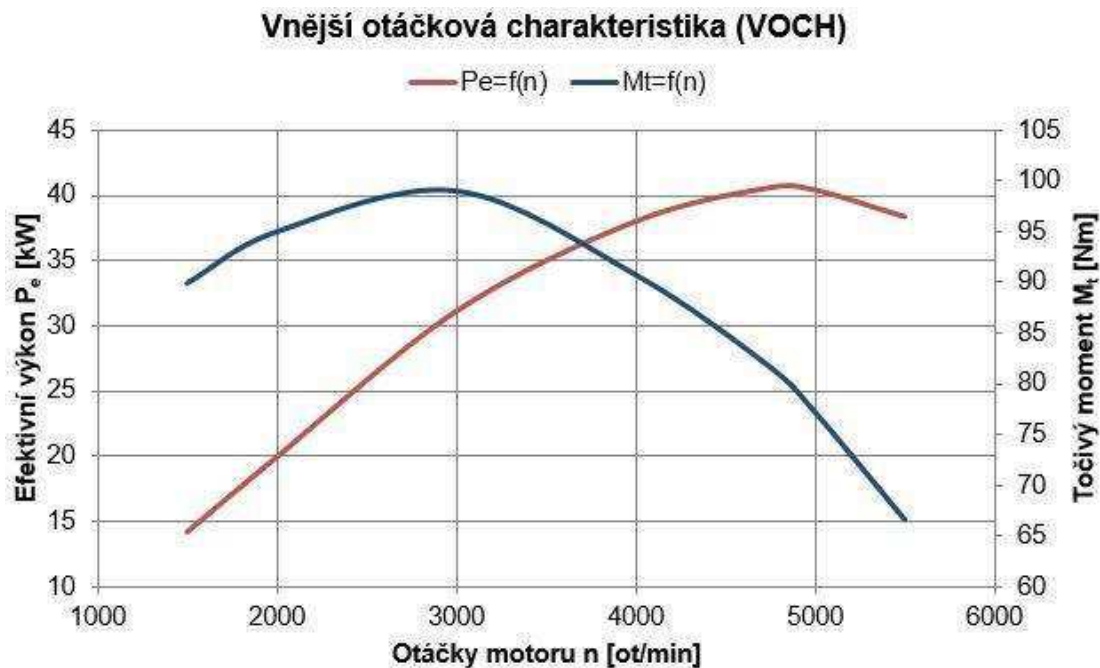
Ricardo Wave je obecně 0-D softwarový balíček pro simulaci pracovního oběhu motoru s možností modelování potrubí 1-D přístupem. Při provedení 0-D simulace nedochází k popisu dynamických jevů v sacím potrubí (tlakové pulsace), proto je třeba při „ladění“ výkonových parametrů užít 1-D modelování. Používá se k analýze časové závislosti dynamiky tekutin a termodynamiky tlakových vln, hmotnostních průtoků, ztrát ve vedeních. Abychom dosáhli výsledků, co nejvíce se blížících realitě, je nutné vytvořit simulační model jako kompletní schéma počínaje celistvým sáním a končícím výfukem včetně jeho příslušenství. Kvalita vstupních dat ovlivňuje podstatnou měrou výsledky, proto by se měla co možná nejvíce shodovat s realitou.

Tato práce vychází z již dříve vytvořeného a verifikovaného simulačního modelu zadaného motoru, který byl vytvořen z důvodu pozdějšího provádění simulací při provozu na alternativní paliva. Proto se tvoření modelu již nebude zabírat, pouze

Grafické schéma simulačního modelu je znázorněno na obrázku níže (Obr. 21). Dále (Obr. 22) je znázorněna VOCH po provedení výpočtu tohoto schématu.

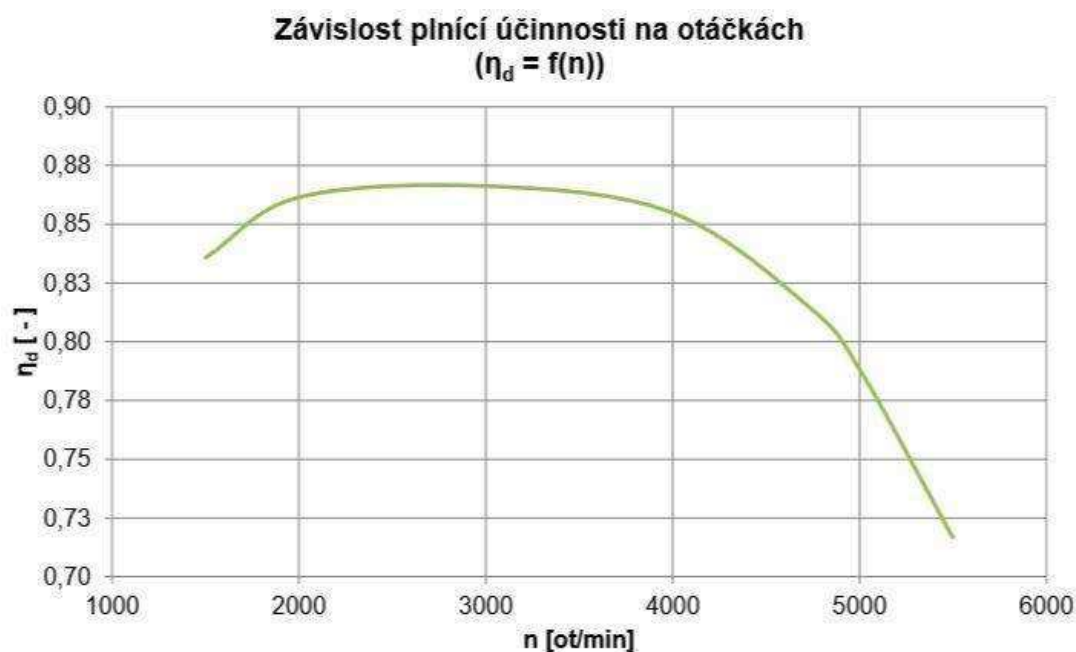


Obr. 21 Simulační model motoru 1.2 HTP 40kW



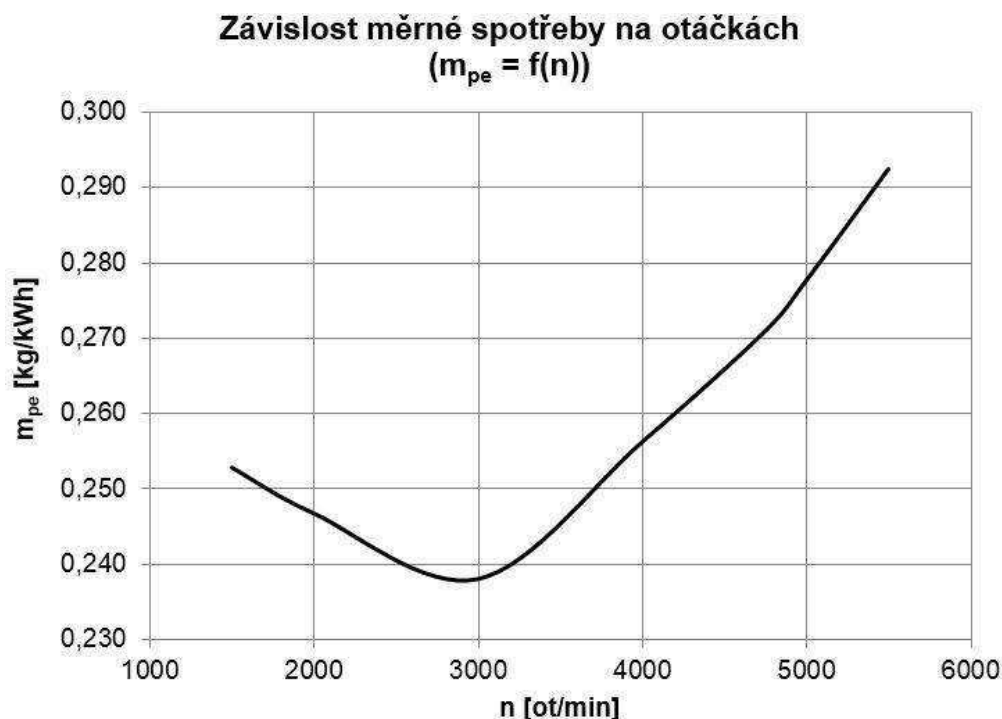
Obr. 22 Vnější otáčková charakteristika (dále VOCH) simulačního modelu 1.2 HTP 40kW

Kromě VOCH je zobrazena plnicí účinnost η_d v závislosti na otáčkách motoru n . Plnicí účinnost je zde uvedena pro pozdější porovnání s výsledky, protože je jedním z nejlepších měřítek motoru pro zobrazení výsledku po jeho optimalizaci. Úryvek z nápovědy [18] vysvětlující výpočet plnicí účinnosti v programu Wave je přiložen v příloze (Příloha P1).



Obr. 23 Průběh plnicí (dopravní) účinnosti

Při srovnání výsledků měrné spotřeby m_{pe} bychom po správném "naladění" sacího potrubí měli získat také nižší měrnou spotřebu, alespoň v určitém spektru otáček.

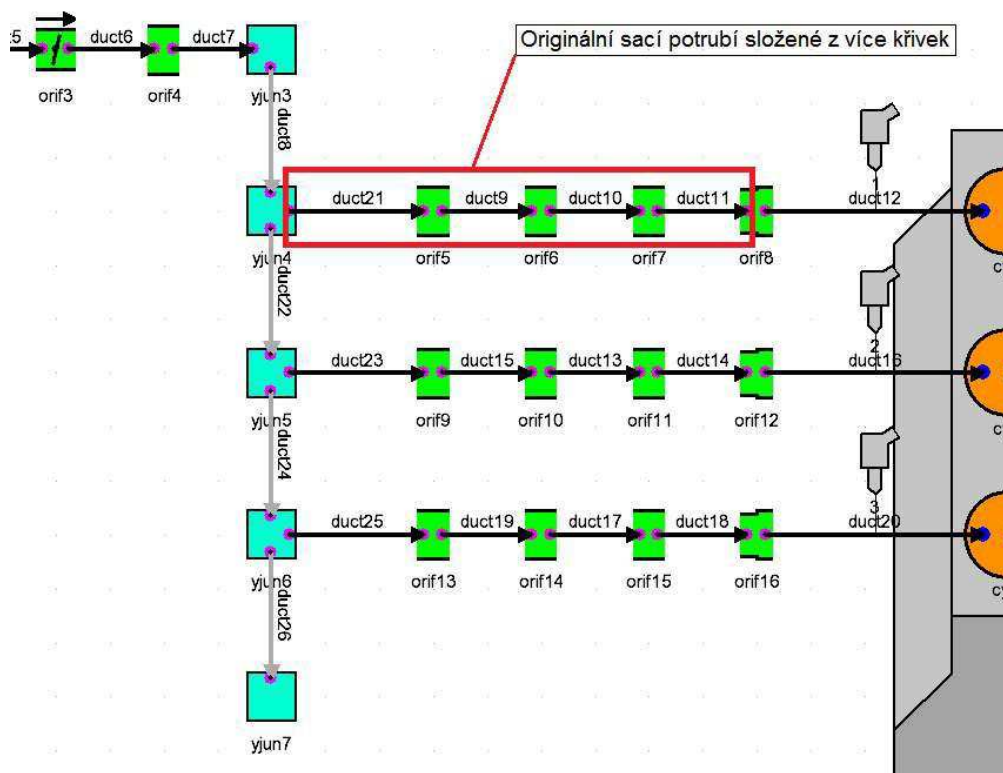


Obr. 24 Průběh měrné spotřeby

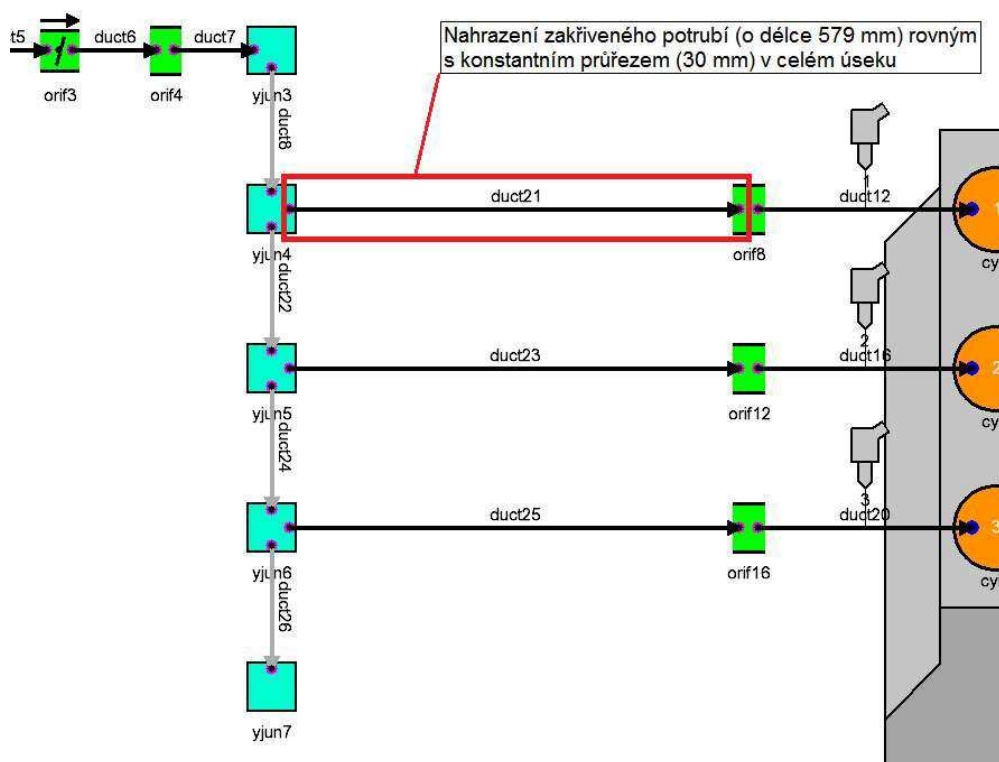
4.4 Zjednodušení sacího potrubí

Prvním krokem pro zjištění optimální délky sacího potrubí bude zjednodušení sacího potrubí. Účelem tohoto kroku je snazší porovnání změn točivého momentu a efektivního výkonu v závislosti na různých délkách tak, aby nebyly výsledky analýzy zkresleny zakřivením (koleny) v potrubí a tím byly zjištěné výsledky relevantní. Nastavení změn délek potrubí také bude podstatně snazší na jednom dlouhém potrubí než na několika kratších potrubích.

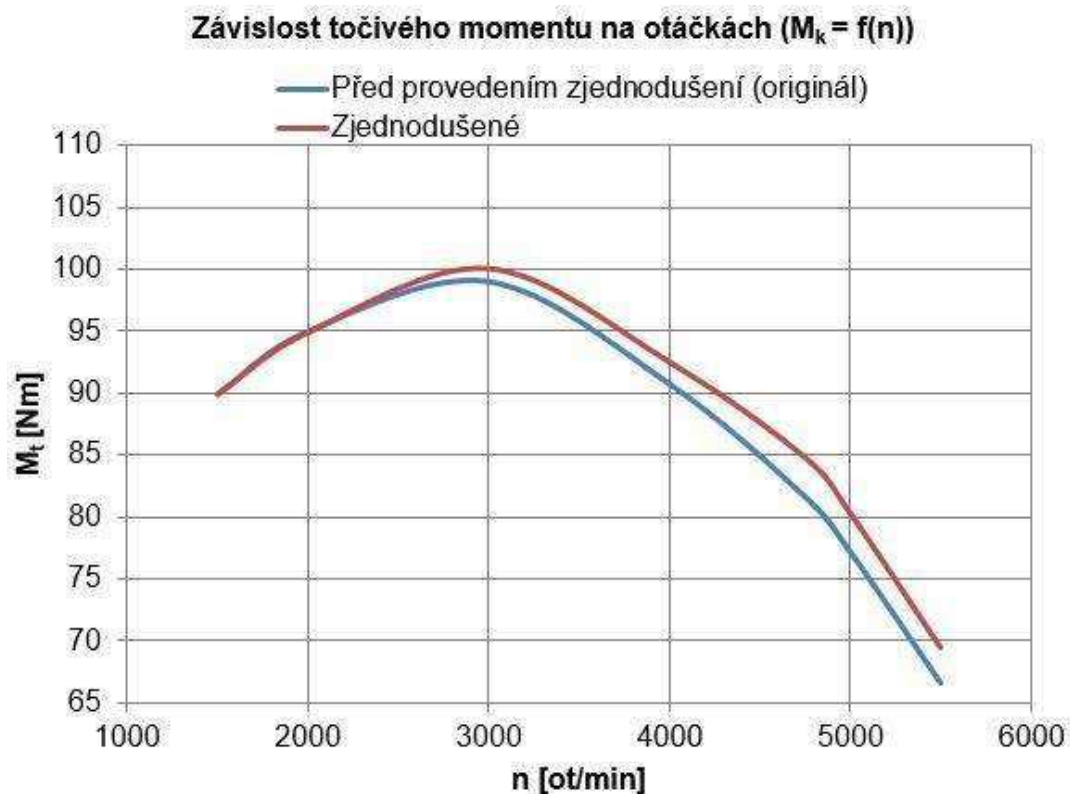
Zjednodušení spočívá v nahrazení originálního zakřiveného sacího potrubí, potrubím rovným s ohledem na změnu VOCH. Na prvním obrázku je znázorněno původní sací potrubí (Obr. 25) a na druhém obrázku (Obr. 26) je již zachyceno potrubí rovné bez kolen. Na zjednodušeném simulačním modelu bude spuštěna simulace a budou porovnány změny VOCH před úpravou a po úpravě. Pokud nebudou změny točivého momentu a efektivního výkonu v grafu VOCH provedené zjednodušením značné, bude přistoupeno k realizaci optimalizace.



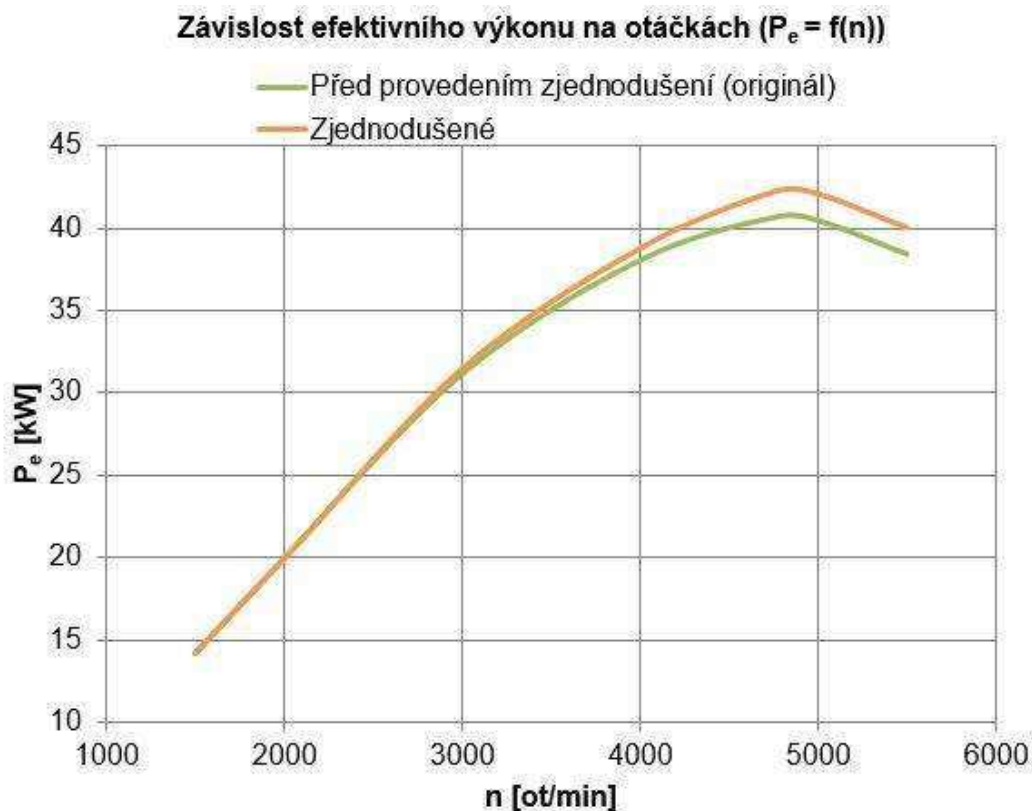
Obr. 25 Originální (původní) simulační model sacího potrubí



Obr. 26 Zjednodušený simulační model sacího traktu



Obr. 27 Porovnání změny točivého momentu před a po zjednodušení



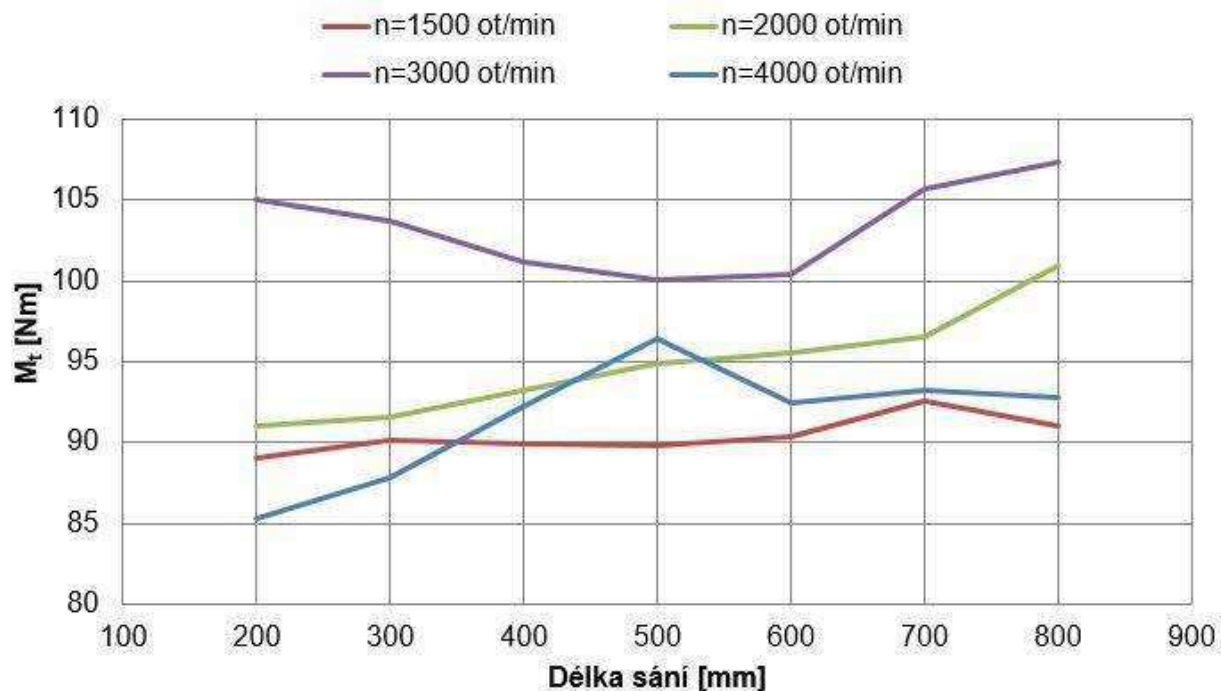
Obr. 28 Porovnání změny efektivního výkonu před a po zjednodušení

Z výše uvedených grafů je možno pozorovat, že zakřivení sacího potrubí má na průběhy VOCH také vliv. Ovšem pro účely zjištění ideální délky sacího potrubí je tato změna poměrně zanedbatelná a proto je možno s tímto modelem dále počítat a pro jednotlivé otáčky motoru vytvořit závislost M_t , P_e a případně η_d na délce sání. Pomocí následné simulace a porovnání výsledků budou nalezeny nejvhodnější délky jednotlivých sacích větví (okruhů). Následovat bude návrh provedení variabilního sacího potrubí pomocí CAx softwaru. Jak je v rešeršní části diplomové práce popisováno, v nízkých otáčkách bude snahou dosáhnout vyššího točivého momentu a naopak ve vyšších otáčkách se pokusím dosáhnout vyššího maximálního výkonu.

4.5 Analýza optimální délky a průřezu sacího potrubí

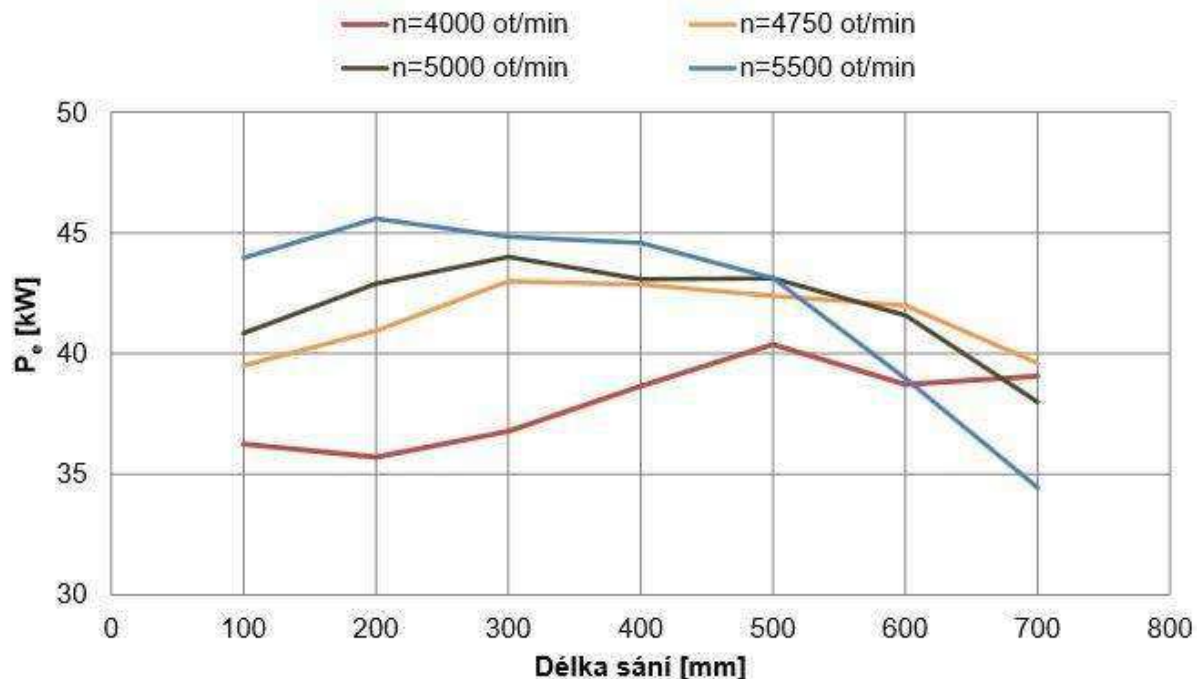
Dalším krokem bude provedení analýzy točivého momentu v závislosti na délce sání prostřednictvím zmiňovaného výpočetního programu Ricardo Wave. Pro optimalizaci bude použit zjednodušený model zadaného spalovacího motoru, který byl vytvořen v předchozím kroku. Simulace bude nastavena nejprve pro simulování dlouhé větve sacího potrubí tzv. „momentové“ v otáčkách motoru od 1500 min^{-1} do 4000 min^{-1} pro dosažení nejvyšší možné hodnoty točivého momentu v nízkých otáčkách, kde je také očekávané jeho maximum (Obr. 29). Naopak ve vysokých otáčkách je žádoucí dosažení maximální špičky výkonu, proto budu posuzovat závislost efektivního výkonu na délce sání v otáčkách 4000 min^{-1} až 5500 min^{-1} (Obr. 30). Překrytí při výpočtu obou sacích větví v 4000 ot/min je provedeno pro zjištění vhodných otáček motoru pro přepínání variabilního potrubí. Délka sání byla počítána v předpokládaném uskutečnitelném rozsahu délek, to znamená od 100 do 800 mm. Nejprve bude provedena závislost směrodatných parametrů motoru, jimiž jsou točivý moment (Obr. 29), efektivní výkon (Obr. 30) a pak také plnicí (dopravní) účinnost (Obr. 31), na délce potrubí při různých režimech otáček. Dle grafů simulovaného modelu dojde k výběru provedení variabilního sacího potrubí a volbě nejvhodnějších délek sacího traktu.

Závislost točivého momentu na délce sání (n=konst)



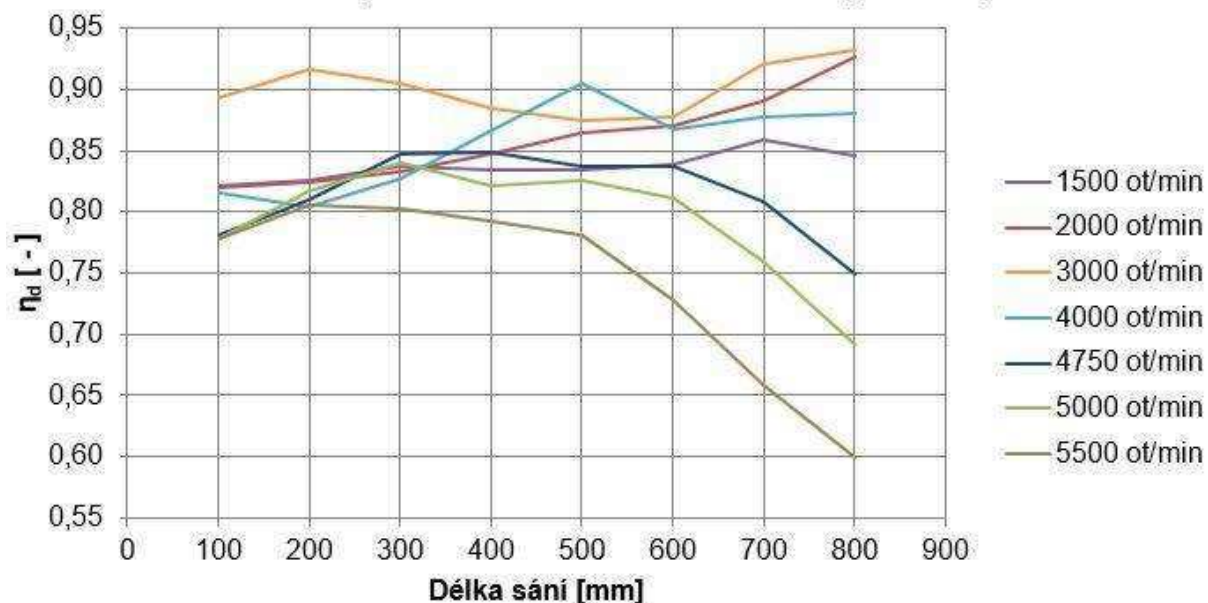
Obr. 29 Porovnání změn M_t v závislosti na délce sání pro konstantní otáčky

Závislost efektivního výkonu na délce sání (n=konst)



Obr. 30 Porovnání změn P_e v závislosti na délce sání pro konstantní otáčky

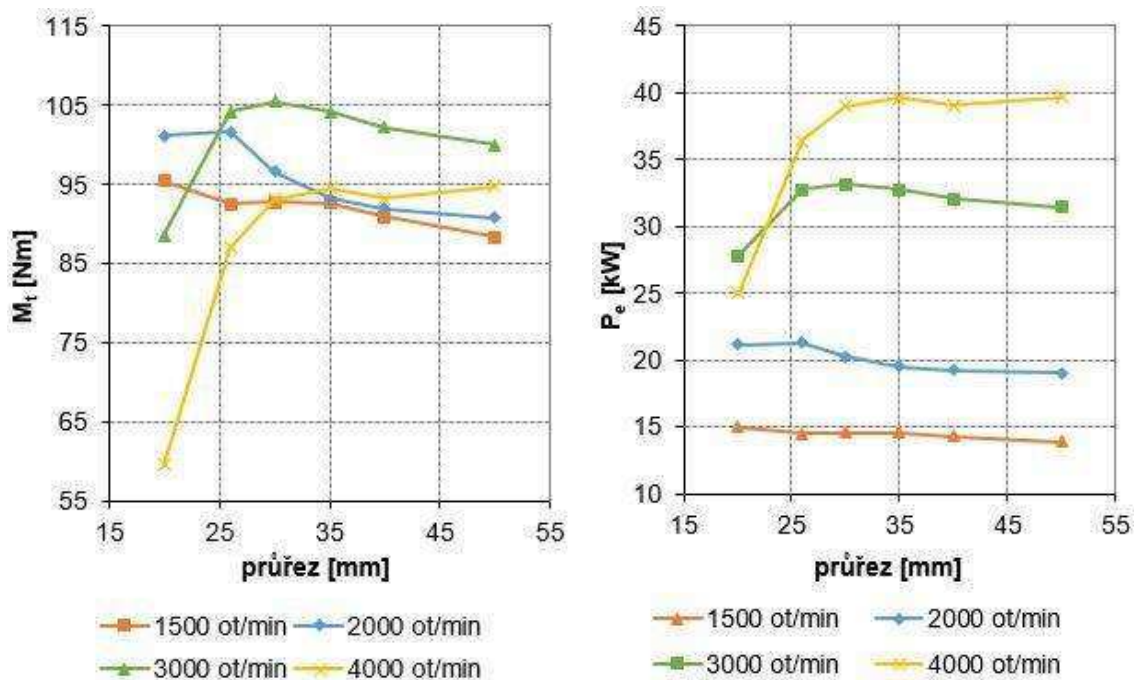
Závislost plnicí účinnosti na délce sání (n=konst)



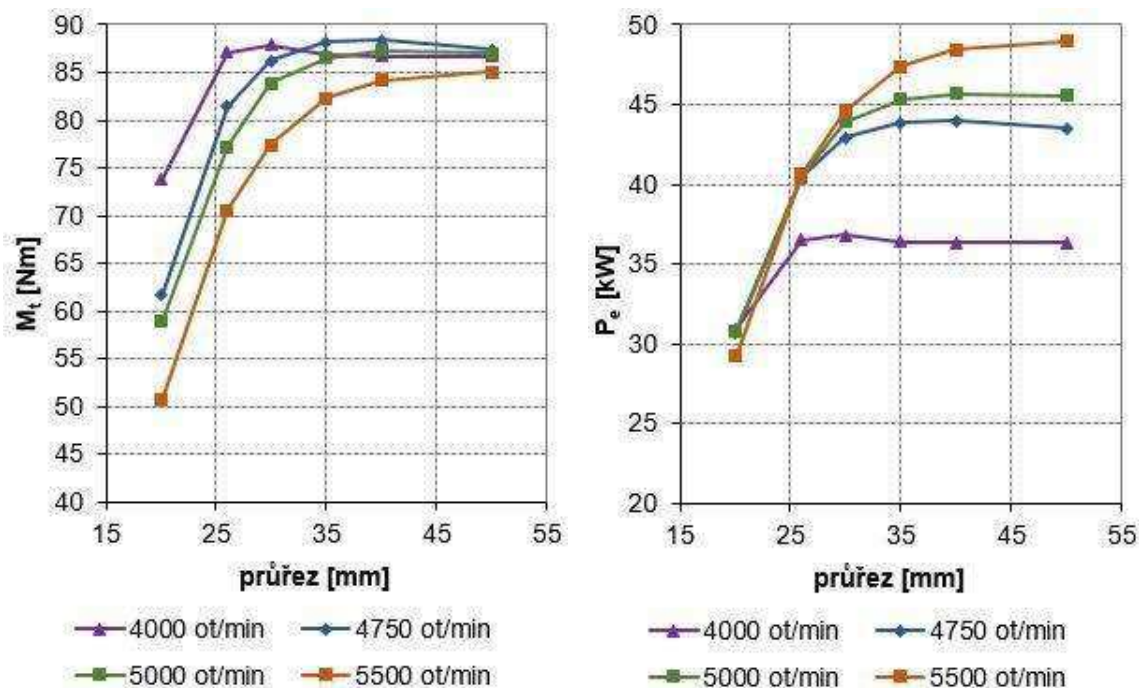
Obr. 31 Porovnání změn plnicí účinnosti v závislosti na délce sání pro konstantní otáčky

Po zhodnocení výsledků se jeví z momentové charakteristiky nejvhodnější volbou délky dlouhého sacího potrubí přibližný rozměr 700 mm. Hlavním důvodem proč nezvolit delší sací potrubí je zástavbová problematika. Naopak nejkratší větev by měla mít délku s ohledem na maxima efektivního výkonu okolo 300 mm. Předpokladem je, že okolo otáček motoru 4000 ot/min bude přepínána dlouhá větev na krátkou větev sacího potrubí.

V dalším kroku bylo třeba zjistit optimální plochu průřezu. Potrubí je nejjednodušší v simulačním programu zadat s kruhovým tvarem průřezu. Základní sací potrubí mělo průřez přepočítaný na kruhový o průměru 30 mm. Tento rozměr byl při předešlém návrhu optimální délky sacího potrubí ponechán, avšak nyní je třeba zkontrolovat, zda je tato hodnota odpovídající a popřípadě ji upravit.



Obr. 32 Závislost točivého momentu a efektivního výkonu na změně plochy průřezu sacího potrubí o délce 700 mm



Obr. 33 Závislost točivého momentu a efektivního výkonu na změně plochy průřezu sacího potrubí o délce 300 mm

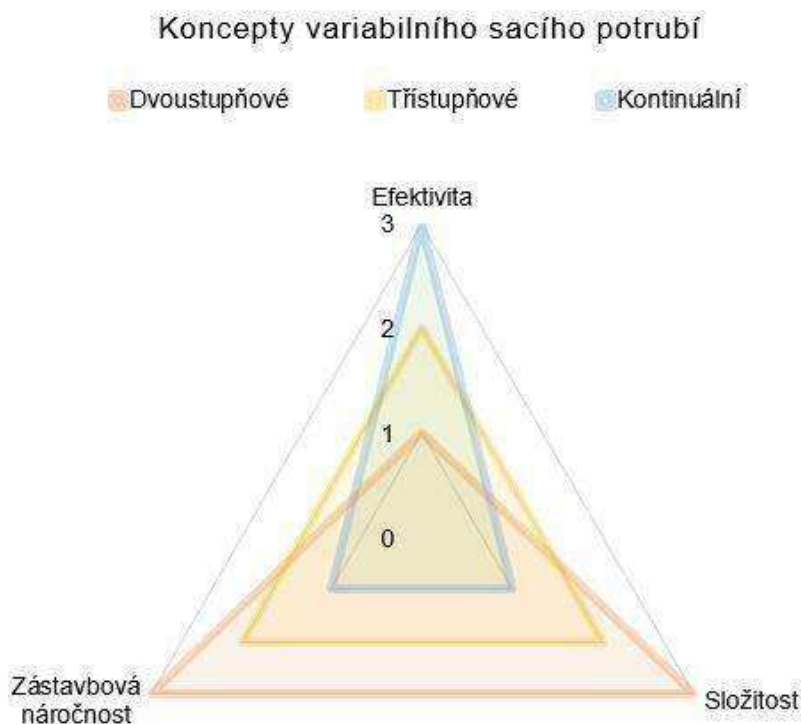
Podle grafů, vytvořených z provedené simulace, bude zvolena hodnota 30 mm v případě dlouhé větve potrubí a pro krátkou větev bude vhodným řešením průřez sacího potrubí s hodnotou 35 mm. Další zamyšlení přichází nad konstrukčním provedením, které bude mít další vliv na konečné hodnoty délek a průřezů.

5. NÁVRH VARIABILNÍHO SACÍHO POTRUBÍ

5.1 Shrnutí a výběr konstrukce sacího potrubí

Motor, na nějž bude proveden návrh variabilního sacího potrubí, je určen pro běžný provoz. Z tohoto pohledu bylo na koncepční návrh přistupováno, proto konstrukce sání pro závodní motory byla ihned zamítnuta.

Výběr koncepce je názorně zobrazen v grafu (Obr. 30). V grafu byly zvoleny tři úrovně hodnocení 1, 2 a 3, kde nejhorší hodnocení představuje hladina 1, neutrální hodnocení je hladina 2 a nejlepší hodnocení je hladina 3. Toto „oznámkování“ názorně pomohlo při výběru adepta na finální koncepční řešení s ohledem na nejdůležitější parametry.



Obr. 34 Hodnocení vybraných variant řešení v závislosti na nejdůležitějších parametrech

Při pohledu na originální sací potrubí motoru (Obr. 35) bylo zavrženo sací potrubí se spojitě proměnlivou délkou z důvodu vyžadujícího daleko většího zástavbového prostoru. Zbývala už jenom možnost třístupňového nebo dvoustupňového sacího potrubí, z nichž jsem nakonec upřednostnil jednodušší dvoustupňovou variantu. Ohled při výběru byl brán na výsledky analýzy optimální délky, z které bylo zřejmé, že třístupňová varianta by nevedla k podstatnějšímu zlepšení plnění válce motoru.

Také z grafu (Obr. 34) je patrné, že dvouokruhové sací potrubí bude nejlepší možnou variantou.



Obr. 35 Originální konvenční sací potrubí motoru 1.2 HTP 40 kW (6-ti ventilová technika)

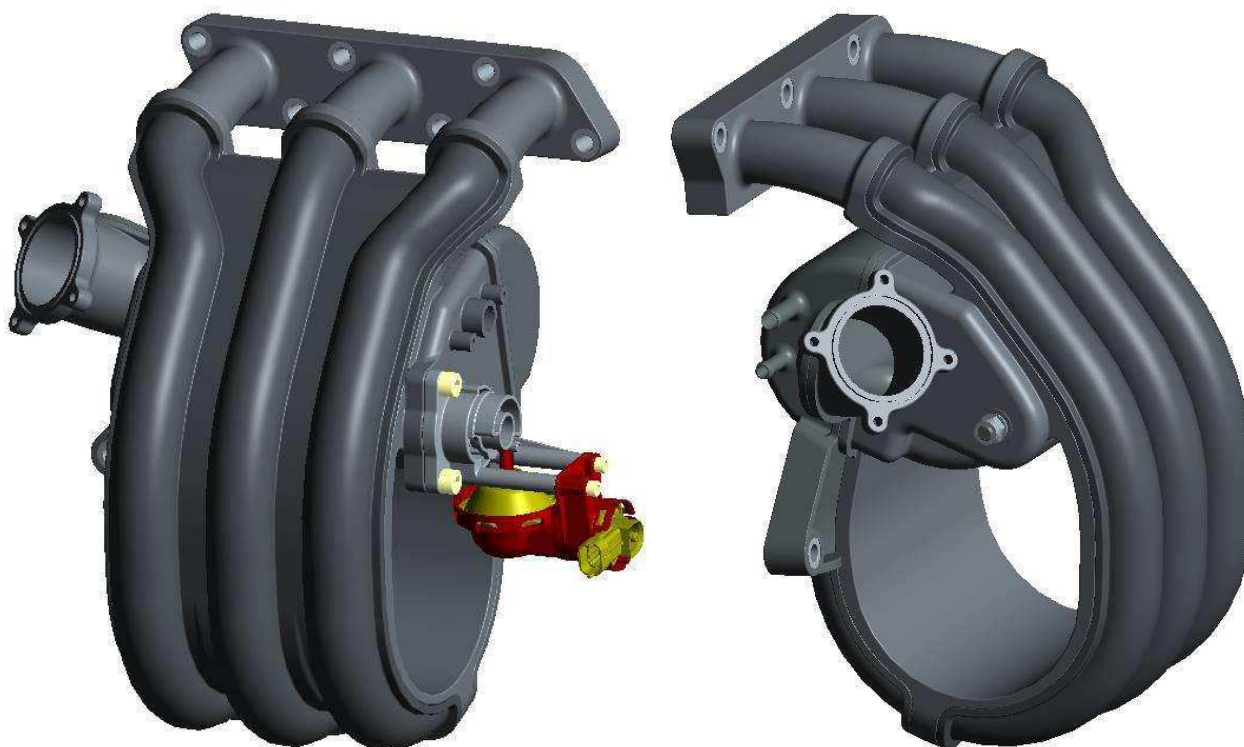
Koncepcí, kterou jsem se nechal inspirovat je sací potrubí motoru Toyota 2.7L (Obr. 12). Hlavním důvodem použití tohoto systému je možnost zachování alespoň z části konstrukce původního sacího potrubí, čímž by měla být případná zástavba usnadněna.

Co se týče výběru materiálu, byla zvolena moderní plastová konstrukce sacího potrubí z materiálu PA6-GF 30, která nejlépe splňuje podmínku konkurenceschopnosti. Přednostmi tohoto řešení jsou jeho poměrně snadná a levná výroba, hmotnost potrubí, a hlavně nízké třecí ztráty při proudění vzduchu zapříčiněné menší pórovitostí tohoto materiálu než při použití kovových odlitků.

5.2 Konstrukční řešení variabilního sacího potrubí

Pro tvorbu 3D modelu variabilního sacího potrubí a následovného vytvoření výkresové dokumentace byl použit program PTC Creo Parametric 2.0. Při sestavování návrhu bylo čerpáno z poznatků z již existujících řešení sacích potrubí obdobné konstrukce, které mají svou funkčnost ověřenou v běžném provozu. Jak již bylo zmíněno, konstrukce bude vycházet z řešení použitého u motoru Toyota 2.7l a motoru koncernu Volkswagen s označením VW 2.0 FSI. Bude se jednat o dvouokruhové řešení, kde dlouhá větev sacího potrubí bude neustále spuštěna, pouze ve vyšších otáčkách motoru bude uvolněna krátká sací větev. Spouštění krátké větve potrubí bude prováděno prostřednictvím rotačního šoupátka umístěného na rozhraní napojení krátké na dlouhou větev sacího potrubí. Spouštění bude ovládáno pomocí elektromagnetického ventilu. Dle provedených výpočtů by mělo docházet k otevírání krátké větve v režimu otáček motoru 4000 ot/min.

Z důvodu použití pro motor Škoda 1.2 HTP, u kterého je ještě použita 6ventilová technika, musí být příruba a uchycení provedena tak, aby byla případná montáž možná. Proto musí být konstrukce příruby v podstatě ponechána v originálním stavu, jako je u konvenčního potrubí.



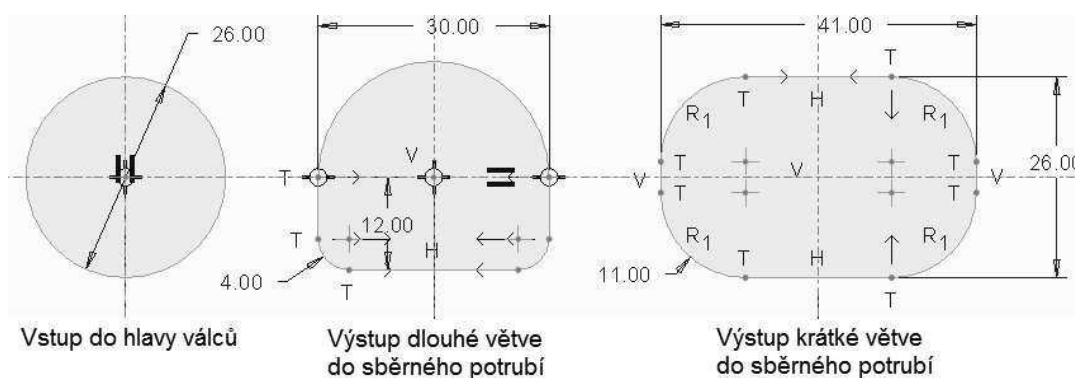
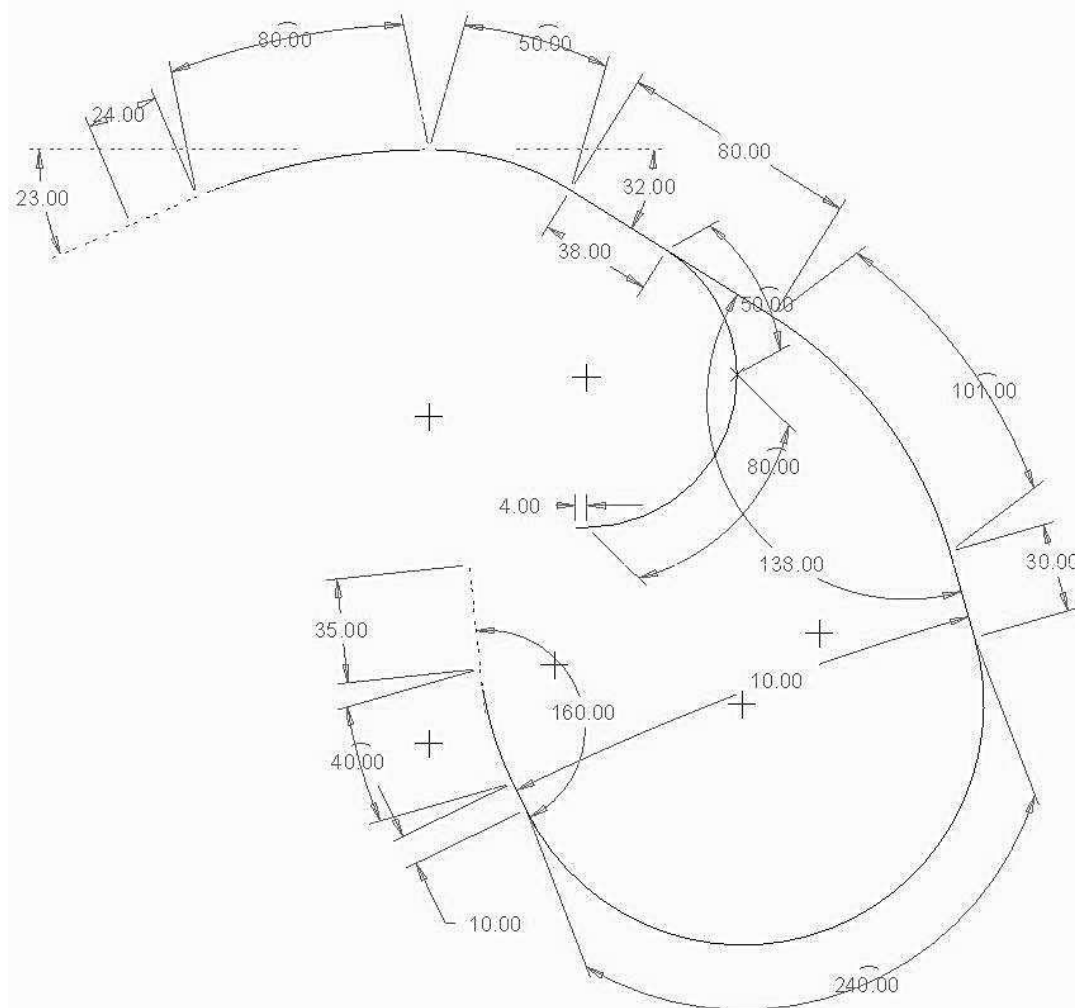
Obr. 36 Výsledný 3D model variabilního sacího potrubí

5.2.1 Hlavní díly navrženého sacího potrubí

Výsledný 3D model sacího potrubí se bude nakonec skládat ze tří hlavních dílů z důvodu vyrobitelnosti. Důležitým aspektem je volba dělicích rovin. Na spoji jednotlivých dílů byl vymodelován zámek, aby na sebe jednotlivé díly přesně seděly a tím bylo ulehčeno jejich složení. Díly potrubí budou vzájemně slepeny běžně používaným lepidlem pro tyto účely Teroson Terostat 9220.

Na obrázku (Obr. 37) jsou znázorněny délky křivek obou větví sacího potrubí včetně příruby. Konečná délka dlouhé větve, které bylo možno nakonec dosáhnout, činí 690 mm. Délka krátké větve je 326 mm. Aby bylo dosaženo stejné délky všech tří dlouhých potrubí, bylo nutné změnu délky způsobenou zakřivením kompenzovat jejich úpravou, která spočívala ve zkrácení délky křivky krajních potrubí. Kontrola délky potrubí proběhla v programu Creo Parametric.

Průřez na vstupu do hlavy válců o průměru 26 mm má kruhový tvar. Kruhový tvar potrubí se na délce 80 mm postupně změní z kruhového na půlkruhový o větším průřezu. Plocha většího průřezu je srovnatelná s kruhovou plochou o průměru 30 mm. Tento tvar a plocha průřezu je zachována po zbytek délky dlouhé větve až ke sběrnému potrubí. Průřez krátké větve potrubí postupně přechází do oválného tvaru, jehož plocha je srovnatelná s kruhovou plochou o průměru 35 mm. K tomuto řešení bylo přistoupeno z důvodu snazšího umístění dělicích rovin nutných pro případnou výrobu. Tvary průřezů potrubí jsou zachyceny na obrázku Obr. 37.



Obr. 37 Znárodnění křivky navrhovaného potrubí a změna průřezů

První díl je v podstatě nosným dílem všech důležitých komponent. Jeho součástí jsou hlavní příruba upevňující se k hlavě válce na výstupu sacích kanálů z hlavy, příruba škrtků klapky, válcový otvor pro umístění rotačního šoupátka s přírubou pro uchycení jeho ovládání a v neposlední řadě odporový snímač sloužící k měření teploty vzduchu v sání.



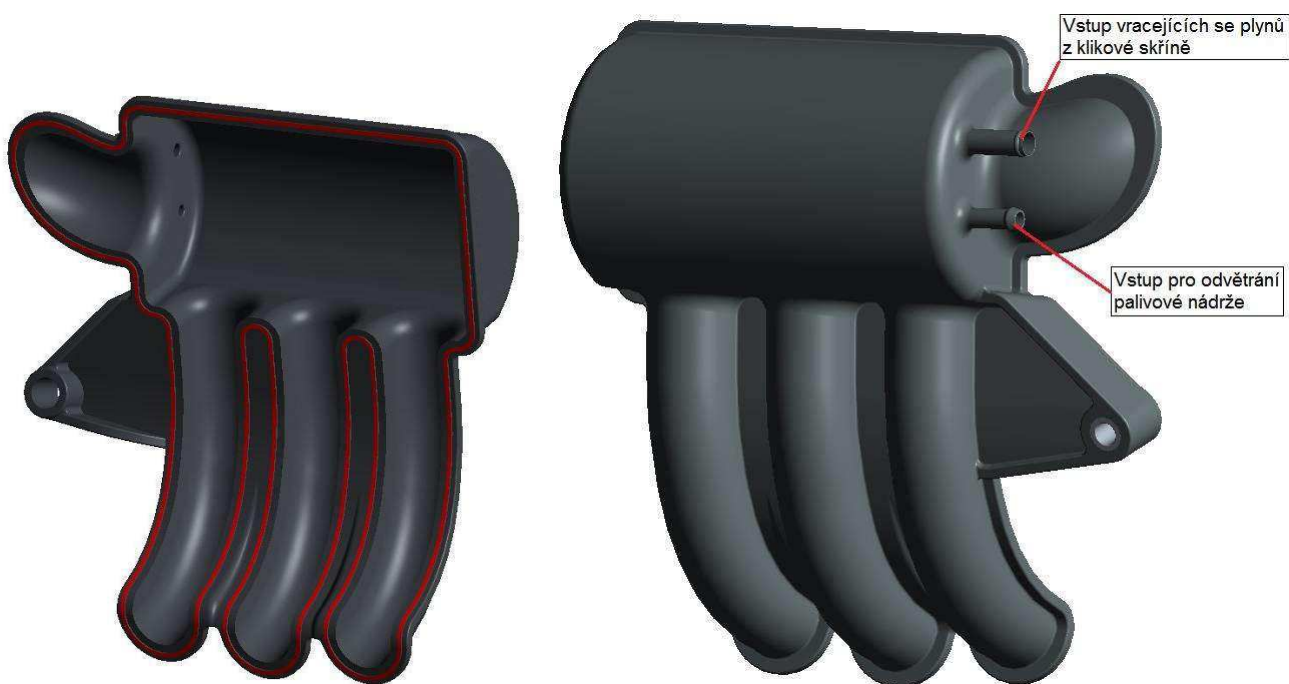
Obr. 38 3D model hlavního dílu navrhovaného sacího potrubí

Při konstrukční realizaci sacího potrubí byl brán v potaz dobrý přístup ke šroubům šroubujících se skrze přírubu do hlavy válců. Tomuto problému byl přizpůsoben tvar výsledné křivky. Okolo děr pro šrouby budou zalita kovová pouzdra, aby nedocházelo k deformaci plastové příruby při utahování šroubů.



Obr. 39 3D model druhého dílu navrhovaného sacího potrubí

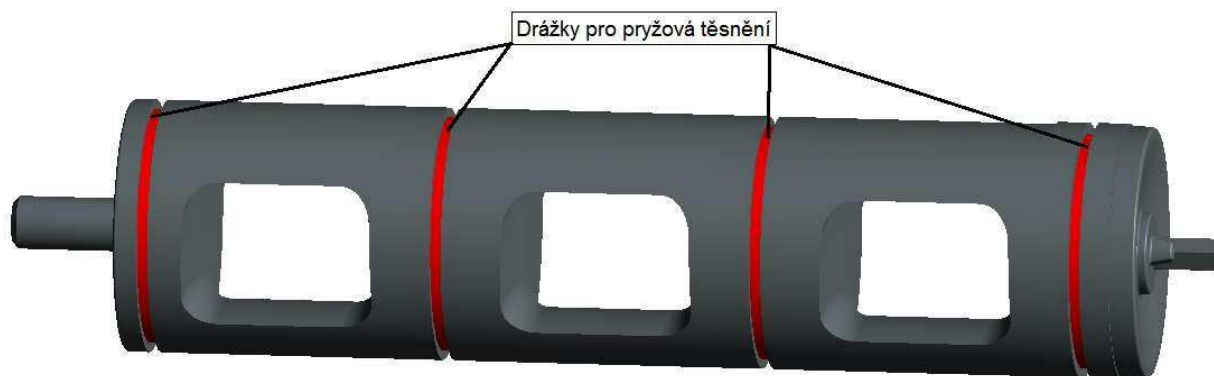
Součástí třetího dílu (Obr. 40) je vývod pro připojení vedení odvodu vzdušnění z klikové skříně motoru a vstup pro odvodu vzdušnění palivové nádrže. Poloha podpůrného uchycení kompletního sacího potrubí k bloku motoru byla řešena v podstatě jako u originálního potrubí.



Obr. 40 3D model třetího dílu navrhovaného sacího potrubí

5.2.2 Přepínací válec (rotační šoupátko)

Při výběru způsobu ovládání spouštění krátké větve potrubí byl po zvážení výhod a nevýhod zvolen mechanismus uzavírání pomocí rotačního šoupátka. Hlavní výhoda oproti použití klapek v jednotlivých potrubích spočívá v jednoduchosti. Přepínací válec je stejně jako hlavní díly navržen z plastu PA6-GF 30. Těsnění okolo otvorů v šoupátku bude provedeno pomocí pryžových těsnění umístěných na šoupátku (Obr. 41). Na jednom konci (viz. levý konec na obrázku) je válec uložen v kluzném ložisku z polyamidového plastu PA-66 a po montáži zajištěn maticí bránící podélnému posuvu. Na druhém konci není navrženo žádné ložisko, je zde pouze na největším průměru obrobená vystouplá hrana na největším průměru.



Obr. 41 3D model rotačního šoupátka s vyznačenými drážkami pro pryžové těsnění

5.2.3 Příruba pro uchycení rotačního šoupátka

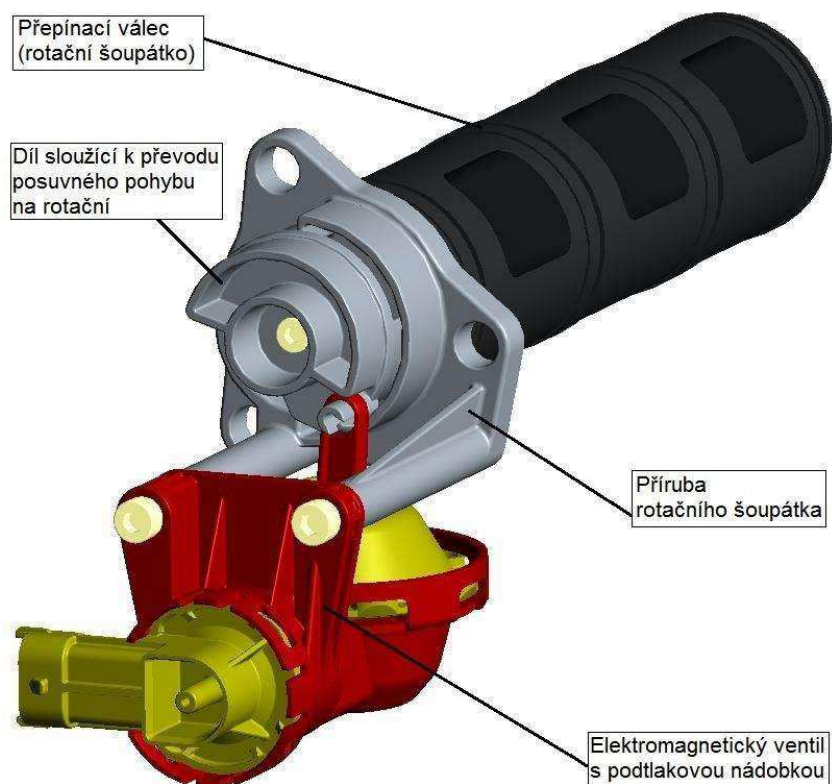
Příruba je navržena nejen k uchycení rotačního šoupátka, ale také k uchycení podtlakové nádoby s elektromagnetickým ventilem sloužící k jeho ovládání. Použitý materiál je opět polyamid PA6-GF 30. Na provedenou konstrukci je možno se podívat na obrázku níže uvedeném.



Obr. 42 3D model příruby rotačního šoupátka

5.2.4 Kompletní ovládání rotačního šoupátka

Bylo použito ověřeného systému řízení natočení rotačního šoupátka pomocí elektromagnetického ventilu prostřednictvím ovládání tlaku v podtlakové nádobce, z které je vyvedeno táhlo k rotačnímu šoupátku. Obdobný systém je používán běžně u sériově vyráběných motorů s variabilním sacím potrubím. Mechanismus včetně válce rotačního šoupátka je zachycen na níže uvedeném obrázku (Obr. 43).



Obr. 43 Mechanismus ovládání rotačního šoupátka

Díl převádějící posuvný pohyb táhla z podtlakové nádobky na rotační pohyb šoupátka (Obr. 44) je uchycen středovým šroubem M4 s válcovou hlavou přímo přepínacímu válci.

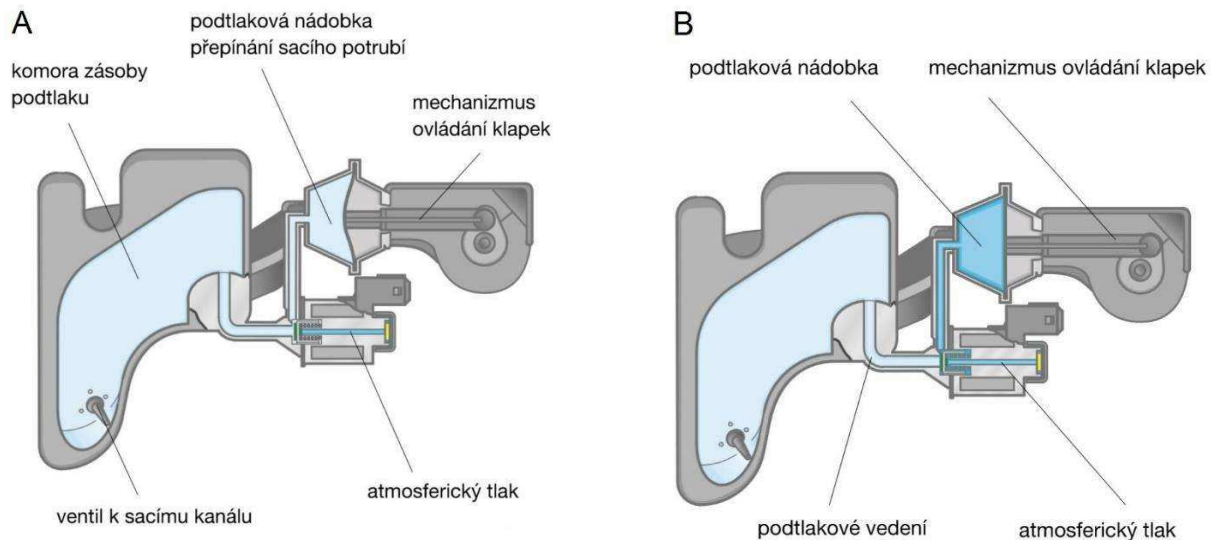


Obr. 44 Díl převádějící posuvný pohyb táhla z podtlakové nádobky na rotační pohyb šoupátka

5.2.5 Elektromagnetický ventil přepínání sacího potrubí

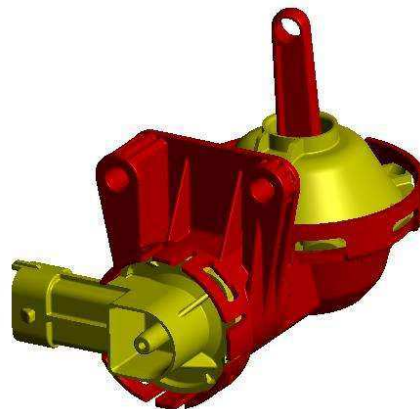
Pro ovládání válce rotačního šoupátka byl zvolen elektromagnetický ventil N156. Řízení podtlaku probíhá prostřednictvím signálu od řídicí jednotky motoru v závislosti na jeho otáčkách.

Signál vyslaný řídicí jednotkou do elektromagnetického ventilu uzavře přívod atmosférického tlaku (Obr. 45 A). Tlak, který je v komoře zásoby podtlaku působí na podtlakovou nádobku. Působením podtlakové nádobky se mechanicky uzavře krátká větev potrubí. V opačném případě (Obr. 45 B) elektromagnetický ventil přepínání sacího potrubí uzavře podtlakové vedení a v podtlakové nádobce začne působit atmosférický tlak, který otevře krátkou sací větev.



Obr. 45 Princip ovládání rotačního šoupátka (A - poloha zavření, B - poloha otevření) [16]

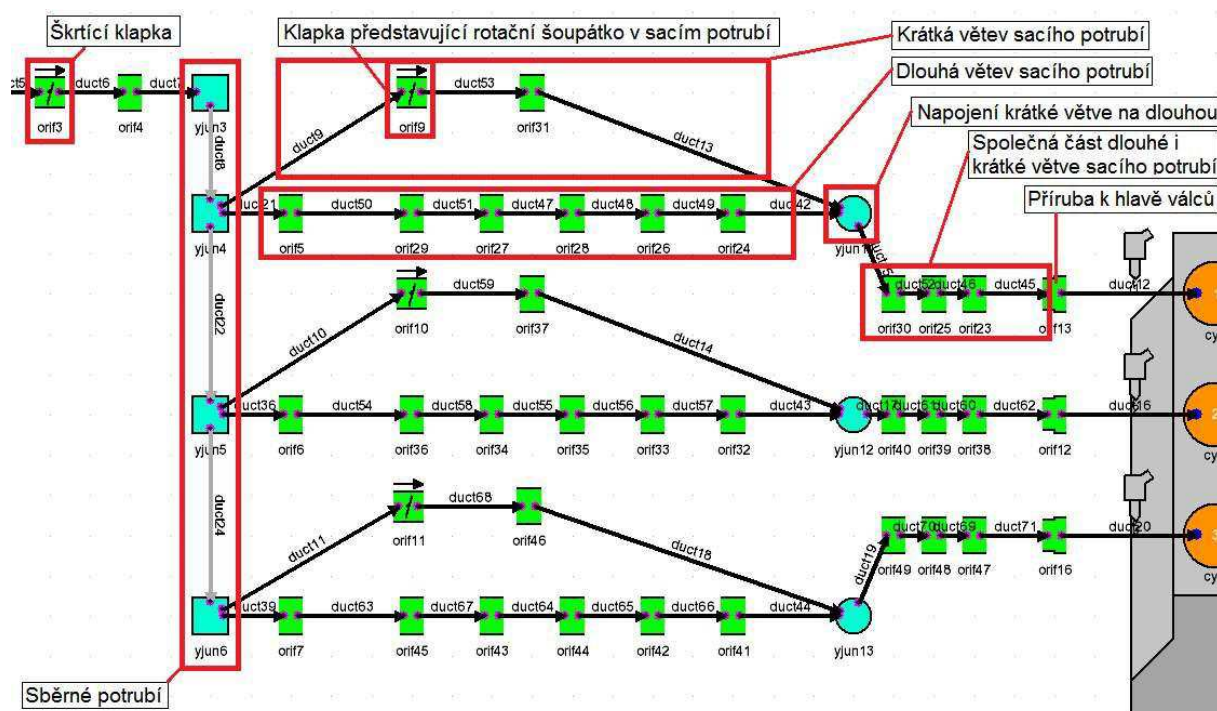
3D model elektromagnetického ventilu s podtlakovou nádobkou je převzatý z www stránek uvedených ve zdrojích [19].



Obr. 46 Použitý 3D model elektromagnetického ventilu s podtlakovou nádobkou

6. VYHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ

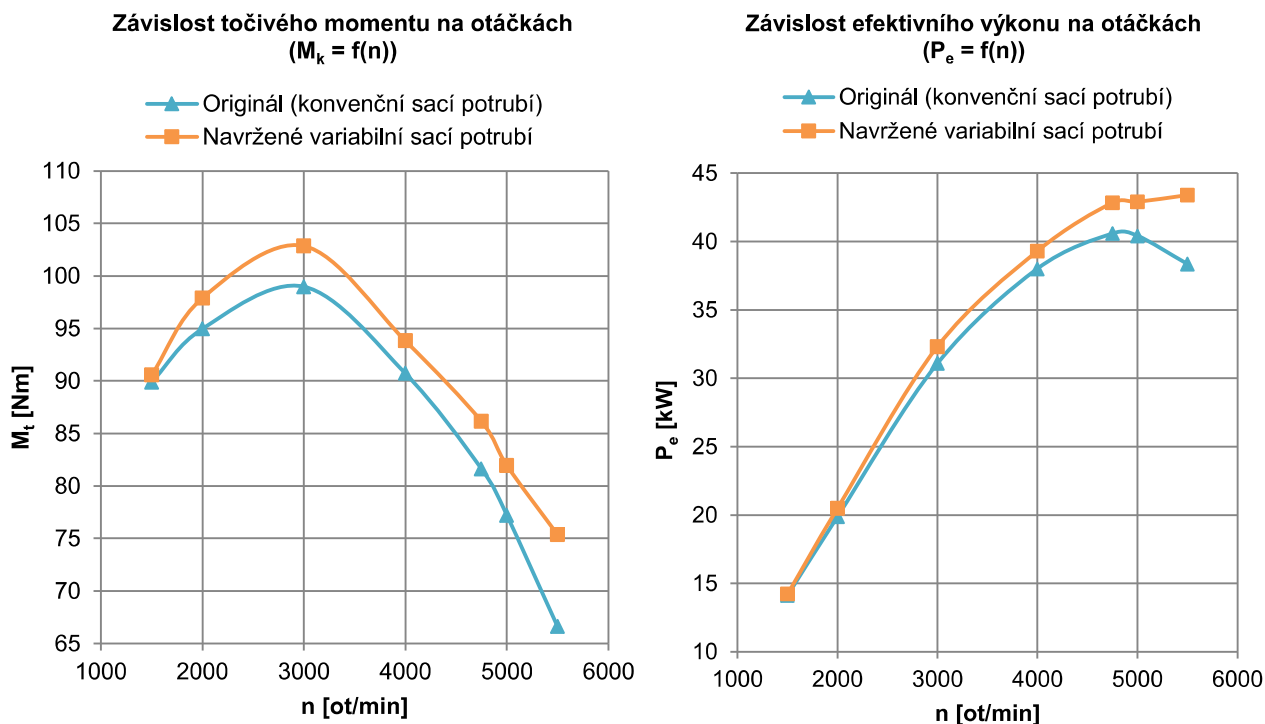
Pro provedení zhodnocení výsledku bude nejprve nutné provést kontrolní simulaci, z které bude zjištěno, zda bylo dosaženo očekávaného výsledku. Nyní bylo třeba vymodelovat simulační model, který bude odpovídat vytvořenému 3D modelu včetně tvaru zakřivení sacího potrubí a změn průřezů. Jak bylo již řečeno, z důvodu konstrukce bylo kruhové potrubí modifikováno do půlkruhového, ale plocha průřezu byla přepočítána tak, aby odpovídala žadaným hodnotám, kde dlouhá větev sacího potrubí má průměr 30 mm a krátká 35 mm. Přepínací válec (rotační šoupátko) v sacím potrubí byl v simulačním modelu nahrazen samostatnými klapkami v každém potrubí, které jsou zavřené do 4000 ot/min. Při dosažení hodnoty otáček 4000 ot/min dochází k otevření klapek a tím otevření krátkých větví sacího potrubí. Dlouhá větev sání není uzavírána. Upraveno bylo také sběrné potrubí tak, aby odpovídalo svými rozměry vytvořenému 3D modelu. Obrázek uvedený níže (Obr. 47) znázorňuje konečný model sacího potrubí. Jednotlivé úseky jsou popsány.



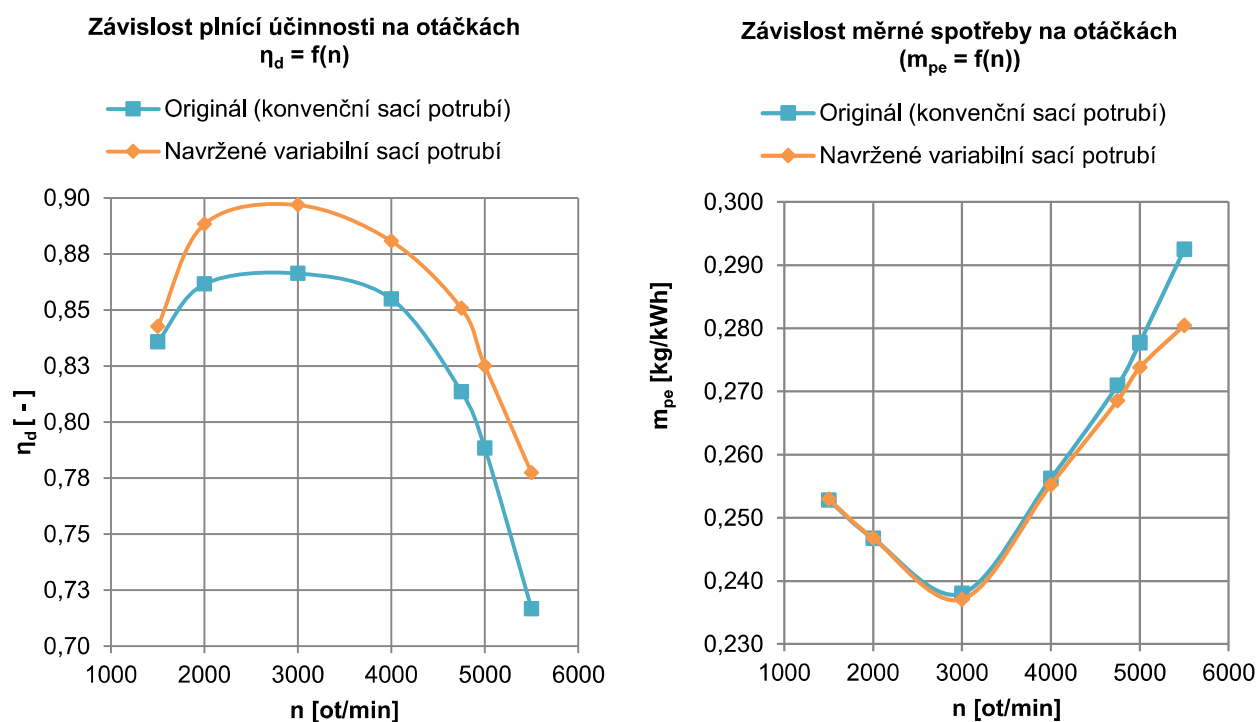
Obr. 47 Schéma sacího potrubí v programu Ricardo Wave s popisem

Po vytvoření nového simulačního modelu sání mohla být provedena simulace s následným vyobrazením výsledků. Výsledky důležitých parametrů zadaného motoru

s použitím navrženého proměnlivého sacího potrubí byly zaznamenány do grafů a porovnány s výsledky simulace originálního (konvenčního) řešení (Obr. 48 a Obr. 49).



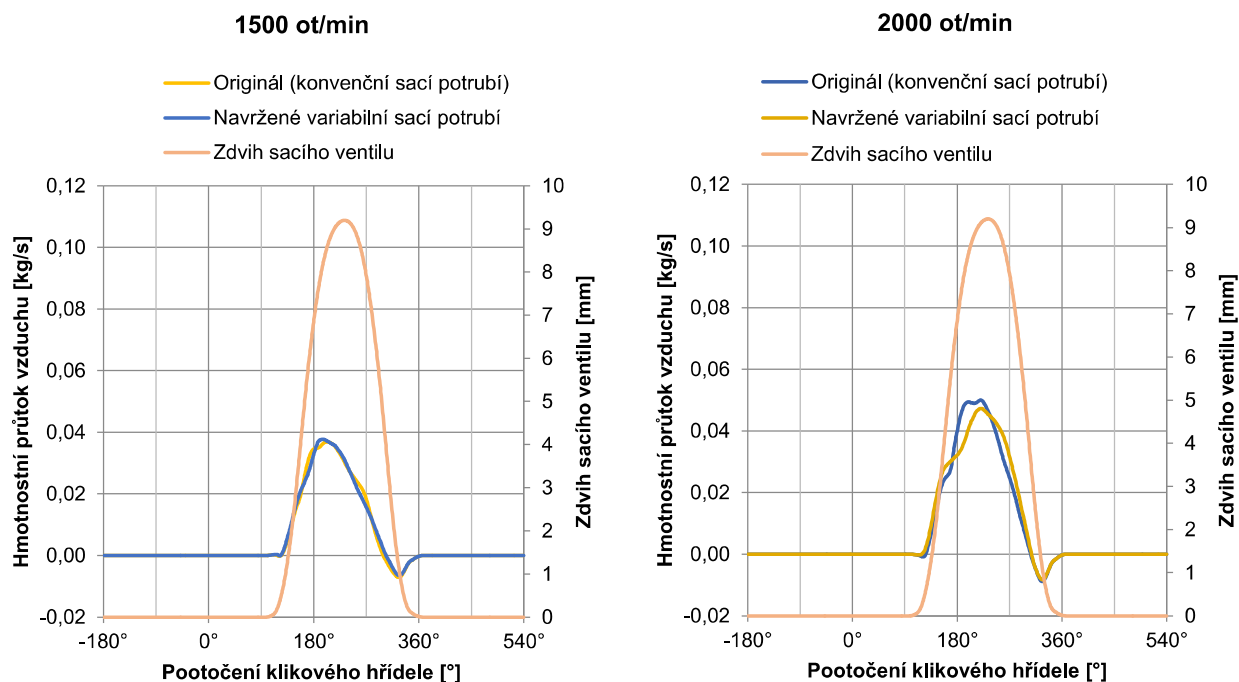
Obr. 48 Vnější otáčková charakteristika – srovnání zlepšení použitím variabilního sacího potrubí



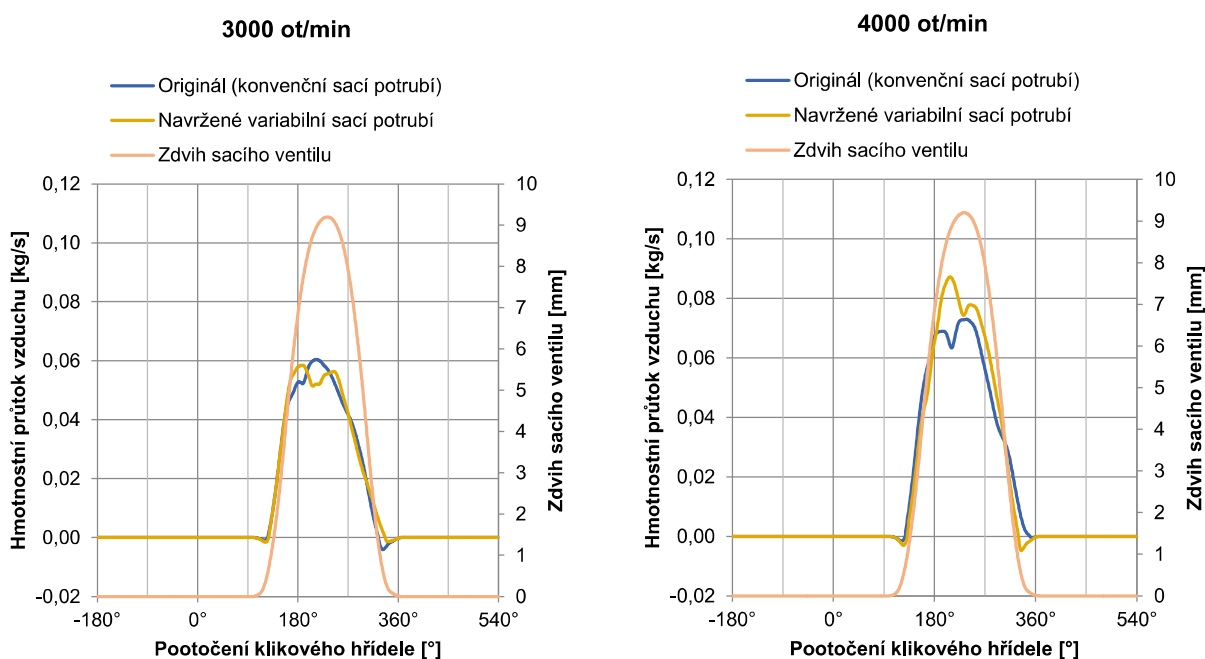
Obr. 49 Změna plnicí účinnosti a měrné spotřeby v závislosti na otáčkách motoru

Z grafů lze pozorovat, že došlo k určitému zlepšení parametrů. Ve vysokých otáčkách motoru došlo ke snížení měrné spotřeby a hlavně k nárůstu výkonu, jak ukazuje graf, který má tendenci stále nepatrně růst. To je způsobeno použitím krátké sací větve. Došlo také k poměrně vysokému nárůstu plnicí účinnosti motoru, která je dána nárůstem hmotnostního množství naplnění válce vzduchem. Je možné pozorovat, že maximální hodnota dopravní účinnosti se blíží hodnotě 1, kterou překračují klasické přeplňované motory například turbodmychadly. Točivý moment byl také navýšen, ačkoliv ne příliš. Změny těchto parametrů nejsou tak razantní, jak by mohly být. To je dáno hlavně spalovacím motorem, který byl určen pro provedení návrhu variabilního sacího potrubí. Tento motor v této konfiguraci, kterou je dvouventilová technika bez použití variabilního časování ventilů, je již takto na svém maximu. K zřetelnějšímu zlepšení výkonových parametrů motoru by došlo při ladění sání u motoru s čtyřventilovou technikou a hlavně ve spojení s proměnlivým časováním ventilů, popřípadě i jejich proměnlivého zdvihu nebo při ladění sání u motoru s vyšším objemem válců. Použitím proměnlivého časování ventilů by mohlo být ještě více zlepšeno vzájemné sladění časování s geometrií sacího potrubí a tím dosaženo vyššího naplnění válců. Ovšem cílem této práce bylo hlavně získání výsledků, které by mohly být podkladem pro další zkoumání a to se, ač v menší míře, podařilo.

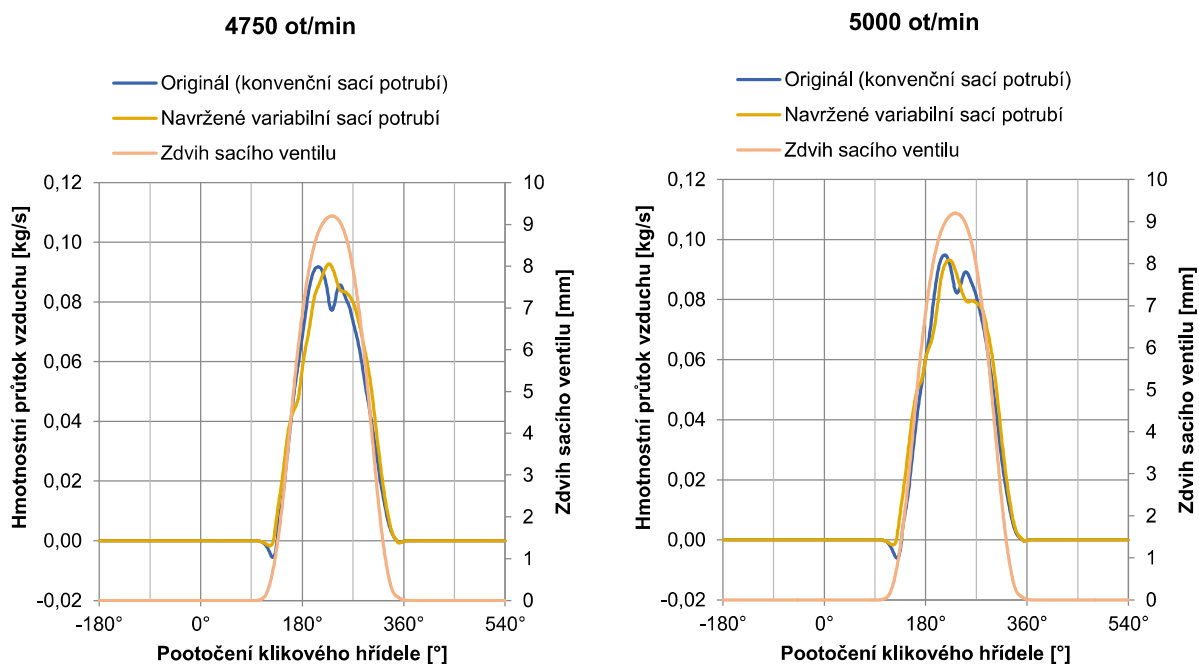
Pro lepší znázornění změny průtoku sacím ventilem byl vytvořen graf závislosti hmotnostního průtoku vzduchu sacím ventilem na pootočení klikového hřídele pro různé režimy otáček s konvenčním sacím potrubím a po provedení úpravy s variabilním sacím potrubím. V grafech je vyznačen také průběh zdvihu sacího ventilu.



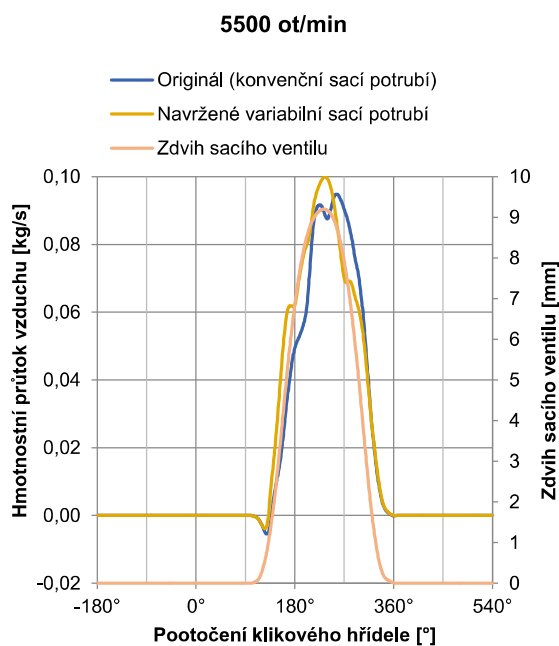
Obr. 50 Grafy znázorňující změnu hmotnostního průtoku vzduchu sacím ventilem s originálním a navrženým variabilním sacím potrubím při otáčkách 1500 ot/min a 2000 ot/min



Obr. 51 Grafy znázorňující změnu hmotnostního průtoku vzduchu sacím ventilem s originálním a navrženým variabilním sacím potrubím při otáčkách 3000 ot/min a 4000 ot/min



Obr. 52 Grafy znázorňující změnu hmotnostního průtoku vzduchu sacím ventilem s originálním a navrženým variabilním sacím potrubím při otáčkách 4750 ot/min a 5000 ot/min



Obr. 53 Graf znázorňující změnu hmotnostního průtoku vzduchu sacím ventilem s originálním a navrženým variabilním sacím potrubím při otáčkách 5500 ot/min

Z uvedených grafů lze říci, že bylo dosaženo jednak menšího zpětného toku sacími ventily a zároveň také skoro v celém rozsahu otáček motoru k zvýšení

hmotnostního průtoku vzduchu sacím ventilem, které by mělo mít za následek vyšší naplnění válce vzduchem.

7. ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce byla konstrukční úprava sacího potrubí na variabilní pro zadaný spalovací motor. Provedení sacího traktu, ale i výfukového traktu je u spalovacích motorů stěžejní záležitostí, která ovlivňuje dokonalost spalovacího děje a bezesporu také jeho celkové chování.

Protože tato práce pojednává o sacím traktu, v úvodu rešeršní části je popsána základní problematika týkající se tohoto tématu. Pilířem práce je dynamické přeplňování a jev známý jako tlakové pulsace. Tlakové pulsace v potrubích mohou být přínosem, ale musí jich být správně užito. O jejich lepší využití na straně sání by mělo být postaráno prostřednictvím užití variabilních sacích potrubí. Tato oblast není ničím novým v okruhu spalovacích motorů, proto jsou představena základní možná konstrukční řešení proměnlivých délek sání. Ačkoliv se způsoby řešení liší napříč světem výrobců spalovacích motorů, výchozí podoby jsou pouze tři. Jsou jimi sací potrubí se spojitě proměnlivou délkou, dvoustupňová a třístupňová provedení. Rozdíl není samozřejmě pouze v provedení, ale v jejich efektivnosti u konkrétních motorů a dnes často skloňovaných nákladech na výrobu. Pro získání představy, jak takové systémy vypadají, je věnována jedna kapitola jejich stručnému představení.

Hlavním bodem je uskutečnění analýzy vhodných délek pro zadaný motor, jímž je motor výrobce Škoda Auto 1.2 HTP 40kW se dvěma ventily na válec, s kódovým označením AWY. Výběr motoru byl omezen na motory, ke kterým bylo možné získat přesné parametry pro zadání do simulačního programu, v kterém bude spalovací proces simulován. Softwarem použitým pro simulaci je Ricardo Wave. Jedná se o 0-D softwarový balíček pro simulaci pracovního oběhu motoru s možností modelování potrubí 1-D přístupem. 1-D modelování potrubí je při pracování s tlakovými pulsacemi podmínkou, protože 0-D přístupem není možno tuto skutečnost zohlednit.

Pro realizaci porovnání vlivu délek a změn průřezů sacího potrubí bylo nutné nejprve simulační model sacího potrubí zjednodušit. Po provedení výpočtu na zjednodušeném modelu byly zhotoveny závislosti výkonových parametrů na délce sání a průřezu sání pro různé otáčkové režimy motoru. Z těchto závislostí byla zjištěna vhodná délka dlouhé větve sání s hodnotou délky 700 mm a plochou kruhového průřezu o průměru 30 mm a krátké větve sání s hodnotou délky 300 mm a průřezem 35 mm. Z těchto poznatků se vycházelo při následujícím konstrukčním návrhu.

Konstrukční návrh se sestává z výběru vhodné konstrukce a následného vytvoření 3D modelu pomocí CAx programu. Po posouzení nejdůležitějších aspektů byl zvolen dvoustupňový systém variabilního sání s uzavíratelnou krátkou větví potrubí. Důvodem proč nebylo přistoupeno k výběru složitějšího, ale zato efektivnějšího jiného způsobu je, že by jiná varianta řešení neměla takový přínos v podobě vyšších výkonových parametrů na úkor složitosti konstrukce a následné nákladnější výroby. I když se jedná o jednodušší způsob řešení proměnné délky sacího potrubí, konstrukčními problémy jsem se zabíral nejdelší dobu pro náročnost navržení jeho vhodného tvaru. Navrhovaným materiálem sacího potrubí je plast s označením PA6. 3D model potrubí byl vymodelován pomocí programu Creo Parametric. Aby bylo sací potrubí vyrobitelné, skládá se ze tří základních částí, které budou vzájemně slepeny speciálním lepidlem vhodným pro tyto účely Teroson Terostat 9220. Přesnému lícování dílu při jejich skládání budou sloužit vytvořené drážky na jednotlivých dílech, které do sebe přesně zapadají. Řešení přepínání je tvořeno přepínacím válcem (rotačním šoupátkem) umístěným v krátké větvi potrubí. K ovládní šoupátka bude sloužit elektromagnetický ventil s podtlakovou nádobkou.

Poslední část diplomové práce je věnována kontrole a vyhodnocení dosažených výsledků. Pro účely kontroly musel být sací trakt patřičně upraven tak, aby se simulovaný model principem a rozměry shodoval s konstrukčním návrhem. Po provedení úprav byla opět realizována simulace a vypočtené výsledky výkonových parametrů byly porovnány s výsledky původního neupraveného motoru. Z výsledků, které jsou zaznamenány v grafech, lze vyvodit určitého dosažení zlepšení pružnosti motoru. Razantnější změny nebylo dosaženo, ale to přisuzuji hlavně typu zadaného spalovacího motoru. U spalovacího motoru s větším objemem válců by bylo dosaženo mnohem znatelnějšího vylepšení při použití vhodného variabilního sacího potrubí namísto konvenčního. Nyní by stálo na zvážení, zda by v tomto případě realizace proměnlivé délky sacího potrubí byla takovým přínosem oproti původnímu konvenčnímu potrubí, aby se její provedení vyplatilo. V příloze (Příloha P2) je názorně uvedeno srovnání rozměrů oproti původnímu řešení sacího potrubí.

Cílem diplomové práce bylo dosažení patřičných výsledků, které budou využity na Katedře vozidel a motorů (TUL). Toto bylo splněno a lze říci, že proměnné sací potrubí má své opodstatnění při použití zvláště u zážehových nepřepřehovaných motorů.

Seznam použité literatury

1. Vlk, F.: Příslušenství vozidlových motorů. Kniha, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno 2002
2. Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory I., ČVUT Praha 1994
3. Beroun, S., Páv, K.: Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů, Liberec 2013
4. Páv, K.: Přednášky předmětu Pohonné jednotky I, TUL Liberec
5. Páv, K.: Presentace na téma Sací systém motoru [CD-ROM]
6. Hromádka Jan a kolektiv: Spalovací motory, Grada Publishing, a.s., Praha 2011
7. Heywood, J.B.: Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill 1988
8. Dílenská učební pomůcka motorů 2.0l MPI 85kW. [CD-ROM]
9. Dynamické plnění. [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na:
http://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html
10. Hofmann K.: Regulované přeplňování vozidlových motorů, Ústav dopravní techniky FSI-VUT v Brně 2000
11. Dílenská učební pomůcka motorů 2.0l FSI 110kW. [CD-ROM]
12. Toyota News. [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na:
<http://www.toyotanation.com/forum/38-toyota-news/255659-2009-rav4-3.html>
13. Sací potrubí. [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na:
http://www.honda-club.cz/forum/cms_view_article.php?aid=188
14. Variabilní systém sání. [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na:
<http://www.cdxetextbook.com/fuelSys/efi/op/variablemanifold.html>
15. Dílenská učební pomůcka motorů 1.6l MPI 74kW a 1.8l MPI 92kW. [CD-ROM]
16. Tříválcové zážehové motory 1,2 l (45). [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na:
<http://manualy.autooo.eu/sk/skoda-manualy/296-skoda-dielenske-ucebne-pomocky>
17. Zážehové motory 1,6 74 kW a 1,8 92 kW (19). [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na: <http://manualy.autooo.eu/sk/skoda-manualy/296-skoda-dielenske-ucebne-pomocky>
18. Help softwaru Ricardo Wave
19. 3D model elektromagnetického ventilu [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné na:
<https://grabcad.com/>

Seznam příloh

Příloha P1: Úryvek z nápovědy programu Wave s výpočtem plnicí účinnosti

Příloha P2: Porovnání původního sacího potrubí s navrženým variabilním

Seznam výkresové dokumentace

Čísla přiložených výkresů:

A1 – KVM – DP – 700 – 00

A2 – KVM – DP – 700 – 01

Obsah přiloženého CD

Složka	Obsah	formát souborů
[TEXT]	Text diplomové práce s přílohami	(.pdf)
[VÝKRESY]	Výkresová dokumentace	(.pdf)
[CAD DATA]	Vytvořené modely	(.step, .prt)

Příloha P1:

1. Definition of Volumetric Efficiency

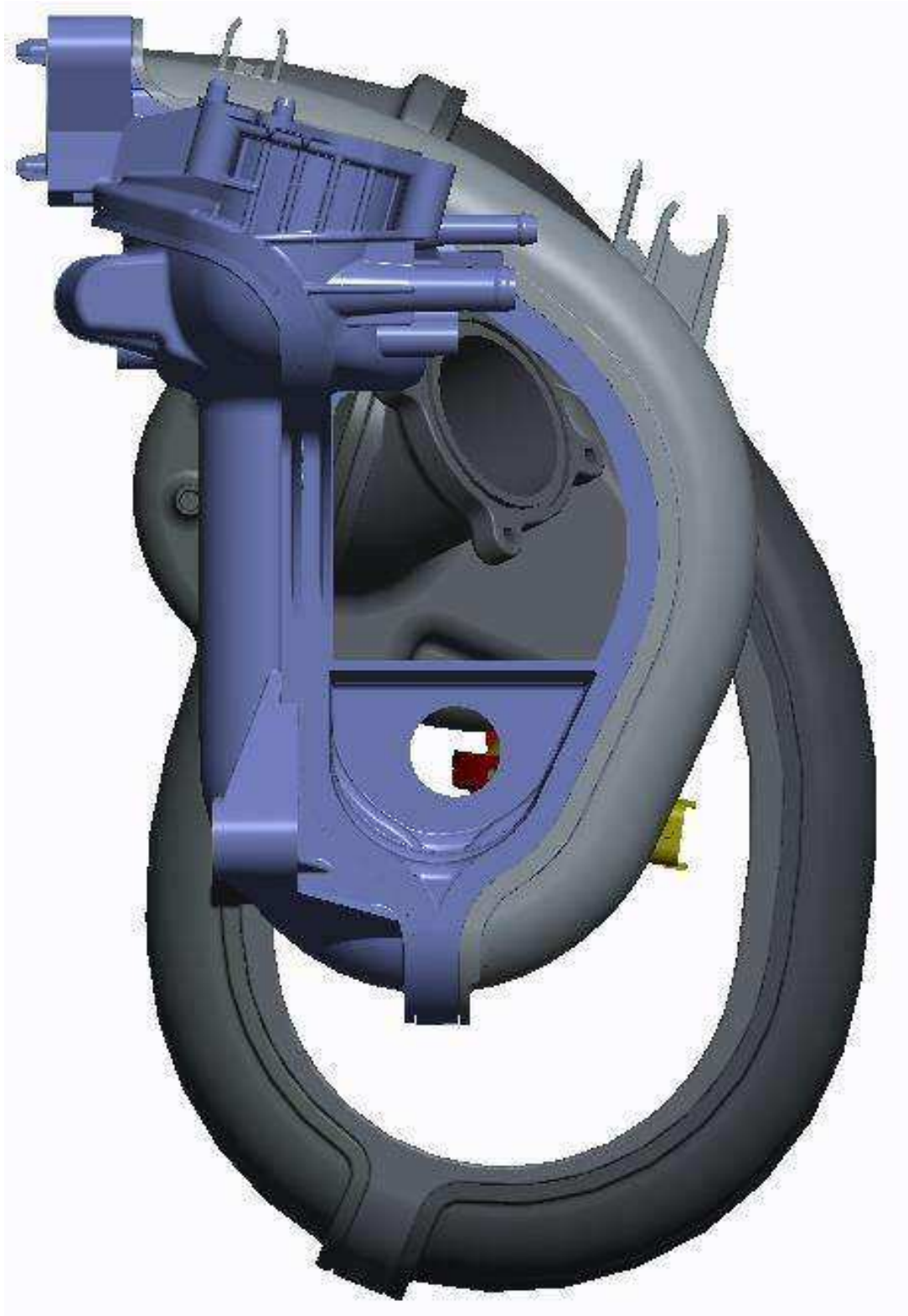
- Volumetric Efficiency is the ratio of total volumetric flow rate of air inducted into the system to the rate at which volume is displaced by the piston. Alternatively, it may be defined as the total mass flow divided by a reference air mass flow. In WAVE, this is calculated as:

$$\frac{m_{air, intake}}{D * \rho_{intake}}$$

where D is the total displacement of the engine and the density is defined by the Reference Temperature and Pressure in the Operating Parameters tab of the Engine General Panel.

Příloha P2:

Porovnání původního a navrženého variabilního sacího potrubí v bokorysu:



Porovnání původního a navrženého variabilního sacího potrubí v nárysu a půdorysu:

