

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ



**Plnicí potrubí plynového spalovacího motoru Kubota 0,9 l**

**Intake manifold of the gas combustion engine Kubota 0,9 l**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Marcel Škarohlíd, Ph.D.

Zadavatel: TEDOM a.s. - Ing. Jiří Štochl

**Bc. Daniel Tesař**

Praha 2017



Vložený list zadání práce



## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Plnicí potrubí plynového spalovacího motoru Kubota 0,9 l“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marcela Škarohlída, Ph.D., s použitím zdrojů uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 10. 7. 2017

Daniel Tesař



## Poděkování

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Marcelovi Škarohlídovi, Ph.D. za jeho cenné rady, připomínky a návrhy k mé diplomové práci.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Hatschbachovi, CSc. za pomoc při měření průtokových čísel a panu Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. za pomoc při měření zdvihových křivek.

Také bych chtěl poděkovat zaměstnancům firmy TEDOM a.s. panu Stanislavu Součkovi za rady ohledně konstrukce a panu Josefu Staňkovi za poskytnuté materiály potřebné pro vytvoření této práce.

Děkuji také svým rodičům, rodině, přítelkyni a přátelům za vytrvalou podporu ve studiu.



### Anotační list

Jméno autora:	<b>Bc. Daniel Tesař</b>
Název DP:	Plnicí potrubí plynového spalovacího motoru Kubota 0,9 l
Anglický název:	Intake manifold of the gas combustion engine Kubota 0,9 l
Rok:	2017
Studijní program:	N 2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Škarohlíd Marcel, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 66 počet obrázků 35 počet tabulek 15 počet příloh 10
Klíčová slova:	Kogenerační jednotka, plynový spalovací motor, plnicí potrubí, pulzační přeplňování
Keywords:	Cogeneration unit, gas combustion engine, intake manifold, pulse supercharging
Anotace:	Cílem diplomové práce je navrhnout plnicí potrubí plynového spalovacího motoru, přestavěného z tříválcového duálního motoru (benzín/LPG). Vlastnosti plnicího potrubí optimalizovat v SW GT POWER s ohledem na dosažení maximálního výkonu. Konstrukční návrh provést v prostředí SW Autodesk Inventor.
Abstract:	The aim of the thesis is propose a intake manifold of gas combustion engine, rebuilt from dual three-cylinder engine (petrol / LPG). Optimize the properties of the intake manifold in GT POWER software to archive the maximum performance. Engineering design done in Autodesk Inventor software.



## Obsah

Prohlášení .....	3
Poděkování .....	4
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	9
1 Úvod.....	10
2 Cíl práce.....	11
3 Základní údaje.....	12
3.1 Základní údaje spalovacího motoru .....	12
3.2 Základní údaje kogenerační jednotky Micro T7 .....	13
3.3 Základní popis SW GT POWER.....	15
3.3.1 Objekty hmotné.....	15
3.3.2 Objekty spojovací .....	15
3.3.3 Objekty popisující fyzikální děje.....	15
3.3.4 Objekty řízení.....	16
4 Přepřňování .....	17
4.1 Princip přepřňování.....	17
4.2 Přepřňování turbodmychadlem.....	17
4.2.1 Regulace turbodmychadla .....	18
4.2.1.1 Mechanicko-pneumatické regulace .....	18
4.2.1.2 Elektronická regulace .....	20
4.2.1.3 Regulace změnou průtočného průřezu .....	21
4.3 Přepřňování mechanicky poháněným dmychadlem .....	22
4.3.1 Radiální odstředivé dmychadlo.....	22
4.3.2 Lysholmovo dmychadlo .....	23
4.3.3 Rootsovo dmychadlo .....	23
4.4 Dynamické přepřňování.....	23
5 Pulzační přepřňování.....	25
5.1.1 Rezonanční přepřňování .....	27
5.1.2 Kombinované sací potrubí .....	29
5.1.3 Tlakovzdušný výměník (Comprex).....	30
6 Podklady pro tvorbu modelu.....	32
6.1 Hodnoty pro SW GT POWER .....	32



6.2	Měření zdvihových křivek .....	32
6.3	Měření průtokových čísel .....	34
7	Základní zástavba .....	38
7.1	GT POWER model .....	38
7.1.1	Model hlavy motoru .....	39
7.1.2	Model výfukové soustavy .....	40
7.1.3	Model sací soustavy .....	41
7.2	Výpočet modelu .....	42
7.3	Výsledky .....	43
8	Nejjednodušší laděná zástavba .....	44
8.1	GT POWER model .....	44
8.2	Výsledky .....	46
9	Laděná zástavba se třemi koleny .....	47
9.1	GT POWER model .....	47
9.2	Inventor model .....	47
9.3	Výsledky .....	49
10	Laděná zástavba se čtyřmi koleny .....	50
10.1	GT POWER model .....	50
10.2	Inventor model .....	51
10.3	Výsledky .....	52
11	Finální laděná a izolovaná zástavba .....	53
11.1	GT POWER model .....	53
11.2	Inventor model .....	54
11.3	Výsledky .....	55
12	Výpočet teploty pístu .....	59
12.1	Cíl výpočtu .....	59
12.2	GT POWER model .....	59
12.3	Výsledky .....	59
	Závěr .....	61
	Seznam použité literatury .....	62
	Seznam obrázků .....	63
	Seznam tabulek .....	64
	Seznam grafů .....	65



Seznam příloh .....66





## Seznam použitých zkratek a symbolů

SW		Software
LPG		Zkapalněný ropný plyn
HÚ		Horní úvrať
DÚ		Dolní úvrať
$a_s$	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední rychlost zvuku
$\kappa$	$[-]$	Poissonova konstanta
$r$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Plynová konstanta vzduchu
$T_s$	$[K]$	Střední teplota vzduchu
$l_{rez}$	$[m]$	Rezonanční délka
$n$	$[s^{-1}]$	Otáčky motoru
$\mu \cdot \sigma$	$[-]$	Průtokové číslo
$h \cdot d_v^{-1}$	$[-]$	Poměr zdvihu a vnitřního průměru sedla ventilu
$\lambda$	$[1]$	Součinitel přebytku vzduchu
FMEP	$[bar]$	Střední efektivní tlak ztrát
PMEP	$[bar]$	Pumpovní ztráty
BMEP	$[bar]$	Střední efektivní tlak
IMEP 720	$[bar]$	Střední indikovaný tlak
BSFC	$[g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}]$	Měrná spotřeba paliva
$p$	$[bar]$	Tlak ve válci
$V \cdot V_{max}^{-1}$	$[1]$	Poměr objemu válce aktuálního ku maximálnímu
$P_{el}$	$[kW]$	Elektrický výkon
$D_{pl}$	$[mm]$	Průměr sacího pléna
CA50	$[^\circ]$	Poloha pro 50 % uvolněného tepla hořením



# 1 Úvod

První, kdo zkonstruoval spalovací motor byl roku 1807 Švýcar Isaac de Rivaz, který získal patent od francouzské vlády na vozidlo poháněné tímto motorem. Výrazného pokroku dosáhnul až roku 1859 Francouz Jean Joseph Etienne Lenoir, který získal patent na mnohem dokonalejší motor, který bylo už možné prakticky využívat. V dalších letech byl spalovací motor zdokonalován mnoha dalšími konstruktéry. V Německu to byl Otto, Daimler či Benz, v Americe např. Brayton. Ovšem nejvýznamnější byla práce Nikolause Otta, jenž si nechal roku 1867 jím zdokonalenou konstrukci patentovat. Oproti parním strojům, které byly do té doby hojně využívány, byla tato konstrukce vhodná pro přerušovaný provoz díky možnosti jednoduchého zastavení i spouštění.

Spalovací motory všech možných typů a velikostí nalézají největší uplatnění v dopravních prostředcích, ale v určité míře jsou využívány i jako stacionární zdroje energie. Nevýhodou pro dopravní prostředky je jejich účinnost a rozsah otáček, ve kterých mají maximální točivý moment, popř. výkon. U stacionárních zdrojů energie se tato nevýhoda pomine, neboť jsou provozovány v předem daných otáčkách, především podle druhu rozvodné sítě a elektrického generátoru k nim připojeného. Díky této vlastnosti je u nich velice vhodné provádět ladění sacího, popř. výfukového potrubí.

Tohoto budu využívat i ve své diplomové práci, kde budu provádět ladění sacího potrubí motoru KUBOTA DF972-E2, který je provozován při otáčkách  $1500 \text{ min}^{-1}$  a je zabudován v kogenerační jednotce Micro T7, vyráběné firmou TEDOM a.s.



## 2 Cíl práce

Cílem mé diplomové práce je navrhnout plnicí potrubí plynového spalovacího motoru, přestavěného z tříválcového duálního motoru KUBOTA DF972-E2 spalujícího benzín či LPG, který je zabudován v kogenerační jednotce Micro T7 vyráběné firmou TEDOM a.s.

Vlastnosti plnicího potrubí optimalizovat v SW GT POWER, s ohledem na dosažení maximálního možného výkonu. Konstrukční návrh provést v SW Autodesk Inventor tak, aby bylo dosaženo vyrobitelnosti a zástavby do stávající konstrukce kogenerační jednotky.

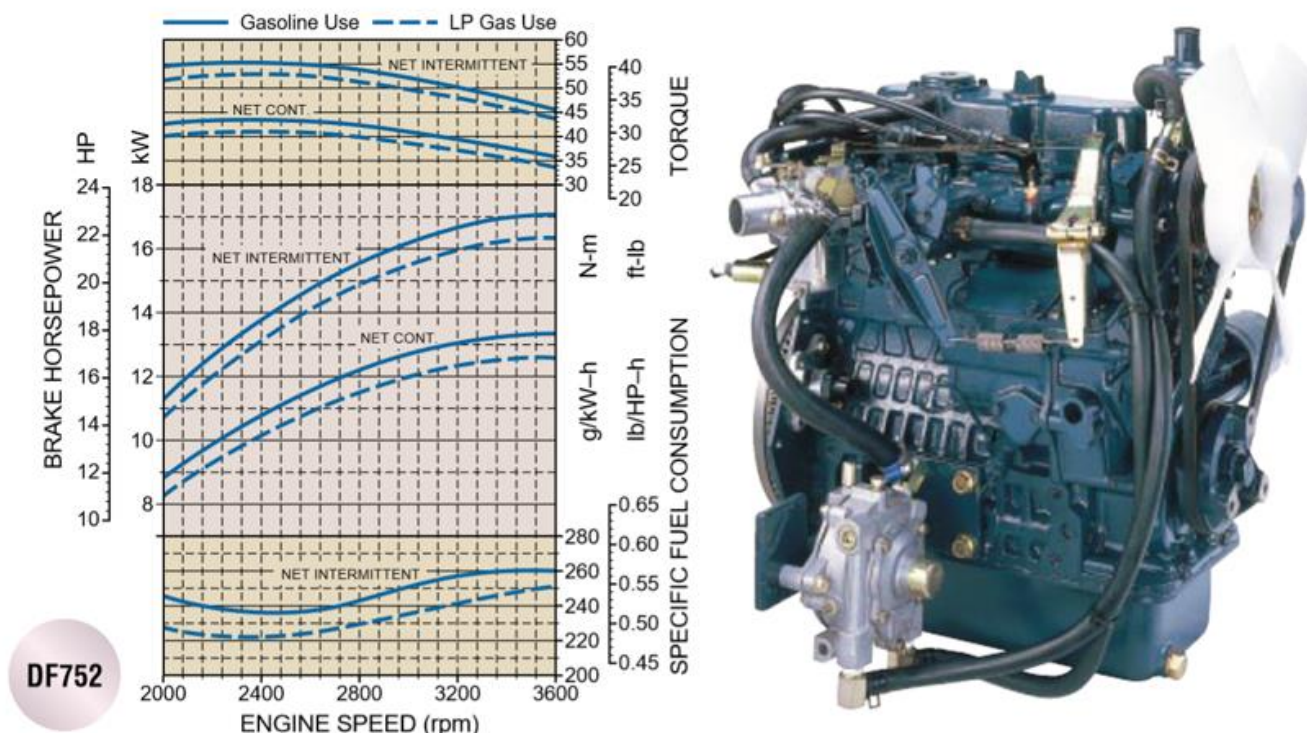
## 3 Základní údaje

### 3.1 Základní údaje spalovacího motoru

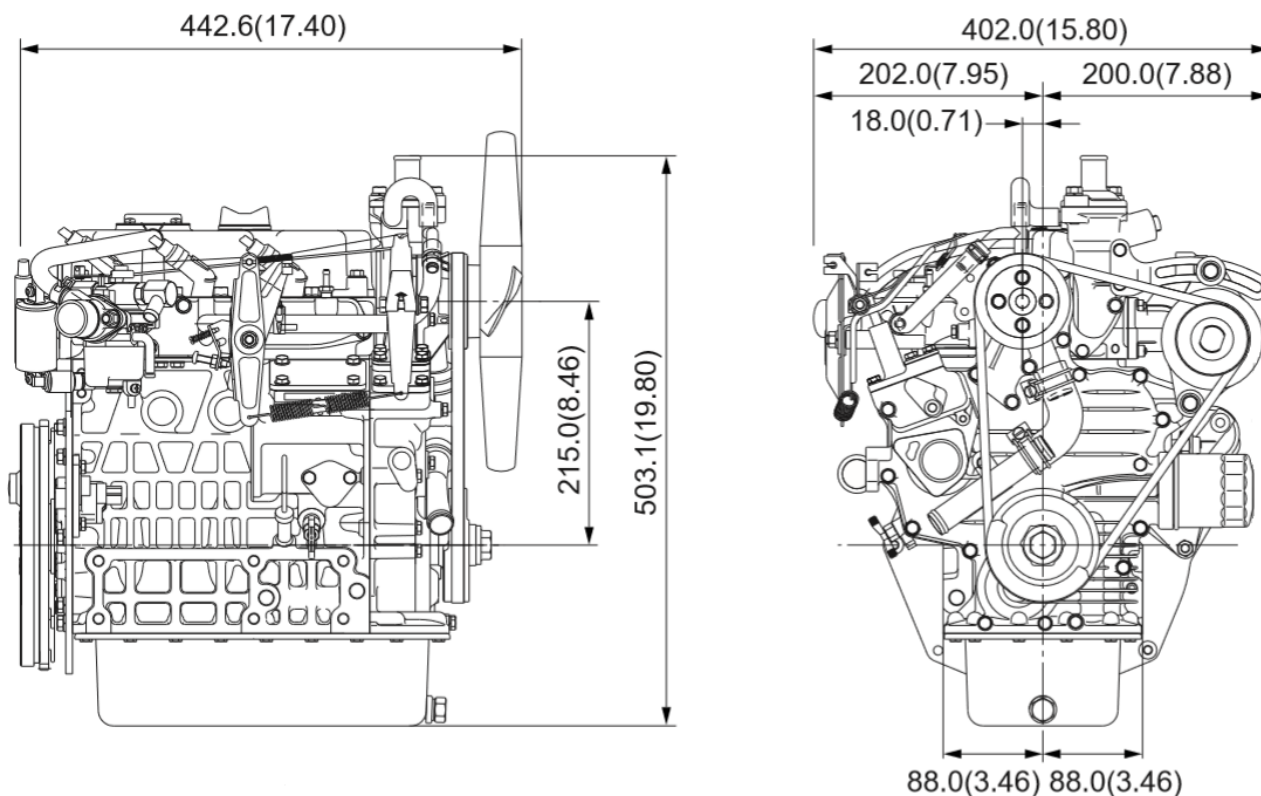
Předmětem úpravy bude tříválcový duální motor KUBOTA DF972-E2 spalující benzín či LPG. Tento motor Japonského výrobce KUBOTA, s více než 127letou tradicí, je využíván převážně do výrobků, jako jsou malé traktory či malé bagry, ale je možné ho koupit i jako samostatný výrobek. Toho využívá firma TEDOM a.s., která tento motor montuje do kogeneračních jednotek vlastní výroby.

Typ motoru	4dobý, řadový, kapalinou chlazený tříválec	
Vrtání x Zdvih	74,5 x 73,6 mm	
Zdvihový objem	962 cm <sup>3</sup>	
Rozvod ventilů	OHV	
Počet ventilů	2 na válec	
Palivo	Benzín	LPG
Jmenovitý výkon	18,7 kW / 3600 min <sup>-1</sup>	17,5 kW / 3600 min <sup>-1</sup>
Točivý moment	69,6 N·m / 3600 min <sup>-1</sup>	
Pořadí zapalování	1-2-3	
Kompresní poměr	9,2 : 1	
Suchá váha	72 kg	
Olejová náplň	3,4 l	

Tabulka 1 - Základní údaje motoru [1]



Obrázek 1 - Charakteristika a obrázek motoru [1]



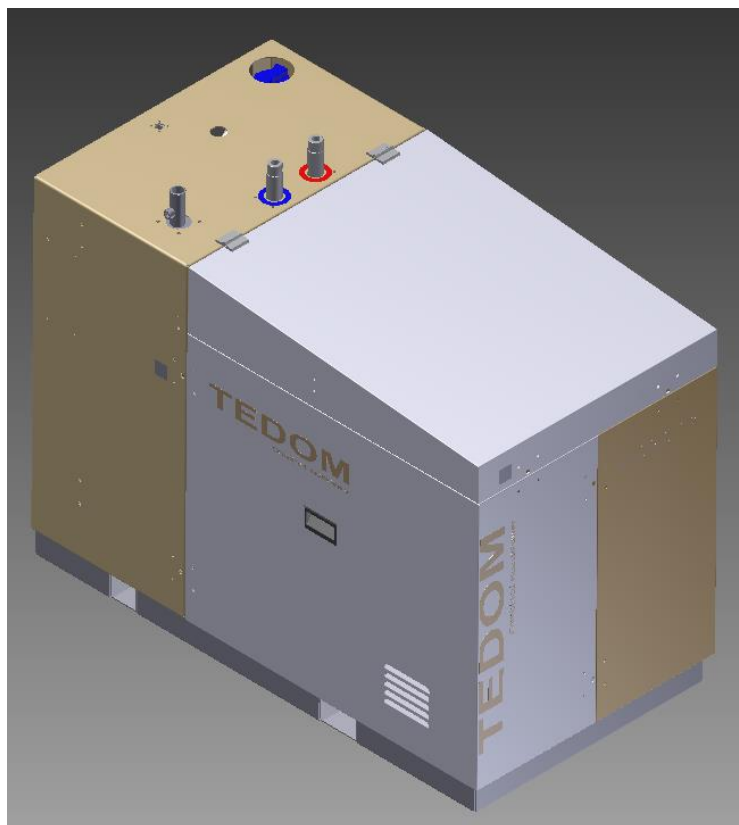
Obrázek 2 - Základní rozměry motoru [1]

### 3.2 Základní údaje kogenerační jednotky Micro T7

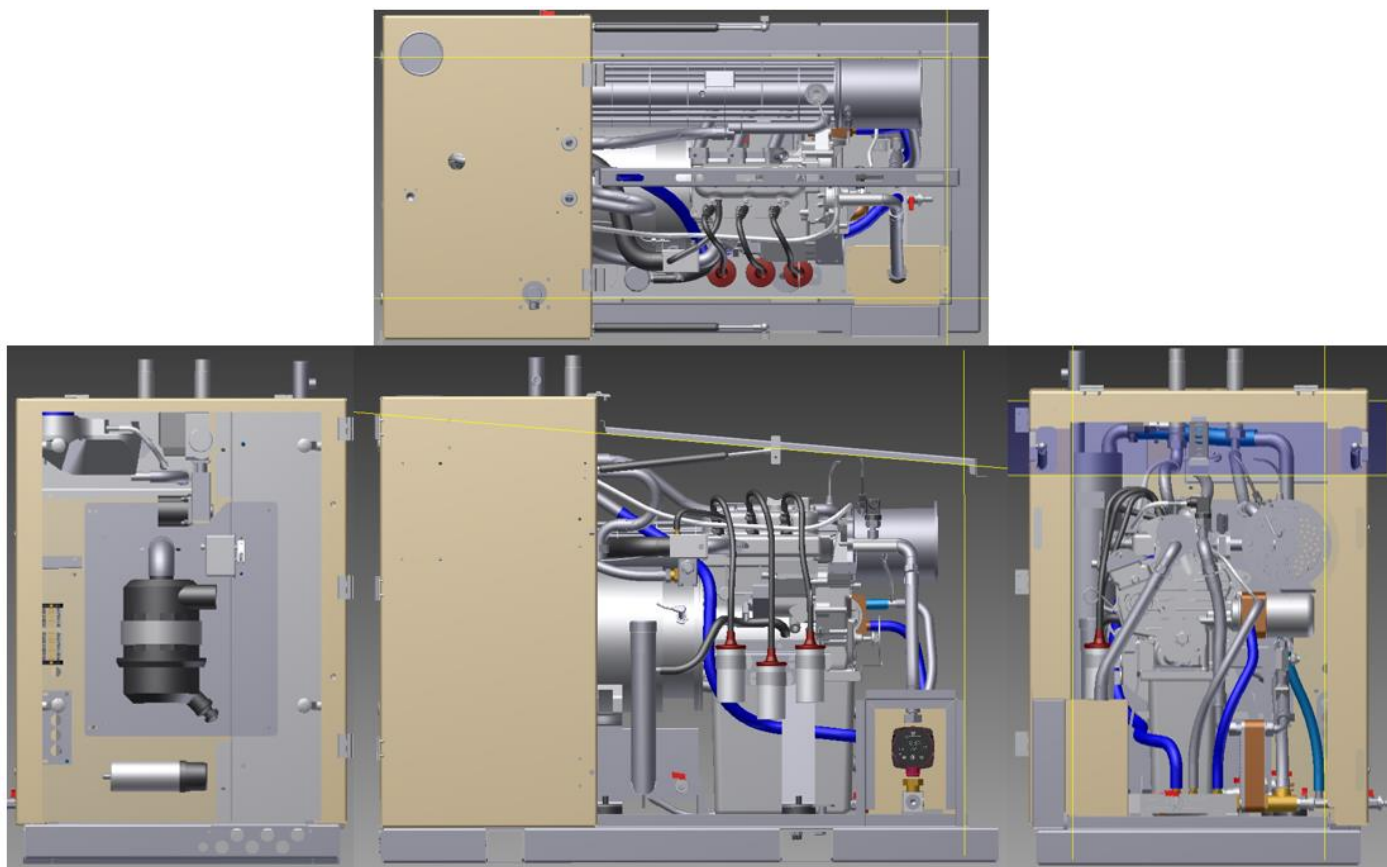
Upravovaný motor je zastavěn v kogenerační jednotce firmy TEDOM a.s., která se už více jak 26 let zabývá výrobou těchto jednotek. Jejich výrobky jsou moderní, ekologická a zároveň vysoce účinná zařízení na výrobu energie. A to jak elektrické pomocí generátoru poháněného přímo od spalovacího motoru, tak tepelné pomocí spalínového výměníku tepla, kde teplo spalín předává energii užitkové vodě. Díky spalínovému výměníku tepla je smysluplně využito odpadní teplo, které při provozu spalovacího motoru vzniká, a bylo by jinak nevyužito. Jednotka díky tomu umožňuje zvýšení účinnosti využití energie z paliv.

Elektrický výkon	6,5	kW
Tepelný výkon	16	
Příkon v palivu	24,1	
Elektrická účinnost	27	%
Tepelná účinnost	66,3	
Celková účinnost	93,3	

Tabulka 2 - Základní údaje kogenerační jednotky [2]



Obrázek 3 - Kogenerační jednotka



Obrázek 4 - Kogenerační jednotka bez krytů

### 3.3 Základní popis SW GT POWER

Model spalovacího motoru jsem vytvořil v programovém prostředí SW GT SUITE. Toto prostředí je nástroj skládající se z velkého množství jednotlivých řešičů. Je zde možné vytvořit model celého motoru nebo jeho jednotlivých částí, jako je chlazení motoru, klikový a rozvodový mechanismus či vstříkovací soustavu. Toto vše je následně možné řešit i jako model celého vozidla včetně okolních podmínek. Já využíval pouze řešič GT POWER, který dále popíši podrobněji. V tomto řešiči se používají čtyři základní druhy objektů.

#### 3.3.1 Objekty hmotné

Objekty hmotné se dělí na průtokové, definující objem a typicky jimi bývají potrubí či válec a mechanické definující hmotnost a moment setrvačnosti, typicky jimi bývají kliková hřídel či ojnice.

Průtokové objekty jsou modelovány jako objemy a jejich propojením se získá 1D model motoru. Jsou definovány podél osy potrubí na základě metody konečných objemů, pro něž se bilancují zákony zachování energie, hmoty a hybnosti. V radiálním směru tyto objemy zaujímají celý průřez potrubí, v axiálním směru je možno jejich rozměr nezávisle měnit. Toto neplatí pro válec, ten je uvažován jako 0D a tedy jeden objem. Z tohoto modelu se sestaví soustava parciálních diferenciálních rovnic. Aby soustava byla řešitelná, musí být doplněna o další empirické rovnice, jako jsou například přestup tepla či stavová rovnice. Dále také o vícerozměrné procesy ztrát, které vznikají v proudění vlivem tření a přestupu tepla do stěn potrubí. Ty jsou nahrazeny okrajovými podmínkami na pevných stěnách potrubí, které představují hranice jednotlivých objemů a jsou zadávány jako ztrátové součinitele či drsnosti stěn. Poté se vlastní řešení hledá numerickou metodou. Jednou ze základních vlastností většiny objemových objektů je také diskretizační délka. Doporučení pro objekty sací je 0,4násobek vrtání a u výfukové strany 0,55násobek vrtání.

#### 3.3.2 Objekty spojovací

Spojovacími objekty se modeluje propojení mezi hmotnými prvky a je nutné dodržovat směr proudění. Typické použití je pro modelování ventilů, vstupních hrdel potrubí, při stavbě mechanických modelů klikového hřídele nebo dynamického modelu rozvodového mechanismu, kde jsou jimi definovány vazby mezi prvky mechanismu.

#### 3.3.3 Objekty popisující fyzikální děje

Tyto objekty popisující nějaký fyzikální děj, jako například vývin nebo přestup tepla či vstříkování a odpařování paliva.



### 3.3.4 Objekty řízení

Objekty řízení se dělí na komponenty a konektory. Pomocí konektorů je možné, jak z objektů hodnoty vyčítat, tak do objektů během výpočtu vkládat.

Komponenty umožňují vyčtené hodnoty zpracovávat matematickými funkcemi a následně je buď v průběhu výpočtu vykreslovat, a tím si kontrolovat správný průběh výpočtu, nebo je dále zpracovávat a používat pro další objekty jako vstupní hodnoty. Díky tomu je možné sestavit velice sofistikovaný model, který obsahuje regulaci jednotlivých objektů, hlídání rozsahů hodnot a uživatelsky ovládat model i v průběhu výpočtu. Modelem je poté možno simulovat jízdní cyklus motoru, náhodně generovaný provozní podmínky, či ustálený provoz.



## 4 Přepřňování

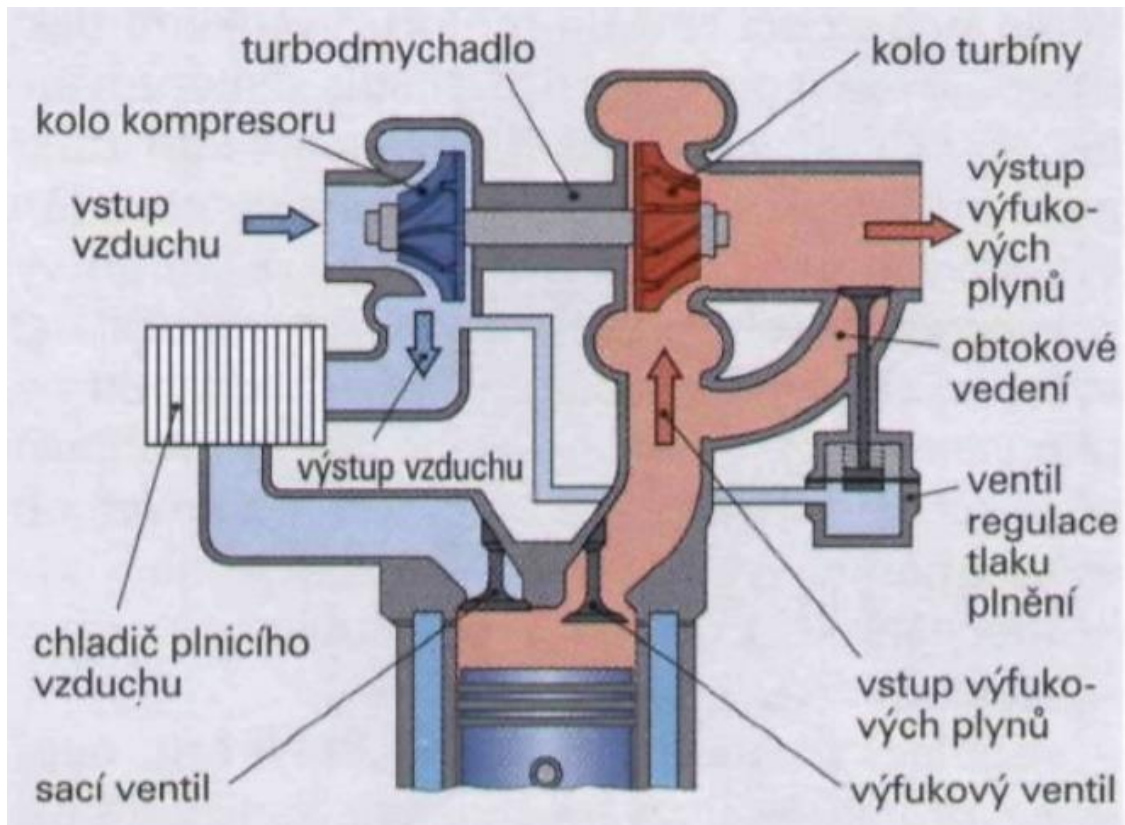
### 4.1 Princip přepřňování

Výkon každého motoru je závislý na teple dodaném palivem do pracovního válce a účinnosti přeměny tepla v mechanickou práci. Pro spálení odpovídající hmotnosti paliva, je nutno mít k dispozici úměrnou hmotnost vzduchu v pracovním válci. Pokud ale chceme dostat z motoru větší výkon při zachování jeho rozměrů, nebo naopak máme za cíl dostat stejný výkon z menšího motoru, je nutné dosáhnout vyšší hustoty plnicího vzduchu. To zajistí úměrné zvýšení výkonu motoru, při zachování přibližně stejného součinitele přebytku vzduchu, plnicí a užitečné účinnosti. Zvýšení hustoty plnicího vzduchu dosáhneme zvýšením jeho tlaku a snížením teploty. Zvýšení tlaku docílíme například v kompresoru a snížení teploty dosáhneme díky použití chladiče plnicího vzduchu umístěného za kompresorem. Z tohoto plyne, že zvýšit výkon motoru díky zvýšení hustoty plnicího vzduchu je poměrně jednoduché, a právě z tohoto důvodu je přepřňování hojně využíváno. V následující pár kapitolách se budu zabývat různými možnostmi, jak toho docílit.

### 4.2 Přepřňování turbodmychadlem

Základní princip přepřňování turbodmychadlem je následující. Kinetickou energii horkých výfukových plynů, kterou by jinak nebylo možné nijak využít, převádí turbínové kolo na otáčivý pohyb a přes rotor roztáčí kolo kompresoru na otáčky 50 000 až 240 000 min<sup>-1</sup>. To nasává čerstvý vzduch, stlačí jej a žene do válců. Požadovaného účinku zvýšení tlaku je dosahováno až ve středních a vyšších otáčkách. Také ho není dosahováno okamžitě, ale s určitým zpožděním, neboť výfukové plyny, vzhledem ke své setrvačnosti, nemohou sledovat rychlé změny v zatížení. V dnešní době se této nevýhodě snažíme zabránit, a to použitím menšího a většího turbodmychadla, kdy to menší funguje od spodních otáček, při středních otáčkách se začne větší turbodmychadlo připojovat a při vysokých otáčkách jsou již využívána obě turbodmychadla naráz, popřípadě se menší odpoj. Také se začíná využívat elektricky poháněného kompresoru, a to právě v těch nejnižších otáčkách, kdy energie výfukových plynů není dostatečná nato, aby nám roztočila turbínu na požadované otáčky. U zážehových motorů je nevýhodou nutnost snížit kompresní poměr, což v nízkých otáčkách nepříznivě ovlivňuje účinnost motoru. [3]

Vzduch vycházející z tělesa kompresoru má obvykle díky jeho stlačování až 180 °C, proto je vhodné mezi kompresor a válec motoru zařadit chladič plnicího vzduchu, který teplotu sníží přibližně na 70 °C. Díky tomu se zvýší hustota vzduchu pro plnění válců. Větší hmotnost vzduchu při stejném objemu umožní použít vyšší množství paliva, čímž nám naroste výkon. U zážehových motorů je nárůst teploty limitujícím faktorem, protože příliš vysoká teplota směsi by mohla vést ke klepání motoru. Používané jsou chladiče typu vzduch-vzduch nebo kapalina-vzduch. [3]



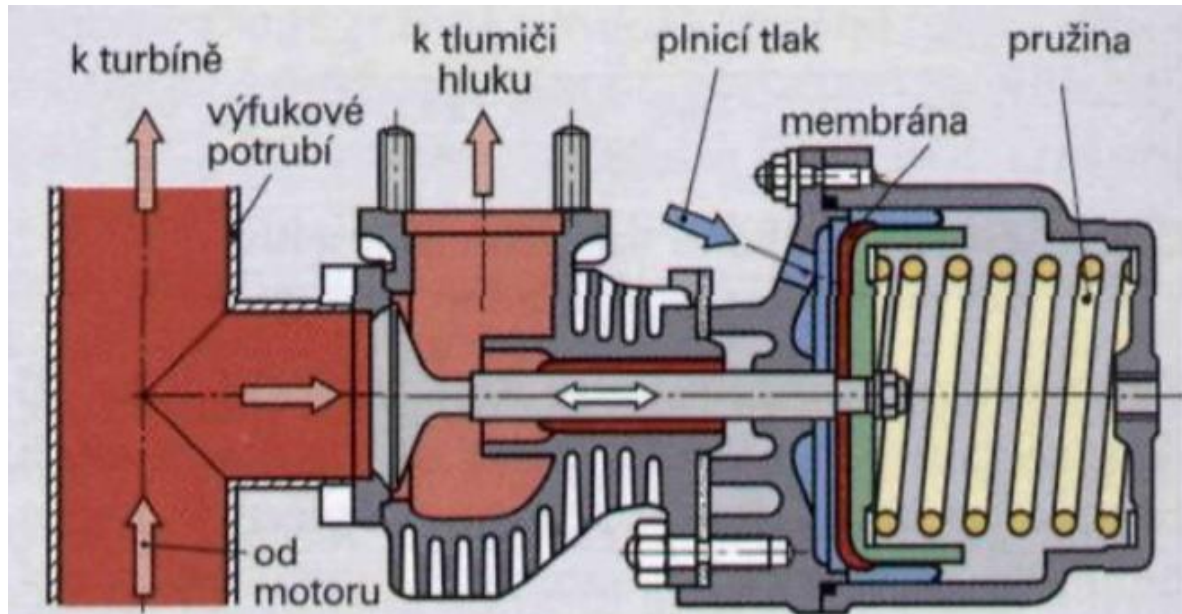
Obrázek 5 - Schéma motoru s turbodmychadlem [3]

## 4.2.1 Regulace turbodmychadla

Podstatnou záležitostí, kterou je třeba se u použití turbodmychadla zabývat, a to především u zážehových motorů, je jeho regulace. Vzhledem k tomu, že chceme docílit efektu přeplňování už při středních otáčkách a malých rychlostech, je důsledkem to, že při vysokých otáčkách a velkém množství výfukových plynů se dostávají otáčky či plnicí tlak do nepřijatelných hodnot. A proto je nutné obvykle regulovat turbodmychadlo změnou výkonu turbíny. Regulace se provádí převážně třemi základními způsoby, mechanicko-pneumatickou regulací, elektronickou regulací a regulací změnou průtočného průřezu díky změně nastavení rozváděcích lopatek turbíny. [3]

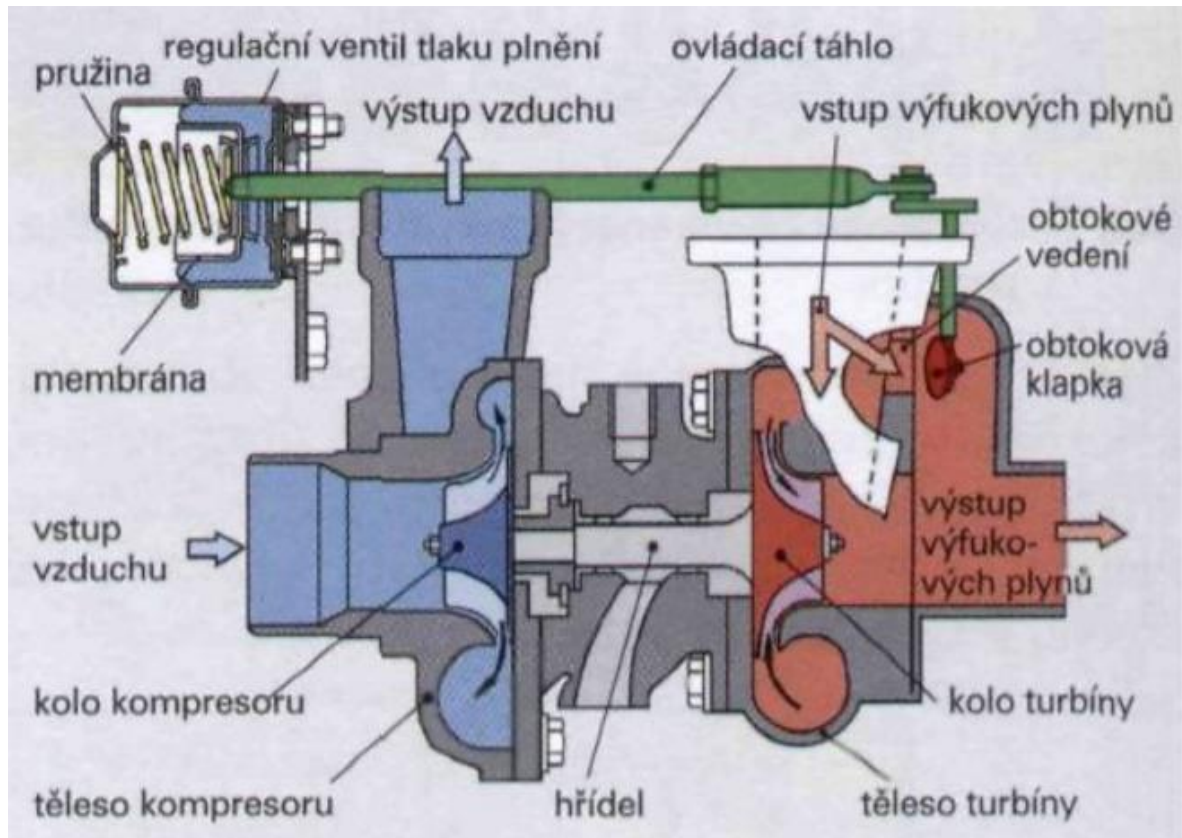
### 4.2.1.1 Mechanicko-pneumatické regulace

U mechanicko-pneumatické regulace se snížení výkonu dosahuje obtokem turbíny, kdy výfukové plyny jsou vedeny přímo do výfukového potrubí tzv. by-pass. Obtok řídí regulační ventil umístěný před turbínou a je řízen plnicím tlakem dmyhadla, ten působí na membránu tlakového snímače proti síle pružiny v něm umístěné. Pokud plnicí tlak překoná předepnutí pružiny, ventil se začne otevírat a část výfukových plynů odvede mimo turbínu. [3]



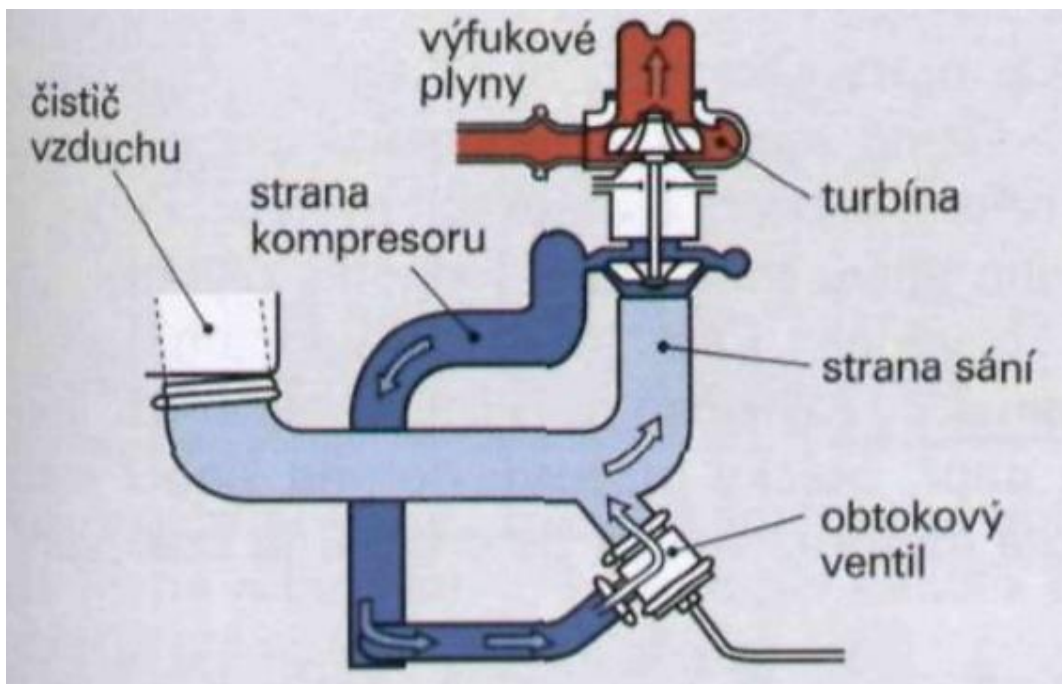
Obrázek 6 - Regulace řídicím ventilem [3]

Je možné také využít klapky místo ventilu, ta je táhlem spojena s tlakovým snímačem, díky tomu je možné snímač umístit v dostatečné vzdálenosti od horkých částí turbodmychadla. To zajistí, že membrána není příliš tepelně zatěžována, a je provozně spolehlivější než u regulace ventilem, kde je nutné snímač umístit blízko turbíny. [3]



Obrázek 7 - Regulace řídicí klapkou [3]

U zážehových motorů při brždění motorem, kdy je škrticí klapka uzavřena, vytlačuje kompresor do velkého protitlaku, ten brání proudění a rotor s kolem je bržděn tak, že dochází ke zpoždění reakce dmyhadla při náhlých změnách zatížení. Zabránit tomuto jevu můžeme použitím obtokového ventilu tzv. wastegate, který je opět řízen plnicím tlakem dmyhadla. Jeho otevřením se přepouští část stlačeného vzduchu zpět do sání dmyhadla, díky tomu se při náhlém přechodu na plné zatížení dmyhadlo roztáčí bez omezení. [3]

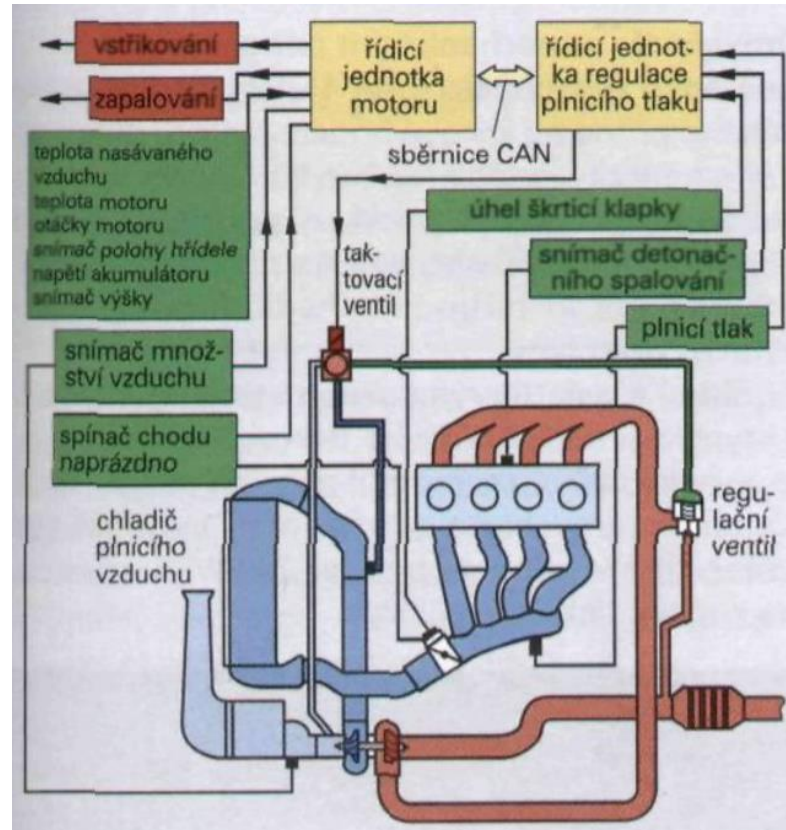


Obrázek 8 - Regulace obtokovým ventilem [3]

#### 4.2.1.2 Elektronická regulace

Elektronická regulace turbodmyhadla je ovládána řídicí jednotkou. Ta pracuje s hodnotami polohy škrticí klapky a signálu snímače klepání. Teplota nasávaného vzduchu, teplota motoru a otáčky motoru jsou používány jako korekční veličiny. Výškový snímač v řídicí jednotce motoru sleduje tlak okolního vzduchu a zohledňuje jej při nastavování plnicího tlaku, což zabraňuje kolísání tlaku. Ovládacími prvky systému jsou taktovací ventil a regulační ventil. Pokud je příliš nízký plnicí tlak, taktovací ventil otevře spojení mezi výtlakem a sáním dmyhadla, díky tomu na regulační ventil působí malý plnicí tlak a ten zůstane uzavřen a turbínu pohání všechny výfukové plyny. Pokud je příliš vysoký plnicí tlak, taktovací ventil uzavře spojení mezi výtlakem a sáním dmyhadla, díky tomu plnicí tlak v řídicím vedení vzroste a působí na řídicí ventil, ten se otevře a zmenší proud plynů k turbíně.

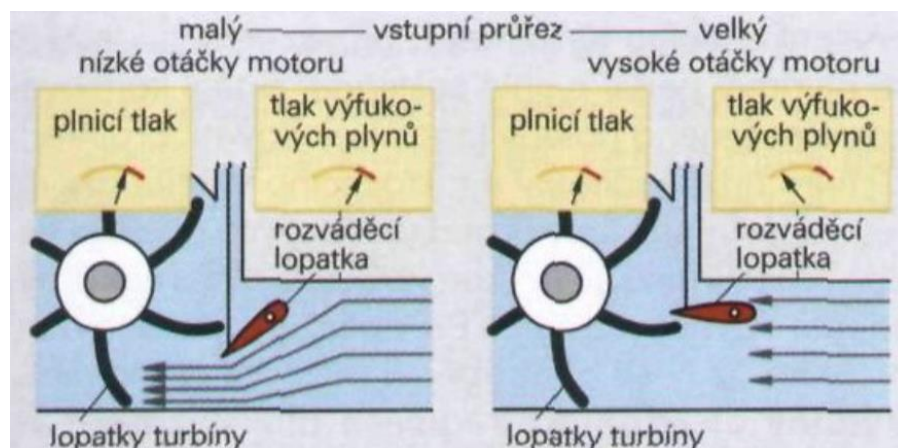
Výhodami této regulace oproti mechanicko-pneumatické, jsou lepší reakce na změny otáček a zatížení, konstantní výkon díky nezávislosti na tlaku vzduchu a proměnný plnicí tlak, který můžeme regulovat až k mezi klepání. [3]



Obrázek 9 - Schéma elektronické regulace [3]

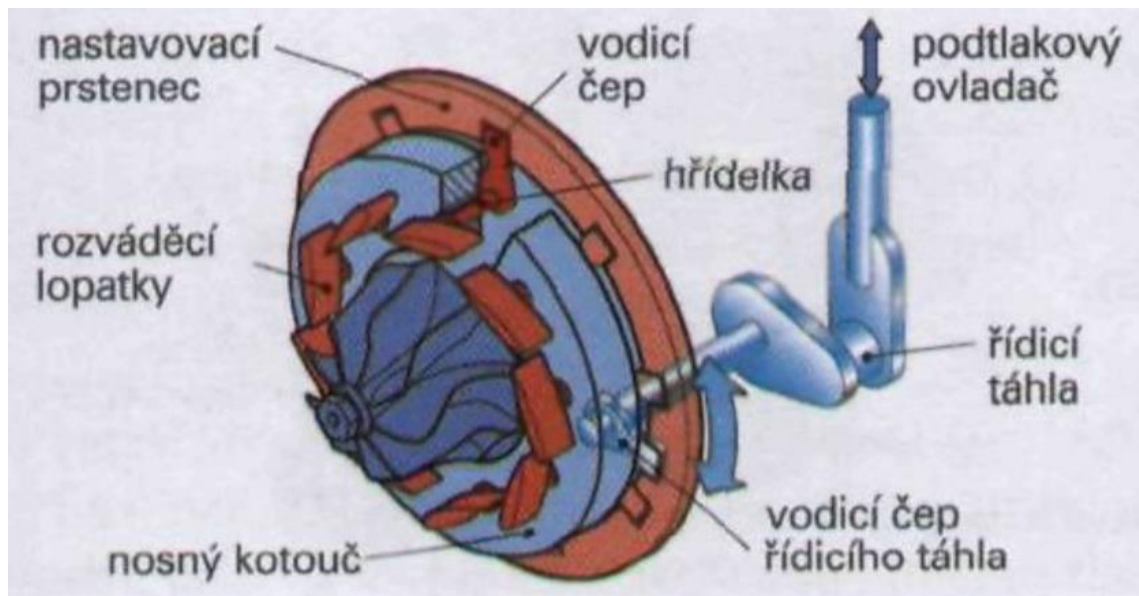
### 4.2.1.3 Regulace změnou průtočného průřezu

Regulace změnou průřezu turbíny je docílena díky nastavitelným rozváděcím lopatkám. Pokud jsou otáčky motoru nízké, musíme docílit vysokého plnicího tlaku. Rozváděcí lopatky se nastaví tak, aby vstupní průřez byl malý, to způsobí vysokou rychlost proudu výfukových plynů a zároveň působí dynamický tlak proudu plynů na vnější oblast lopatek, turbína je roztáčena na větším rameni, tím pádem větším momentem. Otáčky se zvýší, a proto se zvýší i plnicí tlak. Při vysokých otáčkách motoru se lopatky nastaví tak, aby byl vstupní průřez co největší a bylo možno zachytit velké množství výfukových plynů. Dosáhne se požadovaného plnicího tlaku, ale není překročen maximální povolený. [3]



Obrázek 10 - Poloha rozváděcích lopatek [3]

Ovládání lopatek je zajištěno pomocí pákoví a táhla, jehož vodící čep zapadá do stavěcího prstence, díky tomu se může stavěcí prstenec pootáčet. Tento pohyb je vodícími čepy a hřídelkami přenášěn na rozváděcí lopatky, ty jsou všechny uloženy na nosném kotouči a pootáčejí se současně a stejnoměrně. [3]



Obrázek 11 - Nastavení rozváděcích lopatek [3]

### 4.3 Přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem

Hlavním rozdílem přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem oproti přeplňování turbodmychadlem, je způsob pohánění rotoru. V tomto případě je příkon pro pohon dmychadla odebírán z klikové hřídele motoru přes ozubený řemen ozubenými koly nebo u malých dmychadel klínovým řemenem. Rozdělují se na dmychadla odstředivá a rotační objemová.

#### 4.3.1 Radiální odstředivé dmychadlo

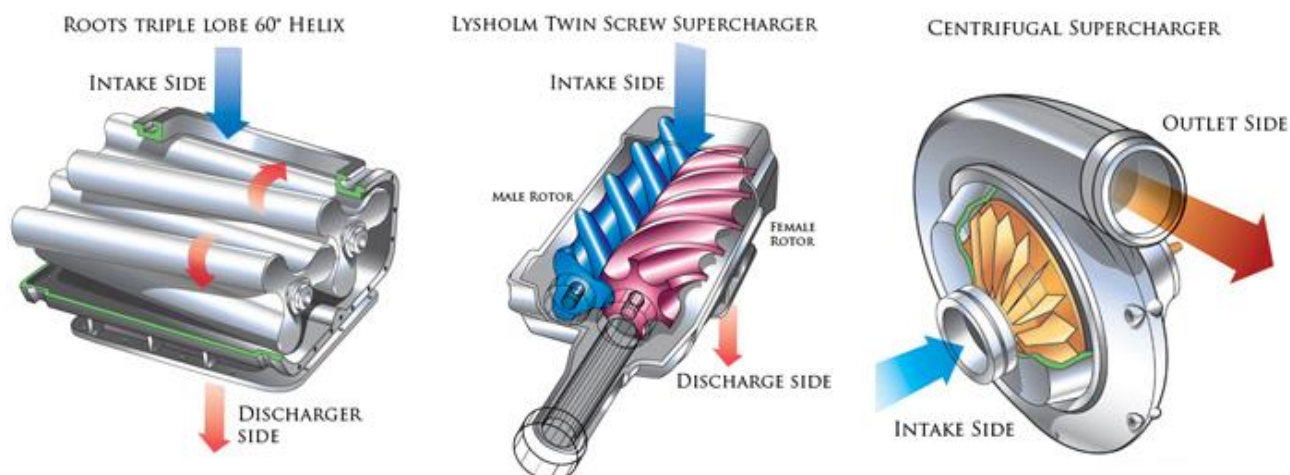
Radiální odstředivé dmychadlo funguje na stejném principu jako kompresor turbodmychadla, je ale poháněn od klikového hřídele. Dmychadlo má vysokou účinnost a otáčky mohou dosahovat až  $60\,000\text{ min}^{-1}$ , díky tomu má vzhledem k malým rozměrům velký průtok vzduchu, je proto snadno umístitelné do motorového prostoru. Kompresorové kolo je třeba chránit před tlakovými rázy vznikajícími při uzavření škrticí klapky, z toho důvodu je nutné využívat přepouštěcí ventil. Výhodou je malé množství pohyblivých částí, což zvyšuje životnost a redukuje náklady. Sice odpadá problém prodlevy, ale dynamická charakteristika je velkou nevýhodou. Plnicí tlak roste nelineárně s otáčkami, proto bez převodu je jejich použití u automobilů dost omezené. Bylo by nutné používat např. řemenový převod, proto se tohoto přeplňování využívalo především u závodních vozů či letadel, kde stačilo dobré plnění ve vysokých otáčkách. [4]

### 4.3.2 Lysholmovo dmychadlo

Lysholmovo dmychadlo je tvořeno dvěma protiběžnými šroubovými rotory z lehkých slitin, které jsou synchronizovány ozubenými koly. Jeden rotor má tři závitů a druhý pět závitů, ty jsou velice úzce spjaty, proto musí být opatřeny speciálními plastovými povrchy či teflonem. Ke stlačování plynu dochází už mezi šroubovicemi rotorů, což je efektivnější pro vysokotlaké přeplňování. Dmychadlo musí být opatřeno odpojovací spojkou. Výhodami jsou vyšší účinnost a točivý moment, nevýhodou je dražší výroba a tím i vyšší cena.

### 4.3.3 Rootsovo dmychadlo

Rootsovo dmychadlo je konstrukčně podobné Lysholmovu, rotory ovšem mají stejné počty zubů. Používají se dvou, tří i čtyřzubé. Otáčky bývají dvou až tří násobkem otáček motoru. Dmychadlo je opatřeno elektromagnetickou spojkou od klikového hřídele převodem do rychla, ta je ovládána řídicí jednotkou. Princip stlačování je odlišný, zvýšení tlaku nastane teprve až po spojení s výtlačným hrdlem, díky působení plynu již dříve stlačeného, který proudí zpět.



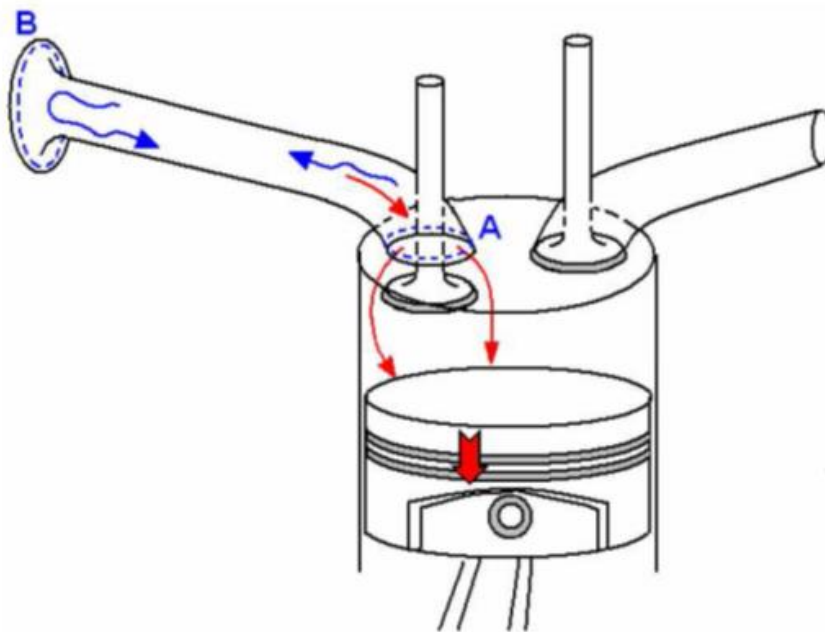
Obrázek 12 - Mechanicky poháněná dmychadla [6]

## 4.4 Dynamické přeplňování

Přeplňování dynamickými jevy vzniká díky kinetické energii, kterou mají plyny proudící sacím potrubím. Primární tlaková vlna plynů je vyvolána otevřením sacího ventilu, díky tvorbě podtlaku nad pístem (bod A) při jeho pohybu dolů. Tato podtlaková vlna (modrá šipka) šířící se rychlostí zvuku, směřuje k volnému konci sací trubice a zároveň rozhýbává vzduchový sloupec proudící směrem do válce. Při zanedbání všech ztrát, lze rychlost šíření zvuku v nasávané směsi vyjádřit pomocí vztahu z Rovnice 1. Když vlna dorazí na otevřený konec (bod B), kde narazí na rozdílný tlak, změní se z primární podtlakové na sekundární přetlakovou se stejnou amplitudou a změní svůj směr. Kdyby vlna narazila na uzavřený konec, odrazí se, ale zůstane podtlaková. Tato odražená vlna se šíří rychlostí zvuku směrem do válce

motoru, kde byla vybuzena. Naším cílem je dosáhnout toho, že vlna dorazí do válce motoru před uzavřením sacího ventilu (červená šipka), aby došlo k využití celého jejího potenciálu k přeplnění válce motoru. [3]

-  Přeplnění válce přetlakovou vlnou
-  Směr šířící se podtlakové vlny, od bodu B přetlakové vlny
-  Směr pohybu pístu



Obrázek 13 - Princip dynamického přeplňování



## 5 Pulzační přeplňování

Pulzační přeplňování využívá základního principu dynamického přeplňování z kapitoly 4.4 a to pro každý válec zvlášť. Každý válec má proto samostatné sací potrubí vhodné délky z Rovnice 2

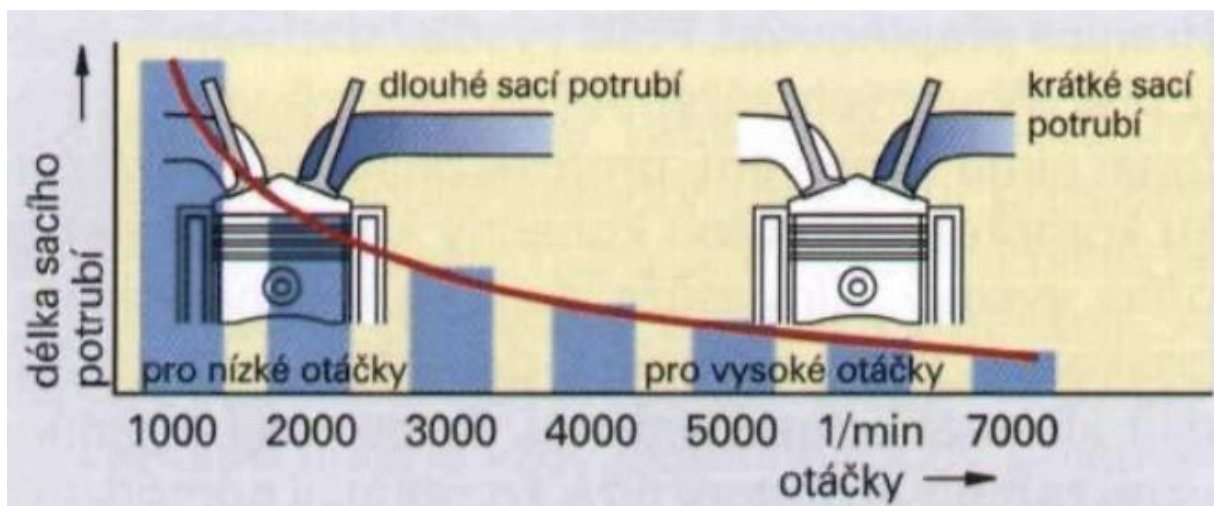
$$a_s = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_s}$$

Rovnice 1 - Střední rychlost zvuku

$$l_{rez} = \frac{a_s}{8 \cdot n}$$

Rovnice 2 - Rezonanční délka

Ve spodním spektru otáček motoru je výhodné dlouhé a tenké sací potrubí a v horním spektru otáček naopak krátké a široké sací potrubí, viz Obrázek 14. Vzhledem k tomu, že mnou upravovaný motor je provozován při konstantních otáčkách, je tento způsob přeplňování velice vhodné použít, neboť je možné sací potrubí nastavit přímo na požadovanou délku. Oproti ostatním výše zmíněným způsobům je nejjednodušeji a nejlevněji proveditelným řešením. [3]

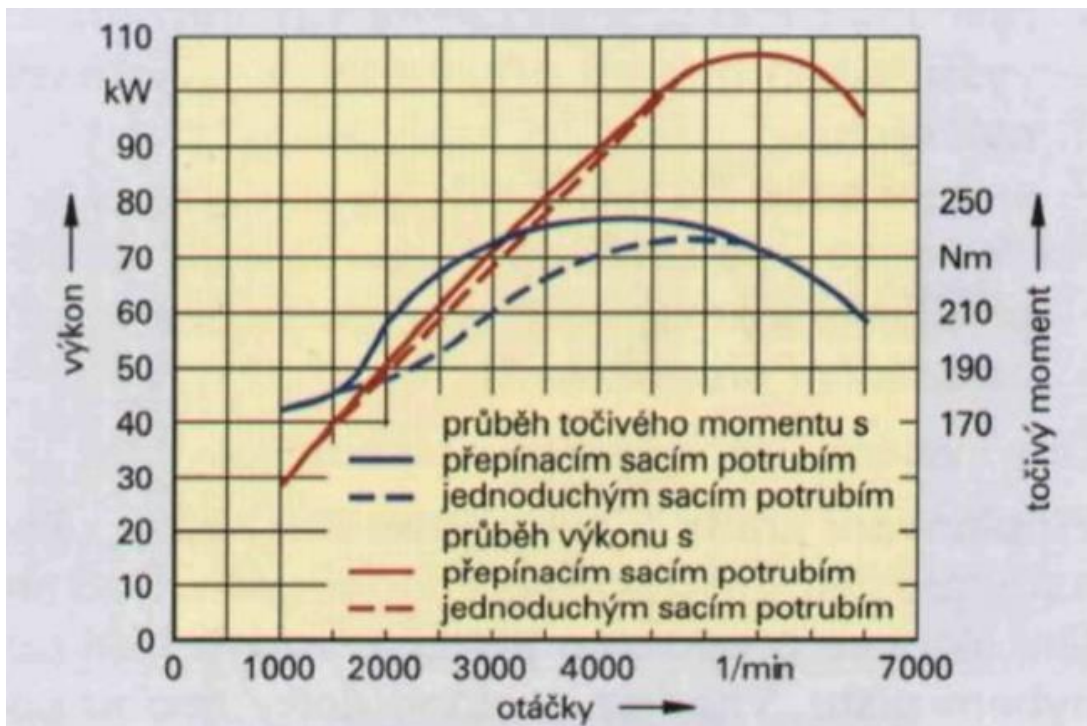


Obrázek 14 - Souvislost mezi délkou trubek a otáčkami motoru [3]

Kdyby mělo být pulzační přepřívání využito u motoru provozovaném v širokém spektru otáček, nikdy by nebylo docíleno ideálního naladění a pouze by bylo možné se přiblížit optimu. To už by ovšem vedlo k použití sacího potrubí s proměnlivou délkou, viz Obrázek 15, čímž se celý systém zesložituje a prodražuje. U tohoto systému se kombinuje použití krátkého a dlouhého sacího potrubí, kdy je díky použití klapek, či rotačních šoupátek ovládaných elektropneumaticky nebo elektricky přepínáno mezi jednotlivými délkami potrubí. Tímto se docílí ve spodní oblasti otáček vyššího a rovnoměrnějšího momentu a v horní oblasti otáček vyššího výkonu, viz Graf 1.



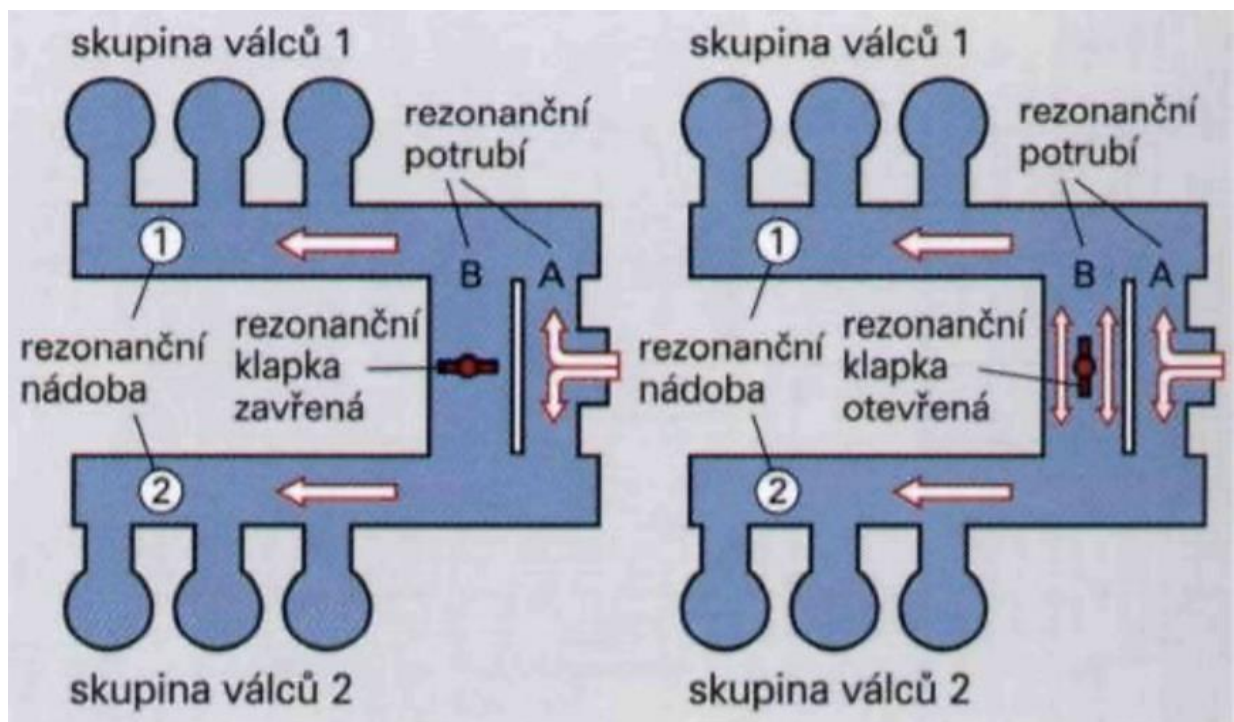
Obrázek 15 - Sací potrubí s proměnlivou délkou [3]



Graf 1 - Točivý moment a výkon motoru v závislosti na délce sacího potrubí [3]

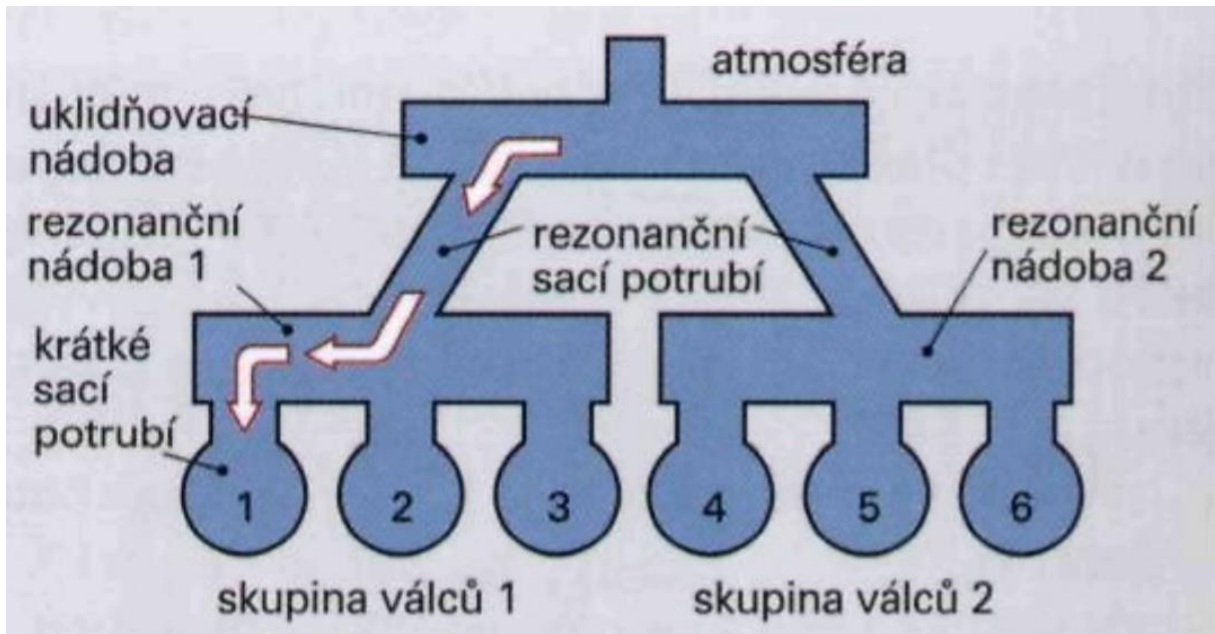
### 5.1.1 Rezonanční přeplňování

Rezonanční přeplňování využívá rezonance sloupce plynů, která způsobuje další zvýšení tlaku plnění. K tomu dochází, pokud se frekvence sání, daná otevřením sacích ventilů, resp. otáčkami motoru, shoduje s frekvencí kmitů vln ve sloupci plynů. Toho se především využívá u víceválcových motorů, kde by ladění sání každého válce bylo náročné z hlediska objemu zástavby takového systému. Na Obrázek 17 je použití tohoto systému u šestiválcového řadového motoru s obvyklým pořadím zapalování 1-5-3-6-2-4. Tento systém využívá tlakové vlny předcházejícího válce, pro přeplnění dalšího válce v pořadí. Tím pádem podtlaková vlna prvního válce, vybudí při pohybu rezonančním potrubím přetlakovou vlnu, která za  $240^\circ$  pootočení klikové hřídele přeplní třetí válec. Dále stejným principem vlna pátého válce přeplní šestý válec, vlna třetího válce přeplní druhý válec, vlna šestého válce přeplní čtvrtý válec a vlna druhého válce přeplní první válec. Díky uspořádání válců do dvou skupin, se zamezuje nežádoucímu ovlivňování proudění v sacím potrubí, které by způsobilo zapalování dalšího válce v pořadí. [3]

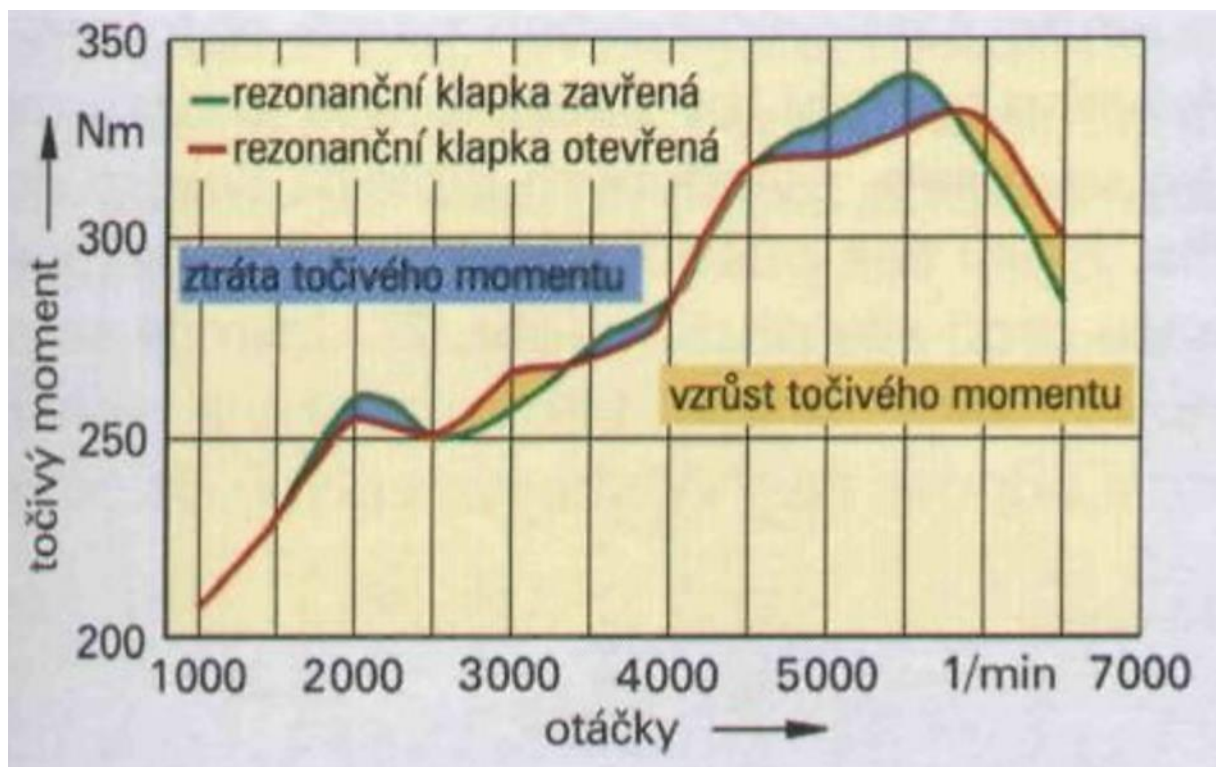


Obrázek 16 - Schéma rezonančního sání vidlicového šestiválce s klapkou [3]

Na Obrázek 16 je rezonanční potrubí vidlicového šestiválcového motoru doplněno o rezonanční klapku. Ta zajišťuje připojení druhého potrubí (B) k prvnímu potrubí (A), a tím se dosáhne změny vlastní frekvence sací soustavy. Díky použití klapky je zlepšen průběh točivého momentu a je dosaženo optimálnějšího plnění válců v široké oblasti provozních otáček viz. Graf 2.



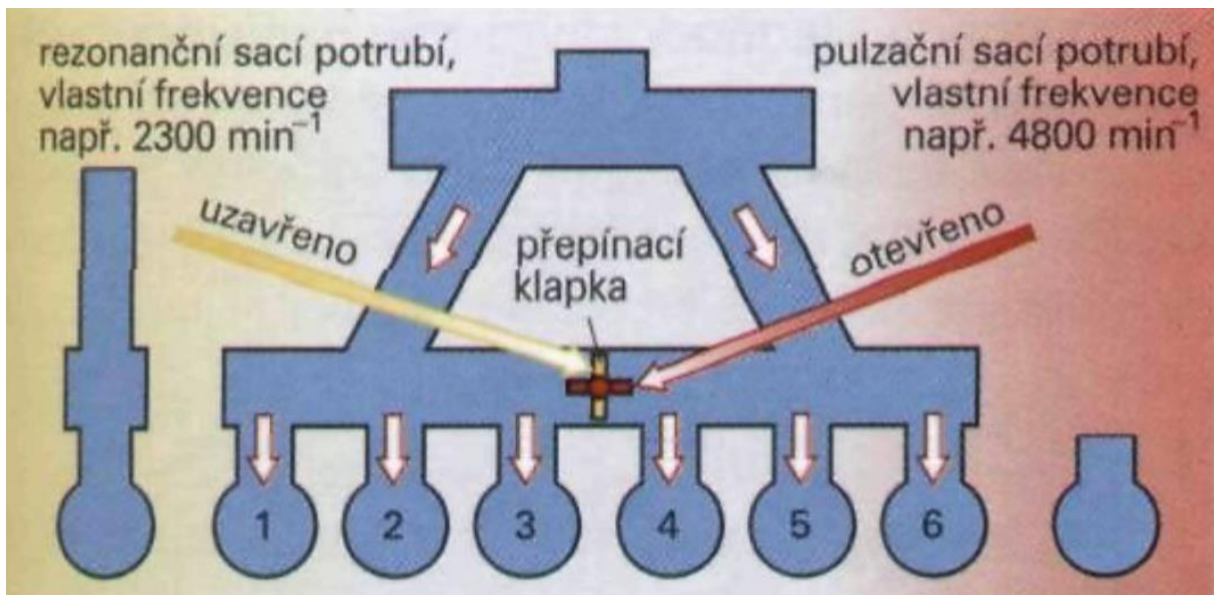
Obrázek 17 - Schéma rezonančního sání řadového šestiválce [3]



Graf 2 - Průběhu točivého momentu při použití sání vidlicového šestiválce s klapkou [3]

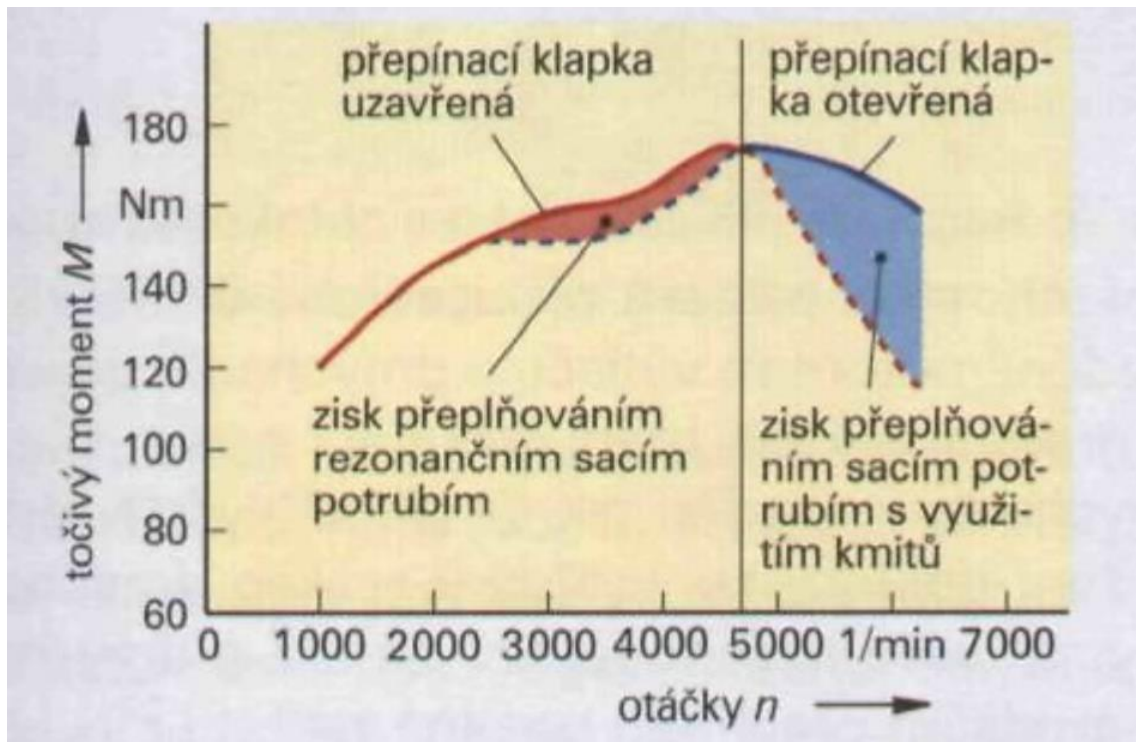
### 5.1.2 Kombinované sací potrubí

Na Obrázek 18 je vidět, jak je u šestiválcového řadového motoru možné využít kombinaci obou výše zmíněných systémů. Tento systém využívá elektricky či elektropneumaticky ovládanou přepínací klapku, která dle otáček motoru přepíná mezi jednotlivými systémy. Při nižších otáčkách motoru je klapka uzavřena a systém funguje jako rezonanční. Pokud otáčky motoru stoupnou, klapka se otevře a tím propojí obě rezonanční komory, ty poté slouží jako sběrná vzduchová nádoba pro pulzační přeplňování.



Obrázek 18 - Kombinovaná sací soustava řadového šestiválce [3]

Na Graf 3 je vidět, že rezonančním přeplňováním při nižších otáčkách získáme vyšší točivý moment, než kdyby bylo použito pulzační přeplňování. A naopak při vyšších otáčkách, otevřením klapky získáme vyšší točivý moment díky pulzačnímu přeplňování.



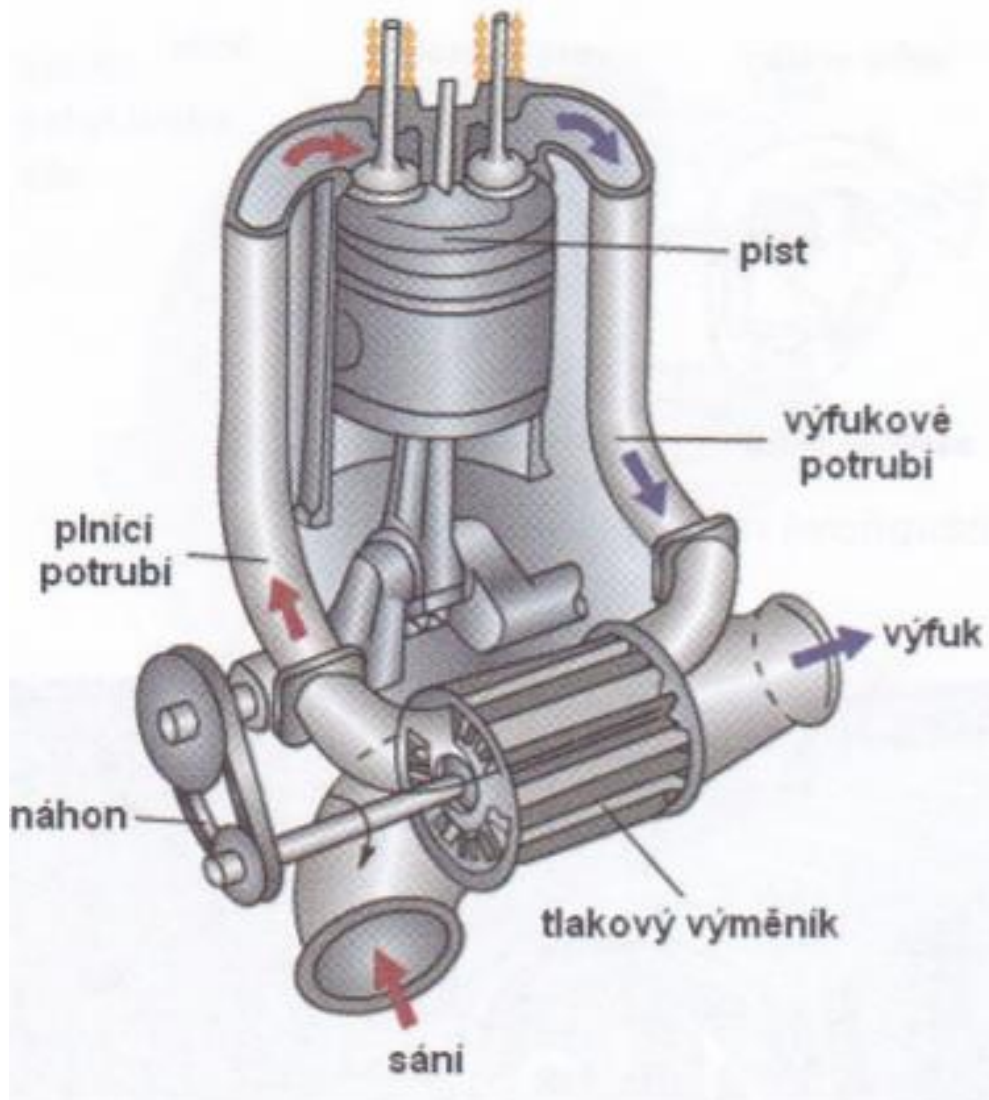
Graf 3 - Průběh točivého momentu při použití kombinované sací soustavy [3]

### 5.1.3 Tlakovzdušný výměník (Comprex)

Tento systém přeplňování je založen na přímé výměně tlakových pulzů mezi proudy spalin a nasávaného vzduchu. Hlavní součástí systému je rotor výměníku, který podobně jako u mechanicky poháněných kompresorů je poháněn řemenem od klikového hřídele motoru. Z jedné strany čela statorové skříně je připojeno sací a plnicí potrubí, z druhé strany je připojeno výfukové potrubí z motoru a potrubí pokračující dále do výfukového systému vozu. Princip funkce tohoto systému je následující. Spaliny z výfukového potrubí vstupují do kanálků rotoru a vytlačují vzduch do plnicího potrubí. Stlačený vzduch poté po otevření sacího ventilu plní válec motoru. Z důvodu, že se rotor otáčí, narazí po jisté době tento proud spalin na čelo statoru a odrazí se. Směr proudění se proto otočí a spaliny odcházejí z kanálků rotoru do výfukového systému vozu. Za touto vlnou spalin vzniká v kanálku rotoru podtlak, který umožní nasátí čerstvého vzduchu sacím potrubím a naplnění kanálku čerstvým vzduchem. Aby se odstranila část vzduchu, která byla smísená se spalinami, pokračuje proudění ve směru nasávání čerstvého vzduchu a do výfukového systému vozu je odváděn výplachový vzduch. Dalším pootáčením rotoru je čelem statoru uzavřen kanálek naplněný čerstvým vzduchem a proudění se zastaví. Dalším pootáčením rotoru se vzduch znovu vytlačí spalinami do plnicího potrubí. Tento cyklus se opakuje při každém otočení rotoru o 180°. [5]

Nevýhodami systému je, že celý výše popsáný děj se vzhledem ke kmitům nastávajícím v plnicím i výfukovém traktu motoru zesložituje. Je proto nutné samostatný výměník ladit i s ohledem na vlastnosti traktu motoru. Z toho vyplývá, že

výměník není univerzální pro větší škálu motorů a je nutné ho ladit pro každý motor zvlášť. Celý systém je také rozměrnější než turbodmychadlo a vyžaduje protihlukovou izolaci. Výhodami systému je dosahovaný průběh plicního tlaku, který je plochý. Proto systém poskytuje velkou pružnost motoru, krátkou reakční dobu při změně zatížení a vysoké stlačení plicního vzduchu. Výkonové parametry dosahované tímto systémem jsou srovnatelné s turbodmychadlem. Tento systém byl úspěšně využíván například u vozidla Mazda 626 s motorem 2.0 D. [5]



Obrázek 19 - Schéma tlakovzdušného výměníku [5]

## 6 Podklady pro tvorbu modelu

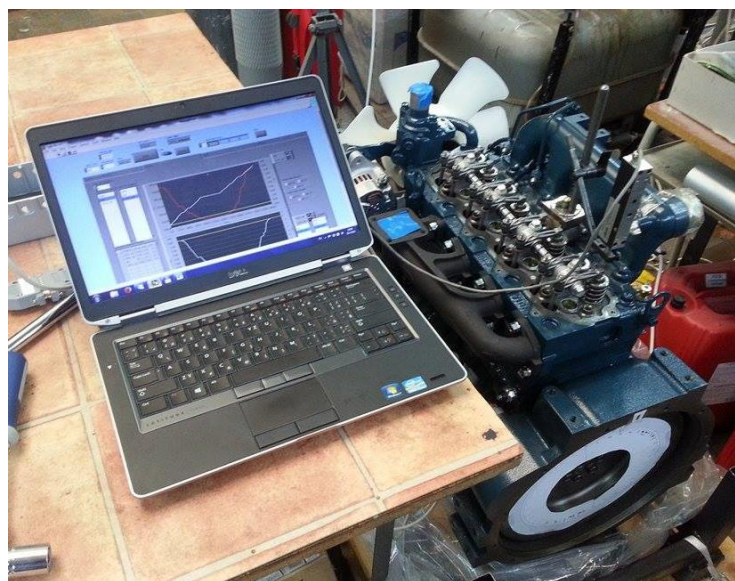
### 6.1 Hodnoty pro SW GT POWER

Pro tvorbu modelu v SW GT POWER je nutné znát velké množství reálných údajů o motoru, některé bylo možno vyčíst v technické dokumentaci motoru od výrobce, viz Tabulka 1, jiné jsem musel na motoru odměřit. Proto mi firma dodala do Těžkých laboratoří Fakulty strojní ČVUT v Praze, Pod Juliskou 4 nový motor. Motor jsem rozebral, abych si mohl změřit potřebné geometrické rozměry, profil zdvihových křivek sacích a výfukových ventilů, viz kapitola 6.2, či průtoková čísla kanálů viz kapitola 6.3.

### 6.2 Měření zdvihových křivek

Pro toto měření jsem si od pana Ing. Jiřího Vávry, Ph.D. zapůjčil zařízení pro měření zdvihu ventilů, které se skládalo z magnetické upínky a úchylkoměru, který naměřené hodnoty zaznamenával přímo do notebooku. Bylo také nutné vyrobit papírové mezikruží, kde byly označeny jednotlivé stupně a ten umístit na přírubu setrvačníku. Toto slouží, díky pevné značce na přírubě motoru, jako ukazatel o kolik stupňů se při měření pootočilo klikovou hřídelí motoru.

Prvním krokem měření bylo odmontovat víko hlavy, zasunout úchylkoměr do válce motoru a najít horní úvrať. Celým klikovým mechanismem jsem si otáčel díky ráčně, nasazené na šroub příruby setrvačníku. Poloha se našla způsobem, kdy hrot úchylkoměru dosedající na píst ukazoval nulovou úchylku. Ta nebyla nulová pouze v jedné poloze, bylo proto nutno vícekrát přejet přes tuto polohu a určit její střed. Když jsem tedy znal, v jaké poloze je horní úvrať, bylo možné si srovnat papírové mezikruží na nulovou hodnotu, abych při měření věděl, kdy se dostanu do horní úvratí. Připravené zařízení pro měření je vyobrazeno na Obrázek 20.



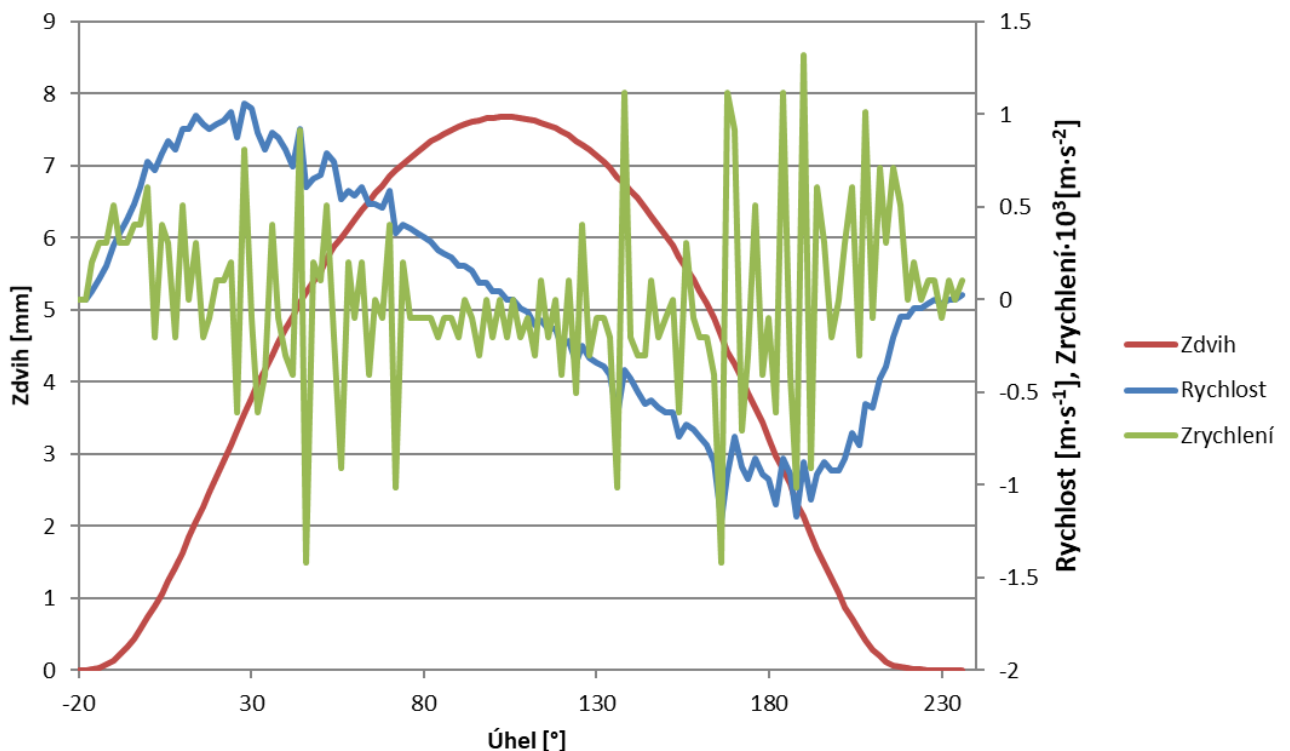
Obrázek 20 - Připojené zařízení na měření zdvihu ventilu



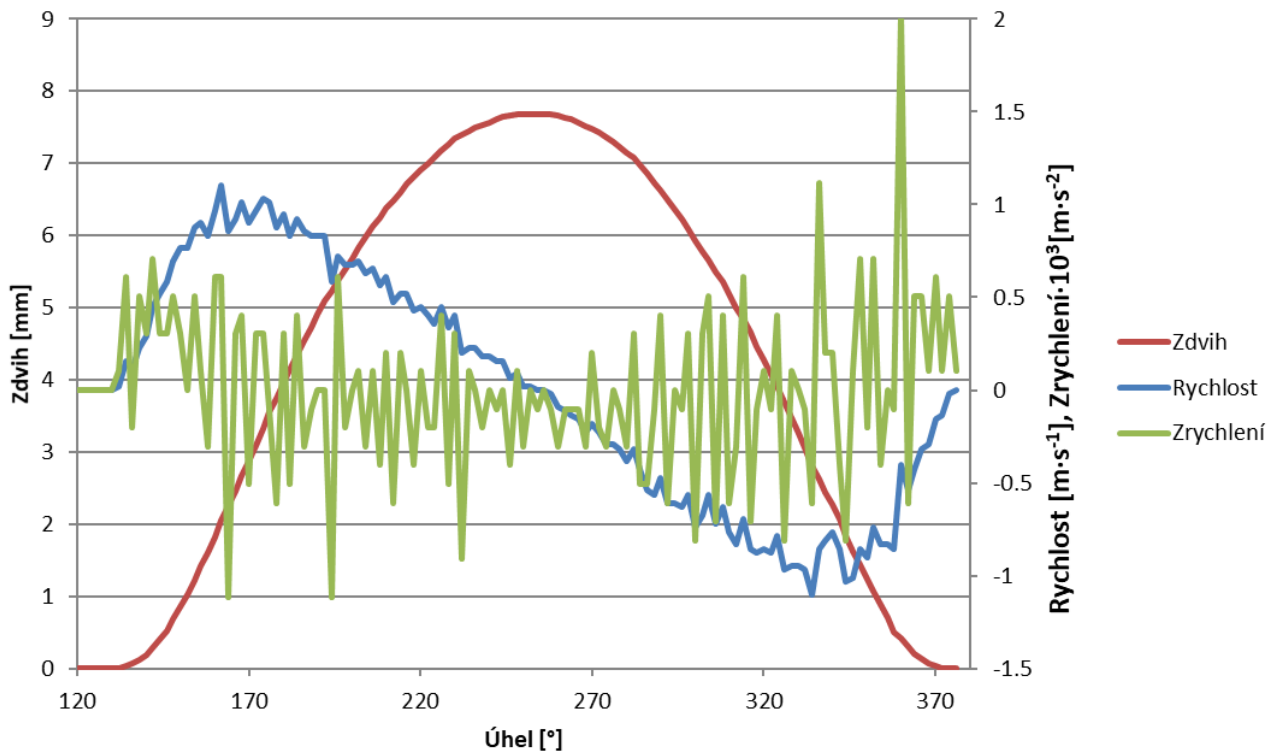
Časování sacích ventilů	
Sání otvírá	16° před HÚ
Sání zavírá	48° za DÚ
Úhel otevření ventilů	244°
Zdvih sacích ventilů	7,675 mm
Časování výfukových ventilů	
Výfuk otvírá	48° před DÚ
Výfuk zavírá	10° za HÚ
Úhel otevření ventilů	238°
Zdvih výfukových ventilů	7,685 mm

Tabulka 3 - Výsledné hodnoty rozvodového mechanismu zjištěné měřením

Samotné měření probíhalo tak, že bylo nutné najít vhodnou pozici pro upnutí upínky, aby hrot úchylkoměru dosedal na vahadlo přesně nad sacím ventilem. Nejprve jsem si přešel do polohy před otevřením ventilu a vynuloval úchylkoměr, poté jsem po 2 stupních pootáčel klikovým mechanismem. Hodnoty zdvihu se zaznamenávali na mé potvrzení na klávesnici notebooku, kdy jsem do programu ještě ručně zadával, o jaký úhel se jedná, což jsem odečetl na stupnici příruby setrvačníku. Takto jsem projel celý interval otevření ventilu. Toto stejné jsem opakoval i pro výfukový ventil. Program mi poté vygeneroval Excel tabulku hodnot zdvihů v závislosti na úhlu klikového mechanismu. Z těchto hodnot jsem vynesl Graf 4 a Graf 5 zdvihu ventilu a jeho rychlost a zrychlení v závislosti na úhlu natočení klikového mechanismu.



Graf 4 - Výsledky měření sacího ventilu

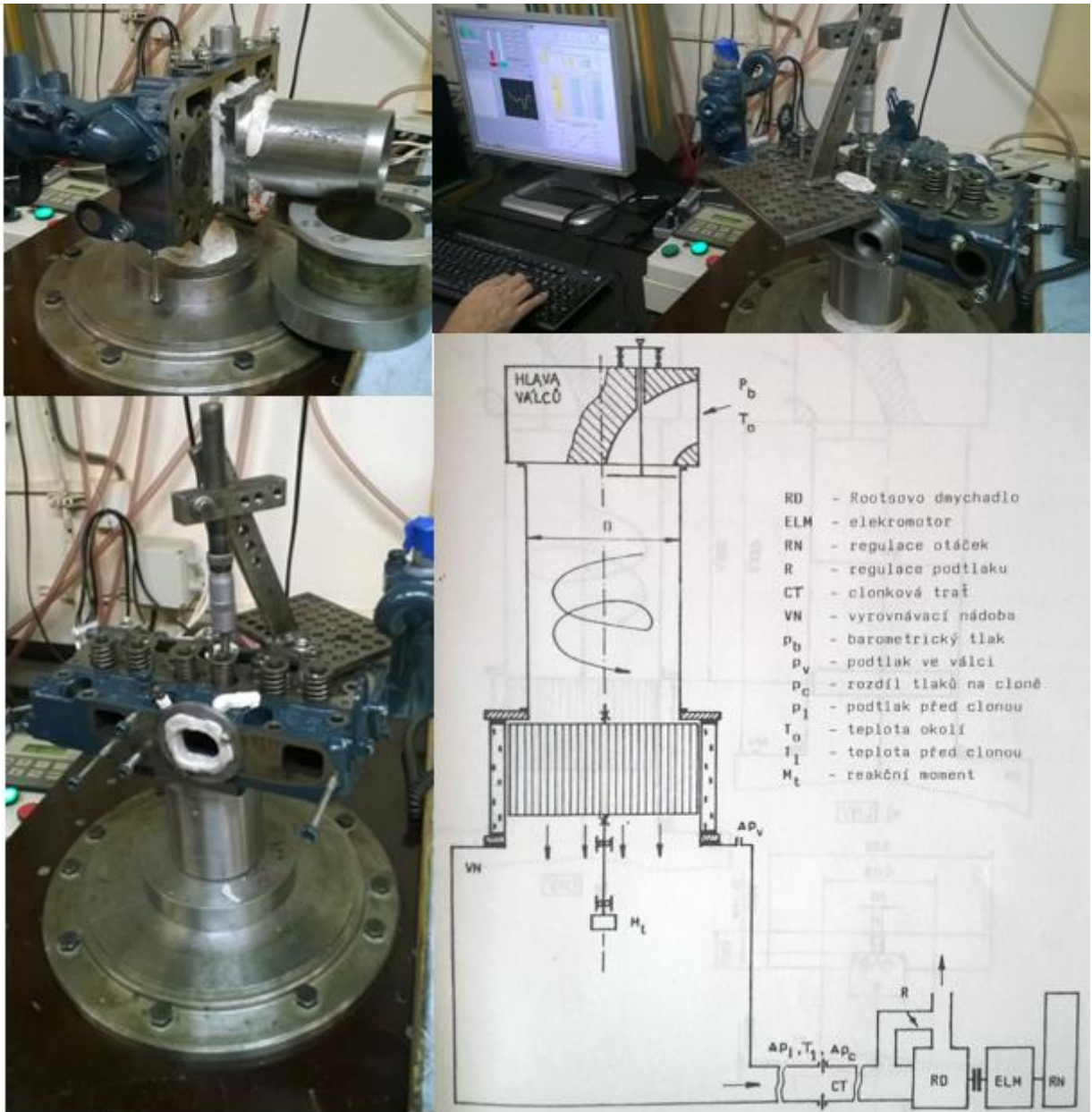


Graf 5 - Výsledky měření výfukového ventilu

### 6.3 Měření průtokových čísel

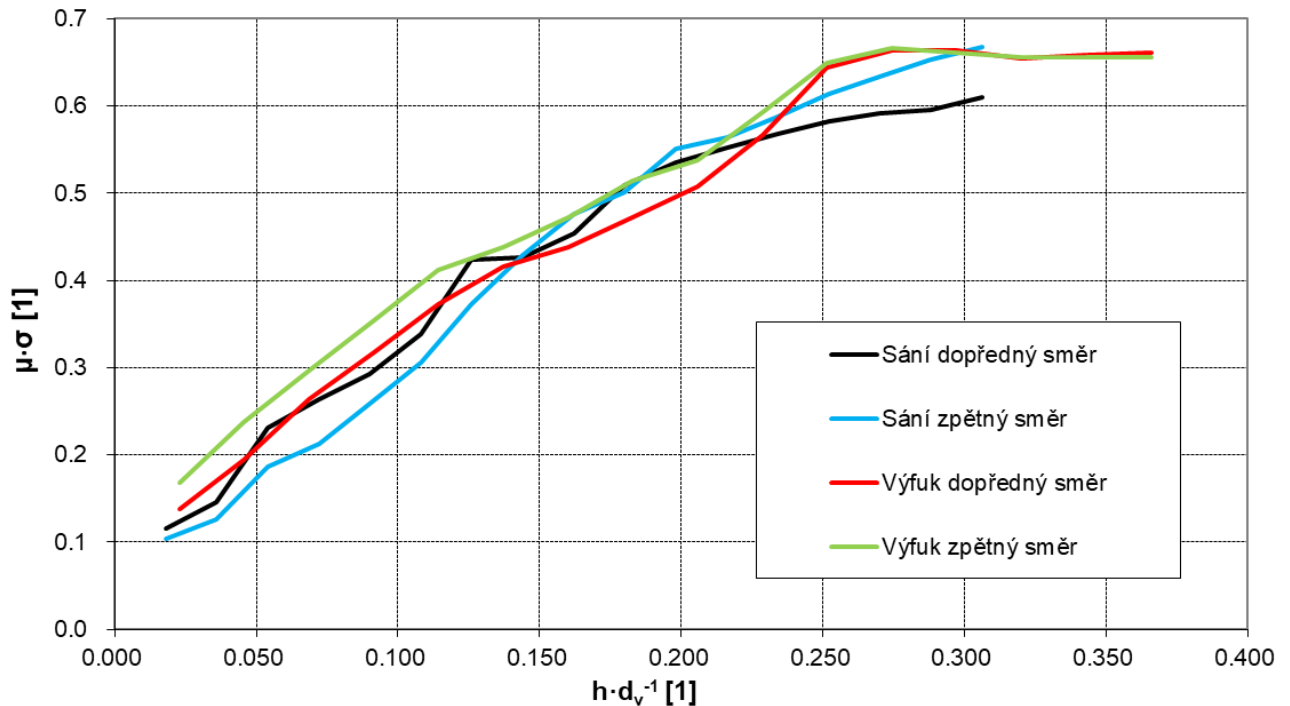
Měření jsem prováděl na aerodynamické trati standardní profukovací zkouškou, za odborné pomoci pana Ing. Petra Hatschbacha, CSc., schéma profukovací trati je na Obrázek 21. Vlastní měření se provádí v aplikaci vytvořené v prostředí LabVIEW. Clonková trať má průměr 100 mm a průměr clonky je 63,25 mm. Tlak před clonkou a tlaková diference na clonce se měří pomocí diferenčních tlakových snímačů. Charakteristiky sacích a výfukových kanálů byly měřeny při tlakovém spádu 500 mm·H<sub>2</sub>O, tj. 4,9 kPa mezi okolím a prostorem válce. Tento tlakový spád a průtokové průřezy zaručují již plně vyvinuté turbulentní proudění a není třeba zajistit vyšší tlakový spád, neboť by se dále průtoková čísla příliš neměnila.

Pro samotné měření jsem si musel navrhnout a nechat vyrobit u firmy TEDOM a.s. přípravky, které umožní uchycení hlavy motoru na přírubu vyrovnávací nádoby. Vzhledem k nutnosti měření obou směrů proudění, bylo nutno vyrobit přípravek na sací kanály hlavy, výfukové kanály hlavy a přípravek, který nahrazuje válec, jehož délka je předepsána jako 1,5násobek zdvihu. Po našroubování těchto přípravků byla pomocí kouře ověřena jejich těsnost a těsnost všech ostatních otvorů. Případné netěsnosti byly ucpány plastickou hmotou, tato hmota byla použita i na zaoblení ostrého přechodu na straně přípravku, kterým byl nasáván okolní vzduch. Dále bylo nutné vyměnit ventilové pružiny za takové, aby je bylo možné přemoci pomocí přípravku vyrobeného z mikrometru, kterým byl nastavován zdvih ventilu v průběhu měření. Reálná měřicí aparatura a její schéma je zobrazeno na Obrázek 21.



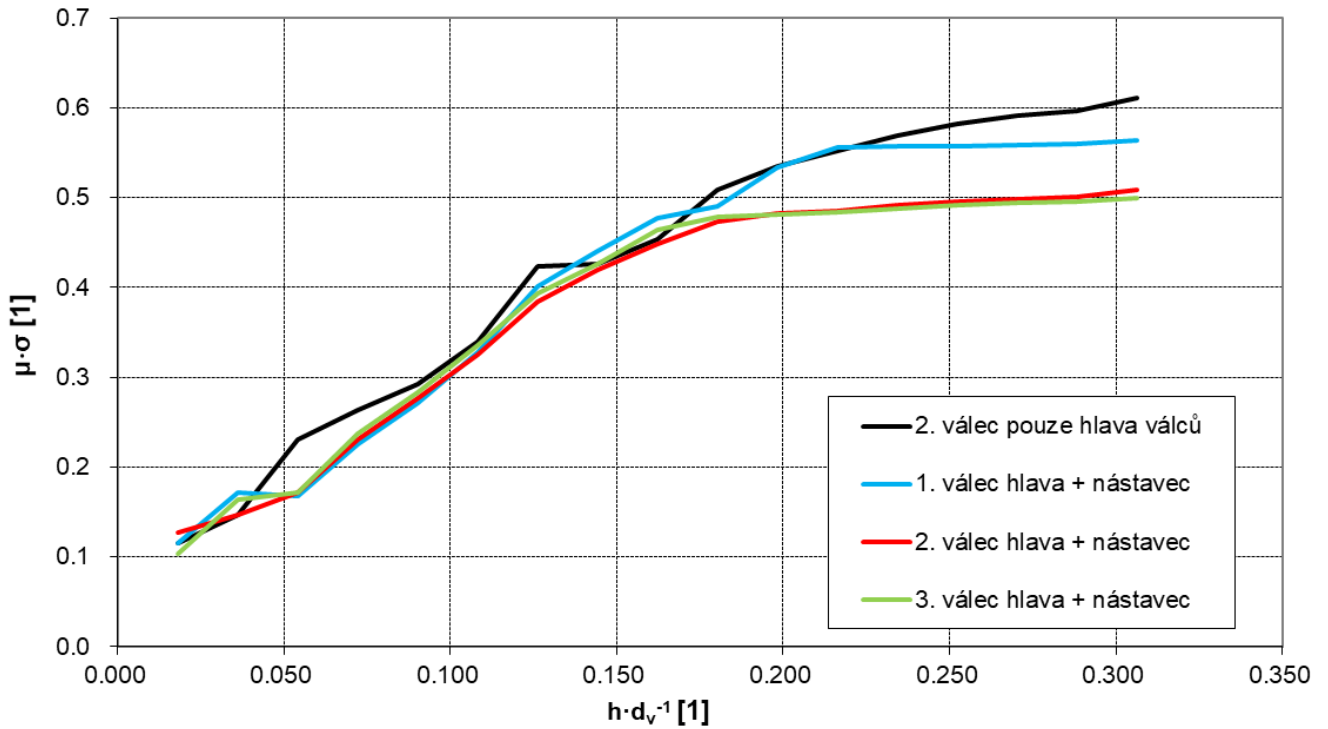
Obrázek 21 - Schéma aerodynamické trati a foto měřící aparatury [7]

Před zahájením měření bylo nutné v LabVIEW aplikaci zadat několik hodnot, které aplikace potřebuje pro vypočítání výsledků. Teplota okolního prostředí byla 26 °C, barometrický tlak 100,4 kPa, vnitřní průměr sedla sacího ventilu 27,76 mm a výfukového 21,86 mm. Při měření se do aplikace zadávala tlaková diference na clonce odečítaná z diferenčního snímače a nastavený zdvih ventilu. Zdvih byl nastavován po 0,5 mm až do hodnoty 8 mm, přičemž maximální zdvihy ventilů při chodu motoru jsou těsně nad 7,5 mm. Výsledkem měření jsou průběhy průtokového čísla  $\mu \cdot \sigma$  na poměru zdvihu ventilu ku vnitřnímu průměru sedla ventilu, viz Graf 6.



Graf 6 - Výsledky měření průtokových čísel na 2. válci

Za účelem zjistit, jak se chová původní sací nástavec, bylo provedeno také měření hlavy včetně sacího nástavce, který byl na motoru od výrobce a bude nahrazen jiným. V tomto případě byl změřen každý válec, ale pouze dopředným směrem. Změřit zpětný směr by nebylo technicky možné vzhledem k tomu, že by hlava a nástavec musely být do vyrovnávací nádoby upevněny pouze za malý vstup do nástavce. Na výsledcích v Graf 7 lze vidět, že prvnímu válci od  $h \cdot d_v^{-1} = 0,18$  což je zdvih 4,5 mm, průtokové číslo  $\mu \cdot \sigma$  dále stoupá, přičemž zbylým dvěma válcům již nestoupá, to může vést k tomu, že jsou aerodynamicky ucpány. Toto nastane u prvního válce až při  $h \cdot d_v^{-1} = 0,22$ , což je zdvih 5,5 mm. Ovšem u měření 2. válce bez sacího nástavce je vidět, že průtokové číslo nadále stoupá, z toho lze tedy odvodit, že ucpání způsobuje sací nástavec, který má vnitřní geometrii značně složitou, viz Obrázek 23. Tento jev může vést k nerovnoměrnému plnění jednotlivých válců. Vzhledem k přestavbě sacího traktu na pulzačně přeplňovaný, je nutné, aby každý válec měl od sacího pléna až k sacímu ventilu vlastní sací potrubí, a tak se tento prvek nebude používat a můžeme dosáhnout rovnoměrného plnění válců.



Graf 7 - Výsledky měření průtokových čísel se sacím nástavcem



Obrázek 22 - Sací nástavec s popisem válců



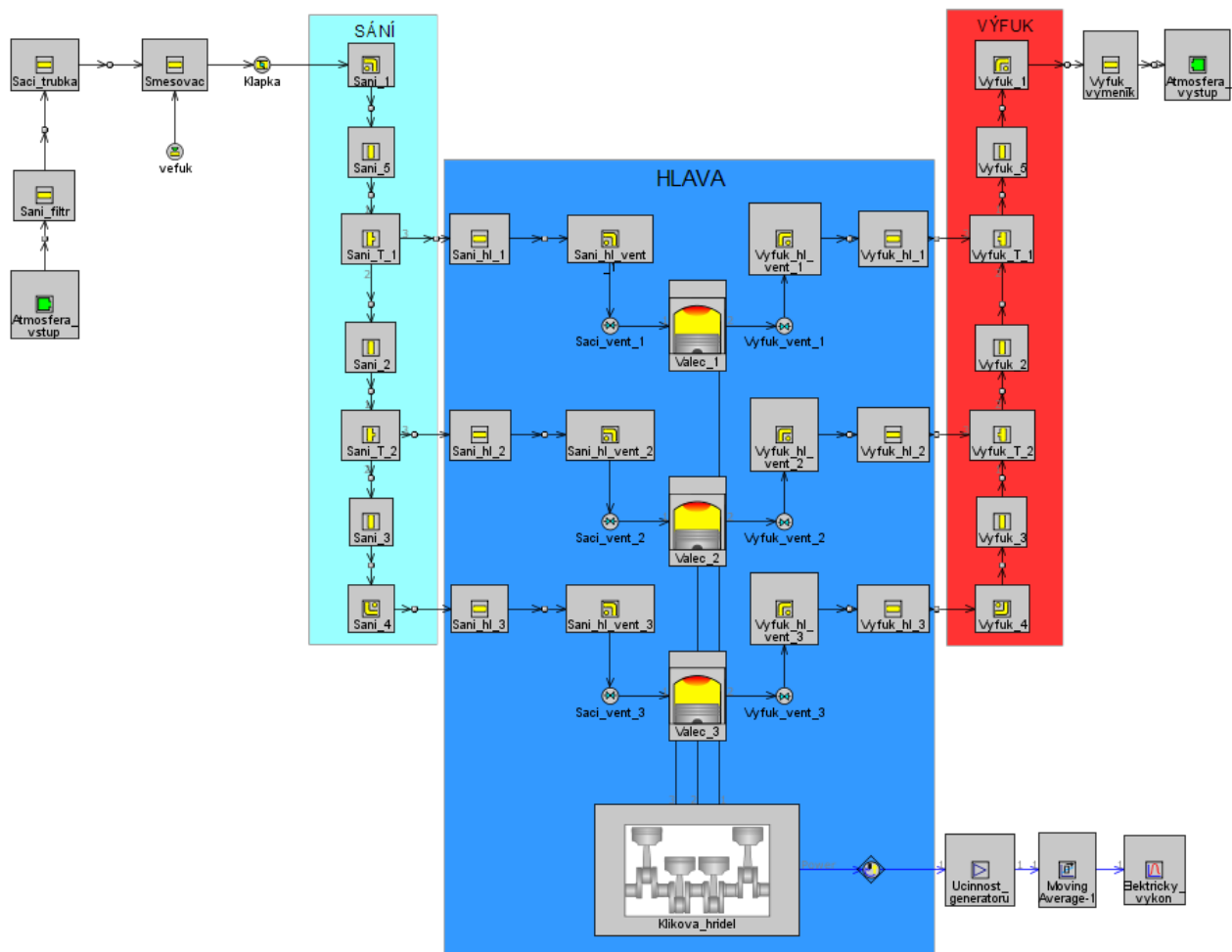
Obrázek 23 - Vnitřní geometrie sacího nástavce

## 7 Základní zástavba

Úkolem kapitoly je popsat tvorbu a výsledky modelu kogenerační jednotky v takovém stavu, ve kterém je vyobrazena v kapitole 3.2, která je nyní firmou TEDOM a.s. vyráběna a jejími zákazníky používána. Tento model bude základním stavebním prvkem pro další laděné modely, neboť všechny ostatní se od něj budou odvíjet a budou s ním výsledkově porovnávány. Tvorbu budu popisovat od středu modelu ven nikoliv podle směru toku plynů, neboť v tomto směru byl model tvořen.

### 7.1 GT POWER model

Hodnoty nutné pro tvorbu modelu jsou získané z technické dokumentace motoru a zobrazeny v Tabulka 1 a také hodnoty získané prací popsanou v kapitole 5. Základní popis SW GT POWER je v kapitole 3.3. Výsledný model vypadá, viz Obrázek 24 a jeho podrobná tvorba bude popsána dále.



Obrázek 24 - Schéma základní zástavby v SW GT POWER

## 7.1.1 Model hlavy motoru

Prvním objektem vkládaným do modelu je kliková hřídel. Je nutné ji definovat několika vlastnostmi, jako je kolika doby je motor, otáčky motoru, konstantní část FMEP, geometrie klikového mechanismu (vrtání, zdvih, délka ojnice, kompresní poměr, škodlivý prostor nad pístem v horní úvrati) a pořadí zapalování.

Poté se vloží třikrát objekt válce, které se spojí s objektem klikové hřídele. Ve válci se definují počáteční podmínky, což je tlak, teplota a chemické složení vzduchu, který se v něm při začátku simulace nachází, což je pro zjednodušení 76,7 % dusíku a 23,3 % kyslíku. Dále je nutné definovat teplotu hlavy motoru, teplotu pístu, teplotu válce, poměr plochy hlavy ku ploše vrtání a poměr plochy pístu ku ploše vrtání. Model přestupu tepla je použit WoschniGT. Model hoření je definován úhlem shoření 50 % směsi, délkou shoření od 10 % do 90 % směsi a Wiebeho exponentem.

Dále se vloží ke každému válci objekt sacího a výfukového ventilu. Objekt ventilu je nutné definovat úhlem, kdy se začne otevírat, tabulkou hodnot zdvihu ventilu v závislosti na pootočení klikové hřídele, ta je zobrazena v Graf 4 a Graf 5, referenčním průměrem ventilu a tabulkou hodnot průtokového čísla  $\mu \cdot \sigma$  v dopředné a zpětném směru v závislosti na poměru zdvihu ku vnitřnímu průměru sedla ventilu, která je zobrazena v Graf 6.

K objektu ventilu jsou přidány dva trubkové objekty kanálů v hlavě, jeden představuje zakřivenou část kanálu blíže ventilu a druhý rovnou vstupní část kanálu. Rovný kanál je definován vstupním a výstupním průměrem, délkou, počátečními podmínkami, což je teplota, tlak a chemické složení vzduchu, který se v něm nachází, dále vlastnostmi stěny jako jsou emisivita, tloušťka, materiál, teplota, součinitel prostupu tepla. Zakřivený kanál má navíc definován rádius a úhel zakřivení. Tlakové ztráty jsou u těchto dvou prvků nedefinovány, neboť jsou zahrnuty v objektech ventilů v podobě průtokových čísel. Těmito objekty máme definovanou klikovou skříň a hlavu motoru, což představuje tmavě modrý obdélník na Obrázek 24, tato část se v dalších modelech nebude nijak měnit.



Obrázek 25 - Sací kanály v hlavě motoru s viditelným otiskem geometrie sacího nástavce



Obrázek 26 - Výfukové kanály v hlavě motoru

## 7.1.2 Model výfukové soustavy

Červený obdélník na Obrázek 24 představuje výfukový nástavec, ten je modelován podle rozměrů toho, který byl na motoru mně poskytnutém pro proměření ve školních laboratořích. Motor zabudovaný v kogenerační jednotce má ovšem místo nástavce pouze propojovací trubky mezi hlavou motoru a spalinovým výměníkem tepla, viz Obrázek 4 nahoře. Bohužel v době, kdy jsem začínal pracovat na modelech v SW GT POWER jsem neměl 3D model kogenerační jednotky, a tak jsem nevěděl, jak výfuková soustava reálně vypadá. Fakt, že v modelu není výfuková soustava, tak jak je reálně nevádí, jeho vypovídající schopnost je i tak dostatečná.

Výfukový nástavec je tvořen trubkovými objekty, které mají tvar takový, aby byl co nejvíce podobný reálnému. Od ústí kanálu v hlavě motoru třetího válce je složen ze zakřivené trubky, rovné trubky, trubky ve tvaru T, do které vstupuje kanál v hlavě druhého válce, rovné trubky, další trubky tvaru T, do které vstupuje kanál v hlavě prvního válce, rovné trubky a konečné zakřivené trubky. Jak se definují tyto objekty jsem psal již v kapitole 6.1.1 u tvorby kanálů v hlavě motoru, proto dále budu popisovat jen změny v nastavení oproti těmto objektům. Změny jsou samozřejmě číselné, neboť se jedná o výfukovou stranu, například vnější teplota stěny trubky už není teplotou hlavy motoru, ale teplotou, která je v boxu kogenerační jednotky. Hlavní změnou je definování koeficientu tlakových ztrát trubek a také použití trubky tvaru T, kde se její rozměry zadávají jen jako průměr trubky podélného směru a délka objektu. Tu volím velikosti diskretizace, neboť je to doporučeno, proto jsou rovné trubky v modelu delší než ve skutečnosti. Rozměry boční přípojné trubky tento objekt nepotřebuje.

Na výfukový nástavec navazuje trubkový objekt, který má za úkol simulovat spalinový výměník tepla, jehož průměr je stejný jako výstup z nástavce, ale délka je zvolena dva metry. Hlavním rozdílem oproti všem ostatním trubkovým objektům je, že koeficient tlakových ztrát není definován defaultními hodnotami. Musel jsem jej zkoušet ladit tak, aby mi tlakový spád po propočítání modelu vyšel 17 kPa, což je hodnota, na které jsme se dohodli s mým konzultantem, že bude vhodná pro náhradu tělesa výměníku.

Poslední na výfukové soustavě je objekt výstupu do okolní atmosféry. Ten nahrazuje výstup spalinového výměníku tepla do třícestného katalyzátoru a tlumiče hluku. Objektu okolní atmosféry je nutné nastavit tlak, teplotu a chemické složení vzduchu.



Těmito objekty máme definovanou celou výfukovou soustavu motoru, což představuje červený obdélník na Obrázek 24 a dva objekty vedle něj, tato část se v dalších modelech nebude nijak měnit.

### 7.1.3 Model sací soustavy

Světle modrý obdélník na Obrázek 24 představuje sací nástavec, ten je modelován stejným způsobem jako obdobný, ovšem geometrií jednodušší výfukový nástavec. Zadávané průměry kruhových kanálů nemohou být změřeny, jak je vidět na Obrázek 22 a Obrázek 23, neboť sací nástavec nemá kruhový průřez. Rozměry jsem změřil a průřezy jednotlivých složitějších tvarů přepočítal na kruhové. Tyto průměry jsem poté zadával do jednotlivých trubkových objektů. Geometrie tohoto dílu, je už dost složitá pro 1D modelování, kdyby mělo být zajištěno přesné modelování geometrie tohoto prvku, bylo by vhodné použít SW, který pracuje s 3D geometriemi. Proto je možné, že 1D model dostatečně nepopíše složitost tohoto dílu a mohou zde vznikat nepřesnosti.

Na vstupu do sacího nástavce je objekt škrticí klapky. Ta je definována průměrem kanálu, úhlem otevření a tabulkou hodnot dopředného a zpětného průtokového čísla v závislosti na úhlu otevření klapky, tato závislost byla použita z defaultních hodnot, neboť nemám přesné vlastnosti klapky.

Před objektem škrticí klapky se nachází model směšovače, což je trubkový objekt daný rozměry reálného směšovače, do něj uprostřed vstupuje objekt vstřikovače. U něho je nutné nastavit typ poměru paliva, můj model pracuje s poměrem  $\lambda=1$ , neboť je motor provozován na stechiometrickou směs, teplotu přiváděného paliva. Ta bude stejná jako teplota okolí a druh přiváděného paliva, tím bude pro zjednodušení pouze plynný metan. Vzhledem k tomu, že u nás je zemní plyn především z Ruska a ten obsahuje cca 98 % metanu je možné toto zjednodušení použít bez obav.

Škrticí klapka je spojena trubkovým objektem, který má vlastnosti stěny odlišné od ostatních, neboť je z ohebné gumové trubky. Na ten navazuje další trubkový element, jenž má simulovat vzduchový filtr, ten je laděn obdobně jako model spalínového výměníku tepla. Jeho délka je zvolena 700 mm a průměr 35 mm, koeficient tlakových ztrát je laděn tak, aby mi tlakový spád po propočítání modelu vyšel 5 kPa, což je hodnota, na které jsme se dohodly s mým konzultantem, že bude vhodná pro náhradu tělesa filtru. Poslední na sací soustavě je objekt vstupu vzduchu do filtru, ten má oproti stejnému objektu výstupu spalin ze spalínového výměníku tepla do třícestného katalyzátoru a tlumiče hluku, nastavenou teplotu okolí.

Těmito objekty máme definovanou celou sací soustavu motoru, což představuje světle modrý obdélník na Obrázek 24 a objekty nalevo od něj. Tato část se v dalších modelech bude měnit, jediné objekty, které zůstanou stejné jsou vstup vzduchu do filtru, filtr, směšovač paliva a škrticí klapka.



Výsledkem výpočtu modelu je výkon na klikové hřídeli motoru, ovšem hlavní hodnotou sledovanou u kogenerační jednotky je elektrický výkon. Jsou proto v modelu zavedeny 2 objekty, které nám jej zprostředkují. Na objekt klikové hřídele je připojen objekt senzoru, který nám vyčítá aktuální hodnotu výkonu. Senzor vede do objektu matematické operace násobení, kde je nastaveno násobení číslem 0,9, což je hodnota účinnosti generátoru. Výsledná hodnota z tohoto objektu je vedena do objektu, který nám při průběhu výpočtu vykresluje graf s touto hodnotou. Díky tomu máme při průběhu výpočtu stále přehled o aktuální hodnotě elektrického výkonu.

## 7.2 Výpočet modelu

Když je model sestaven, je nutné zavést číselné hodnoty do „case setup“, což je vlastně nastavení jednotlivých výpočetních iterací. Tato funkce slouží k tomu, aby při ladění nějakého prvku či hodnoty, uživatel nemusel měnit hodnoty jednotlivých objektů, ale místo hodnot zavedl proměnné, kterým právě zde přiřadí číselnou hodnotu. Toto je vhodné pro spuštění více výpočtů pro různé hodnoty jedné proměnné. V tomto jednoduchém modelu mám zavedené hodnoty otáček motoru, úhel otevření škrticí klapky, teplotu v boxu kogenerační jednotky a diskretizační délku sací a výfukové strany. Doporučená diskretizační délka pro objekty sací je 0,4násobek vrtání a u výfukové strany 0,55násobek vrtání motoru, motor má vrtání 74,5 mm, což by znamenalo mít diskretizaci sání 29,8 mm a výfuku 41,47 mm. Ovšem v doporučeních, je také psáno, že při simulování akustických jevů je vhodné diskretizaci snížit o půlku, proto volím obě diskretizační délky 10 mm. Sice to prodlužuje výpočetní čas, ale výsledek by měl být přesnější.

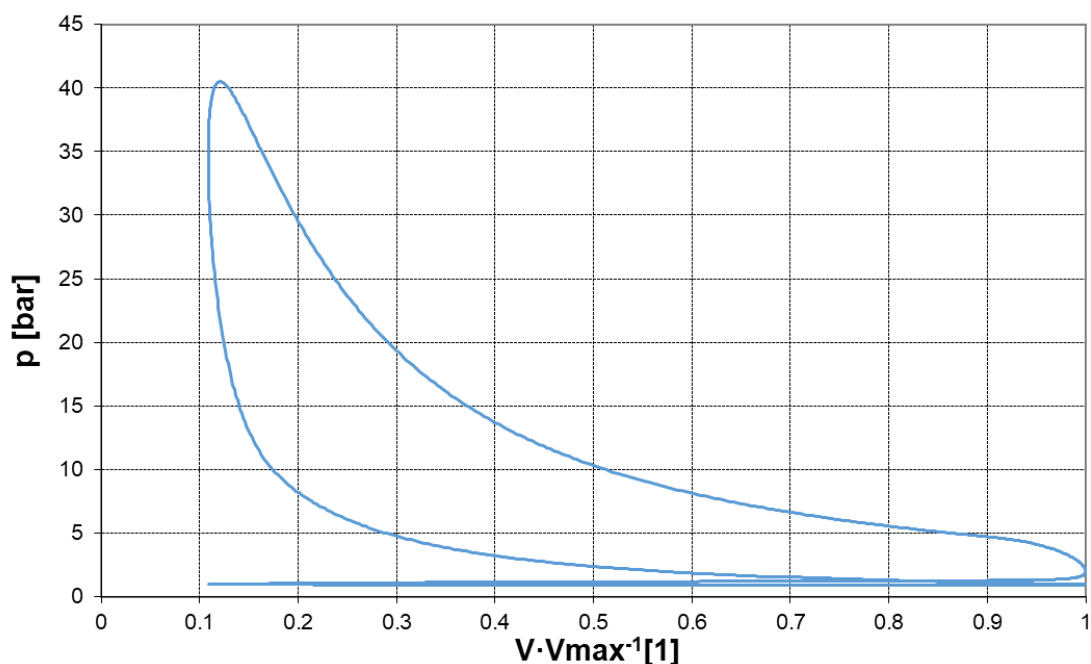
Dále je nutné zavést číselné hodnoty do „run setup“, což je nastavení podmínek výpočtu. Zde se nastavuje minimální a maximální počet cyklů výpočtu, počet cyklů, kdy výpočetní model drží hodnoty vstupů na konstantních, aby se model hladce rozeběhl, kritéria konvergence a počet cyklů za sebou jdoucích, ve kterých musí být konvergence dosaženo, aby se výpočet ukončil. Kritérium konvergence znamená, že změna sledované hodnoty v předešlém cyklu musí být v cyklu probíhajícím maximálně v rozmezí daném kritériem. Můj výpočet používá kritéria konvergence pro teplotu 1 K, pro tlak 1 %, pro hmotnostní tok 0,2 % a pro výkon 0,05 kW a těch musí být dosaženo alespoň třemi cykly po sobě. Nyní je už možné spustit výpočet a vyčkat na splnění podmínek konvergence, které ukončí výpočet a program vygeneruje soubor s výsledky. V první fázi výpočtu je nutné sledovat okno, do kterého se vypisují chyby a počítané hodnoty. Zde je potřeba zkontrolovat, zda se neobjeví nějaká chyba závažnějšího charakteru, která by mohla mít vliv na správnost výsledků. Pokud by se tak stalo, je nutné chybu v modelu najít a odstranit ji.

## 7.3 Výsledky

Výkon motoru	kW	9.738
Elektrický výkon	kW	8.805
BSFC jednoho válce	$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$	238.417
IMEP 720	bar	9.094
BMEP	bar	8.094
PMEP	bar	-0.278
Objemová účinnost	%	78.701
Průtok vzduchu	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	39.747
Úhel škrticí klapky	°	90

Tabulka 4 - Výsledky výpočtu modelu základní zástavby

V Tabulka 4 jsou výsledky výpočtu modelu základní zástavby, z kterých je patrné, že elektrický výkon je vyšší, než má kogenerační jednotka při reálném používání. Vyšší hodnoty výkonu je docíleno díky plně otevřené škrticí klapce, neboť motor při reálném používání má totiž škrticí klapku přivřenou. Vzhledem k tomu, že neznám její přesnou charakteristiku, nemohu odhadnout velikost výkonu, kterou by model dosáhl, kdybych charakteristiku používané klapky měl a nastavil úhel otevření takový, jaký je při reálném používání. Je možné, že i tak by model dával vyšší výkon. To už by bylo zapříčiněno tím, že model není dokonale totožný s reálným motorem. To je určitě možné a nejspíš to tak i je, neboť míra zjednodušení při vytváření modelu oproti reálnému motoru může ve výsledcích způsobovat rozdílné hodnoty. Tato práce má za cíl zvýšit výkon stávající zástavby, proto je její model stav, s kterým budeme následující práci srovnávat, z tohoto důvodu nevádí, že model není shodný s reálně používaným motorem a jeho výsledné hodnoty nejsou totožné.

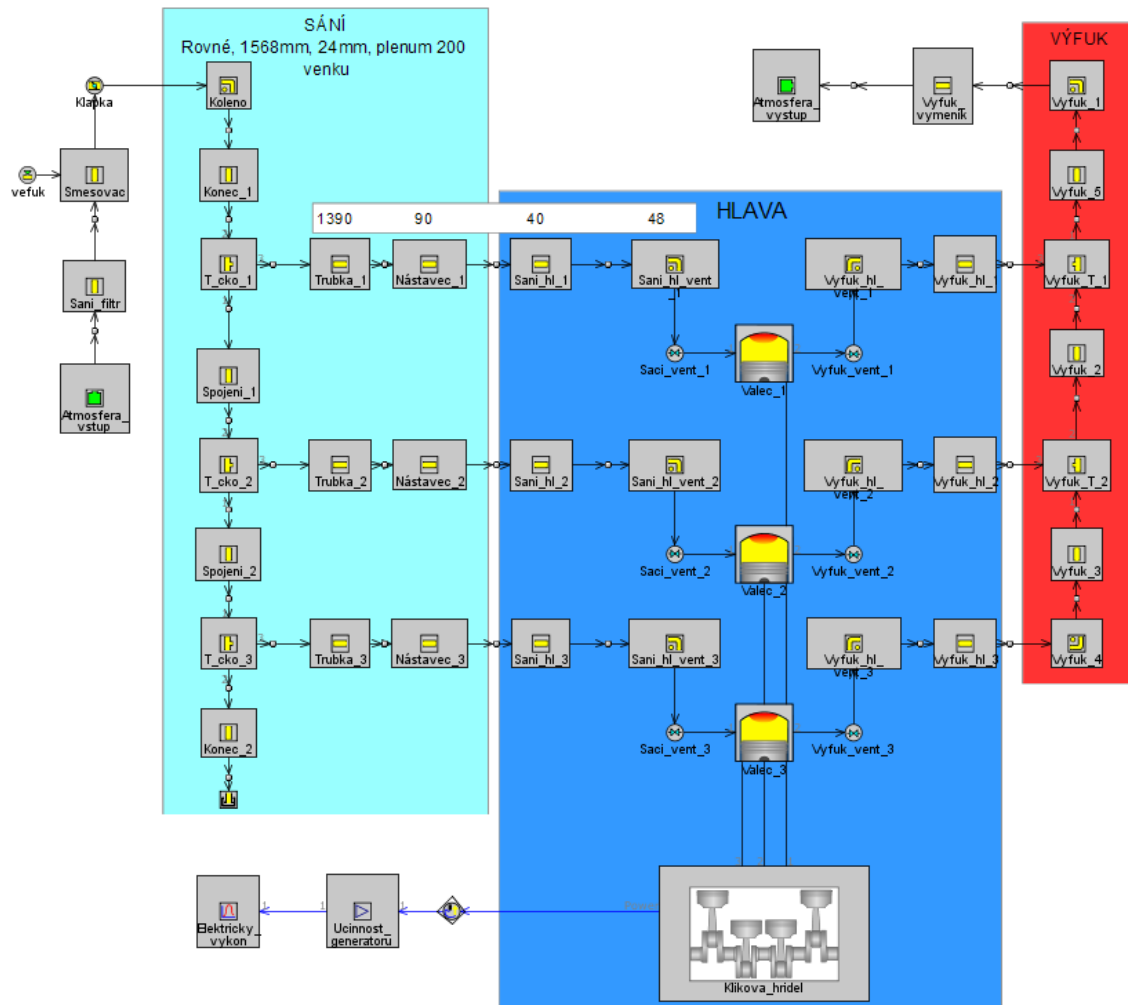


Graf 8 - p-V diagram modelu základní zástavby

## 8 Nejjednodušší laděná zástavba

Tento model byl prvním a nejjednodušším pokusem, jak ověřit funkčnost ladění sacího potrubí. Je složen ze základního modelu, který má nahrazen sací nástavec novým typem a přidanou rovnou trubku pro každý válec zvlášť, ta ústí do společného sacího pléna.

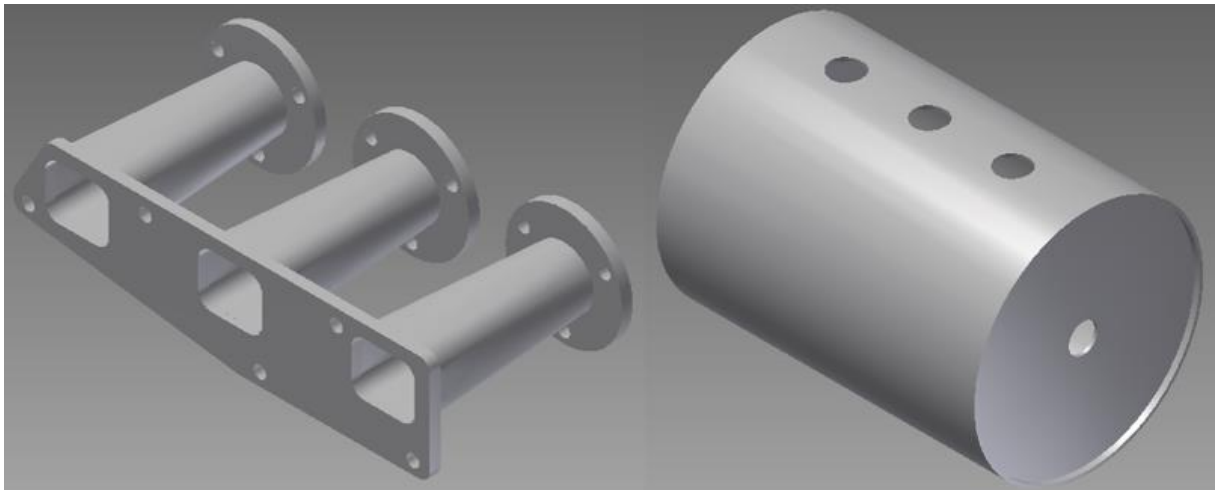
### 8.1 GT POWER model



Obrázek 27 - Schéma nejjednodušší laděné zástavby v SW GT POWER

Prvním krokem tvorby tohoto modelu bylo vymazat původní sací nástavec a nahradit ho trubkovými objekty, které mají výstupní průměr daný průměrem sacího kanálu v hlavě motoru a vstupní rozměr daný průměrem laděné trubky, jejichž délka je 90 mm. Dále jsem vložil tři trubkové objekty pro každý válec zvlášť a jejich délka a průměr byli předmětem dalšího ladění vhodných hodnot. Tyto trubky nasávají vzduch ze sacího pléna, to je konstruováno podobným způsobem jako výfukový nástavec. S tím rozdílem, že je na konci uzavřené a na druhém konci do něj ústí trubka, na kterou navazuje škrticí klapka. Sací plenum musí být na délku dostatečně dlouhé a mít velký průměr, aby díky jeho objemu poskytovalo sacím trubkám dostatečnou

zásobu směsi. Celý objekt sacího pléna má zadané okolní podmínky shodné s venkovními, neboť je umístěn mimo box kogenerační jednotky. Vzhledem k tomu, že v boxu je teplota 86 °C, je toto velice výhodné, neboť díky tomu dosáhneme snížení teploty nasávané směsi, což vede ke zvýšení jeho hustoty a zvýšení výkonu motoru. Jak je vidět na Obrázek 27, pro rychlejší orientaci v celkové délce sání, do modelu jsem si zavedl textové pole s popisy délek jednotlivých prvků, neboť to při ladění délek usnadňuje přehled nad tím, jaká je celková délka.

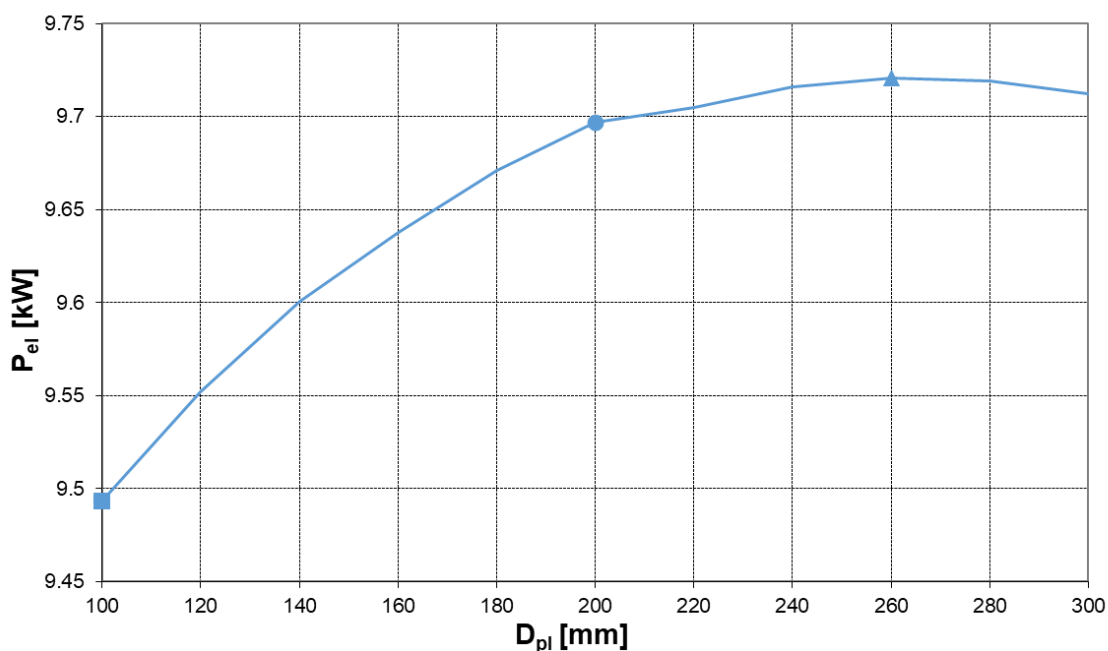


Obrázek 28 - Model nového sacího nástavce a sacího pléna

Průměr trubek, délka trubek, průměr sacího pléna i délkové rozměry konců pléna je vhodné zavést jako proměnné, definovat si je v „case setup“ a použít pomocné funkce „direct optimizer“. Do této funkce se zadá proměnná, kterou chceme zoptimalizovat a rozsah, ve kterém chceme hledat. Dále se zadá proměnná, která bude hlídána a při dosažení jejího maxima se výpočet ukončí. V mém případě je touto proměnnou výkon. Tato funkce poté hledá, dle našich požadavků hodnotu proměnné takovou, aby bylo dosaženo nejvyššího výkonu. Pokud ho je dosaženo, výpočet se ukončí a vypíše se výsledky. Tato funkce je zjednodušením toho, abych nemusel tvořit ručně velké množství jednotlivých výpočtů a zadávat každému odlišné podmínky pro výpočet. Po spočítání těchto výpočtů, bych musel ve velkém množství výsledků hledat nejideálnější hodnoty. Postupoval jsem způsobem, kdy jsem si zadefinoval jednotlivé hodnoty tak, jak jsem přibližně očekával jejich optimální velikosti. Například návrh průměru trubek vzhledem k otáčkám motoru vedl k tomu, že jejich průměr bude nižší než průměr kanálů v hlavě motoru a jejich délka se dala odhadnout přibližně dle Rovnice 2. Pro rozměry sacího pléna, z podstaty jeho funkce jako zásobníku vzduchu, plyne to, že musí být co největší. Ovšem omezením jeho velikosti je velikost prostoru za přepážkou kogenerační jednotky, kde bude umístěn. Optimalizovat všechny 4 proměnné naráz by vedlo k ohromnému počtu výpočtů, proto jsem nejprve optimalizoval pouze délku a průměr trubek. Když jsem dospěl k ideální hodnotě, začal jsem optimalizovat velikost sacího pléna. Zde se optimum nacházelo v rozměrech nevhodných pro zástavbu. Jak je vidět z Graf 9. Velikost, která je použita (kulatá značka), přináší oproti dvojnásobně menším rozměrům

(čtvercová značka) mnohem větší nárůst výkonu, než použití dvojnásobně většího rozměru, kde už nárůst výkonu není tak vysoký. Můžeme tedy konstatovat, že zvolené rozměry sacího pléna jsou dost blízké optimu (trojúhelníková značka).

## 8.2 Výsledky



Graf 9 - Výsledky optimalizace sacího pléna

Základní model		Laděný model	Rozdíl v %	
Výkon motoru	kW	9.738	10.774	10.642
Elektrický výkon	kW	8.805	9.697	10.129
BSFC jednoho válce	$\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$	238.417	235.320	-1.299
IMEP 720	bar	9.094	9.955	9.471
BMEP	bar	8.094	8.955	10.641
PMEP	bar	-0.278	-0.342	23.198
Objemová účinnost	%	78.701	86.668	10.123
Průtok vzduchu	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	39.747	43.771	10.124

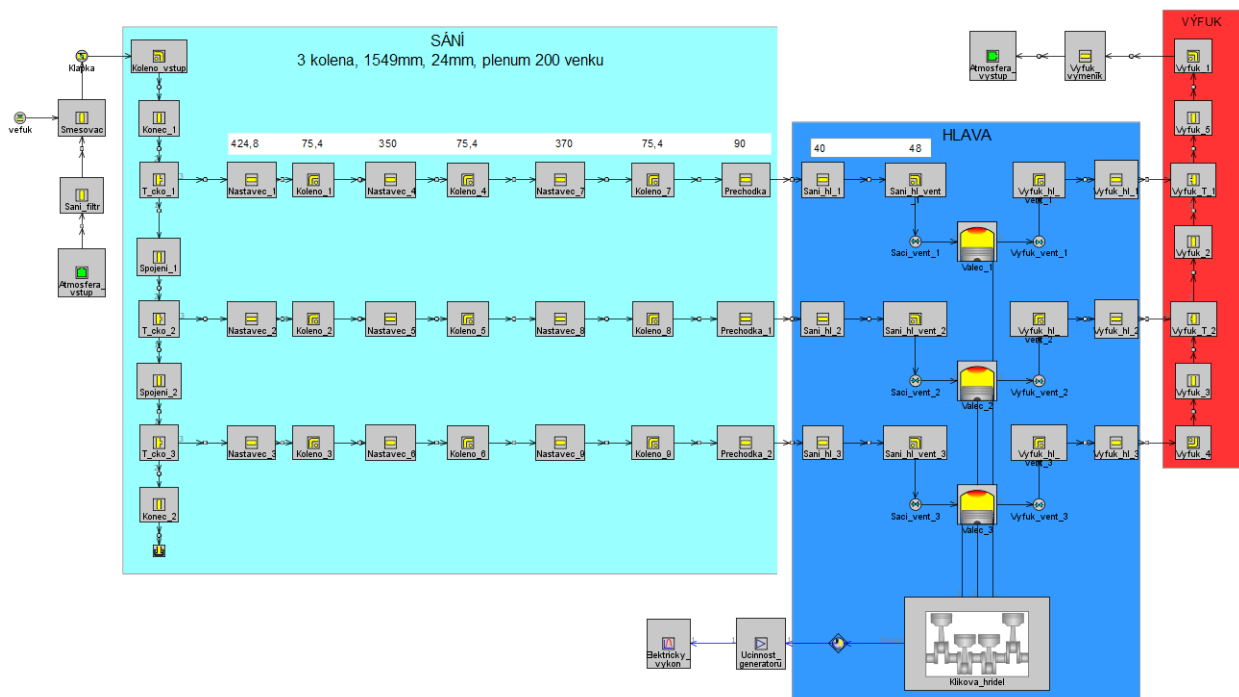
Tabulka 5 - Výsledky nejjednoduššího ladění

Tabulka 5 porovnává výsledky této kapitoly s výsledky z kapitoly 6. Tento nejjednodušeji postavený model s pouze rovnými trubkami, které jsou rozměrově nepoužitelné pro zástavbu do boxu kogenerační jednotky, avšak jsou nejjednodušší z hlediska tlakových ztrát, má potenciál navýšení elektrického výkonu o 10,1 % a zároveň se dosáhlo snížení měrné spotřeby o 1,3 %. Z rozdílu PMEP lze vidět, že pro přeplnění bylo využito energie plynů.

## 9 Laděná zástavba se třemi koleny

Tato kapitola bude využívat poznatků dosáhnutých v předchozí kapitole, která měla za cíl zjistit, jakým způsobem a o kolik lze navýšit výkon motoru. V této kapitole se již budu zabývat konkrétní zástavbou systému do boxu kogenerační jednotky. Prvním krokem bylo rozhodnutí, zkusit vytvořit a zoptimalizovat model se třemi koleny a poté co budou známy rozměry, se pokusit o aplikaci v SW Autodesk Inventor do 3D modelu kogenerační jednotky.

### 9.1 GT POWER model



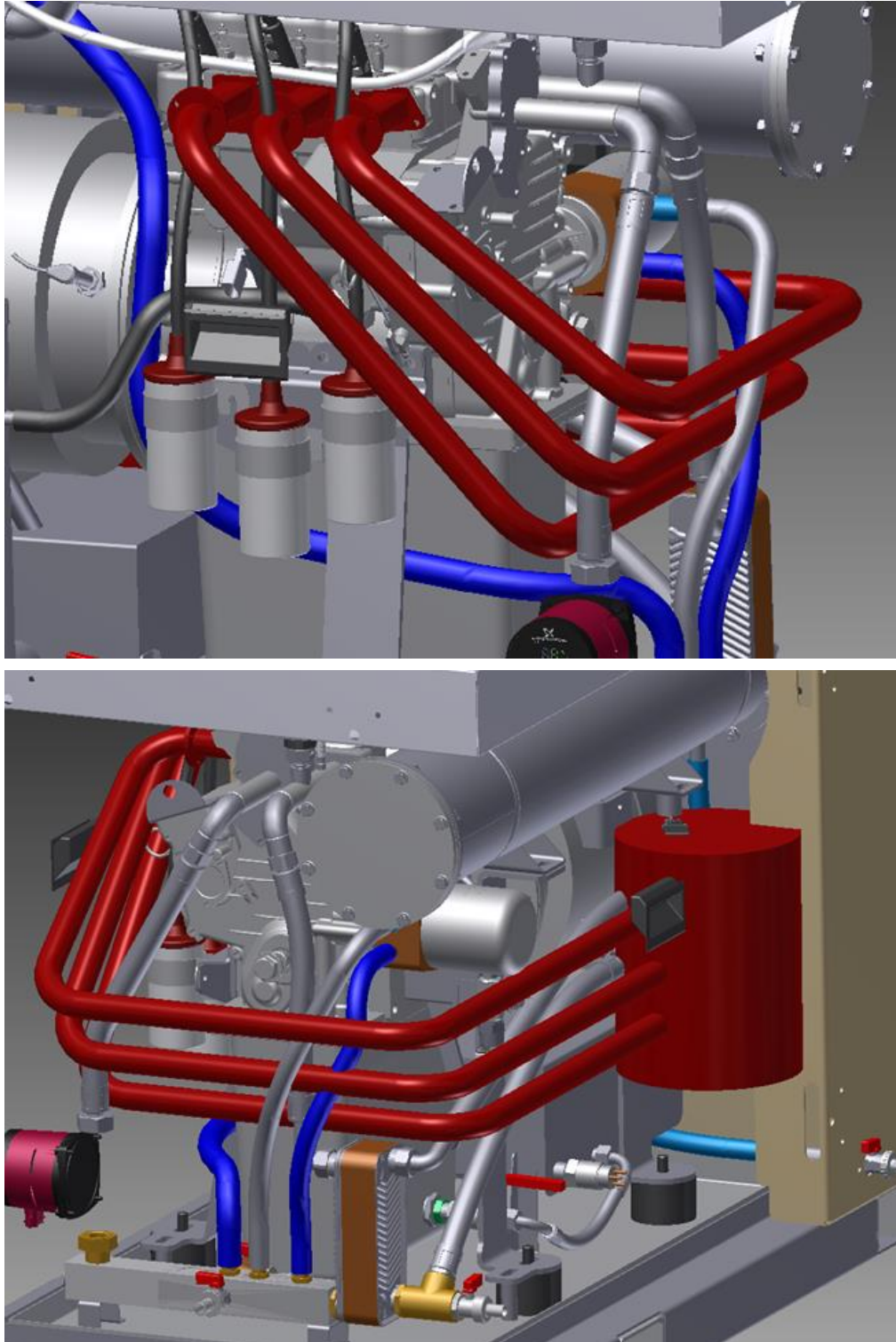
Obrázek 29 - Schéma laděné zástavby se třemi koleny v SW GT POWER

Jak je vidět na Obrázek 29 oproti Obrázek 27 v modelu přibyly trubkové objekty, které představují složitěji tvarované sací trubky, tento složitější tvar nám vnáší do soustavy tlakové ztráty. Díky tomu se celková délka ideálně naladěné soustavy mírně zkrátila. Trubky jsou stále laděny všechny na stejnou délku.

### 9.2 Inventor model

Z Obrázek 4 v kapitole 3.2 je zřejmé, že v boxu kogenerační jednotky je velice málo volného prostoru, a proto zástavba trubek způsobuje velké problémy a kolize s ostatním příslušenstvím. První návrh kudy vést sací trubky je na Obrázek 30. Trubky jsou příliš krátké, aby se sací plenum dalo umístit až za přepážku boxu. Tam kde je umístěno nyní, dochází k mnoha kolizím s ostatním vybavením. V prostoru mezi prvním a druhým kolenem je také velké množství trubek, které použití této varianty komplikuje. Také se nepodařilo trubky vymodelovat tak, aby při stejné délce, končil jejich konec v jedné rovině, což je důležité pro napojení na sací plenum. Proto

je tato dráha vedení sacích trubek nerealizovatelná. Musí se najít jiná varianta, která už ovšem neumožňuje použít tři kolena a další kapitoly se již budou zabývat vhodnější dráhou sacích trubek.



Obrázek 30 - Model sacích trubek se třemi koleny v boxu kogenerační jednotky



### 9.3 Výsledky

Laděná zástavba se třemi koleny			Rozdíl v % oproti základnímu modelu	Rozdíl v % oproti nejjednodušší laděnému modelu
Výkon motoru	kW	10.729	10.177	-0.421
Elektrický výkon	kW	9.656	9.665	-0.422
BSFC jednoho válce	$\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$	235.503	-1.222	0.078
IMEP 720	bar	9.917	9.050	-0.384
BMEP	bar	8.917	10.168	-0.427
PMEP	bar	-0.345	24.101	0.733
Objemová účinnost	%	86.375	9.751	-0.338
Průtok vzduchu	$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	43.622	9.749	-0.340

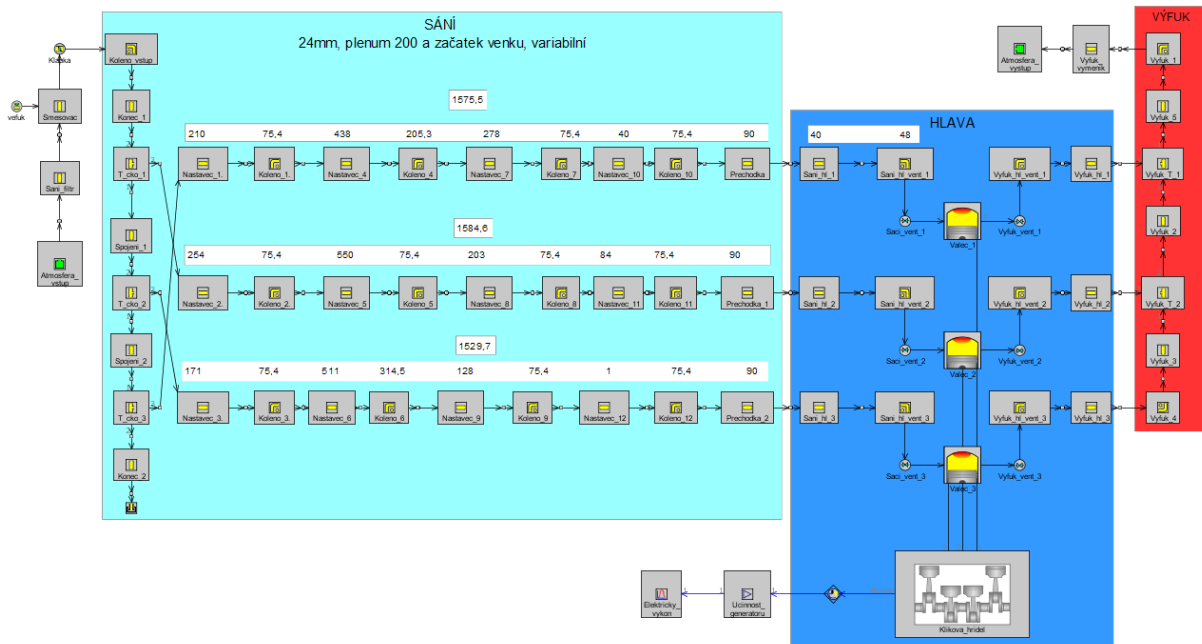
Tabulka 6 - Výsledky laděné zástavby se třemi koleny

Tabulka 6 porovnává výsledky této kapitoly s výsledky z kapitol 7 a 8, výsledky lze obecně hodnotit tak, že přidáním kolen do sacího potrubí se výsledky mírně zhoršili, což je zapříčiněno tlakovými ztrátami v kolenech. V dalších modelech pro zajištění zástavby do boxu kogenerační jednotky, musíme přidat čtvrté koleno, což povede k další ztrátě výkonu o cca 0,15 %. Toto je nutné akceptovat, neboť je to jediný způsob, jak docílit zástavby trubek do boxu kogenerační jednotky. Použití čtyř kolen nám tedy sníží výkon oproti rovným sacím trubkám o cca 0,05 kW.

## 10 Laděná zástavba se čtyřmi koleny

V této kapitole se do předchozího modelu se třemi koleny přidá další koleno a celkové rozměry již budou vhodné pro zástavbu systému do boxu kogenerační jednotky.

### 10.1 GT POWER model



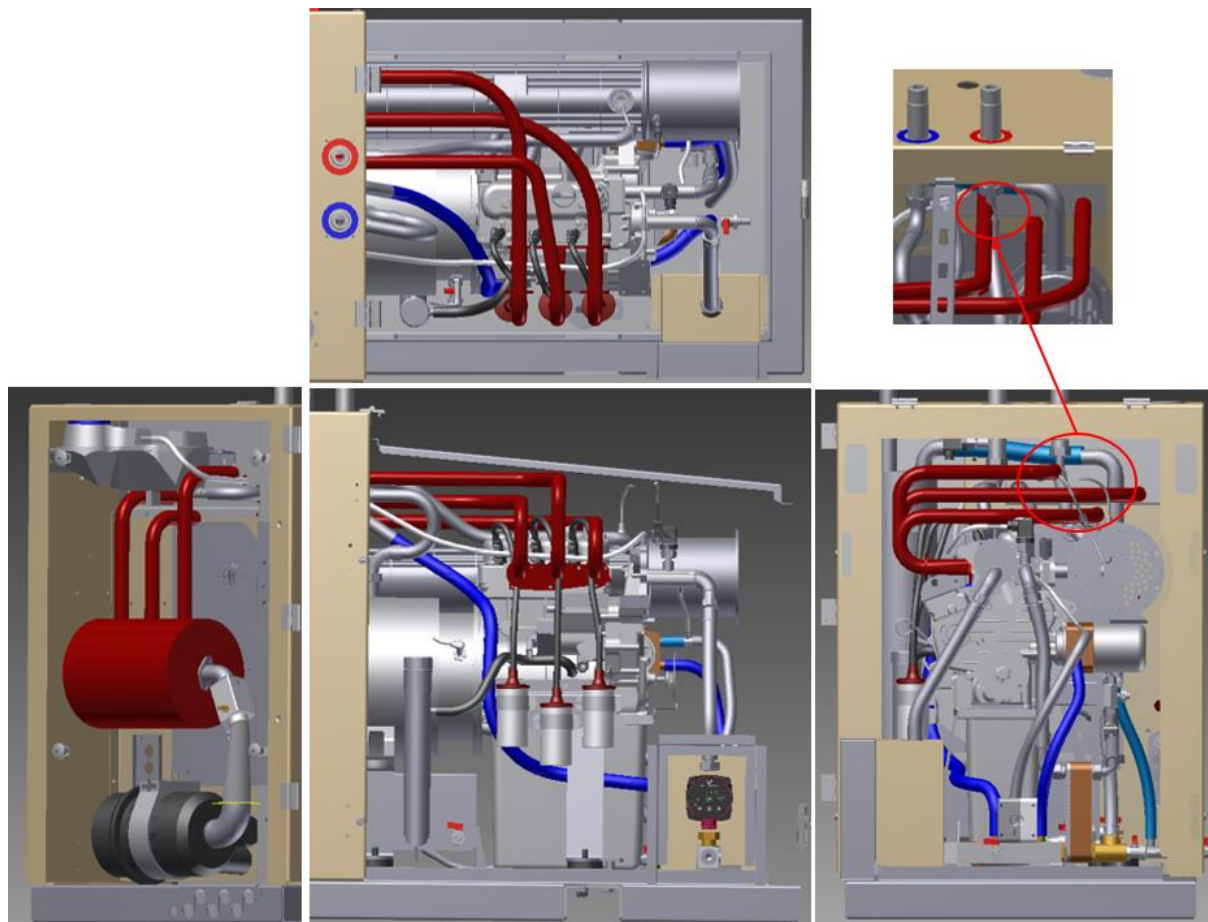
Obrázek 31 - Schéma laděné zástavby se čtyřmi koleny v SW GT POWER

Jak je vidět na Obrázek 31, oproti Obrázek 29 v modelu přibyly trubkové objekty jednoho kolena pro každou sací cestu. Každé sací potrubí má nyní vlastní délkové rozměry, takže každá sací cesta je plně variabilní. Kolena nejsou totožná, neboť díky jejich rozdílnému rádiu je možné zkrátit celkovou délku sací cesty, pokud je to nutné. Z tohoto důvodu se celková délka každé sací cesty mírně liší. U každé sací cesty byla u prvního rovného trubkového objektu a objektu prvního kolena změněna teplota okolního prostředí z teploty, která je v boxu na teplotu okolí.

Model je počítán mnohem náročnějším způsobem, neboť nám přibylo velké množství délkových proměnných. V tomto modelu má každý trubkový prvek vlastní rozměry z důvodu sladění 1D modelu s 3D modelem. Proto nyní ladění délek musí probíhat v kooperaci s tvorbou 3D modelu. Z tohoto důvodu získání finálních výsledků předcházelo velké množství iterací mezi 1D a 3D modelem. Například při změně 3D modelu kvůli kolizím, bylo nutné měnit 1D model a celý znovu optimalizovat. Ve funkci „direct optimizer“ pro optimalizaci byly zadávány pouze proměnné délky konce každé sací cesty u sacího pléna, neboť to byl nejjednodušší způsob, jak se dostat k výsledku optimalizace při akceptovatelném počtu jednotlivých výpočtů. I tak výsledek optimalizace byl spočten většinou za více než den. Když jsem měl výsledky

optimalizace mohl jsem je vložit do 3D modelu a zjistit jak geometrie bude v reálném modelu vypadat.

## 10.2 Inventor model



Obrázek 32 - Model sacích trubek se čtyřmi koleny v boxu kogenerační jednotky

Největší obtíží tvorby modelu bylo dosáhnout délek sacího potrubí, které byli vypočítány s SW GT POWER. Zároveň ale docílit zachování rozteče jednotlivých trubek u hlavy motoru, které jsou neměnné a rozteče výstupu trubek ze sacího pléna, která je dána nemožností zvětšení sacího pléna z důvodu omezených zástavbových rozměrů. Trubky také na obou koncích musí začínat v jedné rovině. Proto veškeré způsoby, jak dosáhnou dané délky jsem musel udělat, buď změnou jednotlivých rádiusů kolen, zkosením trubek pod určitým úhlem, nebo změnou pořadí trubek od hlavy válce oproti sacím plénu. Podařilo se mi docílit požadavku, aby při servisních intervalech byl přístup okolo trubek k zapalovacím svíčkám a víčku oleje, následně byl ještě vznesen požadavek na možnost sundání víka hlavy motoru pro seřízení ventilů, toho už jsem nemohl s tímto modelem docílit, vzhledem k nutnosti velkého prostoru pro tento úkon. Jak je vidět na Obrázek 32 nahoře, kdyby sací trubka prvního válce končila na straně vstupu vzduchu do sacího pléna, druhá končila uprostřed a třetí na druhém konci, rostly by jejich délky. Z toho důvodu je oproti všem předchozím modelům proházeno pořadí výstupů ze sacího pléna vzhledem ke

vstupu trubek do hlavy motoru. Jedině tak jsem mohl docílit délek trubek v 3D modelu takových, jaké vycházejí z optimalizace v SW GT POWER. Takto zkonstruovaný 3D model je na hranici možných zástavbových rozměrů. Prostřední trubka se nachází těsně pod výztuží horního víka a všechny trubky procházejí těsně kolem expanzní nádoby pro vodu. Průchod trubek přepážkou boxu je také v místech, kde kvůli ohybu přepážky je vcelku nevhodné vytvářet další průchody pro trubky. Bohužel je zde jedno omezení zobrazené v červeném detailu. Prostřední trubka je v kolizi s výstupním vedení teplé vody z boxu kogenerační jednotky, zde by se pro možnost výroby musel posunout výstup mírně stranou. Trubka k němu vedoucí je flexibilní, takže s jejím posunutím by nebyl problém.

### 10.3 Výsledky

Laděná zástavba se čtyřmi koleny			Rozdíl v % oproti základnímu modelu	Rozdíl v % oproti nejjednodušejí laděnému modelu	Rozdíl v % oproti laděnému modelu se třemi koleny
Výkon motoru	kW	10.811	11.019	0.340	0.764
Elektrický výkon	kW	9.73	10.505	0.342	0.766
BSFC jednoho válce	$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$	234.99	-1.437	-0.140	-0.217
IMEP 720	bar	9.986	9.809	0.309	0.696
BMEP	bar	8.986	11.021	0.343	0.774
PMEP	bar	-0.345	24.101	0.733	0.000
Objemová účinnost	%	86.909	10.429	0.278	0.618
Průtok vzduchu	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	43.892	10.428	0.276	0.619

Tabulka 7 porovnává výsledky této kapitoly s výsledky z kapitol 7, 8 a 9. Vzhledem

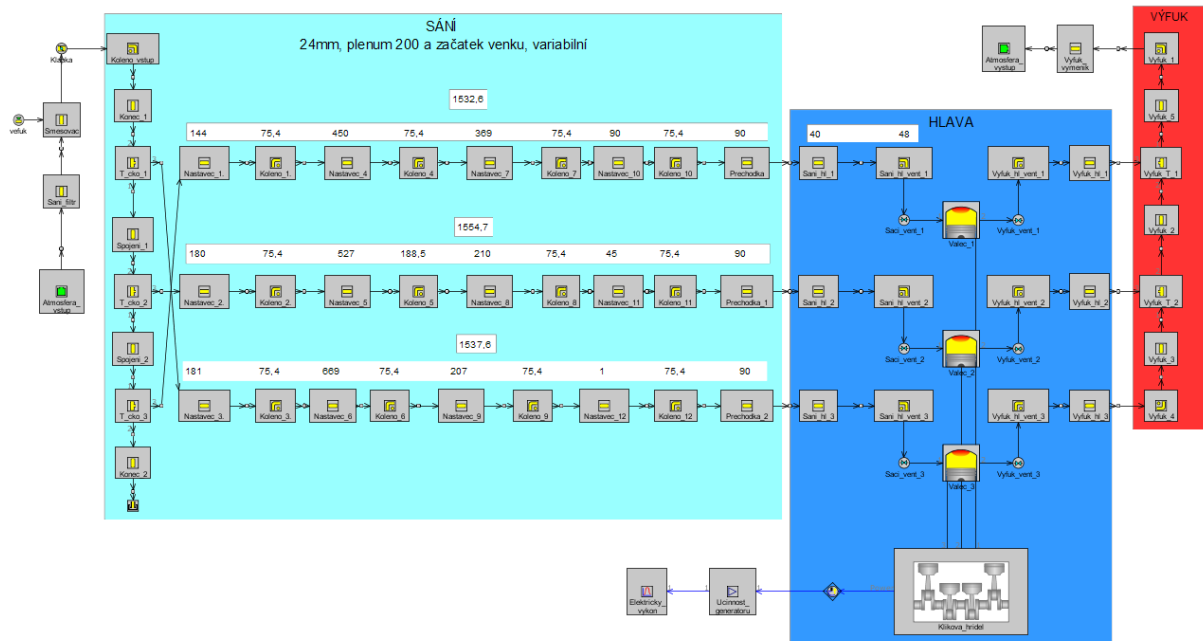
*Tabulka 7 - Výsledky laděné zástavby se čtyřmi koleny*

k tomu, že pro zajištění zástavby do boxu kogenerační jednotky jsem musel přidat čtvrté koleno, což mělo vést dle zhodnocení výsledků v kapitole 9 ke ztrátě výkonu o cca. 0,15 %, mohou být tyto výsledky překvapivé. Nárůst výkonu je ovšem nutné přisoudit tomu, že je laděna délka každého sacího potrubí samostatně a kolena mají větší poloměr. Hlavním důvodem, který vedl ke zvýšení výkonu je, že u každé sací cesty byla u prvního rovného trubkového objektu a objektu prvního kolena změněna teplota okolního prostředí z teploty, která je v boxu na teplotu okolí.

## 11 Finální ladění a izolovaná zástavba

V této finální kapitole se do předchozího modelu se čtyřmi koleny přidá izolace trubek a celkové rozměry budou doladěny pro ideální zástavbu systému do boxu kogenerační jednotky.

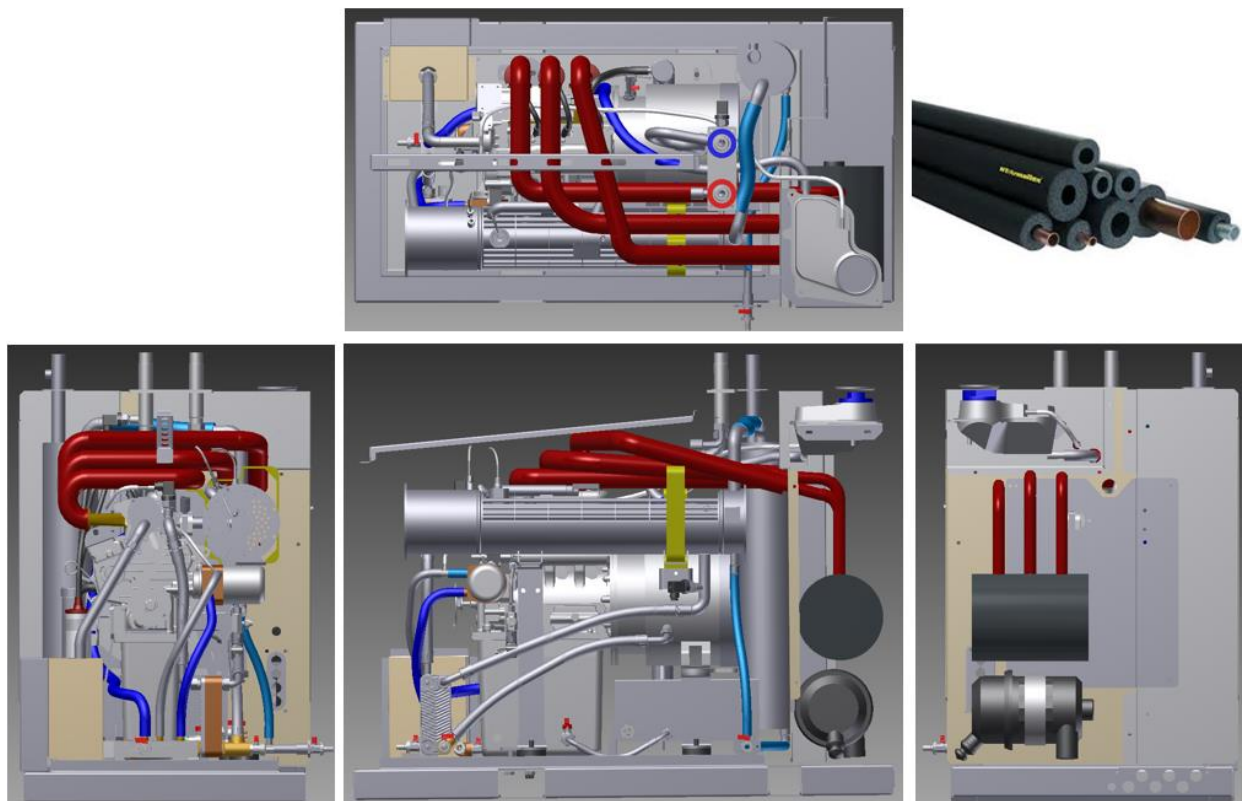
### 11.1 GT POWER model



Obrázek 33 - Schéma finální ladění a izolované zástavby v SW GT POWER

Model oproti předchozí kapitole doznal změn v podobě proházení pořadí výstupů sacích trubic ze sacího pléna vzhledem ke vstupu trubic do hlavy motoru. U každé sací cesty je u prvního rovného trubkového objektu a objektu prvního kolena zachována definice teploty okolního prostředí na hodnoty teploty okolí boxu. U všech ostatních trubkových objektů byla přidána do vlastností stěny další vrstva, která představuje Izolaci HT Armaflex tloušťky 10 mm. Tento druh izolace mi byl doporučen firmou TEDOM a.s. z důvodu zkušeností a ověření vlastností tohoto výrobku. Díky izolaci trubic se sníží teplota nasávaného vzduchu, bylo proto nutné znovu ladit délky jednotlivých trubic a dosáhnout optimálních výsledků. Poté bylo nutné dělat jednotlivé iterace mezi 1D a 3D model dle rozměrových možností v boxu kogenerační jednotky. Průměr trubic se díky použití izolace zvětšil o 20 mm, což v 3D modelu je značná velikost vzhledem ke stísněnosti všech komponent v boxu, musel jsem se proto zabývat detailně všemi možnostmi, jak dokázat do tak malého prostoru vměstnat sací trubky tak, abych zajistil jejich délkový rozměr dle výsledků výpočtů. Tato práce byla na tvorbě tohoto modelu nejsložitější a značně prodlužovala jeho tvorbu.

## 11.2 Inventor model



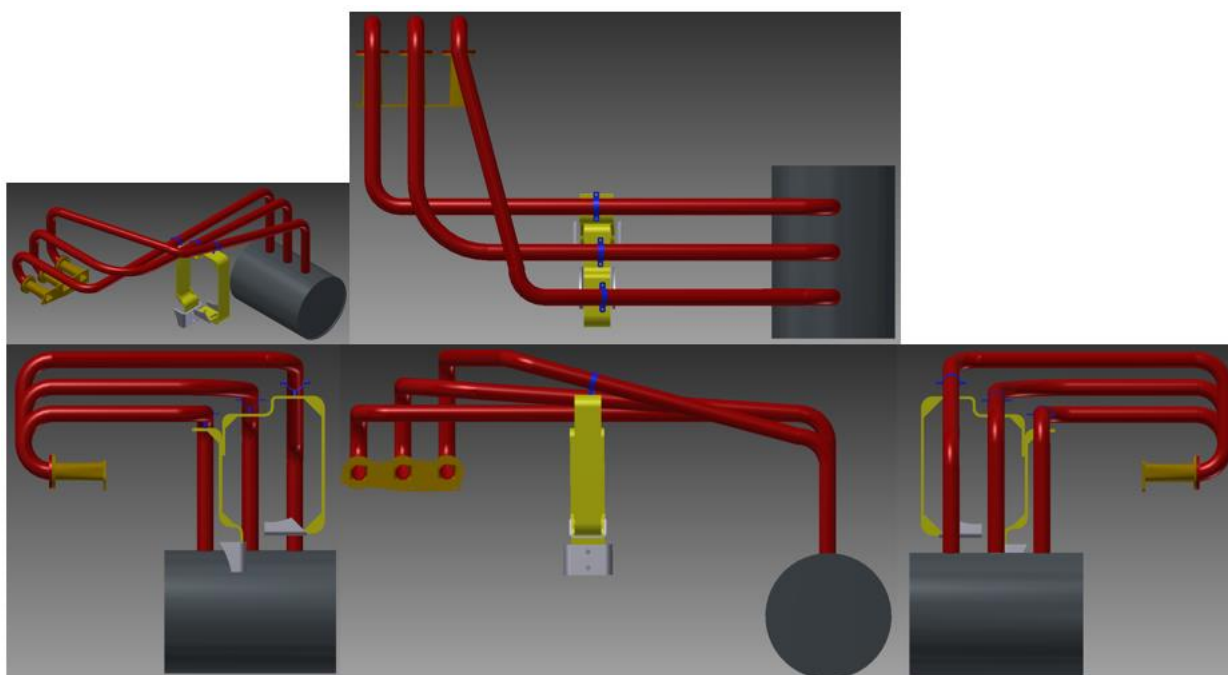
Obrázek 34 - Model finálně laděných a izolovaných sacích trubek v boxu kogenerační jednotky

Tento 3D model na Obrázek 34 je již finální verzí, která je připravena pro použití v provozu a výrobě. Primárně byla snaha o odstranění všech nedostatků modelu z kapitoly 9, ovšem vzhledem k prvotnímu cíli práce, kterým bylo zvýšení výkonu motoru, se u tohoto modelu upřednostnilo jeho nejideálnější naladění z hlediska výkonu vůči přístupu k servisním úkonům zmíněným v kapitole 10.

Díky použití izolace a tím zvětšení průměru sacích trubek, bude přístup k zapalovacím svíčkám obtížnější a víčko olejové náplně bude také obtížněji přístupné. Víko hlavy motoru se nedá zvednout pro přístup k seřízení ventilů, neboť těsně nad ním vede trubka třetího válce. Z toho důvodu bude nutné při servisní prohlídce trubky odmontovat, což prodlouží délku servisních prací a tím i jejich cenu. Proto byla snaha navrhnout instalaci trubek co nejjednodušeji. S firmou TEDOM a.s. jsem se dohodl, že bude výhodnější, aby kogenerační jednotka měla vyšší výkon na úkor dražšího servisu, neboť díky vyššímu výkonu si jednotka na dražší servis vydělá svým provozem.

Pro odmontování trubky bude nutné jen odšroubovat tři šrouby mezi trubkou a sacím nástavcem a otevřít svorku, která drží druhý konec na držáku (modrý prvek na Obrázek 35) a následně vysunout trubku z gumové hadice, která se nachází těsně u přepážky. Sací trubky nemohou být po celé jejich délce z jednoho kusu, protože by je

nebylo možné protáhnout otvorem v přepážce boxu. Proto za přepážkou budou trubky rozříznuty a spojeny s druhou částí převléknutou gumovou hadicí. Ta má za úkol spojit obě části pružně, neboť trubky jsou přišroubovány k sacímu nástavci a na druhém konci uchyceny v držáku. Oba tyto pevné body jsou v jednom celku společně se spalovacím motorem a generátorem, který je k rámu celé kogenerační jednotky ukotven v pružných prvcích z důvodu vibrací buzených provozem spalovacího motoru a generátoru. Druhá půlka trubek je přivařena k sacímu plénu, a tak tvoří jednu pevnou část. Tato část je již připevněna k rámu boxu, který je v klidu. Výkresy všech součástí z Obrázek 35 jsou přiloženy jako přílohy.



Obrázek 35 - Model finálně laděné soustavy bez izolace

### 11.3 Výsledky

Tabulka 8 porovnává výsledky této kapitoly s výsledky z kapitol 7, 8, 9 a 10. Když porovnáme výsledky s kapitolou 10, oproti které se model změnil přidáním izolace trubkám v boxu a doladěním délkových rozměrů téměř do neoptimálnějších hodnot, je patrné, že tyto úpravy vedly ke zvýšení výkonu o 3,5 % a měrná spotřeba paliva se zlepšila o 0,7 %.

Pokud se na výsledky podíváme z pohledu rozdílu mezi základním modelem, narostl výkon téměř o 14,5 % a měrná spotřeba se snížila o 2,1 %. Podíl PMEP/BMEP vzrostl o 12,3 % což naznačuje, o kolik více kinetické energie bylo nutné odebrat plynům, aby bylo docíleno přeplnění motoru.



Finální laděná a izolovaná zástavba			Rozdíl v % oproti základnímu modelu	Rozdíl v % oproti nejjednodušejší laděnému modelu	Rozdíl v % oproti laděnému modelu se třemi koleny	Rozdíl v % oproti laděnému modelu se čtyřmi koleny
Výkon motoru	kW	11.193	14.941	3.886	4.325	3.533
Elektrický výkon	kW	10.074	14.412	3.889	4.329	3.535
BSFC jednoho válce	$g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$	233.405	-2.102	-0.814	-0.891	-0.675
IMEP 720	bar	10.303	13.294	3.493	3.892	3.174
BMEP	bar	9.303	14.937	3.883	4.329	3.528
PMEP	bar	-0.359	29.137	4.820	4.058	4.058
Objemová účinnost	%	89.396	13.589	3.147	3.498	2.862
Průtok vzduchu	$kg \cdot h^{-1}$	45.147	13.586	3.144	3.496	2.859

Tabulka 8 - Výsledky finální laděné a izolované zástavby

Tabulka 9 porovnává výsledky obou hlavních modelů, regulovaných škrticí klapkou na 7 kW elektrického výkonu. Je patrné, že pro dosažení stejného výkonu, je nutné škrtit průtok laděným modelem o téměř 10 % více. Měrná spotřeba se zhorší téměř o 2 %, což je zapříčiněno nevhodnými podmínkami provozu motoru, neboť motor byl laděn pro plně otevřenou klapku. Jak je dáno ze zadání práce, úkolem je zvýšení výkonu, proto není předpokládáno, že by motor byl provozován v tomto režimu. Výsledky poukazují na to, že provedené úpravy by při regulaci na dosavadní výkon, vedly ke zhoršení parametrů motoru. To především z důvodu zvýšení pumpovních ztrát.

Základní model			Finální laděný a izolovaný model	Rozdíl v %
Úhel otevření klapky	°	22.7	20.5	-9.69
BSFC jednoho válce	$g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$	246.093	250.680	1.86
IMEP 720	bar	7.469	7.501	0.43
BMEP	bar	6.487	6.501	0.22
PMEP	bar	-0.331	-0.455	37.46
Objemová účinnost	%	64.925	67.325	3.70
Průtok vzduchu	$kg \cdot h^{-1}$	32.791	33.994	3.67

Tabulka 9 - Rozdíl základního a finálního modelu při regulaci na 7 kW elektrických



Tabulka 10 porovnává výsledky obou hlavních modelů, při otevření škrticí klapky 22,7 °. Při tomto otevření je docíleno u základního modelu elektrického výkonu 7 kW. Tento výpočet je proveden z důvodu neznalosti skutečné polohy škrticí klapky a z toho vyplívající nemožnosti mít reálný model klapky. Vzhledem k tomu, že je model laděn pro plné otevření klapky, jsou i tyto výsledky velice dobré. Výkon vzrostl o více než 8 % při zachování měrné spotřeby. Podíl PMEP/BMEP vzrostl o 3,5 % což naznačuje, že plyny museli odevzdat více své kinetické energie, aby bylo docíleno přeplnění motoru.

Základní model			Finální laděný a izolovaný model	Rozdíl v %
Výkon motoru	kW	7.783	8.425	8.249
Elektrický výkon	kW	7.005	7.583	8.251
BSFC jednoho válce	$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$	246.093	246.422	0.134
IMEP 720	bar	7.469	8.003	7.150
BMEP	bar	6.487	7.003	7.954
PMEP	bar	-0.331	-0.370	11.782
Objemová účinnost	%	64.925	71.231	9.713
Průtok vzduchu	$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	32.791	35.979	9.722

Tabulka 10 - Rozdíl základního a finálního modelu při otevření škrticí klapky 22,7 °

U finálního modelu byly provedeny výpočty pro různé hodnoty CA50 a kompresního poměru. Jejich výsledky jsou v Tabulka 11 a hodnoty používané v modelu zvýrazněny. Pro použitý kompresní poměr je CA50 v optimu. Z tabulky je vidět trend, kdy výkon při zvyšování kompresního poměru stoupá a optimální hodnota CA50 s rostoucím kompresním poměrem stoupá.

Kompresní poměr	CA50							
	8	<b>9.2</b>	10	11	12	13	14	15
4	9.712	9.926	10.021	10.098	10.143	10.151	10.128	10.092
6	9.767	9.997	10.107	10.202	10.260	10.293	10.289	10.279
8	9.796	10.050	10.167	10.278	10.359	10.404	10.424	10.425
<b>10</b>	9.804	<b>10.074</b>	10.202	10.328	10.417	10.483	10.520	10.536
12	9.795	10.074	10.218	10.350	10.452	10.532	10.582	10.613
14	9.761	10.061	10.203	10.346	10.459	10.544	10.613	10.656
16	9.704	10.016	10.174	10.316	10.439	10.533	10.605	10.665
Elektrický výkon [kW]								

Tabulka 11 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na elektrickém výkonu

Ovšem z hlediska měrné spotřeby paliva je, viz Tabulka 12, nejvhodnější co nejmenší kompresní poměr a nejvyšší hodnota CA50.



Kompresní poměr	CA50	8	9.2	10	11	12	13	14	15
	4	243.26	236.51	233.50	230.93	229.37	228.59	228.46	228.83
6	242.07	234.91	231.61	228.67	226.71	225.54	224.99	224.90	
8	241.42	233.87	230.32	227.05	224.77	223.24	222.31	221.87	
10	241.29	233.41	229.62	226.06	223.48	221.65	220.40	219.63	
12	241.69	233.48	229.48	225.66	222.82	220.72	219.20	218.15	
14	242.60	234.08	229.90	225.84	222.76	220.43	218.68	217.38	
16	244.00	235.22	230.86	226.59	223.30	220.76	218.79	217.30	
BSFC jednoho válce [ $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ ]									

Tabulka 12 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na měrné spotřebě paliva

## 12 Výpočet teploty pístu

### 12.1 Cíl výpočtu

V průběhu práce na ladění sání jsem byl požádán firmou TEDOM a.s., abych zjistil, jaký má vliv změna kompresního poměru na teplotu pístu.

### 12.2 GT POWER model

Pro vypovídající hodnotu výpočtu bylo nutné provést změny objektu pístu v GT POWER modelu. Bylo nutné zadat podrobnější geometrii pístu, kterou jsem zjistil z výkresu pístu. Výkres mi byl poskytnut firmou TEDOM a.s. Také bylo nutné zadat podrobnější charakteristiky tepelných vlastností. Ty jsem převzal z modelu, který mi byl poskytnut mým konzultantem.

### 12.3 Výsledky

U základního modelu byly provedeny výpočty pro různé hodnoty kompresního poměru a CA50. Jejich výsledky jsou v Tabulka 13 a hodnoty používané v modelu zvýrazněny. Z tabulky je vidět trend, kdy teplota při zvyšování kompresního poměru a zmenšování CA50 stoupá. To je způsobeno větší kompresí směsi a pozdějším zážehem směsi. Z **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je zřejmé, že na teplotu výfukových plynů vystupujících z hlavy motoru to má přesně opačný vliv. Maximální teplota ve válci je nejvyšší při nejnižším kompresním poměru a CA50.

	CA50							
Kompresní poměr		9.2	10	11	12	13	14	15
	4	186.36	189.81	193.95	197.95	201.78	205.48	209.05
	6	183.57	186.75	190.58	194.26	197.80	201.21	204.50
	8	180.90	183.83	187.36	190.74	194.00	197.13	200.15
	10	178.36	181.05	184.28	187.37	190.36	193.23	196.00
	12	175.95	178.41	181.36	184.20	186.92	189.54	192.07
	14	173.66	175.91	178.61	181.19	183.67	186.06	188.35
	16	171.48	173.56	176.01	178.36	180.61	182.77	184.86
		Průměrná povrchová teplota pístu [°C]						

Tabulka 13 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na teplotu pístu



		CA50						
Kompresní poměr		9.2	10	11	12	13	14	15
	4	745.24	725.26	702.81	682.71	664.60	648.20	633.25
	6	753.03	733.62	711.86	692.38	674.83	658.95	644.47
	8	761.23	742.37	721.31	702.47	685.51	670.15	656.17
	<b>10</b>	<b>769.82</b>	751.53	731.14	712.97	696.60	681.79	668.30
	12	778.68	761.05	741.32	723.81	708.06	693.82	680.84
	14	787.82	770.90	751.88	734.97	719.86	706.18	693.74
	16	797.21	780.96	762.73	746.46	731.91	718.82	706.91
		Teplota výfukových plynů na výstupu z hlavy motoru [°C]						

Tabulka 14 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na teplotu výfukových plynů

		CA50						
Kompresní poměr		9.2	10	11	12	13	14	15
	4	1980.77	1962.12	1939.40	1917.27	1895.75	1874.89	1854.68
	6	1966.26	1947.33	1924.31	1901.95	1880.23	1859.18	1838.80
	8	1953.27	1934.21	1911.11	1888.75	1867.06	1846.09	1825.80
	<b>10</b>	<b>1941.83</b>	1922.81	1899.83	1877.67	1856.24	1835.56	1815.60
	12	1931.95	1913.09	1890.42	1868.62	1847.64	1827.46	1808.02
	14	1923.58	1905.02	1882.80	1861.53	1841.16	1821.63	1802.89
	16	1916.66	1898.51	1876.89	1856.28	1836.65	1817.88	1799.94
		Maximální teplota ve válci [°C]						

Tabulka 15 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na maximální teplotu ve válci



## Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval návrhem a optimalizací plnicího potrubí plynového spalovacího motoru KUBOTA DF972-E2, který je zabudován v kogenerační jednotce Micro T7. Vlastnosti jsem optimalizoval v SW GT POWER s ohledem na dosažení maximálního možného výkonu. Konstrukční návrh jsem provedl v SW Autodesk Inventor tak, aby bylo dosaženo vyrobiteľnosti a zástavby do stávající konstrukce kogenerační jednotky.

První fází bylo sestavit 1D model motoru v SW GT POWER, který jsem kalibroval dle dostupných podkladů, abych docílil jeho dostatečně vypovídající schopnosti. Z tohoto modelu se odvíjely všechny ostatní varianty a byl etalonem k porovnávání finálních výsledků.

Další fází byly jednotlivé úpravy a modely, jak 1D v SW GT POWER, tak 3D modely v SW Autodesk Inventor. Zde byl největším úskalím objem iterací mezi těmito programy a někdy časová náročnost výpočtů. Největším problémem tvorby 3D modelu byl velice omezený zástavbový prostor.

Výsledkem mé práce je navýšení elektrického výkonu jednotky o 14,4 % při zlepšení měrné spotřeby o 2,1 % pro plně otevřenou škrticí klapku. Resp. navýšení elektrického výkonu jednotky o 8,3 % při zachování měrné spotřeby pro otevření škrticí klapky 22,7°. Bylo také dokázáno, že navýšení výkonu se dosáhlo díky využití kinetické energie plynů. Také jsem vytvořil 3D model a technickou dokumentaci pro všechny navržené součásti. Proto předpokládám, že zadání mé práce bylo splněno.

V závěru práce byl proveden výpočet vlivu změny kompresního poměru na teplotu pístu, o který jsem byl dodatečně firmou TEDOM a.s. požádán.

Díky této práci jsem se také zdokonalil v používání SW GT POWER.



## Seznam použité literatury

- [1] WG/DF 972 - KUBOTA Engine - PDF Catalogue | Technical Documentation | Brochure [online]. [vid. 2017-06-24]. Dostupné z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/kubota-engine/wg-df-972/22030-507569.html>
- [2] TEDOM, Kogenerační jednotky (Přehled vyráběných typů) [online]. B.m.: TEDOM a.s. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/kogeneracni-jednotky-download.html>
- [3] GSCHEIDLE, Rolf. Příručka pro automechanika. 2., upr. vyd. Praha: Sobotáles, 2002. ISBN 8085920832.
- [4] AMBROŽ. Kompresor [online]. [vid. 2017-06-24]. Dostupné z: <https://coptkm.cz/portal/?action=2&doc=43323&docGroup=-1&cmd=0&instance=4>
- [5] AMBROŽ. Přepřívání Comprex [online]. [vid. 2017-06-24]. Dostupné z: <https://coptkm.cz/portal/?action=2&doc=43333&docGroup=-1&cmd=0&instance=4>
- [6] HANSON, Danielle. Learning About Superchargers [online]. [vid. 2017-06-24]. Dostupné z: <http://autonewbie.blogspot.com/2016/01/learning-about-superchargers.html>
- [7] BAUMRUK, Pavel. Problematika náplně válce spalovacích motorů. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02010-X.

## Seznam obrázků

Obrázek 1 - Charakteristika a obrázek motoru [1] .....	12
Obrázek 2 - Základní rozměry motoru [1] .....	13
Obrázek 3 - Kogenerační jednotka .....	14
Obrázek 4 - Kogenerační jednotka bez krytů .....	14
Obrázek 5 - Schéma motoru s turbodmychadlem [3] .....	18
Obrázek 6 - Regulace řídicím ventilem [3] .....	19
Obrázek 7 - Regulace řídicí klapkou [3] .....	19
Obrázek 8 - Regulace obtokovým ventilem [3] .....	20
Obrázek 9 - Schéma elektronické regulace [3] .....	21
Obrázek 10 - Poloha rozváděcích lopatek [3] .....	21
Obrázek 11 - Nastavení rozváděcích lopatek [3] .....	22
Obrázek 12 - Mechanicky poháněná dmychadla [6] .....	23
Obrázek 13 - Princip dynamického přepřínování .....	24
Obrázek 14 - Souvislost mezi délkou trubek a otáčkami motoru [3] .....	25
Obrázek 15 - Sací potrubí s proměnlivou délkou [3] .....	26
Obrázek 16 - Schéma rezonančního sání vidlicového šestiválce s klapkou [3] .....	27
Obrázek 17 - Schéma rezonančního sání řadového šestiválce [3] .....	28
Obrázek 18 - Kombinovaná sací soustava řadového šestiválce [3] .....	29
Obrázek 19 - Schéma tlakovzdušného výměníku [5] .....	31
Obrázek 20 - Připojené zařízení na měření zdvihu ventilu .....	32
Obrázek 21 - Schéma aerodynamické trati a foto měřící aparatury [7] .....	35
Obrázek 22 - Sací nástavec s popisem válců .....	37
Obrázek 23 - Vnitřní geometrie sacího nástavce .....	37
Obrázek 24 - Schéma základní zástavby v SW GT POWER .....	38
Obrázek 25 - Sací kanály v hlavě motoru s viditelným otiskem geometrie sacího nástavce .....	39
Obrázek 26 - Výfukové kanály v hlavě motoru .....	40
Obrázek 27 - Schéma nejjednodušší laděné zástavby v SW GT POWER .....	44
Obrázek 28 - Model nového sacího nástavce a sacího pléna .....	45
Obrázek 29 - Schéma laděné zástavby se třemi koleny v SW GT POWER .....	47
Obrázek 30 - Model sacích trubek se třemi koleny v boxu kogenerační jednotky .....	48
Obrázek 31 - Schéma laděné zástavby se čtyřmi koleny v SW GT POWER .....	50
Obrázek 32 - Model sacích trubek se čtyřmi koleny v boxu kogenerační jednotky .....	51
Obrázek 33 - Schéma finální laděné a izolované zástavby v SW GT POWER .....	53
Obrázek 34 - Model finálně laděných a izolovaných sacích trubek v boxu kogenerační jednotky .....	54
Obrázek 35 - Model finálně laděné soustavy bez izolace .....	55



## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Základní údaje motoru [1].....	12
Tabulka 2 - Základní údaje kogenerační jednotky [2].....	13
Tabulka 3 - Výsledné hodnoty rozvodového mechanismu zjištěné měřením .....	33
Tabulka 4 - Výsledky výpočtu modelu základní zástavby.....	43
Tabulka 5 - Výsledky nejjednoduššího ladění .....	46
Tabulka 6 - Výsledky laděné zástavby se třemi koleny .....	49
Tabulka 7 - Výsledky laděné zástavby se čtyřmi koleny.....	52
Tabulka 8 - Výsledky finální laděné a izolované zástavby.....	56
Tabulka 9 - Rozdíl základního a finálního modelu při regulaci na 7 kW elektrických.....	56
Tabulka 10 - Rozdíl základního a finálního modelu při otevření škrticí klapky 22,7 °	57
Tabulka 11 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na elektrickém výkonu .....	57
Tabulka 12 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na měrné spotřebě paliva ...	58
Tabulka 13 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na teplotu pístu .....	59
Tabulka 14 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na teplotu výfukových plynů	60
Tabulka 15 - Vliv změny kompresního poměru a CA50 na maximální teplotu ve válci .....	60





## Seznam grafů

Graf 1 - Točivý moment a výkon motoru v závislosti na délce sacího potrubí [3] .....	26
Graf 2 - Průběhu točivého momentu při použití sání vidlicového šestiválce s klapkou [3] .....	28
Graf 3 - Průběh točivého momentu při použití kombinované sací soustavy [3] .....	30
Graf 4 - Výsledky měření sacího ventilu .....	33
Graf 5 - Výsledky měření výfukového ventilu .....	34
Graf 6 - Výsledky měření průtokových čísel na 2. válci .....	36
Graf 7 - Výsledky měření průtokových čísel se sacím nástavcem .....	37
Graf 8 - p-V diagram modelu základní zástavby .....	43
Graf 9 - Výsledky optimalizace sacího pléna .....	46



## Seznam příloh

Příloha 1 - Výkres: SESTAVA

Příloha 2 - List: KUSOVNÍK

Příloha 3 - Výkres: SACÍ NÁSTAVEC

Příloha 4 - Výkres: SACÍ TRUBKA 1. VÁLEC

Příloha 5 - Výkres: SACÍ TRUBKA 2. VÁLEC

Příloha 6 - Výkres: SACÍ TRUBKA 3. VÁLEC

Příloha 7 - Výkres: DRŽÁK TRUBEK LEVÝ

Příloha 8 - Výkres: DRŽÁK TRUBEK PRAVÝ

Příloha 9 - Výkres: SACÍ PLÉNUM

Příloha 10 - CD