



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Externí přeplňování jednoválcového
zkušebního motoru

External supercharging of single cylinder test
engine

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2022

Bc. Martin GAISL

Studijní program: NDTT Dopravní a transportní technika

Studijní obor: N071TSPM Spalovací motory

Vedoucí práce: Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Gaisl** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **465342**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Spalovací motory**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Externí přeplňování jednoválcového zkušebního motoru

Název diplomové práce anglicky:

External supercharging of single cylinder test engine

Pokyny pro vypracování:

Pro zkušební zážehový jednoválcový plynový motor (D/Z=102/120mm) na motorovém brzdovém stanovišti, navrhnete vhodný systém přeplňování pomocí Rootsova dmyhadla. Dmyhadlo bude poháněno externě elektromotorem s regulací otáček pomocí frekvenčního měniče. Sestavte termodynamický model motoru a dmyhadla v programu GT-Power a navrhnete vhodný způsob řízení přeplňování. Provedte konstrukční návrh zástavby dmyhadla do zkušebního stanoviště.

Seznam doporučené literatury:

Disertační práce: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/81802>. Manuály GT-Suite.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Bc. Martin Gaisl

Název práce: Externí přeplňování jednoválcového zkušebního motoru

Anglický název: External supercharging of single cylinder test engine

Rozsah práce:

- 90 stran
- 56 obrázků
- 10 tabulek

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Dopravní a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D.

Klíčová slova: Přeplňování, GT-Power, spalovací motor

Key words: Charging, GT-Power, combustion engine



Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem externího přeplňování jednoválcového zkušebního motoru. První část se věnuje konstrukčnímu návrhu zástavby kompresoru na laboratorní stanoviště. Část druhá pak obsahuje 1-D termodynamické simulace v programu GT-Power. Cílem těchto simulací je nalezení vhodného způsobu řízení přeplňování.

Abstract

This master's thesis deals with design of external supercharging of single cylinder test engine. The first part describes engineering design of placement of external supercharger to the engine test stand. The second part contains 1-D thermodynamics simulations in GT-Power software. The purpose of these simulations is to find ideal mode of supercharging management.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Externí přepřívání jednoválcového zkušebního motoru vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitulu této práce.

V Praze dne: 13.7.2022

.....



Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval svému vedoucímu práce, panu Ing. Zbyňkovi Syrovátkovi, Ph.D, za trpělivost a cenné rady, které mi při tvorbě této práce poskytl. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D za poskytnuté konzultace.

Osobní poděkování náleží mé partnerce a ostatním členům rodiny za podporu při studiu.



Obsah

1 Úvod.....	9
2 Přepřňování.....	11
2.1 Vliv přepřňování na výměnu náplně válce	12
2.1.1 Energie obsažená ve výfukových plynech přepřňovaného motoru	16
3 Přepřňování mechanicky poháněným kompresorem.....	17
3.1 Šroubový kompresor	18
3.2 Rootsovo dmychadlo	18
3.3 Charakteristika objemových kompresorů	20
3.4 Radiální odstředivý kompresor	21
4 Přepřňování turbodmychadlem	22
4.1 Charakteristika rychlostního kompresoru	23
4.2 Charakteristika turbíny	24
5 Zhodnocení jednotlivých variant přepřňování.....	25
5.1 Mechanické přepřňování pro pokročilé spalovací systémy.....	26
6 Kombinované přepřňování	28
7 Laboratorní stanoviště.....	30
8 Návrh zástavby kompresoru.....	32
8.1 Zástavba kompresoru na brzdové stanoviště.....	33
8.2 Návrh pohonu kompresoru	34
8.2.1 Tlaková pojistka	34
8.2.2 Řemenový převod.....	35
8.3 Zakomponování přepřňovací jednotky na brzdové stanoviště.....	37
8.3.1 Uzavírací a škrťící klapka.....	38
8.3.2 Pohon klapek	38
8.3.3 Finální návrh úpravy stanoviště.....	40
9 Termodynamický model motoru	41
9.1 Program GT-Power	41
9.2 Model motoru Daewoo-Avia	43
9.3 Vytvoření jednoválcového motoru a zakomponování kompresoru	45
9.4 Zakomponování obtoku kompresoru	46
9.5 Cíle simulací	49



10 Simulace ustálených režimů při maximálním zatížení.....	51
10.1.1 Model klepání.....	56
11 Rozběh motoru	58
11.1 Úprava modelu pro simulace přechodového režimu	58
11.2 Simulace rozběhu na provozní zatížení	59
12 Pokyny pro řízení přeplňování.....	65
13 Závěr	66
14 Doporučení a náměty pro další práci	68
14.1 Možnosti snížení výstupní teploty plynů z kompresoru.....	68
14.1.1 Využití vyššího rozsahu otáček kompresoru	69
14.2 Použití jiného typu kompresoru	69
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	71
Seznam příloh	73
Seznam obrázků.....	74
Seznam tabulek	76
Použitá literatura	77



1 Úvod

Tématem posledních let je stále razantnější zpřísnování emisních norem ohledně spalování uhlovodíkových paliv, jedná se zejména o emise oxidu uhličitého (CO₂) jakožto skleníkového plynu. Toto zpřísnování se citelně dotýká sektoru pístových spalovacích motorů, nejvíce pak automobilních spalovacích motorů. V oblasti automobilních spalovacích motorů je navíc nejaktuálnějším tématem návrh zákazu prodeje automobilů se spalovacím motorem do roku 2035, který schválil Evropský parlament, a to i přes skutečnost, že podíl produkce emisí CO₂ produkovaný osobními automobily na celkové světové produkci CO₂ je méně než 1 %. Navzdory všem výše zmíněným omezením se domníváme, že je pístový spalovací motor stále nenahraditelným zdrojem energie pro pohon vozidel a dalších dopravních prostředků či jiných zařízení, jako jsou například generátory elektrické energie nebo stavební stroje.

Pokud se podíváme podrobněji na sektor dopravy, můžeme si všimnout, že legislativa považuje elektromobily za „bezemisní“ vozidla. Ovšem při korektnějším způsobu posuzování produkce CO₂ by se do emisí měly započítávat i emise CO₂, produkované jak při výrobě elektromobilu (především akumulátoru), tak i během provozu. Příkladem může být Česká republika, kde se vyrábí nejvíce elektřiny v elektrárnách spalujících hnědé uhlí. V souvislosti s emisemi spojenými s výrobou akumulátoru by se navíc měly započítávat i emise spojené s jeho likvidací a opětovným využitím jednotlivých prvků ze kterých se skládá, neboť proces likvidace je poměrně energeticky náročný. U elektromobilů také stále přetrvává problém v podobě omezeného dojezdu a velmi omezené infrastruktury, z toho důvodu se v blízké době jeví přechod čistě na elektromobilitu nereálný, nepřispívá tomu ani vysoká cena elektromobilů. Kvůli těmto důvodům je prozatím pístový spalovací motor nezastupitelný, a pokud se bude dále pracovat na jeho vývoji, tak by mohl být využíván alespoň jako mezičlánek do doby přechodu na čistě elektrické pohony vozidel. Ovšem mohl by mít své místo i později, například při využití pístového motoru v hybridních pohonných jednotkách, kde může pracovat po celou dobu v optimálním režimu při nejvyšší účinnosti. Další možností je také hledání alternativních paliv do spalovacích motorů s využitím pokročilých spalovacích systémů.

Tato práce se zabývá návrhem externího přeplňování jednoválcového zkušební motoru na laboratorním stanovišti, kde probíhá výzkum pokročilého systému spalování, zaměřený na dosažení co nejvyšší účinnosti a minimální produkce emisí. Zároveň se zde zkoumá potenciál spalování alternativních paliv. Jako palivo je zde využíván primárně zemní plyn nebo kombinace zemního plynu a vodíku (H₂), v budoucnu je též plánovaný provoz pouze na vodík. Významnou předností vodíku je skutečnost, že při jeho spalování vzniká pouze voda. Výše zmíněný zkušební motor byl původně čtyřválcový a přeplňovaný



turbodmychadlem, jednoválcové konfigurace se dosáhlo pomocí deaktivace třech válců. V této konfiguraci ovšem není turbodmychadlo schopné dodat dostatečný plnicí tlak, z čehož plyne potřeba přidání externího přeplňování.

První část této práce se věnuje nejprve obecně přeplňování. Následně se podrobněji zabývá jednotlivými typy přeplňování, které jsou v současnosti využívány v automobilním sektoru.

V druhé části práce je představen konstrukční návrh pohonu kompresoru včetně jeho zástavby na brzdové stanoviště a návrh úprav stanoviště nezbytných pro zástavbu kompresoru. Poté se budeme věnovat stavbě termodynamického modelu motoru s přeplňováním v programu GT-Power, přesněji tedy úpravě stávajícího modelu a zakomponování externího přeplňování. Při stavbě termodynamického modelu nesmíme opomenout skutečnost, že i přes použití externího kompresoru by měl motor vykazovat vlastnosti charakteristické pro motor přeplňovaný turbodmychadlem. Po dokončení modelu se zaměříme na simulace provozu motoru, pro které jsme si stanovili tři cíle. První cíl sestává z navržení a optimalizování způsobu řízení motoru s externím přeplňováním. Druhým cílem je pokus o dosažení stejných výkonových parametrů v externě přeplňované jednoválcové konfiguraci, jakých bylo dosaženo na motoru ve čtyřválcovém provedení. Třetím cílem je navržení vhodného řízení jednotlivých ovládacích prvků pro rozběh motoru a náběhu do vybraného provozního bodu.

Výsledkem výše zmíněných simulací by měl být soupis instrukcí pro řízení motoru na brzdovém stanovišti, podle kterých bude možné motor bezpečně provozovat. Instrukce by též měly obsahovat doporučené nastavení jednotlivých ovládacích prvků pro každý režim.



2 Přepřívání

Ve vývoji spalovacích motorů je dlouhodobým trendem zvyšování výkonu, ke kterému přispívá i legislativa, která vyvíjí tlak na výrobce. Ti jsou následně nuceni snižovat množství motorů produkovaných emisí. Především v dopravě je výhodné zvyšování výkonu, protože klesají rozměry a hmotnosti pohonných jednotek, což ve výsledku umožňuje zvýšení užité hmotnosti a zvětšení ložné plochy.

Jedním ze způsobů, jak zvětšit výkon motoru je přepřívání. Nejprve je však nutné definovat užité výkon, který je dán vztahem: [1][2]

$$P_e = i_v V_{z1} \frac{n p_e}{30 \cdot \tau} \quad (1)$$

i_v	počet válců	[1]
V_{z1}	zdvihový objem jednoho válce	[dm ³]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p_e	střední efektivní tlak, též IMPEP720	[MPa]
τ	typ motoru $\tau = 2$ – dvoudobý; $\tau = 4$ čtyřdobý	[1]

Z výše uvedeného vztahu plyne, že zvýšení užitého výkonu můžeme dosáhnout zvýšením středního efektivního tlaku, jenž je dán vztahem: [1][2]

$$p_e = \frac{W_e}{V_{z1}} = \eta_e \eta_{pl} \frac{1}{Z + \lambda L_t} \frac{H_u}{r_s} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_s}{T_s} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{m_L}{L_t \cdot m_p} \quad (3)$$

W_e	měrná práce oběhu	[J]
λ	součinitel přebytku vzduchu	[1]
Z	$Z = 0$ pro sání čistého vzduchu; $Z = 1$ pro sání směsi	[1]
η_e	užitečná účinnost	[1]
η_{pl}	plnicí účinnost	
L_t	teoretické množství suchého vzduchu potřebné k dokonalé oxidaci 1 kg paliva	[kg]
H_u	výhřevnost paliva	[MJ . kg ⁻¹]
r_s	měrná plynová konstanta	[J.kg ⁻¹ . K ⁻¹]



ε	kompresní poměr	[1]
p_s	sací (plnicí) tlak	[MPa]
T_s	teplota nasávané směsi	[K]
m_L	hmotnost vzduchu	[kg]
m_p	hmotnost paliva	[kg]

Ze vztahů pro užitný výkon (1) a střední efektivní tlak (2), resp. z jeho posledního členu, kde vystupuje sací tlak dělený teplotou, vyplývá, že zvýšení výkonu můžeme dosáhnout zvýšením sacího tlaku a snížením teploty nasávané směsi. Jedná se tedy o zvýšení hustoty plnicí směsi, která je dána vztahem (4). Té se snažíme dosáhnout pomocí přeplňování, kde směs nejprve stlačíme a následně snížíme její teplotu v mezichladiči (intercooleru). Je důležité poznamenat, že směsí v tomto kontextu vnímáme směs paliva se vzduchem nebo pouze vzduch.

$$\rho_s = r_s \frac{p_s}{T_s} \quad (4)$$

Druhy přeplňování lze rozdělit na:

- Přeplňování mechanicky poháněným kompresorem
- Přeplňování turbodmychadlem
- Dynamické přeplňování
- Elektricky poháněné systémy přeplňování
- Kombinované přeplňování

Dynamické přeplňování bychom mohli dále rozdělit na:

- Pulzační
- Rezonanční
- Přeplňování tlakovzdušným výměníkem (Comprex)

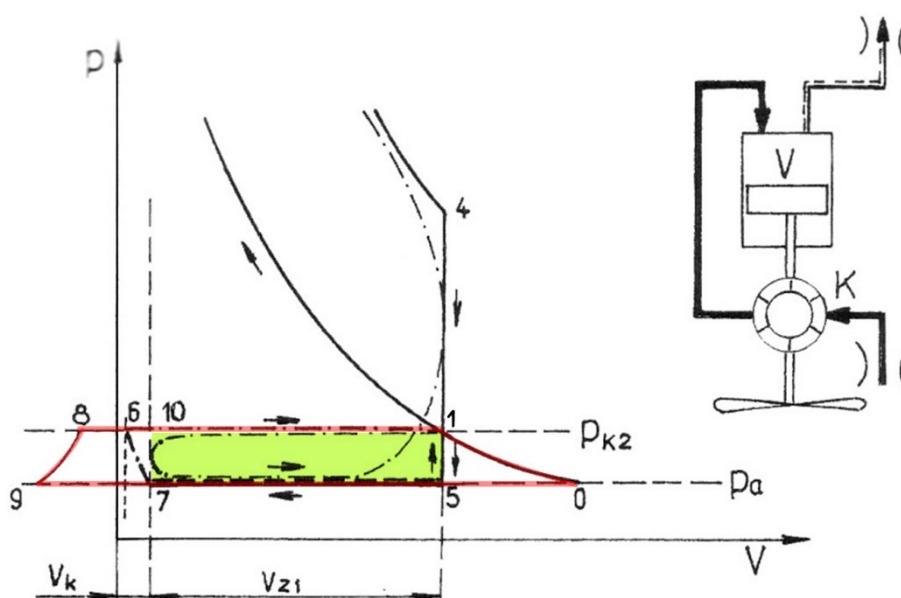
2.1 Vliv přeplňování na výměnu náplně válce

Problematiku výměny náplně válce přeplňovaného motoru lze efektivně znázornit pomocí teoretických diagramů. Z diagramů jsou potom zřejmé vztahy mezi prací kompresoru a turbíny, tyto práce diagramy znázorňují v idealizovaném případě s vratnými ději.

Obr. 1 zobrazuje teoretický p-V diagram výměny náplně válce čtyřdobého motoru, který je přeplňovaný mechanicky poháněným kompresorem. V pravé části Obr. 1 se nachází

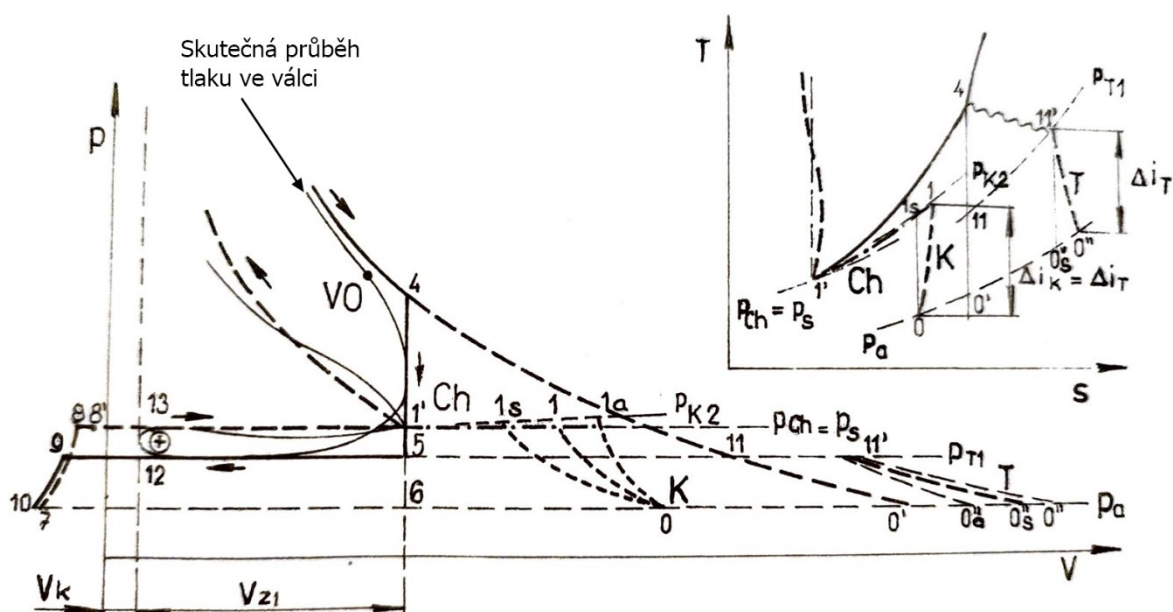


schéma daného uspořádání motoru s kompresorem. Plocha diagramu s červeně zvýrazněnými okraji (plocha 0 – 1 – 8 – 9 – 0) znázorňuje práci kompresoru u motoru s propláchnutím, kde body 8 – 9 představují únik vzduchu do výfukového potrubí, a body 0 – 1 zobrazují stlačení vzduchu v kompresoru. V případě motoru bez proplachování, což je případ dnešních motorů, u kterých není přípustný únik vzduchu do výfuku, odpovídá práce kompresoru ploše vymezené body 0 – 1 – 6 – 7 – 5 – 0, kde část 6 – 7 připadá na kompresi zbytků spalin. Vzhledem k tomu, že je kompresor poháněn od motoru, dojde ke zmenšení práce pístu dané plochou indikátorového diagramu a důsledkem je tak snížení užitého výkonu motoru. Práce pístu ovšem není zmenšena o celou práci připadající na pohon kompresoru, neboť jedna její část (zeleně zvýrazněná oblast na Obr. 1) se transformuje zpět na práci pístu. Čerchovaná křivka v Obr. 1 znázorňuje skutečný průběh tlaku ve válci. [4]



Obr. 1 – *p-V* diagram výměny náplně válce motoru přepřňovaným mechanicky poháněným kompresorem [4]

U motorů přepřňovaných turbodmychadlem předpokládáme, že teoreticky pracují s prodlouženou expanzí a odvodem tepla do okolní atmosféry při konstantním tlaku. Expanze spalin ve válci by tedy pokračovala ihned v turbíně, při čemž by byla využita veškerá energie spalin přímo na lopatkách turbíny (na Obr. 2 křivka mezi 4 – 0'), následně by došlo k odvodu tepla při $p = \text{konst.}$ (0' – 0). Tento odvod tepla je ve skutečnosti realizován odvodem výfukových plynů a nasátím čerstvého vzduchu. Výše popsaný oběh by ovšem mohl fungovat pouze v ideálním výfukovém stroji, pro jehož funkci by se musel po dosažení dolní úvrati pístu naplno otevřít výfuk a tento stroj by využil veškerou energii při expanzi na tlak p_a . Využít veškerou energii výfukových plynů však není možné kvůli omezené rychlosti otevírání výfukových ventilů a tlakovým ztrátám, které představují omezený průtočný průřez mezi ventilem a sedlem, délkou výfukových kanálů a potrubí. [4]



Obr. 2 – p-V diagram výměny náplně válce motoru přepřlovaným turbodmychadlem s rovnotlaký režimem turbíny [4]

Přepřlovaní skutečných motorů turbodmychadlem je zatížené značnými ztrátami, které mají za následek změnu energetické bilance. V reálných aplikacích využíváme dva druhy přenosu energie výfukových plynů na turbínu, tedy pulzačního a rovnotlakého. U pulzačního přenosu se snažíme maximálně využít pulzační energie od jednotlivých válců pro pohon turbíny. Naopak v rovnotlakém režimu se pokoušíme docílit utlumení pulzací a udržení konstantního tlaku instalováním sběrného výfukového potrubí o určitém objemu, do kterého ústí výfukové kanály všech válců. [4]

Případ výměny náplně válce v rovnotlakém režimu zobrazuje Obr. 2. Jsou zde zahrnuty tlakové ztráty při proplachování i ztráty v chladiči plnicího vzduchu. P-V diagram v tomto případě slouží pro ukázkou charakteru průběhu jednotlivých změn, jde ovšem o nevratné změny, a proto diagram nelze použít pro porovnání velikosti prací. [4]

Níže uvádíme popis jednotlivých částí oběhu v oblasti výměny náplně válce:

- 0 – 1 stlačení v kompresoru
- 1 – 1' chlazení plnicího vzduchu a tlaková ztráta v plnicí potrubí
- 4 – 5 odvod tepla při konstantním objemu, jenž odpovídá výfuku plynů z válce do sběrného potrubí
- 5 – 11' přívod stejného množství tepla při konstantním tlaku k turbíně
- 11' - 0'' skutečná expanze na turbíně

P-V diagram (Obr. 2) je doplněn o T-s diagram, ze kterého je zřejmé, že stlačení v kompresoru a expanze na turbíně probíhá za nárůstu entropie. Dále z T-s diagramu plyne

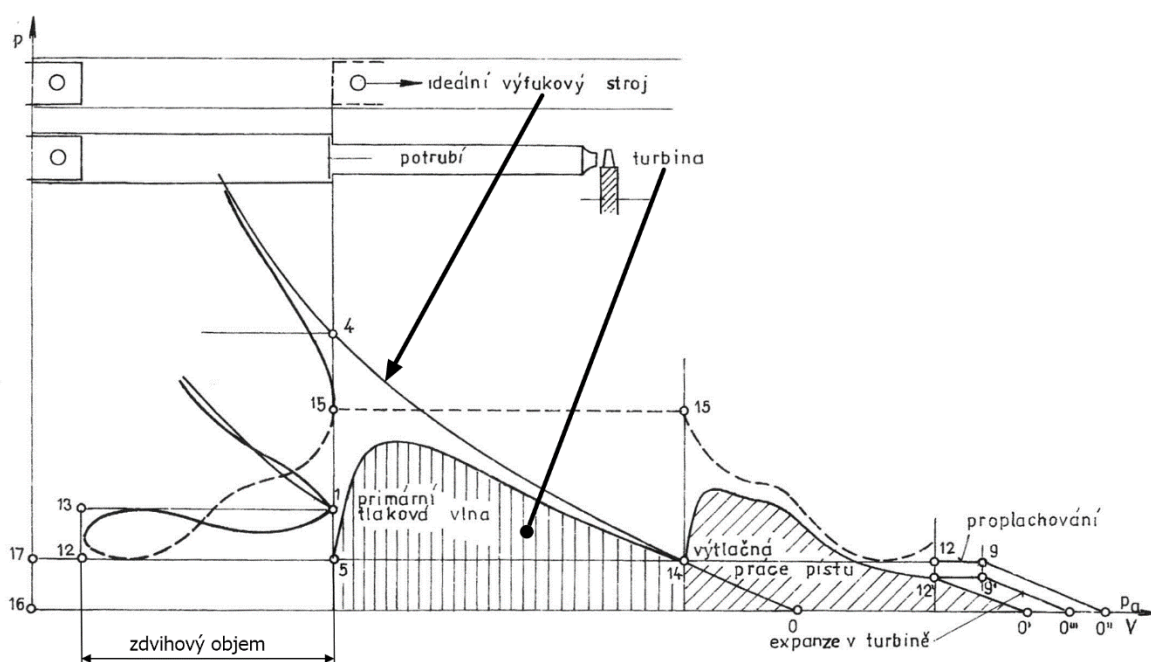


rovnost $\Delta i_K = \Delta i_T$, z čehož vyplývá rovnováha prací na turbíně, což znamená, že jakákoliv převaha práce na turbíně bude využita na zvýšení stlačení v kompresoru. V diagramu je zobrazena výměna náplně s proplachováním, v tomto případě musí být plnicí tlak větší než tlak ve výfuku, avšak rozdíl jejich velikostí je nepatrný. Pokud by se jednalo o motor bez proplachování, tak by tlaky mohly být rovny. [4]

Rovnotlaký výfukový systém je výhodný v možnosti optimalizace turbíny na vysokou účinnost pro ustálený stav, což je vhodné pro motory pracující neustále ve stejném režimu, jako jsou například generátory elektrického proudu. Nevýhodou tohoto systému je nevhodnost pro přechodové režimy, rovnotlaký systém tedy není vhodný pro automobilové aplikace. [4]

Pro použití v přechodových režimech je výhodnější pulzační výfukový systém. Obr. 3 zobrazuje tlakový diagram pulzačního systému. Pro přenos tlakových pulzů je nezbytný malý objem potrubí, při němž se přenáší více energie na turbínu, avšak roste výtlačná práce pístu během výfukového zdvihu vlivem menšího vyprázdnění válce. Z toho důvodu je pulzační přepřínování výhodné při nízkých otáčkách motoru. Křivka 4 – 0 na Obr. 3 značí práci ideálního expanzního stroje. Svislé šrafování zobrazuje práci vykonanou tlakovou vlnou, která ovšem způsobí nárůst výtlačné práce pístu (šikmé šrafování). [4]

Pulzace ve výfuku se naštěstí příliš nedotknou práce kompresoru, zde probíhá komprese podobně jako u rovnotlakého režimu. Pokud by docházelo k pulzacím v sání, tak by hrozilo posunutí pumpovní meze kompresoru (viz Kapitola 4.1). [4]



Obr. 3 – p-V diagram výměny náplně válce motoru přepřínovaným turbodmychadlem s pulzačním režimem turbíny [4]



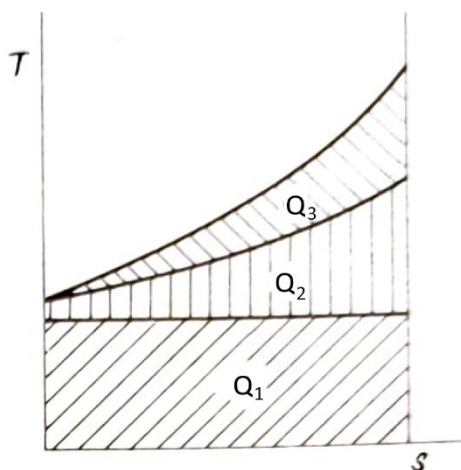
2.1.1 Energie obsažená ve výfukových plynech přeplňovaného motoru

Výfukovými plyny odchází ze spalovacího motoru přibližně 30–40 % z celkové energie přivedené v palivu. Na první pohled by se mohlo zdát, že máme k dispozici značné množství energie, které bychom mohli využít k expanzi v turbíně, avšak využitelná je pouze část této energie. [5]

Energii odcházející výfukovými plyny je možné rozdělit zhruba na tři části, které zobrazuje T-s diagram na Obr. 4. O první část energie označené Q_1 přijdeme kvůli přivádění náplně do válce při konečné teplotě. Tato část činí přibližně polovinu absolutní hodnoty energie odváděné výfukovými plyny. [5]

Druhá část energie Q_2 je ztráta vlivem nevratnosti způsobená nemožností ochladit výfukové plyny na teplotu nasávaného vzduchu. Jedná se o zhruba čtvrtinu celkové energie výfukových plynů. [5]

Poslední část energie Q_3 představující opět asi jednu čtvrtinu z energie odvedené výfukovými plyny vzniká, protože plyny na konci expanze ve válci nemohou expandovat až na tlak okolí. Právě této části odváděné energie využíváme pro pohon turbíny turbodmychadla. Avšak ani tuto energii nelze využít celou, a to především kvůli přeměně části energie na tepelnou při škrcení, odvodem tepla do okolí a třením plynů. [5]



Obr. 4 – T-s diagram energie odcházející výfukovými plyny [5]



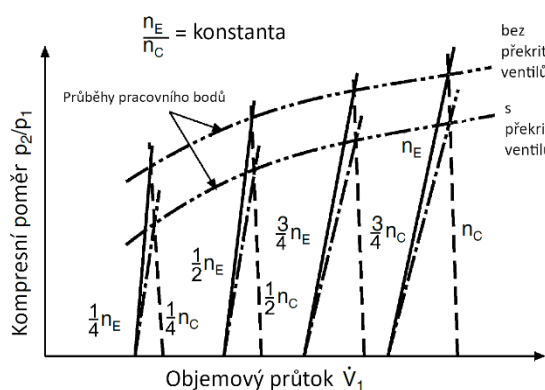
3 Přepřívání mechanicky poháněným kompresorem

Jak vyplývá z názvu této kapitoly, u tohoto druhu přepřívání využíváme pro pohon kompresoru mechanický převod od klikové hřídele motoru. Převod je obvykle realizován pomocí řemenu. Typickými představiteli kompresorů používané v této kategorii jsou rotační objemové kompresory, avšak používají se i rychlostní turbokompresory (axiální a radiální).

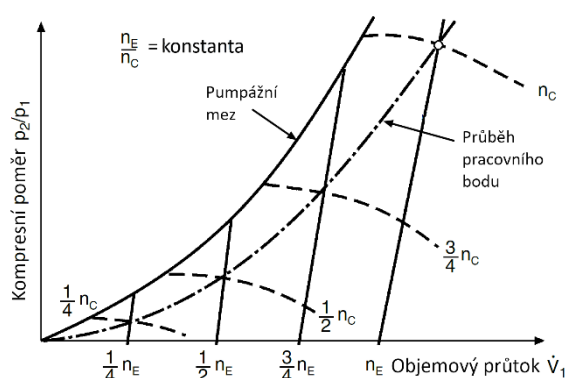
Objemové kompresory dosahují stlačení plynu pomocí zmenšování jeho objemu uzavřeného v pracovním prostoru (kompresory s vnitřní kompresí) nebo pomocí zmenšování jeho objemu až ve výtlačném hrdle (bez vnitřní komprese). Používanými objemovými kompresory pro přepřívání jsou Rootsovo dmychadlo, šroubový či lamelový kompresor a případně g-dmychadlo. [7][22]

Rychlostní kompresory (dynamické) pracují tak, že plynu udělí vysokou rychlost a následně se jeho kinetická energie v difuzoru přemění na tlakovou. Při přepřívání pístových motorů se uplatňují především radiální kompresory, neboť u nich lze dosáhnout vysokého stlačení (kompresní poměr 4 – 6) v jednom stupni. [4][12]

Každá skupina kompresorů je výhodná pro jiný druh aplikace, a to kvůli odlišnému nárůstu kompresního poměru při spolupráci s pístovým motorem při použití konstantního převodového poměru. U objemového kompresoru vykazuje kompresní poměr téměř lineární závislost na otáčkách (Obr. 5), kdežto u turbokompresoru stoupá kompresní poměr exponenciálně se zvyšujícími se otáčkami (Obr. 6). Pro aplikace, kdy pístový motor pracuje při konstantních otáčkách, lze použít oba typy kompresorů. Při použití motorů k pohonu propelerů, tedy letecké a lodní aplikace, je výhodné použít turbokompresor, díky jeho exponenciální charakteristice. Naopak v automobilním nasazení je velice výhodná charakteristika objemového kompresoru, díky níž lze dosáhnout téměř konstantního kroutícího momentu. Použití rychlostního kompresoru v automobilním motoru by si vyžádalo zařazení variabilního převodu mezi klikovou hřídelí a kompresorem. [6]



Obr. 5 – Závislost kompresního poměru na otáčkách u objemového kompresoru [6]



Obr. 6 – Závislost kompresního poměru na otáčkách u rychlostního kompresoru [6]



3.1 Šroubový kompresor

Šroubový kompresor, též označován jako Lysholmovo dmyhadlo, je rotační dvoupístový kompresor s vnitřní kompresí (kompresní poměr až 4 v jednom stupni), pojmenovaný po švédském inženýrovi Alfu Lysholmovi, který jako první v roce 1930 kompresor zrealizoval. Rotory kompresoru jsou tvořeny dvěma šroubovými tělesy s velkým stoupáním, nestejným počtem zubů a vybráním v obou rotorech, přičemž mají mezi sebou navzájem a statorem velice malou vůli. Hlavní rotor mívá 4 zuby a vedlejší rotor 6, přičemž na rotorech nesmí být vytvořen plný závit, úhel natočení zubů po délce rotoru může být např. 210° u hlavního rotoru a 140° u vedlejšího. Rotory jsou spojeny synchronizačním soukolím (převod 1,5), které přenáší jen 5–10 % z příkonu kompresoru. Rotory mohou být i bez synchronizačního soukolí, ale potom nemohou pracovat jako bezmazné. Obr. 7 naznačuje 3 hlavní fáze oběhu šroubového kompresoru. Otvory pro sání a výtlačk mohou být v ose rotorů nebo u menších kompresorů kolmo na osy rotorů. [12][13]

Šroubový kompresor v sobě slučuje mnoho výhod kompresorů objemových i dynamických a disponuje jen minimem jejich nevýhod. Kompresor může pracovat s teplotou nasávaného média až 100°C a výstupní teplotou až 425°C. Jakožto objemový stroj nemá šroubový kompresor žádné omezení v podobě pumpážní meze jako mají rychlostní kompresory. Další výhodou je poměrně velká izoentropická účinnost, která může dosahovat až kolem 90 %. [12][30]



Obr. 7 – Pracovní fáze šroubového kompresoru [10]

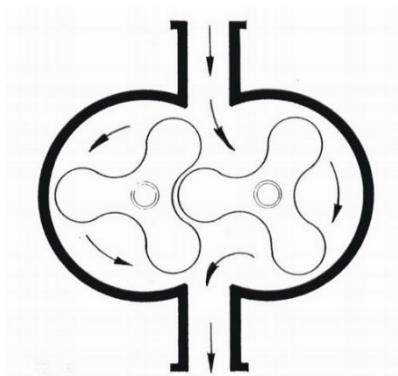
3.2 Rootsovo dmyhadlo

S myšlenkou Rootsova dmyhadla přišel jako první v roce 1848 Angličan G. Jones, později v roce 1854 v Indianě ho znovuobjevili bratři Rootsovi, po kterých dmyhadlo nese své jméno. Bratři Rootsovi se stali známými od doby, kdy Gottlieb Daimler podal později v 19. století první patent na Rootsovo dmyhadlo, což z něho činí nejstarší dmyhadlo používané pro přeplňování pístových spalovacích motorů. Jednalo se také o nejvíce



rozšířené dmychadlo do chvíle, kdy ho vystřídalo turbodmychadlo. Navzdory dnes masivně rozšířenému turbodmychadlu nalézá Rootsovo dmychadlo stále uplatnění jak ve dvoudobých, tak čtyřdobých zážehových i vznětových motorech. [8][11]

Rootsovo dmychadlo má dva rotující rovnoběžné písky piškotového tvaru, původně měly rotory dva zuby, dnes se používají dvouzubé nebo třízubé. Rotory musí mít vždy stejný počet zubů a jsou spřaženy přesným synchronizačním soukolím obvykle se šikmým ozubením. Na rozdíl od zubového čerpadla nebo šroubového kompresoru, nemůže Rootsovo dmychadlo pracovat bez synchronizačního soukolí. Ze vzájemného spřažení rotorů vyplývá, že se rotory musejí otáčet proti sobě. Sací a výtlačné hrdlo je vyústěno do prostoru mezi osami obou rotorů, jak je patrné z Obr. 8. Mezi stěnami statoru a rotorů se vytvářejí prostory spojené buď se sáním nebo s výtlačkem, případně mohou být sání i výtlaček uzavřené, nikdy však nesmí dojít k propojení sacího a výtlačného hrdla mimo ztrát způsobených netěsnostmi. Pokud by docházelo ke spojení sacího a výtlačného hrdla, tak by došlo k rapidnímu zhoršení účinnosti a zmenšil by se dosažitelný kompresní poměr. Plyn je po oddělení rotorem v sacím hrdlu dopravován v zubové mezeře bez zvýšení tlaku k výtlačnému hrdlu, kde dojde k jeho stlačení vlivem působení plynu již dříve dmychadlem vytlačeného. [12][13]

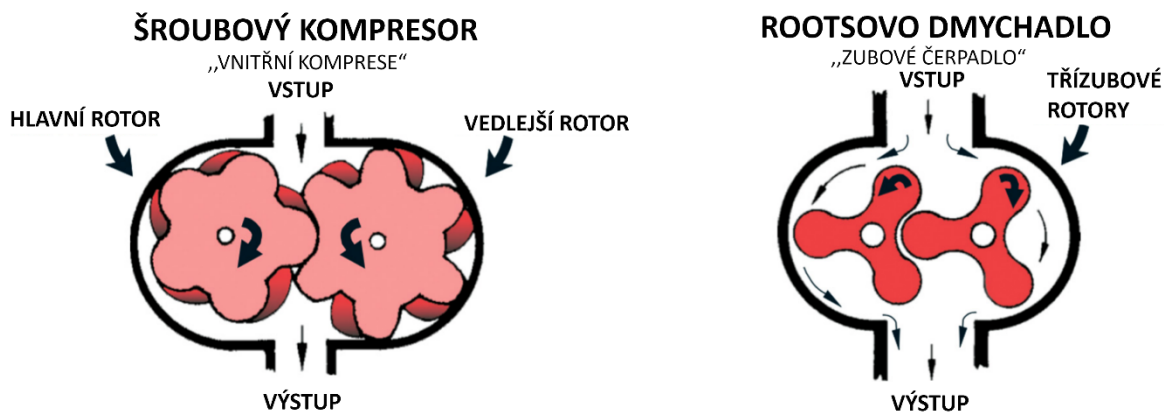


Obr. 8 – Schéma Rootsova dmychadla [14]

Výhody Rootsova dmychadla spočívají především v možnosti bezmazného provozu, který je realizovatelný díky absenci kontaktu mezi rotory, dále pak ve spolehlivosti a nízkých výrobních nákladech vzhledem k jeho jednoduché konstrukci. Nevýhodou je naopak nízká izoentropická účinnost způsobená rázovou kompresí ve výtlačném hrdle a také profuky mezi zuby. S rázovou kompresí také souvisí značná hlučnost dmychadla. Snaha odstranit zmíněné nevýhody vedla v minulosti k vymyšlení šroubového kompresoru, představeného v předešlé kapitole. Na Obr. 9 se nachází porovnání šroubového kompresoru a Rootsova dmychadla. Kombinace obou konceptů kompresorů vedla v 90. letech minulého století ke vzniku nové koncepce Rootsova dmychadla se šikmými zuby, někdy nazývané jako kompresor typu Roots. U nové koncepce dmychadel firmy Eaton se nasává plyn rovnoběžně s osami rotorů a vyfukuje kolmo na osy. Rotory mají tři nebo čtyři zuby, které mohou být



zatočeny pod úhlem až 250°, zároveň jsou povlakovány pro snížení tření. [7] Vlivem povlakování dochází k omezení z hlediska maximální teploty výstupních plynů, u uhlíkového povlaku na 150°C a v případě teflonového povlaku na 220°C. [7][16][8]

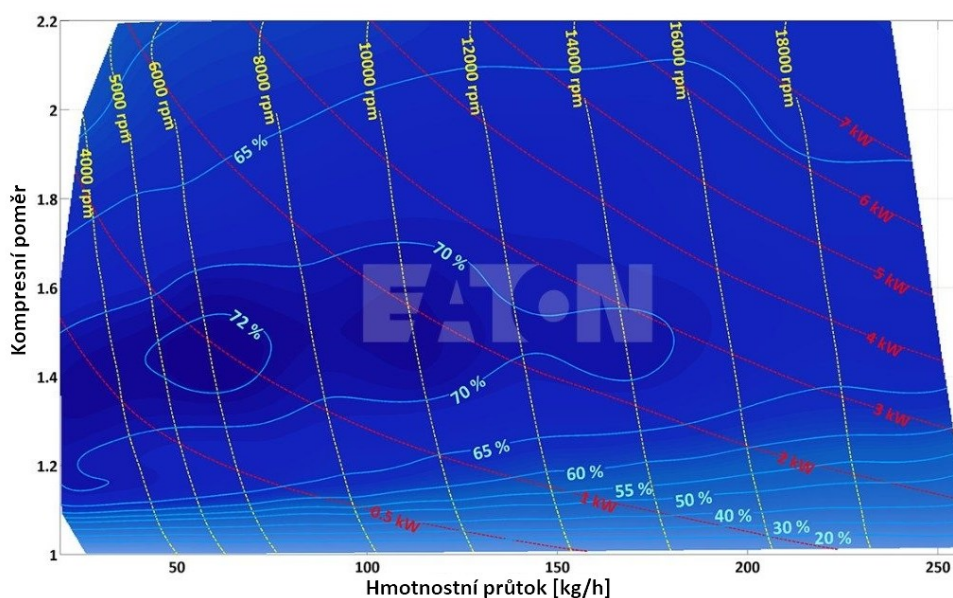


Obr. 9 – Porovnání šroubového kompresoru a Rootsova dmychadla [10]

3.3 Charakteristika objemových kompresorů

Pro každý typ kompresoru je nezbytné na laboratorním stanovišti změřit s určitou přesností veličiny udávající vztah mezi stlačením kompresoru, nasávaným objemovým nebo hmotnostním množstvím, otáčkami a izentropickou nebo celkovou účinností. Vynesením těchto závislostí do grafu vznikne tzv. charakteristika kompresoru. Příklad charakteristiky se nachází na Obr. 10, který je navíc doplněn o křivky příkonu kompresoru. [4]

Je výhodné vždy pro danou aplikaci zvolit optimální velikost a typ kompresoru tak, aby pracovní bod ležel v optimu účinnosti.

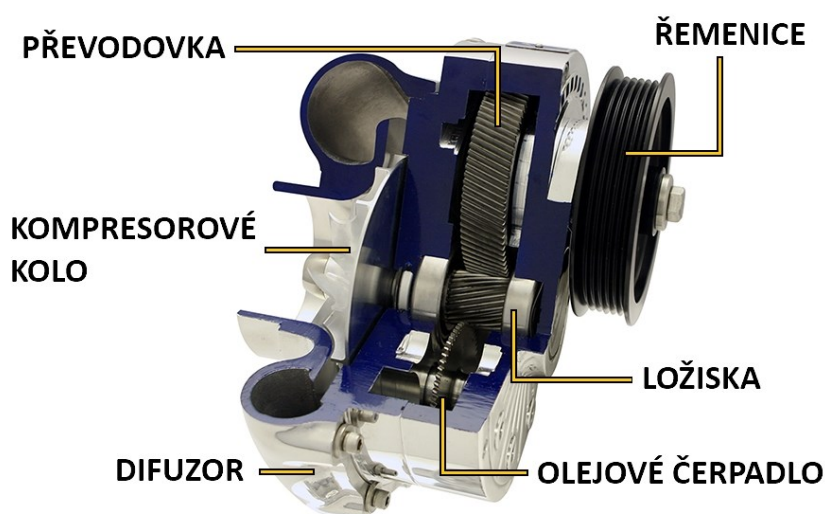


Obr. 10 – Příklad charakteristiky kompresoru typu Roots [18]



3.4 Radiální odstředivý kompresor

Mechanicky poháněný radiální odstředivý kompresor (turbokompresor) se nachází na Obr. 11. Jedná se o rychlostní kompresor, v oběžném kole se plynu dodává energie, čímž roste jeho tlak i rychlost. V difuzoru se mění část kinetické energie plynu na tlakovou. Difuzor může být lopatkový nebo bezlopatkový. Dále je zařazena výstupní spirála, která sbírá proud po obvodě difuzoru a svádí jej k výstupnímu hrdlu. Jelikož oběžná kola jsou navrhována až na $100\,000\text{ min}^{-1}$, je nezbytné osadit kompresor převodovkou a zajistit dostatečné mazání. K tomuto účelu může mít kompresor vlastní mazací okruh nebo může být napojen na mazací okruh motoru.



Obr. 11 – Radiální odstředivý kompresor [15]

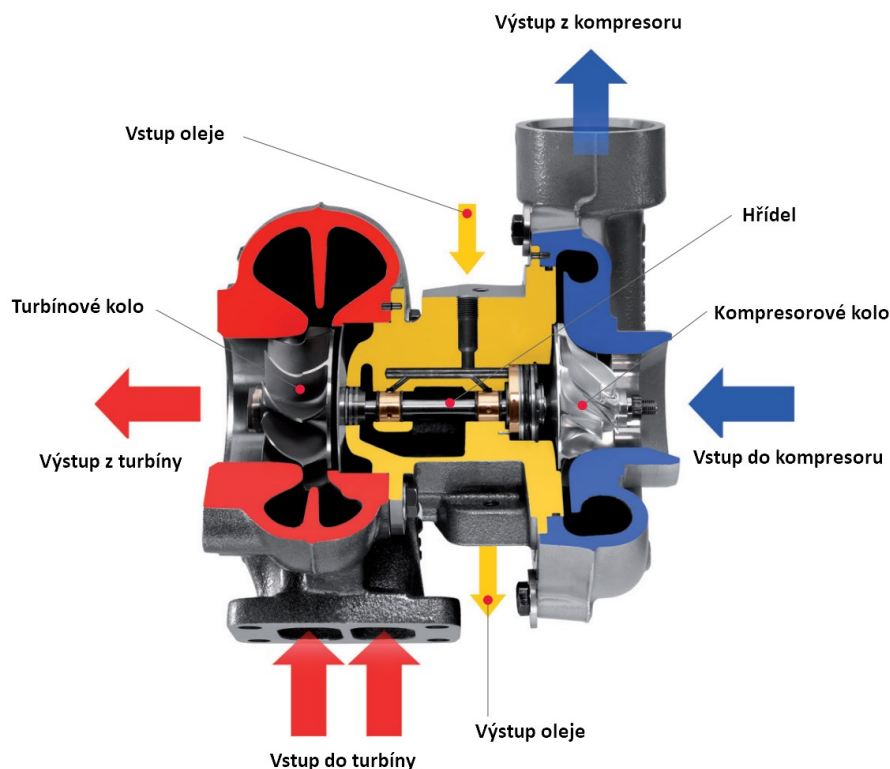
Při použití v automobilu by bylo nutné osadit kompresor místo stálého převodu převodovkou s variabilním převodovým poměrem, čímž by rapidně stoupla cena kompresoru.



4 Přeplňování turbodmychadlem

Turbodmychadlem rozumíme jednohřídelový stroj skládající se z rychlostního kompresoru a turbíny, která je poháněná výfukovými plyny, tudíž nárůst plnicího tlaku je úměrný otáčkám motoru. Turbodmychadlo bylo poprvé zkonstruováno v roce 1909. Nejprve se uplatnilo na větších lodních, lokomotivních a průmyslových motorech, odkud se dostalo až k automobilním vznětovým a později i zážehovým motorům.

Turbodmychadla pro přeplňování menších motorů se skládají z radiálního kompresoru a radiální turbíny, což umožňuje velice kompaktní konstrukci (Obr. 12). Pro přeplňování větších motorů se používá konfigurace radiálního kompresoru a axiální turbíny. Na konstrukci turbodmychadel jsou kladeny vysoké nároky, jelikož jejich otáčky dosahují u některých typů až $300\,000\text{ min}^{-1}$ a turbína musí navíc odolávat vysokým teplotám výfukových plynů (zejména u zážehových motorů).



Obr. 12 – Řez turbodmychadlem [19]

Pro regulaci plnicího tlaku se u turbodmychadel používá v zásadě dvou metod; buď pomocí obtoku turbíny (tzv. wastegate) nebo pomocí natáčení rozváděcích lopatek turbíny (Variable Turbin Geometry – VTG). Obtokový ventil je řízen buďto mechanicko-pneumatickou regulací na základě tlaku v sání nebo řídicí jednotkou pomocí pneumatického pohonu. Natáčení rozváděcích lopatek je výrazně efektivnější způsob řízení přeplňování, ovšem je výrazně složitější a finančně nákladnější.



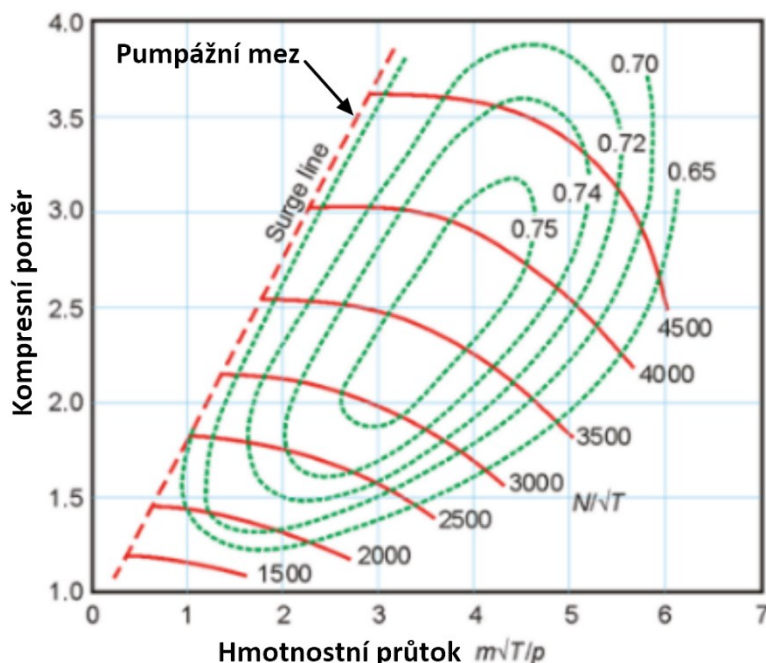
Turbo dmychadlo lze mimo přepřívání využít jako výkonový prvek, toto zařízení se nazývá *turbocopound*. Při této aplikaci může být *turbocopound* spojen mechanickým převodem s klikovým hřídelem nebo může být *turbocopound* osazen elektrickým generátorem. [20]

4.1 Charakteristika rychlostního kompresoru

Podobně jako v případě objemových kompresorů potřebujeme pro určení optimálních provozních podmínek znát charakteristiku kompresoru. U rychlostních kompresorů je ovšem závislost kompresního poměru $\pi_{K,C}$ na otáčkách n_K a hmotnostním průtoku m_K dána také termodynamickým stavem v sání kompresoru, tedy počátečním tlakem $p_{K1,C}$ a teplotou $T_{K1,C}$. Z toho důvodu se závislost kompresního poměru $\pi_{K,C}$ vyjadřuje jako závislost (5). Stejně tak účinnost $\eta_{KS,C}$ závisí na podmínkách na vstupu (6). Příklad charakteristiky zobrazuje Obr. 13. [4][22]

$$\pi_{K,C} = f_1 \left(\frac{\dot{m}_K \sqrt{T_{K1,C}}}{p_{K1,C}}, \frac{n_K}{\sqrt{T_{K1,C}}} \right) \quad (5)$$

$$\eta_{KS,C} = f_2 \left(\frac{\dot{m}_K \sqrt{T_{K1,C}}}{p_{K1,C}}, \frac{n_K}{\sqrt{T_{K1,C}}} \right) \quad (6)$$



Obr. 13 – Příklad charakteristiky rychlostního kompresoru [21]

Z Obr. 13 jsou patrné další odlišnosti proti charakteristice objemového kompresoru, a to především sklon křivek otáček, dále pak omezení v podobě pumpážní meze, kde od pumpážní meze směrem doleva je nestabilní oblast provozu, ve které může docházet

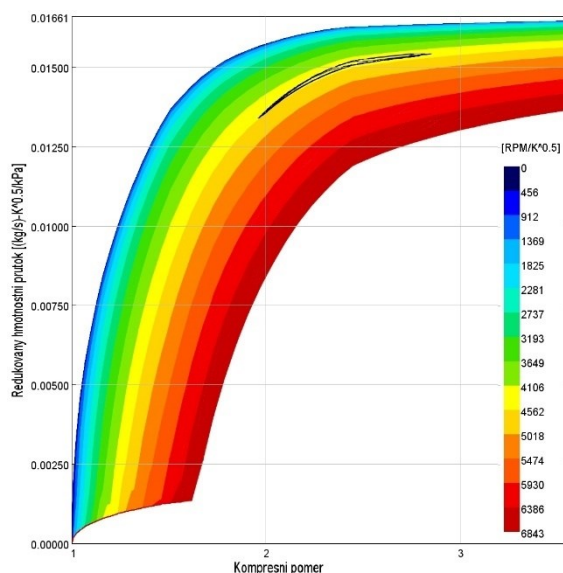


dokonce až obrácení proudu a hrozí poškození kompresoru. Naopak v pravé oblasti od konce červených křivek (Obr. 13) hrozí aerodynamické ucpávání vlivem lokálního dosažení rychlosti zvuku. [4][22]

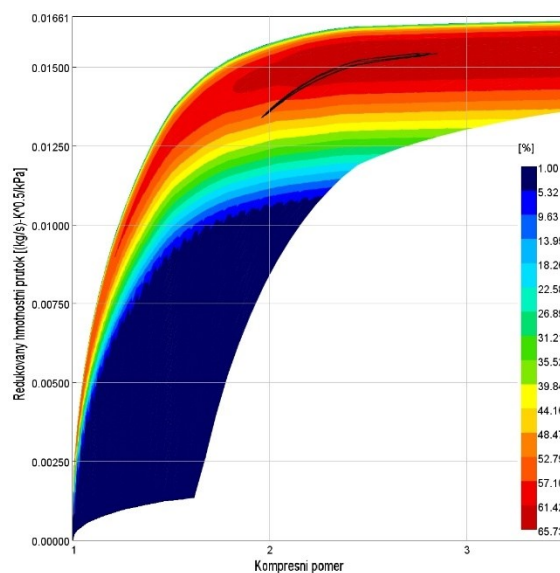
4.2 Charakteristika turbíny

Charakteristika turbíny je podobná jako charakteristika rychlostního kompresoru, ovšem s rozdílem, že v ní vystupuje závislost redukovaného hmotnostního průtoku na kompresním poměru. Na obrázku Obr. 14 se nachází charakteristika redukovaného hmotnostního toku v závislosti na otáčkách a na Obr. 15 charakteristika redukovaného hmotnostního toku v závislosti na účinnosti.

Na Obr. 14 a Obr. 15 je vyznačena pracovní oblast jednoho cyklu čtyřválcového motoru, z níž je zřejmé, že turbína pracuje v silně pulzačním režimu a relativně v optimu účinnosti.



Obr. 14 – Charakteristika turbíny v závislosti na otáčkách



Obr. 15 – Charakteristika turbíny v závislosti na účinnosti

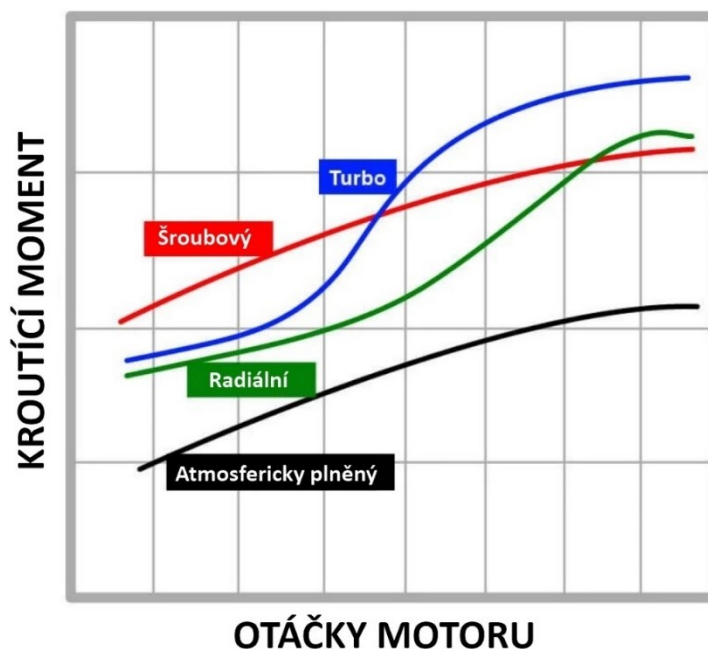
Stejně jako v případě kompresorů, i zde je třeba zjišťovat charakteristiky pro každý typ turbíny zvlášť. V případě regulace plnicího tlaku pomocí VTG se situace komplikuje, protože s každou polohou rozváděcích lopatek bude jiná charakteristika. Tudiž při použití VTG je nezbytné zjistit charakteristiku alespoň pro 3 polohy natočení lopatek, tedy pro obě krajní polohy a jednu střední polohu. Mezi těmito charakteristikami je pak možné interpolovat pro zjištění charakteristiky pro danou polohu VTG.



5 Zhodnocení jednotlivých variant přeplňování

Jednotlivé druhy přeplňování se mezi sebou dají posuzovat z několika hledisek, z hlediska nejlepší účinnosti a průběhu nárůstu kroutícího momentu v závislosti na otáčkách motoru. Dříve by se mohli též posuzovat na základě výrobních nákladů, ovšem dnes jsou výrobní náklady srovnatelné.

Na Obr. 16 se nachází porovnání typických průběhů momentu pro jednotlivé druhy přeplňování, pro ucelený přehled je zde doplněn i průběh u atmosférického motoru. Z průběhů vyplývá, že z hlediska použití je nejvýhodnější přeplňování objemovým kompresorem. Jako nejméně vhodný se jeví radiální kompresor kvůli exponenciálnímu nárůstu výkonu. U průběhu momentu u přeplňování turbodmychadlem můžeme vidět nejprve pro něj typickou prodlevu a poté rychlý nárůst plnicího tlaku s ním související nárůst momentu motoru. Ovšem tento problém jde řešit pomocí kombinace několika turbodmychadel.



Obr. 16 – Porovnání jednotlivých druhů přeplňování z hlediska momentové charakteristiky [23]

Z hlediska účinnosti si vede nejlépe turbodmychadlo, jelikož mechanicky poháněné kompresory kvůli pohonu od klikové hřídele přímo snižují efektivní výkon, s čímž se pojí zhoršení celkové účinnosti motoru.

Z výše uvedeného by se mohlo zdát, že nejideálnější je použití pouze turbodmychadel, ovšem není tomu tak. Stále existují oblasti, ve kterých je výhodné použít mechanicky poháněné kompresory.



5.1 Mechanické přeplňování pro pokročilé spalovací systémy

Za účelem splnění přísných emisních předpisů (Kapitola 1) lze s výhodou použít malé mechanicky přeplňované motory, díky rychlému nástupu kroutícího momentu, rychlému zahřívání motoru a jednoduchému výfukovému systému. Významný benefit má mechanické přeplňování u motorů s malým počtem válců, kde jsou nejednotné pulzy ve výfuku, čímž rapidně klesá účinnost turbodmychadla. [8]

Dalším aktuálním trendem je spalování chudých směsí při nízké teplotě (HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition; PCCI – Partially Premixed Charge Compression Ignition), které jsou v současnosti dost propracované jak v oblasti vznětových, tak i zážehových motorů. [24] Velikou výhodou těchto systémů je velká termická účinnost se současnou minimální produkcí pevných částic a oxidů dusíku NO_x . Termická účinnost vzroste díky snížení přestupu tepla stěnami válce během spalování a výšení Poissonovi konstanty κ (poměr tepelných kapacit při konstantním tlaku a objemu), které jsou důsledkem spalování chudé směsi a nízké teplotě plamene. Díky nízké teplotě plamene je produkce NO_x minimální. Při HCCI se směs vzduchu s palivem a recirkulovanými výfukovými plyny (EGR) vznítí po nárůstu tlaku a teploty při kompresním zdvihu. Následné hoření probíhá při nízké teplotě, čímž klesne přestup tepla do stěn a vzroste termodynamická účinnost. [8]

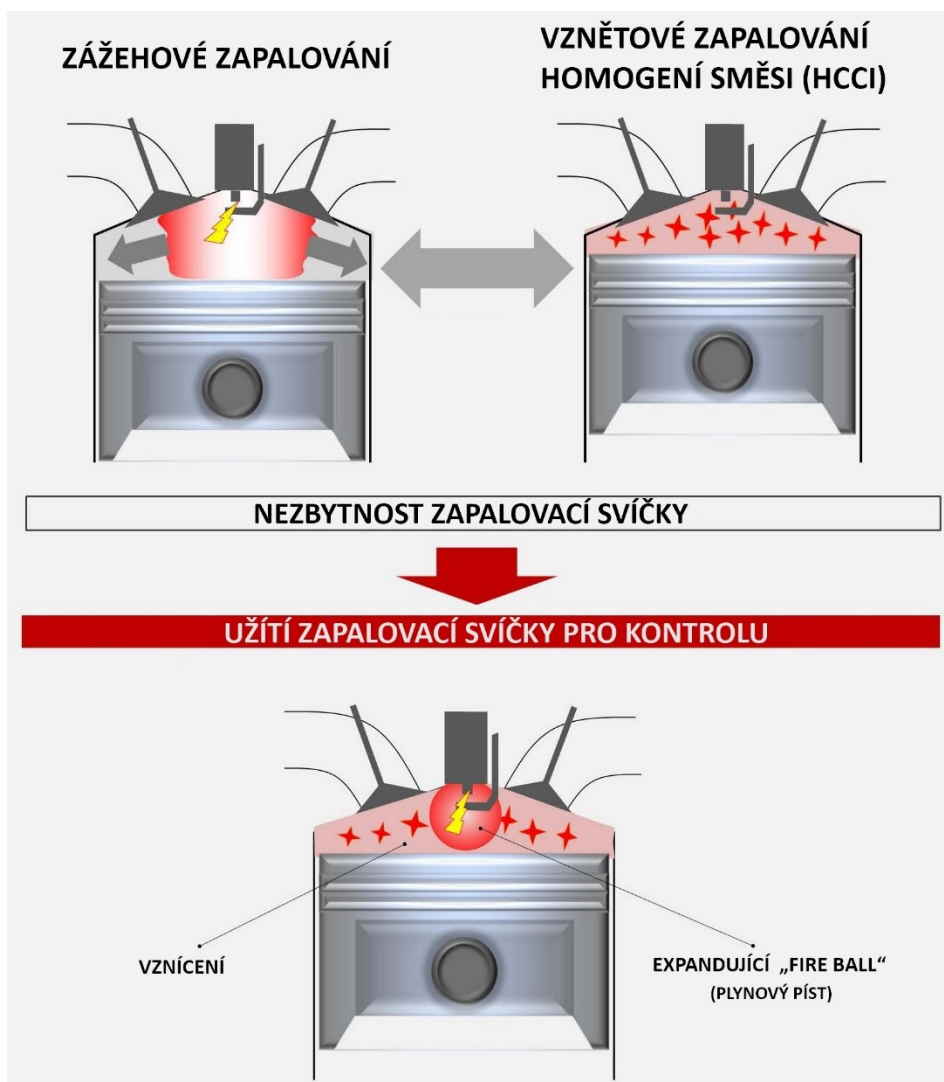
Pro správnou funkci HCCI je nezbytné zajistit naplnění válce na začátku komprese velkým množstvím směsi. Z toho důvodu požadujeme vysoký plnicí tlak připravené chudé směsi s velkým podílem EGR nezbytným pro správnou prodlevu vznícení. Vzhledem k nízké maximální teplotě při spalování mají i výfukové plyny nízkou teplotu, která zapříčiní nízký entalpický spád využitelný k pohonu turbíny. Navíc při použití turbodmychadla by narostl výfukový protitlak, jehož důsledkem by stoupla práce potřebná na výměnu náplně válce a výhody nízkoteplotního spalování by tím pádem pominuly. Dalším problémem při použití turbodmychadla se stává jeho prodleva v nízkých otáčkách, kdy dmychadlo dodává minimální tlak. Z těchto důvodů lze s výhodou použít mechanicky poháněného kompresoru s velkou účinností nebo použít kombinaci tohoto kompresoru a turbodmychadla, kde by mechanický kompresor pokryl prodlevu turbodmychadla. [8]

Automobilka Mazda nasadila do svých vozů v roce 2018 motory nazývané Skyactiv-X využívající systém vznětového zapalování řízeného zapalovací svíčkou (SpCCI – Spark Controlled Compression Ignition). Systém SpCCI Mazda vyvíjela přes 8 let, jedná se o benzínové motory kombinující hospodárnost a kroutící moment naftových motorů s možností vysokých otáček motorů benzínových. Směs paliva se vzduchem je v tomto systému tvořena ve dvou fázích pomocí vrstveného vstřiku během sacího a během kompresního zdvihu. Záměrně vytvořený silný *swirl* (vír rotující v ose válce) zajistí vznik



směsi, která je po obvodě válce chudá a kolem svíčky lokálně bohatá (fire ball), a tu následně zažehne svíčka. Zapalování může v některých režimech fungovat i s deaktivovanou svíčkou. Pro vytvoření optimální směsi využívá Mazda vstřikovacích tlaků 500 bar a speciálně pro tuto aplikaci vyvinutý kompresor od firmy Eaton. Kompresor zde však neslouží pro dosažení velkého momentu v nízkých otáčkách či velkého špičkového výkonu, ale k vytvoření optimální směsi paliva se vzduchem. [25][8]

Obr. 17 porovnává výše zmíněné systémy, v dolní části obrázku se nachází systém SpCCI, u kterého se využívá zažehnuté lokálně bohatší směsi kolem svíčky (fire ball).



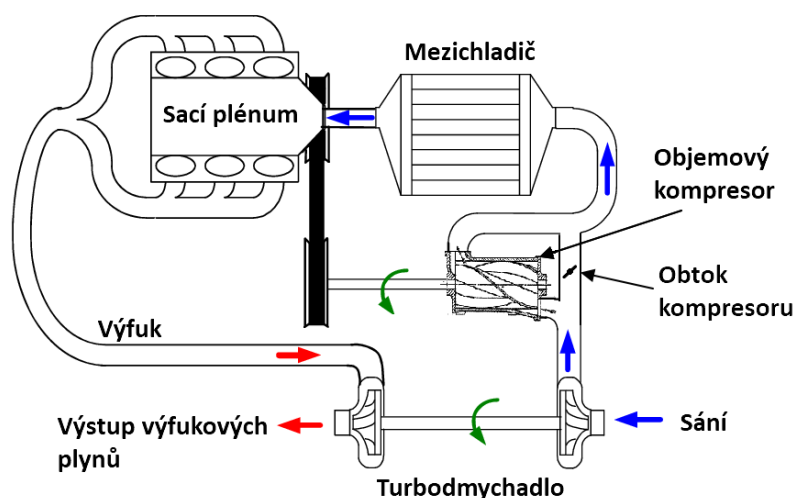
Obr. 17 – Porovnání systémů SI, HCCI a SpCCI [25]



6 Kombinované přeplňování

U jednotlivých typů přeplňování představených v této práci lze spatřovat různé nevýhody, jako např. prodlevu při nástupu plnicího tlaku u turbodmychadla, nebo snižování celkové účinnosti motoru s mechanicky poháněným kompresorem, případně nedostatečný kompresní poměr kompresoru. Na druhou stranu každý ze způsobů přeplňování disponuje různými výhodami a při vhodném spojení jednotlivých metod lze maximálně využít jejich výhod a současně potlačit jejich nedostatky. Vhodnou kombinací můžeme docílit ideálního průběhu kroutícího momentu nebo dosáhnou velkého špičkového výkonu. Přísné emisní limity, spolu s požadavkem na velký výkon, tlačí producenty vozidel do výroby maloobjemových silně přeplňovaných jednotek. U zážehových motorů se následně využívá kombinace velkého plnicího tlaku a malého kompresního poměru. Pomocí regulace plnicího tlaku lze následně dosáhnout stejného efektu jako při použití variabilního kompresního poměru, a tím je možné dosáhnou větší míry optimalizace spalovacího procesu.

Typickým představitelem kombinovaného přeplňování je kombinace turbodmychadla a mechanicky poháněného (obvykle objemového) kompresoru (Obr. 18). Při použití této kombinace se využívá mechanicky poháněného kompresoru pro dodání dostatečného plnicího tlaku již od nižších otáček motoru. Ve vyšších otáčkách, kdy kompresor turbodmychadla začne dodávat dostatečný plnicí tlak, je mechanický kompresor odpojen pomocí elektromagnetické spojky a dojde k otevření obtoku kompresoru. V režimu, kdy je v činnosti objemový kompresor jde o dvoustupňové přeplňování. Na Obr. 18 je objemový kompresor ve druhém stupni, ovšem častěji se volí uspořádání s objemovým kompresorem v prvním stupni.



Obr. 18 – Přeplňování turbodmychadlem a mechanickým kompresorem [31]

Dalšími používanými variantami kombinovaného přeplňování jsou například kombinace několika turbodmychadel, kombinace turbodmychadla a „eBoosteru“ nebo

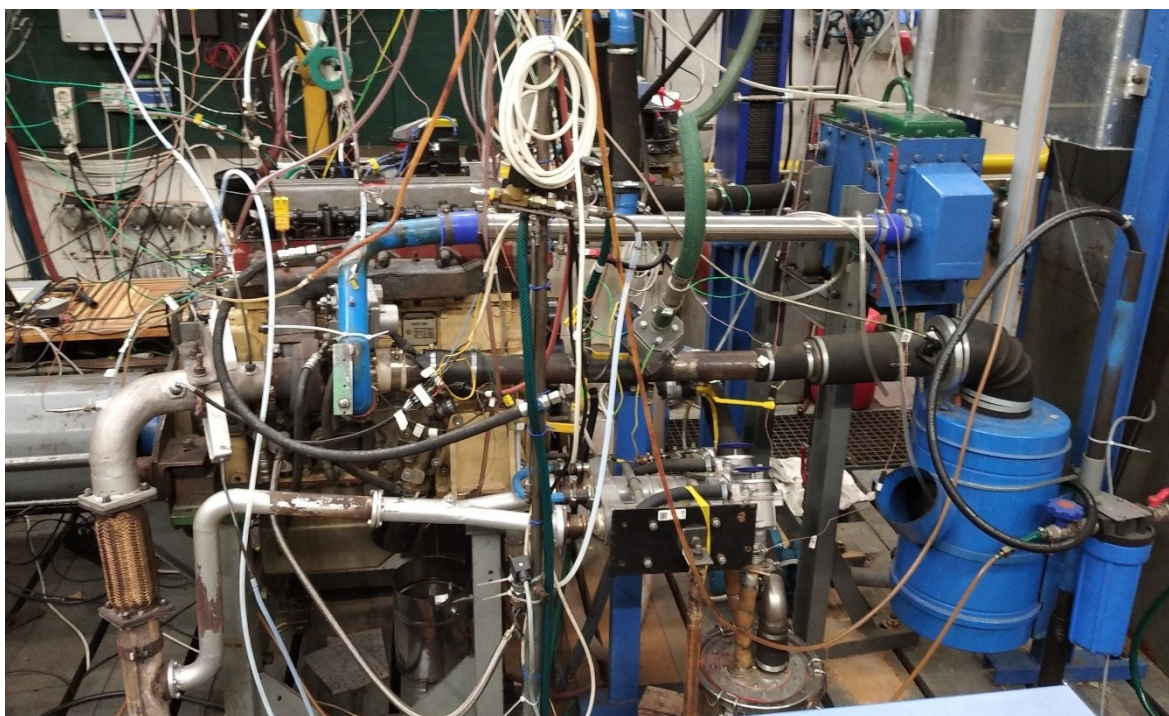


elektricky poháněné turbodmychadlo (schémata uspořádání viz příloha 1). V kombinaci turbodmychadla a „eBoosteru“ se jedná o sériově řazené turbodmychadlo a elektromotorem poháněný rychlostní kompresor, který se stará o rychlý nárůst plnicího tlaku při prudkém sešlápnutí plynového pedálu. Elektricky poháněné turbodmychadlo se skládá z turbíny, kompresoru a na hřídeli má umístěný elektrický motorgenerátor, který se v motorickém režimu stará o dodání dostatečného plnicího tlaku, čímž vyplní prodlevu turbodmychadla. V režimu generátoru pak dokáže rekuperovat přebytečnou energii. [28]



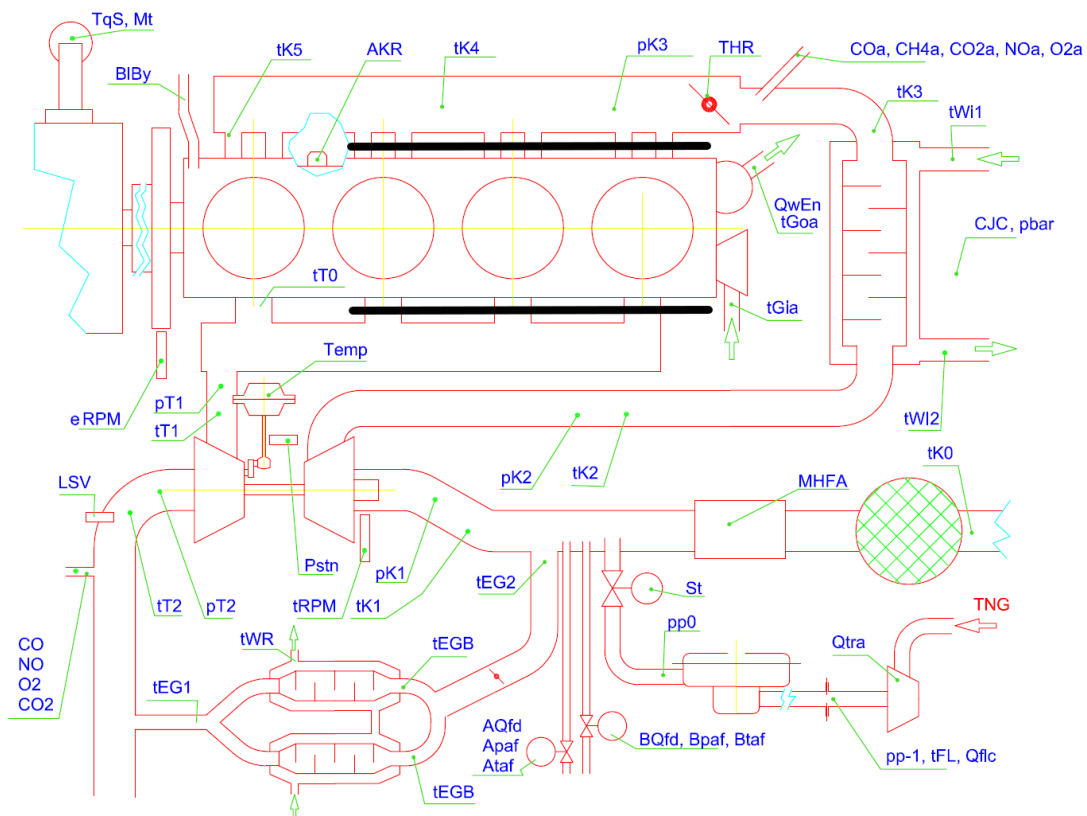
7 Laboratorní stanoviště

Praktická část této práce se bude realizována na brzdovém stanovišti s motorem z lehkého nákladního vozidla Daewoo-Avia. Brzdové stanoviště se nachází na Obr. 19. Motor má zdvihový objem $3,92 \text{ dm}^3$ s vrtáním 102 mm a zdvihem 120 mm. Původně se jednalo o vznětový motor, ale nyní je motor přestavěný na zážehový a je provozovaný na zemní plyn. Při přestavbě motoru bylo nejprve nutné zmenšit kompresní poměr a upravit tvar spalovacího prostoru, neboť zážehové a vznětové motory vyžadují výrazně odlišný tvar spalovacího prostoru. Snížení kompresního poměru vč. úpravy spalovacího prostoru bylo realizováno úpravou pístů. Na motoru prošla úpravou rovněž hlava, která nyní umožňuje osazení buď zapalovací svíčky nebo komůrky sloužící k nepřímému zážehu směsi ve spalovacím prostoru. Poslední zásadnější úprava pak spočívala v přidání škrtkové klapky a elektronického zapalování.



Obr. 19 – Laboratorní stanoviště s motorem Daewoo-Avia

Jak bylo uvedeno výše, motor Daewoo-Avia je čtyřválcový, v budoucnu by však měl být upraven na jednoválcový, aby bylo možné jednodušeji zkusit nové typy zapalovacích komůrek. Úprava na jednoválcový motor bude realizována pomocí instalace zásepek mezi hlavu a sací a výfukové potrubí na třech válcích, čímž dojde k jejich deaktivaci. Tato úprava je naznačena na schématu motoru (Obr. 20). V důsledku této změny není turbodmychadlo osazené na motoru schopné dodat dostatečný plnicí tlak, proto je třeba přepínat motor nějakým jiným způsobem, například podle návrhu, který je popsán níže.



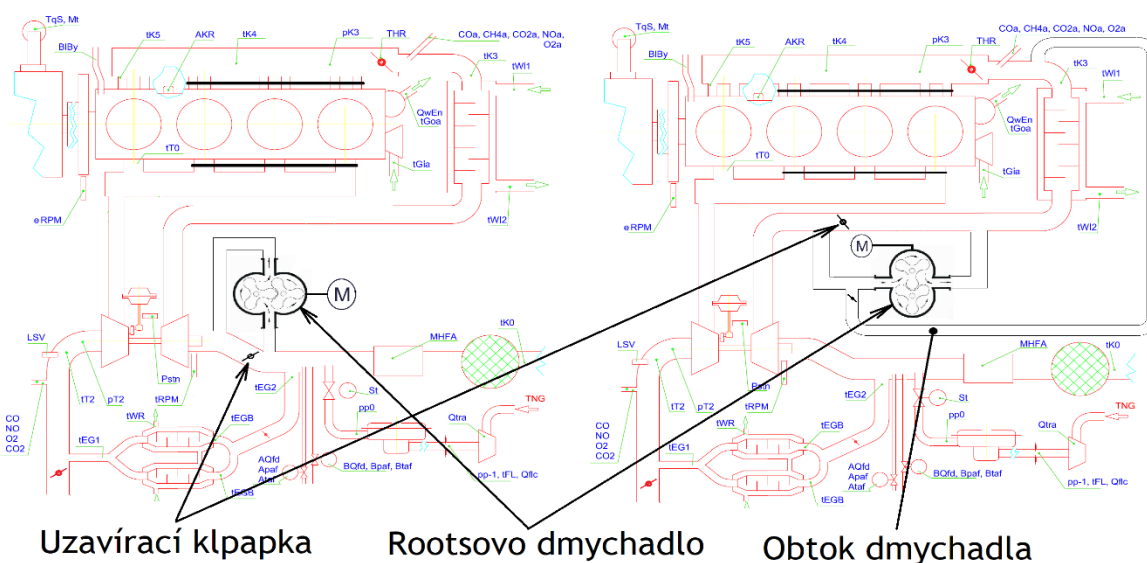
Obr. 20 – Schéma motoru s deaktivovanými válci



8 Návrh zástavby kompresoru

Jelikož je motor osazen turbo dmychadlem, nabízí se uspořádat přeplňování jako dvoustupňové. Jak bylo uvedeno v kapitole 6 při dvoustupňovém přeplňování mechanicky hnaným kompresorem a turbodmychadlem, se obvykle volí uspořádání, kde je v prvním stupni mechanicky hnaný kompresor a následuje druhý stupeň s kompresorem turbodmychadla. Tuto variantu zobrazuje levá část Obr. 21. Uspořádat přeplňování tímto způsobem by pravděpodobně bylo výhodné z hlediska tepelného namáhání Rootsova dmychadla. Výhodu výše popsaného uspořádání ovšem při této konkrétní aplikaci převyšuje nevýhoda v podobě velice komplikované zástavby na brzdové stanoviště.

Z hlediska jednodušší zástavby na stanoviště vychází výhodněji varianta, ve které se nachází nejprve kompresor turbodmychadla a následně je v sérii zařazeno Rootsovo dmychadlo. Při předběžných simulacích jsme zjistili, že pro optimální funkci dmychadla bude nutné ještě realizovat jeho obtok, pouze otáčková regulace kompresoru není dostačující z důvodu nevhodné charakteristiky kompresoru Eaton R410, který máme k dispozici. Jak je patrné z pravé části Obr. 21, obtok povede z bodu za mezichladičem přes regulační klapku před dmychadlo.



Obr. 21 – Varianty zařazení Rootsova dmychadla

Obě varianty uspořádání obsahují zavírací klapku (viz. Obr. 21), která v otevřeném stavu umožňuje provoz s deaktivovaným externím kompresorem a může být použita jako obtok kompresoru, a to především ve variantě zobrazené napravo v Obr. 21, u druhé

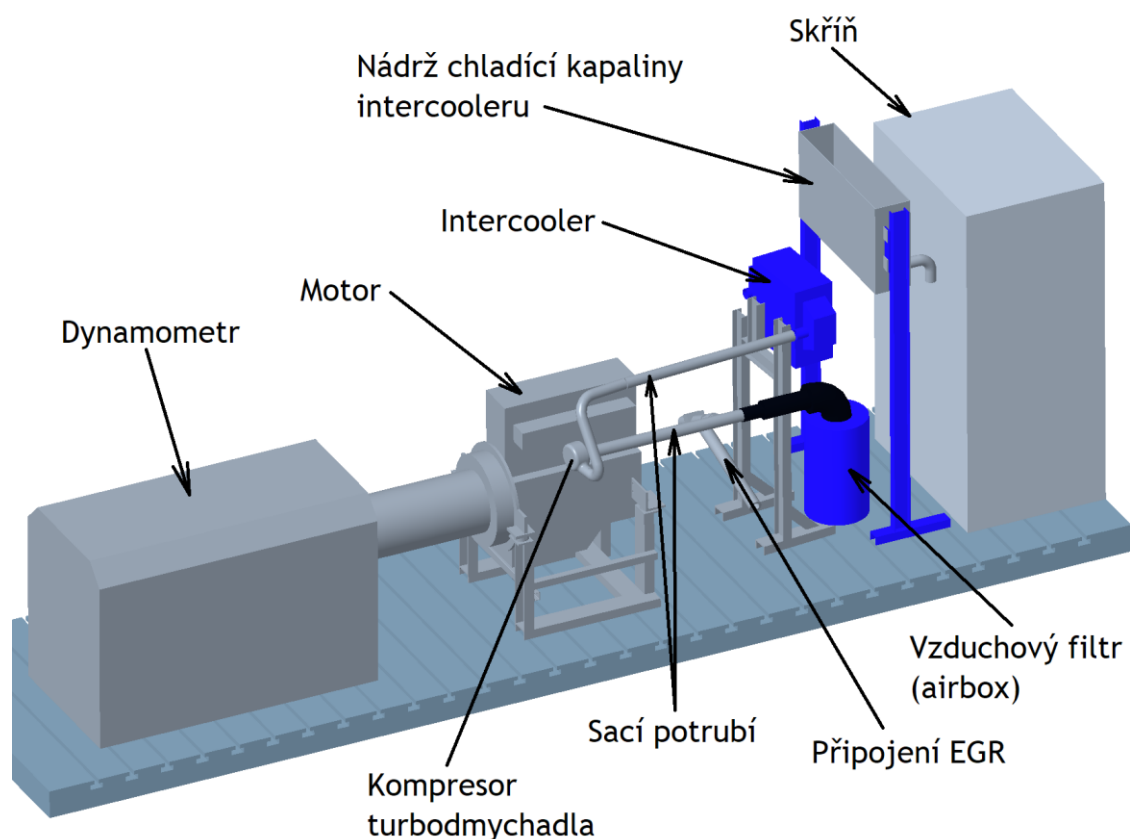


varianty je výhodnější použít obtok zmíněný výše, protože umožňuje snížit teplotu přepouštěných plynů.

8.1 Zástavba kompresoru na brzdové stanoviště

K brzdovému stanovišti bohužel nebyla k dispozici žádná výkresová dokumentace, a proto bylo nutné začít navrhování důkladným změřením všech důležitých rozměrů brzdového stanoviště, aby bylo možné následně vytvořit 3D model stanoviště. Při modelování stanoviště jsme se zaměřili především na části nezbytně nutné pro zakomponování dmychadla s pohonem. Některé části jsme vymodelovali pouze zjednodušeně, protože modelovat je detailně by pro návrh nemělo žádný přínos.

Na modelu stanoviště, jež zobrazuje Obr. 22, je vynechána většina příslušenství motoru, chybí zde i například směšovače, které se nachází na sacím potrubí propojující nádobu se vzduchovým filtrem s kompresorem turbodmychadla. Příslušenství motoru jsme však i přes nepřítomnost v 3D modelu brali v potaz při návrhu zástavby dmychadla a dále v simulačním modelu v GT-Poweru.



Obr. 22 – Brzdové stanoviště



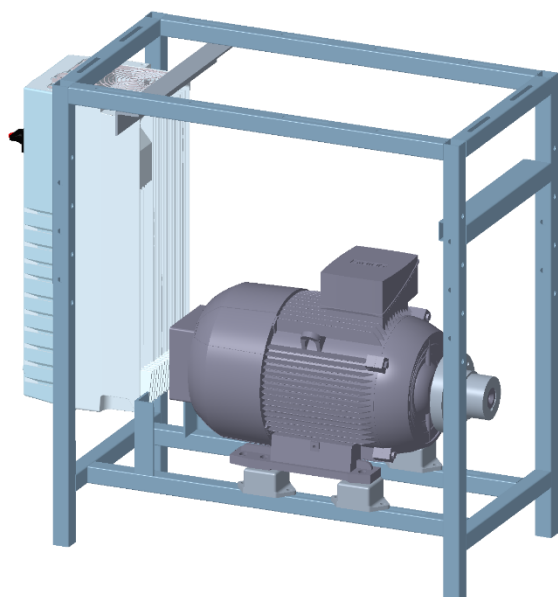
8.2 Návrh pohonu kompresoru

K pohonu dmychadla jsme využili konstrukci, která dříve sloužila k měření na kompresorech Obr. 23. Tato konstrukce je vybavená elektromotorem a frekvenčním měničem sloužícím k regulaci otáček elektromotoru. Abychom mohli konstrukci požit v našem pro naši aplikaci, bylo nutné ji modifikovat. Obr. 24 zobrazuje již hotový návrh kompresoru s pohonem.

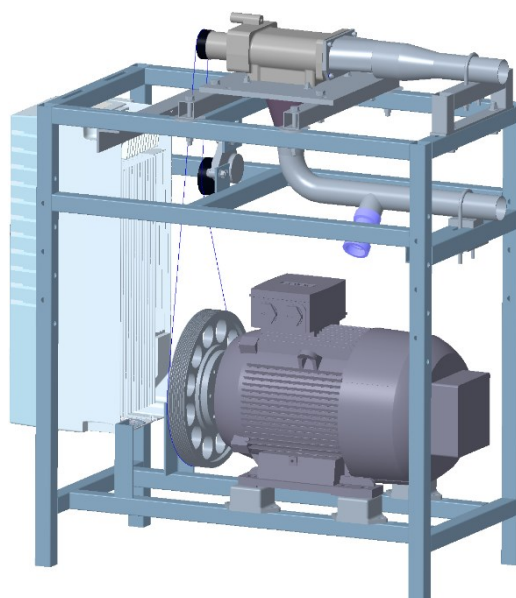
Úpravy spočívaly nejprve ve změně polohy elektromotoru kvůli optimálnější poloze vstupního a výstupního potrubí kompresoru. Tím bylo docíleno zkrácení dopravní délky, která je žádoucí z hlediska tlakových ztrát a lepší odezvy systému na změny. Další úprava rámu spočívala v přivaření nových příček, ke kterým bude přišroubován napínák řemene (viz Obr. 23 a Obr. 24).

Vstupní a výstupní příruby ke kompresoru již byly vyrobené, a tak jsme pouze navrhli jejich úpravy. Úprava příruby na vstupu spočívala pouze v redukci průměru potrubí na průměr 52 mm a v prodloužení potrubí. Výstupní příruba je též zredukována na průměr 52 mm a prodloužena, k tomuto prodloužení je navíc přivařeno šroubení pro umístění tlakové pojistky.

Kompresor s pohonem jsme navrhli jako kompaktní celek, který bude možné snadno přemístit na jakékoliv brzdové stanoviště



Obr. 23 – Původní pohon kompresoru



Obr. 24 – Nový pohon kompresoru

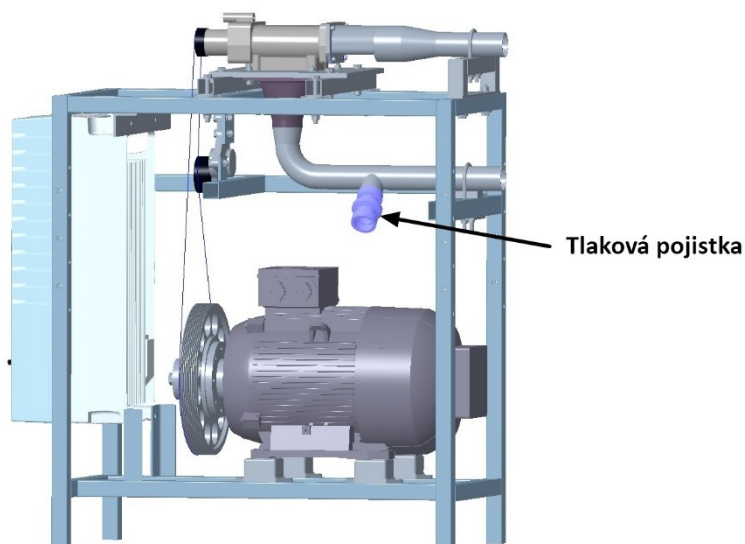
8.2.1 Tlaková pojistka

Užití tlakové pojistky je v naší aplikaci nezbytné, neboť v kompresoru stlačujeme už připravenou směs vzduchu s metanem případně vodíkem a hrozí její vznícení.



Při použití pouze turbodmychadla není tlaková pojistka nezbytná, jelikož je turbodmychadlo rychlostní stroj a při náhlém vznícení směsi v sání nehrozí jeho poškození, může dojít pouze k menším škodám na sacím traktu před vstupem do kompresoru. Kdežto použitý kompresor je objemový stroj a při vznícení směsi v sání by hrozilo jeho poškození. Z toho důvodu je nezbytné použít tlakovou pojistku. Použitá tlaková pojistka je umístěna na výstupním potrubí z kompresoru (Obr. 25).

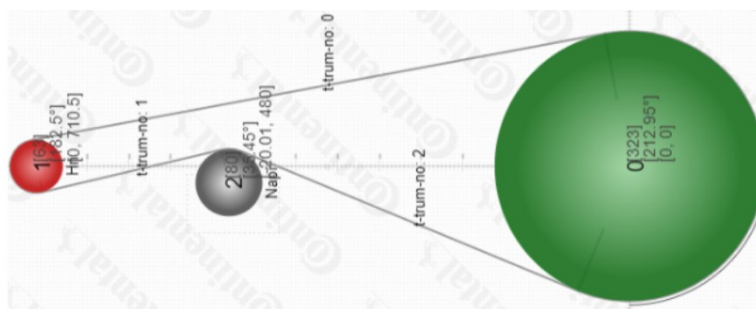
Dle zadaných parametrů, tedy provozní absolutní tlak 0,2 až 3 bary, pracovní látky vzduch/metan a vzduch/vodík, provozní teploty 30–120°C a otevírací tlak 5 barů, nám byla výrobcem navržena tlaková pojistka Comat typ X s Klemповou objímkou DIN 32676. Materiál membrány je Nikl a materiál držáku nerezová ocel 1.4301.



Obr. 25 – Umístění tlakové pojistky

8.2.2 Řemenový převod

Převodový poměr řemenového převodu byl pevně daný, jelikož kompresor byl dodán s řemenicí pro víceklínový řemen 3 PK o průměru 60 mm a k elektromotoru byla k dispozici řemenice typu PK o průměru 320 mm. Schéma řemenového převodu zobrazuje Obr. 26. Při návrhu polohy napínací kladky jsme se snažili dosáhnout co největšího úhlu opásání řemenice kompresoru, který má vliv na velikost přenášeného výkonu.

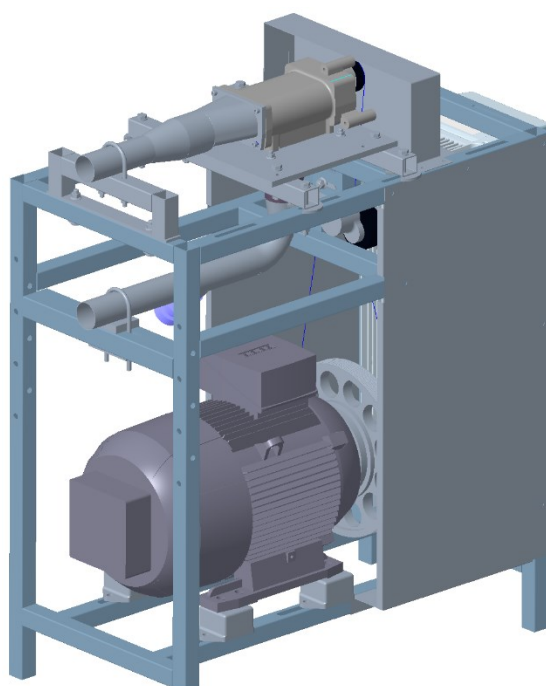


Obr. 26 – Schéma řemenového převodu [32]

Řemen typu 3 PK má, jak z názvu vyplývá, pouze 3 klíny a jeho šířka činí 10,68 mm. Na základě těchto údajů lze předpokládat, že by při provozu mohlo být znatelné výkonové omezení na straně řemenu. Proto jsme provedli výpočet daného převodu s cílem zjistit maximální přenositelný výkon. Výpočet jsme uskutečnili v programu CONTI® PROFESSIONAL od firmy Continental. Program funguje jako volně dostupná webová aplikace. [32]

Výpočtem jsme zjistili, že maximální přenositelný výkon řemenovým převodem je přibližně 8,5 kW. Podrobnější výsledky výpočtu jsou uvedeny v příloze 2. Z výsledku je zřejmé, že zde nastane výkonové omezení způsobené řemenovým převodem, neboť elektromotor má jmenovitý výkon 15 kW.

U návrhu řemenových převodů je důležité dbát na bezpečnost provozu. Proto jsme navrhli krytování řemene, viz Obr. 27.



Obr. 27 – Kompresor s pohonem včetně krytu řemenu



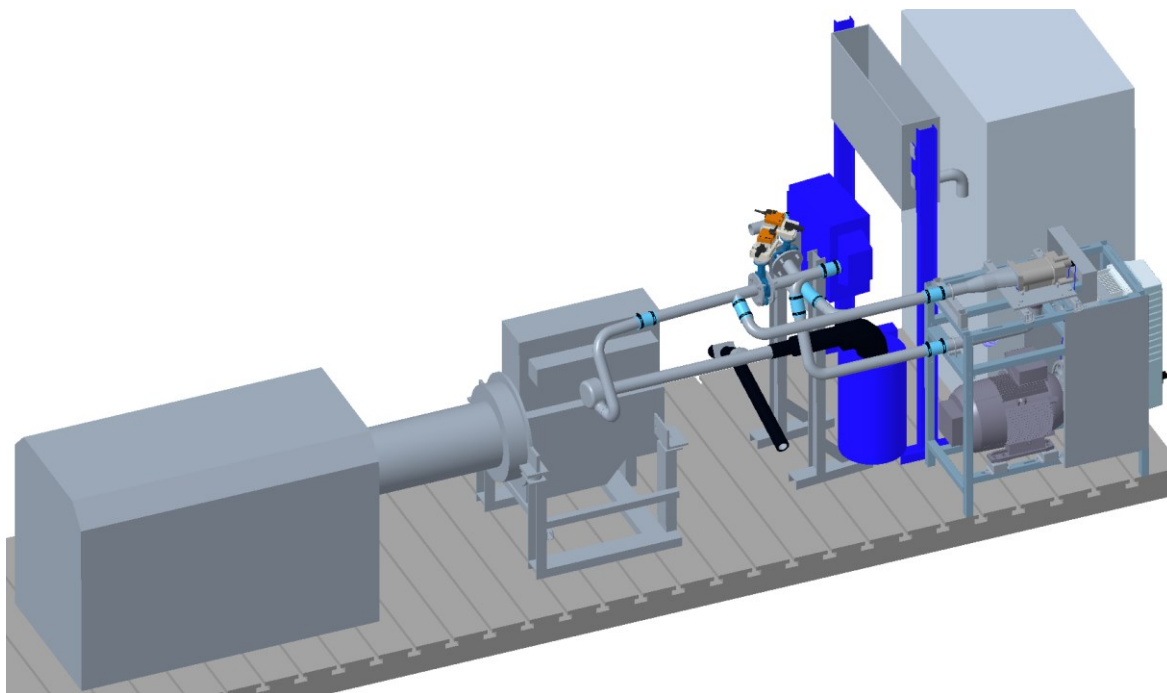
8.3 Zakomponování přeplňovací jednotky na brzdové stanoviště

Úkol zakomponovat přeplňovací jednotku na brzdové stanoviště se zdál zprvu poměrně složitý. Nakonec jsme však dospěli k závěru, že pokud posuneme nádrž na vodu pro chlazení intercooleru a skříň ke straně vznikne prostor kam lze umístit přeplňovací jednotku.

Materiál na konstrukci potrubí jsme zvolili nerezovou ocel 1.4301. Rozměry potrubí jsou stejné jako na stávajícím sacím potrubí, jedná se o trubku průměru 52 mm a tloušťky stěny 2 mm. Dále jsme pro návrh použili varné nerezové polotovary, jako kolena, T kusy a centrické redukce. Potrubí jsme navrhli jako menší svařence, které jsou mezi sebou spojené hadicí s užitím hadicových spon. Spojení hadicí má několik výhod, především jde poměrně snadno rozpojit a zase spojit, navíc plní roli kompenzátoru vibrací od motoru a také kompenzuje teplotní roztažnost potrubí.

Jak se uvádí v kapitole 8, zvolili jsem variantu uspořádání kombinovaného přeplňování, kdy bude externí kompresor zařazen za kompresor turbodmychadla. Připojení jsme realizovali mezi kompresorem a mezichladičem tím, že jsme rozdělili trubku vedoucí od turbodmychadla do intercooleru pomocí uzavírací klapky. Před klapku a jsme umístili T kus a za klapku T koleno, které umožňuje lépe nasměrovat proud proudícího média do požadovaného směru.

Pro realizaci obtok externího kompresoru jsme zařadili za výstup z intercooleru T kus, který je přes škrtkovací klapku propojen se vstupním potrubím do kompresoru.



Obr. 28 – Návrh zakomponování přeplňovací jednotky na brzdové stanoviště



8.3.1 Uzavírací a škrťící klapka

Jedna z hlavních podmínek kladených na klapky, tedy především na uzavírací předělující potrubí mezi turbodmychadlem a chladičem, je absolutní těsnost. Kvůli tomuto požadavku jsme vybrali mezipřírubovou uzavírací klapku, která se používá v nejrůznějších průmyslových aplikacích. Klapku jsme poptali u dodavatele průmyslových armatur od firmy ABO valve, s.r.o. Dodavatel nám pro naši aplikaci doporučil klapku série 993B-G050, kde první část označení znamená, že jde o sérii klapek 900, materiál manžety NBR 70-AG a materiál disku tvárná litina. U tohoto provedení by však mohl být problém s manžetou, neboť materiál NBR odolává teplotám do 100 °C, krátkodobě zhruba do 125 °C. Z toho důvodu jsme raději zvolili materiál FPM (VITON), který odolává teplotám až 150 °C a je zároveň možné ho použít pro páru, bioplyn, kyseliny a oleje. U materiálu VITON většina výrobců těsnění uvádí odolnost dokonce až kolem 210 °C, krátkodobě do 300 °C.

Velikost klapky je DN 50, typ klapky PN 10. DN 50 značí, že jmenovitá světlost klapky činí 50 mm. Navržená klapka má nominální tlak PN 10, pracovní tlak tedy může být až 1 MPa = 10 bar. Pro naše účely by vyhověla i klapka PN 6, která je do 6 bar. Tutu variantu ovšem výrobce standardně nedodává.

Klapka bude umístěna mezi dvě standardizované příruby DN 40 EN 1092-1/01/A, které jsou tenčí než klasické standardizované příruby. Rozměr DN40 odpovídající světlosti 40 mm jsme zvolili kvůli menšímu rozměru a z nich plynoucí menší hmotnosti. Na přírubách bude nutné zvětšit průměr otvoru na 52 mm.

8.3.2 Pohon klapky

Dodavatel klapky dodává i klapkový pohon s hlášením polohy a možností plynulé regulace. Nabízený pohon byl však finančně nákladný, proto jsme se rozhodli navrhnout jiný pohon, který bude schopný dosáhnout momentu minimálně 17 Nm.

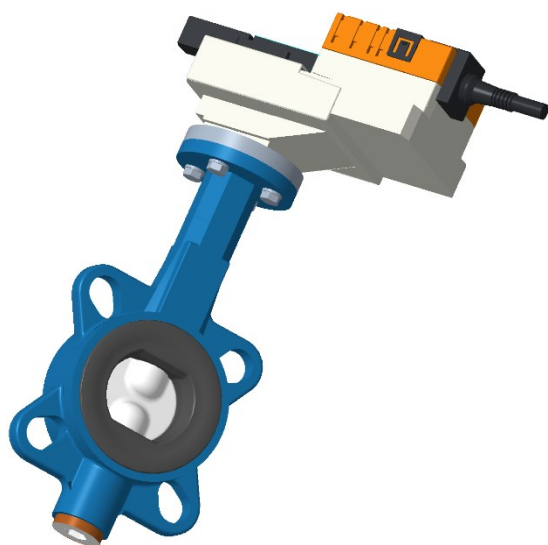
Na základě pozitivních zkušeností s klapkovými servopohony od firmy Belimo jsme vybrali pohon Belimo SR24S-SR, určený pro ovládání kulových kohoutů. Pohon disponuje minimální kroutícím momentem 20 Nm. Napájen může být stejnosměrným nebo střídavým proudem při napětí 24 V. Pro ovládání pohonu slouží stejnosměrný napěťový signál 0 – 10 V a pro hlášení polohy má pohon napěťový výstup 2 – 10 V.

Pro zjednodušení montáže pohonu na klapku by bylo výhodné zvolit pohon GR 24 A-SR-5, který má minimální kroutící moment 40 Nm, ale jeho cena je téměř dvojnásobná oproti zvolené verzi. Aby bylo možné ke klapce připojit námi navržený pohon, bude nutné vyrobit redukci, jejíž skicu zobrazuje Obr. 30. Další komplikací u připojení je skutečnost, že je pohon určen k ovládání kohoutu, který má ovládací hřídel ukončenou čtyřhranem 9×9 mm. Pokud nám výrobce pohonu nebude schopen dodat redukci na hřídel ukončenou čtyřhranem 14×14 mm, tak bude nezbytné obrobit konec hřídele klapky na rozměr 9×9 mm.

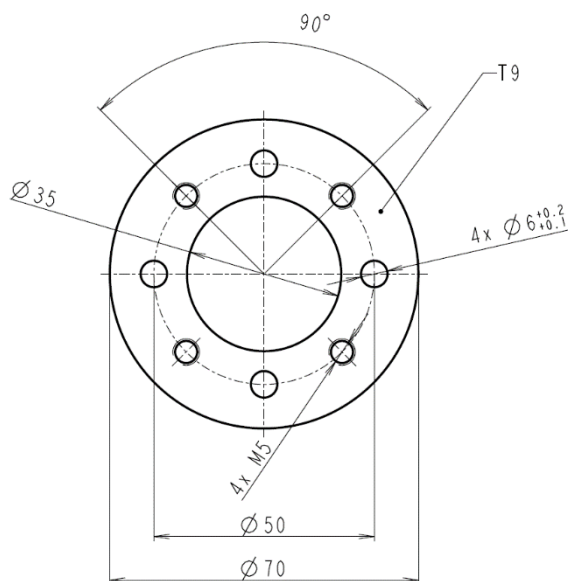


Posledním krokem, jež bude nutné učinit, je vyříznutí vnitřního závitu do hřídele klapky. Rozměr závitu závisí na dodaném upevňovacím šroubu spolu s klapkou, domníváme se, že v tomto případě půjde o závit M5.

Na Obr. 29 se nachází sestava klapky s pohonem. Pohon je upevněn pojišťovacím šroubem k hřídeli klapky, zajištění jeho přesné polohy obstarávají 4 kolíky (součást pohonu), které zapadají do děr v redukčním mezikus. Tento mezikus je přišroubován ke klapce pomocí 4 šroubů rozměru M5×16 mm.



Obr. 29 – Klapka s pohonem Belimo

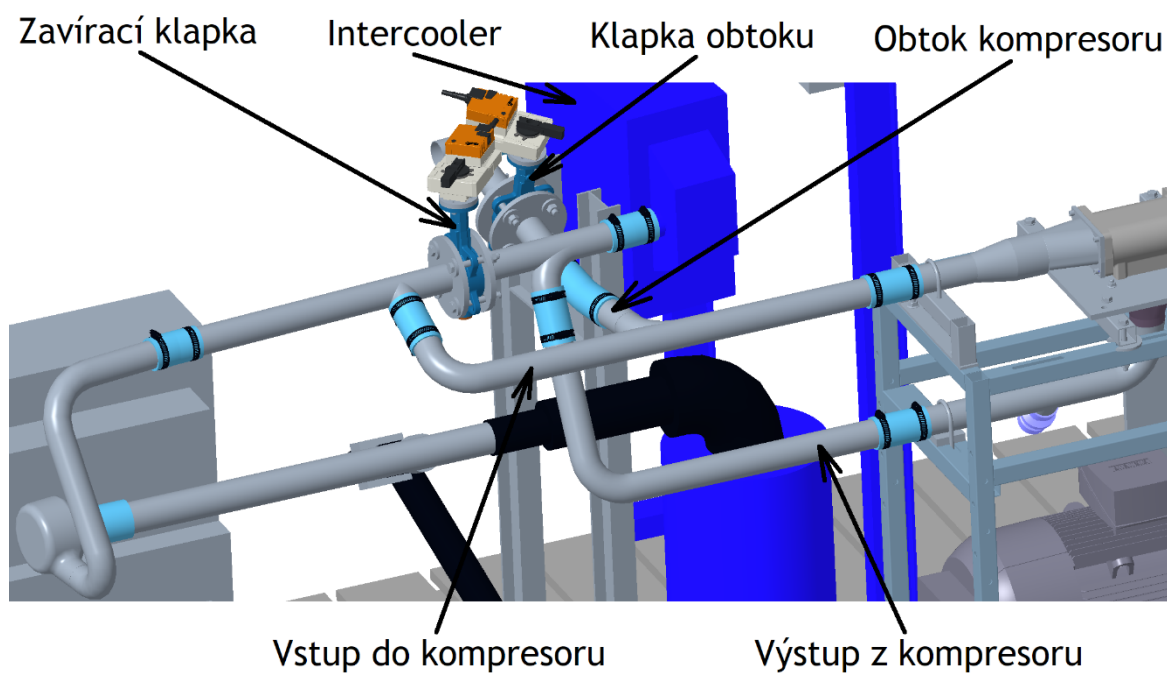


Obr. 30 – Redukce mezikus pro montáž pohonu



8.3.3 Finální návrh úpravy stanoviště

Na Obr. 31 se nachází finální návrh uspořádání sacího potrubí na brzdovém stanovišti. K návrhu jsme vytvořili kompletní výrobní dokumentace obsahující výkresy všech sestav, podsestav, výrobní výkresy jednotlivých dílů a výkresy úprav stávajících dílů, které budou použity. Dále jsme vytvořili seznam materiálu a nakupovaných dílů včetně cen, které byly platné k prosinci 2021.



Obr. 31 – Uspořádání sacího potrubí



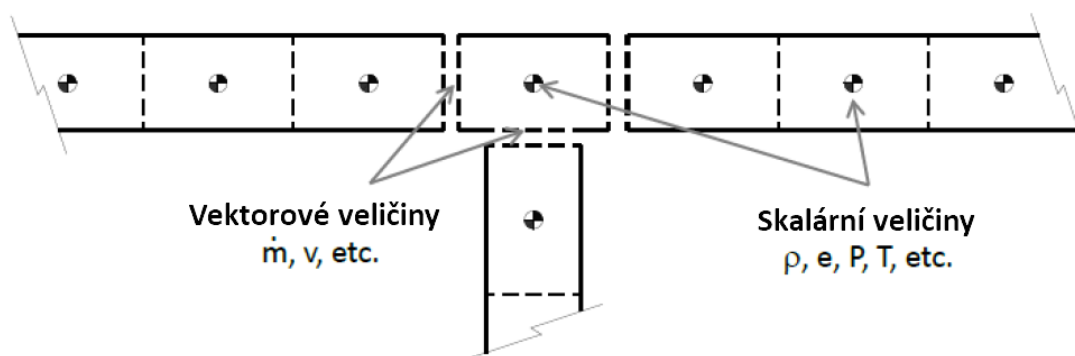
9 Termodynamický model motoru

V této části práce se budeme věnovat stavbě 1-D termodynamického modelu jednoválcového motoru a zakomponování externího kompresoru dle dříve představeného návrhu. Termodynamický model a následné simulace budeme realizovat v prostředí programu GT-Power.

9.1 Program GT-Power

GT-Power je část GT-Suite, což je programový balíček řešičů vyvinutý společností Gamma Technologies, Inc. GT-Suite je schopen simulovat celé hnací ústrojí vozu od spalovacího motoru přes různé typy elektrických nebo hybridních pohonných jednotek. Simulace je možné provádět v různých ustálených provozních režimech, přechodných režimech nebo lze řešit celé jízdní cykly. GT-Power je jednodimenzionální řešič, který zahrnuje řešení Navier-Stokesových rovnic, jmenovitě zachování hmoty, energie a hybnosti. Tyto rovnice jsou řešeny jako jednodimenzionální, což znamená, že všechny hodnoty vypočtených veličin jsou zprůměrovány napříč směrem proudění. V některých případech se zde uplatňuje 0-D přístup, ve kterém se neřeší proudění, ale řeší se pouze zákon zachování hmoty a energie. 0-D přístupem lze s celkem dobrou přesností řešit například spalování ve válci motoru. [29]

Model v GT-Poweru sestává z různých základních objektů, jako jsou trubky, průtokové rozdělovače, válce a ventily. Veškeré objekty jsou diskretizovány do konečných objemů, které jsou spojeny hranicemi. Tyto objemy jsou připojeny jejich hranicemi. U skalárních proměnných (tlak, teplota, hustota, vnitřní energie, entalpie, koncentrace apod.) se předpokládá, že jsou konstantní v každém objemu. Vektorové proměnné (hmotnostní tok, rychlost) jsou počítány pro hranice jednotlivých objemů. Tento typ diskretizace se označuje termínem „staggered grid“ (Obr. 32). [29]



Obr. 32 – Schéma diskretizace „staggered grid“ [29]



V programu se používají dvě metody časové integrace, které mohou ovlivnit výsledek simulace. Tyto metody se rozlišují na explicitní a implicitní. Primární proměnné v explicitní metodě jsou hmotnostní tok, hustota a vnitřní energie. Primární proměnné v metodě implicitní jsou pak hmotnostní tok, tlak a celková entalpie. [29]

Při výpočtech v GT-Poweru se řeší následující rovnice:

Zákon zachování hmoty

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m} \quad (7)$$

Zákon zachování energie

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum (mH) - hA_s(T_{tekutiny} - T_{stěny}) \quad (8)$$

Zákon zachování hybnosti

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dxA}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \quad (9)$$

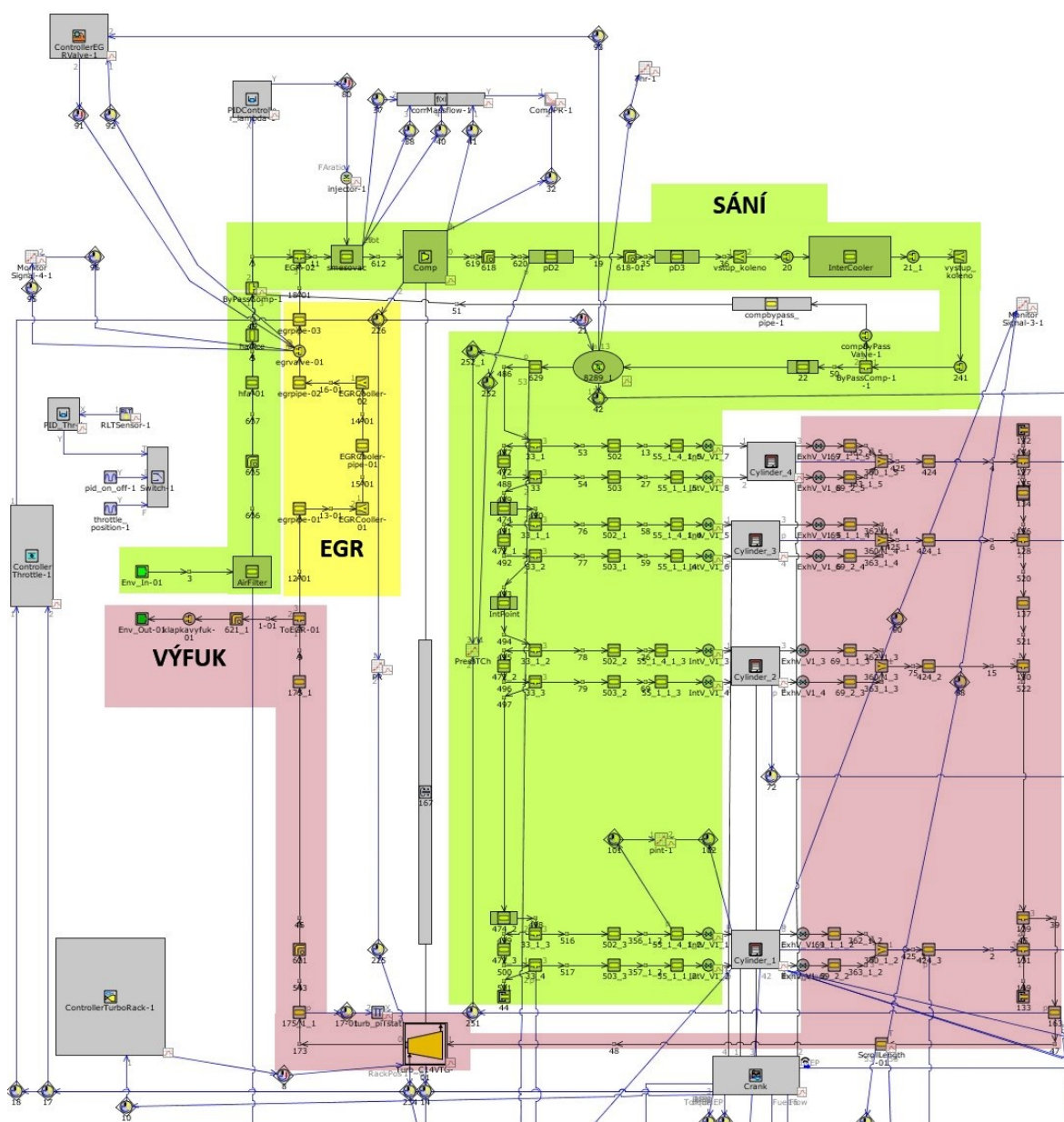
m	hmotnost objemu
\dot{m}	hmotnostní tok
V	objem
p	tlak
ρ	hustota
A	plocha proudění
A_s	plocha teplosměnného povrchu
e	celková vnitřní energie (vnitřní a kinetická) vztažená na jednotku hmotnosti
e	celková entalpie
h	koeficient přestupu tepla
$T_{tekutiny}$	teplota tekutiny
$T_{stěny}$	teplota stěny
u	rychlost na hranici
C_f	koeficient třecích ztrát
C_p	koeficient tlakových ztrát
D	ekvivalentní průměr
dx	diskretizační délka



- dp tlakový rozdíl po délce dx
- W_i měrná práce vysokotlaké části oběhu
- p tlak ve válci

9.2 Model motoru Daewoo-Avia

Pro vytváření simulačního modelu motoru Daewoo-Avia v jednoválcové konfiguraci jsme vycházeli ze stávajícího zkalibrovaného modelu, který byl vytvořen pro čtyřválcovou verzi motoru s přepřňováním turbodmychadlem (Obr. 33).



Obr. 33 – Model motoru v GT-Poweru



Model na Obr. 33 přesně odpovídá motoru umístěném na laboratorním stanovišti, počínaje celým sacím traktem, přes válce s modelem klikového mechanismu, až po výfukový trakt. Sací trakt začíná vzduchovým filtrem, následují směšovače; nejprve směšovač nasátého vzduchu s recirkulovanými výfukovým plyny (EGR) a poté palivový směšovač. Po směšovačích je zde umístěn kompresor turbo dmychadla, ze kterého stlačená směs putuje přes chladič a škrťící klapku do sacího pléna. Ze sacího pléna je směs rozvedena do jednotlivých sacích kanálů, ze kterých se přes modely ventilů (2 na každý válec) dostane do jednotlivých válců. Válce jsou propojeny s modelem klikového mechanismu, který zároveň slouží jako model třecích ztrát. Na výstupu z válců se nachází výfukové ventily (2 na válec) následované kanály a výfukovým svodem. Za tímto svodem je umístěna turbína turbodmychadla, za turbínou je situováno odběrné místo EGR, za kterým už je jen výfuková klapka.

Výfuková klapka je nezbytnou součástí výfukového traktu, protože její pomocí můžeme simulovat výfukový protitlak, který na skutečném motoru způsobuje tlaková ztráta v systému čištění výfukových plynů a tlumiči hluku. Dalším důvodem potřeby výfukového protitlaku je správná funkce EGR. Výfukovou klapku rovněž budeme potřebovat pro simulace jednoválcové konfigurace přepřínované externím kompresorem, abychom mohli emulovat motor přepřínovaný pouze turbodmychadlem.

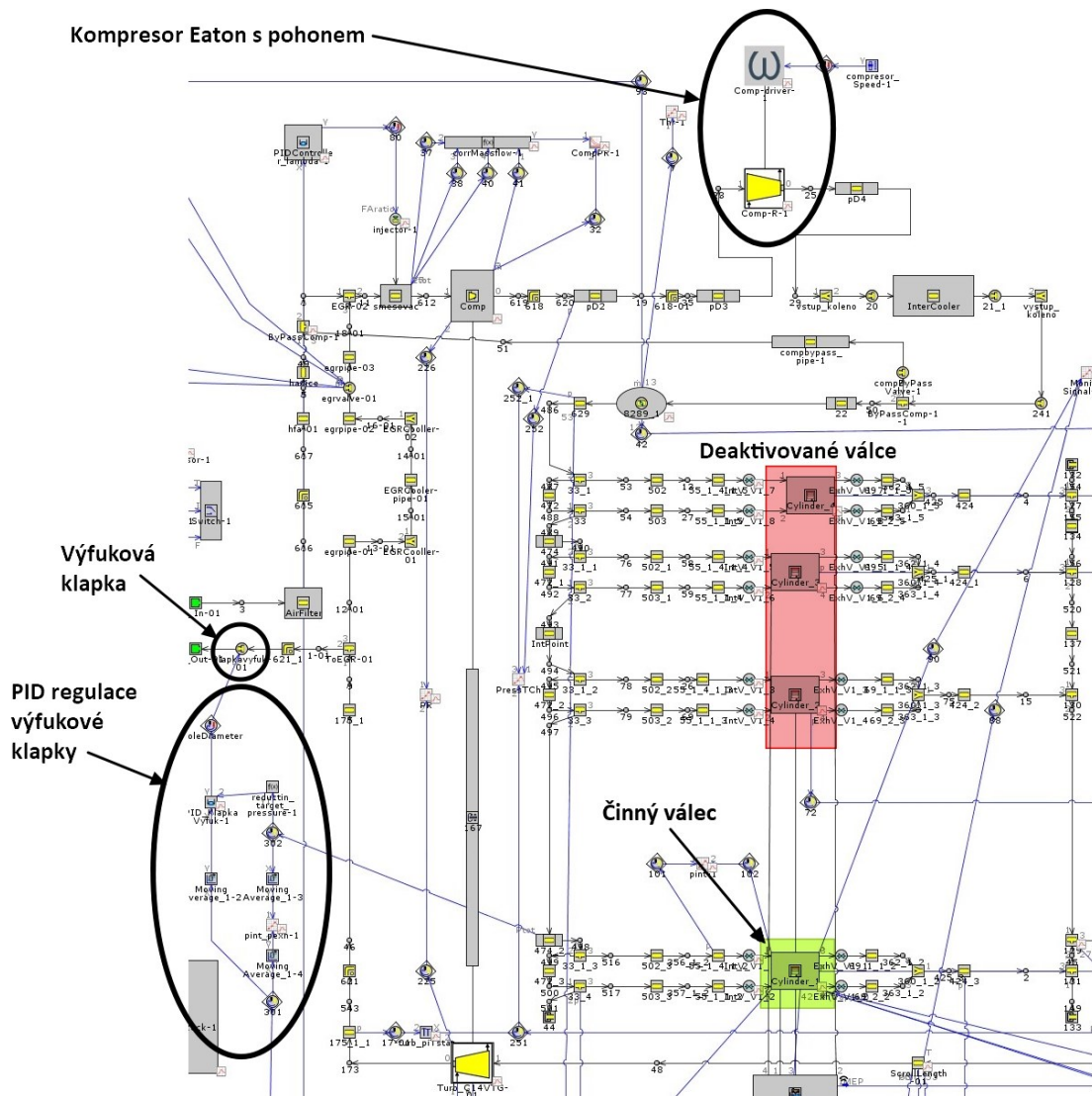
Tím se dostáváme také k modelu turbodmychadla, jež je zde použit. Turbodmychadlo je zde modelováno pomocí prvku turbíny a prvku kompresoru, které jsou propojeny prvkem s názvem ShaftTurbo. Prvek ShaftTurbo, jak už název napovídá, slouží k modelování dynamiky hřídele turbodmychadla, lépe řečeno její rychlosti a zrychlení. Aby v prvku mohla být řešena tato dynamika, musí zde být zadán moment setrvačnosti, ovšem ne pouze hřídele, ale celého turbodmychadla. Prvky kompresoru a turbíny jsou definovány pomocí charakteristik, které jsou dány závislostmi kompresního poměru, resp. tlakovému spádu v případě turbíny na průtoku při daných otáčkách. Turbína použitého turbodmychadla je vybavena systémem natáčení rozváděcích lopatek (VTG). Poloha VTG se řídí pomocí parametru Rack, který může nabývat hodnot 0 až 1.

Motor je vybaven nízkotlakým EGR, které odebírá spaliny za turbínou, vede je přes chladič a ventil zpět do sání, konkrétně před palivový směšovač. EGR ventil je v modelu nahrazen clonkou, jejíž průměr mění regulátor (ControllerEGRValve) dle požadovaného procentuálního množství recirkulovaných plynů v sání. Pro správnou funkci musí mít kontrolér informace o průtoku vzduchu, resp. směsi do sacího pléna a zároveň průtok na clonce, regulující průtok výfukových plynů do sání.



9.3 Vytvoření jednoválcového motoru a zakomponování kompresoru

U motoru na brzdovém stanovišti je realizována jednoválcová konfigurace tak, že jsou zaslepeny sací a výfukové kanály. Aby model v GT-Poweru byl co nejpodobnější skutečnému motoru, nahradili jsme záslepky v kanálech nastavením nulového průtoku sacími a výfukovými ventily na třech válcích. Jediným činným válcem tedy zůstal válec, který je situován nejdále od škrtkové klapky a nejbližší k turbodmyčadlu, současně se také nachází nejbližší k setrvačníku, resp. nejbližší k výstupu z motoru (viz Obr. 34).



Obr. 34 – Model jednoválcové konfigurace motoru v GT-Poweru – 1. verze

V rámci dalších úprav jsme přidali PID regulátor na ovládání výfukové klapky, která je v našem modelu realizována pomocí clonky. Regulátor porovnává průměrný tlak ze sacího pléna s průměrným tlakem před turbínou turbodmyčadla a pomocí změny průměru clonky vyrovnává tlak ve výfuku na hodnotu tlaku v sání. S pomocí regulace výfukového

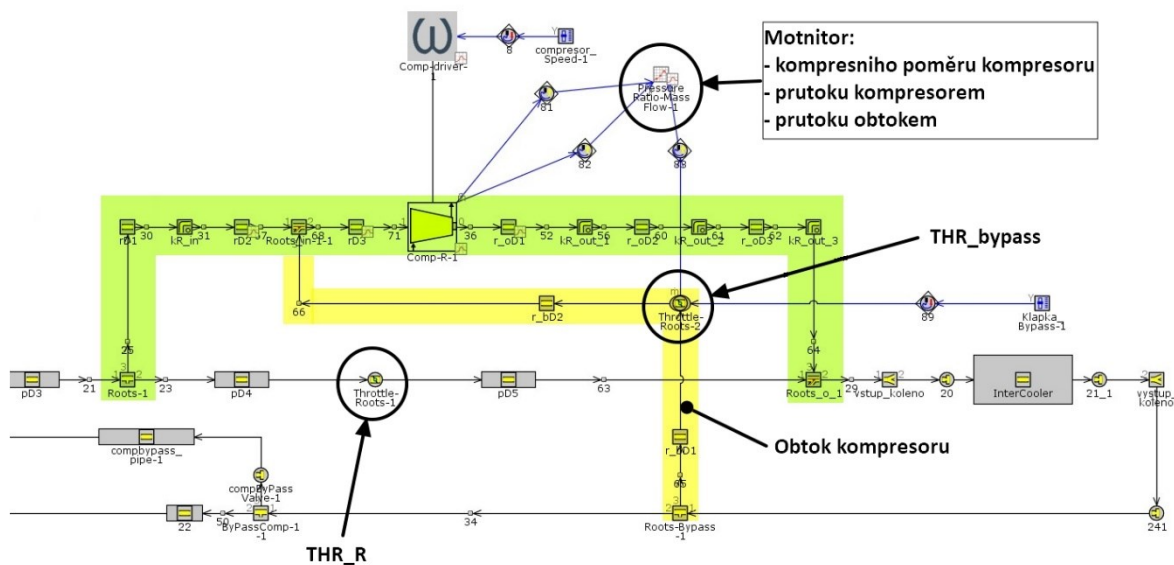


protitlaku se motor v ustálených režimech chová jako motor přepřínovaný pouze turbodmychadlem.

Poslední fáze úprav spočívala v přidání dmychadla s externím pohonem. O externí pohon se stará prvek SpeedBoundaryRot. Za účelem prvních simulací, tedy ověřování základních vlastností a chování motoru s dmychadlem jsme k prvku SpeedBoundaryRot přidali prvek SignalActiveDial, s jehož pomocí můžeme měnit otáčky kompresoru během probíhající simulace.

9.4 Zakomponování obtoku kompresoru

Termodynamický model motoru jsme upravili přesně podle konstrukčního návrhu, který uvádíme v kapitole 8. Úpravy modelu zobrazuje Obr. 35, z něhož jsou na první pohled zřejmá zeleně zvýrazněná přidaná vstupní a výstupní potrubí kompresoru, a dále žlutě zvýrazněná potrubí obtoku kompresoru včetně klapky (THR_Bypass) sloužící pro jeho řízení. Na Obr. 35 je taktéž vyznačena uzavírací klapka (THR_R) a prvek MonitorSignal, který do grafu v průběhu simulace vykresluje hodnoty průtoku kompresorem, obtokem a kompresní poměr na dmychadle.

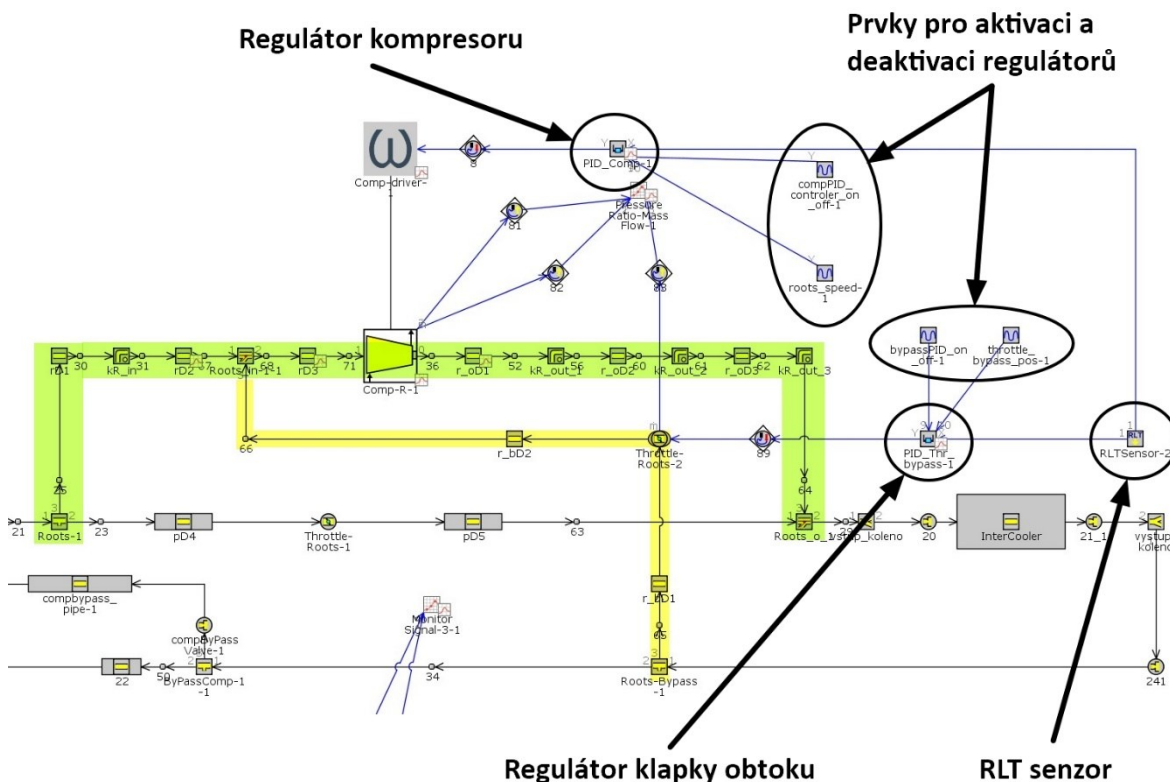


Obr. 35 – Zakomponování kompresoru vč. obtoku do modelu v GT-Poweru

Za účelem prvních měření jsme v modelu použili prvky SignalActiveDial na ovládání otáček kompresoru a polohy klapky obtoku (Obr. 35). Po zjištění optimálního způsobu řízení jsme do modelu zakomponovali PID, resp. PI regulátory pro řízení otáček kompresoru a úhlu otevření klapky obtoku. Pro jejich řízení je nutné buď zvolit otáčky kompresoru a regulovat otevření klapky nebo zavřít klapku a řídit otáčky kompresoru. Umístění regulátorů v modelu zobrazuje Obr. 36. Regulátory řídí otáčky kompresoru a polohu klapky na základě signálu z RLT snímače, který snímá aktuální IMEP720 z 1. válce, který je jediný



aktivní. Cílenou hodnotu IMEP720 definujeme v Case setupu. Dále jsme k oběma regulátorům přidali po dvou prvcích SignalGenerator. Prvním z těchto prvků nastavujeme, jestli má být daný regulátor aktivní (hodnota 0) nebo deaktivovaný (hodnota 1). Druhým z těchto prvků nastavujeme hodnotu, která má být na výstupu z regulátoru v průběhu doby, kdy není aktivní.



Obr. 36 – PID regulace kompresoru a obtoku

Pro doplnění zde ještě uvádíme schéma motoru (viz Obr. 37) s vyznačenými jednotlivými ovládacími prvky a snímači. V Tab. 1 jsou vypsány ovládací prvky potřebné pro řízení motoru a externího přeplňování. Tab. 2 doplňuje snímače veličin, které je třeba snímat pro správné řízení přeplňování.

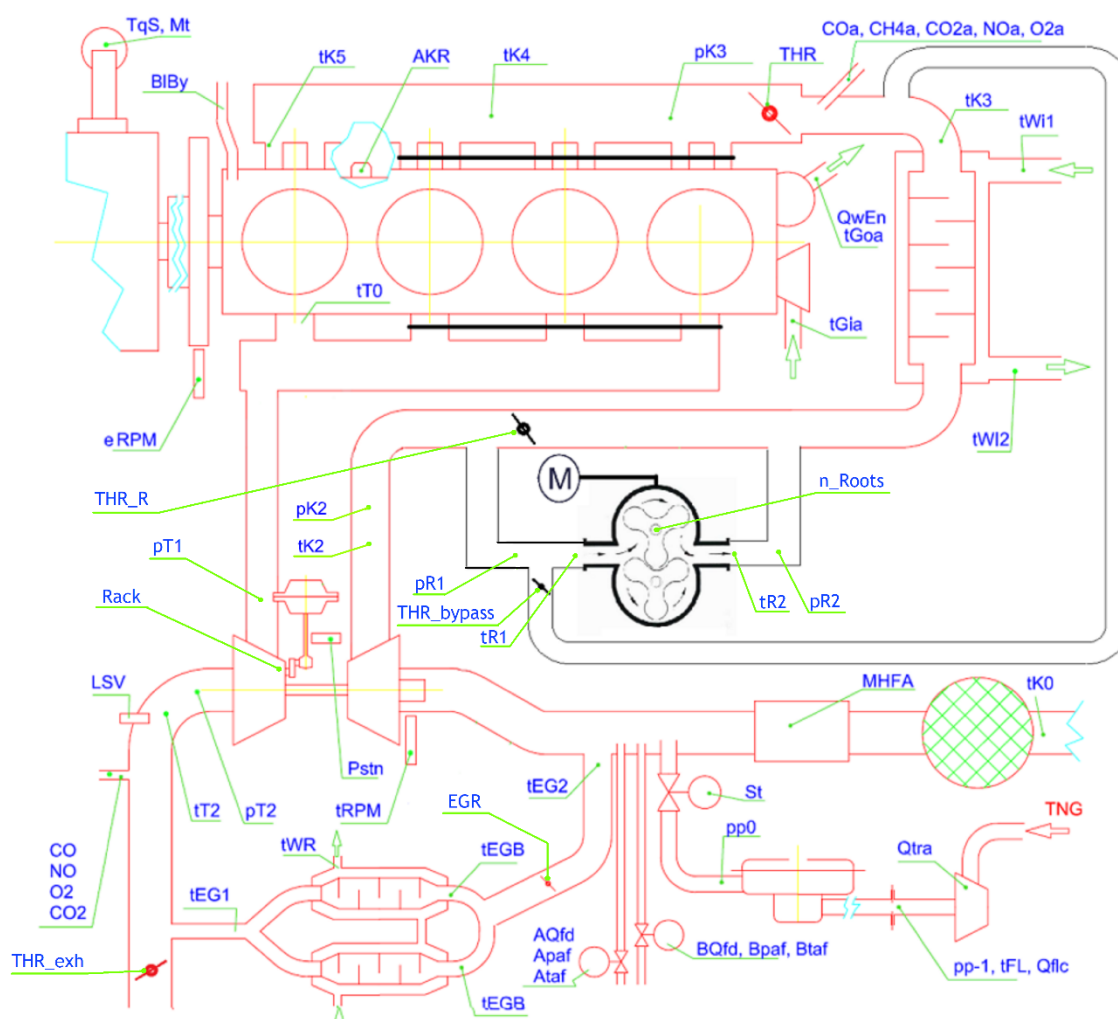
Ovládací prvky	Označení
Škrtecí klapka – motoru [°]	THR
Zavírací klapka [°]	THR_R
Otáčky kompresoru externího kompresoru [min-1]	n_Roots
Klapka – obtok kompresoru [°]	THR_bypass
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	THR_exh
Poloha rozváděcích lopatek turbíny – VTG []	Rack
Množství recirkulovaný výfukových plynů – EGR [%]	EGR

Tab. 1 – Ovládací prvky motoru a kompresoru



Měřené parametry	Označení
Teplota za kompresorem turbodmychadla	tK2
Tlak za kompresorem turbodmychadla	pK2
Teplota před externím kompresorem	tR1
Teplota za externím kompresorem	tR2
Tlak před externím kompresorem	pR1
Tlak za externím kompresorem	pR2
Teplota za uzavírací klapkou	tR3
Tlak v sacím plénu	pK3
Teplota za chladičem plnicího vzduchu	tK3
Teplota ve výfuku před turbínou	tT1
Tlak ve výfuku před turbínou	pT1
Otáčky turbodmychadla	tRPM

Tab. 2 – Měřené veličiny na motoru a kompresoru



Obr. 37 – Schéma motoru s externím kompresorem včetně obtoku

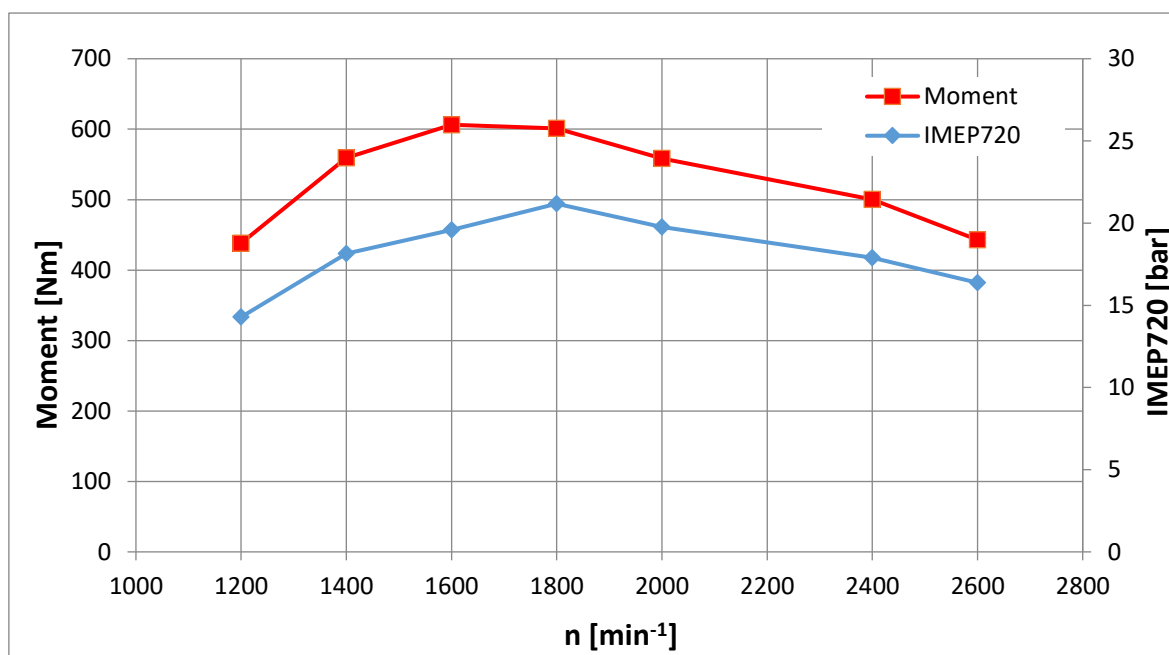


Prvky THR, THR_exh, Rack, EGR uvedené v Tab. 1, jsou již součástí stanoviště, přidání ostatních si vyžádalo zakomponování kompresoru. Taktéž u měřených parametrů (Tab. 2) jsou již některé snímače součástí stanoviště. Zde bylo nutné přidat termočlánky pro měření teploty před kompresorem, a především za kompresorem, abychom předešli přílišnému tepelnému namáhání kompresoru. Dále bylo třeba přidat termočlánek za uzavírací klapku (THR_R), u níž je nezbytné znát informaci o teplotě z hlediska tepelného namáhání manžety klapky.

Určit polohu pracovního bodu kompresoru lze např. z jeho otáček a kompresního poměru. Otáčky kompresoru si můžeme volit, tudíž jejich hodnotu známe. Pro zjištění kompresního poměru jsme umístili před a za kompresor snímače tlaků s jejichž pomocí můžeme dopočítat kompresní poměr.

9.5 Cíle simulací

Cílem simulací je prověřit funkčnost navrženého přeplňování z kapitoly 8 a navrhnout optimální způsob řízení tohoto přeplňování. V první části budeme ověřovat, zda lze na jednoválcové konfiguraci pomocí externího kompresoru dosáhnout stejných výkonových parametrů na motoru ve čtyřválcové konfiguraci. Na Obr. 38 je zobrazena momentová charakteristika čtyřválcové konfigurace doplněná o příslušný průběh středního indikovaného tlaku (IMEP720), kterého se budeme snažit dosáhnout v jednoválcové konfiguraci.



Obr. 38 – Průběh momentu a IMEP720 čtyřválcového motoru Daewoo-Avia

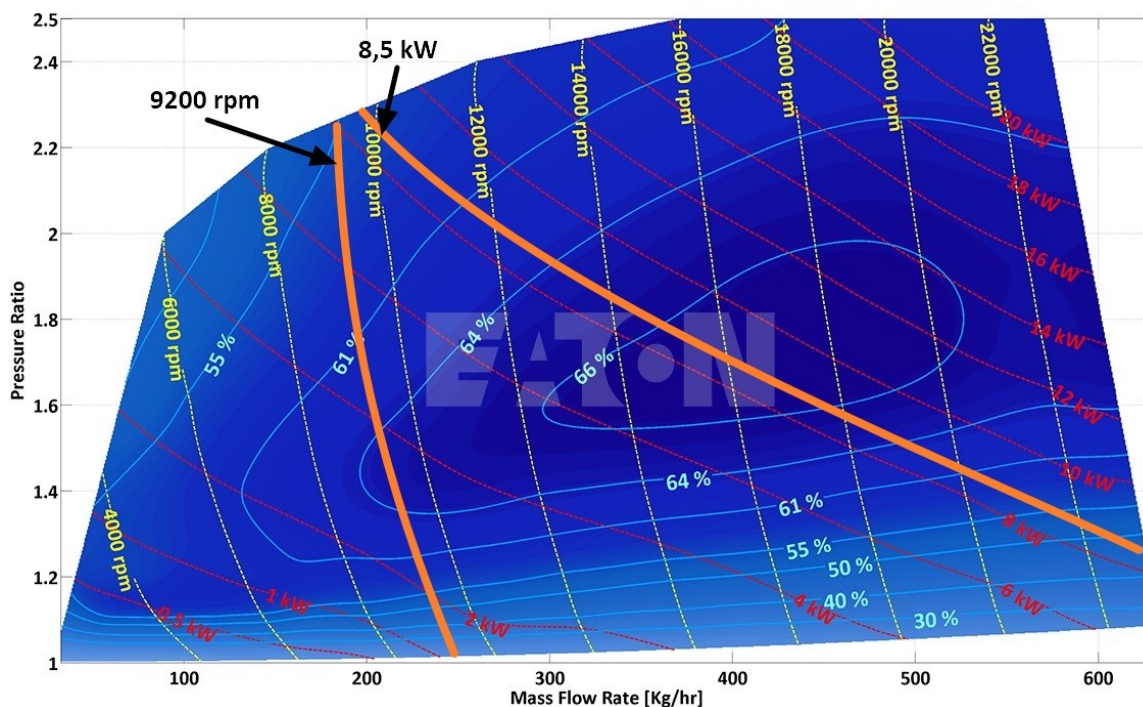


V druhé části simulací se zaměříme na simulování rozběhu motoru a jeho náběh na provozní zatížení (do ustáleného stavu). Bude zde navrženo, jakým způsobem a v jakém pořadí ovládat jednotlivé řídicí prvky pro dosažení hladkého rozběhu.

Při simulaci je nezbytné brát ohled na pevnostní omezení ze strany motoru, tedy i turbodmychadla jímž je osazen, a na omezení externího kompresoru. Otáčkové omezení externího kompresoru je dáno použitým elektromotorem a hodnotou daného převodového poměru řemenového převodu. Kvůli řemenovému převodu zde máme omezení v podobě maximálního přenositelného výkonu, resp. maximálního příkonu externího kompresoru. Hodnoty jednotlivých omezujících parametrů shrnuje Tab. 3. Omezení externího kompresoru jsou také vyznačena v jeho charakteristice (Obr. 39). V důsledku těchto omezení se může pracovní bod kompresoru pohybovat pouze nalevo od křivky pro 9200 min⁻¹.

Maximální tlak ve válci motoru [bar]	140
Maximální otáčky turbodmychadla [min ⁻¹]	160 000
Maximální teplota výfukových plynů [°C]	720
Maximální otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	9 200
Maximální příkon kompresoru [kW]	8,5
Maximální výstupní teplota z kompresoru [°C]	170

Tab. 3 – Omezující parametry



Obr. 39 – Charakteristika kompresoru R410 s vyznačenými omezeními [17]



10 Simulace ustálených režimů při maximálním zatížení

Simulace jednotlivých ustálených bodů při maximálním zatížení probíhali za podmínek uvedených v Tab. 4. Nejprve jsme realizovali citlivostní analýzu v režimech 1 200, 1 400, 2 400 a 2 600 min⁻¹ za účelem nalezení optimálního nastavení proměnných parametrů (Tab. 4) pro řízení přeplňování, resp. řízení výkonu motoru. Při této analýze jsme volili otáčky kompresoru a pomocí regulátoru hledali k daným otáčkám kompresoru příslušné otevření THR_bypass. Otáčky kompresoru jsme nejprve volili tak, že jsme pro jednotlivé režimy nejprve podle požadavku na velikost plnicího tlaku přibližně odečetli v charakteristice kompresoru vhodné otáčky kompresoru a následně je dle potřeby zvyšovali nebo snižovali. Hodnotu polohy VTG jsme volili nejprve Rack = 0 pro dosažení maximálního stlačení v kompresoru turbodmychadla. Po nalezení optimálního nastavení n_Roots a THR_bypass jsme navíc posuzovali vliv nastavení Rack = 1.

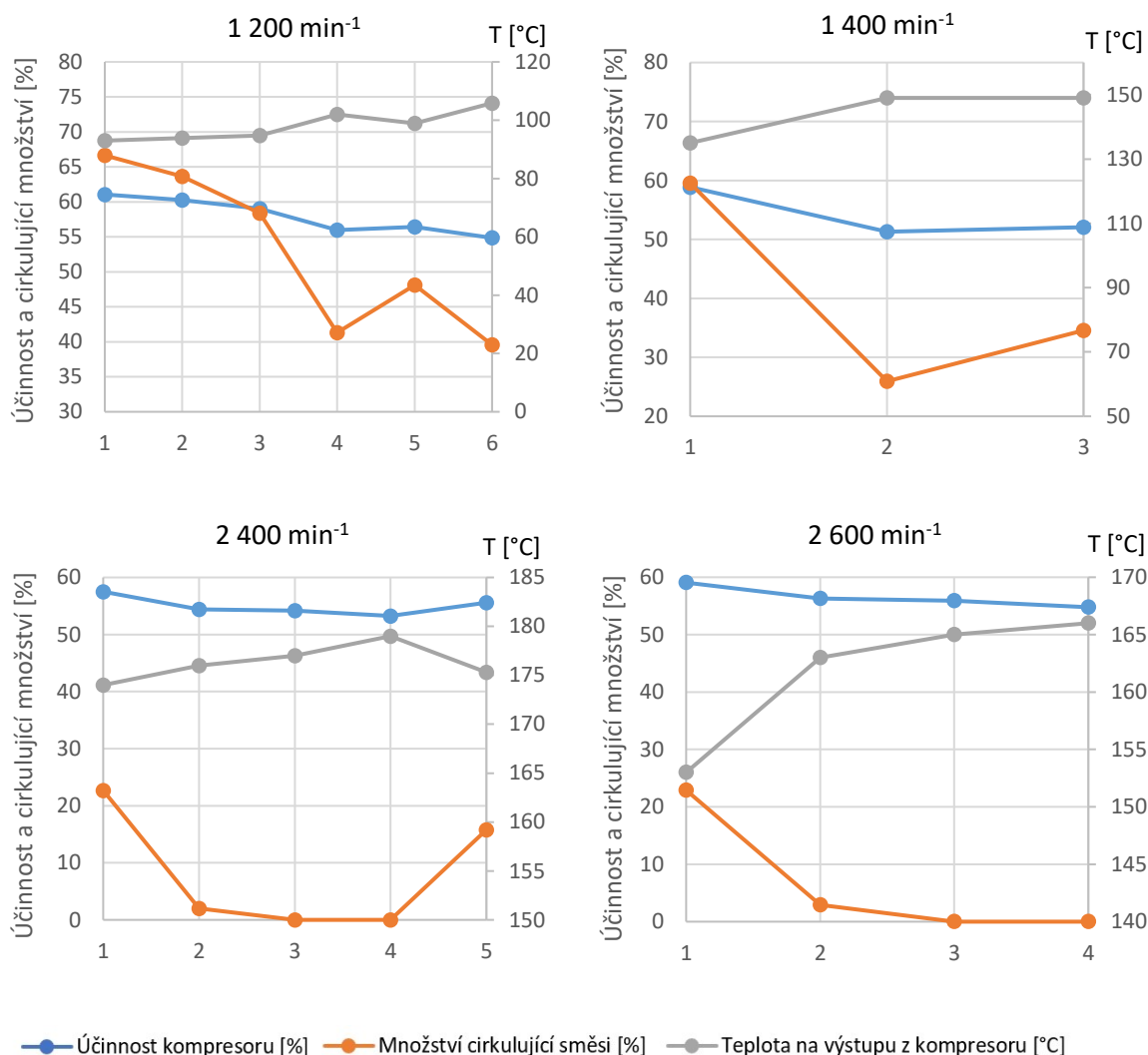
Case	1	2	3	4	5	6	7
Otáčky motoru [min ⁻¹]	1200	1400	1600	1800	2000	2400	2600
Cílový IMEP720 [bar]	14,76	18,83	20,96	21,15	19,73	17,46	16,37
Množství EGR [%]	0,4	4	12,9	13,5	17,1	17,3	17,2
Palivo	Zemní plyn						
Přebytek vzduchu	$\lambda = 1$						
Varianta motoru	Jednoválec, externí kompresor s obtokem						
Výfukový protitlak	Regulován na hodnotu plnicího tlaku						
Škrtící klapka – THR [°]	90						
Zavírací klapka – THR_R [°]	0						
Otáčky externího kompresoru – n_Roots [min ⁻¹]	Proměnný parametr						
Klapka obtoku kompresoru – THR_bypass [°]	Proměnný parametr						
Poloha VTG – Rack []	Proměnný parametr						

Tab. 4 – Podmínky simulace

V citlivostní analýze jsme vybírali optimální nastavení na základě teploty výstupních plynů z kompresoru (Tab. 3) a množství plynů cirkulujících obtokem kompresoru. Účinnosti kompresoru nebyly příliš brány v potaz, protože se ve všech případech pohybovaly v rozmezí 50 až 60 %. Výsledky zmíněných veličin pro jednotlivé simulace zobrazuje Obr. 40, Tab. 5 doplňuje nastavení proměnných parametrů. Při posuzování vlivu teploty jsme se zaměřovali především na to, jestli je vyšší nebo nižší než 170°C. Po teplotě bylo hlavním parametrem množství cirkulované směsi obtokem kompresoru. Vybrané varianty jsou



v Tab. 5 žlutě zvýrazněné. Přehled výsledných hodnot citlivostní analýzy vč. charakteristik kompresoru s vyznačenými příslušnými pracovními body zobrazuje příloha 3.



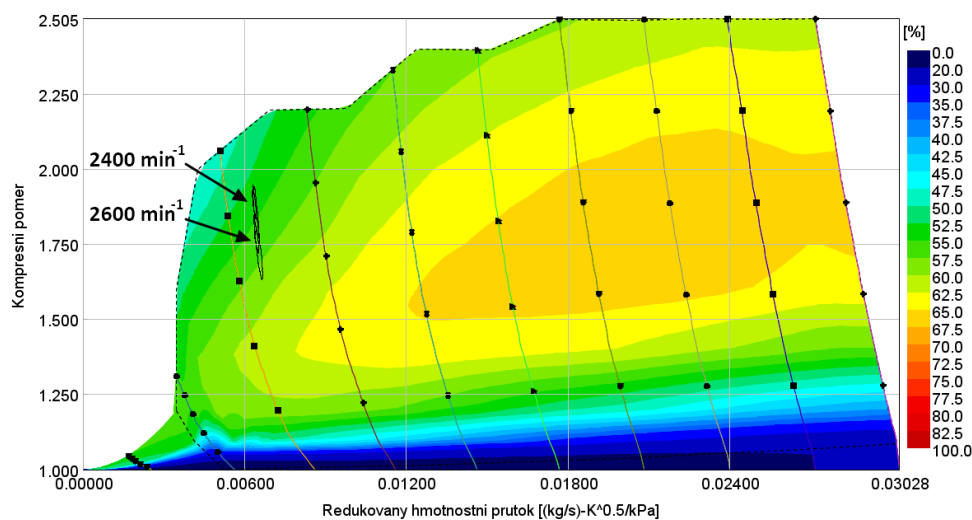
Obr. 40 – Citlivostní analýza – hledání optimálních parametrů

Režim	1 200 min ⁻¹						1 400 min ⁻¹		
	1	2	3	4	5	6	1	2	3
Označení	1	2	3	4	5	6	1	2	3
n_Roots	7 500	7 100	6 500	5 400	5 800	5 400	9 200	6 400	7 000
THR_bypass	32	30,2	26,35	18,95	20,85	17,56	29,09	14,35	16,85
Rack	0	0	0	0	1	1	0	0	1
Režim	2 400 min ⁻¹					2 600 min ⁻¹			
	1	2	3	4	5	1	2	3	4
Označení	1	2	3	4	5	1	2	3	4
n_Roots	9 200	8 000	7 911	8 225	9 200	9 200	8 000	7 868	8 225
THR_bypass	16,52	8,45	0	0	13,98	17,2	10,2	0	0
Rack	0	0	0	1	1	0	0	0	1

Tab. 5 – Citlivostní analýza – nastavení jednotlivých ovládacích prvků

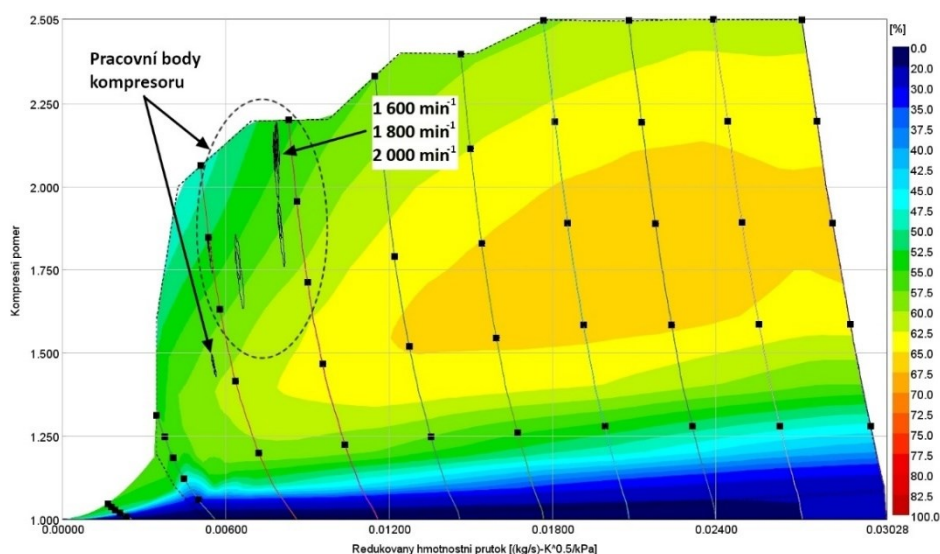


V provozních režimech 2 400 a 2 600 min^{-1} lze jako v jediné dosáhnout požadovaného IMEP720 bez použití obtoku kompresoru, tedy s otáčkovou regulací kompresoru, ale při tomto nastavení dochází k vysokým teplotám výstupních plynů z kompresoru. Proto je možné použít tuto regulaci jen v režimu 2 600 min^{-1} , neboť zde je teplota na výstupu z kompresoru ještě přijatelná. Obr. 41 zobrazuje polohy pracovních bodů v charakteristice kompresoru při zmíněné otáčkové regulaci kompresoru.



Obr. 41 – Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body

V režimech 1 600, 1 800 a 2 000 min^{-1} nebylo nutné provádět citlivostní analýzu na hledání optimálního nastavení řízení přeplňování. Vzhledem k požadavku na velký plnicí tlak jsme zvolili maximální možné otáčky kompresoru (Tab. 3) a Rack = 0. Jak můžeme vidět z charakteristiky externího kompresoru (Obr. 42), pracovní body ve zmíněných režimech leží u kraje charakteristiky. V těchto režimech pak také čelíme komplikaci v podobě vysokých teplot výstupních plynů z kompresoru, viz Obr. 44.

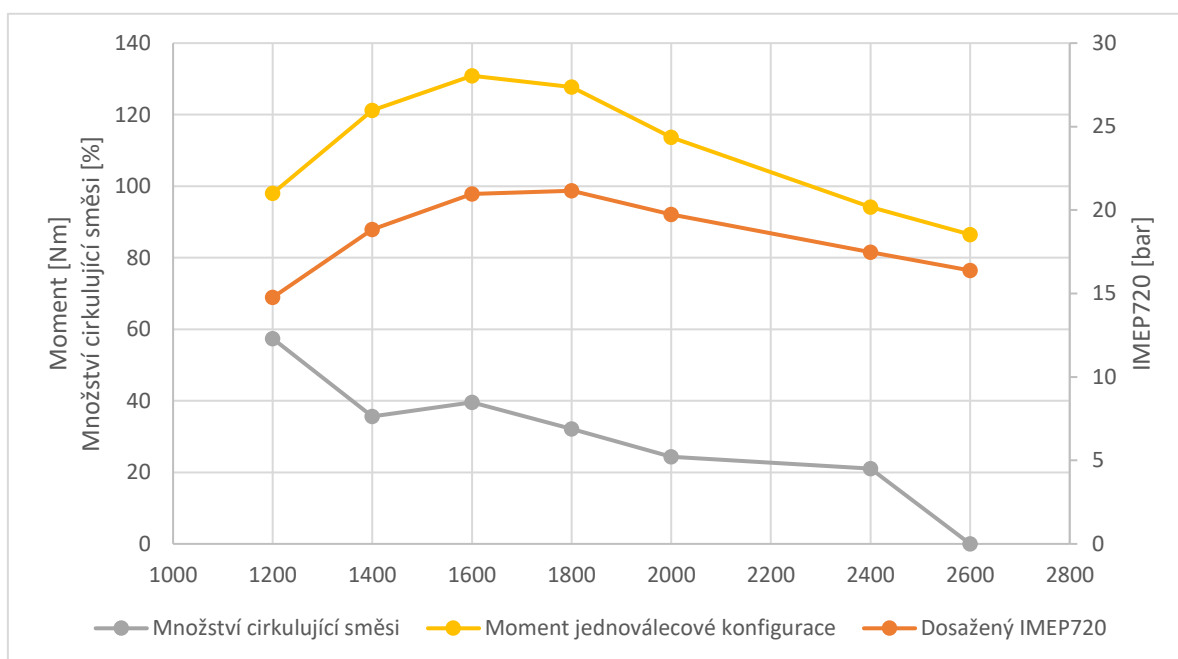


Obr. 42 – Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body

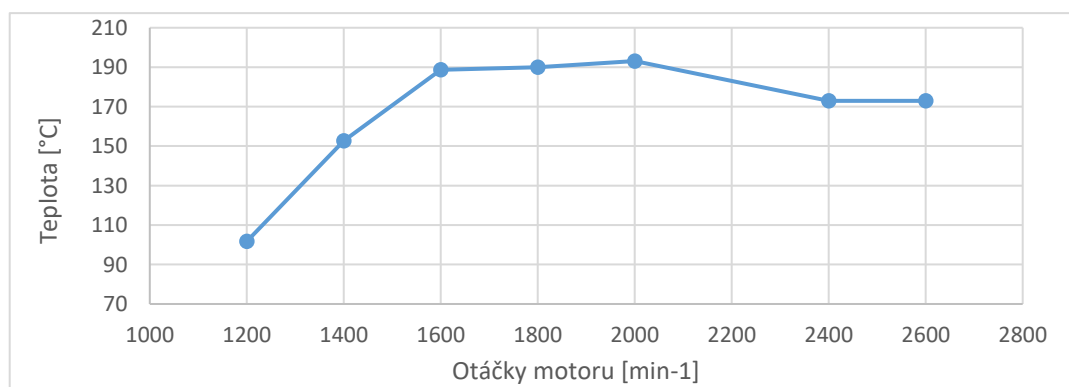


Z výsledné simulace provedené se zjištěným optimálním nastavením ve všech režimech (Tab. 4) můžeme konstatovat, že pomocí přepřínování externím kompresorem lze u jednoválcové konfigurace dosáhnout stejných výkonových parametrů jako u čtyřválcové konfigurace. Dosáhnout těchto parametrů lze v některých režimech pouze při překročení limitní teploty výstupních plynů z kompresoru (Tab. 3). Průběh teplot výstupních plynů z externího kompresoru zobrazuje Obr. 44. Ke zjištěným absolutním hodnotám teplot je však třeba přistupovat s rezervou. Pro přesné stanovení teplot bychom museli provést kalibraci modelu na základě experimentálních dat.

Obr. 43 zobrazuje moment a IMEP720 dosažený jednoválcovou konfigurací motoru. Graf (Obr. 43) je navíc doplněn o množství cirkulující směsi obtokem, které dosahuje vyšších hodnot v nízkých otáčkách motoru. Tyto vyšší hodnoty jsou způsobeny nevhodnou charakteristikou kompresoru.



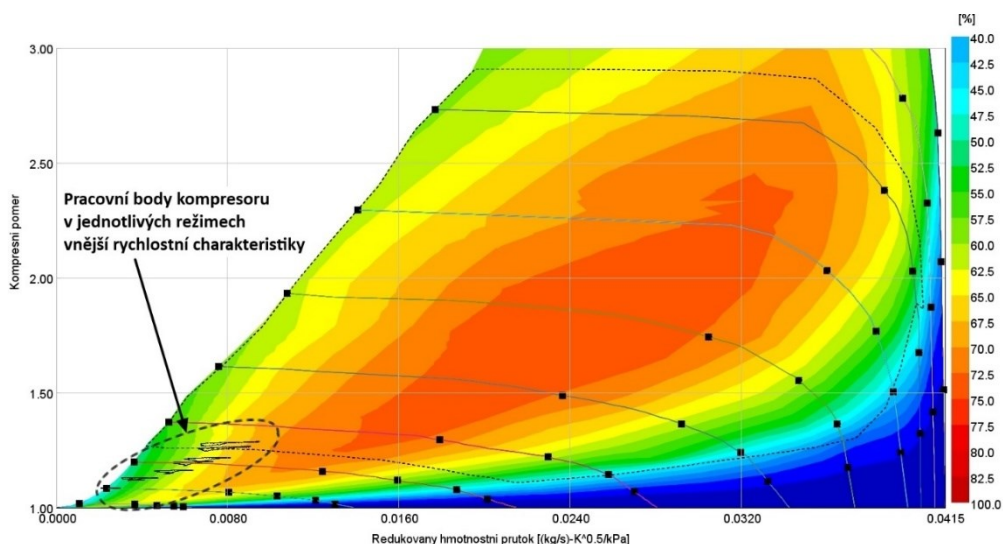
Obr. 43 – Průběh momentu, IMEP720 a cirkulujícího množství směsi (jednoválcová konfigurace motoru)



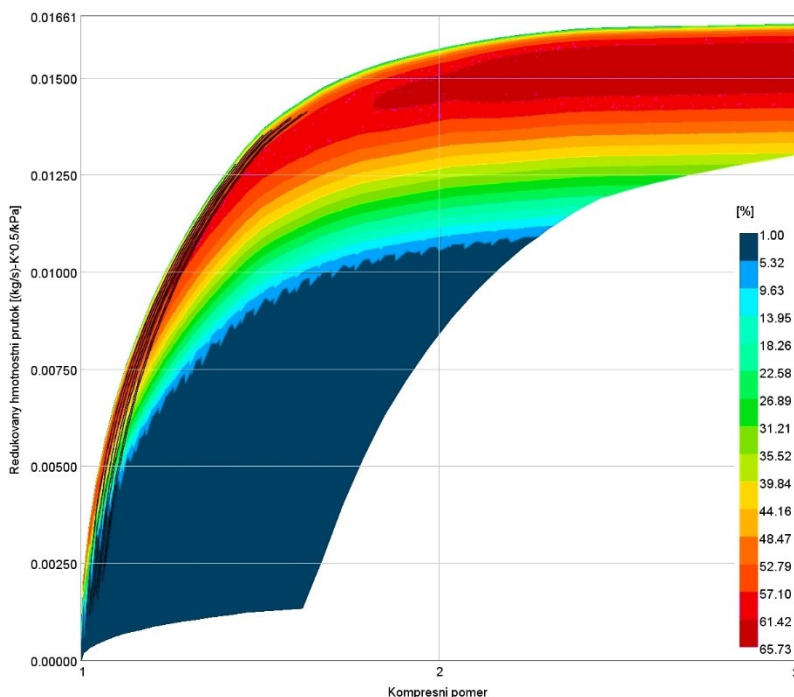
Obr. 44 – Průběh teploty výstupních plynů z externího kompresoru



Na Obr. 45 je zobrazena charakteristika kompresoru turbodmychadla s vyznačenými pracovními body. Tyto body leží téměř v počátku charakteristiky, nicméně i zde pracuje kompresor s ucházející účinností, která je srovnatelná s účinností externího kompresoru, ve vyšších otáčkách motoru dokonce vyšší o téměř 10 %. Navzdory dobré účinnosti dokáže ovšem použité turbodmychadlo poskytnout kompresní poměr pouze okolo 1,2. Při pohledu na pracovní body v charakteristice turbíny turbodmychadla (Obr. 46), je zřejmý pulzační provoz, který je pro turbíny typický.



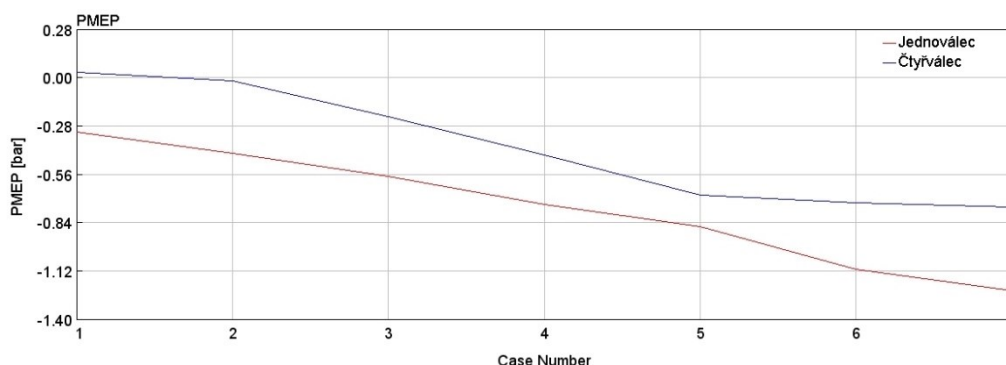
Obr. 45 – Charakteristika kompresoru turbodmychadla s pracovními body při spolupráci s jednoválcem



Obr. 46 – Charakteristika turbíny turbodmychadla s pracovními body při spolupráci s jednoválcem



S přeplňováním turbodmychadlem se obvykle pojí, tedy alespoň ve většině případů automobilních motorů, negativní práce (zmenšuje nám celkovou práci oběhu) na výměnu náplně válce PMEP (Pumping Mean Effective Pressure). Většinou mívá klesající charakter s rostoucími otáčkami motoru a ani tento motor není výjimkou. Graf na Obr. 47 porovnává PMEP zjištěného simulací plně zatíženého motoru ve čtyřválcové konfiguraci (modrá linka) a v jednoválcové konfiguraci (červená linka). Hodnota Case Number značí otáčky motoru, které jsou od 1 200 po 2 600 min^{-1} . Oba průběhy vykazují podobný průběh pouze s tím rozdílem, že u jednoválcové konfigurace vyšel PMEP více negativní, z čehož plyne, že by bylo možné slevit na požadovaném výfukovém protitlaku.



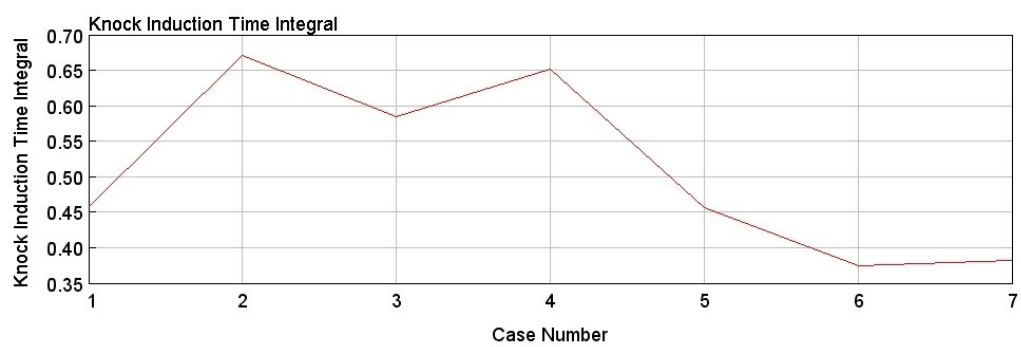
Obr. 47 – PMEP porovnání čtyřválcové a jednoválcové konfigurace

10.1.1 Model klepání

Při provozu zážehového motoru v oblasti maximálního zatížení se motor většinou pohybuje na hranici klepání. Z toho důvodu jsme při analyzování jednotlivých pracovních bodů maximálního zatížení ověřovali, zda by mohlo docházet ke klepání.

Jelikož motor provozujeme na zemní plyn, zvolili jsme model klepání Kinetics-Fit-Natural-Gas, vyvinutý firmou Gama Technologies. Výsledky pro jednotlivé cykly zobrazuje Obr. 48. GT-Power uvádí míru přiblížení se hranici klepání pomocí Knock Induction Time Integral. V našem případě, kdy lze předpokládat, že jsme na hranici klepání, by se hodnoty pro jednotlivé pracovní body měly blížit jedné.

Zde uvedené výsledky je třeba brát s velkou rezervou, neboť pro přesný výpočet by se musel model klepání zkalibrovat na základě experimentálních dat.



Obr. 48 – Výsledky Knock Induction Time Integral



11 Rozběh motoru

Předcházející část práce zabývající se simulacemi v GT-Poweru se zaměřovala na simulace v ustálených režimech. V počítačové simulaci je poměrně snadné začít provádět měření rovnou v pracovním bodě, ve kterém chceme měřit. Avšak u motoru na brzdovém stanovišti tomu tak není, zde při spouštění motor nejprve začneme pomocí dynamometru protáčet s vypnutým zapalováním a bez přívodu paliva. Následně zkontrolujeme, zda je všechno v pořádku, jestli fungují jednotlivé snímače a především, jestli máme na motoru dostatečný tlak oleje. Poté můžeme zapnout zapalování a přívod paliva. Po naběhnutí motoru zkontrolujeme teplotu oleje a můžeme přejít do zvoleného pracovního bodu. U běžného motoru je přechod z fáze, kdy motor naběhne po režim např. maximálního zatížení, poměrně triviální. V našem případě tento rozběh ovšem komplikuje poměrně složité řízení přeplňování, ve kterém je potřeba volit správnou posloupnost ovládání akčních členů a nastavit je na správnou hodnotu.

V následující části se budeme zabývat rozběhem s následným přechodem do pracovního bodu $1\ 800\ \text{min}^{-1}$ a maximálního zatížení.

11.1 Úprava modelu pro simulace přechodového režimu

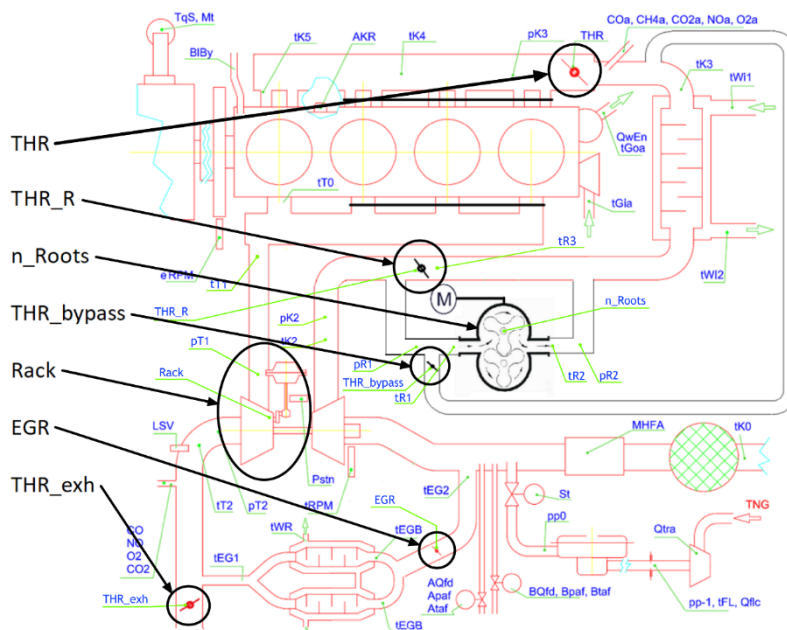
V programu GT-Power máme obecně k dispozici dva způsoby, jakými můžeme simulovat provoz motoru během výpočtu. Jedná se o „Speed Mode“ a „Load Mode“. U otáčkového režimu (Speed Mode) je zátěž motoru udržována na stále stejných otáčkách, které si zvolíme, kdežto u zátěžového režimu (Load Mode) si volíme velikost zátěže a otáčky se mohou měnit podle velikosti zatížení. Zátěžový režim je typicky používán pro řešení přechodových režimů. Naopak rychlostní režim je typický pro počítání ustálených režimů, tento režim jsme rovněž využívali v předešlých simulacích. Vzhledem k tomu, že se na brzdových stanovištích v laboratoři používá otáčkový režim, zvolili jsme pro simulace rozběhu také otáčkový režim.

Dále bylo nutné v Run Setupu změnit řešič pro tepelný výpočet stěn ze „steady“, který se používá pro ustálené režimy, na „transient“. Režim výpočtu „transient“ počítá i s tepelnou setrvačností, a proto je vhodný pro přechodové režimy. Těž jsme v Run Setupu změnili nastavení v položce Time Control Flag z možnosti definování délky výpočtu pomocí cyklů na možnost definování délky výpočtu prostřednictvím času v sekundách.

K řízení rozběhu budeme potřebovat všechny ovládané prvky vypsané v Tab. 1. Pro přehlednost tyto akční členy uvádíme znovu na Obr. 49. Nejprve jsme tyto prvky za účelem ověřování základních předpokladů vybavili prvkem SignalActiveDial, abychom mohli měnit jejich nastavení během výpočtu. Posléze jsme je nahradili prvky SignalGenerator, ve kterých jsme výstup definovali objektem ProfileTransient, v němž se pomocí tabulky zadává hodnota výstupu v závislosti na čase. Tyto objekty ProfileTransient jsme zároveň nastavili



jako proměnné definované v Case setupu, abychom mohli volit různé hodnoty pro každý Case.



Obr. 49 – Schéma motoru se zvýrazněnými akčními členy

11.2 Simulace rozběhu na provozní zatížení

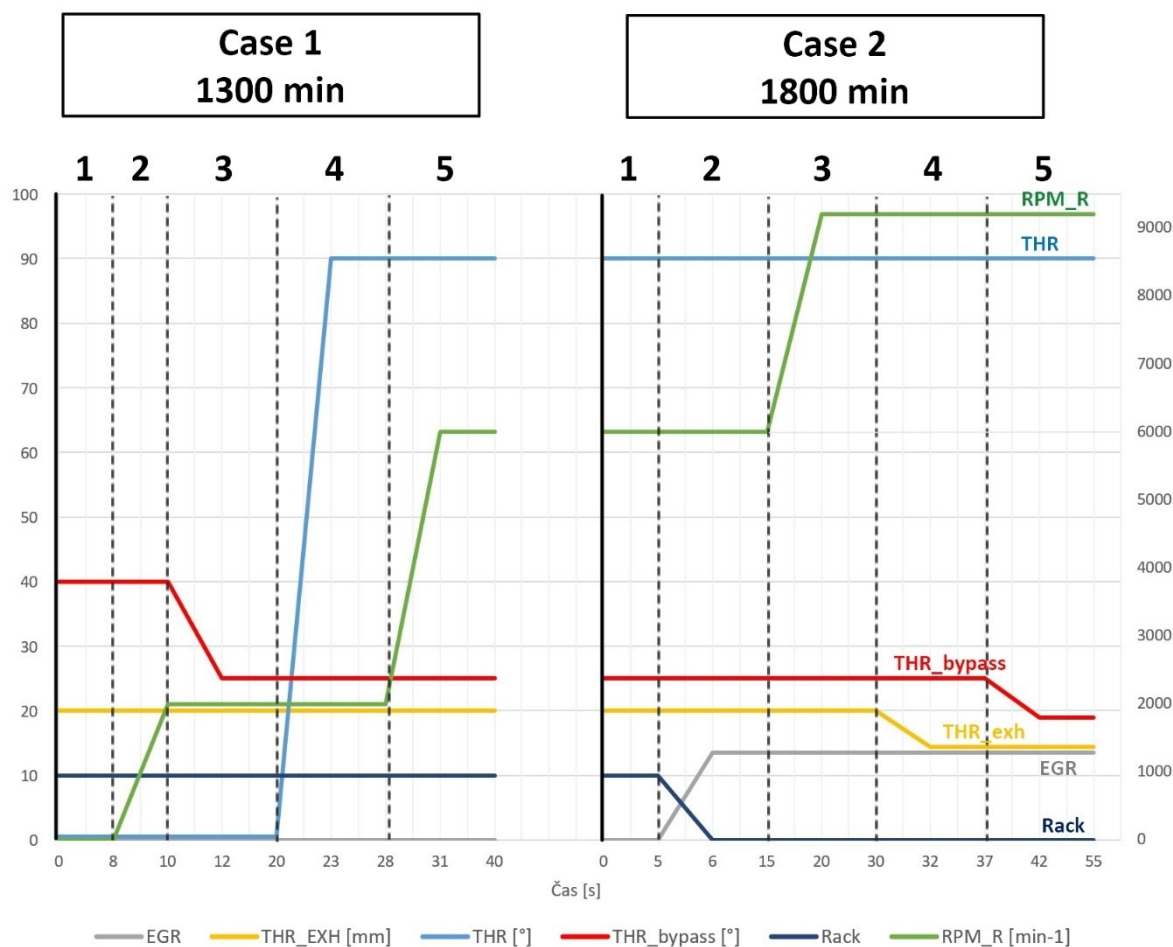
Simulaci rozběhu jsme rozdělili do dvou hlavních kroků, abychom mohli k simulaci využít otáčkový režim. První krok (Case 1) bude realizován při $1\,300\text{ min}^{-1}$ a druhý krok (Case 2) při $1\,800\text{ min}^{-1}$. V Casu 1 motor nejprve poběží v režimu bez zatížení a postupně zvýšíme zatížení na střední hodnotu. Až se na konci Casu 1 simulace ustálí, přepne se na Case 2, ve kterém budou počáteční podmínky dány z konce Casu 1. Během Casu 2 motor postupně přejde na plné zatížení.

Jednotlivé kroky řízení jsou graficky znázorněny na Obr. 50. Diagram je rozdělen na dvě hlavní části, tedy Case 1 a Case 2. Tyto části se dále dělí na 5 úseků, přičemž v prvním úseku jsou počáteční nastavení a v každém dalším dochází na jeho začátku ke změně nastavení jednoho či dvou akčních členů. Vodorovná osa na digramu není v měřítku, neboť graf slouží pouze pro grafickou ukázkou posloupnosti změn nastavení jednotlivých ovládacích prvků. Osa na pravé straně zobrazuje hodnotu otáček kompresoru v min^{-1} , osa na levé straně pak hodnoty nastavení všech ostatních prvků. Její jednotky jsou stupně, milimetry a procenta u EGR. Poloha Rack nabývající hodnot 0 až 1 je pro lepší přehlednost v diagramu nahrazena hodnotami 0 až 10. Na Obr. 51 je zobrazen průběh momentu motoru během rozběhu.

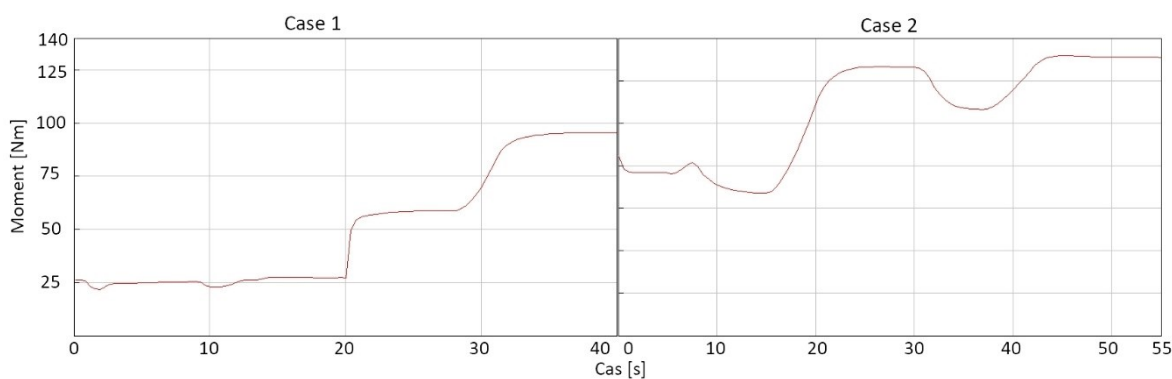
Během prvních simulací bylo zjištěno, že pro rozběh motoru není nutné používat zavírací klapku (THR_R). Klapka může být po celou dobu zavřená, protože její funkci převezme klapka obtoku (THR_bypass). Z tohoto důvodu nebude klapka dále v této části



práce zmiňována. Při rozběhu nevadí, že směs vlivem uzavřené THR_R nebude proudit přes mezichladič, neboť v tomto režimu se směs v kompresoru turbodmychadla ohřeje jen minimálně.



Obr. 50 – Ovládání akčních členů při rozběhu



Obr. 51 – Průběh momentu motoru během rozběhu



Popis jednotlivých částí – Case 1 (1300 min⁻¹):

1. Rozběh motoru s parametry uvedenými v Tab. 6 a následné vyčkání na ustálení.

n_roots [min ⁻¹]	0
THR [°]	0,5
THR_bypass [°]	40
THR_EXH [mm]	20
EGR [%]	0
Rack []	1 (graf 10)

Tab. 6 – Počáteční nastavení

2. Rozběh kompresoru n_roots na 2000 min⁻¹. Po rozběhu kompresoru jsme ve výpočtu nečekali na ustálení, neboť z předchozích zkušeností jsme věděli, že to není nutné.
3. Přiškrcení klapky obtoku (THR_bypass) ze 40° na 25° a následné ustálení.
4. Plné otevření škrťací klapky (THR) následované ustálením.
5. Zvýšení otáček kompresoru z 2000 min⁻¹ na 6000 min⁻¹.

Popis jednotlivých částí – Case 2 (1800 min⁻¹):

1. Počáteční podmínky byly převzaty z konce Casu 1, poloha jednotlivých ovládaných prvků je zobrazena v Tab. 7

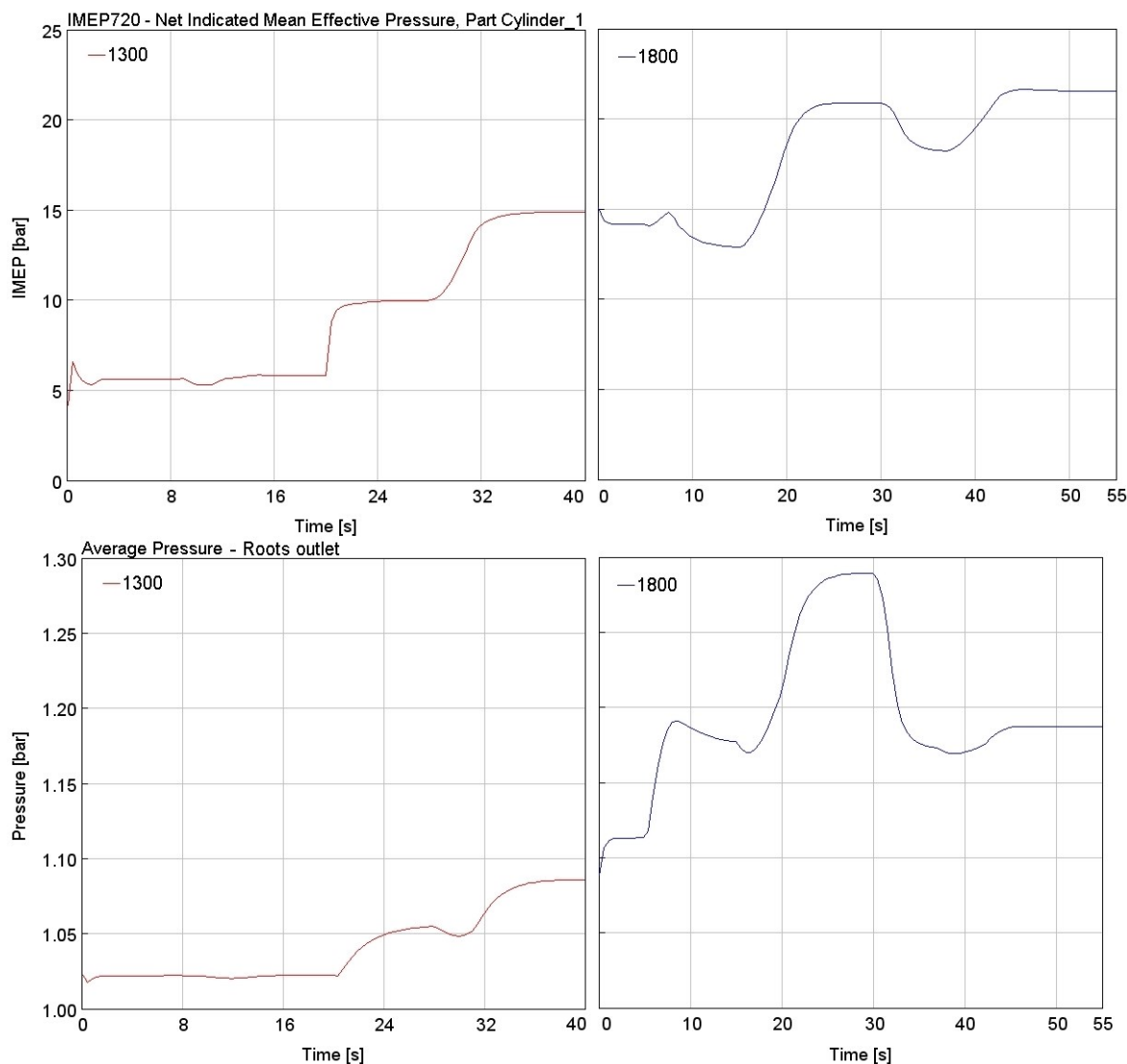
n_roots [min ⁻¹]	6000
THR [°]	90
THR_bypass [°]	25
THR_EXH [mm]	20
EGR [%]	0
Rack []	1 (graf 10)

Tab. 7 – Počáteční nastavení Casu 2

2. Přepnutí Rack z pozice 1 (graf 10) na pozici 0 současně zapnutí regulace EGR s cílem 13,5 %.
3. Zvýšení otáček kompresoru (n_roots) 6000 min⁻¹ na 9200 min⁻¹.
4. Přivření výfukové klapky (THR_exh), resp. zmenšení průměru clony z 20 mm na 14,44 mm. Toto přivření je nezbytné provádět před nebo současně s přiškrcením obtoku (THR_bypass).
5. Přivření klapky obtoku (THR_bypass) ze 40° na 19°. Cílovou hodnotu je třeba doregulovat podle požadovaného výkonu.



Při hledání optimálního náběhu motoru na maximální zatížení jsme se zaměřovali na hladkých průběh všech veličin, a to především na průběh IMEP720 a tlaku v sání, resp. tlaku na výstupu z externího kompresoru. Průběhy těchto veličin ze simulace se nacházejí na Obr. 52. Na levé části jsou na grafech červeně zobrazeny průběhy z Casu 1 ($1\,300\text{ min}^{-1}$), modře na ně následně na pravé straně navazují průběhy z Casu 2 ($1\,800\text{ min}^{-1}$). Ve 20. vteřině Casu 1 dochází k prudkému nárůstu IMEP720, který způsobilo pouze otevření motorové škrtkící klapky.



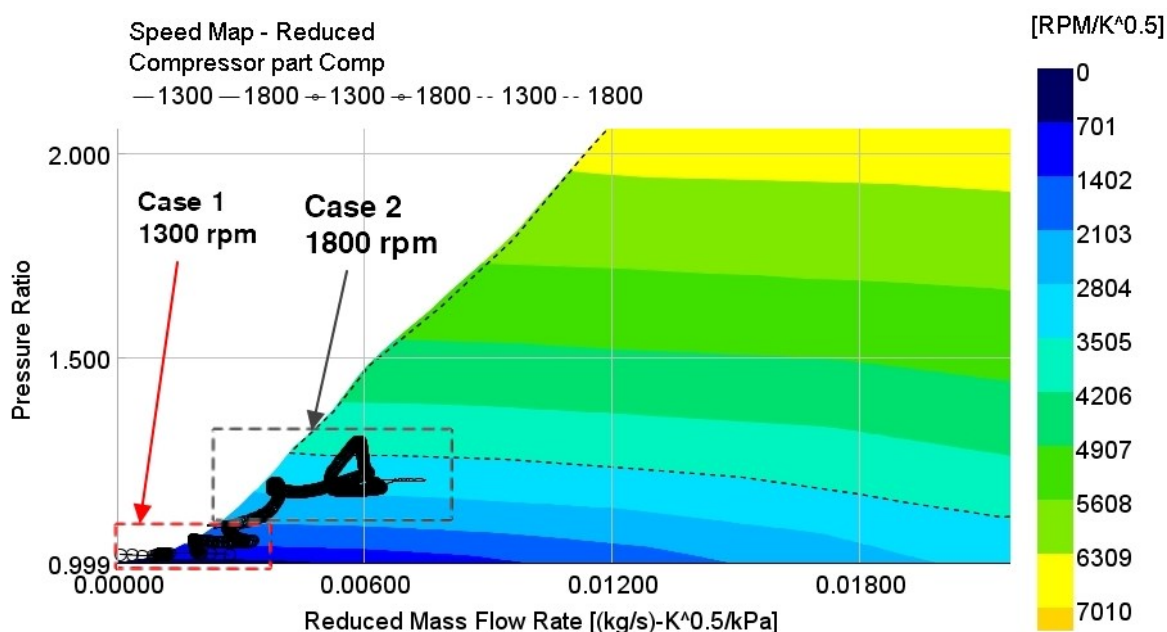
Obr. 52 – Průběh IMEP720 a tlaku na výstupu z kompresoru

V příloze 4 se nachází průběhy IMPE720 a výstupního tlaku z kompresoru v porovnání s průběhem teploty výstupních plynů z kompresoru. Dále je tam doplněn průběh přebytku vzduchu λ ve válci na počátku cyklu. V diagramech z Casu 2 se navíc nachází průběh podílu recirkulovaných výfukových plynů. Na průběhu přebytku vzduchu můžeme vidět, že se



regulátoru směšovače dařilo poměrně dobře doregulovat konstantní přebytek vzduchu. Jeho výkyvy byly minimální v Casu 1 při maximálním ochuzení bylo $\lambda = 1,1$ a při maximálním obohacení $\lambda = 0,97$. V Casu 2 k mírnému obohacení došlo na začátku, poté se však přebytek vzduchu stabilizoval.

Průběh polohy pracovního bodu kompresoru turbodmychadla v čase se nachází na Obr. 53, pro přehlednost zde uvádíme pouze část charakteristiky, úplná charakteristika se nachází v příloze 4. U kompresoru turbodmychadla se pracovní bod při nízkém zatížení, vzhledem k průtokům blízcím se nule a téměř žádnému stlačení, pohyboval téměř na počátku charakteristiky, jak je patrné z Obr. 53. Teoreticky se nacházel na pumpážní mezí, avšak při takhle malých průtocích a téměř nulových stlačení by rozhodně neměl hrozit žádný problém. Trochu odlišná situace nastává při přechodu ze středního na maximální zatížení. Zde se při simulacích někdy přihodilo, že se pracovní bod v některých přechodových režimech dostával za pumpážní mez. Je zde ale otázkou, zda by kvůli tomu hrozilo nějaké nebezpečí v podobě poškození kompresoru, vzhledem k minimálnímu stlačení (kompresní poměr 1,1 až 1,25) a poměrně malým průtokům. I přes to, že by pravděpodobně žádné nebezpečí nehrozilo, optimalizovali jsme nastavování jednotlivých ovládacích členů tak, aby se pracovní bod za pumpážní mez nedostával.



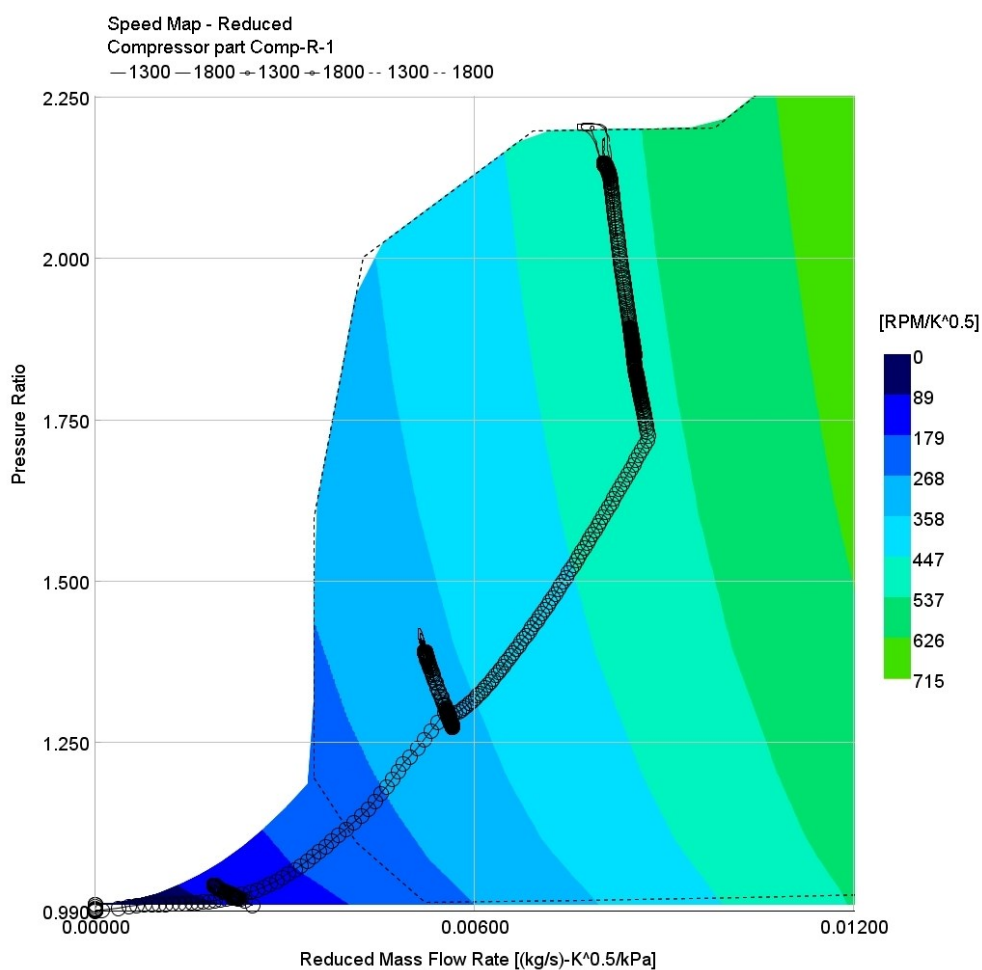
Obr. 53 – Charakteristika kompresoru turbodmychadla s vyznačeným průběhem polohy pracovního bodu během rozběhu

Průběh polohy pracovního bodu externího kompresoru zobrazuje Obr. 54, opět je zde pouze část charakteristiky (celá charakteristika viz příloha 4). Ze simulací vyplynulo, že by u externího kompresoru mohlo docházet ke kompresnímu poměru menšímu než 1



v případě, že bychom zvyšovali otáčky kompresoru a současně měli přivřenou motorovou škrtkovací klapku. Proto je nezbytné po rozběhu kompresoru nejprve plně otevřít škrtkovací klapku a teprve poté zvyšovat otáčky kompresoru.

Výsledky zjištěné touto simulací rozběhu bychom měli brát s rezervou, a to především co se týče číselných výsledků, neboť použitý model byl původně zkalibrován pro maximální zatížení. Bude-li však rozběh řízen podle představeného scénáře, neměly by nastat žádné větší komplikace.



Obr. 54 – Charakteristika externího kompresoru s vyznačeným průběhem polohy pracovního bodu během rozběhu



12 Pokyny pro řízení přeplňování

Při řízení motoru na brzdovém stanovišti je nejprve důležité řídit se pokyny uvedenými v kapitole 11.2, která podrobně popisuje rozběh motoru a náběh na maximální zatížení. Pokud bude třeba najet do jiného pracovního bodu, tak bude nutné modifikovat druhou část pokynů a využít Tab. 8, která uvádí optimální nastavení všech členů pro jednotlivé režimy maximálního zatížení.

Po rozběhnutí motoru je žádoucí obezřetnost při přibližování se maximálnímu zatížení, především při řízení přeplňování obtokem. Při nastavování míry otevření klapky obtoku je nezbytné vždy začínat spíše na více otevřené klapce a postupně ji přivírat. Simulacemi jsme zjistili, že systém má tendenci cílovou hodnotu nejprve překmitnout a následně se ustálit. Proto lze předpokládat podobné chování motoru na brzdovém stanovišti a je z tohoto důvodu nutné ponechat mu vždy dostatečný čas na ustálení. Velikost časového úseku potřebného na ustálení by dle simulací měla být 5-10 sekund, avšak čas potřebný pro ustálení bude třeba ověřit experimentálně.

Nastavované parametry								
Režim		1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 400	2 600
Škrtící klapka – motoru [°]	THR	90	90	90	90	90	90	90
Zavírací klapka [°]	THR_R	0	0	0	0	0	0	0
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	n_Roots	5 400	6 400	9200	9200	9200	9200	7 984
Klapka – obtok kompresoru [°]	THR_bypass	18,95	14,35	20,02	18,12	16,03	15,89	0
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	THR_exh	12,66	13,62	13,79	14,80	14,97	16,25	16,89
Poloha rozváděcích lopatek turbíny – VTG []	Rack	0	0	0	0	0	0	0
Množství recirkulovaný výfukových plynů [%]	EGR	0,4	4	12,9	13,5	17,1	17,3	17,2
Kontrolované parametry								
Maximální výstupní teplota z externího kompresoru [°C]						tR2	170	

Tab. 8 – Přehled nastavovaných a kontrolovaných parametrů



13 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrzení externí přeplňovací jednotky pro jednoválcový plynový motor na laboratorním stanovišti. K navrženému řešení bylo zapotřebí vytvořit termodynamický model a navrhnout vhodný způsob řízení přeplňování.

Nejprve jsme vytvořili návrh externího přeplňování, které bylo regulováno pouze pomocí změny otáček externího kompresoru. Jednalo se o dvoustupňové přeplňování, kde v prvním stupni byl kompresor turbodmychadla a ve druhém stupni externí kompresor. K návrhu jsme vytvořili termodynamický 1-D model v programu GT-Power. Při simulacích tohoto modelu jsme zjistili, že pokud použijeme pouze otáčkovou regulaci kompresoru, jeho charakteristika tak neumožňuje dosažení stejných výkonových parametrů jako na čtyřválcové variantě motoru.

Z výše zmíněného důvodu byl následně návrh přeplňování upraven, došlo tedy k zařazení obtoku kompresoru, které umožnilo provoz kompresoru v optimálnějších provozních bodech. Následnými simulacemi jsme zjistili, že v této konfiguraci již lze motor dostatečně přeplnit k dosažení stejných výkonových parametrů. K dosažení dostatečného plnicího tlaku nám v některých kritických režimech pomohlo přivření VTG na turbíně, díky čemuž byl kompresor turbodmychadla schopný dodat kompresní poměr okolo 1,2. Dosažení zmíněných výkonových parametrů je však podmíněné překročením limitní hodnoty teploty výstupních plynů z kompresoru. Výsledky teplot je však nutné brát pouze jako orientační, pro jejich zpřesnění by bylo nutné provést kalibraci z experimentálních dat. Z představeného problému s vysokými teplotami můžeme usuzovat, že by bylo vhodnější zvolit opačné pořadí kompresorů, ve kterém by v prvním stupni byl externí kompresor. Takové uspořádání by si vyžádalo příliš rozsáhlé úpravy laboratorního stanoviště, proto jsme ho označili za nerealizovatelné.

Aby bylo možné bezpečně řídit přeplňování na laboratorním stanovišti, zaměřili jsme se v další části simulací na simulace přechodového režimu. Jednalo se o simulaci rozběhu motoru z $1\,300\text{ min}^{-1}$ bez zatížení na $1\,800\text{ min}^{-1}$ a následně byl postupně zvyšován výkon motoru až na požadované maximální zatížení. Ze simulací rozběhu jsme zjistili, jakým způsobem a v jakém pořadí nastavovat jednotlivé ovládací prvky při náběhu na provozní zatížení. Popis ovládání jednotlivých prvků z kapitoly 11.2 spolu s pokyny pro řízení z kapitoly 12 podrobně popisují jakým způsobem by se mělo řídit přeplňování navržené v této práci na laboratorním stanovišti.

Konstrukční návrh externího přeplňování představený v této práci byl navržen tak, aby byl co možná nejjednodušeji realizovatelný. Kompresor s pohonem jsme navrhli jako kompaktní přeplňovací jednotku, kterou bude možné snadno použít na jakémkoliv



brzdovém stanovišti. Ke konstrukčnímu návrhu jsme zpracovali podrobnou výrobní dokumentaci.

Z uvedených závěrů můžeme konstatovat, že byly splněny všechny stanovené cíle této diplomové práce. V následující kapitole uvádíme doporučení a náměty pro další práci.



14 Doporučení a náměty pro další práci

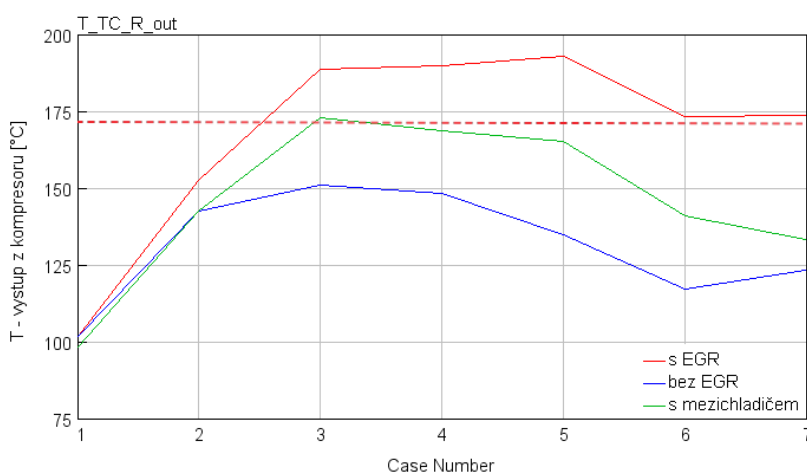
V této práci byla mnohokrát zmiňována problematika vysoké teploty výstupních plynů z kompresoru, a proto zde předkládáme doporučení, ve kterém uvádíme, jakými způsoby by bylo možné ji snížit. Zároveň by tato doporučení mohla sloužit jako námět pro další práci.

14.1 Možnosti snížení výstupní teploty plynů z kompresoru

Vysoká výstupní teplota plynů z externího kompresoru je způsobena nevhodným pořadím kompresorů. V použitém uspořádání je jako první umístěn kompresor turbodmychadla a poté externí kompresor. Výhodnější by bylo použití opačného pořadí kompresorů, protože kompresor turbodmychadla by snesl lépe vyšší teploty plynů. Současně zde působí EGR jako faktor zvyšující teplotu v sání a to tím, že dle simulace dokáže chladič EGR ochladit plyny proudící do sání pouze na teplotu 80-90°C. Tato teplota následně způsobí v některých režimech nárůst teploty směsi proudící do kompresoru turbodmychadla na 40°C místo původních 25°C. Tento nárůst teploty nás přivádí k první možnosti, jak snížit teplotu na výstupu z externího kompresoru, tím je provoz bez EGR.

Další řešení problému s teplotami spočívá v zakomponování chladiče směsi mezi jednotlivé stupně přeplňování. Pro účely dalších simulací jsme tedy zařadili chladič mezi jednotlivé kompresory. Použitý chladič má stejné parametry jako stávající chladič, který se nachází za oběma stupni.

Na Obr. 55 můžeme vidět porovnání vlivů jednotlivých úprav v podobě absence EGR (modrá barva), s mezichladičem (zelená barva) a původní varianta s EGR (červená barva). Červená přerušovaná čára v Obr. 55 značí teplotu 170 °C, která by neměla být překročena. Z diagramu vyplývá, že největší vliv na snížení teploty má absence EGR.



Obr. 55 – Porovnání teplot výstupních plynů z kompresoru



14.1.1 Využití vyššího rozsahu otáček kompresoru

Firma Eaton dodává námi použitý kompresor ve dvou variantách, a to s převodem řemenice:rotor – 1:1 a 2,02:1. Pokud bychom použili převodovku s převodem 2,02:1, tak bychom mohli využít rozsah otáček kompresoru až do 18 500 min⁻¹.

Citlivostní analýzou jsme došli k závěru, že zvýšením otáček externího kompresoru lze snížit teplotu výstupních plynů. Příčina poklesu výstupní teploty je způsobena především zvýšením množství obtokem cirkulující směsi, která se ochladí v mezichladiči a zajistí tak dostatečně nízkou vstupní teplotu do kompresoru. Zvyšování množství cirkulující směsi je ovšem limitováno maximálním průtokem chladičem, který lze ještě dostatečně ochladit. Tab. 9 obsahuje zjištěné optimální nastavení a některé výsledné hodnoty pro maximální snížení výstupní teploty z kompresoru. Po překročení otáček kompresoru uvedených v Tab. 9 začne výstupní teplota opět růst.

Otáčky motoru [min ⁻¹]	1 600	1 800	2 000
EGR [%]	12,90	13,50	17,10
Dosažený IMEP720 [bar]	20,96	21,15	19,73
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	13 500	14 500	15 000
Otevření klapky Bypass [°]	34,69	36,24	36,64
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	13,82	14,77	15,00
Kompresní poměr externího kompresoru []	2,18	2,16	2,13
Účinnost externího kompresoru [%]	61	62	63
Množství cirkulující směsi [%]	65	64	62
Teplota na výstupu z kompresoru [°C]	173,6	172,9	172,4

Tab. 9 – Výsledky při využití vyšších otáček kompresoru

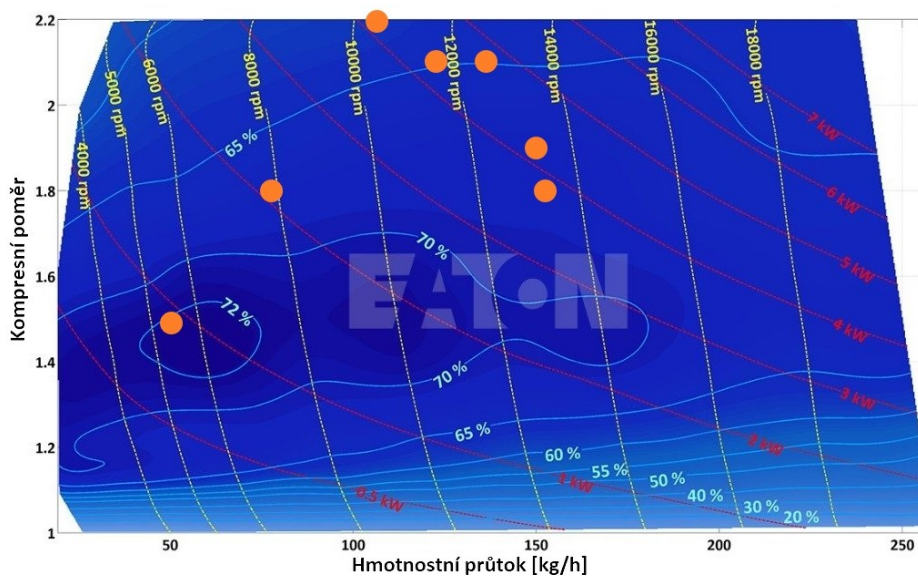
14.2 Použití jiného typu kompresoru

Z výsledků simulací realizovaných v rámci této práce jsme dospěli k závěru, že charakteristika použitého kompresoru není příliš vhodná pro přeplňování motoru Daewoo-Avia v jednoválcové konfiguraci. Dle hodnot požadovaného stlačení v kompresoru a hmotnostního průtoku motorem (Tab. 10), jsme zjistili, že by bylo vhodnější použít kompresor Eaton TVS V180, jehož charakteristika se spolu s vyznačenými teoretickými pracovními body nachází na Obr. 56. Při použití zmíněného kompresoru by bylo možné řídit přeplňování pouze pomocí otáčkové regulace kompresoru.



Otáčky motoru	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000	2 400	2 600
Kompresní poměr externího kompresoru	1,5	1,8	2,2	2,1	2,1	1,9	1,8
Hmotnostní průtok motorem [kg/h]	50,3	76,3	106,2	121,7	135,2	149,3	153,5

Tab. 10 – Kompresní poměr a hmotnostní průtok motorem



Obr. 56 – Charakteristika TVS V180 s pracovními body [18]



Seznam použitých zkratk a symbolů

Seznam symbolů

Označení	Význam	Jednotky
A	Plocha	[mm ²]
D	Průměr	[mm]
e	Entalpie	[J]
h	Koeficient přestupu tepla	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
H_u	Výhřevnost paliva	[MJ·kg ⁻¹]
i_v	Počet válců	[1]
L_t	Teoretické množství suchého vzduchu potřebné k dokonalé oxidaci 1 kg paliva	[kg]
m	Hmotnost	[kg]
\dot{m}	Hmotnostní tok	[kg·s ⁻¹]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
p	Tlak	[MPa]
P	Výkon	[kW]
p_e	Střední efektivní tlak	[MPa]
r	Měrná plynová konstanta	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
dp	Tlakový rozdíl	[MPa]
dx	Diskretizační délka	[mm]
T	Teplota	[K]
u	Rychlost	[m·s ⁻¹]
V	Objem	[dm ³]
W	Práce	[J]
ε	Kompresní poměr	[1]
η	Účinnost	[1]
λ	Součinitel přebytku vzduchu	[1]
π	Kompresní poměr	[1]
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]
τ	Typ motoru	[1]



Seznam zkratk

Označení	Význam
DN	Jmenovitá světlost
EGR	Recirkulace výfukových plynů
HCCI	<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>
IMEP720	Střední efektivní tlak
NO _x	Oxidy dusíku
n_Roots	Otáčky externího kompresoru
PCCI	<i>Partially Premixed Charge Compression Ignition</i>
PMEP	Práce na výměnu náplně válce
PN	Nominální tlak
SpCCI	<i>Spark Controlled Compression Ignition</i>
THR	Škrťící klapka
THR_exh	Výfuková klapka
THR_R	Uzavírací klapka
THR_bypass	Klapka obtoku externího kompresoru
VTG	Systém natáčení rozváděcích lopatek turbíny
0-D	Bezrozměrný
1-D	Jednorozměrný
3D	Třírozměrný



Seznam příloh

Příloha 1: Schémata variant kombinovaného přeplňování

Příloha 2: Výsledky výpočtu řemenového převodu

Příloha 3: Výsledky citlivostní analýzy z kapitoly 10

Příloha 4: Výsledky simulace rozběhu motoru

Příloha 5: Výkresová dokumentace



Seznam obrázků

Obr. 1 – p-V diagram výměny náplně válce motoru přepřňovaným mechanicky poháněným kompresorem [4]	13
Obr. 2 – p-V diagram výměny náplně válce motoru přepřňovaným turbodmychadlem s rovnotlaký režimem turbíny [4]	14
Obr. 3 – p-V diagram výměny náplně válce motoru přepřňovaným turbodmychadlem s pulzačním režimem turbíny [4]	15
Obr. 4 – T-s diagram energie odcházející výfukovými plyny [5]	16
Obr. 5 – Závislost kompresního poměru na otáčkách u objemového kompresoru [6]	17
Obr. 6 – Závislost kompresního poměru na otáčkách u rychlostního kompresoru [6]	17
Obr. 7 – Pracovní fáze šroubového kompresoru [10]	18
Obr. 8 – Schéma Rootsova dmychadla [14]	19
Obr. 9 – Porovnání šroubového kompresoru a Rootsova dmychadla [10]	20
Obr. 10 – Příklad charakteristiky kompresoru typu Roots [18]	20
Obr. 11 – Radiální odstředivý kompresor [15]	21
Obr. 12 – Řez turbodmychadlem [19]	22
Obr. 13 – Příklad charakteristiky rychlostního kompresoru [21]	23
Obr. 14 – Charakteristika turbíny v závislosti na otáčkách	24
Obr. 15 – Charakteristika turbíny v závislosti na účinnosti	24
Obr. 16 – Porovnání jednotlivých druhů přepřňování z hlediska momentové charakteristiky [23]	25
Obr. 17 – Porovnání systémů SI, HCCI a SpCCI [25]	27
Obr. 18 – Přepřňování turbodmychadlem a mechanickým kompresorem [31]	28
Obr. 19 – Laboratorní stanoviště s motorem Daewoo-Avia	30
Obr. 20 – Schéma motoru s deaktivovanými válci	31
Obr. 21 – Varianty zařazení Rootsova dmychadla	32
Obr. 22 – Brzdové stanoviště	33
Obr. 23 – Původní pohon kompresoru	34
Obr. 24 – Nový pohon kompresoru	34
Obr. 25 – Umístění tlakové pojistky	35
Obr. 26 – Schéma řemenového převodu [32]	36
Obr. 27 – Kompresor s pohonem včetně krytu řemenu	36
Obr. 28 – Návrh zakomponování přepřňovací jednotky na brzdové stanoviště	37
Obr. 29 – Klapka s pohonem Belimo	39
Obr. 30 – Redukce mezikus pro montáž pohonu	39
Obr. 31 – Uspořádání sacího potrubí	40
Obr. 32 – Schéma diskretizace „staggered grid“ [29]	41
Obr. 33 – Model motoru v GT-Poweru	43
Obr. 34 – Model jednoválcové konfigurace motoru v GT-Poweru – 1. verze	45
Obr. 35 – Zakomponování kompresoru vč. obtoku do modelu v GT-Poweru	46
Obr. 36 – PID regulace kompresoru a obtoku	47
Obr. 37 – Schéma motoru s externím kompresorem včetně obtoku	48
Obr. 38 – Průběh momentu a IMEP720 čtyřválcového motoru Daewoo-Avia	49
Obr. 39 – Charakteristika kompresoru R410 s vyznačenými omezeními [17]	50
Obr. 40 – Citlivostní analýza – hledání optimálních parametrů	52
Obr. 41 – Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body	53
Obr. 42 – Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body	53
Obr. 43 – Průběh momentu, IMEP720 a cirkulujícího množství směsi (jednoválcová konfigurace motoru)	54
Obr. 44 – Průběh teploty výstupních plynů z externího kompresoru	54
Obr. 45 – Charakteristika kompresoru turbodmychadla s pracovními body při spolupráci s jednoválcem	55
Obr. 46 – Charakteristika turbíny turbodmychadla s pracovními body při spolupráci s jednoválcem	55



Obr. 47 – PMEP porovnání čtyřválce a jednoválce	56
Obr. 48 – Výsledky Knock Induction Time Integral	57
Obr. 49 – Schéma motoru se zvýrazněnými akčními členy	59
Obr. 50 – Ovládání akčních členů při rozběhu	60
Obr. 51 – Průběh momentu motoru během rozběhu	60
Obr. 52 – Průběh IMEP720 a tlaku na výstupu z kompresoru	62
Obr. 53 – Charakteristika kompresoru turbodmychadla s vyznačeným průběhem polohy pracovního bodu během rozběhu	63
Obr. 54 – Charakteristika externího kompresoru s vyznačeným průběhem polohy pracovního bodu během rozběhu	64
Obr. 55 – Porovnání teplot výstupních plynů z kompresoru	68
Obr. 56 – Charakteristika TVS V180 s pracovními body [18]	70



Seznam tabulek

Tab. 1 – Ovládací prvky motoru a kompresoru	47
Tab. 2 – Měřené veličiny na motoru a kompresoru	48
Tab. 3 – Omezující parametry.....	50
Tab. 4 – Podmínky simulace	51
Tab. 5 – Citlivostní analýza – nastavení jednotlivých ovládacích prvků.....	52
Tab. 6 – Počáteční nastavení	61
Tab. 7 – Počáteční nastavení Casu 2.....	61
Tab. 8 – Přehled nastavovaných a kontrolovaných parametrů	65
Tab. 9 – Výsledky při využití vyšších otáček kompresoru	69
Tab. 10 – Kompresní poměr a hmotnostní průtok motorem	70



Použitá literatura

- [1] MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: ČVUT, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6
- [2] BEROUN, Stanislav. Vozidlové motory. Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní, katedra strojů a průmyslové dopravy: Studijní texty k předmětu "Motorová vozidla". Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1733>
- [3] HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988. McGraw-Hill series in mechanical engineering. ISBN 0-07-100499-8.
- [4] MACEK, Jan a Vladimír KLIMENT. Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory: (přepřínování spalovacích motorů). Vyd. 4. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006, c1988. ISBN 80-01-03529-8.
- [5] HOFMANN, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů: Přepřínování spalovacích motorů. 2. nezměn. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit, 1985.
- [6] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. Charging the internal combustion engine. Wien: Springer, c2007. Powertrain. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [7] STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 4th ed. Basingstoke: Palgrave Macmillan, c2012. ISBN 978-0-230-57663-6.
- [8] BRYNYCH, Pavel. 1-D model of roots-type supercharger: dissertation thesis = 1-D model Rootsova dmychadla. 2019.
- [9] Pohořelský, L., Brynych, P., Macek, J., Vallaude, P.-Y., Ricaud, J.-C., Obernesser, P., Tribotté, P.: Air System Conception for a Downsized Two-Stroke Diesel Engine. SAE Paper 2012-01-0831.
- [10] TWIN SCREW VS. ROOTS [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: <https://kennebell.net/tech/supercharger-tech/twin-screw-vs-roots/>
- [11] Huang, P. X.: Pulsation Generation and Control of Roots Supercharger: A Shock Tube Mechanism. SAE Technical Paper 2013-01-1887, 2013, doi: 10.4271/2013-01-1887.
- [12] CHLUMSKÝ, Vladimír. Rotační kompresory a vývěvy. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1966.
- [13] CHLUMSKÝ, Vladimír a Antonín LIŠKA. Kompresory. 2. vyd. Praha: SNTL, 1982.
- [14] PRESENT-DAY SUPERCHARGING - EXPEDIENCY OR EFFICIENCY? [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: http://www.jagweb.com/aj6eng/supercharging_article.php
- [15] SUPERCHARGER TECHNOLOGY [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: https://www.procharger.com.au/technology_superchargers.html



- [16] Teflon® & PTFE Coatings for Supercharger Rotors [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: <https://www.orioncoat.com/application-examples/supercharger-rotors/>
- [17] TVS R410 [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-r410.specifications.html#>
- [18] TVS V180 [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-v180.specifications.html>
- [19] The turbo for the aftermarket [online]. [cit. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://www.mahle-aftermarket.com/media/local-media-north-america/pdfs-&-thumbnails/catalogs-and-literature/turbochargers/turbo-for-the-aftermarket-mo-4-811.pdf>
- [20] FERGUSON, Colin R. Internal combustion engines: applied thermosciences. New York: John Wiley, 1986.
- [21] Performance Corrections for Compressor Maps [online]. [cit. 2022-07-05]. <https://www.conceptsnrec.com/blog/performance-corrections-for-compressor-maps>
- [22] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Kompresory. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01962-4.
- [23] www.cjponyparts.com, "Forced induction comparison graph," [Online]. Available: <https://www.cjponyparts.com/resources/mustang-superchargers-vs-turbos>. [Accessed 20.08. 2020].
- [24] Pohořelský, L., Brynych, P., Macek, J., Vallaude, P.-Y., Ricaud, J.-C., Obernesser, P., Tribotté, P.: Air System Conception for a Downsized Two-Stroke Diesel Engine. SAE Paper 2012-01-0831.
- [25] ICE Breaker [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: <https://www.sae.org/news/2017/09/ice-breaker>
- [26] Inside VW's New "Twincharger" TSI Engine [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: https://www.greencarcongress.com/2005/08/inside_vws_new_.html
- [27] Fraser, N., Blaxill, H., Lumsden, G., and Bassett, M., "Challenges for Increased Efficiency through Gasoline Engine Downsizing," SAE Int. J. Engines 2(1):991-1008, 2009, <https://doi.org/10.4271/2009-01-1053>.
- [28] W. Wei, W. Zhuge, Y. Zhang and Y. He, "COMPARATIVE STUDY ON ELECTRIC TURBOCOMPOUNDING SYSTEMS FOR GASOLINE ENGINE EXHAUST ENERGY RECOVERY," Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010, 14-18 June 2010.
- [29] GAMMA TECHNOLOGIES. GT SUITE Flow Theory manual. [součást počítačového programu]. Verze 2018

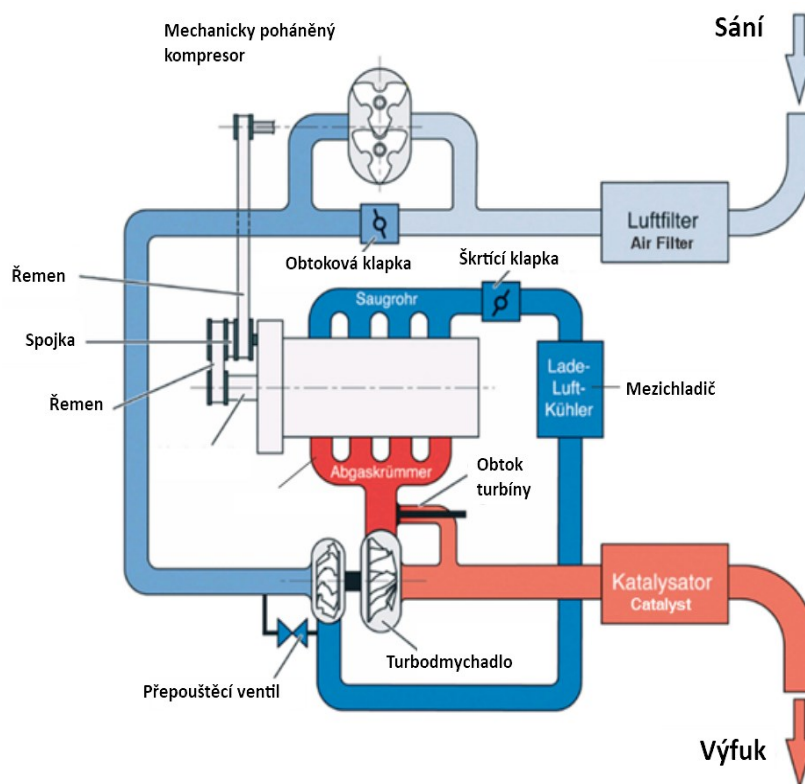


- [30] UTRI, Matthias; BRÜMMER, Andreas; HAUSER, Jan. Comparison of thermodynamic efficiency between constant, dual and multiple lead rotors for an industrial air screw compressor. In: IOP conference series: materials science and engineering. IOP Publishing, 2018. p. 012025.
- [31] Lee, B., Filipi, Z., Assanis, D., and Jung, D., "Simulation-based Assessment of Various Dual-Stage Boosting Systems in Terms of Performance and Fuel Economy Improvements," SAE Int. J. Engines 2(1):1335-1346, 2009, <https://doi.org/10.4271/2009-01-1471>.
- [32] CONTI® Professional [online]. [cit. 2022-07-05]. Dostupné z: <https://www.conti-professional.com/>

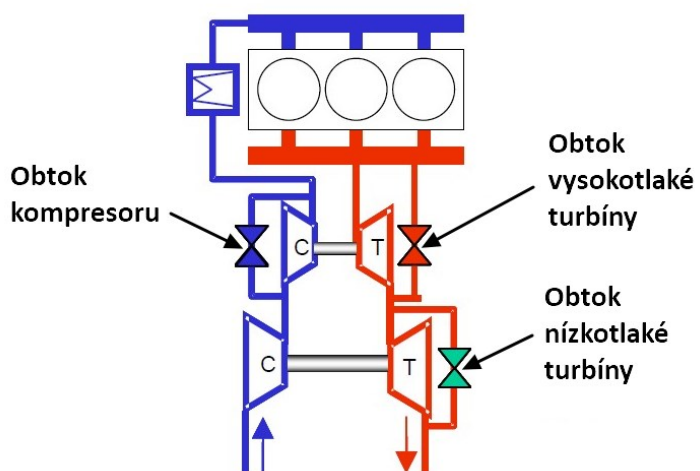


Příloha 1

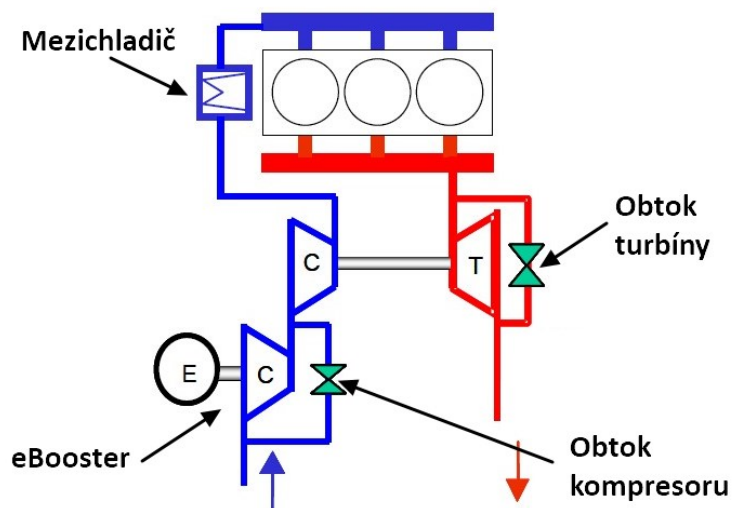
Pro doplnění kapitoly 6 uvádíme příklady dalších možností kombinovaného přeplňování.



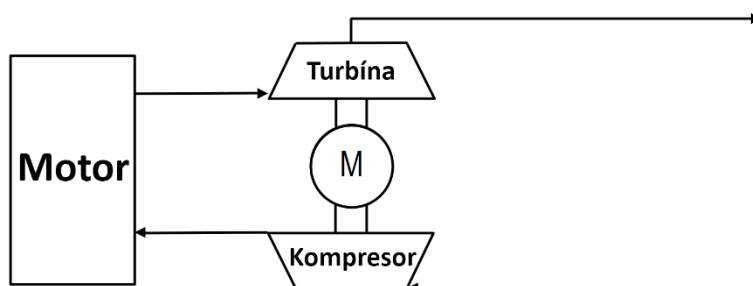
Přeplňování mechanicky poháněným kompresorem a turbodmychadlem [26]



Přeplňování dvojicí sériově řazených turbodmychadel [27]



Přepínání turbodmychadlem a eBoosteru [27]



Elektricky poháněné turbodmychadlo [28]



Příloha 2

Výsledky výpočtu řemenového převodu v programu CONTI® PROFESSIONAL od firmy Continental

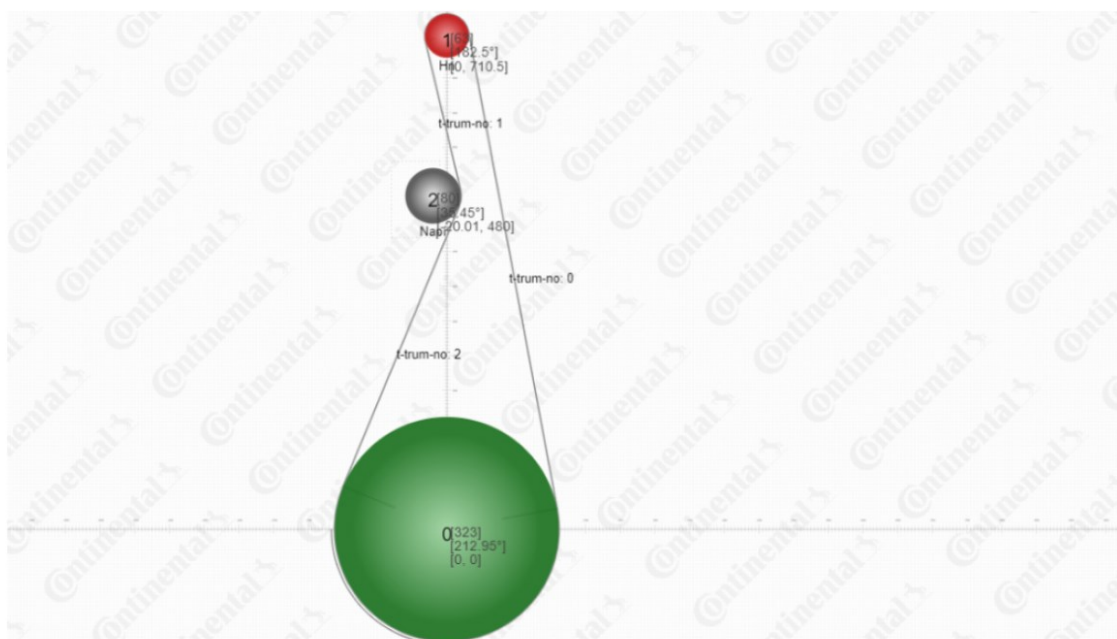
Pohon kompresoru |

Conti V Multirib-3 * PK-2080.00-Lb-Standard

Řemen / Systémová data

Výkonostní řada		[-]	Standard	Součinitel zatížení předpětí	K1	[-]	1,55
Délka	Lb	[mm]	2080	Délka řemene	Lw	[mm]	2089,42
Počet řemenů / drážek	z _{err}	[-]	3	Vypočtený celkový provozní součinitel	C2 _{err}	[-]	1,02
Šířka věnce	Šířka věnce	[mm]	12,12	Požadovaný celkový provozní součinitel	C2 _{gef}	[-]	1
Přenášený výkon na jeden řemen / drážku	Pr	[kW]	2,74	Součinitel délky	C5	[-]	1,06
Výkon motoru	η	[%]	100	Rychlost řemene	v	[m/s]	30,44
Celková hodnota výkonu systému	Pr _{gesamt}	[kW]	8,21	Výstupní výkon na hřídeli motoru (typový štítek)	PeL	[kW]	8,50

Grafický náhled pohonu



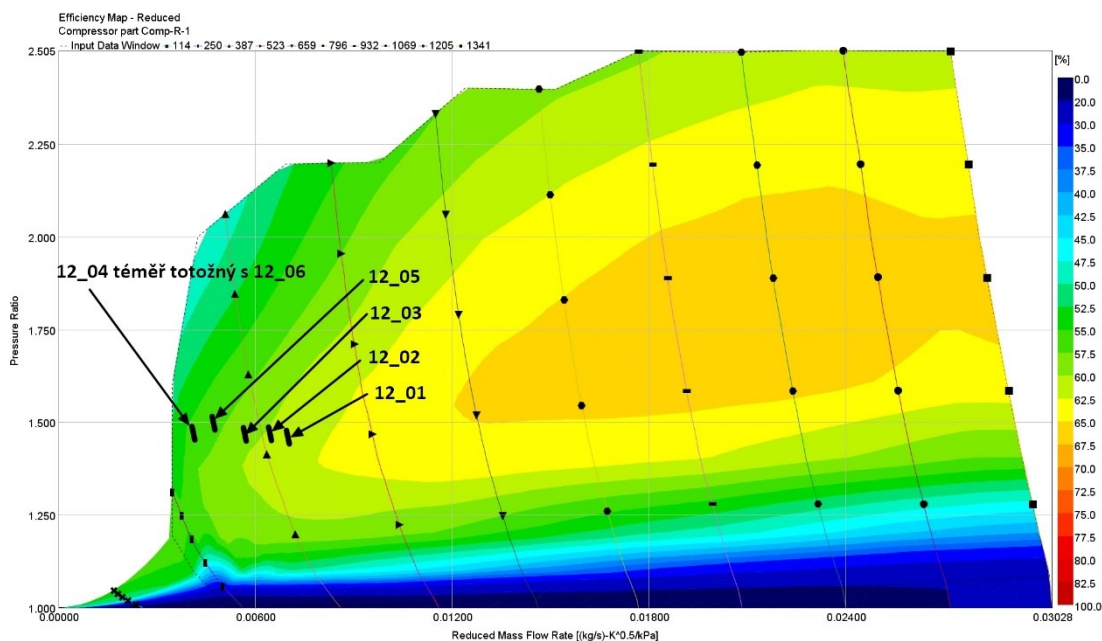


Příloha 3

V této příloze uvádíme výsledky jednotlivých simulací citlivostní analýzy z kapitoly 10 doplněné o polohy pracovních bodů externího kompresoru.

Režim 1 200 min⁻¹

Označení výpočtu	12_01	12_02	12_03	12_04	12_05	12_06
Otáčky motoru [min ⁻¹]	1 200	1 200	1 200	1 200	1 200	1 200
EGR [%]	0,4	0,4	0,4	0,4	/0,4	0,4
Požadovaný IMPEP720 [bar]	14,76	14,76	14,76	14,76	14,76	14,76
Dosažený IMEP720 [bar]	14,69	14,75	14,76	14,76	14,76	14,76
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	7 500	7 100	6 500	5 400	5 800	5 400
Otevření klapky Bypass [°]	32,00	30,20	26,35	18,95	20,85	17,56
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	12,27	12,28	12,27	12,25	12,09	12,06
Rack []	0	0	0	0	1	1
Kompresní poměr externího kompresoru []	1,46	1,47	1,47	1,46	1,50	1,50
Účinnost externího kompresoru [%]	61	60	59	56	56	55
Množství cirkulující směsi [%]	67	64	58	43	48	40
Teplota na výstupu z kompresoru [°C]	99	99	100	102	104	110



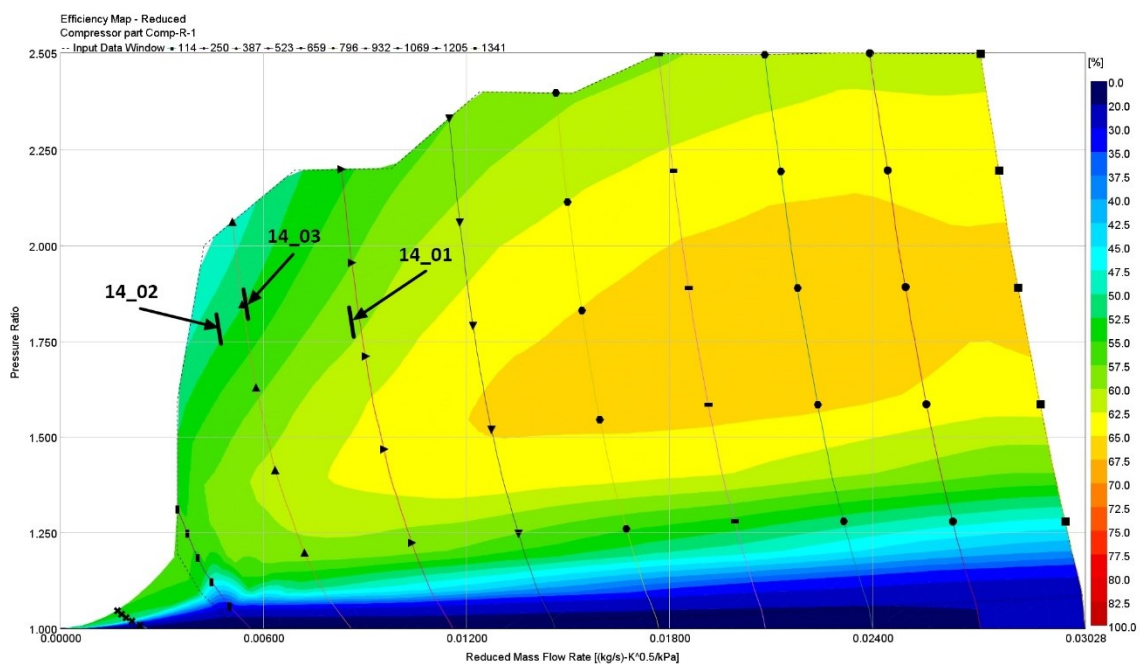
Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body

– režim motoru 1 200 min⁻¹



Režim 1 400 min⁻¹

Označení výpočtu	14_01	14_02	14_03
Otáčky motoru [min ⁻¹]	1 400	1 400	1 400
EGR [%]	4	4	4
Požadovaný IMEP720 [bar]	18,83	18,83	18,83
Dosažený IMEP720 [bar]	18,83	18,82	18,83
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	9 200	6 400	7 000
Otevření klapky Bypass [°]	29,09	14,35	16,85
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	13,21	13,25	13,01
Rack []	0	0	1
Kompresní poměr externího kompresoru []	1,82	1,81	1,88
Účinnost externího kompresoru [%]	59	51	52
Množství cirkulující směsi [%]	60	26	35
Teplota na výstupu z kompresoru [°C]	140	153	150

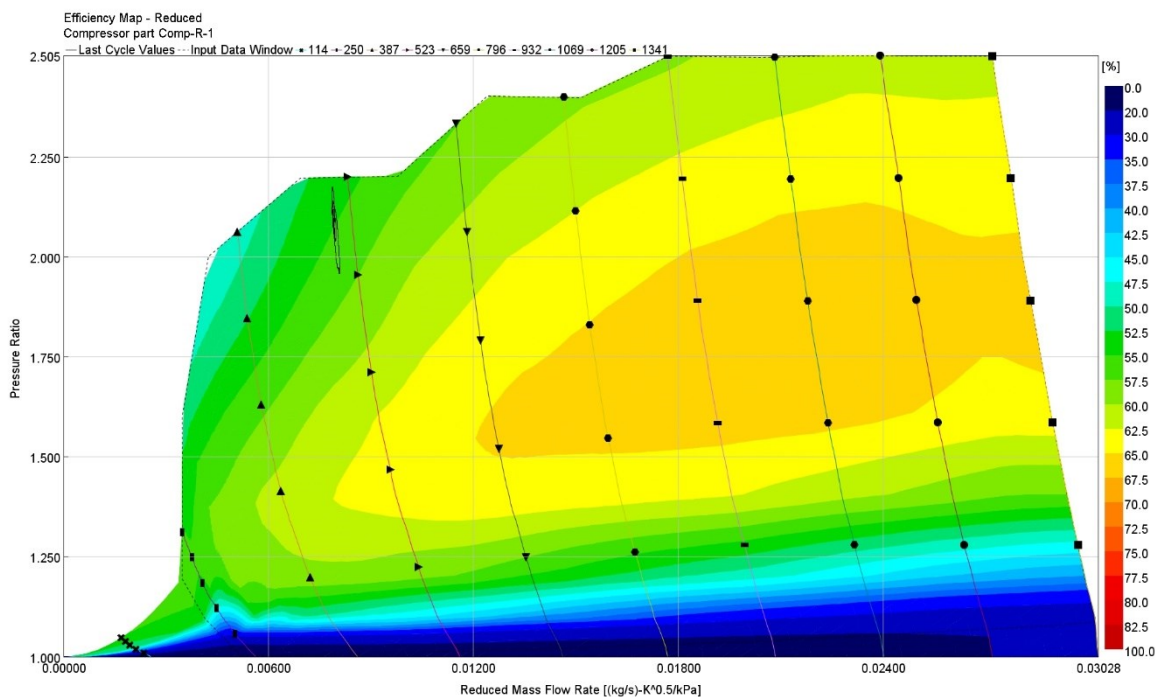


Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body – režim motoru 1 400 min⁻¹



Režim 1 600, 1 800, 2 000 min⁻¹

Otáčky motoru [min ⁻¹]	1 600	1 800	2 000
EGR [%]	12,9	13,5	17,1
Požadovaný IMEP720 [bar]	20,96	21,15	19,73
Dosažený IMEP720 [bar]	20,90	21,14	19,69
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	9 200	9 200	9 200
Otevření klapky Bypass [°]	20,55	18,65	16,7
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	13,44	14,43	14,63
Rack []	0	0	0
Kompresní poměr externího kompresoru []	2,15	2,12	2,08
Účinnost externího kompresoru [%]	54	55	55
Množství cirkulující směsi [%]	41	34	26
Teplota na výstupu z kompresoru [°C]	189	190	193

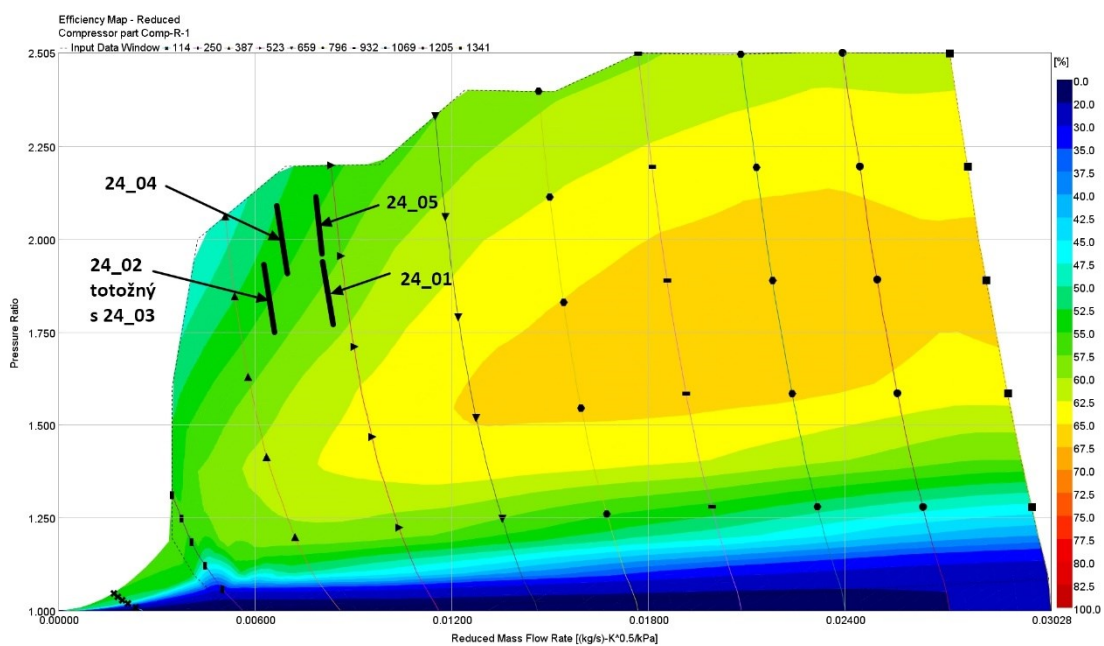


Charakteristika kompresoru s vyznačeným pracovním bodem – režimy motoru 1600 – 2000 min⁻¹



Režim 2 400 min⁻¹

Označení výpočtu	24_01	24_02	24_03	24_04	24_05
Otáčky motoru [min ⁻¹]	2 400	2 400	2 400	2 400	24 00
EGR [%]	17,3	17,3	17,3	17,3	17,3
Požadovaný IMPEP720 [bar]	17,46	17,46	17,46	17,46	17,46
Dosažený IMEP720 [bar]	17,46	17,46	17,46	17,46	17,46
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	9 200	8 000	7 911	8 225	9 200
Otevření klapky Bypass [°]	16,52	8,45	0,00	0,00	13,98
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	15,88	15,89	15,89	15,36	15,35
Rack []	0	0	0	1	1
Kompresní poměr externího kompresoru []	1,88	1,87	1,87	2,02	2,03
Účinnost externího kompresoru [%]	58	54	54	53	56
Množství cirkulující směsi [%]	23	2	0	0	16
Teplota na výstupu z kompresoru [°C]	173	183	184	186	182

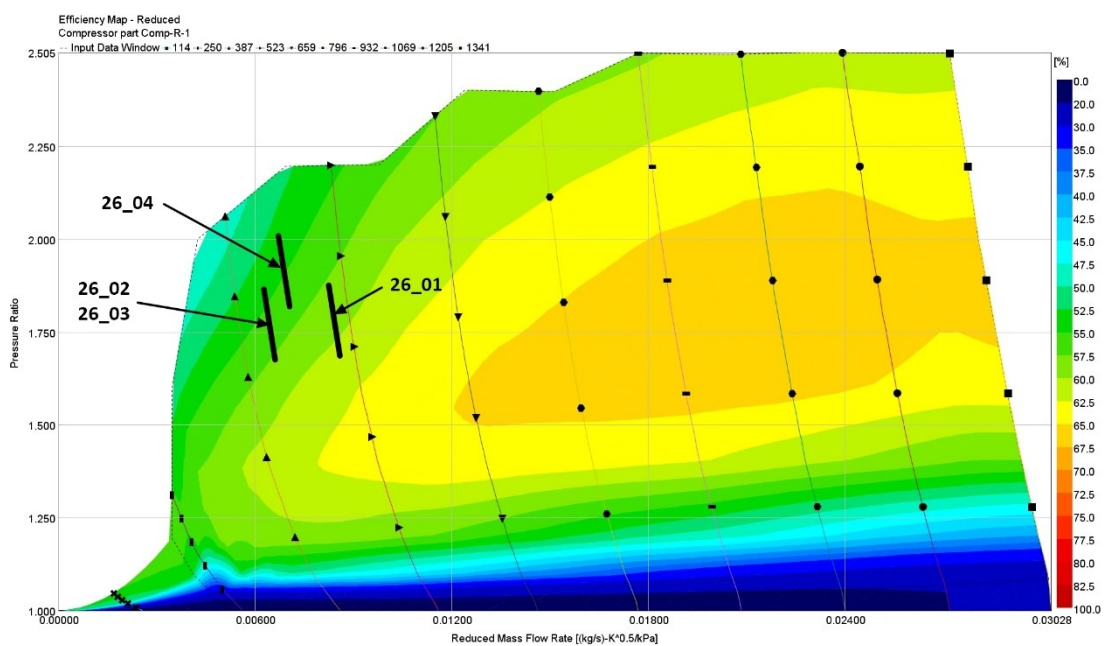


Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body – režim motoru 2 400 min⁻¹



Režim 2600 min⁻¹

Označení výpočtu	26_01	26_02	26_03	26_04
Otáčky motoru [min ⁻¹]	2 600	2 600	2 600	2 600
EGR [%]	17,2	17,2	17,2	17,2
Požadovaný IMPEP720 [bar]	16,37	16,37	16,37	16,37
Dosažený IMEP720 [bar]	16,36	16,37	16,37	16,36
Otáčky externího kompresoru [min ⁻¹]	9 200	8 000	7 868	8 225
Otevření klapky Bypass [°]	17,2	10,2	0	0
Výfuková klapka – průměr clonky [mm]	16,46	16,50	16,50	15,89
Rack []	0	0	0	1
Kompresní poměr externího kompresoru []	1,77	1,77	1,76	1,91
Účinnost externího kompresoru [%]	59	56	56	55
Množství cirkulující směsi [%]	23	3	0	0
Teplota na výstupu z kompresoru [°C]	160	171	173	175



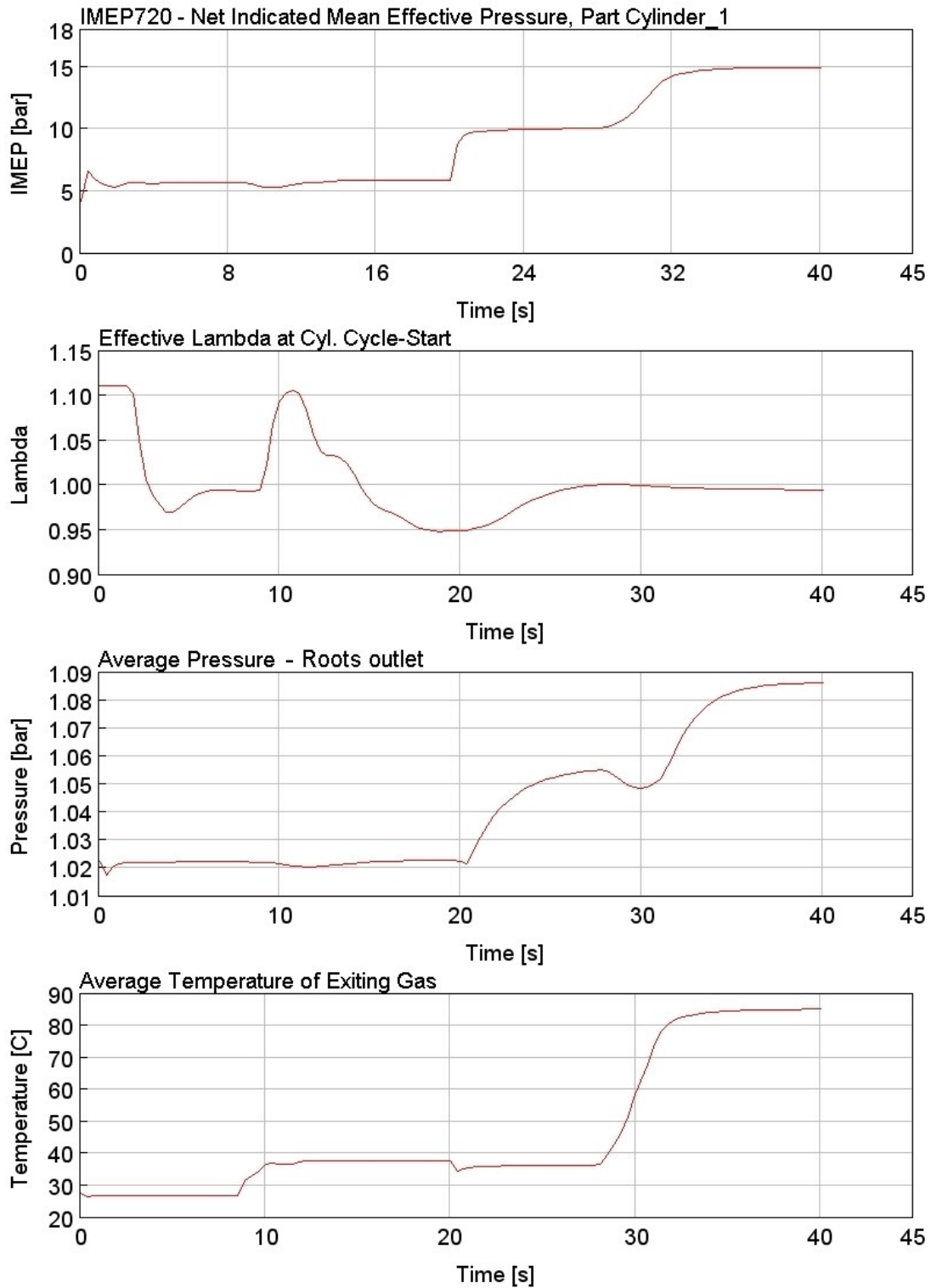
Charakteristika kompresoru s vyznačenými pracovními body – režim motoru 2 600 min⁻¹



Příloha 4

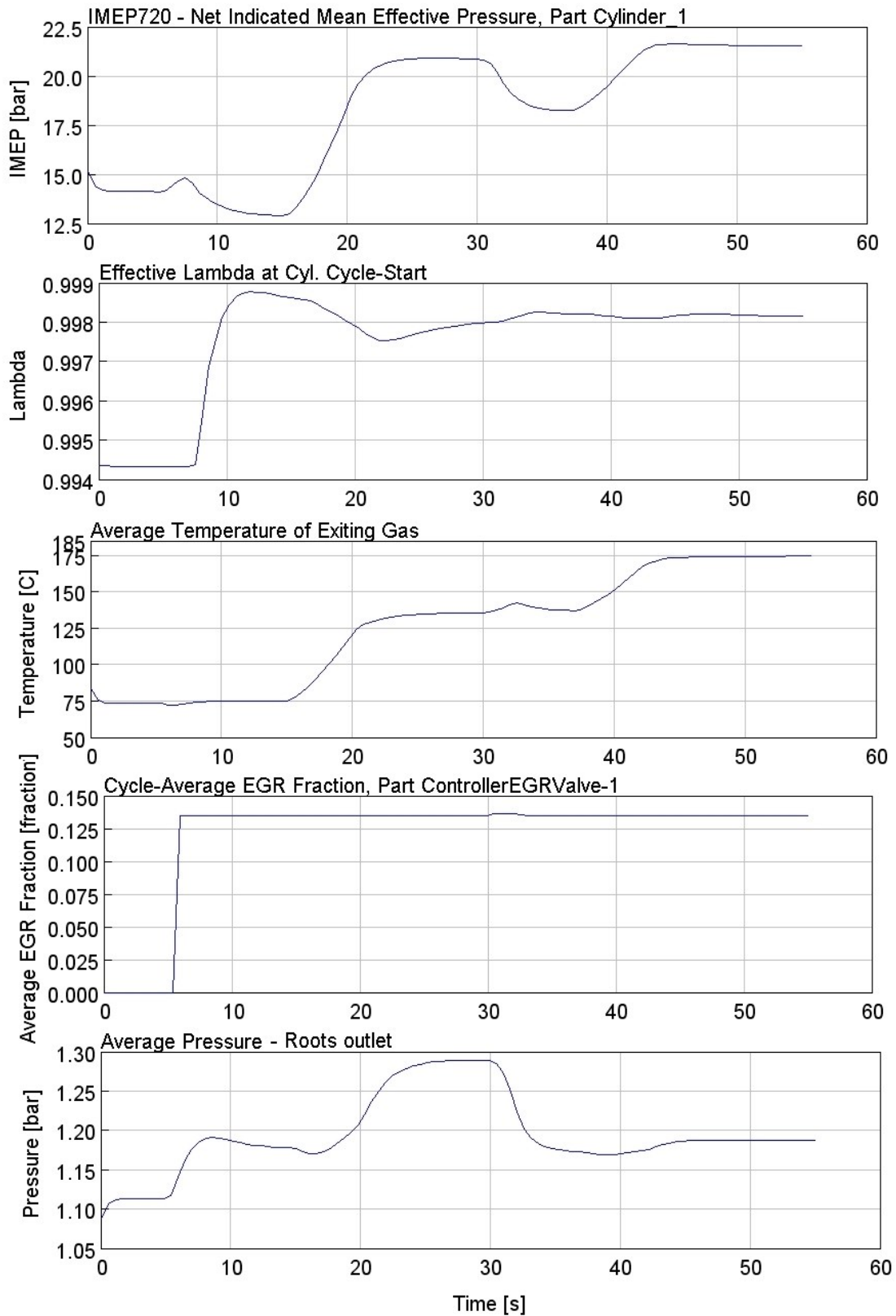
Výsledky rozběhu z 1 300 min⁻¹ na 1 800 min⁻¹

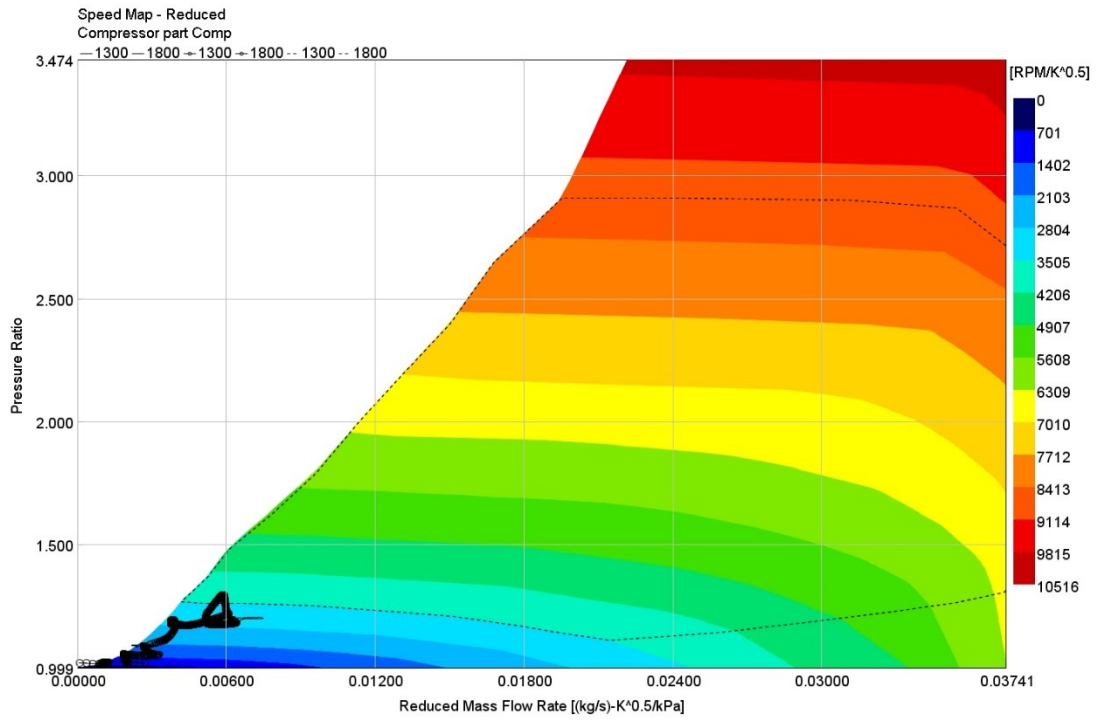
Case 1 – 1 300 min⁻¹



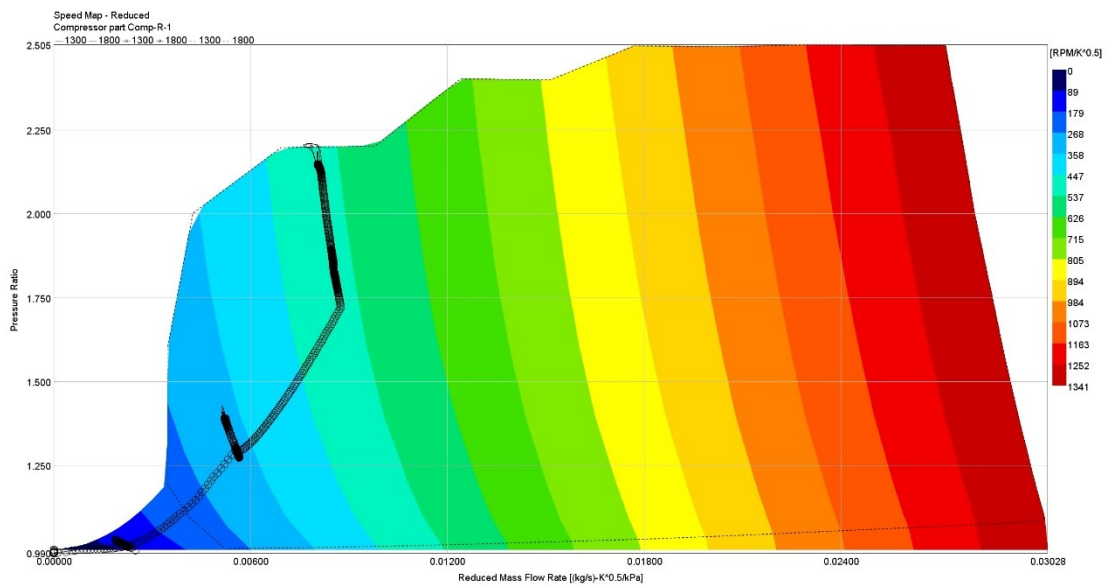


Case 2 – 1 800 min⁻¹





Charakteristika kompresoru turbodmychadla vč. časové změny pracovního bodu



Charakteristika kompresoru Eaton vč. časové změny pracovního bodu