VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

APLIKACE CHLAZENÉ RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ U MODERNÍCH ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

APPLICATION OF COOLED EXHAUST GAS RECIRCULATION ON MODERN GASOLINE ENGINES

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DISSERTATION THESIS

AUTOR — Ing. Jiří Bazala

AUTHOR

ŠKOLITEL — PROF. ING. VÁCLAV PÍŠTĚK, DRSC.

SUPERVISOR

BRNO 2023

ABSTRAKT

Dokument popisuje možnosti zvyšování účinnosti spalovacího zážehového motoru pomocí systémů chlazeného EGR (recirkulace výfukových plynů), vodního vstřikování a jejich kombinace. Pro tento účel byl na základě měření zkalibrován simulační model spalovacího zážehového motoru. Na tomto modelu byl prověřen vliv externího chlazeného EGR systému na klíčové parametry motoru jako je účinnost, měrná spotřeba paliva, výkon a jiné. Zde se dospělo k závěru, že systém EGR má z hlediska poměru dosažených výsledků a komplexnosti nevyhovující parametry. Proto byl na modelu prověřen model i vodního vstřikování a porovnán právě se systémem EGR. Model motoru s vodním vstřikováním byl vyhodnocen jako výhodnější. Proto se rozhodlo, že se prostředky k ověření výsledků investují do experimentálního vozidla s vodním vstřikováním a dojde ke srovnání výsledků simulačního modelu a experimentálního měření. Jako budoucí nejvhodnější kombinace vzhledem ke sledovaným parametrům se jeví použití jak systému EGR, tak vodního vstřikování a ideálně s možností zapalování směsi v předkomůrce.

KLÍČOVÁ SLOVA

EGR, vodní vstřikování, účinnost, spotřeba paliva, zážehový motor, recirkulace výfukových plynů, zpětné získávání vody

ABSTRACT

This document describes the possibilities of increasing the efficiency of an internal combustion engine using cooled EGR (exhaust recirculation system), water injection and their combination. To investigate it the engine model was calibrated based on the experiment. It was investigated the effect of the externally cooled EGR system on key engine parameters such as efficiency, specific fuel consumption, performance and others on this model. Here it was concluded that EGR system has unsatisfactory parameters in terms of the ratio of achieved results and complexity. Therefore, the water injection model was tested on the model and compared with the EGR system. The engine model with water injection was evaluated as more advantageous. Therefore, it was decided to invest available sources to the experimental vehicle with water injection and verify experimental results with model. Using of both systems, the EGR system and water injection, and ideally with the possibility of pre-ignition, appears to be the most suitable combination with regard to the observed parameters.

KEYWORDS

EGR, water injection, efficiency, fuel consumption, spark ignition engine, exhaust gas recirculation, water harvesting

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BAZALA, Jiří. *Aplikace chlazené recirkulace výfukových plynů u moderních zážehových motorů.* Brno, 2023. Dostupné také z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/146578. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Václav Píštěk.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 22. srpna 2023 ……..……..……..

Jméno a přímení

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval svému školiteli panu profesorovi Václavovi Pištěkovi za jeho cenné rady, vedení a usměrňování během celé doby studia. Dále pak Guillaumovi Hébertovi za cenné rady, vizionářské myšlenky a možnosti uskutečnění vývoje a měření. Práce by nemohla vzniknout také bez sdílení know-how a pomoci Davida Svídy a Martina Berana.

V neposlední řadě musím poděkovat své přítelkyni a rodině. Ti ukázali velkou trpělivost a pochopení.

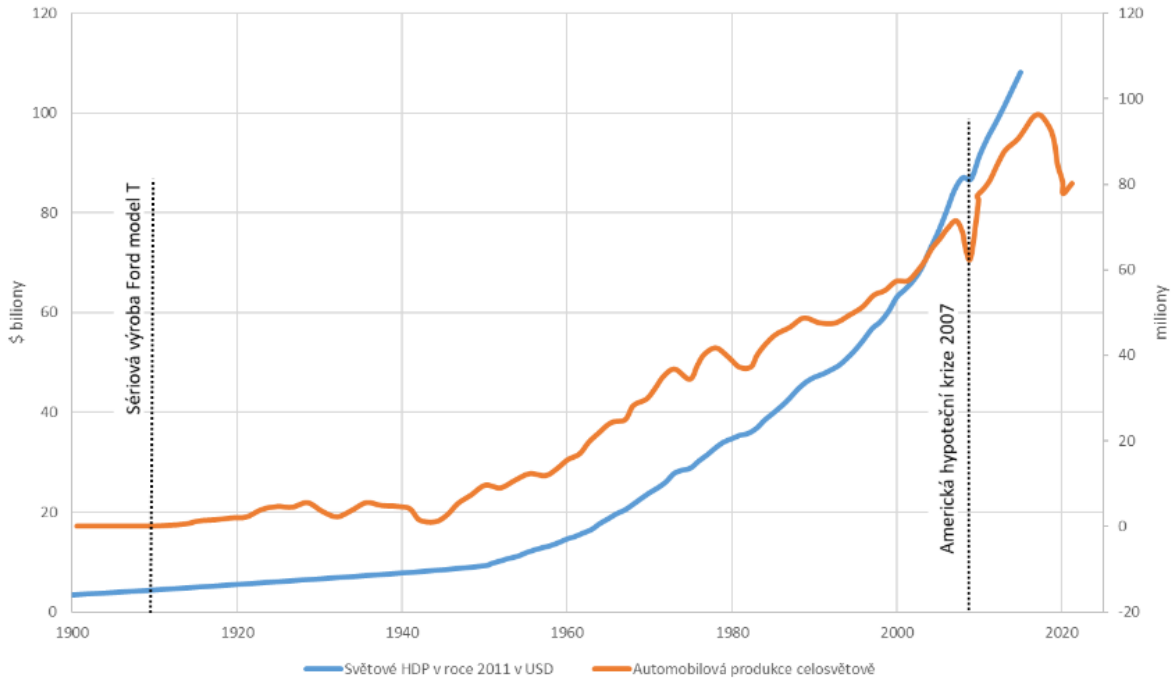
OBSAH

Úvod 9
Cíle dizertační práce 12
1 Současný stav problematiky 13
1.1 EGR (Recirkulace výfukových spalin) 15
1.2 Přestup tepla u výměníku EGR 16
1.2.1 Teorie řízení EGR 23
1.2.2 Klepání motoru 24
1.2.3 Eliminace tlakových (čerpacích) ztrát sacího cyklu 25
1.3 Možné architektury externího EGR 26
1.3.1 Nepřeplňované pohonné jednotky 26
1.3.2 Turbodmychadlem přeplňované pohonné jednotky 27
1.4 Limitace EGR systému a jeho možné řešení 29
1.5 Vstřikování vody 29
1.5.1 Teorie vodního vstřikování 31
1.5.2 Možné architektury 31
2 Měření a indikace sériového motoru 33
2.1 Indikace a měření motoru 35
2.2 Analýza měřených bodů vhodných pro chlazený EGR 43
3 Model sériového motoru 45
3.1 Korelace modelu spalování (Indikace) 45
3.2 Sériový motor 46
4 Model motoru s chlazeným EGR 52
4.1 Rozbor možných architektur 52
4.2 Upravený model s větví EGR recirkulace 53
4.3 Analýza výsledků simulace 55
4.3.1 Závislost množství recirkulovaných spalin na sledované parametry 55
4.3.2 Závislost množství recirkulovaných spalin na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu 60
4.3.3 Využití EGR pro redukci klepání motoru 66
4.3.4 Využití EGR pro zvýšení účinnosti vlivem zvětšení kompresního poměru 69
4.3.5 Efekt výkonu a tlakových ztrát EGR chladiče na sledované parametry motoru 74
4.4 Diskuze výsledků modelu s EGR systémem 77
5 Model motoru s vodním vstřikováním 79
5.1 Návrh modelu motoru s vodním vstřikováním 79
5.2 Analýza výsledků modelu s vodním vstřikováním 81

5.2.1 Závislost množství vstřikované vody na sledované parametry 81
5.2.2 Závislost množství recirkulovaných spalin na sledovaných parametrech – optimalizace předstihu zážehu 85
6 Porovnání výsledků modelů s EGR a vodním vstřikováním 91
6.1 Porovnání sledovaných parametrů pro otáčkovou charakteristiku EGR vs. vodní vstřikování – optimalizace předstihu zážehu 91
6.2 Využití EGR a vodního vstřikování – optimalizace předstihu zážehu 96
7 Ověření simulace na experimentálním vozidle 101
7.1 Experiment 102
7.1.1 Sledované parametry 102
7.1.2 Výsledky experimentu a srovnání se simulací 103
7.2 Limitace motoru s vodním vstřikováním, spotřeba vody a její řešení 105
Závěr 106
Použité informační zdroje 107
Seznam publikací autora k tématu dizertační práce 111
Seznam použitých zkratek a symbolů 112
Seznam obrázků: 114
Seznam Tabulek: 118
Přílohy I

Úvod

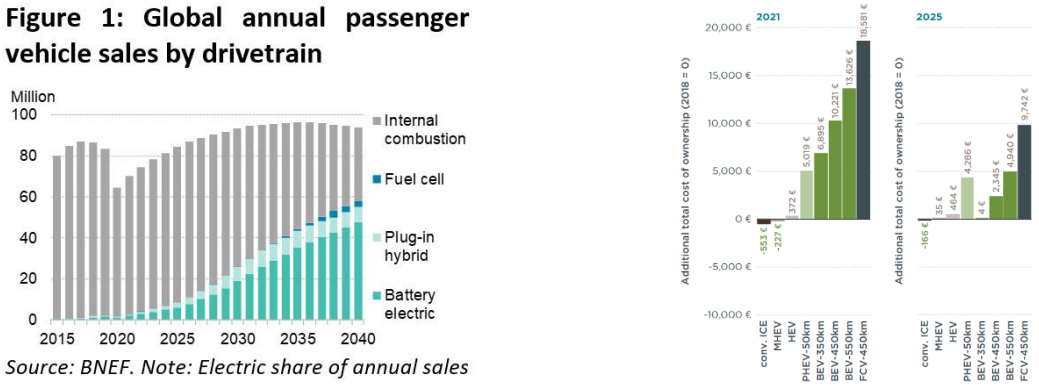
V posledních letech automobilový trh čelí kritice kvůli emisím CO_2 a globálnímu oteplování. Z pohledu širších souvislostí je tedy třeba zdůraznit, že nebýt vynálezu parního stroje a později pak spalovacího motoru, tak by naše společnost, jak ji známe, neexistovala. Od dostupnosti spotřebního zboží až po vysoce odbornou lékařskou péči. Ve středověku byly nejbohatší lokace tam, kde vedly obchodní stezky. Později, s rozvojem infrastruktury, se toto bohatství dokázalo plynuleji rozprostřít až do dnešní doby, kdy i díky dopravním prostředkům se spalovacími motory prakticky nerozeznáme rozdíl bohatství mezi vesnicí a městem. Závislost bohatství lidstva tedy přímo ovlivňuje produkce dopravních prostředků a naopak. Názorně to ukazuje graf na obr. 1, kde vidíme celosvětově přímou úměru mezi množstvím vyprodukovaných automobilů a HDP za 120 let. Je tedy velmi krátkozraké chtít snižovat automobilovou produkci, a to ať už se jedná o chtěnou nebo nechtěnou regulaci vlivem politických rozhodnutí. Vývoj je motorem pokroku a násilné politické nařízení bez znalosti širších souvislostí problémy spíše prohlubuje.



Obr. 1: Závislost hrubého domácího produktu na počtu vyrobených aut celosvětově [1][2]

I proto automobilový průmysl v posledních letech zažívá docela velkých změn. Nejdříve byly u osobních vozidel preferovány spíše menší vznětové motory, které mají ze své podstaty vyšší účinnost. Typicky s objemem válců od 1,3 l do 2,0 l. Aby tyto motory splňovaly stanovené emisní limity, tak se hojně používal systém EGR. Tento systém recirkulace výfukových plynů (EGR) ve vznětových motorech snižuje především emise NO_x snížením teploty a také snižuje množství volného kyslíku ve spalovacím prostoru. Výfukové plyny EGR se zde chovají jako inertní plyn, který absorbuje teplo. V roce 2015 však propukla aféra „Dieselgate“, kdy se přišlo na to, že některé automobilky záměrně obchází stanovené emisní limity, a to právě i systémem EGR, který nepracoval ve všech režimech motoru. Proto se od roku 2015 začaly preferovat

spíše menší přeplňované zážehové motory. Avšak tato vozidla mají v porovnání se vznětovými motory vyšší spotřebu paliva, a proto se stále hledají způsoby, jak zvýšit účinnost zážehových motorů, aby se přiblížily účinností vznětovým motorům. Dalším milníkem ve vývoji osobní automobilové přepravy je přicházející elektromobilita, která postupně navyšuje svůj poměr na trhu. Nicméně zvyšování účinnosti spalovacích motorů je stále žádoucí, protože spalovací motory budou potřeba ještě několik dalších desítek let. Nepřímý zákaz spalovacích motorů je jedna strana, ale reálné potřeby a finanční možnosti zákazníků je strana druhá (obr. 2). Například zdroj [3] uvádí, že v roce 2040 se prodá ještě 45 miliónů vozidel, které v nějaké formě budou obsahovat spalovací motor. K podobnému číslu došla i analýza [4]. Tato vozidla pak budou provozována další desítky let u svých prvních, druhých nebo třetích majitelů, třeba i v Afrických zemích.



Obr. 2: Výhled prodeje osobních vozidel a nutná potřeba vícenákladů pro pořízení elektrických vozidel. [3][5]

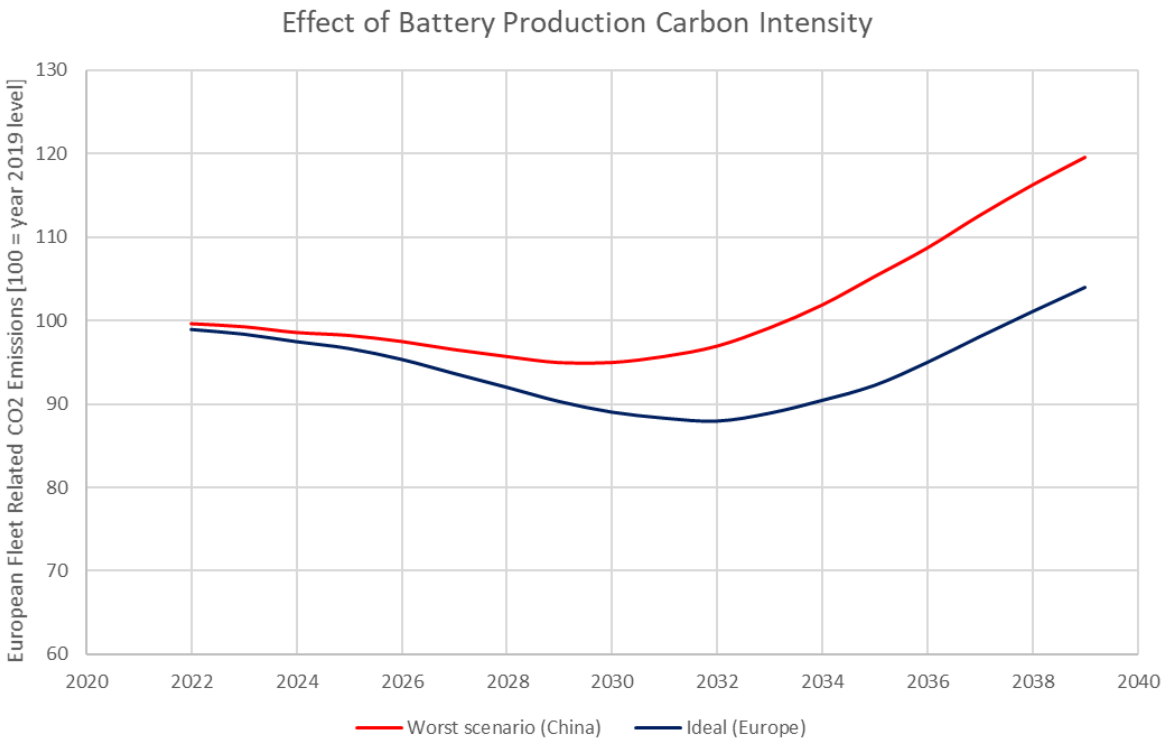
Pokud se tedy podíváme na hlediska hlavní motivace omezování spalovacích motorů, a to celkovou produkci emisí CO_2, tak elektromobilita nemusí přinést potřebné zlepšení. Mnohé studie naznačují, že emise CO_2 můžou vlivem elektromobility i růst (obr. 3) [6][7]. Proto je důležité ve vývoji spalovacích motorů pokračovat a zvyšovat jejich účinnost, a tím snižovat jejich emisní stopu. A to i proto, že emise CO_2 nejsou lokální problém, ale problém globální. Nepostačí tedy snížit emise CO_2 jen v Evropě. Musíme je snižovat globálně.

Jeden ze způsobů zvýšení účinnosti zážehových motorů je použít benzínový EGR systém. Ten má dvě hlavní možnosti, kterými může zlepšit účinnost motoru. První možností je podobný princip jako u dieselového motoru, a to snížením teploty ve spalovacím prostoru. Rozdíl je však v tom, že u benzínového motoru má teplota ve spalovacím prostoru hlavní vliv na klepání motoru. Systém EGR u zážehového motoru snižuje maximální teplotu ve spalovacím prostoru tím, že pojme část tepelné energie, a proto se může upravit předstih zážehu na dřívější dobu, tím zvýšit účinnost celého motoru a také zabránit obohacování spalovací směsi při vyšším zatížení, a tím tak šetřit palivo. Druhým způsobem je snížení čerpacích ztrát na tělese škrticí klapky, a to hlavně u nepřeplňovaných pohonných jednotek. V dnešní době je tento systém také používán ke zvýšení účinnosti Millerova/Atkinsonova cyklu spalování u hybridních vozidel. Je důležité prověřit i vliv designu EGR chladiče na sledované parametry.

Dalším externím systémem, který dokáže zvýšit účinnost zážehového motoru, je systém vstřikování vody. Vstřikování vody je stará technologie, která se v minulosti proslavila hlavně během druhé světové války, kdy tento systém používali stíhací piloti jako instantní krátkodobé

zvýšení výkonu motoru svých stíhaček při leteckých soubojích. Tento systém snižuje teplotu ve spalovací komoře změnou skupenství a využitím latentní tepelné kapacity vody. Tím se umožní zvýšení hustoty vzduchu a může se tedy použít nejen více paliva, aby se dosáhlo vyššího výkonu, ale také je motor s vodním vstřikováním díky snížení teploty směsi ve spalovacím prostoru méně náchylný na nežádoucí klepaní.

Tato práce byla zpracována v úzké spolupráci s firmou Hanon Systems, která poskytla důležité zdroje pro technický experiment. Z tohoto důvodu tak není možné zveřejnit všechny zjištěné parametry, které byly použity jak u simulace, tak u experimentu. Avšak důležité výsledky této práce byly v práci zmíněny a lze si udělat představu o jednotlivých systémech a jejich vlivech na účinnost motoru.



Obr. 3: Celkové emise vyprodukování provozem elektromobilů v Evropě [6]

CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE

Cíle dizertační práce je možné vyjádřit v následujících bodech:

- Shrnout současné trendy ve zvyšování účinnosti spalovacího motoru pomocí externích systémů.
- Provést stručnou rešerši chlazeného EGR systému a vodního vstřikování.
- Simulační model experimentálního motoru a jeho kalibrace.
- Vytvořit simulační model experimentálního motoru s chlazeným EGR systémem.
    - Vliv designu EGR chladiče na důležité sledované parametry.
- Vytvořit simulační model experimentálního motoru s vodním vstřikováním.
- Vytvořit komplexní model experimentálního motoru s chlazeným EGR systémem i vodním vstřikováním.
- Provést příslušné simulace včetně parametrických studií a na základě výsledků simulace identifikovat systém vhodný pro experiment.
- Ověřit simulační model technickým experimentem.
- Zhodnotit dosažené výsledky a navrhnout další postup vývoje.

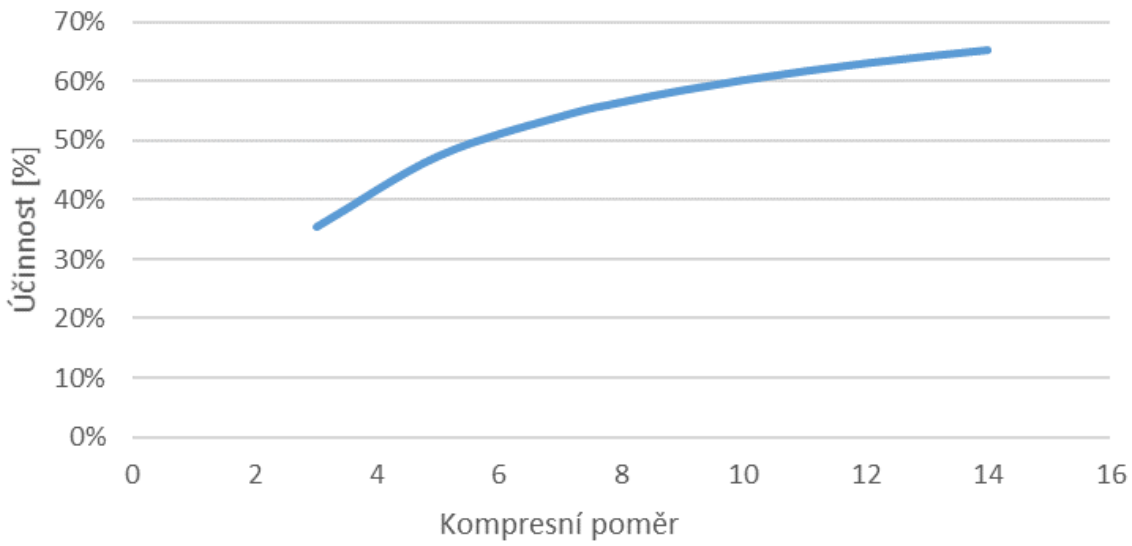
1 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

Zážehový spalovací motor jako takový vychází z Ottova ideálního cyklu. Maximální provozní podmínky zážehových spalovacích motorů jsou obecně omezeny teplotním limitem součástí motoru a podmínkami klepání. Dalším omezením u moderních zážehových motorů přeplňovaných turbodmychadlem je maximální přijatelná teplota výfukových plynů, která je omezena tepelným odporem materiálu turbínového kola turbodmychadla. V případě kritických podmínek se k ochraně součástí motoru většinou používá zvýšená dávka paliva. Tím dojde k obohacení spalovací směsi (lambda < 1) a odpařený benzín nám pomůže s chlazením maximálních teplot spalování.

Termickou účinnost Ottova cyklu (1) pak můžeme vypočítat ze vztahu, který vychází z obecného vztahu účinnosti přímého cyklu motoru, a tedy podíl práce cyklu k dodanému teplu.

$$\eta_{Otto} = 1 - \frac{1}{CR^{\kappa-1}} \qquad (1)$$

kde η_{Otto} je účinnost motoru s ideálním Ottovým cyklem, CR je kompresní poměr, κ je Poissonova konstanta, tj. poměr měrných tepelných kapacit při konstantním tlaku a při konstantním objemu.



Obr. 4: Vliv kompresního poměru na účinnost motoru

Pokud do vztahu (1) dosadíme hodnoty kompresního poměru, tak nám vyjde závislost termické účinnosti na hodnotě kompresního poměru. Z grafu (obr. 4) lze názorně vidět nárůst termické účinnosti v závislosti na kompresním poměru. Kompresní poměr pak můžeme vyjádřit:

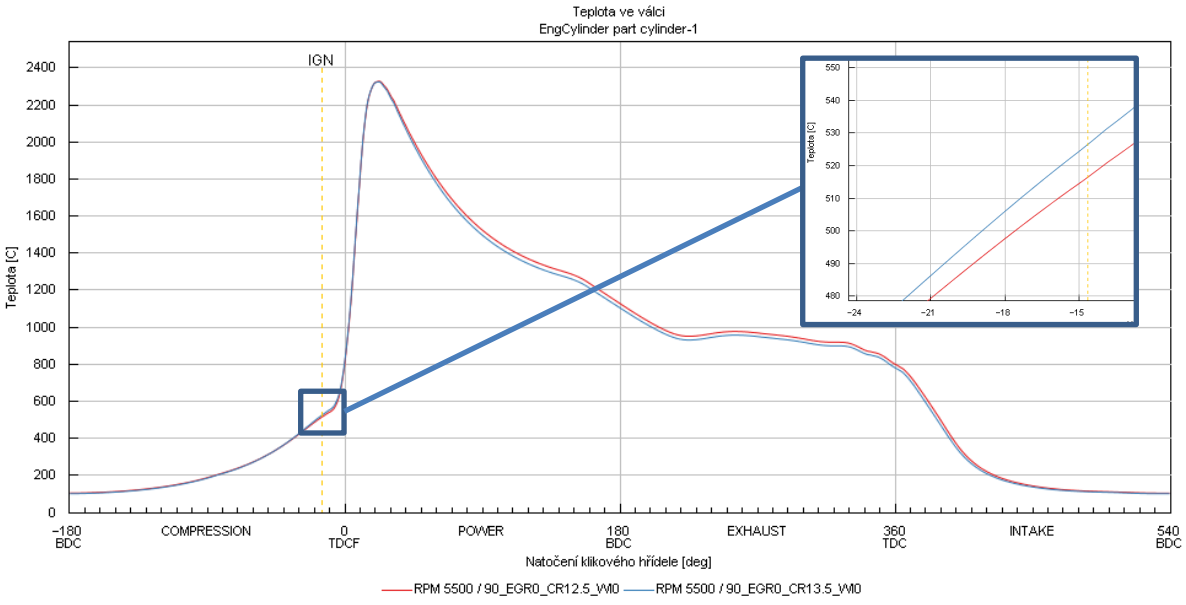
$$CR = \frac{V_h + V_C}{V_C} \qquad (2)$$

kde V_h je zdvihový objem, V_C je kompresní objem.

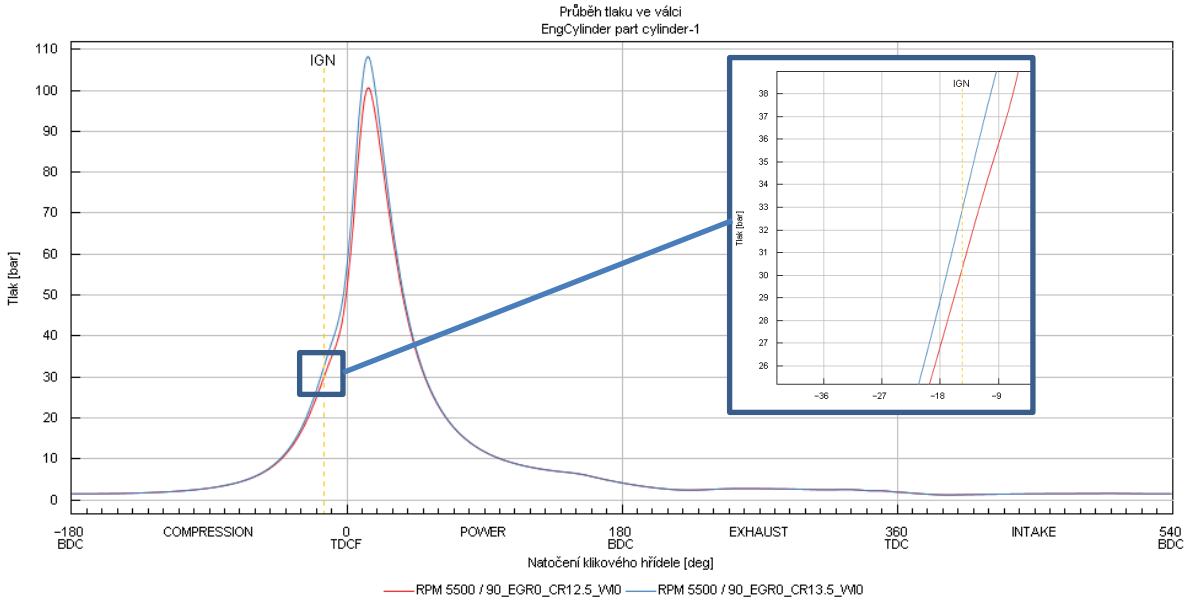
Je tedy zřejmé, že zvyšování účinnosti přímo závisí na tom, jak velký tlak bude vyvinut během kompresního zdvihu. Z termodynamických zákonů je také jasné, že pokud máme plyn o určitém objemu a tento plyn stlačíme, tak vnitřní teplota tohoto plynu vzroste, a to tím víc, čím vyšší je poměr stlačení. Zvyšování kompresního poměru zážehového motoru je omezeno náchylností tohoto motoru ke klepání motoru. Klepáním rozumíme nežádoucí jev, kdy se spalovací směs předčasně vznítí před zážehem spalovací svíčky. Při klepání vzniká lokální extrémní tlakový nárůst, který může mít až fatální vliv na součásti motoru. Detailněji bude vysvětleno v kapitole 1.2.2. Tomuto jevu se musí předcházet a spalovací směs chladit pod tuto kritickou teplotu a tlak. Příklad chování teploty a tlaku uvnitř zážehového motoru při změně hodnoty kompresního poměru z hodnoty 12,5 na 13,5 můžeme vidět na obrázku 5 a 6 a v tabulce 1. Z grafů lze vyčíst, že maximální kompresní tlak vzroste o 5,6 barů a maximální teplota během komprese se zvýší o 17,7 °C. Na první pohled nízké zvýšení teploty může rozhodovat, jestli motor začne klepat.

Tabulka 1: Porovnání hodnot teplot a tlaku u rozdílných kompresních poměrů

Kompresní poměr	12.5	13.5	rozdíl
Teplota v době zážehu [°C]	515.4	525.3	9.9
Teplota v horní úvrati komprese [°C]	802.0	819.7	17.7
Maximální teplota cyklu [°C]	2327.9	2324.1	-3.9
Tlak v době zážehu [bar]	30.1	32.6	2.6
Tlak v horní úvrati komprese [bar]	51.2	56.8	5.6
Maximální tlak cyklu [bar]	100.6	108.2	7.6



Obr. 5: Porovnání průběhu teploty pro motor s kompresním poměrem 12.5 a 13.5



Obr. 6: Porovnání průběhu tlaku pro motor s kompresním poměrem 12.5 a 13.5

Ze vztahu (3) je zřejmé, že výkon motoru přímo závisí na středním efektivním tlaku ve spalovacím prostoru. Zvyšování tohoto tlaku je tedy chtěný efekt zvyšování kompresního poměru.

$$P_e = \frac{V \cdot p_e \cdot n}{120} \qquad (3)$$

kde P_e je efektivní výkon motoru, V je celkový objem motoru, p_e je střední efektivní tlak (indikovaný tlak ponížený o mechanickou účinnost), n jsou otáčky motoru.

1.1 EGR (RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH SPALIN)

Recirkulace spalin (EGR) je zpětné vrácení spalin do spalovacího prostoru za účelem snížení teploty spalování a zvýšení účinnosti. Rozděluje se na vnitřní a vnější. Vnitřní recirkulace probíhá skrz časování ventilů a spaliny nejsou chlazeny. Vnějším EGR se rozumí systém, který jde mimo hlavu motoru a spaliny jsou chlazeny chladivem, aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti motoru. Cílem tedy je dostat do spalovacího prostoru co nejvíce ochlazené spaliny s co nejnižším tlakovým spádem.

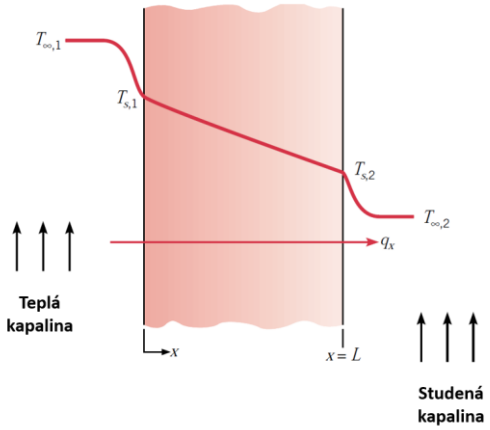
Neexistuje žádný ucelený přehled efektů různých architektur EGR systémů. Je však známo, že někteří výrobci pohonných jednotek používají systém s připojením systému před katalyzátorem, a někteří za katalyzátorem. Je také známo, že benzínový EGR systém se používá hlavně ke zlepšení Atkinsonových cyklů u atmosféricky plněných zážehových motorů. Typickým příkladem je Toyota Prius nebo Honda Fit Hybrid.

1.2 PŘESTUP TEPLA U VÝMĚNÍKU EGR

Přenos tepla nastává z teplého tělesa nebo látky do studeného. Tento jev je popsán druhým termodynamickým zákonem, kdy se tělesa snaží dosáhnout termodynamické rovnováhy.

Přenos energie tepelnou kondukcí (vedením) u chladiče EGR

Přestup tepla kondukcí se odehrává uvnitř EGR výměníku mezi nerezovou stěnou chladiče jak mezi horkými výfukovými plyny, tak i mezi chladicí kapalinou a okolním vzduchem. Vedení tepla lze charakterizovat jako přenos energie od teplejší částice ke studenější částici (obr. 7). Tyto částice jsou buď atomy u pevných látek nebo molekuly u kapalin. U kapalin je interakce silnější díky vzdálenosti molekul, a tudíž i přestup tepla je rychlejší.



Obr. 7: Prostup tepla stěnou [8]

Intezita vedení tepla lze vyjádřit Fourierovým zákonem:

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dx} \qquad (4)$$

kde $\dot{q}$ je měrný tepelný tok [Wm^{-2}], λ je tepelná vodivost [$Wm^{-1}K^{-1}$], dT je diferenciál teploty [K], dx je diferenciál vzdálenosti [m].

Přenos energie tepelnou konvekcí (prouděním) u chladiče EGR

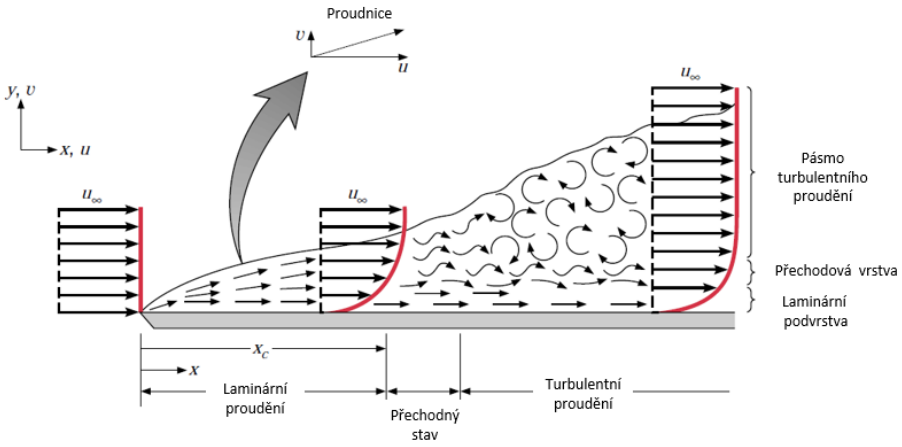
Přenosu tepelnou konvekcí jsou schopny pouze látky plynné nebo kapalné. Princip přenosu energie je založen na pohybu objemů tekutiny v prostoru. Konvekci můžeme rozdělit na nucenou, přirozenou a kombinovanou. Nucená konvekce je obtékání teplosměnného povrchu tekutinou, která je vynucena externím zdrojem jako je čerpadlo nebo ventilátor. U přirozené konvekce jde o proudění, které vzniká samovolně. Důležité kritérium při přenosu tepla konvekcí je druh proudění, který rozdělujeme na laminární, přechodný a turbulentní (obr. 8). U laminárního proudění se všechny částice pohybují po rovnoběžných trajektoriích (proudnicích). Tyto proudnice mají stejnou směrnici pohybu shodnou s pohybem celého objemu tekutiny a sledují obrysy kanálu, ve kterém tekutina proudí. U turbulentního proudění se všechny vrstvy neustále promíchávají. Každá částice má dva vektory rychlosti

podél a kolmo na kanál. Proud tekutiny je tak směsicí neuspořádaného pohybu částic. Čím větší jsou pulzace a víření, tím intenzivnější je turbulence proudu. Charakter proudění tekutiny v kruhovém kanále popisuje Reynoldsovo kritérium:

$$Re_D = \frac{u \cdot d}{\nu} \qquad (5)$$

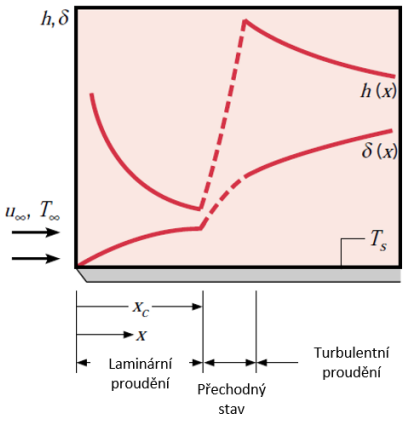
kde *Re* je Reynoldsovo číslo, *u* je rychlost proudění [m/s], *d* je charakteristický rozměr [m], *ν* je kinematická viskozita [m^2/s].

Pokud Re < 2320, jedná se o laminární proudění, pokud 2320 < Re < 4000, jedná se o přechodné proudění a pro Re > 4000 jde o turbulentní proudění.

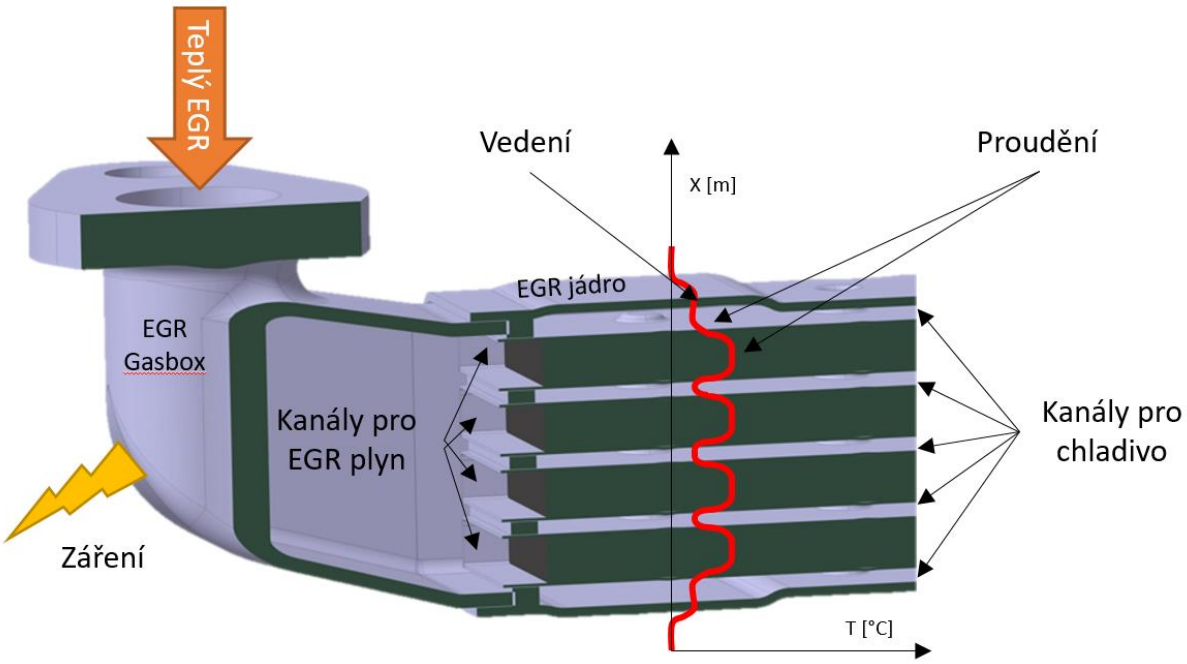


Obr. 8: Přechod laminární do turbulentní vrstvy obtékání rovného povrchu [8]

Při obtékání povrchu u EGR chladiče mohou nastat situace, kdy se při povrchu vytvoří všechny vzpomínané situace a pokud je obtékaný povrch dostatečně dlouhý, případně tekutina má vysokou rychlost nebo viskozitu, tak je velmi pravděpodobné, že se při povrchu stěny vytvoří mezní laminární vrstva, která v určité vzdálenosti od povrchu přejde do turbulentního proudění. U EGR chladiče se přenos tepla prouděním vyskytuje uvnitř plynové trubky, kdy látkou je samotný EGR plyn a pak mezi “shellkou” a plynovou trubkou, kdy látkou je chladicí kapalina. Z hlediska účinnosti chladiče je důležité, aby plynná složka byla v turbulentním režimu (obr. 9). To se u EGR výměníku docílí vnitřním vlnovcem, který má za úkol narušovat laminární proudění, a tím zvyšovat přestup tepla z výfukových plynů přes stěnu plynové trubky do chladicí kapaliny. U chladicí kapaliny se laminární proudění narušuje tzv. dimply. Ty mají také za úkol zrobustnit celé jádro chladiče, které je velmi namáháno teplotními cykly.



Obr. 9: Závislost tloušťky mezní vrstvy proudění δ a lokálního součinitele přestupu tepla h během proudění přes izotermickou plochou desku. [8]



Obr. 10: Teplotní profil a přestup tepla přes výměník EGR

Záření u EGR výměníku pro zážehové motory

Protože u zážehových motorů výfukové spaliny dosahují mnohem vyšších teplot než u vznětových motorů, tak i přestup tepla zářením nemusí být zanedbatelný a v rámci této dizertační práce je prověřena i tato problematika. EGR chladiče jsou tepelné výměníky, kde jsou výfukové plyny ze spalovacího motoru chlazeny chladicí kapalinou z motoru. To znamená, že část povrchu výměníku má teplotu výfukových plynů a větší část teplotu chladiva.

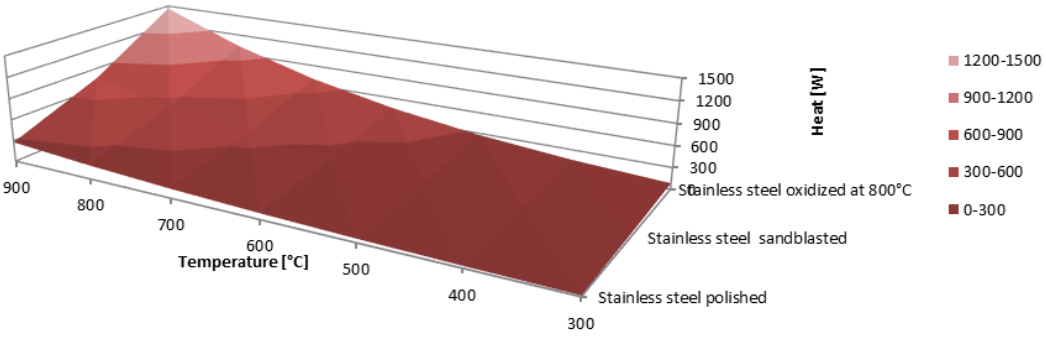
Část chladiče, který budeme nazývat EGR jádro (obr. 10), má teplotu chladicí kapaliny. Ta se obvykle pohybuje kolem 90 °C. Část tzv. EGR Gasboxu (obr. 10) je v přímém kontaktu s horkými výfukovými plyny, a pokud zanedbáme výměnu tepla s okolím, tak můžeme předpokládat, že povrchová teplota má stejnou teplotu jako výfukové plyny. Záření má u chladičů EGR dva důležité účinky. První je chlazení radiací, což je pro nás výhoda, ale máme také omezení od automobilek, že teplota v určité vzdálenosti od EGR chladiče nesmí přesáhnout určitou maximální teplotu.

Tepelné záření rozšířené o relativní číslo emisivity je dáno vztahem:

$$E_0 = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T_b^4 \qquad (6)$$

kde E_0 je zářivost černého tělesa [W/m2], T_b je teplota černého tělesa [K], σ je Stefan-Boltzmannova konstanta [σ = 5 670×10−8 W/m2K4], ε je číslo relativní emisivity (leštěná nerezová ocel 0.16, pískovaná nerezová ocel 0.440).

Ze vztahu (6) je zřejmé, že vydávané teplo závisí především na teplotě povrchu, proto je užitečné rozdělit chladič EGR na dvě části, viz rozdělení výše. Můžeme tedy očekávat, že vyzařované teplo z „EGR Gasboxu“ bude mnohem větší než teplo z EGR jádra. Na obr. 11 můžeme vidět množství tepla vyzařovaného z „EGR Gasboxu“ v závislosti na teplotě povrchu a typu povrchu.



Obr. 11: Celkový tepelný tok vyzařovaný zářením z „EGR Gasboxu“

Maximální tepelný tok, který může být vyzařován z „EGR Gasboxu“ je 1,4 kW, pokud je teplota povrchu 900 °C, typ povrchu je nerezová ocel oxidována při 800 °C (ε = 0,85) a povrch 0,016 m^2. Celkové množství tepelného toku emitovaného z „EGR jádra“ se pohybuje od 65 W do 11 W při stejné povrchové úpravě jako „EGR Gasbox“ a ploše 0,075 m^2. Vidíme tedy, že tok tepla z „EGR jádra“ je mnohem menší než u „EGR Gasbox“. Plocha „EGR jádra“ je sice mnohem větší, ale také teplota povrchu je mnohem menší. V teoretické rovině tedy můžeme říci, že čím bude mít „EGR Gasbox“ větší drsnost, tím větší bude celková účinnost EGR chladiče.

Energetická účinnost EGR chladiče

Účinnost chladiče je důležitá veličina pro celkový systém EGR. Lze ji vyjádřit poměrem skutečného přeneseného tepla a teoreticky možného přeneseného tepla. Obecně platí, že čím vyšší účinnost chladiče, tak tím dosáhneme lepších výsledků u celkové bilance tepelného cyklu motoru. Jak již bylo řečeno, tak průměrná vstupní teplota chladiva se pohybuje kolem 90 °C a teplota výfukových plynů se pohybuje od 200 °C do 900 °C. Ideální EGR chladič se pohybuje z hlediska účinnosti mezi 92-96 %.

$$\eta = \frac{T_{H1} - T_{H2}}{T_{H1} - T_{C1}} \qquad (7)$$

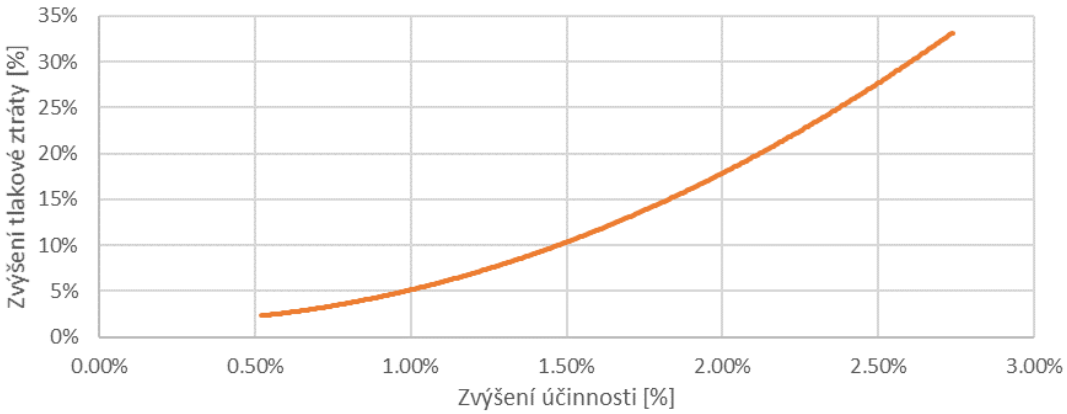
kde η je účinnost, T_{H1} je teplota recirkulovaných plynů vstup, T_{H2} je teplota recirkulovaných plynů výstup, T_{C1} je teplota chladiva vstup.

Tlakové ztráty EGR chladiče

Tlakové ztráty EGR chladiče se přímo odvíjí od účinnosti chladiče. Obecně platí, že čím větší účinnosti chladiče chceme dosáhnout, tím více musíme zintenzivnit přestup tepla ze strany plynu do chladicí kapaliny. Toho dosahujeme agresivnější geometrií vnitřní geometrie EGR chladiče. Tím nám stoupne jak koeficient přestupu tepla, tak také Nusseltovo číslo, ale současně i tlakové ztráty. V praxi nemůžeme zvyšovat účinnost výměníku do ideálních nejvyšších hodnot, ale musíme kontrolovat i celkové tlakové ztráty EGR chladiče. Důvodem je množství recirkulace EGR, které je závislé na tlakovém spádu mezi odběrem výfukových plynů a vstupem ochlazených plynů do sacího traktu. Někdy je vhodnější mít méně účinný EGR chladič, ale recirkulovat dostatečné množství plynů s vyšší teplotou, než mít extrémně účinný chladič a nízké teploty, ale nedokázat recirkulovat požadované množství plynu. Jak je optimalizace těchto charakteristik záludná, lze vidět na obr. 12. Zvýšení účinnosti chladiče jen o 2,5 % znamená ve skutečnosti zvýšení tlakové ztráty chladiče o 27 %. Důvodem jsou odpory vyvolané rychlostí, kterou uměle zvyšujeme zmenšováním průtočného průřezu, případně zvyšováním turbulentních charakteristik vnitřního vlnovce. Zjednodušená rovnice Newtonova výpočtu vyvolané síly (8) odporu proudem je odpovědí na zvyšující se tlakové ztráty v EGR výměníku. Hlavním činitelem je pak samotná rychlost proudu, která má kvadratický efekt na celkovou tlakovou ztrátu.

$$F = \frac{1}{2} \cdot C \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 \qquad (8)$$

Kde F je síla vyvolaná na objekt, C je koeficient tření, ρ je hustota, S je plocha kolmá ke směru pohybu, v je rychlost ve směru pohybu.

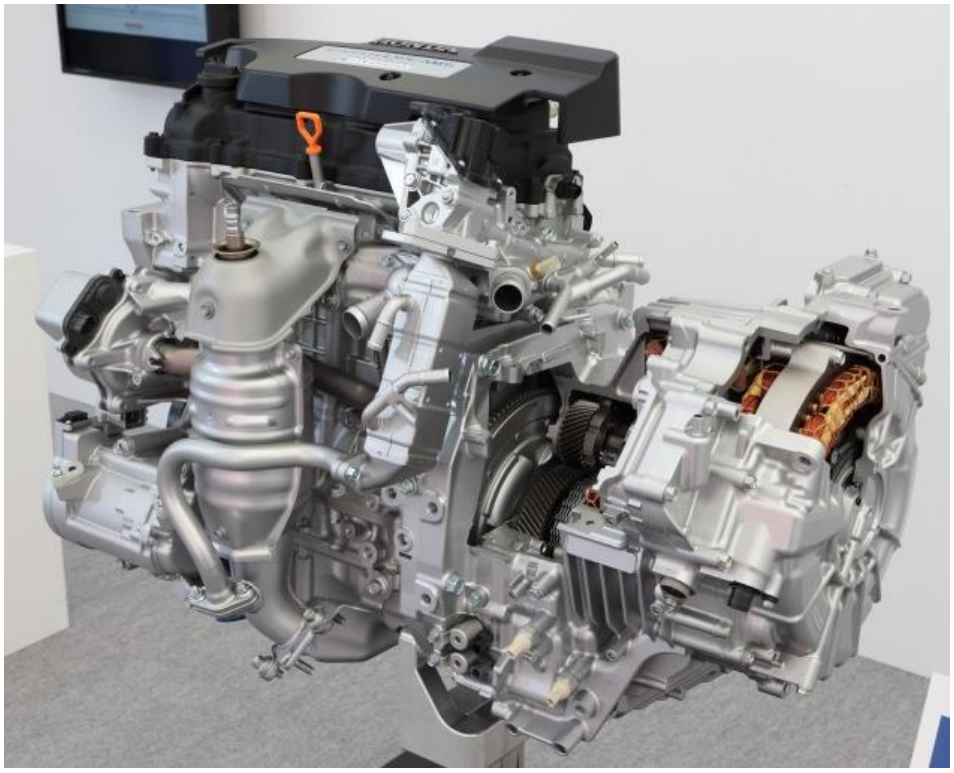


Obr. 12: Závislost tlakových ztrát na zvýšení účinnosti EGR chladiče

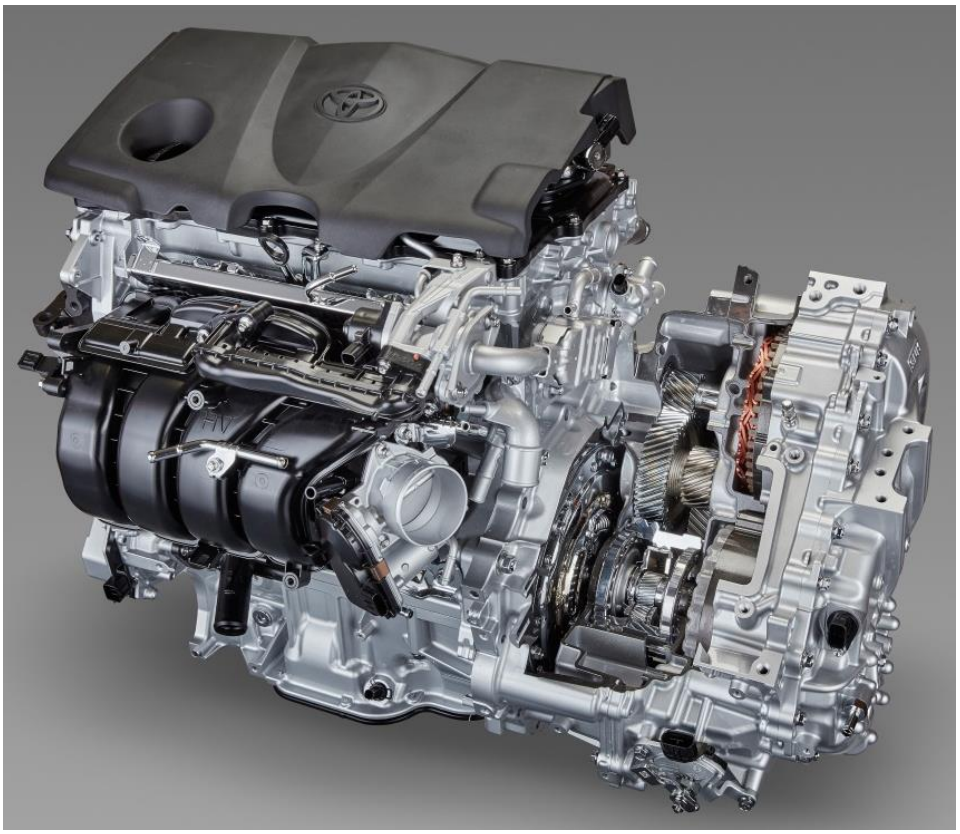
EGR systémy použité u zážehových motorů

EGR systémy u vozidel se zážehovým motorem se začaly objevovat u posledních evolucí těchto motorů. Ze začátku to bylo hlavně u nepřeplňovaných motorů, kdy se EGR používá jako podpůrný systém Atkinsonova cyklu, a to hlavně u hybridních vozidel japonské produkce. Kratší komprese a delší expanze znamená větší termodynamickou účinnost motoru. Motor pracující v Atkinsonově cyklu však nedosahuje takových maximálních výkonů jako stejně objemný motor pracující v Ottově cyklu. Proto se tento systém používá v součinnosti s elektrickým pohonem, který tuto nevýhodu kompenzuje. EGR systém u Atkinosonova cyklu umožnuje vyšší kompresní poměr, kdy EGR recirkulovaný plyn zabraňuje klepání. Ve spalovacím prostoru EGR plyn figuruje jako inertní plyn, který dokáže pojmout část tepelné energie během komprese. Příkladem takového použití může být systém použitý u motoru Honda 1.5 (obr. 13) nebo podobný systém u objemu 2.0 l (obr. 14), případně konkurenční motor Toyota 1.3 (obr. 15). U těchto konstrukcí lze vidět, že odebírané plyny pro EGR jsou až za katalyzátorem. Dále plyn prochází skrze transferní trubku, chlazeným EGR chladičem a až na konci řetězce je EGR ventil. To je hlavně z toho důvodu, že na ventil pak již působí nižší teploty spalin a může se tedy navrhnout méně robustní, než kdyby byl ventil před EGR chladičem.

Obr. 13: EGR větev z motoru Honda 1.5 l

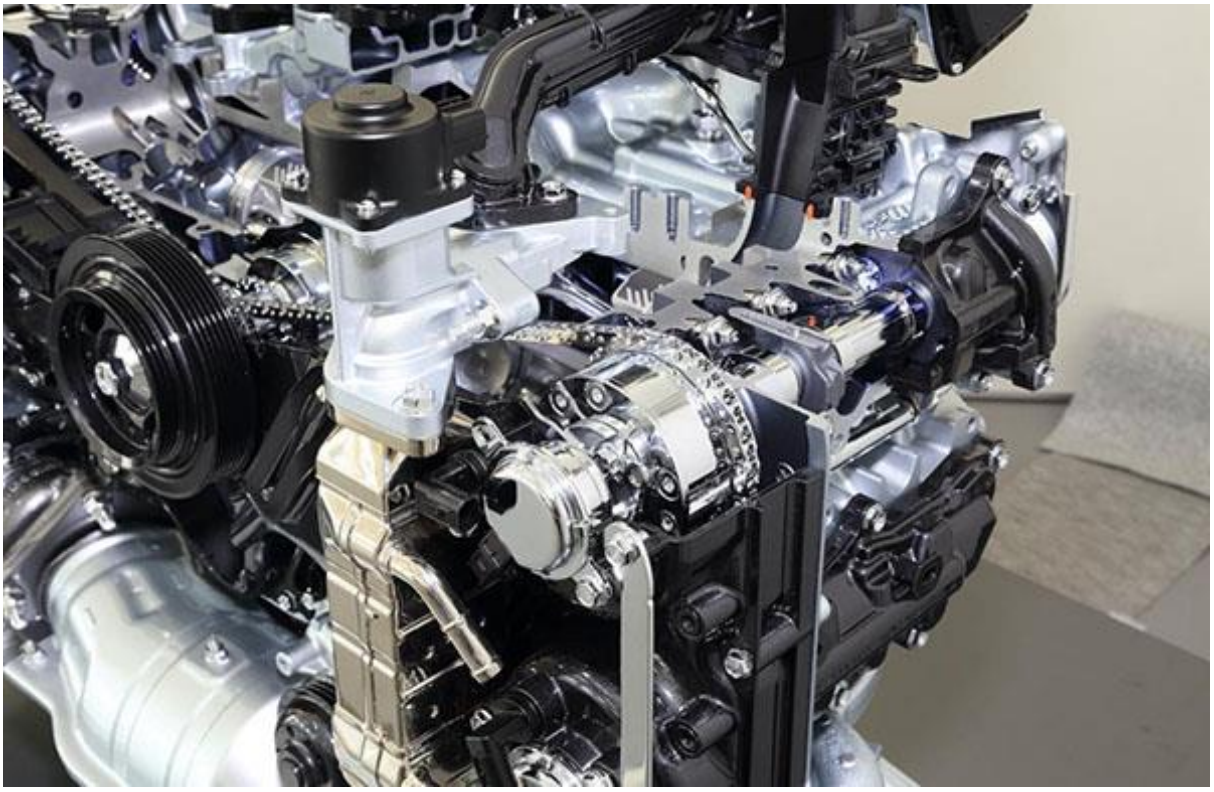


Obr. 14: Zážehový motor Honda 2.0 l s EGR systémem [9]

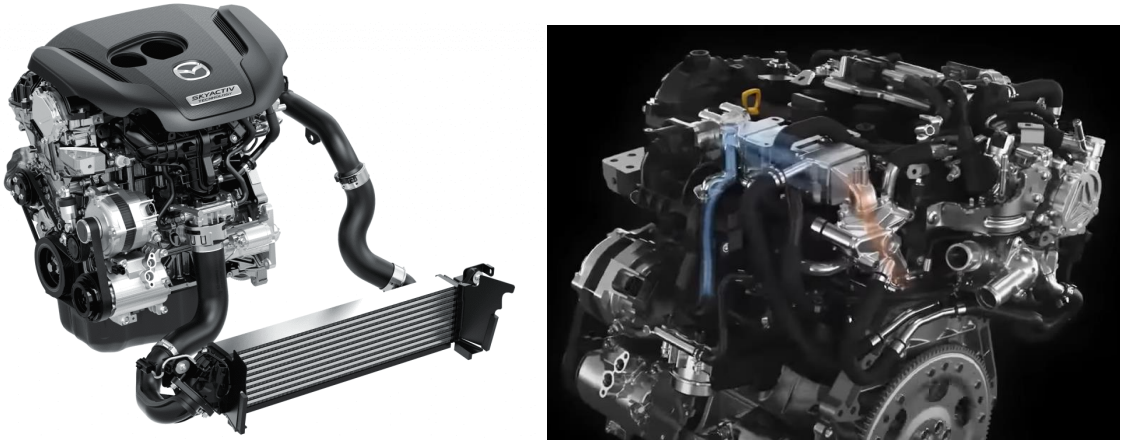


Obr. 15: Zážehový motor Toyota 1.3 l s EGR systémem [10]

U přeplňovaných motorů se EGR systém vyskytuje u motorů Subaru (obr. 16) nebo Mazda (obr. 17). Zde se jedná o architekturu tzv. “High Pressure”. Plyny jsou odebírány před turbínovým kolem.



Obr. 16: Přeplňovaný zážehový motor Subaru se systémem EGR [11]

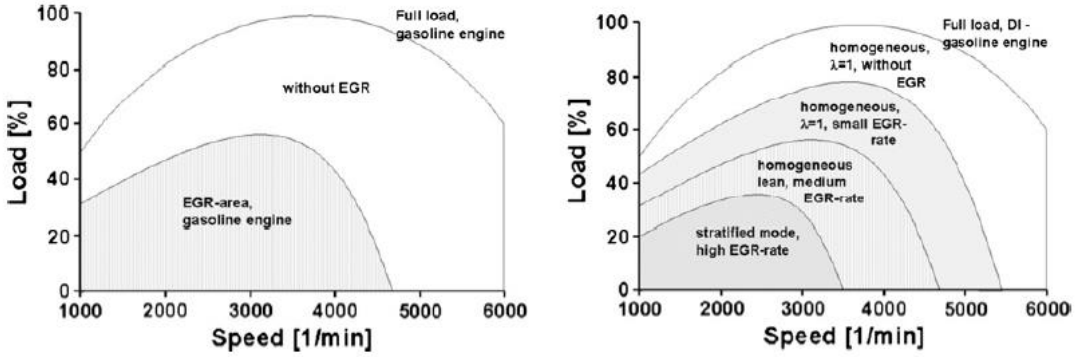


Obr. 17: Přeplňovaný zážehový motor Mazda se systémem EGR [12]

1.2.1 Teorie řízení EGR

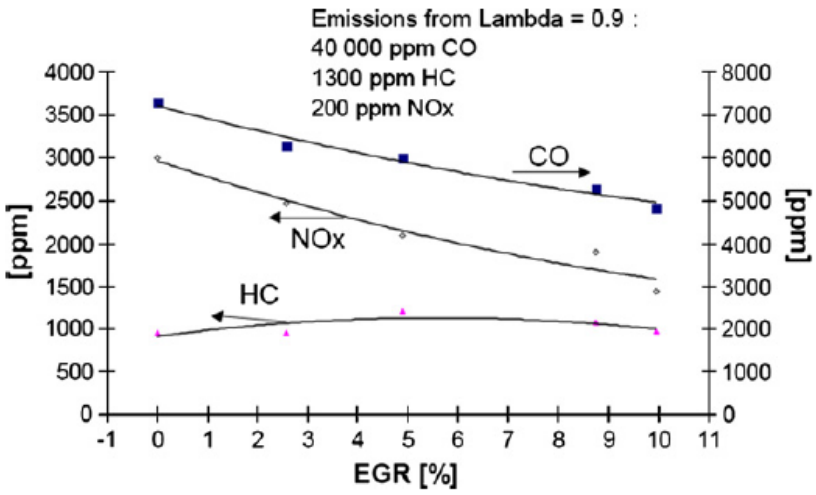
Benzínový EGR systém pracuje v různých provozních bodech a v jiném rozsahu než EGR systém u dieselového motoru. O to komplexnější tato problematika je. Navíc existuje také rozdíl

použití EGR mezi přeplňovanými motory a nepřeplňovanými motory, dále také podle druhu vstřikování (se vstřikováním do sání nebo s přímým vstřikováním) (obr. 18). Tato práce je zaměřena především na přeplňovaný motor s přímým vstřikováním paliva.



Obr. 18: Operační rozsah EGR systému (levá strana PFI motor, pravá strana DI motor) [13]

Obr. 19 ukazuje vliv různého poměru plynu EGR ve spalovací komoře a množství EGR na emise. Lze pozorovat, že emise NO_x klesají s vyšším poměrem EGR, zato uhlovodíky rostou s poměrem recirkulovaného EGR. Množství recirkulovaného EGR tak musí být kontrolováno komplexně i k tvorbě celkových emisí.

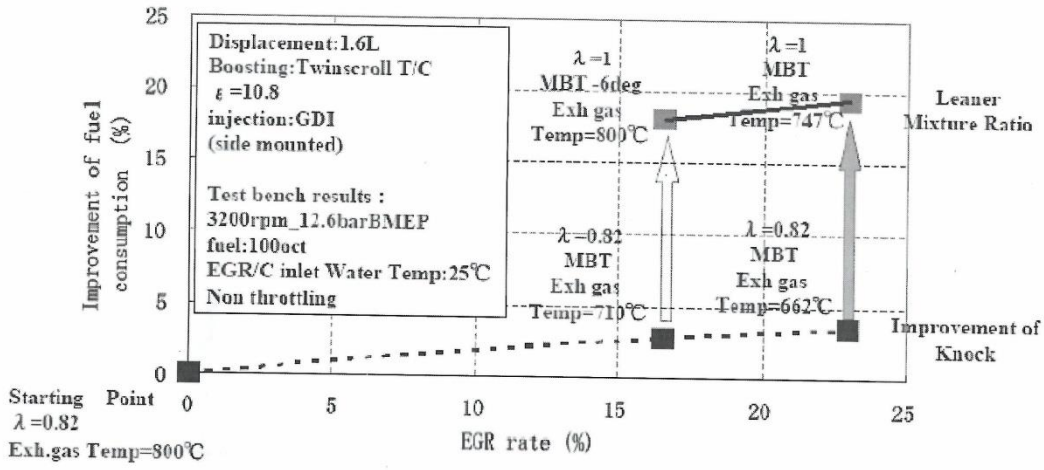


Obr. 19: EGR poměr vs. emise [13]

1.2.2 KLEPÁNÍ MOTORU

Při standardním zapálení směsi se směs začne spalovat od zapalovací svíčky a šíří se v polokoulích do středu válce s rychlostí cca 40 m/s. Během toho se plynule zvedá jak spalovací teplota, tak i tlak. Pokud však teplota a tlak ve válci dosáhnou kritické meze dříve, než dojde k zapálení směsi zapalovací svíčkou, tak nezapálená směs se samovolně vznítí. To způsobí zvýšenou rychlost hoření směsi na více než 1000 m/s, což vede ke generování

charakteristického hluku – klepání. Rychlý nárůst tlaku a zvýšení teploty při klepání motoru je pro mnoho součástí motoru destruktivní. Klepání lze laboratorně detekovat tlakovými senzory vloženými uvnitř spalovacího prostoru, ale v sériové výrobě je detekován akcelerometrem umístěným na bloku motoru. Během klepání senzor snímá špičky při zrychlení bloku motoru. Pokud řídící jednotka vyhodnotí klepání na bloku motoru, změní se čas zážehu blíže k horní úvrati (TDC). Také řídící jednotka má předdefinované zátěže, při kterých má motor tendenci ke klepání, kde se přizpůsobuje poměr lambda k nižším hodnotám, aby se zabránilo tomuto jevu. Hlavní faktor, udávající, zda bude mít motor sklon ke klepání, je kompresní poměr motoru (CR). Kompresní poměr je poměr plně nasátého objemu vzduchu a objemu kompresního prostoru v okamžiku, kdy je píst u TDC. Vzhledem k tomu, že zvýšení kompresního poměru je jednou z hlavních možností, jak motoru zvýšit tepelnou účinnost, tak je tento parametr velmi sledovaný. Zvyšující se tepelná účinnost cyklu je však limitujícím faktorem. Vyšší kompresní poměr znamená vyšší sklon ke klepání, takže se musí zvolit vyvážený poměr mezi účinností motoru a životností motoru. Jak již bylo zmíněno výše, benzínový systém EGR je vhodnou technologií pro snížení možnosti klepání motoru. Standardně se toto řeší obohacením směsi (lambda < 1), kdy dochází ke zvýšené spotřebě paliva a sekundárně ke zvýšeným emisím oxidu uhelnatého a uhlovodíků. Systémy EGR mohou tyto negativní vlivy částečně eliminovat a motor může pracovat při lambda = 1 (obr. 20).



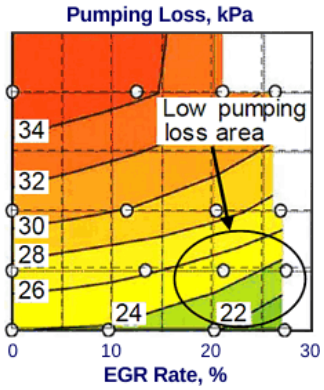
Obr. 20: Zlepšení spotřeby paliva [14]

1.2.3 ELIMINACE TLAKOVÝCH (ČERPACÍCH) ZTRÁT SACÍHO CYKLU

Jelikož je pro správnou funkci zážehového motoru a třícestného katalyzátoru nutné upravovat množství vzduchu škrticí klapkou, je zřejmé, že tato škrticí klapka způsobí čerpací ztráty v sacím traktu motoru. Tlakové ztráty na vzduchové (sací) straně způsobuje zvýšení Break Specific Fuel Consumption (BSFC) hlavně při nízkém zatížení motoru, kde je škrticí klapka v přivřené poloze. Tento efekt se podílí na snížení práce, která byla vytvořena během jednoho cyklu čtyřdobého motoru, čímž se sníží točivý moment a výkon. To lze vidět na p-V diagramu (obr. 21), kde oblast nad atmosférickým tlakem představuje kladnou práci jednoho cyklu motoru a oblast pod atmosférickým tlakem představuje ztrátu práce motoru. Výsledná práce cyklu je rozdíl mezi těmito dvěma hodnotami. Můžeme vidět srovnání dvou ideálních p-V diagramů zážehového motoru (obr. 21). Vlevo je ideální cyklus bez tlakové ztráty na škrticí

klapce. Vpravo je pak diagram blíže realitě s tlakovou ztrátou na škrticí klapce. Plyn EGR je inertní plyn a škrticí klapka se tak může více otevřít, což pozitivně ovlivní ztráty při čerpání (obr. 22). Tento efekt je nejvíce patrný u nepřeplňovaného motoru.

Obr. 21: Čerpací ztráty [15]



Obr. 22: Vliv EGR na tlakové (čerpací) ztráty [16]

1.3 MOŽNÉ ARCHITEKTURY EXTERNÍHO EGR

1.3.1 NEPŘEPLŇOVANÉ POHONNÉ JEDNOTKY

Pro tuto problematiku nemáme experimentální motor, proto je dizertační práce v tomto případě více o teorii. U motoru s přirozeným sáním existují dvě hlavní možnosti připojení systému EGR (obr. 23, tabulka 2). Výfukové plyny se nejprve odebírají před katalyzátorem, a po ochlazení v chladiči EGR se vrací zpět za tělesem škrticí klapky. Druhá varianta přivádí výfukové plyny před katalyzátorem a přes EGR chladič se přidává i za tělesem škrticí klapky.

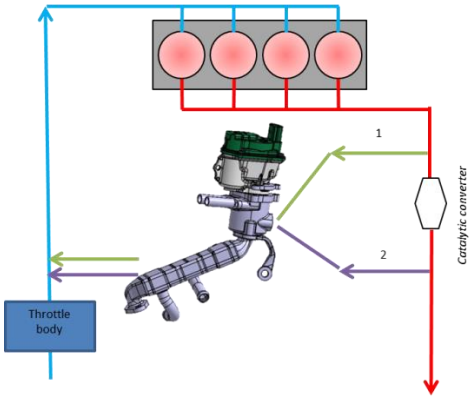
Architektura 1:

U architektury 1 je předpoklad, že výhodou může být recirkulace vyššího množství nespálených uhlovodíků a také vhodnější podmínky rozdílu tlaků. To znamená, že celkové procento recirkulovaného EGR plynu ve spalovací komoře může být reálně vyšší. Nevýhodou bude menší množství tepelné energie potřebné pro katalyzátor. A to hlavně při studených startech. Je totiž známo, že katalyzátor potřebuje optimální teplotu pro správnou konverzi emisí. To primárně znamená, že pokud je odstraněna část výfukových plynů (tepelné energie) před

katalyzátorem, katalyzátor potřebuje více času na zahřátí pro ideální pracovní podmínky, a sekundárně, že vozidlo bude produkovat více emisí.

Architektura 2:

Oproti možnosti 1 je vstup veden za katalyzátorem. Zde ztratíme možnost znovu spálit nespálené uhlovodíky a také jsme ztratili určitý tlakový rozdíl, ale zase budeme mít více energie na zahřátí katalyzátoru na pracovní teplotu a je možné, že plyny EGR budou mít o něco nižší teplotu. U architektury 2 mají EGR plyny i vyšší pH faktor než systém u architektury 1. Díky tomu je nižší pravděpodobnost koroze a zanášení sazemi pro EGR chladič a EGR ventil.



Obr. 23: Architektura zapojení EGR u nepřeplňovaných motorů

Tabulka 2: Architektura zapojení EGR u nepřeplňovaných motorů

Architektura	Vstup	Výstup
1	Před katalyzátorem	Za škrticí klapkou
2	Za katalyzátorem	Za škrticí klapkou

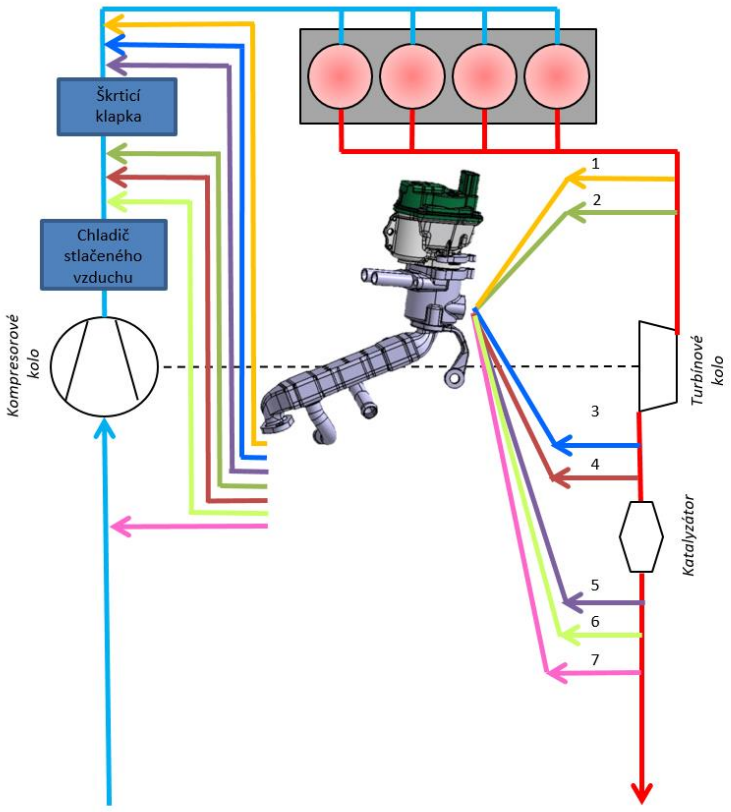
1.3.2 TURBODMYCHADLEM PŘEPLŇOVANÉ POHONNÉ JEDNOTKY

Podobná problematika jako u motorů s přirozeným sáním je i u motorů přeplňovaných. Nicméně u přeplňovaných motorů je více kombinací a tato problematika je složitější, protože můžeme mít více kombinací (obr. 24, tabulka 3). Jako základ můžeme mít standardní vysokotlaké a také několik kombinací nízkotlakých systémů. Každá architektura může mít několik výhod a nevýhod. Ta nejběžnější zapojení prozkoumáme.

Základní rozdělení se skládá z vysokotlakého systému (Architektura 1) a nízkotlakového systému (Architektura 4, 5). Vysokotlaký systém je i nejběžnější EGR systém u vznětových motorů. Výhoda u tohoto systému je relativní jednoduchost. Není potřeba hlídat kvalitu EGR

plynu z hlediska nežádoucích částic, které by mohly poškodit lopatky kompresoru turbodmychadla. Tyto částice můžou být třeba i křemičitého původu z katalyzátoru nebo kapky kondenzátu z výfukových plynů. Nevýhodou vysokotlakového systému jsou vyšší vstupní teploty a nižší mapa použitelnosti z hlediska tlakové diference. Tato diference je závislá i od použitého turbodmychadla. U turbodmychadla s variabilním řízením geometrie lopatek je tato mapa použitelnosti větší než u turbodmychadla s obtokovým ventilem.

Tuto nevýhodu využitelnosti EGR systému řeší systém nízkotlaký, kdy turbodmychadlo dokáže nasát recirkulovaný plyn v prakticky každém bodu mapy zatížení, a tím zvýšit účinnost motoru v celém spektru zátěžové mapy. Pokud ale použijeme nízkotlaký systém, tak je potřeba do systému zahrnout vodou chlazený chladič stlačeného vzduchu, a jak již bylo zmíněno, tak je potřeba použít speciální povlakování kompresoru turbodmychadla, případně použití filtrace těchto plynů. Další nevýhoda nízkotlakového EGR systému je nižší míra kontroly množství EGR plynu během transientních stavů. Důvodem je hlavně čas, který plyn potřebuje k překonání vzdálenosti od místa odběru EGR plynu do spalovacího prostoru, protože větev nízkotlakového systému je delší. Z hlediska koroze platí podobné závěry jako pro systémy nepřeplňovaných motorů. Systém EGR s odběrem za katalyzátorem bude méně agresivní z hlediska koroze a zanášení sazemi.



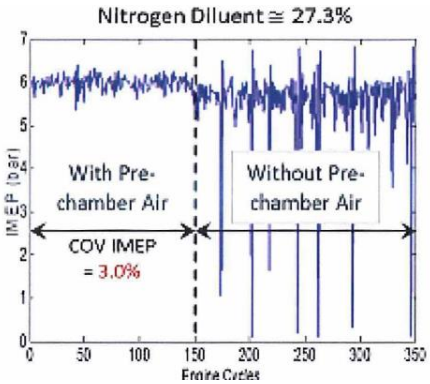
Obr. 24: Architektura pro přeplňované motory

Tabulka 3: Architektura zapojení EGR u nepřeplňovaných motorů

Architektura	Vstup	Výstup
1	Před turbínovým kolem	Za škrticí klapkou
2	Před turbínovým kolem	Před škrticí klapkou
3	Za turbínovým kolem	Za škrticí klapkou
4	Za turbínovým kolem	Před škrticí klapkou
5	Za katalyzátorem	Před škrticí klapkou
6	Za katalyzátorem	Za škrticí klapkou
7	Za katalyzátorem	Před kompresorovým kolem

1.4 LIMITACE EGR SYSTÉMU A JEHO MOŽNÉ ŘEŠENÍ

Kritická hodnota EGR recirkulace se v závislosti na druhu motoru a bodu zatížení pohybuje od 20 do 30 %, kdy již bývá narušena stabilita zápalu směsi a dochází tak k nežádoucímu vynechání cyklu kvůli neschopnosti zápalu. Řešením zvýšení recirkulace nad kritickou hodnotu může být systém zápalu směsi v meziprostoru spalovacího prostoru tzv. „Pre-Chamber Jet Combustion“. U tohoto systému se zápal provede v komůrce mimo hlavní spalovací prostor. Tato zapálená směs prostoupí do hlavního spalovacího prostoru a následně dokáže zapálit i velmi chudou směs s EGR až 40 %. Tím se umožní zvýšení účinnosti motoru až o další 2 % [17]. Článek [18] ukazuje výsledky experimentu, kdy se do spalovacího prostoru místo EGR nuceně přidávalo 27,3 % dusíku (tuto hodnotu by dle autorů mělo reprezentovat cca 40 % EGR). Poté se sledovala stabilita středního indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru bez a se systémem “Jetfire ignition” (obr. 25).

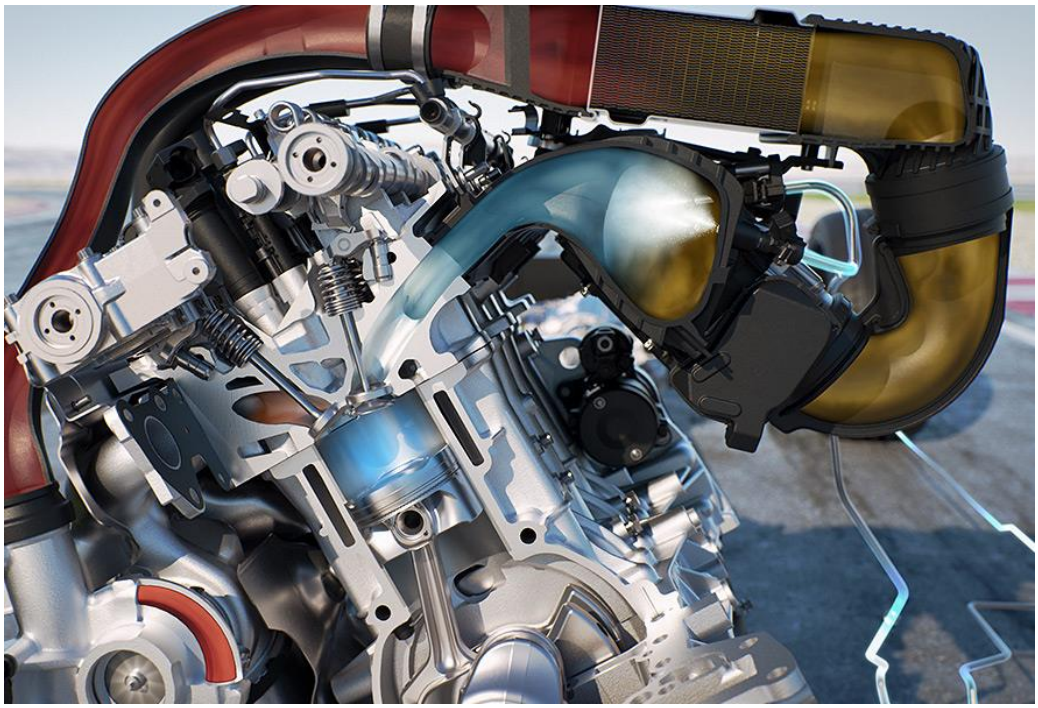


Obr. 25: Srovnání stability středního indikovaného tlaku bez a se systémem Jetfire Ignition [18]

1.5 VSTŘIKOVÁNÍ VODY

Vstřikování vody je přímou konkurencí pro benzínový EGR systém. Tento systém je znám poměrně dlouho a ve velkém byl uplatněn hlavně za 2. světové války, kdy byl tento systém používán při leteckých soubojích pro krátkodobé zvýšení výkonu. Později při prvním použití turbodmychadla v osobním vozidle bylo použito vstřikování kapaliny do sání, aby se zabránilo

klepání. V posledních generacích zážehových motorů můžeme vidět velký zájem různých OEM výrobců používat tento systém pro zvýšení účinnosti motoru (obr. 26).



Obr. 26: Vodní vstřikování do sacího kanálu [19]

V dnešní době je obohacování směsi nežádoucí i s ohledem na zpřísnění legislativy, která zahrnuje omezení emisí CO_x. Nová regulace emisí vyžaduje stechiometrický provoz (lambda = 1) za všech provozních podmínek motoru. V důsledku toho je zapotřebí použít jiné médium s vysokou odpařovací entalpií, než je palivo. Na základě patentu Pierra Hugona z roku 1865 [20] lze vstřikování vody (WI) do spalovacího prostoru benzínového motoru použít také k řízení teploty součástí motoru.

Vodní vstřikování lze použít buď pro zlepšení výkonu motoru, nebo pro zlepšení spotřeby paliva. Pro zlepšení výkonu snižuje vstřikování vody teplotu vzduchu v sání, zmírňuje klepání a umožňuje vyšší zatížení při lambda = 1. Tím se zvyšuje charakteristika výkonu/kroutícího momentu. Pokud jde o zlepšení spotřeby paliva, použití vodního vstřikování na zmenšeném, přeplňovaném benzínovém motoru umožňuje lepší načasování spalování a zmírnění klepání při zvýšeném kompresním poměru a zároveň zabraňuje obohacování paliva. To umožní stechiometrický provoz v celé mapě motoru. Zdá se, že se současný vývoj motorů soustředí na efekt „zlepšování výkonu“, ale lze očekávat, že se vývoj zaměří také na zlepšení spotřeby paliva [21][22][23][24][25][26]. Obě strategie mají společné to, že se využívá odpařovací entalpie kapaliny. Vstřikování vody má pětkrát vyšší chladicí účinek vlivem odpařování ve srovnání s benzínem.

Z hlediska snižování spotřeby paliva je vodní vstřikování konkurenčním systémem pro EGR systém. Bylo prokázáno, že při střední zátěži motoru má vstřikování vody do sacího traktu (PWI) při poměru 40-50 % vody k palivu stejný účinek jako motor s poměrem EGR recirkulace 10 % [26]. Vodní vstřikování má ve srovnání s EGR určité výhody, zejména lepší dávkování

(řízení), protože se nejedná o uzavřený okruh jako u systému EGR. Časování vstřikování není spojeno s jiným parametry jako protitlak turbodmychadla a systém vodního vstřikování je celkově nezávislý na podmínkách spalování. Časování vodního vstřikování není spojeno s chodem motoru a není zde taková tendence ke zpožděnému spalování, jako je tomu u EGR. Navíc vodní vstřikování výrazně nezhoršuje stabilitu spalování. Zpoždění spalování spojené s EGR a jeho naředěním se vzduchem určenému ke spalování a nutné přizpůsobení hmotnostního průtoku recirkulovaného plynu na charakteristiku turbodmychadla jsou typicky dva limitující parametry maximálního množství recirkulovaného plynu.

1.5.1 TEORIE VODNÍHO VSTŘIKOVÁNÍ

1.5.2 MOŽNÉ ARCHITEKTURY

- Jednobodové vodní vstřikování (na obr. 27 značeno růžově)

Jednobodové vodní vstřikování převládá u přeplňovaných motorů, kde mohou být vstřikovače umístěny před, za kompresorem nebo za mezichladičem. Tento typ vodního vstřikování se obvykle označuje jako zvlhčování nasávaného vzduchu nebo fumigace. V případě vodního vstřikování před kompresorem dochází ke snížení kompresní teploty v důsledku odpařování kapiček, což má za následek zvýšení účinnosti kompresoru. Mohou se ale objevit problémy, protože teplota na sací straně kompresoru je velmi blízká okolní teplotě, a tak může být schopnost odpaření kapaliny snížena. Pokud je rozptyl vodních kapek hrubý, můžou velké kapky způsobit značné poškození lopatek kompresoru. Když vstřikování vody probíhá za kompresorem, je odpařování kapiček vody velmi účinné, a to kvůli většímu rozdílu teplot médií. V krajním případě s umístěním vstřikovače za kompresorovým kolem může být mezichladič dokonce odstraněn ze systému. Poslední možné umístění vodního vstřikovače může být za mezichladičem, kde může být aplikováno pouze malé množství vody kvůli již vychlazené náplni vzduchu a vysokému tlaku. Všechna výše uvedená provedení jsou vhodná jako náhrada systémů EGR v motorech na těžký topný olej používaných v námořních aplikacích [27].

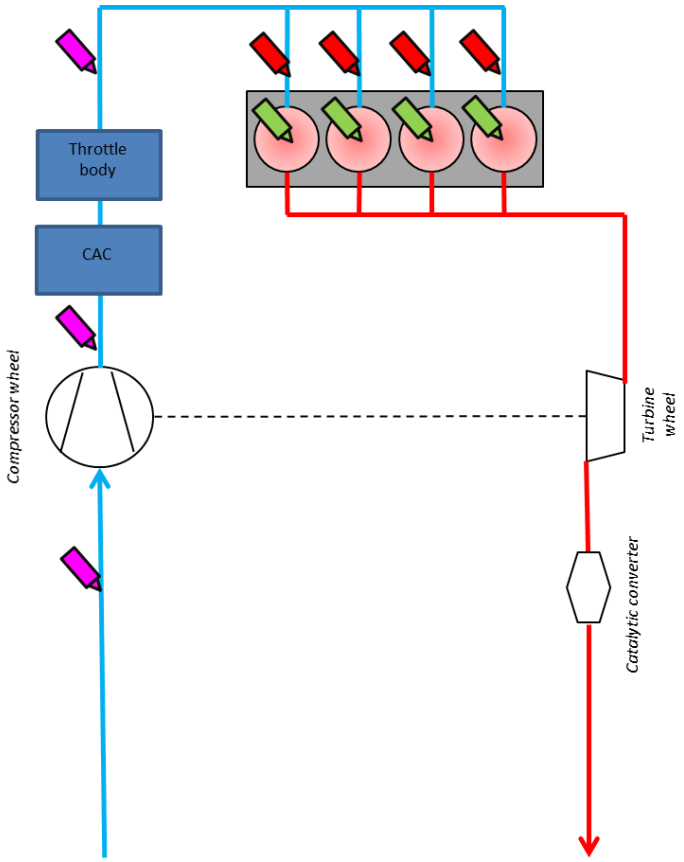
- Vícebodové vstřikování vody (na obr. 27 značeno červeně)

Tento typ vstřikování vody je velmi podobný jednobodovému vstřikování paliva, ale množství vstřikované vody do každého válce je řízeno samostatným vstřikovačem. Vzhledem k tomu, že vstřikovače jsou blízko spalovací komory, má kapalina kratší dobu k úplnému odpaření kapiček před spalovací komorou. Na druhou stranu tato vlastnost vede k vyšší kontrole jevu klepání u zážehových motorů ve srovnání s jednobodovým vodním vstřikováním, protože kapičky jsou homogenně rozptýleny [27].

- Přímé vstřikování vody (na obr. 27 značeno zeleně)

Poslední možnou variantou je vstřikování vody přímo do spalovací komory. Toho lze dosáhnout samostatným vstřikovačem nebo všestranným vstřikovačem pro palivo i vodu. Hlavní výhodou tohoto řešení je přesné řízení vstřikované vody do válce. Nevýhody tohoto systému jsou evidentní. Jedná se o ekonomické hledisko způsobené nutnou vysokotlakou technologií, dále pak při použití samostatného vstřikovače potíže s umístěním tohoto vstřikovače a také jeho robustnost. Pokud je na válci pouze jeden vstřikovač, může být

vstřikována emulze vody a paliva, nebo může vstřikování každé kapaliny probíhat samostatně způsobem palivo-voda-palivo. Tato schémata byla vyvinuta společností Mitsubishi Heavy Industries známá jako vrstvené vstřikování paliva a vody (SFWI) a používaná pro vznětové motory [28] [29].



Obr. 27: Možnosti zapojení vodního vstřikování

Jako mnoho jiných systémů, které se snaží sekundárně snížit emise výfukových plynů, tak i vodní vstřikování přináší určitě nevýhody aplikace. Systém vodního vstřikování se skládá z ovládacího mechanismu, vodního vstřikovače, vodního čerpadla a také vodní nádrže, kterou je nutné naplnit pro správnou funkci systému. Vzhledem k tomu, že části motoru jsou vyrobeny převážně z kovu (litina, ocel, hliník atd.), voda může představovat vysoké riziko selhání v důsledku koroze. Další problém vodního vstřikování lze předpokládat při nízkých provozních teplotách okolí pod 0 °C, kdy může voda zamrznout. To však lze překonat použitím směsi vody a alkoholu jako u historických leteckých motorů, nebo zahřátím potrubí a vodní nádrže, aby nedošlo k jejímu zamrznutí [30].

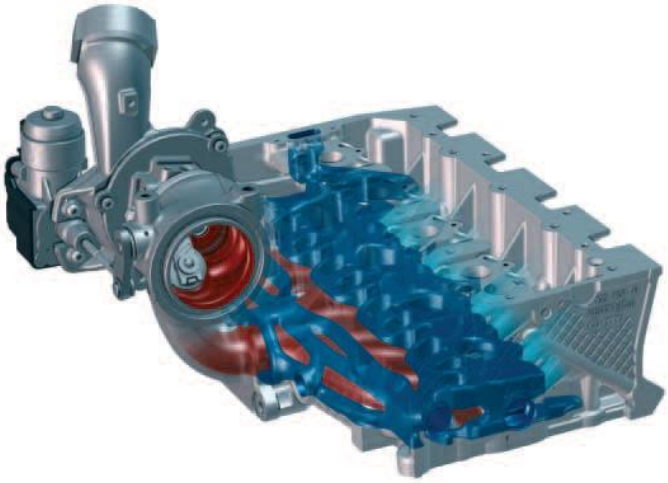
2 MĚŘENÍ A INDIKACE SÉRIOVÉHO MOTORU

Pro řešení dizertační práce byl identifikován motor VW EA211 1,5 TSI evo (obr. 28). Motor byl vybrán na základě možností laboratoře a byl zvolen také jako zástupce moderního přeplňovaného zážehového motoru s přímým vstřikem paliva, který byl v době psaní této dizertační práce k dispozici. Motory 1.5 TSI a 1.0 TSI pocházejí z rodiny motorů EA 211, které byly uvedeny na trh ve vozidle VW Golf sedmé generace v roce 2012. V letech 2016/17 byly čtyřválcové jednotky kompletně přepracovány. Jejich původní objemy 1,4 a 1,2 litru pak byly standardizovány na 1,5 litru. Obě pohonné jednotky nesly od technologických aktualizací označení EA 211 TSI evo. Dizertační práce se zabývá pouze jeho výkonnější variantou 1,5 l TSI, která generuje výkon 96 kW nebo 110 kW. Tento motor ve variantě 96 kW disponuje technologií zvýšení termické účinnosti pomocí spalování v Millerově cyklu. Tím se může snížit spotřeba zejména v oblasti částečného zatížení, to znamená při provozu v reálných podmínkách. Millerova cyklu je dosaženo předčasným uzavřením sacích ventilů, tím se sníží škrtící ztráty a umožní se vysoký kompresní poměr – 12,5:1. Aby nižší objem čerstvého plynu nesnížil výkon a točivý moment, je motor vybaven hydraulickým systémem, který dokáže plynule nastavovat sací vačkový hřídel pro zvýšení plnění válců při akceleraci. Výfukový vačkový hřídel je také nastavitelný. Tato technologie je důležitá pro systém EGR, a proto bude tato problematika více vysvětlena samostatně. Maximální spalovací tlak je u tohoto motoru deklarován na hodnotě 135 bar [31].

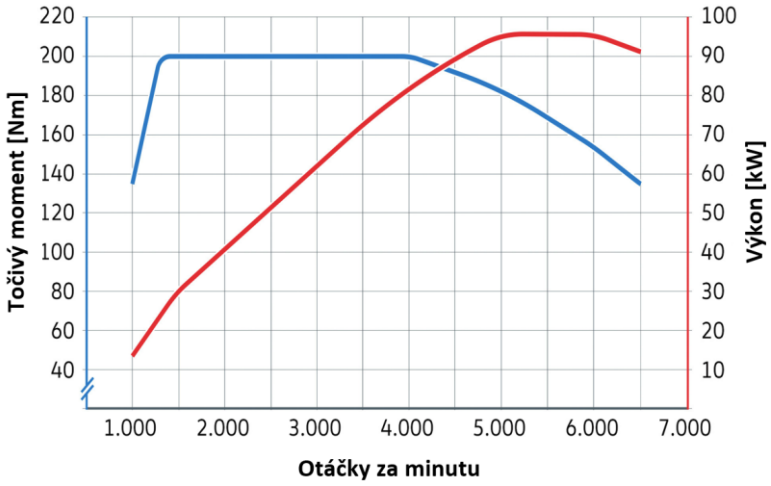
Obr. 28: Moduly motoru z rodiny motorů EA211 evo [31]

Motor je vybaven turbodmychadlem s variabilní geometrií turbodmychadla. To umožňuje absolutní plnicí tlak až 2,3 baru. Díky tomu může motor vyvinout maximální točivý moment již při velmi nízkých otáčkách. Dále motor disponuje technologií aktivní vypínání válců. Systém vypíná druhý a třetí válec při nízkém až středním zatížení a otáčkách motoru deaktivací vstřikování, zapalování a ventilového soukolí. Přepínání probíhá velmi rychle a prakticky

nepozorovaně. V aktivních válcích se zvyšuje účinnost, zatímco deaktivované válce se pohybují prakticky beze ztrát – znovu se aktivují až při sešlápnutí akcelerátoru. Systém vstřikování paliva Common Rail u všech zážehových motorů TSI evo pracuje při maximálním tlaku 350 barů a je schopen vykonat až pět vstřiků na spalovací cyklus. Palivo je rozprášeno na velmi jemné kapičky, tvorba směsi je přesná, a proto jsou emise udržovány na nízké úrovni. Přímo za motorem je umístěn filtr pevných částic, který filtruje téměř všechny zbývající částice sazí z výfukových plynů. Díky celohliníkové konstrukci klikové skříně jsou motory TSI evo velmi lehké. Dalším specifikem tohoto motoru je chlazení výfukových svodů chladicí kapalinou (obr. 29). Tím může motor pracovat při stechiometrickém poměru i v módech vysokého výkonu.



Obr. 29: Výfukové svody motoru EA 211 evo chlazené chladicí kapalinou [32]

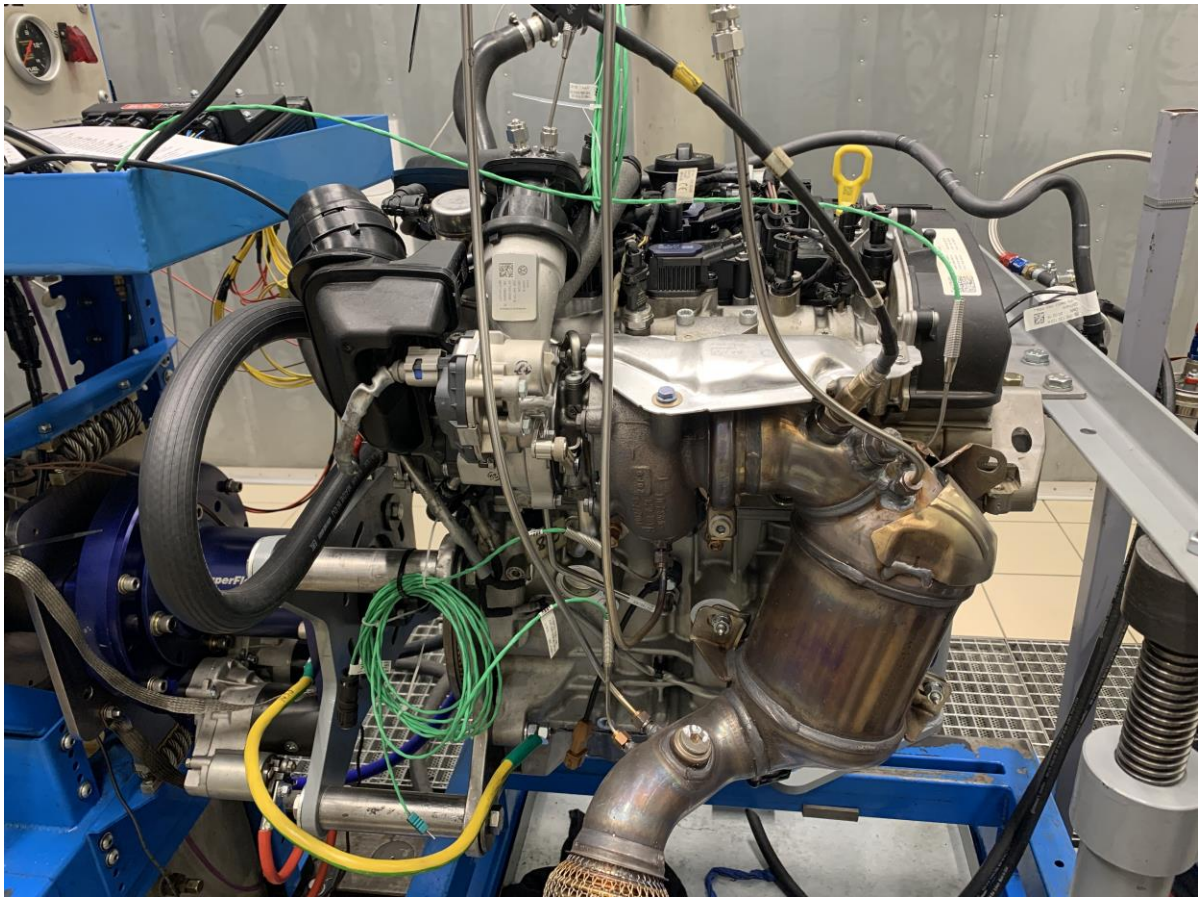


Obr. 30: Otáčková charakteristika testovaného motoru EA 211 Evo 1,5 TSI 96 kW [31]

2.1 INDIKACE A MĚŘENÍ MOTORU

Jako nejideálnější postup pro řešení praktické části práce bylo identifikováno v první řadě měření a indikace v určených bodech výkonové mapy sériového motoru EA 211 evo na dynamometru. Tyto body pak jsou základem pro simulační model, který je k těmto bodům kalibrován. Po úspěšné kalibraci je následně provedena úprava modelu o EGR systémy různých architektur a prověřeny vlivy úprav.

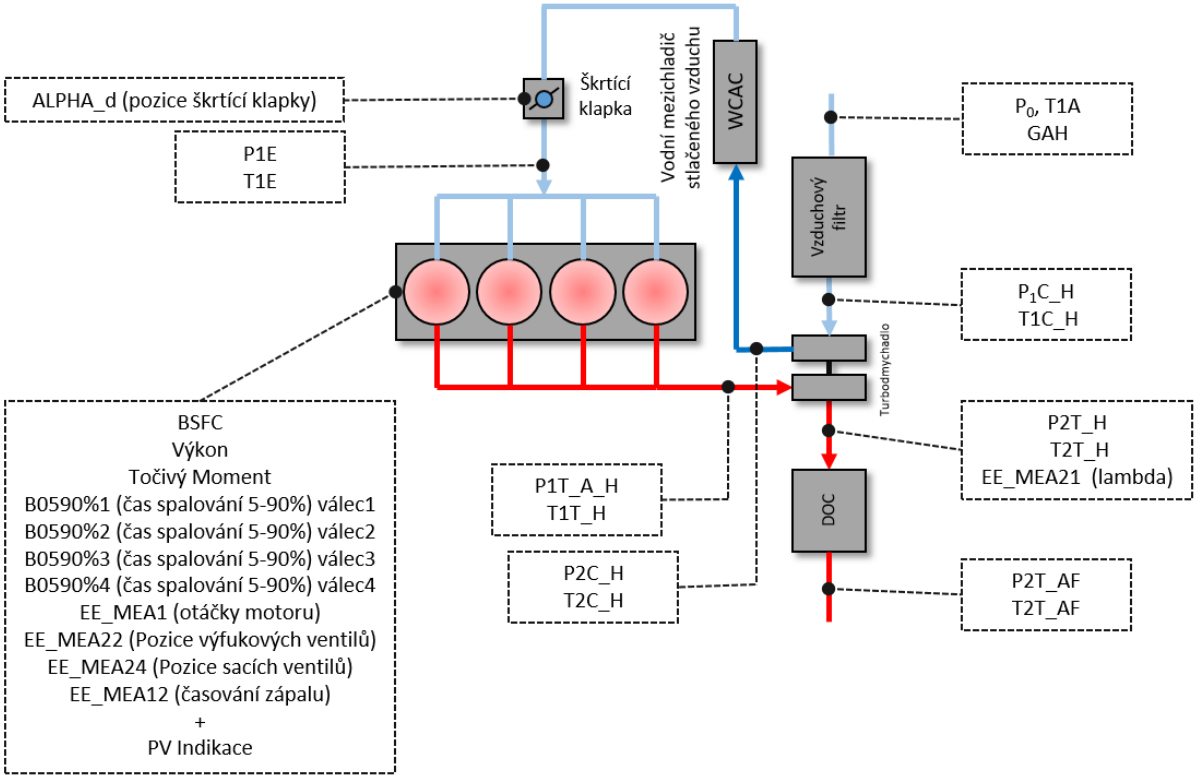
Měření probíhalo v laboratořích ÚADI VUT v Brně na dynamometru SuperFlow SF-902. Měřicí sensory byly nainstalovány na všechny důležité komponenty (obr. 31) a jejich seznam a umístění je znázorněn na obr. 32. Díky tomu může být model správně zkalibrován. Náš testovaný motor byl ve verzi 96 kW s Millerovým cyklem a turbodmychadlem s variabilním nakláněním lopatek (obr. 30).



Obr. 31: Testovaný motor na měřicí stolici osazený měřicími senzory

Z důvodu záměru prověřit možnost osazení motoru systémem externího EGR tak bylo potřeba osadit měřený motor teplotními i tlakovými senzory na všechna dostupná místa, tj. jak na sací, tak na výfukové straně. Konkrétně na začátku měřicího řetězce na straně sání jde o teplotu okolí, tlak okolí a průtok vzduchu. Další měřicí místo je za každým prvkem příslušenství motoru, který ovlivňuje tyto fyzické vlastnosti vzduchu nebo spalin. Přímo v motoru jsme měli na válci číslo 1 indikační svíčku, díky které bylo možné sledovat průběh tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele. Nepřímo je pak měřena délka spalování a jiné parametry, které získáváme

z řídicí jednotky motoru. Například otáčky motoru, časování vaček, časování zážehu a jiné důležité parametry uvedené na obr. 32.



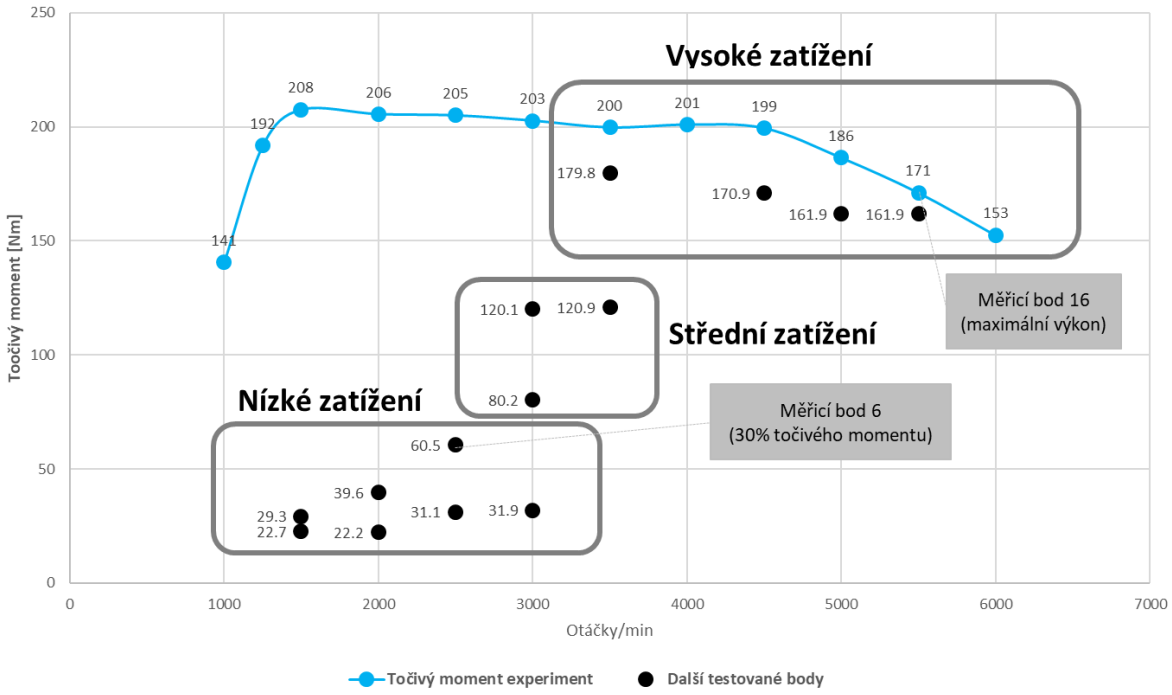
Obr. 32: Schéma umístění senzorů

Měřicí body

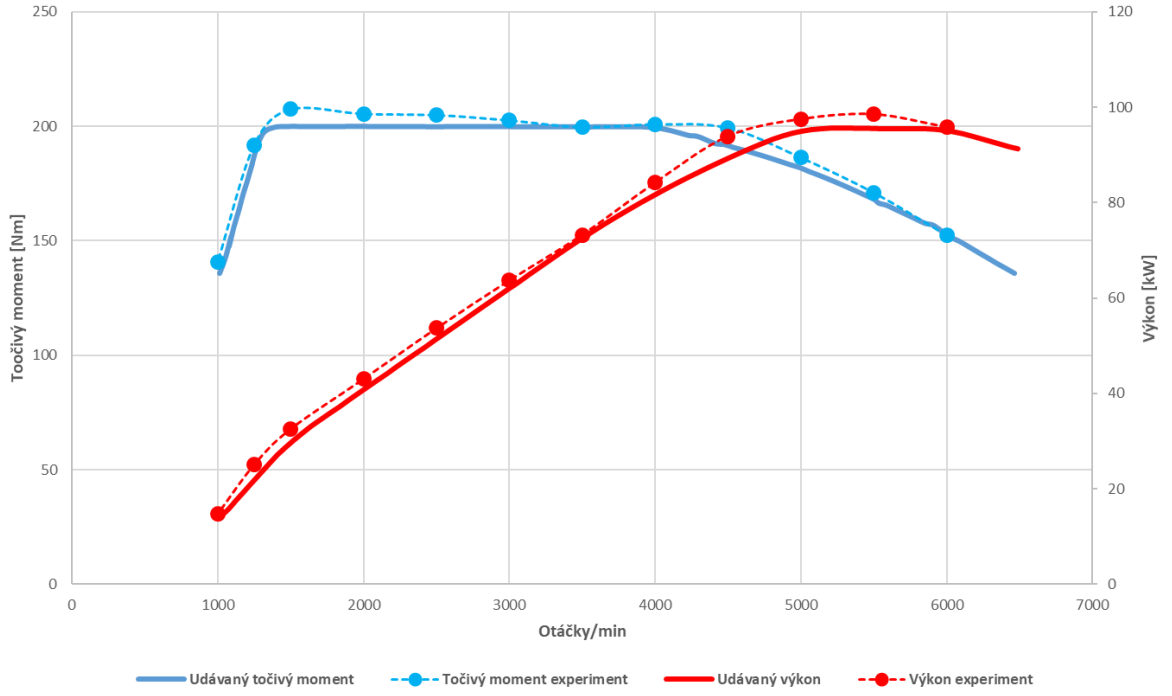
Pro správnou korelaci motoru bylo identifikováno několik bodů z otáčkové charakteristiky. Celkem šlo o dvacet šest bodů, kdy byl věnován důraz jak na body vnější otáčkové charakteristiky (body 15 až 26) v tabulce 4 a obr. 33, tak o zachycení částečných zatížení (body 1-14). Pro lepší představu byly tyto body zavedeny do vnější otáčkové charakteristiky. Body částečného zatížení můžeme rozdělit na dvě spektra. První skupinou jsou body nízkého zatížení (22,2 až 60,5 Nm) a druhou skupinou jsou body středního zatížení (80,2 až 120,9 Nm). Body vysokého zatížení jsou pak v rozmezí (152,5 až 200,9 Nm). Počet měřicích bodů a jejich rozložení v mapě motoru je rozumným kompromisem mezi zachycením charakteristiky motoru potřebné ke korelaci modelu a k časové a ekonomické stránce měření a to včetně analýzy indikační charakteristiky spalování.

Tabulka 4: Měřené body experimentu

			Otáčky motoru /min	Škrticí klapka	Výkon	Točivý moment	BSFC	Lambda
			-	%	kW	Nm	g/kWh	-
Nízké zatížení		1	1500	1.2	3.56	22.7	416	0.999
		2	1500	3.4	4.61	29.3	351.6	0.999
		3	2000	8.1	4.65	22.2	491.6	1.029
		4	2000	12.8	8.3	39.6	330.7	0.999
		5	2500	4.2	8.15	31.1	320.8	1
		6	2500	20.3	15.84	60.5	249.7	1
		7	3000	1.2	10.02	31.9	322.1	1
Střední zatížen		8	3000	25.4	25.23	80.2	239.2	0.999
		9	3000	39	37.78	120.1	228.4	1
		10	3500	40.3	44.3	120.9	224.8	1
Vysoké zatížení		11	3500	58.7	65.88	179.8	220.4	1
		12	4500	63.3	80.54	170.9	222.3	1
		13	5000	66.6	84.79	161.9	227.4	0.999
		14	5500	78.9	93.29	161.9	232.1	1
	Vnější otáčková charakteristika	15	6000	100	95.82	152.5	239.4	1
		16	5500	100	98.52	171.1	231.5	1
		17	5000	100	97.51	186.4	230.6	1
		18	4500	100	93.92	199.4	224.4	1
		19	4000	100	84.2	200.9	227.2	0.999
		20	3500	100	73.23	199.7	222.3	0.999
		21	3000	100	63.7	202.7	220.7	0.999
		22	2500	100	53.67	205	220.7	1
		23	2000	100	43.06	205.5	226.3	1
		24	1500	100	32.57	207.5	237.7	0.999
		25	1250	100	25.1	191.7	244.8	0.999
		26	1000	100	14.75	140.6	248.5	0.999



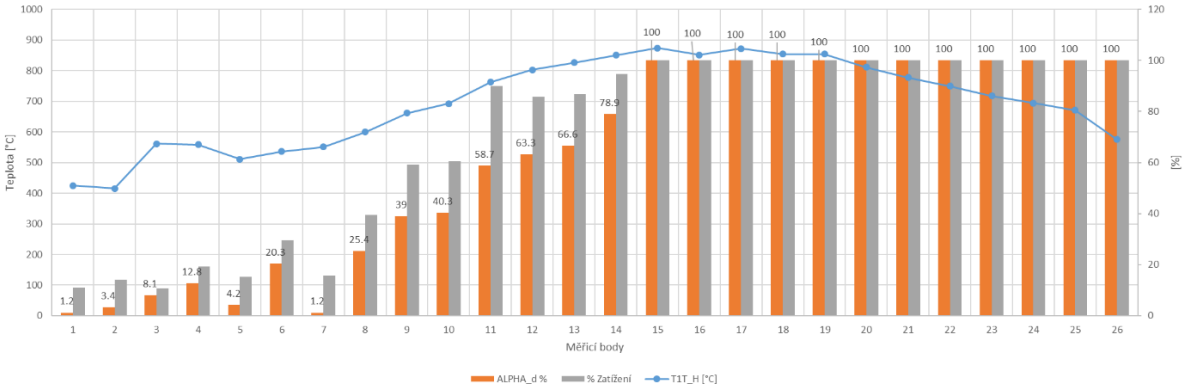
Obr. 33: Rozdělení testovacích bodů



Obr. 34: Porovnání vnější otáčkové charakteristiky udávané výrobcem a naměřené

Z měření lze dedukovat, že pokud porovnáme vnější otáčkovou charakteristiku, která je udávaná výrobcem, s otáčkovou charakteristikou měření, zjistíme, že jsou tyto charakteristiky velmi podobné s odlišností maximálně několika procent (obr. 34).

Co lze z měření také vyčíst, je hodnota směšovacího poměru paliva a vzduchu, který je důležitý pro snížení škodlivých emisí ve výfukových plynech. Tento parametr je prakticky vždy roven jedné. S výjimkou bodu 3, kdy je hodnota lambda rovna 1,029, z čehož lze usuzovat, že v tomto režimu motor nespaluje homogenní směs, a umožňuje tzv. vrstvenou tvorbu směsi. Je zajímavé, že se nám nepodařilo najít body, které pracují v tomto nehomogenním režimu, kdy by nám recirkulace pomohla snížit volný kyslík ve spalovacím prostoru, a tím snížit emise při zachování možnosti otevřené škrticí klapky. U dalších bodů ve středním nebo nízkém zatížení je pak možnost vnitřní recirkulace EGR, kdy je volný kyslík nahrazen spalinami, které jsou nasáty skrz výfukové ventily. Pokud v těchto režimech opravdu motor pracuje s vnitřním EGR, je zde možnost zvýšit účinnost vnějším (chlazeným) EGR. U vysokého zatížení zbývá jen teoretická možnost zvýšení kompresního poměru modelu, a tím zvýšení účinnosti termické účinnosti motoru, kdy EGR nám bude snižovat teplotu spalin, protože motor pracuje i zde ve vysokém stupni homogenní směsi.



Obr. 35: Závislost teploty před turbínovým kolem v závislosti na otevření škrticí klapky

Na obr. 35 můžeme vidět hodnoty teplot v různých měřicích bodech, porovnání otevření škrticí klapky a procentuální hodnotu z maximálního zatížení v otáčkách tohoto daného bodu. Hodnota otevření škrticí klapky nekoresponduje s hodnotou zatížení. Z grafu lze vyčíst maximální teplotu 873 °C u měřicího bodu 15. Tuto horní hraniční teplotu lze brát jako limitní z hlediska životnosti motoru, tedy například jak výfukových ventilů, tak turbínového kola turbodmychadla.

Indikační svíčka a analýza změřené indikace

Měření tlaku ve válci je metrologická metoda pro měření a analýzu tlakové křivky uvnitř válce spalovacích motorů s vratnými písty. Kvůli vysokým tlakům je měření vnitřního tlaku ve válci také známé jako „indikace vysokého tlaku“. „Indikace nízkého tlaku“ je dalším typem měření tlaku ve válci. Provádí se během fáze výměny plynů za účelem stanovení tlaku v sacích a výfukových systémech. Aby bylo možné naměřený tlak přiřadit vždy ke konkrétní pracovní fázi spalovacího motoru, je do výpočtu zahrnuta poloha pístu (úhel kliky) nebo čas. Tato metoda umožnuje poskytnutí dat, které jsou potřebná pro výzkum, vývoj a ladění motoru.

Křivka tlaku ve válci stanovená pomocí měření tlaku ve válci je nejdůležitějším zdrojem informací pro indikaci tlaku ve válci. Indikace tlaku ve válci poskytuje přesnější znalosti o termodynamických procesech během spalování a o dodávaném výkonu motoru. V této práci

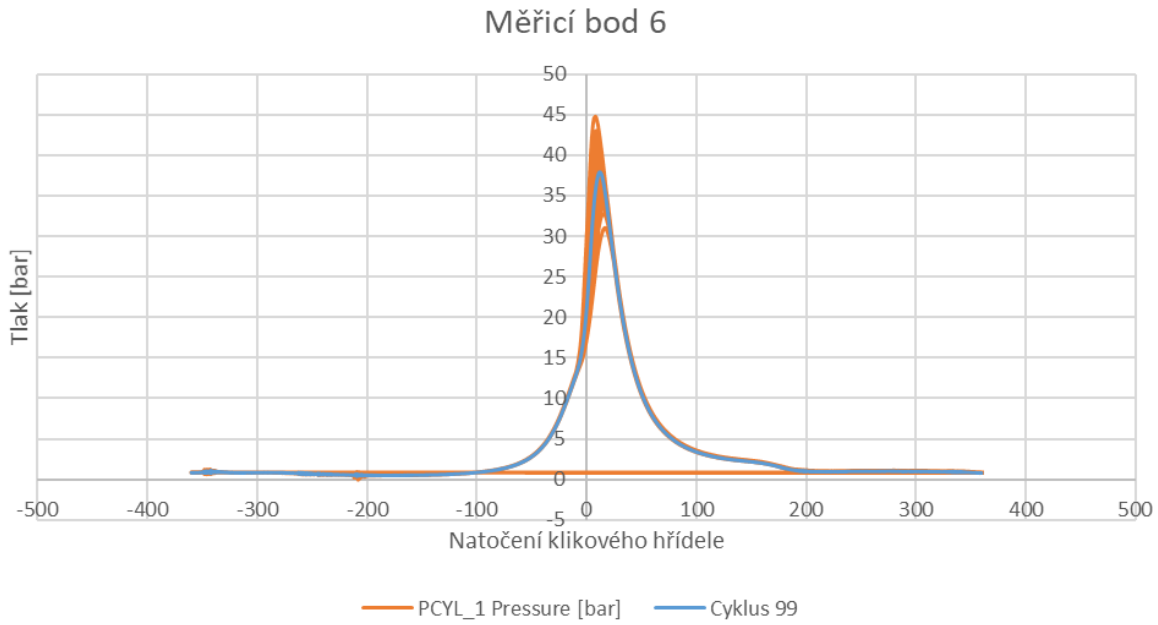
je průběh tlaku ve válci u experimentu porovnáván s průběhem tlaku ve válci u simulace, a tím posuzována kvalita simulace.

Pro technické měření byl zvolen snímač Kistler 6115CF-4DQ02 (obr. 36). Tento senzor je díky nejmenšímu piezoelektrickému vysokoteplotnímu tlakovému snímači kombinován s funkcí zapalovací svíčky 6115C. Díky tomu můžeme zaznamenávat průběh tlaku ve válci bez nutnosti destruktivního vytvoření samostatného měřicího otvoru v hlavě motoru. Snímač je zapuštěný, což zajišťuje přirozenou akustiku při měření. Frekvence systému je cca 65 kHz. To znamená, že je tento senzor velmi vhodný i pro měření při vysokých otáčkách motoru nebo pro aplikace detekce klepání. Velkou výhodou je i jednoduchá instalace, kdy můžeme vyjmout originální zapalovací svíčku a nahradit ji tímto senzorem. Žádná další úprava motoru tak není potřeba. Senzor má vysokou dielektrickou stálost až do zapalovacího napětí 45 kV a maximální nepřesnost měření během IMEP se pohybuje v rozmezí +-3 % [33].

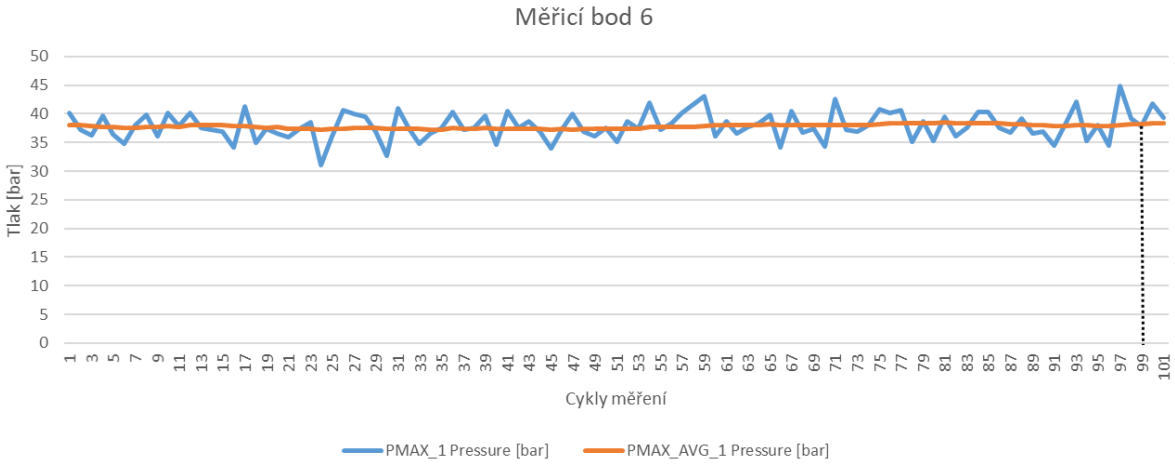
Obr. 36: Měřicí tlakový snímač Kistler 6115C [33]

Z hlediska měření indikační svíčkou byla zvolena metodika měření sto cyklů pro každý bod měření (1 až 26) (tabulka 4). Indikační svíčka byla umístěna na první válec motoru. Z těchto sto bodů byl zvolen jeden cyklus, který se zdál být nejreprezentativnější v tomto bodě měření (zatížení). Grafický příklad zpracování bodu měření 6 je na obr. 37. Z více než sta cyklů byl vypočítán průměrný maximální tlak během cyklů a tento průměrný tlak byl pak porovnán s konkrétními cykly tak, aby průměrný tlak odpovídal maximálnímu tlaku vybraného cyklu. V našem případě měřicího bodu 6 se jedná o průměrný tlak 37,9 bar, a ten odpovídá

maximálnímu tlaku cyklu číslo 99. Tento cyklus je dále použit pro výpočetní model v kapitole 3. Podobně probíhala analýza u všech měřicích bodů 1 až 26 (obr. 38).



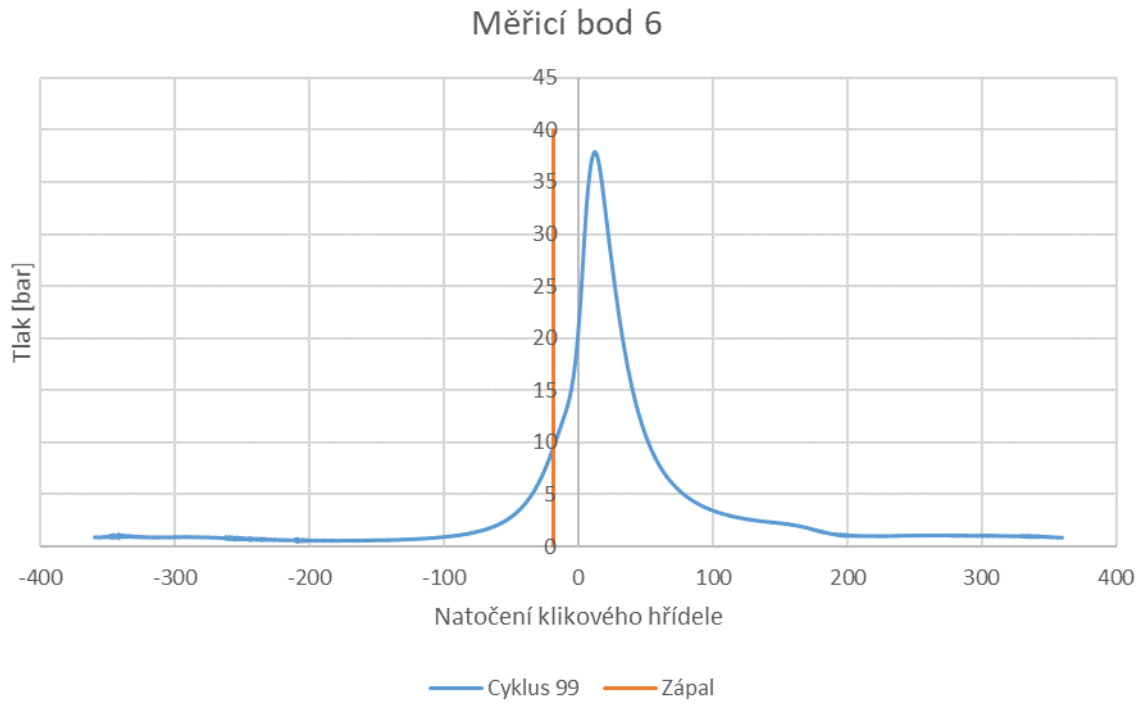
Obr. 37: Analýza indikačního tlaku u měřicího bodu 6



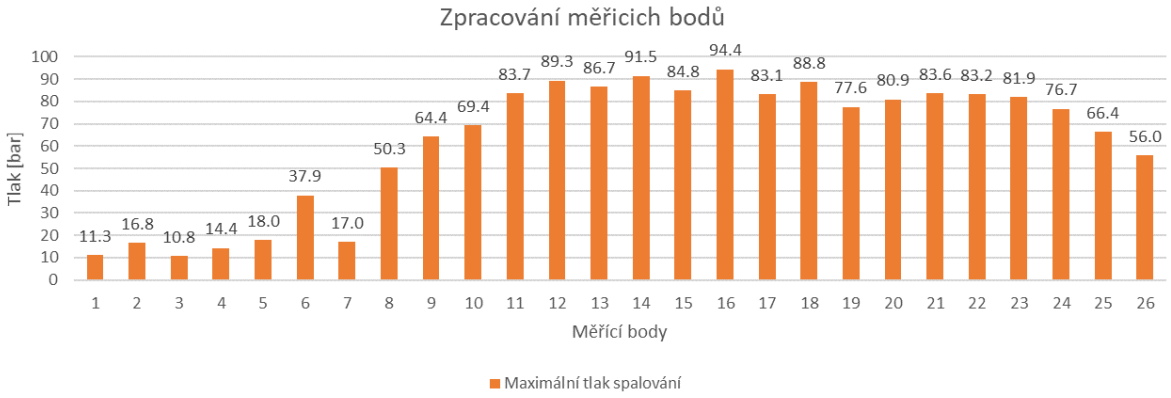
Obr. 38: Hodnota maximálních tlaků měřicího bodu 6 během 101 cyklů

Průběh spalovacího tlaku odfiltrovaného cyklu 99 se zaznačeným zápalem lze pozorovat na obr. 39. Tento průběh je použit pro analýzu spalování pro simulační model v kapitole 3.1.

Stejným způsobem jsou odfiltrovány ideální cykly pro zbylé měřicí body určené k analýze spalování (obr. 40).



Obr. 39: Měřicí bod 6 – Průběh spalovacího tlaku a zápal



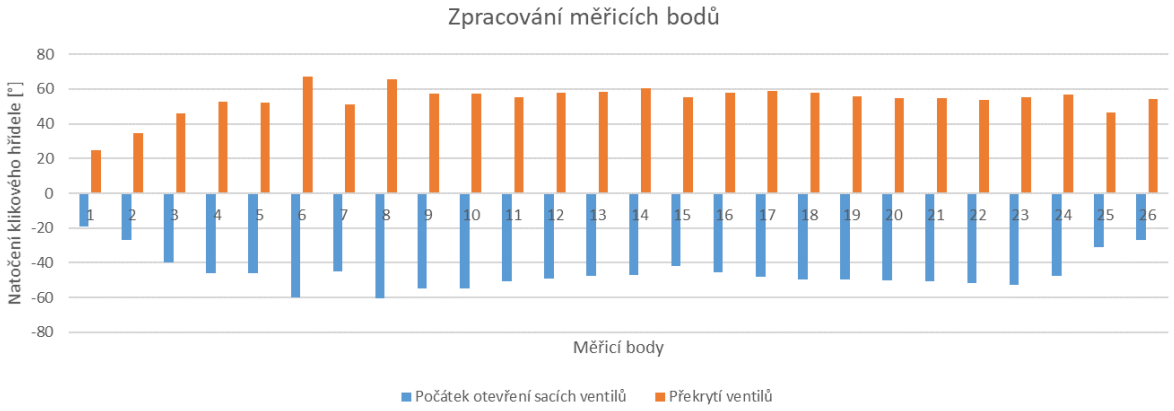
Obr. 40: Zpracování měřicích bodů

Z naměřených dat lze usuzovat, že motor je hluboce pod dimenzovanou hranicí maximálního spalovacího tlaku 135 bar [31]. Důvodem bude zaměření tohoto motoru. Ten je koncipován spíše na ekonomické parametry provozu. Překvapivý je i vysoký rozptyl hodnot jednotlivých cyklů.

2.2 ANALÝZA MĚŘENÝCH BODŮ VHODNÝCH PRO CHLAZENÝ EGR

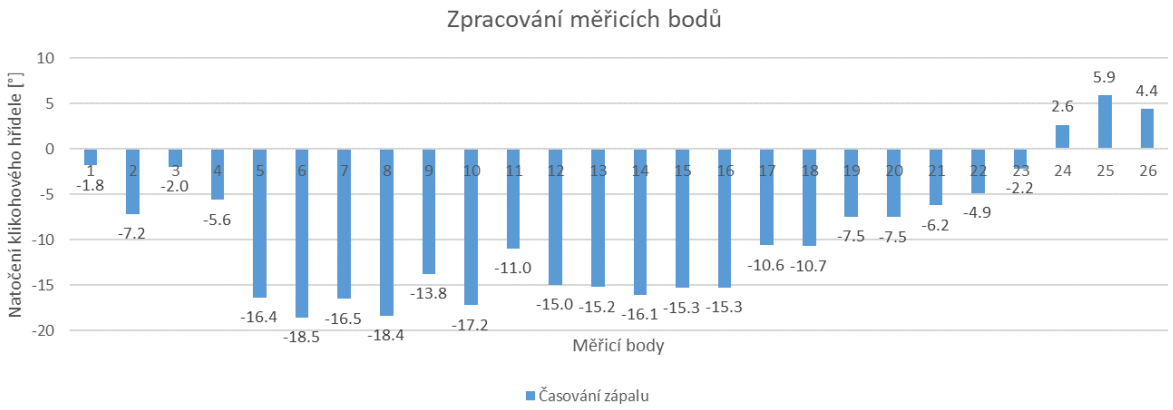
Motor EA211 evo používá metodu tzv. „EIVC“ (Early Intake Valve Closing), přeloženo jako brzké zavírání sacího ventilu. Hlavním cílem je snížení teploty na konci kompresního zdvihu. Jako benefit při použití EIVC může řídící jednotka více otevřít škrticí klapku, a tím snížit ztráty. U technologie EIVC jsou sací ventily během sacího zdvihu otevřeny poměrně krátce a zavírají se dříve před dolní úvratí. Tím se do válce nemůže dostat více směsi a během stále probíhajícího sacího zdvihu dochází k expanzi čerstvého vzduchu a teplota vzduchu ve válci nám klesá. Někdy se tento proces nazývá jako proces s vnitřním chlazením. V další fázi dochází při kompresním zdvihu ke stlačování menšího objemu směsi a s nižší počáteční teplotou. Po zápalu dochází k expanzi, která je delší než sací zdvih. Tím se zvyšuje celková účinnost cyklu. Nevýhodou je potřeba nižšího zdvihu sacích ventilů, aby nedošlo k překročení maximální rychlosti zrychlení ventilů. Výsledkem jsou ztráty škrcením nasávané směsi, které musí být kompenzovány zvýšením plnícího tlaku.

Z našich 26 měřicích bodů byl vybrán bod 6, který splňuje největší možné překrytí ventilů a zároveň začíná nejdříve otevření sacího ventilu (obr. 41).



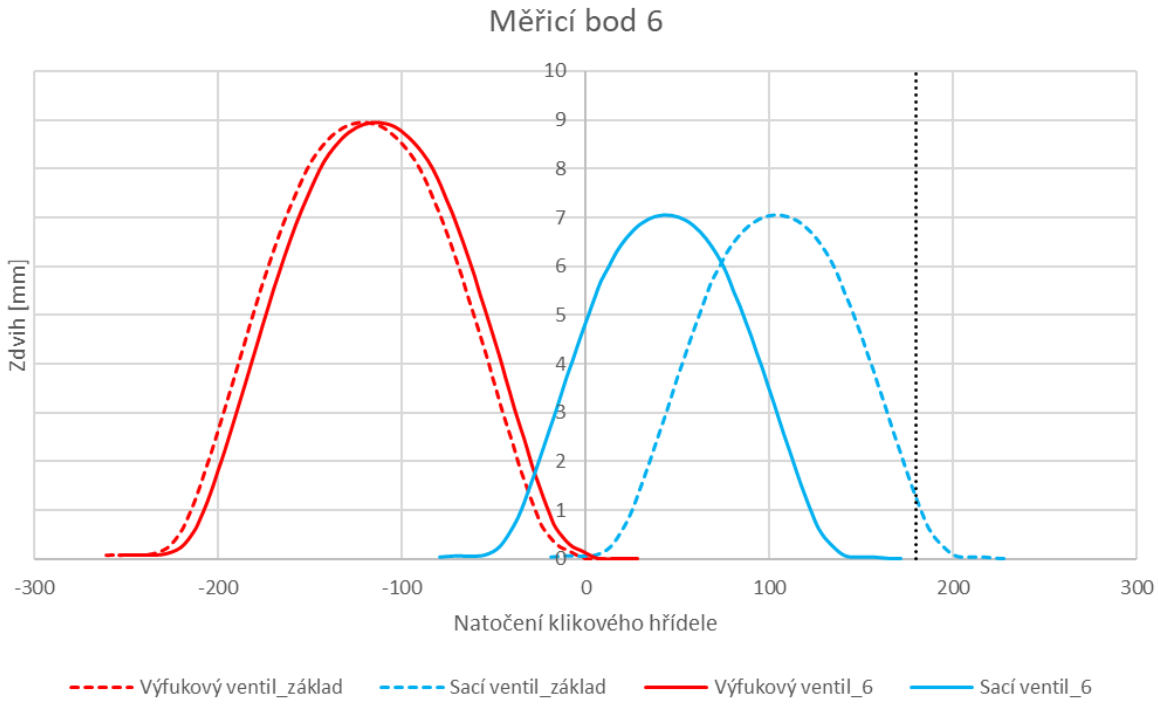
Obr. 41: Analýza časování ventilů

Z hlediska analýzy časování zápalu (obr. 42) vidíme, že vybraný bod 6 má i nejvyšší předstih zážehu. Takového předstihu zapálení můžeme docílit právě díky tomu, že směs je více podchlazená, a tím můžeme využít delší čas pro kvalitnější spálení směsi.



Obr. 42: Časování zápalu

Analýza vybraného měřicího bodu 6, který má nejvyšší dobu překrytí (67°) a zároveň má tento bod i nejvyšší posun časování sacího ventilu o -60,2° před horní úvratí, je zpracována na obr. 43.



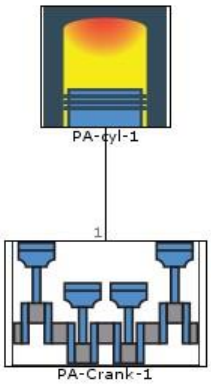
Obr. 43: Průběh zdvihu ventilů u měřicího bodu 6

3 MODEL SÉRIOVÉHO MOTORU

Pro tvorbu simulace byl zvolen simulační software GT-Power, který je součástí simulačního balíku softwaru GT-Suite, což je komplex simulačních a post procesních softwarů používaných v automobilovém inženýrství a vývoji. Obsahuje také rozsáhlou knihovnu příkladů, manuálů a tutoriálů pro uživatele, které mohou být velmi užitečné při vytváření modelu a řešení problémů během modelování.
Tento simulační software je vyvinut pro vytváření termodynamické simulace spalovacích motorů a všech dalších přidružených částí, jako jsou turbodmychadla, chladiče, následná úprava výfukových plynů atd. Je považován za 1D termodynamický simulační software, i když v některých případech může simulovat i s 3D komponentami. Je také schopen počítat s kinematickými částmi, jako jsou díly převodovky, spojky, diferenciálu a celého vozu, což je výhodné díky možnosti simulace zatížení motoru potřebného pro dokončení cyklu WLTC nebo RDE. [36]

3.1 KORELACE MODELU SPALOVÁNÍ (INDIKACE)

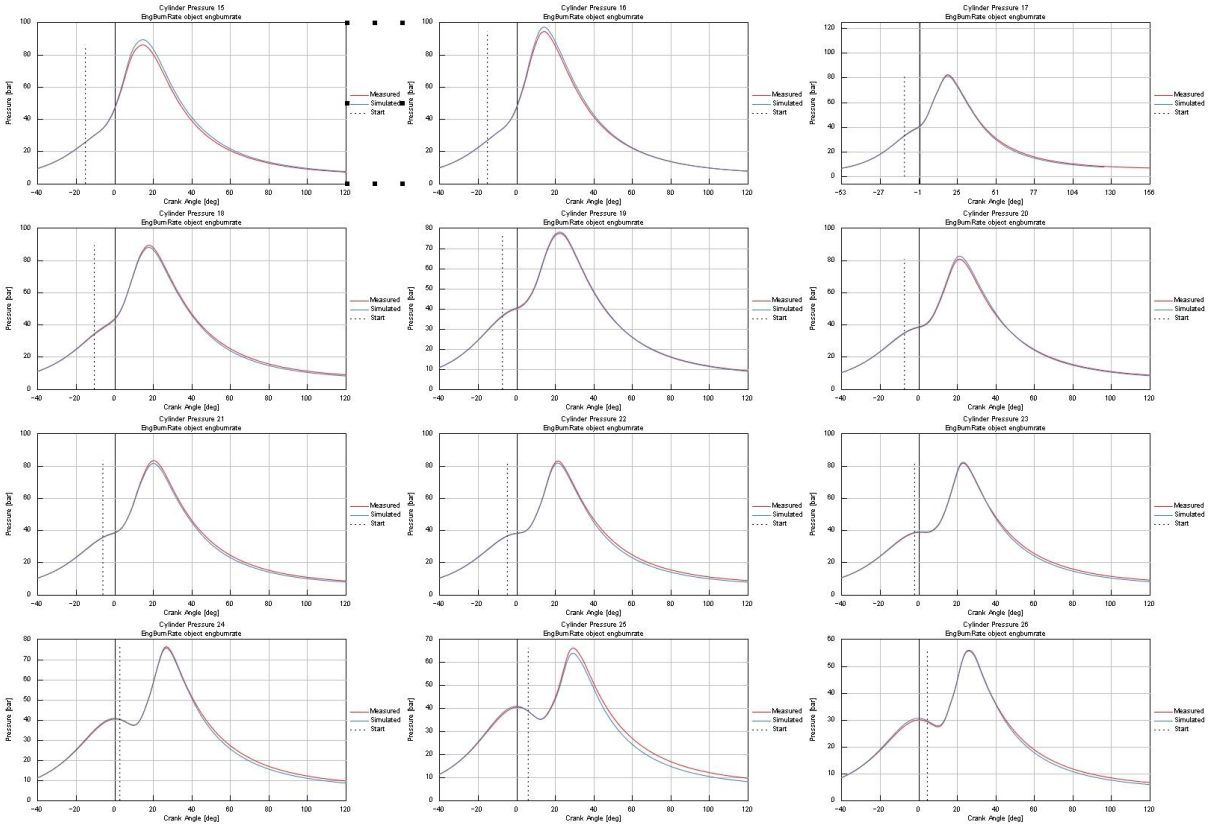
Pro nejpřesnější metodu korelace modelu motoru EA211 evo bylo zvoleno vygenerování objektu spalování pomocí modelu „SI_Measured_CylP_Only“ v knihovně GT-Suite (obr. 44). Díky němu můžeme analyzovat naměřené údaje o tlaku ve válci pro zážehový motor. Naměřený tlak spalování se do tohoto objektu zadává spolu s dalšími naměřenými údaji potřebnými pro výpočet rychlosti spalování (otáčky motoru, podmínky zachycení směsi ve válci, geometrie válce atd.). Po analýze můžeme ve výsledcích porovnávat naměřená data se simulací. Výstupem z této analýzy je vygenerovaný referenční objekt „EngBurnRate“, a navíc simulace vytvoří soubor, který obsahuje výslednou rychlost spalování uloženou v objektu „EngCylCombProfile“, který lze snadno zkopírovat do modelu motoru AE211 evo.



Obr. 44: Model z knihovny GT-Suite určený k analýze spalování

Po konzultaci s podporou softwaru GT-Suite bylo zvoleno kritérium 5% odchylky od naměřeného maximálního tlaku v průběhu spalování u jednotlivých měřicích bodů (obr. 45).

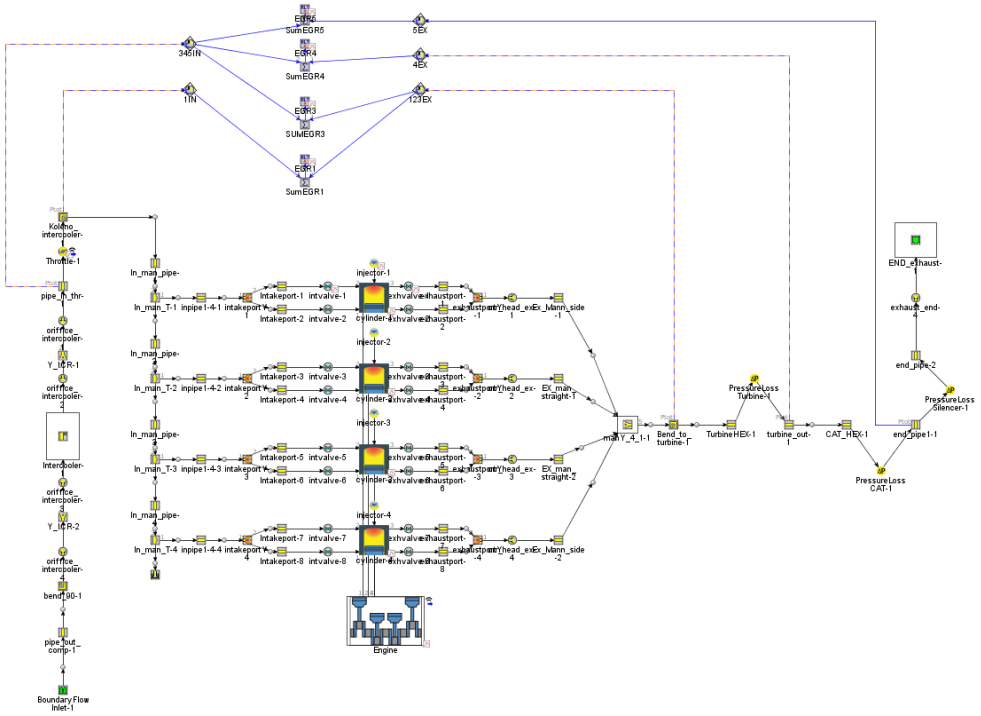
Tím je splněna podmínka kalibrace spalování a můžeme se soustředit na kalibraci zbylých částí motoru.



Obr. 45: Porovnání naměřeného průběhu spalovacího tlaku a simulovaného u vnější otáčkové charakteristiky bodů 15-26.

3.2 SÉRIOVÝ MOTOR

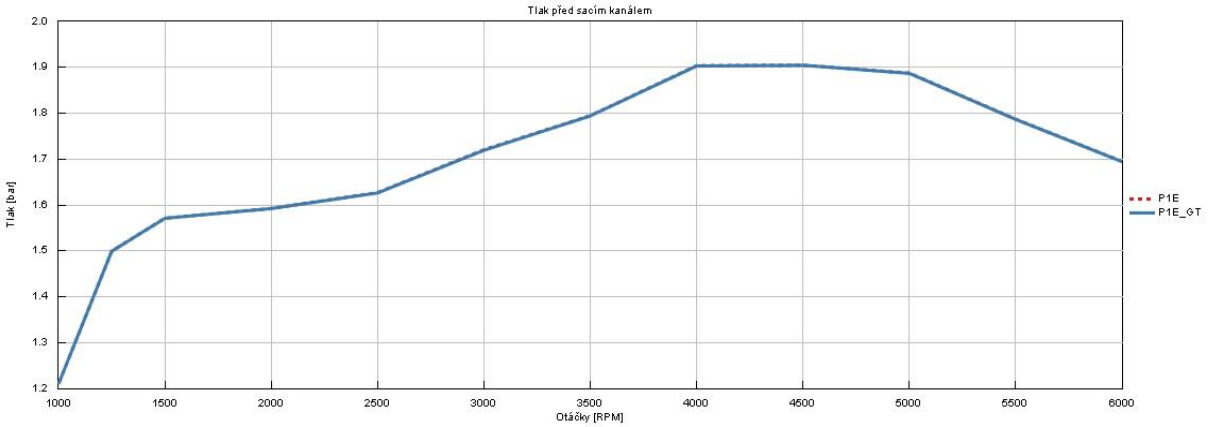
Spalování motoru ve válci je z termodynamického hlediska zkalibrováno, zbývá tedy zkalibrovat mechanické komponenty motoru tak, aby model mohl reprezentovat motor z experimentu. Důležitá technická data komponent byla použita buď přímo z technické dokumentace k motoru EA211 evo, nebo přímo odměřena. Jedná se například o průměry a délky sacích a výfukových kanálů nebo průměry a délky komponent výfukového a sacího traktu. Schéma sériového motoru je na obr. 46. Model byl navrhnut tak, aby reagoval na důležité parametry pro investigaci systému EGR, a zároveň aby komplexnost modelu nebyla zbytečně vysoká. Tím se nám sníží výpočetní čas simulací bez vlivu na sledované parametry modelu. Detailněji je stavba modelu a jeho kalibrace popsána v následujících odstavcích.



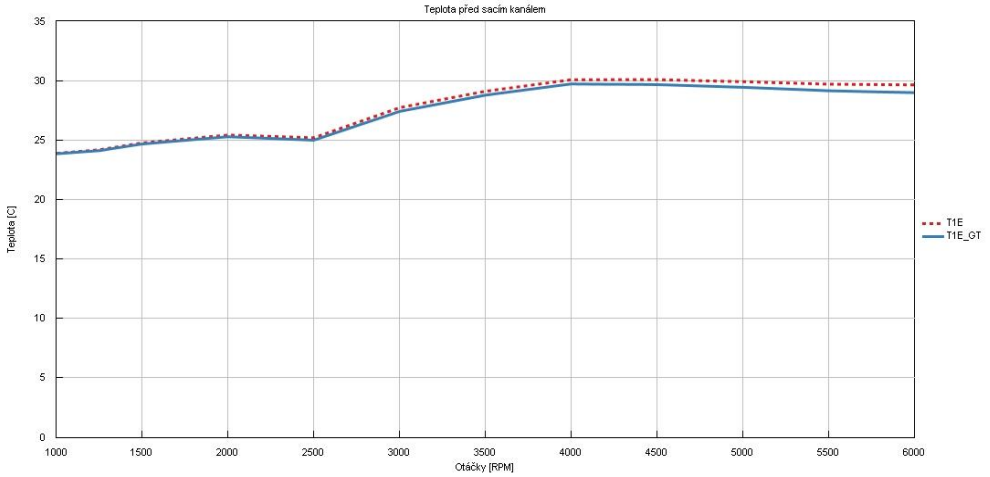
Obr. 46: Model motoru odpovídající experimentu

Kalibrace sacího traktu

Z hlediska sání je pro model důležité zkalibrovat tlak a teplotu vzduchu před sacím kanálem (obr. 47 a 48). Jelikož komponenta turbodmychadla pro investigaci efektu EGR u stacionárních podmínek není důležitý, bylo rozhodnuto turbodmychadlo do modelu nezahrnovat. Model se znatelně zjednodušil, a tím se i zrychlil samotný výpočet. Díky datům z experimentu je znám jak hmotnostní průtok v sání, tak i tlak a teplota před sacími kanály. Díky tomu můžeme do modelu zadat přímo hodnoty průtoku a teploty vzduchu. Tím také odpadá nutnost komponenty chladiče stlačeného vzduchu.



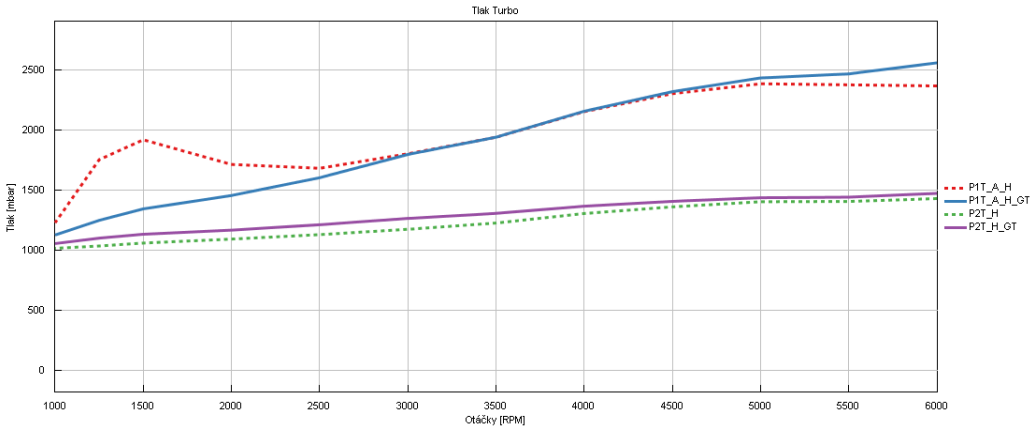
Obr. 47: Tlak před sacím kanálem



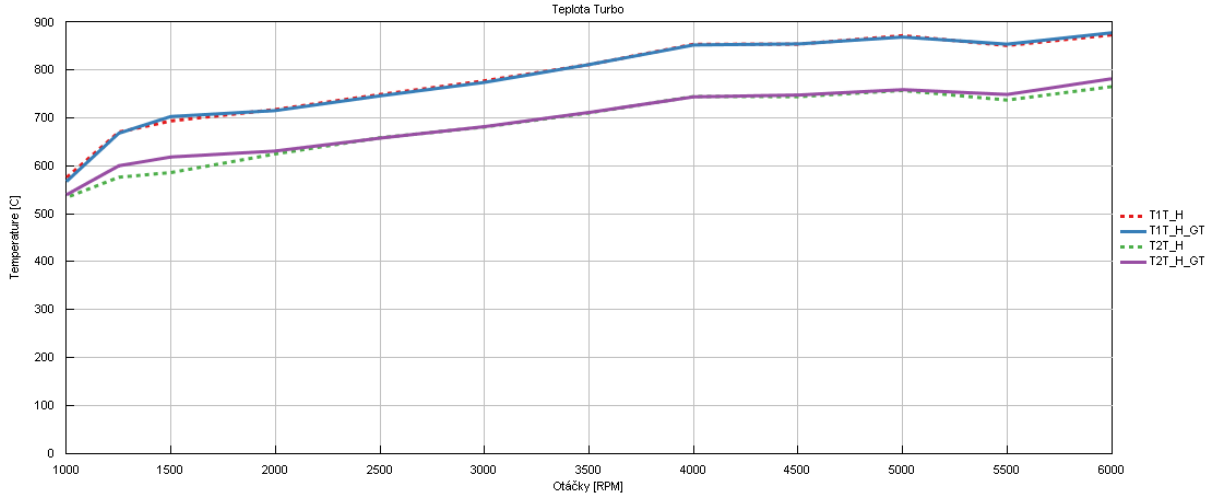
Obr. 48: Teplota v sání

Kalibrace výfukového traktu

U výfukového traktu je situace složitější. Teploty a tlaky výfukových plynů jsou pro investigaci EGR systému důležité u vícero komponent. Tlaky a teploty musí odpovídat před i za turbodmychadlem (obr. 49 a 50), ale i u katalyzátoru (obr. 51 a 52) a zbytkem výfuku. Je to z důvodu následného prověření místa odběru plynu pro recirkulaci a recirkulaci samotnou. Tlakový spád mezi spalinami a stlačeným vzduchem v sání je důležitý pro výpočet reálného množství recirkulovaných plynů. Teplota před turbodmychadlem byla optimalizována změnou hodnoty multiplikátoru přenosu tepla u výfukových svodů. Tím se podařilo nahradit chlazení výfukových svodů chladicí kapalinou reálného motoru. Tlak poté nebylo potřeba dále optimalizovat. Jak již bylo zmíněno výše, komponenta turbodmychadla byla v sání nahrazena hmotnostním průtokem vzduchu a jeho teploty. Aby byly zachovány vlastnosti turbodmychadla i ve výfukovém traktu, bylo turbodmychadlo nahrazeno komponentami, které umožnily skokově snížit teplotu a tlak výfukových plynů, které odpovídají turbodmychadlu. Tyto hodnoty tlaku a teplot byly kalibrovány s hodnotami z experimentu. Na obr. 49 je vidět nestandartní jev, kdy tlak před turbodmychadlem u otáček 1250 a 1500 neúměrně narostl. Toto si lze vysvětlit chybou tlakového čidla během experimentu.

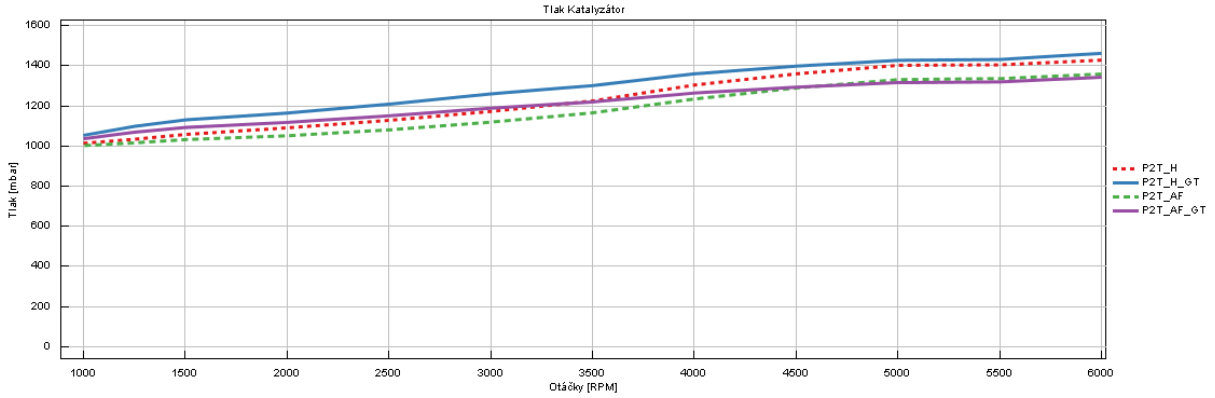


Obr. 49: Tlak před a za turbínovým kolem

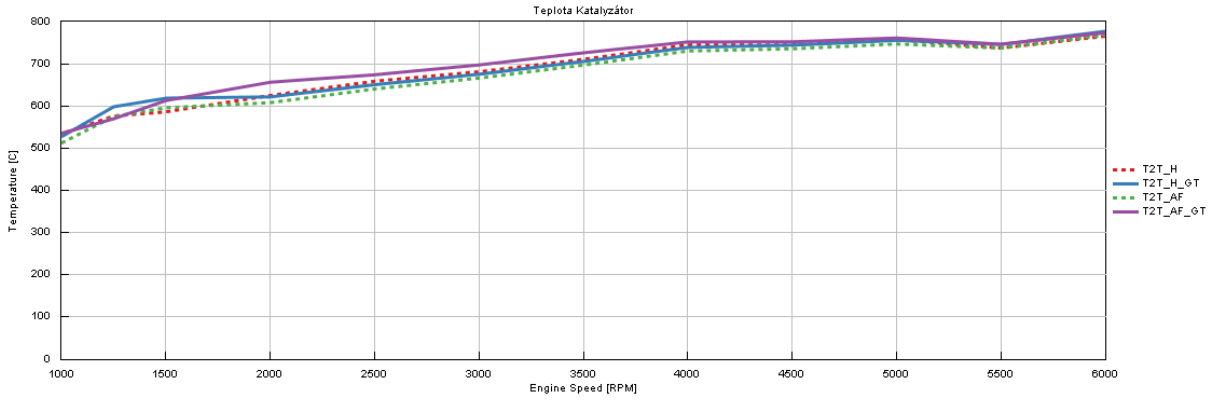


Obr. 50: Teplota před a za turbínovým kolem

Podobným způsobem byl vytvořen model katalyzátoru a zbytku výfukového traktu, jako je tlumič hluku.



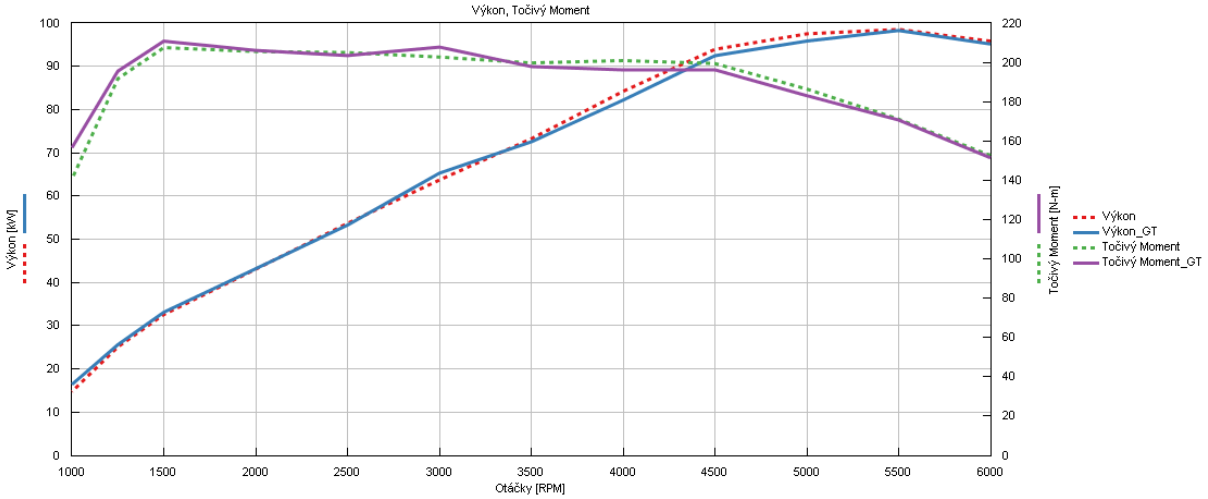
Obr. 51: Tlak před a za katalyzátorem



Obr. 52: Teplota před a za katalyzátorem

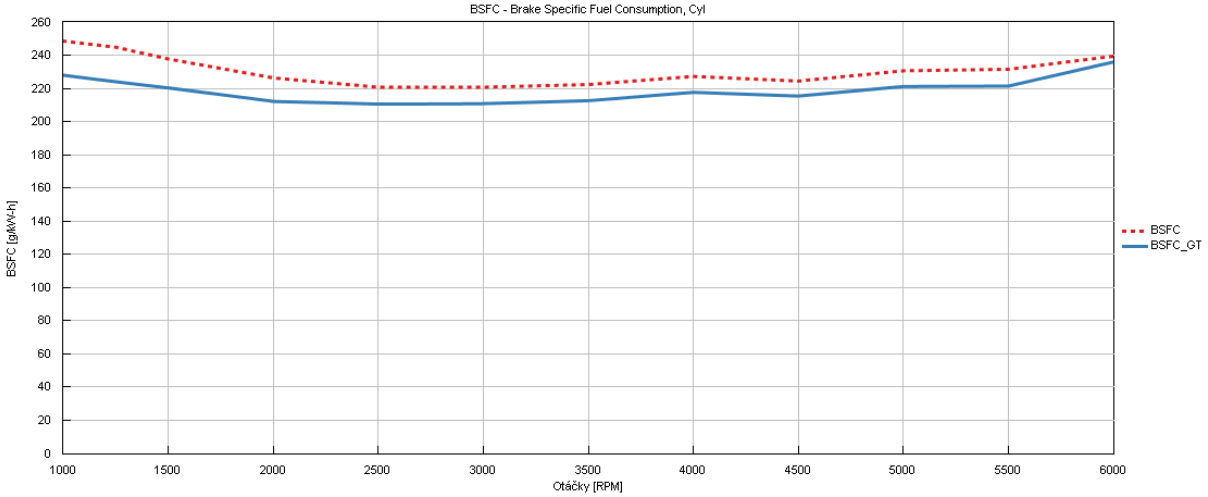
Porovnání sledovaných veličin modelu GT a experimentu

Jakmile sedí parametry tlaku a teploty jak v sacím traktu, tak ve výfukovém traktu a zároveň je zkalibrováno vnitřní spalování, může se přistoupit ke kontrole otáčkové charakteristiky modelu motoru. Z hlediska modifikace modelu na motor s chlazeným EGR systémem jsou důležité hodnoty výkonu, točivého momentu a měrné spotřeby paliva (BSFC). Jako kritérium kalibrace modelu byla zvolena maximální odchylka 5 % od naměřených hodnot. Toto kritérium je hodnoceno i podporou softwaru GT-Suite jako více než dostatečné.



Obr. 53: Porovnání výkonnostních charakteristik modelu a experimentu

U výkonu se model dostal k průměrné odchylce 0,6 % a maximální 10 % u tisíce otáček za minutu. U točivého momentu je logicky situace obdobná (obr. 53). Model se však trochu více liší u měrné spotřeby paliva (obr. 54). Průměrná odchylka je 5 % a maximální 9 %. Opět u bodu s nejnižšími otáčkami.



Obr. 54: Porovnání měrné spotřeby paliva u experimentu a modelu

Z důvodu hodnověrnosti modelu je přidána tabulka odchylek u měřených bodů 6 a 16, které byly vybrány jako nejvhodnější body pro implementaci EGR systému a prověření vlivu tohoto systému na motoru. Z tabulky 5 lze vyčíst, že z hlediska teplot a tlaků se model odlišuje maximálně o 8 %. Důvodem je odlišné místo odběru. U experimentu bylo použito jen jedno místo pro odběr teploty mezi katalyzátorem a turbínou, ale tlak za turbínou a před katalyzátorem byl měřen v odlišném místě. U modelu se i díky zjednodušení mohly tlaky i teploty odečítat v místě teplotních čidel experimentu. Z hlediska výkonových odchylek je model naladěn v těchto bodech do 2 % odchylky. Měrná spotřeba je u bodu 6 skoro totožná s experimentem a u měřicího bodu 16 se model odlišuje o 4 %. Vzájemná korelace mezi modelem a experimentem tak dostatečně umožňuje investigaci EGR systému.

Tabulka 5: Korelace modelu s experimentem

	Měřicí bod 6			**Měřicí bod16**		
	Experiment	**GT**	**%**	**Experiment**	**GT**	**%**
Tlak v sání [mbar]	906.9	907.9	100 %	1797.9	1809.317	101 %
Teplota v sání [°C]	23.8	23.8	100 %	29.7	29.7	100 %
Tlak před turbínou [mbar]	1053.6	1123.1	107 %	2376.5	2458.9	103 %
Teplota před turbínou [°C]	536.4	569.7	106 %	851.2	854.2	100 %
Tlak za turbínou [mbar]	996.3	1063.0	107 %	1335.9	1437.8	108 %
Teplota za turbínou [°C]	495.4	530.2	107 %	737.3	747.8	101 %
Tlak před katalyzátorem [mbar]	1008.7	1063.0	105 %	1404.5	1437.8	102 %
Teplota před katalyzátorem [°C]	495.4	458.5	93 %	737.3	729.0	99 %
Tlak za katalyzátorem [mbar]	1000.5	1043.4	104 %	1335.9	1317.6	99 %
Teplota za katalyzátorem [°C]	469.4	509.0	108 %	746.3	735.4	99 %
Výkon [kW]	15.8	15.7	99 %	98.5	99.1	101 %
Točivý moment [Nm]	60.5	60.0	99 %	171.1	172.0	101 %
BSFC [g/kWh]	249.7	251.3	101 %	231.5	222.3	96 %

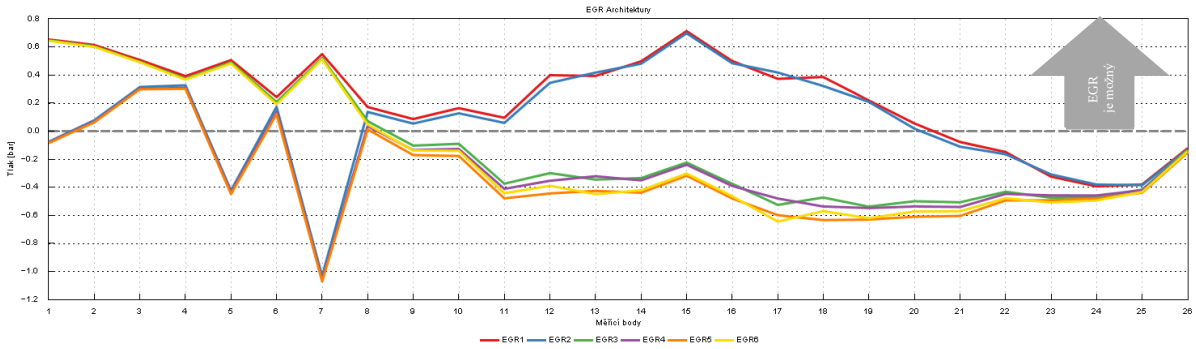
4 MODEL MOTORU S CHLAZENÝM EGR

V kapitole 2 byly představeny možné architektury systému EGR pro moderní zážehové přeplňované motory. Teoretické výhody některých řešení však můžou narážet na realitu. Příkladem může být architektura 7 (obr. 24), která se může jevit jako ideální. Teplota spalin je již značně nízká a tlak se blíží tlaku okolí. Toto jsou teoreticky ideální podmínky pro EGR chladič, který nemusí být vystaven vysokým teplotám, a tak může být kompaktnější. Realita však je, že ve spalinách začne kondenzovat voda, která je produktem spalování, ta následně ve vysoké rychlosti dopadá na kompresorové lopatky turbodmychadla, a poté dochází k fyzickému poškození těchto lopatek (obr. 55). Dokonce se může stát, že se na lopatky dostanou nečistoty z katalyzátoru. Tím, že vložka katalyzátoru je vyrobena i z velmi tvrdých prvků jako je křemík, poškození lopatek může být fatální a hlavně nepředvídatelné. I z tohoto důvodu byla architektura 7 v analýze vynechána a zdroje se alokovaly spíše na vodní vstřikování jakožto konkurenční systém. Více času tomuto tématu bude věnováno v závěru kapitoly.

Obr. 55: Poškození lopatek kompresorového kola kapičkami vody [34]

4.1 ROZBOR MOŽNÝCH ARCHITEKTUR

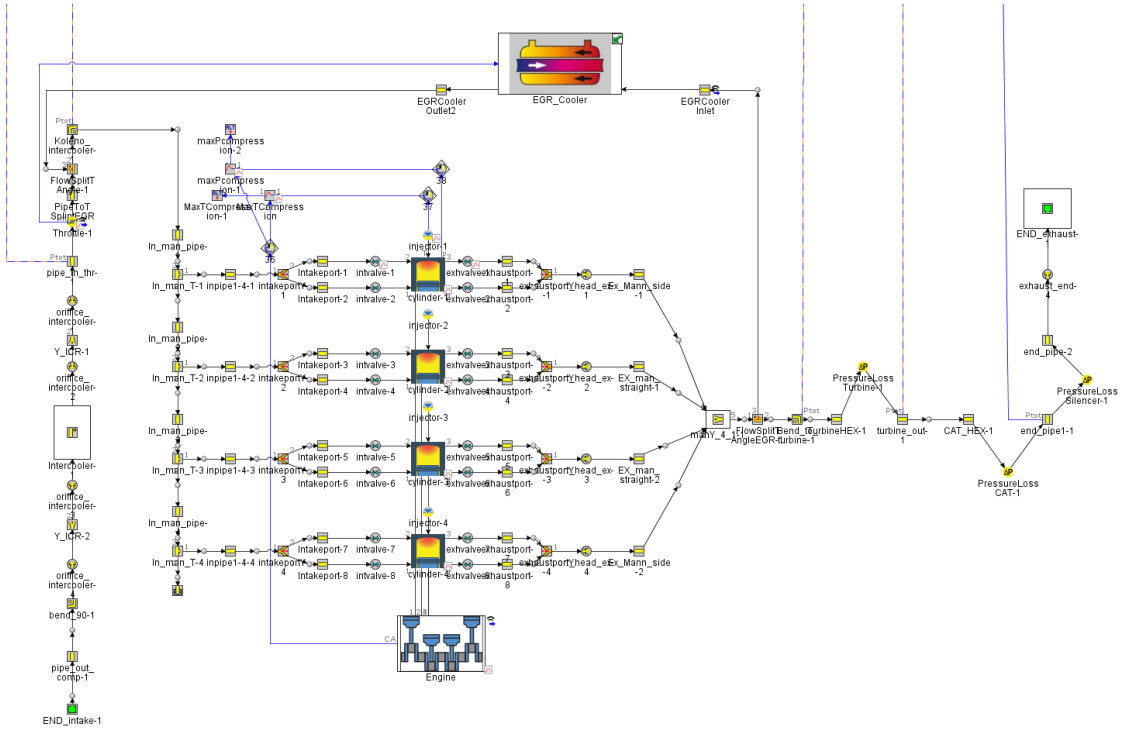
Architektury je však potřeba prověřit i z hlediska reality, zda je recirkulace z hlediska tlakového spádu vůbec možná. Na tuto otázku odpovídá obr. 56, kde vidíme průběhy tlakových spádů možných architektur mimo architekturu 7. U architektur 5 a 6 je recirkulace v podstatě nemožná. Odběr recirkulovaných plynů za katalyzátorem tak není možný. Architektura 4 u některých bodů může být využita, ale z hlediska širšího použití je nejvýhodnější architektura 1 nebo 2. To znamená odběr plynu před turbínovým kolem a výstup EGR plynu před, případně za škrticí klapku. U této architektury je nejvyšší tlakový spád a zároveň nejširší možné pole použití u všech měřených bodů. Nevýhodou je nejvyšší možná teplota spalin, kterou musíme chladit v EGR chladiči. To by mohla řešit architektura 3, která má odběr plynu za turbínovým kolem, kde teplota klesne až o 100 °C. Nicméně recirkulace je možná jen v režimech částečného zatížení (body 1-8). Rozdíl mezi architekturou 1 a 2 je pouze v umístění výstupu EGR plynu. Z důvodu možného rizika zanášení nečistotami ze spalin je však výhodnější architektura 1, tedy umístit výstup EGR spalin za škrticí klapku.



Obr. 56: Porovnání tlakového spádu u možných architektur

4.2 UPRAVENÝ MODEL S VĚTVÍ EGR RECIRKULACE

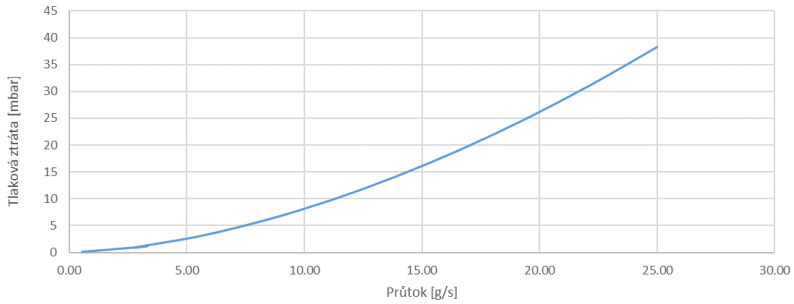
Z analýzy možných řešení byla zvolena architektura 1 a model byl upraven tak, aby odpovídal co nejvíce reálnému řešení (obr. 57). To znamená včetně upraveného potrubí. Vnitřní průměr EGR potrubí byl zvolen 20 mm a celková délka EGR větve mezi vstupem a výstupem 500 mm bez části EGR chladiče a EGR ventilu. Model počítá jak s přestupem tepla přes stěny, tak i s tlakovými ztrátami celé EGR větve.



Obr. 57: Upravený model motoru s EGR systémem

Model EGR Chladiče

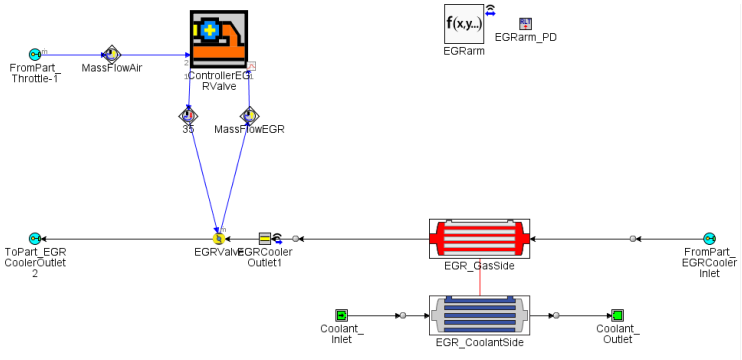
Jak již bylo řečeno v kapitole 2, pro chlazený EGR systém je důležitý samotný EGR chladič. Z důvodu zjednodušení a zrychlení výpočtu byl EGR chladič nahrazen prvkem, který simuluje odběr tepelného toku, stejného jako v případě katalyzátoru a turbodmychadla. Z praxe víme, že ideální EGR chladič se pohybuje kolem 93% účinnosti. Samotná účinnost je ovlivněna i zástavbovým prostorem. EGR chladiče jsou rozměrově velmi kompaktní. Důvodem bývá zástavbový prostor. Pro studii tedy byla použita základní účinnost výměníku až 93 %, který reprezentuje výrobek od společnosti Hanon Systems. Spolu s účinností je do modelu zahrnuta i charakteristika tlakové ztráty odměřená na kalorimetru (obr. 58).



Obr. 58: Závislost tlakové ztráty na průtoku EGR chladiče FPD 45 pro vstupní teplotu 700 °C

Model EGR modulu

EGR modul se skládá z EGR chladiče a EGR ventilu. EGR ventil je v modelu reprezentován prvkem "ControllerEGRValve" z knihovny softwaru GT (obr. 59). Tento komponent dokáže s určitou přesností nastavit požadované množství recirkulovaných spalin. Vstupem do tohoto prvku je množství nasávaného vzduchu, na základě kterého otevírá nebo zavírá škrtící element, a tím ovládá recirkulované množství. EGR chladič je pak reprezentován komponentem „HxShellTubeMain" ve kterém lze vlastnosti EGR chladiče detailně simulovat. A to jak výkonnostní charakteristiku, tak i charakteristiku tlakových ztrát. V simulaci byla použita jako okrajová podmínka teplota chladicí kapaliny 90 °C a průtok 1000 l/h.



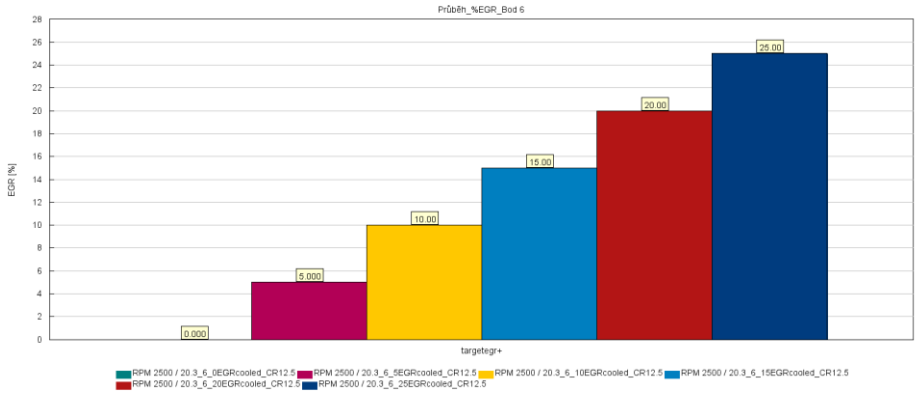
Obr. 59: Model EGR modulu (EGR chladič a EGR ventil)

4.3 ANALÝZA VÝSLEDKŮ SIMULACE

Pro analýzu EGR systému byly vybrány dva body z měřených bodů. Konkrétně jde o bod 6 a bod 16. Bod 6 reprezentuje nízké zatížení motoru a bod 16 reprezentuje vysoké zatížení, a tedy přímo bod maximálního výkonu motoru. U bodů se sledoval vliv EGR recirkulace na maximální teploty a tlaky ve spalovacím prostoru a zároveň vliv na výkonové charakteristiky a měrnou spotřebu paliva. Limitací modelu je chybějící senzor klepání, který indikuje předčasný zápal směsi, který se děje v důsledku nárůstu teploty a tlaku směsi během kompresního cyklu. Proto u modelu bylo zvoleno jako kritérium teplota ve spalovacím prostoru v horní úvrati při kompresním zdvihu u korelovaného modelu motoru na experiment. Tím je větší jistota, že ani ve skutečnosti by nemělo dojít k samozápalům směsi. Nevýhodou tohoto postupu je nevyužití plného potenciálu systému EGR. Z hlediska možného využití a realističnosti byl však zvolen konzervativní přístup. Model byl zafixován na hodnotě tlaku v sání, který by měl nejlépe odpovídat provoznímu režimu. V praxi to znamená, že hmotnostní průtok čerstvého vzduchu v sání klesne o hmotnostní průtok recirkulovaných spalin.

4.3.1 ZÁVISLOST MNOŽSTVÍ RECIRKULOVANÝCH SPALIN NA SLEDOVANÉ PARAMETRY

Recirkulované množství plynů se v různých bodech pohybuje do zhruba 25 %, kdy je již velká pravděpodobnost vynechání zápalu kvůli zředěné směsi ve spalovacím prostoru plynem EGR. Tato hranice se u simulací velmi těžce hledá, protože se jedná o nestabilní jev. Proto v další investigaci bude nastaven EGR ventil externího chlazeného EGR na 5 %, kdy je velká jistota, že motor vykáže trend u sledovaných parametrů, ale zůstane velká pravděpodobnost stabilního spalování. Nicméně pro kompletnost studie dizertační práce byl sledován vliv změny množství recirkulovaného plynu EGR u bodu 6 a 16.



Obr. 60: Sledované množství recirkulovaných spalin (stejné pro bod 6 i 16)

Na obr. 60 můžeme vidět hodnoty zkoumaného množství recirkulovaného EGR. Pro tuto studii bylo zvoleno množství od 0 % do 25 % recirkulovaného EGR, kdy jeden krok odpovídá 5 %. V tabulce 6 jsou pak numerické výsledky této studie pro bod 6, kdy byl předstih zážehu ponechán s originální hodnotou -13,65° před horní úvratí pro všechny zkoumané body. Z výsledků je patrné, že trend snižování měrné spotřeby paliva a účinnosti jsou sice pozitivní, ale výkon motoru klesá až skoro o 3 kW. Pozitivní výsledky jsou na druhou stranu vidět u maximální teploty během kompresního zdvihu. Rozdíl mezi stavem bez recirkulovaného EGR a maximální hodnotou 25 % je u tohoto bodu 55,82 °C. To znamená, že díky tomu se může chybějící výkon zkusit dorovnat předstihem zážehu.

Tabulka 6: Bod 6 – Sledované parametry

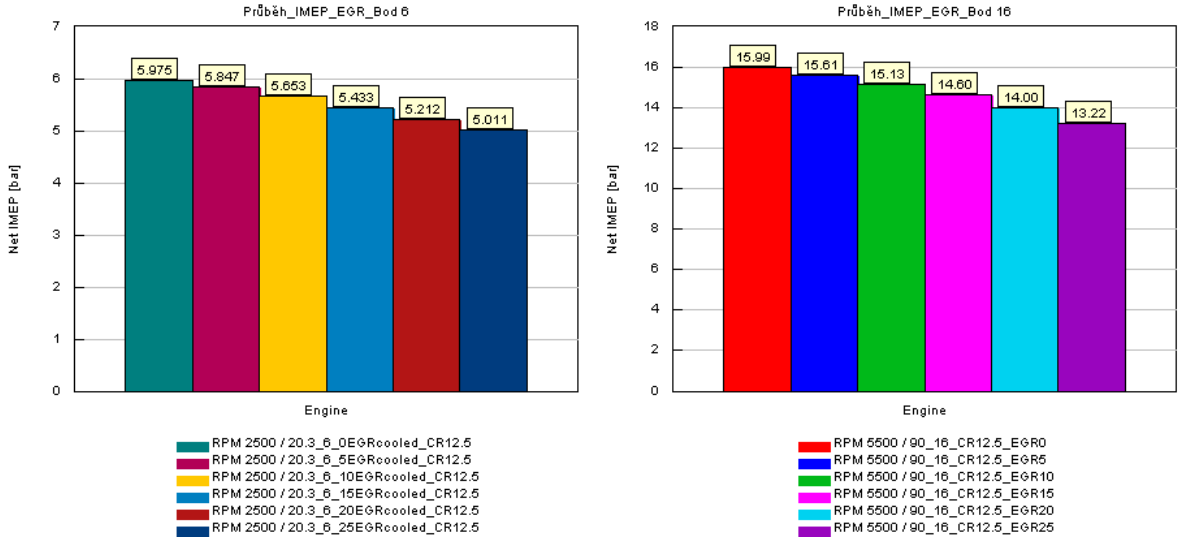
	6_bezEGR	6_5 %	6_10 %	6_15 %	6_20 %	6_25 %
Výkon [kW]	16.01	15.62	15.02	14.34	13.66	13.04
Točivý moment [Nm]	61.18	59.68	57.39	54.80	52.21	49.84
BSFC [g/kWh]	244.79	240.93	240.29	240.62	240.46	238.12
Průtok vzduchu [g/s]	15.97	15.33	14.71	14.06	13.37	12.65
EGR celkový [%]	2.43	7.87	13.84	20.08	26.55	29.84
EGR vnitřní [%]	2.43	2.87	3.84	5.08	6.55	4.84
EGR chlazený [%]	0	5	10	15	20	25
Průtok EGR [g/s]	0	0.80	1.64	2.49	3.36	4.23
Teplota EGR plynů [°C]	91.82	91.47	91.67	92.00	92.47	92.93
Účinnost motoru [%]	33.70	34.26	34.36	34.31	34.33	34.67
Teplota v horní úvrati [°C]	907.92	900.77	892.11	879.51	868.30	852.10
Tlak v horní úvrati [bar]	25.22	25.26	25.24	25.14	25.04	24.88
Maximální teplota ve válci [°C]	2078	2039	1993	1941	1883	1810
Maximální tlak ve válci [bar]	42.69	42.24	41.63	40.91	40.07	39.02
IMEP [bar]	5.97	5.84	5.65	5.43	5.21	5.01
Předstih zážehu [deg]	-13.65	-13.65	-13.65	-13.65	-13.65	-13.65

Stejné trendy jako pro bod 6 jsou vidět i na bodě 16. Tady je pokles výkonu až o 18,68 kW. Benefitem může být pokles maximální teploty při kompresním zdvihu o 37,71 °C.

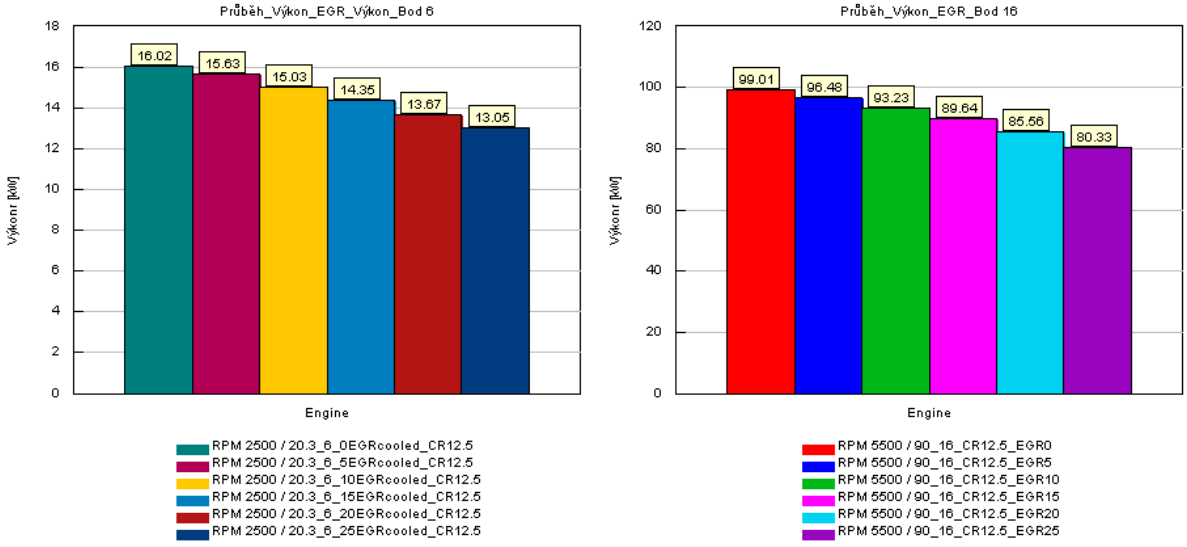
Tabulka 7: Bod 16 – Závislost množství recirkulovaných spalin na sledovaných parametrech

	16_bezEGR	16_5%	16_10%	16_15%	16_20%	16_25%
Výkon [kW]	99.01	96.48	93.23	89.64	85.56	80.33
Točivý Moment [Nm]	171.91	167.51	161.87	155.63	148.56	139.47
BSFC [g/kWh]	223.53	220.18	217.46	215.40	213.49	211.73
Průtok vzduchu [g/s]	90.03	86.49	82.64	78.71	74.53	69.42
EGR celkový [%]	0.25	5.26	10.20	15.22	20.22	24.10
EGR vnitřní [%]	0.25	0.26	0.2	0.22	0.22	0.2
EGR chlazený [%]	0	5	10	15	20	25
Průtok EGR [g/s]	0.00	4.58	9.22	13.98	18.78	23.09
Teplota EGR plynů [°C]	98.53	99.95	103.14	108.41	117.72	183.55
Účinnost motoru [%]	36.94	37.50	37.97	38.33	38.68	39.00
Teplota v horní úvrati [°C]	805.90	792.55	782.93	770.09	760.85	768.19
Tlak v horní úvrati [bar]	51.40	51.07	50.83	50.34	49.98	49.53
Maximální teplota ve válci [°C]	2330.77	2275.26	2209.29	2141.33	2070.73	2020.20
Maximální tlak ve válci [bar]	100.71	98.95	96.71	94.25	91.60	88.14
IMEP [bar]	15.99	15.61	15.13	14.60	14.00	13.22
Předstih zážehu [deg]	-14.65	-14.65	-14.65	-14.65	-14.65	-14.65

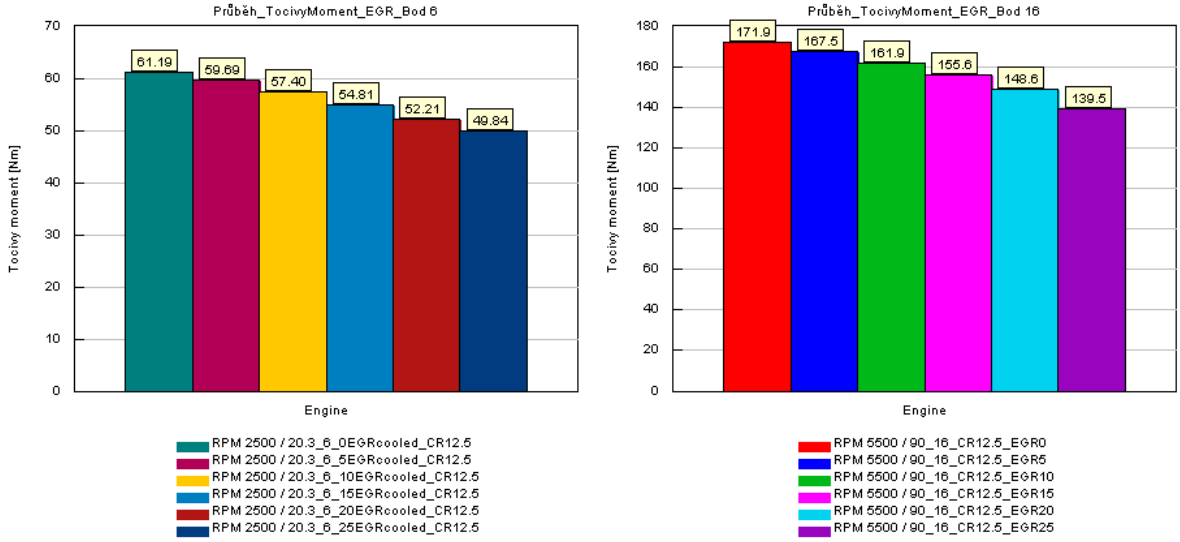
Pro přehlednost byly sledované parametry vykresleny i v grafech (obr. 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68).



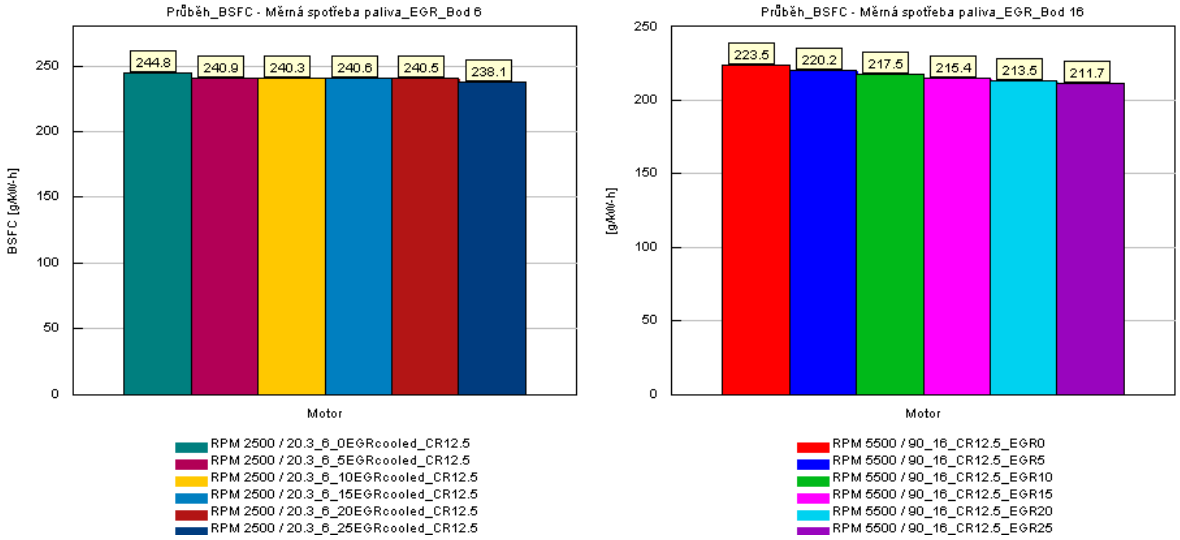
Obr. 61: Závislost množství recirkulovaných spalin na středním efektivním tlaku



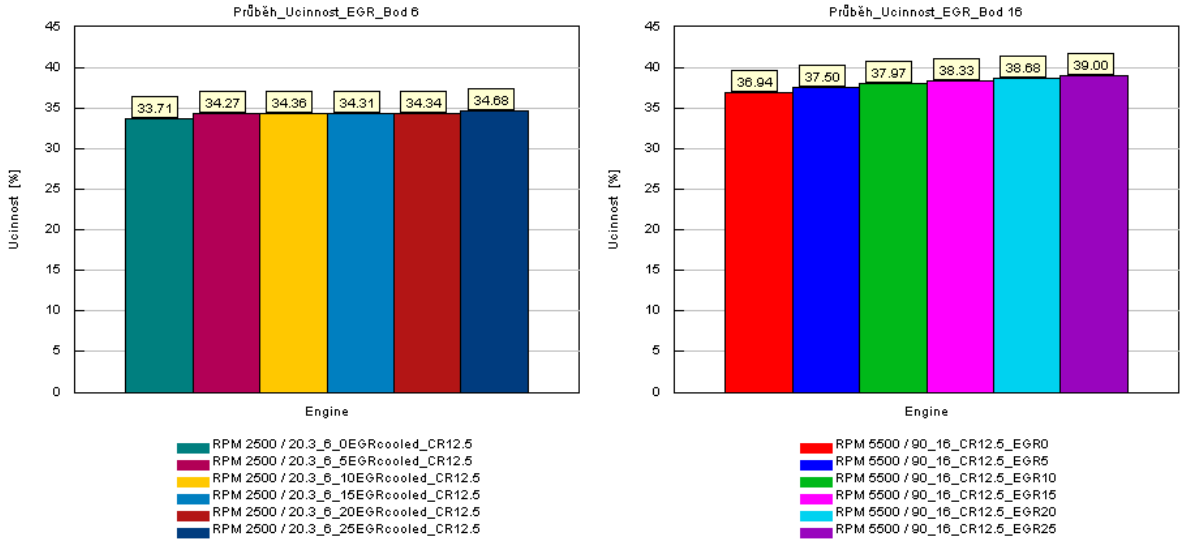
Obr. 62: Závislost množství recirkulovaných spalin na výkonu



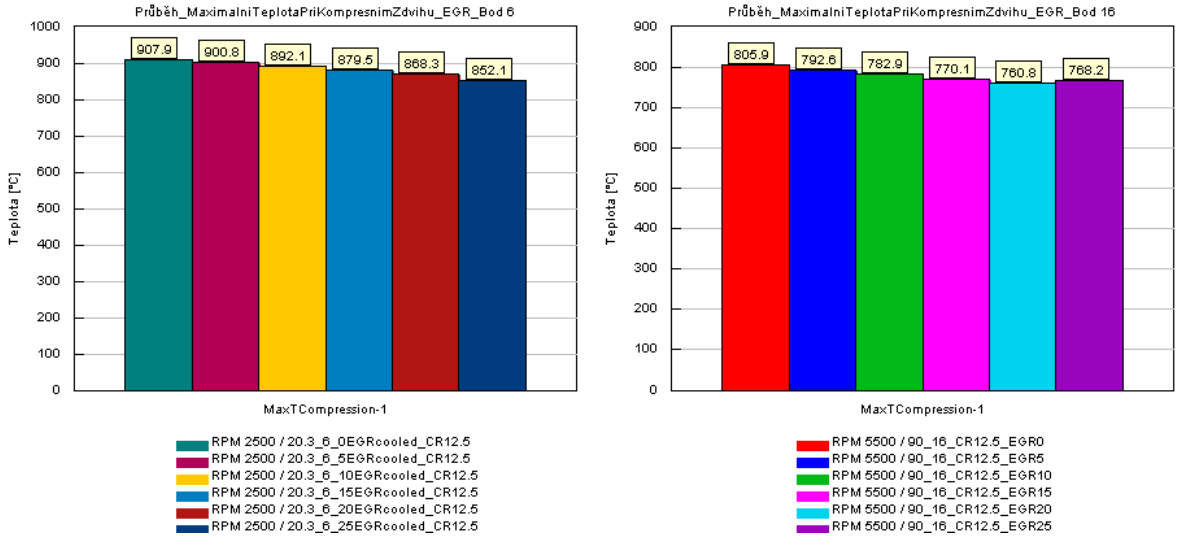
Obr. 63: Závislost množství recirkulovaných spalin na točivém momentu



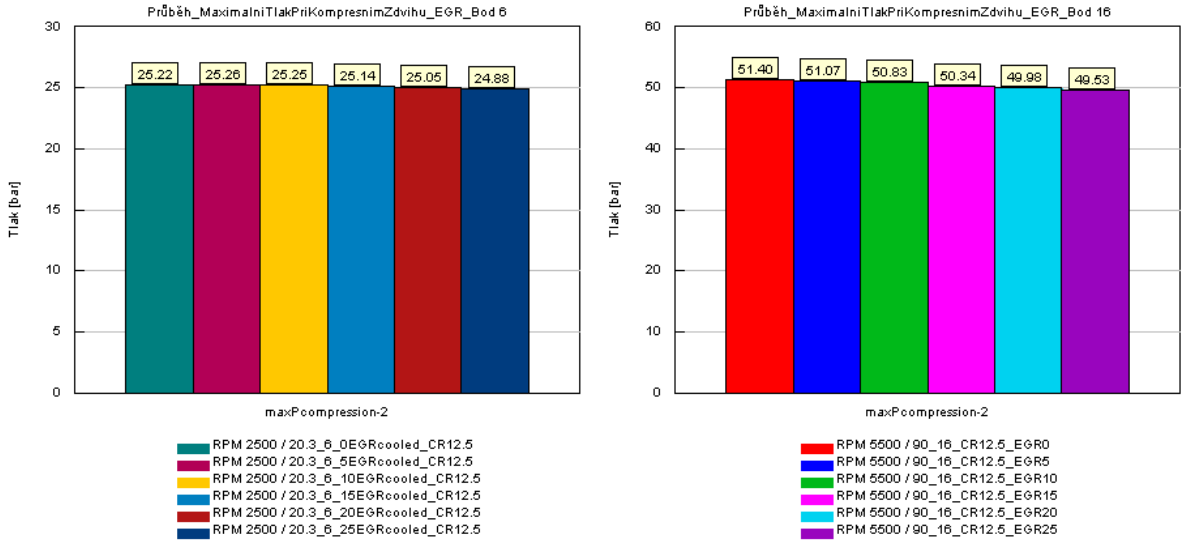
Obr. 64: Závislost množství recirkulovaných spalin na měrné spotřebě paliva



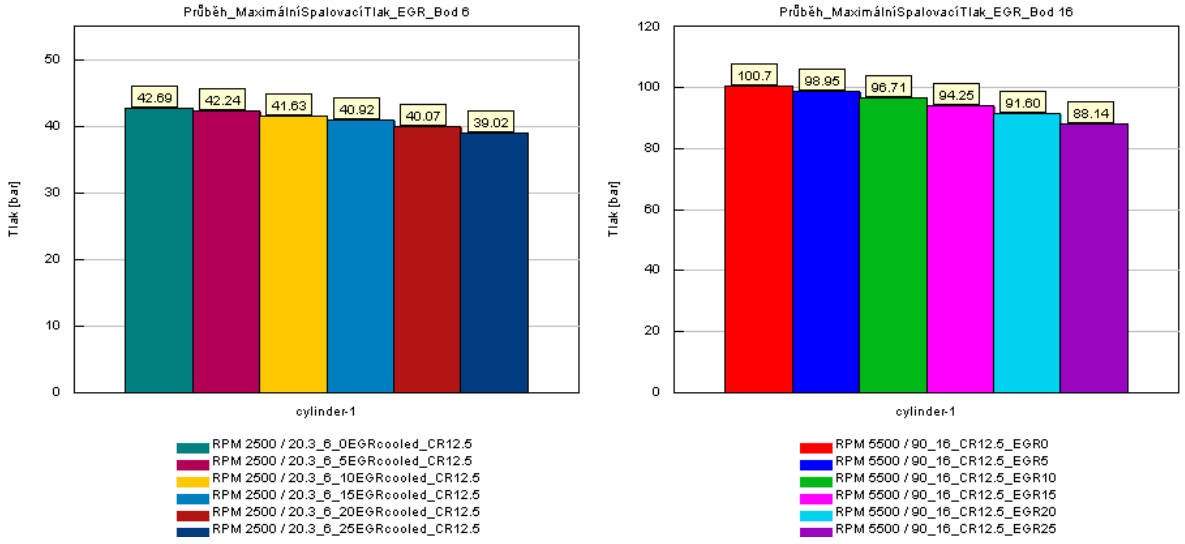
Obr. 65: Závislost množství recirkulovaných spalin na účinnosti



Obr. 66: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximální kompresní teplotě



Obr. 67: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním kompresním tlaku



Obr. 68: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním spalovacím tlaku

4.3.2 ZÁVISLOST MNOŽSTVÍ RECIRKULOVANÝCH SPALIN NA SLEDOVANÉ PARAMETRY – OPTIMALIZACE PŘEDSTIHU ZÁŽEHU

Z výsledků kapitoly 4.3.1 je zřejmé, že vliv množství EGR má pozitivní vliv na měrnou spotřebu paliva a účinnost, ale výkon nám znatelně klesá. Maximální účinnost motoru je přímo závislá na schopnostech motoru odolávat klepání. Tato teorie řízení spalování je vysvětlena v kapitole 2. Model motoru s EGR by měl pomoci s ochlazováním směsi během spalování, umožnit tím větší předstih zážehu, a tím zvýšit účinnost motoru. Tato hypotéza byla zkoumána na modelu, kdy se zkoumal systém EGR a jako proměnná byl zvolen průtok EGR a časování předstihu zážehu. Výhodou tohoto důvodu užití EGR je, že se na motoru nemusí dělat žádné fyzické zásahy jako je upravování geometrie spalovacího prostoru. Nevýhodou je nízký vliv na účinnost motoru vzhledem ke komplexitě systému EGR.

Tabulka 8: Bod 6 – Závislost množství recirkulovaných spalin na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu

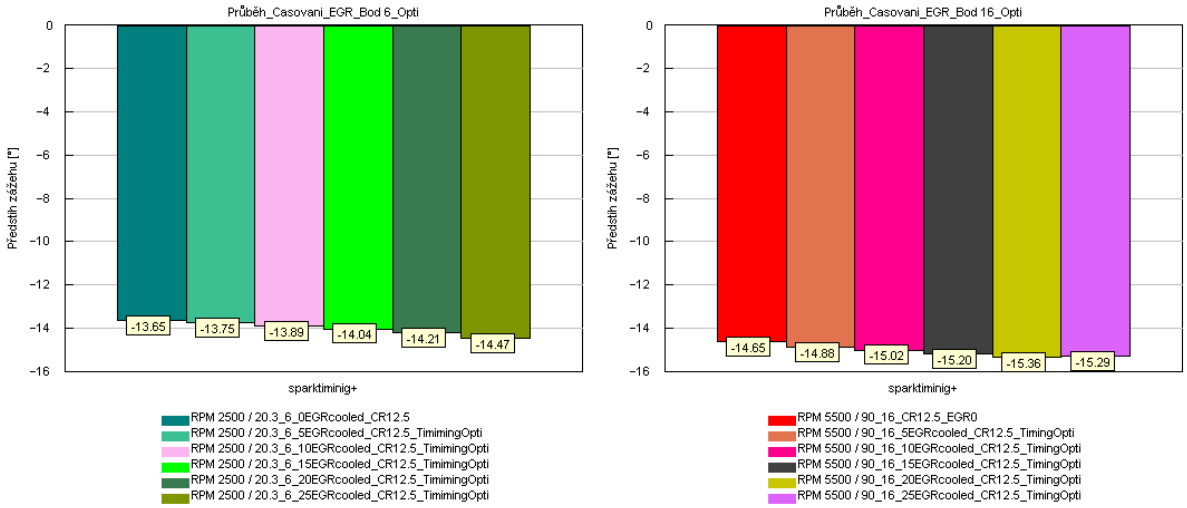
	6_bezEGR	6_5 %	6_10 %	6_15 %	6_20 %	6_25 %
Výkon [kW]	16.01	15.63	15.02	14.35	13.66	13.04
Točivý moment [Nm]	61.18	59.69	57.39	54.80	52.19	49.81
BSFC [g/kWh]	244.79	240.98	240.40	240.78	240.70	238.47
Průtok vzduchu [g/s]	15.97	15.34	14.72	14.07	13.38	12.66
EGR celkový [%]	2.43	7.87	13.84	20.07	26.53	29.82
EGR vnitřní [%]	2.43	2.87	3.84	0.07	6.53	4.82
EGR chlazený [%]	0	5	10	15	20	25
Průtok EGR [g/s]	0	0.81	1.64	2.49	3.36	4.23
Teplota EGR plynů [°C]	91.82	91.47	91.67	92.01	92.48	92.94
Účinnost motoru [%]	33.70	34.26	34.35	34.29	34.31	34.63
Teplota v horní úvrati [°C]	907.92	908.47	909.18	910.08	909.06	910.30
Tlak v horní úvrati [bar]	25.22	25.43	25.63	25.83	25.97	26.21
Maximální teplota ve válci [°C]	2078	2039.98	1995.56	1944.69	1887.69	1817.16
Maximální tlak ve válci [bar]	42.69	42.37	41.92	41.36	40.70	39.91
IMEP [bar]	5.97	5.85	5.65	5.43	5.21	5.01
Předstih zážehu [deg]	-13.65	-13.75	-13.89	-14.04	-14.21	-14.47

Tabulka 9: Bod 16 – Závislost množství recirkulovaných spalin na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu

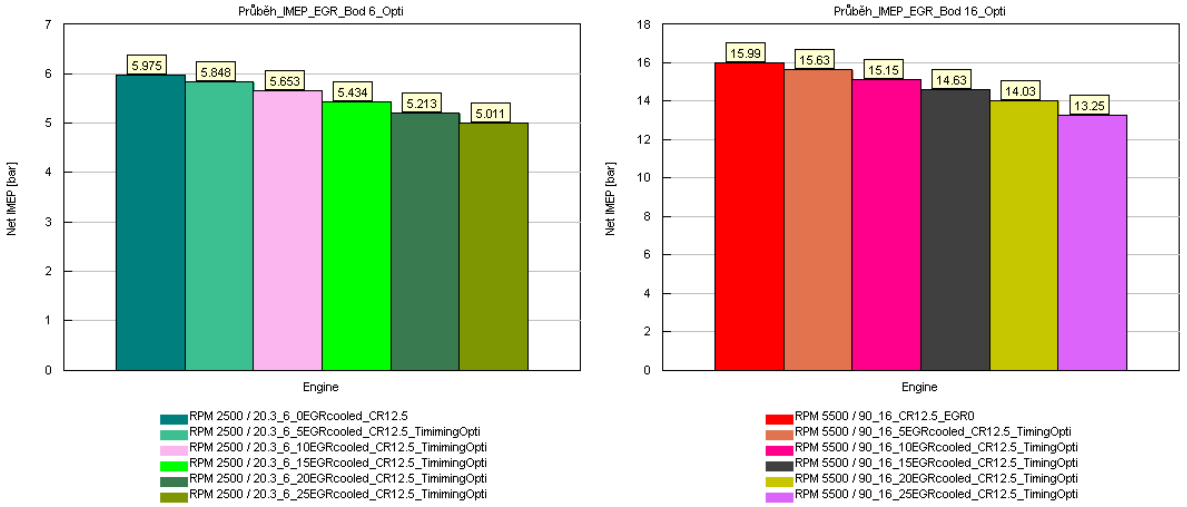
	16_bezEGR	16_5%	16_10%	16_15%	16_20%	16_25%
Výkon [kW]	99.01	96.56	93.33	89.78	85.72	80.49
Točivý Moment [Nm]	171.91	167.64	162.05	155.88	148.84	139.74
BSFC [g/kWh]	223.53	220.05	217.26	215.13	213.16	211.45
Průtok vzduchu [g/s]	90.03	86.51	82.67	78.73	74.57	69.45
EGR celkový [%]	0.25	5.26	10.20	15.22	20.22	24.08
EGR vnitřní [%]	0.25	0.26	0.20	0.22	0.22	0.21
EGR chlazený [%]	0	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25
Průtok EGR [g/s]	0.00	4.58	9.22	13.98	18.79	23.08
Teplota EGR plynů [°C]	98.53	99.93	103.13	108.32	117.71	183.39
Účinnost motoru [%]	36.94	37.52	38.01	38.38	38.74	39.05
Teplota v horní úvrati [°C]	805.90	808.46	804.54	806.20	806.16	804.56
Tlak v horní úvrati [bar]	51.40	51.85	51.88	52.11	52.20	51.29
Maximální teplota ve válci [°C]	2330.77	2277.63	2212.59	2146.27	2077.15	2026.35
Maximální tlak ve válci [bar]	100.71	99.66	97.80	95.83	93.56	89.88
IMEP [bar]	15.99	15.63	15.15	14.63	14.03	13.25
Předstih zážehu [deg]	-14.65	-14.88	-15.02	-15.20	-15.36	-15.29

U tohoto modelu byla tedy provedena parametrická optimalizace předstihu zážehu, kdy limitním faktorem byla maximální teplota při kompresním zdvihu. Z výsledků tabulky 8 je patrné, že tato optimalizace, kdy se předstih zážehu mohl posunout o 0,82° pro bod 6 a o 0,64° pro bod 16, měla pro bod 6 v podstatě neměřitelný vliv. Obdobná situace se opakuje i pro bod 16. Viz tabulka 9.

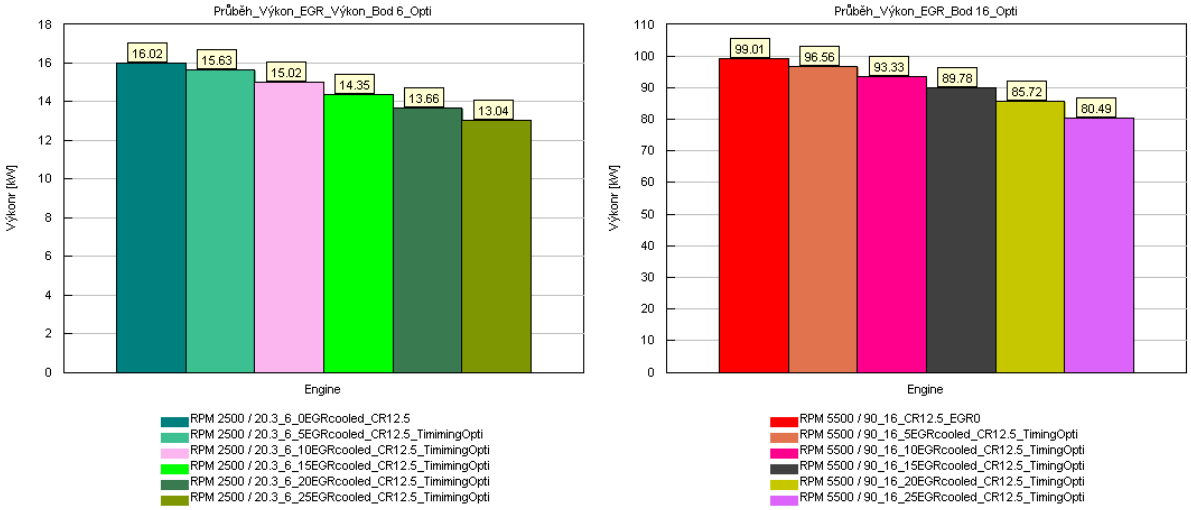
Pro přehlednost byly sledované parametry vykresleny i v grafech (obr. 69, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77).



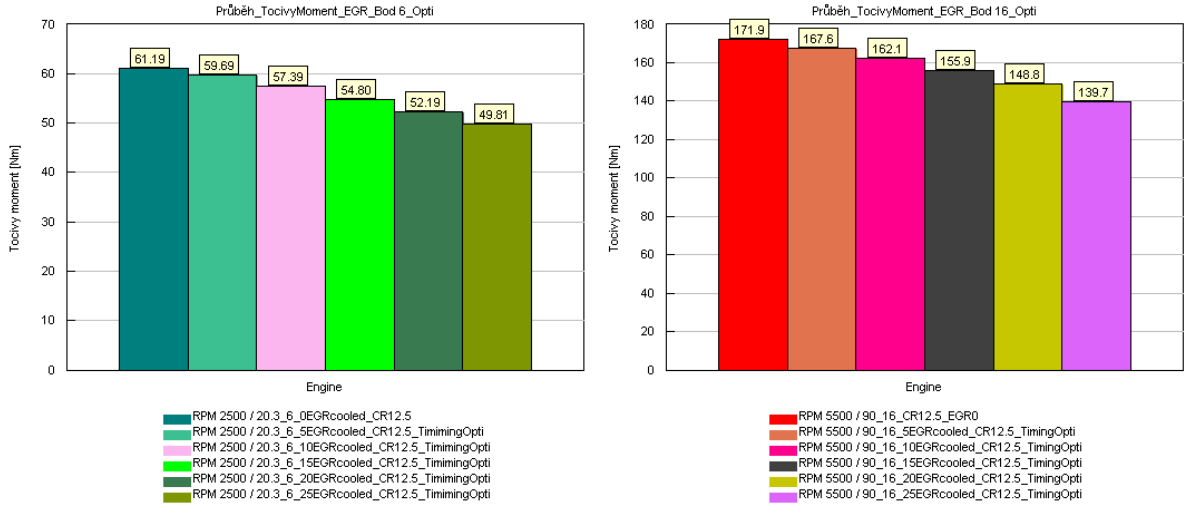
Obr. 69: Závislost množství recirkulovaných spalin na předstihu zážehu



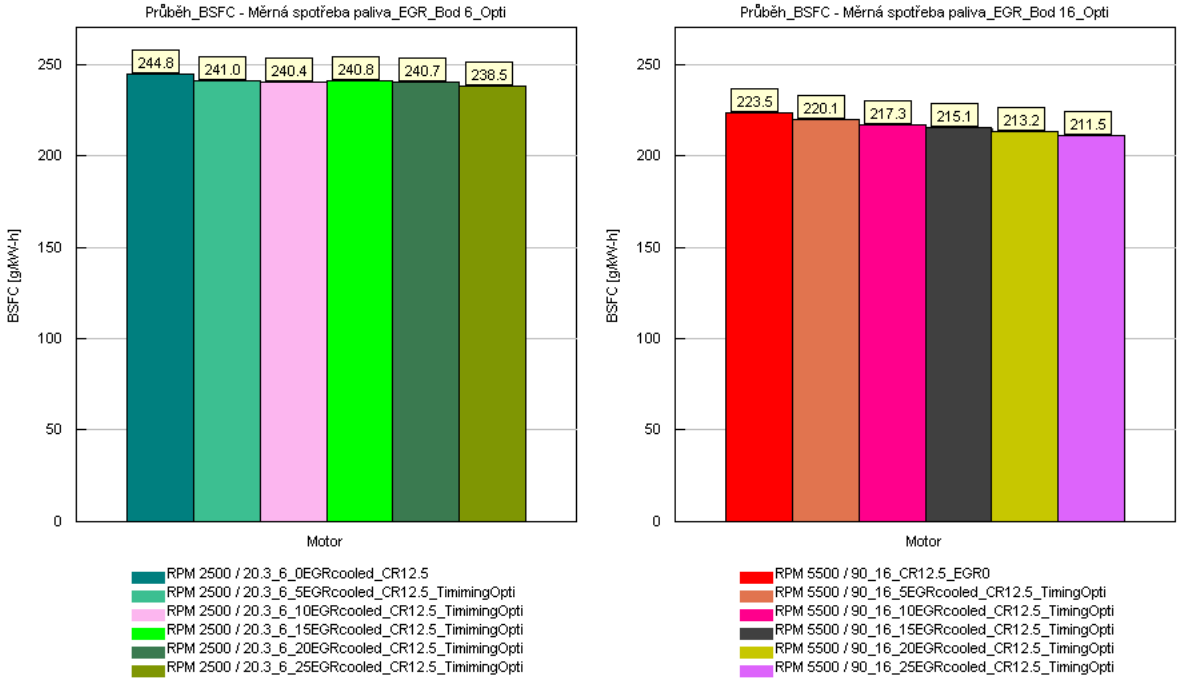
Obr. 70: Závislost množství recirkulovaných spalin na měrném efektivním tlaku – optimalizovaný předstih zážehu



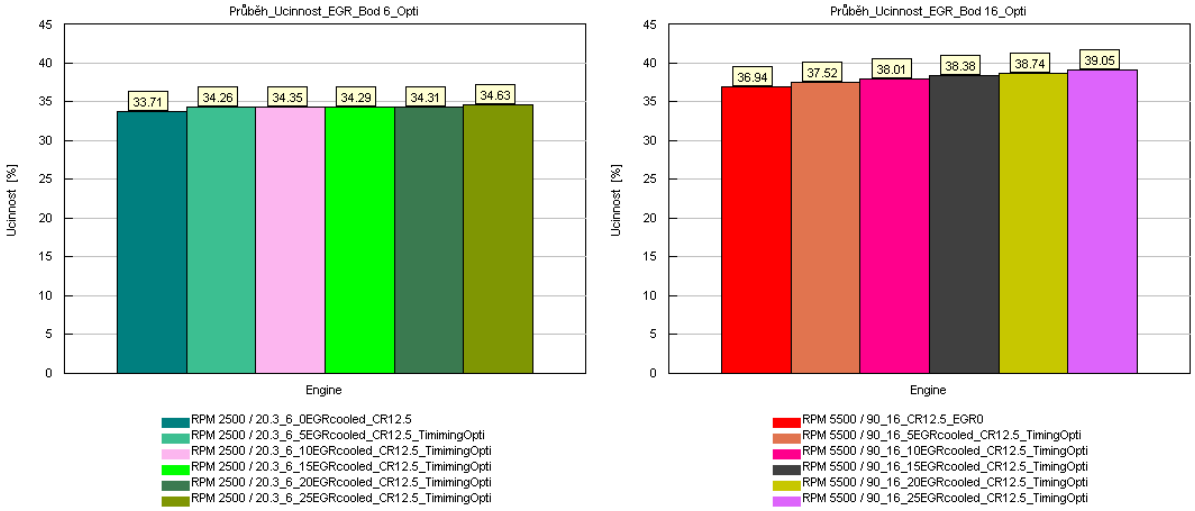
Obr. 71: Závislost množství recirkulovaných spalin na výkonu – optimalizovaný předstih zážehu



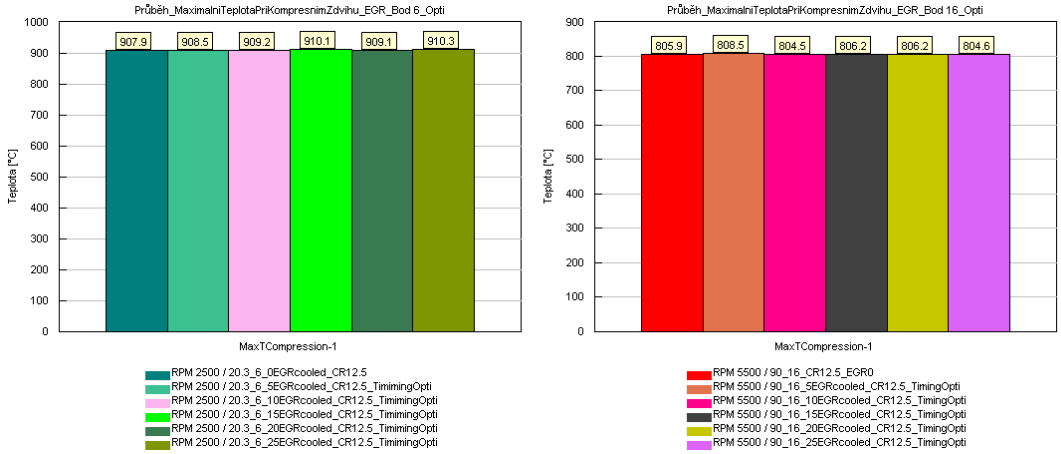
Obr. 72: Závislost množství recirkulovaných spalin na točivém momentu – optimalizovaný předstih zážehu



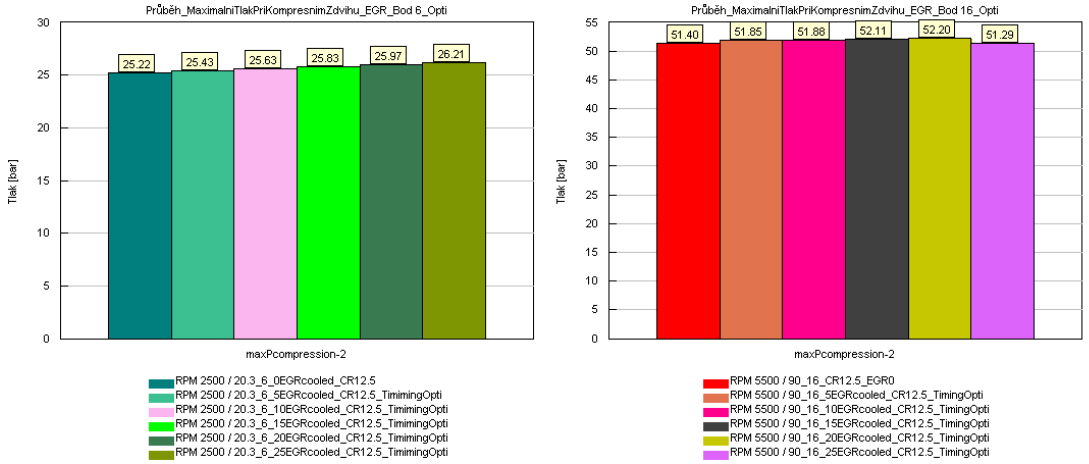
Obr. 73: Závislost množství recirkulovaných spalin na měrné spotřebě paliva – optimalizovaný předstih zážehu



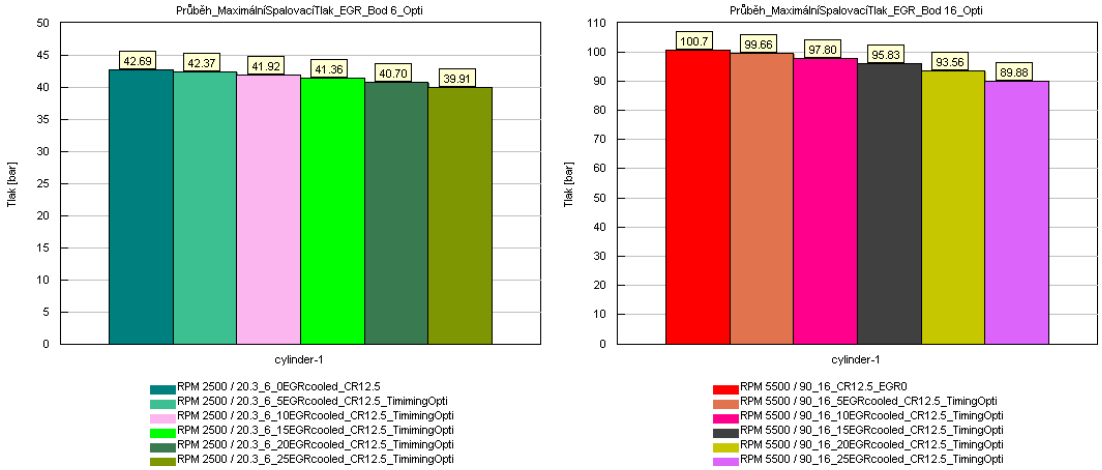
Obr. 74: Závislost množství recirkulovaných spalin na účinnosti motoru – optimalizovaný předstih zážehu



Obr. 75: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximální kompresní teplotě – optimalizovaný předstih zážehu



Obr. 76: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním kompresním tlaku – optimalizovaný předstih zážehu



Obr. 77: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním spalovacím tlaku – optimalizovaný předstih zážehu

4.3.3 VYUŽITÍ EGR PRO REDUKCI KLEPÁNÍ MOTORU

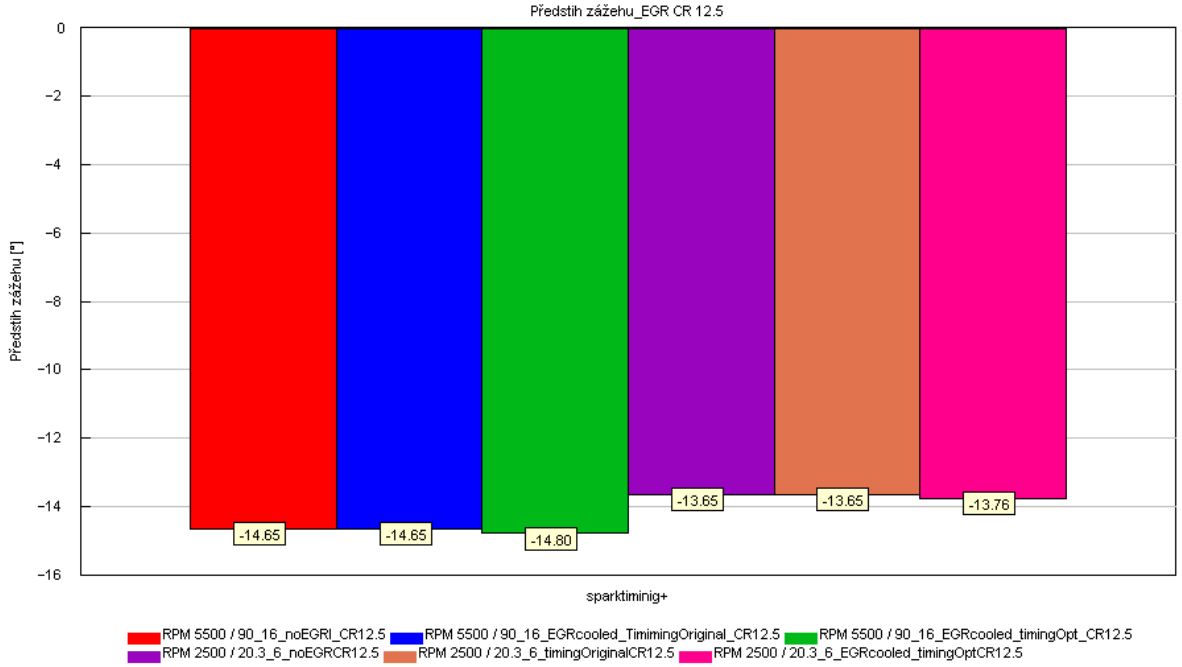
Z hlediska komplexního rozboru vlivu recirkulace EGR byl proveden detailnější rozbor parametrů pro bod 6 a 16, kdy hodnota průtoku EGR byla u této simulace zvolena konzervativně na hodnotu 5 % průtoku vůči čerstvému stlačenému vzduchu v sání. Tato hodnota by měla zaručovat, že motor nebude mít problémy s vynecháním zápalu v důsledku nevhodného promísení směsi kolem zapalovací svíčky a zároveň by měl být vidět trend ve smyslu použití systému EGR u přeplňovaného zážehového motoru. Limitním faktorem byla opět maximální teplota při kompresním zdvihu jako v kapitole 4.3.2.

Tabulka 10: Vliv chlazeného EGR na sledované parametry

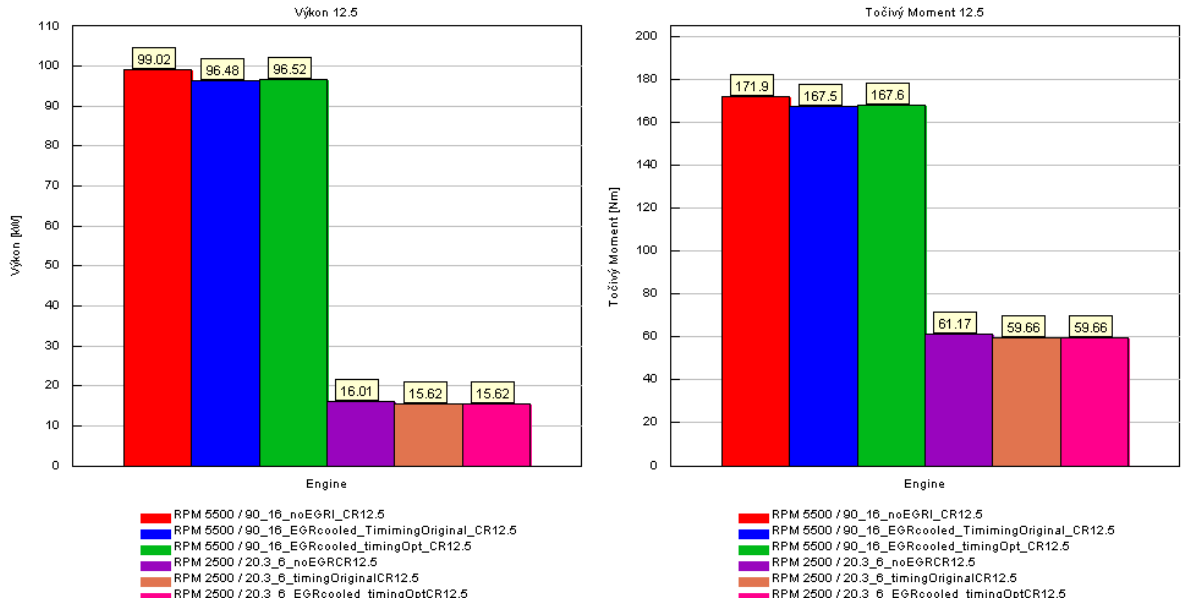
	6_1	6_EGR_1	6_EGR_2	16_1	16_ EGR_1	16_ EGR_2
Výkon [kW]	16.01	15.62	15.62	99.02	96.48	96.53
Točivý moment [Nm]	61.16	59.66	59.66	171.92	167.51	167.60
BSFC [g/kWh]	244.92	241.09	241.14	223.54	220.19	220.10
Průtok vzduchu [g/s]	15.98	15.34	15.34	90.03	86.50	86.51
Tlak v sání [bar]	2.45	7.89	7.89	0.25	5.26	5.26
EGR celkový [%]	2.45	2.89	2.89	0.25	0.26	0.26
EGR vnitřní [%]	0.00	5.00	5.00	0.00	5.00	5.00
EGR chlazený [%]	0.00	0.81	0.81	0.00	4.58	4.58
Průtok EGR [g/s]	N/A	91.55	91.55	N/A	100.31	100.30
Teplota EGR plynů [°C]	N/A	91.47	91.48	N/A	100.69	100.68
Účinnost motoru [%]	33.73	34.35	34.35	36.95	37.52	37.54
Teplota v horní úvrati [°C]	908.89	902.20	909.47	803.36	791.20	803.58
Tlak v horní úvrati [bar]	25.24	25.29	25.45	51.28	51.01	51.61
Maximální teplota ve válci [°C]	2078.42	2039.58	2040.41	2330.76	2275.16	2276.90
Maximální tlak ve válci [bar]	42.69	42.24	42.38	100.72	98.96	99.40
IMEP [bar]	5.97	5.84	5.84	15.98	15.61	15.62
Předstih zážehu [deg]	-13.65	-13.65	-13.76	-14.65	-14.65	-14.80

Z hlediska točivého momentu a výkonu model s EGR systémem (6_EGR_1, 16_EGR_1) očekávatelně zaostává za modelem bez EGR systému (6_1, 16_1). Systém s EGR není nijak optimalizovaný, a hlavně díky nižšímu průtoku čerstvého vzduchu, který se dostane do spalovacího prostoru, není ani dostatek kyslíku pro využití paliva na stechiometrickou směs. U měrné spotřeby paliva lze sledovat zlepšení u modelu s EGR. Důvodem je, že přidání EGR vytěsní část čerstvého vzduchu. To snižuje množství možného vstřikovaného paliva, protože je méně čerstvého vzduchu ve spalovacím prostoru. Tento efekt (méně paliva) zlepší účinnost (nižší BSFC). Méně paliva samozřejmě uvolňuje méně energie ve válci a má za následek nižší točivý moment. Tento efekt (menší točivý moment) však sníží účinnost. Protože však EGR stále zabírá objem ve válci a během expanzního zdvihu se rozpíná, převažuje vliv poklesu spotřebovaného paliva nad poklesem točivého momentu, takže celková účinnost stoupá. S přibývajícím množství recirkulovaný plynů EGR se tento efekt může snížit. Nakonec až do bodu, kdy bude ve spalovacím prostoru tolik EGR, že dojde k zředění směsi v takovém

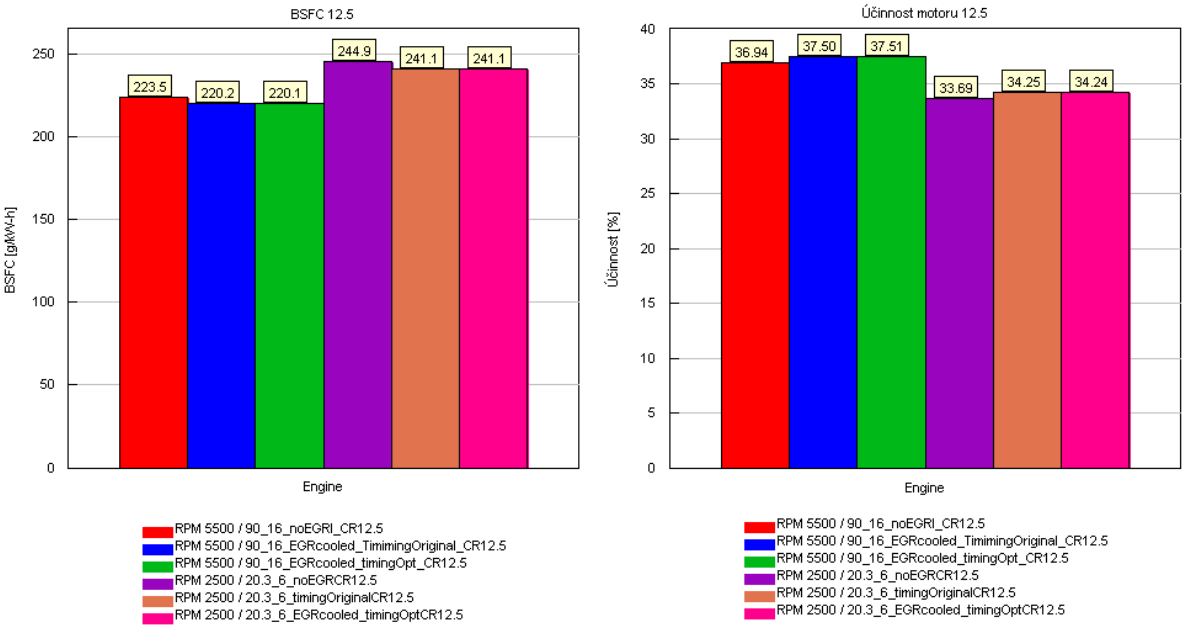
množství, kdy sníží trend zvyšování celkové účinnosti, a nakonec nemusí dojít ani k zápalu směsi.



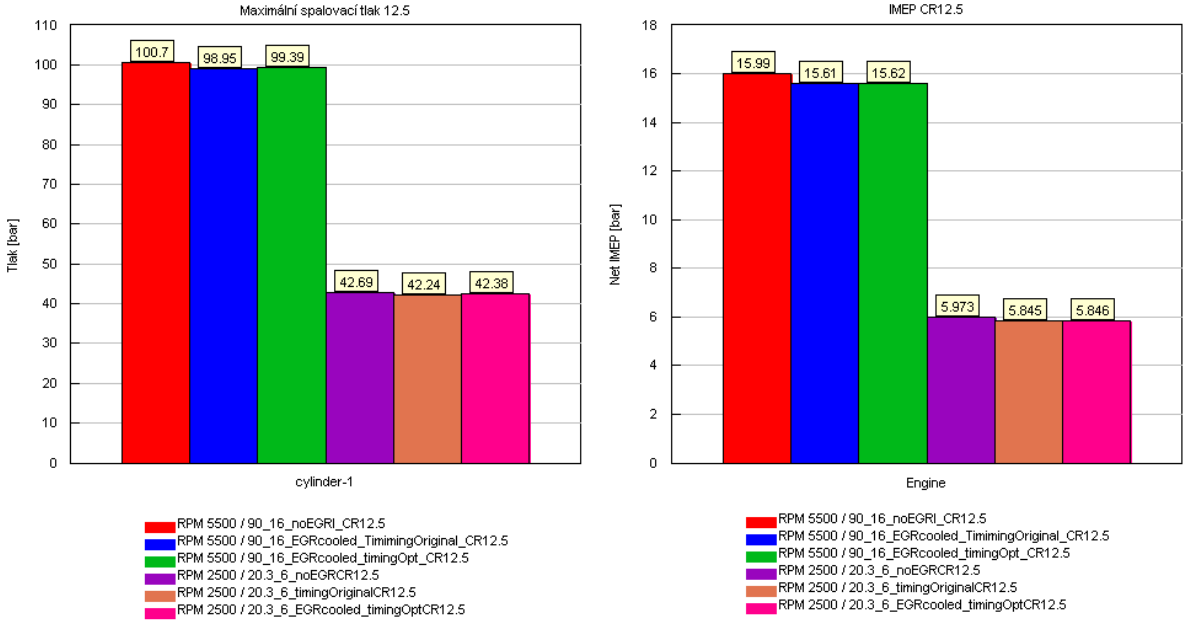
Obr. 78: Předstih zážehu



Obr. 79: Výkon a točivý moment



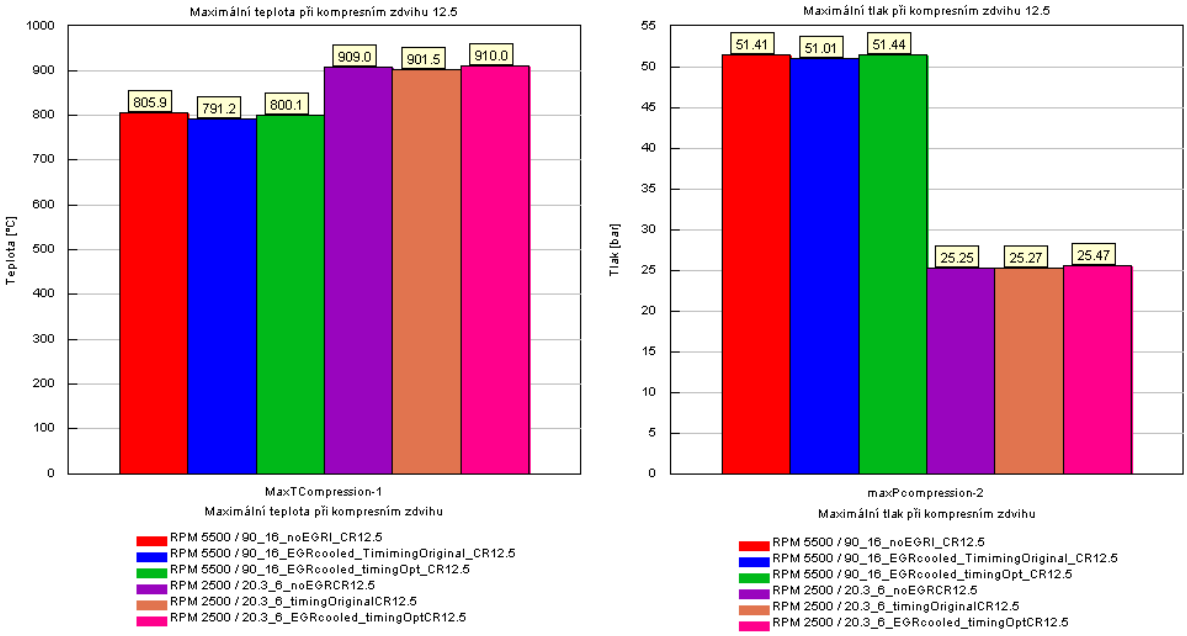
Obr. 80: Měrná spotřeba paliva a účinnost motoru



Obr. 81: Maximální spalovací tlak a střední efektní tlak

Z hlediska kritéria klepání (maximální teploty v horní úvrati při kompresním zdvihu) lze pozorovat, že propad této teploty je jen 22 °C pro bod 16 a 8,8 °C pro bod 6 (obr. 82). Předstih zážehu se mohl posunout jen tak, aby se tato teplota kompenzovala. To je jen 0,3° klikové hřídele pro bod 6_EGR_2 a 0,08° pro bod 16_EGR_2 (obr. 78). V praxi to jsou v podstatě zanedbatelné hodnoty. Nicméně i tato malá změna má viditelný vliv na účinnost a měrnou spotřebu paliva (obr. 80). Je tu tedy reálná možnost, že na motoru, který by byl osazen senzorem klepání, by se naměřily optimističtější výsledky sledovaných parametrů (obr. 79 a 81).

Z hlediska systému EIVC (předčasné zavírání sacích ventilů), který byl představen v kapitole 2, je zajímavé sledovat množství recirkulovaného EGR. Jak bylo při analýze změřených dat z experimentu předjímáno, tak v bodě 6 dochází k vnitřnímu EGR o hodnotě 2,95 %. Pokud přidáme ještě 5 % průtoku skrze externí (chlazenou) větev, tak máme celkově v modelu 8,53 % EGR. To znamená 5 % chlazený EGR a 3,53 % vnitřní EGR.



Obr. 82: Maximální teplota a tlak při kompresním zdvihu

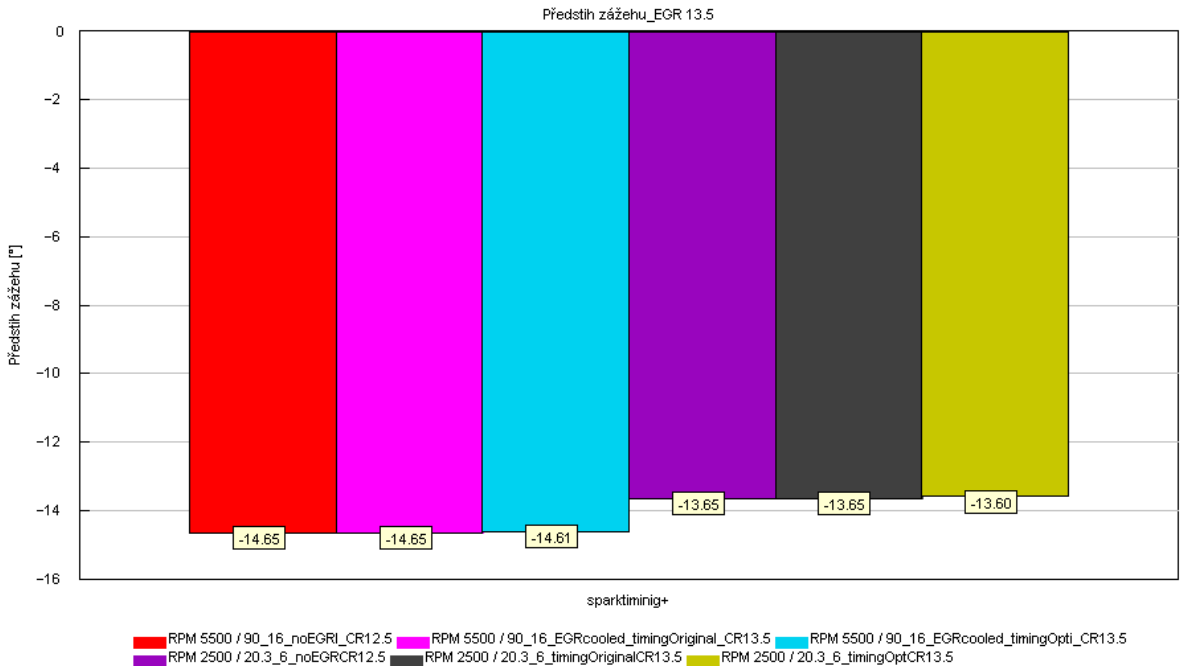
4.3.4 VYUŽITÍ EGR PRO ZVÝŠENÍ ÚČINNOSTI VLIVEM ZVĚTŠENÍ KOMPRESNÍHO POMĚRU

V kapitole dvě je zmíněna závislost teploty spalování na kompresním poměru. Čím vyšší kompresní poměr, tím i větší teplota spalování. Chlazený EGR plyn tuto teplotu spalování redukuje, kdy část tepelné energie během spalování pojme právě tento inertní plyn EGR, a tím se může zvýšit kompresní poměr, a tedy i účinnost motoru. Pro prověření této hypotézy byl použit stejný postup jako v přechozí kapitole. Limitem byla zvolena maximální teplota v horní úvrati při kompresním zdvihu (obr. 87), v modelu se zvětšil kompresní poměr ze sériové hodnoty 12,5 na 13,5 a jako proměnná byl opět stanoven předstih zážehu.

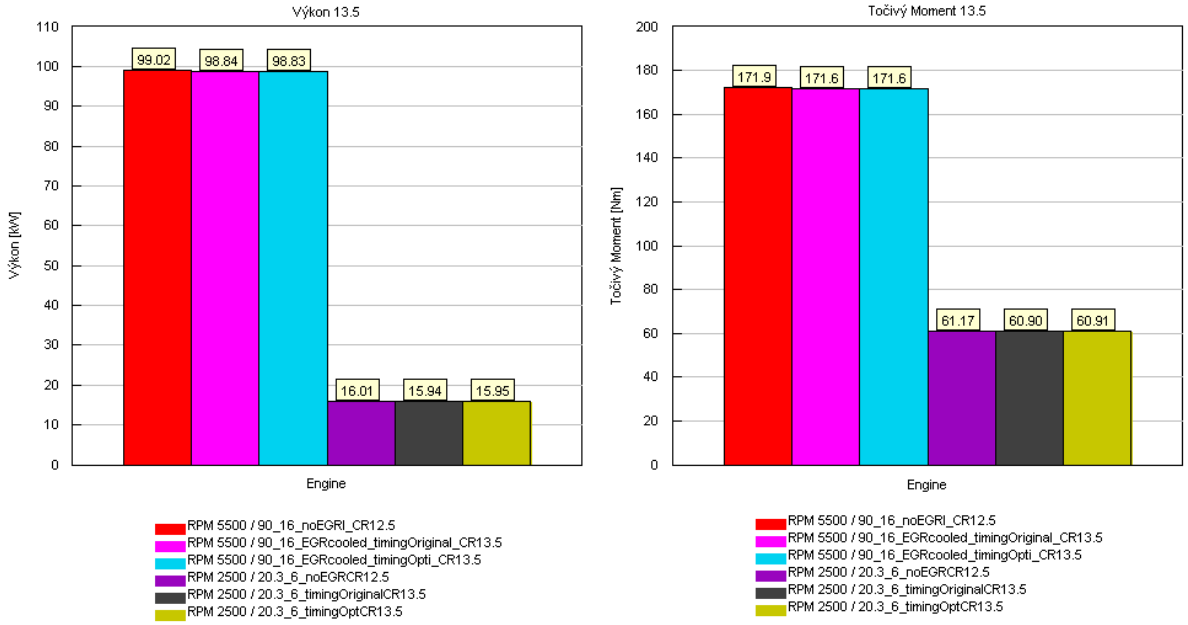
Z tabulky 11 lze pozorovat, že z hlediska kritéria klepání byl předstih zážehu posunut jen o 0,03° klikové hřídele pro bod 6_CR13.5_EGR_2 a pro bod 16_CR13.5_EGR_2 byl předstih dokonce snížen o 0,06° (obr. 83), což jsou opět velmi zanedbatelné hodnoty. Nicméně díky většímu kompresnímu poměru model dosahoval podobných výkonových charakteristik jako model bez EGR (obr. 84 a 86), za to s nižší měrnou spotřebou a vyšší účinností (obr. 85). U bodu 6_CR13.5_EGR_2 se měrná spotřeba paliva snížila o 2,1 % a u bodu 16_CR13.5_EGR_2 dokonce o 3,46 %. Jak již bylo zmíněno výše, díky konzervativní metodě řízení je i u modelu s kompresním poměr 13,5 reálná možnost, že na motoru, který by byl osazen senzorem klepání, by se výsledky naměřily optimističtější.

Tabulka 11: Vliv změny kompresního poměru na sledované parametry

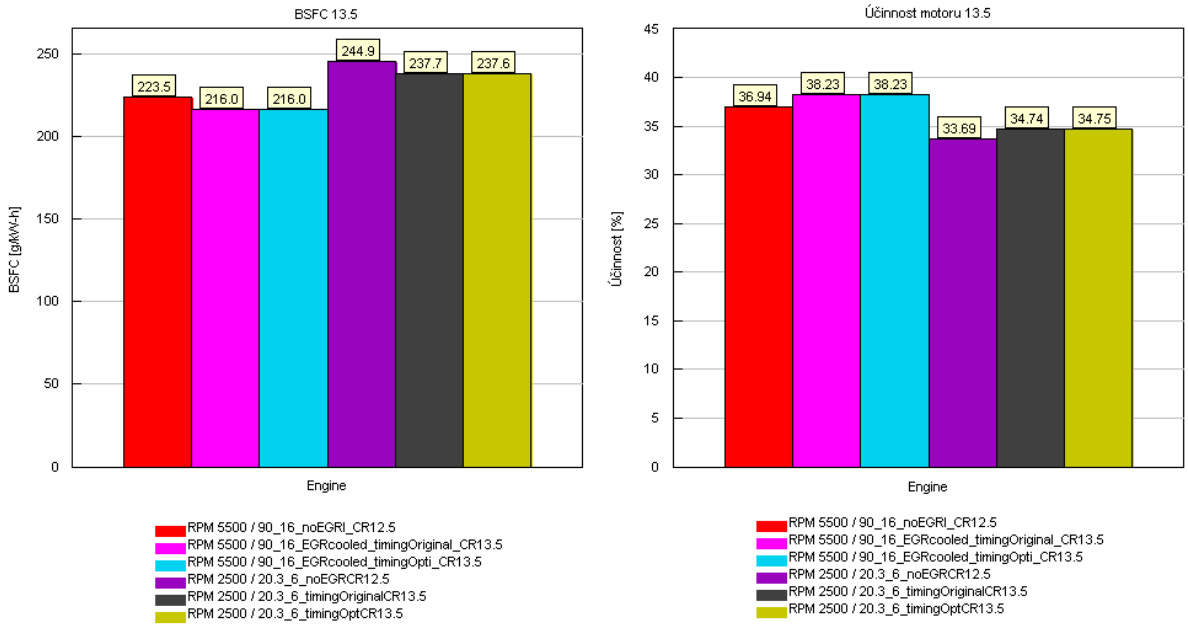
	6_bezEGR	6_CR13.5_EGR_2	16_bezEGR	16_CR13.5_EGR_2
Výkon [kW]	16.01	15.95	99.02	98.83
Točivý moment [Nm]	61.16	60.91	171.92	171.59
BSFC [g/kWh]	244.92	237.63	223.54	215.98
Průtok vzduchu [g/s]	15.98	15.44	90.03	86.92
EGR celkový [%]	2.45	7.80	0.25	5.26
EGR vnitřní [%]	2.45	2.80	0.25	0.26
EGR chlazený [%]	0.00	5.00	0.00	5.00
Průtok EGR [g/s]	0.00	0.81	0.00	4.60
Teplota EGR plynů [°C]	N/A	91.55	N/A	100.28
Účinnost motoru [%]	33.69	34.75	36.94	38.23
Teplota v horní úvrati [°C]	908.89	908.54	803.36	804.13
Tlak v horní úvrati [bar]	25.24	27.74	51.28	56.31
Maximální teplota ve válci [°C]	2078.4163	2034.016	2330.7632	2271.3186
Maximální tlak ve válci [bar]	42.69135	45.521656	100.7221	106.29237
IMEP [bar]	5.97	5.96	15.98	15.98
Předstih zážehu [deg]	-13.65	-13.595	-14.65	-14.612



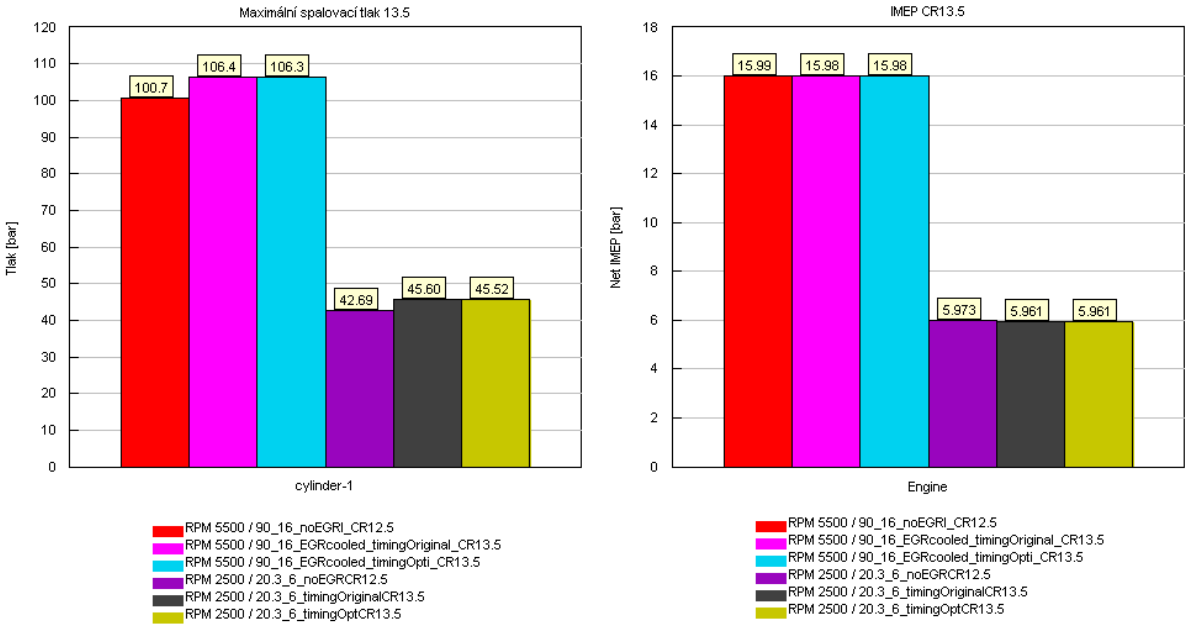
Obr. 83: Kompresní poměr – Předstih zážehu



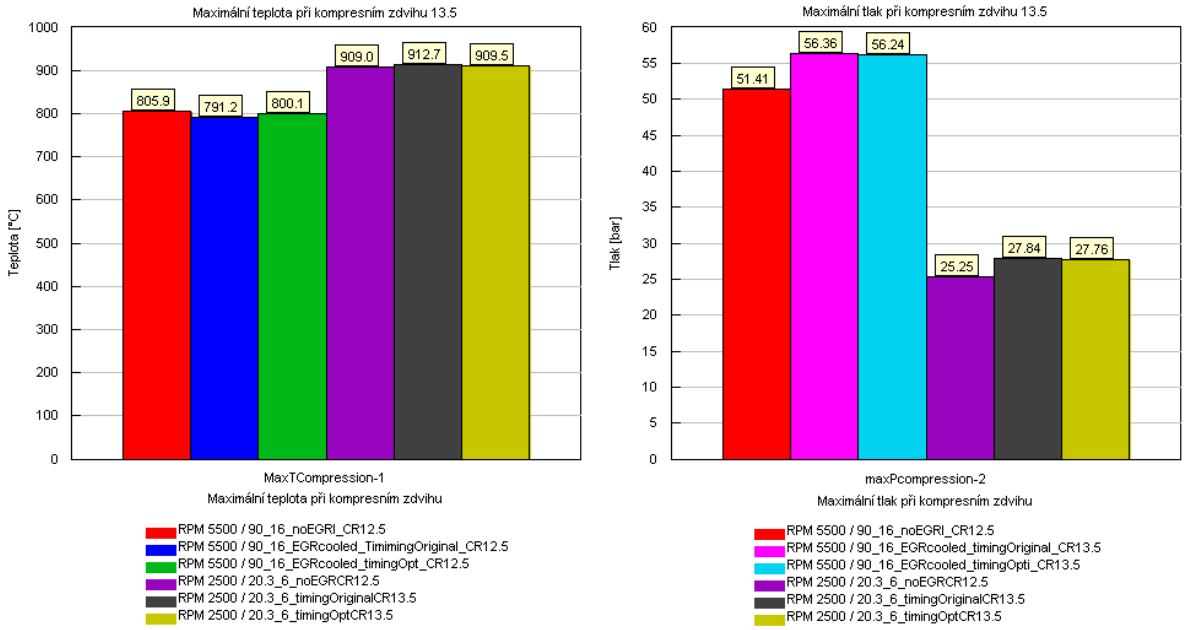
Obr. 84: Kompresní poměr – Výkon a točivý moment



Obr. 85: Kompresní poměr – Měrná spotřeba paliva a účinnost motoru

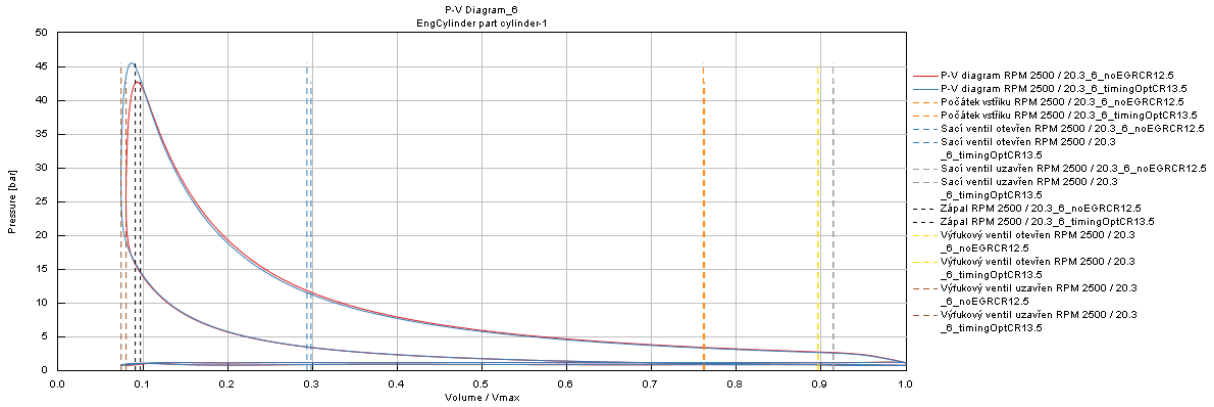


Obr. 86: Kompresní poměr – Maximální spalovací tlak a střední efektivní tlak

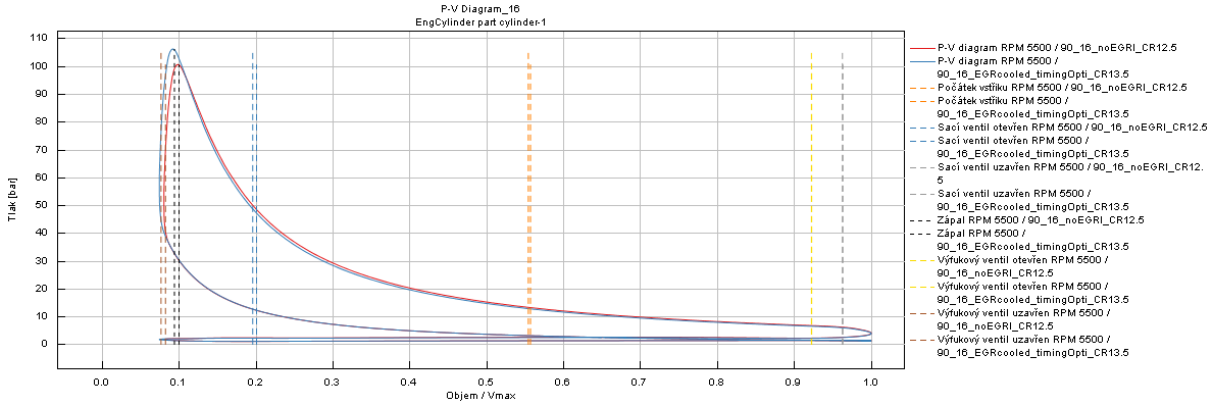


Obr. 87: Kompresní poměr – Maximální teplota a tlak při kompresním zdvihu

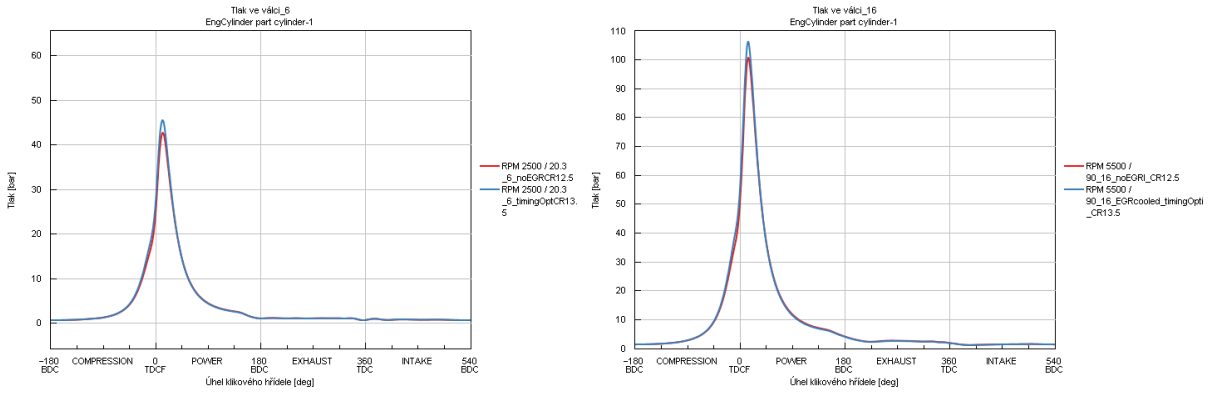
Celkové i vnitřní množství EGR je porovnatelné stejně jako u modelu se standardním kompresním poměrem 12,5. Největší vliv zvětšení kompresního poměru je vidět na obr. 90 a 91 nebo na p-V diagramech (obr. 88 a 89), kde lze zpozorovat jak vyšší maximální tlak, tak větší plochu pod tlakovou křivkou při spalovacím cyklu, z čehož plyne vyšší účinnost motoru. U bodu 6_CR13.5_EGR_2 je to zvýšení o 0.75 % a u bodu 16_CR13.5_EGR_2 o 1,33 %.



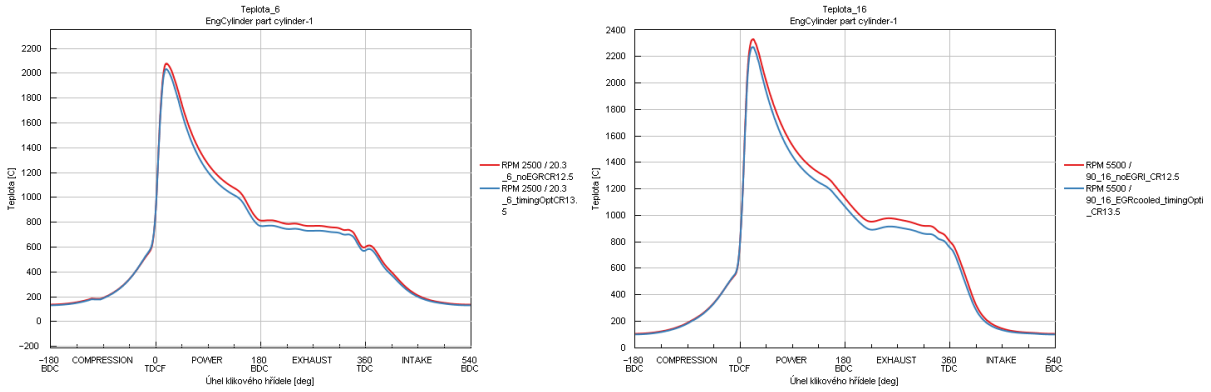
Obr. 88: p-V diagram měřicích bodů 6_bezEGR a 6_CR13.5_EGR_2



Obr. 89: p-V diagram měřicích bodů 16_bezEGR a 16_CR13.5_EGR_2



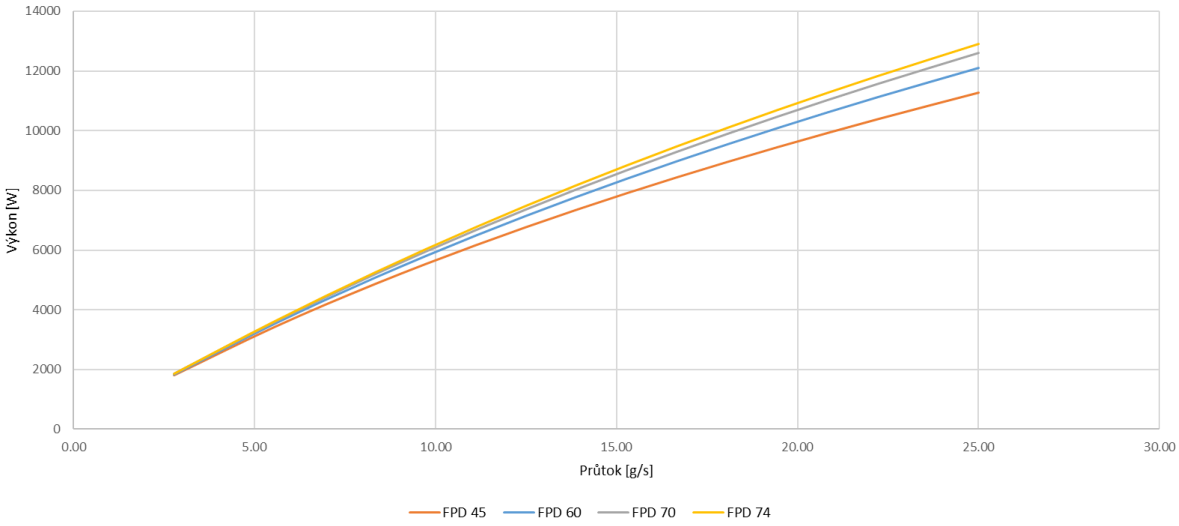
Obr. 90: Průběh tlaků ve válci



Obr. 91: Průběh teploty ve válci

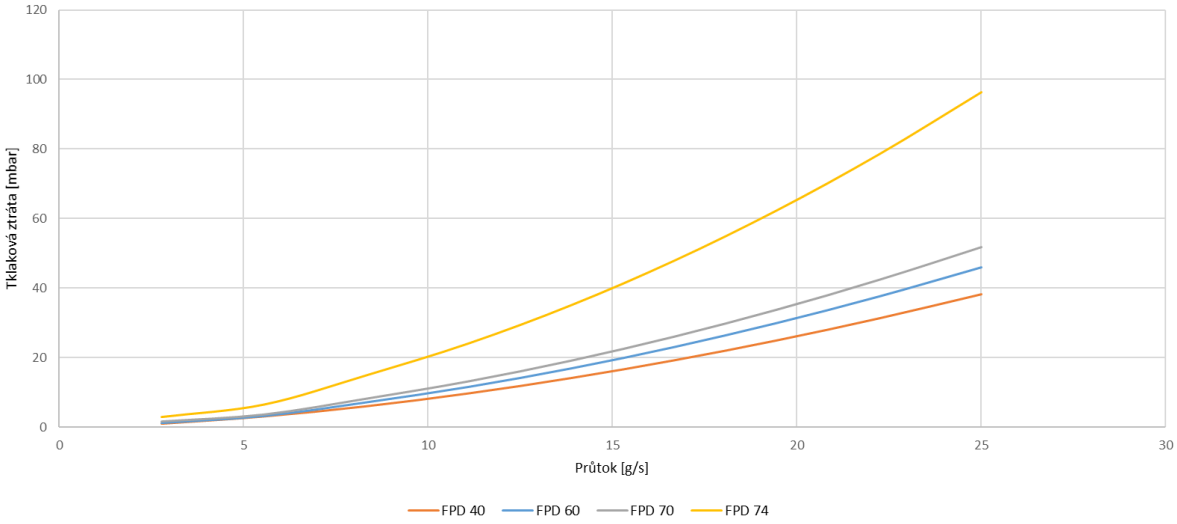
4.3.5 EFEKT VÝKONU A TLAKOVÝCH ZTRÁT EGR CHLADIČE NA SLEDOVANÉ PARAMETRY MOTORU

Důležitá otázka správného návrhu EGR chladiče je i vhodný kompromis mezi účinnosti EGR chladiče a tlakových ztrát. Pro tuto investigaci byl použit návrh různých EGR chladičů, které mají různou účinnost a tlakovou ztrátu. EGR chladič FPD 45 je použitý v investigacích v předchozích kapitolách.



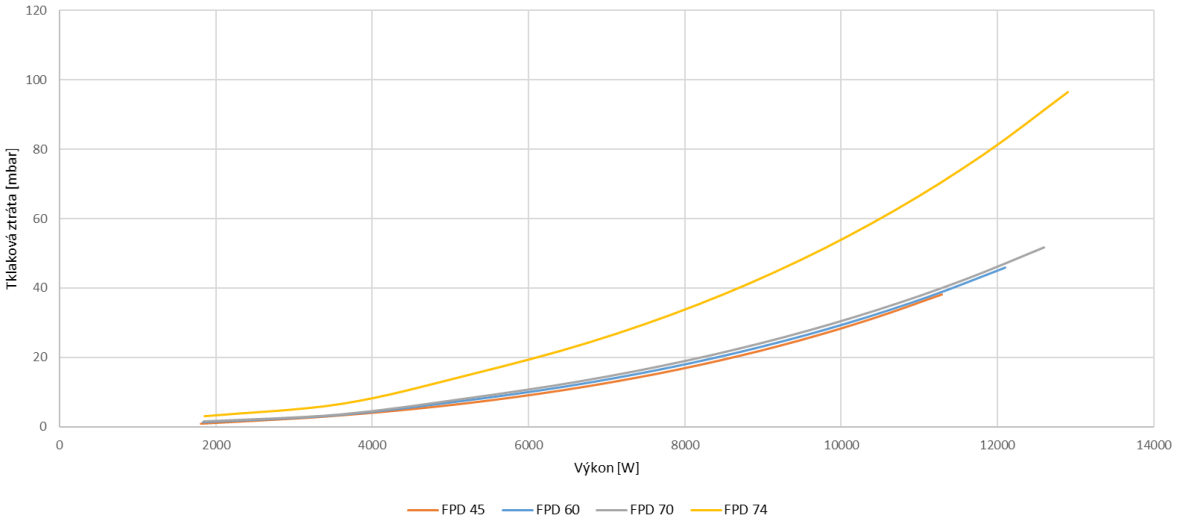
Obr. 92: Závislost průtoku plynu EGR na výkonu pro různé EGR chladiče

Z obr. 92 je zřejmé, že návrh EGR výměníku FPD 45 je z hlediska výkonu velmi podobný návrhu výměníku FPD 74, který byl optimalizován na maximální výkon. Tato vlastnost je obzvláště viditelná v nižších průtocích.



Obr. 93:Závislost tlakové ztráty na průtoku pro různé EGR chladiče

Z hlediska tlakové ztráty lze na obr. 93 pozorovat, že maximálně optimalizovaný EGR chladič na výkon FPD 74 má násobně vyšší tlakové ztráty. Potvrzuje se tedy výrok, že EGR chladič s vyšší agresivitou má benefit několik procentních bodů ve výkonu, zato tlakové ztráty rostou násobně. Tuto vlastnost lze zřetelně rozpoznat na obr. 94.

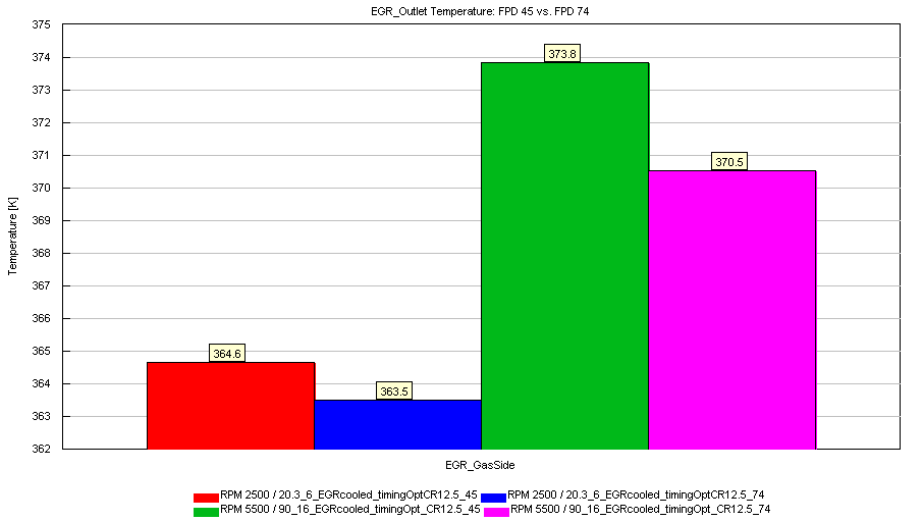


Obr. 94: Závislost tepelného výkonu na tlakové ztrátě pro různé EGR chladiče

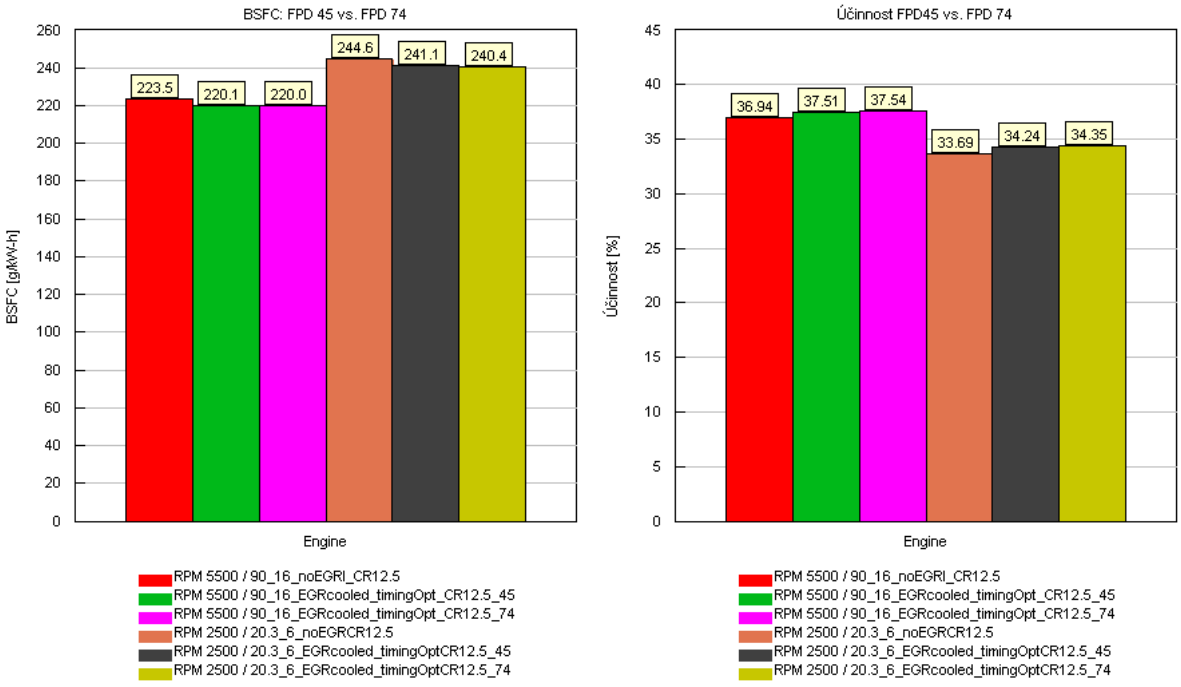
Co z grafů lze také nepřímo vyčíst je schopnost EGR chladiče FPD 45 při stejné dovolené tlakové ztrátě přenést větší výkon než EGR chladič FPD 74 (tabulka 12). Nicméně tato vlastnost EGR chladiče je důležitá jen v bodech, které mají nižší tlakovou diferenci mezi místem odběru EGR plynů a místem napojení v sání, a je potřeba recirkulovat vyšší množství plynů. Z obr. 95 je jasné, že v našich vybraných bodech 6 a 16 tato vlastnost není důležitá. Proto se budeme zabývat jen benefitem agresivního EGR chladiče FPD 74, a to vyšším výkonem při stejném průtoku. Tento agresivnější EGR chladič má mírný pozitivní vliv na motorovou účinnost a měrnou spotřebu paliva (obr. 96).

Tabulka 12: Porovnání EGR chladičů

	FPD 45	FPD 74
Dovolená tlaková ztráta [mbar]	7.5	7.5
Výkon při dovolené ztrátě [W]	5399.35	3808.64
Průtok při dovolené ztrátě [g/s]	9.18	5.81



Obr. 95: Porovnání výstupních teplot EGR plynů při použití různě agresivních EGR chladičů



Obr. 96: Měrná spotřeba paliva a účinnost při použití různě agresivních EGR chladičů

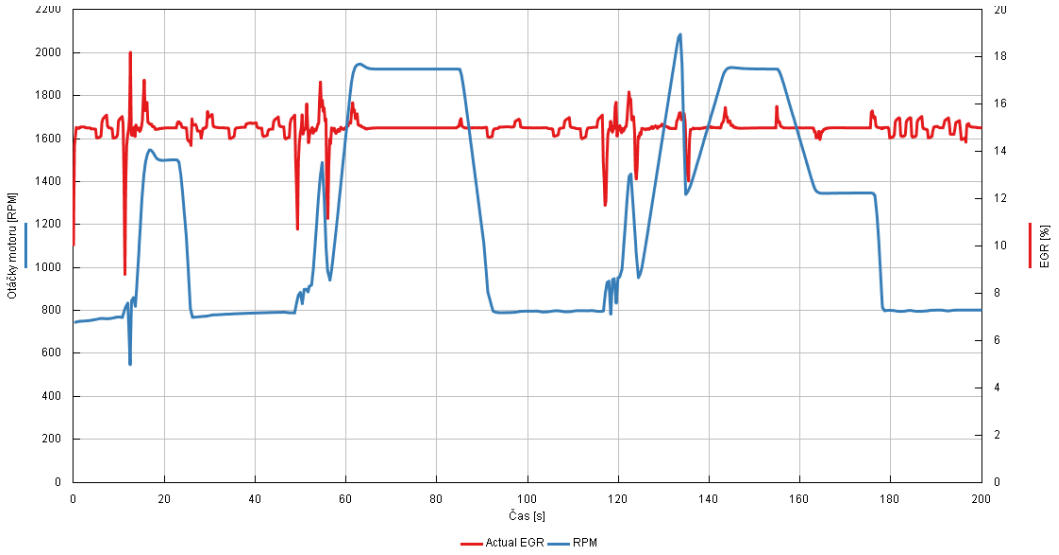
Pro správný návrh výkonnostních parametrů EGR chladiče je nutno znát vlastnosti celého

traktu. Hlavní důležité parametry jsou tlakové diference mezi vstupem a výstupem a požadované množství recirkulace. Není tedy vhodné navrhovat EGR výměník automaticky na maximální účinnost. Tím sice dokážeme ochladit plyn na nižší hodnoty, ale v oblastech nízké tlakové diference se nemusí podařit docílit požadovaného hmotnostního průtoku EGR. Nezanedbatelné negativum může být i vyšší protitlak ve výfukové části, který má vliv na celkovou účinnost motoru.

V ideálním případě by určení specifikace výkonnostních parametrů EGR chladiče bylo následující. Nejprve by se určila požadovaná ideální mapa EGR recirkulace a její množství v závislosti na otáčkách a zatížení. V těchto bodech by se zjistila tlaková diference mezi odběrem EGR plynu a vstupem EGR plynu do sání a identifikovaly by se kritické body s nízkou tlakovou diferencí. Na základě těchto kritických bodů by se optimalizovaly tlakové ztráty EGR výměníku tak, aby byla zaručena požadovaná recirkulace. Výkon a účinnost EGR výměníku pak vyplyne jako výsledná neznámá z funkce ze zjištěné maximální tlakové ztráty a dostupného prostoru pro umístění EGR chladiče a schopnosti do tohoto prostoru navrhnout výměník s co nejvyšším výkonem a s nepřekročením dovolených tlakových ztrát. Ze zkušenosti je největším limitem účinnosti EGR chladiče právě dostupné místo pro EGR chladič.

4.4 DISKUZE VÝSLEDKŮ MODELU S EGR SYSTÉMEM

Model motoru EA211 s chlazeným EGR systémem ukázal jistý trend, kdy chlazený EGR systém může na dodatečně více již neupraveném motoru snížit měrnou spotřebu paliva a zvýšit celkovou účinnost motoru. Zvýšení předstihu zážehu má však jen nepatrný vliv na kompenzaci ztráty výkonu motoru vlivem chybějícího kyslíku ve spalovací směsi. Negativem úpravy je tedy snížení výkonu motoru v těchto konkrétních zátěžových bodech. Navýšení výkonu je teoreticky možné zvýšením kompresního poměru. Zvýšení teploty během kompresního zdvihu u modelu se zvětšeným kompresním poměrem ve spalovacím prostoru lze eliminovat právě chlazeným EGR systémem. Nicméně motor by musel projít kompletní přestavbou a kalibrací, což by bylo finančně velmi nákladné a jistě by se objevily nové překážky, jako je třeba možnost klepání motoru v režimech, kdy EGR recirkulace není možná.



Obr. 97: Příklad reálné recirkulace EGR při požadovaných 15 % pro prvních 200s cyklu NEDC

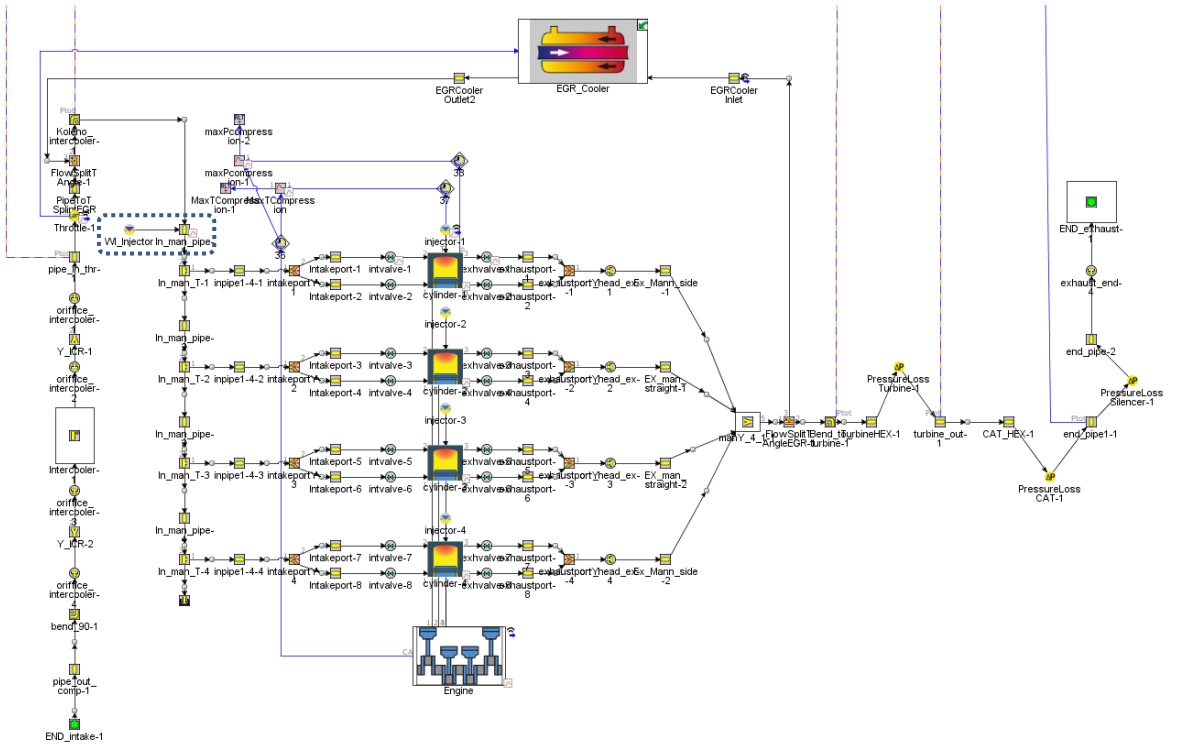
Další negativum motoru s EGR systémem může být snížení celkové pružnosti změny dynamiky vozu. Důvodem je regulace EGR ventilu v průběhu změny zatížení a otáček. Pokud by řidič po motoru vyžadoval rychlé změny zatížení, může dojít k nežádoucí odchylce od požadovaného celkovému množství EGR ve spalovacím prostoru a skutečným množstvím EGR, kdy EGR ventil nedokáže dostatečně pružně zareagovat a upravit své nastavení. Příklad lze vidět na obr. 97. Na tomto grafu vidíme reálné množství recirkulovaného EGR během prvních 200 sekund cyklu NEDC. Z grafu lze vyčíst, že hodnota při změně zatížení osciluje od 9 % do 18 %, kdy na ventilu bylo nastaveno požadovaných 15 % recirkulace. V extrémních situacích může vlivem velkého množství EGR ve spalovací komoře dojít k vynechání zápalu. Řešením může být překalibrování řídící jednotky motoru. Poté však lze předpokládat, že se systémem EGR motor ztratí část své celkové dynamiky, aby nedocházelo k nepřiměřeným změnám, které by nebyl ventil EGR schopen kompenzovat. Případně v některých režimech EGR recirkulaci úplně vynechat. Pokud bychom tedy chtěli motor EA 211 evo osadit systémem chlazeného EGR, byl by tento motor vhodný pouze pro vozidla, která by byla zaměřena na co nejvyšší hospodárnost a dynamika vozidla by byla upozaděna. Typickým příkladem takového motoru je přeplňovaný motor Mazda Skyactive-G s litrovým výkonem 67,9 kW nebo motor Mazda Skyactive-X s litrovým výkonem 66 kW. Tyto motory jsou známé nastavením, které je spíže defenzivní než dynamické. Pro porovnání náš upravený model EA211 evo s chlazeným EGR má litrový výkon 64,4 kW. Pro ověření této hypotézy by však bylo nutné udělat tranzientní model motoru EA211 evo a sledovat dynamické chování. Z důvodu velké komplexity, vysokého množství možných komplikací a zjištěného nízkého benefitu tohoto systému, bylo od prověření modelu motoru EA 211 evo s chlazeným EGR na experimentálním motoru upuštěno a zdroje byly přesměrovány na prověření konkurenční technologie EGR recirkulace, a to vodního vstřikování do sacího traktu motoru. Viz následující kapitola.

5 MODEL MOTORU S VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM

Neuspokojivé výsledky simulace nastartovaly diskuzi, zda v prověření výsledků EGR pokračovat nebo kompletně změnit koncept a k dosažení výsledků zvýšení celkové účinnosti motoru pokračovat jinou cestou. Po důkladném zvážení bylo rozhodnuto, že se před finálním rozhodnutím upravit experimentální motor zkusí prověřit model systému vodního vstřikování, a až na základě výsledků této investigace bude rozhodnuto, jestli se experimentální motor upraví na systém chlazeného EGR nebo na systém vodního vstřikování. Z hlediska hlavního tématu této dizertační práce dojde k odklonění, ale současně rozšíření zkoumané problematiky, což je na základě výsledků z předchozí kapitoly přínosné.

5.1 NÁVRH MODELU MOTORU S VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM

Základ modelu byl použit stejný jako model motoru s chlazeným EGR výměníkem. Pouze byl do sacího traktu za škrticí klapku a před rozvětvení do jednotlivých válců přidán jeden jednoduchý vstřikovač vody. Vstřikovač je označen na obr. 98. Tato nejjednodušší architektura byla zvolena kvůli případné jednoduché instalaci do experimentálního vozidla.



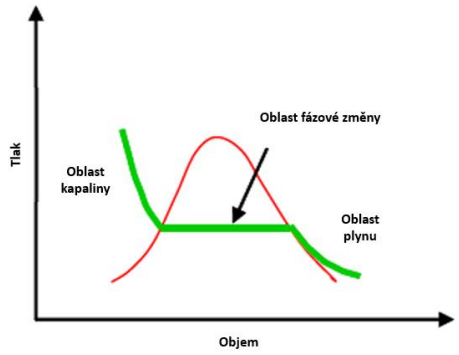
Obr. 98: Model motoru s vodním vstřikováním s ponechanou možností EGR

Systém řízení vstřikování vody byl zvolen jako funkce vstřikovaného paliva (rovnice 9), kdy byl v následující analýze zkoumán vliv poměrového množství vstříknuté vody ke vstříknutému celkovému palivu.

$$m_{voda} = A \cdot m_{palivo} \qquad (9)$$

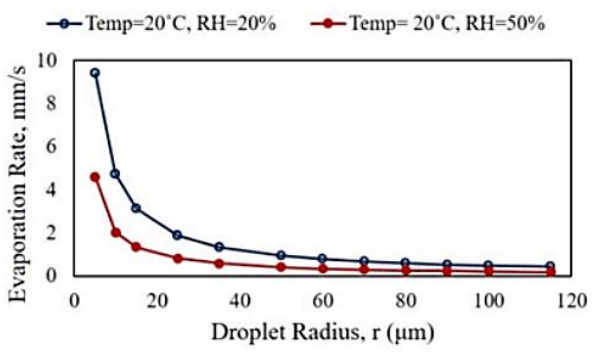
kde m_{voda} je hmotnostní průtok vstřikované vody, A koeficient vstřikované vody, m_{palivo} je celkový hmotnostní průtok paliva.

Důležitou úpravou modelu bylo umožnění odpařování vody v sacím potrubí. Pro tuto skutečnost má software GT-Suite vytvořen výpočetní, tzv. ekvilibrimní algoritmus, který dokáže na základě vlastností vstřikované látky a vlastnostech vstřikovaného prostředí vypočítat tepelnou výměnu latentního tepla kapaliny do vzduchu, který směřuje do spalovacího prostoru. V tomto modelu se předpokládá, že všechna vodní pára je rovnoměrně distribuovaná v celém dílčím objemu. Pokud tlak v prostředí stoupne nad křivku fázové změny pro danou teplotu, kapalina se vypařuje a stává se směsí kapaliny a s ní související páry, viz obr. 99.



Obr. 99: Příklad p-V diagramu s naznačenou fázové změny [35]

Ve skutečnosti je tato problematika vypařování mnohem složitější a její prozkoumání lze brát jako další případný krok vývoje celkového systému. Rychlost a schopnost vypařování závisí nejen na tlaku a teplotě použitých látek, ale také na samotném vstřikovači, který v ideálním případě vodu dokáže separovat na co nejmenší kapičky. Velikost těchto kapiček přímo závisí na době odpařování (obr. 100).



Obr. 100: Závislost velikosti kapiček na rychlosti odpařování [36]

5.2 ANALÝZA VÝSLEDKŮ MODELU S VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM

Pro analýzu vodního vstřikování byly nejprve vybrány opět dva měřené body 6 a 16. U těchto bodů se budou sledovat stejné parametry jako pro model s chlazeným EGR, tj. maximální teploty a tlaky ve spalovacím prostoru a zároveň vliv na výkonové charakteristiky a měrnou spotřebu paliva. I zde jako prevence klepání bylo zvoleno kritérium teploty ve spalovacím prostoru v horní úvrati při kompresním zdvihu u korelovaného modelu motoru na experiment. Model byl zafixován na hodnotě tlaku v sání, který by měl nejlépe odpovídat provoznímu režimu. V praxi to znamená, že pokud se použije vodní vstřikování do sání, vlivem odpařovacího tepla této vstřikovací kapaliny dojde ke snížení celkové teploty a paralelně zvýšení hustoty vzduchu v sání. Díky zvýšení hustoty vzduchu v daném objemu sání se pak celkový hmotnostní tok při stejném tlaku může v sání zvýšit.

5.2.1 ZÁVISLOST MNOŽSTVÍ VSTŘIKOVANÉ VODY NA SLEDOVANÉ PARAMETRY

Pro základní studii vlivu vstřikované vody bylo zvoleno množství od 0 % do 225 % vstřikované vody, přičemž krok byl zvolen po 25 %. Je samozřejmé, že čím větší množství, tím větší možnost vynechání zápalu kvůli zředěné směsi ve spalovacím prostoru, kdy směs již není schopná zápalu, nebo ve spalovacím prostoru dojde k nežádoucímu zavíření směsi a nedojde k dokonalému prohoření. Tato hranice se u simulací velmi těžce hledá, protože se jedná o nestabilní jev. Proto je v další investigaci doporučen poměr vodního vstřikování na 50 % vůči palivu, kdy je velká jistota, že motor vykáže trend u sledovaných parametrů, ale zůstane velká pravděpodobnost stabilního spalování. Výsledky simulace od 125 % do 225 % se již musí brát pouze jako informativní. Proto i do tabulky byly použity pouze výsledky do 125 % vstřikované vody, což jsou reálné možné hodnoty pro vstřikování vody.

V tabulce 13 jsou pak numerické výsledky této studie pro bod 6, kdy byl předstih zážehu ponechán v originální hodnotou -13,65° před horní úvratí pro všechny zkoumané body. Z výsledků je patrné, že trend snižování měrné spotřeby paliva a účinnosti je pozitivní, a i výkon motoru se zvýší až o 4,24 kW. Pozitivní výsledky jsou vidět u maximální teploty během kompresního zdvihu. Rozdíl mezi stavem bez vodního vstřikování a s maximální hodnotou 125 % je u tohoto bodu 256.34 °C. Tato hodnota se zdá být již velmi vysoká. Pravděpodobně to bude použitým modelem vypařování. Pro nás to znamená, že díky snížení této teploty můžeme zvýšit účinnost motoru ještě více předstihem zážehu.

Stejné trendy jako pro bod 6 jsou vidět i na bodě 16 (tabulka 14). Zde se výkon zvýší až o 6,54 kW. Benefitem je také pokles maximální teploty při kompresním zdvihu o 264,04 °C.

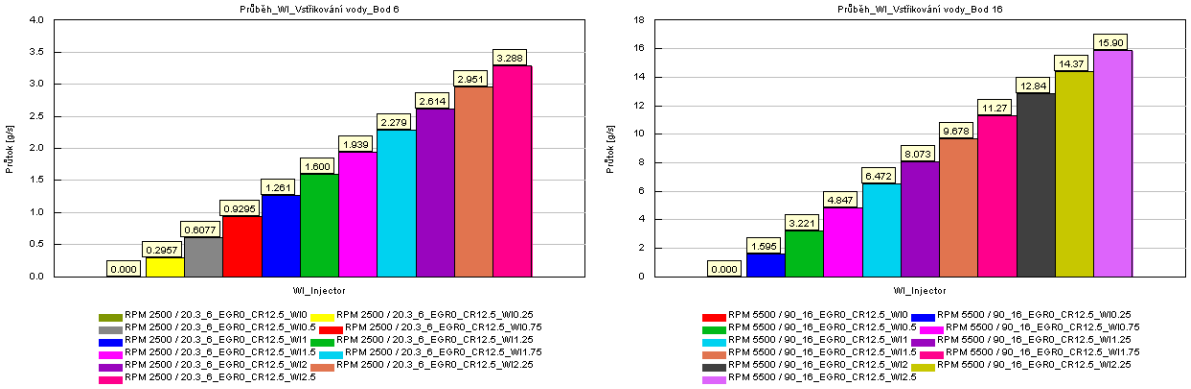
Tabulka 13: Bod 6 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry

	6_bezWI	6_25 %	6_50 %	6_75 %	6_100 %	6_125 %
Výkon [kW]	15.68	17.07	17.95	18.86	19.36	19.92
Točivý moment [Nm]	59.88	65.19	68.56	72.04	73.96	76.08
BSFC [g/kWh]	252.00	247.03	242.66	236.16	234.45	231.20
Průtok vzduchu [g/s]	16.07	17.16	17.75	18.17	18.52	18.80
Průtok paliva [g/s]	1.10	1.17	1.21	1.24	1.26	1.28
Celkové palivo [mg/cyklus]	53.02	56.46	58.19	59.44	60.55	61.42
Vnitřní EGR [%]	5.79	4.78	4.39	2.92	2.71	1.75
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25
WI – vodní vstřikování [g/s]	0.00	0.30	0.61	0.93	1.26	1.60
WI – vodní vstřikování [mg/cyklus]	0.00	14.19	29.17	44.62	60.54	76.79
Účinnost motoru [%]	32.71	33.39	34.01	34.96	35.22	35.71
Teplota v horní úvrati [°C]	907.31	854.39	797.75	745.81	696.64	650.97
Tlak v horní úvrati [bar]	25.22	26.00	25.97	25.74	25.43	25.09
Maximální teplota ve válci [°C]	2080.20	2029.35	1968.72	1908.04	1848.28	1788.15
Maximální tlak ve válci [bar]	42.76	45.13	46.24	46.91	47.41	47.76
IMEP [bar]	5.86	6.32	6.60	6.90	7.06	7.24
Předstih zážehu [deg]	-13.65	-13.65	-13.65	-13.65	-13.65	-13.65

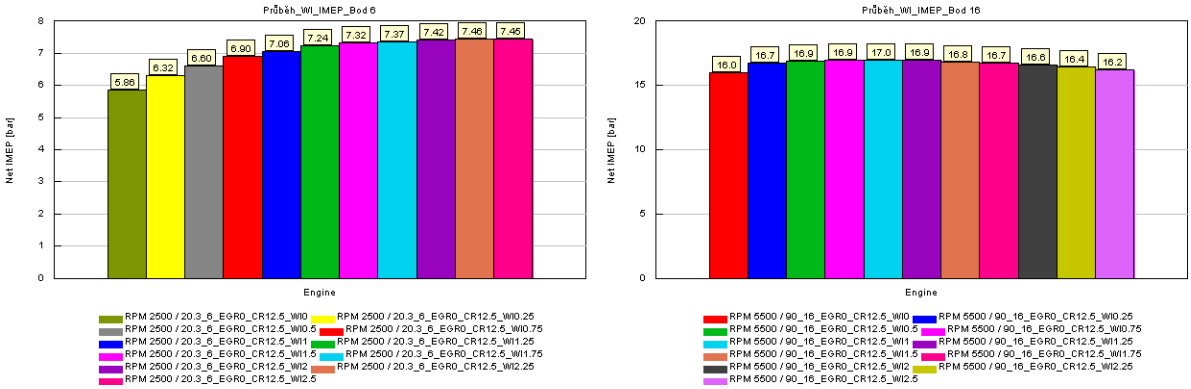
Tabulka 14: Bod 16 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry

	16_bez WI	16_25 %	16_50 %	16_75 %	16_100 %	16_125 %
Výkon [kW]	98.89	103.97	104.96	105.46	105.57	105.43
Točivý moment [Nm]	171.70	180.52	182.24	183.11	183.29	183.05
BSFC [g/kWh]	223.67	220.66	220.43	220.04	220.19	220.16
Průtok vzduchu [g/s]	89.99	93.57	94.33	94.63	94.78	94.68
Průtok paliva [g/s]	6.14	6.37	6.43	6.45	6.46	6.45
Celkové palivo [mg/cyklus]	134.06	139.05	140.22	140.65	140.88	140.67
Vnitřní EGR [%]	0.24	0.22	0.31	0.28	0.27	0.14
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25
WI – vodní vstřikování [g/s]	0.00	1.60	3.22	4.85	6.47	8.07
WI – vodní vstřikování [mg/cyklus]	0.00	34.80	70.28	105.76	141.22	176.13
Účinnost motoru [%]	36.92	37.42	37.46	37.52	37.50	37.50
Teplota v horní úvrati [°C]	803.08	744.32	680.51	623.72	579.58	539.04
Tlak v horní úvrati [bar]	51.25	51.72	49.58	47.55	46.02	44.50
Maximální teplota ve válci [°C]	2327.99	2252.88	2183.77	2114.65	2048.49	1983.48
Maximální tlak ve válci [bar]	100.60	104.44	104.21	103.66	102.95	102.06
IMEP [bar]	15.97	16.72	16.87	16.94	16.95	16.93
Předstih zážehu [deg]	-14.65	-14.65	-14.65	-14.65	-14.65	-14.65

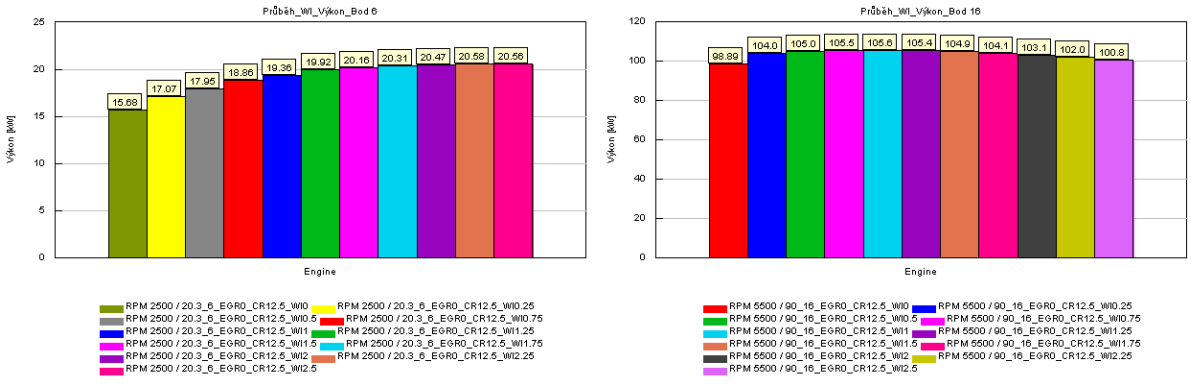
Pro přehlednost byly sledované parametry vykresleny i v grafech (obr. 101, 102, 103, 104, 105, 106, 107, 108, 109).



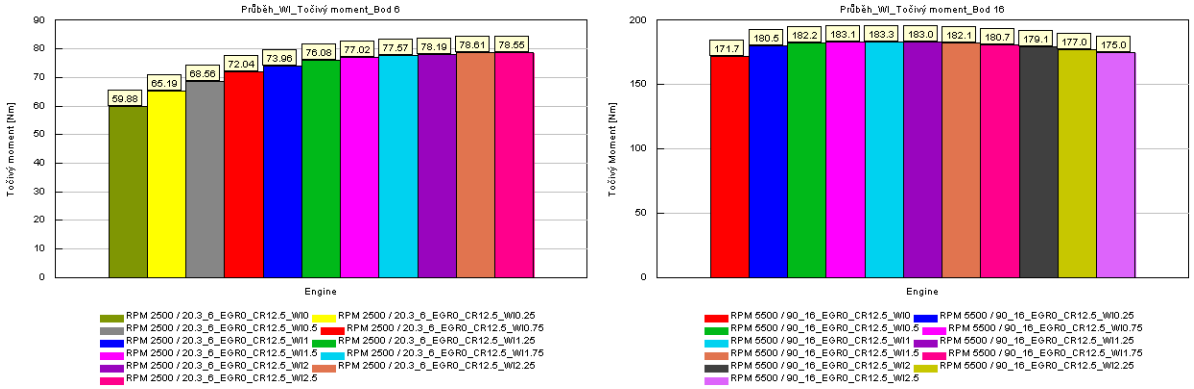
Obr. 101: Množství vstřikování vody



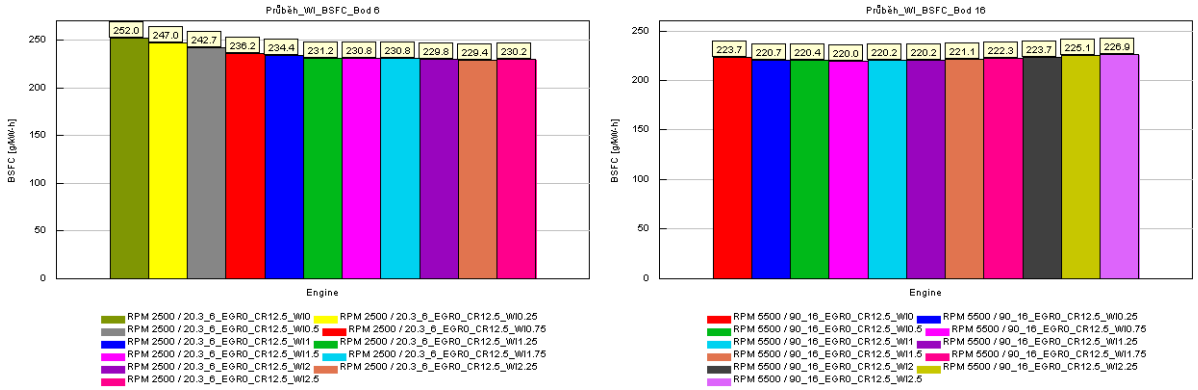
Obr. 102: Závislost středního efektivního tlaku na vstřikované vodě



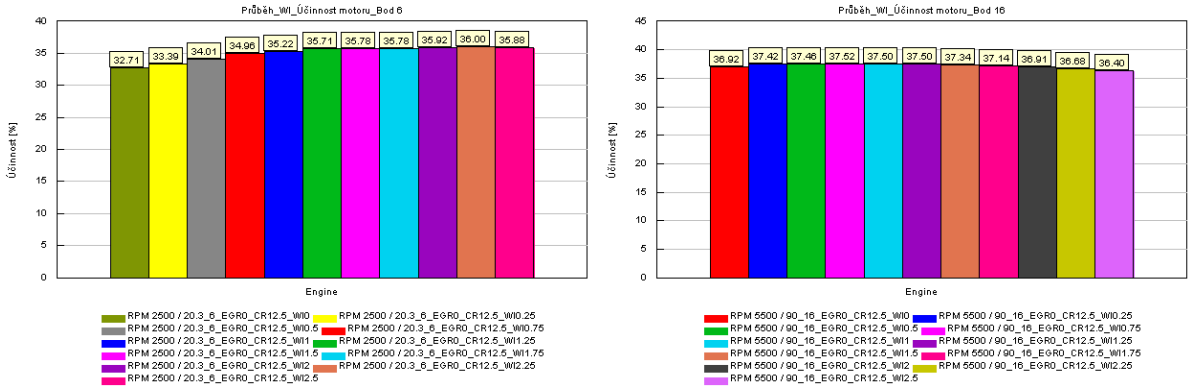
Obr. 103: Závislost výkonu na vstřikované vodě



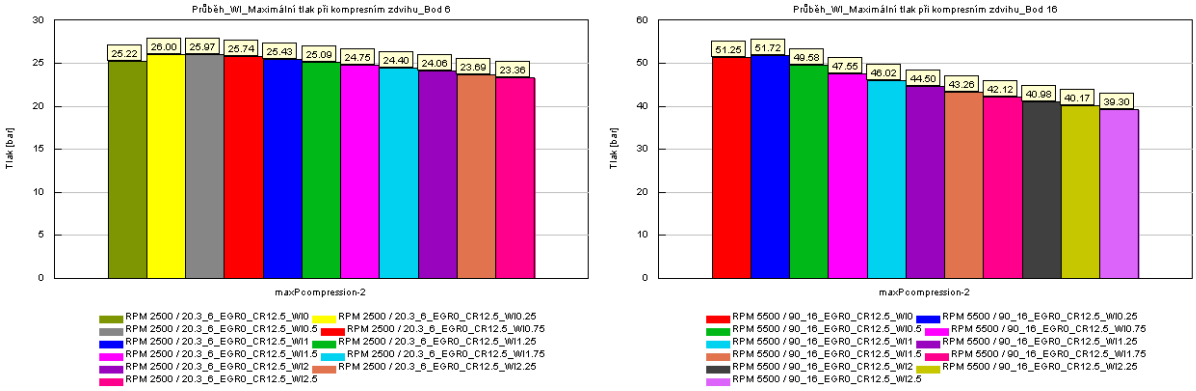
Obr. 104: Závislost točivého momentu na vstřikované vodě



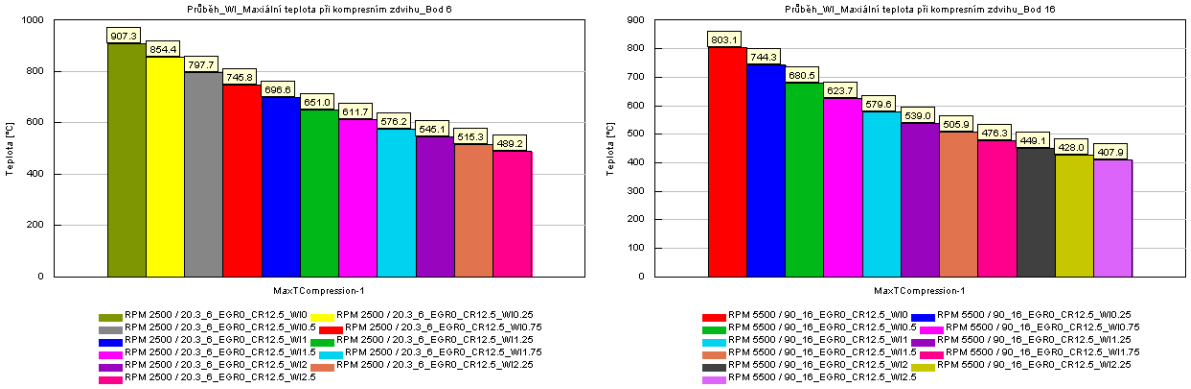
Obr. 105: Závislost měrné spotřeby paliva na vstřikované vodě



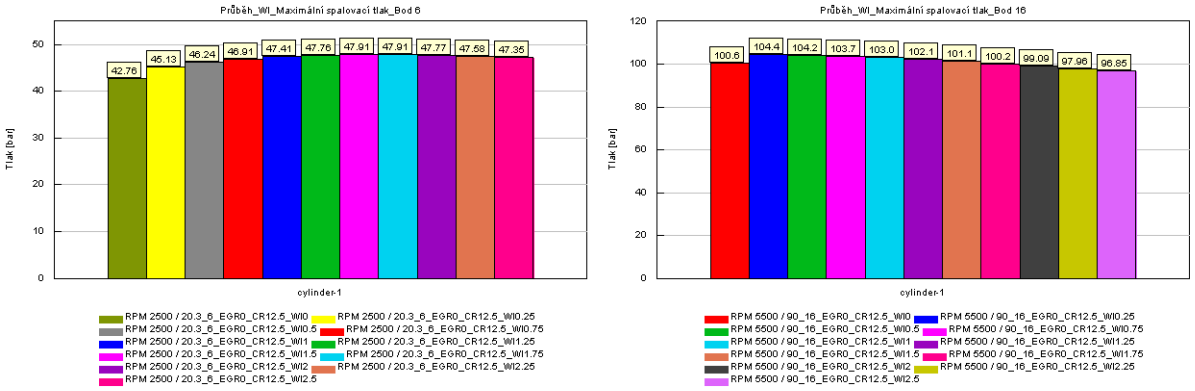
Obr. 106: Závislost účinnosti motoru na vstřikované vodě



Obr. 107: Závislost maximálního kompresního tlaku na vstřikované vodě



Obr. 108: Závislost maximálního kompresní teploty na vstřikované vodě



Obr. 109: Závislost maximální spalovacího tlaku na vstřikované vodě

5.2.2 ZÁVISLOST MNOŽSTVÍ RECIRKULOVANÝCH SPALIN NA SLEDOVANÝCH PARAMETRECH – OPTIMALIZACE PŘEDSTIHU ZÁŽEHU

Z výsledků kapitoly 5.2.1 je zřejmé, že vliv množství vstřikované vody má pozitivní vliv na měrnou spotřebu paliva, účinnost, a i výkon motoru se zvýšil. Model motoru s vodním vstřikováním by měl pomoci s ochlazováním směsi během spalování, a umožnit tak větší předstih zážehu, a tím zvýšit účinnost motoru. Tato hypotéza byla zkoumána na modelu, kdy se zkoumal systém vodního vstřikování a jako proměnná byla zvolena množství vstříknuté vody a časování předstihu zážehu. U tohoto modelu byla tedy provedena parametrická optimalizace

předstihu zážehu, kdy limitním faktorem byla maximální teplota při kompresním zdvihu. Z výsledků tabulky 15 je patrné, že optimalizace předstihu zážehu, kdy se předstih zážehu mohl posunout o 3,02° pro bod 6 a o 3,9° pro bod 16, měla zanedbatelný vliv jak na výkon, tak účinnost a měrnou spotřebu. U bodu 6 jsou hodnoty v podsadě podobné, i když maximální tlak spalování je vyšší. U bodu 16 (tabulka 16) k pozitivnímu efektu došlo a časování předstihu zážehu mírně sledované parametry zlepšilo. U výkonu pro 50% množství vstříknuté vody se jedná o zlepšení o 0,5 kW výkonu, 0,14 % účinnosti motoru a 1,27 g/kWh u měrné spotřeby paliva.

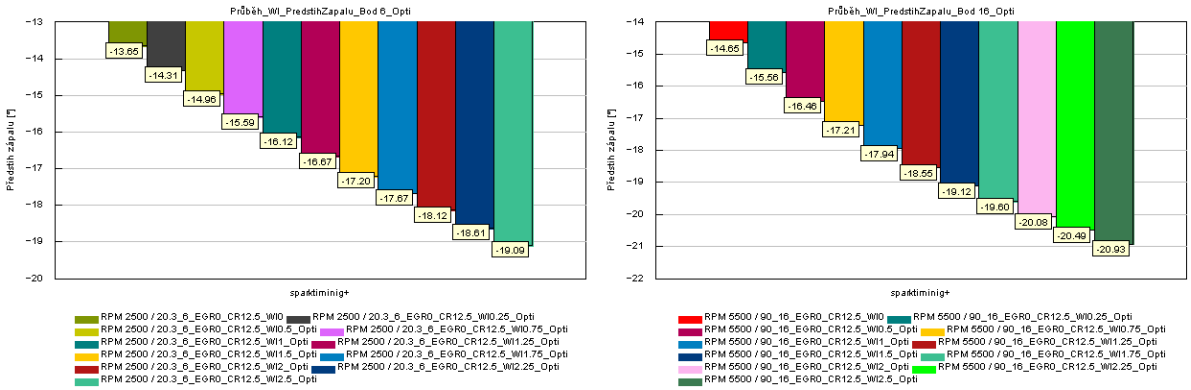
Tabulka 15: Bod 6 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu

	6_bezWI	**6_25 %**	**6_50 %**	**6_75 %**	**6_100 %**	**6_125 %**
Výkon [kW]	15.68	17.06	17.93	18.82	19.29	19.81
Točivý moment [Nm]	59.88	65.17	68.49	71.88	73.70	75.68
BSFC [g/kWh]	252.00	247.32	243.29	237.16	235.79	232.96
Průtok vzduchu [g/s]	16.07	17.18	17.78	18.21	18.57	18.84
Průtok paliva [g/s]	1.10	1.17	1.21	1.24	1.26	1.28
Celkové palivo [mg/cyklus]	53.02	56.50	58.27	59.56	60.68	61.57
Vnitřní EGR [%]	5.79	4.77	4.36	2.89	2.68	1.72
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25
WI – vodní vstřikování [g/s]	0.00	0.30	0.61	0.93	1.26	1.60
WI – vodní vstřikování [mg/cyklus]	0.00	14.20	29.21	44.70	60.67	76.96
Účinnost motoru [%]	32.71	33.35	33.92	34.81	35.01	35.44
Teplota v horní úvrati [°C]	907.31	909.50	907.71	912.17	906.92	907.69
Tlak v horní úvrati [bar]	25.22	27.32	28.80	30.31	31.56	33.01
Maximální teplota ve válci [°C]	2080.20	2034.17	1978.21	1922.26	1866.36	1810.31
Maximální tlak ve válci [bar]	42.76	45.97	47.93	49.45	50.68	51.76
IMEP [bar]	5.86	6.32	6.60	6.90	7.05	7.22
Předstih zážehu [deg]	-13.65	-14.31	-14.96	-15.59	-16.12	-16.67

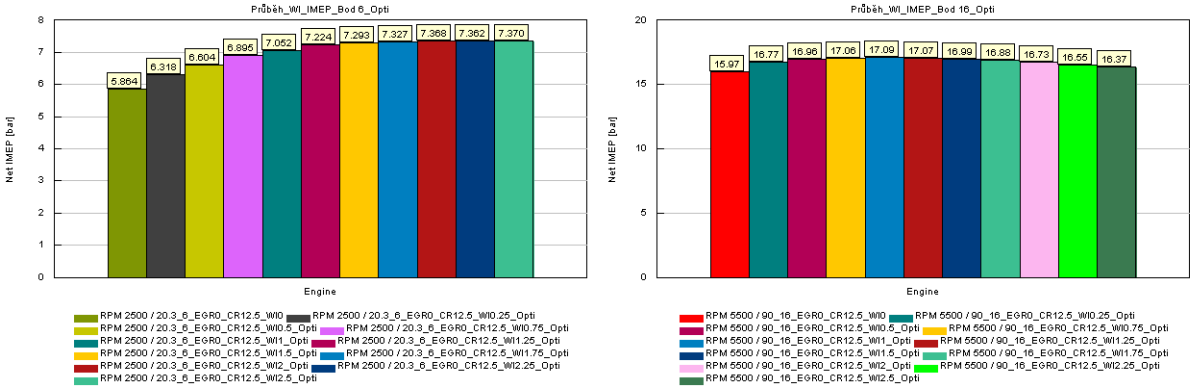
Tabulka 16: Bod 16 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu

	16_bez WI	16_25 %	16_50 %	16_75 %	16_100 %	16_125 %
Výkon [kW]	98.89	104.25	105.46	106.08	106.25	106.12
Točivý moment [Nm]	171.70	181.00	183.10	184.18	184.48	184.26
BSFC [g/kWh]	223.67	220.19	219.60	219.06	219.10	219.05
Průtok vzduchu [g/s]	89.99	93.62	94.43	94.75	94.92	94.83
Průtok paliva [g/s]	6.14	6.38	6.43	6.45	6.47	6.46
Celkové palivo [mg/cyklus]	134.06	139.12	140.35	140.83	141.09	140.89
Vnitřní EGR [%]	0.24	0.21	0.30	0.28	0.26	0.14
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.00	0.25	0.50	0.75	1.00	1.25
WI – vodní vstřikování [g/s]	0.00	1.60	3.22	4.85	6.48	8.09
WI – vodní vstřikování [mg/cyklus]	0.00	34.82	70.35	105.89	141.43	176.41
Účinnost motoru [%]	36.92	37.50	37.60	37.69	37.69	37.69
Teplota v horní úvrati [°C]	803.08	808.54	807.97	803.27	805.87	805.14
Tlak v horní úvrati [bar]	51.25	55.08	56.71	58.21	60.21	62.03
Maximální teplota ve válci [°C]	2327.99	2260.78	2199.20	2136.70	2077.08	2017.24
Maximální tlak ve válci [bar]	100.60	107.32	109.92	111.69	113.20	114.05
IMEP [bar]	15.97	16.77	16.96	17.06	17.09	17.07
Předstih zážehu [deg]	-14.65	-15.56	-16.46	-17.21	-17.94	-18.55

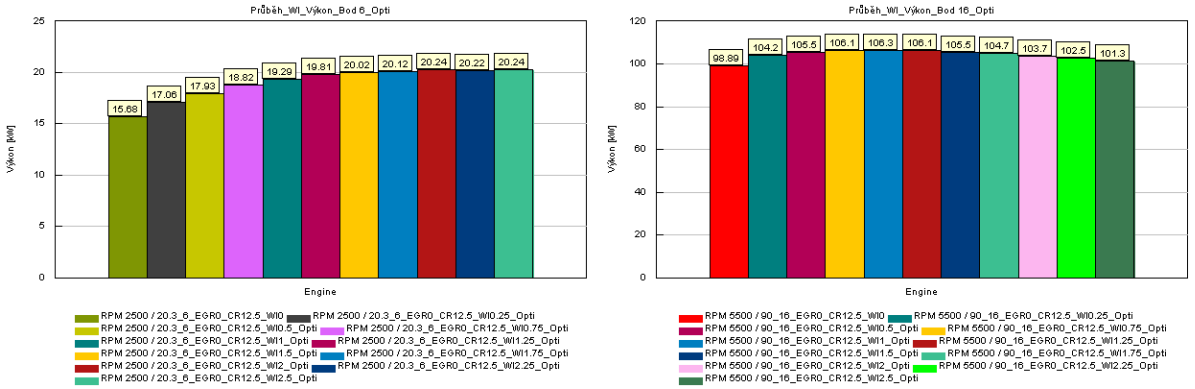
Pro přehlednost byly sledované parametry vykresleny i v grafech (obr. 110, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 118).



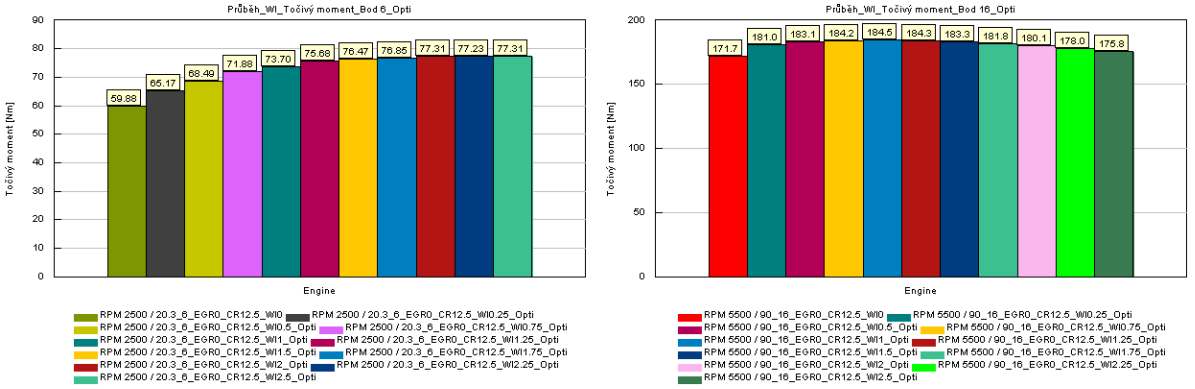
Obr. 110: Závislost předstihu zážehu na množství vstřikované vody



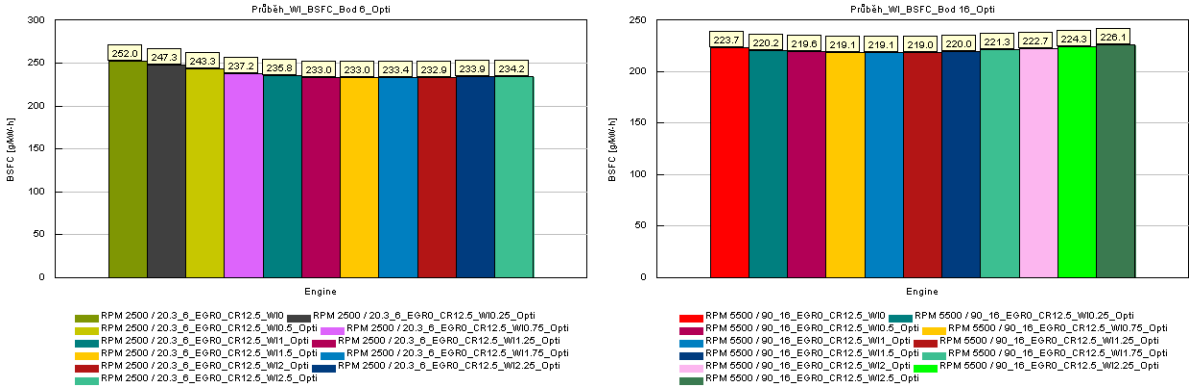
Obr. 111: Závislost středního efektivního tlaku na vstřikované vodě



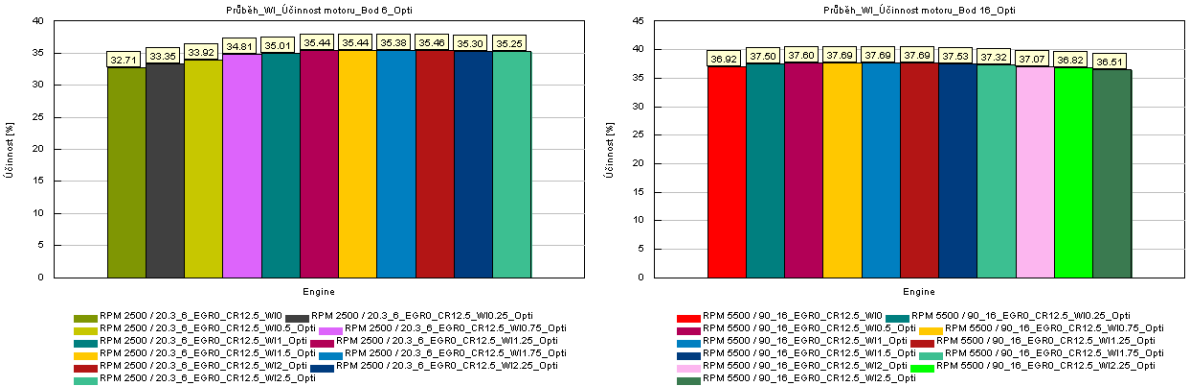
Obr. 112: Závislost výkonu na vstřikované vodě



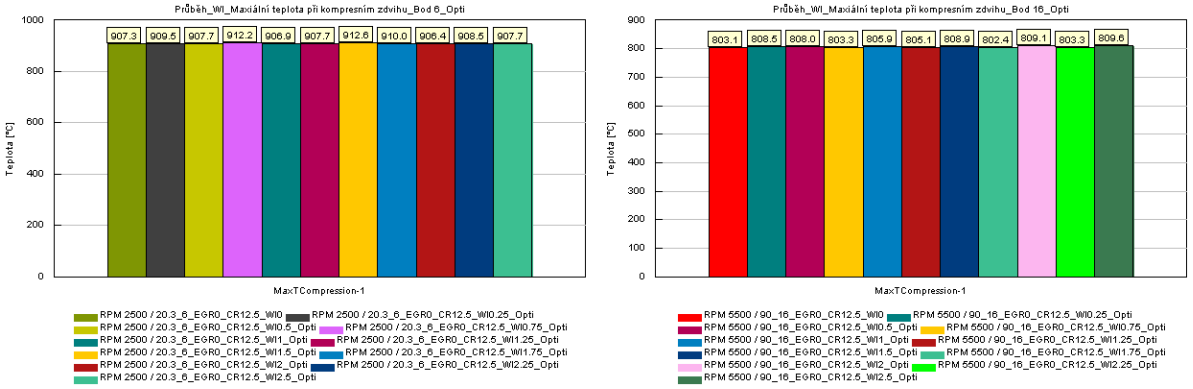
Obr. 113: Závislost točivého momentu na vstřikované vodě



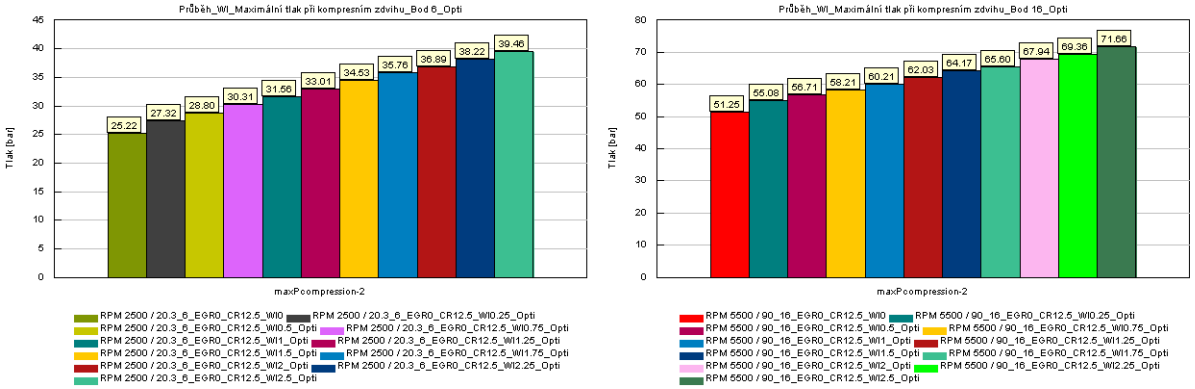
Obr. 114: Závislost měrné efektivní spotřeby na vstřikované vodě



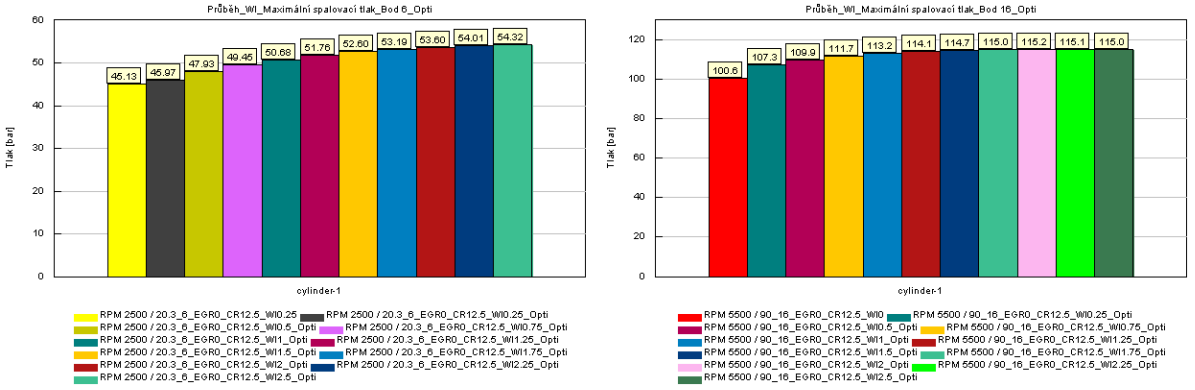
Obr. 115: Závislost účinnosti motoru na vstřikované vodě



Obr. 116: Závislost maximální kompresní teploty na vstřikované vodě



Obr. 117: Závislost maximálního kompresního tlaku na vstřikované vodě



Obr. 118: Závislost maximálního spalovacího tlaku na vstřikované vodě

6 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MODELŮ S EGR A VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM

6.1 POROVNÁNÍ SLEDOVANÝCH PARAMETRŮ PRO OTÁČKOVOU CHARAKTERISTIKU EGR VS. VODNÍ VSTŘIKOVÁNÍ – OPTIMALIZACE PŘEDSTIHU ZÁŽEHU

Pokud existuje model motoru s vodním vstřikováním a zároveň i model motoru s chlazeným EGR, tak se přímo vybízí tyto technologie porovnat z hlediska otáčkové charakteristiky v plném výkonu. Pro oba modely byla zvolena konzervativní cesta. U modelu s chlazeným EGR bylo zvoleno recirkulované množství na hodnotě 5 %. U vodního vstřikování byl zvolen parametr vstřikování 50 % vůči spotřebovanému palivu. Tyto parametry by měly zaručit bezproblémový provoz i u experimentálního motoru. Z hlediska parametrické optimalizace byl znovu použit stejný postup, kdy předstih se optimalizoval na stejnou maximální teplotu během kompresního zdvihu. Výsledky pro model sériového motoru jsou uvedeny v tabulce 17, výsledky pro model s chlazeným EGR chladičem v tabulce 18 a výsledky pro vodní vstřikování v tabulce 19.

Tabulka 17: Sledované parametry – model sériového motoru

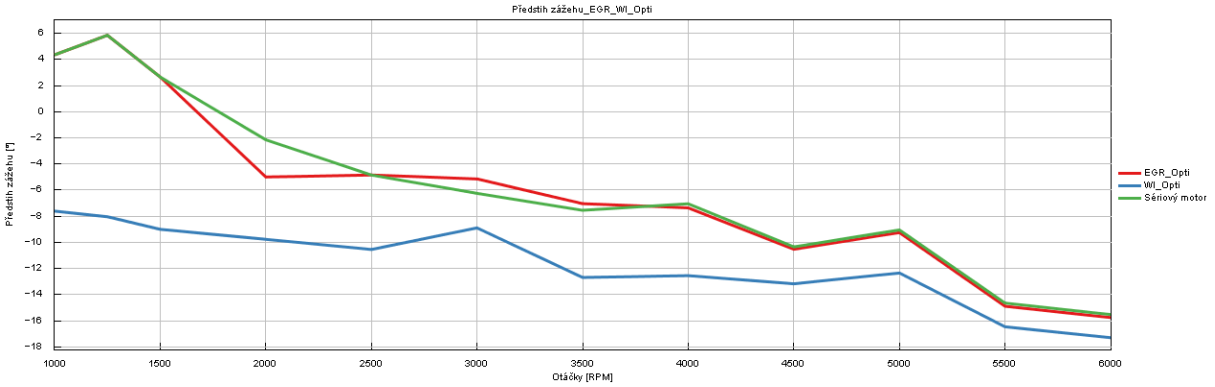
	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000	1500	1250	1000
Výkon [kW]	95.80	99.06	97.07	93.25	82.88	72.89	65.63	53.56	43.57	33.28	25.70	16.45
Točivý moment [Nm]	152.47	172.00	185.39	197.89	197.85	198.86	208.90	204.60	208.02	211.88	196.34	157.12
BSFC [g/kWh]	236.83	222.28	221.57	216.39	218.63	214.49	211.43	211.21	212.65	220.30	223.99	227.79
Vnější EGR [%]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Celkový EGR [%]	0.28	0.24	0.48	0.46	0.35	0.14	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
WI – vodní vstřikování [g/s]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Spotřeba paliva [g/s]	6.34	6.14	6.03	5.63	5.06	4.31	3.84	3.15	2.55	2.02	1.59	1.04
Účinnost motoru [%]	35.62	36.92	36.78	37.90	37.29	38.50	39.02	39.04	38.81	37.48	36.81	36.21
Teplota v horní úvrati [°C]	851.89	803.31	596.40	601.81	542.63	524.70	522.10	484.25	484.62	464.62	490.29	504.83
Tlak v horní úvrati [bar]	50.61	51.26	44.69	46.51	43.86	41.70	42.62	39.39	40.08	39.97	40.44	33.97
Maximální teplota ve válci [°C]	2306	2328	2245	2218	2209	2280	2249	2295	2322	2311	2267	2256
Maximální tlak ve válci [bar]	90.98	100.60	88.61	94.33	81.30	86.42	90.22	87.45	85.71	77.76	67.15	62.43
IMEP [bar]	13.15	14.41	15.50	16.57	16.48	16.57	17.43	17.17	17.30	17.63	16.37	13.11
Předstih zážehu [deg]	-15.53	-14.65	-9.05	-10.35	-7.05	-7.55	-6.25	-4.85	-2.15	2.65	5.85	4.35

Tabulka 18: Sledované parametry – model motoru s optimalizovaným EGR

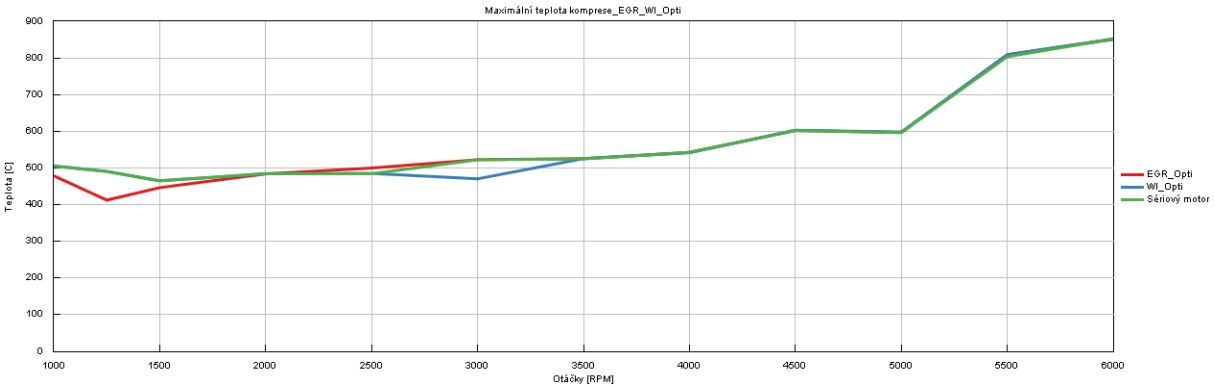
	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000	1500	1250	1000
Výkon [kW]	95.75	96.40	94.73	91.36	80.59	70.10	62.86	50.29	40.43	30.60	21.24	15.13
Točivý moment [Nm]	152.39	167.37	180.92	193.87	192.38	191.27	200.10	192.09	193.04	194.83	162.23	144.52
BSFC [g/kWh]	228.33	220.32	220.21	214.13	216.21	212.77	209.97	234.23	270.80	294.52	491.22	321.98
Vnější EGR [%]	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	5.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Celkový EGR [%]	5.32	5.27	5.36	5.30	5.19	5.04	4.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
WI – vodní vstřikování [g/s]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Spotřeba paliva [g/s]	6.07	5.90	5.79	5.43	4.84	4.14	3.67	3.27	3.04	2.50	2.90	1.35
Účinnost motoru [%]	36.16	37.48	37.50	38.56	38.19	38.81	39.32	35.25	30.49	28.02	16.81	25.64
Teplota v horní úvrati [°C]	850.50	808.69	596.56	602.02	542.66	525.29	522.51	499.73	483.83	446.23	412.25	478.41
Tlak v horní úvrati [bar]	50.85	51.85	45.11	47.09	44.29	41.89	42.69	38.39	38.53	37.88	35.21	32.06
Maximální teplota ve válci [°C]	2253	2273	2189	2163	2147	2223	2194	2291	2221	2156	1665	2060
Maximální tlak ve válci [bar]	89.95	99.57	87.87	93.78	80.75	83.29	85.13	85.07	92.00	76.06	60.64	60.84
IMEP [bar]	14.40	15.60	16.61	17.63	17.37	17.21	17.87	17.11	17.13	17.14	14.30	12.78
Předstih zážehu [deg]	-15.76	-14.90	-9.25	-10.53	-7.36	-7.04	-5.15	-4.85	-5.00	2.65	5.85	4.35

Tabulka 19: Sledované parametry – model motoru s optimalizovaným vodním vstřikováním

	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000	1500	1250	1000
Výkon [kW]	104.71	105.46	105.50	99.54	93.73	79.71	69.47	57.43	47.14	36.89	29.27	17.75
Točivý moment [Nm]	166.65	183.10	201.49	211.22	223.77	217.49	221.12	219.36	225.09	234.85	223.60	169.48
BSFC [g/kWh]	227.75	219.59	216.61	211.93	209.21	205.26	206.09	204.18	204.31	210.11	210.14	222.57
Vnější EGR [%]	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Celkový EGR [%]	0.35	0.30	0.35	0.30	0.22	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
WI – vodní vstřikování [frakce]	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
WI – vodní vstřikování [g/s]	3.32	3.22	3.18	2.94	2.73	2.28	1.99	1.63	1.34	1.08	0.85	0.55
Spotřeba paliva [g/s]	6.62	6.43	6.35	5.86	5.45	4.54	3.98	3.26	2.68	2.15	1.71	1.10
Účinnost motoru [%]	36.25	37.60	38.12	38.96	39.47	40.23	40.07	40.44	40.41	39.29	39.29	37.10
Teplota v horní úvrati [°C]	851.79	808.82	597.90	602.89	541.36	525.45	470.28	485.06	484.09	465.05	490.55	505.63
Tlak v horní úvrati [bar]	55.09	56.75	48.92	50.50	48.53	45.70	42.46	41.93	43.17	43.23	44.31	36.89
Maximální teplota ve válci [°C]	2183.57	2199.34	2120.75	2092.42	2100.21	2163.71	2119.95	2181.21	2213.88	2218.17	2167.96	2156.19
Maximální tlak ve válci [bar]	98.21	109.94	102.62	106.45	103.93	107.43	101.10	108.12	114.59	120.15	113.14	96.44
IMEP [bar]	15.62	16.96	18.39	19.13	20.09	19.49	19.69	19.48	19.90	20.65	19.64	15.00
Předstih zážehu [deg]	-17.30	-16.47	-12.35	-13.17	-12.55	-12.69	-8.89	-10.55	-9.77	-9.01	-8.04	-7.61

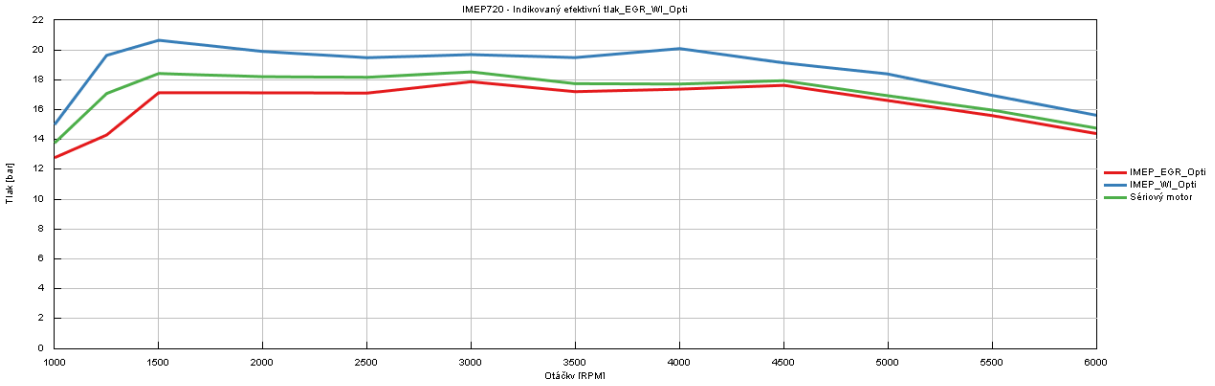


Obr. 119: Porovnání předstihu zážehu

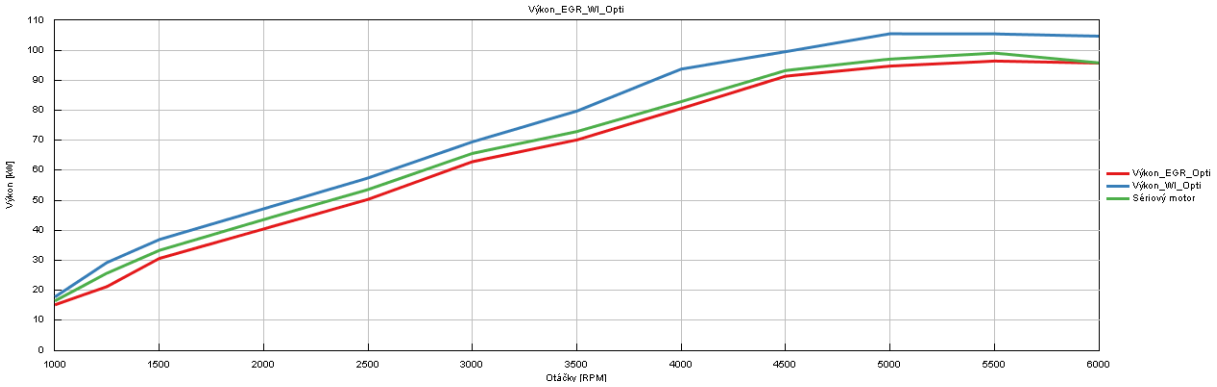


Obr. 120: Porovnání maximální kompresní teploty

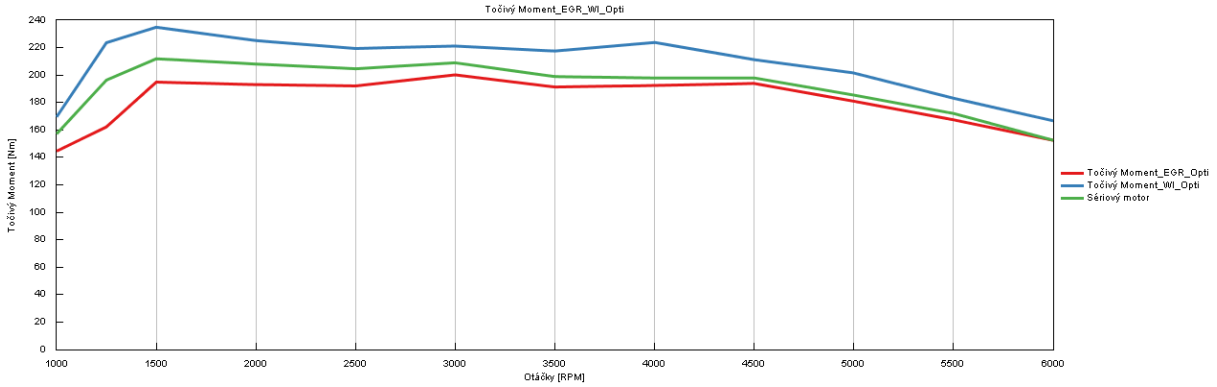
Na obr. 119 je z hlediska předstihu zážehu vidět, že model s vodním vstřikováním, v porovnání s modelem sériovým nebo s chlazeným EGR, dovoluje znatelně nižší hodnoty tohoto parametru, zatímco maximální teplota komprese na obr. 120 je stejná pro všechny modely.



Obr. 121: Porovnání středního efektivního tlaku

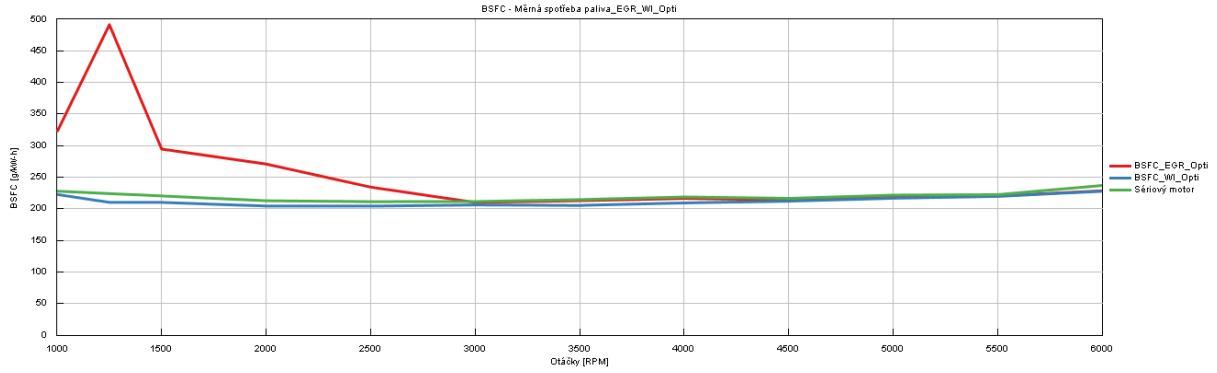


Obr. 122: Porovnání výkonu

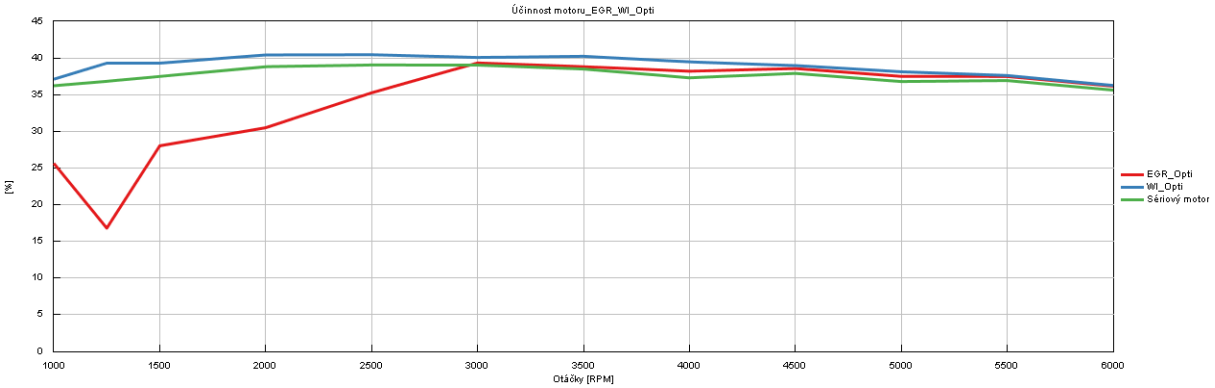


Obr. 123: Porovnání točivého momentu

U výkonových charakteristik (obr. 121, 122 a 123) má lepší výsledky opět model motoru s vodním vstřikováním. Model s chlazeným EGR má výkonové charakteristiky dokonce nižší než sériový motor. Důvodem je chybějící čerstvý vzduch nahrazený právě recirkulovaným plynem. Ve spalovacím prostoru je pak méně kyslíku, který se může využít pro spalování stechiometrické směsi.

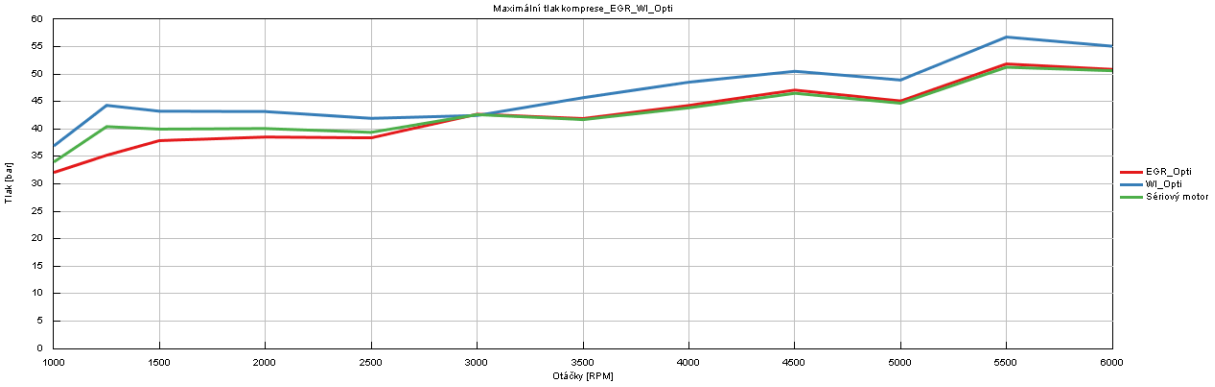


Obr. 124: Porovnání měrné spotřeby paliva

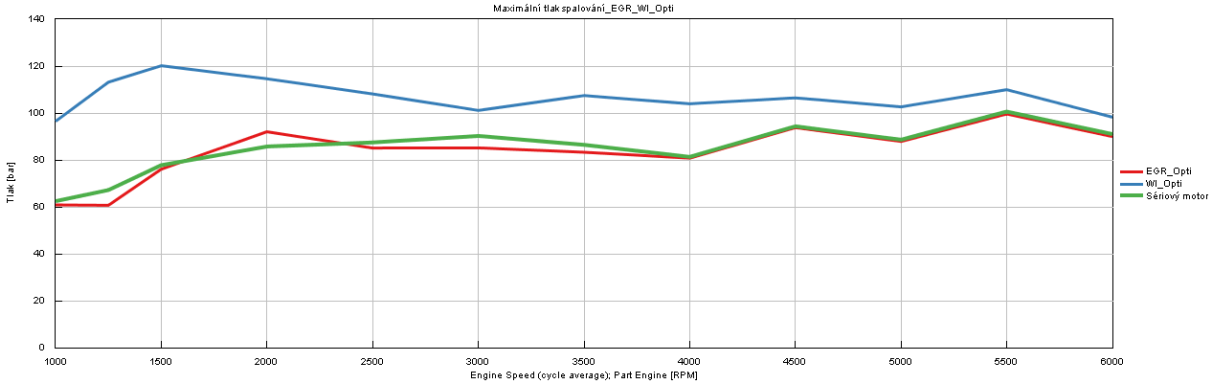


Obr. 125: Porovnání účinnosti motoru

U charakteristik, které reprezentují účinnost motoru a celkovou hospodárnost, je opět ve výhodě model s vodním vstřikováním. U modelu s chlazeným EGR se u nízkých otáček objevily hodnoty, které nelze brát reálně. Model v těchto režimech nedokázal ziterovat. Nicméně pro hodnoty od 3000 otáček a výše se v porovnání s modelem sériového motoru projevuje mírně vyšší účinnost na obr. 125 a nižší měrná spotřeba na obr. 124.



Obr. 126: porovnání maximálního kompresního tlaku

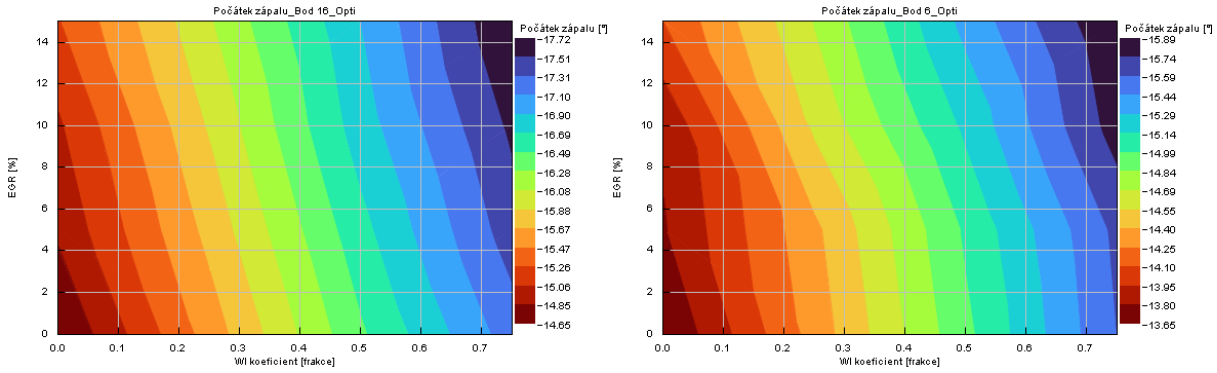


Obr. 127: Porovnání maximálního spalovacího tlaku

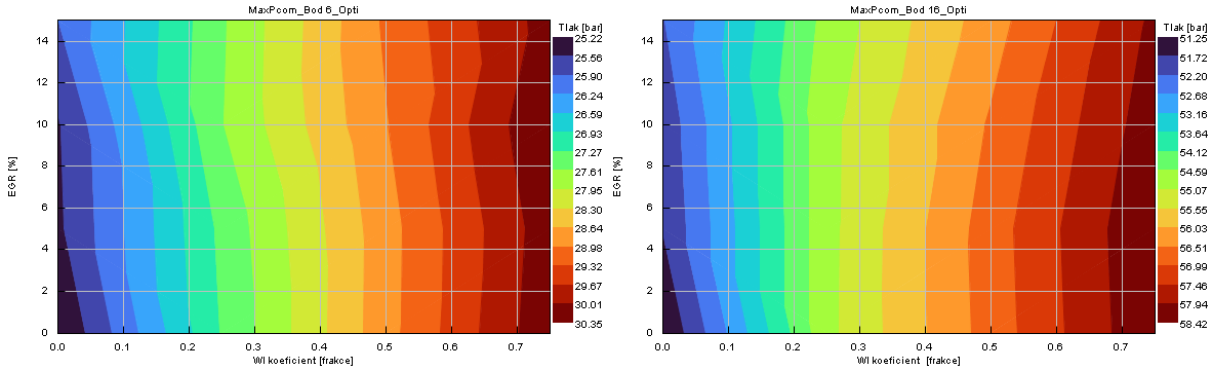
Na porovnání maximálního spalovacího tlaku na obr. 127 a i na maximálním kompresním tlaku na obr. 126 je vidět hlavní důvod, proč jsou sledované parametry modelu motoru s vodním vstřikováním výhodnější. Model s vodním vstřikováním totiž vykazuje spalovací tlaky až 120 bar. Tato hodnota maximálního spalovacího tlaku je ale i tak stále pod maximální deklarovanou hodnotou spalovacího tlaku u tohoto motoru, která je 135 bar [31].

6.2 VYUŽITÍ EGR A VODNÍHO VSTŘIKOVÁNÍ – OPTIMALIZACE PŘEDSTIHU ZÁŽEHU

Nepřímé porovnání mezi technologií chlazeného EGR a vodního vstřikování z kapitoly 6.1 dalo výsledky pouze pro režim motoru v maximální zátěži. Některé zdroje [37][38] ukazují, že aktivace činnosti chlazeného EGR a vodního vstřikování u spalovacího motoru může mít za následek další zvýšení benefitů těchto technologií. Pro komplexní porovnání těchto technologií bylo zvoleno porovnání ve formě 2D grafů o třech proměnných. Grafy jsou ve formě map, kde na ose X je koeficient vstříknuté vody, na ose Y je množství recirkulovaného EGR. Barevná škála pak odkazuje na sledovaný parametr. U těchto map lze jednoduše porovnat i samotné technologie mezi sebou, jelikož podél osy X byla proměnná pouze vodní vstřikování a EGR recirkulace byla 0 %. Analogicky i podél osy Y byl proměnný parametr pouze EGR recirkulace a vodní vstřikování bylo nastaveno na 0 %. Pro porovnání byly opět zvoleny body 6 a 16 a také z hlediska parametrické optimalizace byl znovu použit stejný postup, kdy předstih se optimalizoval na stejnou maximální teplotu během kompresního zdvihu, jako měl sériový model bez těchto technologií.

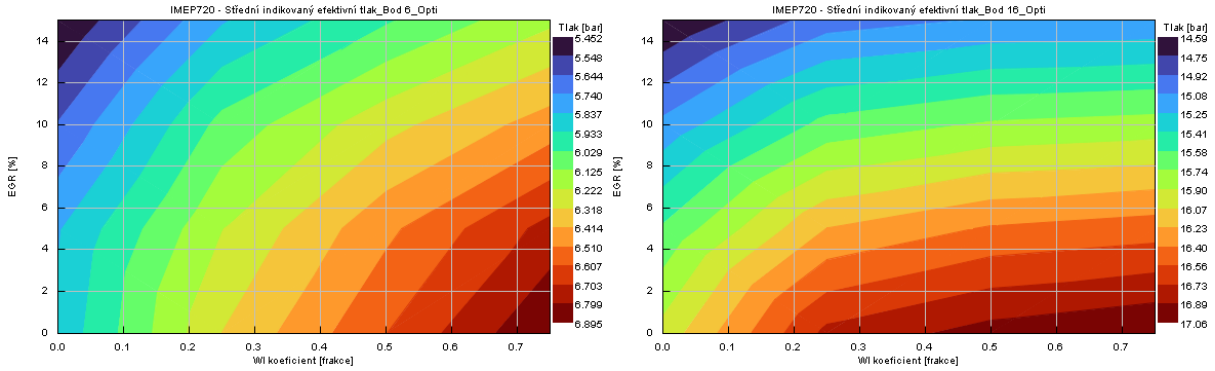


Obr. 128: EGR vs. vodní vstřikování – počátek zápalu

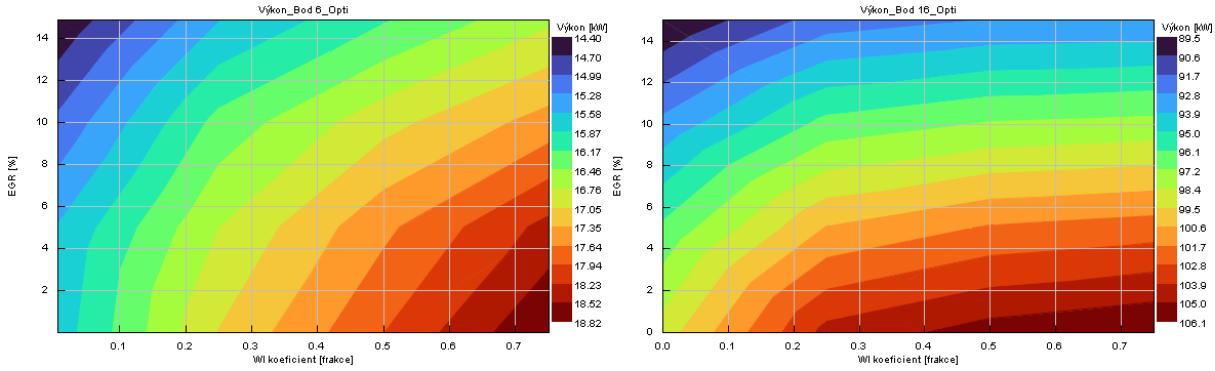


Obr. 129: EGR vs. vodní vstřikování – maximální kompresní tlak

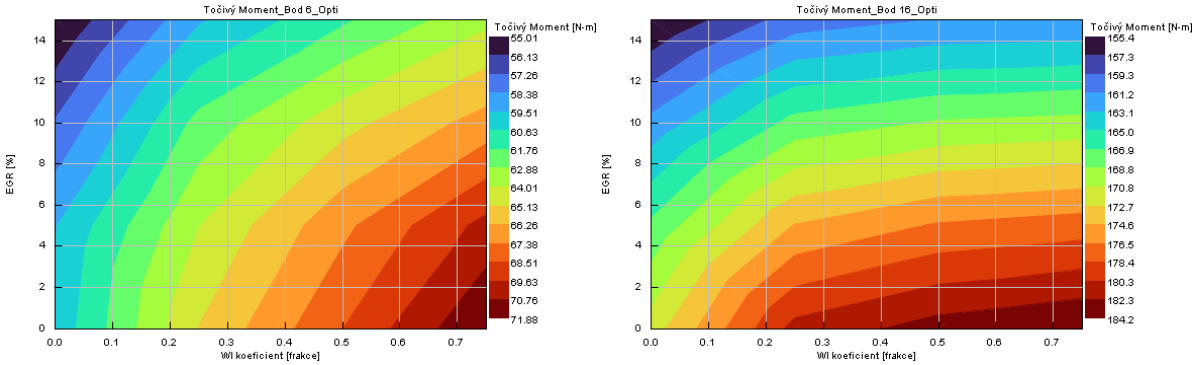
Na obr. 128 vidíme změnu časování předstihu zážehu. Mnohem větší gradient je na první pohled vidět u vodního vstřikování, kde je rozdíl až 2,09° u bodu 6 a lze sledovat zvětšení této hodnoty předstihu zážehu s rostoucí recirkulací EGR. Díky chlazení směsi a předstihu roste i maximální tlak během komprese (obr. 129). Opět lze pozorovat mnohem větší gradient pro vodní vstřikování, kdy pro bod 6 lze dosáhnout o 5,1 baru a pro bod 16 je nárůst tlaku 7,1 baru. Pokud se podíváme na chlazený EGR, tak přírůstek tlaku je pro bod 6 pouze 0,7 baru a 0,9 baru pro bod 16. již tady nám výsledky naznačují, že vodní vstřikování bude mít mnohem větší dopad na výkonové parametry než model s chlazeným EGR.



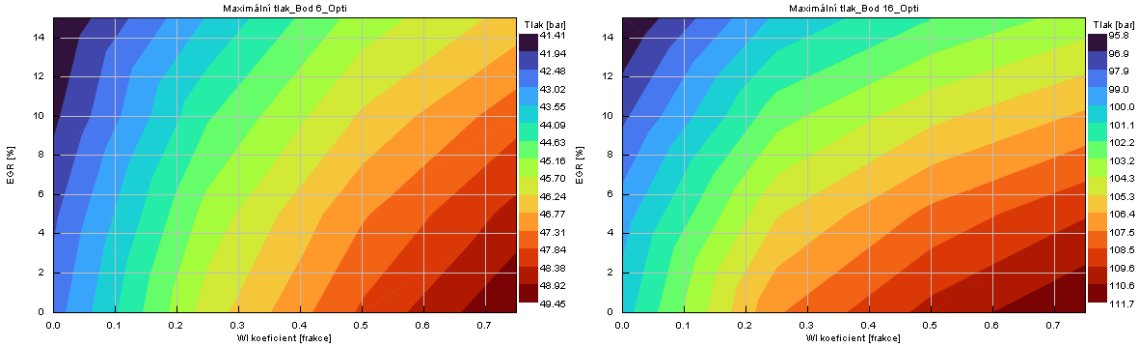
Obr. 130: EGR vs. vodní vstřikování – střední efektivní tlak



Obr. 131: EGR vs. vodní vstřikování – výkon

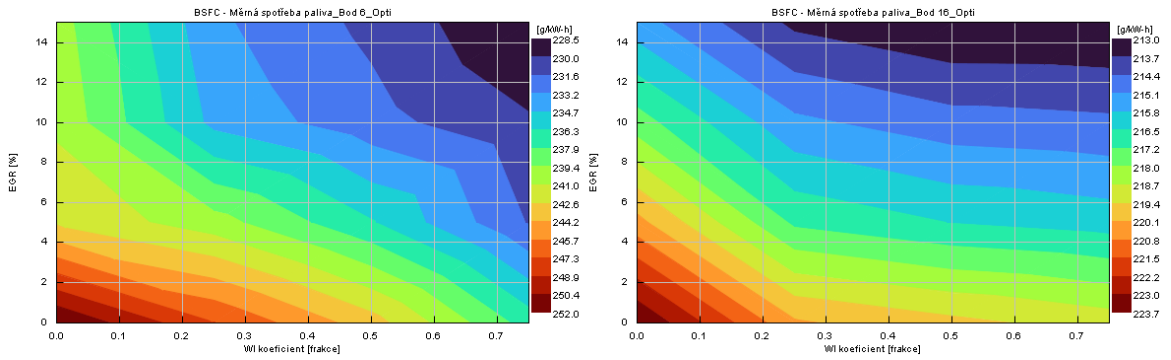


Obr. 132: EGR vs. vodní vstřikování – točivý moment

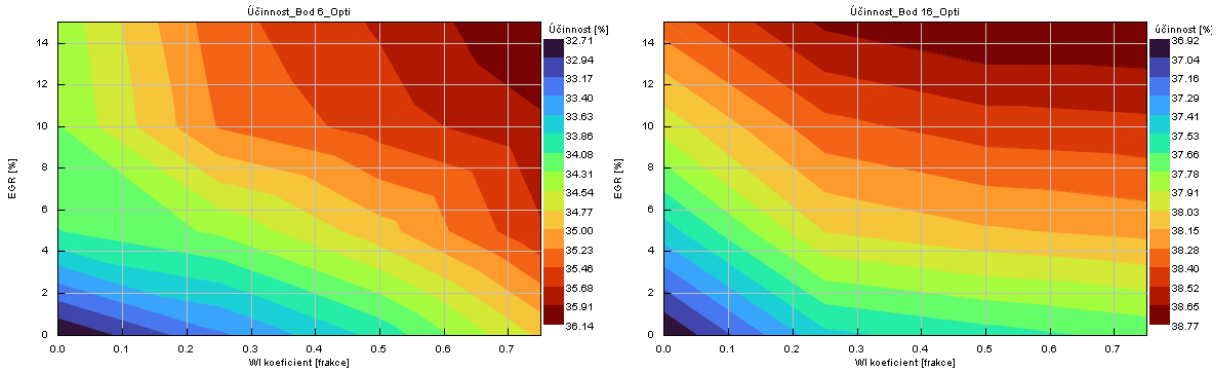


Obr. 133: EGR vs. vodní vstřikování – maximální spalovací tlak

Z hlediska výkonových charakteristik (obr. 130, 131 a 132) je zřejmé, že použití chlazeného EGR systému má negativní vliv. Čím méně EGR recirkulace je využito, tím výhodnější jsou sledované výkonnostní parametry nezávisle na použití vodního vstřikování. U vodního vstřikování je situace opačná. Čím více vodního vstřikování použijeme, tím máme výsledky pozitivnější. Pokud zanedbáme možnost přílišného nasycení směsi vzduchu vodní parou, kdy by mohlo dojít k vynechání zápalu, můžeme díky vodnímu vstřikování při koeficientu 75 % dosáhnout nárůstu výkonu až o 3,5 kW u bodu 6 a o 7,1 kW u bodu 16 (obr. 131). U točivého momentu je situace logicky obdobná a nárůst je 11,8 Nm u bodu 6 a 24,2 Nm u bodu 16 (obr. 132). Maximální spalovací tlak je i v bodech, kdy simulace dosáhla maximálních výkonů, stále v dovolené normě (obr. 133).

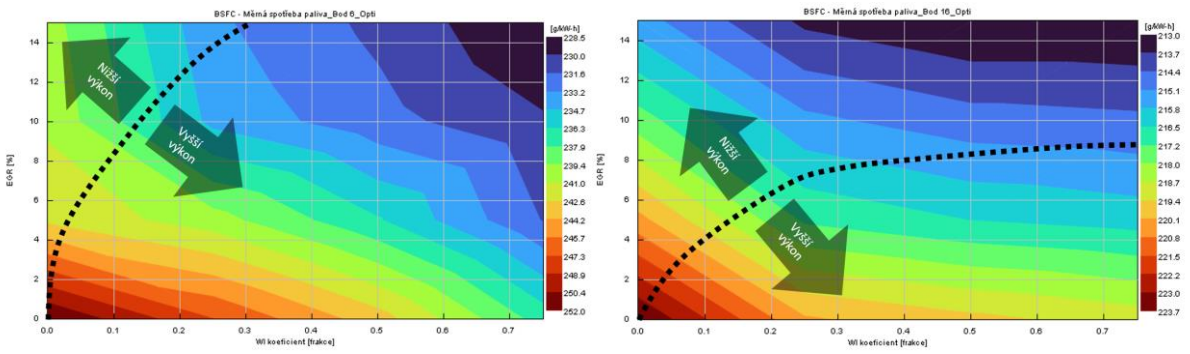


Obr. 134: EGR vs. vodní vstřikování – měrná spotřeba paliva



Obr. 135: EGR vs. vodní vstřikování – účinnost motoru

Z hlediska účinnosti a měrné spotřeby paliva je situace u obou technologií více vyvážená. Pokud se podíváme na vodní vstřikování a systém EGR separátně, obě tyto technologie vykazují podobné pozitivní výsledky. Z hlediska účinnosti (obr. 135) můžeme dosáhnout zvýšení tohoto parametru při systému vodního vstřikování pro bod 6 až 2,3 % a 0,9 % pro bod 16. U systému EGR pak můžeme dosáhnout vyšší účinnosti u bodu 6 až o 1,8 % a o 1,4 % pro bod 16. Pokud však oba systémy necháme pracovat v součinnosti, tak se benefit může zvýšit až o 3,43 % pro bod 6 a o 1,85 % pro bod 16. Obdobná situace se ukazuje u měrné spotřeby paliva (obr. 134). Tady u systému EGR můžeme dosáhnout benefitu 12,5 g/kWh pro bod 6 a 8,6 g/kWh pro bod 16. U systému s vodním vstřikováním jde o úsporu 14,3 g/kWh pro bod 6 a 5,7 g/kWh pro bod 16. U kombinace systémů při 15 % chlazeného EGR a 75 % koeficientu vodního vstřikování lze dosáhnout úspory až 23,5 g/kWh pro bod 6 a 10,7 g/kWh pro bod 16. Nicméně je potřebné zmínit, že úspora měrné spotřeby paliva a zvýšení účinnosti je u systému EGR na úkor výkonových charakteristik.



Obr. 136: Závislost výkonu motoru na měrné spotřebě paliva pro jednotlivé nastavení EGR a vodního vstřikování

Z hlediska nejvýhodnějších výsledků je tedy třeba najít u jednotlivých bodů mapy kompromis mezi zvýšením účinnosti a zachováním výkonových charakteristik. Na to nám pomůže odpovědět obr. 136, kde je do grafů měrné spotřeby paliva vynesena základní křivka sériového výkonu, kdy vodní vstřikování i chlazený EGR bylo nastaveno na 0 %. Pokud bychom tedy chtěli maximalizovat benefit měrné spotřeby paliva a zároveň mít i stejný výkon jako měl sériový motor, pak bychom pro bod 6 museli použít nejméně 30 % vodního vstřikování a 15 %

EGR. Stále však můžeme pomocí vodního vstřikování zvýšit výkon a současně snížit měrnou spotřebu paliva zvyšováním koeficientu vstřikováním vody. Jiný stav však nastává u bodu 16. Zde je vidět, že nejnižší měrná spotřeba paliva při zachování výkonových charakteristik je při 75 % koeficientu vodního vstřikování a 9 % EGR. Pokud bychom zvyšovali recirkulaci nad tuto hranici, snižovala by se sice měrná spotřeba paliva, ale také výkon motoru pod stav sériového motoru. Proto u kombinace systému EGR a vodního vstřikování nelze jednoznačně určit, které nastavení je pro jednotlivé body mapy nejideálnější a je tedy potřeba každý bod mapy motoru vyšetřit jednotlivě.

7 OVĚŘENÍ SIMULACE NA EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE

Z předešlých výsledků simulace je zřejmé, že mnohem výhodnější výsledky vykázala technologie vodního vstřikování. Technologie chlazeného EGR sice také vykázala jisté zlepšení sledovaných parametrů účinnosti a měrné spotřeby, ale při zvažování všech dostupných informací a dat bylo rozhodnuto, že systém EGR nebude ověřen experimentem. Důvod byl jak ve zmíněné komplexnosti systému a jeho nestabilnímu chování při změně zatížení (obr. 97), tak v nízkých hodnotách zlepšení v porovnání s vodním vstřikováním. Proto bylo rozhodnuto, že dostupné zdroje, které byly alokovány na ověření modelu experimentem, se použijí na prověření modelu vodního vstřikování. Původně bylo také zamýšleno, že se ověření modelu provede upravením motoru, který byl změřen na dynamometru jako sériový, a poté se provede porovnání. Po zvážení všech pro a proti však bylo rozhodnuto, že ušetřené prostředky, které by se musely použít na ověření modelu chlazeného EGR systému, se použijí na ověření vodního vstřikování na experimentálním vozidle. Vyšší vstupní náklady pro ověření modelu na experimentálním vozidle byly vyřešeny tím, že ověření modelu provedla firma FEV Europe GmbH za pomoci firmy Hanon Systems. Tím se zvýšila jak časová efektivita, tak také prestiž prezentovaných výsledů díky účasti světově renomovaných firem. Experimentální vozidlo má také mnohem vyšší marketingový potenciál hlavně kvůli své mobilitě a možnosti si pozitivní vlivy systému vodního vstřikování ověřit i mimo laboratoř.

Na základě dohody s partnerem se však rozhodlo, že ověření simulace proběhne na experimentálním vozidle s odlišným motorem, než jaký byl použit během simulací v předchozích kapitolách. Konkrétně v experimentálním vozidle šlo o motor řady EA888 ve verzi s 228 kW (obr. 137). Důvodem byla dostupnost tohoto vozidla a zvýšení již už tak vysokého standardního litrového výkonu (114.75 kW/l) u tohoto motoru. Tento parametr má velký marketingový potenciál a jak bylo zjištěno z předešlých kapitol, tak lze předpokládat znatelný růst výkonu motoru při použití vodního vstřikování.

Obr. 137: Experimentální vozidlo s vodním vstřikováním

Tabulka 20: Porovnání parametrů simulovaného motoru a experimentálního

Označení motoru		1.5-l TSI (96 kW) EA211 TSI evo	2.0 TSI (228kW) EA888 Gen 3
Počet válců		4	4
Zdvihový objem	cm^3	1498	1987
Vrtání	mm	74.5	82.5
Zdvih	mm	85.9	92.8
Poměr Zdvih/Vrtání		1.15	1.12
Kompresní poměr		12.5	9.3
Maximální výkon	kW	96	228
Otáčky max. výkonu	1/min	5000-6000	5800-6200
Specifický výkon	kW/l	64	114.75
Maximální moment	Nm	200	380
Otáčky max. momentu	1/min	1400-4000	1800-5700
Specifický moment	Nm/l	167.22	191.24
Palivo		95	95

Z tabulky 20 je zřejmé, že největším rozdílem ovlivňující celkovou účinnost motoru je nižší kompresní poměr. U experimentálního vozidla to je 9,3 vs. 12,5 u simulačního modelu. Z toho lze předpokládat, že experimentální vozidlo bude mít vyšší hodnotu měrné spotřeby paliva. Vyšší je také objem válců. Experimentální vozidlo má objem 1987 cm^3 a simulační model vychází z motoru s objemem válců 1498 cm^3. Je tedy dané, že experimentální vozidlo bude mít i vyšší základní výkonové charakteristiky.

7.1 EXPERIMENT

Z důvodu odlišného motoru u experimentálního vozidla bylo nutno ustoupit od ověření dříve sledovaných měřicích bodů 6 a 16. Tyto body by sice šlo na vozidlovém dynamometru z hlediska výkonu nastavit, nicméně i tak by bylo nutno zahrnout nepřesnosti vlivem škrcení, odlišného tlaku v sání a podobně.

Proto bylo rozhodnuto, že ověření bude prověřeno při plně otevřené škrticí klapce na úplné otáčkové charakteristice motoru a budou se sledovat relativní přírůstky sledovaných parametrů motoru s použitím vodního vstřikování a bez tohoto systému. Tyto relativní změny se pak porovnají se simulací. U experimentu se měření provedlo na vozidlovém dynamometru. Je tedy zřejmé, že jistá nepřesnost může při měření vznikat i nepřesností měření.

7.1.1 SLEDOVANÉ PARAMETRY

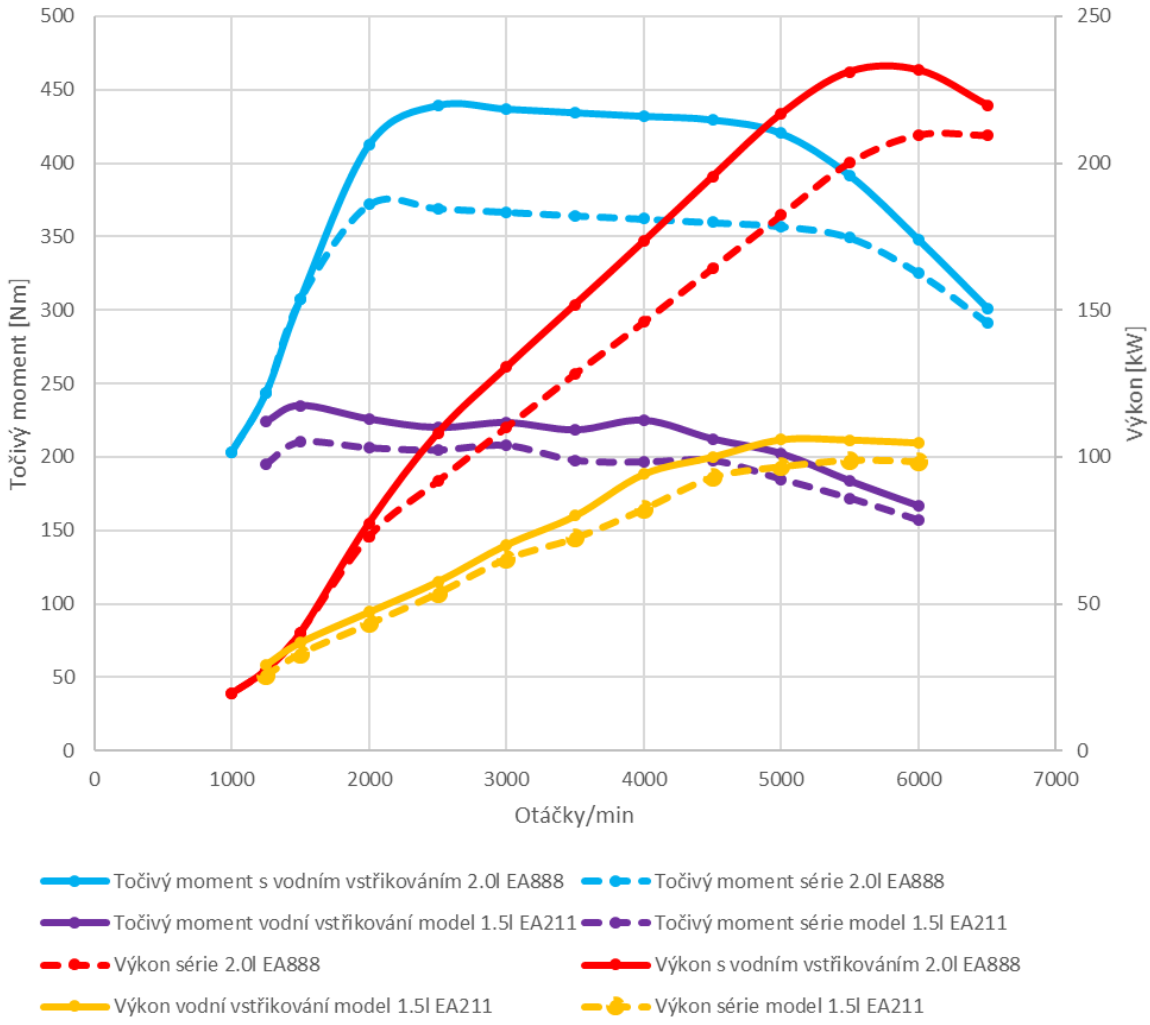
Jako hlavní sledované parametry pro ověření simulace byl zvolen koeficient množství vstřikované vody, měrná spotřeba paliva, točivý moment, výkon a střední efektivní tlak. Hlavním parametrem bylo množství vstřikované vody. Zvoleno bylo stejné množství vstřikované vody vůči palivu. Tento koeficient byl nastaven konkrétně na hodnotě 60 %. V kapitole 6.1 byl při použití porovnání otáčkových charakteristik použit koeficient vodního vstřikování konzervativně na hodnotě 50 %. Je tedy zřejmé, že ve skutečnosti motor v experimentálním vozidle snáší bez problému ještě vyšší hodnoty koeficientu vodního

vstřikování. Proto se dodatečně simuloval model motoru EA211 evo se stejnou hodnotou koeficientu vodního vstřikování 60 %. Nicméně v nižších otáčkách (1000-1500 rpm) bylo u experimentu vodní vstřikování vypnuto. Důvodem byla nestabilita chodu motoru.

7.1.2 VÝSLEDKY EXPERIMENTU A SROVNÁNÍ SE SIMULACÍ

Z důvodu chybějících dat u experimentu pro otáčky 1000-1500 rpm se následující analýza výsledků bude věnovat pouze otáčkám 2000-6000 rpm, ale pro úplnost jsou v tabulce 21 uvedeny u modelu motoru výsledky pro celé spektrum otáček.

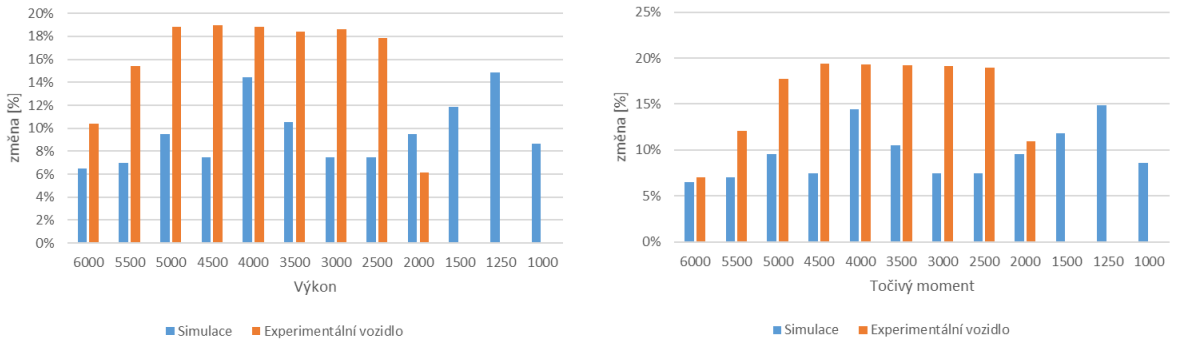
Z hlediska středního efektivního tlaku (obr. 140) se u experimentu relativní změna při použití vodního vstřikování pohybovala v pozitivních hodnotách od 6 % do 17 % (průměrná hodnota byla 13 %). Simulační model vykazoval pozitivní nárůst v hodnotách lehce nižších, a to 6-15 % (průměrná hodnota byla 9 %). U výkonu a točivého momentu je situace obdobná (obr. 138 a 139). U experimentu je rozptyl u výkonu 6-19 % (průměrná hodnota byla 16 %). Model vykázal zlepšení v rozmezí 6-14 % (průměrná hodnota byla 9 %). Točivý moment vykazoval u experimentu rozptyl u 7-19 % (průměrná hodnota byla 16 %). Model vykázal zlepšení v rozmezí 6-14 % (průměrná hodnota byla 9 %).



Obr. 138: Změřená data experimentálního vozidla s motorem 2.0 l EA888 a modelu 1.5 l EA211 evo

Tabulka 21: Porovnání simulace a experimentu (plně otevřena škrticí klapka)

	rpm	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000	1500	1250	1000
Simulace	BSFC	-2 %	-2 %	-4 %	-3 %	-6 %	-4 %	-3 %	-4 %	-4 %	-5 %	-6 %	-2 %
	BMEP	6 %	7 %	10 %	7 %	14 %	11 %	7 %	7 %	10 %	12 %	15 %	9 %
	Výkon	6 %	7 %	10 %	7 %	14 %	11 %	7 %	7 %	10 %	12 %	15 %	9 %
	Točivý moment	6 %	7 %	10 %	7 %	14 %	11 %	7 %	7 %	10 %	12 %	15 %	9 %
Experiment	BSFC	-12 %	-12 %	-12 %	-10 %	-8 %	-6 %	-6 %	-4 %	-2 %	-	-	-
	BMEP	6 %	12 %	11 %	14 %	14 %	15 %	14 %	17 %	15 %	-	-	-
	Výkon	10 %	15 %	19 %	19 %	19 %	18 %	19 %	18 %	6 %	-	-	-
	Točivý moment	7 %	12 %	18 %	19 %	19 %	19 %	19 %	19 %	11 %	-	-	-

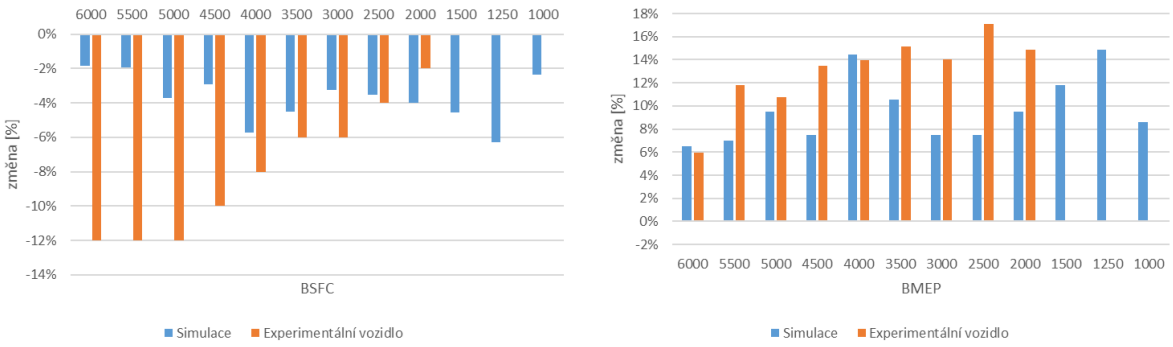


Obr. 139: Relativní srovnání simulace a experimentu (Výkon, Točivý moment)

Mírně vyšší rozdíly jsou zřetelné u měrné spotřeby paliva (obr. 140). Zde experiment vykazoval relativní ušetření od -2 % do -12 % (průměrná hodnota byla -8 %). Simulační model se pohyboval v rozmezí od -2 % do -6 % a průměrná hodnota byla -3 %. Důvodem tohoto vyššího rozdílu můžou být vyšší počáteční hodnoty měrné spotřeby paliva u experimentálního motoru. Dalším z možných důvodů odchylky výsledků může být odlišné počáteční naladění experimentálního motoru. Zatímco simulační model vycházející z motoru řady EA 211 evo 96 kW je naladěn spíše ekonomicky (existují ještě vyšší výkonové varianty tohoto motoru). Motor v experimentálním vozidle je nejvýkonnější ze své řady. Experimentální vozidlo se sériovým naladěním tak disponuje výkonem až 228 kW, ale existují i varianty této řady motoru s nižším výkonem. Tam se dá očekávat nižší měrná spotřeba paliva, a tím i nižší odchylky od simulací.

Z relativně nízkých rozdílů mezi simulací a experimentem lze vyvodit závěr, že navrhovaný simulační model motoru s vodním vstřikováním dostatečné koreluje s měřením, a že simulační model byl sestaven správně včetně parametrických optimalizací u předstihu zážehu.

S nízkou mírou rizika lze tvrdit, že výsledky budou odpovídat realitě i mimo porovnávané body měření experimentu a modelu. Model tedy lze použít pro další analýzy potřebných bodů. Příkladem může být úprava celkové mapy motoru na vodní vstřikování a použití modelu motoru pro model vozidla, a tak zjištění reálných možností systému vodního vstřikování v celém jízdním cyklu.



Obr. 140: Relativní srovnání simulace a experimentu (BSFC, BMEP)

7.2 LIMITACE MOTORU S VODNÍM VSTŘIKOVÁNÍM, SPOTŘEBA VODY A JEJÍ ŘEŠENÍ

Použití vodního vstřikování u spalovacího motoru nepřináší jen pozitivní zprávy. Je potřeba přemýšlet i nad limitací použití této technologie. Příkladem může být spotřeba vstřikované vody, možná koroze uvnitř motoru a jiné. Touto problematikou se zabýval přidružený vývoj Water harvesting systému (WAHASY) pro zpětné získávání vody pro vodní vstřikování. Vývoj této technologie běžel souběžně při práci na této dizertační práci. Celkové výsledky tohoto vývoje lze nalézt v Příloze 1, kde je přiložena kopie impaktovaného článku na toto téma. Na obr. 141 lze vidět zabudování tohoto systému na experimentálním vozidle.

Obr. 141: Water Harvesting Systém

ZÁVĚR

Spalovací motor, který je s námi již 137 let a umožnil zvýšení kvality života lidí po celém světě, je v médiích označován jako mrtvá technologie [39][40]. Autor si dovolí tvrdit, že je to neprávem, a že je neuvážlivé věnovat veškeré zdroje pouze na vývoj elektromobilů. Zážehový spalovací motor má před sebou ještě mnoho desítek let uplatnění a zamrazení vývoje bude mít za následek nezvyšování účinnosti aktuálních spalovacích motorů. To implikuje zbytečné emise, které by mohly být ušetřeny.

Využití chlazeného EGR systému může být jedna z technologií, která umožní zvýšit účinnost motoru a snížit měrnou spotřebu paliva. Čím větší množství výfukových plynů recirkulujeme, tím vyšší účinnost motoru můžeme dosáhnout, ale bez zvýšení kompresního poměru motoru je toto zvýšení účinnosti na úkor výkonu motoru. Proto vzhledem ke komplexnosti chlazeného EGR systému, nutných úprav samotného motoru a dosažených výsledků simulace, bylo rozhodnuto, že se prověří i konkurenční systém, a to vodní vstřikování do sání motoru.

Vodní vstřikování vykázalo mnohem lepší výsledky sledovaných parametrů. Model motoru s vodním vstřikováním s koeficientem vodního vstřikování 50 % vykázal zvýšení účinnosti motoru až o 0,7 %, snížení měrné spotřeby o 4,07 g/kWh, a dokonce zvýšení výkonu motoru o 6,57 kW. Procentuální zvýšení těchto sledovaných parametrů u modelu korelovalo s výsledky měření na vozidle. Naměřené hodnoty při koeficientu vodního vstřikování 60 % jsou dokonce ještě vyšší než simulované. Konkrétně se jedná o snížení měrné spotřeby až o 12 % a zvýšení výkonu motoru až o 19 %, což odpovídá navýšení o 31,1 kW.

Studií na systém EGR nebo na vodní vstřikování lze najít hodně. Co je zajímavým a do jisté míry unikátním výsledkem dizertační práce, je model zážehového motoru s kombinací vodního vstřikování a chlazeného EGR systému. Kombinace těchto systémů ukazuje trend, kdy chlazený EGR systém může ještě více snížit měrnou spotřebu paliva a vodní vstřikování pomůže dorovnat výkonový deficit.

Hlavním výsledkem dizertační práce tedy je simulační model motoru s vodním vstřikováním, který vykazuje výsledky srovnatelné s měřením. Díky tomuto modelu lze pokračovat v investigaci a vytvořit tak kompletní mapu motoru s vodním vstřikováním a ověřit vliv vodního vstřikování na sledované parametry během jízdního cyklu. Přidruženým výsledkem dizertační práce je také funkční prototyp zpětného získávání kondenzátu z výfukových spalin, aby byl systém vodního vstřikování plně nezávislý. Díky tomu pak není potřeba kapalinu pro vodní vstřikování uživatelem doplňovat a uživatel o tomto systému nemusí ani vědět.

Dizertační práce se nevěnovala emisím. To hlavně z toho důvodu, že tato problematika je velmi obsáhlá a byla by na samostatnou dizertační práci. Dalším logickým postupem by tedy mělo být experimentální prověření vlivu systémů vodního vstřikování a EGR na celkové emise.

Ke zvážení je z hlediska výsledků simulace vytvoření experimentálního motoru, kde je jak vodní vstřikování, tak i systémem chlazeného EGR a doplnění tohoto experimentálního motoru o systém předzápalu směsi v komůrce. Následně pak prověřit množství recirkulace EGR nad 30 %, kdy je očekáváno další navýšení účinnosti motoru a měrné spotřeby paliva.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] World GDP over the last two millennia. Our World in Data [online]. [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: https://ourworldindata.org/grapher/world-gdp-over-the-last-two-millennia

[2] GLOBAL SALES STATISTICS. International Organization of Motor Vehicle Manufacturers [online]. [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: https://www.oica.net/category/sales-statistics/

[3] HENZE, V. *Electric Vehicle Sales to Fall 18% in 2020 but Long-term Prospects Remain Undimmed* [online]. BloombergNEF, 19. 5. 2020 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: https://about.bnef.com/blog/electric-vehicle-sales-to-fall-18-in-2020-but-long-term-prospects-remain-undimmed/

[4] YUZAWA, K., BHANDARI, N. Electric Vehicles: What's Next VII: Confronting Greenflation. Goldman Sachs [online]. 9. 3. 2022 [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: https://www.goldmansachs.com/intelligence/pages/gs-research/electric-vehicles-whats-next-vii-confronting-greenflation/report.pdf

[5] MOCK, P., DÍAZ, S. PATHWAYS TO DECARBONIZATION: THE EUROPEAN PASSENGER CAR MARKET, 2021–2035. In: *International Council on Clean Transportation* [online]. 19. 5. 2021 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: https://theicct.org/publication/pathways-to-decarbonization-the-european-passenger-car-market-2021-2035/

[6] HÉBERT, G. Forecasting Carbon Footprint of European Passenger Car Fleet in Regards to its Electrification. Life Cycle Analysis for Transportation Symposium [online]. San Antonio (Texas): Southwest Research Institute, 15 [cit. 2023-08-01]. Dostupné z: https://www.swri.org/sites/default/files/alt-fuels-hebert.pdf

[7] MORKUS, J., MACEK, J. Josef Morkus a Jan Macek: Kam kráčíš, elektromobilito? [online]. [cit. 2023-08-01]. Dostupné z: https://www.fs.cvut.cz/verejnost/pr-media/pribehy-z-ustavu/kam-kracis-elektromobilito/

[8] INCROPERA, F., DEWITT, D., BERGMAN, T., LAVINE, A. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Sixth edition. United States of America: JOHN WILEY, 2007.

[9] Honda's Best-Yet Hybrid Powertrain | WardsAuto. *WardsAuto* [online]. Dostupné z: https://www.wardsauto.com/behind-10-best/honda-s-best-yet-hybrid-powertrain

[10] Toyota Develops Engines with Improved Thermal, Fuel Efficiency | Toyota Motor Corporation Official Global Website. *トヨタ自動車株式会社 公式企業サイト* [online]. Dostupné z: https://global.toyota/en/detail/1693527

[11] Subaru engines - CB18. If tomorrow comes [online]. In: 2020 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: https://toyota-club.net/files/faq/20-10-20_faq_subaru_cb_en.htm

[12] SKYACTIV ENGINES: SKYACTIV-G 2.5 T DYNAMIC PRESSURE TURBO [online]. In: . 2018 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: https://solutionmazda.com/en/innovation/skyactiv-technology

[13] WEI, H., ZHU, T., SHU, G., TAN, L., WANG, Y. Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review. Applied Energy [online]. 2012, [cit. 2023-08-08]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/271559740_Gasoline_engine_exhaust_gas_recirculation_-_A_review/link/5bf5e56c4585150b2bc8c937/download

[14] *EGR system* [online]. In: . Valeo. 19. 7. 2010, s. 41 [cit. 2019-05-13].

[15] Pospíšil, J. *Snižování spotřeby benzínových motorů EGR technologie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženyrství, 2016. 47s. Vedúcí bakalárskej práce Ing. Jiří Bazala.

[16] Miller Cycle Engines. *DieselNet: Engine & Emission Technology Online* [online]. Copyright © Ecopoint Inc. Revision [cit. 13.05.2019]. Dostupné z: https://www.dieselnet.com/tech/engine_miller-cycle.php

[17] NIIZATO, T. HONDA POWER TRAIN STRATEGY AND ICE TECHNOLOGY FOR THE FUTURE. Honda R&D Co., Ltd. 6. 4. 2018, 36.

[18] SCHOCK, H. Jetfire Ignition for Gasoline Engines. Michigan State University, 10.

[19] 5 LITRES OF WATER FOR 500 HORSES. M GmbH 2023 [online]. 7. 10. 2015 [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: https://www.bmw-m.com/en/topics/magazine-article-pool/5-litres-of-water-for-500-horses.html

[20] Improvement in Gas Engines. U.S. 49346. Uděleno 8.8.1865.

[21] DURST, B., UNTERWEGER, G., REULEIN, C. et al., 2015. Leistungssteigerung von Ottomotoren durch verschiedene Wassereinspritzungskonzepte. In: MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor. 8.

[22] PAUER, T., FROHNMAIER, M., WALTHER, J. et al., 2016. Optimierung von Ottomotoren durch Wassereinspritzung. In: 37. Internationales Wiener Motorensymposium.

[23] DURST, B., LANDERL, C., POGGEL, J. et al., 2017. BMW Wassereinspritzung: Erste Erfahrungen und künftige Potenziale. In: 38. Internationales Wiener Motorensymposium.

[24] HOPPE, F.; THEWES, M.; SEIBEL, J. et al., 2017. Evaluation of the Potential of Water Injection for Gasoline Engines. In: Engines, SAE Int. J. Engines 10(5).

[25] HERMANN, I.; GLAHN, C.; KLUIN, M. et al., 2017. Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis? In: International Conference on Knocking in Gasoline Engines.

[26] LI, A., ZHENG, Z., a PENG, T. Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine [online]. (Volume 268) [cit. 2023-08-01]. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117376

[27] ZHU, S., BO H., AKEHURST, S. et al. *A review of water injection applied on the internal combustion engine*. *Energy Conversion and Management* [online]. 2019, 184, 139-158 [cit. 2020-02-05]. ISSN 01968904. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890419300883

[28] TAUZIA, X., A. MAIBOOM and S. SHAH. Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine. Energy [online]. 2010, 35(9), 3628-3639 [cit. 2020-02-20]. ISSN 03605442. Dostupné z: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544210002707

[29] WOODYARD, D. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. 9th edition. Butterworth-Heinemann, 2009. ISBN 9780080943619.

[30] ROWE, M., LADD, G. *Water Injection for Aircraft Engines* [online]. [cit. 2020-02-20]. DOI: 10.4271/460192. Dostupné z: https://www.sae.org/content/460192/

[31] DEMMELBAUER-EBNER, W., PERSIGEHL, K., GÖRKE, M. et al. The New 1.5-l Four-cylinder TSI Engine from Volkswagen. MTZ Worldw 78, 16–23 (2017). Dostupné z: https://doi.org/10.1007/s38313-017-0009-x

[32] SSP 511, The New EA211 Petrol Engine Family: Service Training. VOLKSWAGEN AG, Wolfsburg, 64.

[33] Data sheet, Type 6115C: M12x1.25 measuring spark plug [online]. Eulachstraße 22, 8408 Winterthur, Switzerland: 2023 Kistler Group, 29. 6. 2023, 6 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: https://kistler.cdn.celum.cloud/SAPCommerce_Download_original/003-269e.pdf

[34] KARSTADTA, S. et al. “Effect of Water Droplets Caused by Low Pressure EGR on Spinning Compressor Wheels.” (2014).

[35] Gamma Technologies. GT-ISE Version 2023. Official Build 1. [software]. [cit. 2023-07-28]. Požadavky na systém: Win 7.

[36] HASAN, M., KONSTANTIN, M. (2021). *Evaporation of droplets capable of bearing viruses airborne and on hydrophobic surfaces*. Journal of Applied Physics. 129. 024703. 10.1063/5.0023501.

[37] CONWAY, G. 2019. "Injection of Alternative Fluids for Knock Mitigation." In: SAE, *International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting*. San Antonio, Texas, January 22–24, 2019.

[38] BAUMGARTEN, H. FEV AND VKA INVESTIGATE THE POTENTIAL OF WATER INJECTION [online]. 22. 11. 2016 [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: https://magazine.fev.com/en/fev-vka-investigate-potential-water-injection/

[39] DAVENPORT, J. The Internal Combustion Engine Is Dead. Long Live Electric Vehicles. Forbes [online]. 2. 12. 2020 [cit. 2023-07-28]. Dostupné z: https://www.forbes.com/sites/julietdavenport/2020/12/02/the-internal-combustion-engine-is-dead-long-live-electric-vehicles/?sh=3cf4b4df55f1

[40] TAYLOR, E. Volkswagen says last generation of combustion engines to be launched in 2026 [online]. [cit. 2023-07-29]. Dostupné z: https://www.reuters.com/article/cbusiness-us-volkswagen-emissions-combus-idCAKBN1O32O6-OCABS

SEZNAM PUBLIKACÍ AUTORA K TÉMATU DIZERTAČNÍ PRÁCE

[A1] BAZALA, J.; SVÍDA, D.; BERAN, M.; HÉBERT, G. Vehicle test of gasoline EGR cooler effect on consumption. In 20th International Conference Transport Means 2016 Proceedings Part I. Transport Means. Kaunas University of Technology, Kaunas, LITHUANIA: KAUNAS UNIV TECHNOLOGY PRESS, K DONELAICIO 73, KAUNAS LT 3006, LITHUANIA, 2016. p. 324-327. ISSN: 1822-296X.

[A2] BAZALA, J.; SVÍDA, D.; BERAN, M.; Hébert, G.;. Gasoline EGR Cooler Efect to Consumption. In KOKA 2016. Brno: 2016. p. 15-20. ISBN: 978-80-214-5379-1.

[A3] BAZALA, J. Potential of Heat Recovery and Storage for Internal Combustion Engine and Hybrid Electric Vehicles: an overview study. In SAE 2016 Thermal Management Systems Symposium. 2016. p. 144-148. ISBN: 9780768023381.

[A4] BAZALA, J.; FISCHER, O.; HÉBERT, G. Effect of Cooler Design on Particulate fouling. In Heat Exchanger Fouling and Cleaning XI - 2017. 2017. p. 70-74. ISBN: 978-0-9984188-0-3.

[A5] HÉBERT, G.; BAZALA, J.; FISCHER, O.; NOTHBAUM, J.; THEWES, M.; VOSSHALL, T. Exhaust Gas Condensate as an Enabler for Self-Contained Water Injection Systems. In 28th. Aachen Colloquium Automovile and Engine Technology 2019. 2019. p. 1081-1102. ISBN: 978-3-00-060311-2.

[A6] BAZALA, J.; HÉBERT, G.; FISCHER, O.; NOTHBAUM, J.; THEWES, M.; VOSSHALL, T.; DIEHL, P.; KUČERA, P. Research and Development of Self-Contained Water Injection Systems. International Journal of Environmental Research and Public Health, 2021, vol. 18, no. 10, p. 1-11. ISSN: 1660-4601.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BMEP		Brake Mean Effective Pressure (Střední efektivní tlak)
BSFC		Brake Specific Fuel Consumption (Měrná spotřeba paliva)
CO^2		Oxid uhličitý
CO_x		Oxidy uhlíku
EGR		Exhaust Gas Recirculation (Recirkulace výfukových spalin)
EIVC		Early Intake Valve Closing
FPD		Fin per Decimeter (finy na decimetr)
HDP		Hrubý domácí produkt
IMEP		Indicated mean effective pressure (indikovaný střední efektivní tlak)
NEDC		New Europien Driving Cycle
NO_x		Oxidy dusíku
OEM		Original equipment manufacturer
PWI		Port water injection (Vstřikování vody do sacích kanálů)
RDE		Real Driving Cycle
RPM		Rotation per minut (Otáčky za minutu)
SFWI		Vrstvené vstřikování paliva a vody
TDC		Top Dead Centre (horní úvrať)
WAHASY		Water harvesting system
WI		Water injection (Vodní vstřikování)
WLTC		Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles
A	[-]	Koeficient vstřikované vody
C	[-]	Koeficient tření
CR	[-]	Kompresní poměr
d	[m]	Charakteristický rozměr
dT	[K]	Diferenciál tepla
dx	[m]	Diferenciál vzdálenosti
E0	[W/m^2]	Zářivost černého tělesa
$\dot{q}$	[Wm^{-2}]	Měrný tepelný tok
F	[N]	Síla vyvolaná na objekt
m_{palivo}	[kg/s]	Celkový hmotnostní průtok paliva

m_{voda}	[kg/s]	Hmotnostní průtok vstřikované vody
n	[1/min]	Otáčky motoru
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak (indikovaný tlak ponížený o mechanickou účinnost)
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m^2]	Plocha kolmá ke směru pohybu
T_b	[K]	Teplota
TC1	[°C]	Teplota chladiva vstup
TH1	[°C]	Teplota recirkulovaných plynů vstup
TH2	[°C]	Teplota recirkulovaných plynů výstup
U	[m/s]	Rychlost proudění
v	[m/s]	Rychlost ve směru pohybu
V	[dm^3]	Celkový objem motoru
V_C	[m^3]	Kompresní objem
V_H	[m^3]	Zdvihový objem
λ	[$Wm^{-1}K^{-1}$]	Tepelná vodivost
ν	[m^2/s]	Kinematická viskozita
σ	[W/m^2K^4]	Stefan-Boltzmannova konstanta
ε	[-]	Číslo relativní emisivity
η	[-]	Účinnost
κ	[-]	Poměr specifického teplo při konstantním tlaku a specifického tepla při konstantním objemu
ρ	[kg/m^3]	Hustota

SEZNAM OBRÁZKŮ:

Obr. 1: Závislost hrubého domácího produktu na počtu vyrobených aut celosvětově [1][2] 9
Obr. 2: Výhled prodeje osobních vozidel a nutná potřeba vícenákladů pro pořízení elektrických vozidel. [3][5] 10
Obr. 3: Celkové emise vyprodukování provozem elektromobilů v Evropě [6] 11
Obr. 4: Vliv kompresního poměru na účinnost motoru 13
Obr. 5: Porovnání průběhu teploty pro motor s kompresním poměrem 12.5 a 13.5 14
Obr. 6: Porovnání průběhu tlaku pro motor s kompresním poměrem 12.5 a 13.5 15
Obr. 7: Prostup tepla stěnou [8] 16
Obr. 8: Přechod laminární do turbulentní vrstvy obtékání rovného povrchu [8] 17
Obr. 9: Závislost tloušťky mezní vrstvy proudění δ a lokálního součinitele přestupu tepla h během proudění přes izotermickou plochou desku. [8] 18
Obr. 10: Teplotní profil a přestup tepla přes výměník EGR 18
Obr. 11: Celkový tepelný tok vyzařovaný zářením z „EGR Gasboxu“ 19
Obr. 12: Závislost tlakových ztrát na zvýšení účinnosti EGR chladiče 21
Obr. 13: EGR větev z motoru Honda 1.5 l 21
Obr. 14: Zážehový motor Honda 2.0 l s EGR systémem [9] 22
Obr. 15: Zážehový motor Toyota 1.3 l s EGR systémem [10] 22
Obr. 16: Přeplňovaný zážehový motor Subaru se systémem EGR [11] 23
Obr. 17: Přeplňovaný zážehový motor Mazda se systémem EGR [12] 23
Obr. 18: Operační rozsah EGR systému (levá strana PFI motor, pravá strana DI motor) [13] 24
Obr. 19: EGR poměr vs. emise [13] 24
Obr. 20: Zlepšení spotřeby paliva [14] 25
Obr. 21: Čerpací ztráty [15] 26
Obr. 22: Vliv EGR na tlakové (čerpací) ztráty [16] 26
Obr. 23: Architektura zapojení EGR u nepřeplňovaných motorů 27
Obr. 24: Architektura pro přeplňované motory 28
Obr. 25: Srovnání stability středního indikovaného tlaku bez a se systémem Jetfire Ignition [18] 29
Obr. 26: Vodní vstřikování do sacího kanálu [19] 30
Obr. 27: Možnosti zapojení vodního vstřikování 32
Obr. 28: Moduly motoru z rodiny motorů EA211 evo [31] 33
Obr. 29: Výfukové svody motoru EA 211 evo chlazené chladicí kapalinou [32] 34
Obr. 30: Otáčková charakteristika testovaného motoru EA 211 Evo 1,5 TSI 96 kW [31] 34
Obr. 31: Testovaný motor na měřicí stolici osazený měřicími senzory 35
Obr. 32: Schéma umístění senzorů 36
Obr. 33: Rozdělení testovacích bodů 38
Obr. 34: Porovnání vnější otáčkové charakteristiky udávané výrobcem a naměřené 38
Obr. 35: Závislost teploty před turbínovým kolem v závislosti na otevření škrticí klapky 39
Obr. 36: Měřicí tlakový snímač Kistler 6115C [33] 40
Obr. 37: Analýza indikačního tlaku u měřicího bodu 6 41
Obr. 38: Hodnota maximálních tlaků měřicího bodu 6 během 101 cyklů 41
Obr. 39: Měřicí bod 6 – Průběh spalovacího tlaku a zápal 42
Obr. 40: Zpracování měřicích bodů 42
Obr. 41: Analýza časování ventilů 43
Obr. 42: Časování zápalu 44
Obr. 43: Průběh zdvihu ventilů u měřicího bodu 6 44
Obr. 44: Model z knihovny GT-Suite určený k analýze spalování 45

Obr. 45: Porovnání naměřeného průběhu spalovacího tlaku a simulovaného u vnější otáčkové charakteristiky bodů 15-26. 46
Obr. 46: Model motoru odpovídající experimentu 47
Obr. 47: Tlak před sacím kanálem 47
Obr. 48: Teplota v sání 48
Obr. 49: Tlak před a za turbínovým kolem 48
Obr. 50: Teplota před a za turbínovým kolem 49
Obr. 51: Tlak před a za katalyzátorem 49
Obr. 52: Teplota před a za katalyzátorem 49
Obr. 53: Porovnání výkonnostních charakteristik modelu a experimentu 50
Obr. 54: Porovnání měrné spotřeby paliva u experimentu a modelu 50
Obr. 55: Poškození lopatek kompresorového kola kapičkami vody [34] 52
Obr. 56: Porovnání tlakového spádu u možných architektur 53
Obr. 57: Upravený model motoru s EGR systémem 53
Obr. 58: Závislost tlakové ztráty na průtoku EGR chladiče FPD 45 pro vstupní teplotu 700 °C 54
Obr. 59: Model EGR modulu (EGR chladič a EGR ventil) 54
Obr. 60: Sledované množství recirkulovaných spalin (stejné pro bod 6 i 16) 55
Obr. 61: Závislost množství recirkulovaných spalin na středním efektivním tlaku 57
Obr. 62: Závislost množství recirkulovaných spalin na výkonu 57
Obr. 63: Závislost množství recirkulovaných spalin na točivém momentu 58
Obr. 64: Závislost množství recirkulovaných spalin na měrné spotřebě paliva 58
Obr. 65: Závislost množství recirkulovaných spalin na účinnosti 59
Obr. 66: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximální kompresní teplotě 59
Obr. 67: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním kompresním tlaku 60
Obr. 68: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním spalovacím tlaku 60
Obr. 69: Závislost množství recirkulovaných spalin na předstihu zážehu 62
Obr. 70: Závislost množství recirkulovaných spalin na měrném efektivním tlaku – optimalizovaný předstih zážehu 62
Obr. 71: Závislost množství recirkulovaných spalin na výkonu – optimalizovaný předstih zážehu 63
Obr. 72: Závislost množství recirkulovaných spalin na točivém momentu – optimalizovaný předstih zážehu 63
Obr. 73: Závislost množství recirkulovaných spalin na měrné spotřebě paliva – optimalizovaný předstih zážehu 64
Obr. 74: Závislost množství recirkulovaných spalin na účinnosti motoru – optimalizovaný předstih zážehu 64
Obr. 75: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximální kompresní teplotě – optimalizovaný předstih zážehu 65
Obr. 76: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním kompresním tlaku – optimalizovaný předstih zážehu 65
Obr. 77: Závislost množství recirkulovaných spalin na maximálním spalovacím tlaku – optimalizovaný předstih zážehu 65
Obr. 78: Předstih zážehu 67
Obr. 79: Výkon a točivý moment 67
Obr. 80: Měrná spotřeba paliva a účinnost motoru 68
Obr. 81: Maximální spalovací tlak a střední efektní tlak 68
Obr. 82: Maximální teplota a tlak při kompresním zdvihu 69
Obr. 83: Kompresní poměr – Předstih zážehu 70

Obr. 84: Kompresní poměr – Výkon a točivý moment 71
Obr. 85: Kompresní poměr – Měrná spotřeba paliva a účinnost motoru 71
Obr. 86: Kompresní poměr – Maximální spalovací tlak a střední efektivní tlak 72
Obr. 87: Kompresní poměr – Maximální teplota a tlak při kompresním zdvihu 72
Obr. 88: p-V diagram měřicích bodů 6_bezEGR a 6_CR13.5_EGR_2 73
Obr. 89: p-V diagram měřicích bodů 16_bezEGR a 16_CR13.5_EGR_2 73
Obr. 90: Průběh tlaků ve válci 73
Obr. 91: Průběh teploty ve válci 74
Obr. 92: Závislost průtoku plynu EGR na výkonu pro různé EGR chladiče 74
Obr. 93:Závislost tlakové ztráty na průtoku pro různé EGR chladiče 75
Obr. 94: Závislost tepelného výkonu na tlakové ztrátě pro různé EGR chladiče 75
Obr. 95: Porovnání výstupních teplot EGR plynů při použití různě agresivních EGR chladičů 76
Obr. 96: Měrná spotřeba paliva a účinnost při použití různě agresivních EGR chladičů 76
Obr. 97: Příklad reálné recirkulace EGR při požadovaných 15 % pro prvních 200s cyklu NEDC 77
Obr. 98: Model motoru s vodním vstřikováním s ponechanou možností EGR 79
Obr. 99: Příklad p-V diagramu s naznačenou fázové změny [35] 80
Obr. 100: Závislost velikosti kapiček na rychlosti odpařování [36] 80
Obr. 101: Množství vstřikování vody 83
Obr. 102: Závislost středního efektivního tlaku na vstřikované vodě 83
Obr. 103: Závislost výkonu na vstřikované vodě 83
Obr. 104: Závislost točivého momentu na vstřikované vodě 84
Obr. 105: Závislost měrné spotřeby paliva na vstřikované vodě 84
Obr. 106: Závislost účinnosti motoru na vstřikované vodě 84
Obr. 107: Závislost maximálního kompresního tlaku na vstřikované vodě 85
Obr. 108: Závislost maximálního kompresní teploty na vstřikované vodě 85
Obr. 109: Závislost maximální spalovacího tlaku na vstřikované vodě 85
Obr. 110: Závislost předstihu zážehu na množství vstřikované vody 87
Obr. 111: Závislost středního efektivního tlaku na vstřikované vodě 88
Obr. 112: Závislost výkonu na vstřikované vodě 88
Obr. 113: Závislost točivého momentu na vstřikované vodě 88
Obr. 114: Závislost měrné efektivní spotřeby na vstřikované vodě 89
Obr. 115: Závislost účinnosti motoru na vstřikované vodě 89
Obr. 116: Závislost maximální kompresní teploty na vstřikované vodě 89
Obr. 117: Závislost maximálního kompresního tlaku na vstřikované vodě 90
Obr. 118: Závislost maximálního spalovacího tlaku na vstřikované vodě 90
Obr. 119: Porovnání předstihu zážehu 93
Obr. 120: Porovnání maximální kompresní teploty 93
Obr. 121: Porovnání středního efektivního tlaku 93
Obr. 122: Porovnání výkonu 94
Obr. 123: Porovnání točivého momentu 94
Obr. 124: Porovnání měrné spotřeby paliva 94
Obr. 125: Porovnání účinnosti motoru 95
Obr. 126: porovnání maximálního kompresního tlaku 95
Obr. 127: Porovnání maximálního spalovacího tlaku 95
Obr. 128: EGR vs. vodní vstřikování – počátek zápalu 96
Obr. 129: EGR vs. vodní vstřikování – maximální kompresní tlak 97
Obr. 130: EGR vs. vodní vstřikování – střední efektivní tlak 97

Obr. 131: EGR vs. vodní vstřikování – výkon 97
Obr. 132: EGR vs. vodní vstřikování – točivý moment 98
Obr. 133: EGR vs. vodní vstřikování – maximální spalovací tlak 98
Obr. 134: EGR vs. vodní vstřikování – měrná spotřeba paliva 98
Obr. 135: EGR vs. vodní vstřikování – účinnost motoru 99
Obr. 136: Závislost výkonu motoru na měrné spotřebě paliva pro jednotlivé nastavení EGR a vodního vstřikování 99
Obr. 137: Experimentální vozidlo s vodním vstřikováním 101
Obr. 138: Změřená data experimentálního vozidla s motorem 2.0 l EA888 a modelu 1.5 l EA211 evo 103
Obr. 139: Relativní srovnání simulace a experimentu (Výkon, Točivý moment) 104
Obr. 140: Relativní srovnání simulace a experimentu (BSFC, BMEP) 105
Obr. 141: Water Harvesting Systém 105

SEZNAM TABULEK:

Tabulka 1: Porovnání hodnot teplot a tlaku u rozdílných kompresních poměrů 14
Tabulka 2: Architektura zapojení EGR u nepřeplňovaných motorů 27
Tabulka 3: Architektura zapojení EGR u nepřeplňovaných motorů 29
Tabulka 4: Měřené body experimentu 37
Tabulka 5: Korelace modelu s experimentem 51
Tabulka 6: Bod 6 – Sledované parametry 56
Tabulka 7: Bod 16 – Závislost množství recirkulovaných spalin na sledovaných parametrech 56
Tabulka 8: Bod 6 – Závislost množství recirkulovaných spalin na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu 61
Tabulka 9: Bod 16 – Závislost množství recirkulovaných spalin na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu 61
Tabulka 10: Vliv chlazeného EGR na sledované parametry 66
Tabulka 11: Vliv změny kompresního poměru na sledované parametry 70
Tabulka 12: Porovnání EGR chladičů 76
Tabulka 13: Bod 6 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry 82
Tabulka 14: Bod 16 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry 82
Tabulka 15: Bod 6 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu 86
Tabulka 16: Bod 16 – Závislost vstřikované vody na sledované parametry – optimalizace předstihu zážehu 87
Tabulka 17: Sledované parametry – model sériového motoru 91
Tabulka 18: Sledované parametry – model motoru s optimalizovaným EGR 92
Tabulka 19: Sledované parametry – model motoru s optimalizovaným vodním vstřikováním 92
Tabulka 20: Porovnání parametrů simulovaného motoru a experimentálního 102
Tabulka 21: Porovnání simulace a experimentu (plně otevřena škrticí klapka) 104

PŘÍLOHY

International Journal of *Environmental Research and Public Health*

MDPI

Article

Research and Development of Self-Contained Water Injection Systems

Jiri Bazala [1,2], Guillaume Hébert [1], Oliver Fischer [3], Jürgen Nothbaum [3], Matthias Thewes [4], Tobias Voßhall [4], Peter Diehl [5] and Pavel Kučera [2,*]

[1] Hanon Systems Autopal Services s.r.o., 687 25 Hluk, Czech Republic; jbazala@hanonsystems.com or Jiri.Bazala@vut.cz (J.B.); ghebert4@hanonsystems.com (G.H.)
[2] Institute of Automotive Engineering, Brno University of Technology, Technická 2896/2, 616 69 Brno, Czech Republic
[3] Hanon Systems Deutschland GmbH, 50170 Kerpen, Germany; ofische3@hanonsystems.com (O.F.); jnothbau@hanonsystems.com (J.N.)
[4] FEV Europe GmbH, 52074 Aachen, Germany; Thewes@fev.com (M.T.); vosshall@fev.com (T.V.)
[5] Consultant, 50667 Köln, Germany; pdiehl@posteo.de
* Correspondence: kucera@fme.vutbr.cz; Tel.: +420-541-142-274

Abstract: Reducing fuel consumption and thus CO2 emissions is one of the most urgent tasks of current research in the field of internal combustion engines. Water Injection has proven its benefits to increase power or optimize fuel consumption of passenger cars. This technology enables knock mitigation to either increase the engine power output or raise the compression ratio and efficiency while enabling $\lambda = 1$ operation in the complete engine map to meet future emission targets. Current systems have limited container capacity. It is necessary to refill the water tank regularly. This also means that we cannot get the benefits of an engine with a higher compression ratio. For this reason, the self-contained system was investigated. This article is a methodology for finding the right design of a self-contained water injection system, but also a vehicle test that proves the function.

Keywords: water injection; compression ratio; self-contained tank; EGR; exhaust condensate

Citation: Bazala, J.; Hébert, G.; Fischer, O.; Nothbaum, J.; Thewes, M.; Voßhall, T.; Diehl, P.; Kučera, P. Research and Development of Self-Contained Water Injection Systems. *Int. J. Environ. Res. Public Health* **2021**, *18*, 5392. https://doi.org/10.3390/ijerph18105392

Academic Editor: Michal Puškár

Received: 14 April 2021
Accepted: 11 May 2021
Published: 18 May 2021

Publisher's Note: MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.

Copyright: © 2021 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

1. Introduction

The need to further reduce fossil fuel consumption in the context of current and future global CO_2 emission limits requires intensive search for new solutions for automotive engines. For reciprocating internal combustion engines, the mass of CO_2 emitted into the atmosphere is a function of their fuel consumption. Therefore, research into internal combustion engines is currently focused both on reducing the passive resistances of all mechanisms and on improving the efficiency of their thermodynamic cycles. As for the second option, the most promising solution is to lower the in-cylinder temperature and ensure stoichiometric combustion throughout the engine operating map. The maximum operating conditions of gasoline internal combustion engines are, in general, restricted by the temperature limit of engine components and knocking conditions. Knocking is sharp sound effects caused by premature combustion of part of the com-pressed air-fuel mixture in the cylinder. This phenomenon is destructive for engine itself and it is mainly caused by high temperature of combustion mixture. Knocking is con-trolled by engine management by fuel enrichment. With modern turbocharged gasoline engines, the maximum acceptable exhaust gas temperature is limited by the thermal material resistance of the turbine. To protect critical components, fuel enrichment ($\lambda < 1$) has been used under these conditions. The high vaporization enthalpy of the gasoline enables a significant reduction of the exhaust gas temperature without putting additional thermal load on the cooling system [1].

Nowadays, mixture enrichment is undesired along with the expected extension of regulations in future legislation, which may also include restrictions on Fuel Consumption/CO_2 emissions. The new emission regulation will require stoichiometric operation ($\lambda = 1$) under all engine operating conditions. Consequently, a different medium with a high vaporization enthalpy is required. Based on the patent of Pierre Hugon in 1865 [2], Water Injection (WI) into the combustion chamber of a gasoline engine can also be used to control the temperature of engine components.

Water Injection can be used either for:

- Engine performance improvement or
- Improved fuel consumption

For improved performance, the injection of water into the cylinder lowers the gas temperature, mitigating knocking and allowing a higher load at $\lambda = 1$. As shown in Figure 1 below, this increases power/torque characteristics.

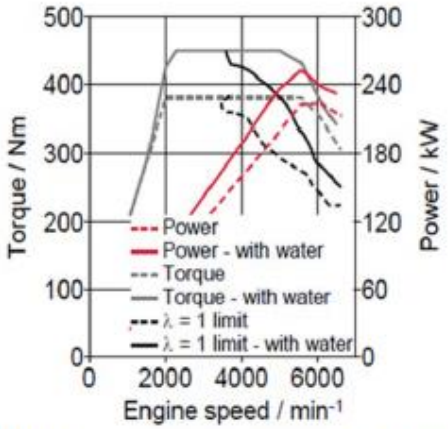


Figure 1. Performance/Torque improvement using water injection [3].

As far as fuel consumption (FC) improvement is concerned, using WI on a downsized, turbocharged gasoline engine allows improved combustion phasing and knock mitigation at an increased Compression Ratio (CR) while avoiding fuel enrichment. This will allow stoichiometric operation throughout the entire engine map. Current engine developments seem to concentrate on the effect of "Performance Improvement", but it can be expected that the development of engines for the mid 2020's will shift focus to improving fuel consumption [4–9]. What both strategies have in common is the use of vaporization enthalpy of a liquid. Injecting Water for vaporization offers an improved cooling effect compared to fuel by a factor of more than 5. It must be mentioned that the "Water Injection"—Technology is only one option of FC improvement through mixture dilution. It competes with Exhaust Gas Recirculation (EGR) in some modes for the same purpose (Figure 2). It has been demonstrated that at medium load a 40–50% Water-to-Fuel Ratio (WFR) with Port Water Injection (PWI) has the same effect as an EGR-rate of 10% [10].

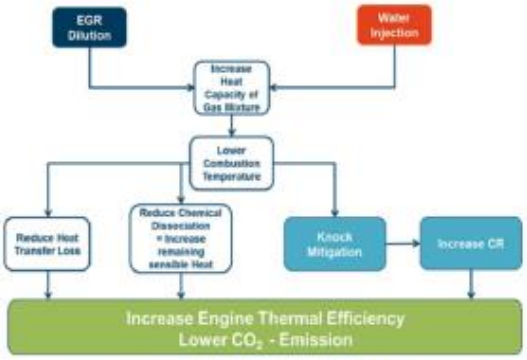


Figure 2. Summarizes the respective effects of EGR and Water Injection.

However, WI does have benefits when compared to EGR, especially better controllability as this is not a closed-loop as with EGR, the timing of injection is not linked to other parameters such as turbo charger backpressure, limited inertia (PWI timing not linked to engine operation) and combustion delay (as present with EGR). Additionally, it does not deteriorate combustion stability significantly. The combustion delay linked to EGR dilution and the necessary adaption of the recirculated gas mass flow to the maximum turbocharger characteristics are typically two limiting parameters of the maximum acceptable EGR rate.

2. Motivation

As Figure 3 shows, WI has significant effect on fuel consumption. It is without doubt that Fuel Consumption is even lower with a higher compression ratio. Unfortunately, current WI systems in series production are not able to use this maximum possible benefit to their advantage. If the water injection liquid were drained from the tank and the combustion mixture were not cooled through water evaporation, fuel consumption would significantly increase, as evaporation of fuel would take place instead of evaporation of water. To ensure the system has a sufficient amount of water injection liquid, a self-contained tank is necessary.

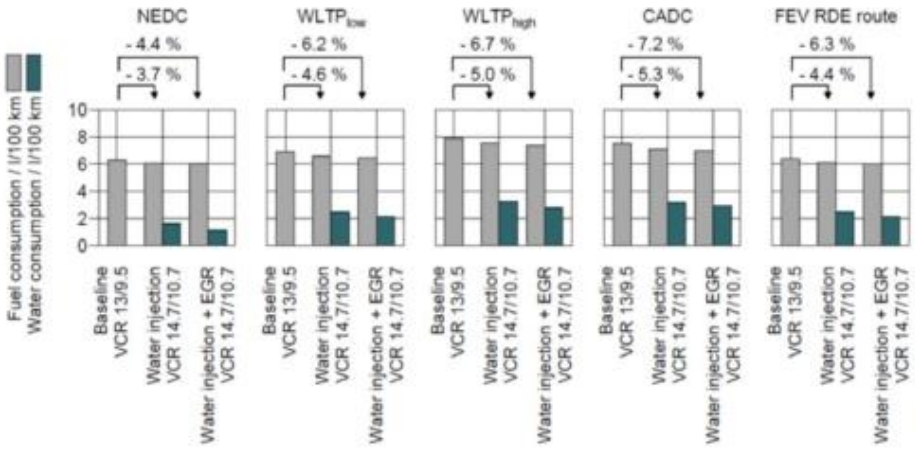


Figure 3. Fuel consumption benefits of EGR and WI for various drive cycles.

Competing on-Board Water Sources

There are limited sources of liquid that can be contained without human refill. These are:

- Harvesting air humidity from ambient (e.g., by A/C condensate)
- Surface Water (e.g., rain water collected from vehicle body)
- Exhaust Gas Condensate

The first two variants are highly dependent upon weather ambient conditions with sufficiently high humidity levels or driver habits (A/C operation is undesirable). Consequently, an adequate supply of water cannot be ensured. On the contrary, the condensation of water vapour formed during gasoline combustion is a reliable source of water. The temperature and humidity levels have only a minor contribution to the full amount of water being present in the exhaust gas. Almost all water in exhaust comes from a combustion reaction from carbohydrates and oxygen from air, not from humidity in air. This can be seen in Equation (1) where ideal combustion is described.

$$C_8H_{18} + 12.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2, \quad (1)$$

The formula above can calculate that 1 kg of fuel on the left side of the formula is 1.4 kg of water vapour on the right side which can be harvested as liquid for WI.

3. WAHASY Efficiency

The fact that water vapour (WC) is present in exhaust is already known. In order to harvest water from exhaust, it is necessary to condensate water vapour to water liquid. The exhaust pressure at tailpipe is around 1 bar and it is common knowledge that water molar concentration is 14%. Therefore, the partial water vapour pressure can be determined according to Dalton's law which is 0.14 bar. The water vapour partial pressure specifies dew point, below which the water vapour condensates as shown in Figure 4, based on the data in [11]. At a pressure of 0.14 bar, the saturation temperature is 53 °C (see Figure 4).

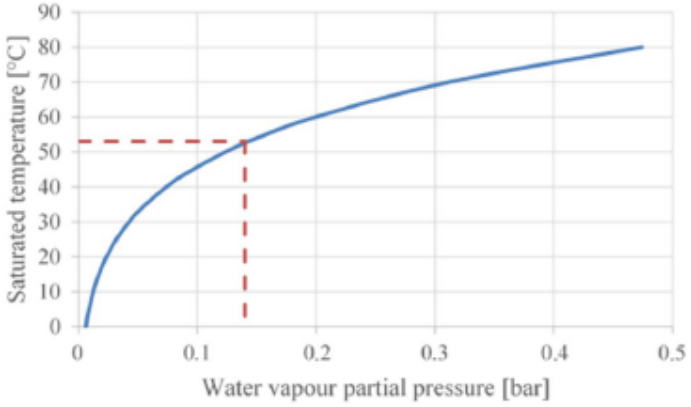


Figure 4. Water saturation pressure.

In order to achieve a "closed-loop"-operation (e.g., on-board generation of water using exhaust gas) a system called WAHASY (WAter HArvesting SYstem) has been developed. Its primary target is to provide enough water in liquid state to match the required amount as needed for intended engine operation. This amount is given by Equation (2), where WFR stands for "Water to Fuel Ratio" (e.g., the volume of liquid water injected)

compared to the volume of fuel and the WAHASY efficiency is the total efficiency of the system (e.g., the amount of water which can effectively be used for the water injection). In an ideally dimensioned system, this efficiency also matches the amount of water being condensed divided by the total amount of water present in the exhaust gas.

$$\frac{WFR}{WC} = \Phi_{WAHASY} = \frac{M_{condensed_{water}}}{M_{water_{in_{exhaust_{gas}}}}} \quad (2)$$

Initial investigation in the past showed a wide array of water consumption figures when applying Water Injection, depending on test procedures and/or driving habits (see Figure 5).

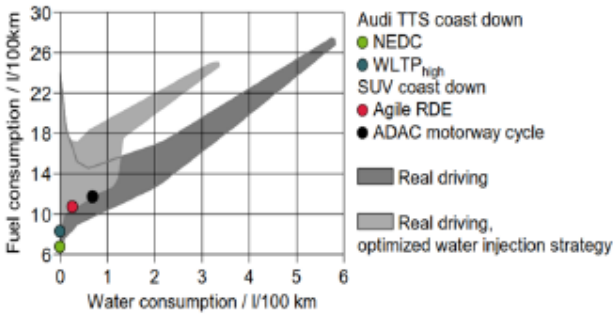


Figure 5. Water Consumption for Various Test Conditions [12].

Figure 5 shows that the required Water-to-fuel ratio (WFR)—even if it is able to raise up to 20%—is mostly under 10% in the tested drive cycles. This leads to a required WAHASY-efficiency of around 8% (up to 15% is considered for the most extreme "Real Drive" (RDE) profile). The efficiency of the WAHASY system is comprised of water condensation efficiency and the separation efficiency of small droplets from the exhaust stream.

4. Results

4.1. GT-Suite 1D Model

To determine the right WAHASY size, a GT-Suite model was developed and verified by engine testing. GT Suite is the industry-leading simulation tool with capabilities and libraries aimed at a wide variety of applications in automotive technology. Criteria of the decision matrix were:

- Limit system complexity
- Increase package compactness
- Maximize thermal performance
- Minimize heat dissipated through the LT coolant loop
- Minimize costs

A two-stage cooling design was selected as the best design (initial HT HEX followed by a second LT HEX) to condensate water vapour. A third device ("Harvester") is intended to separate the condensate droplets from the exhaust gas flow. The GT-Suite 1D Tool was chosen to model behaviour measured on a real vehicle (see Figure 6). See the maximum available water content in exhaust gases below.

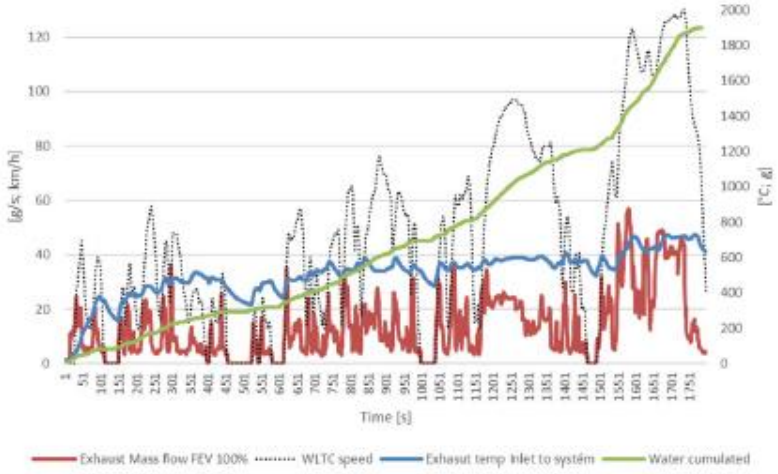


Figure 6. Data from the vehicle test.

The data above will serve as inputs to the GT model (Figure 7), especially the inlet temperature and mass flow of exhaust. As mentioned above, the system has two coolant loops. High temperature (HT) and low temperature (LT). The high-temperature loop has two parallel coolers with a temperature of 90 °C. The low-temperature cooler is connected to a low-temperature radiator cooled by ambient air. The cooler thermal properties were taken from real calorimeter measurements (Figure 8).

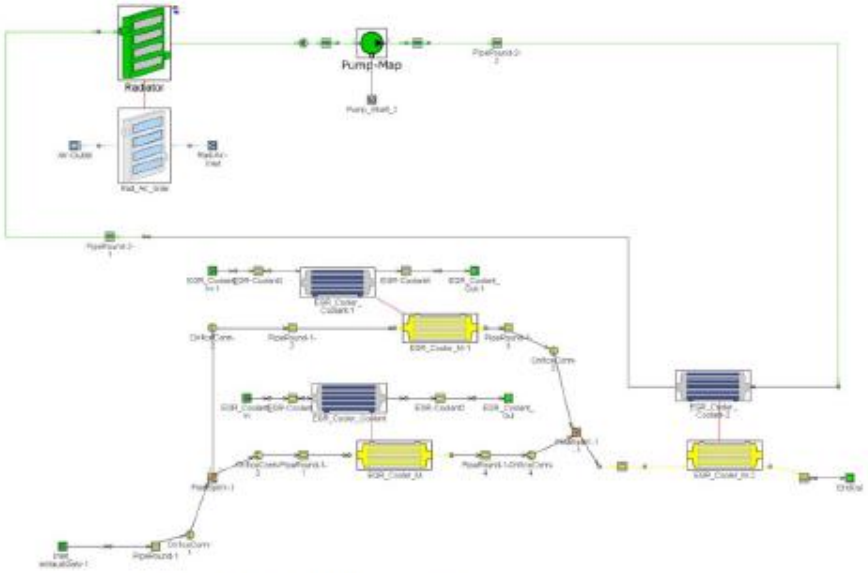


Figure 7. GT model of HAWASY system.

Main Data Output Advanced

Attribute	Unit	Object Value
Type of Performance Input		heat-rate
Master (Internal) Flow Rate Input		Mass_Flow_Rate
Slave (External) Flow Rate Input		Volume_Flow_...

Att...	Master Mass Flow	Master Inlet Temperature	Master Inlet Pressure	Master Outlet	Slave Volume	Slave Inlet Temperature	Slave Inlet Pressure	Slave Outlet	Heat Transfer
0	g/s	C	mbar	mbar	l/min	C	mbar	mbar	kW
1	11.1	450.0	1500.0	1497.8	20.0	95.0	1500.0	1440.4	3.8
2	22.2	450.0	1500.0	1491.5	8.33	95.0	1500.0	1490.3	7.0
3	19.4	480.0	1500.0	1493.3	10.0	95.0	1500.0	1485.6	6.8
4	22.2	480.0	1500.0	1491.3	10.0	95.0	1500.0	1485.6	7.7
5	12.5	650.0	1500.0	1496.6	10.0	95.0	1500.0	1485.6	6.7
6	5.6	450.0	1500.0	1499.2	10.0	95.0	1500.0	1485.4	1.9
7	8.3	450.0	1500.0	1498.6	10.0	95.0	1500.0	1485.4	2.9
8	11.1	450.0	1500.0	1497.7	10.0	95.0	1500.0	1485.4	3.8
9	13.9	450.0	1500.0	1496.4	10.0	95.0	1500.0	1485.5	4.6
10	16.7	450.0	1500.0	1495.0	10.0	95.0	1500.0	1485.6	5.5
11	22.2	450.0	1500.0	1491.5	10.0	95.0	1500.0	1485.7	7.0
12	27.8	450.0	1500.0	1487.2	10.0	95.0	1500.0	1485.7	8.6
13	33.3	450.0	1500.0	1482.5	10.0	95.0	1500.0	1485.8	10.0
14									
15									

Figure 8. Thermal data of heat exchangers used for 1D simulation.

To check proper function of the GT Suite model, an engine test was established (Figure 9), using the same engine as FEV their vehicle test (Figure 6). For repeatability reasons, stationary points from WLTC driving cycle measurements were selected. For M07 point the engine settings was 2700 rpm and torque 100 Nm which represents 31.4 g/s as exhaust mass flow. Exhaust gas temperature was monitored on the downstream and upstream of each cooler. Measured results data was used for comparison with the GT Suite model (Figure 10).

Figure 9. Engine test stand.

Figure 10 shows the three temperatures EGT1, EGT2 and EGT3 from the test. All of these sensors have a twin value from GT Suite. EGT1 is at the inlet temperature to the HT coolers, EGT2 temperature is inlet temperature to the LT cooler. EGT3 is the main

temperature from the output of the LT cooler. It is obvious that this temperature is safely under the Dew point (53 °C) of water vapour in the exhaust calculated above.

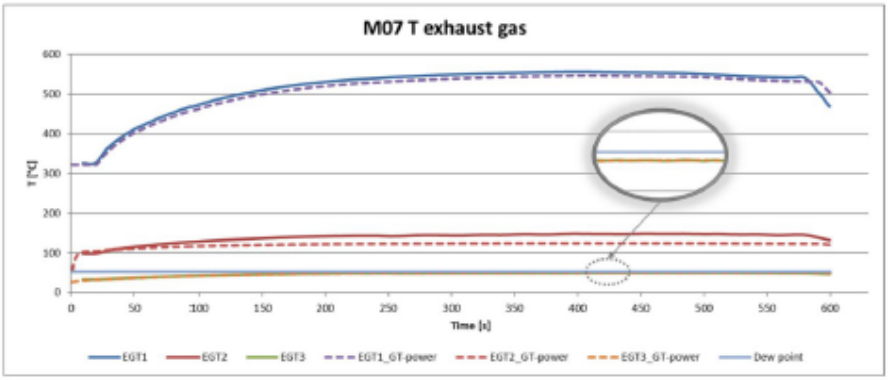


Figure 10. Comparison of exhaust temperatures between experiment and simulation.

The 1D model was verified by experiment and can be used for WAHASY modelling and finding its suitable parameters. Figure 5 shows that WAHASY with an efficiency of only 15% in worst conditions is necessary. Hypothetically, if applied to the WLTC cycle, only 300 mL of water is necessary to harvest. This would be enough to operate the WAHASY system and also to replenish the tank condensate. This is also the reason why the WAHASY is focused only on low load modes where lower back pressure losses in exhaust and better efficiency of condensate harvester are expected. Only 693 mL of water is available for the first 1000 s of WLTC cycles. By applying our GT-Suite model, it was found that just two coolers (one HT and one LT) are enough (Design—J). Figure 11 shows that up to the first 1000 s, both variants have similar efficiency. If the exhaust gas has more energy than our 1 + 1 design is able to cool, it will be automatically bypassed by the exhaust valve outside the WAHASY unit.

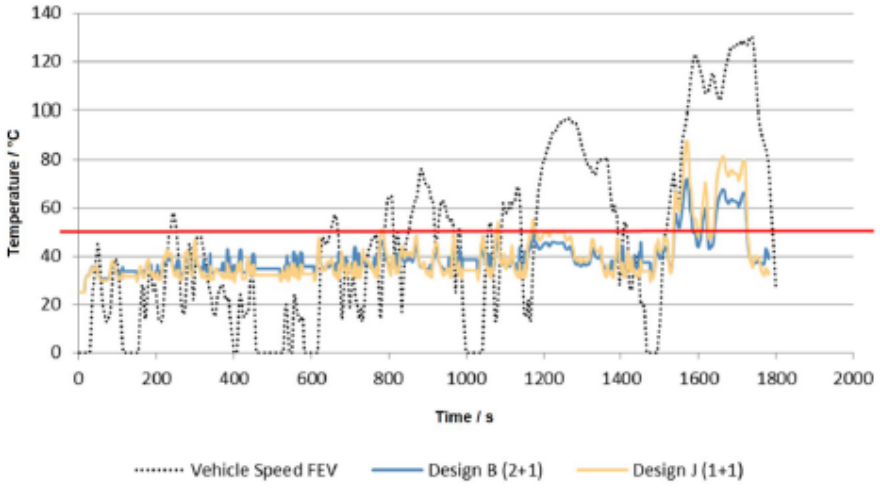


Figure 11. Comparison of different WAHASY designs.

4.2. Harvester Separator Unit

As explained above, the efficiency of water vapour cooling under the dew point is only the first phase of total efficiency. The second phase concerns collecting the condensate droplets and separating them in the tank. For the unit to be developed, it was necessary to measure the size and distribution of droplets in the exhaust. An experiment was therefore carried out where photos were taken, through which droplet size and distribution could be measured indirectly (Figure 12).

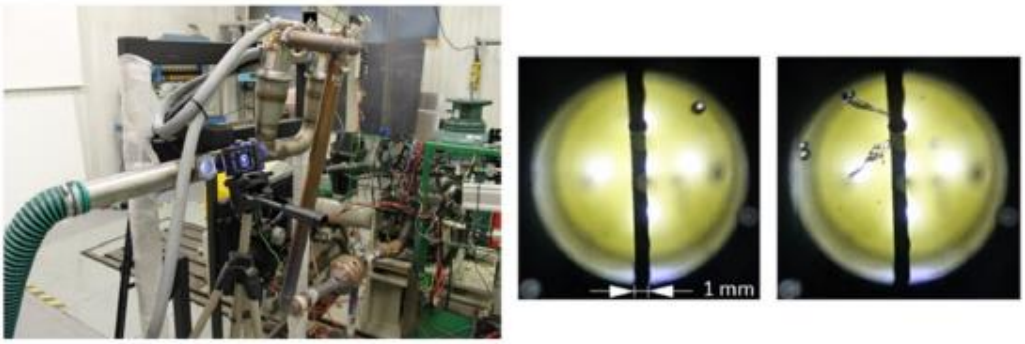


Figure 12. Condensate droplets size measuring.

The mode of measured diameters was determined as 0.47 mm and the minimal diameter as 0.3 mm. In the CFD simulation, the diameter was set to uniform for all droplets with its value of 0.25 mm to overcome possible inaccuracy of measurements and simulate worse scenario. The CFD model analyses droplets movement by DPM (Discrete phase model) settings in Fluent (Figure 13). In DPM settings the interaction with continuous phase was enabled and the injection of water droplets was subjected to inlet surface. The diameter of droplets was assumed to be uniform with a value of 0.25 mm and mass flow rate of the droplets was set to 3.8 g/s, mass flow of total (water droplets and exhausts gas) was set to 47.9 g/s. This point comes from 88 s of the WLTC cycle considered aver-age value.

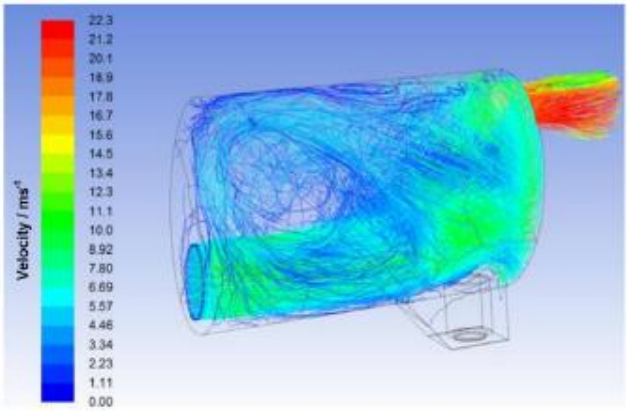


Figure 13. CFD Simulation of flow in harvester unit.

The calculation of harvester efficiency was determined as follows. If the water droplets touch the inside wall of the harvester, they are then considered "caught". After calculation, the results of efficiency are at 95%.

4.3. Vehicle Experiment

After system simulation, a vehicle prototype was built to measure the actual efficiency of the WAHASY system. To simulate similar conditions, 88 s point of the WLTC cycle was simulated by driving at constant speed at 3rd gear and 3500 rpm to have identical inputs as during simulation. The results recorded in the graph (Figure 14) show that the run achieved an efficiency 90%.

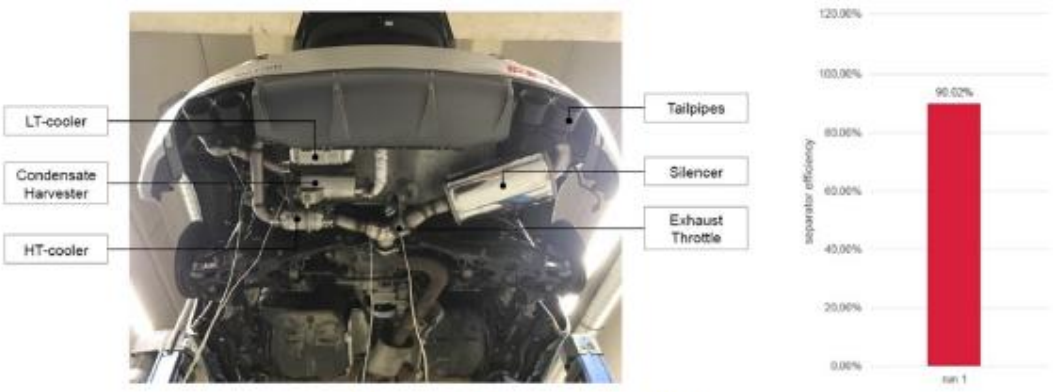


Figure 14. Vehicle test and vehicle test results.

5. Conclusions

The scope of the WAHASY project was to demonstrate the possibility of an autonomous, self-contained system, able to condensate and harvest sufficient amounts of water to allow a "maintenance-free" and "user-independent" water injection strategy.

WAHASY, a water condensation & harvesting system, was developed and subsequently proven through engine and vehicle testing. It has been demonstrated that sufficient water can be condensed and harvested. Analytical methods and simulation models have been worked up and a vehicle has been modified with the on-board WAHASY (FEV's Audi TT-S WI Demonstrator Vehicle).

In the nearest future, additional tests allow extensive research of condensate. The comparison of the required condensation efficiency with the actual efficiency of this "first generation" WAHASY sample revealed the possibility to significantly reduce the size of the system without restricting its potential. Simplifying and downsizing the overall design will sup-port applications with different engine and exhaust system packages and lay-outs.

Tail pipe emissions have not been investigated during the initial study and will require further attention. As demonstrated in another study, WI has a positive impact of NOx emissions but may create some increase of unburned HC [13]. This is especially a problem during the first 30 to 50 s after cold start, before the three-way catalyst achieves its light-off temperature. Another study [14] has indicated that a partial wash-out of unburned HC can be achieved through water condensation. As water is not injected during cold start but WAHASY may be used, this could enable an emission advantage when using the unit.

Also, anti-freezing techniques must be investigated to make the system reliable in all weather conditions. Nevertheless, currently existing solutions for other fluids (e.g., as urea injecting) may be re-used if necessary.

Finally, self-contained water harvesting enables the option of wide-spreading on water injection as a future fuel consumption improvement technology without creating difficulties for final customers to accept. The possible positive global impacts of water injection applications on the environment and public health can also be documented by the following facts. Figure 3 shows that a gasoline engine with water injection can save more than 3% of fuel consumption. According to EUROPEAN VEHICLE MARKET STATISTICS, Pocketbook 2020/21 [15], 16.6 million new passenger cars were registered in the European Union in 2019, of which 60% with gasoline engines. If average emissions of 127 g CO_2/km are considered, the application of water injection could save 531,495 ton of CO_2 emission per year for new cars.

Author Contributions: Conceptualization, J.B. and G.H.; methodology, J.B.; software, J.B.; validation, M.T., T.V. and P.D.; formal analysis, O.F. and J.N.; writing—original draft preparation, J.B.; writing—review and editing, P.K.; supervision, G.H. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: The authors gratefully acknowledge funding from the Specific research on BUT FSI-S-20-6267.

Institutional Review Board Statement: Not Appliable.

Informed Consent Statement: Not Appliable.

Data Availability Statement: Not Appliable.

Acknowledgments: The authors thank to Brno University of Technology for support and Open Access Fund at BUT

Conflicts of Interest: The authors declare no conflicts of interest.

References

1. Franzke, B.; Voßhall, T.; Adomeit, P.; Müller, A. Water Injection for Meeting Future RDE Requirements for Turbocharged Gasoline Engines. *MTZ Worldw* **2019**, *80*, 30–39, doi:10.1007/s38313-018-0163-9.
2. Hugon, P. Improvement in Gas Engines. U.S. Patent No. 49346, 8 August 1865.
3. Water Injection More Power, Less Fuel Consumption. Available online: https://water-injection.fev.com/ (accessed on 18 February 2021).
4. Durst, B.; Unterweger, G.; Reulein, C.; Ruppert, S.; Linse, D.; Kern, W. Increased performance of gasoline engines through various water injection concepts. In Proceedings of the MTZ-Fachtagung Ladungswechsel im Verbrennungsmotor. 8, Stuttgart, Germany, 20–21 October 2015; pp. 113–125. (In German).
5. Pauer, T.; Frohnmaier, M.; Walther, J.; Schenk, P.; Hettinger, A.; Kampmann, S. Optimization of gasoline engines through water injection. In Proceedings of the 37th International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 28–29 April 2016; pp. 105–115. (In German).
6. Durst, B.; Landerl, C.; Poggel, J.; Schwarz, C.; Kleczka, W.; Hußmann, B. BMW water injection: First experiences and future potential. In Proceedings of the 38th International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria, 28–29 April 2016; pp. 139–141. (In German).
7. Hoppe, F.; Thewes, M.; Seibel, J.; Balazs, A.; Scharf, J. Evaluation of the Potential of Water Injection for Gasoline Engines. *Engines SAE Int. J. Engines* **2017**, *10*, 2500–2512.
8. Hermann, I.; Glahn, C.; Kluin, M.; Paroll, M.; Gumprich, W. Water Injection for Gasoline Engines—Quo Vadis? In Proceedings of the 5th International Conference Knocking in Gasoline Engines, Berlin, Germany, 12–13 December 2017; pp. 117–129.
9. Aqian, L.; Zhaolei, Z.; Tao, P. Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine. *Fuel* **2020**, *268*, doi:10.1016/j.fuel.2020.117376.
10. Conway, G. Injection of Alternative Fluids for Knock Mitigation. In Proceedings of the International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, San Antonio, TX, USA, 22–24 January 2019; pp. 121–133.
11. The Engineering Toolbox: Water-Saturation Pressure. Available online: https://www.engineeringtoolbox.com/water-vapor-saturation-pressure-d_599.html (accessed on 18 February 2021).
12. Thewes, M. FEV Final Report. In *On-Board Water Generation from Exhaust for Water Injection in Gasoline Engines*; FEV Europe GmbH: Aachen, Germany, 2019.

13. Hunger, M.; Böcking, T.; Walther, U.; Günther, M. Potential of Direct Water Injection to Reduce Knocking and Increase the Efficiency of Gasoline Engines. In Proceedings of the 5th International Conference Knocking in Gasoline Engines, Berlin, Germany, 12–13 December 2017; pp. 338–359.
14. Rounds, F.G.; Bennett, P.A.; Nebel, G.J. Some Effects of Engine-Fuel Variables on Exhaust Gas Hydrocarbon Content. *J. Air Pollut. Control. Assoc.* **2012**, *5*, 109–119, doi:10.1080/00966665.1955.10467687.
15. European Vehicle Market Statistics. Available online: http://eupocketbook.org/wp-content/uploads/2020/12/ICCT_Pocketbook_2020_Web.pdf (accessed on 4 May 2021).