Přeplňovaný dvouválcový zážehový motor pro nasazení ve voze pro závody Formula Student/SAE

České vysoké učení technické v Praze - Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Bc. Jiří Mašín

27. července 2018

Anotace

Autor:	Jiří Mašín
Název práce:	Přeplňovaný dvouválcový zážehový motor pro nasazení ve voze pro závody Formula Student/SAE
Rozsah:	94 stran, 47 obrázků, 7 tabulek, 4 přílohy
Akademický rok:	2017/2018
Ústav:	U12120, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Obor:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí:	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Redek Tichánek, Ph.D.
Zadavatel:	Fakulta strojní ČVUT v Praze
Klíčová slova:	přeplňování, turbodmychadlo, dvouválcový zážehový motor, Formula Student/SAE, termodynamika motoru, optimalizace, genetický algoritmus, klepání motoru, pumpáž, přechodové režimy
Key words:	forced induction, turbocharger, two-cylinder SI engine, Formula Student/SAE, engine thermodynamics, optimization, genetic algorithm, engine knock, pumping, transient response

Abstrakt

Tato práce posuzuje potenciál dvouválcového přeplňovaného zážehového motoru s přímým vstřikováním s restriktorem v závodním formulovém voze dle pravidel Formula Student/SAE. Pro posouzení byly provedeny termodynamické výpočty v programu GT-POWER. Byly provedeny multikriteriální optimalizace geometrických rozměrů i variabilních nastavení ventilů a polohy hoření. Multikriteriální optimalizace měly za cíl maximalizovat výkon a minimalizovat spotřebu paliva. Pro optimalizace byly stanoveny omezující podmínky. Pro optimalizace kompresního poměru byl definován model klepání na základě dostupných podkladů. Byl navržen ideální kompresní poměr, který splňuje všechny omezující podmínky včetně eliminace klepání. Byl vytvořen model vozidla pro prověření chování motoru v přechodových režimech. Přechodové režimy byly simulovány pomocí rychlostního profilu závodní trati v Hockenheimringu a ve Španělsku.

Abstract

This thesis evaluates the potential of two-cylinder turbocharged spark ignited engine with direct injection and intake restrictor used in a formula car in compliance with the Formula Student/SAE rules. Thermodynamic calculations were done in GT-POWER software for evaluation. Multi-objective optimizations of geometrical dimensions, variable valve timing and ignition timing were made. Multi-objective optimizations should maximize power and minimize fuel consumption. For the optimizations, restrictive conditions were specified. For optimizations of the compression ratio, a knocking model was defined according to available data. The ideal compression ratio, conforming to all restrictive conditions including knocking, was designed. A model of the vehicle was made for transient response simulations. The transient responses were simulated using a transient speed profile of the racetrack in Hockenheim and Spain.

Poděkování

Děkuji vedoucímu práce panu doc. Ing. Oldřichu Vítkovi, Ph.D. za odborné vedení, množství podkladů, které mi poskytl, čas a trpělivost při konzultacích. Děkuji také mému konzultantovi panu Ing. Radku Tichánkovi, Ph.D., který tuto práci zadával a věnoval se mi hlavně v jejím začátku.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce a konzultantů a použil jsem pouze podklady uvedené v přiloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne: ..... Jiří Mašín .....

Obsah

1 Cíl práce **9**

2 Úvod **11**

3 Problematika malých přeplňovaných motorů **13**
3.1 Princip přeplňování 13
3.2 Možnosti přeplňování 14
3.3 Problémy a omezení spojená s přeplňováním 15
3.4 Poznatky mých předchůdců 17

4 Termodynamický model v GT-SUITE **19**
4.1 Tvorba modelu v GT-POWER 20
4.1.1 3D model motoru TSI 20
4.2 Řešiče a matematické modely 21
4.2.1 Řešič teploty stěn válce 21
4.2.2 Woschniho model přestupu tepla 21
4.2.3 Model hoření – Vibeho funkce 22
4.2.4 Chen-Flynn model mechanických ztrát 22
4.3 Řízení 24
4.3.1 Dosažení ustáleného režimu 24
4.3.2 Obtok turbiny 24
4.4 Důležité součásti 25
4.4.1 Použitá turbodmychadla 25
4.4.2 Restriktor 26
4.4.3 Ventily — časování, geometrie, zdvihové křivky 32
4.5 Zpracování statických výsledků 35
4.5.1 DOE analýza variabilních parametrů 35
4.5.2 Energetická bilance — hodnocení výsledků 36

5 Optimalizační algoritmy **37**
5.1 Genetický algoritmus 37
5.2 Optimalizace v modeFRONTIER 38

6 Klepání **41**
6.1 Model klepání v GT-POWER 42
6.2 Optimalizace kompresního poměru 45

7 Vyhodnocení statických výpočtů **47**

8 Přechodové režimy **52**
8.1 Model vozu v GT-POWER 52
8.1.1 Motor 53
8.1.2 Převodovka 53
8.1.3 Vozidlo 54
8.1.4 Řidič 55
8.2 Krátký jízdní cyklus 55
8.3 Dynamické korekce a další metody zlepšení dynamických výsledků 56
8.3.1 Mapa časování ventilů pro maximální naplnění 57
8.3.2 Dynamické korekce polohy hoření 59
8.3.3 Optimalizace koncového převodu 62
8.4 Atmosferický motor Yamaha R6 63
8.5 Výběr nejvhodnější varianty pro závod 63
8.6 Vyhodnocení metod pro zlepšení podélné dynamiky vozu . . . 64
8.7 Hockenheimring 65
8.7.1 Jízda dvou po sobě následujících kol na okruhu Hockenheimring 66
8.8 Aplikace dynamických korekcí na finální variantu motoru při jízdě dvou kol závodu na okruhu Hockenheimring 67
8.8.1 Mapa nastavení časování ventilů pro maximální naplnění při jízdě dvou kol závodu na okruhu Hockenheimring 67
8.8.2 Dynamická korekce polohy hoření při jízdě dvou kol závodu na okruhu Hockenheimring 70
8.9 Formula Student Spain 70

9 Závěr **72**

A Sady výsledků statických výpočtů **75**

B Sady výsledků výpočtů přechodových režimů na trati Hockenheimring **80**

C Sady výsledků výpočtů přechodových režimů při jízdě dvou po sobě následujících kol na trati Hockenheimring **84**

D Sady výsledků výpočtů přechodových režimů na trati ve Španělsku **88**

E Termodynamický model motoru a model vozu v programu GT-SUITE **92**

Kapitola 1

Cíl práce

Cílem této diplomové práce je zjistit a zhodnotit potenciál dvouválcového zážehového přeplňovaného motoru s přímým vstřikováním pro použití ve voze pro závodní účely Formula Student/SAE. Vyvinutí takového motoru, až do podoby funkčního agregátu zastavěného přímo do vozu Formula Student, by vyžadovalo usilovnou práci celého vývojového týmu, a proto cílem této práce není takový motor přímo vyvinout, ale provést simulace, které by nám pomohly lépe prozkoumat možnosti takové koncepce motoru, a hlavně které by umožnily hrubé srovnání se stávajícím agregátem použitým ve studentském vozu. Výstupem této práce by tedy měly být podklady, které by týmu umožnily se rozhodnout, zda se začít naplno věnovat vývoji takového agregátu, nebo ho vyloučit jako nevhodný pro dané potřeby. Postupně se v této práci pokusím podrobněji prozkoumat následující otázky a problematiky:

1. Rešerše malých přeplňovaných motorů, odůvodnění předpokládaných potenciálních výhod přeplňovaného motoru pro studentskou formuli.
2. Model mechanických ztrát.
3. Použitá turbodmychadla — vybrat z dostupných turbodmychadel to vhodnější a nalézt pro něj vhodné nastavení motoru.
4. Průměry ventilových kanálů — prozkoumat možný potenciál ve zvětšených ventilech za předpokladu, že by byla možná taková konstrukční úprava.

5. Uklidňující objemy v sání a výfuku — mohou takové prvky napomoci k lepšímu využití restriktoru, tedy k většímu průtoku do motoru?

6. Vhodný kompromis mezi maximalizací výkonu a minimalizací spotřeby — provést optimalizace s ohledem na účinnost motoru.

7. Metody zlepšení podélné dynamiky vozu — navrhnout dynamické korekce pro nastavení úhlu hoření a časování ventilů, optimalizovat koncový převod.

8. Simulace závodu na skutečném okruhu — pokusit se nasimulovat jízdu na skutečném okruhu, která by pomohla nejlépe zhodnotit potenciál motoru.

9. Vybrat varianty s dalším možným potenciálem a pokusit se odhadnout oblasti, případně metody, kterými by se mohlo dalšího zlepšení docílit. Výše zmíněné body by zároveň mohly sloužit jako možná témata navazujících diplomových prací.

Kapitola 2

Úvod

Obrázek 2.1: CTU CARTECH — Formula Student

Formula Student, konstrukční soutěž pro studenty technických škol, dala možnost vzniku velkému množství studentských prací, bakalářských, diplomových i jiných. Není tomu jinak ani u této diplomové práce, která vznikla na základě podnětu k prozkoumání aplikace velmi odlišného motoru, než byl ve formulovém voze ČVUT dosud používán. Soutěže Formula Student/SAE, která vznikla již v roce 1981 v USA, se studentský tým ČVUT poprvé zúčastnil v roce 2009 na německém okruhu Hockenheimring. Úkolem soutěže je navrhnout vůz formulového typu pro neprofesionálního závodníka. Vůz tedy musí být velmi výkonný, dobře ovladatelný, spolehlivý, esteticky vkusný, důraz je dokonce kladen i na cenu nebo snadnost údržby. Teoretický produkční

plán je 1000 vozů za jeden rok. Formulový tým již postavil 9 generací vozu. Jelikož jedním z pravidel soutěže je každý rok navrhnout zcela nový vůz, a logickou snahou je především docílit nejlepších možných výsledků v soutěži, je každý rok vůz technicky dokonalejší a vyspělejší. [1]

Pro účely této práce, a s ohledem k mému studijnímu zaměření, je stěžejní součástí vozu pohonná jednotka. Studentská formule ČVUT zatím využívá motor Yamaha R6 599ccm, který prošel velkým množstvím úprav. Jak již bylo zmíněno, tato práce se ale věnuje návrhu odlišného motoru. Na základě vyjednané spolupráce se Škoda Aoutomobil a.s., by nový motor měl být odvozen z motoru již zmiňované značky Škoda, a to konkrétně 1.2 nebo 1.4 TSI. Předpokladem tedy je, že by se využila polovina jednoho z motorů a vyvinut by byl dvouválcový přeplňovaný motor s přímým vstřikováním. Není jasné, zdali by bylo možné motor doslova přepůlit a následně řez zaslepit pomocí jakési příruby s propojujícími kanály pro potřebné vodní, olejové nebo jiné prostory, nebo by bylo nutné blok i hlavu motoru navrhnout jako nový odlitek odvozený z původních agregátů. Tato otázka, ani další s ní související konstrukční problémy ovšem nejsou předmětem této práce a nebude ji proto nadále věnována větší pozornost.

Kapitola 3

Problematika malých přeplňovaných motorů

Aby bylo vůbec možné zabývat se termodynamickými výpočty malého přeplňovaného zážehového motoru, je nejprve třeba seznámit se obecně s problematikou přeplňovaných zážehových motorů.

3.1 Princip přeplňování

Principem přeplňování je dosažení většího indikovaného výkonu při zachování zdvihového objemu motoru. To je možné dokázat vztahem pro výpočet výkonu motoru,

$$P = \frac{i_v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot Z \cdot n_M}{30 \cdot \tau_Z} \tag{3.1}$$

ze kterého je zřejmé, že pokud zachováme vrtání, zdvih a počet válců motoru, pak navýšení výkonu je možné například zvýšením otáček. Nicméně v tomto ohledu nás výrazně omezují setrvačné účinky, které působí na jednotlivé komponenty motoru, jako jsou písty, ojnice, ventily a další pohyblivé části rozvodu a klikového mechanismu. Jiným možným parametrem, kterým tedy lze docílit vyššího výkonu, je zvýšení středního tlaku. Toho lze dosáhnout například vyšším kompresním poměrem, ale v takovém případě můžeme narážet na problémy s klepáním. Vyšší kompresní poměr významně zvýší především maximální tlak ve válci a při vysokém tlaku může v některých velmi

horkých místech (například okolí výfukového ventilu) docházet ke samovznícení směsi před čelem plamene. Právě takový jev může způsobit rozkmitání průběhu tlaku ve válci a jeho vysoké amplitudy pak zapříčiní nadměrné opotřebování dílů. Vhodným řešením se proto jeví zvýšit již plnící tlak motoru, čehož docílíme právě přeplňováním.

Zvýšení výkonu samozřejmě není zapříčiněno jen tím, že je možné do motoru dodat více vzduchu, současně s tím je nutné dodat úměrné množství paliva. To by mohlo zdánlivě naznačovat, že navýšení dodaného množství paliva zvedne i jeho celkovou spotřebu. Jelikož však bylo větší množství vzduchu do motoru dodáno za jednotku času, tak byl navýšen i výkon za jednotku času a měrná spotřeba vztažená na výkon odebraný za jednotku času je proto nižší. Snížení měrné spotřeby paliva $[g/kWh]$ je proto také dalším důležitým důvodem proč se motory přeplňují.

3.2 Možnosti přeplňování

Motor lze přeplňovat několika způsoby:

1. objemovými kompresory,
2. pomocí pulzací v sání,
3. turbodmychadly.

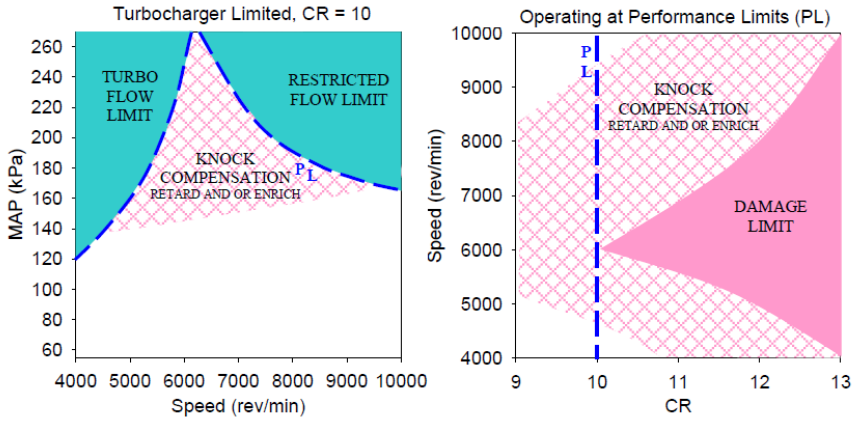
Pro účely této diplomové práce jsem se rozhodl uvažovat pouze variantu s využitím turbodmychadla, a proto ostatním způsobům přeplňování nebude věnována pozornost.

Výfukové turbodmychadlo je zařízení, které se skládá z radiální plynové turbiny a z radiálního kompresoru. Plynová turbina je umístěna na výfukovém potrubí. Výfukové plyny do ní po obvodu vstupují a jejím středem v osovém směru vystupují. Energie výfukových plynů je předána lopatkám turbiny, která je tak roztáčena na vysoké otáčky v řádech i několika stovek tisíců za minutu. Na společnou hřídel turbiny je připevněno i lopatkové kolo kompresoru, který pracuje na opačném principu. Středem v axiálním směru saje okolní vzduch a následně jej stlačený odvádí obvodově do šnekové skříně

kompresoru. Stlačený vzduch je pak dále veden do motoru. Jelikož turbodmychadla pracují s výfukovými plyny, které mohou dosahovat teploty přes 1000 $°C$, je i stlačovaný vzduch tepelně významně ovlivněn. Teplejší vzduch má nižší hustotu, a proto ohřátí plnícího vzduchu snižuje plnící účinnost. Tomuto snížení plnící účinnosti je možné alespoň částečně zamezit využitím mezichladiče plnícího vzduchu, který stlačený vzduch opět ochladí a do spalovacího prostoru se ho díky zvýšené hustotě dostane více.

3.3 Problémy a omezení spojená s přeplňováním

Přeplňování pochopitelně neskýtá pouze výhody, a je proto nutné brát v potaz rizika, která jsou s ním spojena. Jedním z prvních problémů je zvýšení plnícího tlaku. Samozřejmě je to jev, díky kterému je přeplňování zajímavé, ale nese i svá úskalí. Nárůst plnícího tlaku zvýší i maximální tlak ve válci a motor je tak více namáhán. Navíc zvýšení maximálních tlaků ve válci výrazně zvyšuje možnosti výskytu klepání, které je pro provoz motoru nepřijatelné a může způsobit jeho zničení. Je proto třeba navrhovat přeplňování motoru tak, aby plnící tlak vytvořený kompresorem nezpůsoboval výše zmíněné problémy.

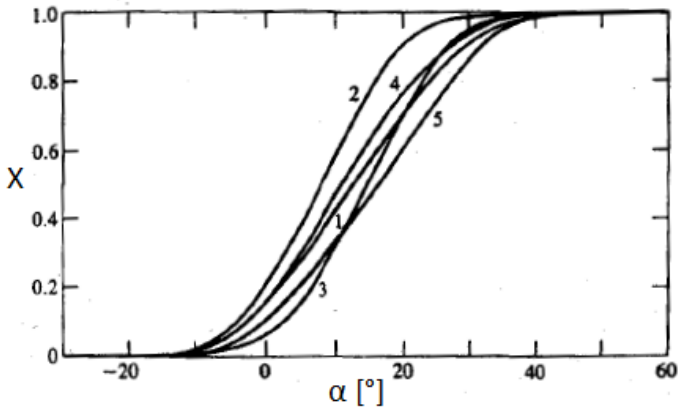


Obrázek 3.1: Omezující parametry, [2]

Jedna z možností jak zamezit problému vysokých tlaků ve válci a potenciálnímu klepání je úprava kompresního poměru. Snížením kompresního poměru se významně sníží i maximální tlak ve válci, a je tak možné zvýšit tlak plnící. Je však nutné zvolit pomocí optimalizace vhodné nastavení kompresního poměru.

Pozitivní vliv na tento problém má také již zmíněné chlazení plnícího vzduchu. Nejen že se díky ochlazení zvýší jeho hustota, a je tak možné ho do spalovacího prostoru dostat větší množství, ale díky tomu, že je směs chladnější, je méně náchylná k samozapálení a sníží se tak i možnost výskytu klepání.

Dalším parametrem, který významně ovlivňuje maximální hodnoty tlaků ve válci je tzv. předstih zážehu. Jedná se o okamžik zapálení směsi před dosažením horní úvrati. Parametr je obvykle udáván ve stupních, jako úhel, o který se musí pootočit kliková hřídel, aby píst dosáhl horní úvrati. Jak je možné vidět na příkladu Vibeho funkce na obrázku 3.2, která znázorňuje množství spálené směsi v závislosti na úhlu pootočení klikové hřídele, nejrychleji začne směs hořet těsně za horní úvratí. Při velmi rychlém shoření směsi se také uvolní velké množství energie, a to zapříčiní velký nárůst teploty a hlavně tlaku. Jelikož v horní úvrati je z geometrické podstaty klikového mechanismu tlak ve válci nejvyšší, může nevhodné načasování zážehu způsobit velmi vysoké hodnoty maximálních tlaků.

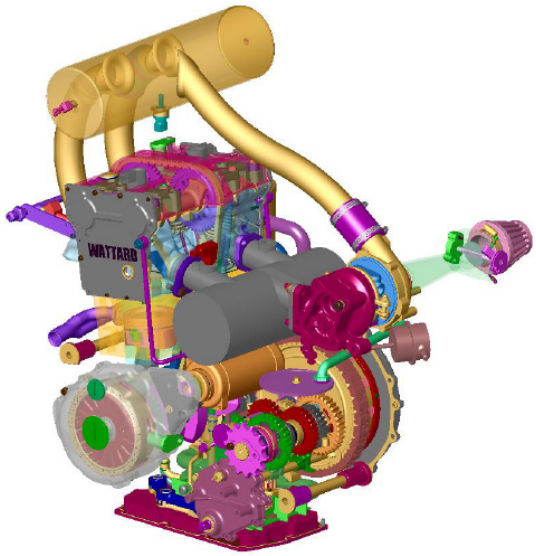


Obrázek 3.2: Vibeho funkce — znázornění závislosti relativního množství spálené směsi na úhlu pootočení klikové hřídele [3]

Ovlivnit průběh tlaku ve válci je možné i dalšími variabilními parametry. V našem případě, jelikož se jedná o motor s variabilním časováním ventilů, je možné hledat optimální nastavení vačkových hřídelů pro různé režimy samostatně. Úhel pootočení vačkových hřídelů, stejně jako úhel zapálení směsi, jsou parametry obecně stěžejní pro zajištění optimálního chodu motoru a především pomocí jejich nastavení bude zjišťován maximální možný potenciál motoru. Právě proto bude těmto jednotlivým parametrům v následujících kapitolách věnována patřičná pozornost.

3.4 Poznatky mých předchůdců

První přeplňované motory byly v motorsportu využívány již koncem 70. let minulého století. V současnosti se velmi podobným návrhem zabývala například univerzita v Melbourne, která vyvinula a zkonstruovala dvouválcový motor o objemu 433,8 cm^3 přeplňovaný výfukovým turbodmychadlem.



Obrázek 3.3: motor Wattard — Melbournská univerzita, [2]

Jak je možné vidět na zobrazení vnější charakteristiky jejich motoru pojmenovaného Wattard, ve srovnání s atmosferickým motorem SUZUKI GSX-R600, má maloobsahový přeplňovaný motor dle statických výpočtů velký

potenciál. Bohužel u přeplňovaných motorů je takové srovnání nedostatečné, pokud chceme znát skutečný potenciál motoru využitého ve vozidle přímo na trati. Je proto důležité provést simulace, které by naznačily, jakým způsobem se takový motor bude chovat v přechodových režimech.

Dalším příkladem vývoje podobného motoru je jednoválcový motor Husqvarna přeplňovaný mechanickým kompresorem, kterým se zabývali studenti univerzity v Modeně. Jejich tým tuto variantu nakonec zavrhl a raději se zaměřil na návrh velmi lehkého jednoválcového motoru Husqvarna bez přeplňování. [4]

Zřejmě nejpodobnější koncept motoru využíval tým Technického institutu v Karlsruhe, konkrétně tedy dvouválcový přeplňovaný motor s přímým vstřikováním. Tento motor navržený ve spolupráci s firmou AMG využíval tým z Karlsruhe od roku 2012 až do roku 2016. V roce 2017 se tým přiklonil k variantě malého atmosferického jednoválcového motoru, který jim pomohl dosáhnout výrazného snížení hmotnosti. [5]

Zajímavé je, že zhruba před dvěma lety, kdy bylo zadání této práce vypsáno, se poměrně velké množství týmů zaměřovalo právě na možnosti využití přeplňování. Jak již bylo zmíněno, některým týmům se to podařilo celkem úspěšně, jiné týmy se od takového konceptu odklonily dříve, než došlo k realizaci. V současné době se některé týmy opět vrací k atmosferickým motorům a zaměřují se více na snížení hmotnosti, než na zvýšení výkonu využitím silných agregátů. Jedním z důvodů, který se nabízí jako vysvětlení, je omezení vyplývající z pravidel soutěže o použití dvoucentimetrového restriktoru sání. Průtok jeho průřezem je limitně omezen. Inovace a vývoj v oblasti pohonných jednotek směřoval k co nejširšímu rozsahu otáček, kdy motor využívá maximální průtok restriktorem. To je bohužel významné omezení, které také způsobuje, že maximální dosažený výkon je vesměs u všech používaných motorů stejný. Velkým potenciálem pro zdokonalování je rozšíření maximálního výkonu do co největšího rozsahu otáček, ale domnívám se že i trendy naznačují, že klíčová bude zřejmě hmotnost. To dle mého názoru ale nesnižuje atraktivitu tématu přeplňovaných motorů a jistě má smysl tuto problematiku dobře prozkoumat.

Kapitola 4

Termodynamický model v GT-SUITE

Pro zkoumání potenciálu motoru a provádění simulací byl zvolen výpočetní software GT-SUITE. Jedná se o multi-fyzikální 0D/1D/3D řešič od společnosti Gamma Technologies. GT-SUITE je komplexní soubor knihoven komponent a algoritmů, který umožňuje fyzikálně simulovat tok tekutin, mechanismy, elektroniku, chemické procesy magnetismus a řízení. Pomocí těchto knihoven je možné tvořit téměř jakékoliv inženýrské systémy včetně vozidel, motorů, pohonů, převodových ústrojí, mechanických systémů, hydraulických systémů, mazání a tření, chlazení a mnoho dalších.

Pro přesnější řešení jednotlivých jmenovaných systémů obsahuje software GT-SUITE několik podjednotek. Pro simulaci motorů slouží modul GT-POWER a to konkrétně k předpovídání veličin výkonu, točivého momentu, průtoku vzduchu, objemové účinnosti, spotřeby paliva, výkonu a přiřazování turbodmychadel, emisí, akustických a dalších dějů. Modely motorů vytvořených v GT-POWER, který slouží především ke zkoumání dějů v ustálených režimech, je možné následně zakomponovat do některých dalších modulů například pro sledování chování v přechodových režimech. Je tedy možné sestrojit model vozu, do kterého je model motoru zastavěn jako podsestava, a následně je možné simulovat různé jízdní režimy. [6]

4.1 Tvorba modelu v GT-POWER

Model je v programu tvořen blokovými prvky, které reprezentují jednotlivé součásti motoru případně jejich celky. Základními prvky modelu jsou klikový mechanismus a válce. Klikový mechanismus je v tomto případě komplexní prvek, který představuje kompletní spodní část motoru. Tento prvek určuje počet válců, pořadí zapalování, geometrii válců, mechanické ztráty, momenty setrvačnosti, počítá síly a točivé momenty. Prvek válec reprezentuje termodynamické vlastnosti motoru, nikoli přímo geometrické údaje. Pomocí podrobně specifikovaných objektů je zde definován například přestup tepla, průběh hoření, materiálové vlastnosti a teploty médií. K tomuto prvku jsou dále připojeny sací a výfukové ventily, a jelikož se v tomto případě jedná o motor s přímým vstřikováním, tak i vstřikovač paliva. Všechny tyto ventily mají zadány geometrické vlastnosti, průtokové charakteristiky a údaje o časování. Zbytek modelu tvoří převážně prvky sacího a výfukového potrubí, které nesou údaje o geometrických rozměrech, teplotních a materiálových vlastnostech.

Pro tuto práci však model obsahuje ještě jednu velmi důležitou komponentu, kterou je turbodmychadlo. Na výfukové části je umístěna turbina, na sací části kompresor a oba prvky jsou propojeny hřídelí, která mezi nimi tvoří vazbu a umožňuje přiřadit turbodmychadlu patřičný moment setrvačnosti. Turbina i kompresor jsou prvky velice obdobné a především obsahují mapy, které udávají jejich kompletní charakteristiku.

4.1.1 3D model motoru TSI

Jako základní podklad práce slouží 3D modely motorů 1.2 a 1.4 TSI, které poskytla společnost Škoda auto a.s. Prvním úkolem je tedy prostudovat modely a odečíst základní geometrické rozměry dvouválcového motoru, který by byl z motorů TSI odvozen. Jelikož dle nových pravidel již není motor formulového vozu omezen zdvihovým objemem, otevřela se možnost zkoumat dvě varianty motoru. Pracovně nazvány 600FS-TSI a 700FS-TSI (Formula Student - TSI) jsou tedy dvě základní varianty motoru, kterým se tato práce věnuje. Práce na obou motorech probíhala paralelně a proto popis tvorby modelu bude uveden jen pro jednu variantu a až později budou srovnány jejich výsledky.

4.2 Řešiče a matematické modely

4.2.1 Řešič teploty stěn válce

Tento objekt je využíván k modelování struktury válce motoru za použití konečně prvkové reprezentace vložky válce, pístu a hlavy (včetně ventilů a ventilových sedel). Model slouží k předpovězení teplot materiálů i povrchových teplot, které jsou dále využity k výpočtům přestupu tepla do stěn spalovacího prostoru.

Pro správnou funkčnost tohoto modelu je nutné zadat počáteční teploty jednotlivých dotčených dílů (hlava, ventily, válec). Dále zadat teploty médií (chladicí kapaliny a oleje), která obíhají v softwarem předdefinovaných prostorech a koeficienty přestupu tepla pro tato média.

Jako podobjekt je třeba definovat geometrické, materiálové a tepelné vlastnosti jednotlivých komponent. Geometrické údaje byly odečteny z 3D modelu. Materiálové vlastnosti (hustota, tepelná vodivost atd.) je možné zadat pro jednotlivé materiály z knihovny. Údaje o tepelných vlastnostech, především tedy koeficienty přestupu tepla mezi jednotlivými komponenty, byly ponechány defaultní, tedy běžné hodnoty, které GT-SUIT používá ve svých příkladových modelech.

4.2.2 Woschniho model přestupu tepla

Objekt „přestup tepla do válce motoru“ je využíván ke kalkulaci přestupu tepla do všech stěn spalovacího prostoru. Přestup tepla je v tomto případě počítán dle Woschniho modelu bez swirlu, jelikož nejsou známa naměřená data pro swirl. Uvažujeme dvouzónový model hoření, proto je třeba v tomto objektu zvolit princip výpočtu přestupu tepla mezi zónou spálené a nespálené směsi. Jedná se o nastavení, jakým způsobem má řešič vážit množství přestupu tepla mezi nespálenou a spálenou směsí. Použita je kvadratická metoda, která má za následek zkreslení směrem k chladnější nespálené zóně. Váhový koeficient α je v tomto případě definován jako druhá mocnina poměru mezi hmotností spálené a nespálené směsi.

$$\alpha = \left(\frac{m_B}{m_U}\right)^2 \tag{4.1}$$

4.2.3 Model hoření – Vibeho funkce

K simulaci hoření je použit model hoření pro zážehové motory využívající Vibeho funkci. Zadává se zde již zmíněný úhel shoření 50 % paliva, který je jako variabilní parametr dále využíván pro optimalizaci. Dále se také pomocí úhlu zadává doba trvání hoření od 10 % do 90 %. Tato hodnota by měla ideálně vycházet z naměřených údajů, které ovšem pro tento motor nejsou k dispozici, a proto byly převzaty z nejpodobnějšího možného dostupného motoru, na kterém tyto údaje byly naměřeny. Konkrétně se jedná o motor od společnosti Škoda 1.4 MPI. Vibeho exponent je další zadaný parametr, který umožňuje zpřesnit tvar Vibeho funkce tak, aby co nejlépe odpovídala skutečnosti. Jak již bylo řečeno, nastaven byl dvouzónový model hoření.

$$x_b = 1 - \exp\left(-a \cdot \frac{\alpha - \alpha_s}{\Delta\alpha}^{(m+1)}\right) \tag{4.2}$$

x_b	Vibeho funkce
a	koeficient upravující tvar funkce
m	koeficient upravující tvar funkce
α	úhel pootočení klikové hřídele
α_s	začátek hoření
$\Delta\alpha$	doba trvání hoření

Tento objekt je také využíván k simulaci a predikci klepání, tomu bude věnována pozornost až v další části práce.

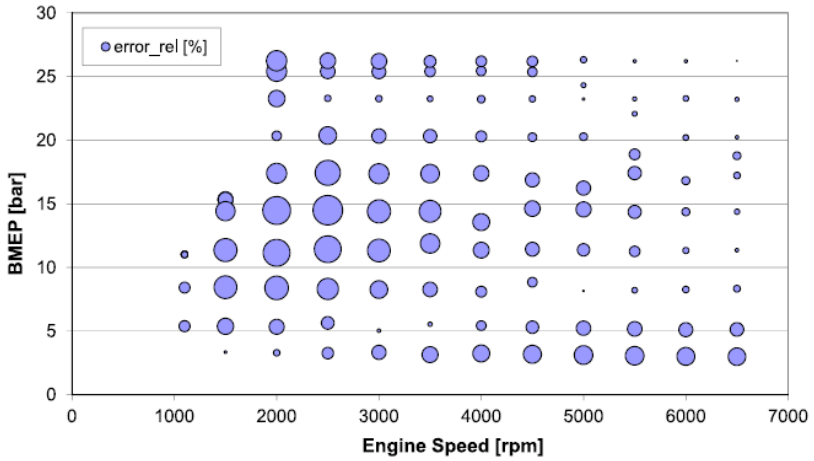
4.2.4 Chen-Flynn model mechanických ztrát

Nejprve je důležité upozornit, že po dohodě s vedoucím práce nebyl proveden podrobný výpočet mechanických ztrát z několika důvodů. Jedním z důvodů je skutečnost, že paralelně s touto diplomovou prací bylo vypsáno téma práce na konstrukční návrh stejného motoru, který je předmětem této práce, ale nakonec se ho nikdo úspěšně neujal. Obě práce se měly navzájem doplňovat a právě některé důležité údaje potřebné pro výpočet mechanických ztrát tak nebyly k dispozici. Druhým důvodem bylo, že vedoucí této diplomové práce poskytl k dispozici zkalibrovaná data pro konstrukčně velice podobný motor, která by měla dostačovat pro účely této práce.

Tento model počítá třecí ztráty motoru jako teoretický střední efektivní tlak nutný pro překonání třecích ztrát (dále jen FMEP). Do tohoto modelu se nejprve zadává konstantní složka tohoto tlaku, která je obvykle známa z měření. GT-POWER udává běžné hodnoty mezi 0,3—0,5 bar. V simulacích v této práci je konstantní složka FMEP zadána z dat naměřených na přeplňovaném motoru stejného výrobce s obdobnou velikostí válcové jednotky. Hodnoty jsou považovány za funkční i pro velmi vysoké střední efektivní tlaky (dále BMEP) a pro kompresní poměry v rozmezí od 9 do 15, takže dobře poslouží i pro výpočty v této práci. Výsledný FMEP GT-POWER počítá dle následující rovnice.

$$FMEP = FMEP_{const} + A \cdot P_{cyl,max} + B \cdot c_{p,m} + C \cdot c_{p,m}^2 \tag{4.3}$$

$FMEP_{const}$	konstantní část FMEP $= 0,28694[bar]$
A	faktor pro maxima tlaku ve válci $= 0,01007[-]$
P_cly, max	maximální tlak ve válci $[bar]$
B	faktor střední pístové rychlosti $= 0,05822[bar.s/m]$
c_p, m	střední pístová rychlost $[m/s]$
C	faktor kvadrátu střední pístové rychlosti $= 0,00432[bar.s^2/m^2]$
c_p^2, m	kvadrát střední pístové rychlosti $[m/s]^2$



Obrázek 4.1: Relativní chyba zkalibrovaného modelu mechanických ztrát (Chen-Flynn) a detailního modelu třecích ztrát [7] [2]

[2]Velikost kruhů označuje míru chyby, čím větší chyba tím větší kruh. Maximální relativní chyba je 14 % a průměrná relativní chyba je 3 %.

4.3 Řízení

Ve statických režimech je motor počítán a optimalizován pouze na vnější charakteristice, uvažuje se tedy plně otevřená škrtící klapka a jediný PID regulátor je použit pro řízení otevření obtoku turbiny.

4.3.1 Dosažení ustáleného režimu

Aby však bylo možné jednotlivé simulace běhu motoru v různých otáčkách považovat za věrohodné, je nutné sledovat jejich stabilitu. Všechny důležité fyzikální hodnoty musí konvergovat ke konstantním hodnotám. Zároveň je tak definována délka výpočtu, který se automaticky ukončuje po splnění nastavených podmínek. Nastavuje se toleranční pásmo, ve kterém se veličina musí pohybovat po několik po sobě následujících cyklů. Jmenovitě je sledována teplota všech tekutin, plnící tlak v sacím plénu, střední efektivní tlak motoru, otevření obtoku turbiny a otáčky turbodmychadla. Na základě provedených prvopočátečních simulací je také odhadnut maximální počet cyklů, během kterých musí dojít ke splnění podmínek konvergence. Počet cyklů by měl být takový, aby neomezoval výpočty s delším časem potřebným pro konvergenci, ale pouze případy, kdy jsou veličiny rozkolísané a ke konvergenci nedochází. Sledování stability statických výpočtů nabývá na ještě větší důležitosti právě pro přeplňované motory, kde jsou děje ve výfukovém potrubí turbodmychadlem úzce spjaty s ději v sání. Fluktuace plynů jsou do jisté míry přenášeny na lopatkové kolo turbiny a tak převedeny i na kolo kompresoru, které pak podobně ovlivní i plyny v sacím potrubí. Dochází tak k zacyklení a v nepříznivých případech může docházet k rezonanci některých veličin, což vede k nestabilnímu řešení výpočtu. Souhrn veličin a podmínky jejich konvergence jsou znázorněny v tabulce 4.1. Každá z veličin musí splnit podmínku maximální změny po dobu pěti po sobě jdoucích cyklů.

4.3.2 Obtok turbiny

Jelikož zatím není vzato v úvahu klepání motoru, je v prvních statických výpočtech snaha odhalit maximální možný potenciál motoru, který bude dále ovlivňován přidáním jednotlivých omezujících podmínek. Obtok turbiny je tedy využíván pouze ke kontrole přetáčení turbodmychadla. Regulátor reguluje míru otevření clonky na obtoku turbiny, odvádí tak výfukové plyny mimo

Konvergence proudících médií	
Hmotnostní tok [%]	0,2
Tlak [%]	0,2
Teplota [K]	1
ODE konvergence	
Momentová nerovnováha hřídele turbodmychadla [%]	0,2
Konvergence regulátorů	
Regulátor obtoku turbiny [%]	0,2
Konvergence výstupních veličin	
Plnící tlak [%]	0,2
BMEP [%]	0,2

Tabulka 4.1: Tabulka sledovaných veličin pro konvergenci

turbinu v případě, že se otáčky turbodmychadla blíží stanovenému maximu. V modelu je použit regulátor přímo určený pro simulaci obtoku turbiny, který nemá nastavitelnou přímo integrální a diferenciální složku regulátoru, ale nastavuje se maximální a minimální rychlost změny průtočného průměru a faktor agresivity regulátoru. Tento vestavěný regulátor skýtá mnoho pokročilých nastavení, jako například již zmíněnou kontrolu konvergence míry otevření obtokového ventilu a faktor agresivity řízení.

4.4 Důležité součásti

4.4.1 Použitá turbodmychadla

Pro své výpočty jsem měl k dispozici dvě turbodmychadla Garrett GT-12 a CZ-C09, která jsou obě navržena pro motory s menšími zdvihovými objemy. Seznam použitých turbodmychadel včetně jejich parametrů je v tabulce 4.2

Název varianty	Popis
Výchozí	Prvotní model přeplňovaného dvouválcového motoru s hrubě navrženými potrubními systémy bez provedených optimalizací. Jedná se o ladící model, na ketrém bylo zkoumáno vhodné nastavení výpočtů a sledována konvergence.
FlowSplit	Jedna z výpočetních variant, bez sacího pléna, pouze s rozděleným potrubím pro jednotlivé vstupní knály. Rozměry potrubí a kanálů byly odhadnuty na základě 3D modelu motoru TSI a dále upraveny dle odhadu zástavby ve formuli.
FlowSplit_opt	Totožná varianta jako FlowSplit, na které však již byly provedeny optimalizace některých rozměrů potrubí a nastavení ventilového rozvodu s cílem maximalizovat výkon.

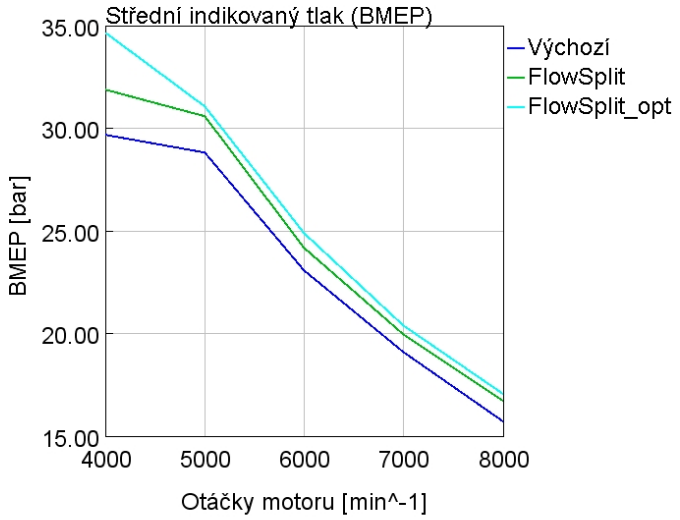
Tabulka 4.3: Tabulka srovnávaných variant pro kapitolu 4.4.2 Restriktor

Typ turbodmychadla	Max. otáčky $[min^{-1}]$	Max. celková účinnost [%]	Moment setrvačnosti $[kg.m^2]$
Garrett GT-12	270 000	44,3	1E-05
CZ-C09 Strakonice	257 000	51,6	8E-06

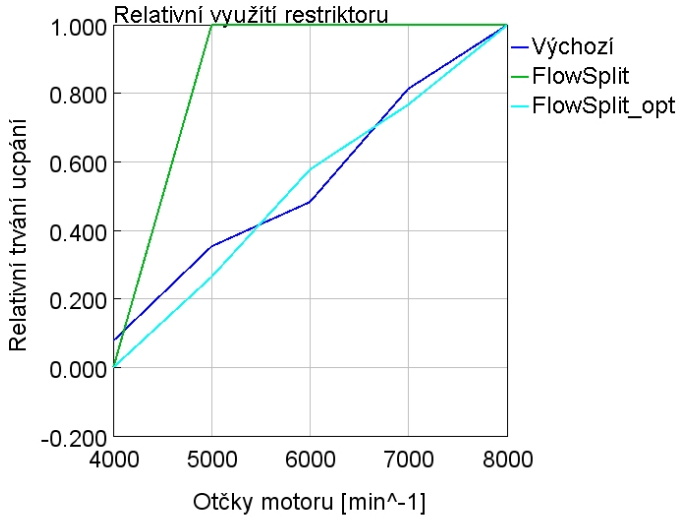
Tabulka 4.2: Základní parametry použitých turbodmychadel

4.4.2 Restriktor

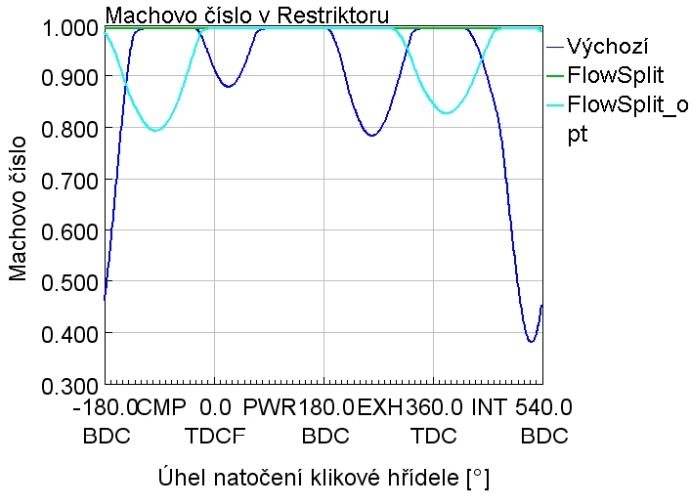
Pravidla soutěže udávají, že na každém vozu musí být na sání motoru umístěn restriktor o maximálním průměru 20 mm. Restriktor musí být umístěn za škrtící klapkou, ale zároveň před kompresorem. Jak již bylo zmíněno jedná se o jedno z nejvýznamnějších omezení pro motor, a proto je také snaha docílit maximálního průtoku restriktorem, v co možná nejdelším čase jízdy. Restriktor je pro tuto práci převzat z modelu, kde ho tým má již zkalibrovaný dle skutečnosti a je mu i vnucována okrajová podmínka tlakové ztráty ze skutečného měření. Skutečný průměr restriktoru, který tým používá je 19,7 mm, aby byl odhalen maximální možný potenciál motoru, byl průměr v simulacích zvětšen na maximálních povolených 20 mm.



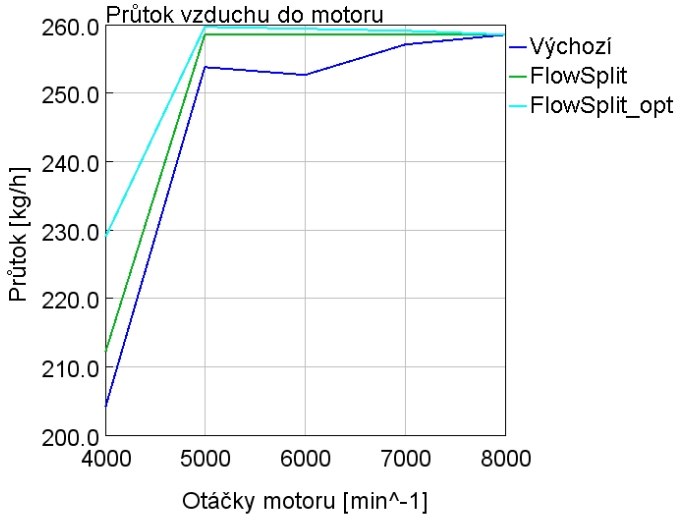
Obrázek 4.2: Srovnání výsledného BMEP



Obrázek 4.3: Srovnání poměrného množství času během kterého je restriktor aerodynamicky ucpán pro stejné varianty jako v 4.2

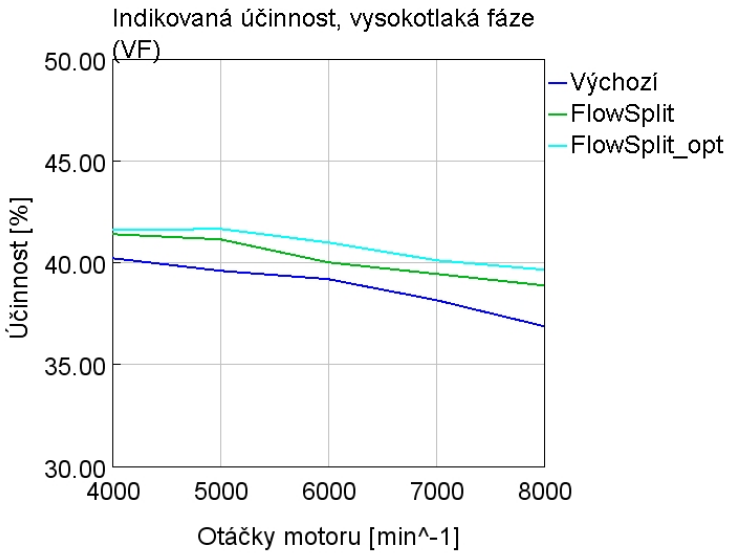


Obrázek 4.4: Průběh Machova čísla v restriktoru v 6000 otáčkách za jeden cyklus

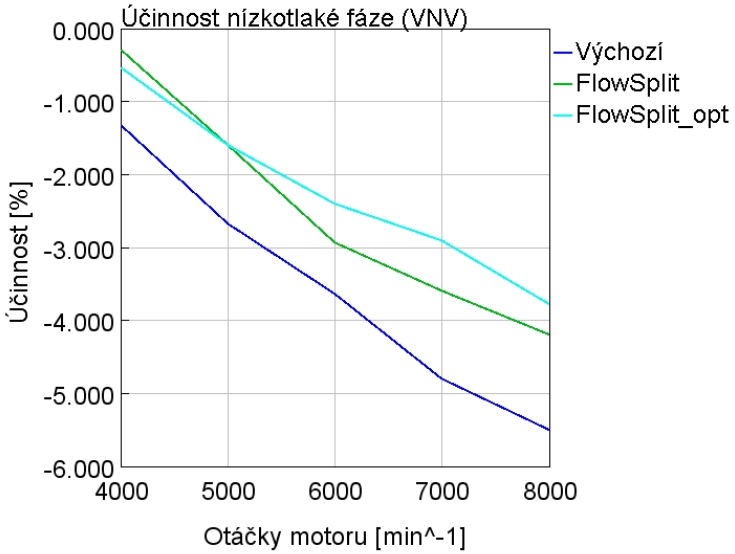


Obrázek 4.5: Průtok vzduchu do motoru

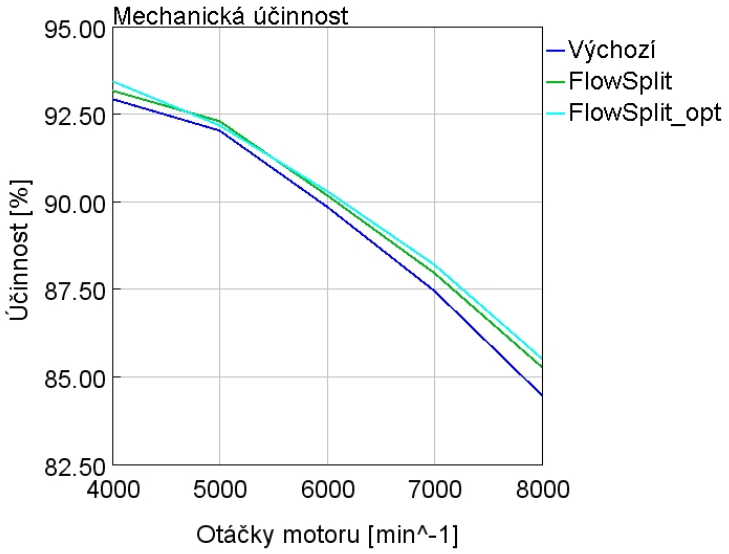
Ve statických výpočtech dochází k očekávanému jevu, a to k výrazné fluktuaci průtoku restriktorem (Obrázek 4.4), zapříčiněné chodem dvouválcového motoru. Kolísavý průběh průtoku tak je v některých otáčkách shora částečně oříznut hranicí maximálního možného průtoku, v těchto místech dochází k takzvanému aerodynamickému ucpání. Aby bylo možné jednotlivé simulace správně porovnat, byl vytvořen algoritmus počítající procentuální množství času stráveného na mezi průtoku (Obrázek 4.3). Ukazuje se však, že tento způsob hodnocení není dostatečně dobře vypovídající o ideálním nastavení motoru, s ohledem maximální výkonové parametry. Na obrázku 4.5 můžeme vidět, že některé varianty dle grafu 4.3 ukazují jen malé potenciální zlepšení naplnění. Z hlediska průtoku do motoru je to minimální přírůstek, který nutně nemusí znamenat vyšší točivý moment. To ostatně dokazuje i graf srovnání BMEP 4.2, kde vidíme, že po optimalizaci na maximální moment má varianta s nejvyšším BMEP nižší procentuální využití restriktoru. Získaný malý přírůstek průtoku do motoru tedy převážily ostatní faktory ovlivňující BMEP. Jak je patrné z obrázků 4.6, 4.7, 4.8, 4.9, je to zřejmě dáno kombinací několika faktorů. Přestože ve většině ohledů jsou varianty velice podobné, varianta s nejvyšším BMEP má nejvyšší indikovanou účinnost, nejlepší výměnu náplně válce, nejlepší mechanickou účinnost a ve výfukových plynech odchází nejmenší procento energie. Účinnost chlazení je u srovnávaných variant velmi podobná.



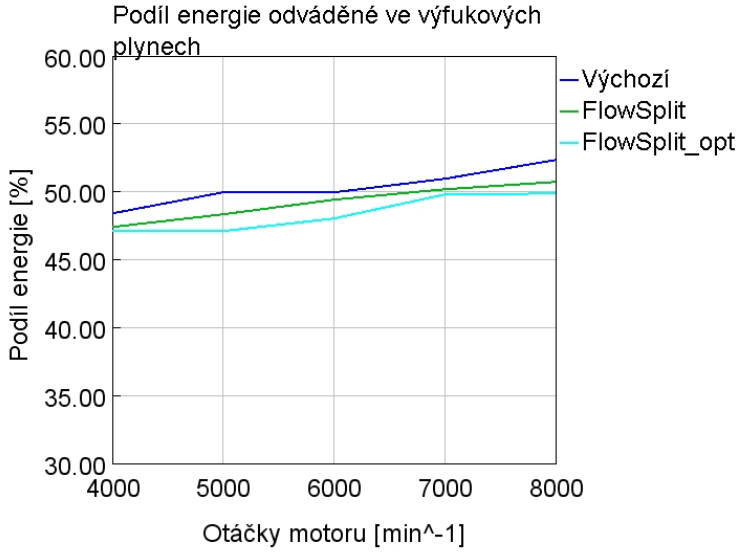
Obrázek 4.6: Indikovaná účinnost, vysokotlaká fáze



Obrázek 4.7: Výměna náplně válce



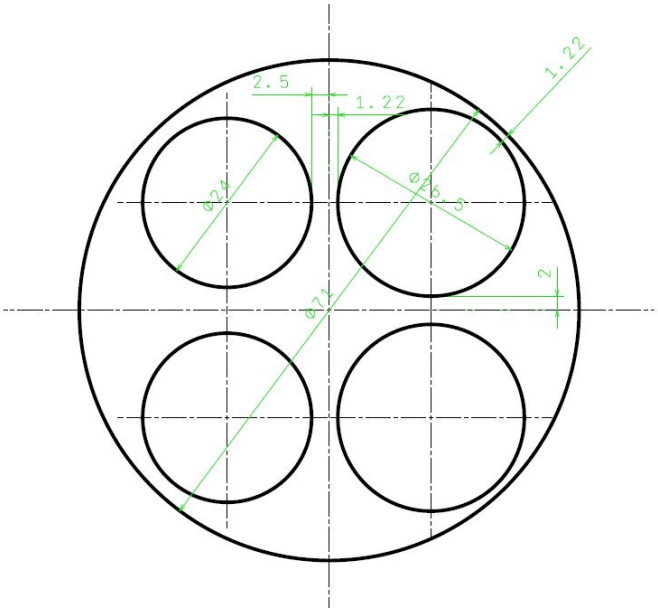
Obrázek 4.8: Mechanická účinnost



Obrázek 4.9: Procentuální část energie odcházející ve výfukových plynech

4.4.3 Ventily — časování, geometrie, zdvihové křivky

V prvních simulacích byl nastaven průměr ventilů dle 3D modelu. Zdvihové křivky a průtoky jsou převzaty z atmosferického motoru stejného výrobce, které dal k dispozici Ing. Radek Tichánek, PhD. Výsledky naznačily, že by zvětšení ventilů mohlo zapříčinit lepší naplnění válce. Proto byl proveden odhad maximálních konstrukčně možných průměrů ventilů.



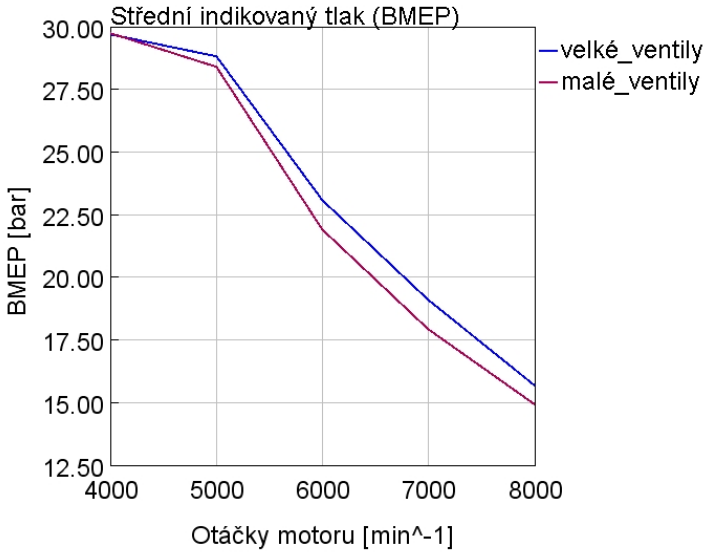
Obrázek 4.10: Nákres odhadu maximalizovaných průměrů ventilů

Zvětšení průměru ventilu ještě nemusí nutně znamenat zvýšení průtoku do válce. Omezující totiž nemusí být průtočná kruhová plocha ventilu, ale může být nedostatečný zdvih ventilu a omezujícím faktorem v tom případě bude válcová plocha mezi otvorem ventilu a ventilem samotným. Jako další byl proto navýšen zdvih ventilu pomocí násobiče. Větší průřez i zvětšení zdvihu mělo pozitivní vliv na naplnění válce a tak i na výkon motoru. Obě tyto úpravy však mají negativní vliv na setrvačné síly působící ve ventilovém rozvodu. Větší hmotnější ventil by nyní za stejný čas musel urazit ještě větší vzdálenost. Lze proto očekávat, že pro správnou funkčnost by bylo třeba rozvod konstrukčně upravit (například použitím materiálu s menší hustotou). Zároveň byla uvažována jen malá změna zdvihu, která by teoreticky mohla

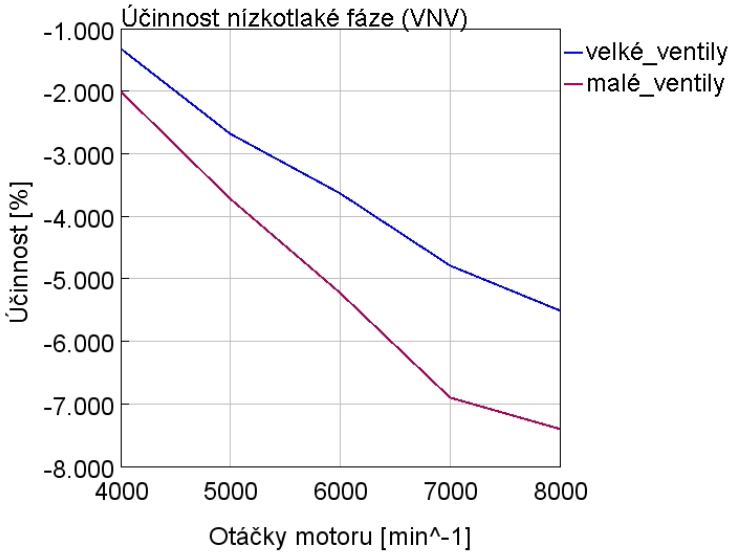
vést jen k částečnému snížení životnosti rozvodu, což se u motoru pro závodní účely předpokládá.

Motor ze kterého tato práce vychází má variabilní časování ventilového rozvodu. Je tedy možné provádět optimalizace pro ideální nastavení časování obou vačkových hřídelů pro různé případy. Ve statických výpočtech byly prováděny optimalizace v různých otáčkách za docílením maximálního točivého momentu a minimální spotřeby paliva.

Ventilový rozvod byl uvažován jako plně variabilní, a proto byl do optimalizací zahrnut parametr odpovídající šířce vačky. Jedná se opět o násobící koeficient, který vačku rozšíří nebo zúží. I zde byla z důvodu životnosti rozvodu uvažována jen malá změna 0,8—1,2.



Obrázek 4.11: Srovnání BMEP varianty s malým průměrem ventilů a varianty se zvětšenými rozměry



Obrázek 4.12: Srovnání nízkotlaké fáze (výměna náplně válce) varianty s malým průměrem ventilů a varianty se zvětšenými rozměry

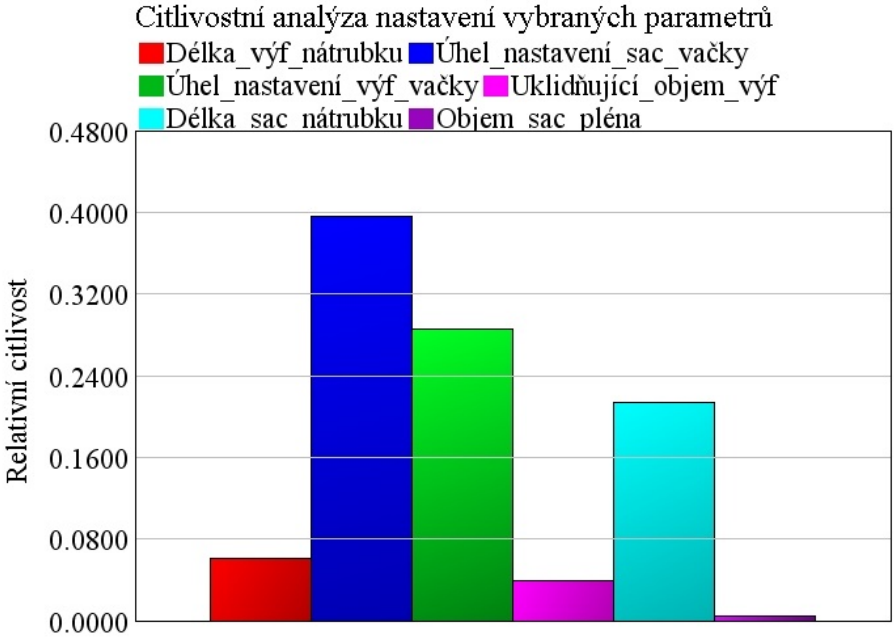
Z obrázku 4.11 je patrné, že zvětšení ventilů mělo znatelný přínos především ve vyšších otáčkách motoru, kde díky velkému plnícímu tlaku bylo možné, skrze větší průtočnou plochu, válce lépe naplnit. Tento fakt koresponduje i s obrázkem 4.12, kde je procentuálně zobrazené množství energie potřebné pro výměnu náplně válce.

4.5 Zpracování statických výsledků

4.5.1 DOE analýza variabilních parametrů

Pro první porovnání výsledků, odhalení trendů a extrémů a také citlivostní studii, byla provedena DOE analýza vybraných variabilních parametrů. Poloha hoření [Wiebe50] byla zadávána v rozmezí 2°—30° za horní úvratí. Úhly natočení vačkových hřídelů obvykle 20°—30° okolo střední hodnoty.

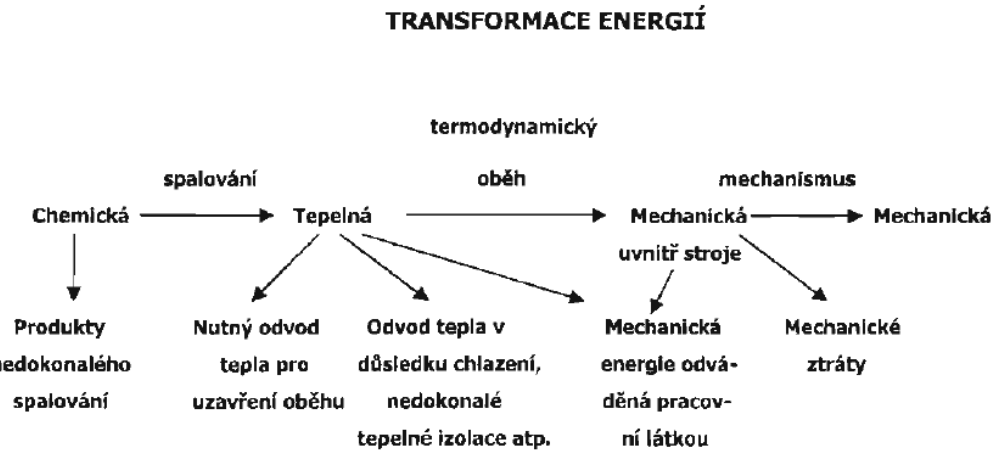
Pomocí DOE analýzy byl také zkoumán vliv různých geometrických rozměrů výfukového a sacího potrubí. Jmenovitě byly parametrizovány: objem sacího pléna, vnitřní objem flowsplitu na výfuku, délky nátrubků (sání i výfuk).



Obrázek 4.13: Citlivostní analýza parametrů

4.5.2 Energetická bilance — hodnocení výsledků

Energetická bilance má za cíl rozklíčovat, kam jaké části dodané energie plynou. Uvažujeme-li dodanou energii v palivu na jedné straně rovnice, měla by být dána součtem všech složek na druhé straně. Některé tyto složky je možné z programu GT-POWER přímo odečíst, ale několik z nich je třeba dopočítat vytvořením vhodného algoritmu. Z výsledné bilanční rovnice je pak možné vyčíst, jak efektivně je energie v palivu zpracována, kolik z ní je skutečně převedeno na výkon, kolik se jí ztratí chlazením, kolik odeberou mechanické ztráty nebo výměna náplně válce, a kolik jí nakonec odchází ve výfukových plynech. Schématicky je základní energetická bilanční rovnice znázorněna na obrázku 4.14.



Obrázek 4.14: Schématické zobrazení toků energie spalovacího motoru [10]

Bilanční rovnice počítaná algoritmem v programu GT-POWER, však neuvažuje ztráty energie způsobené nedokonalým spalováním, jelikož do levé strany rovnice vstupuje hodnota využitelné energie v palivu. Výsledkem je skupina důležitých diagramů, které napomáhají odhalit a porovnat potenciál jednotlivých počítaných modelů. Tato skupina diagramů bude vytvořena pro každou výslednou variantu a obsažena v příloze.

Kapitola 5

Optimalizační algoritmy

Časově zřejmě nejnáročnější částí práce je velké množství optimalizačních výpočtů, které mají za cíl odhalit ideální nastavení motoru. Optimalizačních algoritmů je celá řada a je důležité vybrat správný pro danou aplikaci. Jak již bylo zmíněno, v počátečních simulacích byla využívána převážně DOE analýza, která umožňuje zpětně důkladně prozkoumat všechny vypočtené iterace. Její nevýhodou je ovšem velké množství iterací, velké množství dat a pochopitelně z toho plynoucí velmi dlouhý čas výpočtu. Optimální hodnoty je také z DOE analýzy nutno získávat až zpětným vyčtením veškerých výsledků.

5.1 Genetický algoritmus

Pokud jsou již modely dostatečně dobře odladěny a fungují správně, je možné použít sofistikovanější přístupy optimalizace. Jako vhodný pro potřeby této práce se jeví genetický algoritmus. Jedná se o ověřenou robustní metodu optimalizace, která poměrně rychle konverguje k žádaným optimálním výsledkům. Genetický algoritmus, nebo obecně evoluční algoritmy, využívají techniky napodobující evoluční procesy známé z biologie. Pro dosažení výsledků využívají principy dědičnosti, mutace, křížení, tvoří se generace různých řešení a vzniká populace, která se postupně ubírá k ideálnímu jedinci.

Nejdříve je třeba provést několik iterací, které jsou obvykle vybrány náhodně napříč zadaným rozsahem vstupních parametrů. Algoritmus dále vybere několik silných jedinců a z nich generuje nové použitím následujících

operátorů:

1. křížení — promění části několika jedinců mezi sebou,
2. mutace — náhodně změní část jedince,
3. reprodukce — kopíruje jedince beze změny.

Poté opět proběhne vyhodnocení zdatnosti jedinců a cyklus se opakuje. Výhodou genetického algoritmu je, že poměrně rychle konverguje k výslednému řešení, a hlavně lze dobře pracovat s nastavením velkého množství různých omezujících podmínek. Algoritmus pak nejen vybírá nejsilnější jedince, ale také z výpočtu eliminuje jedince, kteří nesplní stanovené podmínky (v případě této práce: konvergence výpočtu, teplota na vstupu do turbiny, pumpování kompresoru, maximální spalovací tlaky a později i klepání).

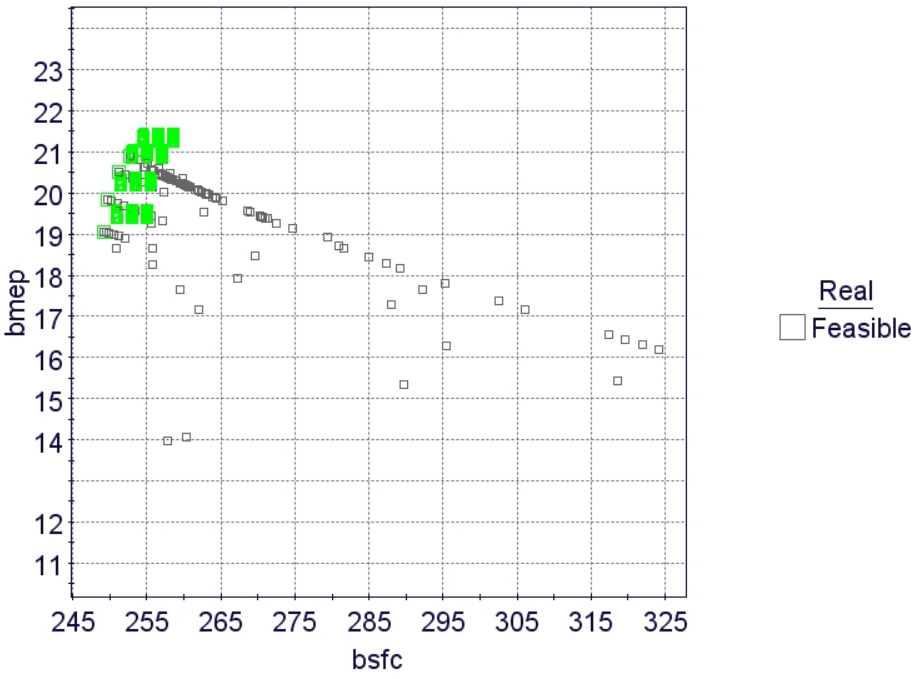
5.2 Optimalizace v modeFRONTIER

Verze softwaru GT-SUIT která byla pro tuto práci použita umožňuje optimalizovat pouze jednu funkci. Je tedy možné hledat ideální nastavení jen pro maximální výkon, nebo například pro minimální spotřebu paliva, ale není možné provádět multikriteriální optimalizace, kde bychom maximalizovali výkon a zároveň minimalizovali spotřebu paliva. Protože je však spotřeba paliva neméně důležitým kritériem při hodnocení výsledků soutěží Formula Student/SAE, je namístě provést optimalizaci multikriteriální.

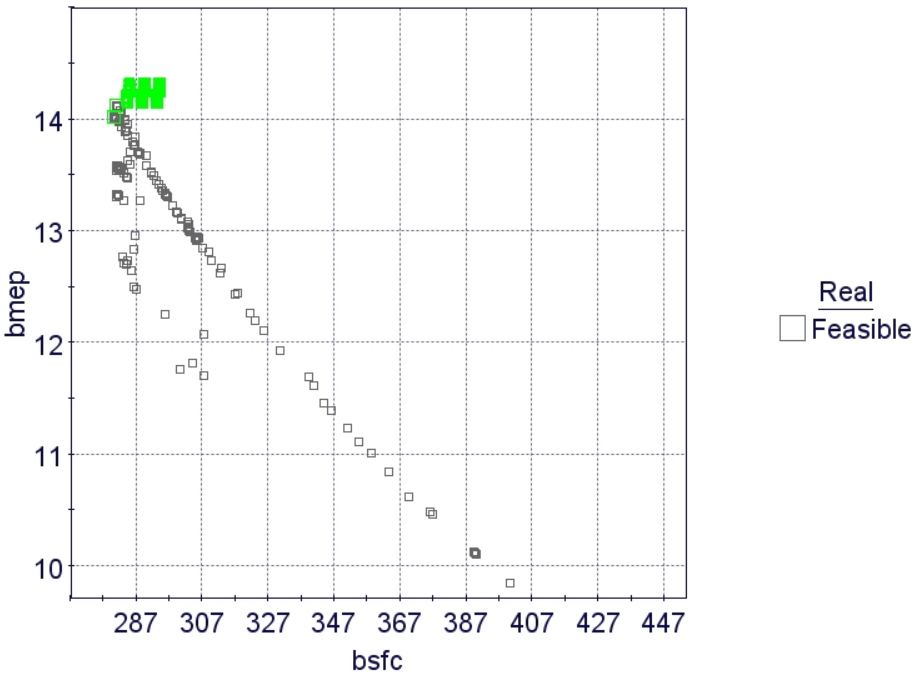
Pro provedení multikriteriální optimalizace, s cílem dosáhnout maximálního výkonu při nejnižší možné spotřebě paliva, byl vybrán výpočetní software modeFRONTIER společnosti ESTECO. Jedná se o simulační platformu umožňující provádět multikriteriální optimalizace za využití nejrůznějších optimalizačních algoritmů. Velkou předností této platformy je možnost integrace externího výpočetního softwaru včetně GT-SUITE. Výše popsaný optimalizační proces tedy probíhá v prostředí modeFRONTIER, ale samotný výpočet jednotlivých designů probíhá v rozhraní GT-SUITE. Program modeFRONTIER vnucuje vstupní proměnné do GT-SUITE, který provede výpočet. ModeFRONTIER si po provedení výpočtu vyčte výsledné závislé proměnné, vyhodnotí splnění zadaných omezujících podmínek a vyhodnotí kva-

litu designu.

Výsledkem multikriteriální optimalizace je pareto-množina (Paretovo optimum), což je skupina kompromisních výsledků znázorňujících stav, kdy již nelze dosáhnout lepšího nastavení jedné závislé proměnné aniž by se nezhoršila druhá. Předpokládaným výsledkem multikriteriálních optimalizací byla tedy skupina krajních optimálních designů, ze kterých bude možné vybírat optimální varianty buď s lepším výkonem ale horší spotřebou paliva, nebo optimální varianty s poněkud horším výkonem ale o to lepší spotřebou. Takový příklad pareto-množiny je znázorněn na obrázku 5.1. Avšak ve většině případů byla výsledkem pareto-množina bodového charakteru, tedy optimální varianty, které se i přes různá nastavení nezávislých parametrů výsledky v podstatě neliší (Obrázek 5.2).



Obrázek 5.1: Výsledná pareto-množina z optimalizace nastavení rozvodu ventilů a polohy hoření v 6000 otáčkách, na svislé ose výsledné BMEP [bar]; na vodorovné ose spotřeba paliva [g/kWh] (pareto-designy jsou zeleně označeny)

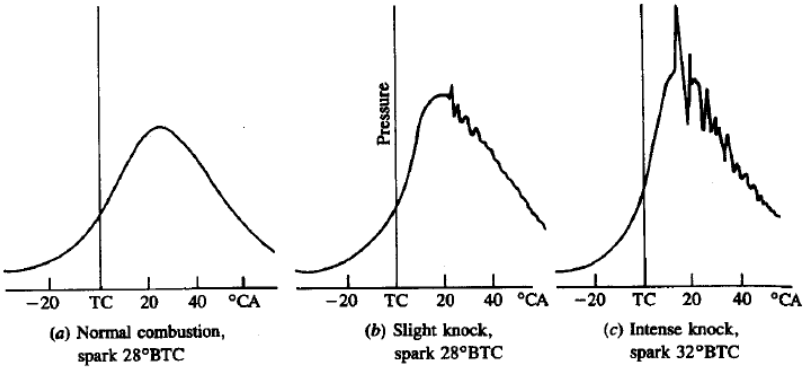


Obrázek 5.2: Výsledná pareto-množina z optimalizace nastavení rozvodu ventilů a polohy hoření ve 4000 otáčkách, na svislé ose výsledné BMEP [bar]; na vodorovné ose spotřeba paliva [g/kWh] (pareto-designy jsou zeleně označeny)

Kapitola 6

Klepání

Klepání je jedna z forem abnormálního spalování. Jedná se o nežádoucí jev, který může významně poškozovat motor, a kromě toho je také příčinou velkého hluku. Odtud také pochází pojmenování tohoto jevu. Při klepaní totiž dochází k samovolnému vzplanutí části nespálené směsi vzduchu a paliva, během kterého se uvolní velké množství energie a způsobí velmi vysoké lokální nárůsty tlaku. Takto vzniklé tlakové vlny se potom šíří spalovacím prostorem a přes jednotlivé komponenty a blok motoru se přenesou do okolního prostředí, jako hluk připomínající klepání dvou kovových částí o sebe.



Obrázek 6.1: Závislost tlaku ve válci na úhlu pootočení klikové hřídele pro jednoválcový motor 381 cm^3, 4000 min^{-1} s plně otevřenou škrtící klapkou, (a) normální spalování, (b) mírné klepání, (c) intenzivní klepání [3]

K samovznícení směsi může dojít v několika situacích a obvykle bývá za-

příčiněno souhrou několika faktorů najednou. Velký tlak a vysoká teplota mohou způsobit, že k vyčerpání indukční doby potřebné pro zapálení směsi, dojde v některých místech ještě před příchodem čela plamene. Jelikož maxima spalovacích tlaků nastávají těsně za horní úvratí, kde již zkomprimovanou nespálenou směs začne ještě více stlačovat šířící se plamen od zapalovací svíčky, projevuje se klepání nejvíce spíše ke konci hoření. Ještě nespálená směs je nejen vystavená největším tlakům, ale zároveň se vyskytuje v blízkosti některých velmi horkých dílů (například výfukového ventilu, který nespálenou směs ještě lokálně ohřívá). Obecně náchylné jsou k tomuto problematickému jevu motory s vysokým kompresním poměrem nebo motory vysoce přeplňované.

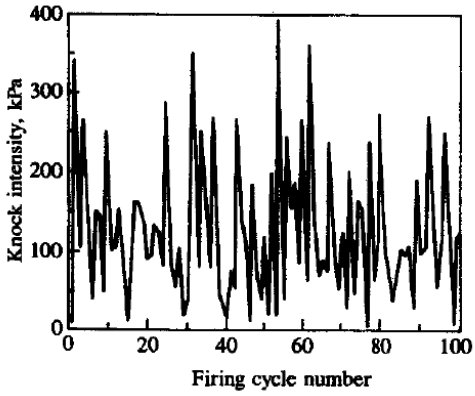
Jak již bylo řečeno, klepání způsobuje výskyt kmitavých průběhů tlaku s velmi vysokými amplitudami. Takto vysoké tlaky mohou mechanicky namáhat motor. Větším problémem však bývá tepelné namáhání dílů ve spalovacím prostoru. Vysoké amplitudy tlaků totiž významně zmenšují tloušťku mezní vrstvy na povrchu komponent, které jsou tak vystaveny mnohem vyšším teplotám. Při intenzivním klepání proto často dochází k erozi povrchu dílů, například okraje pístu, pístních kroužků, ventilů, také k poškození těsnění pod hlavou nebo i samotné hlavy motoru.

Zamezit klepání můžeme tak, že neumožníme vyčerpání indukční doby nespálené směsi před příchodem čela plamene. Snahou je tedy buď indukční dobu prodloužit (snížení tlaku, snížení teploty nespálené směsi, zvýšení kvality paliva), nebo zkrátit dobu hoření (zvýšení rychlostí hoření pomocí turbulence, zkrácení dráhy plamene vhodným umístěním zapalovací svíčky/svíček).

Že je klepání velice komplexní problém, dokazuje i jeho významná souvislost s mezicyklovou variabilitou. Obrázek 6.2 ukazuje velice různou intenzitu klepání během 100 po sobě jdoucích cyklů se stejnými podmínkami (konstantní otáčky 2400 min^{-1}, plně otevřená škrtící klapka).

6.1 Model klepání v GT-POWER

V GT-POWER se predikuje klepání a tendence k samovznícení pomocí matematického modelu založeného na empirických korelacích s indukčním časem. Konkrétně je pro predikci klepání použit model Douaud&Eyzat, podrobně



Obrázek 6.2: Intenzita klepání ve 100 po sobě jdoucích cyklech v jednom válci motoru V8, 2400 min^{-1}, plně otevřená klapka [3]

popsán v článku autory Douaudem a Eyzatem z roku 1978 [8]. Aby bylo možné využít tento model, je třeba nastavit typ modelu hoření jako více zónový a dále také specifikovat prvek „model geometrie plamene“, který detailně popisuje geometrii spalovacího prostoru. Zadává se umístění zapalovací svíčky v souřadném systému válce, rozměry spalovacího prostoru v hlavě motoru, geometrie pístu (rozměry a umístění vybrání, pokud ho píst obsahuje) a případně další volitelná pokročilá nastavení.

Rovnice 6.1 pro výpočet indukční doby dle Douaud&Eyzat modelu je popsána následujícím způsobem.

$$\tau = 5,72 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \left(\frac{OC}{100}\right)^{3,402} \cdot p{-}1,7 \cdot e^{\left(\frac{3800}{A \cdot T_{nesp}}\right)} \tag{6.1}$$

τ	Indukční doba
P	Násobící koeficient pro GT-POWER
OC	Oktanové číslo paliva
p	Tlak
A	Násobící koeficient aktivační energie
T_{nesp}	Teplota nespálené směsi
e	Eulerovo číslo

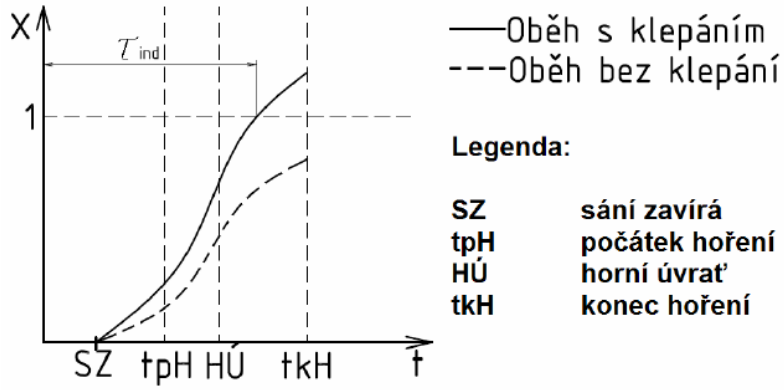
Násobící koeficient P se využívá ke kalibraci matematického modelu na konkrétní data z experimentu. V ideálním případě by měl být tento kalib-

rační koeficient získán měřením přímo na zkoumaném motoru. To, jak již bylo několikrát zmíněno, z objektivních důvodů není možné, a proto byl použit koeficient stanovený pro velice podobný přeplňovaný tříválcový motor s přímým vstřikováním a obdobnou velikostí válcové jednotky, který pro účely této práce poskytl vedoucí práce doc. Ing. Oldřich Vítek, PhD. Tento koeficient je funkcí otáček a kompresního poměru a do programu GT-POWER je zadán pomocí regresivní rovnice.

Aby bylo možné míru klepání kvantifikovat, je stanovena poměrná veličina X značící, jak velká část indukční doby je během hoření vyčerpána. Ve chvíli, kdy je indukční doba vyčerpána, dosáhne poměrná veličina X hodnoty 1 a dojde k inicializaci klepání. Znázorněné též na obrázku 6.3.

$$X = \int_{SZ}^{\tau_{ind}} \frac{1}{\tau} \, \mathrm{d}t \tag{6.2}$$

X	Poměrná veličina vyjadřující míru vyčerpání indukční doby
τ	Indukční doba
τ_{ind}	Okamžik inicializace klepání
SZ	Okamžik zavření sacího ventilu

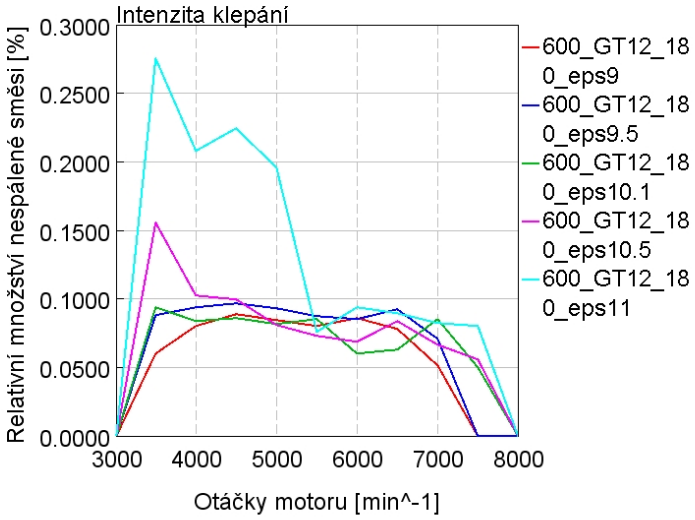


Obrázek 6.3: Velikost poměrné veličiny X během hoření, srovnání oběhu bez a s klepáním [9]

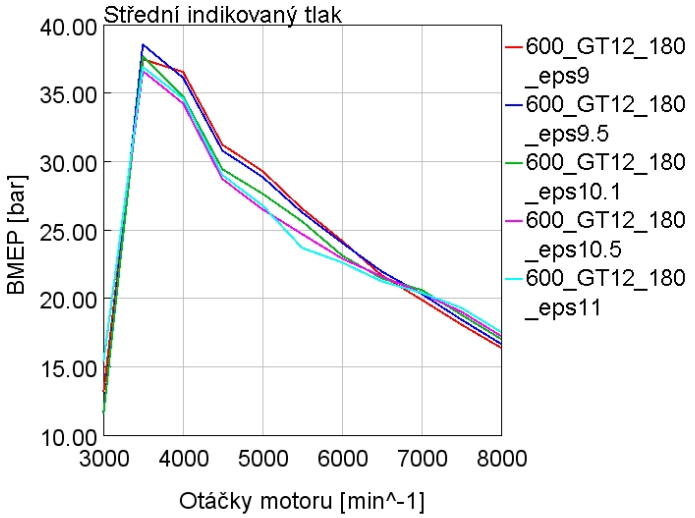
6.2 Optimalizace kompresního poměru

Míra klepání je úzce spjata s kompresním poměrem. Je proto třeba odhalit, jaký by byl kompresní poměr při dodržení omezující podmínky klepání pro přeplňovaný motor ideální z hlediska maximalizace výkonu. Je proto třeba provést další optimalizace. Tentokrát bude proměnným parametrem pouze nastavení úhlu hoření $Wiebe50$ a k omezujícím podmínkám z kapitoly 5.2 ještě přibude právě klepání. Intenzitu klepání jakožto amplitudy tlaků není možné sledovat v programu přímo, proto ho v GT-POWER sledujeme pomocí parametru, který vyjadřuje množství nespálené směsi ve válci v okamžik vyčerpání indukční doby, a která je tedy vystavena možnosti samovznícení. Toto množství je vyjádřeno jako poměrná část z celkového množství směsi zachycené ve válci. Použitý model klepání byl zkalibrován na 10 % nespálené směsi. Tedy pokud po vyčerpání indukční doby zbývá ve válci 10 a více procent nespálené směsi, dochází u motoru, na kterém byla tato data kalibrována k inicializaci, klepání.

Na obrázcích 6.4 a 6.5 je možné sledovat souvislost mezi optimalizací kompresního poměru nově s omezující podmínkou maximální povolené intenzity klepání a výsledným BMEP. Cílem této optimalizace byla maximalizace výkonu variant s různými kompresními poměry pomocí nastavení polohy hoření za dodržení omezujících podmínek (maximální klepání, teplota na vstupu do turbiny, pumpáž kompresoru, konvergence). Variantu s původním kompresním poměrem 10,1 bylo možné pomocí nastavení úhlu hoření zoptimalizovat bez klepání. Varianta s kompresním poměrem 10,5 již byla mírně nadlimitní, protože v 3500 ot/min již docházelo ke klepání, přestože poloha hoření byla posunuta do expanze na limitní hodnotu 30° (poloha shoření 50 % paliva). Tato varianta by zřejmě i přesto mohla být využitelná, jelikož předpokládaný běžný pracovní rozsah otáček motoru je 4000—7000 ot/min a v problematických otáčkách 3500, by bylo možné snížit intenzitu klepání pomocí jiné metody (např změna nastavení časování ventilů, nebo pootevření obtoku turbiny). Jak ale ukazuje obrázek 6.5 nejlépe vychází varianta s nejnižším kompresním poměrem 9, která díky sníženému kompresnímu poměru nevyžadovala výrazné posunutí polohy hoření do expanze pro zamezení klepání.



Obrázek 6.4: Relativní množství nespálené směsi v okamžik vyčerpání indukční doby reprezentující intenzitu klepání



Obrázek 6.5: BMEP variant s různými kompresními poměry

Kapitola 7

Vyhodnocení statických výpočtů

Vstupních proměnných pro tuto práci bylo opravdu velké množství. Kromě toho, že byl k dispozici model motoru 1.2 TSI, byla možnost použít parametry motoru 1.4 TSI, jelikož nová pravidla Formula Student/SAE umožňují i použití motoru se zdvihovým objemem vyšším než 600 cm^3. Každá ze zkoumaných variant má proměnlivé časování sacích i výfukových vaček, k dispozici je také několik možných turbodmychadel a v neposlední řadě je také možné uvažovat různé pořadí zapalování (0° , 180° nebo 0° , 360°). Toto spolu s různými tvary sacího a výfukového potrubí dohromady tvoří velmi početnou skupinu různých modelů, které bylo třeba propočítat a ideálně i všechny za stejných podmínek zoptimalizovat. Z časových důvodů a i s ohledem na rozsah diplomové práce nebylo možné stejným způsobem spočítat a zoptimalizovat všechny výše zmíněné kombinace. I přesto jsem se pokusil postupnými výpočty vyselektovat ty nejzajímavější varianty, které byly na závěr podrobeny identické optimalizaci, aby bylo možné je co nejlépe porovnat.

Optimalizace byla provedena v 4000, 6000 a 8000 otáčkách za minutu. Jelikož ve výpočtech z kapitoly 6 nebylo uvažováno omezení maximálních spalovacích tlaků, bylo toto kritérium do finálních optimalizací přidáno.

Vstupní parametry pro optimalizaci			
Parametr	Dolní mez	Horní mez	Krok
Poloha hoření (wiebe50) [°]	2	30	1
Úhel nastavení sací vačky [°]	380	460	5
Úhel nastavení výfukové vačky [°]	200	270	5

Tabulka 7.1: Vstupní parametry pro finální optimalizaci

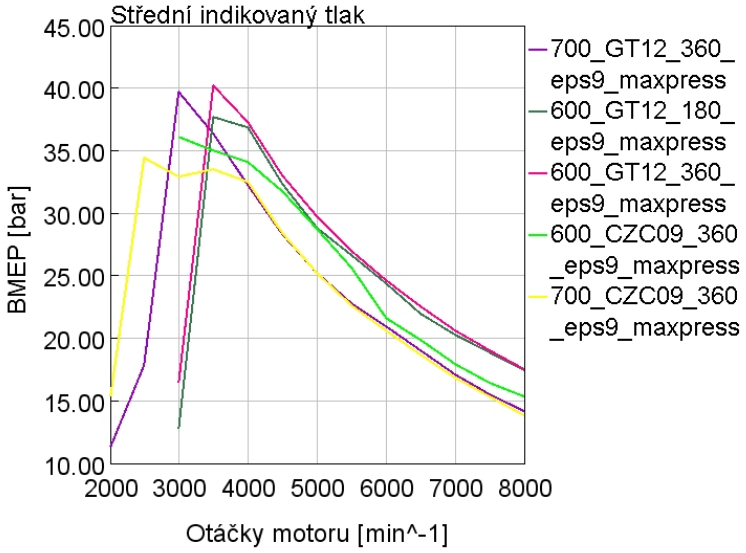
Omezující podmínky vybraných parametrů	
Parametr	Podmínka
Konvergence	$= 1$
Pumpáž kompresoru (maximum normalized presure ratio)	< 1
Klepání (množství nespálené směsi v okamžik vyčerpání indukční doby)	$< 0{,}1$
Teplota na vstupu do turbiny	< 1373 K
Maximální tlak ve válci	< 150 bar

Tabulka 7.2: Omezující podmínky pro optimalizace (maximální otáčky turbodmychadla řídí regulátor pomocí otevření obtoku turbiny přímo v modelu)

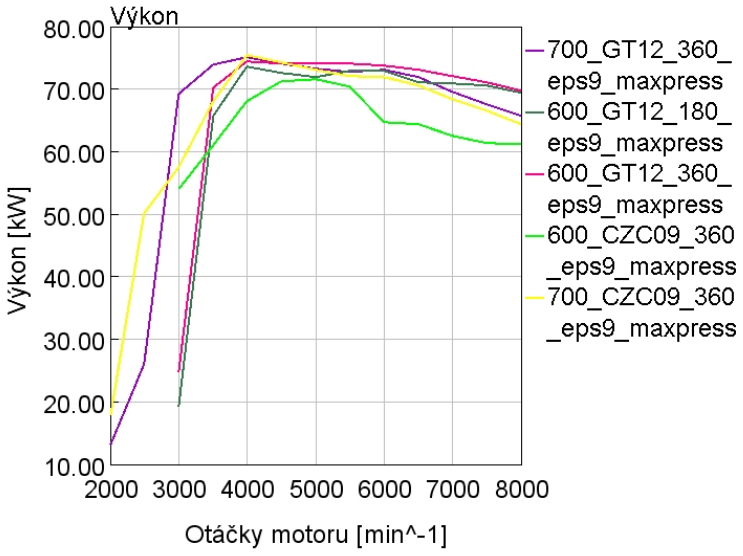
Pro finální optimalizaci byl tedy vybrán pro všechny varianty kompresní poměr 9, jelikož varianta s takovým kompresním poměrem dosahovala nejvyššího BMEP. Byla tedy nejprve propočítána varianta motoru se zdvihovým objemem 600 cm^3, kompresním poměrem 9 a s turbodmychadlem GT-12 pro dvě různá pořadí zapalování. Na základě výsledků pak bylo rozhodnuto, že varianta s pořadím zapalování I.válec 0°, II.válec 180° byla horší a pro další srovnávací výpočty byla použita varianta s pořadím zapalování I.válec 0°, II.válec 360°. Toto pořadí zapalování tedy bylo využito pro optimalizace motoru s větším zdvihovým objemem 700 cm^3. Pro co nejkomplexnější srovnání pak ještě byla použita obě dostupná turbodmychadla pro oba zdvihové objemy.

Označení varianty	Popis
600_GT12_180_eps9	Zdvihový obejm 600 cm^3 s turbodmychadlem GT-12, pořadí zapalování I.válec 0°, II.válec 180°, kompresní poměr 9
600_GT12_360_eps9	Zdvihový obejm 600 cm^3 s turbodmychadlem GT-12, pořadí zapalování I.válec 0°, II.válec 360°, kompresní poměr 9
600_CZC09_360_eps9	Zdvihový obejm 600 cm^3 s turbodmychadlem CZC09, pořadí zapalování I.válec 0°, II.válec 360°, kompresní poměr 9
700_GT12_360_eps9	Zdvihový obejm 700 cm^3 s turbodmychadlem GT-12, pořadí zapalování I.válec 0°, II.válec 360°, kompresní poměr 9
700_CZC09_360_eps9	Zdvihový obejm 700 cm^3 s turbodmychadlem CZC09, pořadí zapalování I.válec 0°, II.válec 360°, kompresní poměr 9

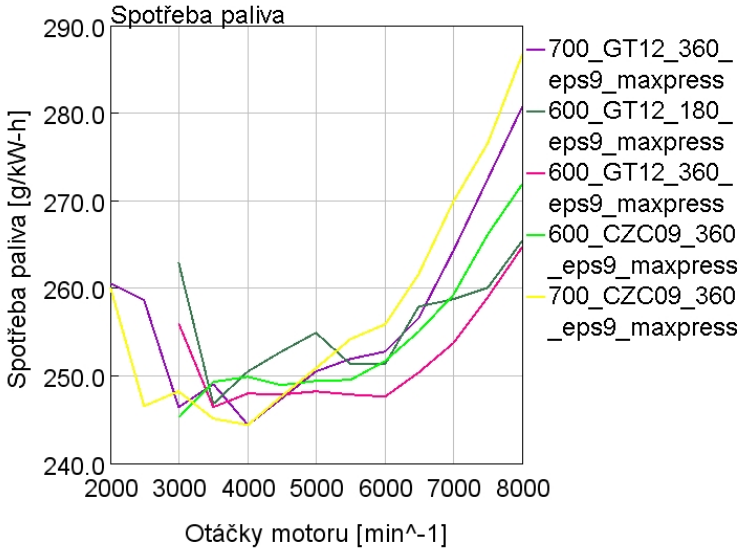
Tabulka 7.3: Podrobný popis optimalizovaných variant



Obrázek 7.1: Srovnání středního indikovaného tlaku variant z finální optimalizace, dodržení všech podmínek včetně maximálních spalovacích tlaků

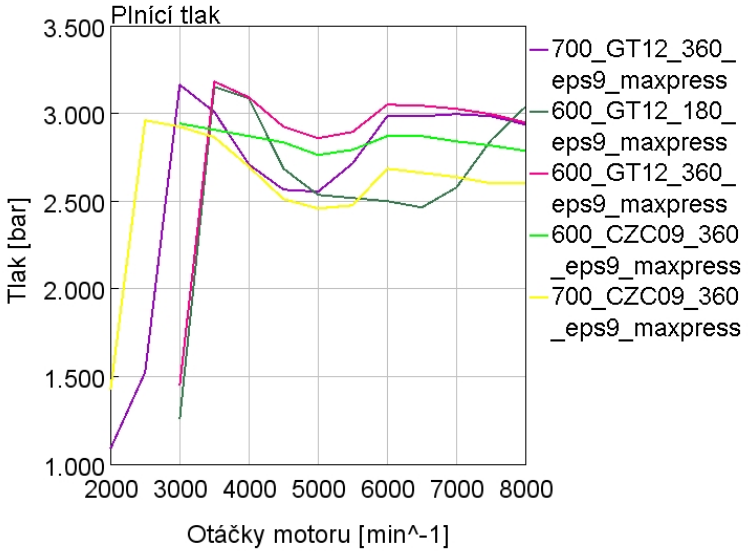


Obrázek 7.2: Výkon finálních variant



Obrázek 7.3: Spotřeba paliva finálních variant vztažená na odebraný výkon

Na základě statických výpočtů byl jako nejlepší vybrán motor se zdvihovým objemem 600 cm^3, kompresním poměrem 9, turbodmychadlem Garrett GT-12 a pořadím zapalování po 360°. Tento motor dosahoval nejvyššího BMEP a zároveň nejnižší spotřeby v nejširším rozsahu otáček. Z grafů je také vidět, že motor s větším zdvihovým objemem a motor s turbodmychadlem CZC09 mají lepší výkon v nižších otáčkách. Dokládá to také obrázek 7.4, ze kterého je zřejmé, že právě tyto varianty mají dřívější nástup plnícího tlaku.



Obrázek 7.4: Plnící tlak

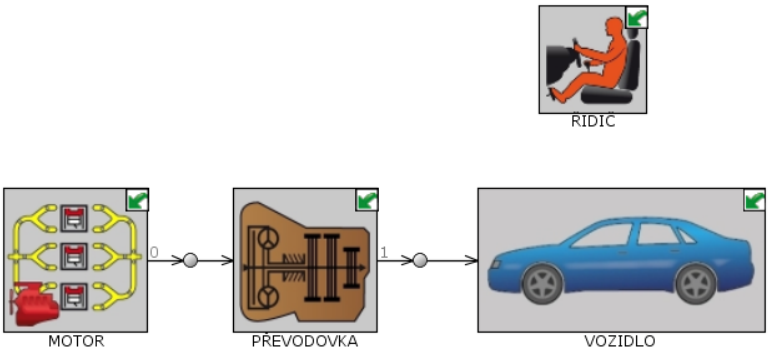
Kapitola 8

Přechodové režimy

Prověřit chod motoru v přechodových režimech je o to důležitější, když se jedná o motor přeplňovaný, ve statických výpočtech je totiž dostatečné množství času, aby se všechny veličiny v jednotlivých počítaných otáčkách motoru ustálily. V přechodových režimech však motor málokdy pracuje v konstantních otáčkách a oproti statickým výpočtům, kde byla škrtící klapka plně otevřena, může pracovat i v částečných zatíženích. Jelikož se jedná o motor pro závodní účely lze předpokládat, že vůz bude převážně jen plně akcelerovat nebo brzdit a jen v průjezdech zatáčkou pojede v režimu částečného zatížení. Avšak právě doba potřebná pro ustálení například plnícího tlaku je u přeplňovaných motorů výrazně delší. Uvažujeme-li tedy převážnou většinu trati jako akcelerace a decelerace, lze předpokládat, že motor bude značnou část jízdy pracovat v nestatických režimech. Účelem dynamických výpočtů (výpočtů v přechodových režimech) tedy není jen odhalit jak rychlý bude vůz při závodu, ale pokusit se také najít vhodné nastavení motoru i zbytku pohonné soustavy (řazení, koncový převod atd.) právě pro režimy dynamické.

8.1 Model vozu v GT-POWER

Schéma vozu v GT-POWER zobrazuje čtyři základní podsestavy, ze kterých je model složen. Každá z nich je pak tvořena prvky přímo navrženými pro simulace jízdních cyklů. Do podsestavy motoru je přímo integrován model motoru ze statických výpočtů.



Obrázek 8.1: Schematické zobrazení modelu vozu

8.1.1 Motor

Pro simulace přechodových režimů byl použit detailní model motoru používaný ve statických výpočtech. GT-POWER umožňuje využití i jiných způsobů definice motoru pro simulace jízdy, například využitím vnějších rychlostních charakteristik výkonu zpracovaných v mapě pro různá zatížení. Detailní model motoru však umožňuje simulace provádět přesněji a poskytuje lepší kontrolu nad probíhajícími procesy.

Pro provádění simulací bylo nutné přiřadit řízení škrtící klapky a řízení dávky paliva pro simulaci omezovače otáček a přerušovače výkonu pro řazení. Škrtící klapka je ovládána „Řidičem“, což je PID regulátor navržený právě pro simulace jízdy využitím režimu „speedtargeting“ tedy režimu, kdy na základě vstupních údajů (závislost rychlosti na čase, nebo rychlosti na dráze) určuje polohu akcelerátoru. Aby bylo možné tento signál vnutit jako polohu škrtící klapky, je nejprve třeba převést signál v procentech „poloha akcelerátoru“ na úhel otevření škrtící klapky. Omezovač otáček je řízen pomocí přerušení dávky paliva, stejně tak jako přerušovač toku výkonu při řazení.

8.1.2 Převodovka

Výstup z klikové hřídele motoru je veden do sestavy převodovky. Ta obsahuje setrvačník, spojku a převodovku jako takovou. Zde je nutné opět řídit několik věcí. Obecně pro rozjezd a zastavení je třeba přivést na spojku signál

	I. stupeň	II. stupeň	III. stupeň	IV. stupeň
Převodový poměr	3,77	1,95	1,28	0,93

Tabulka 8.1: Převodové poměry rychlostních stupňů převodovky

z regulátoru řidiče, ale jelikož v této práci nebyl rozjezd ani zastavení simulováno a řazení probíhá jako ve skutečné formuli bez spojky, je spojka stále spojena. Dále je do této sestavy přiveden signál požadovaného převodového stupně, který na základě definované strategie řazení generuje opět regulátor „Řidič“. Převodové stupně nebyly optimalizovány, ale byly použity z existující převodovky pro daný motor TSI, optimalizován byl později jen koncový převod. Strategie řazení je dána závislostí na otáčkách motoru, řazení na vyšší rychlostní stupeň probíhá vždy v 7500 min^{-1} podřazení na nižší rychlostní stupeň pak probíhá ve 4000 min^{-1}. Později bylo podřazení na 1. rychlostní stupeň pozměněno na nižší otáčky tak, aby v nejpomalejších částech tratě nedocházelo k podřazení na 1. rychlostní stupeň.

Je otázkou zdali by bylo možné využít originální automobilovou převodovku pro závodní účely ve formulovém voze, proto z ní byly využity pouze údaje o jednotlivých převodových poměrech, které by měly lépe korespondovat s otáčkovým a momentovým rozsahem motoru. Doba trvání řazení a způsob řazení byl předpokládán stejný jako u současné formulové převodovky, jejíž převodové poměry ovšem nebylo vhodné využít vzhledem k jejímu nastavení pro vysokootáčkový motor. Celková doba řazení je díky řazení pomocí stlačeného plynu bez použití spojky velmi krátká. V nejlepších případech se týmu podařilo dosáhnout doby řazení pouhých 70 ms. Během této doby dochází k již zmíněnému přerušení toku výkonu pomocí přerušení dávky paliva, aby přeřazení neprobíhalo pod zatížením.

8.1.3 Vozidlo

Výstup z převodovky je připojen na koncový převod ve vozidle, který je ve stávajícím formulovém voze tvořen řetězovým převodem. Jelikož je konstrukční řešení zástavby tohoto motoru a převodovky zatím zcela neznámé, je jako koncový převod použito ozubené soukolí, u kterého bude později optimalizován převodový poměr. Přivedený točivý moment dále putuje do diferenciálu, který ho převádí přes levou a pravou poloosu a dále na kola. Většina rotujících prvků v celém modelu má kromě geometrických rozměrů zadaný

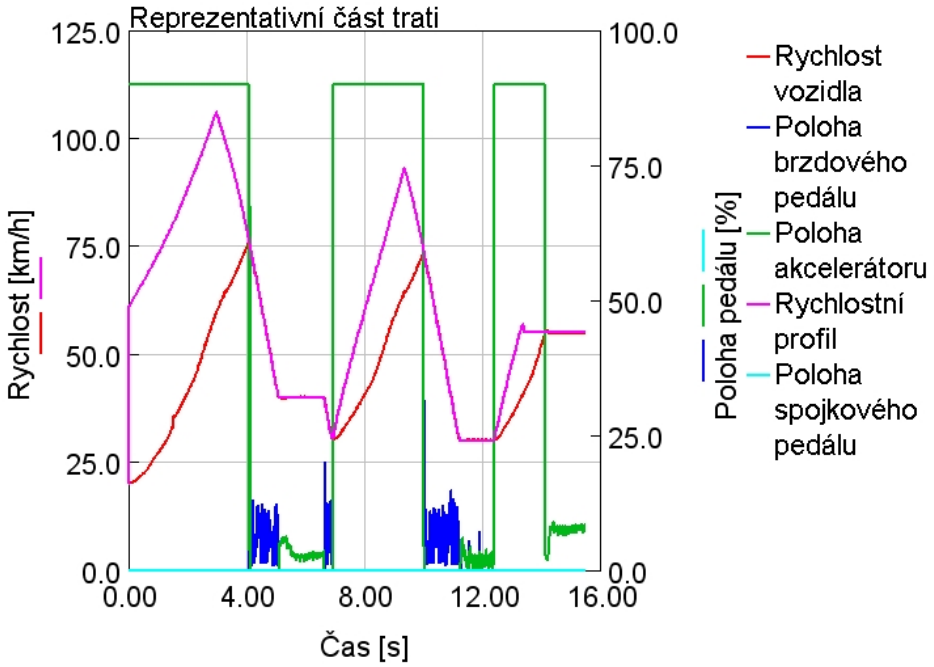
také svůj moment setrvačnosti, nebo v případě, že se jedná o prvky, které mají sloužit jako nerigidní spojení, mají definované torzní tuhosti. Pneumatiky mají navíc definován koeficient tření, jelikož je však, především z důvodu snížení výpočetního času, model nastaven bez prokluzu pneumatik, není pro nás tento údaj důležitý. Náboj kola obsahuje také brzdu, na kterou je opět přiveden signál od „Řidiče“ generován, podobně jako poloha akcelerátoru, na základě zadaného rychlostního profilu. Všechna čtyři kola jsou pak připojena na tělo vozu, které slouží k definování aerodynamických vlastností, geometrických rozměrů podvozku, celkové hmotnosti vozidla a nákladu (pasažéra). Čelní plocha vozidla je 1,053 m^2, hmotnost vozidla s pasažérem a provozními kapalinami je 275 kg.

8.1.4 Řidič

Hlavní PID regulátor sloužící k ovládání většiny řízených prvků na celém voze musí znát údaje o rychlosti vozidla, otáčkách motoru, aktuálním převodovém stupni, převodovém poměru, poloze vozidla (ujeté vzdálenosti) a akceleraci vozidla. Na základě těchto vstupních údajů a zadaného rychlostního profilu tratě regulátor řídí polohu akcelerátoru, polohu brzdového pedálu, iniciuje řazení a kontroluje přerušení dávky paliva pro přeřazení. Pomocí nastavení proporcionální a integrální složky regulátoru je možné vyladit řízení, tak aby se co nejvíce přibližovalo předepsanému rychlostnímu profilu, ale zároveň aby nesmyslně neakcelerovalo a nebrzdilo ve chvílích, kdy má například udržovat konstantní rychlost.

8.2 Krátký jízdní cyklus

Pro odladění dynamického modelu a pro pozdější testování různých strategií a dynamických korekcí byl použit krátký jízdní cyklus reprezentující „běžnou“ část tratě. Obsahuje několik po sobě následujících akcelerací a brzdění s krátkým úsekem konstantní rychlosti reprezentující průjezd zatáčkou.



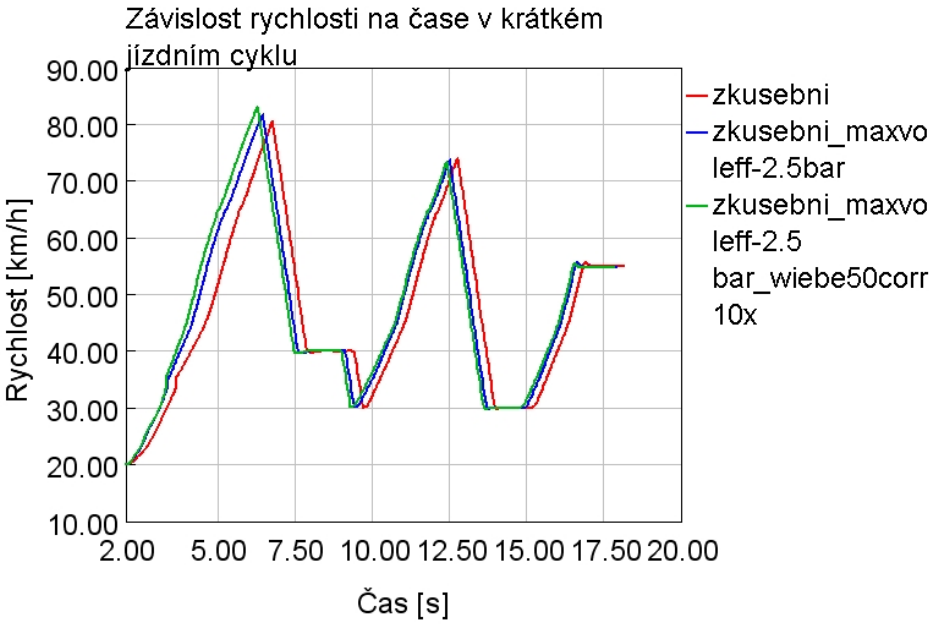
Obrázek 8.2: Příklad jízdy a řízení v krátkém jízdním cyklu

8.3 Dynamické korekce a další metody zlepšení dynamických výsledků

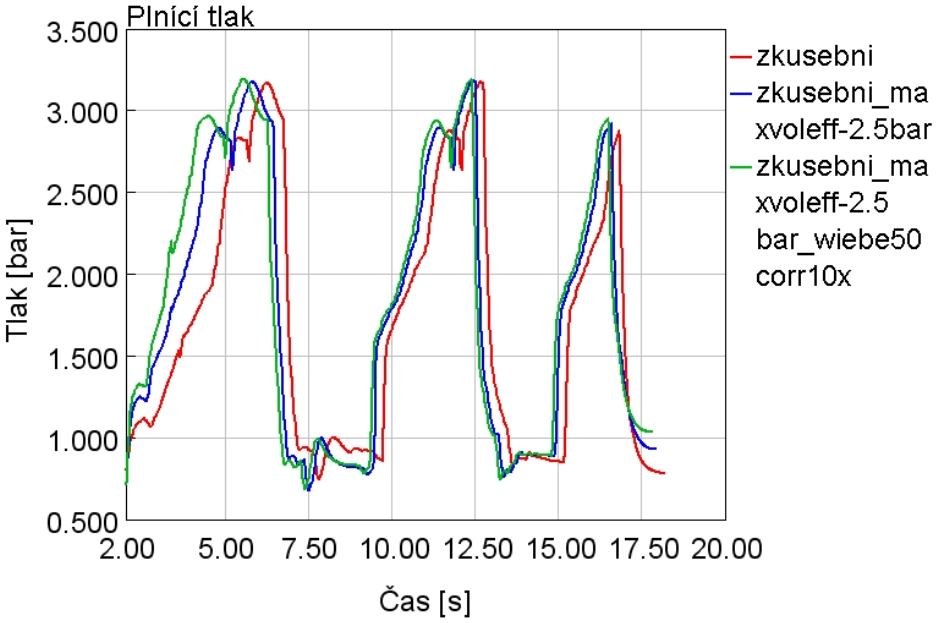
Výpočty a optimalizace ve statických režimech byly velice časově náročné a probíhaly až do úplného konce tvorby této práce. Právě z toho důvodu bylo třeba tvořit a provádět výpočty modelů v přechodových režimech přesto, že ještě nebylo známo finální nastavení motoru zjištěné ve statických režimech. Pro zkoumání možností zlepšení dynamických modelů byl proto použit model, který ve statických režimech neprošel finální optimalizací. Výsledky těchto výpočtů proto nemají za úkol podat informaci o tom, jak by se mohl chovat vůz s tímto motorem ve skutečnosti, ale nastínit, zdali existují možnosti, jak dosáhnout ještě lepších výsledků na trati.

8.3.1 Mapa časování ventilů pro maximální naplnění

Není velkým překvapením, že motor v dynamických simulacích pracuje v režimech blížících se statickým jen velmi málo času. Lze tedy předpokládat, že onen zbylý podíl času pracuje motor s ne zcela správným nastavením, jelikož optimalizace byly prováděny v ustálených režimech pro maximalizaci výkonu (a minimalizace spotřeby). První možností pro zlepšení výsledků dynamických simulací je tedy přepnutí časování ventilů do režimu pro maximální naplnění ve chvílích, kdy ještě není vytvořen dostatečný plnící tlak. Proto byla provedena optimalizace časování ventilů pro maximální plnící účinnost a toto nastavení bylo poté použito pro režim s nedostatečným plnícím tlakem. Je zřejmé, že optimalizace pro maximální plnící účinnost prováděná ve statickém režimu není přesně to, co bychom chtěli získat, protože budeme toto nastavení využívat opět v režimech dynamických. Obrázek 8.4 ale ukazuje, že i takový způsob získání mapy nastavení časování ventilů má podíl na zlepšení tvorby plnícího tlaku, a tak i na dosažení lepšího času na trati.



Obrázek 8.3: Srovnání rychlosti v závislosti na čase v krátkém jízdním cyklu motoru s mapou nastavení časování vaček pouze ze statických výpočtů – červená křivka; motoru, který do 2,5 bar plnícího tlaku pracuje s mapou pro maximální plnící účinnost a až při překročení této hodnoty přepíná na mapu ze statických výpočtů – modrá křivka; motoru nejen s mapou pro maximální plnicí účinnost ale navíc s dynamickou korekcí polohy shoření 50 % paliva – zelená křivka.



Obrázek 8.4: Srovnání plnícího tlaku v krátkém jízdním cyklu motoru s mapou nastavení časování vaček pouze ze statických výpočtů – červená křivka; motoru, který do 2,5 bar plnícího tlaku pracuje s mapou pro maximální plnící účinnost a až při překročení této hodnoty přepíná na mapu ze statických výpočtů – modrá křivka; motoru nejen s mapou pro maximální plnicí účinnost ale navíc s dynamickou korekcí polohy shoření 50 % paliva – zelená křivka.

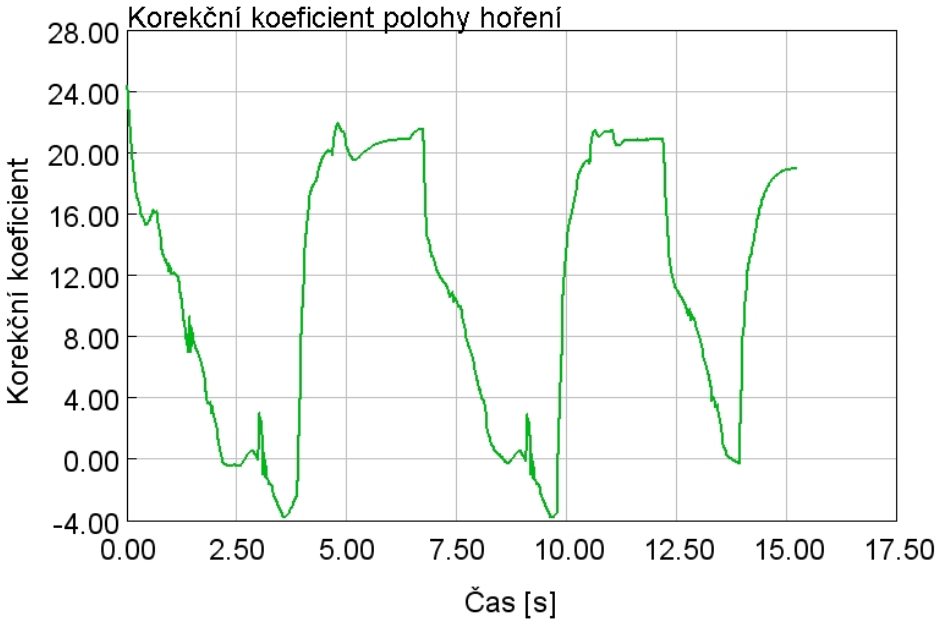
8.3.2 Dynamické korekce polohy hoření

Další možností jak by mohlo být dosaženo rychlejšího nástupu plnícího tlaku je zvýšení energie výfukových plynů přivedených na turbinu. Pokud na turbinu dodáme větší množství energie, lépe se roztočí a kompresor dodá více vzduchu do motoru. Zde byl navržen řídící algoritmus reagující na rozdíl ideálního a skutečného plnícího tlaku. Byla odhadnuta korekce jako lineární funkce, kde x reprezentuje rozdíl tlaků a y je dynamická korekce následně přičtená k úhlu polohy hoření. Stoupání funkce a pak určuje, jak rychle roste korekce se zvětšující se odchylkou od ideálního plnícího tlaku. Výsledné číslo

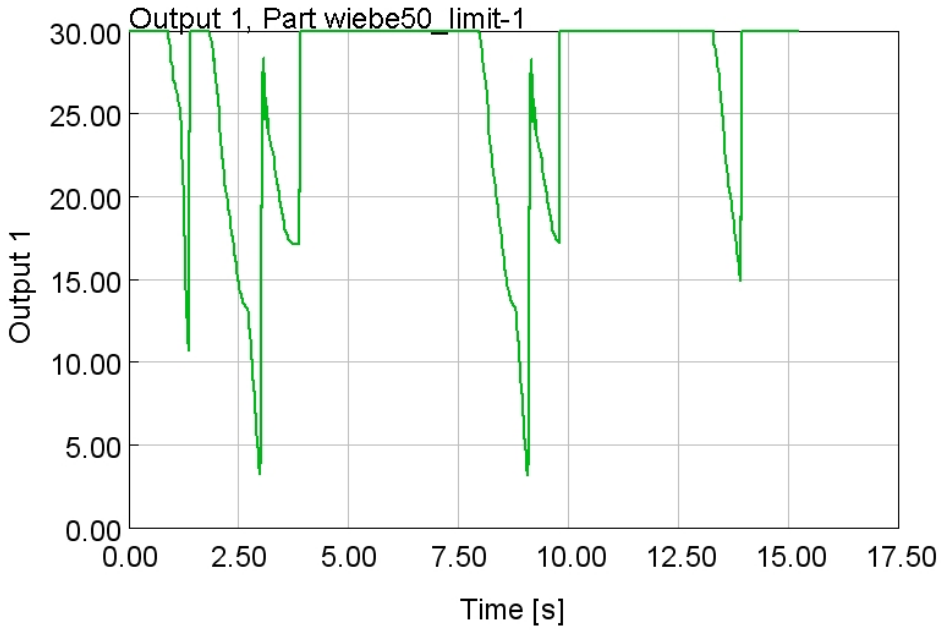
je pak dosazeno jako úhel polohy hoření.

$$y = ax - 0,5 \tag{8.1}$$

$$\alpha_{50final} = \alpha_{50} + y \tag{8.2}$$



Obrázek 8.5: Průběh hodnoty dynamické korekce polohy hoření

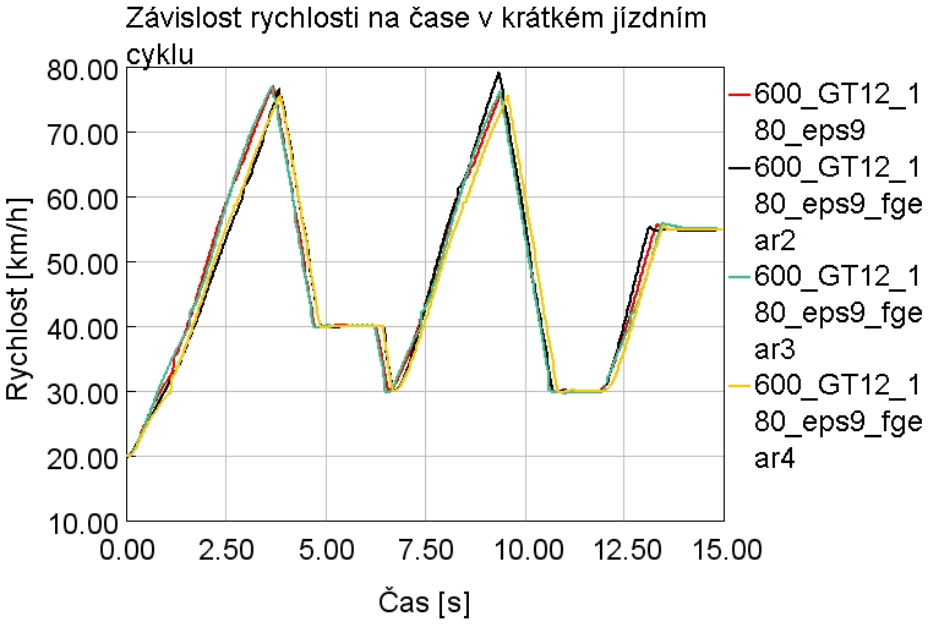


Obrázek 8.6: Průběh hodnoty výsledného úhlu polohy hoření

Hodnoty korekce jsou před součtem zdola omezeny nulovou hodnotou, aby nedocházelo k záporné korekci a výsledná poloha hoření $\alpha_{50final}$ je ještě omezena maximální hodnotou 30°. Tato metoda ale velké zlepšení dynamických výsledků nepřinesla, jak je vidět na obrázku 8.3. Rozhodně je však nastavení polohy hoření důležitým faktorem pro přechodové režimy, protože se jeho dynamické nastavení dá využít i v jiných případech, než jen v plném zatížení a v režimech s nedostatečným plnícím tlakem. Posunutí polohy hoření do expanze se též využívá při rozjezdu, kdy před startem vozu z místa řidič udržuje konstantní rozjezdové otáčky a řídící jednotka zvýší energii výfukových plynů výrazným posunutím polohy hoření do expanze. Tento stav trvá dokud řidič nepustí spojkový pedál a nezačne se rozjíždět, poté se jednotka přepne zpět do normálního nastavení. Během doby, kdy řidič udržuje tyto konstantní otáčky před rozjezdem, se tak díky tomuto režimu lépe roztáčí turbodmychadlo a částečně se tak eliminuje prodlení nástupu plnícího tlaku.

8.3.3 Optimalizace koncového převodu

Optimalizovat jednotlivé převodové stupně by bylo poměrně komplikované, proto byly použity převodové poměry ze skutečné automobilové převodovky kompatibilní s motorem 1.2 TSI a dále byl optimalizován už jen koncový převod. Optimalizaci koncového převodu je logicky nutné provádět v dynamických simulacích, které jsou výrazně nákladnější na výpočetní čas, proto nebyl využit žádný z optimalizačních algoritmů, ale byla provedena DOE analýza několika různých převodových poměrů. Optimalizace koncového převodu již byla prováděna na variantě vybrané jako nejlepší pro přechodové režimy v podkapitole 8.5.



Obrázek 8.7: Závislost rychlosti na čase v krátkém jízdním cyklu pro varianty s různými koncovými převody. První varianta má původní koncový převod 3,63, další varianty mají koncové převody dle jejich označení. Fgear2 má koncový převod 2, fgear3 má koncový převod 3 a fgear4 má koncový převod 4.

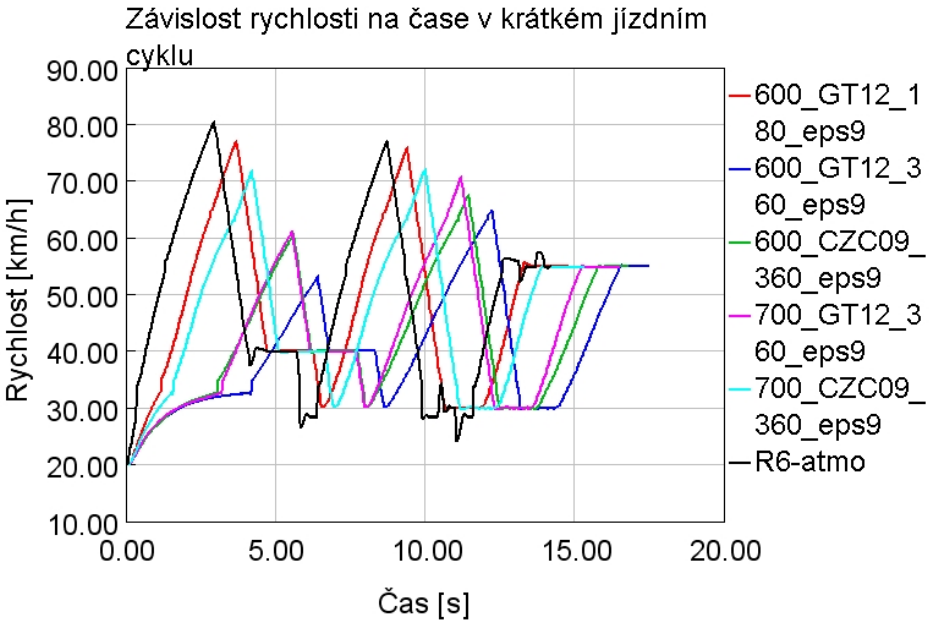
Na obrázku 8.7 je vidět, že na takto krátkém úseku trati se rozdíl mezi jednotlivými koncovými převody příliš neprojevil, a proto bude jejich vliv posouzen v simulaci celého závodního okruhu.

8.4 Atmosferický motor Yamaha R6

Aby bylo možné co nejlépe posoudit potenciál motoru zkoumaného v této práci, je třeba mít možnost jej porovnat s motorem, který je ve voze využíván nyní. Tým CTU CarTech proto poskytl model aktuálního atmosferického motoru v programu GT-POWER. Model motoru bylo nejprve třeba zastavět do mého modelu vozidla, který slouží k simulacím v přechodových režimech. Aby bylo srovnání co nejrelevantnější, bylo nastavení řízení ponecháno stejné, stejně tak jako všechny parametry pohonné soustavy kromě motoru. Jediné co bylo pozměněno byla strategie řazení, jelikož tento atmosferický motor pracuje v zcela jiném rozsahu otáček, a také primární převod. Oboje bylo nastaveno dle aktuálního formulového vozu.

8.5 Výběr nejvhodnější varianty pro závod

V krátkém jízdním cyklu byla provedena simulace jízdy s motory z tabulky 7.3 a s atmosferickým motorem. Ukázalo se, že v přechodových režimech má z přeplňovaných motorů nejlepší výsledky varianta $600_GT12_180_eps9$, a proto bude použita k simulaci závodu na okruhu. Tato varianta dosahuje nejlepších výsledků zřejmě proto, že optimalizace rozměrů sacích a výfukových potrubních systémů byly prováděny právě na modelu s nejpodobnější konfigurací (stejné turbodmychadlo, stejný zdvihový objem, stejné pořadí zapalování).



Obrázek 8.8: Srovnání rychlosti v závislosti na čase v krátkém jízdním cyklu pro varianty z tabulky 7.3

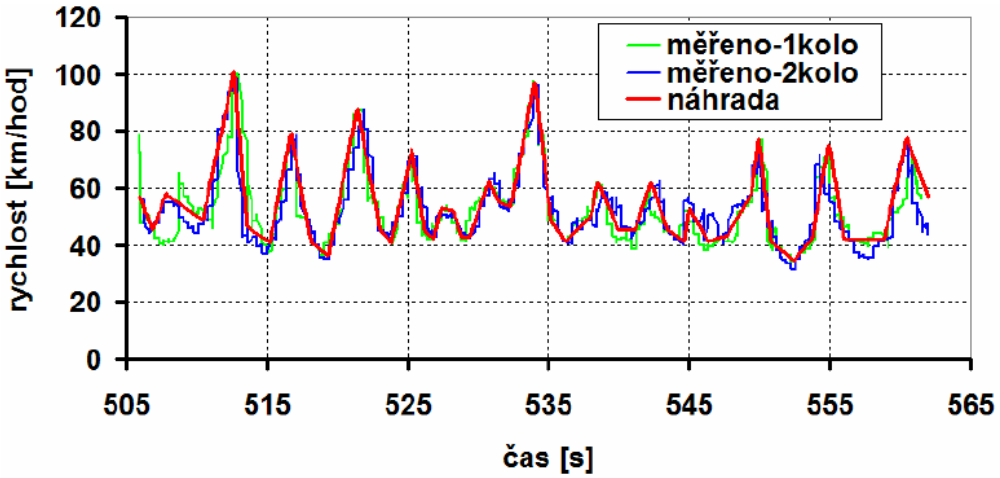
8.6 Vyhodnocení metod pro zlepšení podélné dynamiky vozu

Žádná z finálně zoptimalizovaných přeplňovaných variant v krátkém jízdním cyklu nebyla rychlejší než atmosferický motor, jak dokládá obrázek 8.8. Různé metody zlepšení podélné dynamiky vozu ale ukazují, že je možné čas dosažený s přeplňovanými motory v krátkém jízdním cyklu ještě snížit. Jako nejvhodnější se jeví, pokusit se najít ideální nastavení časování ventilů pro maximální naplnění motoru a využít ho v režimech, kdy motor nemá ještě vytvořený dostatečný plnící tlak. V kombinaci s korekcí polohy hoření by se dosahovaný čas na krátkém úseku trati ještě snížil. Jak již bylo zmíněno, vliv změny koncového převodu nebyl v krátkém jízdním cyklu dostatečně dobře odhalitelný, a bude proto prozkoumán v simulacích na závodním okruhu.

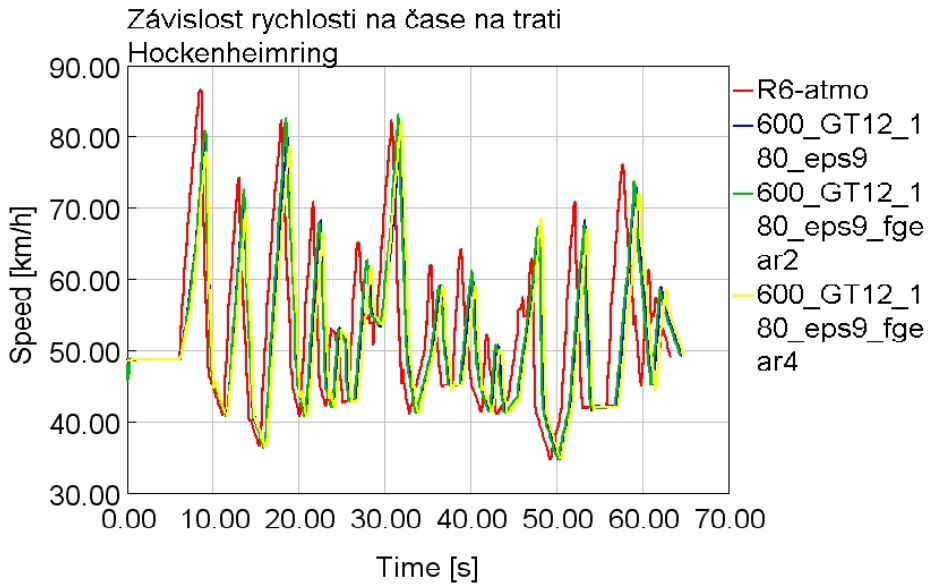
8.7 Hockenheimring

Pro nejlepší možné odhalení potenciálu zkoumaného motoru byla provedena simulace jízdy na reálném okruhu. Rychlostní profil tratě Hockenheimring v Německu byl převzat z diplomové práce Ing. Tomáše Hanouska [9].

Nejrychlejší z přeplňovaných variant byla varianta $600_GT12_180_eps9_fgear2$, tedy varianta s koncovým převodem 2, která byla oproti atmosferickému motoru Yamaha R6 pomalejší o 1,13 s. Dosahovala také nejlepší průměrné spotřeby paliva z přeplňovaných variant, konkrétně 17,7 l. Motor Yamaha R6 měl průměrnou spotřebu ještě o něco lepší, přesněji 16,4 l.



Obrázek 8.9: Rychlostní profil trati Hockenheimring [9]



Obrázek 8.10: Srovnání rychlosti v závislosti na čase na trati Hockenheimring

8.7.1 Jízda dvou po sobě následujících kol na okruhu Hockenheimring

Na obrázku 8.10 je možné si povšimnout, že atmosferický motor získává největší náskok oproti přeplňovanému motoru hned v první akceleraci. Je tedy možné, že vlivem ustalovacího cyklu nebyly pro přeplňovaný motor zajištěny vhodné výchozí podmínky. Proto byl závod rozšířen na dvě po sobě následující stejná kola, aby byl vliv těchto výchozích podmínek odhalen. Výsledky ukazují, že průjezd druhým kolem je u přeplňovaného motoru o 0,26 s rychlejší. Dynamické korekce budou proto také zkoumány při jízdě dvou kol závodu, aby byl odhalen skutečně nejrychlejší možný dosažený čas.

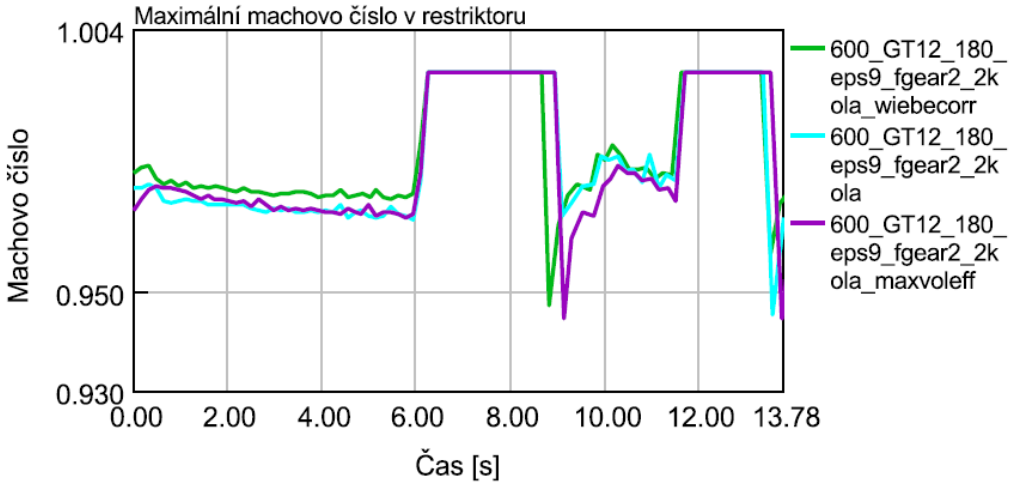
8.8 Aplikace dynamických korekcí na finální variantu motoru při jízdě dvou kol závodu na okruhu Hockenheimring

V jízdě na závodním okruhu se přeplňovaný motor příliš neosvědčil a proto byly na finální verzi motoru $600_GT12_180_eps9_fgear2$ ještě aplikovány dynamické korekce popsané v kapitole 8.3.

8.8.1 Mapa nastavení časování ventilů pro maximální naplnění při jízdě dvou kol závodu na okruhu Hockenheimring

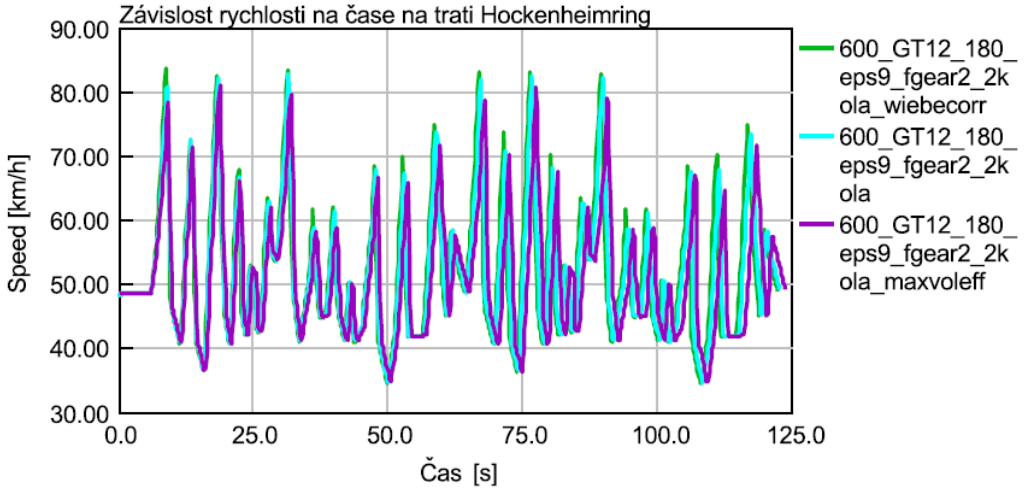
Nejprve byla provedena optimalizace pro maximální plnící účinnost, opět ve statických režimech. Protože je velmi pravděpodobné, že pro maximální plnící účinnost bude existovat více různých nastavení časování ventilů, byla v tomto případě, na rozdíl od korekcí z kapitoly 8.3, provedena multikriteriální optimalizace. Tedy byla nejen maximalizována plnící účinnost, ale i minimalizována spotřeba. Optimalizace byla provedena za podmínky splnění všech omezujících kritérií. Výsledné nastavení sacích a výfukových vaček bylo následně použito v modelu v podobě map, se kterými motor pracuje v případě, že je plnící tlak nižší než 2,5 bar. Při hodnotě nad 2,5 bar plnícího tlaku se motor přepne do normálního režimu a využívá mapy z finálních optimalizací pro nejvyšší BMEP. Hodnota plnícího tlaku 2,5 bar pro přepínání režimů byla stanovena na základě DOE analýzy v rozmezí 1,5–3 bar s krokem 0,5 bar.

Zdali tato korekce skutečně zajistí dosažení lepšího času v závodu není zcela jasné z několika důvodů. Jedním z důvodů je, že optimalizace proběhla ve statických režimech přestože nastavení chceme využívat v režimech dynamických v okamžiku, kdy jsou například hodnoty plnícího tlaku od statických režimů velmi odlišné. To již bylo zmíněno v kapitole 8.3. Dalším důvodem je že finální varianta motoru $600_GT12_180_eps9_fgear2$ i bez dynamických korekcí dosahovala maximálního Machova čísla v podstatě v celém průběhu akcelerací, jak je vidět na obrázku 8.11. Možnosti zlepšení výsledků pomocí korekcí jsou tedy zřejmě dosti omezené.

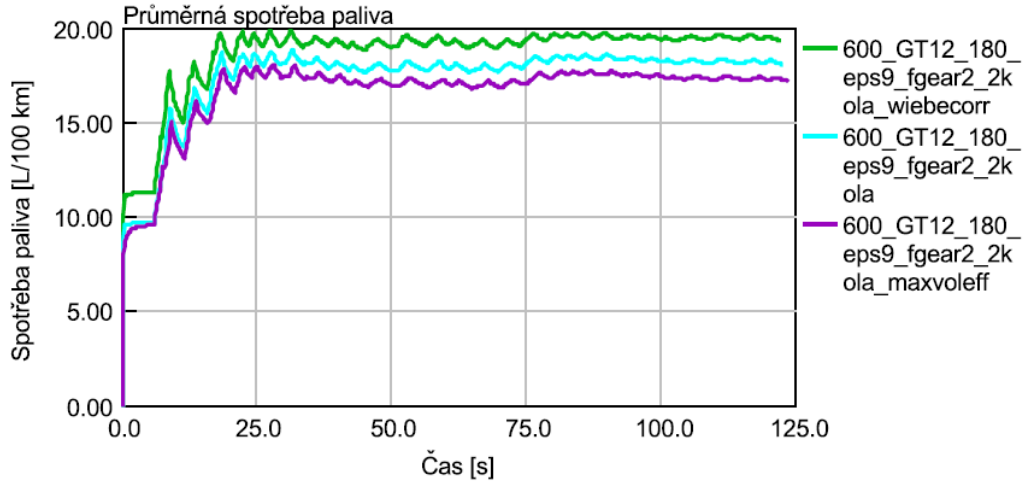


Obrázek 8.11: Detail prvních dvou akcelerací závislosti Machova čísla na čase při jízdě dvou po sobě následujících kol na okruhu Hockenheimring

Na obrázku 8.12 je vidět, že jiné nastavení časování ventilů zlepšení času v závodu nepřineslo, dokonce se výsledný čas zhoršil o 0,46 s. Obrázek 8.13 však dokazuje, že díky nastavení ventilů pro maximální naplnění bylo dosaženo výrazně lepší spotřeby paliva 0,8 l, byla tedy zřejmě zlepšena celková účinnost motoru. I s použitím této korekce na plnící tlak však nebylo dosaženo lepších výsledků, než s atmosferickým motorem Yamaha R6.



Obrázek 8.12: Závislost rychlosti na čase při jízdě dvou po sobě následujících kol na okruhu Hockenheimring



Obrázek 8.13: Závislost průměrné spotřeby na čase při jízdě dvou po sobě následujících kol na okruhu Hockenheimring

8.8.2 Dynamická korekce polohy hoření při jízdě dvou kol závodu na okruhu Hockenheimring

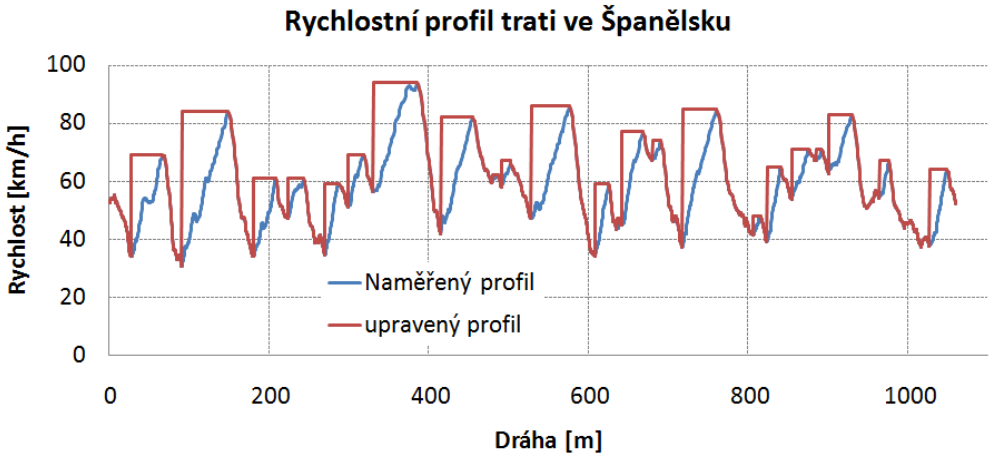
Jelikož využití jiného nastavení časování ventilů pro režimy s nedostatečným plnícím tlakem nezajistilo dosažení rychlejšího času v závodu, byla použita ještě korekce polohy hoření, tentokrát však samostatně na základním modelu bez dalších korekcí. Algoritmus pro řízení korekce polohy hoření byl aplikován stejným způsobem jako v kapitole 8.3.2.

Výsledný dosažený nejrychlejší čas v druhém kole závodu byl zatím nejkratší ze všech přeplňovaných variant, ale i tak byl stále o 0,90 s horší než u atmosferického motoru (obrázek 8.12). Navíc použití korekce polohy hoření dramaticky zvýšilo spotřebu paliva (obrázek 8.13). Oproti atmosferickému čtyřválcovému motoru měla tato varianta přeplňovaného motoru spotřebu paliva vyšší o 2,7 l.

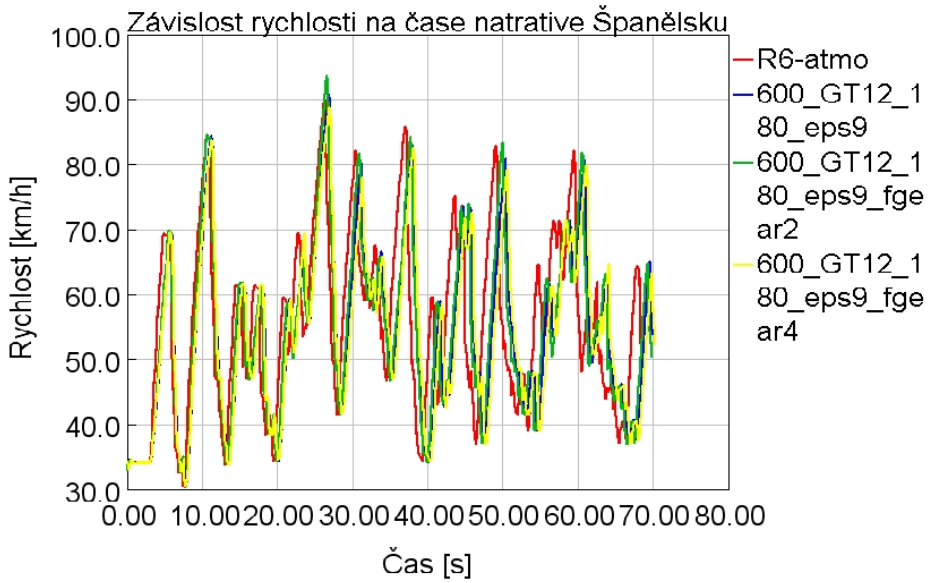
8.9 Formula Student Spain

Každá trať má svá specifika a ideální nastavení motoru i celého vozu se tak může lišit. Proto byla simulována jízda i na závodním okruhu ve Španělsku. Byl použit rychlostní profil tratě naměřený přímo na aktuálním vozidle týmu CTU CarTech. Profil byl upraven podobným způsobem, jakým Ing. Hanousek upravil profil tratě Hockenheimring ve své diplomové práci. Tedy místa s maximální akcelerací byla nahrazena skokovou změnou rychlosti, aby případný lepší navržený motor nebyl v akceleracích omezen. Brzdění a průjezdy zatáčkami byly ponechány stejné.

Výsledky na okruhu ve Španělsku odpovídají výsledkům z okruhu Hockenheimring. Nejrychlejší z přeplňovaných variant byla opět varianta s koncovým převodem 2, která byla o 1,23 s pomalejší než motor Yamaha R6. Průmernou spotřebu paliva měla v rámci přeplňovaných motorů tato varianta také nejlepší, ale opět o 2,83 l horší než atmosferický motor aktuálně využíván ve formuli.



Obrázek 8.14: Rychlostní profil trati ve Španělsku



Obrázek 8.15: Srovnání rychlosti v závislosti na čase na trati ve Španělsku

Kapitola 9

Závěr

Vyhledat a prostudovat práce a články zaměřené na problematiku malých přeplňovaných motorů mi velice napomohlo blíže odhalit možné problémy a vybrat oblasti, se kterými jsem se následně ve své práci také zabýval.

Data pro model mechanických ztrát byla, po dohodě s mým vedoucím práce, převzata z modelu přeplňovaného motoru s přímým vstřikováním s podobnou velikostí pístní jednotky. Blíže je toto rozhodnutí vysvětleno v kapitole 4.2.4.

Průměry ventilových kanálů původního motoru zapříčiňovaly poměrně významné omezení průtoku do motoru. Výpočty tedy dokazují, že by bylo vhodné pokusit se při konstrukčním návrhu jejich průměr zvětšit. Tato práce se nezabývá tím, zdali by to bylo z konstrukčních důvodů možné, ale pro maximalizaci potenciálu motoru, byl proveden alespoň hrubý odhad možné velikosti ventilových kanálů.

Optimalizace geometrických rozměrů sacího a výfukového potrubí ukazují, že uklidňující objemy slouží jako rezervoár pro proudící plyny a částečně tak kompenzují výrazné fluktuace způsobené chodem dvouválcového motoru. Ve statických výpočtech tyto objemy skutečně zlepšily naplnění motoru, ale v dynamických režimech zase znamenaly nevýhodu, jelikož zvyšovaly prodlevu při tvorbě plnícího tlaku. Přestože byly provedeny výpočty zkoumající vliv velikosti uklidňujících objemů na rychlost v přechodových režimech, nebyly blíže popsány v této diplomové práci, protože tyto výpočty byly provedeny na neodlazeném modelu vozu a nebyly tedy reprezentativní. I přesto se do-

mnívám, že správně naznačily problémy spojené s příliš objemnými systémy potrubí, a proto byl vybrán kompromis velikosti objemu sacího pléna a objemu části výfukového potrubí a byl uvažován pro všechny výpočty v přechodových režimech jako fixní.

Pokročilé optimalizace variabilních parametrů motoru byly prováděny jako multikriteriální, tedy byl maximalizován výkon a současně minimalizována spotřeba. Byl tak nalezen vhodný kompromis nastavení parametrů, jelikož pravidla soutěže kladou velký důraz nejen na výkonové parametry, ale i na spotřebu.

Vytvořením modelu vozu se zastavěným aktuálním modelem motoru Yamaha R6 používaným v současném studentském voze bylo zajištěno nejlepší možné srovnání výsledných navržených variant přeplňovaného dvouválcového motoru. Tento model zřejmě nebyl nadefinován ideálně, ale aby sloužil jako vhodné srovnání, byl úmyslně řízen stejně jako ostatní varianty s přeplňovaným motorem. Na tuto skutečnost je třeba brát ohled.

Na krátkém úseku trati byl porovnán potenciál různých variant motoru. Varianty se lišily zdvihovým objemem, typem použitého turbodmychadla, pořadím zapalování a samozřejmě příslušným nastavením variabilních parametrů (časování ventilového rozvodu a nastavení polohy hoření) pro každou z nich. Kompresní poměr byl na základě optimalizací vybrán pro všechny varianty stejný, jelikož pro tento kompresní poměr bylo ve všech zmíněných podvariantách zajištěno, že ve statických režimech jsou splněny všechny omezující podmínky. Na vybrané variantě byl dále prozkoumán vliv různých dynamických korekcí a strategií použitých pro zlepšení dynamických výsledků.

Simulace jízdy na závodních okruzích v Hockenheimu a Španělsku ukázaly, že žádná z porovnávaných variant nedosáhla lepších výsledků než aktuálně využívaný atmosferický motor Yamaha R6. Byly prozkoumány vlivy metod pro zlepšení podélné dynamiky vozidla, které však nepřinesly žádné významné výhody. V případech, kdy se díky dynamickým korekcím podařilo zajistit lepší dosažený čas v závodu byl lepší výsledek na úkor spotřeby paliva a opačně pokud bylo dosaženo lepších hodnot spotřeby paliva, byla taková varianta v závodě pomalejší. Z důvodu omezených výpočetních a časových kapacit nebylo v přechodových režimech nasimulováno ještě velké množství variant ze statických výpočtů. Tyto ostatní neprověřené varianty sice byly

na základě statických výpočtů logickým způsobem eliminovány, ale jak se později ukázalo, zkoumané přeplňované motory pracují v přechodových výpočtech ve velmi odlišných režimech, než pracovaly ve statických výpočtech. Nelze proto jednoznačně říci, zdali by některá z variant zkoumaných ve statických režimech nedosáhla s vhodným nastavením lepších výsledků než výsledná nejlepší varianta $600_GT12_180_eps9_fgear2$, nebo dokonce než atmosferický motor Yamaha R6. Zpětně lze tedy říci, že pro posouzení potenciálu přeplňovaného dvouválcového motoru vycházejícího z motorů 1.2 nebo 1.4 TSI by bylo nejvhodnější více se zaměřit na výpočty v přechodových režimech, jelikož při jízdě se takový motor do stavu blízkého statickým režimům dostává jen na velmi krátkou dobu. Dále by bylo dle mého názoru vhodné zaměřit se jen na menší množství variant a detailně je prozkoumat, protože odhadované množství kombinací pro tuto práci je 24 variant, kde každou z nich by bylo ještě třeba zoptimalizovat v nejširším možném rozsahu otáček, jelikož se jedná o motor s variabilním časování ventilů. Výsledná skupina variant je tak velká, že její podrobné prozkoumání a srovnání je dle mého názoru příliš rozsáhlé a nepřehledné pro jednu diplomovou práci.

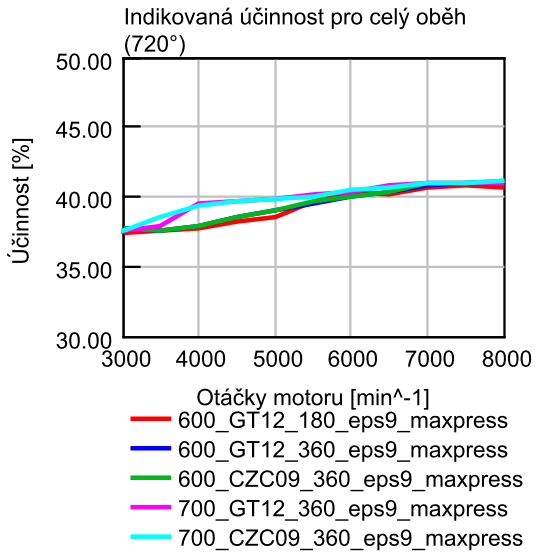
Následující poznámky bych doporučil jako témata prací a jednotlivé problematiky, na které by se případně mohl zaměřit některý z dalších studentů. Zaměřit se na konstrukční problémy a přesnější konstrukční návrh by nejen zpřesnilo výsledky termodynamických výpočtů, ale umožnilo by to i provést odhad hmotnosti vozu s tímto novým konceptem motoru. Pokud by se totiž podařilo docílit nižší celkové hmotnosti vozidla, došlo by zřejmě ke zlepšení nejen jeho podélné, ale i příčné dynamiky. Návrh ideálního turbodmychadla by zase pomohl najít nejbližší možné sériově vyráběné turbodmychadlo vhodné pro tento motor, nebo dokonce navrhnout a vyrobit ideální turbodmychadlo přímo pro konkrétní variantu tohoto přeplňovaného motoru. Další potenciál je dle mého názoru ještě v odhalení ideálních nastavení a dalších dynamických korekcí pro přechodové režimy.

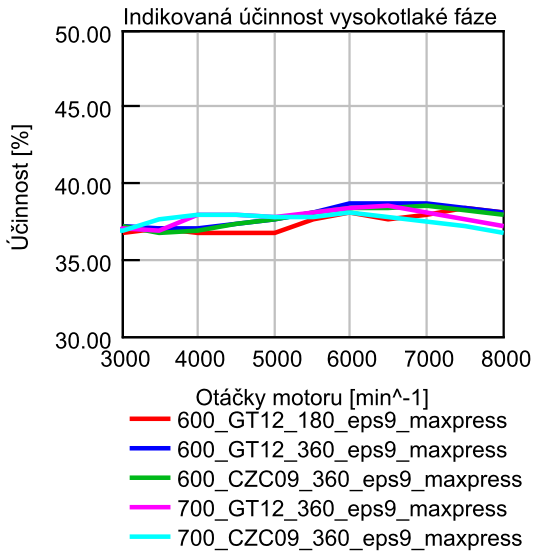
Výsledky dosažené v této práci vychází z modelů nevyužívajících data, která by byla zkalibrována na základě experimentu, ale využívá experimentální data z podobných motorů. Výsledky této práce jsou proto porovnatelné pouze mezi sebou, nikoliv obecně např. s výsledky jiných prací. Konečným verdiktem při posouzení potenciálu této koncepce pro nasazení v soutěži Formula Student/SAE je, že vůz s takto navrženým motorem a systémem řízení není pro takové účely vhodný.

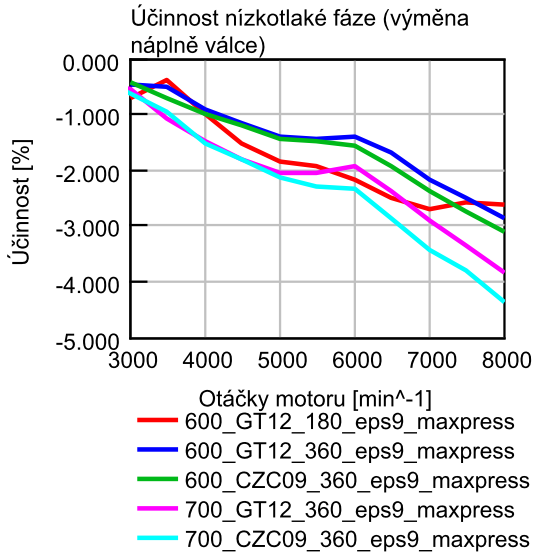
Příloha A

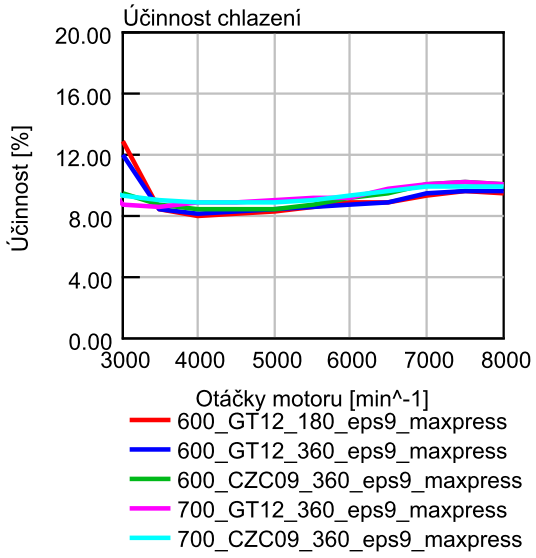
Sady výsledků statických výpočtů

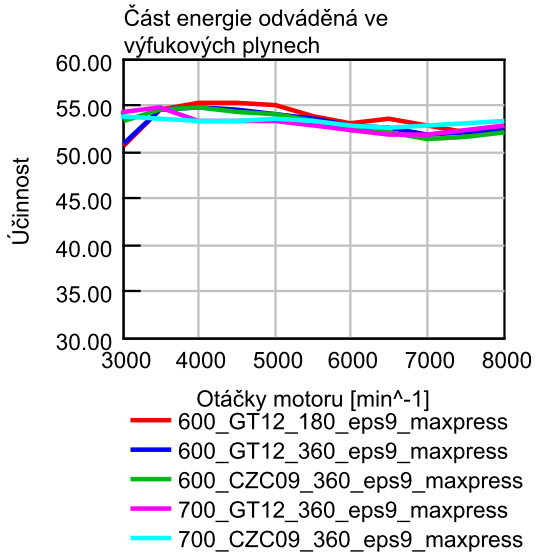
Tato příloha obsahuje rychlostní charakteristiky důležitých veličin pro finálně optimalizované varianty ve statických režimech, které splňují veškeré omezující podmínky. Seznam a popis těchto variant je v tabulce 7.3.

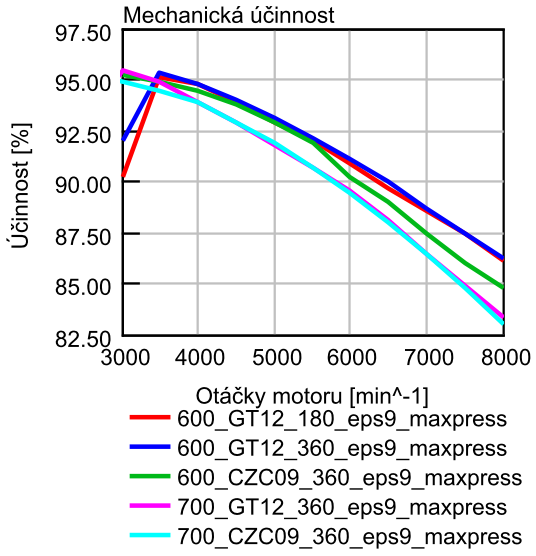

Indikovaná účinnost pro celý oběh (720°)
Účinnost [%]
50.00
45.00
40.00
35.00
30.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

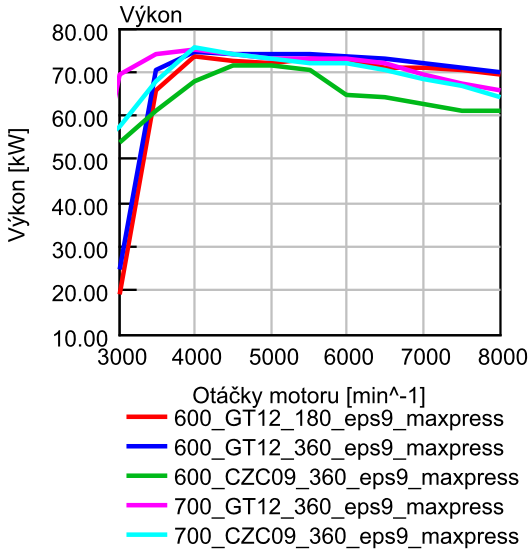

Indikovaná účinnost vysokotlaké fáze
Účinnost [%]
50.00
45.00
40.00
35.00
30.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

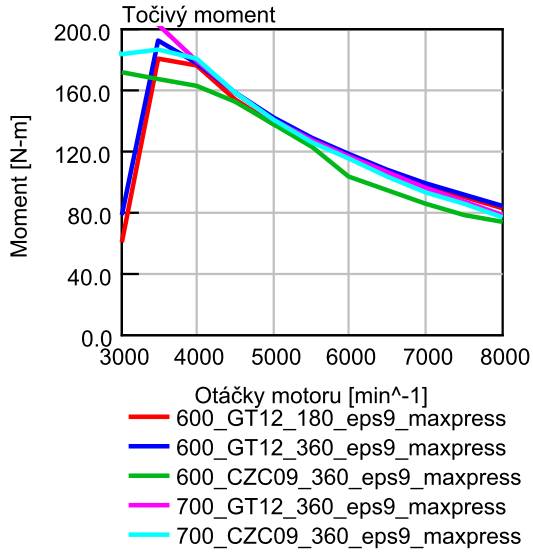

Účinnost nízkotlaké fáze (výměna náplně válce)
Účinnost [%]
0.000
-1.000
-2.000
-3.000
-4.000
-5.000
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

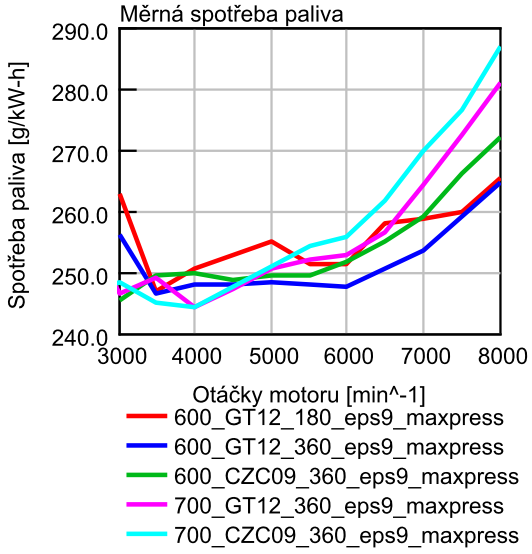

Účinnost chlazení
Účinnost [%]
20.00
16.00
12.00
8.00
4.00
0.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

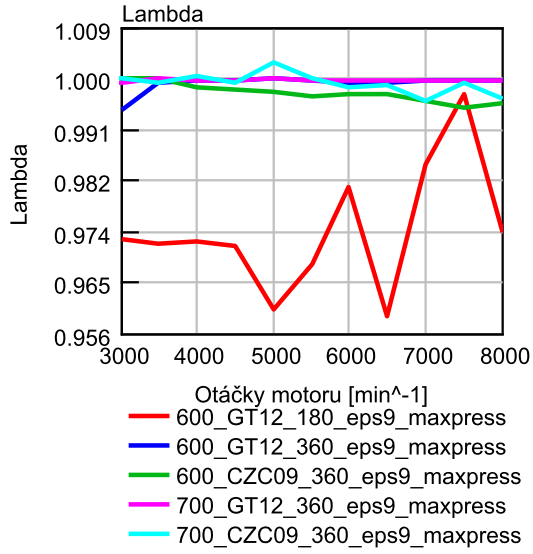

Část energie odváděná ve výfukových plynech
Účinnost
60.00
55.00
50.00
45.00
40.00
35.00
30.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

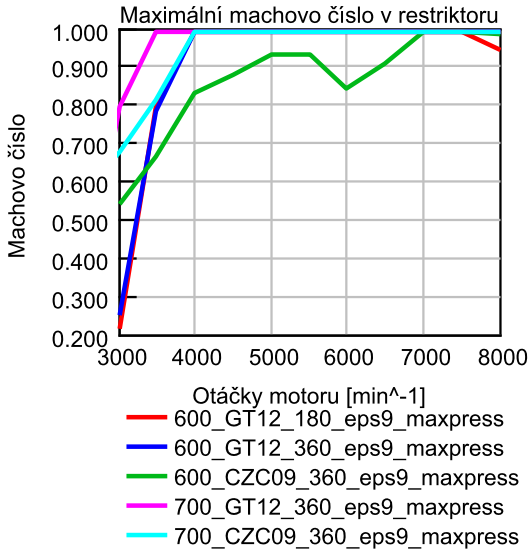

Mechanická účinnost
Účinnost [%]
97.50
95.00
92.50
90.00
87.50
85.00
82.50
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

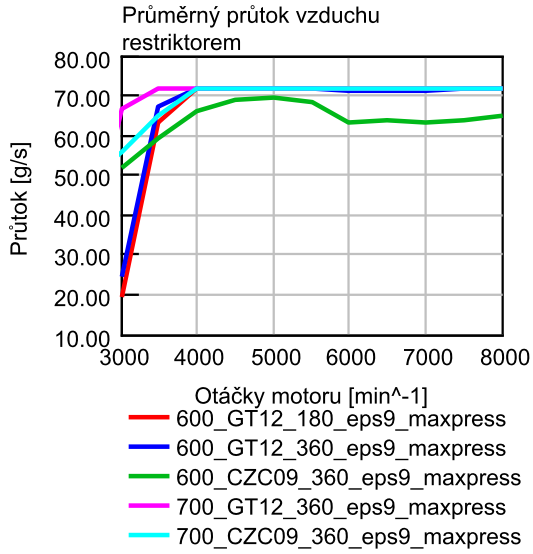

Výkon
Výkon [kW]
80.00
70.00
60.00
50.00
40.00
30.00
20.00
10.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

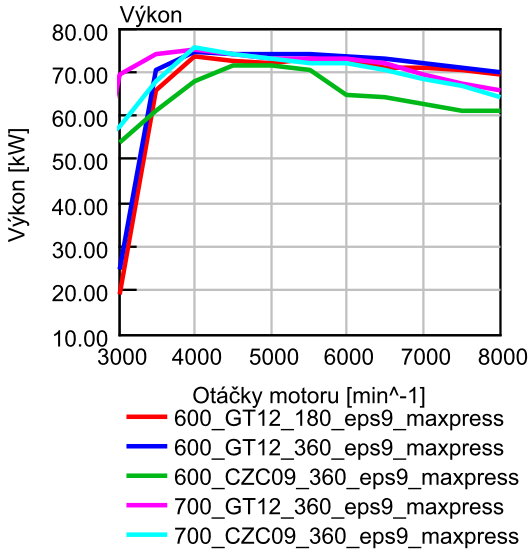

Točivý moment
Moment [N-m]
200.0
160.0
120.0
80.0
40.0
0.0
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

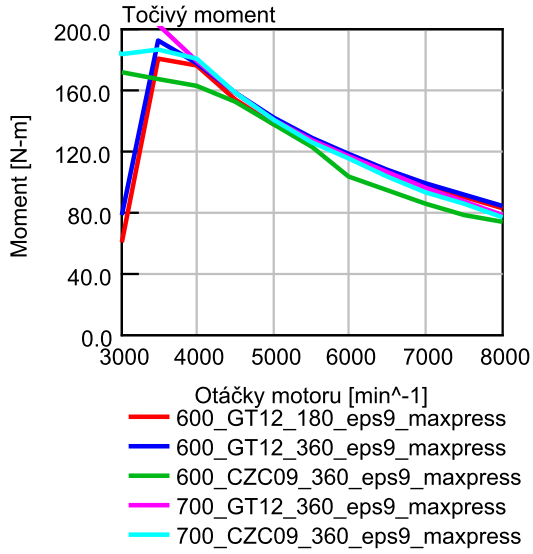

Měrná spotřeba paliva
Spotřeba paliva [g/kW-h]
290.0
280.0
270.0
260.0
250.0
240.0
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

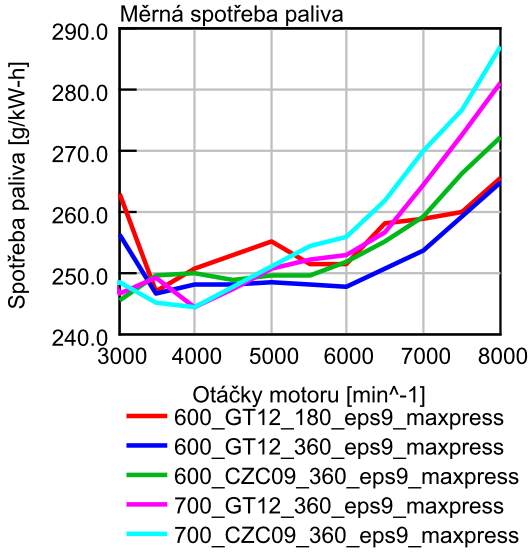

Lambda
Lambda
1.009
1.000
0.991
0.982
0.974
0.965
0.956
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

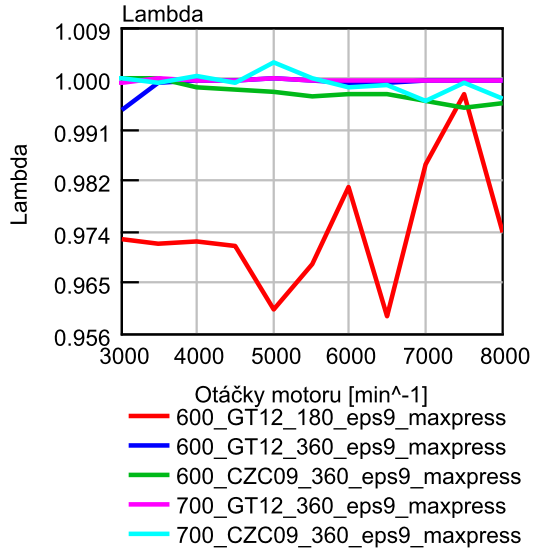

Maximální machovo číslo v restriktoru
Machovo číslo
1.000
0.900
0.800
0.700
0.600
0.500
0.400
0.300
0.200
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

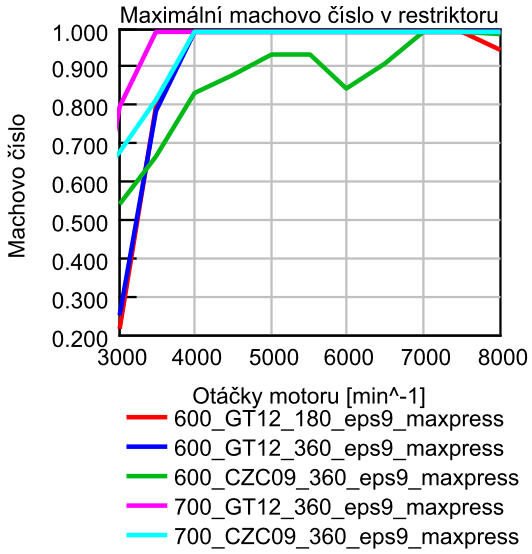

Průměrný průtok vzduchu restriktorem
Průtok [g/s]
80.00
70.00
60.00
50.00
40.00
30.00
20.00
10.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

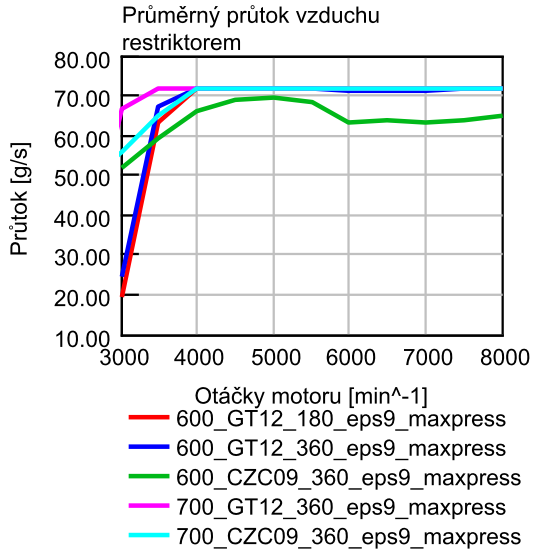

Výkon
Výkon [kW]
80.00
70.00
60.00
50.00
40.00
30.00
20.00
10.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

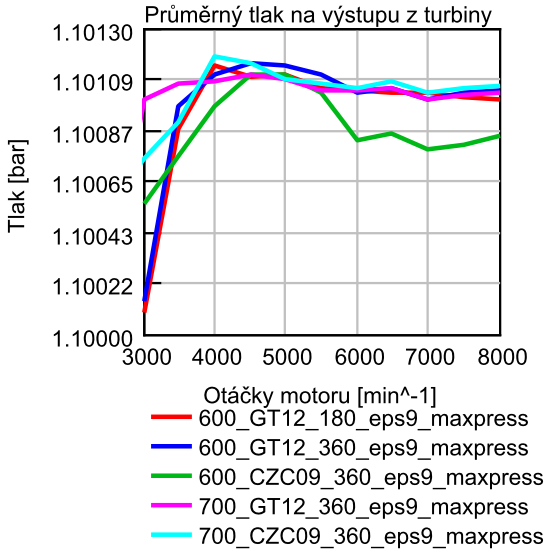

Točivý moment
Moment [N-m]
200.0
160.0
120.0
80.0
40.0
0.0
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

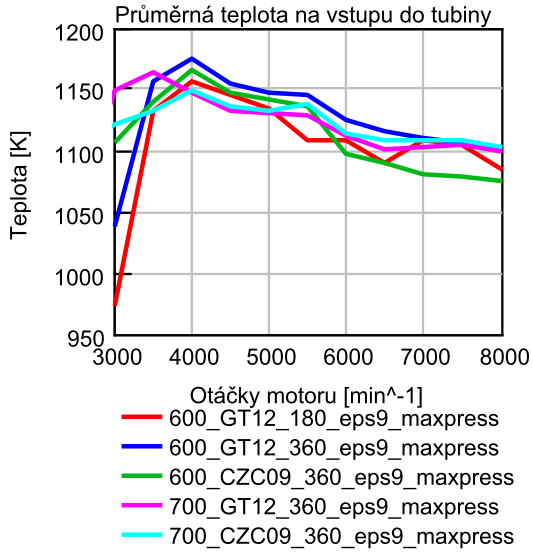

Měrná spotřeba paliva
Spotřeba paliva [g/kW-h]
290.0
280.0
270.0
260.0
250.0
240.0
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

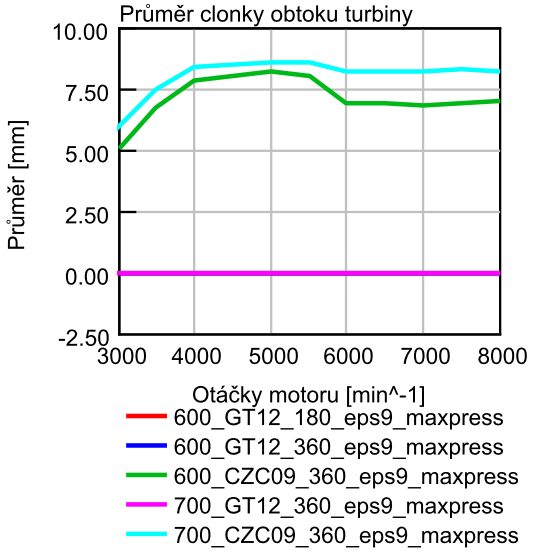

Lambda
Lambda
1.009
1.000
0.991
0.982
0.974
0.965
0.956
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

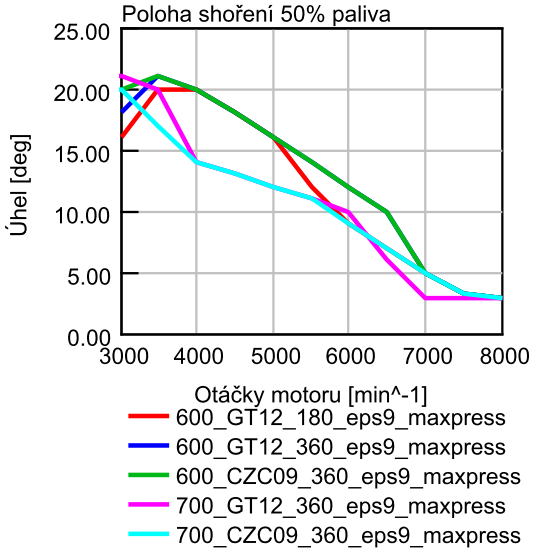

Maximální machovo číslo v restriktoru
Machovo číslo
1.000
0.900
0.800
0.700
0.600
0.500
0.400
0.300
0.200
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

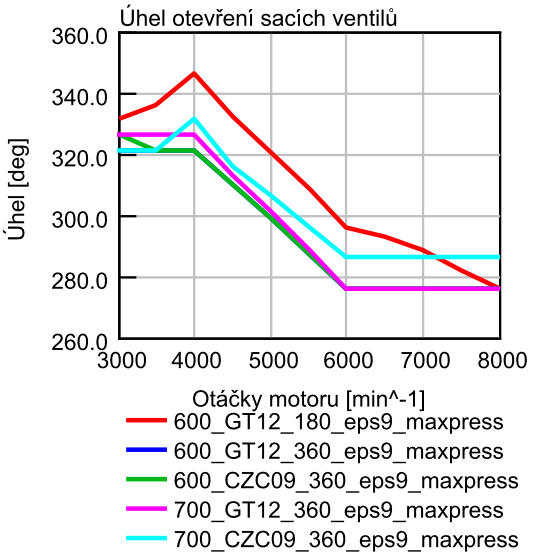

Průměrný průtok vzduchu restriktorem
Průtok [g/s]
80.00
70.00
60.00
50.00
40.00
30.00
20.00
10.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

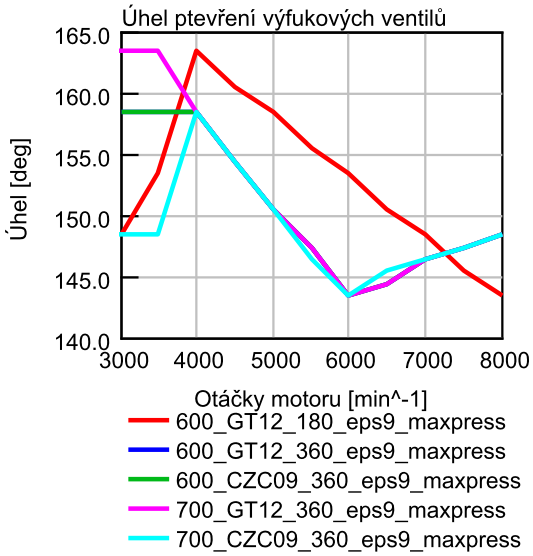

Průměrný tlak na výstupu z turbiny
Tlak [bar]
1.10130
1.10109
1.10087
1.10065
1.10043
1.10022
1.10000
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress


Průměrná teplota na vstupu do tubiny
Teplota [K]
1200
1150
1100
1050
1000
950
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress


Průměr clonky obtoku turbiny
Průměr [mm]
10.00
7.50
5.00
2.50
0.00
-2.50
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress


Poloha shoření 50% paliva
Úhel [deg]
25.00
20.00
15.00
10.00
5.00
0.00
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

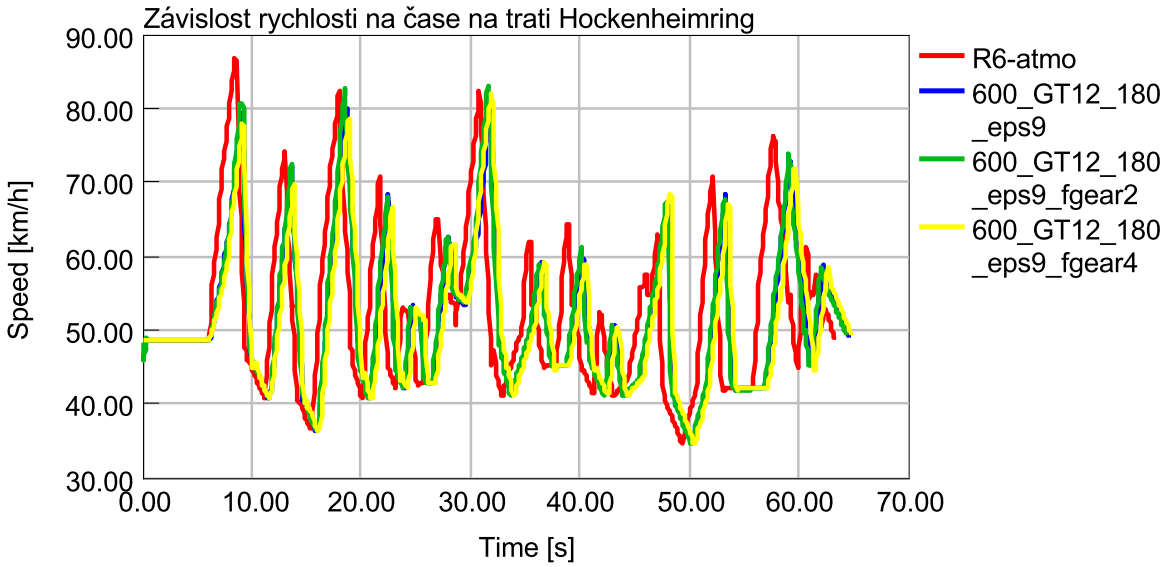

Úhel otevření sacích ventilů
Úhel [deg]
360.0
340.0
320.0
300.0
280.0
260.0
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

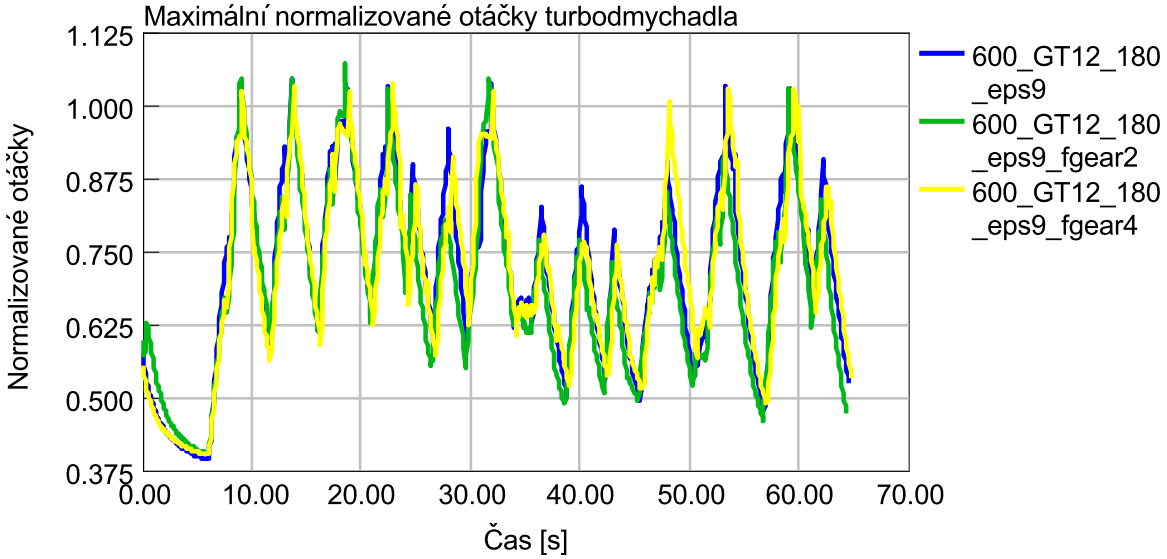

Úhel ptevření výfukových ventilů
Úhel [deg]
165.0
160.0
155.0
150.0
145.0
140.0
3000 4000 5000 6000 7000 8000
Otáčky motoru [min^-1]
600_GT12_180_eps9_maxpress
600_GT12_360_eps9_maxpress
600_CZC09_360_eps9_maxpress
700_GT12_360_eps9_maxpress
700_CZC09_360_eps9_maxpress

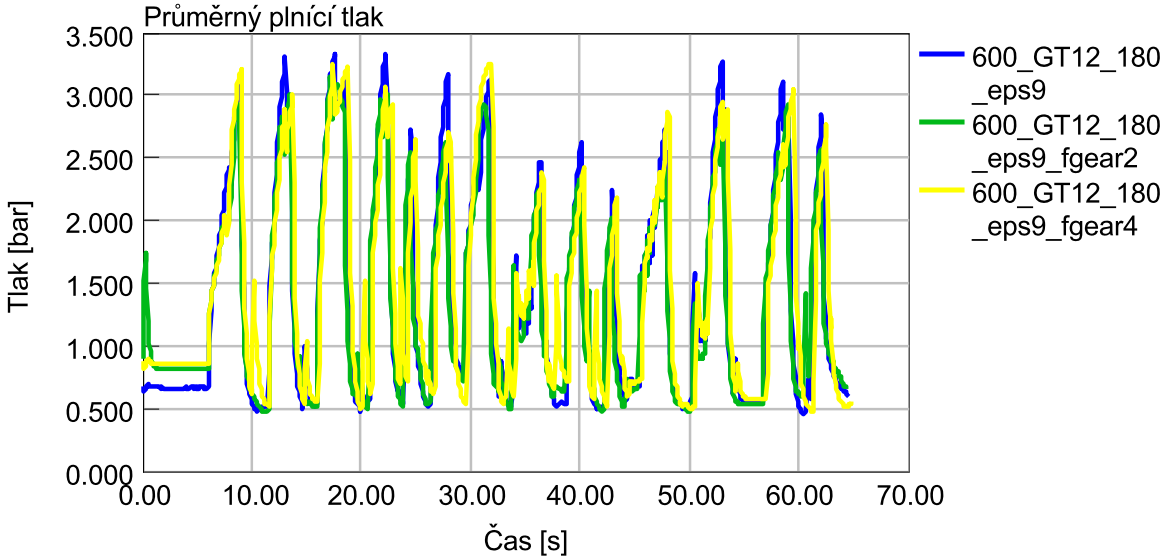
Příloha B

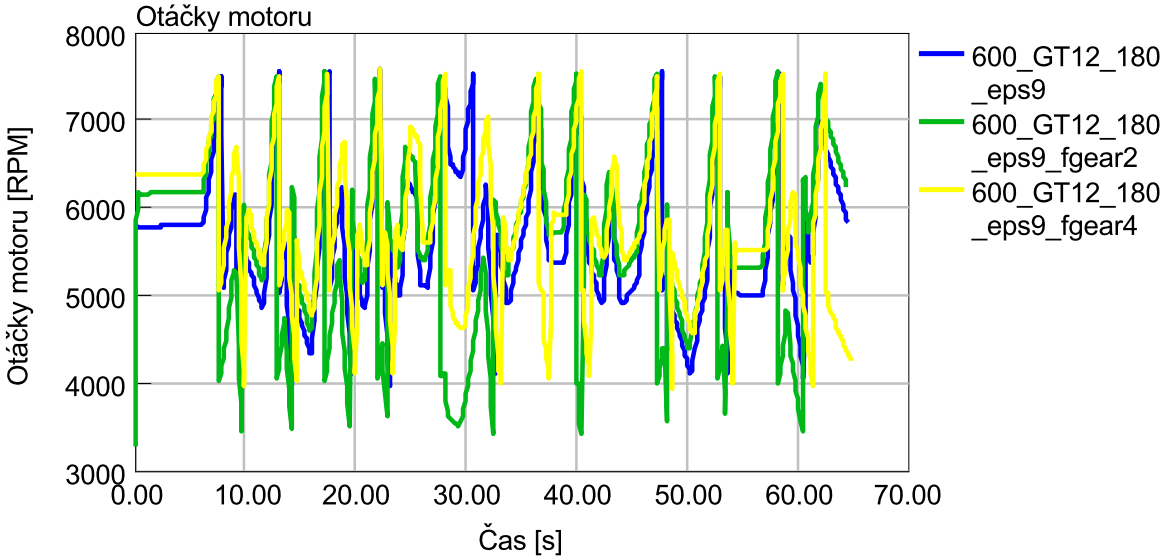
Sady výsledků výpočtů přechodových režimů na trati Hockenheimring

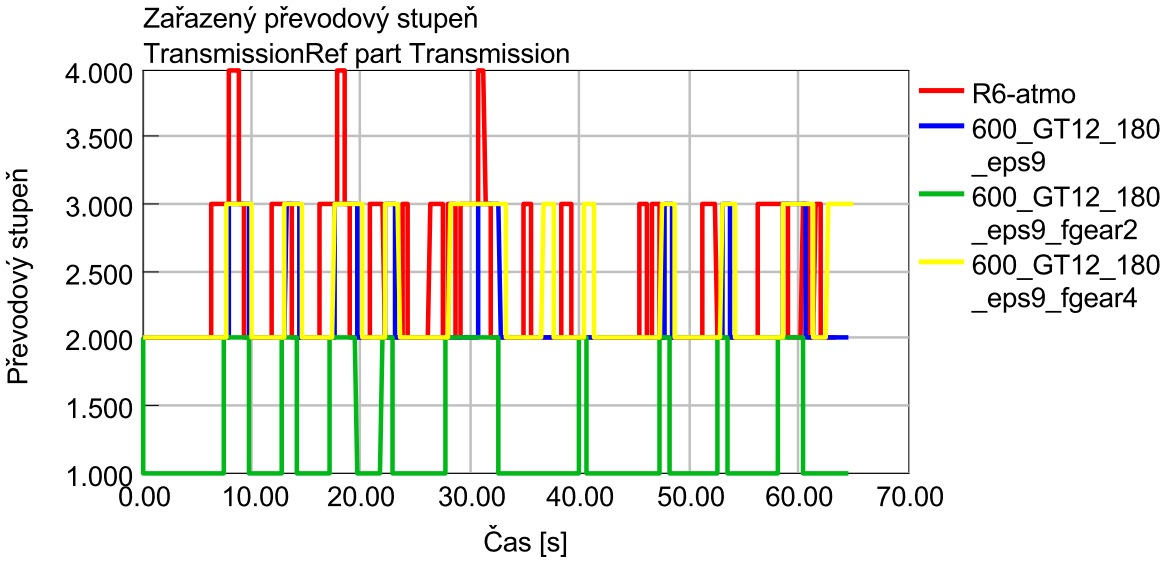
Tato příloha obsahuje závislosti důležitých veličin na čase pro vůz s motorem o zdvihovém obejmu 600 cm^3, s kompresním poměrem 9, pořadím zapalování po 180°, s turbodmychadlem Garrett GT12 při jízdě na závodní trati v Hockenheimu. Grafy srovnávají výsledky modelů přeplňovaného motoru s různými koncovými převody a atmosferického motoru Yamaha R6.

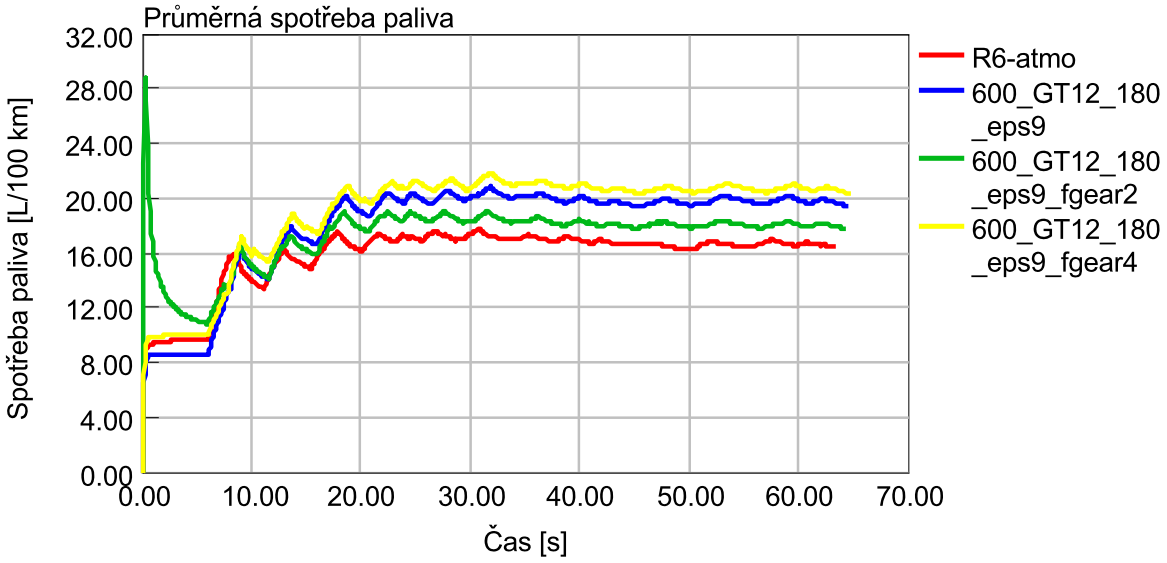

Závislost rychlosti na čase na trati Hockenheimring
Speed [km/h]
90.00
80.00
70.00
60.00
50.00
40.00
30.00
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Time [s]
R6-atmo
600_GT12_180 _eps9
600_GT12_180 _eps9_fgear2
600_GT12_180 _eps9_fgear4

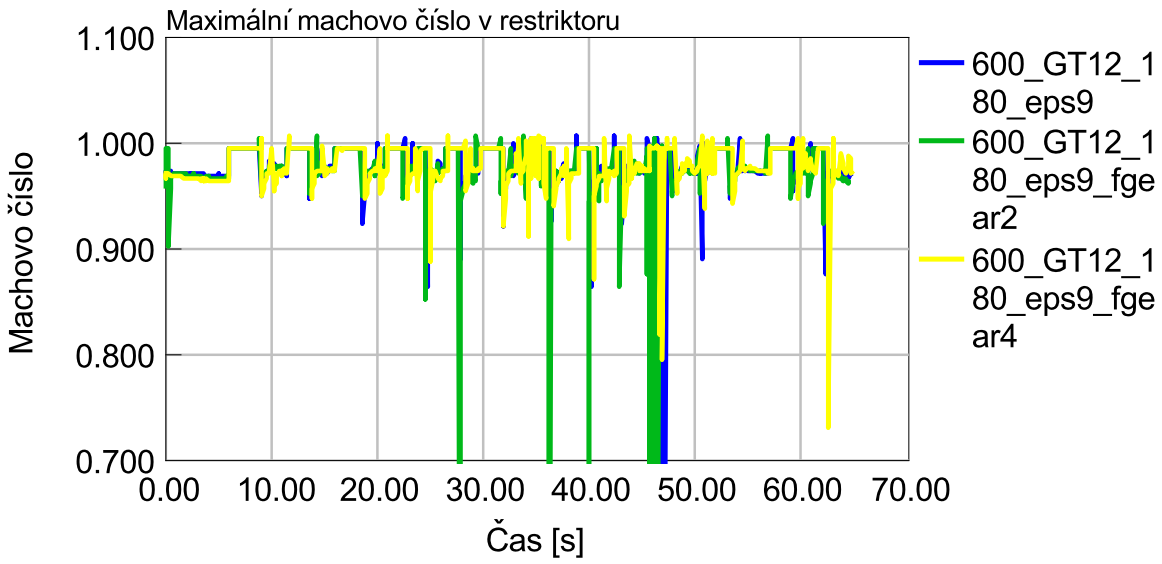

Maximální normalizované otáčky turbodmychadla
Normalizované otáčky
1.125
1.000
0.875
0.750
0.625
0.500
0.375
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Čas [s]
600_GT12_180 _eps9
600_GT12_180 _eps9_fgear2
600_GT12_180 _eps9_fgear4


Průměrný plnící tlak
Tlak [bar]
3.500
3.000
2.500
2.000
1.500
1.000
0.500
0.000
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Čas [s]
600_GT12_180 _eps9
600_GT12_180 _eps9_fgear2
600_GT12_180 _eps9_fgear4


Otáčky motoru
Otáčky motoru [RPM]
8000
7000
6000
5000
4000
3000
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Čas [s]
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4


Zařazený převodový stupeň
TransmissionRef part Transmission
Převodový stupeň
4.000
3.500
3.000
2.500
2.000
1.500
1.000
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Čas [s]
R6-atmo
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4

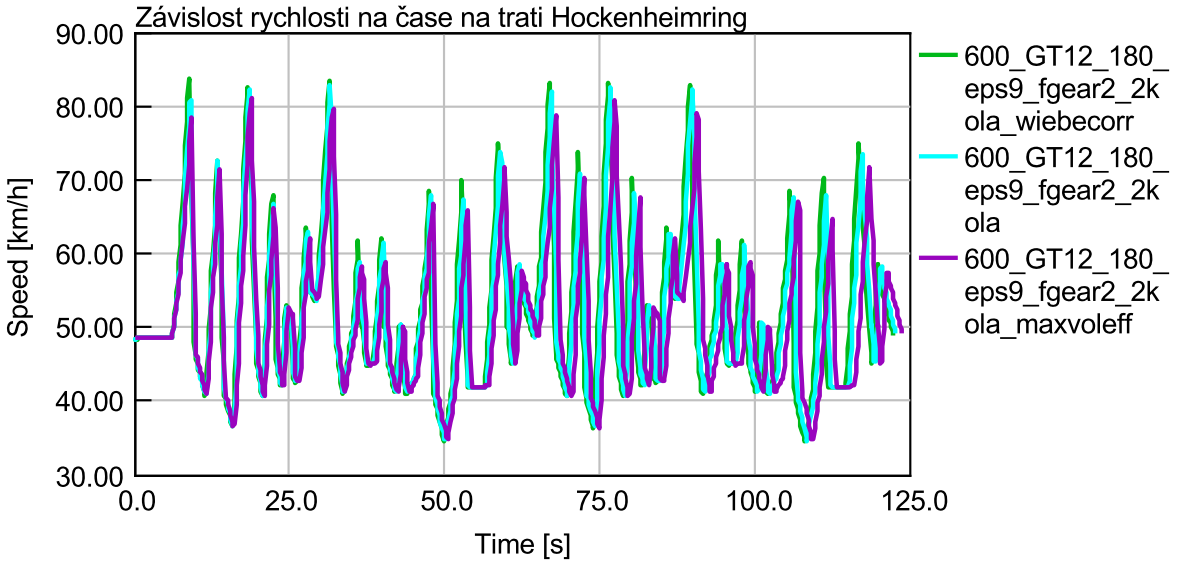

Průměrná spotřeba paliva
Spotřeba paliva [L/100 km]
32.00
28.00
24.00
20.00
16.00
12.00
8.00
4.00
0.00
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Čas [s]
R6-atmo
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4

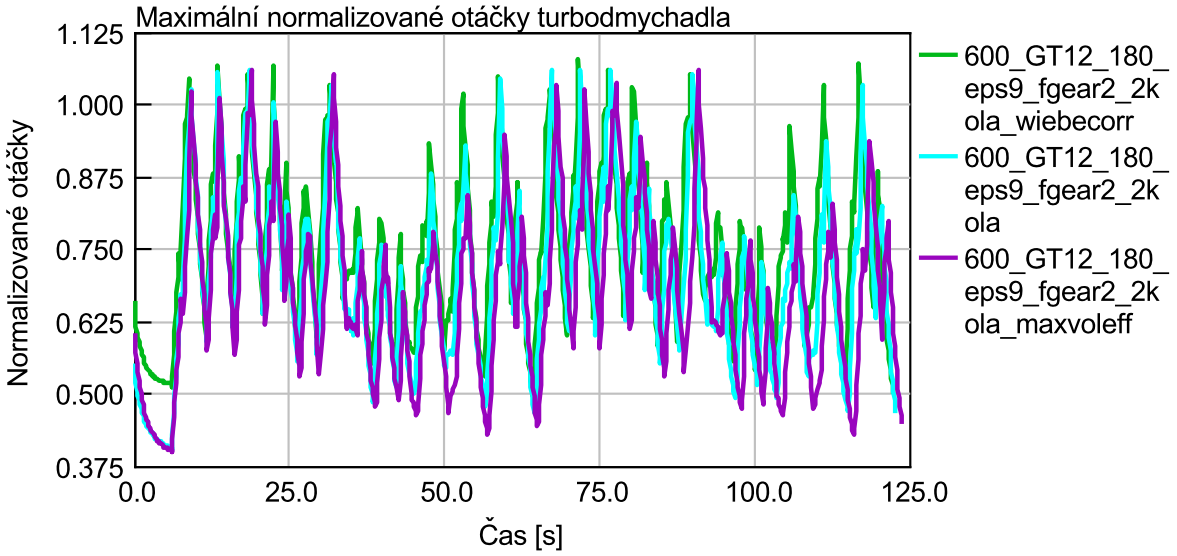

Maximální machovo číslo v restriktoru
1.100
1.000
0.900
0.800
0.700
Machovo číslo
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
Čas [s]
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4

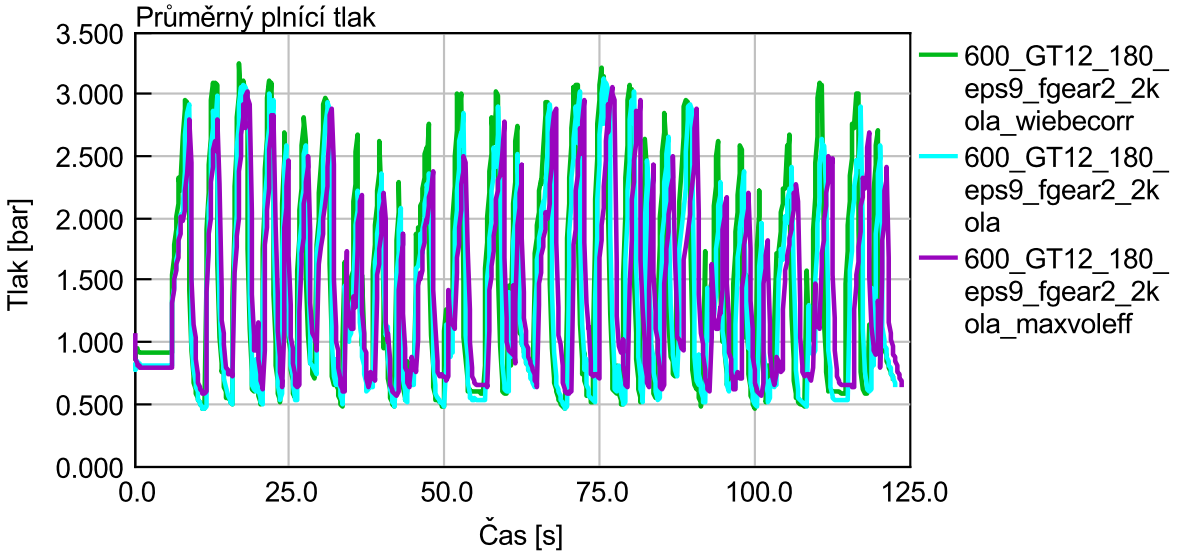
Příloha C

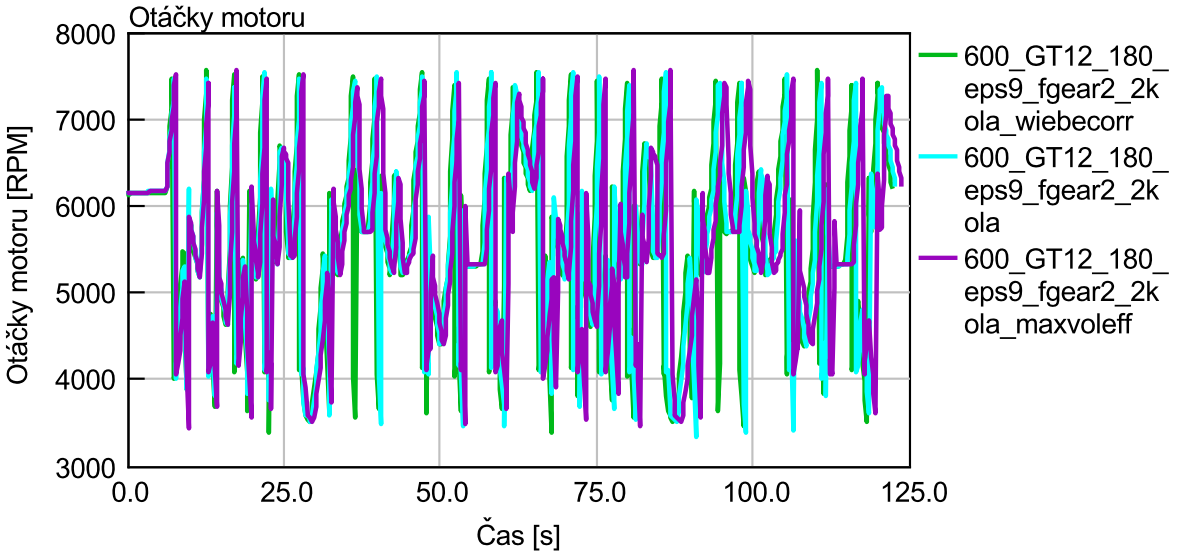
Sady výsledků výpočtů přechodových režimů při jízdě dvou po sobě následujících kol na trati Hockenheimring

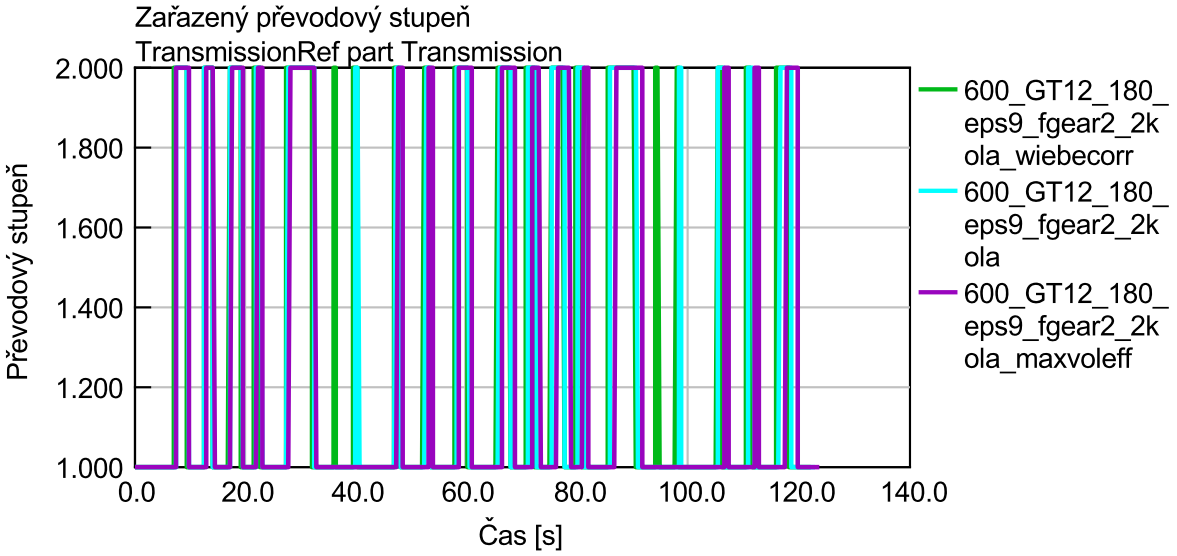
Tato příloha obsahuje závislosti důležitých veličiny na čase pro vůz s motorem o zdvihovém obejmu 600 cm^3, s kompresním poměrem 9, pořadím zapalování po 180°, s turbodmychadlem Garrett GT12 při jízdě dvou po sobě následujících kol na závodní trati v Hockenheimu. Grafy srovnávají výsledky modelů s motorem bez dynamických korekcí, s korekcí časování ventilů na maximální naplnění a s korekcí polohy hoření.

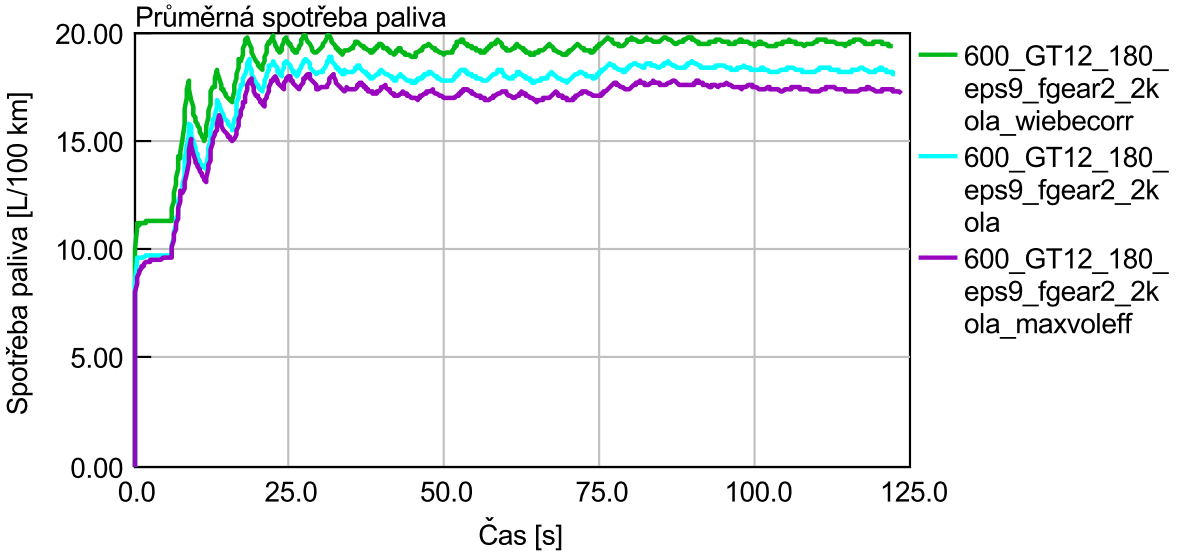

Závislost rychlosti na čase na trati Hockenheimring
Speed [km/h]
90.00
80.00
70.00
60.00
50.00
40.00
30.00
0.0
25.0
50.0
75.0
100.0
125.0
Time [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff

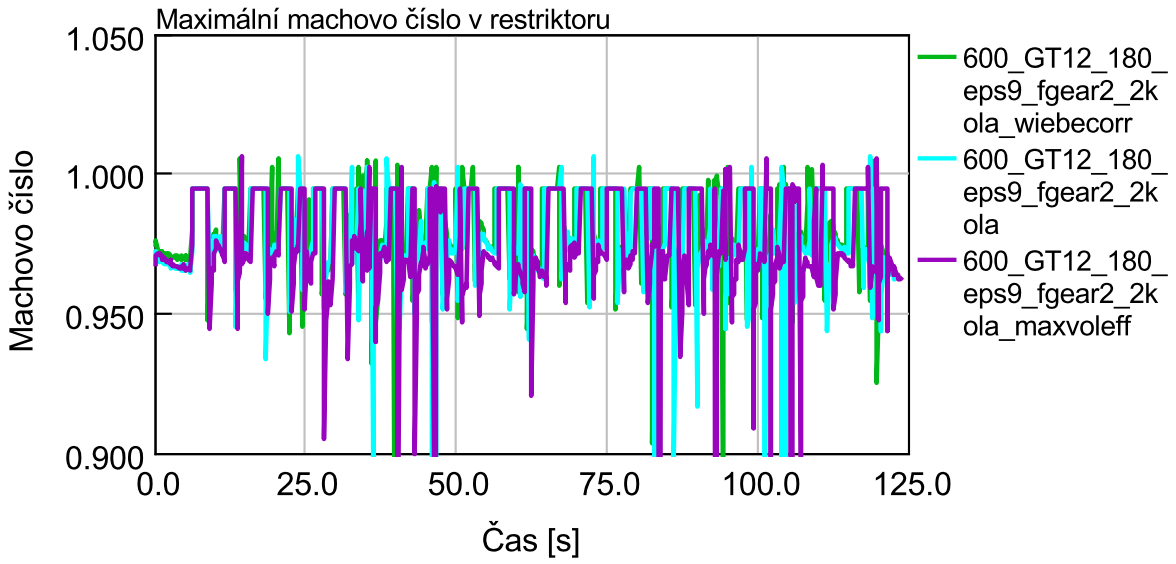

Maximální normalizované otáčky turbodmychadla
Normalizované otáčky
1.125
1.000
0.875
0.750
0.625
0.500
0.375
0.0
25.0
50.0
75.0
100.0
125.0
Čas [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff


Průměrný plnící tlak
Tlak [bar]
3.500
3.000
2.500
2.000
1.500
1.000
0.500
0.000
0.0
25.0
50.0
75.0
100.0
125.0
Čas [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff


Otáčky motoru
Otáčky motoru [RPM]
8000
7000
6000
5000
4000
3000
0.0
25.0
50.0
75.0
100.0
125.0
Čas [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff


Zařazený převodový stupeň
TransmissionRef part Transmission
Převodový stupeň
2.000
1.800
1.600
1.400
1.200
1.000
0.0
20.0
40.0
60.0
80.0
100.0
120.0
140.0
Čas [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff

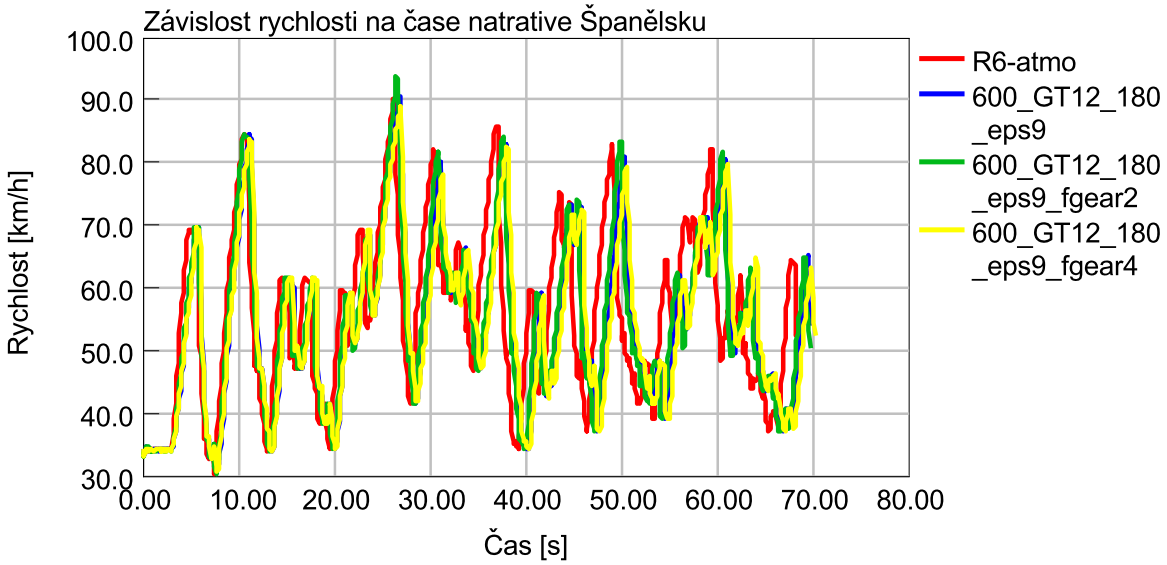

Průměrná spotřeba paliva
Spotřeba paliva [L/100 km]
20.00
15.00
10.00
5.00
0.00
0.0
25.0
50.0
75.0
100.0
125.0
Čas [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff

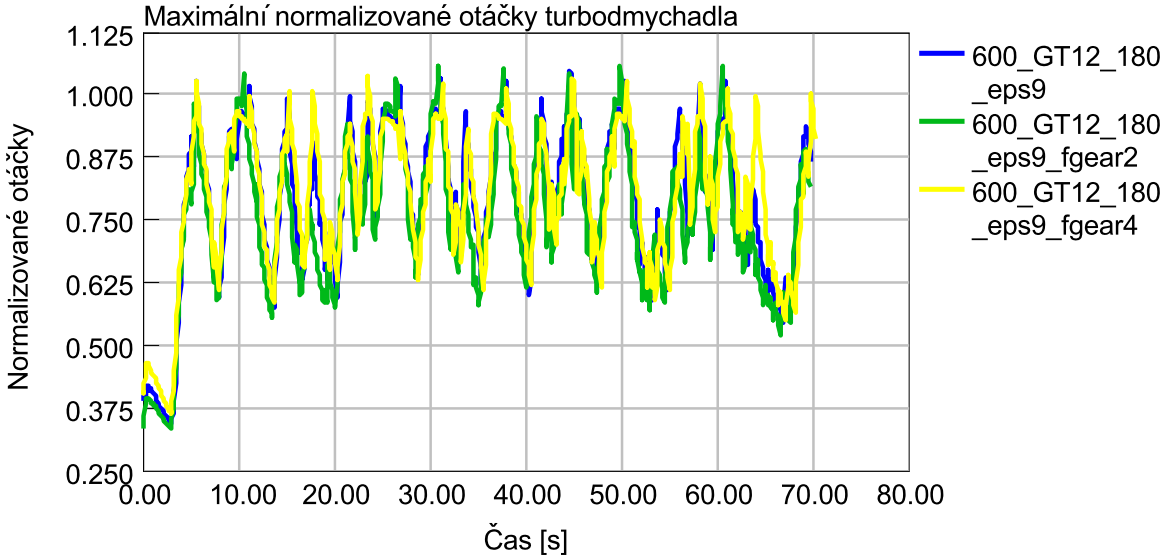

Maximální machovo číslo v restriktoru
Machovo číslo
1.050
1.000
0.950
0.900
0.0
25.0
50.0
75.0
100.0
125.0
Čas [s]
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_wiebecorr
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola
600_GT12_180_eps9_fgear2_2kola_maxvoleff

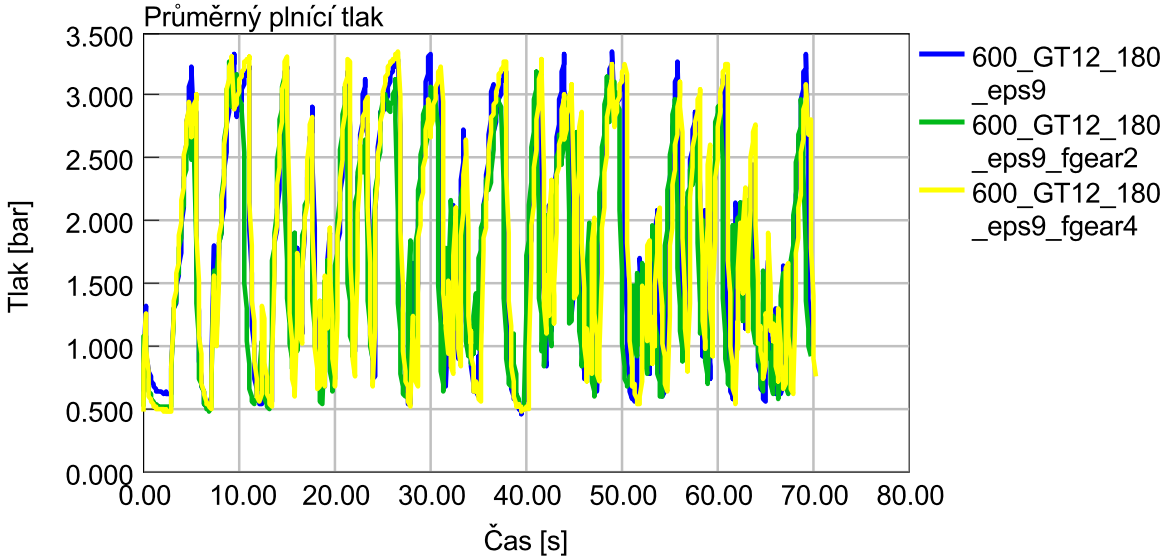
Příloha D

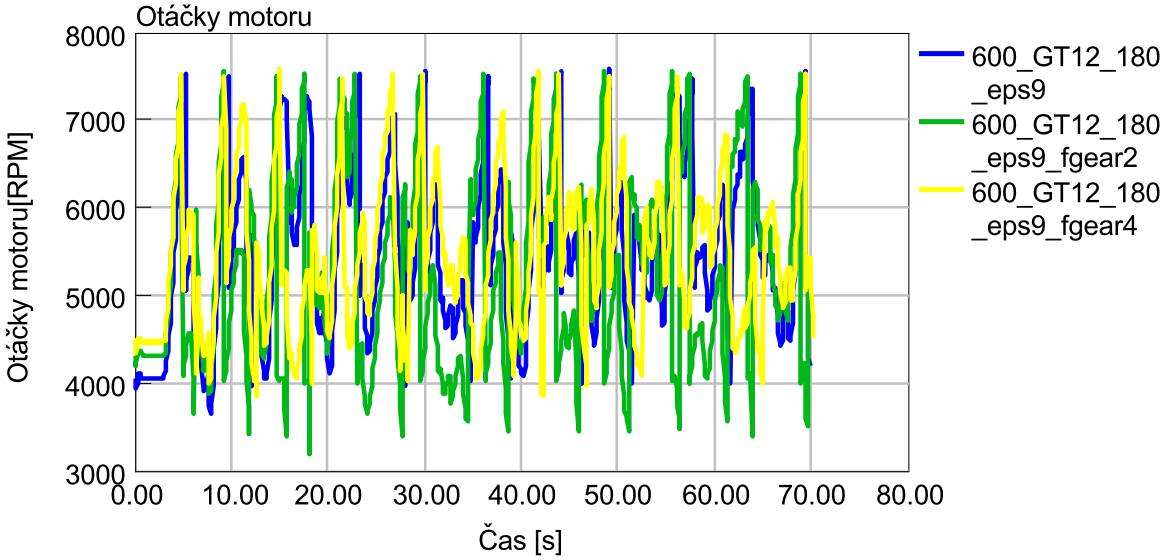
Sady výsledků výpočtů přechodových režimů na trati ve Španělsku

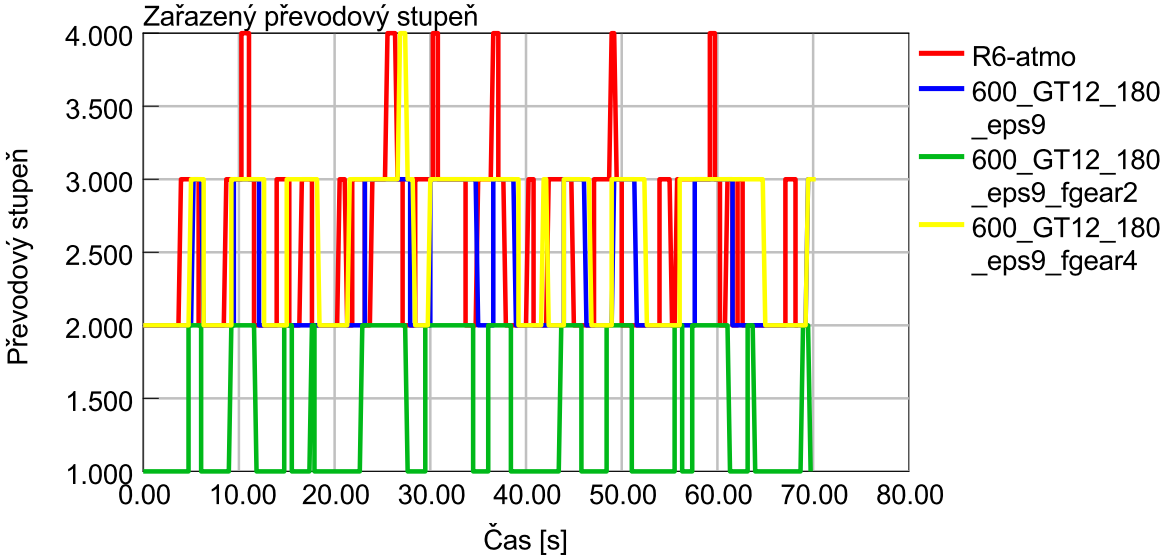
Tato příloha obsahuje závislosti důležitých veličiny na čase pro vůz s motorem o zdvihovém obejmu 600 cm^3, s kompresním poměrem 9, pořadím zapalování po 180°, s turbodmychadlem Garrett GT12 při jízdě na závodní trati ve Španělsku. Grafy srovnávají výsledky modelů přeplňovaného motoru s různými koncovými převody a atmosferického motoru Yamaha R6.

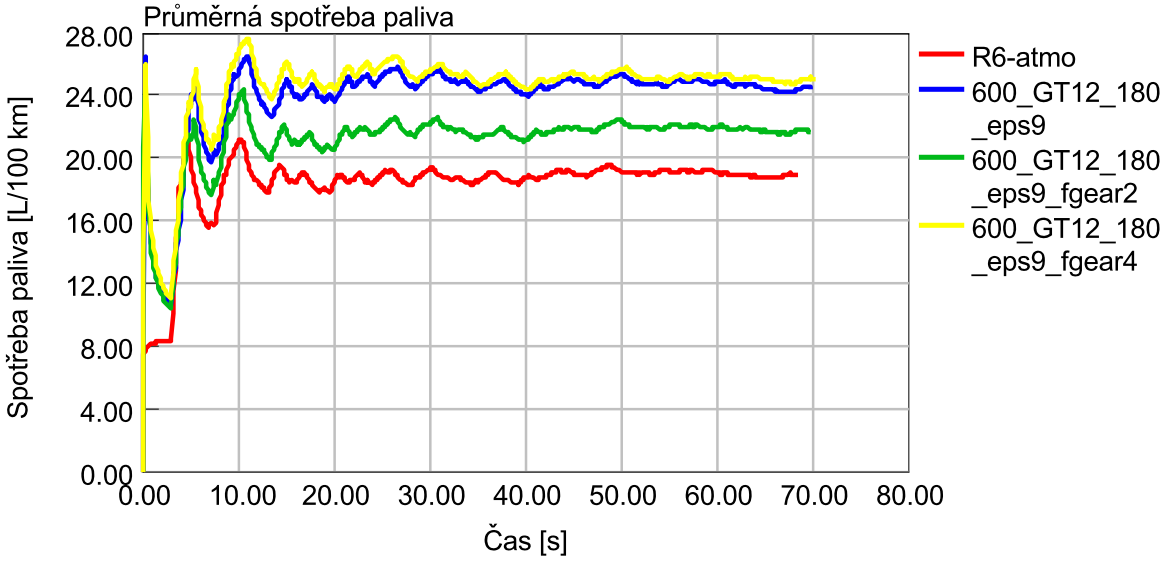

Závislost rychlosti na čase natrative Španělsku
Rychlost [km/h]
100.0
90.0
80.0
70.0
60.0
50.0
40.0
30.0
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
R6-atmo
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4

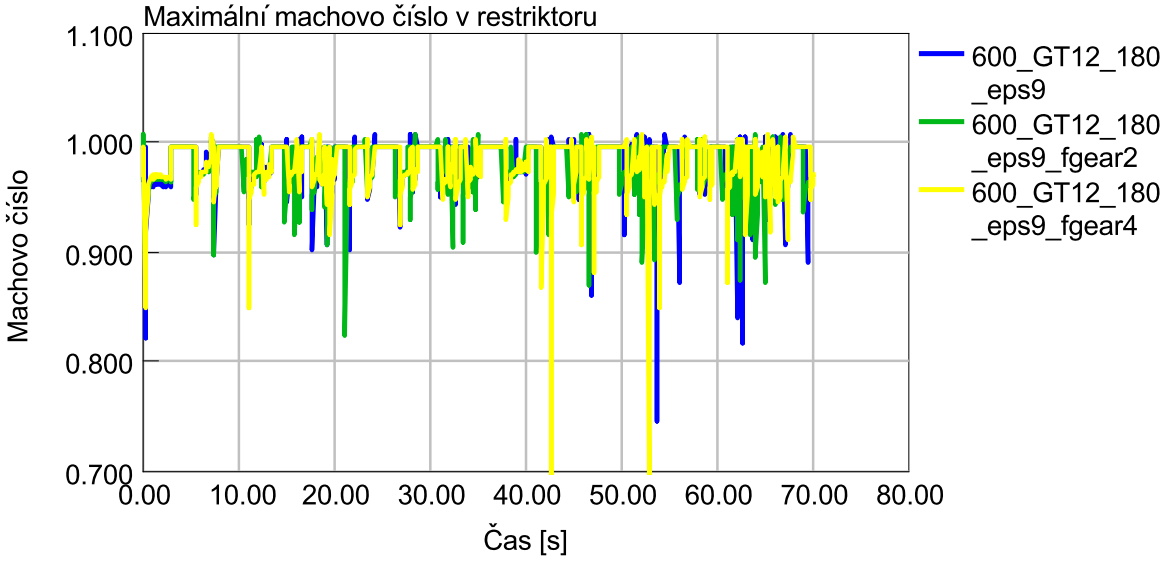

Maximální normalizované otáčky turbodmychadla
Normalizované otáčky
1.125
1.000
0.875
0.750
0.625
0.500
0.375
0.250
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4


Průměrný plnící tlak
Tlak [bar]
3.500
3.000
2.500
2.000
1.500
1.000
0.500
0.000
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
600_GT12_180_eps9
600_GT12_180_eps9_fgear2
600_GT12_180_eps9_fgear4


Otáčky motoru
Otáčky motoru[RPM]
8000
7000
6000
5000
4000
3000
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
600_GT12_180
_eps9
600_GT12_180
_eps9_fgear2
600_GT12_180
_eps9_fgear4


Zařazený převodový stupeň
Převodový stupeň
4.000
3.500
3.000
2.500
2.000
1.500
1.000
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
R6-atmo
600_GT12_180
_eps9
600_GT12_180
_eps9_fgear2
600_GT12_180
_eps9_fgear4


Průměrná spotřeba paliva
Spotřeba paliva [L/100 km]
28.00
24.00
20.00
16.00
12.00
8.00
4.00
0.00
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
R6-atmo
600_GT12_180
_eps9
600_GT12_180
_eps9_fgear2
600_GT12_180
_eps9_fgear4


Maximální machovo číslo v restriktoru
1.100
1.000
0.900
0.800
0.700
Machovo číslo
0.00
10.00
20.00
30.00
40.00
50.00
60.00
70.00
80.00
Čas [s]
600_GT12_180
_eps9
600_GT12_180
_eps9_fgear2
600_GT12_180
_eps9_fgear4

Příloha E

Termodynamický model motoru a model vozu v programu GT-SUITE

Veškeré výsledné modely statických i dynamických výpočtů jsou přiloženy na CD v obálce na konci diplomové práce.

Literatura

[1] CTU Cartech [online]. Praha. Dostupné také z: http://cartech.cvut.cz/formula-student/

[2] Attard, W., Watson, H., Konidaris, S., Khan, M. (2006). Comparing the performance and limitations of a downsized formula SAE engine in normally aspirated, supercharged and turbocharged modes. In, Proceedings, SAE International Small Engine Technology Conference, San Antonio, Texas, USA.

[3] HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 007028637X.

[4] Enrico Mattarelli and Carlo Alberto Rinaldini Univ of Modena and Reggio Emilia. Development of a High Performance Engine for a Formula SAE Racer. 2012.

[5] KA-Raceing [online]. Dostupné také z: https://www.ka-raceing.de/en/cars/kit-combustion/kit17c.html

[6] GT-SUITE [online]. Dostupné také z: https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/

[7] Vitek, O. and Macek, J., "Thermodynamic Potential of Electrical Turbocharging for the Case of Small Passenger Car ICE under Steady Operation,"SAE Technical Paper 2017-01-0526, 2017

[8] Douaud, A. and Eyzat, P., "Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines,"SAE Technical Paper 780080, 1978

[9] Hanousek, T., "Malý 4-válcový přeplňovaný motor s restriktorem pro potřeby týmu CarTech (Formula Student/SAE)", ČVUT FS U12120, 2011

[10] MACEK, Jan. Spalovací motory I. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007.