

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ – FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL**

DIPLOMOVÁ PRÁCE



Anotace

Jméno autora:	Bc. Jiří Kohlíček
Název diplomové práce:	DP 2015 – SM 03 Prediktivní modely spalování v moderním vznětovém motoru s přímým vstřikem
Název diplomové práce (eng.):	Predictive Combustion Models for a Modern Direct Injection Compression Ignition Engine
Rozsah práce:	68 stran, 22 tabulek, 21 obrázků, 48 stran příloh
Akademický rok:	2014/2015
Ústav:	U 12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Jiří Vávra, Ph.D.
Zadavatel tématu:	U 12120

Anotace: Tato práce se zabývá kalibrací prediktivních modelů spalování DI Pulse a DI Jet pro moderní vznětový motor s přímým vstřikováním nafty v prostředí GT Power. Model je naladěn pomocí třítlakové analýzy z jednoválce AVL o vrtání 85 mm a zdvihu 90 mm. Parametry modelů jsou zkalibrovány podle experimentálních dat na průběh tlaku ve válci, spotřebu paliva, emise oxidů dusíku a tvorbu sazí. Je předvedena prediktivní schopnost mimo rozsah kalibračních dat.

This thesis discusses the calibration of predictive combustion models DI Pulse and DI jet for a modern combustion ignition engine with direct injection in GT Power. The model is calibrated using three-pressure analysis from AVL single cylinder engine with 85 mm bore and 90 mm stroke. Model parameters are calibrated using experimental data for in-cylinder pressure, fuel consumption, NO_x emission and soot formation. The predictive capability of the model is shown outside the range of calibration data.

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. za podklady, odborné rady a čas, který mi věnoval při přípravě této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval za odborné konzultace a pomoc s konstrukcí modelů Doc. Ing. Oldřichu Vítkovi, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce a konzultantů. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne 19. 6. 2015

.....

Bc. Jiří Kohlíček, 6/2

Obsah

Obsah.....	- 4 -
1 Úvod.....	- 6 -
2 Měřený motor a měřicí soustava	- 8 -
2.1 Výzkumný jednoválcový motor AVL 5402	- 8 -
2.2 Měřicí soustava.....	- 9 -
3 Model motoru v prostředí GT Power 7.3	- 10 -
3.1 Kalibrační data.....	- 12 -
3.2 Model pro třítlakovou analýzu	- 15 -
3.3 Určení dávky paliva.....	- 20 -
3.4 Prediktivní model spalování DI Pulse	- 21 -
3.5 Prediktivní model spalování DI Jet	- 23 -
3.5.1 Termodynamika	- 25 -
3.5.2 Model hoření paprsku.....	- 26 -
4 Kalibrace modelu třítlakovou analýzou	- 36 -
4.1 18 bodů, 1500-1800 rpm, 0-20% EGR, přepřínováno.....	- 37 -
4.2 12 bodů, 1000-4000 rpm, 0% EGR, atmosférický režim	- 40 -
4.3 Korekce velikosti pilotního vstřiku	- 41 -
5 Kalibrace prediktivních modelů spalování.....	- 43 -
5.1 Posun časování hlavního a pilotního vstřiku	- 43 -
5.2 Kalibrace DI Pulse.....	- 44 -
5.2.1 18 bodů, 1500-1800 rpm, 0-20% EGR, přepřínováno	- 45 -
5.2.2 12 bodů, 1000-4000 rpm, 0% EGR, atmosférický režim.....	- 47 -
5.3 Kalibrace DI Jet	- 49 -
5.3.1 18 bodů, 1500-1800 rpm, 0-20% EGR, přepřínováno	- 50 -
5.3.2 12 bodů, 1000-4000 rpm, 0% EGR, atmosférický režim.....	- 51 -
6 Modely emisí a jejich kalibrace.....	- 54 -
6.1 Model emisí oxidů dusíku (NO _x).....	- 54 -
6.2 Model sazí (soot)	- 55 -
7 Diskuze výsledků kalibrace.....	- 57 -
7.1 Výsledky TPA	- 57 -
7.2 Výsledky DI Pulse	- 59 -

7.3	Výsledky DI Jet	- 60 -
7.4	Výsledky modelů NO _x a sazí.....	- 61 -
7.4.1	Výsledky modelu emisí NO _x	- 61 -
7.4.2	Výsledky modelů sazí	- 62 -
7.5	Srovnání DI Pulse a DI Jet při kalibraci	- 63 -
8	Prediktivní schopnost modelů	- 64 -
8.1	Očekávání	- 64 -
8.2	Ověření v osmi bodech	- 64 -
8.3	Diskuze výsledků.....	- 65 -
9	Závěr.....	- 66 -
	Seznam obecně používaných označení	- 67 -
	Seznam použité literatury	- 68 -

1 Úvod

Trendem současnosti v oblasti spalovacích motorů je při vývoji nových jednotek vedle měření na experimentálních zařízeních i čtené využití výpočetní techniky, zejména různých počítačových simulací. Čím dál tím větší důraz je kladen na predikce pomocí počítačových programů, které vedou celý proces designu. Simulace motorů jsou využívány v mnoha průmyslových aplikacích tak, abychom byli s jejich pomocí schopni doladit jednotlivé prvky motoru (např. časování ventilů, tvar sacího potrubí, přiřazení turbodmyhadla). Výsledkem takových simulací jsou motory s dokonalejšími parametry, jež jsou navrženy za kratší čas a nižší cenu, než by bylo možné dosáhnout pouze experimentálními metodami.

Proces modelování spalování přináší spoustu nových komplexních záležitostí, které je nutno modelovat (např. termodynamiku směsí, kinetiku hoření a formace škodlivin, fyzika kapiček paliva). V této oblasti bylo vynaloženo mnoho úsilí k vyvinutí nových submodelů pro jednotlivé procesy ve spalovacím prostoru. Zvyšující se výpočetní výkon počítačů umožňuje čím dál tím komplexnější a detailnější simulace. Takto vytvořené modely jsou v současnosti schopné posloužit, díky své přesnosti v oblasti spalování a tvorby škodlivin, jako nástroj k návrhu spalovacího motoru.

Na trhu existuje několik softwarových možností pro tvorbu takových modelů. Jednou z takových je komplexní modelování pomocí 3D CFD programů, které nejlépe zachycují skutečné dění ve spalovacím prostoru, jsou však výpočetně velmi náročné. Tyto modely jsou schopné vypočítat proudové pole uvnitř válce ve velmi detailním měřítku, součástí modelů je řešení zákonů zachování hmoty, hybnosti a energie a rovnic chemické kinetiky. Další možností je využití 0D/1D přístupu, což výrazně snižuje výpočetní časy, ale díky značnému fyzikálnímu zjednodušení těchto modelů je nutná důkladná kalibrace jejich parametrů. Jsou však vhodné právě pro implementaci do celkové simulace motoru. Základem tohoto přístupu je rozdělení paprsku paliva vstříknutého do spalovacího prostoru na spoustu malých dílů, které interagují s náplní válce. Hlavním rozdílem mezi těmito modely a CFD spočívám v tom, že explicitně neřeší rovnice pro zákon zachování hybnosti, jelikož neznáme detailní proudové pole ve válci. Místo toho jsou tyto rovnice nahrazeny empirickými vztahy popisujícími vstříknutí paprsku paliva a následné přisávání okolního vzduchu, rovnice pro zákony zachování hmoty a energie a rovnice chemické kinetiky jsou však řešeny i v tomto přístupu. Výsledkem je značné zkrácení výpočetního času. V této diplomové práci se zabývám právě 0D/1D přístupem k modelování spalovacích procesů pomocí softwaru GT Power 7.3.

Hlavním smyslem konstrukce prediktivního modelu spalování v daném motoru je tvorba takového nástroje, pomocí kterého si výzkumný pracovník může, před spuštěním samotného experimentu a provedením měření, rychle odhadnout výsledky s daným nastavením, popř. se vyhnout takové kombinaci parametrů, jež by překonala doporučené hodnoty pro daný motor a předejít tak jeho nadměrnému opotřebení.

Tato diplomová práce se zabývá vytvořením dvou prediktivních modelů spalování – DI Pulse a DI Jet pro moderní vznětový motor s přímým vstřikováním nafty v prostředí GT Power. Termodynamický model je naladěn pomocí třítlakové analýzy jednoválce firmy AVL o vrtání 85 mm a zdvihu 90 mm. Následná optimalizace parametrů je provedena v prostředí modeFRONTIER. Modely jsou kalibrovány na několika sadách experimentálních dat tak, aby co nejlépe odpovídaly průběhy tlaku ve válci, spotřeby paliva, emisí oxidů dusíku a tvorby sazí. Na závěr je ověřena prediktivní schopnost obou modelů mimo rozsah kalibračních dat a diskuze jeho použitelnosti v technické praxi.

2 Měření motor a měřicí soustava

2.1 Výzkumný jednoválcový motor AVL 5402

Předmětem měření je výzkumný jednoválcový motor od firmy AVL (dále jen SCRE – z angl. Single Cylinder Research Engine) instalovaný v Centru vozidel udržitelné mobility (dále jen CVUM) ve vědeckotechnickém parku v Roztokách u Prahy. Toto stanoviště slouží k výzkumným účelům v oblasti spalovacích motorů prováděným Ústavem automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze. Konkrétní parametry motoru jsou uvedeny v *Tabulce 2.1.1*, jsou převzaty z manuálu dodávaného výrobcem [3]. Řezy CAD modelu motoru jsou v příloze (A).

Parametr motoru	Jednotka	Hodnota
Vrtání	[mm]	85
Zdvih	[mm]	90
Zdvihový objem	[mm ³]	511
Kompresní poměr	[-]	17:1 (±0,5)
Přepřínování		externí
Palivo		nafta
Počet válců		1
Počet sacích ventilů		2
Počet výfukových ventilů		2
Systém ventilového rozvodu		DOHC
Otevření sacího ventilu	[°CA]	325,0
Zavření sacího ventilu	[°CA]	626,9
Otevření výfukového ventilu	[°CA]	92,4
Zavření výfukového ventilu	[°CA]	387,1
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	4500
Maximální povolený spalovací tlak	[bar]	150
Systém vstřikování		common-rail
Maximální tlak v railu	[bar]	1800
Průměr trysky vstřikovače	[mm]	0,12
Počet děr vstřikovače		8

Tabulka 2.1.1: Hlavní parametry SCRE AVL 5402.

2.2 Měřicí soustava

Měřicí soustava na SCRE se skládá z low-speed a high-speed data akvizice (LS a HS DAQ, kde LS zaznamenává data za delší časový úsek, HS zaznamenává průběh v rámci jednoho cyklu), dále z odečtu údajů přímo z řídicí jednotky motoru (INCA) a také z několika dalších senzorů (zejména emise). Měřicí kobka je vybavena systémem měření průtoku paliva a kontroly jeho teploty AVL 735S+735C, dále systémem pro nastavení teploty chladicí kapaliny ConsysCool, analyzátozem emisí AMA i60 R1 a systémem pro měření průtoku netěsností spalovacího prostoru AVL Blow By Meter 442.

Přímo na motoru je inkrementální snímač polohy klikového hřídele 365C a výpočtový systém pro úhel klikového hřídele 4CA1. Pro určení tlaku ve válci je použit piezoelektrický snímač AVL GU22C a pro tlak v perifériích piezorezistivní snímače Kulite. Proud ovládající vstříkovač je snímán proudovým transformátorem Pearsons 110. Vyhodnocení dat probíhá pomocí SW IndiCom a Concerto. Dále je motor vybaven plně programovatelnou řídicí jednotkou BOSCH se SW Etas INCA pro čtení dat z jednotky.

Pro vyhodnocení kouřivosti motoru obsahuje kobka Opacimeter 439 a Smoke Meter 415 SE, dále také Smart Sampler zajišťující dodávku vzorku do zařízení, dodávané firmou AVL.

3 Model motoru v prostředí GT Power 7.3

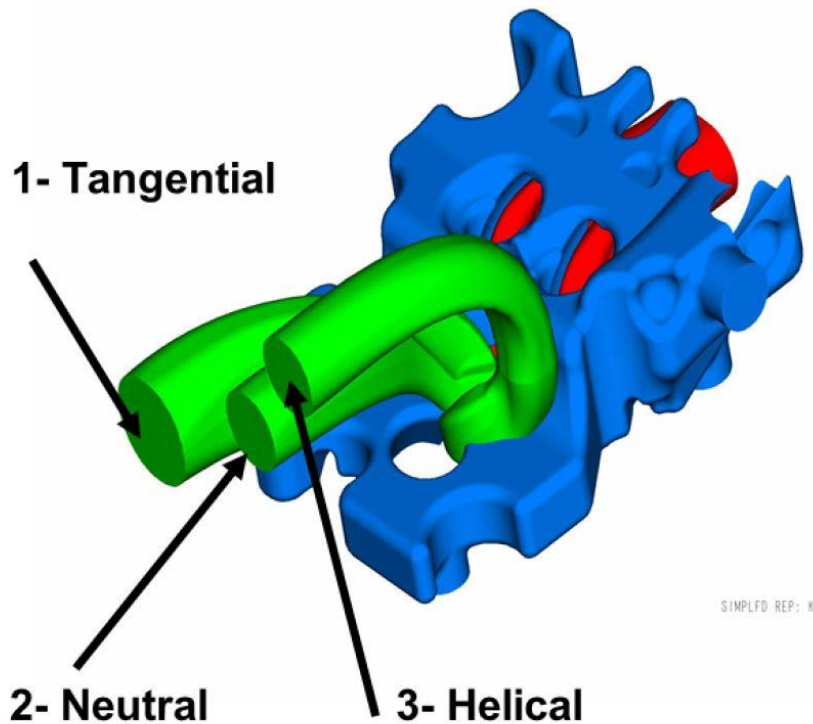
Model motoru je sestaven v simulačním software GT Power 7.3 firmy Gamma Technologies Inc. Jedná se o špičkový software užívaný téměř všemi výrobci spalovacích motorů během vývojové fáze. Je použitelný na všechny typy a velikosti motorů pro nejrůznější aplikace – od automobilů, přes motocykly, železniční a námořní techniku, záložní generátory, až po stavební a zahradní techniku. Obsahuje moduly pro analýzu výkonu, umožňující výpočet nejrůznějších konfigurací motoru a jeho charakteristik [1]:

- křivky výkonu a točivého momentu, průtok vzduchu, objemová účinnost, spotřeba paliva, emise,
- simulace stacionárního, přechodového, nebo jakéhokoliv jiného provozního režimu,
- přepřehování mechanicky i turbodmychadlem, modelování pneumatických systémů,
- vznětové, zážehové a HCCI motory s více módy hoření, více druhy paliv a různými módy vstřikování,
- proměnné časování a zdvih ventilů (VVT a VVL),
- akustická analýza sacího a výfukového traktu,
- tepelná analýza válce, sacího a výfukového potrubí,
- modelování ovládacích systémů, možné propojení se Simulink.

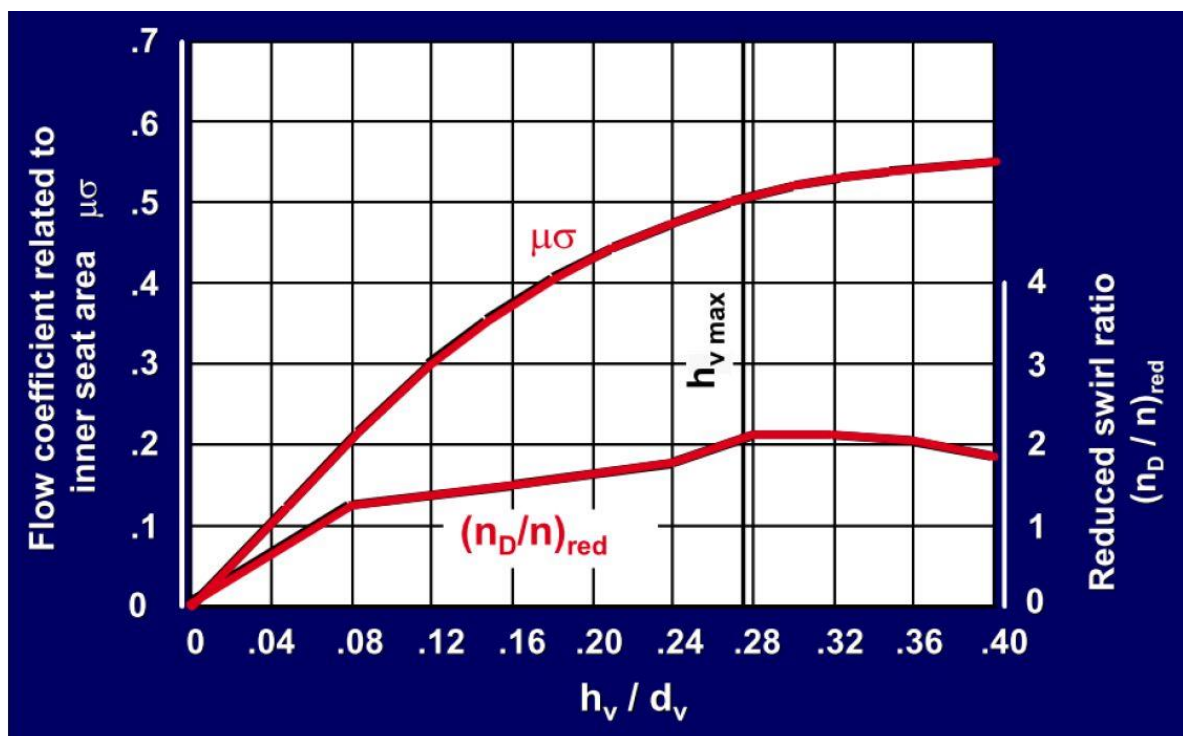
GT Power vyniká zejména vysokou přesností výsledků při řešení komplexních dějů ve spalovacích motorech. Jádrem programu je 1D řešič Navier-Stokesových rovnic, dále obsahuje termodynamické modely pro zachycení vlivu spalování, přenosu tepla, vypařování, dějů ve válci, turbulence a emisí. Vyhodnocení simulace probíhá v přibaleném postprocesoru GT-POST.

Potřebné geometrické rozměry motoru, zdvihové křivky ventilů a průtokový součinitel jsou odečteny z manuálu dodávaného firmou AVL [3]. Hlava motoru obsahuje celkem tři sací a dva výfukové kanály, díky kombinaci jednotlivých sacích kanálů (neutrální, tangenciální a šroubový) je možné ovlivnit vírové číslo a průtokový součinitel, pro účely diplomové práce je však použito jen jedno nastavení a tyto hodnoty považujeme za konstantní. Schéma hlavy s rozdělenými kanály je na *Obr. 3.1*, průběh redukováného průtokového součinitele (Flow coefficient related to inner seat area) a redukováného vírového čísla (Reduced swirl ratio) je pak na *Obr. 3.2*.

Split port concept



Obr. 2.2.1: Schéma hlavy s různým typem sacích kanálů. Při použití všech současně uvádí výrobce vírové číslo $SR \approx 1,7$.

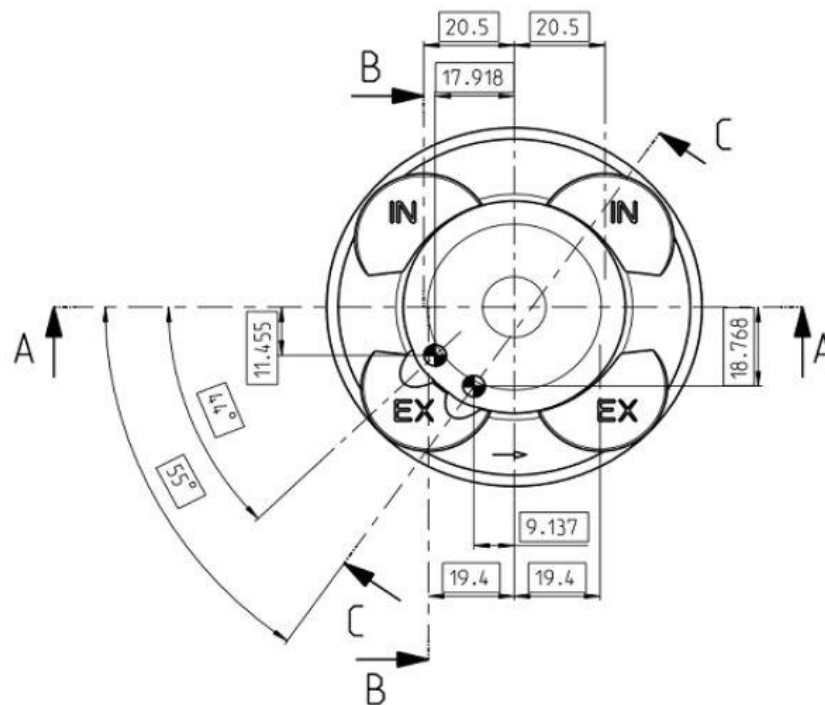


Obr. 2.2.2: Průběh redukovaného vírového čísla $(n_D/n)_{red}$ a redukovaného průtokového součinitele $(\mu\sigma)$ v závislosti na zdvihu sacího ventilu (h_v).

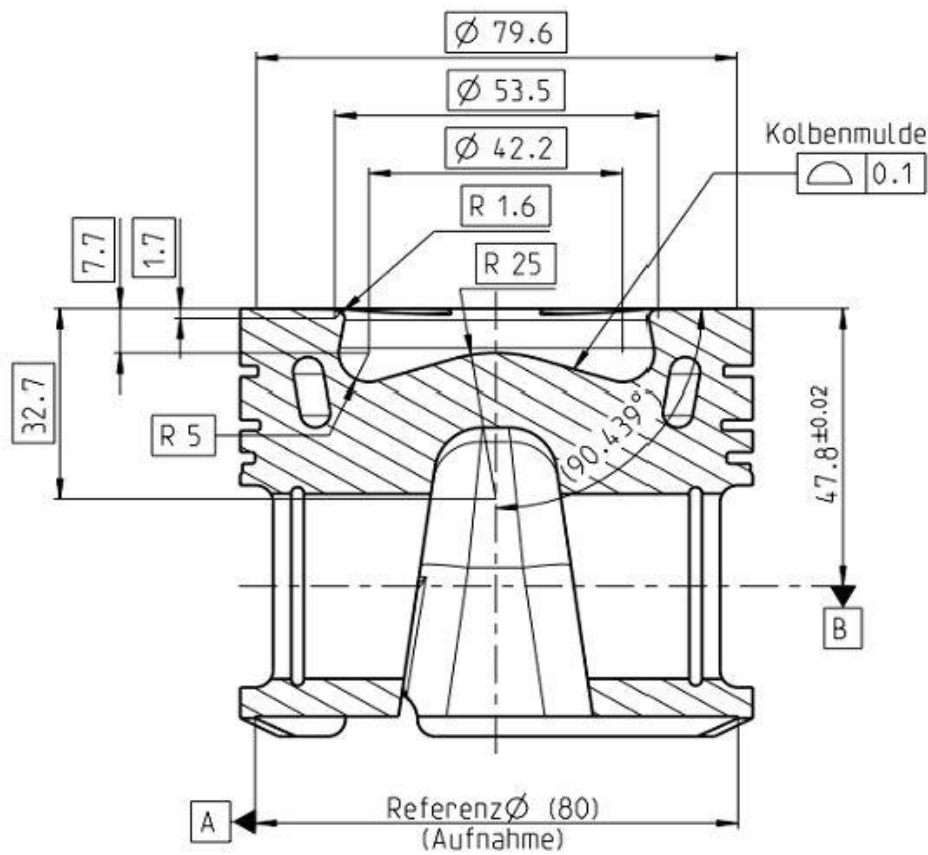
3.1 Kalibrační data

Na kalibraci modelu byly použity dvě sady naměřených dat, jejich rozsah byl zvolen dle příručky GT Power pro Modelování prediktivního spalování nafty a průběhu vstřiku [6]. Naměřená data musí obsahovat následující proměnné – otáčky motoru (RPM), střední indikovaný efektivní tlak (IMEP) a recirkulaci spalin (EGR), a co nejlépe pokrýt celý provozní rozsah dosažitelný na motoru. Průběh hoření je vypočten z průběhu tlaku ve válci, je však nutné pečlivě zkontrolovat kvalitu naměřených dat, aby se do modelu nezačala chyba již v počátku, což lze ověřit pomocí porovnání predikovaného a změřeného průběhu hoření. Výrobce doporučuje změřit 15-25 bodů, u kterých je potřeba zaznamenat tyto veličiny:

- tlak ve válci, v sacím a výfukovém potrubí po $0,5^\circ\text{CA}$ – tzv. třítlaková analýza,
- teplota v sacím kanálu,
- tvar zákona vstřiku po $0,5^\circ\text{CA}$,
- množství vstříknutého paliva, začátek vstřiku (pro každý vstřík),
- průtok vzduchu,
- procento recirkulovaných spalin (EGR),
- emise, nespálené uhlovodíky (HC) a oxid uhelnatý (CO),
- průběh vírového čísla – konstantní při daném nastavení, viz *Obr. 3.2*,
- profil pístní misky – konstantní, *Obr. 3.1.1*, *Obr. 3.1.2*.



Obr. 3.1.1: Výkres rozměrů pístní misky dodaný výrobcem.



Obr. 3.1.2: Výkres rozměrů pístní misky dodaný výrobcem.

Pro první sadu dat bylo použito 18 bodů s téměř konstantními otáčkami, různým zatížením a různým procentem EGR. Tyto body jsou rozděleny do čtyř různých úrovní EGR – body 1-6 odpovídají 0 % EGR, dále 7-10 5 % EGR, 11-14 15 % EGR a 15-18 20 % EGR (u poslední úrovně bylo nutné zvýšit otáčky motoru na 1800 min^{-1} z důvodu nemožného dosažení 20 % EGR při otáčkách 1500 min^{-1}). Motor běží v přepřínovaném režimu s konstantním plnicím tlakem. Konkrétní hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v *Tabulce 3.1.1*.

Druhá sada dat obsahuje celkem 12 bodů při nulovém EGR, rozsah otáček plně pokrývá provozní rozsah motoru $1000\text{-}4000 \text{ min}^{-1}$. Tato data jsou opět rozdělena do čtyř úrovní, tentokrát podle otáček (á 1000 min^{-1}), v každé jsou tři různá nastavení zátěže. Motor pracuje v atmosférickém režimu. Konkrétní hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v *Tabulce 3.1.2*.

Case No. ¹	Číslo bodu	Otáčky motoru [min ⁻¹]	IMEP [bar]	EGR [-]	Plnicí tlak [bar]	Přebytek vzduchu [-]
1	549	1500	18,7	0,00	2,15	1,35
2	550	1500	18,3	0,00	2,16	1,33
3	551	1500	15,9	0,00	2,16	1,59
4	552	1500	13,5	0,00	2,16	1,94
5	553	1500	10,7	0,00	2,16	2,49
6	554	1500	9,1	0,00	2,16	3,03
7	555	1500	18,2	0,10	2,16	1,19
8	556	1500	15,8	0,11	2,16	1,40
9	557	1500	13,5	0,10	2,16	1,68
10	558	1500	10,6	0,09	2,16	2,26
11	559	1500	18,0	0,16	2,16	1,11
12	560	1500	15,8	0,14	2,16	1,34
13	561	1500	13,5	0,14	2,16	1,62
14	562	1500	10,7	0,13	2,16	2,16
15	563	1800	15,9	0,21	2,15	1,27
16	564	1800	13,8	0,19	2,15	1,60
17	565	1800	10,9	0,21	2,15	2,16
18	566	1800	9,3	0,19	2,15	2,65

Tabulka 3.1.1: Seznam změřených bodů v první sadě dat – přeplňovaný režim.

Case No. ¹	Číslo bodu	Otáčky motoru [min ⁻¹]	IMEP [bar]	EGR [-]	Plnicí tlak [bar]	Přebytek vzduchu [-]
1	481	1000	2,1	0	0,97	4,96
2	482	1000	5,0	0	0,97	2,11
3	483	1000	6,7	0	0,97	1,50
4	484	2000	2,2	0	0,97	6,15
5	485	2000	5,3	0	0,97	2,60
6	486	2000	7,6	0	0,97	1,71
7	487	3000	2,3	0	0,96	5,31
8	488	3000	5,2	0	0,96	2,50
9	489	3000	7,3	0	0,96	1,65
10	490	4000	2,7	0	0,96	4,08
11	491	4000	5,6	0	0,96	2,22
12	492	4000	7,4	0	0,96	1,52

Tabulka 3.1.2: Seznam změřených bodů v druhé sadě dat – atmosférický režim.

¹ Case No. odpovídá označení provozního bodu v Case setup (GT Power) u jednotlivých modelů.

Stěžejní veličinou pro kalibraci prediktivních modelů je průběh tlaku ve válci. Ten je měřen ve 200 cyklech u každého provozního bodu a následně průměrován, aby byl vyloučen vliv mezicyklové variability. Dále je měřen tlak v perifériích – sacím a výfukovém kanálu. Tyto hodnoty spolu s průběhem tlaku ve válci umožňují použití přístupu třítlakové analýzy (TPA), detailně popsané v kapitole 3.2 *Model pro třítlakovou analýzu*.

Vstřík se ve všech provozních bodech skládá ze dvou částí – pilotní vstřík, který zabraňuje prudkému nárůstu tlaku (pilot injection), a hlavní vstřík, začínající těsně před HÚ (main injection). Prodleva mezi pilotním a hlavním vstříkem je téměř stejná pro všechny body v dané sadě. Množství vstříknutého paliva a tvary zákona vstříku u jednotlivých bodů byly odvozeny z kalibračního měření vstříkovače BOSCH DLLA 162 P 2160 na vstříkovací stolici firmy EFS, detailněji se provedenému měření věnuji v kapitole 3.3 *Určení dávky paliva*. Jelikož je průběh hoření a tvorby částic u vznětových motorů velmi závislý na vstříkovaní (použitý vstříkovač, vstříkovací tlak, dávkování, počet vstříků), je velmi výhodné takto detailně změřit jednotlivé průběhy vstříků. Přesným určením vstříkované dávky a znalostí hodnoty přebytku vzduchu z analýzy výfukových spalin lze vypočítat průtok vzduchu, který je nezbytný pro správnou kalibraci modelu.

Z emisního hlediska byly zaznamenány následující hodnoty – množství NO_x , CO, H_2 a částic (soot). Množství částic bylo zjištěno nepřímou metodou měřením opacity a kouřového čísla dle metody Bosch. Tyto hodnoty bohužel nelze použít pro kalibraci modelu tvorby sazí a pro tyto účely bylo nutné získat několik dalších bodů s gravimetrickým měřením². Pro kalibraci prediktivního modelu spalování a modelu tvorby NO_x jsou však všechny potřebné metody získány provedeným měřením a takovýto model je možné sestavit.

3.2 Model pro třítlakovou analýzu

V této kapitole je podrobně vysvětlena metoda třítlakové analýzy, následující text je volným překladem z manuálu k GT Power 7.3 [1] s poznámkami ke konkrétnímu provedení v mém modelu. Názvy jednotlivých objektů v GT Power a jejich vlastností byly ponechány pro snadnou dohledatelnost v anglickém originále, ke čtení je tedy vyžadována určitá úroveň znalosti technické angličtiny.

Tento přístup vyžaduje tři změřené tlaky; v sání, válci a výfuku, odtud jeho název třítlaková analýza (TPA). Pro tuto analýzu není třeba odhad podílu zbytkových plynů jako

² V době měření se nevažovalo o kalibraci modelu sazí, potřebná data tím pádem nejsou k dispozici.

vstup. Simulace běží po jednotlivých cyklech, dokud není dosažena konvergence modelu (pokud ji lze dosáhnout). Z dosaženého výsledku je vypočten podíl zbytkových plynů (a další zbytkové veličiny), z toho důvodu nejsou potřeba jako vstupy.

Součástí TPA jsou celkem dva typy analýzy. První, nejpoužívanější je přístup analýzy stacionárního stavu, ve kterém bývají dodaná data průměrovaná, nebo pouze z jednoho cyklu. Hlavním účelem tohoto typu simulace je analyzovat naměřená data a získat z nich jeden průběh hoření pro každé podmínky zvlášť (typicky definované jako „case“). Tento typ analýzy se nazývá „TPA steady“ a je použit v modelu třítlakové analýzy. Druhý možný typ analýzy je opět proveden ve stacionárním stavu s tím rozdílem, že okamžité hodnoty tlaku v sání, válci a výfuku jsou brány v několika po sobě jdoucích cyklech. Smyslem této simulace je analyzovat všechny cykly a odhalit vliv mezicyklové variability. Tento typ analýzy se nazývá „TPA multicycle“. Dále budou oba typy označovány jen jako TPA, jelikož následující platí pro obě metody.

Obdobně k osamocené tlakové analýze je tlak ve válci pro „TPA steady“ dosazen do objektu „EngBurnRate“ definovaného v „Measured Cylinder Pressure Analysis Object“ ve válci. Pro „TPA multicycle“ je tlak ve válci dosazen do objektu „BurnRateMultiCycle“. „Cylinder Pressure Analysis Mode“ se nastaví jako „TPA“. Objekt „FluidInitialState“ může být použit k definování počátečního stavu ve válci, v modelu jsou zadány počáteční hodnoty teploty a tlaku [T_init] a [p_init].

Simulace probíhá v následujících krocích:

- 1) Pro cyklus číslo 1 je použita testovací rychlost hoření a není provedena tlaková analýza.
- 2) Pro cyklus číslo 2 a všechny následující se dopředný běh simulace pozastaví na začátku každého cyklu a vypočítá zdánlivý průběh hoření z podmínek zachycených ve válci v daném bodě (typicky při zavření sacího ventilu) a ze změřeného tlakového profilu. Profil vstřiku (je-li přítomen vstřikovač) a rychlost přestupu tepla jsou převzaty z předchozích cyklu.
- 3) Dopředný běh simulace pokračuje a zdánlivý průběh hoření, vypočítaný v předchozím bodě, je použit během cyklu.
- 4) Cykly se opakují, dokud není dosaženo konvergence.

Hlavní výhodou tohoto přístupu je skutečnost, že veškerá zachycená množství ve válci jsou predikována simulací, včetně podílu zbytkových plynů. Ačkoliv, aby byly tyto hodnoty přesné, musí být přesné i průtokové charakteristiky modelu. Toho je dosaženo izolací

jednotlivých válců a jim příslušných ventilů a kanálů, kde okamžitý změřený tlak v kanálech je použit jako okrajová podmínka pro simulaci (třetím tlakem je tlak ve válci). Nevýhodou tohoto přístupu se však jeví fakt, že jsou vyžadována další naměřená data a výpočty jsou díky požadavku simulace na konvergenci pomalé. Tento přístup je doporučený pro jakýkoliv provozní bod, ve kterém není známa (či lehce odhadnutelná) hodnota podílu zbytkových plynů (při částečném zatížení).

Požadovaná data pro TPA jsou rozebrána v kapitole 3.1 *Kalibrační data*. Množství recirkulovaných výfukových plynů (EGR) je důležité pro korektní termodynamickou analýzu průběhu tlaku ve válci, proto je důležité změřit správný podíl a skladbu výfukových plynů v sacím traktu, pokud motor běží v režimu s externě chlazeným EGR. Prvek „EndEnvironmentTPA“ obsahuje parametr pro přímé specifikování EGR zlomku. Tento zlomek je použit pro míchání produktů výfuku z válce s čerstvou náplní ve správných proporcích.

Cílem třítlakové analýzy bylo určit několik základních parametrů motoru tak, aby korespondoval termodynamický model (především průběh tlaku ve válci) a umožnil tak následnou kalibraci prediktivních modelů. Pro konkrétní účely tohoto modelu byly vyčísleny následující parametry na základě TPA:

- Efektivní kompresní poměr (Compression ratio) – Hodnota tohoto parametru je obvykle o něco nižší než geometrický kompresní poměr motoru (výrobce udává $17:1 \pm 0,5$). Tato nesrovnalost je způsobena deformacemi spalovacího prostoru při vysokých tlacích a teplotách uvnitř válce, neznámými vlastnostmi těsnění hlavy válců, opotřebením motoru, atd.
- Součinitel přestupu tepla (Convection multiplier) – Tento parametr určuje velikost přestupu tepla pomocí Woschniho vzorce [8].
- Ekvivalentní plocha netěsnosti spalovacího prostoru motoru (Blow-by diameter) – Modeluje netěsnost labyrintu pístních kroužků a následnou ztrátu části náplně. Na základě měření byla určena hodnota průtoku takovouto netěsností a z ní určen ekvivalentní průřez netěsnosti.
- Korekce pozice horní úvratě (TDC shift) – Koriguje možné nepřesné určení pozice HÚ. Díky silné závislosti termodynamických parametrů na $^{\circ}\text{CA}$ je nezbytné tuto pozici určit přesně, jelikož by průběh dat nekořespondoval se skutečným děním v motoru (byl by posunut právě o tuto chybu). Nejvíce ovlivněná veličina takovouto chybou je průběh tlaku ve válci.

- Posun změřeného tlaku v sacím kanálu (p BOOST shift) – Koriguje možnou chybu v měření tlaku u nízkotlakého senzoru. Tomuto se nelze úplně vyhnout a každé takové měření absolutního tlaku je zatíženo určitou chybou.
- Posun změřeného tlaku ve výfukovém kanálu (p EXH shift) – Koriguje možnou chybu v měření tlaku u nízkotlakého senzoru. Tomuto se nelze úplně vyhnout a každé takové měření absolutního tlaku je zatíženo určitou chybou.
- Korekce velikosti pilotní dávky – Upravuje velikost pilotního vstříku na základě nízké citlivosti při měření charakteristiky vstřikovače (dáno vysokým rozsahem). Tento parametr je podrobněji popsán v kapitole 4.3 *Korekce velikosti pilotního vstříku*.

Jelikož potřebujeme určit pomocí třítlakové analýzy těchto sedm parametrů, je nutné provést optimalizaci. Jejím cílem je minimalizovat rozdíly mezi simulačními a naměřenými daty určením optimálních hodnot jednotlivých parametrů. Pro optimalizace o více než třech parametrech je velmi složité určit manuálně nejlepší řešení a vyjádřit vliv jednotlivých parametrů na termodynamický model, je tedy nutné využití optimalizačního softwaru – modeFRONTIER [2]. Pro další postup tvorby prediktivních modelů musí být určeny tyto základní parametry jako konstanty v celém průběhu otáček a zatížení motoru. Celý proces probíhá pomocí genetického algoritmu, který se snaží o konvergenci k zadaným cílům optimalizace. Celý proces optimalizace je ukryt v genetickém algoritmu a nedává nám jasný obrázek o přímém vlivu jednotlivých parametrů, proto je potřeba dodatečné ověření správnosti výsledků a vyloučení zřejmých chyb procesu.

V tomto modelu je užita minimalizace několika parametrů, které přímo souvisí s kvalitou naladění modelu podle naměřených dat, všechny hodnoty jsou zprůměrovány přes daný počet provozních bodů. Prvním a nejdůležitějším cílem je minimalizace absolutního rozdílu mezi naměřeným a vypočteným tlakem ve válci ($AVG_abs_pressDiff_avg$)³. Dále LHV multiplier (Lower Heating Value), který určuje násobitel celkové energie v palivu potřebné k uvolnění správného množství chemické energie (ideální hodnota je 1, kdy energie vstříknutého paliva přesně odpovídá potřebné chemické energii), hodnota LHV mutliplieru je určena z TPA. Podle manuálu výrobce je možné považovat hodnoty mezi 0,95 a 1,05 (což odpovídá ±5 %) za přijatelné. V této optimalizaci se minimalizuje absolutní odchylka LHV od

³ Text kurzívou znázorňuje označení parametru v modelu v prostředí modeFRONTIER použitého pro optimalizaci.

1 (*LHV_avg*). Dalším parametrem je pressure shift, určující posun celého pásma naměřených tlaků tak, aby odpovídal tlak těsně po zavření sacího ventilu (*pressure_shift_avg*). Tato chyba je způsobena chybou rozlišení při měření nízkého tlaku u vysokotlakého senzoru tlaku ve válci. Posledním parametrem je minimalizace rozdílu mezi změřeným a vypočteným blow-by, naměřená hodnota je určena průtokem do uklidňovací nádoby (*est_difference_BlowBy_flow_avg*). Při prvotních optimalizacích bylo zjištěno, že průběh LHV multiplier a pressure shift obsahuje špičky, které v některých bodech přesahují rozumné hodnoty, z tohoto důvodu byly zavedeny také minimalizace maximální hodnoty z celého spektra, což pomohlo odstranit tyto špičky a dává celkově hladší průběh parametrů napříč jednotlivými body. V základním nastavení je tedy minimalizováno těchto šest parametrů:

- AVG_abs_pressDiff_avg,
- LHV_avg,
- LHV_max_err,
- pressure_shift_avg,
- pressure_shift_max_error,
- est_difference_BlowBy_flow_avg.

Optimální hodnoty všech parametrů jsou různé pro každý změřený bod, pro větší množství bodů je tedy nemožné použít jejich hodnoty zvlášť a je nutné určit jednu optimální variantu pro všechny body simultánní optimalizací celé sady bodů. Všechny takové varianty jsou zapsány v tzv. pareto množině a je jich opět velké množství. Výběr jedné optimální varianty je proveden na základě váhových funkcí – viz rovnice (3.2.1). X_k jsou jednotlivé parametry, zlomek $\frac{X_k}{X_{kmax}}$ umožňuje normalizaci porovnávání různých parametrů a α_k je váhový faktor parametru (*Tabulka 3.2.1*), součet všech váhových faktorů musí být roven 1.

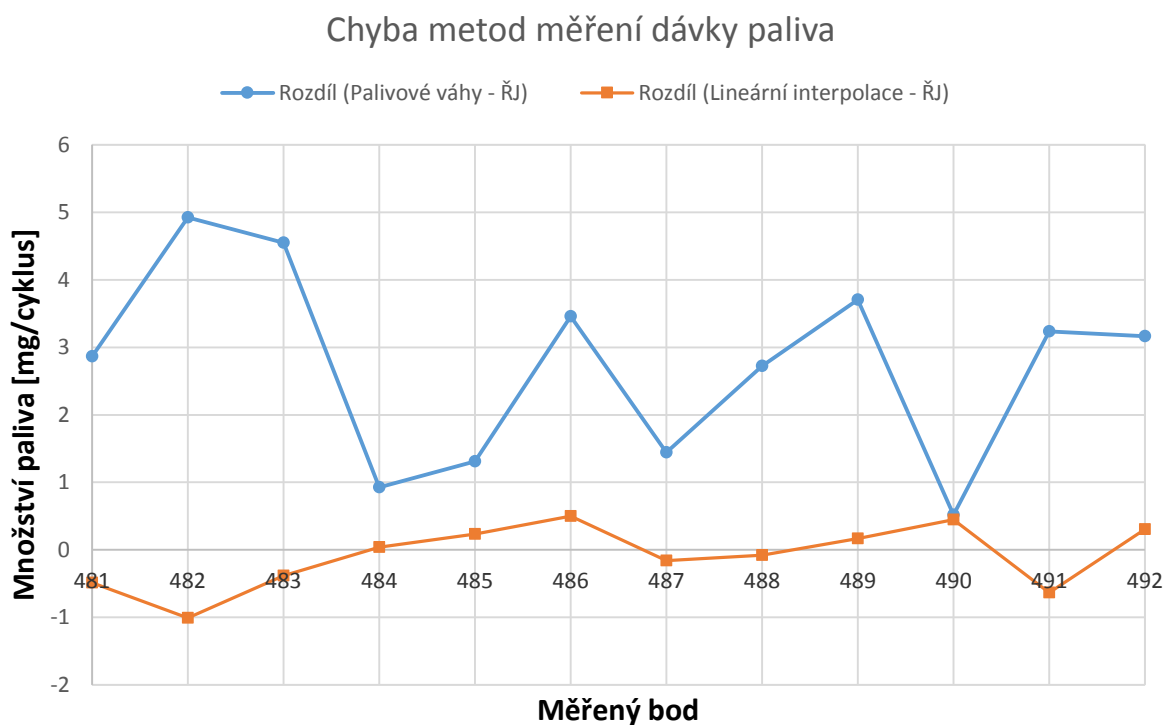
$$F = \sum_{i=1}^k (\alpha_k) \frac{X_k}{X_{kmax}} \quad (3.2.1)$$

Minimalizovaný parametr	Váhový faktor
Průměrný rozdíl tlaku ve válci	0,30
Průměrná odchylka LHV multiplieru	0,30
Průměrný pressure shift	0,15
Průměrný rozdíl blow-by	0,05
Maximální odchylka LHV multiplieru	0,10
Maximální pressure shift	0,10

Tabulka 3.2.1: Váhové faktory minimalizovaných parametrů.

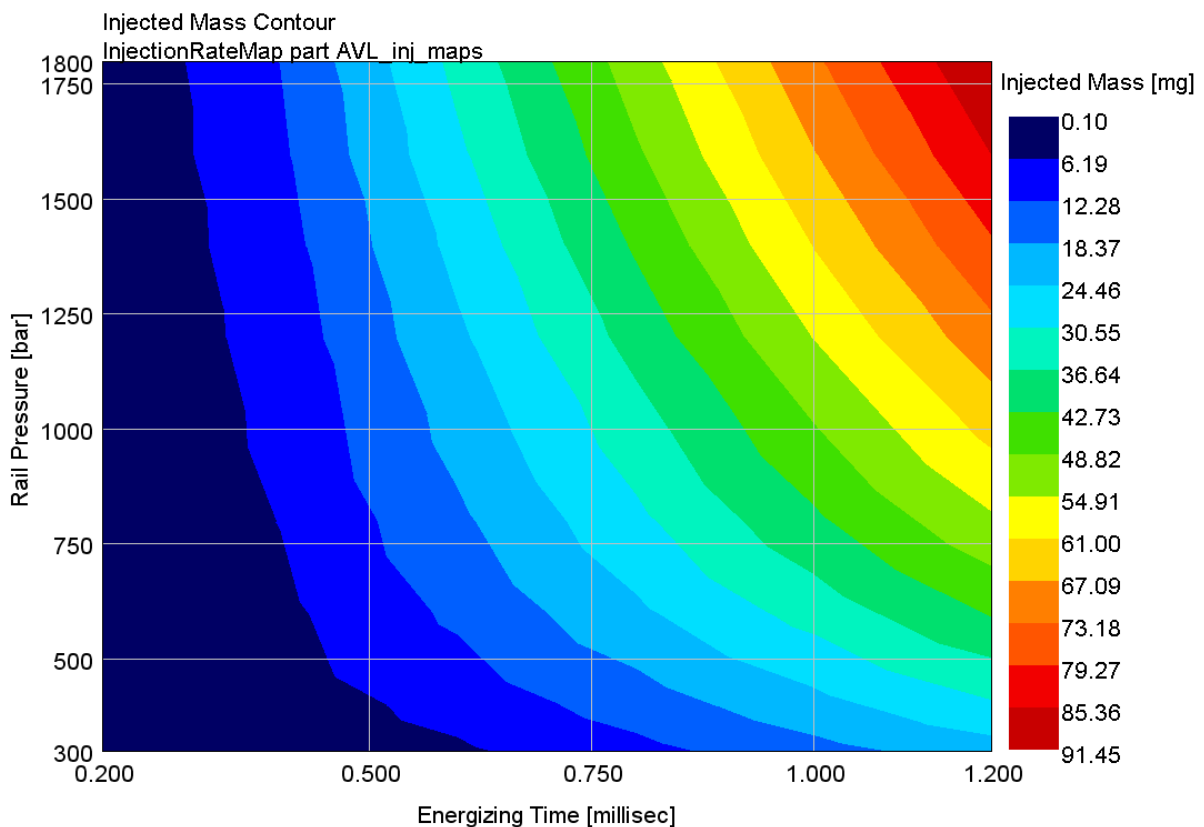
3.3 Určení dávky paliva

Prediktivní modely spalování jsou velmi citlivé na správné určení vstříkované dávky paliva a její průběh. Jsou zde možné dva přístupy – detailní modelování vstříkovače a jeho hydromechanických vlastností v GT Power nebo měření vstříknuté dávky, které bylo použito v tomto modelu. Přesné určení dávky paliva v jednotlivých měřených bodech na zkoušeném motoru je možné přímo měřením z palivových vah integrací průběhu úbytku paliva v nádržce. Jelikož je v CVUM k dispozici vstříkovací stolice EFS ITB 240 RC-V, byla využita ke zjištění detailní charakteristiky vstříkovače BOSCH DLLA 162 P 2160, použitého na SCRE. Měření proběhlo v rozsahu tlaku v railu 300-1800 bar (á 200 bar) a aktivačního času 0,2-1,2 ms (á 0,2 ms), ve kterém se pohybují i všechny měřené body na motoru. Měření každého nastavení proběhlo celkem ve 200 cyklech a jejich průměrná hodnota byla použita pro další výpočet. U jednotlivých křivek průběhu vstříku byla provedena integrace celkové vstříknuté dávky, pro přesnější určení hodnoty byl u každého bodu určen konec vstříku, aby byl odstíněn vliv zákmitu jehly. Následně byla připravena tabulka v prostředí Excel pro lineární interpolaci mezi jednotlivými hodnotami, viz příloha (E). Porovnáním výsledků této interpolace a dat naměřených z palivových vah byla zjištěna velká odchylka od hodnoty požadované řídicí jednotkou u druhé zmíněné metody, viz *Obr. 3.3.1*.



Obr. 3.3.1: Chyba metod měření dávky paliva.

Z naměřených dat byla vytvořena mapa velikosti vstřiku, která byla zadána do objektu vstřikovače v GT Power (*AVL_injector*). Získaná mapa velmi jasně ukazuje závislosti mezi tlakem v railu a aktivačním časem elektromagnetu, viz *Obr. 3.3.2*. Později bylo zjištěno, že v oblasti malých dávek vzniká při takovémto měření určitá chyba, kterou je potřeba kompenzovat, více se tomu věnuji v kapitole *4.3 Korekce velikosti pilotního vstřiku*.



*Obr. 3.3.2: Získaná mapa velikosti vstřiku je použita pro model vstřikovače v GT Power (*AVL_injector*).*

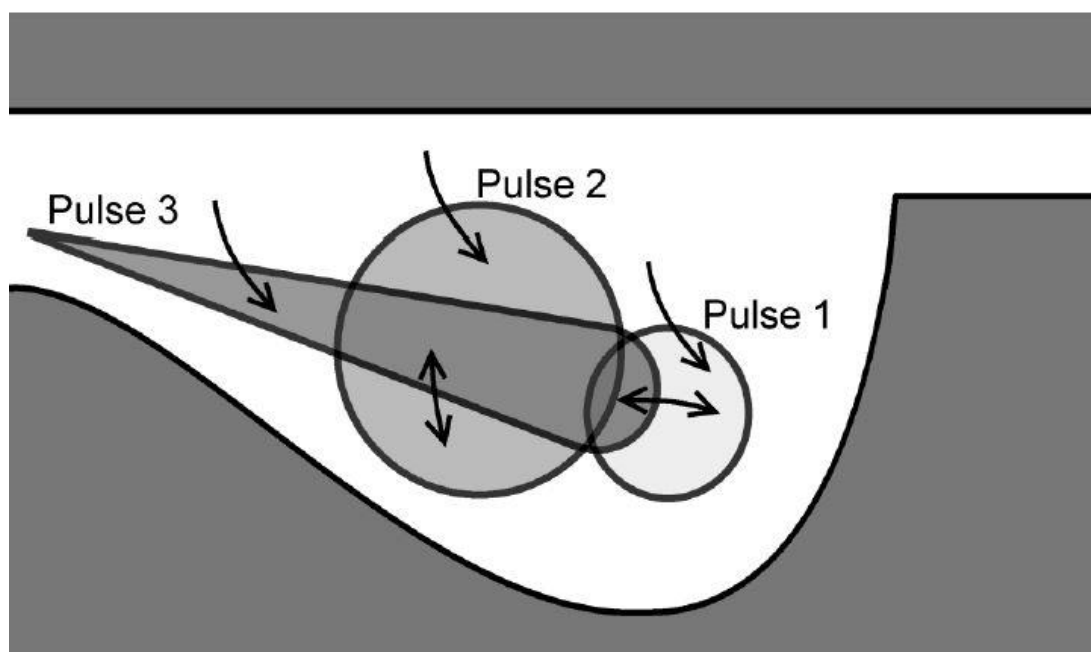
3.4 Prediktivní model spalování DI Pulse

K prediktivnímu modelování spalování v motoru AVL bylo použito dvou různých modelů vhodných pro toto použití, prvním z nich je DI Pulse. Následující text je volným překladem z manuálu k GT Power 7.3 [1] s poznámkami autora. Tento model spalování predikuje rychlost hoření a příslušné emise pro vznětové motory s přímým vstřikem o více pulsních vstřicích. Všimněte si, že existuje i alternativní prediktivní model spalování ve vznětových motorech s názvem „EngCylCombDIJet“, je však doporučeno používat model DI Pulse, jelikož mezi jeho výhody patří podstatně kratší výpočetní časy při zachování či překročení prediktivních schopností modelu DI Jet.

Základní přístup tohoto modelu je sledovat palivo při vstříknutí, vypařování a míchání s okolními plyny a následné hoření. Z toho vyplývá, že je potřeba mít k dispozici naprosto přesný profil vstříku, abychom dosáhli rozumné výsledky. Model DI Pulse by měl být kalibrován tak, aby odpovídal průběh spalování vypočítaný z analýzy tlaku ve válci.

Obsah válce je rozdělen do tří diskrétních termodynamických zón, každá má svou vlastní teplotu a složení. Hlavní **nespálená zóna** obsahuje všechnu hmotu ve válci při zavření sacího ventilu, **zóna nespáleného paprsku** obsahuje vstříknuté palivo a přisáté plyny a **zóna spáleného paprsku** obsahuje produkty spalování. DI Pulse také obsahuje několik submodelů, které simulují relevantní fyzikální procesy, jež probíhají během vstříku a spalování. Tyto submodely berou v potaz fyzikální podmínky ve válci a jsou popsány níže. Existují zde čtyři atributy modelu „EngCylCombDIPulse“, které by měly být použity pro kalibraci.

- Fuel Injection (vstříknutí paliva) – Každý sousedící proces vstříknutí paliva je definován jako jeden puls a je sledován nezávisle na všech ostatních pulsech. Může být vstříknuto libovolné množství pulsů, není zde rozlišováno mezi pilotním, hlavním a dodatečným vstříkem, viz *Obr. 3.4.1*. Vstříknuté palivo je přidáno do zóny nespáleného paprsku.



Obr. 3.4.1: Schéma míchání jednotlivých pulsů v modelu DI Pulse.

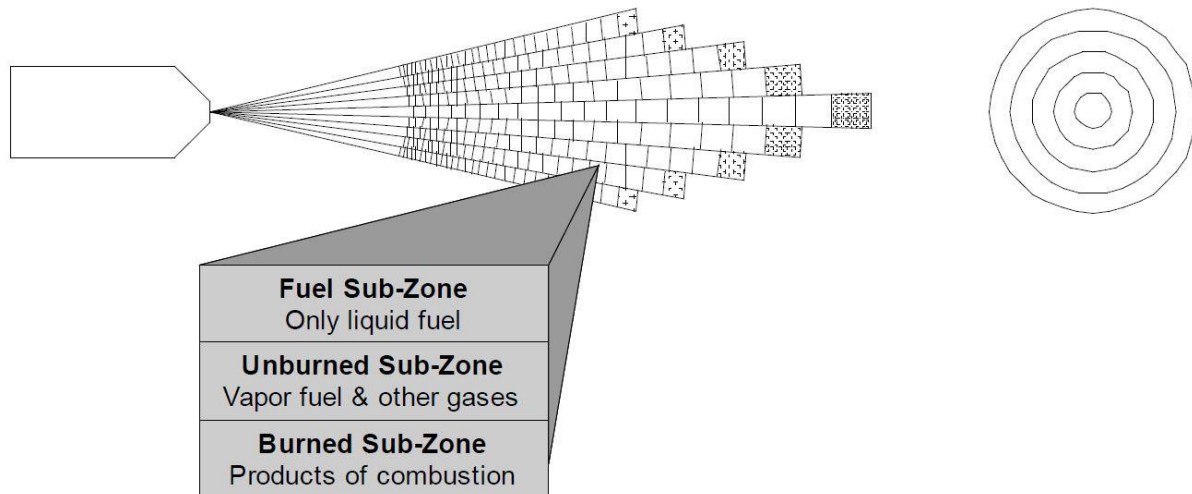
- Entrainment (přisávání) – Jak paprsek proniká do spalovacího prostoru, je zpomalován přisáváním okolních spálených a nespálených plynů do prostoru paprsku. Vzájemné míchání jednotlivých pulsů se děje formou přisávání. Míra přisávání je určena aplikováním zákona zachování hybnosti na empirický zákon doletu paprsku a lze ji upravit pomocí parametru *Entrainment Rate Multiplier*.
- Evaporation (vypařování) – Palivo se vypařuje při zahřívání strženým plynem.
- Mixing (míchání) – Vypařené palivo a stržený plyn v každém pulsu se vzájemně míchají v procesu řízeném turbulencí.
- Ignition (zážeh) – Směs v každém pulsu prodělá zpoždění zážehu modelované Arrheniovým vztahem, toto lze modifikovat v parametru *Ignition Delay Multiplier*.
- Premixed Combustion (kinetická fáze hoření) – Když je puls zažehnut, je v něm obsažená směs odložena stranou pro kinetickou fázi hoření. Rychlost tohoto hoření je dle předpokladu limitována kineticky a může být ovlivněna parametrem *Premixed Combustion Rate Multiplier*.
- Diffusion Combustion (difúzní fáze hoření) – Poté co je puls zažehnut, pokračují zbytky nepromíchaného paliva a stržené plyny v míchání a hoření v difúzně limitované fázi hoření. Rychlost hoření lze změnit parametrem *Diffusion Combustion Rate Multiplier*.

3.5 Prediktivní model spalování DI Jet

Druhým použitým prediktivním modelem spalování je DI Jet. Následující text je volným překladem z manuálu k GT Power 7.3 [1] s poznámkami autora. Tento model spalování predikuje rychlost hoření a příslušné emise pro vznětové motory s přímým vstříkem o jednom či více pulsních vstřicích. Model DI Jet je založen na materiálech [4] a [5]. Výrobce doporučuje použít model DI Pulse, který má výrazně kratší výpočetní časy a stejnou či lepší prediktivní schopnost.

Základní přístup tohoto modelu je stejný jako u DI Pulse, tedy sledovat palivo při vstříknutí, vypařování a míchání s okolními plyny a následné hoření. Z toho opět vyplývá, že je potřeba naprosto přesný profil vstříku, abychom dosáhli rozumné výsledky. Model DI Jet by měl být kalibrován tak, aby odpovídal průběh spalování vypočítaný z analýzy tlaku ve válci. Ke zkrácení výpočetního času je možné použít pro několik počátečních cyklů model spalování DI Wiebe, aby mohl konvergovat průtok vzduchu k téměř stacionárnímu stavu, než bude spuštěn model DI Jet.

Celé množství vstříknutého paliva je rozděleno do několika zón: 5 radiálních zón a spousta axiálních řezů. Každá zóna dále obsahuje subzóny pro kapalné palivo (Fuel Sub-Zone), nespálené vypařené palivo a stržené plyny (Unburned Sub-Zone) a poslední pro spálené plyny (Burned Sub-Zone), toto je znázorněno na *Obr. 3.5.1*.



Obr. 3.5.1: Rozdělení zón a subzón v modelu DI Jet.

Celkové množství paliva ve všech zónách je rovné danému profilu vstřiku [mg/cyklus] dělenému daným počtem vstřikovacích otvorů, protože DI Jet modeluje paprsek vycházející pouze z jednoho otvoru trysky. Těsně po vstříknutí paliva do zóny je všechno palivo převedeno do subzóny pro kapalné palivo, ostatní subzóny jsou prázdné. Jak se zóna pohybuje ve válci, rozpadá se na kapičky a začíná přisávat okolní vzduch a vypařovat kapalné palivo, tvoří tak nespálenou subzónu. Stržený vzduch způsobí snížení rychlosti zóny, jelikož je zachována její celková hybnost. Vnější zóny přisávají okolní vzduch rychleji než vnitřní zóny, tím se jejich rychlost snižuje rapidněji, což má za následek menší dolet zóny, čehož si lze všimnout i na *Obr. 3.5.1*.

Nespálená zóna se začne zapalovat na základě průběhu tlaku ve válci, teploty v zónách a směšovacího poměru. Teplota v jednotlivých zónách je vypočtena s přihlédnutím k teplotě vstřikovaného paliva, teplotě strženého vzduchu a vlivu vypařování paliva. Směšovací poměr v zónách je znám z hmotnosti odpařeného paliva a vzduchu v nespálené subzóně. Během spalování se nespálené palivo a vzduch přesunou do spálené zóny, kde dále mění její složení a teplotu. Hodnoty emisí NO_x a sazí jsou vypočítány nezávisle v každé spálené subzóně na základě lokálního směšovacího poměru a teplot. Celkové množství NO_x a sazí ve válci je

integrováno přes všechny jednotlivé spálené subzóny. Zóny se sloučí v momentě, jakmile relativní rychlost jedné zóny způsobí, že předběhne zónu před ní. Rozdíl v rychlostech jednotlivých zón je způsoben rozdílným vstřikovacím tlakem a množstvím strženého vzduchu. Když se zóny spojí, jejich číslo odpovídá číslu předběhnuté zóny. Následuje detailní popis celého procesu predikce pomocí modelu DI Jet, který je založen na [4].

3.5.1 Termodynamika

Středem celého modelu je řešení energetických rovnic, zatímco ostatní submodely, popsané níže, jsou s tímto řešením propojeny a dodávají mu počáteční a průběžné podmínky. Vzhledem k důležitosti tohoto centrálního přístupu je k výpočtům z termodynamického hlediska přístupováno velmi přísně a pečlivě tak, aby výsledky byly co možná nejpřesnější. Obsah válce je rozdělen do zóny původního obsahu vzduchu a několika set dalších menších zón obsahujících palivo, reprezentující palivo vstříknuté skrze každý jednotlivý otvor v trysce vstřikovače. Každá z těchto zón je dále rozdělena na tři subzóny (viz *Obr. 3.5.1*), z nichž:

- Každá subzóna kapalného paliva se nejprve rozrůstá při vstřiku paliva, poté je její hmotnost během periody vypařování paliva postupně redukována až k nule.
- Nespálená subzóna se nejprve rozrůstá přijetím par paliva a vzduchu z původní vzduchové zóny, poté po zážehu předává svoji hmotu do spálené subzóny. Typicky se časem hmotnost této subzóny zredukuje na nulu, pokud neobsahuje příliš bohatou nebo chudou směs a tudíž nemůže probíhat hoření.
- Spálená subzóna dostane hmotu z nespálené subzóny a postupně monotónně roste během celého procesu, jakmile nespálená subzóna úplně vyhoří, začne spálená subzóna přisávat vzduch kolem paprsku a nabývat tak na hmotnosti.

Termodynamika každé subzóny je posuzována stejným konzistentním způsobem, který zajišťuje zachování energie v každé subzóně a zároveň i v celém válci jako takovém. To vyžaduje postupnou iteraci při každém časovém kroku, dokud není energie zachována zvlášť v každé subzóně a v celém válci. Počet aktivních zón v každém časovém kroku začíná jednou zónou během kompresního zdvihu, poté se postupně rozrůstá, jak jsou přidávány subzóny paliva, dále se tvoří nespálené subzóny a na závěr se objeví spálené subzóny zaujímající místo nespálených zón, v kterých nastal zážeh směsi. Tekuté subzóny postupně mizí a poté zmizí i většina nespálených subzón, takže je během otvírání výfukového ventilu téměř všechna hmota koncentrována ve spálených subzónách.

Termodynamické vlastnosti látek účastnících se spalování (tekuté a odpařené palivo, vzduch, nespálené zbytky a produkty spalování) jsou vypočítány na základě detailní termodynamické procedury. Vlastnosti paliva jsou převzaty z dostupné literatury (v GT Power je obsažena knihovna vlastností paliv), včetně LHV, výparného tepla a polynomických závislostí entalpie pro tekutý a odpařený stav. Vlastnosti vzduchu a jedenácti dalších produktů spalování jsou popsány v tabulkách JANAF⁴. Během spalování a při vysokých teplotách je směs popsána na základě kinetické rovnováhy mezi jednotlivými prvky a sloučeninami – N₂, O₂, CO₂, H₂O, CO, OH, NO, H₂, O, H a N. Výpočet využívá upravený algoritmus Olikary a Bormana⁵.

3.5.2 Model hoření paprsku

1) Proces vstříknutí paliva

Vstříknuté palivo je reprezentováno paprskem paliva, rozděleným do spousty malých dílků. Doba trvání vstříku je rozdělena až na 100 časových kroků. Během každého časového kroku je palivo akumulováno do pěti nových radiálních zón. Všechny pět nových radiálních zón je simultánně vypuštěno na konci každého časového kroku a následně promícháváno s okolním vzduchem. Každá z radiálních zón obsahuje stejné množství paliva, ale má různé velikosti kapiček a jejich rychlosti. I přes rozdělení paprsku až na $100 \times 5 \times 3 = 1500$ možných zón, ve kterých je nutné vypočítat termodynamické řešení, je model velmi efektivní a je schopný získat celkové řešení na moderním počítači velmi rychle.

⁴ JANAF Thermochemical Tables, NSRDS-NB537, U.S. National Bureau of Standards, June 1971.

⁵ Olikara, C., and Borman, G.L., “A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Application to I.C. Engines,” SAE Paper 750468.

2) Vývin paprsku paliva

Palivo vstupuje do spalovacího prostoru s nominální osovou rychlostí rovnou:

$$U_i = C_n \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_i - p_c)}{\rho_{fi}} \cdot \frac{\rho_{fc}}{\rho_{fc}}} \quad (3.5.2.1)$$

C_n je výtokový součinitel trysky – poměr mezi teoreticky možným a skutečným průtokem tryskou (typické hodnoty okolo 0,7). Všechny dílky postupují jako sloupcový paprsek až do času rozpadu paprsku t_{br} , kdy se rozpadnou na spoustu malých kapiček a začnou se mísit se vzduchem. Až do času rozpadu se šíří paprsek spalovacím prostorem při téměř konstantní rychlosti, určující dolet paprsku (v jeho ose):

$$S = U_i \cdot \left[1 - 0,06 \cdot \left(\frac{t}{t_{br}} \right)^7 \right] \quad (3.5.2.2)$$

Čas rozpadu paprsku je velmi malý (v řádech jednotek °CA) a je vypočítán jako:

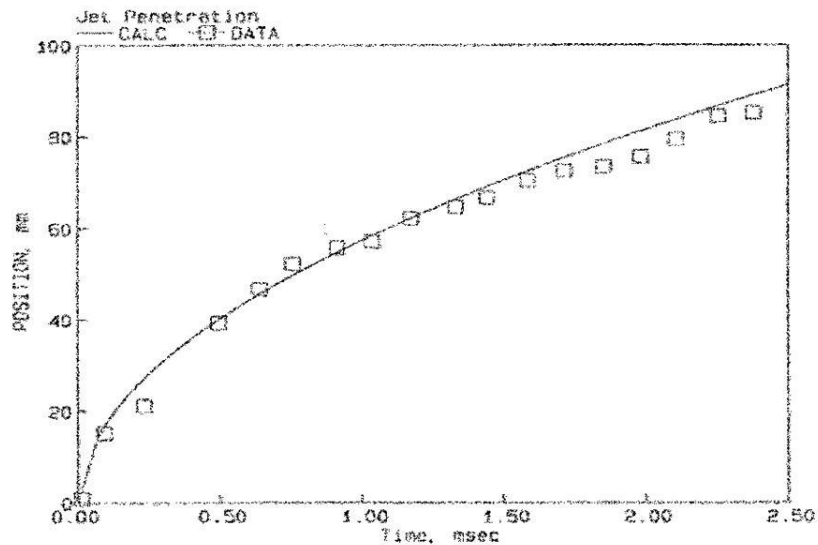
$$t_{br} = 0,29 \cdot \left(3 + \frac{L_n}{D_n} \right) \cdot \frac{\rho_{fc}}{\rho_a} \cdot \frac{D_n}{U_i} \quad (3.5.2.3)$$

Výše zmíněná rovnice byla získána z rovnice pro dolet do vzdáleného pole při uvažování stejných podmínek, které vyžadují, aby byla rychlost paprsku konstantní během doby rozpadu. V čase rozpadu je běžný dolet paprsku zhruba 20-100 průměrů trysky ve spalovacím prostoru. Po čase rozpadu pokračuje paprsek se sníženou rychlostí (v ose paprsku):

$$S = U_i \cdot t_{br} \left[\left(\frac{t_{br}}{t} \right)^{0,5} - 0,06 \right] \quad (3.5.2.4)$$

Konstanty v tomto modelu byly určeny porovnáním výsledků predikce modelu s další literaturou, zde je například porovnání doletu paprsku s modelem dle Shimady⁶ (Obr. 3.5.2.1):

⁶ Shimada, T., Shoji, T., and Takeda, Y., “The Effect of Fuel Injection Pressure on Diesel Engine Performance,” SAE Paper 891919.



Obr. 3.5.2.1: Porovnání výsledků doletu paprsku s modelem dle Shimady.

Vír (definován vírovým číslem R) ovlivňuje axiální dolet paprsku následovně:

$$S_s = \frac{S}{\left(1 + \frac{R \cdot \pi \cdot rpm \cdot S}{U_i}\right)} \quad (3.5.2.5)$$

Uvedené rovnice popisují dolet paprsku S na jeho ose. Dolet paprsku mimo osu je vypočten ze stejných rovnic, ale rychlost paprsku je redukována přenásobením distribuční funkcí radiální rychlosti, nabývající hodnot od 1 do 0,5 v radiálním směru dle exponenciální závislosti. Teplota vstříknutého paliva je zvýšena díky tření jak prochází tryskou. Tento nárůst může být v moderních vysokotlakých vstřikovacích systémech velký, nárůst teploty třením během vstřiku je dán následující rovnicí, kde C je tepelná kapacita paliva a zlomek $\frac{dr}{dp}$ znázorňuje stlačitelnost paliva:

$$\Delta_{tf} = \left[1 - \frac{\rho_{fi}}{\rho_{fc}} \cdot \frac{\delta\rho}{\delta p} - 1,02 \cdot C_n \cdot \left(\frac{\rho_{fi}}{\rho_{fc}}\right)^2 \right] \cdot \frac{p_i - p_c}{\rho_{fi} \cdot C} \quad (3.5.2.6)$$

3) Rozpad do kapiček

Palivo se rozpadá na malé kapičky, jejichž průměr je vypočítán z korelace pro Sauterův střední průměr (SMD), konkrétní vztah použitý v modelu byl vyvinut regresi experimentálních dat z dostupné literatury:

$$D_d = 60 \cdot D_n \cdot Re^{-0,22} \cdot We^{-0,31} \cdot \left(\frac{\rho_{fc}}{\rho_a}\right)^{-0,17} \quad (3.5.2.7)$$

Všechny kapičky v dané subzóně mají dle předpokladu stejný průměr. SMD pro jednotlivé radiální subzóny je vypočítán přenásobením nominální hodnoty SMD profilem, který zahrnuje vliv shlukování kapiček v ose paprsku díky vyšší hustotě zvětšením hodnoty průměru a tendenci menších kapiček pohybovat se směrem k vnějšku paprsku.

4) Přisávání vzduchu

Jak se paprsek vyvíjí, tak s sebou přisává vzduch a zbytky z předchozího cyklu, které jsou součástí počáteční náplně válce. Míra přisávání je vypočítána z principu zachování počáteční hybnosti paprsku. Počáteční hybnost každé zóny je vypočítána z její počáteční rychlosti U_i a hmotnosti paliva m_f . Zóna kapalného paliva zpomaluje dle rovnic uvedených výše. Užitím principu zachování hybnosti lze vypočítat celkové množství strženého vzduchu m_a v každém okamžiku jako násobek množství paliva v dané zóně:

$$m_a = m_f \cdot \left[\frac{U_i}{\left(\frac{dS_s}{dt}\right)} - 1 \right] \quad (3.5.2.8)$$

Míru přisávání vzduchu v každém okamžiku lze vypočítat časovou derivací výše uvedené rovnice. Až do okamžiku zápalu je tak rovna:

$$\frac{dm_{a1}}{dt} = C_b \cdot \frac{dm_a}{dt} \quad (3.5.2.9)$$

Po začátku hoření v dané subzóně předpokládáme zpomalení míry přisávání vzduchu:

$$\frac{dm_{a1}}{dt} = C_a \cdot \frac{dm_a}{dt} \quad (3.5.2.10)$$

Poté, co se paprsek srazí s povrchem misky, je vytvořen podél bočních stěn misky „stěnový paprsek“. Míra přisávání je dále modifikována, aby zahrnula vliv vývinu stěnového paprsku podél povrchu misky:

$$\frac{dm_{a2}}{dt} = C_w \cdot \frac{dm_{a1}}{dt} \quad (3.5.2.11)$$

5) Vypařování kapiček

Po vstříknutí paprsku paliva a oddělení jednotlivých kapiček dochází k jejich vypařování, a tak se postupně zmenšuje jejich SMD. Rychlost vypařování je silně závislá na relativní rychlosti kapičky. Odporová síla působící proti směru rychlosti kapiček snižuje exponenciálně jejich rychlost na základě následující diferenciální rovnice odvozené ze Stokesova zákona:

$$\frac{\delta U_d}{\delta t} = -18 \cdot U_d \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot D_{d2}} - 3 \cdot \frac{U_d}{D_d} \cdot \frac{\delta D_d}{\delta t} \quad (3.5.2.12)$$

Řešení zmíněné rovnice vede na exponenciální úbytkovou funkci s časovou konstantou úměrnou $\frac{D_{d2}}{n_a}$ (typická hodnota je v řádech 10^{-5}). Jakmile jsou kapičky zpomaleny na rychlost okolního vzduchu (jejich relativní rychlost klesne na nulu), jsou hodnoty Sherwoodova čísla pro rychlost vypařování a Nusseltova čísla pro konvektivní přenos tepla rovny 2. Vypařování kapiček může být limitováno dvěma způsoby – difúzí nebo varem. V případě limitace difúzí je rychlost vypařování kapičky dána následující rovnicí, ve které a je difuzivita a G hmotnostní tok:

$$\begin{aligned} \frac{dm_v}{dt} &= G \cdot \pi \cdot D_{d2} \\ \beta &= \frac{Y_0 - Y_\infty}{1 - Y_\infty} \\ G &= \frac{\rho \cdot Sh \cdot \alpha \cdot \ln(1 + \beta)}{D_d} \\ Sh &= 2 + 0,57 \cdot Sc^{0,33} \cdot Re^{0,5} \end{aligned} \quad (3.5.2.13)$$

Pokud je vypařování limitováno varem, je rychlost vypařování úměrná rychlosti přenosu tepla a její výpočet zahrnuje zákon zachování energie. V tomto případě je hmotnostní tok G :

$$G = \frac{Q}{h_{fg}} \quad (3.5.2.14)$$

Q je tepelný tok kapičky a h_{fg} je skupenské výparné teplo. Režim vypařování je určen z výpočtu tlaku par na povrchu kapičky. Pokud přesáhne tlak par tlak ve válci, je režim vypařování změněn na varem limitovaný. Pro oba režimy vypařování jsou teplota kapičky, rychlost přenosu tepla, rychlost vypařování a její průměr počítány spojitě tak, aby byla rychlost vypařování přesně určena jako funkce teploty kapičky a jejího průměru. Přenos tepla do kapičky obsahuje příspěvky od konvekce, vyzáření do stěn a záření z okolních spálených plynů tvořících saze. V běžných případech je konvektivní přenos tepla dominantní a je určen rovnicí dle Ranze a Marshalla⁷:

$$Nu = 2 + 0,57 \cdot Pr^{0,33} \cdot Re^{0,5} \quad (3.5.2.15)$$

S energetickou rovnicí pro kapičky je zacházeno stejně jako s rovnicemi pro nespálenou a spálenou zónu, a tak není třeba separátních rovnic pro teplotu kapičky a její průměr.

6) Zážeh

Zpoždění zážehu je vypočítáno zvlášť pro každou nespálenou subzónu. Výpočet je založen na integrálu zážehu I , integrující kinetické vyjádření rychlosti zážehu. Zážeh nastane v okamžiku, kdy je hodnota integrálu I rovna jedné:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{A_i}{\varphi \cdot (3 - \varphi)^2 \cdot p \cdot B_i \cdot e^{\frac{C_i}{T}}} \quad \dots \text{pro } \varphi < 3,0 \\ \tau &= \infty \quad \dots \text{pro } \varphi \geq 3,0 \end{aligned} \quad (3.5.2.16)$$

$$I = \int \frac{dt}{\tau}$$

⁷ Ranz, W.E., and Marshall, W.R., "Evaporation from Drops", Chemical Engineering Progress, Vol. 48, 1952.

7) Hoření

Model hoření je formulován tak, aby bylo schopné pojmut oba režimy limitace – směšovací poměrem a kinetické, zároveň musí mezi těmito režimy plynule přepínat. Za normálních podmínek je hoření ve vznětovém motoru limitováno směšovací poměrem tak, že pokračuje rychlostí omezenou pouze dostupným množstvím par paliva a kyslíku ve správném poměru. V tomto případě je rychlost, kterou kinetika hoření probíhá, tak velká, že nepřidává žádnou další limitaci pro proces hoření. Avšak pokud je teplota plynů nízká, klesá kinetika hoření exponenciálně a v určitém okamžiku se stane limitujícím faktorem hoření. To může nastat při studeném startu motoru a také v pozdějších částech expanze, dále také při velmi chudé směsi. Kinetická rychlost hoření je ve smyslu spotřeby paliva vypočítána na základě následující reakce:

$$\begin{aligned} \frac{dm_k}{dt} &= A_c \cdot \varphi \cdot (3 - \varphi)^2 \cdot p \cdot B_c \cdot e^{\frac{C_c}{T}} \dots \text{pro } \varphi < 3,0 \\ \frac{dm_k}{dt} &= 0 \dots \text{pro } \varphi \geq 3,0 \end{aligned} \quad (3.5.2.17)$$

Pokud je hoření limitováno kineticky, je palivo spotřebováváno (spalováno) s rychlostí předepsanou výše uvedenou rovnicí. V takovém případě jsou hmotnost paliva vypočítána touto rovnicí plus hmotnost vzduchu dle směšovacího poměru nespálené subzóny převedeny z nespálené do spálené subzóny, zaujímající její místo. Pokud je hoření limitováno směšovací poměrem, tedy množství dostupného paliva v nespálené subzóně je menší než předepsané rovnicí, je spáleno pouze dostupné palivo. V obou případech je však kladen důraz na to, aby rovnovážný stav ve spálené subzóně nepřekročil množství dostupného uhlíku. Je nutné zdůraznit, že i poté, co se spotřebovalo veškeré palivo v nespálené subzóně (hoření skončilo), může docházet k uvolnění energie z paliva díky oxidaci látek ve spálené subzóně, jak je její obsah dále ředěn strženým vzduchem.

8) Model emisí NO_x

Formace NO probíhá dle rozšířeného Zeldovičova mechanismu:



Kde rychlostní konstanty (v jednotkách $\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{mol}$) jsou:

$$\begin{aligned}k_{-1} &= 7,6 \cdot 10^{10} \cdot e^{\frac{-38000}{T_b}} \\k_2 &= 6,4 \cdot 10^6 \cdot e^{\frac{-3150}{T_b}} \\k_3 &= 4,1 \cdot 10^{10} \cdot e^{\frac{-24500}{T_b}}\end{aligned}\tag{3.5.2.19}$$

T_b je teplota spálené subzóny, hodnoty k_{-1} , k_2 a k_3 jsou převzaty dle doporučení Heywooda⁸. Protože je rychlost reakcí pro O, OH a H daleko větší než pro NO a za předpokladu, že N je konzumován stejnou rychlostí, jakou je produkován, mohou být tyto tři kinetické rovnice redukovány do jedné:

$$\begin{aligned}\frac{d[NO]}{dt} &= \frac{2 \cdot R_1 \cdot (1 - b_2)}{\frac{b \cdot R_1}{R_2 + R_3} + 1} \\b &= \frac{[NO]}{[NO]_{eq}} \\R_1 &= k_{-1} \cdot [N_2]_{eq} \cdot [O]_{eq} \\R_2 &= k_2 \cdot [O_2]_{eq} \cdot [N]_{eq} \\R_3 &= k_3 \cdot [OH]_{eq} \cdot [N]_{eq}\end{aligned}\tag{3.5.2.20}$$

Index „eq“ značí hodnoty získané z výpočtů při úplné rovnováze. Jelikož je koncentrace NO v $[\text{kg}\cdot\text{mol}/\text{m}^3]$, tak lze pro každou spálenou subzónu integrovat výše uvedenou rovnici, abychom dostali hmotnost NO v subzóně jako funkci času:

$$\frac{dm_{NO}}{dt} = volW_{NO} \frac{d[NO]}{dt}\tag{3.5.2.21}$$

Kinetika tohoto modelu je velmi citlivá na teplotu, produkuje rapidně rostoucí množství NO se zvyšující se teplotou. Reakce jsou zanedbatelně pomalé při teplotách okolo 2000 K.

⁸ Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, pp. 573, 1988.

9) Model emisí sazí

Množství sazí existujících ve spalovacím prostoru je výsledkem dvou protichůdných mechanismů – formace sazí a hoření sazí. Modely pro tyto dva mechanismy jsou méně spolehlivé než model pro formaci NO, také podle literatury je mezi jednotlivými výzkumníky jen omezená shoda. Následující rovnice jsou založené na práci Morela a Keribara⁹:

Formace sazí:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = \frac{k_{sf} \cdot \frac{dm}{d\theta}}{(1 + 4,76 \cdot Y_{O_2})^3} \cdot e^{\frac{-5000}{T_b}} \quad (3.5.2.22)$$

Hoření (oxidace) sazí:

$$\frac{dm_{sc}}{dt} = k_{sc} \cdot m_s \cdot 0,666 \cdot Y_{O_2}^{0,5} \cdot p^{0,5} \cdot e^{\frac{-5000}{T_b}} \quad (3.5.2.23)$$

Pozn.: Pro prediktivní model DI Pulse nejsou k dispozici podklady objasňující jeho fyzikální princip (výrobce žádné ve svých materiálech neuvádí), lze ale předpokládat, že se zakládá na stejných rovnicích jako DI Jet, pouze je v některých případech nahrazuje zjednodušenými vztahy, aby dosáhl nižších výpočetních časů. Tyto empirické vztahy byly odvozeny na základě spolupráce s výrobcí spalovacích motorů tak, aby bylo dosaženo obdobných prediktivních kvalit jako u složitějšího modelu DI Jet.

⁹ Morel, T., and Keribar, R., "Heat Radiation in D.I. Diesel Engines," SAE Paper 860445.

Označení použitá pro veličiny a indexy v této kapitole se můžou lišit od označení použitých ve zbytku práce, proto jsou uvedeny zvlášť v *Tabulce 3.5.1*:

Použité veličiny		Použité indexy	
a	distribuční faktor radiální rychlosti	a	vzduch
C	tepelná kapacita paliva	a ₁	vzduch, před srážkou se stěnou
C _a	míra přisávání po zážehu	a ₂	vzduch, po srážce se stěnou
C _b	míra přisávání před zážehem	B	spálená subzóna
C _n	výtokový součinitel trysky	br	rozdělení
C _w	míra přisávání po srážce se stěnou	C	válec
D	průměr	D	kapička
G	rychlost vypařování	eq	rovnováha
I	integrál zážehu	F	palivo
K	rychlostní konstanty	fv	páry paliva
M	hmotnost	I	vstřikovač
P	tlak	k	kinetika
R	radiální vzdálenost od osy paprsku	n	tryska
R	vírové číslo	o	na povrchu kapičky
Re	Reynoldsovo číslo	s	vír, saze
S	dolet paprsku	sc	hoření sazí
Sc	Schmidtovo číslo	sf	tvorba sazí
Sh	Sherwoodovo číslo	∞	daleko od povrchu
T	čas, čas po vstříknutí		
T	teplota		
U	rychlost		
W	molární hmotnost		
We	Weberovo číslo		
Y	hmotnostní zlomek		
α	difuzní tok		
μ	dynamická viskozita		
φ	součinitel přebytku vzduchu		
θ	úhel otočení klikového hřídele		
ρ	hustota		
τ	zpoždění zážehu		

Tabulka 3.5.1: Označení použitá v kapitole 3.5.2 Model hoření paprsku.

4 Kalibrace modelu třítlakovou analýzou

Kalibrace modelu je proces, ve kterém se pomocí optimalizace volí nejlepší možné hodnoty zvolených parametrů tak, aby výsledný model co nejlépe odpovídal naměřeným (kalibračním) datům. Výběr metody optimalizace genetickým algoritmem byl již zdůvodněn v kapitole 3.2 *Model pro třítlakovou analýzu*. V této kapitole se zabývám jednotlivými kroky kalibrace a případnými problémy či nedostatky, které byly v průběhu kalibrace objeveny. Základním předpokladem pro započítání tohoto procesu je funkční předpřipravený model. Poté může začít samotná kalibrace, která se skládá z následujících kroků:

- 1) Zápis kalibračních dat do modelu – V prvním kroku je nutné do modelu zavést kalibrační data. Jedná se například o nastavení vstřikování, průběhy tlaku, režim motoru, atd. Některé hodnoty si model bere z externích souborů vytvořených pomocí skriptu v Matlab, zbylé je potřeba zadat ručně (kopírováním z předpřipraveného .xls souboru), dávky paliva se pak dopočítávají pomocí interpolace. Poté je vhodné překontrolovat správnost dat, jelikož chyba zanesená do modelu již v této části vede k nekorektnímu výsledku a celý proces je tak zbytečný.
- 2) Volba parametrů pro optimalizaci – Pro optimalizaci je zvoleno několik důležitých parametrů. Volí se ty, u kterých neznáme jejich přesnou hodnotu, ať už jsou to korekční faktory (např. korekce velikosti konvekčního přenosu tepla) nebo konkrétní vlastnosti motoru u kterých předpokládáme odchylku od známé hodnoty (např. efektivní kompresní poměr).
- 3) Tvorba optimalizačního modelu – Optimalizace parametrů probíhá v prostředí programu modeFRONTIER. Tento software je schopný zapisovat a číst hodnoty modelu z GT Power. Všechny parametry pro optimalizaci jsou zde vytvořeny jako vstupní proměnné. Volba rozsahu proměnných je velmi důležitá, neboť při nesprávném nastavení může vést k velmi zdlouhavé konvergenci. Dalším problémem je tendence genetického algoritmu „přichytit“ se k optimálnímu řešení navzdory tomu, že může existovat ještě jiné lepší řešení. Tato situace může nastat při příliš velkém rozsahu proměnné, volba rozsahu pak záleží především na vlastní zkušenosti. Následně se zvolí a vytvoří výstupní proměnné, které by nám měly dát jednoznačný pojem o kvalitě naladění modelu. Pro každý pracovní bod modelu existuje jedna taková proměnná, je tedy vhodné je zprůměrovat a tuto hodnotu následně minimalizovat, popřípadě minimalizovat maximální hodnotu z celého spektra (jsou-li mezi body vidět občasné špičky).

- 4) Spuštění optimalizace – Před samotným spuštěním se ještě volí rozložení vstupních proměnných (zpravidla dle Sobola) v první generaci a počet takovýchto kombinací. Počet variant v jedné generaci má vliv na délku konvergence, při příliš vysokém počtu trvá algoritmu déle se dostat k optimální variantě, volba tedy opět závisí na zkušenosti. Dále je nutné zvolit počet generací, tedy kolikrát si algoritmus změní vstupní proměnné. U optimalizací o více parametrech je vhodné volit větší počet generací, protože u nižšího počtu ještě nemusí nastat konvergence k nejlepšímu možnému řešení. Zvolením příliš velkého počtu generací však zbytečně plýtváme výpočetním časem (nastala-li konvergence). Následně je spuštěna optimalizace, ta může trvat na 16 jádrech CPU i několik dní pro složitější úlohy (např. DI Jet).
- 5) Vyhodnocení výsledků optimalizace – Program zapíše všechny kombinace do přehledné tabulky, nejlepší varianty jsou pak zapsány v „pareto“ množině. Při optimalizacích o třech a méně parametrech je možné přímo odečtem z grafů zvolit optimální řešení. Pokud má optimalizace více prvků, je vhodné zavést hodnocení podle váhových funkcí.
- 6) Test kvality naladění modelu – Na závěr se vybraná optimální varianta přepíše zpět do GT Poweru, provede se výpočet a vyhodnotí se výsledky. Jsou-li výsledky dostačující kvality, proces kalibrace končí a vybrané hodnoty parametrů jsou pro další výpočty považovány za konstanty. V opačném případě je nasnadě důkladně prostudovat výsledky a odhalit příčinu či možné zlepšení. Je možné změnit rozsah některé z proměnných, zvolit další parametry pro optimalizaci, případně zavést závislost parametrů na otáčkách, EGR, atd.

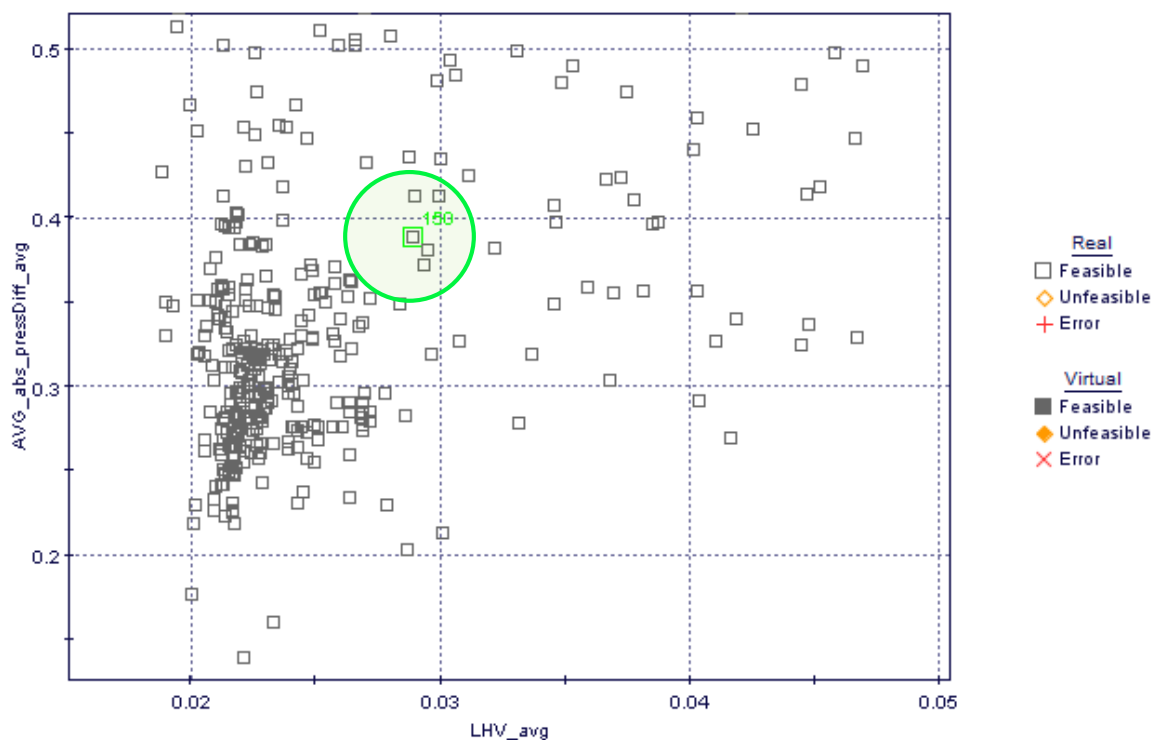
4.1 18 bodů, 1500-1800 rpm, 0-20% EGR, přeplňováno

První sada dat obsahuje celkem 18 změřených bodů, hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v *Tabulce 3.1.1*, detailně pak v příloze (D). Jelikož se jedná o první provedenou kalibraci, je její proces rozdělen na několik postupně se zdokonalujících modelů. Pro výpočty bylo použito celkem 7 proměnných s následujícími rozsahy:

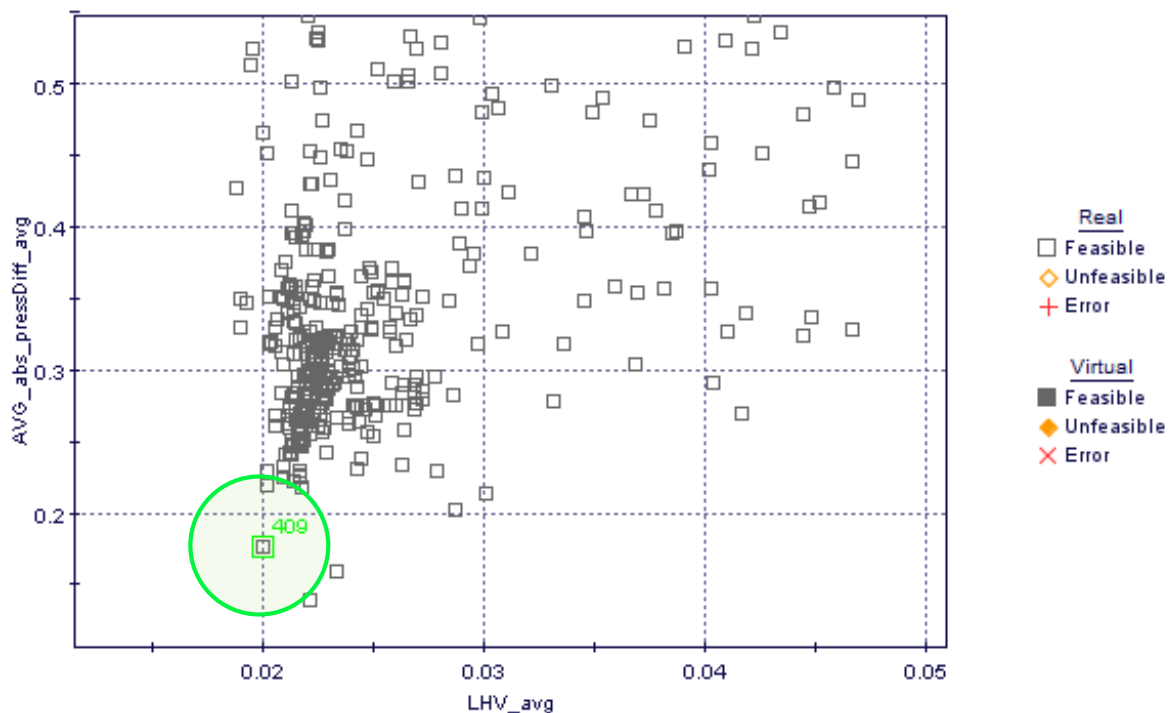
- Efektivní kompresní poměr (Compression ratio) - 15÷17.
- Součinitel přestupu tepla (Convection multiplier) – 0,5÷2.
- Průřez netěsnosti spalovacího prostoru (Blow-by diameter) - 0÷0,75 mm.
- Korekce pozice horní úvratě (TDC shift) - ±0,5°C.A.
- Posun změřeného tlaku v sacím kanálu (p BOOST shift) - ±5 kPa.

- Posun změřeného tlaku ve výfukovém kanálu (p EXH shift) - ± 5 kPa.
- Korekce velikosti pilotní dávky – $1,0 \div 4,0$.

První výsledky optimalizace TPA jsou na *Obr. 4.1.1*. Po provedení prvních výpočtů byla nalezena dobrá shoda naměřených a vypočtených průběhů tlaku ve válci, v oblasti hoření pilotního vstřiku se však vyskytuje patrná odchylka, proto byl pro další postup zaveden parametr korekce velikosti pilotního vstřiku (podrobnosti jsou uvedeny v kapitole 4.3 *Korekce velikosti pilotního vstřiku*), po jeho zavedení došlo k výraznému zlepšení průběhu tlaku. Tento parametr má výrazný vliv na velikost součinitele přestupu tepla, jelikož zvětšením pilotní dávky roste teplota a tlak ve válci, vše je však kompenzováno nárůstem korekčního součinitele pro přestup tepla. Výsledky po zavedení korekce pilotního vstřiku jsou již dostatečně kvalitní a dosažené parametry byly zafixovány jako konstantní pro další výpočty. Optimální varianta s korekcí velikosti pilotní dávky je na *Obr. 4.1.2*.



Obr. 4.1.1: Výsledná optimální varianta TPA analýzy pro 18 bodů (označena zeleně - #150), bez korekce pilotní dávky. Osa x je průměrná odchylka LHV multiplieru od 1, osa y je absolutní průměrný rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku.



Obr. 4.1.2: Výsledná optimální varianta TPA analýzy pro 18 bodů (označena zeleně - #409), s korekcí pilotní dávky. Osa x je průměrná odchylka LHV multiplieuru od 1, osa y je absolutní průměrný rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku.

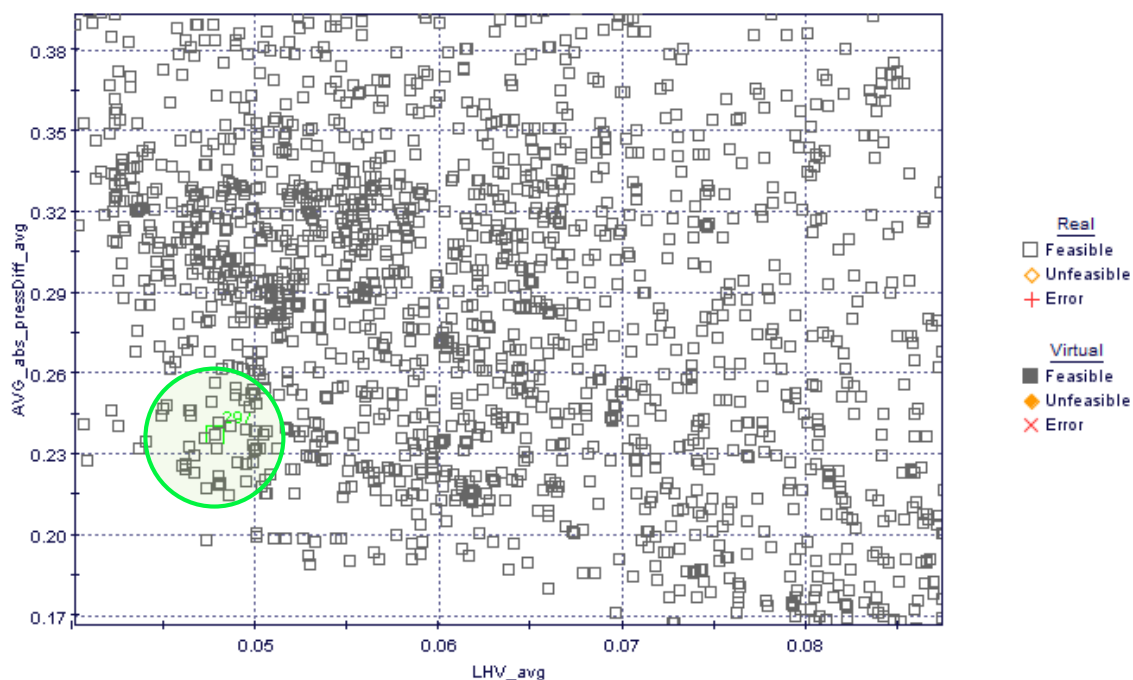
Dále je v *Tabulce 4.1.1* uveden celkový přehled všech počítaných variant. Poslední uvedená varianta obsahuje 4500 designů (450 generací po deseti designech) a její výsledek je i výstupem kalibrace TPA modelu. Průběhy tlaku ve válci a minimalizovaných parametrů v jednotlivých bodech jsou uvedeny v přílohách (F) a (H).

Název parametru	Jednotka	150	500	1500	500	1500	4500
Compression_ratio	[-]	15,81	15,61	15,61	16,02	15,78	15,89
Convection_multiplier	[-]	1,28	1,12	1,12	1,42	1,51	1,33
d_blowBy	[mm]	0,75	0,34	0,34	0,22	0,22	0,44
TDC_shift	[°CA]	-	-	-	-0,20	-0,03	0,08
p_BOOST_shift	[bar]	-	-	-	-0,03	-0,01	-0,02
p_EXH_shift	[bar]	-	-	-	0,01	-0,02	-0,04
pilotINJ_mass_corr	[-]	-	-	-	2,23	2,30	2,50

Tabulka 4.1.1: Přehled výsledků optimalizace parametrů pro TPA analýzu 18 bodů. Poslední sloupeček (uvedený tučně) obsahuje finální hodnoty parametrů při výpočtu 4500 designů použité pro další výpočty jako konstanty.

4.2 12 bodů, 1000-4000 rpm, 0% EGR, atmosférický režim

Druhá sada dat obsahuje celkem 12 změřených bodů, hodnoty jednotlivých parametrů jsou uvedeny v *Tabulce 3.1.1*, detailně pak v příloze (D). Pro tuto kalibraci byl vytvořen pouze jeden model, ve kterém jsou zaneseny všechny poznatky z předchozích výpočtů – vhodný počet designů, korekce pilotní dávky, rozsah proměnných, atd. Výsledná optimální varianta z 3000 designů (300 generací po deseti designech) je uvedena na *Obr. 4.2.1* a výstupní hodnoty kalibrace TPA modelu pro 12 bodů jsou uvedeny v *Tabulce 4.2.1*. Průběhy tlaku ve válci a minimalizovaných parametrů v jednotlivých bodech jsou uvedeny v přílohách (F) a (H).



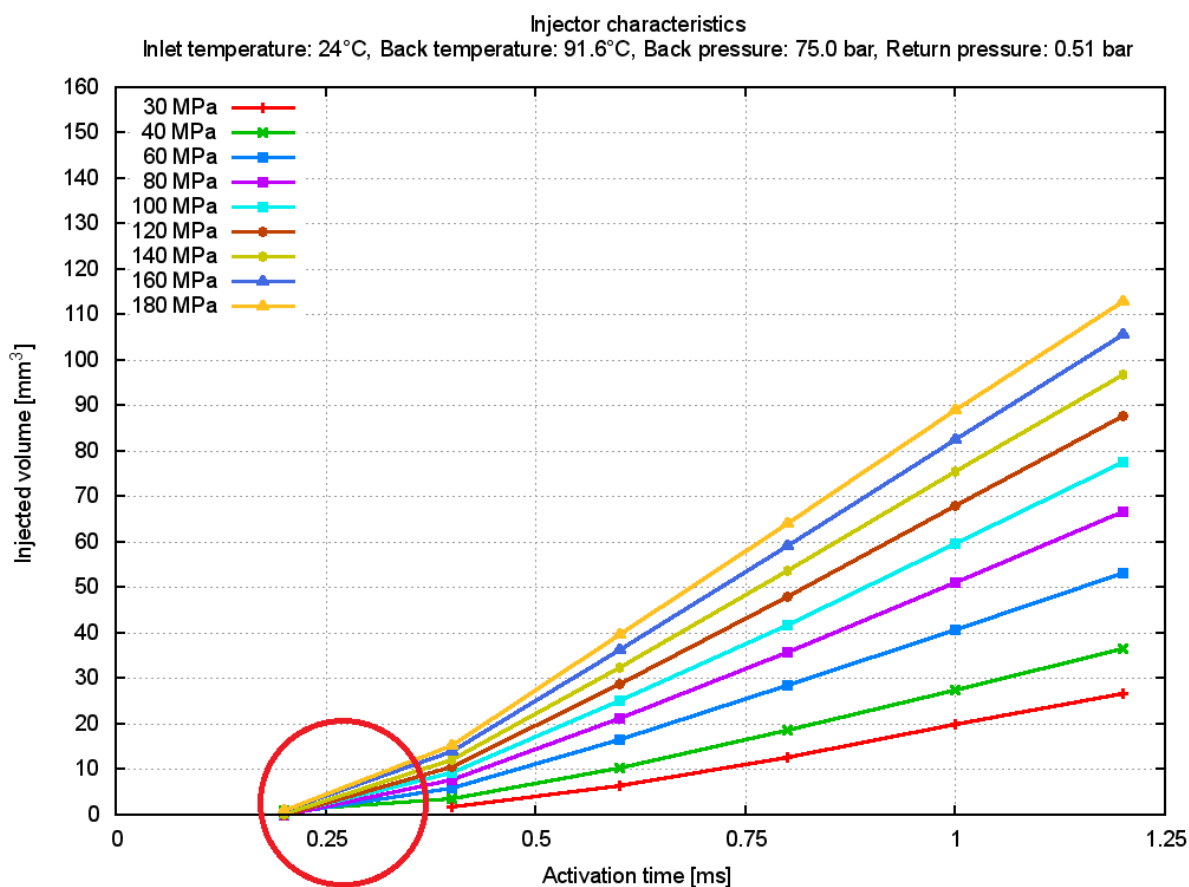
Obr. 4.2.1: Výsledná optimální varianta TPA analýzy pro 12 bodů (označena zeleně - #297), s korekcí pilotní dávky. Osa x je průměrná odchylka LHV multiplieru od 1, osa y je absolutní průměrný rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku.

Název parametru	Jednotka	Hodnota
Compression_ratio	[-]	15,80
Convection_multiplier	[-]	0,78
d_blowBy	[mm]	0,34
TDC_shift	[°CA]	-0,05
p_BOOST_shift	[bar]	-0,02
p_EXH_shift	[bar]	-0,05
pilotINJ_mass_corr	[-]	1,37

Tabulka 4.2.1: Výsledek optimalizace parametrů pro TPA analýzu 12 bodů. Tyto hodnoty parametrů jsou použity pro další výpočty jako konstanty.

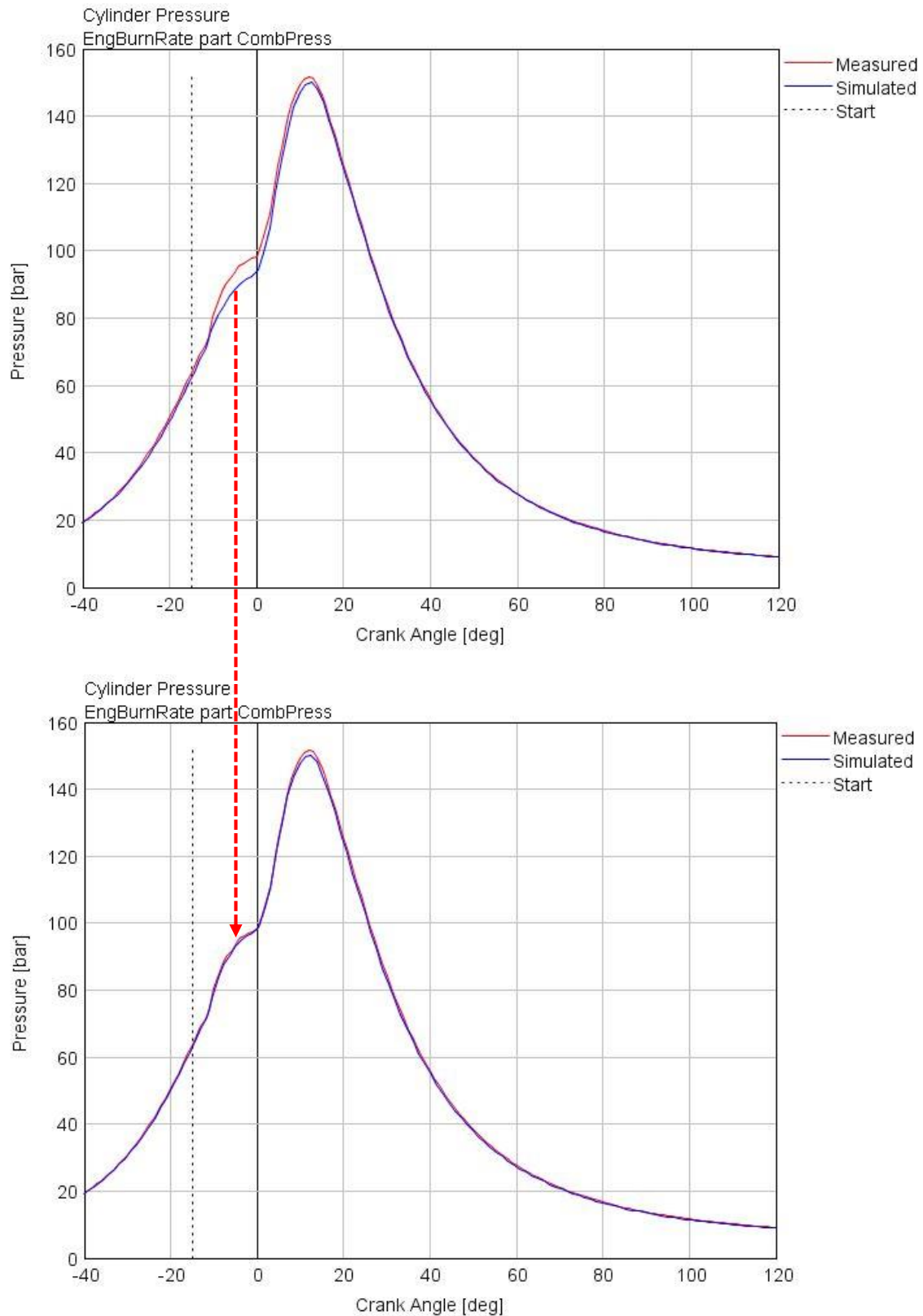
4.3 Korekce velikosti pilotního vstříku

V průběhu kalibrace modelu TPA analýzou bylo zjištěno z průběhu tlaku ve válci, že model nepříliš dobře reprezentuje nárůst tlaku při hoření pilotního vstříku (byla zde velká odchylka od naměřeného tlaku). Při bližším zkoumání problému bylo zjištěno, že modelu v oblasti pilotního vstříku chybí určité množství paliva, jelikož se při prvních výpočtech objevila chybová hláška o nedostatečném množství paliva ve fázi hoření pilotního vstříku. Proto byl do modelu zaveden součinitel korekce velikosti pilotní dávky (`pilotInj_mass_corr`), který je dalším parametrem pro optimalizaci, jelikož se jedná o relativní chybu, může být hodnota tohoto součinitele i v řádu stovek procent. Při měření velmi malých dávek paliva může dojít k chybě díky velkému rozlišení a menší citlivosti měřicí stolice, neboť se pilotní dávky pohybují v řádech několika procent velikosti hlavní dávky (jednotky mg/cyklus oproti desítkám i stovkám), navíc není při krátkých otevíracích časech jehly vstřikovače dosaženo vysoké rychlosti paprsku paliva a je tak dále znesnadněno určení korektní velikosti dávky. Oblast výskytu pilotních dávek a grafické znázornění určité nejistoty je na *Obr. 4.4.1*.



Obr. 4.3.1: Velikost vstříknuté dávky v závislosti na tlaku v railu a aktivačním čase vstřikovače s naznačenou oblastí výskytu pilotních dávek (červeně) a možné chyby v přesnosti jejich určení.

Po zavedení tohoto parametru se výrazně zlepšil průběh tlaku a zmizela chybová hláška o nedostatku paliva, výsledné zlepšení je znázorněno na *Obr. 4.3.2*.



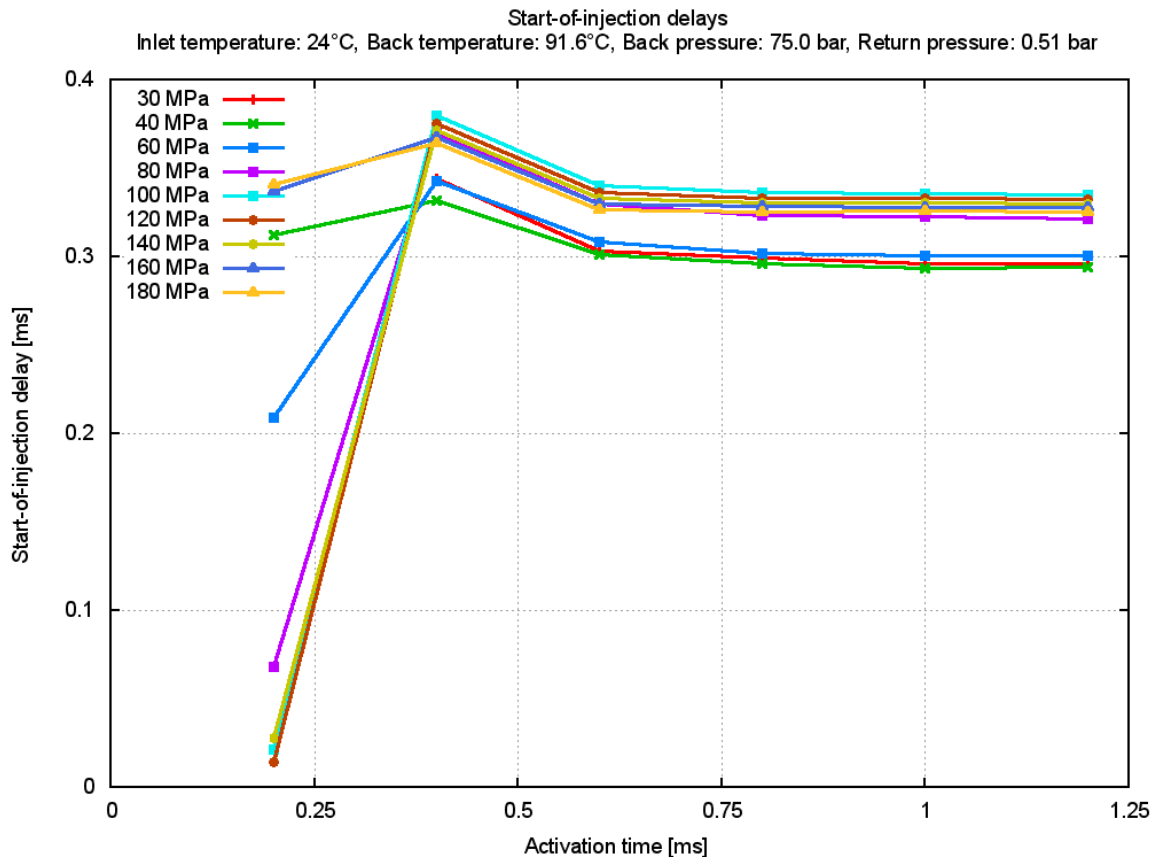
Obr. 4.3.2: Srovnání průběhu tlaku ve válci před a po zavedení součinitele velikosti pilotní dávky. Konkrétní hodnota součinitele je 230 %. Průběhy jsou vyobrazeny pro bod id 549.

5 Kalibrace prediktivních modelů spalování

Kalibrace prediktivních modelů je založena na předchozí úspěšné kalibraci na základě TPA analýzy. Jelikož byly výsledky TPA kalibrace velmi slibné, má smysl dále optimalizovat jednotlivé parametry pro oba prediktivní modely spalování ve vznětových motorech obsažené v GT Power – DI Pulse a DI Jet. Jejich fyzikální princip je vysvětlen v kapitolách 3.4 *Prediktivní model spalování DI Pulse* a 3.5 *Prediktivní model spalování DI Jet*. Zásadním rozdílem kalibrace prediktivních modelů oproti třítlačkové analýze je, že v případě prediktivních modelů optimalizujeme pouze různé multiplikátory, které ovlivňují průběh jednotlivých fází formace paprsku a hoření. Postup kalibrace je identický postupu popsánemu v kapitole 4 *Kalibrace modelu třítlačkovou analýzou*, je zde však pouze jeden cíl – minimalizace absolutního rozdílu naměřeného a predikovaného průběhu tlaku ve válci, takže není potřeba použít váhová kritéria a optimální variantu lze určit přímo. Pouze v některých případech byl optimalizován zároveň s modelem spalování i model tvorby NO_x a minimalizoval se i rozdíl naměřeného a predikovaného množství oxidů dusíku ve spalínách, pak se optimální varianta volila graficky.

5.1 Posun časování hlavního a pilotního vstříku

Na základě měření na vstřikovací stoličce bylo vyhodnoceno, že reakce vstřikovače na ovládací signál je v měřítku pracovního cyklu motoru nezanedbatelná. Pro zjednodušení byla zvolena tato reakce (označená jako *SOI_delay*) konstantní na základě *Obr. 5.1.1* a sice rovna 0,3 ms. Jelikož se jedná o časový údaj, je nutné ho přepočítat na úhel otočení klikového hřídele při daných otáčkách. Takto přepočtený parametr je zaveden do obou prediktivních modelů spalování, ve kterých lépe reflektuje realitu. Po prvních optimalizacích se však ukázalo, že tento parametr má sám o sobě na naladění modelu negativní vliv (méně znatelný u fyzikálně propracovanějšího DI Jet), a tak byl zaveden další parametr, který posouvá počátek vstříku proti smyslu tohoto zpoždění, později byl tento parametr rozšířen na dva – posun pilotního a hlavního vstříku (*SOI_delay_pilot*, *SOI_delay_main*). Jedná se však o čistě fiktivní parametry, které nemají hlubší fyzikální opodstatnění, pouze zkvalitňují naladění modelu. Z fyzikálního hlediska je možné, aby tyto dva parametry měly různou hodnotu, jelikož vstřikovač v případě hlavního vstříku nemá tak velkou časovou prodlevu, při které je neaktivní, jako pilotní vstřík (od konce hlavního vstříku po počátek pilotního vstříku dalšího cyklu), a tak nemusí vykazovat stejnou odezvu. Při výpočtech se potvrdilo, že tyto hodnoty mohou být různé, jejich konkrétní velikost je uvedena v následujících kapitolách vždy u příslušného modelu a sady dat.



Obr. 5.1.1: Průběh velikosti zpoždění vstřiku oproti vstupnímu signálu v závislosti na aktivačním čase a tlaku paliva v railu. Pro zjednodušení je zvolena hodnota zpoždění konstantní 0,3 ms.

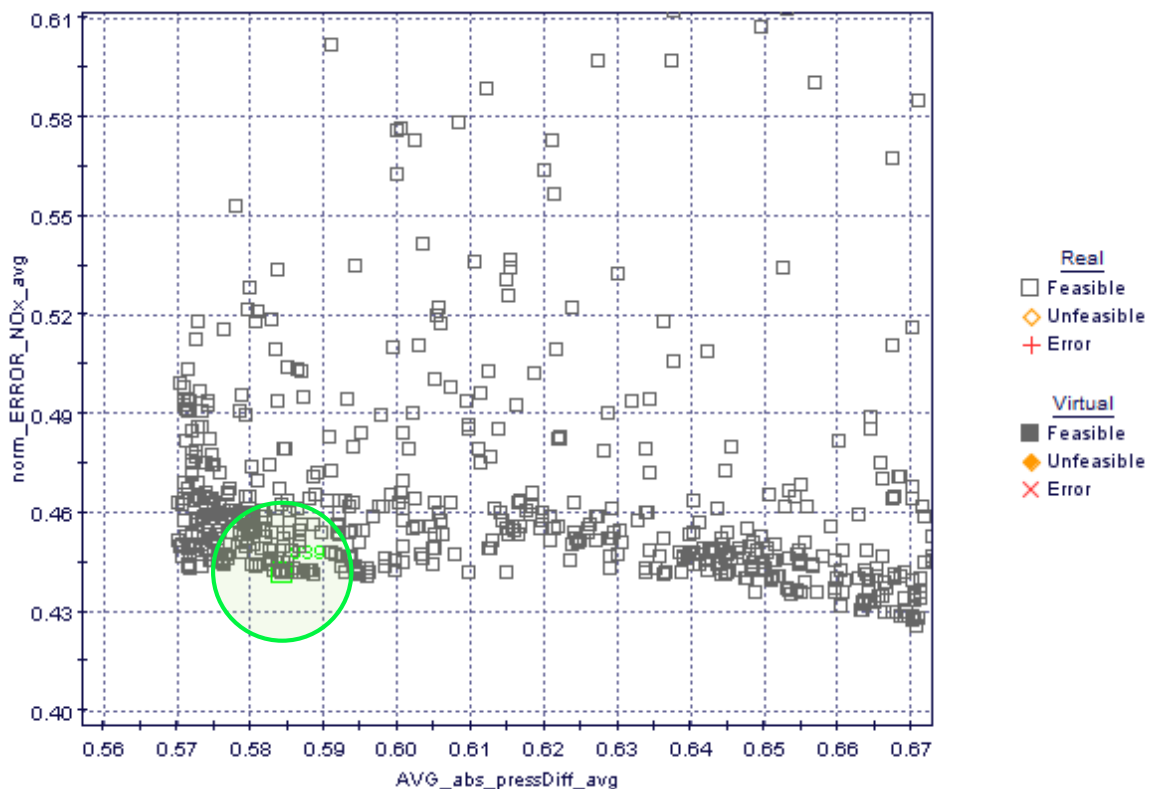
5.2 Kalibrace DI Pulse

Ve zjednodušeném a rychlejším prediktivním modelu spalování DI Pulse se optimalizují všechny parametry, které tento model nabízí, celkem tedy 4. Další parametry jsou do modelu zavedeny pro optimalizaci zpoždění pilotního a hlavního vstřiku a pro predikci emisí oxidů dusíku. Toto platí jen pro základní nastavení, v případě druhé sady dat (12 bodů) bylo později přidáno několik dalších parametrů zohledňujících závislost multiplíerů na otáčkách. Model pro optimalizaci je zobrazen v příloze (C). Základní 4 parametry modelu jsou:

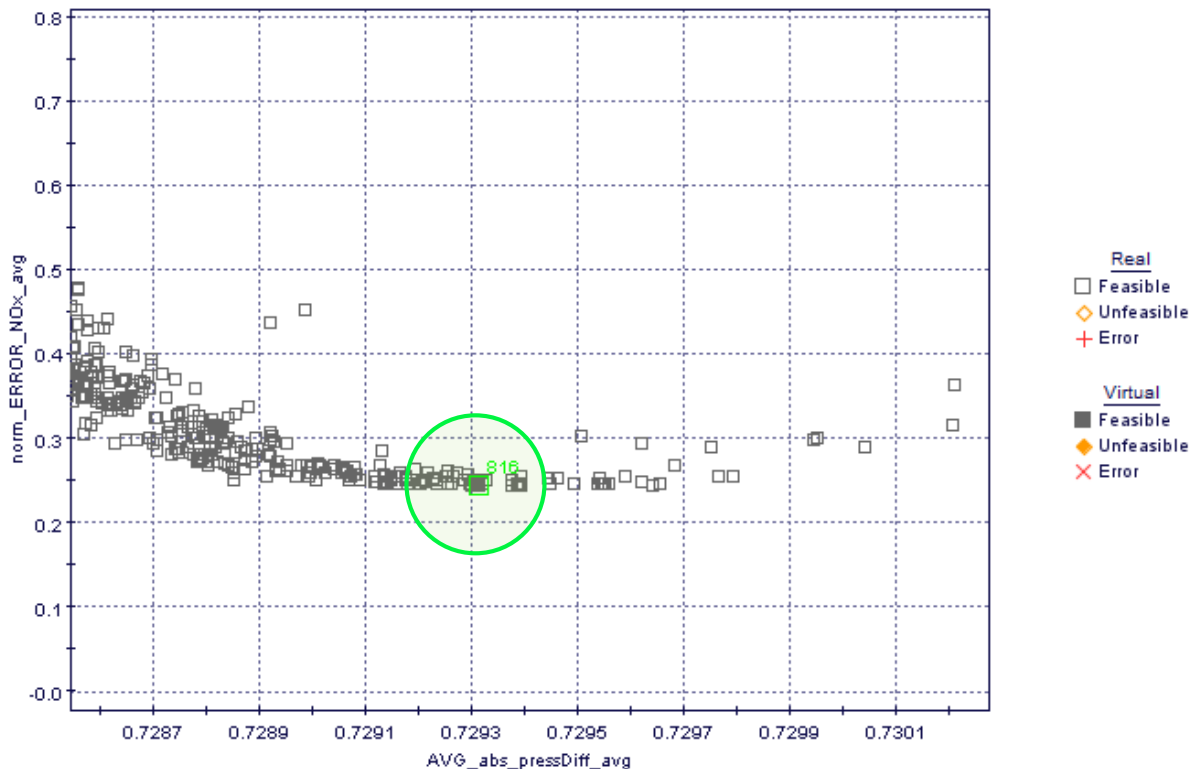
- *Entrainment Rate Multiplier* – Určuje míru přisávání vzduchu do paprsku paliva.
- *Ignition Delay Multiplier* – Modifikuje průtah vznětu dle Arrheniova vztahu.
- *Premixed Combustion Rate Multiplier* – Ovlivňuje rychlost hoření v kinetické fázi.
- *Diffusion Combustion Rate Multiplier* – Ovlivňuje rychlost hoření v difúzní fázi.

5.2.1 18 bodů, 1500-1800 rpm, 0-20% EGR, přepřehováno

Pro první sadu dat byl použit jednotný rozsah pro všechny proměnné modelu DI Pulse 0,1÷6. Po provedení prvních výpočtů se společným cílem minimalizovat rozdíl naměřeného a vypočteného průběhu tlaku ve válci a rozdílu naměřených a vypočtených emisí oxidu dusíku, byl tento model rozdělen na dva, ve kterých se každý cíl optimalizoval zvlášť (to je možné, neboť model emisí NO_x nemá vliv na průběh hoření). Výpočet optimální varianty základních parametrů obsahuje celkem 3000 designů (300 generací po deseti designech), jeho výsledek je zobrazen na *Obr. 5.2.1.1*. Dále byla vypočtena optimální varianta pro model emisí oxidů dusíku, obsahující 1000 designů (125 generací po osmi designech), výsledek je na *Obr. 5.2.1.2*. Parametry zvolené optimální varianty jsou uvedeny v *Tabulce 5.2.1.1*. Kalibrace modelu emisí je popsána v kapitole 6.1 *Model*, výsledky kalibrace prediktivního modelu DI Pulse jsou diskutovány v kapitole 7.2 *Výsledky DI Pulse*.



Obr. 5.2.1.1: Výsledná optimální varianta DI Pulse pro 18 bodů (označena zeleně - #839). Osa x je průměrný absolutní rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku, osa y normalizovaná odchylka naměřených a vypočtených emisí oxidů dusíku.



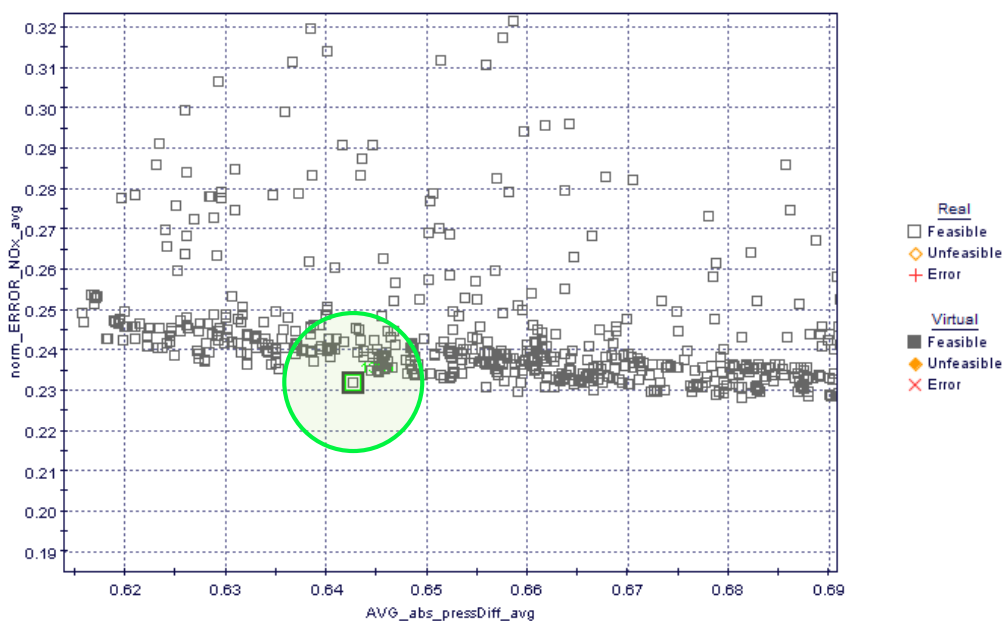
Obr. 5.2.1.2: Výsledná optimální varianta modelu NO_x DI Pulse pro 18 bodů (označena zeleně - #816). Osa x je průměrný absolutní rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku, osa y normalizovaná odchylka naměřených a vypočtených emisí oxidů dusíku.

Název parametru	Jednotka	Hodnota
Entrainment Rate Multiplier	[-]	1,68
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,46
Premixed Combustion Rate Multiplier	[-]	5,26
Diffusion Combustion Rate Multiplier	[-]	1,09
NO_x Calibration Multiplier	[-]	0,22
N_2 Oxidation Activation Energy Multiplier	[-]	0,90
Pilot Delay Correction	[°CA]	-2,55
Main Delay Correction	[°CA]	-1,84

Tabulka 5.2.1.1: Přehled výsledků kalibrace modelu DI Pulse na 18 bodech – zvolená finální optimální varianta osmi parametrů.

5.2.2 12 bodů, 1000-4000 rpm, 0% EGR, atmosférický režim

Pro druhou sadu dat byl opět použit jednotný rozsah parametrů modelu DI Pulse 0,1÷3 (na základě předchozí zkušenosti je dostačující). Po provedení optimalizace se však ukázalo, že výsledky nejsou příliš dobré a je třeba uvažovat možnou závislost některých parametrů na otáčkách. Optimalizace bez závislosti na otáčkách obsahuje celkem 8 parametrů a 2000 designů (200 generací po deseti designech), její výsledky jsou na *Obr. 5.2.2.1* a v *Tabulce 5.2.2.1*.



Obr. 5.2.2.1: Optimální varianta modelu DI Pulse pro 12 bodů bez závislosti na otáčkách (označena zeleně - #1301). Osa x je průměrný absolutní rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku, osa y normalizovaná odchylka naměřených a vypočtených emisí oxidů dusíku.

Název parametru	Jednotka	Hodnota
Entrainment Rate Multiplier	[-]	1,61
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,75
Premixed Combustion Rate Multiplier	[-]	0,35
Diffusion Combustion Rate Multiplier	[-]	1,44
NOx Calibration Multiplier	[-]	0,26
N2 Oxidation Activation Energy Multiplier	[-]	0,79
Pilot Delay Correction	[°CA]	0
Main Delay Correction	[°CA]	-0,15

Tabulka 5.2.2.1: Přehled výsledků kalibrace modelu DI Pulse na 12 bodech – zvolená optimální varianta osmi parametrů bez uvažování závislosti na otáčkách.

Po konzultaci výsledků byly zvoleny parametry, u kterých je podezření na možnou závislost na otáčkách, jedná se o následující parametry:

- Pilot Delay Correction,
- Main Delay Correction,
- Ignition Delay Multiplier,
- Premixed Combustion Rate Multiplier,
- Diffusion Combustion Rate Multiplier.

Pro zjednodušení je uvažovaná závislost pouze lineární, na konstrukci vztahu pro tuto závislost je tedy potřeba jen jeden lineární koeficient. Lineární závislost parametrů je definována rovnicí (5.2.2.1), kde X je daný parametr, k lineární koeficient (pro $k=1$ není parametr závislý na otáčkách) a RPM je hodnota otáček v daném bodě i .

$$X_i = X_0 \cdot \left[1 + (k - 1) \cdot \frac{RPM_i}{RPM_{max}} \right] \quad (5.2.2.1)$$

Jelikož přibýlo 5 dalších neznámých, je celkem optimalizováno 13 parametrů, model emisí oxidů dusíku se však optimalizuje zvlášť pro přesnější určení optimální varianty nastavení modelu DI Pulse (s důrazem na minimalizaci rozdílu naměřeného a vypočteného tlaku), základní model má tedy 11 parametrů. Rozsah pro lineární koeficienty byl zvolen 1÷10. Výsledky základní optimalizace obsahující 2000 designů (250 generací po osmi designech) jsou v *Tabulce 5.2.2.2*, tabulka dále obsahuje i výsledky optimalizace modelu emisí NO_x. Ne u všech parametrů se prokázala závislost na otáčkách (v některých případech je nulová či velmi malá), došlo ke zlepšení absolutního rozdílu naměřeného a vypočteného průběhu tlaku o 10%.

Název parametru	Jednotka	Hodnota	Lineární koeficient
Entrainment Rate Multiplier	[-]	1,92	-
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,16	4,70
Premixed Combustion Rate Multiplier	[-]	0,10	1,13
Diffusion Combustion Rate Multiplier	[-]	0,80	1,00
NO _x Calibration Multiplier	[-]	0,19	-
N ₂ Oxidation Activation Energy Multiplier	[-]	0,51	-
Pilot Delay Correction	[°CA]	0	1,00
Main Delay Correction	[°CA]	-0,72	1,00

Tabulka 5.2.2.2: Přehled výsledků kalibrace modelu DI Pulse na 12 bodech – zvolená optimální varianta osmi parametrů a pěti lineárních koeficientů.

5.3 Kalibrace DI Jet

Druhý, komplexnější prediktivní model spalování DI Jet obsahuje daleko více parametrů, na základě doporučení manuálu výrobce [1] bylo zvoleno pro kalibraci následujících 8 parametrů:

- *Injector Nozzle Hole Aspect Ratio* – Poměr délky a průměru vstřikovacího otvoru trysky vstřikovače.
- *Ignition Delay Multiplier* – Součinitel pro vypočítaný integrál zážehu. Zvětšením vzroste zpoždění zážehu za všech provozních podmínek.
- *EGR Specific Ignition Delay Multiplier* – Zohledňuje efekt recirkulovaných výfukových plynů a zbytkových plynů ve válci na zpoždění zážehu. Zvětšením vzroste zpoždění zážehu, tento vliv je silnější při vyšším podílu EGR. Vzhledem k velké nelinearitě může dojít při příliš velké hodnotě součinitele k potlačení zážehu.
- *Entrainment Multiplier Before Combustion* – Součinitel míry přísávání vzduchu (popř. zbytkových plynů) do nespálené subzóny před zážehem. Zvětšením jeho hodnoty vzroste rychlost hoření v brzké fázi profilu hoření.
- *Entrainment Multiplier After Combustion* - Součinitel míry přísávání vzduchu (popř. zbytkových plynů) do nespálené subzóny po začátku hoření. Zvětšením jeho hodnoty vzroste rychlost hoření v prostřední části profilu hoření.
- *Entrainment Multiplier After Impingement* - Součinitel míry přísávání vzduchu (popř. zbytkových plynů) do nespálené subzóny při přibližování paprsku stěně válce. Zvětšením jeho hodnoty vzroste rychlost hoření v pozdní fázi profilu hoření.
- *Breakup Time Multiplier* – Ovlivňuje čas rozpadu paprsku na kapičky.
- *Delay Exponent for Pressure* – Exponent použitý při výpočtu zpoždění zážehu v závislosti na tlaku.

Ostatní parametry modelu byly ponechány v základním nastavení „def“. Dále obsahuje model dva parametry pro zpoždění pilotního a hlavního vstřiku a dva parametry pro model emisí oxidů dusíku (celkem tedy dvanáct parametrů). Výše zmíněné nastavení platí pouze pro základní variantu modelu bez uvažování možné závislosti jednotlivých parametrů na otáčkách. Model pro optimalizaci je zobrazen v příloze (C).

5.3.1 18 bodů, 1500-1800 rpm, 0-20% EGR, přepřínováno

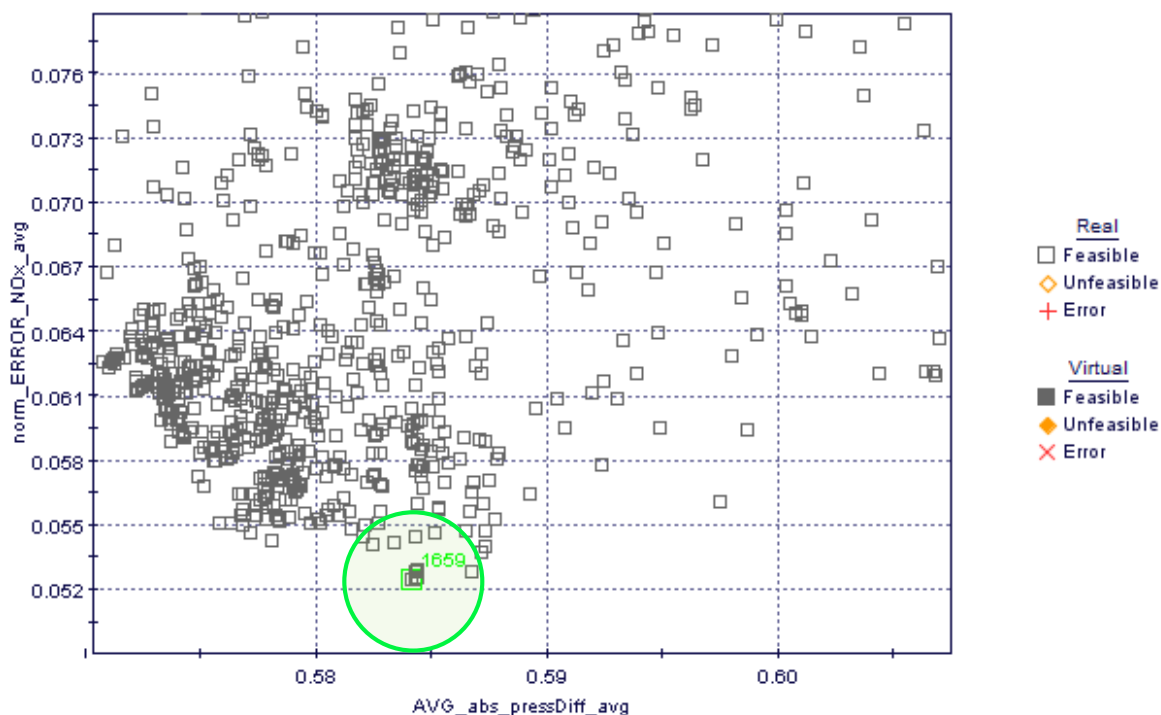
Cílem optimalizace je obdobně jako u DI Pulse minimalizace absolutního rozdílu naměřeného a vypočteného průběhu tlaku ve válci a minimalizace rozdílu naměřených a vypočtených emisí oxidů dusíku pro kalibraci modelu NO_x. Při výpočtu první sady dat byly použity následující rozsahy pro jednotlivé parametry modelu DI Jet:

- Delay Exponent for Pressure: -2,0÷2,0.
- Injector Nozzle Hole Aspect Ratio: 0,1÷1,5.
- Ignition Delay Multiplier , Entrainment Multiplier Before Combustion, Entrainment Multiplier After Combustion, Entrainment Multiplier After Impingement, EGR Specific Ignition Delay Multiplier, Breakup Time Multiplier: 0,1÷2,0.

Optimalizace obsahuje celkem 1800 designů (150 generací po dvanácti designech) V tomto případě byl model emisí oxidů dusíku implementován již do optimalizačního výpočtu pro základní parametry a nebylo tak nutné ho počítat zvlášť (respektive dával dostatečně kvalitní výsledky v kombinaci s nízkým absolutním rozdílem tlaků již při základní optimalizaci), tím se dále ušetřil potřebný výpočetní čas. Shrnutí parametrů výsledné optimální varianty je v *Tabulce 5.3.1.1*, grafické znázornění pak na *Obr. 5.3.1.1*. Výsledky jsou diskutovány v kapitole 7.3 *Výsledky DI Jet*.

Název parametru	Jednotka	Hodnota
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,22
Entrainment Multiplier Before Combustion	[-]	0,58
Entrainment Multiplier After Combustion	[-]	0,28
Entrainment Multiplier After Impingement	[-]	1,59
Injector Nozzle Hole Aspect Ratio	[-]	0,14
EGR Specific Ignition Delay Multiplier	[-]	0,10
Breakup Time Multiplier	[-]	0,66
Delay Exponent for Pressure	[-]	-1,91
N2 Oxidation Activation Energy Multiplier	[-]	0,94
NOx Calibration Multiplier	[-]	1,08
Pilot Delay Correction	[°CA]	-4,93
Main Delay Correction	[°CA]	-2,87

Tabulka 5.3.1.1: Přehled výsledků kalibrace modelu DI Jet na 18 bodech – zvolená finální optimální varianta dvanácti parametrů.



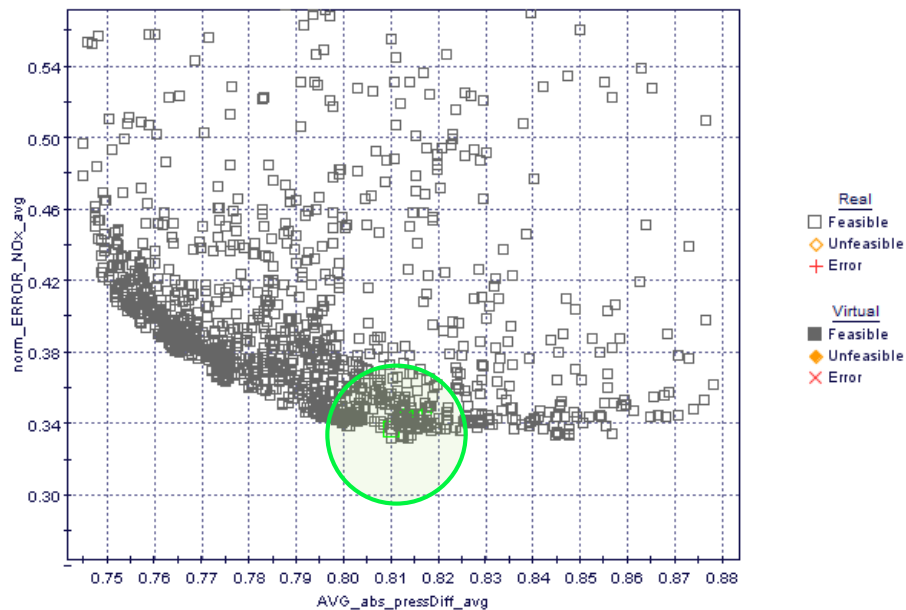
Obr. 5.3.1.1: Výsledná optimální varianta modelu DI Jet pro 18 bodů (označena zeleně - #1659). Osa x je průměrný absolutní rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku, osa y normalizovaná odchylka naměřených a vypočtených emisí oxidů dusíku.

5.3.2 12 bodů, 1000-4000 rpm, 0% EGR, atmosférický režim

V druhé sadě dat byly použity stejné rozsahy parametrů modelu DI Jet jako u přeplňovaného režimu. Po provedení optimalizace se ukázalo, podobně jako u DI Pulse, že výsledky nejsou kvalitní a je potřeba uvažovat možnou závislost některých parametrů na otáčkách. Optimalizace bez závislosti na otáčkách obsahuje celkem 12 parametrů a 1800 designů (150 generací po dvanácti designech), její výsledky jsou na Obr. 5.3.2.1 a v Tabulce 5.3.2.1. První výpočet obsahuje i optimalizaci modelu emisí oxidů dusíku, po uvážení lineární závislosti některých parametrů byl však tento model počítán samostatně po dosažení výsledků optimalizace základních parametrů DI Jet.

Po konzultaci byly zvoleny následující čtyři parametry jako podezřelé ze závislosti na otáčkách motoru:

- Pilot Delay Correction,
- Main Delay Correction,
- Ignition Delay Multiplier,
- Breakup Multiplier.



Obr. 5.3.2.1: Optimální varianta modelu DI Jet pro 12 bodů bez závislosti na otáčkách (označena zeleně - #1111). Osa x je průměrný absolutní rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku, osa y normalizovaná odchylka naměřených a vypočtených emisí oxidů dusíku.

Název parametru	Jednotka	Hodnota
Ignition Delay Multiplier	[-]	1,17
Entrainment Multiplier Before Combustion	[-]	1,10
Entrainment Multiplier After Combustion	[-]	1,33
Entrainment Multiplier After Impingement	[-]	1,98
Injector Nozzle Hole Aspect Ratio	[-]	0,28
EGR Specific Ignition Delay Multiplier	[-]	1,40
Breakup Time Multiplier	[-]	1,53
Delay Exponent for Pressure	[-]	0,67
N2 Oxidation Activation Energy Multiplier	[-]	1,12
NOx Calibration Multiplier	[-]	3,28
Pilot Delay Correction	[°CA]	-0,24
Main Delay Correction	[°CA]	0

Tabulka 5.3.2.1: Přehled výsledků kalibrace modelu DI Jet na 12 bodech – zvolená optimální varianta osmi parametrů bez uvažování závislosti na otáčkách.

Pro zjednodušení je opět uvažovaná lineární závislost s jedním koeficientem. Lineární závislost parametrů je definována rovnicí (5.2.2.1). K modelu přibyly další 4 parametry, celkem je tedy optimalizováno 16 parametrů, z toho 2 jsou pro model emisí oxidů dusíku, který je počítán zvlášť. Rozsah pro lineární koeficienty byl zvolen 1÷10. Při umožnění hodnoty koeficientu menší než 1 nedošlo ke zlepšení výsledků kalibrace, proto byl ponechán jako kladný, závislost je tedy pro koeficient různý od 1 vždy rostoucí.

Výsledky základní optimalizace obsahující 1520 designů (190 generací po osmi designech) jsou uvedeny v *Tabulce 5.3.2.2*, tabulka zahrnuje i výsledky optimalizace modelu emisí NO_x. Ne u všech parametrů byla prokázána závislost na otáčkách (v některých případech je nulová či velmi malá), podobně jako u modelu DI Pulse došlo ke zlepšení absolutního rozdílu naměřeného a vypočteného průběhu tlaku o 10 %.

Název parametru	Jednotka	Hodnota	Lineární koeficient
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,19	1,01
Entrainment Multiplier Before Combustion	[-]	0,83	-
Entrainment Multiplier After Combustion	[-]	1,27	-
Entrainment Multiplier After Impingement	[-]	2,00	-
Injector Nozzle Hole Aspect Ratio	[-]	0,22	-
EGR Specific Ignition Delay Multiplier	[-]	1,29	-
Breakup Time Multiplier	[-]	0,33	4,84
Delay Exponent for Pressure	[-]	0,46	-
N2 Oxidation Activation Energy Multiplier	[-]	0,75	-
NOx Calibration Multiplier	[-]	0,46	-
Pilot Delay Correction	[°CA]	-0,53	4,09
Main Delay Correction	[°CA]	0	1,37

Tabulka 5.3.2.2: Přehled výsledků kalibrace modelu DI Jet na 12 bodech – zvolená optimální varianta dvanácti parametrů a čtyř lineárních koeficientů.

6 Modely emisí a jejich kalibrace

6.1 Model emisí oxidů dusíku (NO_x)

Emise oxidů dusíku jsou ve všech případech modelovány rozšířeným Zeldovičovým mechanismem, jeho fyzikální podstata je popsána v kapitole 3.5.2 *Model hoření paprsku - Model emisí NO_x*. Oba prediktivní modely spalování (DI Pulse a DI Jet) obsahují ten samý model pro emise oxidů dusíku. Jeho kalibrace probíhá stejně jako kalibrace samotných modelů spalování a obsahuje šest parametrů, na základě doporučení manuálu [1] byly optimalizovány pouze dva parametry (zvýrazněny tučně), u zbylých byla ponechána hodnota „def“ = 1,0. Tyto parametry jsou:

- **NO_x Calibration Multiplier** – Upravuje predikovanou rychlost formace oxidů dusíku. Celková rychlost formace NO je rovna rychlosti formace NO mínus rychlost disociace NO.
- N₂ Oxidation Rate Multiplier – Upravuje rychlost oxidace N₂.
- **N₂ Oxidation Activation Energy Multiplier** – Upravuje aktivační energii oxidační reakce pro N₂. Hodnoty nižší než 1 snižují celkové množství predikovaného NO a hodnoty vyšší než 1 toto množství zvyšují. Model je však na tento parametr velmi citlivý, proto je potřeba opatrně volit rozsah parametru.
- N Oxidation Rate Multiplier – Upravuje rychlost oxidace N.
- N Oxidation Activation Energy Multiplier – Upravuje aktivační energii oxidační reakce pro N.
- OH Reduction Rate Multiplier – Upravuje rychlost redukce hydroxylového radikálu.

V některých případech byl model NO_x kalibrován zároveň s modelem prediktivního spalování, konkrétní řešení je vždy uvedeno u jednotlivých kalibrací. Cílem kalibrace modelu je vždy minimalizace naměřeného a predikovaného množství celkových emisí oxidů dusíku. Jelikož má optimalizace jen jeden cíl, je možné určit optimální variantu přímo, v případě spojené kalibrace modelu spalování a modelu emisí má i cíl minimalizace rozdílu tlaku a výsledná optimální varianta se vybírá graficky. V několika případech došlo při optimalizaci parametrů k „chybě“ metody genetického algoritmu MOGA-II, kdy se optimalizace držela nevhodné hodnoty parametru a nemohla najít lepší optimální variantu. V těchto případech byl model spuštěn znovu s upraveným rozsahem parametrů. Model pro kalibraci NO_x je zobrazen v příloze (C).

6.2 Model sazí (soot)

GT Power obsahuje celkem tři modely tvorby/oxidace sazí. Tyto modely jsou stejné pro oba prediktivní modely spalování DI Jet a DI Pulse. Jejich fyzikální popis je převzat z [7]. Hiroyasův model predikuje produkci hmoty sazí M_s jako krok po kroku jdoucí zápas mezi rychlostí formace sazí M_{sf} a rychlostí oxidace sazí M_{so} popsanou následující rovnicí:

$$\frac{dM_s}{dt} = \dot{M}_{sf} - \dot{M}_{so} \quad (6.2.1)$$

Rychlost formace dle Arrheniova vztahu je úměrná množství par paliva M_{fv} :

$$\dot{M}_{sf} = K_f \cdot M_{fv} \quad (6.2.2)$$

Ve kterém koeficient rychlosti formace K_f je funkcí tlaku a teploty:

$$K_f = A_{sf} \cdot p^{0,5} \cdot e^{\frac{-E_{sf}}{R \cdot T}} \quad (6.2.3)$$

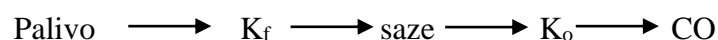
Rychlost oxidace dle Arrheniova vztahu je úměrná množství sazí M_s :

$$\dot{M}_{so} = K_o \cdot M_s \quad (6.2.4)$$

Ve němž oxidační koeficient K_o je funkcí tlaku, teploty a molárního zlomku kyslíku X_{O_2} :

$$K_o = A_{so} \cdot X_{O_2} \cdot p^{1,8} \cdot e^{\frac{-E_{so}}{R \cdot T}} \quad (6.2.5)$$

Tento krokový Hiroyasův model tvorby a oxidace sazí lze shrnout následujícím schématem, které ukazuje přeměnu paliva na saze a jejich oxidaci na další produkty (např. CO):



Hiroyasův model sazí byl modifikován nahrazením obecné oxidace podle Arrheniova vztahu experimentálně založenou rychlostí oxidace dle Nagle a Strickland-Constable (NSC). Tento model je založen na oxidačních pokusech grafitu v prostředí bohatém na O₂ za proměnného parciálního tlaku. Rychlost oxidace je modelována dvěma mechanismy, které závisejí na chemických reakcích probíhajících na povrchu ve více reaktivních „A“ zónách, méně reaktivních „B“ zónách a přeměny „A“ zón na „B“ zóny. Rychlost oxidace sazí je vyjádřena vzorcem (6.2.4), oxidační koeficient K_o je však nahrazen touto závislostí:

$$K_o = \frac{6}{\rho_s \cdot D_{nom}} \cdot \dot{W}_{nsc} \quad (6.2.6)$$

Kde \dot{W}_{nsc} je rychlost oxidace sazí dle NSC na jednotku povrchu [g/s.cm²], D_{nom} je jmenovitý průměr částice sazí (volen jako 25 nm), hustota sazí ρ_s je volena 2,5 g/cm³.

Pro kalibraci těchto modelů bylo použito celkem 7 nových bodů (viz *Tabulka 6.2.1*), jelikož předchozí data neobsahují gravimetrické hodnoty množství sazí a nemohou tak být použity pro kalibraci. Vzhledem k podobnosti podmínek s již zkalibrovaným přeplňovaným režimem motoru bylo výhodně využito hotových modelů DI Pulse a DI Jet. Všechny modely sazí závisí pouze na dvou proměnných parametrech:

- Soot Formation Multiplier – součinitel upravující rychlost tvorby sazí.
- Soot Burnup Multiplier – součinitel upravující rychlost oxidace sazí.

Celkem je tedy kalibrováno 6 modelů (3 pro DI Pulse a 3 pro DI Jet), vzhledem k jedinému cíli optimalizace – minimalizaci rozdílu naměřených a predikovaných sazí, je výběr optimální varianty proveden graficky. Model pro kalibraci sazí je zobrazen v příloze (C).

Case Nr.	Číslo bodu	Otáčky motoru [min ⁻¹]	IMEP [bar]	EGR [-]	Plnicí tlak [bar]	Přebytek vzduchu [-]
1	687	1800	16,7	23,2	2,19	1,11
2	688	1800	15,2	22,4	2,19	1,40
3	689	1800	12,7	21,8	2,19	1,85
4	690	1800	9,2	17,7	2,19	2,93
5	691	1800	15,7	28,3	2,19	1,16
6	692	1800	14,0	29,1	2,19	1,41
7	694	1800	9,2	27,0	2,19	2,55

Tabulka 6.2.1: Přehled měřených bodů pro kalibraci modelů sazí.

7 Diskuze výsledků kalibrace

Poznámka: *Atmosférický a přeplňovaný* režim je označení jednotlivých sad dat (12 a 18 bodů), není tím myšlena velikost plnicího tlaku.

7.1 Výsledky TPA

Výsledky kalibrace modelu na třítlakovou analýzu pro obě sady dat jsou shrnuty v *Tabulce 7.1.1* a detailně v přílohách (F) a (H). Dále jsou diskutovány jednotlivé optimalizované parametry a optimalizační cíle a srovnání jednotlivých režimů provozu motoru.

Efektivní kompresní poměr motoru (*Compression_ratio*) vyšel v obou případech obdobný a výrazně se lišící od kompresního poměru udávaného výrobcem motoru ($17:1 \pm 0,5$). Tuto odchylku si vysvětlují především deformacemi spalovacího prostoru při vysokých tlacích a teplotách uvnitř válce, neznámými vlastnostmi těsnění hlavy válců, a opotřebením motoru, jelikož se jedná o experimentální jednotku, byla již v minulosti několikrát rozebírána, což může částečně ovlivnit i kompresní poměr.

Součinitel přestupu tepla (*Convection_multiplier*) je daleko vyšší v první sadě dat (1,33) než v druhé sadě (0,78). Může za to především přeplňování motoru a tím pádem i vyšší střední indikovaný tlak, tlak ve válci a teploty v první sadě dat. V případě atmosférického plnění motoru jsou tlaky a teploty nižší, což se projeví na nižší hodnotě součinitele přestupu tepla.

Velikost ekvivalentní plochy netěsnosti spalovacího prostoru (*d_blowBy*) je vyšší v případě přeplňovaného režimu, což je způsobeno opět vyššími tlaky a tudíž i vyšším průtokem netěsnostmi.

Korekce pozice horní úvratě (*TDC_shift*) je v obou případech velmi malá, z toho vyplývá, že poloha horní úvratě byla určena správně.

Posun tlaků v sacím i výfukovém kanálu (*p_BOOST_shift*, *p_EXH_shift*) je vzhledem k měřeným tlakům (několik setin bar) zanedbatelný. Je také téměř stejný pro obě sady dat, je tedy zřejmé, že se jedná o vlastnost měřidla nikoliv o parametr závislý na režimu motoru.

Korekce velikosti pilotní dávky (*pilotINJ_mass_corr*) se výrazně liší pro jednotlivé sady dat. Pro přeplňovaný režim je tato korekce 250 %, což se může zdát jako vysoké číslo, ale jelikož jsou pilotní dávky v řádech procent velikosti hlavní dávky, je i takto korigovaná dávka velmi malá. Dále je nutné brát v potaz velkou nejistotu při lineární interpolaci mezi naměřenými body na vstřikovací stolici pro velmi krátké aktivační časy vstřikovače. V případě atmosférického režimu je tato korekce 137 %, nižší je především kvůli menším pilotním dávкам v tomto režimu oproti přeplňovanému.

Název parametru	Jednotka	18 bodů	12 bodů	Abs. Rozdíl
Compression_ratio	[-]	15,89	15,8	0,09
Convection_multiplier	[-]	1,33	0,78	0,55
d_blowBy	[mm]	0,44	0,34	0,1
TDC_shift	[°CA]	0,08	-0,05	0,13
p_BOOST_shift	[bar]	-0,02	-0,02	0
p_EXH_shift	[bar]	-0,04	-0,05	0,01
pilotINJ_mass_corr	[-]	2,5	1,37	1,13
Průměrný absolutní rozdíl tlaku ve válci	[bar]	0,18	0,24	0,06
Průměrná odchylka LHV multiplieru	[-]	0,02	0,05	0,03
Průměrný pressure shift	[bar]	0,07	0,02	0,05
Průměrný rozdíl blow-by	[kg/s]	0,00003	0,00004	0,00001
Maximální odchylka LHV multiplieru	[-]	0,05	0,14	0,09
Maximální pressure shift	[bar]	0,10	0,05	0,05

Tabulka 7.1.1: Shrnutí výsledků kalibrace modelu na TPA na dvou sadách dat.

Průměrný absolutní rozdíl tlaku ve válci je u přeplňovaného režimu 0,18 bar, což je velmi slušná hodnota, a jak dále vyplývá z průběhů tlaku v jednotlivých měřených bodech, je tento model velmi kvalitně naladěný a dává tak dobré předpoklady pro dobré výsledky kalibrace prediktivních modelů spalování. Při atmosférickém režimu roste rozdíl tlaku na 0,24 bar, což je způsobeno především různorodějšími průběhy tlaku v jednotlivých bodech díky proměnným otáčkám v celém provozním pásmu motoru, nicméně i tak se jedná o velmi dobrý výsledek.

Průměrná odchylka LHV multiplieru ukazuje, zda je ve vstříknutém palivu dostatečné množství energie pro běh chemických reakcí. Jako korektní se považuje hodnota $\pm 5\%$, která je v průměru dosažena u obou režimů. U atmosférického režimu je maximální odchylka 14 %, což naznačuje nedostatek paliva v daném bodě. Při kalibraci nebyl bohužel tento nedostatek zachycen. Toho lze dosáhnout parametrickou závislostí některé z proměnných, ale vzhledem k dostačující hodnotě průměrné odchylky byl model ponechán v tomto stavu.

Průměrný i maximální pressure shift je velmi nízký (desetina bar) u obou režimů, což souhlasí s tvrzením, že se jedná především o vlastnost použitých měřidel.

Průměrný rozdíl blow-by je obdobný v obou případech, absolutní chyba je však v některých případech i 100 % měřené hodnoty. Zde se ukazuje možný nedostatek modelování průtoku jedním otvorem místo komplexního labyrintu, které by mohlo částečně zlepšit výsledky modelu (vzhledem k nízkým hodnotám průtoku to však bude téměř nezatelné).

7.2 Výsledky DI Pulse

Výsledky kalibrace modelu prediktivního spalování DI Pulse pro obě sady dat jsou shrnuty v *Tabulce 7.2.1*, detailně pak v přílohách (F), (G) a (H). V první sadě dat (18 bodů) dosahuje model i přes značné fyzikální zjednodušení velmi dobrého výsledku průměrného absolutního rozdílu naměřeného a vypočteného průběhu tlaku ve válci – 0,58 bar. Zvýšená odchylka je v bodech #1, #2, #7, #11 a #15, což jsou body s nejvyšším zatížením, a tím pádem i nejvyšším tlakem ve válci. Odchylka tlaku má tendenci klesat se snižující se zátěží (s výjimkou při EGR 20 %, kde nejdříve klesne, poté roste). Při bližším zkoumání průběhu tlaku ve válci je však patrné, že především v oblasti hoření pilotního vstříku je predikovaný tlak větší než tlak naměřený, naopak při nejvyšší hodnotě tlaku (okolo 10°C_A za HÚ) prediktivní model dává nižší hodnoty než naměřené, tento trend je patrný ve všech 18 bodech.

Pro druhou sadu dat (12 bodů) byl dosažen obdobně dobrý výsledek při predikci průběhu tlaku – 0,60 bar. Odchylka nevykazuje jasnou tendenci měnit se se zátěží, pouze v bodě #12 je téměř dvojnásobná oproti průměru. Při zkoumání jednotlivých průběhů tlaku ve válci je v některých bodech vidět podobná tendence jako u přeplňovaného režimu, tyto rozdíly jsou však daleko větší, vzhledem k výpočtu průměrného rozdílu je ale odchylka srovnatelná. V bodech #4, #5, #7, #10 a #12 model DI Pulse selhává při predikci průběhu tlaku, to ukazuje na možné nedostatky při fyzikálním zjednodušení modelu.

Z výsledků obou sad vyplývá, že při vyšším rozsahu otáček je model méně přesný. Dalšího zlepšení v atmosférickém režimu by mohlo být dosaženo konstrukcí složitějších závislostí parametrů modelu na otáčkách, případně i jiných veličinách.

Název parametru	Jednotka	18 bodů	12 bodů	Lin. koef. (12)
Entrainment Rate Multiplier	[-]	1,68	1,92	-
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,46	0,16	4,7
Premixed Combustion Rate Multiplier	[-]	5,26	0,1	1,13
Diffusion Combustion Rate Multiplier	[-]	1,09	0,8	1
Pilot Delay Correction	[°CA]	-2,55	0	1
Main Delay Correction	[°CA]	-1,84	-0,72	1
Průměrný absolutní rozdíl tlaku ve válci	[bar]	0,58	0,60	-

Tabulka 7.2.1: Shrnutí výsledků kalibrace modelu DI Pulse na dvou sadách dat.

7.3 Výsledky DI Jet

Výsledky kalibrace modelu prediktivního spalování DI Jet pro obě sady dat jsou shrnuty v *Tabulce 7.3.1*, detailně pak v přílohách (F), (G) a (H). Fyzikálně složitější model DI Jet dosahuje v první sadě dat (18 bodů) výsledku průměrného absolutního rozdílu naměřeného a vypočteného průběhu tlaku ve válci – 0,58 bar. Nejvyšší odchylka je v bodě #15, kde je nejvyšší zátěž při nejvyšším podílu EGR (20 %) a otáčky jsou z provozních důvodů zvýšené na 1800 min⁻¹. V ostatních bodech není patrná tendence závislosti odchylky na zátěži či podílu recirkulovaných spalin. V oblasti hoření pilotního vstřiku je ve všech bodech patrná odchylka, kdy predikovaný tlak je nižší než tlak naměřený, v oblasti nejvyššího tlaku (zhruba 10°C_A za HÚ) je v bodech s nulovým EGR (#1 až #6) predikovaný tlak mírně vyšší. V bodech s nenulovým podílem výfukových spalin v sání je predikovaný tlak v oblasti 10°C_A za HÚ vždy nižší než naměřený.

Pro druhou sadu dat byl po zavedení lineárních závislostí některých parametrů dosažen rozdíl tlaku 0,77 bar. V bodech #3 a #6 (nejvyšší zatížení, otáčky 1000 a 2000 min⁻¹) jsou odchylky tlaku až dvojnásobné, nejvyšší predikovaný tlak v těchto bodech je až o 20% vyšší než naměřený. Správný průběh tlaku je zachycen jen v některých bodech a obecně je možné říct, že výsledky kalibrace modelu DI Jet při velkém rozsahu otáček nejsou příliš dobré. Což plyne i z potřeby použití lineární závislosti u nejméně dvou parametrů naznačující, že některé fyzikální procesy v modelu pro danou sadu dat nejsou modelovány zcela správně.

Název parametru	Jednotka	18 bodů	12 bodů	Lin. koef. (12)
Ignition Delay Multiplier	[-]	0,22	0,19	1,01
Entrainment Multiplier Before Combustion	[-]	0,58	0,83	-
Entrainment Multiplier After Combustion	[-]	0,28	1,27	-
Entrainment Multiplier After Impingement	[-]	1,59	2	-
Injector Nozzle Hole Aspect Ratio	[-]	0,14	0,22	-
EGR Specific Ignition Delay Multiplier	[-]	0,1	1,29	-
Breakup Time Multiplier	[-]	0,66	0,33	4,84
Delay Exponent for Pressure	[-]	-1,91	0,46	-
Pilot Delay Correction	[°CA]	-4,93	-0,53	4,09
Main Delay Correction	[°CA]	-2,87	0	1,37
Průměrný absolutní rozdíl tlaku ve válci	[bar]	0,58	0,77	-

Tabulka 7.3.1: Shrnutí výsledků kalibrace modelu DI Jet na dvou sadách dat.

7.4 Výsledky modelů NO_x a sazí

7.4.1 Výsledky modelu emisí NO_x

Výsledky kalibrace modelu emisí oxidů dusíku pro obě sady dat a oba prediktivní modely spalování DI Pulse a DI Jet jsou shrnuty v *Tabulce 7.4.1.1*, detailně pak v přílohách (F), (G) a (H). Z výsledků jasně vyplývá velká výhoda modelu DI Jet, který je při vyšší fyzikální propracovanosti schopen daleko lépe zachytit tvorbu emisí oxidů dusíku ve všech režimech motoru. Dále je možné si všimnout horších výsledků při velkém rozsahu otáček. Jelikož se výrazně mění pracovní podmínky ve spalovacím prostoru v jednotlivých bodech, je velmi obtížné zachytit tento jev pouze dvěma parametry. Zlepšení může být dosaženo kalibrací ostatních parametrů modelu emisí NO_x, případně zavedením různých závislostí.

Je nutné dodat, že samotná hodnota normalizovaného rozdílu nemá příliš dobrou vypovídací hodnotu, jelikož při nízké tvorbě NO_x v některém z bodů může i malá odchylka v řádech desítek ppm znamenat velký procentuální rozdíl a znehodnotit tak celkový výsledek (to je patrné např. v bodě #10 modelu DI Pulse v atmosférickém režimu). Je tedy důležité sledovat především na schopnosti modelu zachytit základní dvě tendence tvorby oxidů dusíku – klesá s rostoucím podílem EGR a roste se zátěží, to se daří lépe modelu DI Jet. Zároveň je však potřeba uvážit omezení prediktivní schopnosti modelu – pokud přesně nesedí průběh tlaku ve válci, nesedí i průběh teploty a z toho plynoucí produkce oxidů dusíku. Lepší výsledky jsou tedy přímo závislé na kvalitě naladění průběhu tlaku ve válci.

Název parametru	Model	Jednotka	18 bodů	12 bodů
NO _x Calibration Multiplier	DI Pulse	[-]	0,22	0,19
N ₂ Oxidation Activation Energy Multiplier	DI Pulse	[-]	0,90	0,51
NO _x Calibration Multiplier	DI Jet	[-]	0,94	0,46
N ₂ Oxidation Activation Energy Multiplier	DI Jet	[-]	1,08	0,75
Průměrný absolutní normalizovaný rozdíl NO _x	DI Pulse	[-]	0,24	0,32
Průměrný absolutní normalizovaný rozdíl NO _x	DI Jet	[-]	0,05	0,22

Tabulka 7.4.1.1: Shrnutí výsledků kalibrace modelu emisí NO_x pro DI Pulse, DI Jet a obě sady dat.

7.4.2 Výsledky modelů sazí

Výsledky kalibrace modelu sazí pro oba prediktivní modely spalování DI Pulse a DI Jet jsou shrnuty v *Tabulce 7.4.2.1*, detailně pak příloze (I). Z dosažených výsledků je možné vyvodit, že pro využití prediktivního modelu DI Pulse dává v daném případě nejlepší výsledky model Modified Hiroyasu, u DI Jet pak model Nagle Strackland-Constable. Při grafickém zobrazení výsledků (viz příloha) je názorně vidět, že modely Hiroyasu a Modified Hiroyasu se lépe drží naměřeného trendu množství sazí v jednotlivých bodech. Dále je zřejmé, že v prvním měřeném bodě velmi pravděpodobně došlo ke špatnému odměření množství sazí (všechna nastavení modelů predikují daleko menší množství), což následně znehodnocuje celou kalibraci. Také není úplně zřejmé, zda je vážená zachycená hmota na filtrech stejného složení jako chemický ekvivalent sazí v GT Power, což může zanést do kalibrace další chybu. Pro lepší výsledky kalibrace by bylo vhodné celý proces opakovat s novými body, ve kterých je s velkou jistotou vyloučena větší chyba měření. V současném stavu není výsledek kalibrace příliš dobrý, a proto tyto modely bez dalších úprav nedoporučuji pro odhad množství sazí ve výfukových plynech.

Název parametru	Model	Hiroyasu	Modified Hiroyasu	Nagle Strackland-Constable
Soot Formation Multiplier	DI Pulse	2,147	0,519	0,275
Soot Burnup Multiplier	DI Pulse	0,510	2,481	3,390
Soot Formation Multiplier	DI Jet	3,533	0,886	0,033
Soot Burnup Multiplier	DI Jet	0,437	3,032	0,865
Průměrný absolutní normalizovaný rozdíl množství sazí	DI Pulse	41,2%	37,9%	52%
Průměrný absolutní normalizovaný rozdíl množství sazí	DI Jet	38,4%	37,2%	31%

Tabulka 7.4.2.1: Shrnutí výsledků kalibrace všech modelů sazí pro DI Pulse i DI Jet, nejlepší výsledky jsou vyznačeny tučně.

7.5 Srovnání DI Pulse a DI Jet při kalibraci

Z výše uvedených výsledků a příslušných grafů v přílohách (J) lze při užití prediktivních modelů spalování DI Pulse a DI Jet na dané dvě sady dat vyvodit následující závěry:

DI Jet je ve všech případech lepší při odhadu tvorby emisí NO_x a sazí, zejména v případě NO_x jej lze naladit na velmi nízké odchylky od naměřených dat. Tato skutečnost je dána složitějším fyzikálním podkladem pro výpočty tohoto modelu oproti DI Pulse, jelikož rozděluje celý prostor na více objemů, ve kterých počítá konkrétní hodnoty teploty. Průběh tlaku ve válci je v některých případech pro DI Jet u atmosférického režimu výrazně horší než DI Pulse, což se promítne i na průměrné absolutní odchylce tlaku ve válci. Projevuje se zde především tendence „dohnat“ chybějící množství paliva v pilotní dávce nasazením příliš velkého tlaku v oblasti hoření hlavní dávky.

Srovnáme-li průběhy hoření formou „burn rate“ v jednotkách [mg/°CA], ukazuje DI Jet výrazný nárůst rychlosti v oblasti hoření hlavní dávky. Tento fakt je opět dán fyzikální strukturou modelu, jenž daleko lépe zachycuje teplotu v jednotlivých místech a je schopen detailněji znázornit disociační reakce produktů spalování zabraňující dalšímu nárůstu teploty (to lze vidět na průběhu molárního zlomku H₂ a CO). Srovnávat takto vypočtené hodnoty mezi jednotlivými modely je tedy zavádějící z hlediska nestejných výpočetních podmínek – počtu zón. Srovnání průběhu hoření mezi DI Jet, DI Pulse a TPA je tedy pouze orientační a jediným indikačním faktorem kvality naladění modelů tak zůstává průběh tlaku ve válci. Detailní průběhy hoření jsou uvedeny v příloze (G).

Posouzením všech výhod a nevýhod jednotlivých modelů lze vyvodit, že pro využití modelů pro odhad výsledků měření (což je možná aplikace této práce) je vhodnější model DI Pulse. Nedosahuje sice dobrých výsledků při predikci škodlivin, je však spolehlivější při predikci tlaku ve válci, výpočetně jednodušší a rychleji konverguje k optimálnímu řešení. Pokud je od modelu vyžadována dobrá predikce množství škodlivin, je vhodnější DI Jet. V *Tabulce 7.5.1* je přehledné srovnání výsledků jednotlivých modelů a režimů.

Režim motoru (sada dat)	Model spalování	18 bodů přepřlňovaný		12 bodů atmosférický	
		DI Jet	DI Pulse	DI Jet	DI Pulse
Průměrný absolutní rozdíl tlaku ve válci	[bar]	0,58	0,58	0,77	0,6
Průměrný normalizovaný rozdíl NO _x	[-]	5 %	24 %	22 %	32 %

Tabulka 7.5.1: Přehled výsledků kalibrace modelů DI Jet a DI Pulse v přepřlňovaném a atmosférickém režimu.

8 Prediktivní schopnost modelů

8.1 Očekávání

Cílem diplomové práce je poskytnout dostatečně kvalitní modely pro odhad výsledků měření na experimentálním jednoválci AVL. Z výsledků kalibrace těchto modelů lze usuzovat, že výhodnějším prediktivním modelem bude DI Pulse. Je předem zřejmé, že výsledky tohoto ověření nebudou kvalitativně na úrovni kalibrace, jelikož při kalibraci dochází k výběru optimálních hodnot parametrů přímo pro danou sadu bodů.

8.2 Ověření v osmi bodech

Pro toto ověření byla naměřena nová sada dat, detailně v Tabulce 8.2.1. Výpočet probíhal ve čtyřech režimech – dosazením naměřených dat (základních parametrů jako otáčky, přebytek vzduchu, tlak v railu, časování vstříku, atd.) do zkalibrovaných modelů DI Jet a DI Pulse v přeplňovaném a atmosférickém režimu.

Case No.	Číslo bodu	Otáčky motoru [min ⁻¹]	IMEP [bar]	Tlak v railu [bar]	EGR [-]	Absolutní tlak v sání [bar]	Přebytek vzduchu [-]
1	806	1500	7,6	1500	0	1,04	1,52
2	807	1500	7,6	1500	0	1,05	1,51
3	808	1500	7,4	1100	0	1,05	1,51
4	809	1500	16,1	680	0	2,04	1,50
5	810	1500	16,1	1240	0	2,05	1,50
6	811	1500	15,8	1500	0	2,07	1,55
7	812	1500	15,6	920	0	2,07	1,54
8	815	3000	15,6	1200	0	2,02	1,51

Tabulka 8.2.1: Přehled měřených bodů pro ověření prediktivní schopnosti modelů.

V bodech #4 a #5 byla ručně korigována hlavní dávka paliva, výrazně se lišící od dávek v bodech #6 a #7, které mají obdobné parametry. Tato korekce proběhla na základě TPA analýzy tak, aby byl LHV multiplier pro dané dva body blízky 1 (bez korekce naznačoval velký nedostatek paliva). Jedná se nejspíše o chybné měření dávky paliva, po korekci tyto body dávají kvalitativně stejné výsledky jako zbylých 6 bodů a byly tak zahrnuty mezi výsledky predikce.

8.3 Diskuze výsledků

Detailní rozpis výsledků obsahuje příloha (J). Z grafů je patrné, že DI Pulse dává téměř stejné výsledky průběhu tlaku ve válci nezávisle na sadě dat, na kterou byl model kalibrován. To potvrzuje předchozí zjištění při kalibraci samotných modelů. Stejného trendu si lze všimnout i pro predikci emisí NO_x . O něco lepší výsledek průběhu tlaku a emisí škodlivin dává model kalibrováný v přeplňovaném režimu.

V případě DI Jet jeví odchylka tlaku ve válci mírně větší závislost na zvoleném kalibrováném režimu. V obou případech však dává o něco horší výsledky než DI Pulse. Při predikci emisí oxidů dusíku je tato skutečnost ještě umocněna a pro každý režim dává DI Jet naprosto odlišné výsledky, je však opět nutné připomenout fakt, že pokud je velká odchylka průběhu tlaku, je i velká odchylka průběhu teplot a dochází k značné chybě při predikci emisí NO_x .

Při detailním zkoumání průběhů tlaku ve válci bylo zjištěno, že DI Jet má tendenci predikovat vyšší tlak v atmosférickém režimu a nižší než naměřený tlak v přeplňovaném režimu. DI Pulse má v obou režimech velmi podobné průběhy tlaku, ten je však obecně nižší než naměřený, zejména v oblasti hoření hlavní dávky. Oba prediktivní modely spalování vykazují stejnou tendenci odchylky od naměřených dat, kdy po dohoření pilotní dávky není ve spalovacím prostoru dostatek paliva pro další růst tlaku a nejvyšší odchylka je tedy obecně v oblasti maximálního tlaku. Jedinou výjimkou je DI Jet kalibrováný v atmosférickém režimu, který dokáže s předepsanou dávkou paliva dosáhnout vyššího tlaku. Nedostatečný tlak v oblasti hoření pilotní dávky v některých bodech dále poukazuje na potřebu dalšího zvýšení korekčního součinitele pilotní dávky, jeho hodnota však byla při kalibraci dostatečná a tento trend v kalibrováných bodech téměř odstranila.

Vzhledem k nepříliš dobré prediktivní schopnosti zkalibrováných modelů byl vytvořen další model, který kombinuje body z atmosférického režimu (až na #4 a #10 kvůli velké odchylce při energetické bilanci) a šest bodů bez EGR z přeplňovaného režimu. Takto vytvořený model byl zkalibrován stejným způsobem jako předchozí modely – TPA, DI Pulse i DI Jet. Po dosažení bodů pro ověření do tohoto modelu došlo oproti základním modelům ke zlepšení průběhu tlaku ve válci. Vůbec nejlepší výsledky průběhu tlaku dává pro body #1 až #4 DI Jet právě v tomto kombinovaném nastavení a pro body #5 až #8 DI Pulse také v kombinovaném nastavení. Pro predikci tedy doporučuji právě tyto dva modely. Konkrétní výsledky nového modelu jsou shrnuty v příloze (J).

9 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit a kalibrovat prediktivní modely spalování v prostředí GT Power dle dat naměřených na experimentálním jednoválcovém motoru AVL SCRE tak, aby pomocí těchto modelů bylo možné predikovat chování motoru za daných provozních podmínek. Nejprve byl zkalibrován model dle třítlakové analýzy celkem ve dvou sadách dat (18 bodů v přeplňovaném režimu a 12 bodů v atmosférickém režimu). Následně proběhla kalibrace jednoduššího modelu DI Pulse a složitějšího DI Jet pro obě sady dat. Poté byly zkalibrovány modely emisí oxidů dusíku a sazí. Na závěr byla na osmi vybraných bodech ověřena prediktivní schopnost takto vytvořených modelů.

Výsledné modely dávají velmi dobrý výsledek průběhu tlaku ve válci s průměrnou absolutní odchylkou ve všech režimech 0,6-0,8 bar (v TPA analýze bylo dosaženo přibližně 0,2 bar). Modely dosahují velmi dobrou energetickou bilanci, při které nebylo třeba celkové množství energie v palivu korigovat o více než 5 %. Ukázalo se, že DI Pulse je při výpočtech rychlejší, dříve konverguje k optimálnímu řešení a je stabilnější vůči kalibrovaným parametrům. Pro kalibraci modelů emisí oxidů dusíku je vhodnější DI Jet, který lépe zachycuje komplexní děje odehrávající se ve válci spalovacího motoru. Na kalibraci tří dostupných modelů tvorby a oxidace sazí byla použita nová sada dat, která však měla parametry podobné sadě v přeplňovaném režimu. Výsledná normalizovaná odchylka se pohybuje okolo 30 % pro DI Jet a 40 % pro DI Pulse. Její velikost je dána především pravděpodobnou chybou měření a celkově tak není vhodné takto zkalibrované modely používat pro další výpočty. Hodnocení modelů z hlediska měrné spotřeby paliva je zavádějící, jelikož byla korigována pilotní dávka a je zde stále velká nejistota při měření velikosti jednotlivých dávek.

Pro ověření prediktivní schopnosti modelů bylo vybráno celkem osm bodů, které byly dosazeny do čtyř zkalibrovaných variant modelů. Ukázalo se, že výsledky této predikce nejsou příliš kvalitní. Byla tedy vytvořena nová sada dat, kombinující body z atmosférického a přeplňovaného režimu, na které proběhla nová kalibrace TPA, DI Jet a DI Pulse. Výsledkem je zlepšení při predikci průběhu tlaku. Stále však zůstává relativně velká odchylka, bylo by tedy do budoucna vhodné ověřit predikci i v jiných bodech a vyloučit tak možnou chybu měření.

Nedostatkem všech modelů je nesprávné zachycení hoření pilotní dávky, která byla korigována různými součiniteli a závislostmi na tlaku v railu. Do budoucna tedy doporučuji zaměřit se při kalibraci především na správný průběh hoření v oblasti pilotní dávky, což by mohlo vést k velkému zlepšení výsledků. Také je potřeba naměřit nová data pro predikci sazí a zkalibrovat jednotlivé modely, aby bylo možné je použít jako součást výstupního modelu.

Seznam obecně používaných označení

Zkratka	Anglicky	Česky
0D, 1D, 3D	-	0,1,3-dimenzionální
CA	crank angle	úhel natočení klikového hřídele
CAD	computer aided design	-
CFD	comutational fluid dynamic	počítačová mechanika tekutin
CPU	central processing unit	procesor
CVUM	-	Centrum vozidel udržitelné mobility Josefa Božka
DOHC	double overhead camshaft	rozvod s dvěma vačkovými hřídeli v hlavě
EGR	exhaust gas recirculation	recirkulace výfukových spalin
HCCI	homogenous charge controlled ignition	motor s homogenní směsí a řízenou detonací
HÚ	top dead center	horní úvrať
HS DAQ	high-speed data aquisition	vysokorychlostní sběr dat
LHV	lower heating value	spodní výhřevnost
LS DAQ	low-speed data aquisition	nízkorychlostní sběr dat
NO _x	-	oxidy dusíku (NO, NO ₂)
NSFC	net specific fuel consumption	měrná spotřeba paliva
PM	particulate matter	částice (ve výfukových spalinách)
ppm	parts per million	jednotek na milion
ŘJ	-	řídící jednotka
SCRE	single-cylinder research engine	jednoválcový výzkumný motor
SMD	Sauter mean diameter	Sauterův střední průměr
SOI	start of injection	počátek vstříku
SR	swirl ratio	vírové číslo
TPA	three-pressure analysis	třítlaková analýza
VVL	variable valve lift	proměnlivý zdvih ventilů
VVT	variable valve timing	proměnlivé časování ventilů

Pozn.: Veličiny používané v této práci jsou popsány vždy přímo v příslušných kapitolách. Jejich jednotky odpovídají základním jednotkám soustavy SI a jednotkám z této soustavy odvozeným. Výjimkou je tlak, který je zde z praktických důvodů uváděn v [bar].

Seznam použité literatury

- [1] *GT-Power User's Manual*, GT-Suite version 7.3. Gamma Technologies Inc., 2012.
- [2] modeFRONTIER – *Multi-Objective Design Environment*, version 4.4.3. [CD-ROM], 2012.
- [3] *AT4655E00 Single Cylinder Research Engine AVL 5402 User's Guide*, AVL, 2012.
- [4] Morel, T., Wahiduzzaman, S., *Modeling of Diesel Combustion and Emissions*, FISITA 1996.
- [5] Yoshizaki, T., Nishida, K., Hiroyasu, H., *Approach to Low NO_x and Smoke Emission Engines by Using Phenomenological Simulation*, SAE Technical Paper 930612, 1993, doi:10.4271/930612.
- [6] Wang, R., Harnish, S., *Predictive Diesel Combustion and Injection Rate Modeling*, Gamma Technologies Inc., 2013.
- [7] Han, Z., Uludogan, A., Hampson, G., Reitz, R., *Mechanism of Soot and NO_x Emission Reduction Using Multiple-injection in a Diesel Engine*, SAE Technical Paper 960633, 1996, doi:10.4271/960633.
- [8] Woschni, G. *An Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. *SAE Transactions*, Vol. 76:3065, 1967.