



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PREDIKCE EMISÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

PREDICTING SPARK-IGNITION ENGINE EMISSIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Jirout

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Petr Jirout
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Predikce emisí zážehového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tématem je problematikou predikce škodlivých emisí výfukových plynů zážehového motoru. Na základě měřených dat z aplikační řídicí jednotky motoru lze přesně určit množství vstříknutého paliva, s dopomocí modelů a testování lze dále zjistit množství shořelého paliva. Rozdílem je palivo, jež se pouze omezeně účastní spalovacího procesu a lze jej měřit pomocí emisních analyzátorů ve formě oxidu uhelnatého a uhlovodíků. Predikce těchto emisních složek je výsledkem práce. Nedílnou součástí je i teoretický podklad vysvětlující tvorbu škodlivých emisí zážehového motoru.

Cíle diplomové práce:

Proveďte rešerši o řízení zážehového motoru a popište mechanismy vzniku škodlivých emisí. Na základě údajů z aplikační řídicí jednotky navrhnete predikci surových emisí oxidu uhelnatého a uhlovodíků. Pro měření použijte zážehový motor na motorové brzdě vybavený analyzátozem surových emisí
Návrh řešení experimentálně ověřte v emisním cyklu.

Seznam doporučené literatury:

KIRKPATRICK, A. T. a FERGUSON C. R.. Internal combustion engines: applied thermosciences. Third. United Kingdom: John Wiley, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.

RAO, G. A. P. a SHARMA T. K.. Engine emission control technologies: design modifications and pollution mitigation techniques. Burlington ON: Apple Academic Press, [2020]. ISBN 978-1-77188-835-6.

STONE, R. Introduction to internal combustion engines. 4th ed. Basingstoke: Palgrave Macmillan, c2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

ASHOK, B., S. DENIS ASHOK a C. RAMESH KUMAR. A review on control system architecture of a SI engine management system. In: Annual Reviews in Control. 41. Vellore India: School of Mechanical Engineering (SMEC), VIT University, 2016, s. 94-118. ISSN 1367-5788.

BASSHUYSEN, R. van a F. SCHAEFER. Internal Combustion Engine Handbook. 2nd English Edition. USA: SAE International, 2016. ISBN 978-0-7680-8024-7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá možnostmi predikce emisí zážehových motorů. Cílem bylo na základě parametrů z řídicí jednotky navrhnout prediktivní algoritmus emisí nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého. Návrh se opírá o praktické experimenty se zážehovým motorem. V závěru jsou shrnuty nedostatky navrženého algoritmu a nastíněno možné využití pro nově nastupující emisní normu EU7.

KLÍČOVÁ SLOVA

predikce emisí, emise, spalovací motor, zážehový motor, řídicí jednotka, oxid uhelnatý, nespálené uhlovodíky, THC, HC, CO

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the possibility of predicting emissions of SI engines. The aim was to create an algorithm for predicting unburned hydrocarbons and carbon monoxide, based on ECU signals. The algorithm is based on practical experiments with SI engines. In the summary, the issues and the possible use of the created algorithm following the incorporation of EU7 are outlined.

KEYWORDS

emissions prediction, emissions, internal combustion engine, ICE, spark ignition engine, IS engine, ECU, carbon monoxide, unburned hydrocarbons

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Jirout, P. *Predikce emisí zážehového motoru*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Josef Štětina. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149580>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Josefa Štětiny a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Petr Jirout

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Michalu Věříšovi za příležitost vypracovávat diplomovou práci ve spolupráci s průmyslem a prof. Josefu Štětínovi za vedení diplomové práce.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Řízení zážehového motoru	12
1.1 Struktura momentového řízení.....	12
1.2 Momentový model.....	13
1.3 Tvorba směsi.....	14
1.3.1 Vzduch.....	14
1.3.2 Palivo.....	15
1.4 Příklady funkcí řídicí jednotky motoru.....	16
1.4.1 Regulace detonačního hoření.....	16
1.4.2 Detekce nezážehů.....	16
1.4.3 Zpracování exhalací.....	16
1.4.4 Momentová rezerva.....	17
2 Mechanismy vzniku škodlivých emisí.....	18
2.1 Složení výfukových plynů.....	18
2.2 Oxid uhličitý.....	18
2.3 Oxid uhelnatý.....	19
2.4 Nespálené uhlovodíky.....	19
2.5 Oxidy dusíku.....	20
2.6 Pevné částice.....	21
3 Predikce škodlivých emisí.....	22
3.1 Teoretické množství vlhkého vzduchu.....	23
3.2 Nespálené uhlovodíky.....	24
3.3 Oxid uhelnatý.....	24
4 Třícestné katalyzátory.....	26
4.1 Účinnost katalyzátoru.....	26
5 Experiment č. 1.....	28
5.1 Měření.....	28
5.2 Průběh experimentu.....	28
5.3 Zhodnocení experimentu.....	29
6 Experiment č. 2.....	30
6.1 Měření.....	30
6.2 Průběh experimentu.....	30
7 Predikce nespálených uhlovodíků.....	32
7.1 Okrajové podmínky modelu.....	32
7.2 Zpracování měření.....	32
7.3 Výpočet.....	33
8 Predikce oxidu uhelnatého.....	39
8.1 Okrajové podmínky.....	39
8.2 Výpočet z rovnice spalování.....	39
8.3 Kompenzace poměru.....	45

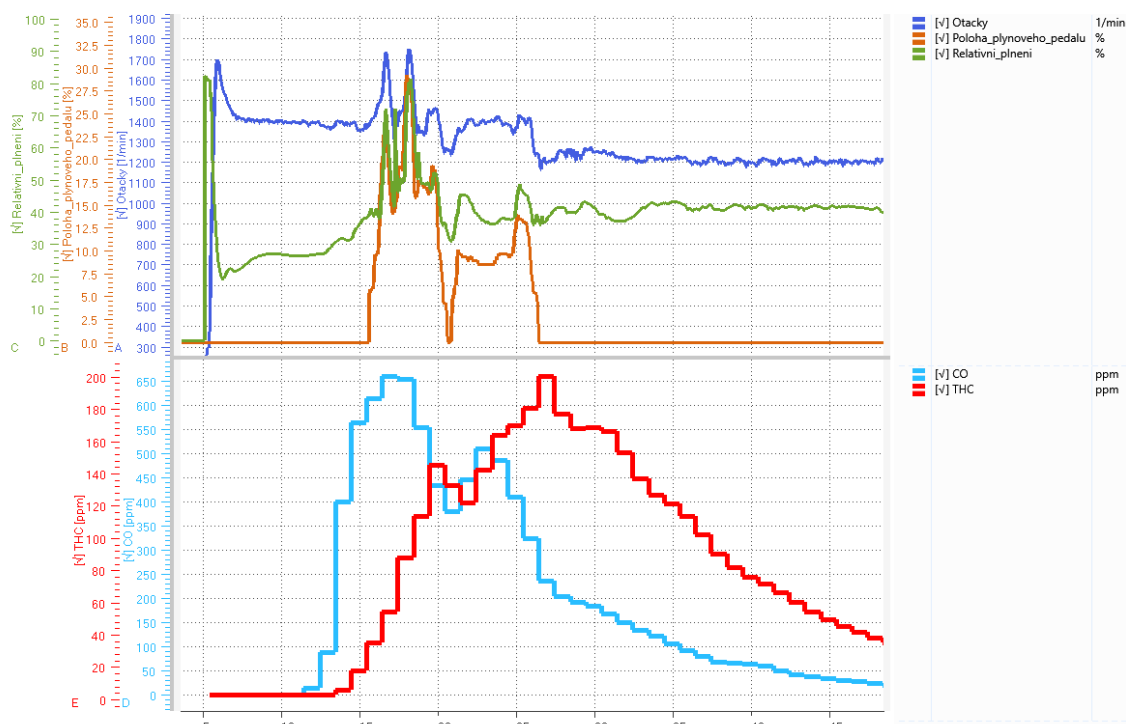
9	Predikce s katalyzátorem	48
9.1	Nespálené uhlovodíky	48
9.2	Oxid uhelnatý	51
	Závěr	55
	Použité informační zdroje	56
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58

ÚVOD

Námětem pro zvolení tématu diplomové práce byla pracovní zkušenost na emisní zkušebně Škoda auto a.s. ve spolupráci se společností AVL SCHRICK GmbH. Pro správné vyhodnocení souvislostí tvorby škodlivých exhalací v závislosti na provozním režimu motoru je nutné znát přesnou hodnotu emisí v reálném čase. To bohužel emisní analyzátory z principu své funkce neumožňují. Emisní analyzátor typu CVS (constant volume sampling) je pro měření aktuálních hodnot nejprve třeba zahltit, což může trvat i desítky sekund (obr. 1). Poté, co dojde k zahlcení emisních analyzátorů, je množství exhalací ze startu zaneseno do grafu najednou společně s aktuální hodnotou emisí. Proto nelze rozlišit podíl škodlivých výfukových plynů v počáteční, nejkritičtější fázi emisního testu. Dalším nedostatkem CVS analyzátorů je vzorkovací frekvence emisních analyzátorů 1 Hz.

Cílem této diplomové práce tudíž je navrhnout algoritmus predikce emisí nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého. Prediktivní algoritmus bude vytvořen na základě parametrů z aplikační (vývojové) řídicí jednotky a následně otestován v emisním cyklu.

Prvním krokem pro vytvoření algoritmu je seznámit se se způsoby řízení zážehového motoru a mechanismy vzniku škodlivých emisí. Následně je třeba provést úvahy o možnostech predikce emisí a tyto úvahy ověřit experimentálně, poté na základě měření navrhnout algoritmus predikce. Aby byla možnost otestovat algoritmus predikce v emisním cyklu, je nutné se také alespoň okrajově zabývat účinností katalyzátoru.



Obr. 1 Záznam měření z emisní zkušebny

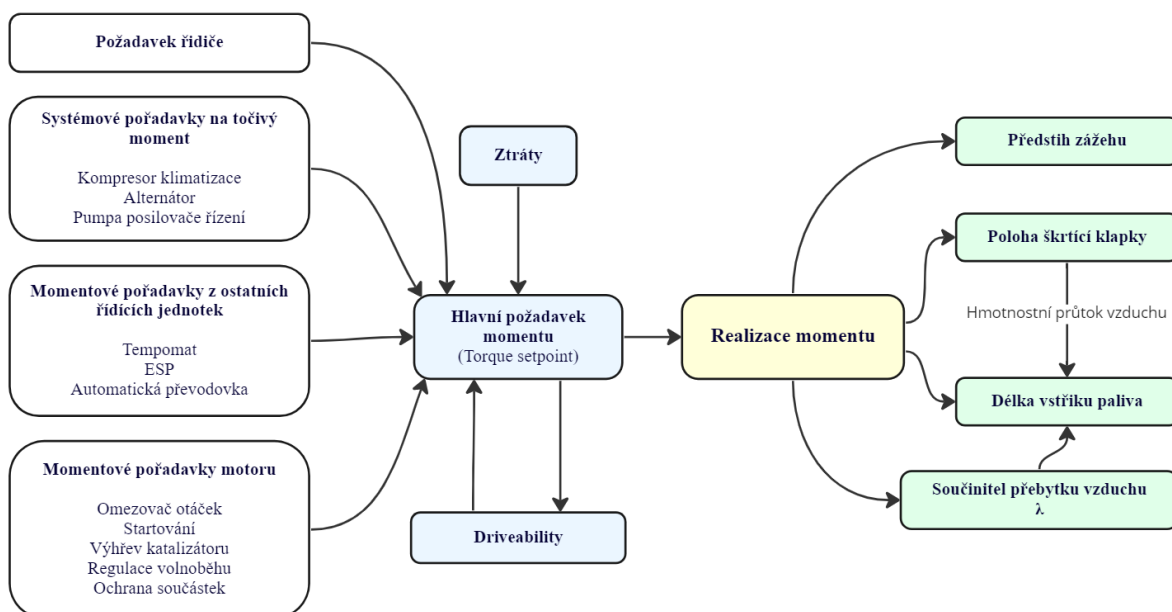
1 ŘÍZENÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Současné spalovací motory jsou řízeny elektronickými řídicími jednotkami. Motor a jednotka spolu se senzory (snímač hmotnosti nasávaného vzduchu, senzor otáček atd.) a akčními členy (motor škrtící klapky, cívky zapalovací svíčky atd.) tvoří mechatronický systém. O samotné řízení se stará mikrokontroler v řídicí jednotce, respektive software nahraný v něm, také označován jako „*Systém řízení motoru*“ [1]. Architektura softwaru řídicí jednotky funguje na principu mnoha funkcí, jež propojují vstupní parametry s parametry výstupními za pomoci matematických operací. Další nedílnou součástí softwaru jsou kalibrační data, ta vstupují do matematických operací jako konstanty (ve formě skalárů, vektorů nebo matic). Princip fungování základních funkcí je u většiny výrobců řídicích jednotek velmi podobný. Některé funkce řídicí jednotky mají vyšší prioritu než jiné, a proto zabírají více operační paměti jednotky. Mezi takovéto funkce patří např. výpočet nestability chodu motoru a s tím související detekce nezážehů.

V soudobých automobilech se řídicích jednotek nachází mnoho; ty spolu vzájemně komunikují a předávají si informace. Lze říci, že motorová řídicí jednotka je ve vozidle ta nejdůležitější a nejkompaktnější. Při komunikaci po CAN-busu mají její zprávy nejvyšší prioritu spolu se zprávami bezpečnostních systémů (Airbag, ESP).

1.1 STRUKTURA MOMENTOVÉHO ŘÍZENÍ

Klíčovou funkcí pro řízení motoru je management točivého momentu. Princip této funkce spočívá v kompilaci požadavků na moment z různých zdrojů (obr. 2). Hlavním a nejproměnlivějším zdrojem momentového požadavku je řidič, který požadavek udává polohou plynového pedálu. Dalším zdrojem momentového požadavku může být příslušenství (kompresor klimatizace, alternátor atd.), ostatní řídicí jednotky nebo momentové požadavky samotného motoru, vzhledem k režimu, v jakém se nachází.

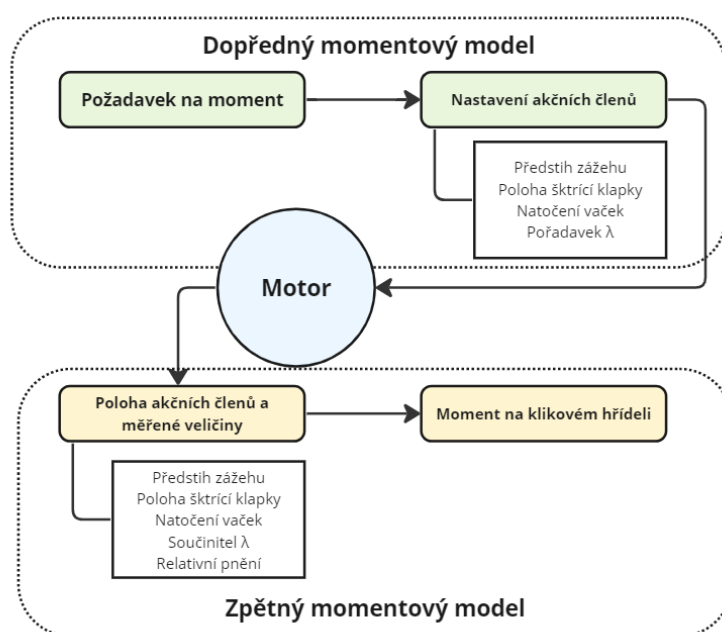


Obr. 2 Struktura momentového řízení [1]

Tyto požadavky točivého momentu se v dané funkci zkombinují s ohledem na ztráty. Jedná se zejména o ztráty motoru (mechanické tření v závislosti na teplotě oleje, ztráty plněním dané výměnou náplně ve válci), ztráty mezi klikovou hřídelí a spojku (příslušenství na řemenu – alternátor, klima-kompresor, posilovač řízení), případně modelované ztráty převodovky. Dále zde zasahuje funkce Jízdních vlastností, tzv. „Driveability“, která zajišťuje komfortní chování motoru při akceleraci a decelaci, včetně volnoběžného režimu a přechodových stavů. Následně dochází za pomoci akčních členů k realizaci tohoto momentu. Komunikace mezi jednotlivými podsystémy (funkcemi) probíhá jako momentový požadavek. Cílem tohoto systému je dosáhnout kompromisu mezi jízdními vlastnostmi, požadavkem řidiče, nízkou spotřebou a nejnižším možným množstvím škodlivých emisí [2].

1.2 MOMENTOVÝ MODEL

Momentový model nebo také modelování točivého momentu (obr. 3) se skládá z dopředného momentového modelu a zpětného momentového modelu.



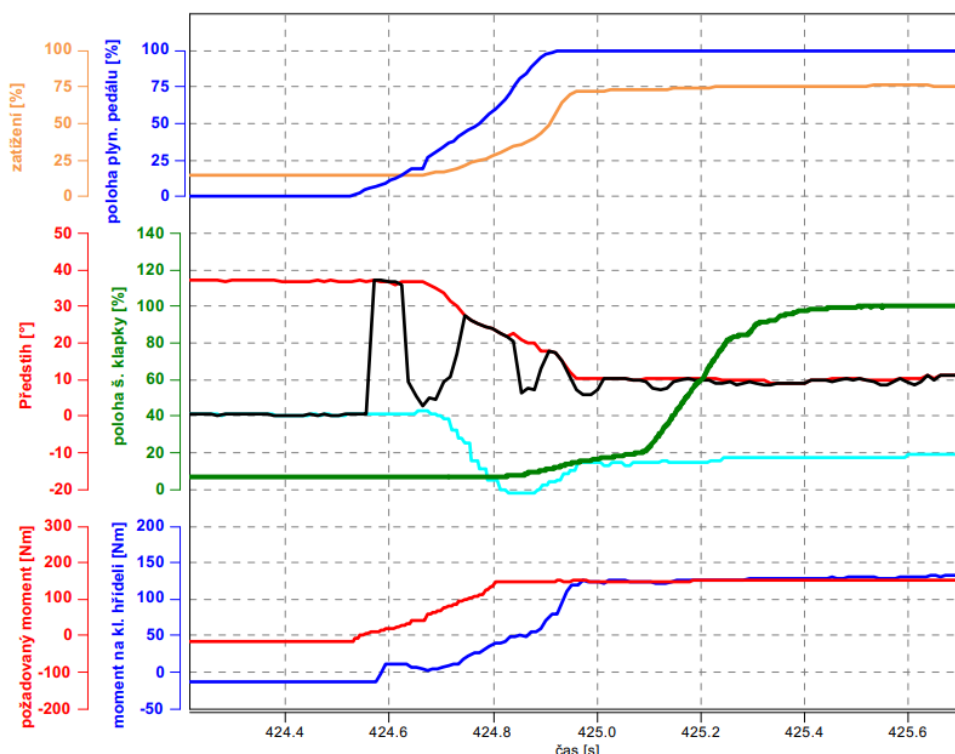
Obr. 3 Modelování točivého momentu

Dopředný momentový model určuje nastavení akčních členů tak, aby bylo dosaženo požadovaného momentu. Zpětný momentový model následně z polohy akčních členů a dalších měřených parametrů vypočítá dodávaný moment na klikovém hřídeli. Velikost reálného momentu na klikovém hřídeli je naměřena na motorovém dynamometru, jelikož jeho přesná hodnota není v běžných automobilech měřena. Po změření reálného momentu se během protáčení zjistí i celkové ztráty motoru (plněním + třením). Součtem reálného momentu a ztrátového (záporného) momentu je získán moment indikovaný. Jedním z cílů aplikačního inženýra je odladit momentový model tak, aby modelovaná hodnota indikovaného momentu odpovídala naměřené hodnotě v odchylce řádu jednotek procent. Modelovaný indikovaný moment je definován na základě následujících parametrů: otáček motoru, relativní naplnění válce, předstihu zážehu, součinitel přebytku vzduchu, natočení vaček, režimu vstřikování atd. [1].

Změny požadavku točivého momentu mohou být realizovány dvěma způsoby. Rychlé změny točivého momentu (ignition path) je dosaženo změnou předstihu zážehu (analogicky u vznětového motoru dobou vstřikování). Změna předstihu zážehu může být provedena ihned v dalším cyklu, proto je závislá na otáčkách motoru. Při 1000 min^{-1} mluvíme o rychlosti 30 ms , při 6000 min^{-1} o 5 ms [2].

Pomalá změna točivého momentu (air path) je realizována buď změnou natočení škrtkové klapky nebo aktuátorem řízení turbodmychadla (obtokový ventil nebo variabilní geometrií statorových lopatek). Tento pohyb omezuje fyzikální zákony stejně jako změnu rychlosti proudění v sání motoru, kdy rychlost této změny je v 100 ms [2].

Na obr. 4 můžeme sledovat situaci, kdy řidič sešlápně pedál na maximální hodnotu. Ihned po sešlápnutí reaguje systém řízení motoru zvýšením předstihu zážehu (černá) na maximální dovolený předstih zážehu (červená) a dojde k nárůstu realizovaného momentu na klikovém hřídeli (fialová). Následně dochází k otevření škrtkové klapky (zelená) a dalšímu navýšení realizovaného momentu, přičemž systém se v tento moment snaží udržet realizovaný moment na klikovém hřídeli co nejbližší požadované hodnotě momentu (žlutá), proto sníží předstih zážehu. O koordinaci se stará již zmíněná funkce jízdních vlastností, která zajišťuje komfortní nástup točivého momentu, v praxi realizovaný skokovou změnou předstihu, jež kompenzuje pohyb motoru v uložení (funkce Antijerk).



Obr. 4 Náhlá změna požadavku točivého momentu

1.3 TVORBA SMĚSI

1.3.1 VZDUCH

Pro zajištění maximální přesnosti směšovacího poměru je znalost hmotnosti nasávaného vzduchu klíčová. Protože dávku paliva můžeme upravovat v každém cyklu, je nutné znát hmotnost nasávaného vzduchu pro daný cyklus. V praxi existují dva typy měření hmotnosti

nasávané vzduchu; MAP senzor měření absolutního tlaku a MAF senzor přímého měření hmotnosti vzduchu. V současnosti je častěji využíván MAP senzor absolutního tlaku, na jehož základě dochází k výpočtu hmotnosti nasávaného vzduchu. Tento typ se v dnešní době využívá častěji z důvodu jeho nižší ceny. MAF senzor, senzor přímého vážení vzduchu, funguje nejčastěji na principu vyhřívaného drátu ze vzácného kovu, obvykle platiny. Na základě poklesu teploty drátu dochází k přímému měření hmotnosti nasávaného vzduchu (kalorimetrický princip). Z historie jsou však známy i jiné způsoby měření hmotnostního průtoku vzduchu.

Při použití MAP senzoru je nutné hmotnost nasávaného vzduchu dopočítat. Obecně se používá tato rovnice, vycházející ze stavové rovnice ideálního plynu:

$$w_{zv} = \eta_v \frac{n_e}{2} V_z \frac{p}{rT}, \quad (1)$$

kde w_{zv} je hmotnost nasávaného vzduchu do válce, V_z je zdvihový objem válce, n_e jsou otáčky motoru, T je termodynamická teplota nasávaného vzduchu, p je absolutní tlak nasávaného vzduchu, r je plynová konstanta a η_v je objemová účinnost. Objemová účinnost je v řídicí jednotce definována v podobě tabulky, kde se na jedné ose nachází otáčky motoru n_e a na druhé ose p absolutní tlak nasávaného vzduchu [1]. Při první kalibraci motoru na válcovém dynamometru je třeba použít metodu přímého měření hmotnosti vzduchu spolu se senzorem absolutního tlaku a MAP senzor zkalibrovat.

Hmotnost vzduchu se v řídicí jednotce motoru dále přepočítává na relativní plnění rl , jež se počítá jako podíl hmotnosti nasávaného vzduchu a hmotnosti za normalizovaných podmínek ($T = 273 \text{ K}$, $p = 1013 \text{ hPa}$). Přičemž tyto hmotnosti se počítají ze stavové rovnice plynu. Výsledná hodnota relativního plnění se používá spolu s otáčkami motoru jako základní vstup do kalibračních map. Pro motory s přirozeným plněním zpravidla nedosahuje hodnot nad 100 %, ač je to teoreticky možné.

1.3.2 PALIVO

Množství vstřikovaného paliva závisí v první řadě na požadovaném součiniteli přebytku vzduchu (λ) λ_{poz} . Moderní zážehové motory operují zpravidla v okolí $\lambda = 1$, neboť tato oblast je důležitá pro správnou funkci katalyzátoru, jak bude vysvětleno dále. Pouze v přechodových režimech nebo kvůli ochraně komponent (turbíny, katalyzátoru) je dovoleno užití bohatší směsi.

Množství vstřikovaného paliva z požadované lambdy se realizuje podle aktuálního relativního plnění rl a otáček motoru n , dále se poté vypočítá délka vstřiku na základě tlaku palivového systému. Pro správnou funkci jsou nezbytné kompenzační funkce; příkladem může být ulpívání paliva na stěnách v sacím traktu u motorů s nepřímým vstřikem paliva.

Výpočet je realizován ve formě uzavřené smyčky (close-loop control), kdy do výpočtu následně vstupuje měřený součinitel přebytku vzduchu λ , na jehož základě dochází ke korekci množství vstřikovaného paliva. Základní kalibrace řídicí jednotky je přesto provedena tak, aby bylo možné motor provozovat i bez nutnosti měření součinitele přebytku vzduchu.

1.4 PŘÍKLADY FUNKCÍ ŘÍDÍCÍ JEDNOTKY MOTORU

1.4.1 REGULACE DETONAČNÍHO HOŘENÍ

Detonační hoření je nekontrolované hoření ve spalovacím prostoru. Vyznačuje se vysokou rychlostí plamene, velkými nárůsty tlaku a vysokou teplotou ve spalovacím prostoru. Dlouhodobé detonační spalování ohrožuje bezpečnost komponent, především pístu. Závažnost detonačního hoření vzrůstá s vyšším zatížením motoru.

Detonačnímu hoření může být z pohledu motoru zabráněno:

- snížením předstihu zážehu,
- obohacením směsi paliva,
- snížením plnicího tlaku,
- snížením teploty nasávaného vzduchu.

Současné motory mají kompresní poměr mezi 10 až 12 [2], přičemž optimální předstih zážehu (nejvyšší účinnost motoru) se často nachází v oblasti detonačního hoření. Aby bylo dosaženo co největší účinnosti, je motor provozován na hranici detonačního hoření.

Sledováním výstupu senzoru detonačního hoření a polohy klikového hřídele je jednotka schopna určit, ve kterém z válců došlo k detonačnímu hoření a úměrně tomu reagovat snížením předstihu zážehu. V případě poruchy senzoru detonačního hoření pracuje motor mimo oblast detonací.

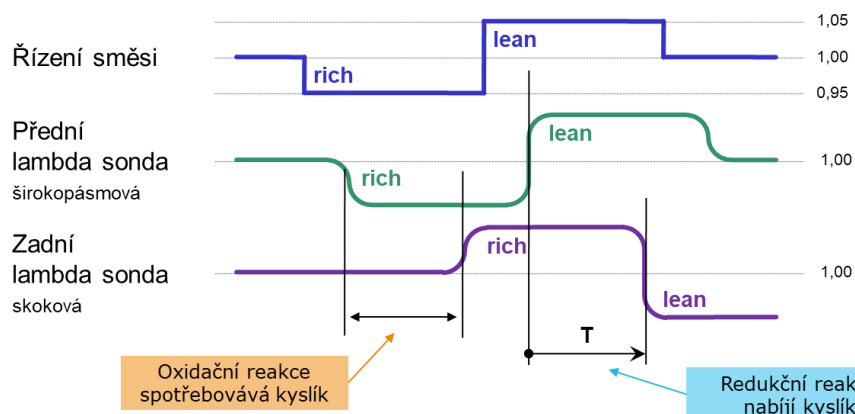
1.4.2 DETEKCE NEZÁŽEHŮ

Nezážeh jako termín je v problematice spalovacích motorů považován za neúspěšné zapálení směsi. U zážehových spalovacích motorů k tomuto jevu dochází převážně za situace, kdy je směs paliva se vzduchem neúměrně zředěna vzduchem nebo recirkulovanými spalinami; dalším důvodem vzniku nezážehu může být závada na zapalovacím systému [3].

Když při spalování dojde k nezážehu, dostává se nespálené palivo do výfukového systému, kde v horkém katalyzátoru shoří. Takto spálené palivo uvolňuje teplo v katalyzátoru a tím ho nadměrně zahřívá, čímž může dojít k jeho trvalému poškození. Dále také tento jev vede k nárůstu emisí uhlovodíků [14].

1.4.3 ZPRACOVÁNÍ EXHALACÍ

V současnosti představuje snižování škodlivých emisí spalovacího motoru jeden z hlavních zájmů. Pro eliminaci těchto emisí se jako součást výfukového systému používají třícestné katalyzátory. Jejich podstata spočívá v oxidaci nespálených uhlovodíků THC a oxidu uhelnatého CO a redukci oxidů dusíku NO_x . Třícestný katalyzátor dokáže běžně pracovat při hodnotě součinitele přebytku vzduchu blízko 1. Pro rozšíření tohoto okna a zvýšení pracovní účinnosti se využívá cyklické obohacování a chudnutí směsi (obr. 5). Při provozu v chudé směsi dochází k nabití zásobníku kyslíku v třícestném katalyzátoru. Využívá se schopnosti oxidu ceričitého a oxidu zirkoničitého vázat na sebe kyslík [19]. Zachycený kyslík umožňuje delší průběh oxidace během provozu motoru v bohaté směsi. Vyčerpání kyslíku zachyceného v katalyzátoru je možné sledovat na zadní lambda sondě.



Obr. 5 Regulace součinitele přebytku vzduchu

1.4.4 MOMENTOVÁ REZERVA

Při provozu motoru v částečném zatížení nastávají případy, kdy je vhodné, aby měl motor připravenou momentovou rezervu a byl schopen reagovat na náhlé změny požadavku na točivý moment. Těmito změnami rozumíme připojení kompresoru klimatizace nebo zvýšení zátěže alternátoru, případně změnu zatížení danou vnějším prostředím. Vytvoření momentové rezervy vzniká snížením předstihu zážehu z optimálního předstihu zážehu na předstih nižší. Vlivem tohoto klesá efektivita hoření směsi, pro není dobré vytvářet dlouhodobé velké momentové rezervy. V běžném provozu při částečném zatížení má motor přirozenou momentovou rezervu, která je dána rozdílnou hodnotou optimálního a maximálního dovoleného předstihu zážehu.

2 MECHANISMY VZNIKU ŠKODLIVÝCH EMISÍ

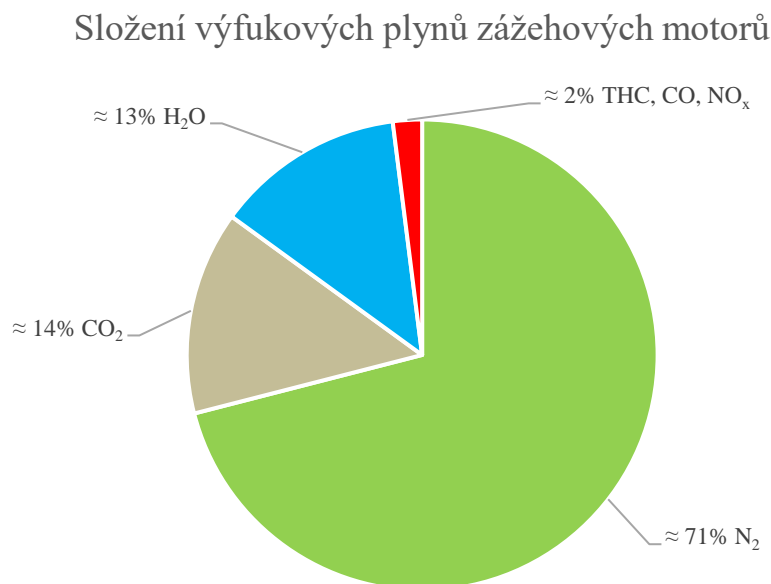
Spalování směsi vzduchu a paliva je exotermická chemická reakce. Uhlovodíkové palivo se ve spalovacím prostoru oxiduje primárně na oxid uhličitý a vodu, za vzniku tepla a práce v podobě navýšení tlaku ve spalovacím prostoru. V takovém případě se jedná o dokonalé spalování, které je popsáno následující rovnicí:



V praxi dokonalého spalování dosáhnout nikdy nelze. Nejblíže se dokonalému spalování lze přiblížit, pokud je směs vzduchu a paliva v stechiometrickém poměru, čímž rozumíme, že poměr hmotností vzduchu a paliva je 14,7:1. Stechiometrický poměr není konstantní hodnota, jedná se o proměnnou, která je primárně závislá na složení paliva a dalších termodynamických parametrech.

2.1 SLOŽENÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Při reálném spalování vznikají následující složky výfukových plynů: oxid uhličitý CO_2 , voda H_2O , oxid uhelnatý CO , nespálené uhlovodíky THC (z anglického „total hydrocarbons“), oxidy dusíku NO_x a pevné částice PM. Přibližný procentuální podíl jednotlivých složek výfukových plynů můžeme sledovat na obr. 6.



Obr. 6 Složení výfukových plynů zážehových motorů [16]

2.2 OXID UHLIČITÝ

Oxid uhličitý CO_2 je skleníkový plyn – z tohoto důvodu je množství emisí oxidu uhličitého legislativně limitováno. Nejedná se však o jedovatý plyn. Při spalování vzniká kompletní oxidací uhlovodíkového paliva. Množství vznikajícího oxidu uhličitého je dáno spotřebou a kompozicí paliva [2].

2.3 OXID UHELNATÝ

Oxid uhelnatý CO je jedovatý, bezbarvý plyn, pro člověka velmi nebezpečný, neboť se váže na červené krvinky a vytěsňuje kyslík. Vystavení člověka účinkům CO vede k bolestem hlavy, mdlobám a v nejzávažnějším případě až smrti. Vzniká při spalování uhlovodíkových paliv za nedostatku kyslíku ve spalovacím prostoru, resp. když je součinitel přebytku vzduchu $\lambda < 1$ (bohatá směs). Měření ukazují, že při provozu v bohaté směsi je množství oxidu uhelnatého téměř přímo závislé na součiniteli přebytku vzduchu λ [2].

Dalším zdrojem oxidu uhelnatého CO při spalování je disociace oxidu uhličitého CO_2 při dosažení vyšších spalovacích teplot. Za běžných podmínek se uhlovodíkové palivo spaluje na oxid uhelnatý a ten se následně spaluje na oxid uhličitý. Hlavní vývin tepla ze spalování vzniká právě oxidací CO na CO_2 [4].

Ukazuje se, že hlavním způsobem eliminace emisí oxidu uhelnatého je zabránit provozu motoru v bohaté směsi, neboť právě složení směsi je hlavním faktorem pro vznik oxidu uhelnatého. Hlavní oblastí zájmu pro snížení emisí CO měly být starty, u kterých je nutné užít bohatší směs pro zlepšení zápalnosti, a oblasti vysokého zatížení, při kterém do řízení směsi zasahuje funkce pro ochranu komponent a zvyšuje bohatost směsi [4].

2.4 NESPÁLENÉ UHLOVODÍKY

Emise nespálených uhlovodíků vznikají nespálením nebo částečným spálením uhlovodíků v palivu nebo v důsledku hoření oleje pronikajícího do spalovacího prostoru. Za tyto emise je odpovědných hned několik mechanismů, např. nedokonalé spálení paliva, ulpívání paliva na stěnách válce, residua paliva na sedlech ventilů, pístních kroužcích, nezážehy. Dalším mechanismem pak je prudké ochlazení plamene, resp. moment, kdy plamen doputuje ke stěně válce a ta je tak studená, že dojde k zastavení jeho šíření. Podobný fenomén nastává při otevření výfukového ventilu [2]. Dále pak nespálené uhlovodíky vznikají při provozu motoru v bohaté směsi, kdy nedostatkem vzduchu dochází k nekompletnímu spálení paliva.

Tato složka emisí obsahuje různé uhlovodíky, některé více nebezpečné než jiné; mohou způsobovat podráždění sliznice a očí, v některých případech mohou být i karcinogenní.

Tab. 1 Zdroje vzniku nespálených uhlovodíků [10]

Zdroj	% emisí nespálených uhlovodíků
Štěrbiny	38
Vrstvy oleje	16
Usazeniny	16
Tekuté palivo	20
Hašení plamene	5
Únik výfukovým ventilem	5
Celkem	100

V tabulce tab. 1, kterou uvádí CHENG a kol. 1993 a FERGUSON 2015, je možné vidět jednotlivé zdroje nespálených uhlovodíků a procentuální podíl tohoto zdroje.

Za převažující mechanismus vzniku nespálených uhlovodíků je považován tzv. štěrbinový mechanismus. Štěrbinou je myšlen úzký prostor ve spalovacím prostoru, do kterého nepronikne čelo plamene. V moment, kdy se plamen snaží rozšířit do takto úzkého prostoru, může dojít k jeho uhašení. Tyto štěrbiny (úzká místa) představují přibližně 1-2 % [4] spalovacího prostoru, jedná se o místa okolo zapalovací svíčky, těsnění pod hlavou, sedla ventilů, píst, resp. pístní kroužky.

Jak uvádí KAISER a kol. 1982, olejová vrstva na stěnách válce v sobě zachytává malé množství paliva, které je následně při expanzi vypuštěno. Z provedených experimentů vzešel závěr, že množství nespálených uhlovodíků závisí i na množství olejové vrstvy na stěně válce a rozpustnosti paliva v oleji.

Ve spalovacím prostoru se vlivem používání vytvářejí usazeniny uhlíku. Tyto usazeniny jsou porézní, přičemž póry v usazeninách jsou tak malé, že plamen šířící se spalovacím prostorem nedokáže zapálit směs paliva se vzduchem usazenou v pórech. Během expanze a výfuku dochází k uvolnění směsi z pórů. Vlivem poklesu teploty při expanzi a výfuku nedojde ke kompletnímu spálení takto uvolněných uhlovodíků [4].

Tekuté palivo představuje méně těkavé složky paliva, které se nepodařilo odpařit zejména během startu a zahřívání motoru. Tyto složky mohou být absorbovány ve štěrbinách, olejovém filmu nebo uhlíkových usazeninách [4].

Hašení plamene je relativně minoritní mechanismus. Jedná se nespálené uhlovodíky vzniklé v moment, kdy plamen narazí na studenou stěnu válce, která je relativně studená a dochází tak k jeho uhašení. Měření ukazují (LORUSSO 1981 [12]), že většina těchto uhlovodíků shoří při expanzi [4].

Nespálené uhlovodíky opouští válec při výfuku, v tu chvíli vzniká ve spalovacím prostoru podtlak, který vytahuje uhlovodíky ze štěrbin, olejového filmu, uhlíkových usazenin.

2.5 OXIDY DUSÍKU

Oxidy dusíku NO_x vznikají při spalování ve spalovacím prostoru v důsledku disociace O_2 a N_2 na jejich atomární stavy a následnou reakcí s molekulárním dusíkem nebo kyslíkem [4]. Množství vznikajících oxidů dusíku je závislé na teplotě spalování. Ukazuje se, že při nižších teplotách je množství vznikajících oxidů dusíku nízké, a to vlivem nedostatečné disociace [4].

Běžné zážehové motory produkují maximum oxidů dusíku v lehce chudé směsi. Maximálních spalovacích teplot však dosahuje motor v lehce bohaté směsi, v takovém režimu se ale ve směsi nenachází dostatek kyslíku, který by se mohl navázat na atomy dusíku. Z toho důvodu je maximum vznikajících oxidů dusíku v lehce chudé směsi, kde je lehký přebytek kyslíku, který může reagovat s dusíkem a teploty jsou stále dostatečně vysoké [4].

Dále je množství vznikajících oxidů dusíku závislé na teplotě stěny spalovacího prostoru; jsou-li teplotní ztráty ve spalovacím prostoru nižší, rostou tak spalovací teploty a s nimi množství oxidů dusíku. V režimech chudé směsi závisí množství vznikajících oxidů dusíku také na předstihu zážehu, přičemž s větším předstihem zážehu se vlivem vyšších spalovacích teplot opět zvyšuje množství oxidů dusíku [4].

Při pohledu na závislost množství vznikajících oxidů dusíku na otáčkách motoru jsou zde dva faktory, na které je třeba se zaměřit. Se zvyšujícími se otáčkami klesají tepelné ztráty přes stěny spalovacího prostoru, což má za následek nárůst spalovací teploty, ale zároveň klesá čas hoření směsi a tím klesá teplota na konci spalování. Výsledkem těchto jevů je maximální vznik oxidů dusíku v otáčkách $\approx 1000 \text{ min}^{-1}$ [4].

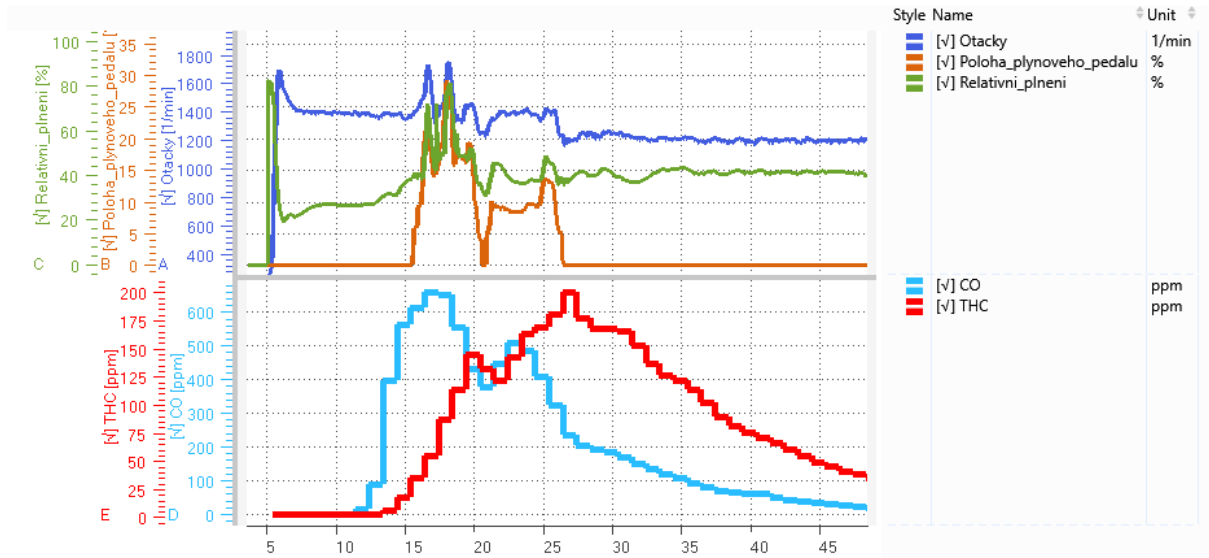
2.6 PEVNÉ ČÁSTICE

Vznik pevných částic u zážehových motorů se stal tématem spolu s nástupem přímo vstřikových motorů. V důsledku vstřiku během komprese je čas pro odpaření paliva menší, než u motorů s nepřímým vstřikem a tím tedy není směs dokonale rozptýlena a vznikají místa bohaté směsi, kde nedošlo ke kompletnímu odpaření paliva [4]. Dalším nežádoucím jevem je ulpívání neodpařených kapek paliva na stěnách válce, pístu či sacích ventilech. Tyto jevy vyústí ve vznik většího množství pevných částic než při běžném spalování. [17]

Pevné částice jsou pak mikroskopické částice nespáleného paliva vzniklé nedokončenou oxidací. Většina takto vzniklých částic se dále ještě oxiduje na oxid uhličitý. Velikost pevných částic se ohybuje mezi $10 \mu\text{m}$ až 10 nm , přičemž velikost částice je přímo úměrná době, po kterou zůstane v životním prostředí. Nejjemnější částice vydrží v prostředí několik minut, větší částice několik dní [17].

3 PREDIKCE ŠKODLIVÝCH EMISÍ

V současnosti tvoří aplikační vývoj nedílnou a poměrně velkou část vývoje nové pohonné jednotky. Emisní cykly se s postupem času stávají náročnějšími a emisní limity přísnějšími. Z toho důvodu velkou část vývoje stráví pohonná jednotka emisním testováním. V pracovní praxi aplikačního inženýra by bylo dobré znát množství emisí, které vozidlo produkuje, bez nutnosti použití emisní zkušebny. V budoucnu můžeme očekávat, že se čím dál více emisního testování bude provádět v reálném jízdním cyklu na běžné silnici oproti použití válcové zkušebny.



Obr. 7 Chování emisního analyzátoru CVS

Další důvod pro tvorbu prediktivního algoritmu emisí je možno pozorovat v grafu (obr. 7). Jedná se o měření z emisní zkušebny, jež využívá analýzu výfukových plynů metodou CVS (constant volume sampling). Tento typ emisní analýzy funguje na principu ředění výfukových plynů automobilu čistým vzduchem z okolí. Takto zředěný objem je udržován ve stejném poměru, následně je z něho odebrána definovaná část do vaků. Koncentrace odebraných výfukových plynů ve vacích pak odpovídá koncentraci výfukových plynů zředěných o čistý vzduch. Pro dosažení vyšší přesnosti je analýza prováděna i na nasávaném „čistém“ vzduchu a je provedena korekce na reálné hodnoty [13].

Aby byl zajištěn konstantní průtokový objem, jsou využívána dmychadla s Venturiho tryskou nebo objemová dmychadla. Ředící poměr je 1:8 nebo 1:10 [13]. Jelikož jsou naměřené hodnoty v důsledku ředění malé, jsou pro analýzu jednotlivých složek emisí použity následující principy:

- koncentrace CO a CO_2 je stanovena pomocí absorpčního katalyzátoru s infračerveným zářením NDIR (none dispersive infra red), tato metoda využívá principu, že různě složená směs absorbuje infračervené záření odlišných vlnových délek; tento systém je také schopen měřit emise nespálených uhlovodíků,
- koncentrace NO_x je stanovena pomocí chemické luminiscence CLD (chemo luminiscent detector),
- pro měření HC se využívá metoda FID (flame ionisation detection), jež využívá princip vodíkového plamene v elektrickém poli, který uvolňuje z uhlovodíků proud iontů,

- pokud je vyžadováno i měření pevných částic, je do měřicího řetězce přidán filtr pevných částic, který se po zkoušce váží [13].

Problém znázorněn na obr. 7 spočívá v tom, že emisní analyzátory je nejprve třeba zahltit, aby začaly měřit aktuální hodnoty. Z tohoto důvodu je prvních asi 30 sekund nepoužitelných, co se okamžitých hodnot týká, jelikož právě emise, které vznikly v této době, jsou do grafu zaneseny najednou, a to způsobuje tento nereálný „kopec“ na začátku měření. Dalším nedostatkem takto měřených emisí je nízká vzorkovací frekvence záznamu.

3.1 TEORETICKÉ MNOŽSTVÍ VLHKÉHO VZDUCHU

Pro výpočty v diplomové práci je uvažováno použití klasického benzínu BA 95. Pro zpracování práce byly použity výsledky rozborů běžných paliv. Model predikce emisí bude však vždy omezen znalostí přesného složení paliva.

Prvně je nutné definovat teoretické množství suchého vzduchu L_{vt} potřebného k spálení 1 kg paliva:

$$L_{vt} = \frac{1}{0,232} (2,664 w_C + 7,937 w_{H_2} - w_{O_2}), \quad [2] \quad (3)$$

kde w_C je hmotnostní zlomek uhlíku, w_{H_2} je hmotnostní zlomek molekuly vodíku a w_{O_2} je hmotnostní zlomek molekuly kyslíku.

Tab. 2 Rozbor paliv

w_C	w_{H_2}	w_{O_2}
[–]	[–]	[–]
0,8439	0,1311	0,025

Pro palivo s těmito parametry je teoretické množství nasávaného vzduchu $L_{vt} = 14,11 \frac{kg}{kg_{s.v.}}$.

Následně je nutné uvažovat teoretické množství vlhkého vzduchu L_{vvt} :

$$L_{vvt} = L_{vt} \left(1 + \frac{\frac{p_{H_2O}}{p_b} M_{H_2O}}{1 - \frac{p_{H_2O}}{p_b} M_{svzd}} \right), \quad (4)$$

to je závislé na teoretickém množství suchého vzduchu L_{vt} , parciálním tlaku páry ve vzduchu p_{H_2O} , barometrickém tlaku p_b a molární hmotnosti suchého vzduchu M_{svzd} a vody M_{H_2O} . Pro příklad je zde možné uvést atmosférické podmínky při jednom z provedených testů: barometrický tlak $p_b = 985,6 \text{ mbar}$, teplota okolí $t_{atm} = 23,9 \text{ }^\circ\text{C}$, měrná vlhkost $x_p = 8,14 \frac{g}{kg_{s.v.}}$. Výsledná hodnota teoretického množství vlhkého vzduchu $L_{vvt} = 14,20 \frac{kg}{kg}$.

V literatuře je možné dohledat různé hodnoty teoretického množství vzduchu, respektive stechiometrického poměru při: 14,47 [2], 14,56 [3], 15,27[4]. Jak ukazují výpočty, je tato hodnota velmi závislá na okolních podmínkách. I přesto, že jsou měřeny okolní podmínky, dochází v motorovém prostoru a sacím traktu motoru k jejich změnám. Z tohoto důvodu byla

zvolena hodnota teoretického množství vzduchu $L_{vt} = 14,7 \frac{kg}{kg}$, tato hodnota se obecně uplatňuje při výpočtech v inženýrské praxi. Pro odladění modelu predikce emisí byla tato hodnota korigována korekčním koeficientem k_L .

3.2 NESPÁLENÉ UHLOVODÍKY

Nespálené uhlovodíky, v praxi označované zkratkou THC (total hydrocarbons), je možné predikovat z rozdílu vstříkovaného a spáleného paliva. Hmotnostní průtok vstříkovaného paliva:

$$\dot{m}_{fl_in} = \frac{\dot{V}_{fl} \cdot \rho_{fl}}{f_r}, \quad (5)$$

kde \dot{V}_{fl} je objemový průtok paliva počítaný řídicí jednotkou, ρ_{fl} je hustota paliva pro benzín BA95 jež může být při pokojové teplotě uvažována jako $750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, f_r je kompenzační konstanta paliva dána řídicí jednotkou.

Hmotnostní průtok spáleného paliva \dot{m}_{fl_burned} lze vypočítat jako:

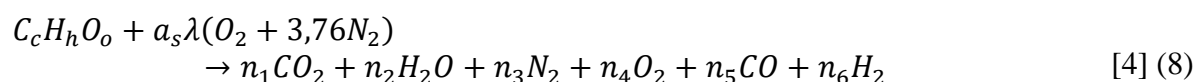
$$\dot{m}_{fl_burned} = \frac{\dot{m}_{nv}}{\lambda \cdot L_{vvt}}, \quad (6)$$

ve kterém \dot{m}_{nv} je hmotnost nasávaného vzduchu, L_{vvt} je teoretické množství nasávaného vzduchu a λ součinitel přebytku vzduchu. Následně pak hmotnostní průtok nespálených uhlovodíků:

$$\dot{m}_{THC} = \dot{m}_{fl_in} - \dot{m}_{fl_burned}. \quad (7)$$

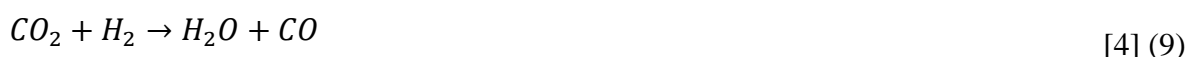
3.3 OXID UHELNATÝ

Výpočet množství oxidu uhelnatého provedeme ze základní rovnice spalování:



tato rovnice platí pouze pokud je teplota výfukových plynů menší než 1000 K a poměr uhlíku ku kyslíku menší než 1. Dále tato rovnice předpokládá, že disociace produktů je zanedbatelná. Pro práci s rovnicí v bohaté směsi, kde vzniká oxid uhelnatý, je nutno neuvažovat vznik kyslíku tzn.: $n_4 = 0$. Dále je z důvodu nedokonalého spalování třeba uvažovat ekvivalentní podmínky mezi produkty.[4]

Poslední rovnici pro tento výpočet lze získat z „water-gas shift“ reakce [4].



$$K(T) = \frac{n_2 n_5}{n_1 n_6} \quad [4] \quad (10)$$

Rovnice pro výpočet rovnovážné konstanty $K(T)$ je možno nahradit křivkou odpovídající JANAF Tabulce dat pro $400 < T < 3200$ [4].

$$\ln K(T) = 2,743 - \frac{1,761}{t} - \frac{1,611}{t^2} - \frac{0,2803}{t^3} \quad \left(t = \frac{T}{1000}\right) \quad [4] (11)$$

Látkové množství oxidu uhelnatého je možno dopočítat z následující rovnice:

$$n_5 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}}{2a_1} \quad [4] (12)$$

Z následující tabulky a rovnic pro jednotlivé koeficienty je možné dopočítat látkové množství pro produkty reakce.

Tab. 3 Produkty spalování [4]

Produkt	n_i	$\lambda < 1$
CO_2	n_1	$c - n_5$
H_2O	n_2	$\frac{h}{2} - d_1 + n_5$
N_2	n_3	$3,76 \cdot a_s \cdot \lambda$
O_2	n_4	0
CO	n_5	n_5
H_2	n_6	$d_1 - n_5$

$$a_s = c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}$$

$$a_1 = 1 - K$$

$$b_1 = \frac{h}{2} + K \cdot c - d_1 \cdot (1 - K)$$

$$c_1 = -c \cdot d_1 \cdot K$$

$$d_1 = 2 \cdot a_s \cdot (1 - \lambda) \quad [4] (13)$$

4 TŘÍCESTNÉ KATALYZÁTORY

Aby byla predikce emisí aplikovatelná v praxi, je nutné se zabývat fungováním třícestného katalyzátoru, neboť všechna soudobá vozidla se zážehovým motorem v praxi jsou během testování vybavena jedním nebo dvěma třícestnými katalyzátory. Počet katalyzátorů je závislý na typu projektu a lokalitě, pro kterou je vyvíjen. Dále také záleží na sycení katalyzátoru vzácnými prvky.

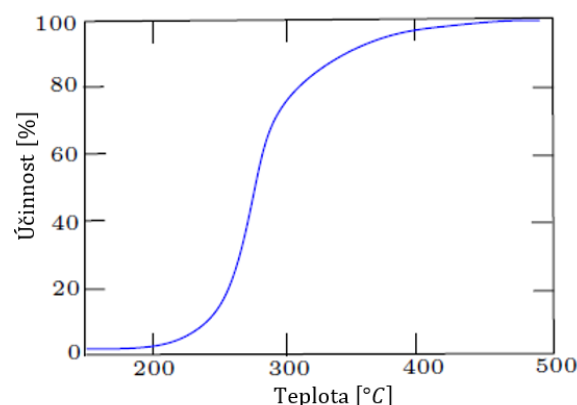
Hlavní úkolem třícestných katalyzátorů je snižovat emise nespálených uhlovodíků *THC*, oxidu uhelnatého *CO* a oxidů dusíku *NO_x* a tyto plyny konvertovat na *CO₂*, *H₂O* a *N₂*. Třícestný katalyzátor je součástí výfukového potrubí. Je tvořen voštinou z keramiky nebo oceli, přičemž tato struktura je navržena tak, aby měla co největší plochu. Následně je voština pokryta jemnou vrstvou platiny, palladia a rhodia. Poměr mezi platinou, palladiem a rhodiem se liší v závislosti na emisní normě [6].

Platina a palladium se starají o podporu oxidační reakce pro eliminaci nespálených uhlovodíků *THC* a oxidu uhelnatého *CO* a rhodium podporuje redukční reakci oxidů dusíku *NO_x* [6]. Pro správnou činnost obou reakcí je nutné, aby byl motor provozován v blízkosti stechiometrické směsi. Malé a krátkodobé odchylky od stechiometrické směsi nejsou pro správnou funkci třícestného katalyzátoru problém [3].

4.1 ÚČINNOST KATALYZÁTORU

Jak se shoduje hned několik zdrojů (BRESCH-PIETRI 2013, SABATINI 2015, HEYWOOD 1988), je účinnost katalyzátoru závislá na jeho teplotě (obr. 8). Soudobé třícestné katalyzátory jsou schopné při správném ohřevu a kontrole součinitele přebytku vzduchu λ dosahovat účinnosti blízké se 100 % [8]. Z toho důvodu je rychlost ohřevu katalyzátoru kritická pro snižování emisí bezprostředně po startu vozidla.

Běžnou strategií pro ohřev katalyzátoru je snížení předstihu zážehu. Díky tomu dochází ke snížení spalovací účinnosti. Palivo pak dohořívá ve výfukovém potrubí a díky tomu roste teplota výfukových plynů, tím dojde k rychlejšímu výhřevu katalyzátoru [7].



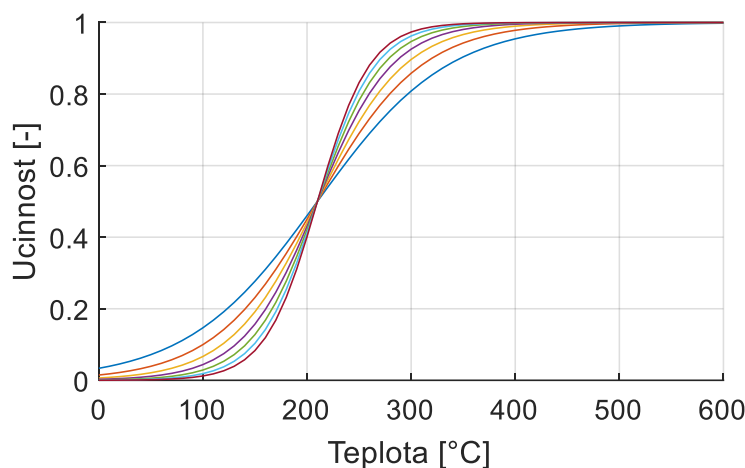
Obr. 8 Závislost účinnosti katalyzátoru na teplotě [7][8]

Při dynamických podmínkách je účinnost katalyzátoru velmi úzce závislá na schopnosti ukládat v sobě kyslík. Mnoho modelů popisuje množství uloženého kyslíku v katalyzátoru právě v závislosti na teplotě [8].

Pro účely práce, kde se predikce emisí zabývá zážehovými motory provozovanými primárně v oblasti stechiometrické směsi, může být účinnost katalyzátoru η_{cat} modelována jako hyperbolická funkce závislá na teplotě katalyzátoru T_{cat} [8]:

$$\eta_{cat} = 0,5 \cdot \tanh\left(s \cdot (T_{cat} - T_{light-off})\right) + 0,5, \quad [8] \quad (14)$$

kde $T_{light-off}$ je teplota, při které má katalyzátor účinnost 50 %, a s je sklon křivky.



Obr. 9 Závislost účinnosti katalyzátoru na teplotě pro různé parametry s [7]

Dle praktických experimentů KANG a kol. 1996 [9] je teplota 50% účinnosti katalyzátoru $T_{light-off} \approx 210 \text{ }^\circ\text{C}$. Parametr s představuje sklon hyperbolického tangens. Tyto dva parametry bude třeba v rámci predikce emisí odladit tak, aby se model predikce emisí co nejvíce přiblížil realitě. Dle FERGUSON 2015 [4] je teplota 50% účinnosti rozdílná pro oxid uhelnatý a nespálené uhlovodíky; pro oxid uhelnatý $T_{light-off_{CO}} \approx 220 \text{ }^\circ\text{C}$ a pro nespálené uhlovodíky $T_{light-off_{THC}} \approx 270 \text{ }^\circ\text{C}$.

Dále je nutné při použití tohoto modelu uvažovat maximální účinnost – při plně vyhřátém katalyzátoru mezi 98 % až 99 % pro oxid uhelnatý [4], pro nespálené uhlovodíky je maximální účinnost 95 % [4].

5 EXPERIMENT Č. 1

Pro ověření teoretických úvah byl v prvním experimentu použit koncernový přeplňovaný motor s přímým vstřikováním. Přes systém Venus (systém pro řízení motorové zkušebny) byla vytvořena ručně řízená zkouška. V systému byly definovány parametry týkající se motoru, motorového dynamometru a emisních analyzátorů. Motor byl instalován bez třícestního katalyzátoru, aby bylo možné sledovat surové emise.

Pro zajištění vyšší bezpečnosti motoru a vyšší přesnosti měření byla součástí měření i indikační aparatura IndiCom od společnosti AVL, díky které bylo možno sledovat průběh tlaku ve válci.

5.1 MĚŘENÍ

Jako hlavní měřicí aparatura byl použit systém „ETAS“, který se skládá z vývojové řídicí jednotky, rozhraní FETK a softwaru INCA. Vývojová řídicí jednotka se od sériové liší tak, že má dvě aktivní paměti s daty a mezi nimi je možné libovolně v průběhu měření přepínat. Doba přepnutí se pohybuje v desetinách sekundy. Rozhraní FETK slouží jako propojení mezi měřicím počítačem a řídicí jednotkou, díky tomuto rozhraní není jednotka při měření zatížena. Dále toto rozhraní umožňuje přístup v reálném čase k měřeným veličinám a kalibračním parametrům. Užitím tohoto systému je možné měnit kalibrační parametry v reálném čase. [5]

Aby bylo možné sledovat při výsledné analýze okamžité hodnoty surových emisí, byla data ze systému Venus posílána po CAN sběrnici do počítače s měřicím programem INCA.

Měření bylo provedeno na aktivním elektrickém dynamometru. Hlavní předností těchto dynamometrů oproti pasivním je, že umí protáčet motorem, aniž by motor spaloval palivo a tím simulovat například jízdu z kopce. V případě této práce aktivní dynamometr stabilizoval chod motoru při testování vyšších odchylek od stechiometrické směsi.

5.2 PRŮBĚH EXPERIMENTU

Okolní podmínky byly v průběhu testu: teplota nasávaného vzduchu 23 °C, relativní vlhkost 32 %, atmosférický tlak 0,99 bar.

Test byl proveden ve 3 režimech:

Tab. 4 Režimy experiment č. 1

Otáčky	$[min^{-1}]$	3000	4000	3000
Zatížení	$[%]$	30	30	40

V každém režimu byl postupně měněn požadavek na součinitel přebytku vzduchu $\lambda_{pož}$ od 0,85 do 1,20 s přírůstkem 0,05. Po každé změně bylo třeba nechat motor 10 až 15 sekund ustálit.

Okrajové hodnoty pro součinitel přebytku vzduchu byly zvoleny tak, aby směs dobře hořela.

5.3 ZHODNOCENÍ EXPERIMENTU

Z výsledků tohoto experimentu nebylo možné ověřit teorii predikce emisí, protože nebyl nalezen způsob, jak přepočíst objemový průtok nespálených uhlovodíků na průtok hmotnostní bez znalosti přesného složení této složky emisí, proto byl navrhnout experiment č. 2 v laboratoři, která je vybavena emisním analyzátořem typu CVS.

6 EXPERIMENT Č. 2

Experiment byl proveden v emisní laboratoři, která byla vybavena válcovým dynamometrem a emisními analyzátory pro měření objemových i hmotnostních průtoků typu CVS. Nevýhodou užití této zkušebny je nutnost použití celého vozidla, výhodou pak je nižší vytiženost. Pro tento experiment bylo zvoleno vozidlo s motorem s přirozeným sáním a nepřímým vstřikováním. Tento motor byl zvolen, jelikož se v jeho výfukové soustavě nachází pouze jeden katalyzátor umístěný ve středovém tunelu. Aby bylo možné měřit surové emise, byl katalyzátor odstraněn a nahrazen trubicí.

6.1 MĚŘENÍ

Měření bylo provedeno na aktivním válcovém dynamometru. Pro měření byl použit opět systém ETAS s měřicím softwarem INCA. Řídící jednotka vozidla byla opět aplikační, tudíž záznam jejích parametrů byl ihned k dispozici. Záznam a průběh emisí musel systém nejprve vyhodnotit a následně bylo možné výsledky analyzovat.

6.2 PRŮBĚH EXPERIMENTU

Z výfukové soustavy byl vyjmut katalyzátor a nahrazen trubicí s těsněním tak, aby došlo k minimalizaci úniku výfukových plynů mimo výfukovou soustavu. Toto bylo nutné z důvodu bezpečnosti v laboratoři a z důvodu zlepšení přesnosti výsledků. Na obr. 10 můžeme vidět montáž.



Obr. 10 Montáž

Vozidlo bylo umístěno na válce. Okolní podmínky v klima komoře byly: teplota vzduchu 23 °C, barometrický tlak 0,986 bar, relativní vlhkost 42,9 %.

Systém emisní zkušebny neumožnil nastavení vlastního průběhu testu, pro jeho oklamání bylo nutno aktivovat WLTP test a jet test takovým způsobem, že nebude dodržena křivka rychlosti. Pouze v takovém případě se podařilo změřit požadované výsledky z emisních analyzátorů.

Měření bylo provedeno ve 4 režimech:

Tab. 5 Režimy experiment č. 2

Otáčky	$[min^{-1}]$	2145	3150	1970	2870
Zatížení	[%]	40	40	20	20

Při tomto měření bylo přesné nastavení otáček omezeno převodovkou. Nastavení zatížení, resp. poloha plynového pedálu, byla nastavena kalibračně tak, aby po celou dobu měření zůstala stejná.

Hlavním problémem, který nastal v průběhu měření, bylo, že během připojování měřícího počítače k řídicí jednotce řidič omylem stiskl tlačítko zapalování a tudíž vypnul spínací skříňku, čímž následně došlo k zamrznutí upravitelných parametrů řídicí jednotky a jednotka nereagovala na změny. Tento problém byl vyřešen odpojením baterie – hrubým restartem celého systému.

7 PREDIKCE NESPÁLENÝCH UHLOVODÍKŮ

Tato a následující kapitola se zabývá algoritmem predikce surových emisí. Úvahy o okrajových podmínkách a zpracování samotných měření je pro obě kapitoly totožné, proto je uvedeno pouze v této kapitole. Pro přehlednost byl vybrán pouze jeden režim měření.

7.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY MODELU

Matematický model predikce emisí se zabývá pouze stacionárními stavy motoru při běžné teplotě. Za účelem vypracování této diplomové práce nejsou uvažovány následující jevy:

- ulpívání paliva na stěnách sání i válce,
- profuk výfukových plynů do klikové skříně,
- průnik oleje do spalovacího prostoru.

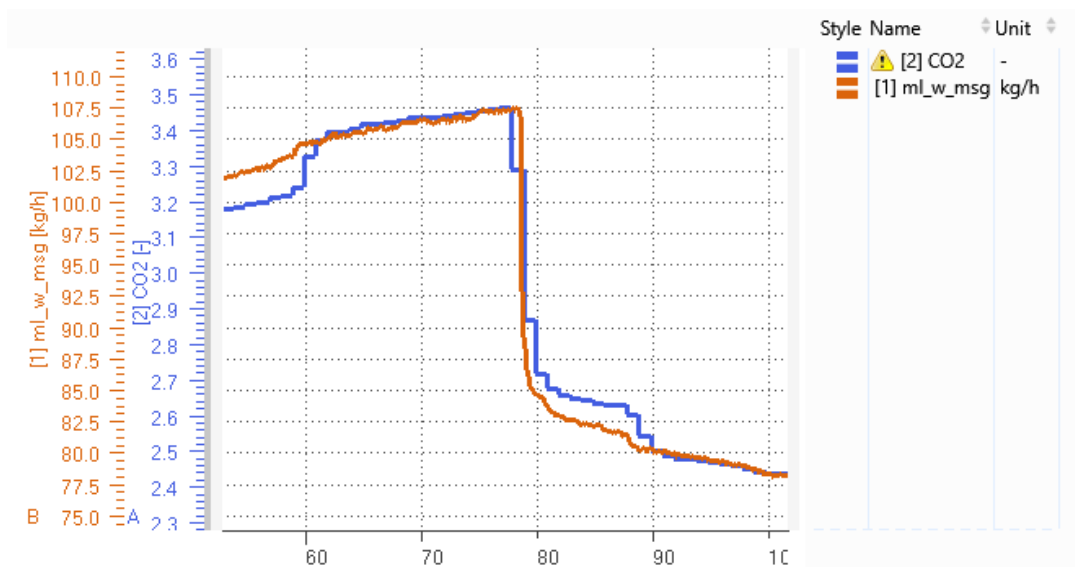
Ulpívání paliva na stěnách sání je v algoritmu řízení spalovacího motoru kompenzováno, přičemž výsledná hodnota průtoku paliva by tento jev měla pokrývat. Profuk do klikové skříně se pohybuje v desetinách procent v závislosti na zatížení a opotřebením motoru, tudíž zanedbání tohoto fenoménu by nemělo mít zásadní vliv na přesnost predikce. K průniku oleje do spalovacího prostoru může docházet přes vodítka ventilů nebo ulpíváním na stěně válce díky opotřebením stíracího kroužku. Takto spálený olej tvoří opět malá procenta emisí nespálených uhlovodíků.

7.2 ZPRACOVÁNÍ MĚŘENÍ

Měření z řídicí jednotky bylo exportováno v komprimovaném formátu .mf4. Prvně bylo třeba z důvodu rozdílných vzorkovacích frekvencí datové kanály synchronizovat a sjednotit nulový čas. Dále data doplnit o signály z emisních analyzátorů.

Při měření emisí na válcovém dynamometru je nutno vzít do úvahy dobu, kterou musí urazit výfukové plyny, aby se dostaly skrz celou výfukovou soustavu a potrubí emisního analyzátoru. Dále je také nutno vzít v potaz, že začátek měření emisní zkušebny a měření řídicí jednotky není nijak spjato. Začátek měření emisní zkušebny je spuštěn řidičem z vozidla. Měření řídicí jednotky spouští inženýr na počítači nezávisle na řidiči.

Pro časové srovnání dat byl použit software společnosti ETAS MDA 8.6. V následujícím grafu (obr. 11) je možné vidět již srovnaná data. Pro srovnání je využíváno hmotnostního průtoku vzduchu (`ml_w_msg`) a měřeného průtoku oxidu uhličitého. Praxe ukazuje, že srovnáním právě těchto signálů vytváří nejlepší souvislosti o chování motoru.



Obr. 11 Srovnání měření emisí a signálů z řídicí jednotky

Pro provedení první analýzy měření byly z měření vybrány úseky, na kterých došlo ke stabilizaci průtoku nespálených uhlovodíků za účelem odladit matematický model.

7.3 VÝPOČET

Pro názornou ukázkou je zde uveden výpočet jedné iterace.

Okrajové podmínky:

$$\lambda = 0,9$$

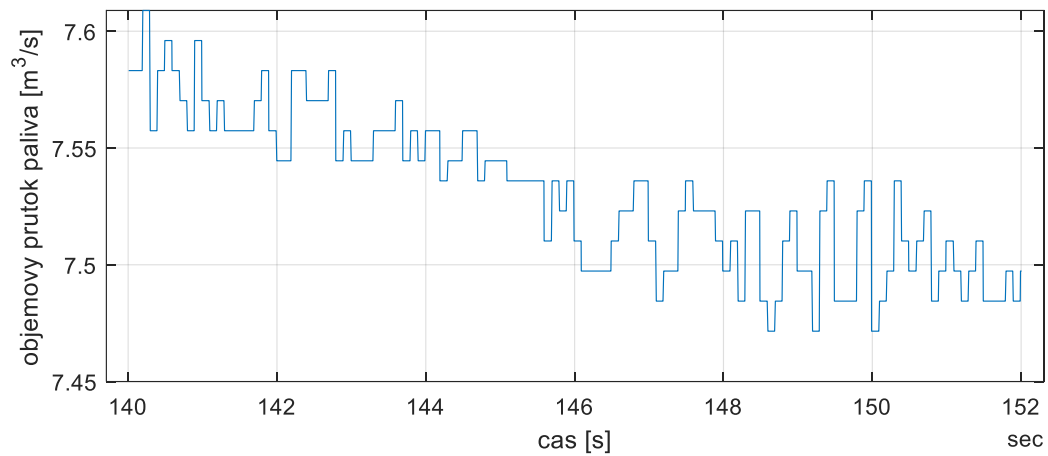
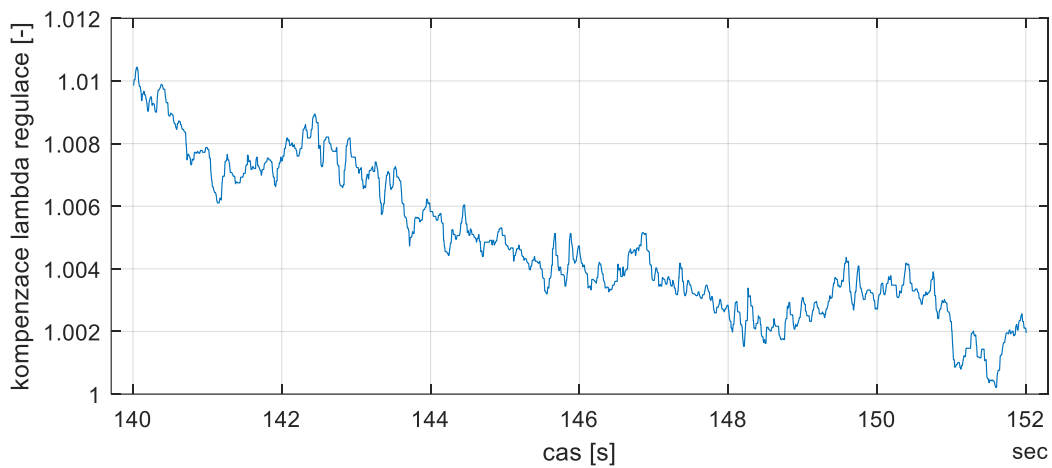
$$\text{zatížení} = 40 \%$$

$$n = 2145 \text{ min}^{-1}$$

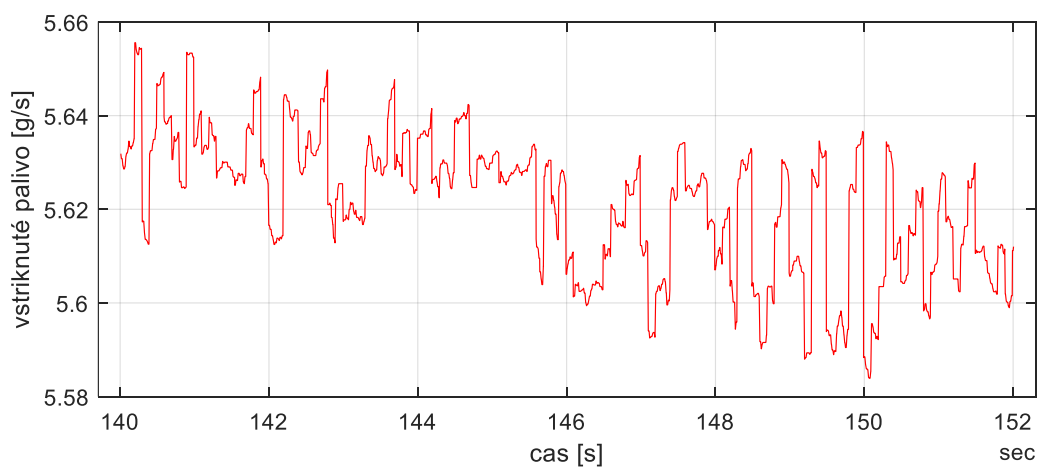
Hmotnostní průtok vstříknutého paliva $\dot{m}_{fl,in}$ byl vypočítán z rovnice:

$$\dot{m}_{fl,in} = \frac{\dot{V}_{fl} \cdot \rho_{fl}}{f_r}, \quad (15)$$

kde \dot{V}_{fl} je objemový průtok paliva a f_r je kompenzační koeficient z lambda regulace. Průběhy těchto veličin můžeme sledovat na obr. 12 a obr. 13. Hustota paliva ρ_{fl} pro výpočet byla zvolena $\rho_{fl} = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. S volbou této konstanty je nutno uvažovat jistou nedokonalost výpočtu, protože hustota není konstantní, ale je závislá na teplotě a tlaku. Díky použití MPI motoru s nepřímým vstřikováním se přetlak i teplota nemění tak zásadně, jako u motoru TSI s přímým vstřikováním. Řídicí jednotka v tomto případě neměřila teplotu paliva vstřikovaného do spalovacího prostoru a z toho důvodu není možno uvažovat proměnlivou hustotu.


 Obr. 12 Objemový průtok paliva pro úsek měření s $\lambda = 0,9$

 Obr. 13 Kompenzační koeficient lambda regulace $\lambda = 0,9$

Výsledný hmotnostní průtok paliva \dot{m}_{fl_in} je možné vidět v následujícím grafu (obr. 14).

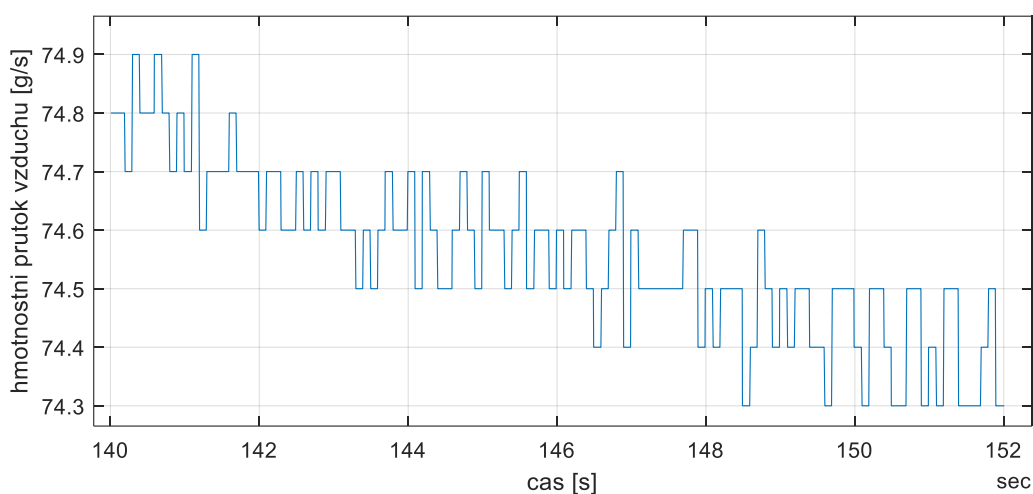


Obr. 14 Výsledný průběh hmotnostního průtoku vstříknutého paliva

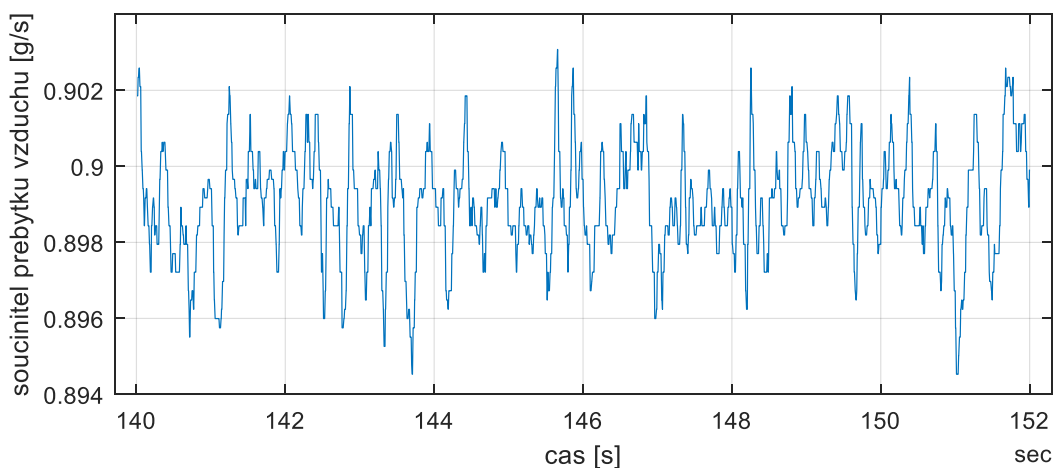
Hmotnostní průtok spáleného paliva je vypočten rovnicí:

$$\dot{m}_{fl_burned} = \frac{\dot{m}_{nv}}{\lambda \cdot (L_{vt} \cdot k_L)} \tag{16}$$

Hmotnostní průtok nasávaného vzduchu \dot{m}_{nv} a součinitel přebytku vzduchu λ můžeme sledovat v následující grafech (obr. 15, Obr. 16). Požadovaný součinitel přebytku vzduchu byl kalibračně nastaven na 0,9 a řídicí jednotka se právě pomocí lambda regulace snažila tento součinitel držet. Teoretické množství vzduchu L_{vt} vstupuje do výpočtu jako nejistota. Pro tento výpočet bylo zvoleno $L_{vt} = 14,7 \frac{kg}{kg}$ a tato hodnota byla následně vynásobena empirickým koeficientem k_L .

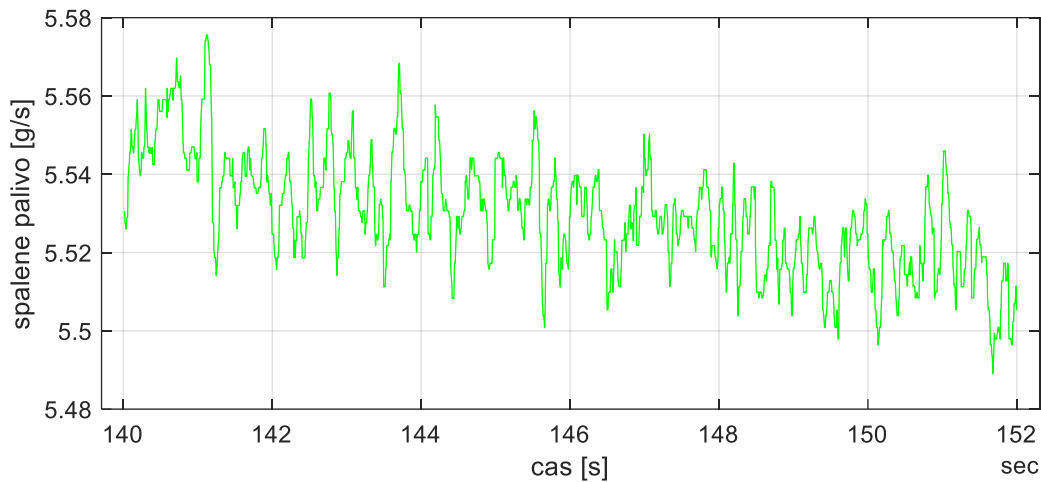


Obr. 15 Hmotnostní průtok nasávaného vzduchu při $\lambda = 0,9$



Obr. 16 Měřený součinitel přebytku vzduchu

Výsledný hmotnostní průtok spáleného paliva \dot{m}_{fl_burned} je možné pozorovat na obr. 17.



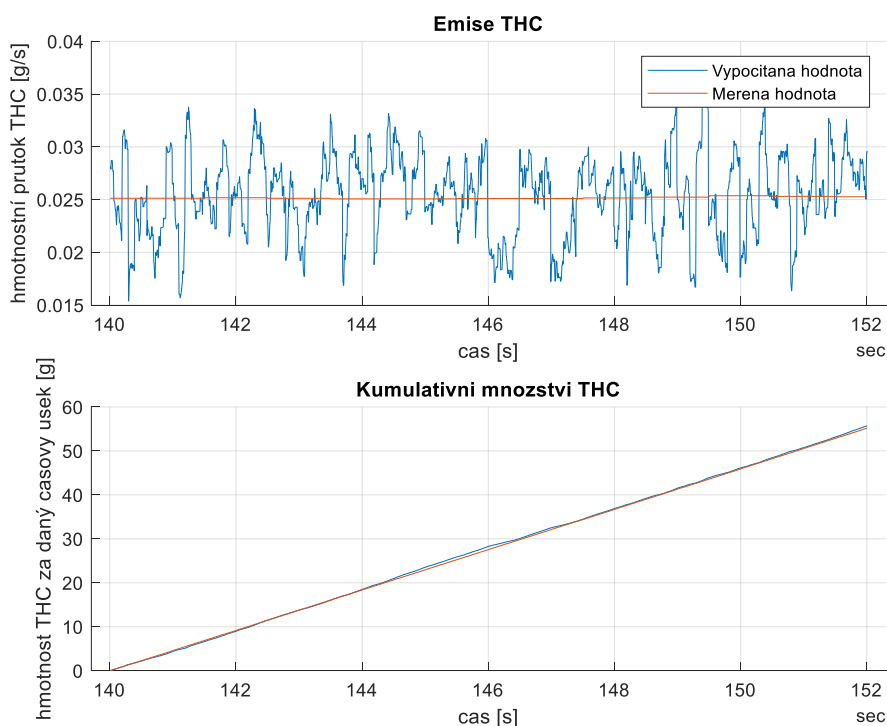
Obr. 17 Hmotnostní průtok spáleného paliva

Výsledná predikovaná hodnota hmotnostního průtoku nespálených uhlovodíků \dot{m}_{THC} je pak definována jako rozdíl hmotnostního průtoku vstříknutého paliva \dot{m}_{fl_in} a hmotnostního průtoku spáleného paliva \dot{m}_{fl_burned} .

$$\dot{m}_{THC} = \dot{m}_{fl_in} - \dot{m}_{fl_burned}$$

$$\dot{m}_{THC} = \frac{\dot{V}_{fl} \cdot \rho_{fl}}{f_r} - \frac{\dot{m}_{nv}}{\lambda \cdot (L_{vt} \cdot k_L)} \quad (17)$$

Na obr. 18 v horní polovině můžeme sledovat porovnání predikovaného hmotnostního průtoku nespálených uhlovodíků a měřenou hodnotu průtoku nespálených uhlovodíků. Aby bylo možné z průběhů vyvozovat závěry a naladit matematický model, bylo nutné si nejprve vypočítat kumulativní hmotnost uhlovodíků v daném úseku. Integrací průběhu hmotnostního průtoku podle času byla získána kumulativní hmotnost vznikajících nespálených uhlovodíků.


 Obr. 18 Porovnání predikce s měřenou hodnotou pro $\lambda = 0,9$

Následně byla vypočítána absolutní odchylka hmotnosti nespálených uhlovodíků v daném úseku Δ_{THC} jako rozdíl mezi změřenou hmotností nespálených uhlovodíků m_{THC_mes} a predikovanou hmotností nespálených uhlovodíků m_{THC_pre} .

$$\Delta_{THC} = m_{THC_mes} - m_{THC_pre} \quad (18)$$

Dále byla vypočtena procentuální odchylka $proc_{THC}$ jako podíl absolutní odchylky ku naměřené celkové hmotnosti nespálených uhlovodíků krát 100.

$$proc_{THC} = \frac{\Delta_{THC}}{m_{THC_mes}} \cdot 100 \% \quad (19)$$

V této fázi výpočtu bylo provedeno odladění empirického koeficientu k_L , vždy pro dané zatížení a dané otáčky. Cílem ladění bylo snížit procentuální odchylku v oblasti blízké stechiometrické směsi, protože soudobé motory jsou provozovány primárně v oblasti stechiometrické směsi. Bylo hledáno minimum z průměru odchylek při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 0,95$ a $\lambda = 1,05$.

$$\min (prum_proc) = \frac{proc_{THC_{0,95}} + proc_{THC_{1,05}}}{2} \quad (20)$$

Pro takto nalezené minimum byl následně zapsán empirický koeficient k_L .

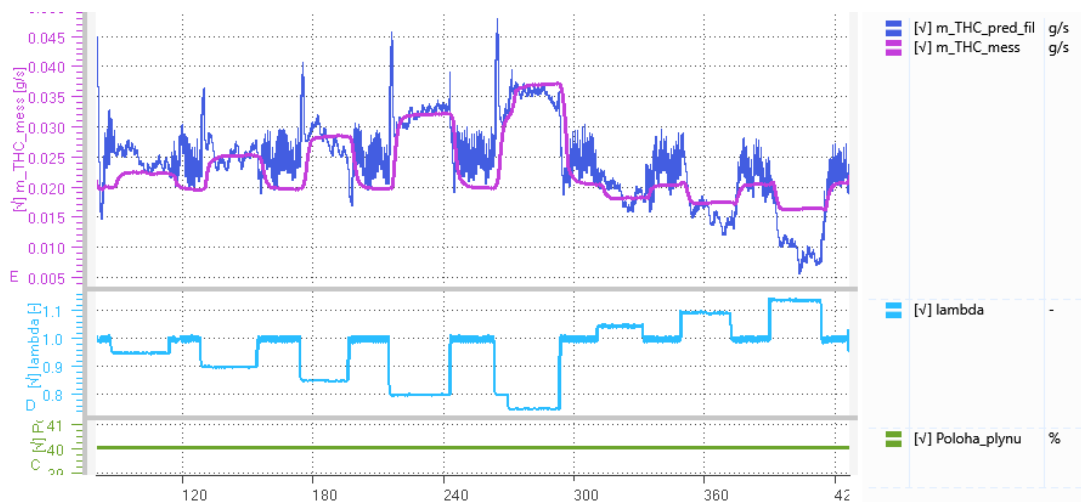
Tab. 6 Predikce THC

Zatížení [%]	Otáčky [min^{-1}]	k_L [—]	λ , Odchylka [%]							
			0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,05	1,1	1,15
40	2145	1,0202	3,3	-2,4	1,1	-1,0	-8,6	0,2	11,3	43,1
40	3150	1,0140	10,4	9,9	-0,7	3,2	10,1	-0,1	14,3	52,2
20	1970	1,0357	-17,1	-25,4	-15,8	-15,6	-41,7	0,4	40,9	71,1
20	2870	1,0245	-2,2	-9,5	3,2	-7,9	-18,8	0,2	41,8	80,0

Záporná odchylka v tabulce představuje to, že bylo predikováno více emisí nespálených uhlovodíků, než bylo naměřeno. Kladná odchylka znamená větší množství změřených nespálených uhlovodíků než predikovaných.

Z tabulky tab. 6 je možné sledovat, že i přesto, že snahou bylo minimalizovat odchylku při $\lambda = 0,95$, byly odchylky pro bohatší směsi značně lepší. Dále pak je možné pozorovat velké odchylky v režimech chudé směsi. Za povšimnutí také stojí vyšší přesnost v režimech většího zatížení, respektive velké nepřesnosti v nízkém zatížení a nízkých otáčkách.

V prvních úvahách byl empirický korekční koeficient k_L laděn pouze v závislosti na zatížení a otáčkách motoru. Jak se však ukazuje z tab. 6, korekční koeficient je závislý nejen na zatížení a otáčkách, ale i na součiniteli přebytku vzduchu.

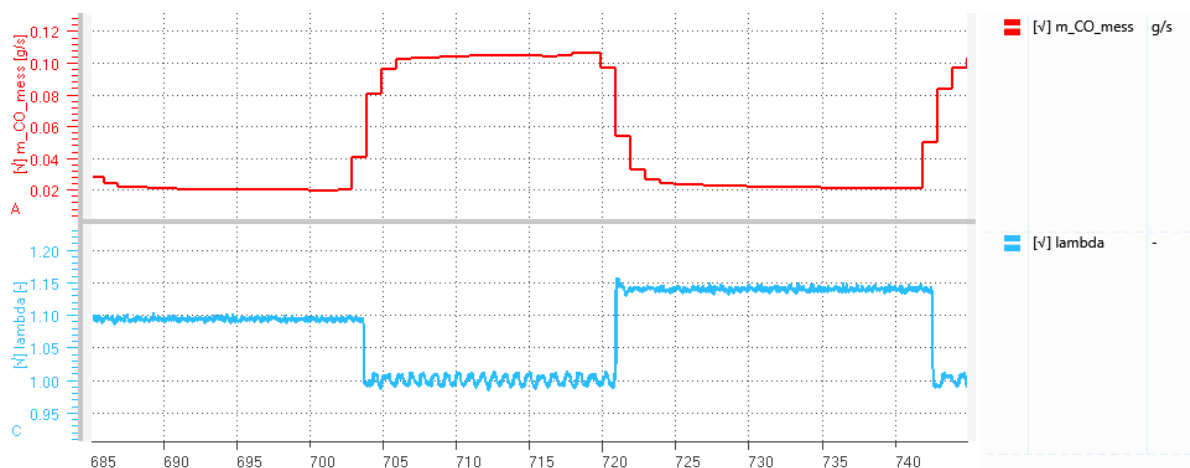
Obr. 19 Predikce surových uhlovodíků pro 2145 min^{-1} a 40 % zatížení

Matematický model predikce nespálených uhlovodíků není dokonalý. Jeho vyšší přesnost v režimech vyššího zatížení a vyšších otáček je dána vznikem většího množství uhlovodíků v těchto režimech. Na obr. 19 je možné sledovat chování prediktivního algoritmu v porovnání s měřením.

8 PREDIKCE OXIDU UHELNATÉHO

8.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Při predikci oxidu uhelnatého je uvažován jeho vznik pouze v režimech bohaté směsi, v režimech chudé směsi ho vzniká velmi málo. Jak ukazují měření, jedná se o setiny gramů za sekundu (obr. 20). Nejenže je množství velmi malé, zároveň v režimech chudé směsi je třicestný katalyzátor nasycen kyslíkem, tudíž dochází k oxidaci oxidu uhelnatého na oxid uhličitý s účinností blíží se 1 [4]. Ostatní okrajové podmínky jsou uvažovány stejně jako v předchozí kapitole.



Obr. 20 Surové emise CO

8.2 VÝPOČET Z ROVNICE SPALOVÁNÍ

Pro názornost je zde ukázán výpočet jedné iterace.

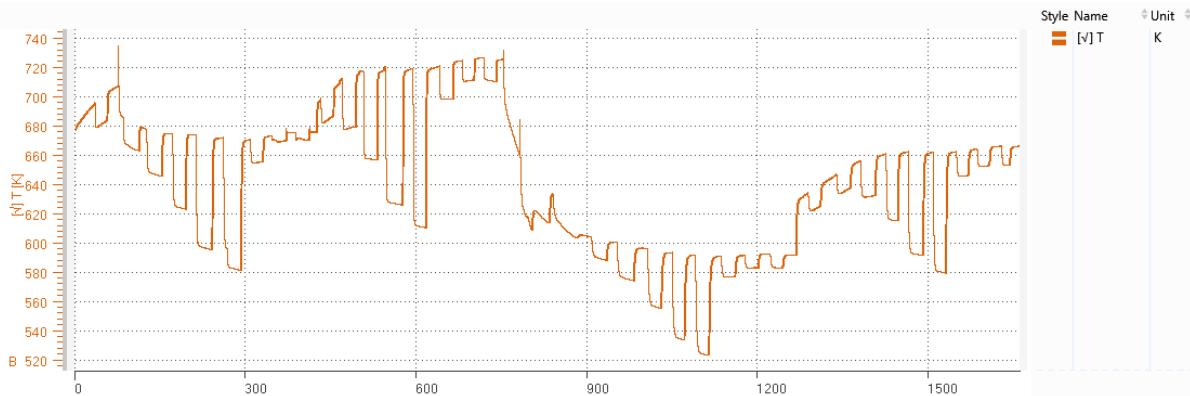
Okrajové podmínky:

$$\lambda = 0,9$$

$$\text{zatížení} = 40 \%$$

$$n = 2145 \text{ min}^{-1}$$

Pro splnění podmínky platnosti bylo třeba zkontrolovat, zda teplota výfukových plynů nepřesáhla 1000 K.

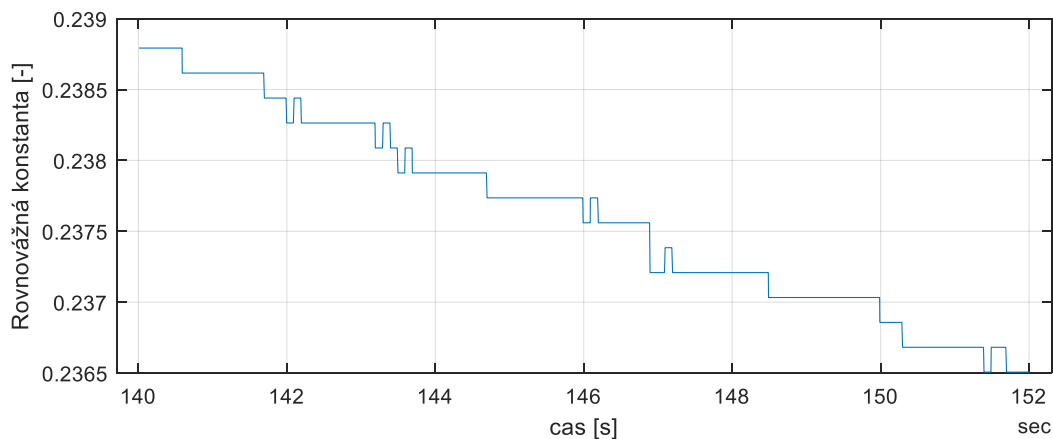


Obr. 21 Teplota výfukových plynů

Jak je možné vidět na obr. 21, teplota se pro všechny testované režimy pohybovala pod 1000 K.

Nejprve byla vypočtena rovnovážná konstanta $K(T)$:

$$\ln K(T) = 2,743 - \frac{1,761}{t} - \frac{1,611}{t^2} - \frac{0,2803}{t^3} \quad \left(t = \frac{T}{1000} \right) \quad [4] (21)$$



Obr. 22 Průběh rovnovážné konstanty

Následně byl z molárních koeficientů paliva (c molární poměr uhlíku, h molární poměr vodíku, o molární poměr kyslíku) dopočítán parametr a_s . Parametry paliva byla získána z rozborů paliv v laboratoři. Tyto výsledky byly následně zprůměrovány.

$$c = 0,54; h = 1; o = 0,012$$

$$a_s = c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} = 0,54 + \frac{1}{4} + \frac{0,012}{2} = 0,7960 \quad [4] (22)$$

Dále pak byly vypočítány koeficienty a_1, b_1, c_1, d_1 . Průběh můžeme pozorovat na obr. 23.

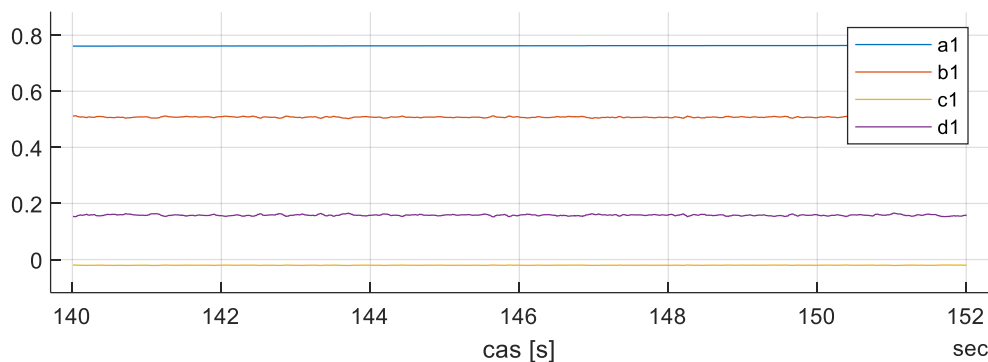
$$a_1 = 1 - K$$

$$b_1 = \frac{h}{2} + K \cdot c - d_1 \cdot (1 - K)$$

$$c_1 = -c \cdot d_1 \cdot K$$

$$d_1 = 2 \cdot a_s \cdot (1 - \lambda)$$

[4] (23)



Obr. 23 Průběh koeficientů

$$CO: n_5 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}}{2a_1}$$

[4] (24)

Z koeficientů bylo možné vypočítat látkové množství oxidu uhelnatého obsaženého ve výfukových plynech. Pro provedení přepočtu na hmotnostní průtok je třeba dopočítat látkové množství ostatních produktů spalovací rovnice (obr. 24).

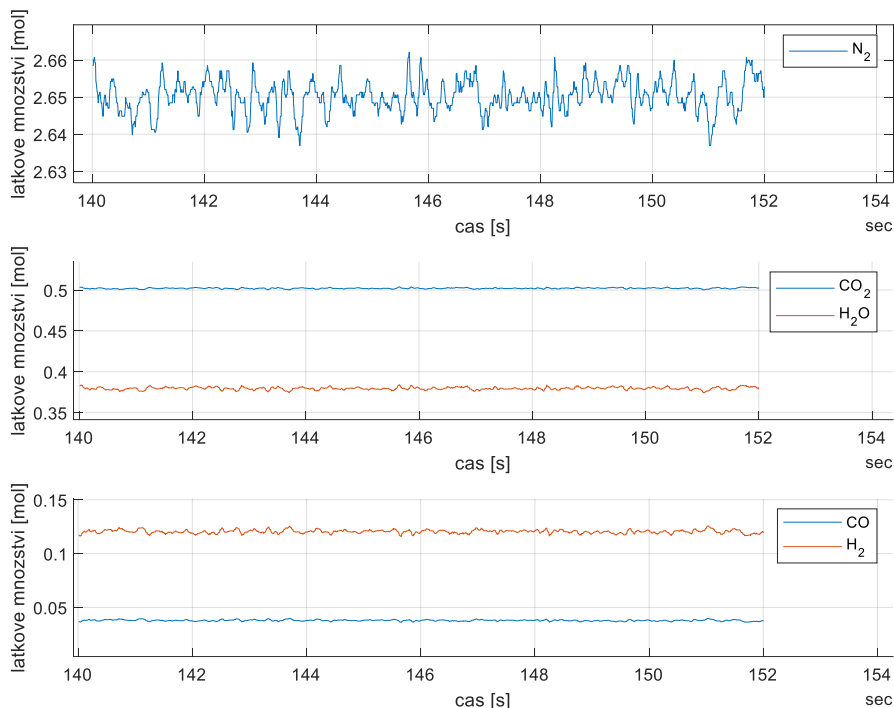
$$CO_2: n_1 = c - n_5$$

$$H_2O: n_2 = \frac{h}{2} - d_1 + n_5$$

$$N_2: n_3 = 3,76 \cdot a_s \cdot \lambda$$

$$H_2: n_6 = d_1 - n_5$$

[4] (25)



Obr. 24 Průběh látkového množství jednotlivých produktů spalovací rovnice

Dále bylo třeba pro výpočet hmotnostního zlomku oxidu uhelnatého w_{CO} nejprve znát molární zlomky jednotlivých produktů. Ty je možné dopočítat podílem látkového množství daného produktu n_i a celkového látkového množství všech produktů $\sum n_i$.

$$x_i = \frac{n_i}{\sum n_i} \quad (26)$$

Hmotnostní zlomek oxidu uhelnatého w_{CO} je definován jako podíl součinu molární hmotnosti oxidu uhelnatého M_{CO} , molárního zlomku oxidu uhelnatého x_{CO} a molární hmotnosti všech výfukových plynů M_{sum} . Tato molární hmotnost byla vypočtena jako suma součinů molární hmotnosti jednotlivých produktů M_i a jejich molárního zlomku x_i :

$$w_{CO} = \frac{M_{CO} \cdot x_{CO}}{M_{sum}} = \frac{M_{CO} \cdot x_{CO}}{\sum M_i \cdot x_i} \quad (27)$$

Výpočet se opírá o úvahu, že součet hmotnostního průtoku nasávaného vzduchu \dot{m}_{nv} a hmotnostního průtoku paliva \dot{m}_{fl_in} je roven hmotnostnímu průtoku výfukových plynů. Při aplikaci této myšlenky je nutné brát v úvahu, že byl zanedbán profuk výfukových plynů ze spalovacího prostoru do klikové skříně.

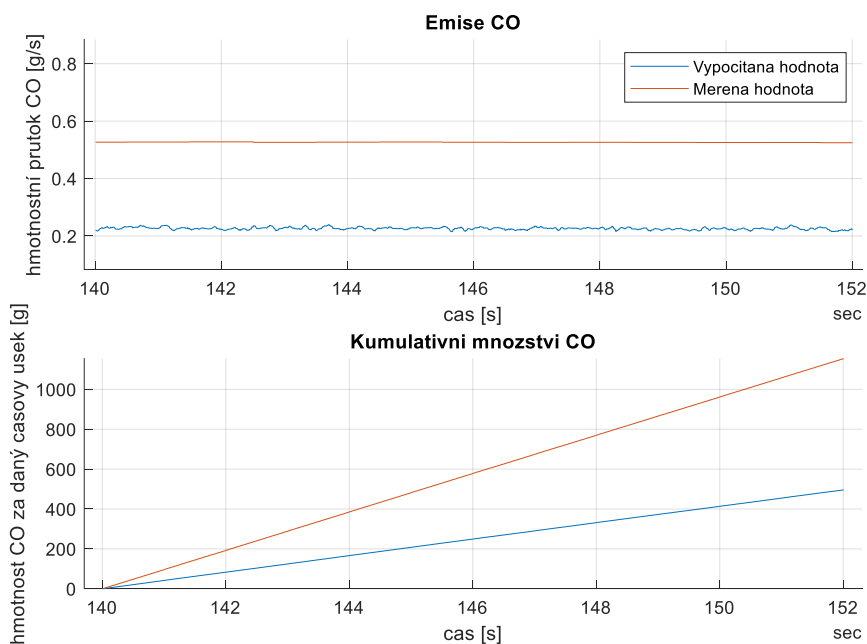
$$\dot{m}_{fl_in} + \dot{m}_{nv} = \dot{m}_{spalin} \quad (28)$$

Hmotnostní průtok paliva \dot{m}_{fl_in} lze vypočítat stejně jako v předchozí kapitole z následující rovnice. V tomto případě je hustota paliva převažující nejistotou ve výpočtu, proto do rovnice byl zaveden empirický koeficient k_ρ pro odladění teorie na reálné podmínky.

$$\dot{m}_{fl_in} = \frac{\dot{V}_{fl} \cdot \rho_{fl} \cdot k_p}{f_r} \tag{29}$$

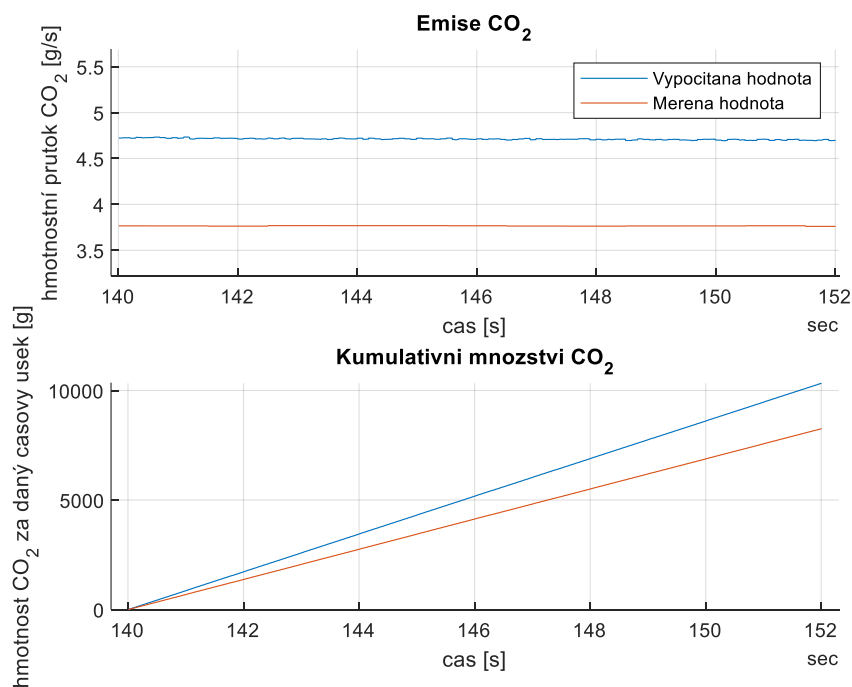
Hmotnostní průtok nasávaného vzduchu \dot{m}_{nv} je hodnota měřená řídicí jednotkou, a z následující rovnice je tedy možné dopočítat hmotnostní průtok oxidu uhelnatého \dot{m}_{CO} :

$$\dot{m}_{CO} = \dot{m}_{spalin} \cdot w_{CO} = (\dot{m}_{fl_in} + \dot{m}_{nv}) \cdot w_{CO} \tag{30}$$



Obr. 25 Porovnání predikce s měřenou hodnotou pro $\lambda = 0,9$

Na obr. 25 je možné sledovat, že odchylka predikce oxidu uhelnatého a měřeného oxidu uhelnatého je přibližně $\approx 0,33 \text{ g/s}$. Procentuální odchylka byla 59.2 %. V tomto případě algoritmus predikce oxidu uhelnatého predikuje menší hmotnostní průtok, než byl v laboratoři změřen.


 Obr. 26 Porovnání predikce s měřenou hodnotou pro $\lambda = 0,9$

Pro ověření byl za použití stejného algoritmu, pouze upraveného pro oxid uhličitý, vypracován i graf pro predikci oxidu uhelnatého (obr. 26), protože jeho vznik je úzce svázán se vznikem oxidu uhelnatého. Je možné pozorovat, že algoritmus predikuje mnohem více oxidu uhličitého než bylo změřeno, a to s odchylkou $-18,8\%$.

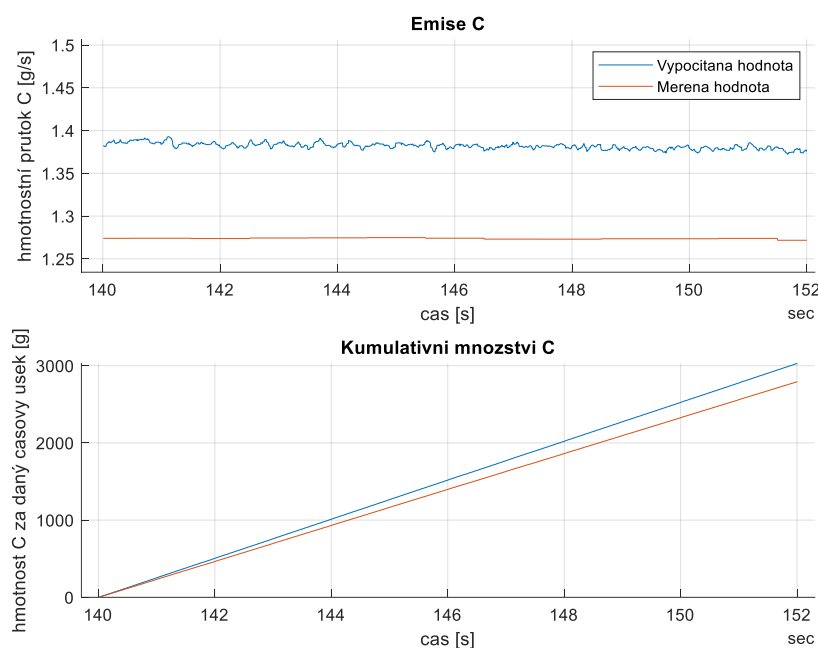
Protože odchylky predikce od měřených hodnot pro CO a CO_2 byly velké, bylo nutné provést ověření na základě emisí uhlíku. Měřený hmotnostní průtok uhlíku \dot{m}_{C_mes} je možné vypočítat jako součet hmotnostního průtoku uhlíku obsaženého v CO a hmotnostního průtoku uhlíku obsaženého v CO_2 , kde M_C je molární hmotnost uhlíku, M_{CO} molární hmotnost oxidu uhelnatého a M_{CO_2} molární hmotnost oxidu uhličitého. Aby bylo možné porovnávat vstupující a vystupující uhlík, je k těmto hmotnostním průtokům třeba přičíst uhlík obsažený v nespálených uhlovodících.

$$\dot{m}_{C_mes} = \dot{m}_{CO_mes} \cdot \frac{M_C}{M_{CO}} + \dot{m}_{CO_2_mes} \cdot \frac{M_C}{M_{CO_2}} + \dot{m}_{THC_mes} \cdot w_C \quad (31)$$

V tomto případě je uvažováno, že jsou nespálené uhlovodíky tvořeny pouze nespáleným palivem. Z toho důvodu mohl být použit hmotnostní zlomek uhlíku obsažený v palivu w_C . Spalovací rovnice podle FERGUSON 2015 [4] neuvažuje vznik nespálených uhlovodíků, tudíž veškerý uhlík vstupující do reakce z reakce vystupuje v podobě oxidu uhelnatého nebo uhličitého.

Predikovaný hmotnostní průtok uhlíku \dot{m}_{C_pre} byl spočítán z obdobné rovnice:

$$\dot{m}_{C_pre} = \dot{m}_{CO} \cdot \frac{M_C}{M_{CO}} + \dot{m}_{CO_2} \cdot \frac{M_C}{M_{CO_2}} \quad (32)$$



Obr. 27 Porovnání predikce s měřenou hodnotou pro $\lambda = 0,9$

Jak je možné pozorovat v grafu (obr. 27), množství vznikajícího uhlíku se odchyluje $-3,0\%$. Při snaze kalibrovat algoritmus kompenzačním koeficientem k_p došlo ke zpřesnění celkových emisí uhlíku, nikoliv však dosažením minimální požadované přesnosti specificky u emisí oxidu uhelnatého. Z tohoto důvodu bylo třeba upravit tuto teorii pro predikci oxidu uhelnatého, jak je popsáno v následující kapitole. Jako hlavní problém se ukazuje nesprávný poměr mezi emisemi oxidu uhelnatého a uhličitého.

8.3 KOMPENZACE POMĚRU

V předchozí kapitole se ukázalo, že hlavním nedostatkem modelu predikce oxidu uhelnatého je chybný poměr mezi množstvím vznikajícího oxidu uhelnatého a oxidu uhličitého. Tento poměr je ovlivněn pouze rovnicemi (tab. 7), resp. výpočtem látkového množství oxidu uhelnatého n_5 podle rovnice [4] (24).

Tab. 7 Produkty spalování [4]

Produkt	n_i	$\lambda < 1$
CO_2	n_1	$c - n_5$
CO	n_5	n_5

Z toho důvodu bylo možné do výpočtu látkového množství oxidu uhelnatého zavést empirický koeficient k_n . Tento koeficient byl následně optimalizován tak, aby byla dosažena nejvyšší přesnost predikce při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 0,95$.

$$n_5 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}}{2a_1} \cdot k_n \quad [4] \quad (33)$$

Pro empirické zjištění koeficientu k_n byla vypočtena absolutní odchylka hmotnosti oxidu uhelnatého v daném úseku Δ_{CO} jako rozdíl mezi změřenou hmotností oxidu uhelnatého m_{CO_mes} a predikovanou hmotností oxidu uhelnatého m_{CO_pre} . Tyto hmotnosti byly získány integrací průběhu hmotnostního průtoku \dot{m}_{CO_mes} a \dot{m}_{CO} .

$$\Delta_{CO} = m_{CO_mes} - m_{CO_pre} \quad (34)$$

Dále byla vypočtena procentuální odchylka $proc_{CO}$ jako podíl absolutní odchylky ku naměřené celkové hmotnosti oxidu uhelnatého krát 100.

$$proc_{CO} = \frac{\Delta_{CO}}{m_{CO_mes}} \cdot 100 \% \quad (35)$$

Tab. 8 Predikce CO

Zatížení [%]	Otáčky [min^{-1}]	k_n [-]	λ , Odchylka [%]							
			0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,05	1,1	1,15
40	2145	2,57	-118	-59,9	-28,4	-4,8	0,17	-	-	-
40	3150	2,44	-168	-152	-86,3	-36,3	0,01	-	-	-
20	1970	4,50	-56,3	-21,6	-5,5	4,0	0,02	-	-	-
20	2870	3,42	-91,7	-49,4	-26,6	-9,4	0,13	-	-	-

Z tabulky tab. 8 je možné sledovat závislost empirického koeficientu na součiniteli přebytku vzduchu λ . Pro bohatší směsi je kompenzace empirickým koeficientem úplně mimo. Jelikož je vyžadováno nejvyšší přesnosti v oblasti stechiometrické směsi, nejsou odchylky v bohaté oblasti problém. Zajímavé si povšimnout menší rozdíl odchylek v závislosti na λ pro nižší zatížení a nižší otáčky. Tento fenomén poukazuje na nedokonalost kompenzace empirickým koeficientem, který je závislý pouze na otáčkách a zatížení. Na obr. 28 je možné sledovat chování prediktivního algoritmu v porovnání s měřením.

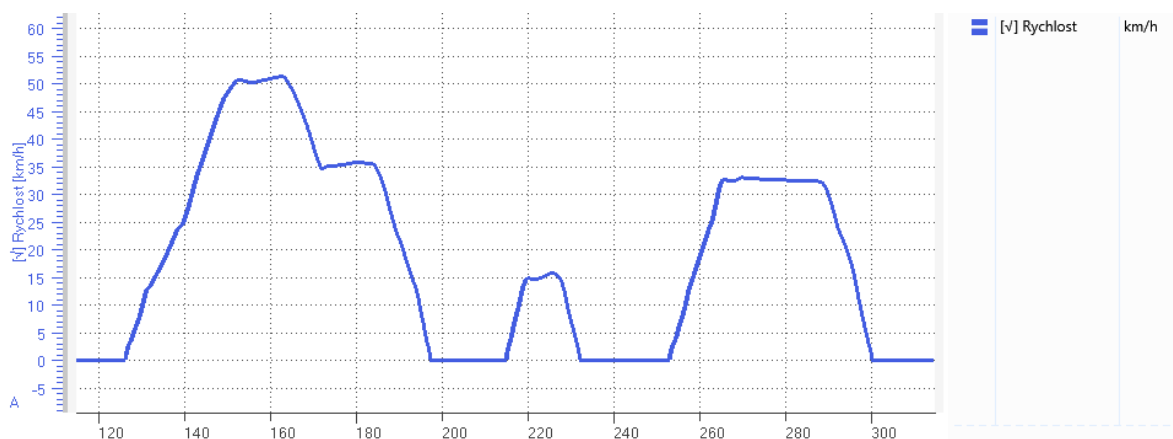


Obr. 28 Predikce surového oxidu uhelnatého pro 2145 min^{-1} a 40 % zatížení

9 PREDIKCE S KATALYZÁTOREM

K provedení predikce nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého spolu s umístěním třicestného katalyzátoru ve výfukové soustavě bylo použito měření z emisního cyklu NEDC (New European Driving Cycle). Měření bylo součástí stejného projektu jako měření bez katalyzátoru. Tento motor, jak je zmíněno v 6. kapitole, má pouze jeden třicestný katalyzátor, tím pádem je predikce jednodušší. Test byl proveden za normálních podmínek (23 °C). Dalším nárokem na měření bylo, aby měřené hmotnostní průtoky jednotlivých složek emisí nebyly vlivem jejich malé hodnoty zatíženy chybou tak, že emisní analyzátor ukazuje záporná čísla.

Pro naladění všech empirických koeficientů byla vybrána jen část tohoto cyklu. Jedná se o část mezi 115 a 315 sekundami cyklu. Na obr. 29 je možné vidět profil rychlosti. Start byl pro prvotní analýzu vynechán, jelikož se jedná o MPI motor (nepřímý vstřik paliva) a během startu je množství paliva vstřikovaného do sání navýšeno o palivo, které ulpívá na stěnách sání a nutné obohacení paliva pro nastartování motoru. V takovém případě pak predikce emisí selhává. Dalším problémem startu je nefunkční lambda sonda. Systém ji nejprve musí ohřát na operační teplotu, aby správně ukazovala součinitel přebytku vzduchu, jež je nutný pro predikci emisí.



Obr. 29 Profil rychlosti

Pro zpřesnění modelu byl časově posunut signál měřeného součinitele přebytku vzduchu λ o $-0,08$ s, neboť takto zvolený časový posun odpovídá časové konstantě lambda sondy, jež se pohybuje mezi 50 – 100 ms [15]. V ideálním případě by bylo vhodné tento signál posouvat v závislosti na otáčkách, resp. rychlosti proudění výfukových plynů. Této závislosti však nejde docílit v programu ETAS MDA použitým pro zpracování dat. Důvodem pro jeho použití pro finální zpracování algoritmu predikce je skutečnost, že tento program je hojně využíván průmyslovou praxí, a je zde tedy vyšší pravděpodobnost, že praktická část této práce bude v budoucnu využitelná.

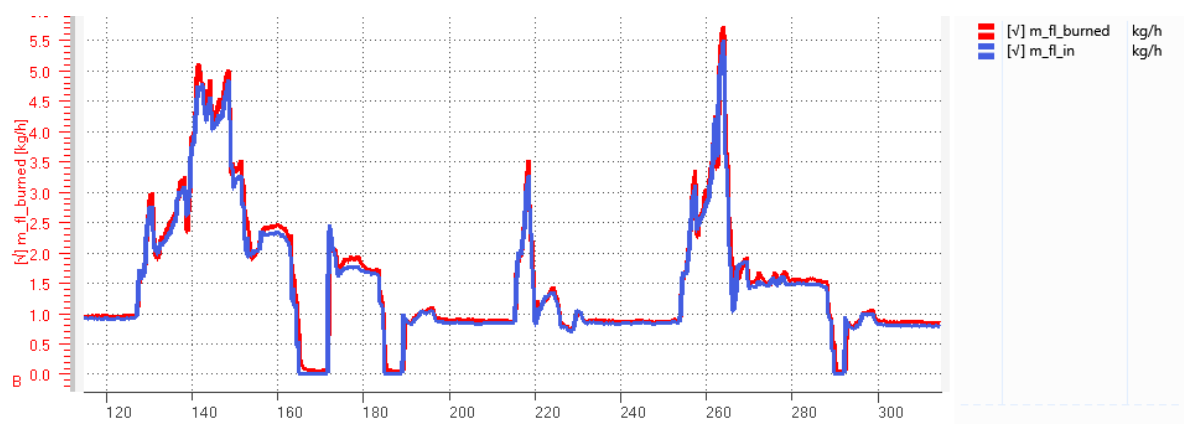
9.1 NESPÁLENÉ UHLOVODÍKY

Pro predikci nespálených uhlovodíků byly použity rovnice z předchozích kapitol. Pro přehlednost jsou zde čtenáři tyto rovnice uvedeny znovu: rovnice pro výpočet paliva vstřikovaného do spalacího prostoru $\dot{m}_{fl,in}$, kde \dot{V}_{fl} je objemový průtok paliva, ρ_{fl} je hustota paliva zvolená jako $750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a f_r koeficient lambda regulace z řídící jednotky, a též

rovnice pro výpočet spáleného paliva \dot{m}_{fl_burned} , kde \dot{m}_{nv} je hmotnostní průtok nasávaného vzduchu, λ součinitel přebytku vzduchu, L_{vt} teoretické množství nasávaného vzduchu (stechymotrický poměr) a k_L je empirický koeficient. k_L slouží jako ladící konstanta, pomocí níž je možné model predikce nespálených uhlovodíků naladit tak, aby odpovídal blíže realitě. V tomto případě $k_L = 0,964$. Na obr. 30 můžeme vidět průběh paliva vstříkovaného a spáleného.

$$\dot{m}_{fl_in} = \frac{\dot{V}_{fl} \cdot \rho_{fl}}{f_r}$$

$$\dot{m}_{fl_burned} = \frac{\dot{m}_{nv}}{\lambda \cdot L_{vt} \cdot k_L} \quad (36)$$



Obr. 30 Průběh paliva vstříkovaného a spáleného

Následně byl proveden výpočet hmotnostního průtoku predikovaných uhlovodíků \dot{m}_{THC} jako rozdíl výše uvedených hmotnostních průtoků.

$$\dot{m}_{THC} = \dot{m}_{fl_in} - \dot{m}_{fl_burned} \quad (37)$$

Dále bylo nutno vzít v úvahu účinnost katalyzátoru η_{cat} , kde:

- T_{cat} je průměrná teplota katalyzátoru získaná z řídicí jednotky,
- $T_{light-off}$ je teplota 50% účinnosti katalyzátoru pro nespálené uhlovodíky $T_{light-off_THC} \approx 270 \text{ } ^\circ\text{C}$ [4],
- s je koeficient sklonu křivky (v případě ohřátého motoru je jeho hodnota nepodstatná, pokud není nijak extrémní); v tomto případě $s = 0,01$.

$$\eta_{cat} = 0,5 \cdot \tanh\left(s \cdot (T_{cat} - T_{light-off})\right) + 0,5 \quad [8] \quad (38)$$

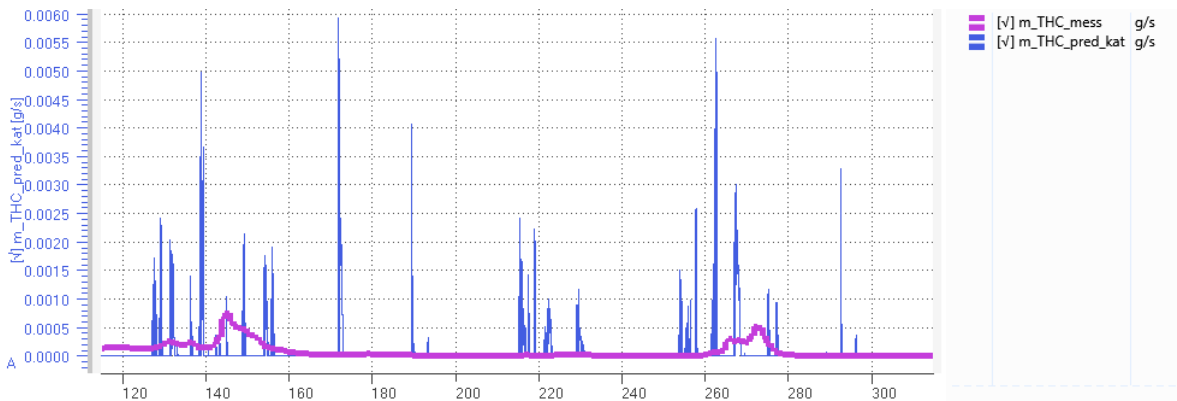
Jak uvádí FERGUSON 2015, je nutné vzít v úvahu maximální účinnost vyhřátého katalyzátoru, kdy pro nespálené uhlovodíky to je 95 %.

$$\eta_{cat_opti_THC} = \min(0,95; 0,5 \cdot \tanh(0,01 \cdot (T_{cat} - 270)) + 0,5) \quad (39)$$

Nyní je tedy možné vypočítat hmotnostní průtok predikovaných nespálených uhlovodíků s úvahou katalyzátoru $\dot{m}_{THC_pred_kat}$ dle rovnice:

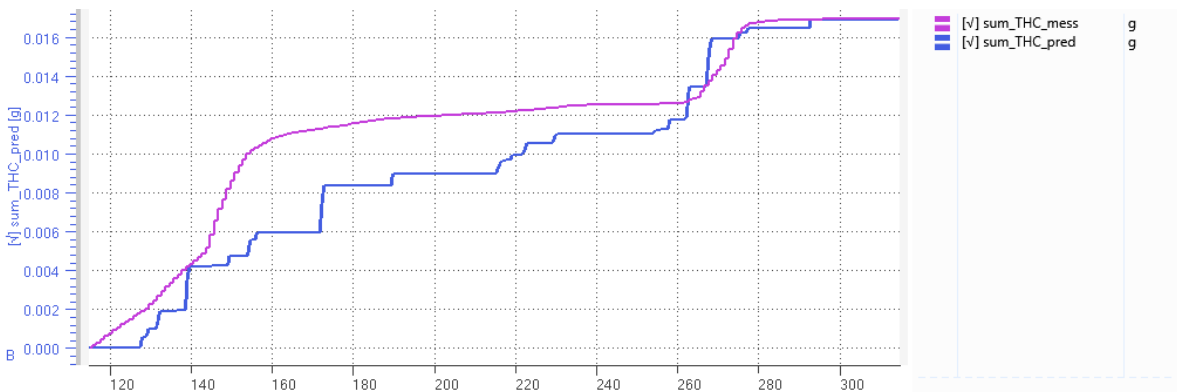
$$\dot{m}_{THC_pred_kat} = (1 - \eta_{cat_opti_THC}) \cdot \dot{m}_{THC} \quad (40)$$

Ze záznamu emisních analyzátorů můžeme sledovat (obr. 31) korelaci predikovaných nespálených uhlovodíků a naměřených hodnot se vzorkovací frekvencí 1 Hz.



Obr. 31 Průběh měření a predikovaných nespálených uhlovodíků

Pro vytvoření lepšího obrazu o algoritmu predikce je na obr. 32 použita integrace. Z grafu je možné vyvodit závěr, že vysoké špičky představují hlavní nepřesnost. Kvůli jejich existenci je naladění modelu nepřesné, resp. emise jsou predikovány tam, kde nemají, a v místech, kde mají být predikovány, nejsou predikovány dostatečně. Právě časový posun součinitele přebytku vzduchu λ byl zaveden, aby došlo k eliminaci tohoto jevu, ovšem větší časový posun snižuje přesnost predikce v ustálených režimech.



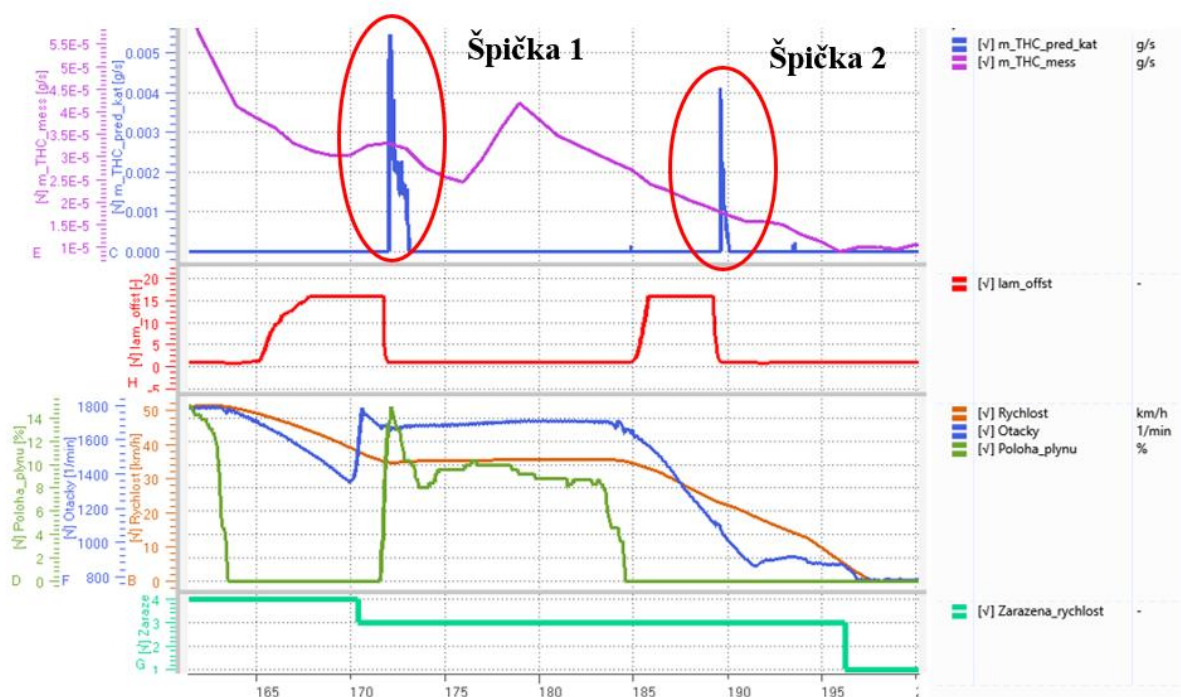
Obr. 32 Celková hmotnost vznikajících a predikovaných uhlovodíků

Pro bližší analýzu je vhodné podívat se na obr. 33, kde vidíme 2 špičky mezi 165. a 195. sekundou testu. Měřená hodnota hmotnostního průtoku nespálených uhlovodíků \dot{m}_{THC_mess} (fialová) neukazuje téměř žádné emise. První špička na signálu hmotnostního průtoku predikovaných uhlovodíků $\dot{m}_{THC_pred_kat}$ (modrá) vznikla, když docházelo k deceleraci a motor nevstříkával palivo. Poté, co došlo k podřazení na nižší rychlostní stupeň, řidič sešlápl plynový pedál (zelená) na 14 %. V tento moment motor začne opět spalovat, dochází k prudké změně součinitele přebytku vzduchu (červená), ovšem tato změna je lehce opožděná v závislosti na poloze lambda sondy a rychlosti její reakce. (Toto zpoždění je částečně

kompenzováno časovým posunem signálu lambda sondy.) Jelikož algoritmus predikce nespálených uhlovodíků využívá součinitel přebytku vzduchu λ , je v takový moment predikce prakticky nemožná.

K tomuto problému dochází i přes snahu do výpočtu vnést omezující faktory jako je zastavení výpočtu, když je součinitel přebytku vzduchu větší než 3 nebo zastavení výpočtu, pokud je gradient součinitele přebytku vzduchu větší než 15. Tato omezení se však téměř neprojevují na výsledné chybě.

Druhá špička na obr. 33 vzniká ze stejných důvodů, přičemž v tomto případě byl start spalování motoru způsoben volnoběžným regulátorem.



Obr. 33 Analýza špiček

9.2 OXID UHELNATÝ

Predikce oxidu uhelnatého byla provedena na základě rovnic z předchozích kapitol. Výpočet bylo nutné omezit pouze pro oblasti bohaté směsi, aby byl dodržen předpoklad platnosti rovnic z FERGUSON 2015. Dále byl sestaven výpočet z následujících rovnic. Jako teplota t byla vybrána modelovaná teplota z řídicí jednotky nejbližší spalovacímu prostoru. Parametry c , h , o jsou parametry z rozborů paliva.

$$\ln K(T) = 2,743 - \frac{1,761}{t} - \frac{1,611}{t^2} - \frac{0,2803}{t^3} \quad \left(t = \frac{T}{1000} \right)$$

$$a_s = c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} = 0,54 + \frac{1}{4} + \frac{0,012}{2} = 0,7960$$

$$a_1 = 1 - K$$

$$b_1 = \frac{h}{2} + K \cdot c - d_1 \cdot (1 - K)$$

$$c_1 = -c \cdot d_1 \cdot K$$

$$d_1 = 2 \cdot a_s \cdot (1 - \lambda)$$

$$CO_2: n_1 = c - n_5$$

$$H_2O: n_2 = \frac{h}{2} - d_1 + n_5$$

$$N_2: n_3 = 3,76 \cdot a_s \cdot \lambda$$

$$H_2: n_6 = d_1 - n_5$$

$$CO: n_5 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}}{2a_1} \cdot k_n \quad [4] \quad (41)$$

Následně byl podle základních fyzikálních rovnic dopočítán hmotnostní zlomek oxidu uhelnatého w_{CO} (viz kap 8.2). Pomocí něho je možné vypočítat hmotnostní průtok oxidu uhelnatého \dot{m}_{CO} , kde \dot{m}_{fl_in} je hmotnostní průtok vstříkovaného paliva a \dot{m}_{nv} je hmotnostní průtok nasávaného vzduchu.

$$\dot{m}_{CO} = \dot{m}_{spalin} \cdot w_{CO} = (\dot{m}_{fl_in} + \dot{m}_{nv}) \cdot w_{CO} \quad (42)$$

V tento moment je třeba vzít v úvahu účinnost třicestného katalyzátoru. η_{cat} , kde:

- T_{cat} je průměrná teplota katalyzátoru získaná z řídicí jednotky,
- $T_{light-off}$ je teplota 50% účinnosti katalyzátoru pro nespálené uhlovodíky $T_{light-off_THC} \approx 220 \text{ } ^\circ\text{C}$ [4],
- s je koeficient sklonu křivky (v případě ohřátého motoru je jeho hodnota nepodstatná, pokud není nijak extrémní); v tomto případě $s = 0,01$.

$$\eta_{cat} = 0,5 \cdot \tanh\left(s \cdot (T_{cat} - T_{light-off})\right) + 0,5 \quad [8] \quad (43)$$

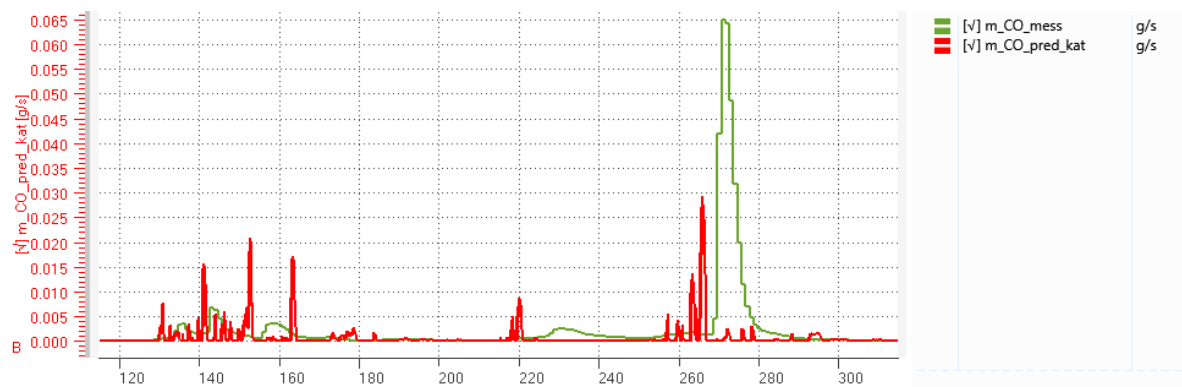
Jak uvádí FERGUSON 2015, je nutné uvažovat maximální účinnost vyhřátého katalyzátoru pro oxid uhelnatý – to je 98 až 99 %.

$$\eta_{cat_opti_CO} = \min(0,99; 0,5 \cdot \tanh(0,01 \cdot (T_{cat} - 270)) + 0,5) \quad (44)$$

Nyní je možné vypočítat hmotnostní průtok predikovaného hmotnostního průtoku oxidu uhelnatého s úvahou katalyzátoru $\dot{m}_{CO_pred_kat}$ dle rovnice:

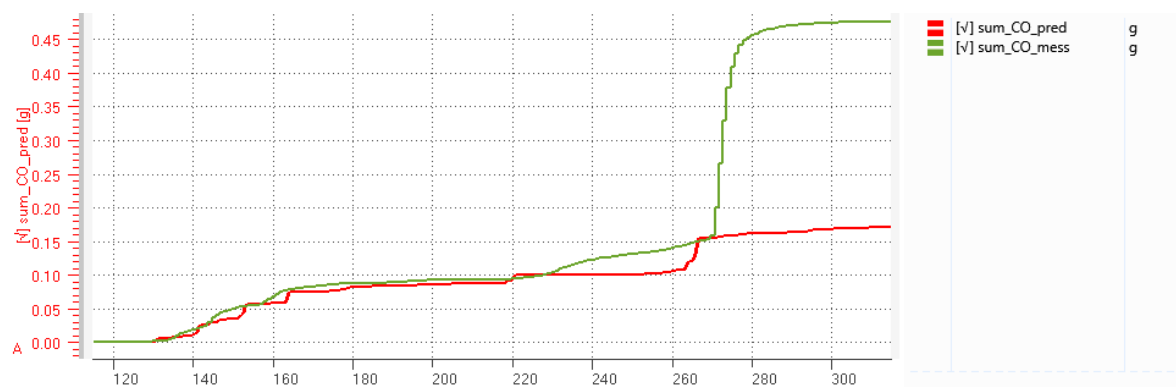
$$\dot{m}_{CO_pred_kat} = (1 - \eta_{cat_opti_CO}) \cdot \dot{m}_{CO} \quad (45)$$

Na obr. 34 je možné sledovat korelaci mezi signálem predikovaného oxidu uhelnatého a měřeného oxidu uhelnatého emisními analyzátory.



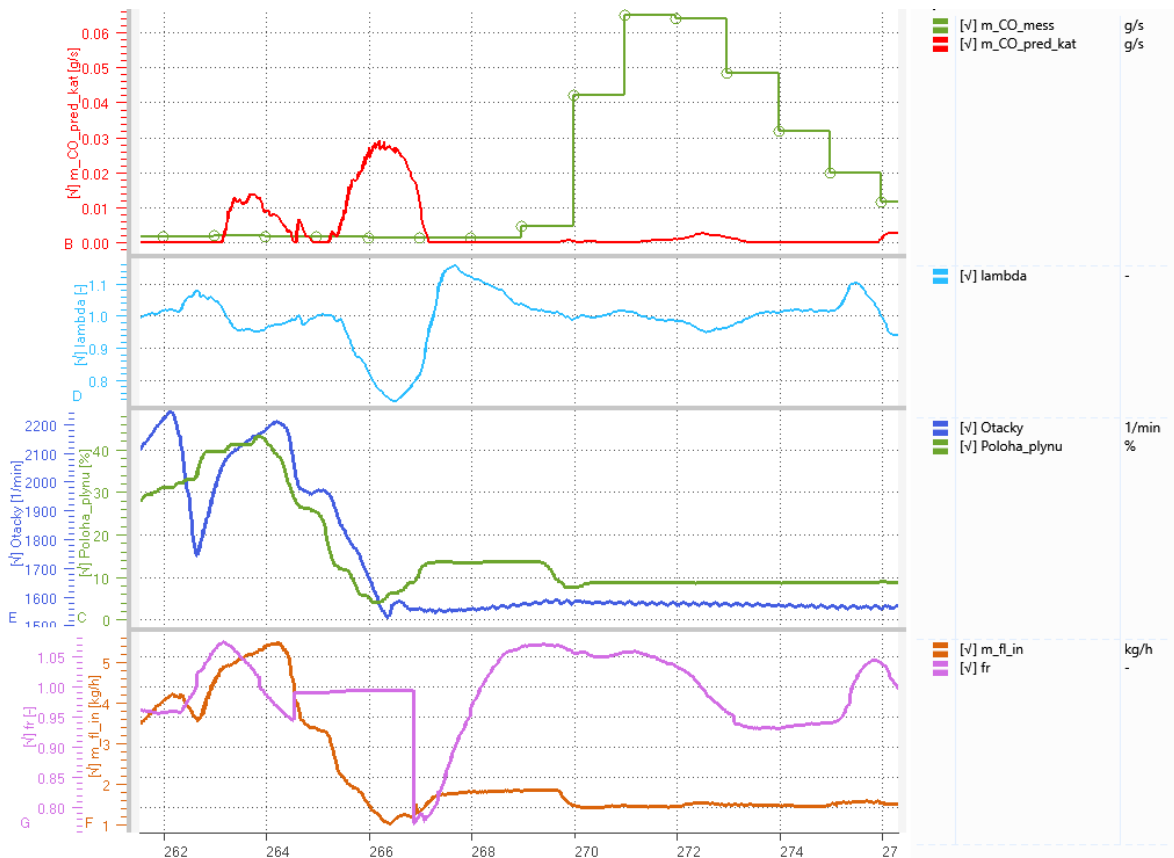
Obr. 34 Průběh měřených a predikovaných oxidu uhelnatého

Empirický koeficient $k_n = 10$ byl zvolen na základě celkového množství vznikajícího oxidu uhelnatého tak, aby se model co nejvíce přiblížil realitě. Naladění empirického koeficientu bylo provedeno na základě následujícího grafu (obr. 35). Při ladění koeficientu bylo nutné vzít v úvahu jev, který nastal v čase 270 s.



Obr. 35 Celková hmotnost vznikajícího a predikovaného oxidu uhelnatého

Pro bližší pochopení toho, co se stalo, je vhodné nahlédnout do grafu (obr. 36). Hlavním bodem zájmu je součinitel přebytku vzduchu λ , kdy tento signál naznačuje, že byl motor mezi 263 a 266,5 sekundami provozován v režimu bohaté směsi, přičemž v čase 265,5 sekundy bohatost směsi pouze rostla až do extrémní hodnoty $\lambda = 0,73$. Ze signálu vstřikovaného paliva m_{fl_in} je vidět, jak jednotka snižovala dávku paliva v závislosti na poloze pedálu plynu, ale signál kompenzace lambda regulace f_r naznačuje, že lambda regulace selhala. Z toho je možné vyvodit, že došlo k tzv. průrazu katalyzátoru. V katalyzátoru nebyl dostatek kyslíku pro oxidaci oxidu uhelnatého a jeho účinnost prudce klesla. Emisní analyzátory tento průraz zaznamenaly s lehkým zpožděním.



Obr. 36 Analýza 270 s

ZÁVĚR

Tato práce reaguje na potřeby vývoje nových řídicích algoritmů pro moderní zážehové motory splňující současné a připravené na budoucí emisní normy. Jedná se o problematiku novou, a proto se při řešení narazilo na tyto čtyři problémy.

První omezení funkce algoritmu vyplývá z nedostupného signálu součinitele přebytku vzduchu, neboť lambda senzor je pro správnou funkčnost nejprve potřeba ohřát na operační teplotu. Výchřev se aktivuje spolu se startem motoru a trvá několik sekund, po které nemůže algoritmus fungovat. Tento problém lze vyřešit předčasným výchřevem lambda sondy, což lze provést změnou aplikace.

Druhým nedostatkem algoritmu predikce škodlivých emisí je jeho kvalitativní nefunkčnost při startu u motorů s nepřímým vstřikem paliva (MPI) kvůli fenoménu ulpívání paliva na stěnách sacího traktu (wall film). Tento typ motoru byl použit pro vypracování praktické části z důvodu existence projektu, kde se ve výfukovém potrubí nachází pouze jeden katalyzátor, což zjednodušilo úvahy nad jeho účinností. Možným řešením tohoto nedostatku by bylo využití motoru s přímým vstřikem paliva a jeho měření na motorovém dynamometru bez katalyzátoru. V době tvorby práce však v laboratoři s motorovými dynamometry nebyla k dispozici možnost měřit hmotnostní průtoky, proto bylo zvoleno měření motoru s nepřímým vstřikem.

Třetím problémem jsou přechodové režimy, především přechody motoru z režimu „fuel cut off“, kdy motor nespaluje, do opětovného režimu spalování. V takový moment se měřený součinitel přebytku vzduchu λ mění z 16 na 1 během přibližně 0,4 sekund. Protože je celá predikce emisí závislá právě na součiniteli přebytku vzduchu λ , stává se v tento moment nepřesná. Tento problém je též ovlivněn umístěním lambda sondy.

Čtvrtý problém představují samotné empirické koeficienty pro výpočet nespálených uhlovodíků $k_L = 0,964$ a pro výpočet oxidu uhelnatého $k_n = 10$. Kompenzační koeficient pro výpočet oxidu uhelnatého je velký, tudíž naznačuje, že použitá teorie není správná a vyplatilo by se navrhnout alternativní postup. Jak uvádí FERGUSON 2015, existuje přístup založený na základě Gibbsových energií. Tento přístup však přesahuje chemické znalosti strojního inženýra.

I přes tyto problémy je přínosem této diplomové práce, že představuje odrazový můstek pro téma predikce emisí. Aktuální stav algoritmu umožňuje kvalitativně dostačující přesnost predikce vyhodnocovaných exhalací, díky čemuž ho lze využít pro analýzu lokálního nárůstu škodlivin v emisním testu. Vzhledem k nastupující emisní normě EU7 lze s jistotou prohlásit [18], že modelování škodlivých exhalací bude v budoucnu nutno implementovat do SW řídicí jednotky motoru. Tvorba práce umožnila porozumět problematice a zároveň další rozvoj prediktivních algoritmů pro další projekty ve společnostech Škoda Auto a AVL.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ASHOK, B., S. DENIS ASHOK a C. RAMESH KUMAR. A review on control system architecture of a SI engine management system. In: *Annual Reviews in Control*. 41. Vellore India: School of Mechanical Engineering (SMEC), VIT University, 2016, s. 94-118. ISSN 1367-5788. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.arcontrol.2016.04.005>.
- [2] BASSHUYSEN, R. van a F. SCHAEFER. *Internal Combustion Engine Handbook*. 2nd English Edition. USA: SAE International, 2016. ISBN 978-0-7680-8024-7. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/r-434>
- [3] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. II. New York: McGraw - Hill, 1988, xxix, 930 s. : il. ISBN 0-07-100499-8.
- [4] FERGUSON, Colin R a Allan T KIRKPATRICK. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. Third Edition. New York: John Wiley & Sons, Incorporated, 2015. ISBN 1118533313.
- [5] ETK / FETK / XETK – ECU Interfaces. *ETAS* [online]. [cit. 2023-03-08]. Dostupné z: https://www.etas.com/en/products/etk_fetk_xetk_ecu_interfaces.php
- [6] KIENCKE, Uwe a Lars NIELSEN. *Automotive control systems*. 2nd. Berlin: Springer-Verlag, 2000, 412 s. ISBN 3-540-66922-1.
- [7] BRESCH-PIETRI, Delphine, Thomas LEROY a Nicolas PETIT. Control-oriented time-varying input-delayed temperature model for SI engine exhaust catalyst. In: *2013 American Control Conference* [online]. Washington, DC, USA: IEEE, 2013, s. 2189-2195 [cit. 2023-04-07]. ISBN 1479901776. ISSN 0743-1619. Dostupné z: doi:10.1109/ACC.2013.6580160
- [8] SABATINI, Stefano, Irfan KIL, Joseph DEKAR, Travis HAMILTON, Jeff WUTTKE, Michael A. SMITH, Mark A. HOFFMAN a Simona ONORI. A new semi-empirical temperature model for the three way catalytic converter. In: *IFAC-PapersOnLine* [online]. 2015, s. 434-440 [cit. 2023-04-07]. ISSN 2405-8963. Dostupné z: doi:10.1016/j.ifacol.2015.10.062
- [9] KANG, Sung Bong, Seok Jun HAN, In-sik NAM, Byong K. CHO, Chang Hwan KIM a Se H. OH. Detailed reaction kinetics for double-layered Pd/Rh bimetallic TWC monolith catalyst. *Chemical engineering journal (Lausanne, Switzerland: 1996)* [online]. LAUSANNE: Elsevier B.V, 2014, 241, 273-287 [cit. 2023-04-07]. ISSN 1385-8947. Dostupné z: doi:10.1016/j.cej.2013.12.039
- [10] CHENG, Wai k., Douglas HAMRIN, John B. HEYWOOD, Simone HOCHGERB, Kyoungdoug MIN a Michael NORRIS. An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines. *SAE Technical Paper 932708*. USA, 1993, 16. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/932708>
- [11] KAISER, E. W., a kol. The effect of oil layers on the hydrocarbon emissions from spark-ignited engines. *Combustion science and technology*, 1982, 28.1-2: 69-73.



- [12] LORUSSO, J. A.; KAISER, E. W.; LAVOIE, G. A. Quench layer contribution to exhaust hydrocarbons from a spark-ignited engine. 1981.
- [13] BROŽ, Jiří a Luboš TRNKA. Snížování emisí spalovacích motorů vozidel. *Autoexpert: časopis profesionálů v autoopravářství*. Praha : Vogel Publishing, Září 2009, 16.
- [14] CESARIO, N., F. TAGLIATATELA a M. LAVORGNA. *METHODOLOGY FOR MISFIRE AND PARTIAL BURNING DIAGNOSIS IN SI ENGINES*. In: . Italy, 2006, s. 1024-1028. ISBN 9783902661173. ISSN 1474-6670. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.3182/20060912-3-DE-2911.00176>
- [15] REGITZ, S a N COLLINS. Fast response air-to-fuel ratio measurements using a novel device based on a wide band lambda sensor. *Measurement Science and Technology*. IOP Publishing, 2008, (19), 10. Dostupné z: doi:10.1088/0957-0233/19/7/075201
- [16] ŠTĚTINA, Josef. EMISE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ [online prezentace]. Brno: Fakulta strojního inženýrství - Vysoké učení technické v Brně, 2021, 139 s. [cit. 2022-09-15]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=hq64xJw8dE0&ab_channel=Josef%C5%A0t%C4%9Btina
- [17] QIAN, Yong, Zilong LI, Liang YU, Xiaole WANG a Xingcai LU. Review of the state-of-the-art of particulate matter emissions from modern gasoline fueled engines. *Applied Energy*. 2019, (238), 1269-1298. ISSN 0306-2619. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.179>.
- [18] Proposal for a REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on type-approval of motor vehicles and engines and of systems, components and separate technical units intended for such vehicles, with respect to their emissions and battery durability (Euro 7) and repealing Regulations (EC) No 715/2007 and (EC) No 595/2009. Final. Brussel: European Commission, 2022.
- [19] DESCORME, C., Rachida TAHA, Najat MOUADDIB-MORAL a Daniel DUPREZ. Oxygen storage capacity measurements of three-way catalysts under transient conditions. *Applied Catalysis A : General*. 2002, 2002(223 (1-2)), .287-299. Dostupné z: doi:10.1016/s0926-860x(01)00765-7

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[-]	Výpočetní koeficient
a_s	[-]	Parametr paliva
b_1	[-]	Výpočetní koeficient
c_1	[-]	Výpočetní koeficient
c	[-]	Molární poměr uhlíku
d_1	[-]	Výpočetní koeficient
f_r	[-]	Kompenzační konstanta paliva z lambda regulace
h	[-]	Molární poměr vodíku
k_L	[-]	Korekční koeficient
k_ρ	[-]	Kompenzační koeficient
$K(T)$	[-]	Rovnovážná konstanta
L_{vt}	[kg]	Teoretické množství suchého vzduchu
L_{vvt}	[kg]	Teoretické množství vlhkého vzduchu
$\dot{m}_{CO_2_{mes}}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní průtok měřeného oxidu uhličitého
$\dot{m}_{C_{mes}}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní průtok uhlíku
$\dot{m}_{CO_{mes}}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní průtok měřeného oxidu uhelnatého
\dot{m}_{THC}	$\left[\frac{g}{s}\right]$	Hmotnostní průtok nespálených uhlovodíků
$\dot{m}_{THC_{mes}}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní průtok měřených nespálených uhlovodíků
$\dot{m}_{fL_{burned}}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní průtok spáleného paliva
$\dot{m}_{fL_{in}}$	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní průtok vstříkovaného paliva
\dot{m}_{nv}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnost nasávaného vzduchu
\dot{m}_{spalin}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostnímu průtoků výfukových plynů
M_{CO_2}	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnost oxidu uhličitého
M_{H_2O}	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnost vody
M_C	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnost uhlíku
M_{CO}	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnost oxidu uhelnatého
M_{CO}	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnosti oxidu uhelnatého

M_{sum}	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnosti všech výfukových plynů
M_{svzd}	$\left[\frac{g}{mol}\right]$	Molární hmotnost suchého vzduchu
n_1	$[mol]$	Látkové množství CO_2
n_2	$[mol]$	Látkové množství H_2O
n_3	$[mol]$	Látkové množství N_2
n_4	$[mol]$	Látkové množství O_2
n_5	$[mol]$	Látkové množství CO
n_6	$[mol]$	Látkové množství H_2
n_e	$[min^{-1}]$	Otáčky motoru
n_i	$[mol]$	Látkového množství daného produktu
o	$[-]$	Molární poměr kyslíku
p	$[bar]$	Absolutní tlak nasávaného vzduchu
p_{H_2O}	$[bar]$	Parciální tlak vodní páry ve vzduchu
p_b	$[bar]$	Barometrický tlak
$proc_{CO}$	$[%]$	Procentuální odchylka
r	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Plynová konstanta
s	$[-]$	Sklon křivky účinnosti
T	$[T]$	Termodynamická teplota nasávaného vzduchu
t_{atm}	$[^{\circ}C]$	Teplota okolního vzduchu
T_{cat}	$[^{\circ}C]$	Teplota katalyzátoru
$T_{light-off}$	$[^{\circ}C]$	Teplota 50% účinnosti katalyzátoru
V_z	$[m^3]$	Zdvihový objem válce
\dot{V}_{fl}	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	Objemový průtok paliva
w_{H_2}	$[-]$	Hmotnostní zlomek molekuly vodíku
w_{O_2}	$[-]$	Hmotnostní zlomek molekuly kyslíku
w_C	$[-]$	Hmotnostní zlomek uhlíku
w_{CO}	$[-]$	Hmotnostní zlomek oxidu uhelnatého
w_{zv}	$[kg]$	Hmotnost nasávaného vzduchu do válce
x_{CO}	$[-]$	Molárního zlomku oxidu uhelnatého
x_p	$\left[\frac{g}{kg_{s.v.}}\right]$	Měrná vlhkost
Δ_{CO}	$[g]$	Absolutní odchylka

η_{cat}	[-]	Účinnost katalyzátoru
η_v	[-]	Objemová účinnost
$\lambda_{pož}$	[-]	Požadovaný součiniteli přebytku vzduchu
λ	[-]	Součiniteli přebytku vzduchu
ρ_{fl}	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Hustota paliva