



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

**POKROČILÉ ALGORITMY ŘÍZENÍ POHONNÝCH
JEDNOTEK**

ADVANCED CONTROL ALGORITHMS OF POWERTRAIN UNITS

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Milan Špičák

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2019



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá výpočetním řízením pohonných jednotek motorových vozidel použitím společné proměnné, točivého momentu. Práce je rozdělena do třech částí, první část se zabývá návrhem metody pro odhad točivého momentu na základě známých či měřených veličin vozidla. Druhá část práce se věnuje návrhu algoritmu pro řízení pohonné jednotky pomocí dílčích požadavků na točivý moment. V třetí části je experimentálně řešena optimalizace zrychlení vozidla právě řízením točivého momentu.

KLÍČOVÁ SLOVA

točivý moment, počítačové řízení, pohonná jednotka, výpočtový model, regulátor, měření momentu, spalovací motor

ABSTRACT

This thesis describes computational control of vehicle powertrains using common variable, engine torque. The thesis is divided into three main parts. The first one shows design of methods for torque estimation using known or measured variables on the vehicle. The second part contains design of powertrain control algorithm utilizing the engine torque as a common variable among individual modules. The third part describes experimental optimization of the longitudinal acceleration of a vehicle using torque control.

KEYWORDS

engine torque, control systems, vehicle powertrain, computational model, regulator, torque measurement, combustion engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠPIČÁK, M. *Pokročilé algoritmy řízení pohonných jednotek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 96 s. Vedoucí disertační práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. 8. 2019

.....
Milan Špičák



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za vstřícný přístup a odborné rady při zpracování této práce.

Dále bych chtěl poděkovat všem svým kolegům za morální podporu a projevený zájem při odborných diskuzích k řešené problematice.

Zvláštní dík patří rodině za podporu po celou dobu studia.



OBSAH

Úvod	9
1 Vymezení řešené problematiky	11
2 Vymezení cílů práce	12
3 Shrnutí současného stavu poznání.....	13
3.1 Univerzální elektronická řídicí jednotka.....	13
3.2 Strategie řízení pohonných jednotek.....	15
3.2.1 Proměnné ovlivňující točivý moment.....	17
3.2.2 Sestavování modelu s využitím Matlab/Simulink	20
4 Odhad hodnoty točivého momentu.....	22
4.1 Přehled metod používaných pro odhad točivého momentu	22
4.1.1 Statistická metoda odhadu točivého momentu	23
4.1.2 Frekvenční analýza pro odhad točivého momentu	24
4.2 Experimentální ověření	25
4.3 Odhad točivého momentu pomocí statistické analýzy	26
4.3.1 Odhad spalovacího tlaku ve válci	27
4.3.2 Odhad indikovaného točivého momentu	33
4.4 Odhad točivého momentu pomocí frekvenční analýzy	38
4.5 Odhad točivého momentu v reálném čase.....	44
4.5.1 Odhady jednotlivých koeficientů.....	45
4.5.2 Odhad indikovaného točivého momentu	47
5 Řízení motoru v závislosti na točivém momentu.....	56
5.1 Koordinátor točivého momentu.....	57
5.1.1 Požadavek řidiče	58
5.1.2 Třecí tlakové ztráty	60
5.1.3 Interní podsystémy – řízení volnoběhu.....	60
5.1.4 Příslušenství	61
5.1.5 Omezovače točivého momentu	61
5.1.6 Model plnění motoru.....	62
5.1.7 Koordinace požadavků na akční členy	64
5.1.8 Řízení plnění.....	66
5.1.9 Dávkování paliva.....	67
5.1.10 Předstih zážehu	67
5.2 Vývojové prostředí a kalibrace systému	68
5.3 Aplikace na vozidle	71



6	Experimentální optimalizace zrychlení vozidla	76
6.1	Trakční točivý moment	76
6.1.1	Kontakt s vozovkou	76
6.1.2	Trakční moment	80
6.2	Strategie řízení	80
6.2.1	Ověření modelu točivého momentu motoru	80
6.2.2	Zrychlení s konstantním prokluzem	81
	Závěr	84
	Použité informační zdroje	86
	Seznam použitých zkratk a symbolů	90



ÚVOD

Konstruktéři pohonných jednotek vysokovýkonných sportovních vozidel jsou vystaveni tlaku nejen na maximální výkon vozidla ale i na jeho spolehlivost a ovladatelnost během náročných situací. Sportovní vozidla či přímo závodní prototypy byly historicky vždy velmi účinným marketingovým nástrojem výrobců automobilů nebo jejich dodavatelů. Zároveň ty nejprestižnější kategorie jako jsou Formule 1 či prototypy LeMans pro vytrvalostní závody jsou i vzácným vývojovým prostředím v oblasti nových technologií a jejich uplatnění v náročném prostředí. Bývalo kupříkladu zvykem, vyrovnávat výkon mezi závodníky omezením maximálního průtoku vzduchu, například restriktorem v sání či stanovením limitu maximální hodnoty tlaku v sání. Moderní trend snižování emisí a zvyšování účinnosti strojů přivedl výzvu i do oblastí soutěžních automobilů, a to stanovením maximální meze průtoku paliva čili množstvím aktuálně dostupné energie. V takové situaci jsou konstruktéři motivováni vytvářet účinné agregáty a objevovat technologie, které mohou najít uplatnění i v běžném silničním provozu.



Obr. 1 Rebellion R13 LMP1 Prototyp [1]

Samostatnou kapitolou jsou systémy rekuperace energie, které společně se spalovacím motorem vytváří tzv. hybridní pohonné jednotky. Jedná se hlavně o rekuperaci energie kinetické, zejména při brždění vozu, nebo energie tepelné, která je za normálních



okolností ztrátová od spalovacího motoru. V každém případě tyto přídavné systémy poskytují nové výzvy nejen pro jejich konstruktéry, ale pro celou řadu dalších odvětví jako například inženýři řídicích strategií. Pokročilé nástroje v oblasti výpočetní techniky umožňují nejen návrh komplexních řídicích systému, ale i jejich simulaci a testování.



1 VYMEZENÍ ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Vývoj pohonných jednotek současných dopravních prostředků klade mimořádný důraz na jejich účinnost a efektivitu využití spotřebované energie. Těžištěm moderních pohonných jednotek jsou stále termodynamické principy v podobě spalovacího motoru. Nicméně zvyšování jejich účinnosti vede vývojáře často k uplatnění mnoha dalších pomocných systémů. Ačkoliv velmi často takové prostředky využívají základní fyzikální principy, tak celková komplexita pohonných jednotek je velmi složitá.

Provozování takových agregátů by nebylo možné bez přesného plánování jednotlivých procesů. Spalovací motor je reciprokým termodynamickým strojem. Tudíž řízení se vztahuje k dílčím intervalům jeho základního cyklu. Samozřejmě stále není možné opomenout základní mechanické principy řízení, například v podobě klikového případně vačkového mechanismu.

Vzhledem k množství a složitosti jednotlivých dějů jsou využívány kontrolní mechanismy na bázi programovatelných elektronických jednotek. Velmi často je mozkiem celého agregátu hlavní řídicí jednotka tzv. ECU, která komunikuje s dalšími moduly jednotlivých systémů, a to nejen pohonné jednotky, ale i celého vozidla.

Hlavním tématem i v této oblasti se stává všestrannost a s nástupem hybridních vozidel se mění i přístup ke kontrolním algoritmům celého vozidla. Účelové strategie nahrazují stále více univerzální a víceúrovňové algoritmy. Tento přístup vyžaduje použití pokročilých výpočetních metod, které umožňují nejen komplexní návrh, ale i jeho testování za využití softwarových simulací. Takto je dosaženo zlevnění a urychlení vývojového procesu tím, že je možné porovnat vůči sobě různé varianty bez nutnosti výroby fyzického prototypu. Nevýhodou matematických modelů je jejich citlivost na vstupní data a z důvodu jejich zjednodušení zanedbání některých vlastností, které se v reálném provozu vyskytují, proto je vhodné výpočetní model ověřit i experimentálně. [2] [3]

Disertační práce je zaměřena na softwarové modelování pokročilých algoritmů řízení pohonných jednotek moderních sportovních vozidel, jak se zaměřením na hlavní termodynamické procesy, tak hlavně interakci s ostatními součástmi vozidla. Předpokládá se také ověření těchto algoritmů pomocí nejmodernějších simulačních metod i přímo na vozidle.



2 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cíle disertační práce je možno shrnout do následujících bodů:

- Sestavit algoritmus pro odhad točivého momentu v reálném čase
- Definovat koordinátor točivého momentu mezi jednotlivými strategiemi
- Kalibrace systému
- Experimentálně ověřit dílčí parametry

Disertační práce je vypracovávána ve spolupráci s technickými partnery, v návaznosti na současný vývoj nové generace řídicích systémů pro hlavní odvětví světového automobilového sportu. Spolupráce je zaměřena na návrh a optimalizaci vybraných algoritmů řízení vysokovýkonných pohonných jednotek. Měření jsou prováděna na vozidlových či motorových prototypch, kde jsou vyhodnocovány následující parametry:

- Validace algoritmu pro odhad točivého momentu
- Kalibrace a validace koordinátoru točivého momentu

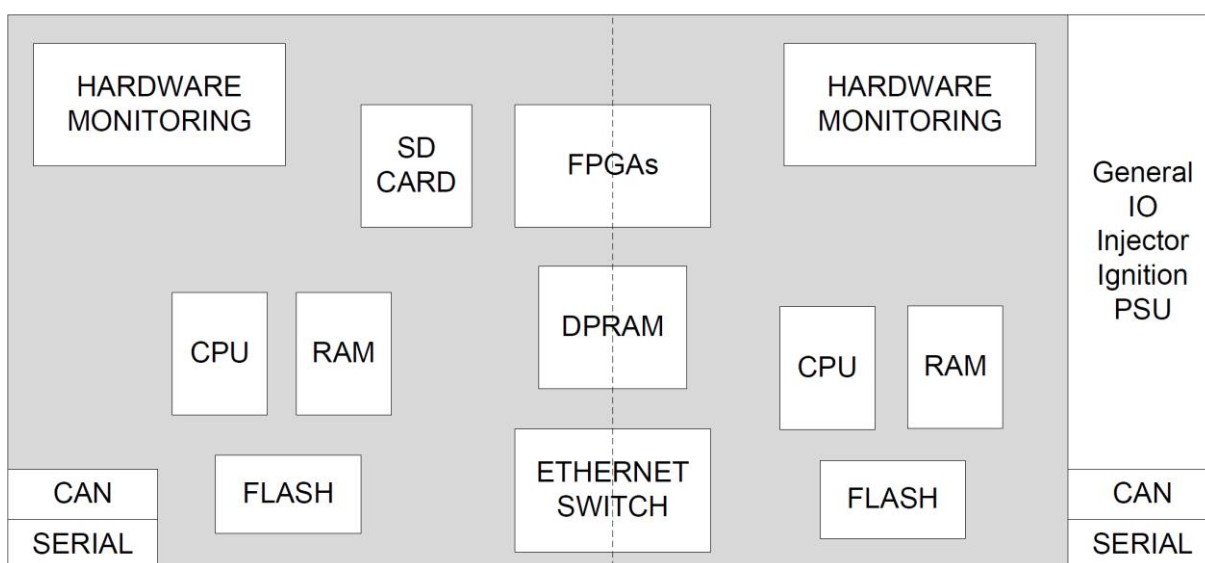
3 SHRNUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 UNIVERZÁLNÍ ELEKTRONICKÁ ŘÍDICÍ JEDNOTKA

Řídicí jednotka je elektronický systém spojující kompletní elektroniku řízení procesů spalovacího motoru a jeho pomocných součástí. Samotná řídicí jednotka potřebuje velké množství provozních dat ve formě vstupů od jednotlivých snímačů. Tato data dále vyhodnocuje a pomocí algoritmů vypočítává ovládací signály, které dále řídí akční členy zajišťující optimální provozní stav motoru. [4]

Složení a architektura se liší zpravidla dle jednotlivých výrobců. Nicméně současný trend v oblasti malosériových a prototypových řídicích systémů nachází společného jmenovatele v použití několika hlavních výpočetních komponent. [5]

- Mikroprocesor řídicích strategií (CPU 1)
- Mikroprocesor dataloggeru a uživatelského rozhraní (CPU 2)
- Sada programovatelných hradlových polí (FPGA)



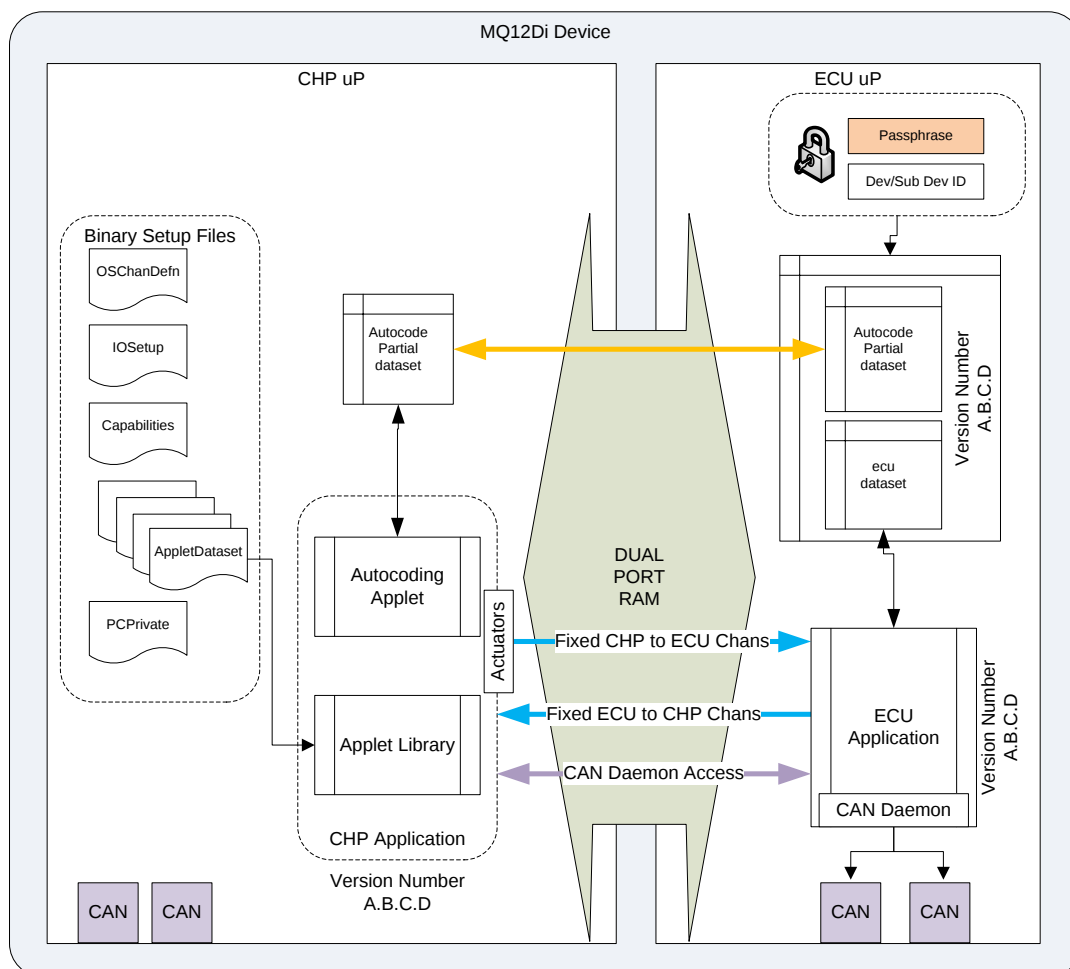
Obr. 2 Architektura ECU [5]

Tato architektura v sobě kloubí výhody číslicových procesorů zpracovávajících komplexní sadu instrukcí a programovatelného hardwaru v podobě hradlových polí pracujících paralelně.

Programovatelná hradlová pole jsou typická rychlostí zpracovávaných informací a zejména flexibilitou, která je u prototypů klíčová. Tyto obvody jsou často v komerčních a sériových aplikacích nahrazovány jednoúčelovými analogovými obvody, které jsou neporovnatelně levnější zejména ve spojení s výrobou velkých objemů. [6]

Hlavní mikroprocesor obvykle zpracovává programové instrukce v daných časových intervalech podle priorit jednotlivých požadavků. Je určen k výpočtům a plánování jednotlivých procesů řízení v reálném čase. Veškeré vstupně výstupní informace jsou potom komunikovány a prováděny prostřednictvím FPGA. Danou situaci z hlediska časování provedených úkonů lze popsat následovně. Mikroprocesor vyžaduje více času k provedení potřebných výpočtů, či rozhodnutí. Informace s FPGA si tedy vyměňuje v pravidelných intervalech například každých 30° natočení klikového hřídele, zatímco FPGA sleduje pohyb motoru s přesností 0,1°, tudíž na základě obdržených pokynů dokáže provést danou operaci s velkou přesností. Na druhou stranu FPGA nepotřebuje znát důvody prováděné operace. [3]

Sekundární mikroprocesor se využívá k řízení komunikace s dalšími moduly ve vozidle, ukládání dat k jejich další analýze, případně lze jeho kapacita využít k programování uživatelských strategií či matematických kanálů využitím přímého počítačového rozhraní (Autocoding).



Obr. 3 Rozdělení mikroprocesorů jednotky motoru [5]

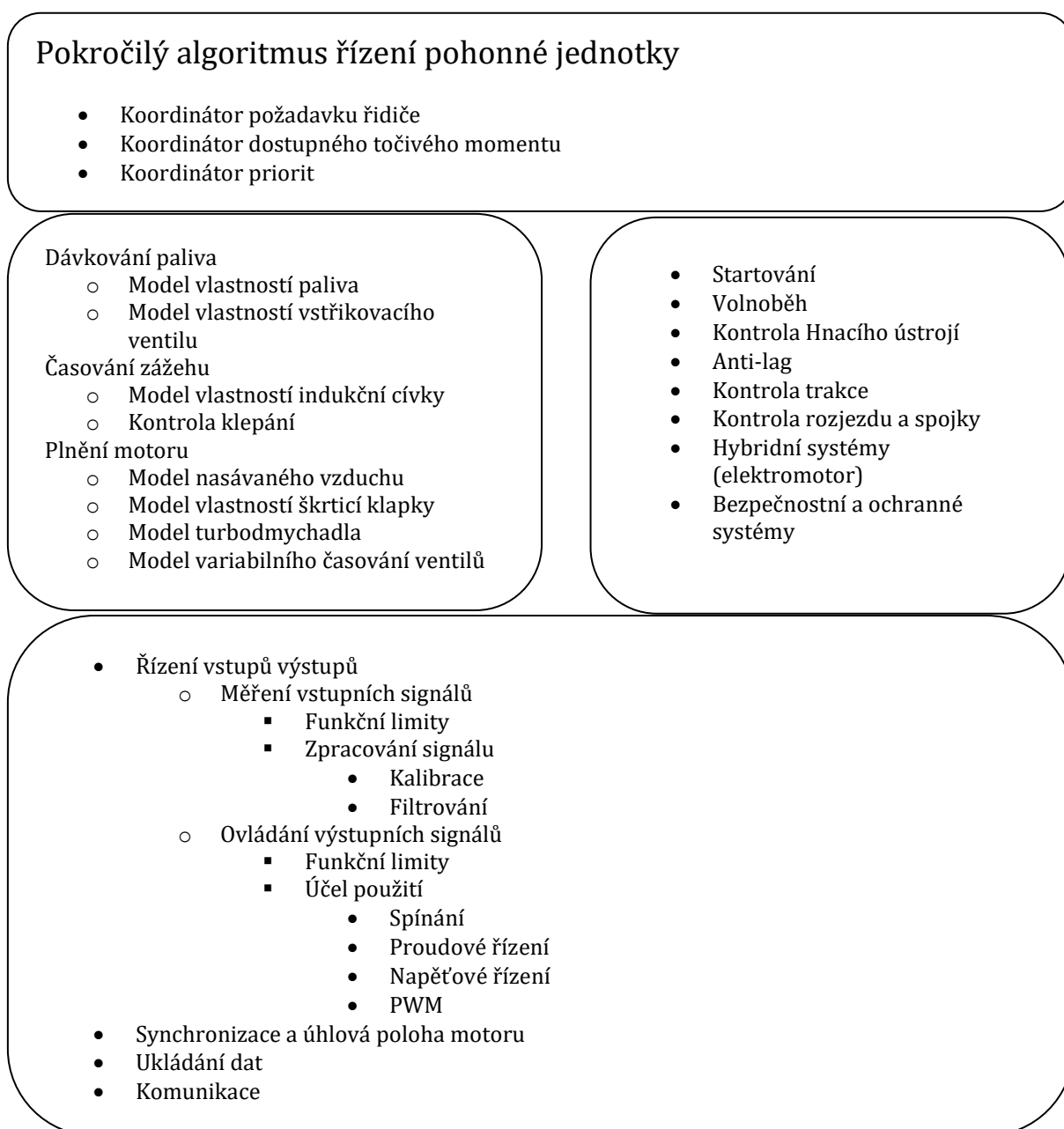
Vytváření softwaru či programování hardwaru je velmi často prováděno na úrovni vyšších programovacích jazyků C/C++ či VHDL. Nicméně rozšířeným vývojářským



nástrojem je systém od společnosti Mathworks Matlab/Simulink. Tímto způsobem lze dosáhnout velmi efektivního prototypování jednotlivých částí kódu často v grafické formě, která následně zjednodušuje tvorbu dokumentace. Hlavní výhodou potom je, že poskytuje přímé rozhraní pro testování daných algoritmů pomocí vlastních plant modelů tzv. SIL testování. [2] [7]

3.2 STRATEGIE ŘÍZENÍ POHONNÝCH JEDNOTEK

Strategie řízení lze rozdělit do několika kategorií zejména dle úrovně jejich použití. Lze říci, že dílčí úrovně jsou řízeny hierarchicky, kdy strategie vyšší úrovně se stará o správný chod strategie úrovně nižší.



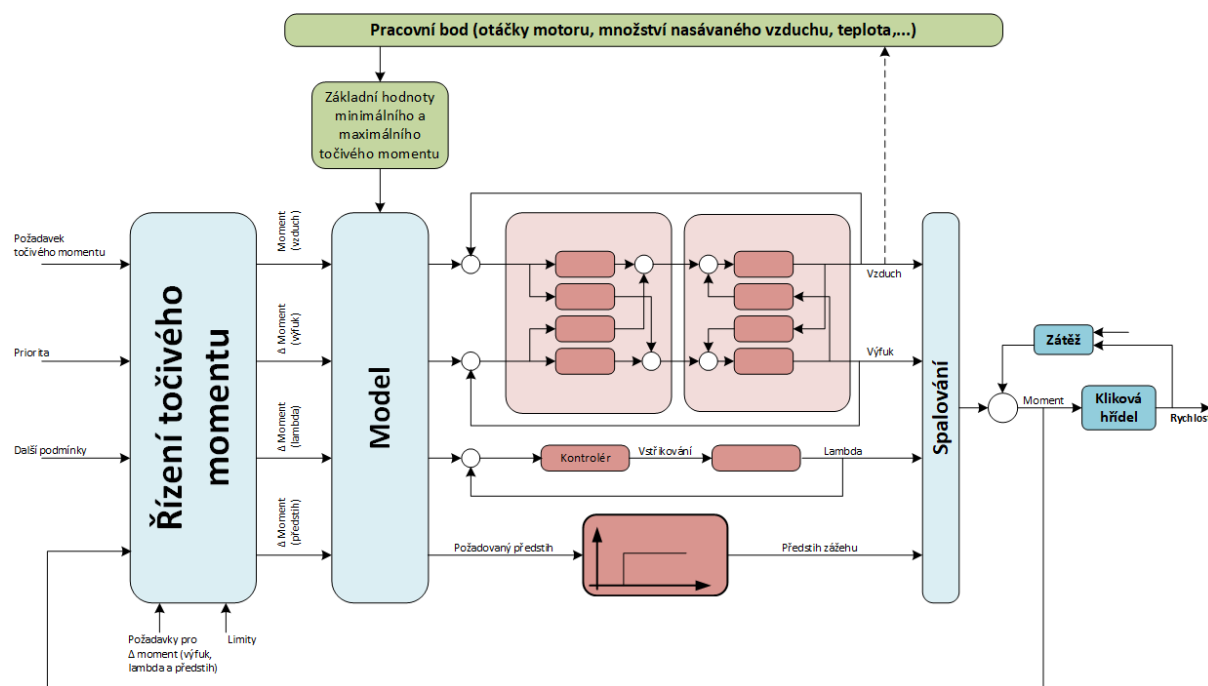
Obr. 4 Ilustrace hierarchie řízení [3]



Poptávka po pokročilejších algoritmech řízení vyžaduje nalezení společného jmenovatele z hlediska komunikace. A to nejen v rámci jednotlivých pokročilých strategií, ale například i s dalšími systémy vozidla.

Řidič je takovým kontrolérem nejvyšší úrovně. Jeho pokyny vozidlu, potažmo dalším systémům, jsou komunikovány přes daná rozhraní. Zjednodušeně řečeno směr vozidla udává úhel natočení volantu, brzdou sílu pak míra stlačení brzdového pedálu a důležitý vstup pro pohonnou jednotku je poloha plynového pedálu, která vyjadřuje poptávku po trakční síle čili zrychlení vozidla. Jinými slovy lze říci, že se jedná o řízení požadovaného točivého momentu dodávaného pohonnou jednotkou.

Točivý moment je tedy hlavním tzv. požadavkem (set-pointem) z pohledu řídicího algoritmu pohonné jednotky. U moderních sportovních vozů, kde je cílem dosažení co největší výkonosti není zdaleka jediným. Důležité parametry jsou požadovány od dílčích systému například sledování trakčního limitu pneumatik, řazení převodovky, dodávaného točivého momentu hybridními součástmi vozidla apod.



Obr. 5 Příklad dvouvrstvého řídicího systému



3.2.1 PROMĚNNÉ OVLIVŇUJÍCÍ TOČIVÝ MOMENT

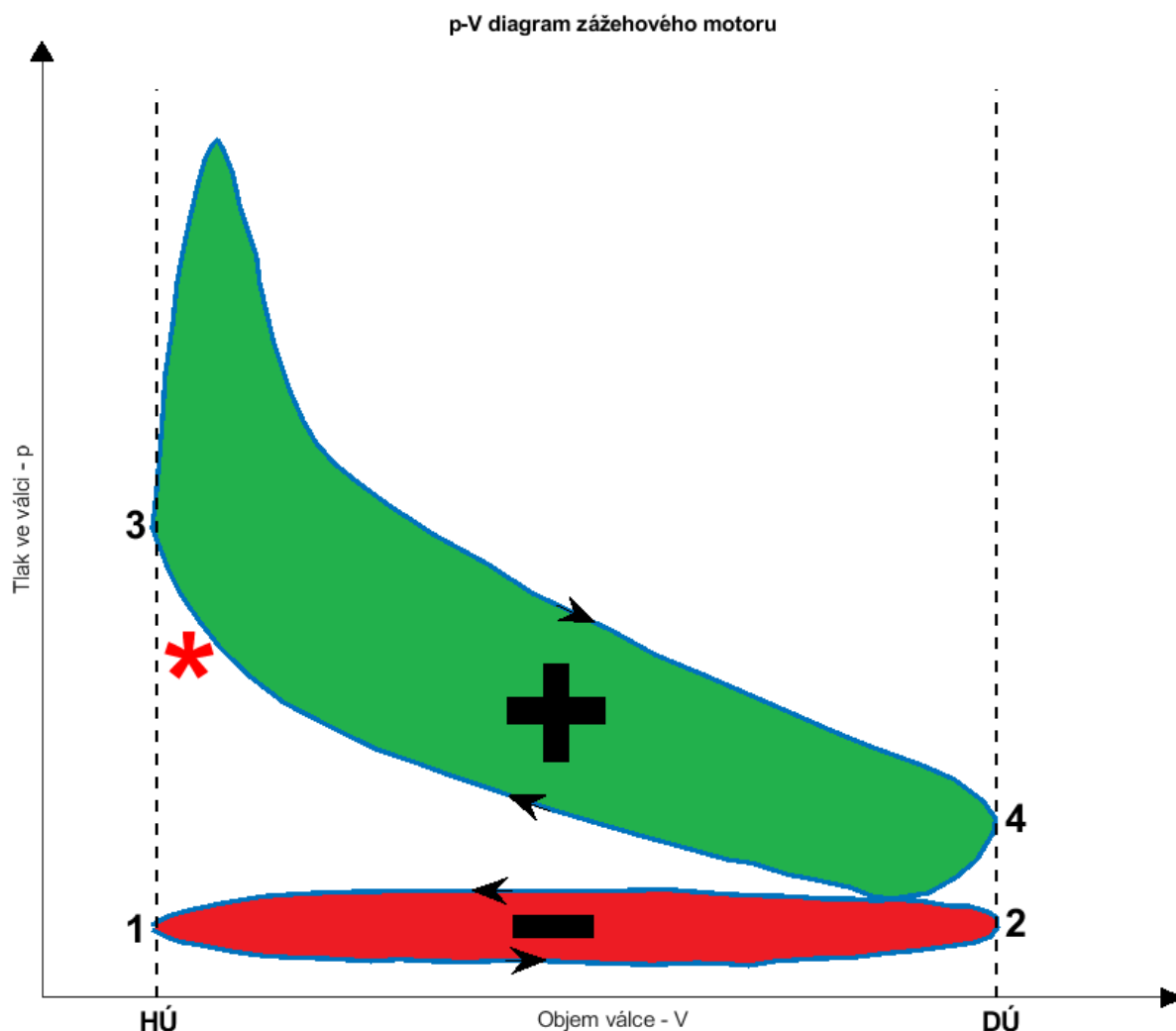
Točivý moment je jedním ze základních stavových veličin pohonných jednotek. Kvalita a kontrola pohybu vozidla je závislá zejména na přesnosti a dynamice vzniku točivého momentu. Škrcení nasávaného vzduchu otevíráním či zavíráním škrtecí klapky je základním prvkem kontroly točivého momentu u zážehových spalovacích motorů. [8]

V návaznosti na škrtecí klapku a předstih zážehu jsou další parametry, které ovlivňují točivý moment moderních pohonných jednotek. Ať už přímo, kvalitou zapalované směsi, nebo nepřímo, energetickou účinností. Koordinace těchto proměnných k řízení točivého momentu je jedním z hlavních úkolů elektronické řídicí jednotky (ECU). [9]

Musí být zohledněny i další jevy jako, emisní limity, či spotřeba paliva. Velké množství proměnných či výslovných nelineárností nebo propojených podprocesů komplikuje dosažení kvalitního řízení točivého momentu, jakožto obvyklým řízením pomocí prostorových mapovaných (look-up) tabulek. Z tohoto důvodu jsou důležitou oblastí vývoje i další způsoby řízení pohonných jednotek.

V takovém případě jsou reálné fyzikální proměnné nahrazeny virtuálními prvky. Tyto prvky jsou dále použity jako vzniklé požadavky (setpointy) pro další podřadné kontrolní smyčky. Například si je lze představit jako rozdíl točivého momentu v porovnání s maximálním točivým momentem, v závislosti na množství nasávaného vzduchu. Jednou z výhod tohoto přístupu je, že jej lze popsat pomocí lineárních modelů. V takovém případě je možné použít známé metody k návrhu řízení točivého momentu. Samozřejmostí je zohlednění okrajových oblastí použití, nicméně takové principy lze provozovat v běžně dostupných kontrolérech.

Nejvyspělejší formou řízení jsou tzv. MPC (Model Predictive Controller) kontroléry využívající stavově-prostorových modelů, které zohledňují i okrajové podmínky či přechodové stavy vstupních parametrů. [10]



Obr. 6 p-V diagram zážehového motoru

Na Obr. 6 je zobrazen p-V diagram znázorňující všechny čtyři takty zážehového motoru. Odečtením prací dvou uzavřených oblastí diagramu lze určit indikovaný točivý moment.

IMEP (indicated mean effective pressure) vyjadřuje práci vykonanou během jednoho pracovního oběhu a je definován jako podíl integrálu tlaku ve válci přes zdvihový objem. Zpravidla se ještě vyhodnocuje IMEPH vysokotlaké části pracovního oběhu, tvořené kompresním a expanzním zdvihem pístu, a IMEPL nízkotlaké části oběhu, která je vymezena výfukovým a sacím zdvihem pístu a kvantifikuje tak práci spotřebovanou na výměnu náplně válce. [11]

$$IMEP = \oint \frac{p_{in} dV_v}{V_{zd}} \quad (1)$$

$$M_i = IMEP \frac{V_{zd}}{4\pi} \quad (2)$$



Točivý moment je tedy hlavně závislý na množství a kvalitě nasátého vzduchu do válce během sací části cyklu a v neposlední řadě počátkem zážehu. Kvalita neboli směšovací poměr je dále ovlivňován množstvím vstřikovaného paliva. Součinitel přebytku vzduchu (λ) je potom definován jako poměr skutečného směšovacího poměru a stechiometrického směšovacího poměru. Z mnoha důvodů prakticky nikdy nedojde k úplné reakci všech molekul vzduchu a paliva. V závislosti na konstrukci motoru a účinnosti spalování se proto velmi často spaluje směs se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda < 1$. [12]

$$AFR = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} \quad (3)$$

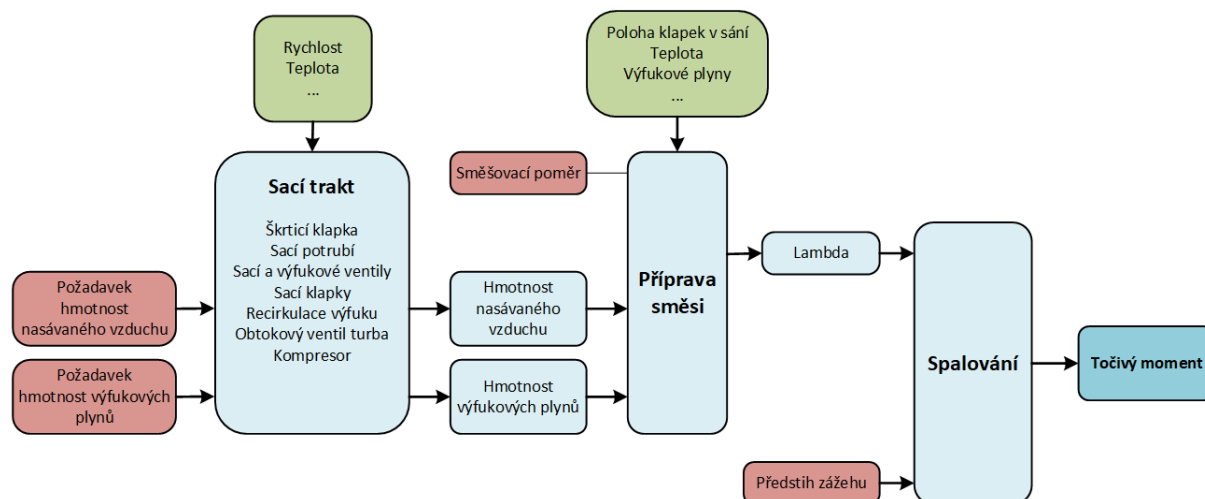
$$\lambda = \frac{AFR}{L_t} \quad (4)$$

Maximální hodnota součinitele přebytku vzduchu u zážehových motorů je potom limitována zápalností směsi. Vrstvením vstřikovaného paliva u motorů s přímým vstřikováním lze potom dosáhnout i vyšších hodnot.

Kvantita neboli množství směsi je u zážehových motorů primárně závislá na poloze škrticí klapky. Přepřňované motory potom hodnotou plnicího tlaku, zpravidla řízeného obtokovým ventilem turbodmychadla. Dále je možné se setkat i s variabilním časováním ventilů případně hybridními systémy rekuperace za využití elektromotorů.

Pro digitální řízení lze vznik točivého momentu u zážehového spalovacího motoru popsat jako nelineární s více proměnnými. Má velké množství vstupů a několika výstupními cíli dále zpracovávány v modulech nižších úrovní. [13]

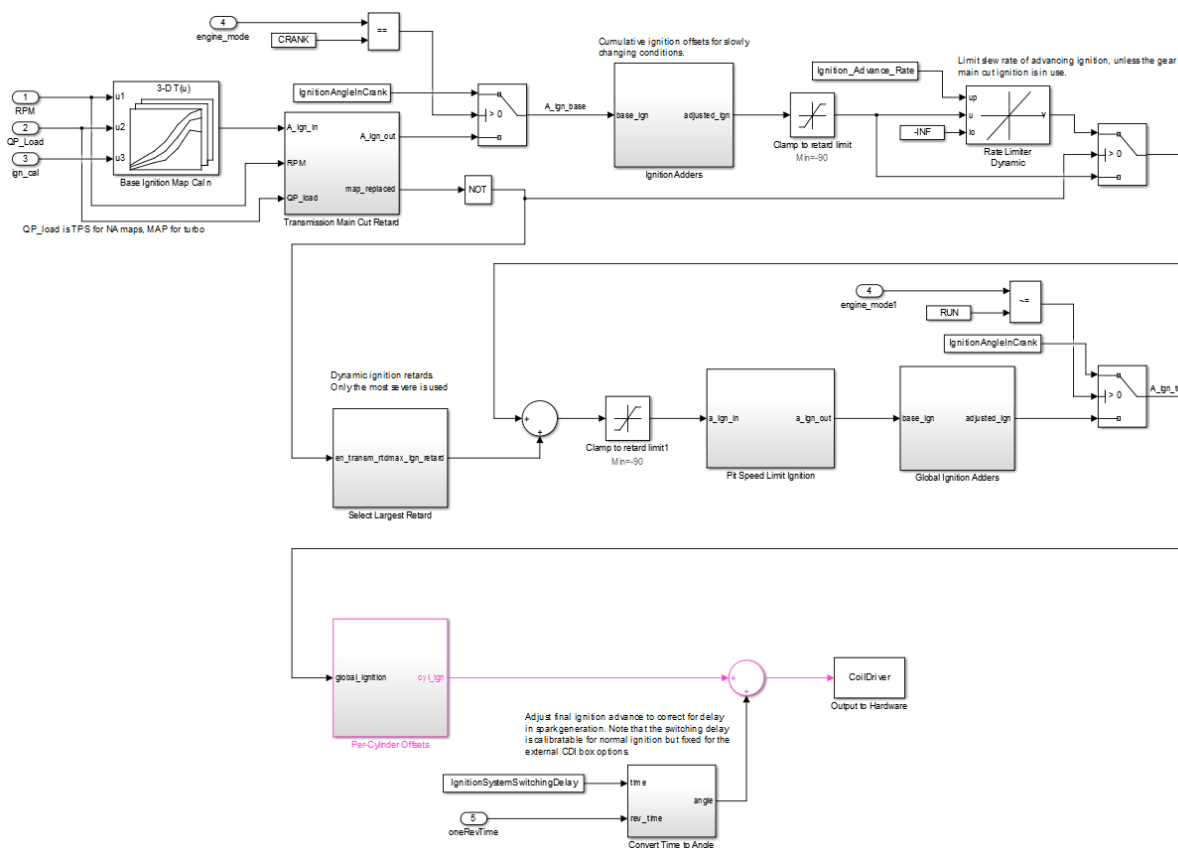
Důležité rozdíly v dynamice jednotlivých dílčích systémů zavádí do problematiky další proměnné. Například při změně předstihu zážehu dojde k okamžitému ovlivnění daného cyklu oproti tomu změna polohy škrticí klapku vyžaduje delší reakční čas. Nicméně změnou účinnosti cyklu (předstih zážehu) lze dosáhnout zpravidla jen dočasné a omezené výchylky výsledného točivého momentu, zatímco kvantitativní změnou (množství dodané energie) bude výstup trvalý v plném rozsahu. [14]



Obr. 7 Hlavní proměnné ovlivňující vznik točivého momentu

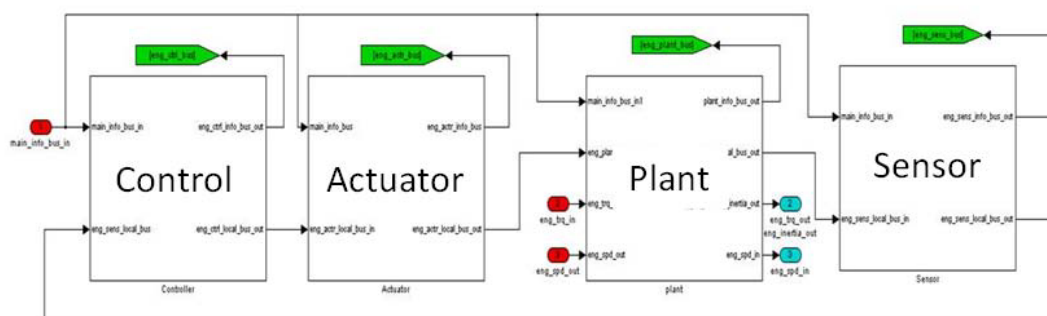
3.2.2 SESTAVOVÁNÍ MODELU S VYUŽITÍM MATLAB/SIMULINK

Pro sestavení modelu řízení se nabízí využití jazyka Simulink s předpřipravenými knihovnami pro jednotlivé komponenty, které je poté možné skládat do celků tvořících soustavu. Nespornou výhodou je pak editace jednotlivých modulů samostatně a zkoumání jejich vlivu na ostatní komponenty.



Obr. 8 Ukázkový kontrolér Simulink

Tímto způsobem lze jednoduše spojit připravovaný kontrolní mechanismus s dalšími virtuálními modely daného systému a docílit tak velmi progresivního výsledku co se týká testování daného systému. [15]



Obr. 9 Příklad Software in the Loop



4 ODHAD HODNOTY TOČIVÉHO MOMENTU

Kliková hřídel spalovacího motoru je vystavena komplexnímu zatížení od různých sil během spalovacích procesů jednotlivých válců. Tyto jednotlivé síly způsobují, že se kliková hřídel otáčí danou úhlovou rychlostí. Zároveň lze říci, že tato rychlost otáčení se skládá ze dvou složek, a to střední, pomalu se měnící rychlosti otáčení, a kmitavé, rychle se měnící složky, okolo právě té střední hodnoty, způsobené pracovními cykly jednotlivých válců. Výsledek odhadu točivého momentu je silně závislý na korelaci těchto charakteristik klikové hřídele (poloha, rychlost, kmitání) k vytvářenému točivému momentu od jednotlivých válců.

Během několika posledních let byla tato problematika odhadu točivého momentu zkoumána několika studiemi ať už přímo či nepřímo. Tyto studie úspěšně navrhly a odzkoušely dynamické modely popisující točivý moment jednotlivých válců na základě dynamiky pohybu klikové hřídele spalovacího motoru.

Jedním z prvních návrhů byla metoda odhadu točivého momentu na základě dynamického modelu pohybu klikové hřídele ve dvou krocích. V prvním kroku došlo k rozložení měřené rychlosti otáčení klikové hřídele dle její dynamiky a tím získání točivého momentu potřebného pro zrychlení klikové hřídele. V druhém kroku byl tento točivý moment korigován setrvačností pohybu pístu a třecích ztrát pro získání indikovaného momentu. [16]

Dalším způsobem bylo sestavení indikovaného, ale i celkového momentu rozložením dynamiky pohybu klikové hřídele ve frekvenční doméně. Nicméně problémem této metody spočíval v potřebě výpočtu frekvenční odezvy popisující vztah rychlosti otáčení klikové hřídele a indikovaného momentu a zároveň uložení těchto hodnot jako map pro další využití, což je náročné zejména pro experimentální určení. [17]

I když tyto metody mohly být úspěšné pro stanovení hodnoty točivého momentu, nebyly dobře použitelné pro provoz na palubě vozidla při nasazení v reálném čase. Jinými slovy byly tyto metody pouze aplikovatelné při využití dostatečného výpočetního výkonu dostupného při zpětné analýze dat. V této části práce je kladen důraz na aplikovatelnost metody odhadu točivého momentu v reálném čase s cílem dalšího použití odhadnutých hodnot točivého momentu pro řízení procesů spalovacího motoru. Následující odstavce podrobně rozebírají dvě odlišné metody odhadu točivého momentu. „Statistická metoda odhadu točivého momentu“ a „Frekvenční analýza“ odhadu točivého momentu. Nejprve je popsán teoretický základ těchto dvou metod, na který navazuje praktická implementace pro použití u spalovacího motoru v široké škále pracovních bodů. V poslední části je otestována praktičnost tohoto použití přímo zastavením tohoto algoritmu v reálném čase do řídicího systému vozidla. [18]

4.1 PŘEHLED METOD POUŽÍVANÝCH PRO ODHAD TOČIVÉHO MOMENTU

V této části je teoreticky popsán přehled dvou různých metod používaných pro odhad točivého momentu zážehového motoru.



4.1.1 STATISTICKÁ METODA ODHADU TOČIVÉHO MOMENTU

Tato metoda vychází z teorie zpracování signálu, proto nazývána „Statistická metoda odhadu“, která umožňuje získat spolehlivý odhad na základě předpovědi vývoje několika proměnných metodou nejmenších čtverců. Tato procedura byla původně uplatňována ve zpracování měřených signálů a v minulosti rozšířena zejména v oblasti studie turbulencí. Byla primárně používána k odhadu vázaných průměrů z náhodných statistik tzv. vzájemné korelace. Hlavní výhodou této metody v porovnání s dalšími je, že veškerá komplexita daného fyzikálního systému je oddělena z dat ve formě lineárních, kvadratických či vyšších korelačních funkcí. Jakmile jsou sestaveny korelační modely, tak odhadování spočívá v prostém vyhodnocování polynomiálních funkcí na základě měřených dat. Tudíž lze požadovaný odhad získat v reálném čase s nízkou náročností na výpočetní výkon. V tomto případě je Statistická metoda používána k odhadu spalovacího tlaku a tím indikovaného momentu na základě měření rychlosti (zrychlení) klikové hřídele. [19]

Pro dané čtyři proměnné x_1, x_2, x_3, x_4 , kterým jsou statisticky přiřazena proměnné y a pro každou tuto proměnnou existuje N měřených vzorků, pak následující polynom vyjadřuje y jako funkci x_1 až x_4 jako:

$$y_{odhad} = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 \quad (5)$$

Kde a_0 až a_4 jsou koeficienty polynomu. Použitím metody nejmenších čtverců lze vyjádřit vzniklou chybu mezi skutečnou hodnotou y (y_{skut}) a odhadovanou hodnotou y (y_{odhad}) jako:

$$\varepsilon = \sum_{k=1}^N (y_{skut_k} - y_{odhad_k})^2 \quad (6)$$

Kde ε je chyba odhadu a N je celkový počet měření. Potom koeficienty polynomu z (5) musí být stanoveny tak, aby vyjádřili nejlepší odhad proměnné y na základě měření s N vzorky. Tento odhad spočívá v položení chyby $\varepsilon = 0$ pro všechna měření, což vede k parciální derivaci chyby dle (6) ve vztahu k jednotlivým koeficientům a jím rovných nule. Z takového vyjádření vyplývá následující sada rovnic: [20]

$$\begin{aligned} a_0 \sum 1 + a_1 \sum x_{1k} + a_2 \sum x_{2k} + a_3 \sum x_{3k} + a_4 \sum x_{4k} &= \sum y_{skut_k} \\ a_0 \sum x_{1k} + a_1 \sum x_{1k}^2 + a_2 \sum x_{1k}x_{2k} + a_3 \sum x_{1k}x_{3k} + a_4 \sum x_{1k}x_{4k} &= \sum x_{1k}y_{skut_k} \\ a_0 \sum x_{2k} + a_1 \sum x_{2k}x_{1k} + a_2 \sum x_{2k}^2 + a_3 \sum x_{2k}x_{3k} + a_4 \sum x_{2k}x_{4k} &= \sum x_{2k}y_{skut_k} \\ a_0 \sum x_{3k} + a_1 \sum x_{3k}x_{1k} + a_2 \sum x_{3k}x_{2k} + a_3 \sum x_{3k}^2 + a_4 \sum x_{3k}x_{4k} &= \sum x_{3k}y_{skut_k} \\ a_0 \sum x_{4k} + a_1 \sum x_{4k}x_{1k} + a_2 \sum x_{4k}x_{2k} + a_3 \sum x_{4k}x_{3k} + a_4 \sum x_{4k}^2 &= \sum x_{4k}y_{skut_k} \end{aligned}$$

Poté zprůměrováním všech měřených vzorků a převedením do maticového formátu vznikne následující rovnice:

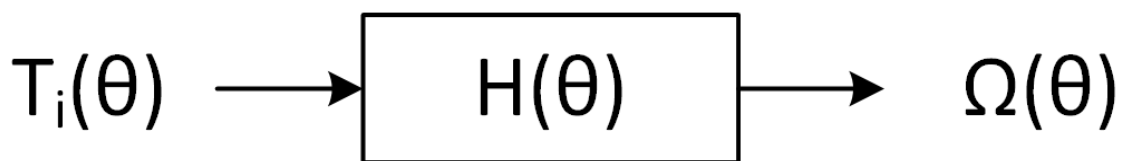
$$\begin{bmatrix} \langle 1 \rangle & \langle x_1 \rangle & \langle x_2 \rangle & \langle x_3 \rangle & \langle x_4 \rangle \\ \langle x_1 \rangle & \langle x_1^2 \rangle & \langle x_2 x_1 \rangle & \langle x_3 x_1 \rangle & \langle x_4 x_1 \rangle \\ \langle x_2 \rangle & \langle x_1 x_2 \rangle & \langle x_2^2 \rangle & \langle x_3 x_2 \rangle & \langle x_4 x_2 \rangle \\ \langle x_3 \rangle & \langle x_1 x_3 \rangle & \langle x_2 x_3 \rangle & \langle x_3^2 \rangle & \langle x_4 x_3 \rangle \\ \langle x_4 \rangle & \langle x_1 x_4 \rangle & \langle x_2 x_4 \rangle & \langle x_3 x_4 \rangle & \langle x_4^2 \rangle \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \langle a_0 \rangle \\ \langle a_1 \rangle \\ \langle a_2 \rangle \\ \langle a_3 \rangle \\ \langle a_4 \rangle \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \langle y_{skut} \rangle \\ \langle x_1 y_{skut} \rangle \\ \langle x_2 y_{skut} \rangle \\ \langle x_3 y_{skut} \rangle \\ \langle x_4 y_{skut} \rangle \end{bmatrix} \quad (7)$$

Kde $\langle \rangle$ znázorňuje průměrné hodnoty ze všech měření. Po vzájemné korelaci dle matice znázorněné v (7) je možné stanovit koeficienty a_0 až a_4 . Poté lze odhadnout neznámou y dle (5) bez významné výpočetní zátěže. Pro implementaci této metody na odhad točivého momentu spalovacího motoru je zapotřebí kvantifikovat veličiny které reprezentují dění ve válci (jako spalovací tlak a indikovaný točivý moment) na základě dynamiky klikové hřídele (poloha, rychlost, zrychlení). Pak je zapotřebí vzájemně porovnat funkce podle (5) a (7) pro hodnoty měřených veličin k získání požadovaných odhadů (tlak ve válci, indikovaný točivý moment). [21]

4.1.2 FREKVENČNÍ ANALÝZA PRO ODHAD TOČIVÉHO MOMENTU

Jedna z hlavních výhod použití frekvenční analýzy je, že přesnost odhadu lze zvýšit výpočtem ve frekvenční doméně v porovnání s časovou doménou či doménou úhlu natočení klikové hřídele, při uvažování pouze několika frekvenčních složek měřené rychlosti otáčení. Tato technika je zejména vhodná vzhledem k recipročnosti spalovacího cyklu motoru, čímž je možné uplatnění Fourierovy transformace jako nástroje pro rozbor otáček motoru v dynamice klikové hřídele. Zpracování ve frekvenční doméně, užitím Diskrétní Fourierovy transformace, v podstatě jako hřebenevého filtru rychlosti otáček motoru, které nesou veškeré požadované informace a zároveň jsou vždy přesně synchronní s periodou zapalování. Takový rozbor ve frekvenční doméně je efektivním nástrojem zejména proto, že celý proces zjednoduší na algebraickou operaci a dynamický model, který reprezentuje rotační hmoty musí být pouze známý pro jmenovité a následné harmonické frekvence k periodě zapalování. [22]

K provedení odhadu točivého momentu frekvenční analýzou, je dynamika klikové hřídele motoru považována za tzv. SISO model (single-input a single-output) jak je vidět na Obr. 10. [23]



Obr. 10 Zjednodušený model SISO

Kde indikovaný točivý moment $T_i(\theta)$ je uvažován jako vstupní proměnná do dynamického modelu motoru $H(\theta)$ a rychlost otáčení motoru $\Omega(\theta)$ je výstupní proměnnou a výsledkem účinku točivého momentu. Protože jsou tyto veličiny získány v doméně úhlu natočení klikové hřídele, Fourierova transformace bude vyjádřena jako frekvenční spektrum. Vztah mezi indikovaným momentem a rychlostí otáčení klikové hřídele ve frekvenční doméně je popsán jako:

$$\tau_i(j\lambda_k) = \Omega(j\lambda_k)H^{-1}(j\lambda_k) \quad (8)$$

Kde j je imaginární složka, λ_k je úhlová rychlost (k -tého řádu), $\tau_i(j\lambda_k)$ a $\Omega(j\lambda_k)$ jsou Fourierovy transformace indikovaného momentu a rychlosti otáčení klikové hřídele, vyjádřené pro frekvenci λ_k , a $H(j\lambda_k)$ je frekvenční odezva pro tu danou frekvenci. Tudiž je nutné získat frekvenční odezvu H nejdříve pro několik prvních harmonických frekvencí zapalování motoru buď z měřených dat či pomocí výpočetního modelu. Převedením na diskrétní Fourierovu transformaci rychlosti otáčení klikové hřídele $\Omega(j\lambda_k)$ pro každou vybranou harmonickou frekvenci je možné odvodit indikovaný moment ve frekvenční doméně $\tau_i(j\lambda_k)$, podle vztahu (8). Následně použitím inverzní diskrétní Fourierovy transformace lze převést $\tau_i(j\lambda_k)$ do domény úhlu natočení klikové hřídele pro každou harmonickou frekvenci a získat tak odhad indikovaného točivého momentu. Pro spolehlivou aplikaci této metody, na zážehový spalovací motor v reálném čase, je důležité, že pouze několik počátečních harmonických frekvencí nese dostatek informací, které reprezentují chování daného motoru mezi rychlostí otáčení klikové hřídele a indikovaným momentem ve zjednodušeném SISO dynamickém modelu (Obr. 10). [22]

4.2 EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ

Pro validaci a implementaci daných metod odhadu točivého momentu jsou použity sady experimentálních dat z referenční pohonné jednotky. Hlavní charakteristiky motoru jsou popsány v Tab. 1. Jednotlivé sledované veličiny jsou popsány v Tab. 2 s rozlišením 1° natočení klikové hřídele (720 bodů pro jeden cyklus motoru) a 100 následných cyklů pro jedno měření. Každá sada dat je měřena pro širokou škálu pracovních bodů motoru jako jsou různé otáčky a zatížení (Tab. 3).

Tab. 1 Charakteristika motoru

Typ motoru	4 válce, zážehový, DOHC
Vrtání [mm]	87,5
Zdvih [mm]	83,1
Délka ojnice [mm]	140,5
Zdvihový objem [cm ³]	1999
Počet ventilů	4 na válec
Kompresní poměr	10,8

Tab. 2 Seznam hlavních měřených veličin

Název kanálu	Jednotka
Úhel natočení klikové hřídele	°
Tlaky ve válcích	bar
Otáčky motoru	min ⁻¹
Tlak v sání	mbar
Směšovací poměr	-



Předstih zážehu	°
Dávka paliva	mg
Průtok nasávaného vzduchu	kg/s
Brzdňý moment	Nm
Teplota nasávaného vzduchu	°C
Teplota výfukových plynů	°C
Teplota oleje	°C
Teplota chladicí kapaliny	°C
Poloha škrťící klapky	°

Tab. 3 Jednotlivé pracovní body

Brzdňý moment [Nm]	Otáčky motoru [min⁻¹] (přírůstek 500 min⁻¹)
15	1000 až 5000
40	1000 až 5000
70	1500 až 5000
100	2000 až 5000
120	2000 až 5000

4.3 ODHAD TOČIVÉHO MOMENTU POMOCÍ STATISTICKÉ ANALÝZY

Tato metoda je teoreticky popsána v kapitole 4.1.1 na základě čehož je tato metoda aplikována pro odhad točivého momentu z vlastností otáčení klikové hřídele. Je možné ji realizovat pomocí dvou přístupů. Prvním je odhad spalovacího tlaku ve válci a následný výpočet indikovaného momentu pro daný motor. Nebo druhým, kde se odhaduje indikovaný moment přímo.

V obou případech odhadu točivého momentu je odhadová funkce (základní funkce) složena ze třech primárních proměnných reprezentujících dynamiku klikové hřídele jako jsou: poloha, rychlost a zrychlení klikové hřídele. Pro zjednodušení matematických operací je výhodnější nahrazení úhlu natočení klikové hřídele spojitou funkcí, jelikož poloha klikové hřídele se opakuje s periodou 4π a vnášela by do výpočtu nespojitost, která by se opakovala v každém cyklu. Tato nespojitost by způsobila nežádoucí chyby výpočtu, protože matematický základ této statistické metody je přirozeně spojitý. Tudíž po vyhodnocení několika spojitých funkcí reprezentujících polohu klikové hřídele je třeba najít funkci, která je matematicky závislá na úhlu natočení klikové hřídele, ale blíže vyjadřuje chování tlaku ve válci či indikovaného točivého momentu. Kompresi směsi a expansi výfukových plynů vyjma hoření lze uvažovat jako polytropické děje, tudíž tlak ve válci lze popsat (9).

$$pV^\gamma = konst. \quad (9)$$

Objem válce daného motoru lze jednoduše vypočítat z daných geometrických vlastností mechanismu motoru, a právě úhlu natočení klikové hřídele, tím pádem polohová funkce f_θ je přímo úměrná k $V^{-\gamma}$ během stlačování a expanse, a konstantní v dalších fázích cyklu, aby



reprezentovala polohu klikové hřídele. Taková funkce i přímo koreluje s měřeným tlakem ve válci, respektive měřeným indikovaným momentem, protože vlastně vyjadřuje tlak a moment při volném otáčení motorem (kompresor). Opakovaným měřením bylo zjištěno, že pro rychlost otáčení klikové hřídele je hlavním faktorem její kmitání kolem své střední hodnoty. Proto obecným vyjádřením korelace pro odhad točivého momentu, respektive tlaku ve válci je funkce závislá na polohové funkci f_θ , $\tilde{\theta}$ a úhlové zrychlení $\ddot{\theta}$:

$$\text{Odhadovaná hodnota} = F(f_\theta, \tilde{\theta}, \ddot{\theta}) \quad (10)$$

4.3.1 ODHAD SPALOVACÍHO TLAKU VE VÁLCI

V této sekci je popsán nepřímý odhad indikovaného točivého momentu. Potom co je možné odhadnout spalovací tlak ve válci v závislosti na natočení klikové hřídele je indikovaný točivý moment vypočítán použitím spalovacího tlaku a známé geometrie mechanismu motoru. Model odhadu (základní funkce) je vyjádřen následující diferenciální rovnicí prvního řádu pro spalovací tlak ve válci.

$$p_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 f_\theta \tilde{\theta} + a_3 f_\theta \ddot{\theta} + a_4 f_\theta \ddot{\theta} \quad (11)$$

Statistická metoda odhadu vyžaduje sestavení matice vzájemné korelace odhadované veličiny (spalovací tlak ve válci) a měřené veličiny (tři základní proměnné stejně jako jejich kombinace viz (11)). Koeficienty a_0 až a_4 lze získat metodou nejmenších čtverců mezi měřeným tlakem a odhadovaným tlakem jako v (12).

$$\varepsilon = \min_{a_i} \left(\sum_{k=1}^N \left(p_{skut_k} - p_{odhad_k} \right)^2 \right) \quad (12)$$

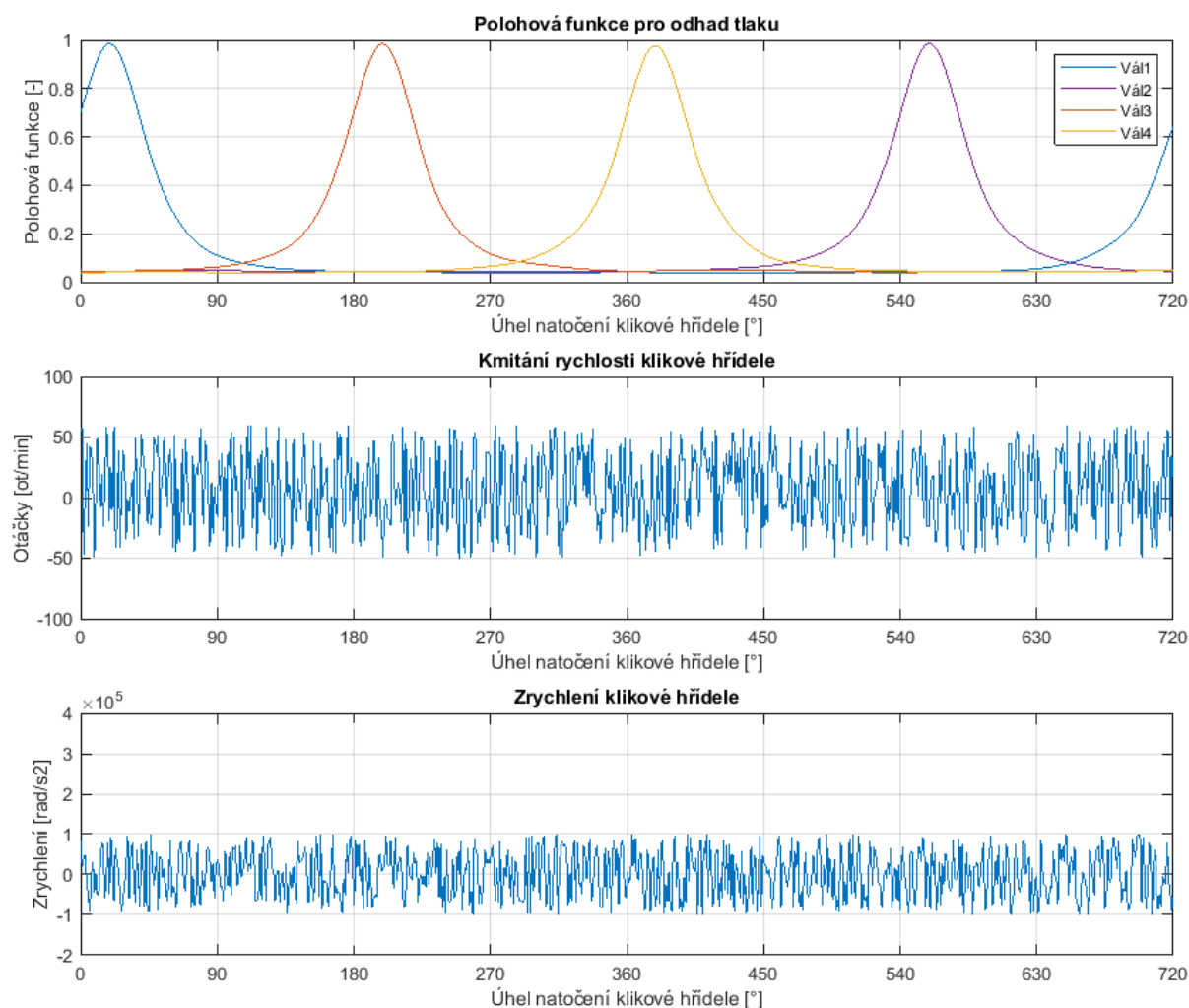
Pomocí (6) a (7) parciálních derivací podle jednotlivých koeficientů a řešením rovnic rovných nule vznikne následující systém rovnic vzájemné korelace k řešení.

$$\begin{bmatrix} \langle 1 \rangle & \langle f_\theta \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \rangle & \langle f_\theta \ddot{\theta} \rangle & \langle \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle \\ \langle f_\theta \rangle & \langle f_\theta^2 \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle \\ \langle f_\theta \tilde{\theta} \rangle & \langle f_\theta \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta}^2 \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta}^2 \ddot{\theta} \rangle \\ \langle f_\theta \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \ddot{\theta}^2 \rangle & \langle f_\theta \ddot{\theta} \ddot{\theta}^2 \rangle \\ \langle \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta}^2 \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \ddot{\theta} \ddot{\theta}^2 \rangle & \langle \tilde{\theta}^2 \ddot{\theta}^2 \rangle \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \langle a_0 \rangle \\ \langle a_1 \rangle \\ \langle a_2 \rangle \\ \langle a_3 \rangle \\ \langle a_4 \rangle \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \langle p \rangle \\ \langle p f_\theta \rangle \\ \langle p f_\theta \tilde{\theta} \rangle \\ \langle p f_\theta \ddot{\theta} \rangle \\ \langle p \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle \end{bmatrix} \quad (13)$$

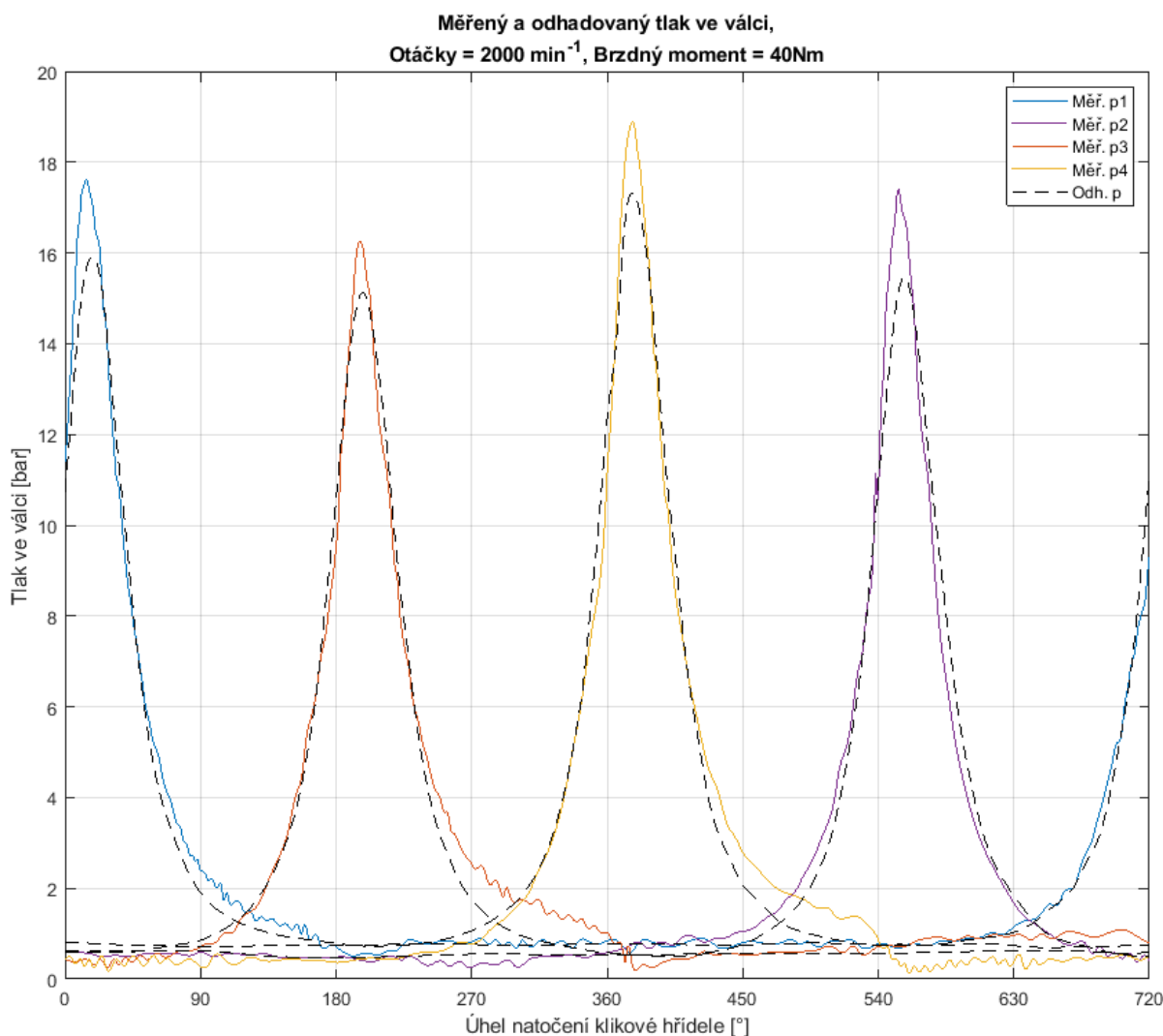
Jednotlivé členy matice reprezentují vzájemnou korelaci mezi měřenými základními veličinami, zatímco pravá strana rovnice znázorňuje vzájemnou korelaci mezi měřeným spalovacím tlakem ve válci a měřenými základními proměnnými. Tyto diferenciální rovnice jsou vyjádřeny na základě dostupných dat pro různé pracovní body motoru, a tím lze i vypočítat pět neznámých koeficientů pro dané pracovní body přes všechny válce i cykly. Jakmile jsou tyto koeficienty známy stejně jako zpracování těchto korelačních funkcí, tak se celý proces zjednoduší v polynomiální funkci více proměnných na základě měřených veličin. Proto, je během odhadování spalovacího tlaku ve válci nutné znát okamžité hodnoty pěti základních měřených veličin k vyhodnocení prosté polynomiální

funkce dle (11). Tudíž je požadavek na výpočetní výkon užitím této metody poměrně nízký a lze jej provádět v reálném čase pouze několika výpočetními operacemi. [17]

Obr. 11 znázorňuje jednotlivé zmiňované základní veličiny včetně funkce polohy klikové hřídele f_{θ} . Na základě těchto veličin je odhadován spalovací tlak ve válci použitím základní funkce dle (11) a vzájemné korelace. Obr. 12 zobrazuje odhadovaný spalovací tlak ve válci v porovnání s měřeným pro daný pracovní bod motoru.



Obr. 11 Základní proměnné pro odhad spalovacího tlaku



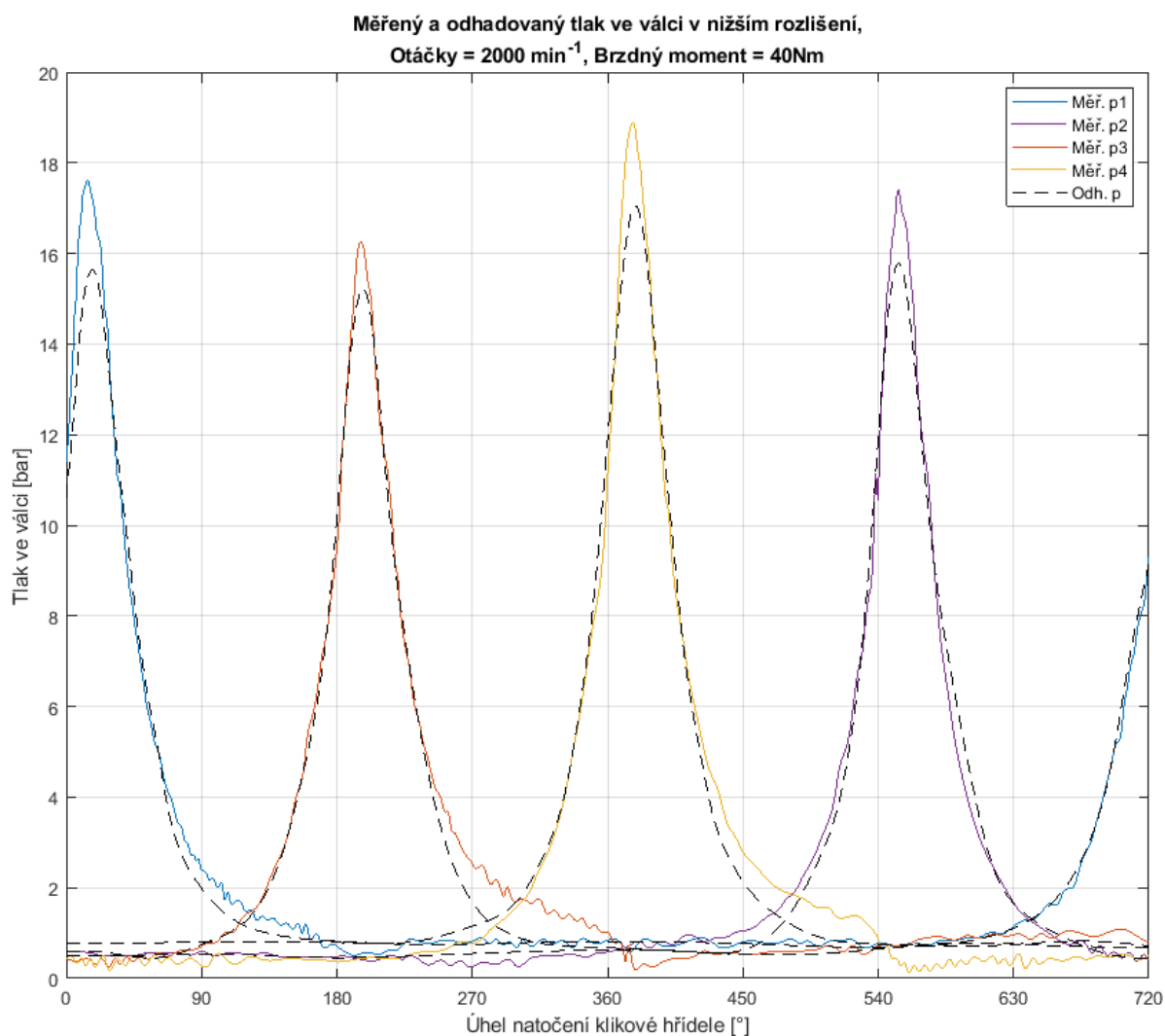
Obr. 12 Odhad spalovacího tlaku (2000 min^{-1} , 40 Nm)

Jak je znázorněno na Obr. 12, tak odhadovaný spalovací tlak ve válci přibližně následuje skutečný měřený tlak pro každý válec jen s malou chybou. Vzhledem k odhadovanému spalovacímu tlaku ve válci a dané geometrii mechanismu motoru (viz. Tab. 1) lze určit i indikovaný moment jednotlivých válců a zároveň jejich sečtením i celkový točivý moment.

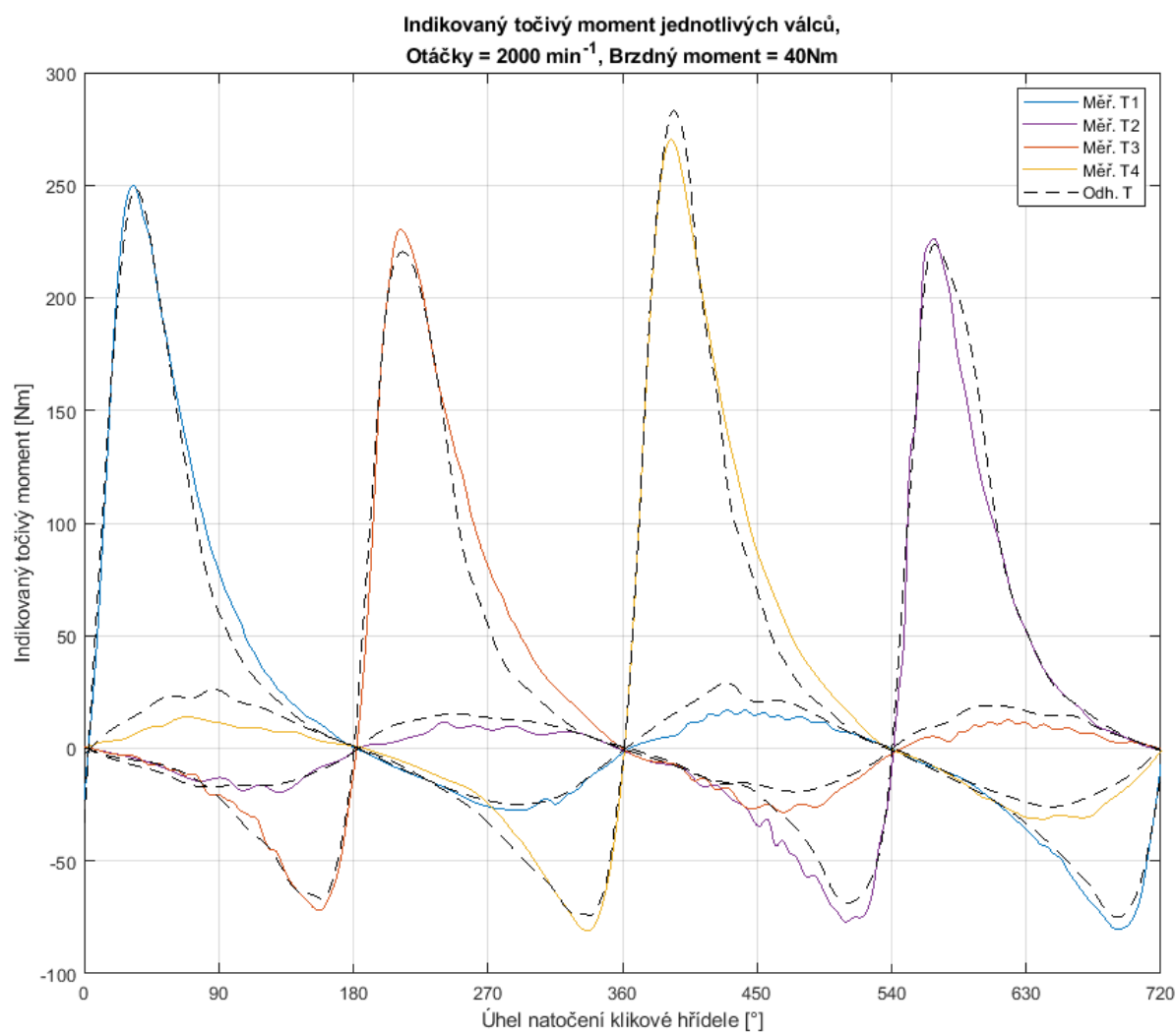
I když je tento odhad proveden pro 360 měřených bodů na jednu otáčku klikové hřídele (každý 1° natočení), což vyžaduje značný výpočetní výkon pro vyhodnocování v reálném čase, tak byla vyhodnocována i data měřená s rozlišením 36 a 60 bodů pro zlepšení praktické použitelnosti této metody v reálném čase a pro použití v řídicích strategiích. Následující obrázek znázorňuje spalovací tlak ve válci s rozlišením 36 bodů (10° natočení klikové hřídele).

Jak je možné vidět na Obr. 13, tak při nižším rozlišení výpočetní periody nedochází k nadměrnému zkreslení a výsledný signál poskytuje spolehlivou reprezentaci spalovacího tlaku ve válci stejně jako při plném rozlišení 360 bodů na otáčku. Na základě

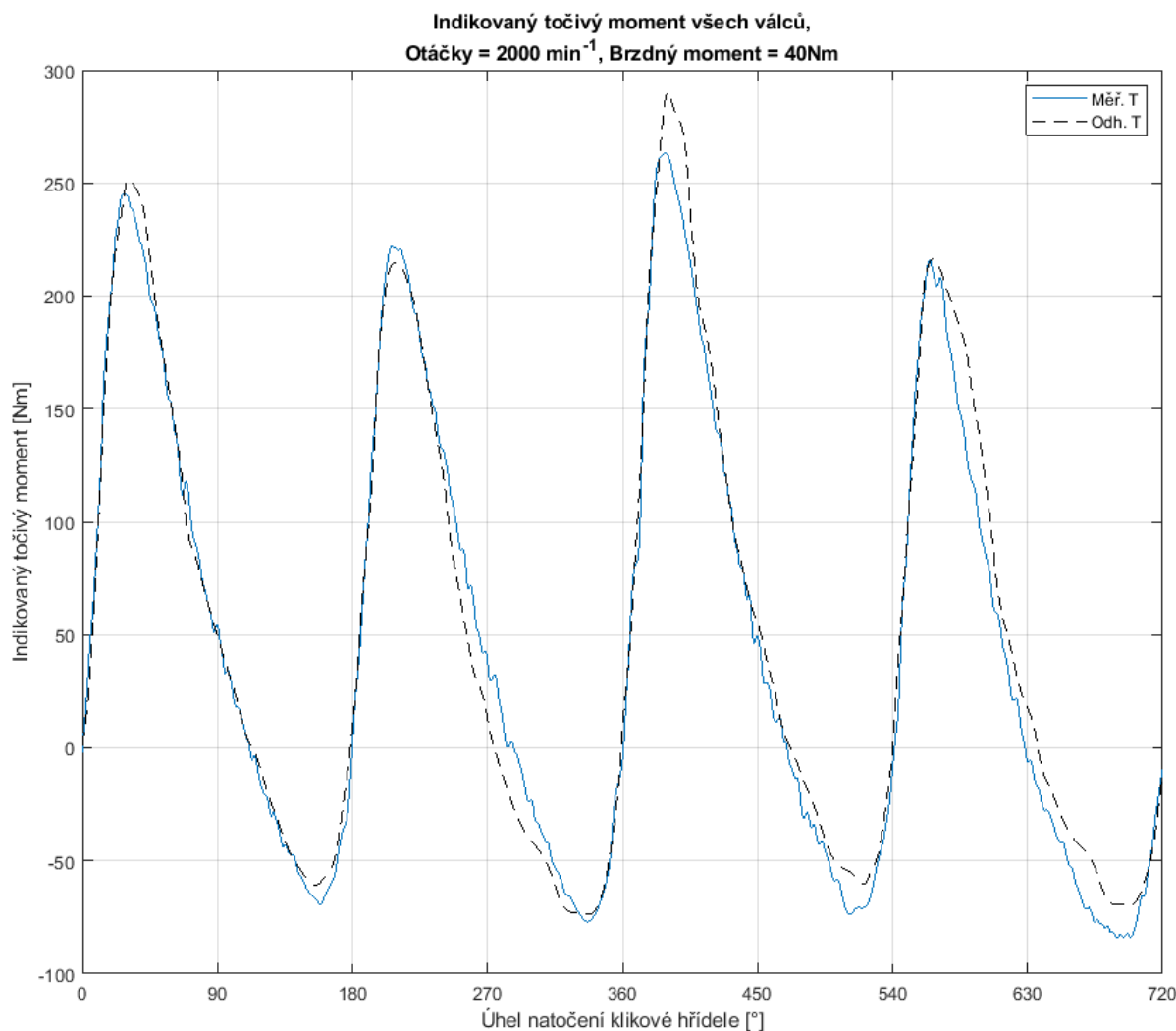
tohoto tlaku a dané geometrii mechanismu motoru je vykreslen indikovaný točivý moment pro jednotlivé válce na Obr. 14 a celkový indikovaný točivý moment na Obr. 15.



Obr. 13 Spalovací tlak v nižším rozlišení



Obr. 14 Indikovaný točivý moment pro každý válec



Obr. 15 Indikovaný moment pro všechny válce

Aby bylo možné porovnat přesnost odhadu pro různá rozlišení a případně různé odhadovací modely v dalších analýzách, tak je sestavena chybová funkce jako střední efektivní hodnota (RMS) chyby mezi měřeným a odhadovaným tlakem. Potom je tato RMS chyba normalizována maximálním tlakem zprůměrovaným přes všechny válce a cykly. (14). [24]

$$\text{Normalizovaná RMS chyba} = \frac{\left\langle \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (p_{\text{odhad}_i} - p_{\text{skut}_i})^2} \right\rangle}{\langle p_{\text{max}} \rangle} \quad (14)$$

Tab. 4 obsahuje chyby odhadu pro jednotlivé případy a několik typů rozlišení. Tyto hodnoty jsou zprůměrovány pro všechny pracovní body motoru.

Tab. 4 Normalizovaná RMS chyba pro jednotlivé případy

Odhadovací typ		Počet bodů rozlišení		
indikovaný tlak		360	60	36
		2,701 %	5,023 %	3,486 %
indikovaný moment	jednotlivé válce	3,701 %	5,816 %	4,305 %
	všechny válce	6,146 %	7,608 %	6,802 %

4.3.2 ODHAD INDIKOVANÉHO TOČIVÉHO MOMENTU

V tomto odstavci je indikovaný točivý moment přímo odhadován z polohových měření klikové hřídele. Existují dvě možnosti přístupu k této metodě, tou první je odhad točivého momentu pro jednotlivé válce a následným sečtením získat celkový točivý moment, nebo přímo odhadovat celkový točivý moment motoru. [16]

Výběr základní funkce

V této podkapitole je znázorněno porovnání několika základních funkcí modelování odhadu točivého momentu pro získání nejlepšího odhadu v reálném čase.

Tab. 5 Různé základní funkce

Index funkce	Základní funkce
1	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 \tilde{\theta} + a_3 \ddot{\theta}$
2	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 \tilde{\theta} + a_3 \ddot{\theta} + a_4 \tilde{\theta}^2$
3	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 f_\theta \tilde{\theta} + a_3 f_\theta \ddot{\theta} + a_4 \tilde{\theta} \ddot{\theta}$
4	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 \tilde{\theta} + a_3 \ddot{\theta} + a_4 f_\theta \tilde{\theta} + a_5 f_\theta \ddot{\theta} + a_6 \tilde{\theta} \ddot{\theta}$
5	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 \tilde{\theta} + a_3 \ddot{\theta} + a_4 f_\theta^2 + a_5 \tilde{\theta}^2 + a_6 \ddot{\theta}^2$
6	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 f_\theta \tilde{\theta} + a_3 f_\theta \ddot{\theta} + a_4 \tilde{\theta}^2 + a_5 \tilde{\theta} \ddot{\theta} + a_6 \ddot{\theta}$
7	$\tau_{odhad} = a_0 + a_1 f_\theta + a_2 \tilde{\theta} + a_3 \ddot{\theta} + a_4 f_\theta^2 + a_5 f_\theta \tilde{\theta} + a_6 f_\theta \ddot{\theta} + a_7 \tilde{\theta}^2 + a_8 \tilde{\theta} \ddot{\theta} + a_9 \ddot{\theta}^2$

Uvažováním přesnosti odhadu, počtem členů rovnice, řádu rovnice, typu proměnných atd. bylo prověřeno několik typů základních funkcí pro různá rozlišení (36, 60, 360) a všechny pracovní body motoru. Tab. 5 je přehled uvažovaných základních funkcí, které byly použity.

Pro tento typ metody bylo nutné navrhnout jinou polohovou funkci f_θ než tu, která byla použita pro odhad spalovacího tlaku ve válci. V podstatě tato funkce nyní vyjadřuje točivý moment, který je zapotřebí pro volné otáčení motoru působící vnější silou. Tento moment lze odvodit z té předchozí přes známou geometrii mechanismu motoru pro jednotlivé válce či celý motor.

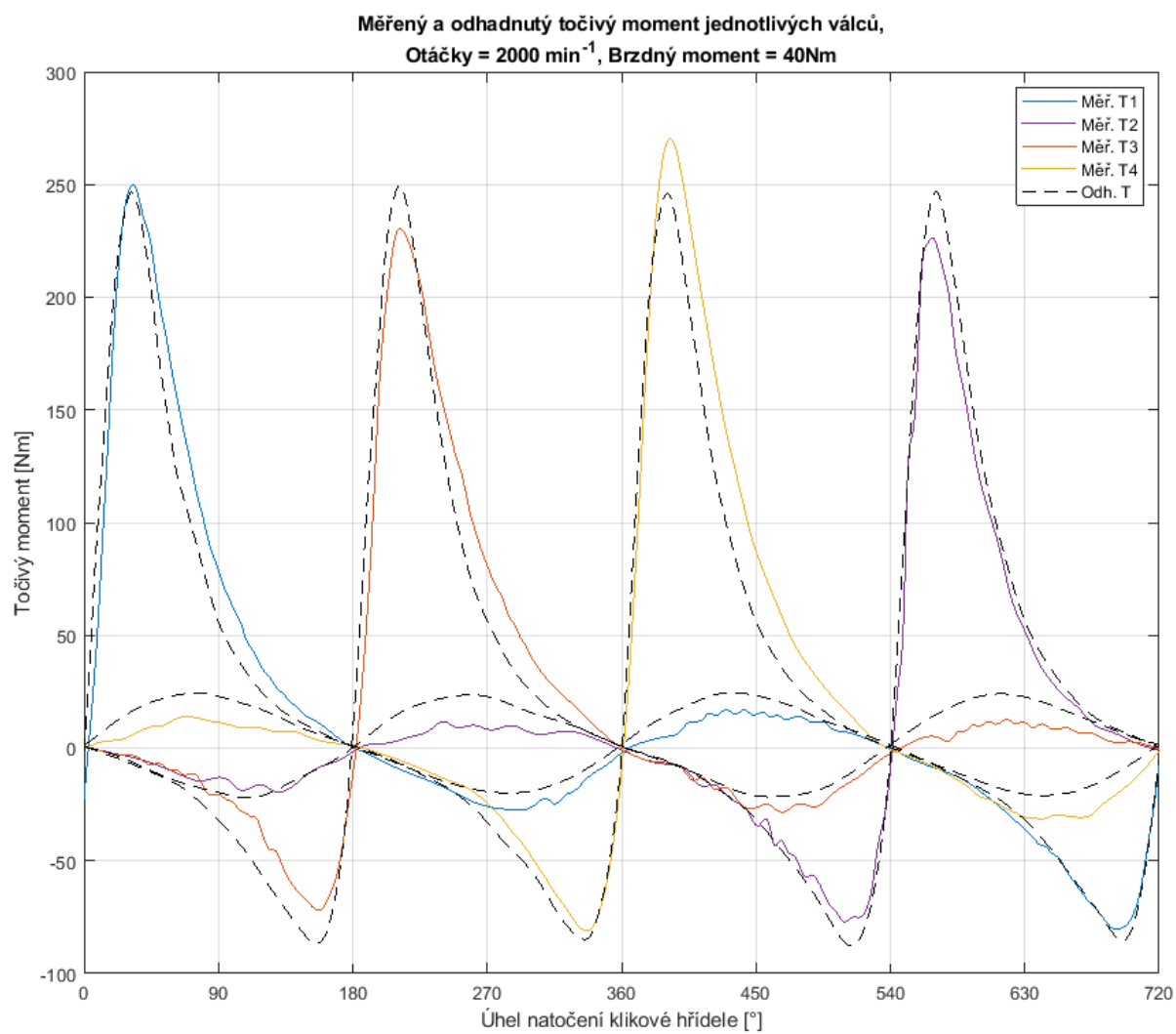


Získání koeficientů

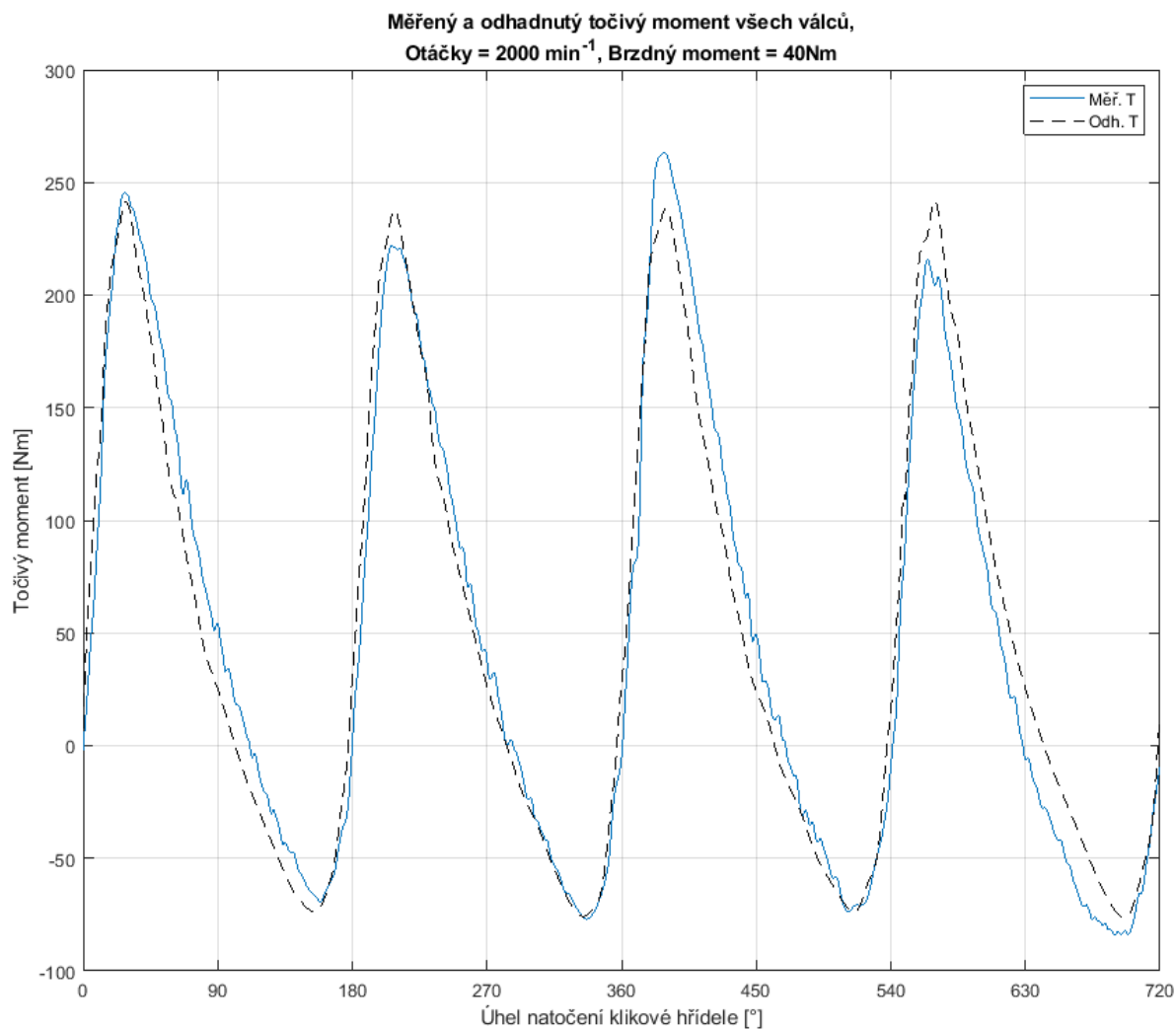
Pro každou základní funkci z Tab. 5 je získána i sada koeficientů polynomu tak, jak bylo popsáno v (12). Poté, dosazením okamžitých hodnot základních proměnných nebo jejich kombinací do základních funkcí z Tab. 5 je odhadován požadovaný indikovaný točivý moment. Například pro funkci číslo 3 je výsledná matice vzájemné korelace vyjádřena jako:

$$\begin{bmatrix} \langle 1 \rangle & \langle f_\theta \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \rangle & \langle f_\theta \ddot{\theta} \rangle & \langle \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle \\ \langle f_\theta \rangle & \langle f_\theta^2 \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle \\ \langle f_\theta \tilde{\theta} \rangle & \langle f_\theta \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta}^2 \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta}^2 \ddot{\theta} \rangle \\ \langle f_\theta \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta^2 \ddot{\theta}^2 \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \ddot{\theta}^2 \rangle \\ \langle \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta}^2 \ddot{\theta} \rangle & \langle f_\theta \tilde{\theta} \ddot{\theta}^2 \rangle & \langle \tilde{\theta}^2 \ddot{\theta}^2 \rangle \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \langle a_0 \rangle \\ \langle a_1 \rangle \\ \langle a_2 \rangle \\ \langle a_3 \rangle \\ \langle a_4 \rangle \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \langle \tau \rangle \\ \langle \tau f_\theta \rangle \\ \langle \tau f_\theta \tilde{\theta} \rangle \\ \langle \tau f_\theta \ddot{\theta} \rangle \\ \langle \tau \tilde{\theta} \ddot{\theta} \rangle \end{bmatrix} \quad (15)$$

Sada koeficientů je vypočtena pro každou základní funkci na základě všech pracovních bodů motoru a pro různé počty měření a rozlišení. Následující grafy znázorňují odhadovaný indikovaný točivý moment v porovnání s měřeným užitím základní funkce 3 a rozlišením 36 bodů na otáčku klikové hřídele pro daný pracovní bod motoru.

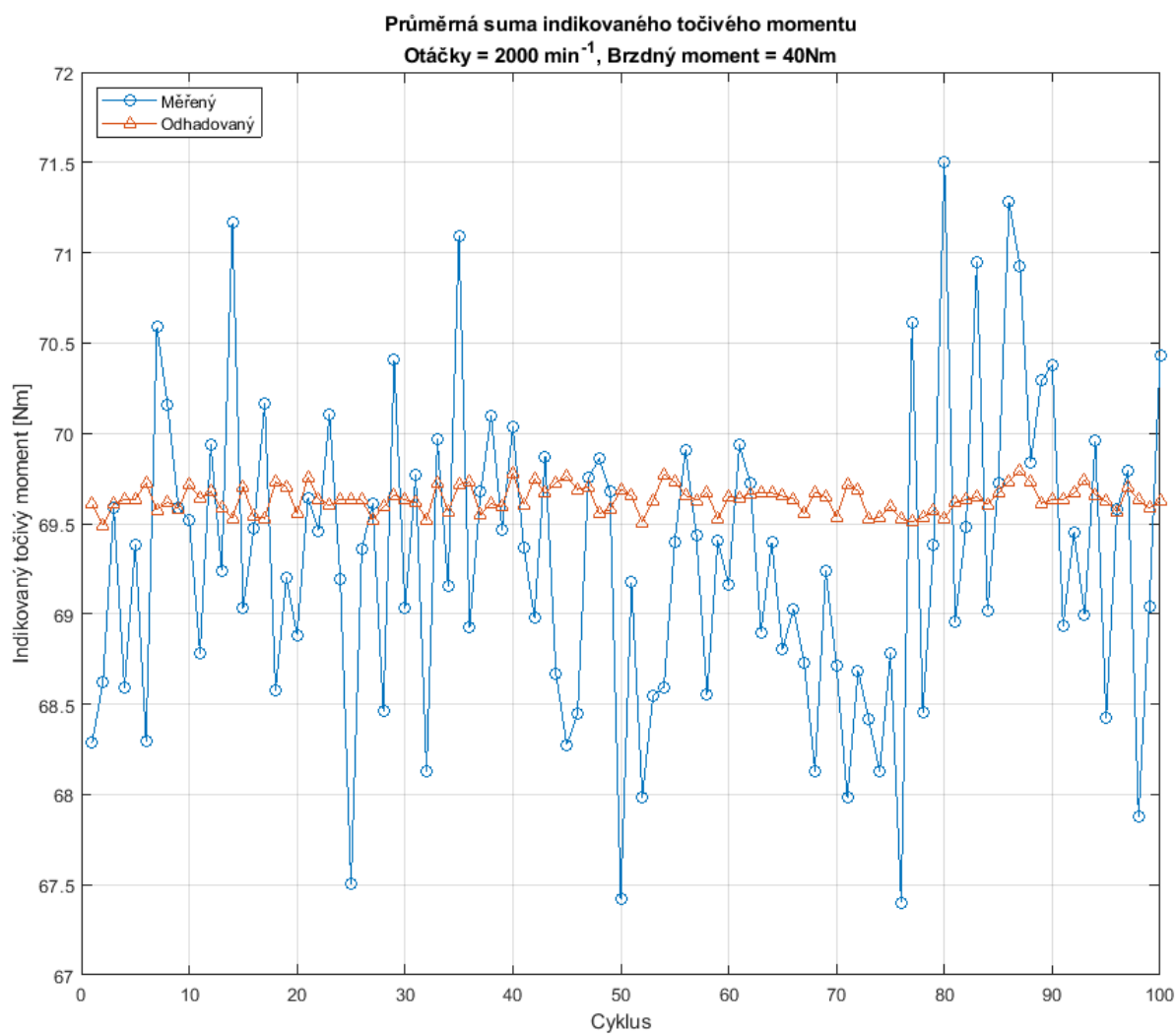


Obr. 16 Odhad indikovaného točivého momentu pro jednotlivé válce

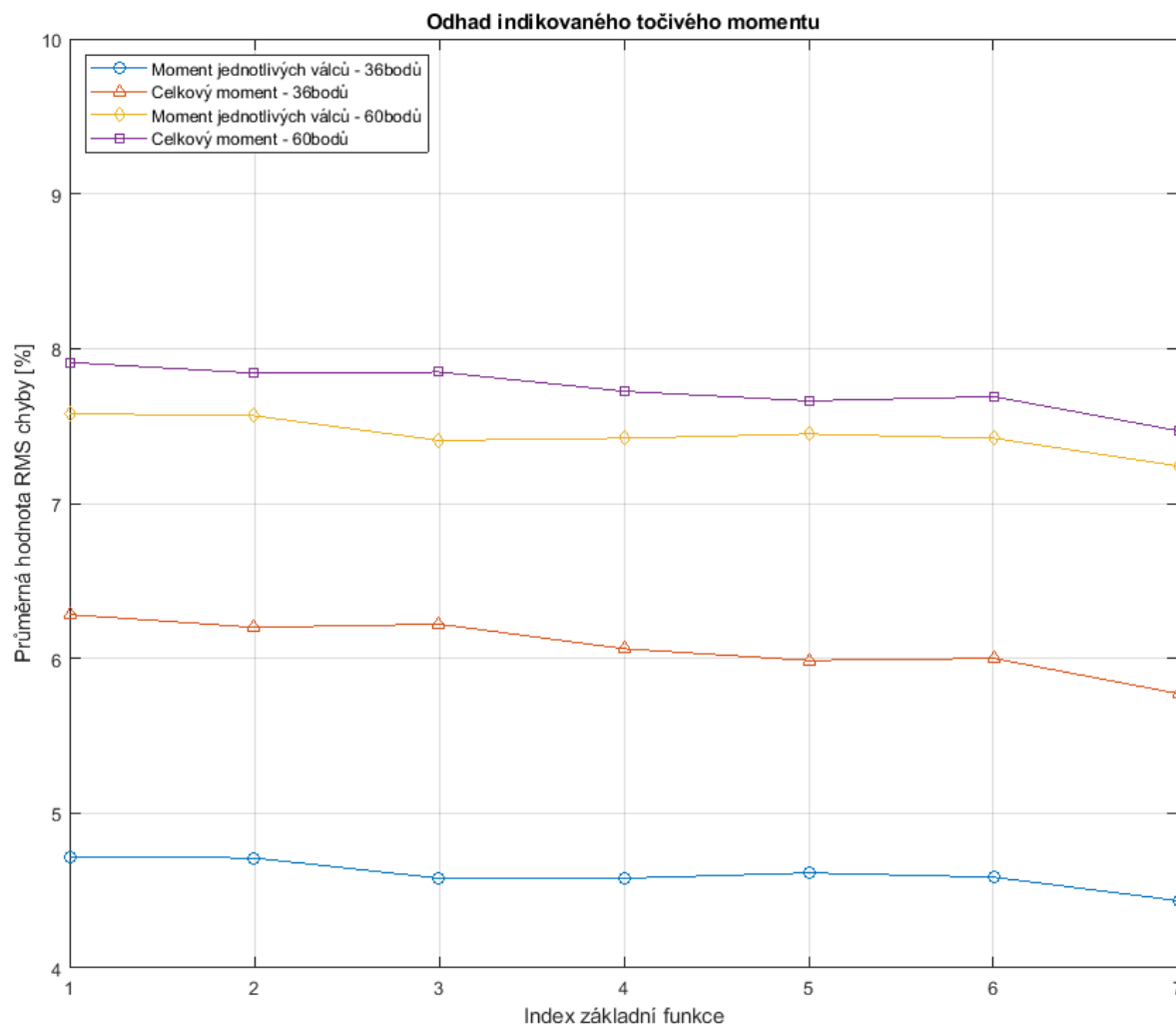


Obr. 17 Odhad indikovaného točivého momentu pro všechny válce

Jak je vidět na Obr. 16 a Obr. 17, tak odhady indikovaných točivých momentů jak pro jednotlivé válce, tak pro celý motor, také podávají spolehlivý obraz skutečnosti i při rozlišení 36 bodů na otáčku klikové hřídele.



Obr. 18 Zprůměrovaný odhad točivého momentu pro 100 cyklů



Obr. 19 Zprůměrované RMS chyby pro různé případy

Obr. 18 zobrazuje průměrný odhadovaný indikovaný točivý moment pro jednotlivé cykly, což ukazuje další přesný výsledek při použití statistické metody odhadu točivého momentu. To samé je provedeno pro rozlišení 60 bodů na otáčku a další typy základní funkce. Zprůměrované hodnoty RMS chyby pro jednotlivé cykly jsou znázorněny na Obr. 19. Tyto chyby jsou rovněž zprůměrovány i pro všechny pracovní body.

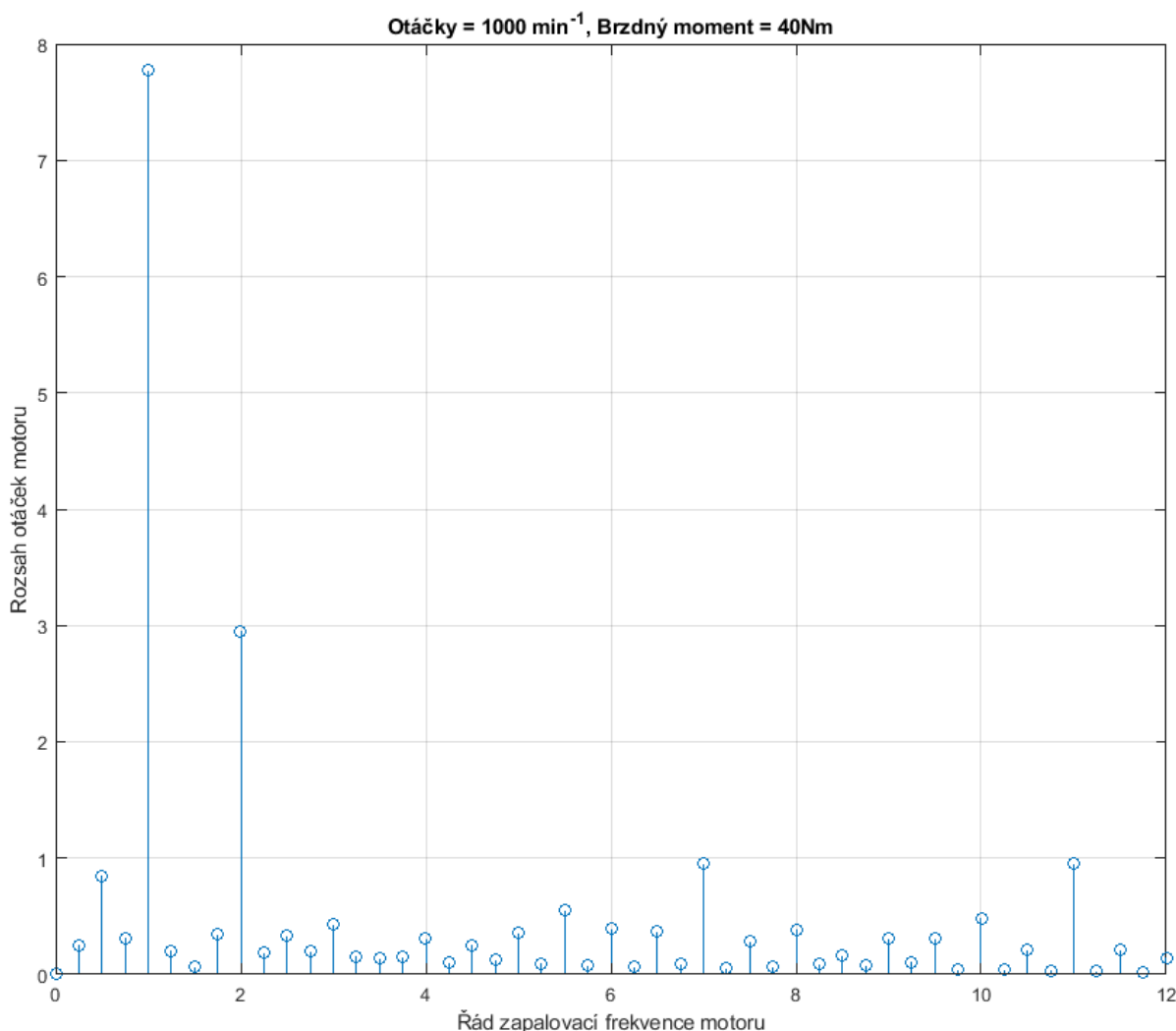
4.4 ODHAD TOČIVÉHO MOMENTU POMOCÍ FREKVENČNÍ ANALÝZY

Tato část se zabývá detailnější studií odhadu točivého momentu motoru pomocí frekvenční analýzy dynamiky klikové hřídele. Cílem této metody je použít kmitání rychlosti klikové hřídele k odhadu indikovaného točivého momentu motoru. Jak již bylo zmíněno výše, tak procesy, které se podílejí na tvorbě točivého momentu jsou jasně periodické, pokud je budeme uvažovat v doméně úhlu natočení klikové hřídele. Tato hypotéza zároveň udává základ pro celou tuto metodu. Periodicita jednotlivých procesů zavádá k použití Rychlé Fourierovy transformace (FFT) k rozložení dynamiky klikové

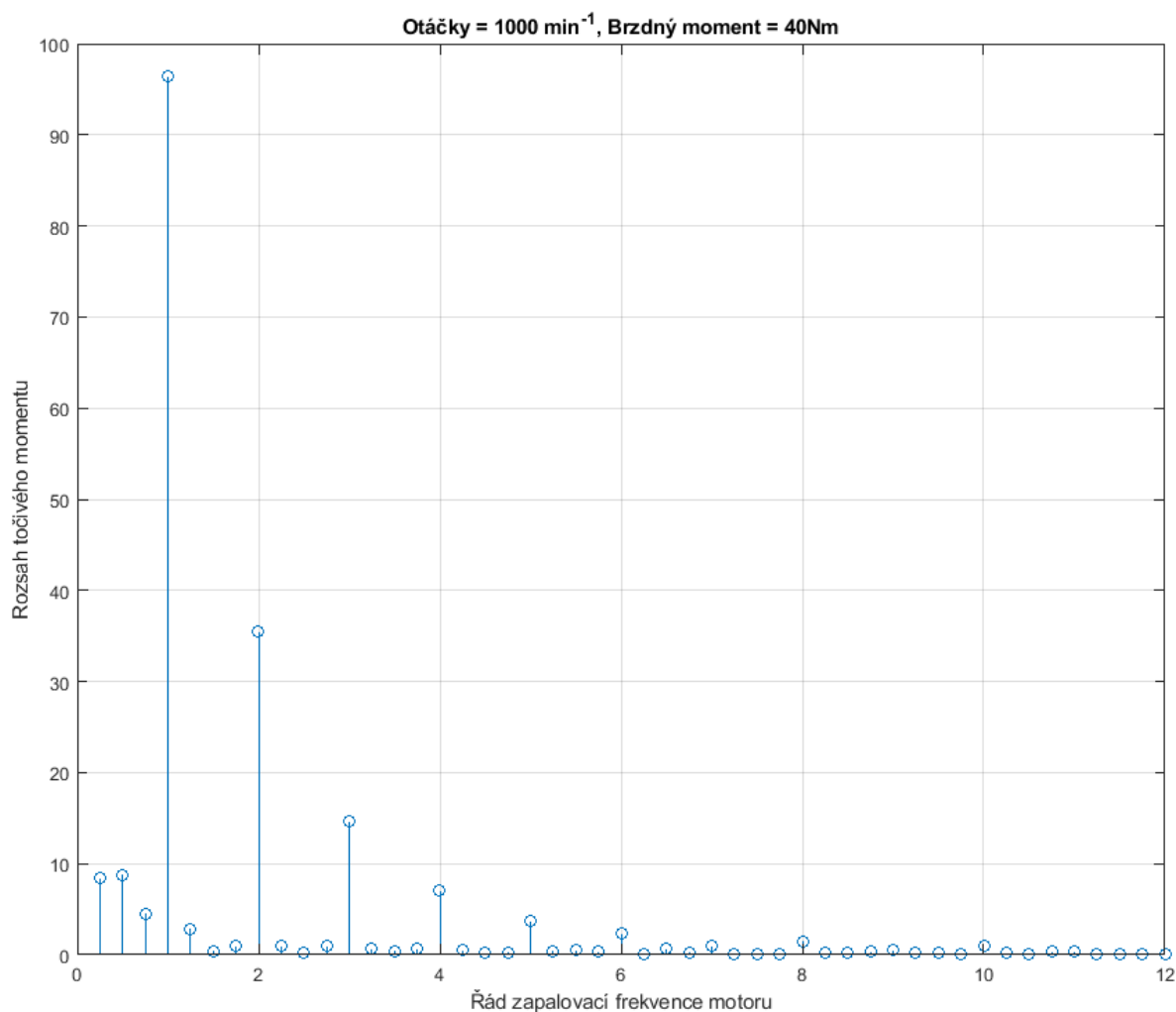
hřídele. Tento přístup je založen na současném měření rychlosti otáčení klikové hřídele a spalovacího tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele a klasické metodě frekvenčního rozboru (experimentální přechodová funkce). Na základě SISO modelu, popsaného výše na Obr. 10 a (8). Frekvenční spektrum indikovaného momentu a kmitání rychlosti klikové hřídele je znázorněno na Obr. 20 a Obr. 21. Je zřejmé, že pouze několik počátečních harmonických frekvencí s frekvencí zapalování motoru nese dostatek informací pro reprezentaci reálného chování motoru. Frekvence zapalování motoru je definována v (16). [25]

$$\lambda_f = \frac{N \cdot 2}{Z} \quad (16)$$

Kde N je počet válců a Z je zdvih motoru.



Obr. 20 Frekvenční spektrum kmitání rychlosti klikové hřídele



Obr. 21 Frekvenční spektrum indikovaného točivého momentu

Nejsnazší cestou, jak vyhodnotit $H(j\lambda)$ pro každou frekvenci je vypočítat poměr s DFT (Diskrétní Fourierovou transformací) z $T_e(j\lambda)$ a $\Omega(j\lambda)$. Místo toho je použit přesnější přístup, který zohlední i šum měření a umožní odhadnout frekvenční odezvu systému pomocí klasické frekvenční techniky pro SISO systém. Použitím názvosloví dle Bendata a Piersola vznikne následující: [26]

Spodní hranice pro skutečnou frekvenční odezvu:

$$H_1 = \frac{G_{T\Omega}}{G_{TT}} \quad (17)$$

Horní hranice pro skutečnou frekvenční odezvu:

$$H_2 = \frac{G_{\Omega\Omega}}{G_{T\Omega}} \quad (18)$$



Kde G_{TT} a $G_{\Omega\Omega}$ jsou výkonová frekvenční spektra indikovaného točivého momentu a rychlosti otáčení klikové hřídele, zatímco $G_{T\Omega}$ je vzájemné výkonové frekvenční spektrum mezi těmito proměnnými. Jejich hodnoty jsou definovány jako: [27]

Výkonové frekvenční spektrum indikovaného točivého momentu:

$$G_{TT}(\lambda) = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \left| T_i^{(i)}(\lambda) \right| \quad (19)$$

Výkonové frekvenční spektrum rychlosti otáčení klikové hřídele:

$$G_{\Omega\Omega}(\lambda) = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \left| \Omega_i^{(i)}(\lambda) \right| \quad (20)$$

Výkonové frekvenční spektrum rychlosti otáčení klikové hřídele:

$$G_{T\Omega}(\lambda) = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M T_i^{(i)}(\lambda) \cdot \Omega_i^{(i)}(\lambda) \quad (21)$$

K získání lepšího odhadu frekvenční odezvy je použit aritmetický průměr H_1 a H_2 tak, že:

Aritmetický průměr H_1 a H_2 :

$$H_3 = \frac{H_1 + H_2}{2} \quad (22)$$

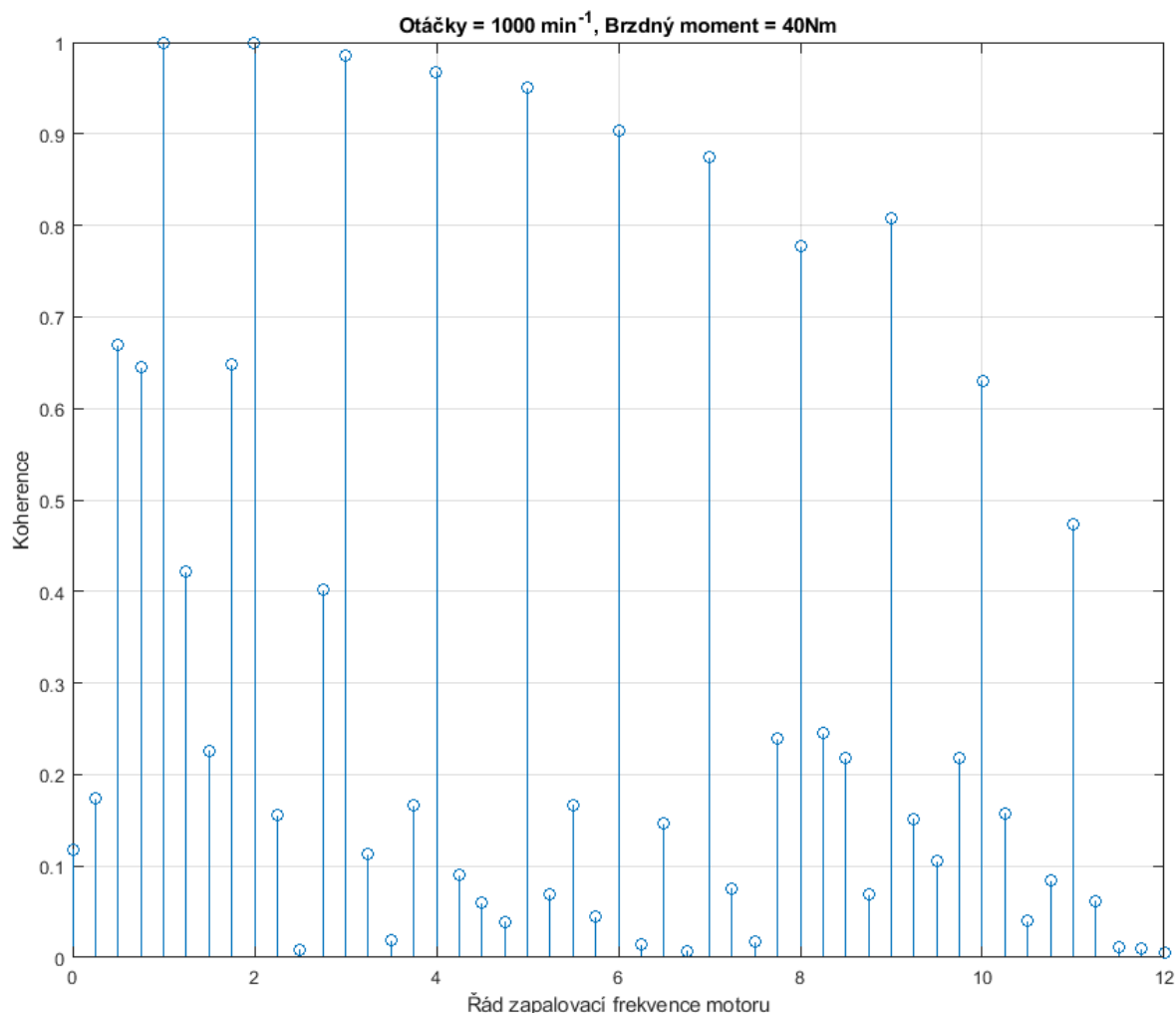
Jak již bylo zmíněno, tak počáteční harmonické frekvence zapalovací frekvence motoru jsou dostatečné k popsání chování motoru. Dalším důvodem použití jen této části z celého spektra usnadní okamžité definování podobnostní funkce mezi rychlostí otáčení a indikovaným točivým momentem. Definice podobnostní funkce je vyjádřena jako:

Podobnostní funkce:

$$\gamma_{T\Omega}^2(\lambda) = \frac{|G_{T\Omega}(\lambda)|^2}{G_{TT}(\lambda) \cdot G_{\Omega\Omega}(\lambda)} \quad (23)$$

$$0 \leq \gamma_{T\Omega}^2(\lambda) \leq 1 \quad (24)$$

Podobnostní funkce udává vztah mezi vstupem a výstupem daného systému pro dané frekvence. Je důležité používat pouze počáteční harmonické frekvence, kde se podobnostní funkce blíží jedné právě proto aby se předešlo chybám způsobeným měřicím šumem. Na Obr. 22 je příklad podobnostní funkce mezi indikovaným točivým momentem a kmitáním rychlosti klikové hřídele. Je zde i možné vidět, že počáteční harmonické frekvence nejlépe reprezentují zkoumaný proces. Nahrazením hodnot Diskrétní Fourierovy transformace rychlosti otáčení klikové hřídele, $\Omega(j\lambda)$, a frekvenční odezvy, $H(j\lambda)$, v (8) umožní získat odhad indikovaného točivého momentu. Nicméně, tento výpočet neposkytne dostatek informací pro odhad složky středního momentu. Avšak, je možné tuto složku odhadnout z části kmitání. [28]



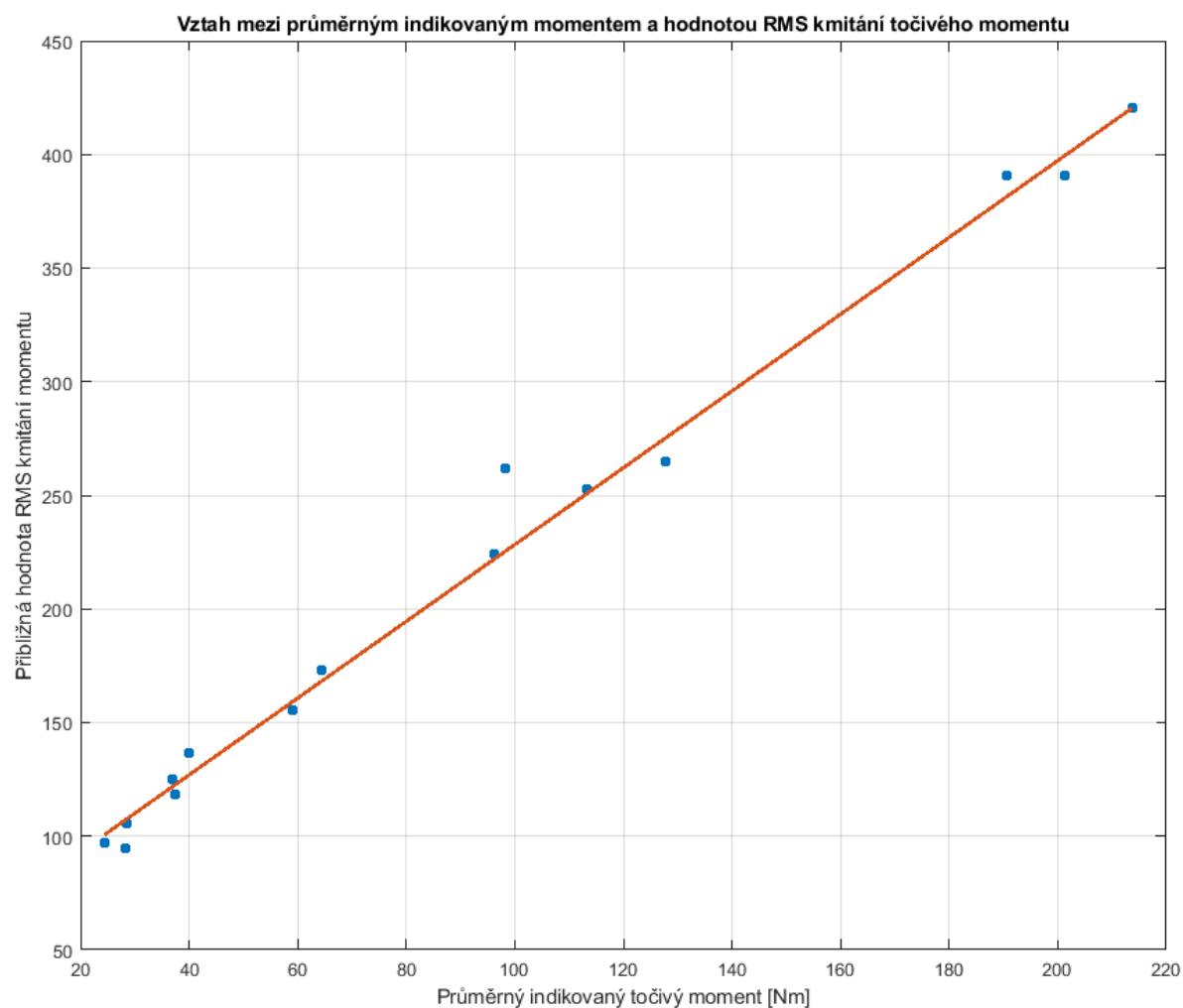
Obr. 22 Koherentní funkce kmitání rychlosti otáček klikové hřídele a indikovaného momentu

Fourierova analýza ukazuje, že počáteční harmonické frekvence plně popisují kmitavé chování indikovaného točivého momentu, jak je ukázáno na Obr. 20 a Obr. 21. Experimentální výsledky také ukazují, že existuje závislost mezi kmitavou složkou a průměrovou. V praxi to znamená, že každá proměnná schopná vyjádření kmitání točivého momentu je také schopna reprezentace této závislosti. V tomto případě je použita odhadnutá hodnota RMS z následujícího vztahu:

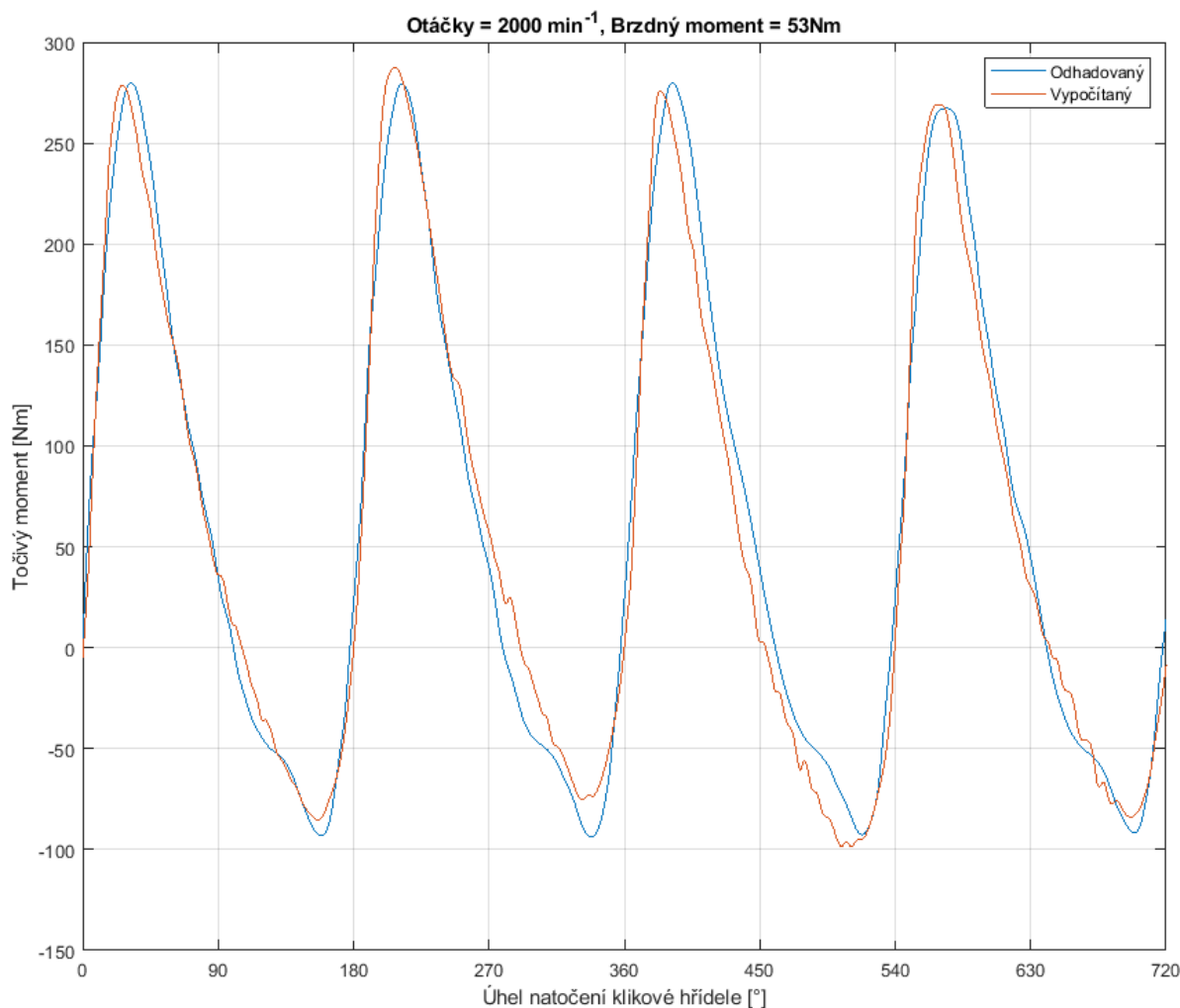
$$T_{RMS_{odhad}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sum_{n=1}^M T(j\lambda_n) \quad (25)$$

Kde M je počet uvažovaných harmonických frekvencí. Zejména pro účely průměrování byla uvažována jen první harmonická frekvence středního momentu, jak je vidět níže:

$$T_{RMS_{odhad}} = T(j\lambda_1) \quad (26)$$



Obr. 23 Průměrný indikovaný moment ve vztahu k RMS kmitání momentu



Obr. 24 Odhad indikovaného točivého momentu (2000 min^{-1} 53 Nm)

Na Obr. 23 je znázorněna hodnota středního točivého momentu vůči odhadnuté hodnotě RMS. Každý bod v grafu náleží jinému pracovnímu bodu motoru s otáčkami od 1000 do 5000 min^{-1} . Tento vztah je čistě lineární v každém pracovním bodě. Metodou lineární aproximace lze také vyjádřit rovnici této přímky jako:

$$T_{prumer} = m \cdot T_{RMSodhad} + b \quad (27)$$

Kde $m = 0,5854$ a $b = -34,377$. Tento poznatek je zásadní v tom, že ukazuje možnost získat, jak složku kmitajícího, tak středního točivého momentu jen z kmitání rychlosti otáčení klikové hřídele. Obr. 24 zobrazuje příklad odhadnutého točivého momentu oproti měřenému pro daný pracovní bod motoru.

4.5 ODHAD TOČIVÉHO MOMENTU V REÁLNÉM ČASE

V této části jsou prezentovány výsledky odhadu točivého momentu motoru v reálném čase společně s metodikou, která to umožňuje. Za prvé je popsána metodika odhadu točivého momentu v reálném čase společně s výsledky výpočetní simulace. Poté,

experimentální výsledky odhadu v reálném čase na daném motoru a motorové zkušebně. Pro účely odhadu točivého momentu v reálném čase byl implementován pouze statistický přístup odhadu točivého momentu.

4.5.1 ODHADY JEDNOTLIVÝCH KOEFICIENTŮ

Jak již bylo zmíněno v předešlých částech této práce, tak funkce pro vzájemnou korelaci, stejně jako koeficienty základní funkce musí být stanoveny pro každý jednotlivý případ i jednotlivé pracovní body motoru. Jinými slovy, koeficienty platí pro každou základní funkci jen pro dané podmínky a pracovní body, pro které byly stanoveny. Nicméně u reálného motoru se tyto podmínky (otáčky, zatížení) neustále mění. Pro to, aby bylo možné implementovat statistickou metodu odhadu točivého momentu v reálném čase, musí být indikovaný točivý moment přesně odhadnut pro širokou škálu pracovních bodů motoru jakožto otáček a zatížení. Z tohoto důvodu bylo jasné, že použití statistické metody není možné použitím jedné sady předem vypočítaných koeficientů základní funkce. Na rozdíl od toho bylo nutné vytvořit mapu těchto koeficientů, která umožní odhad točivého momentu pro různé pracovní body motoru. Tudíž tato situace byla řešena jinak, a to tak, že každý koeficient základní funkce byl vyjádřen jako další funkce v závislosti na pracovním bodu motoru, jako jsou otáčky, zátěž či předstih zážehu. [29]

V podstatě, aby bylo možné tyto koeficienty odhadnout bez nutnosti manuálně vytvářet jejich mapu, bylo nutné stanovit další sadu odhadových funkcí, které vyjádří vztah jednotlivých koeficientů k pracovním bodům motoru. Následující tabulka zobrazuje tuto sadu funkcí, které byly použity právě pro odhad koeficientů základní funkce. Tyto funkce jsou dále pojmenovány jako „sub-základní funkce“. V Tab. 6 jsou *ot* – střední otáčky motoru, *zat* – zatížení motoru jako tlak v sání a ϑ_z – předstih zážehu.

Tab. 6 Různé sub-základní funkce

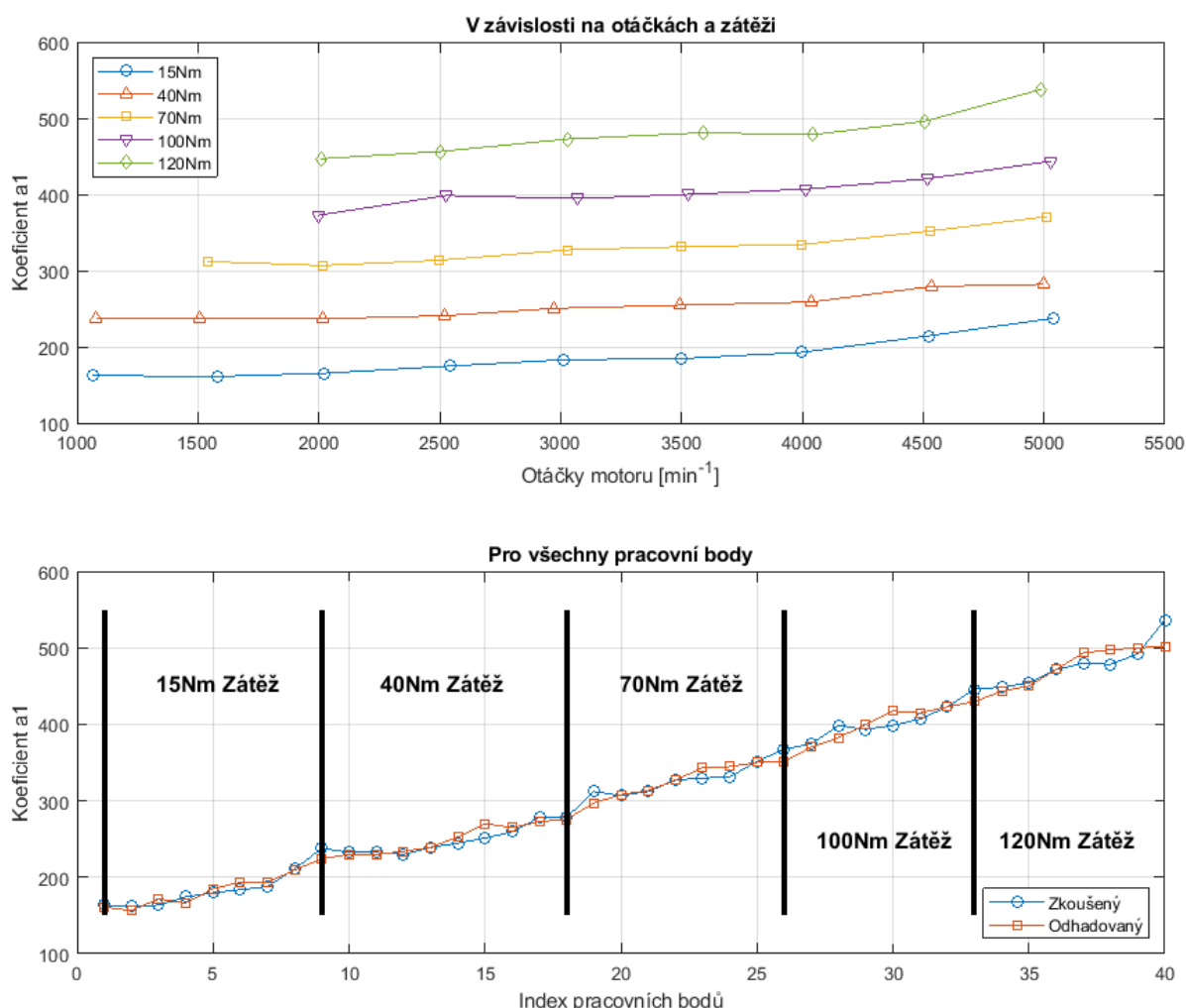
Index funkce	Sub-základní funkce
1	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat$
2	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot ot \cdot zat$
3	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot ot^2 + b_{4_i} \cdot zat^2$
4	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot ot \cdot zat + b_{4_i} \cdot ot^2 + b_{5_i} \cdot zat^2$
5	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot ot \cdot zat + b_{4_i} \cdot ot^2 + b_{5_i} \cdot zat^2 + b_{6_i} \cdot ot^2 \cdot zat^2$
6	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot ot \cdot zat + b_{4_i} \cdot ot^2 + b_{5_i} \cdot zat^2 + b_{6_i} \cdot ot^2 \cdot zat + b_{7_i} \cdot ot \cdot zat^2 + b_{8_i} \cdot ot^2 \cdot zat^2$
7	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot \vartheta_z$
8	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot \vartheta_z + b_{4_i} \cdot ot \cdot \vartheta_z + b_{5_i} \cdot zat \cdot \vartheta_z$
9	$a_i = b_{0_i} + b_{1_i} \cdot ot + b_{2_i} \cdot zat + b_{3_i} \cdot \vartheta_z + b_{4_i} \cdot ot \cdot \vartheta_z + b_{5_i} \cdot zat \cdot \vartheta_z + b_{6_i} \cdot \vartheta_z^2 + b_{7_i} \cdot ot \cdot \vartheta_z^2 + b_{8_i} \cdot zat^2 \cdot \vartheta_z^2$

Koeficienty b_i v Tab. 6 lze získat metodou nejmenších čtverců, respektive minimalizováním druhé mocniny průměrné chyby mezi zkoušenými a odhadovanými koeficienty, jak je ukázáno v (28).

$$\varepsilon = \min_{b_{j_i}} \left(\sum_{i=1}^N (a_{zkous_i} - a_{odhad_i})^2 \right) \quad (28)$$

Poté byl sestrojen další systém matic vzájemné korelace jako v případě přímého odhadu točivého momentu, aby bylo možné stanovit hodnoty koeficientů b_i . Po uvážení všech případů včetně sedmi základních funkcí z Tab. 5 kombinovaných se sub-funkcemi z Tab. 6 pro obě rozlišení 36 i 60 bylo možné vyjádřit jednotlivé koeficienty jako funkce středních otáček motoru, střední zátěže a předstihu zážehu použitím jakékoliv sub-funkce z Tab. 6. Obr. 25 je příkladem odhadu koeficientů Základní funkce 3 použitím sub-funkce 2. Zobrazené koeficienty v tomto grafu jsou a_1 v Základní funkci 3.

Na Obr. 25 první graf zobrazuje změny koeficientu a_1 ve vztahu k průměrným otáčkám motoru a zátěži, zatímco druhý graf propojuje tyto případy pro pracovní body z Tab. 3. Z této závislosti vyplývá, že testovaný koeficient a_1 je téměř lineární jak v závislosti na otáčkách, tak i zátěži. Tudíž lineární sub-základní funkce prvního řádu je dostačující k dosažení dobrých výsledků.



Obr. 25 Odhad koeficientů pro všechny pracovní body



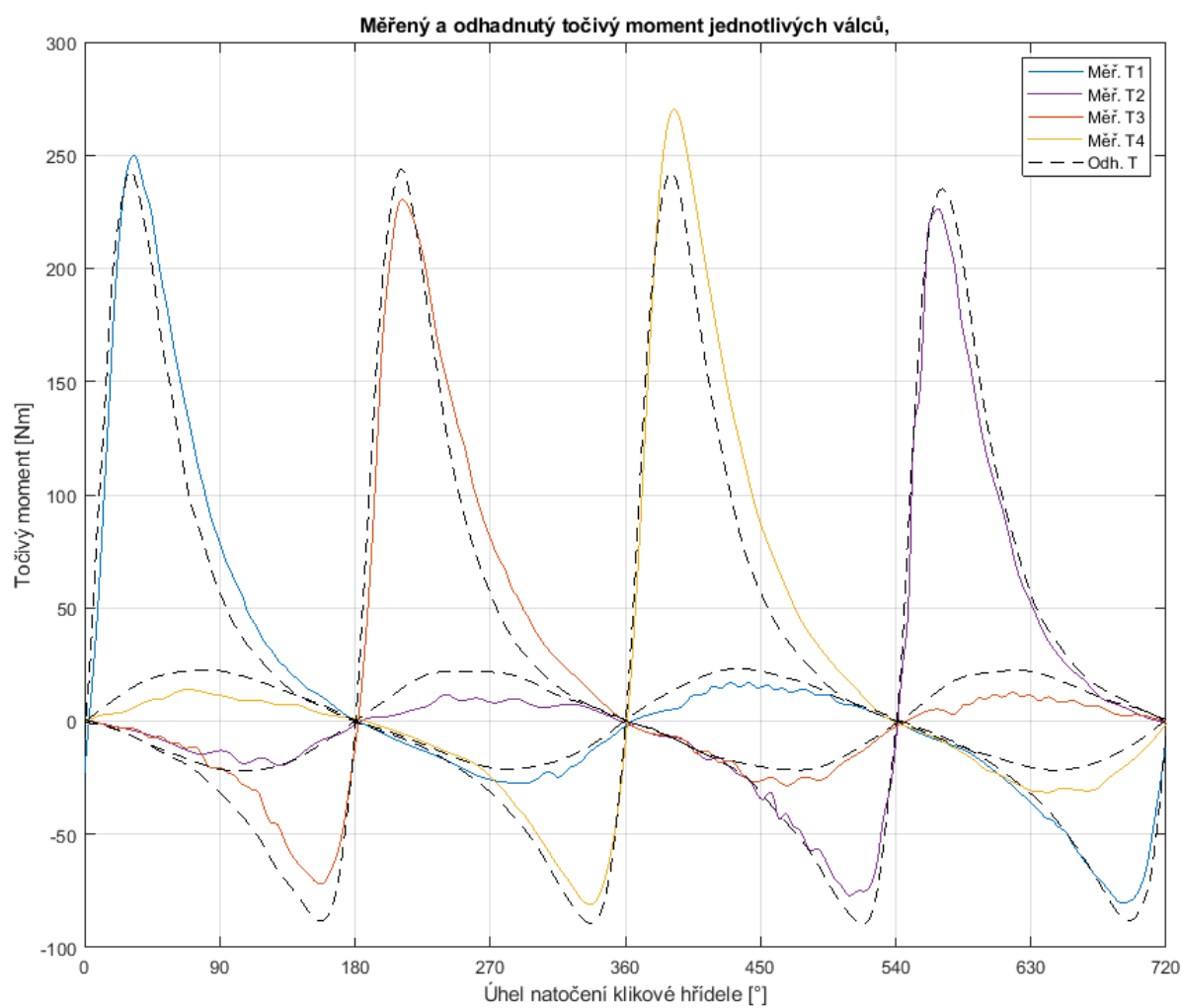
Je nutné si uvědomit, že taková lineární závislost dílčích koeficientů na pracovních bodech motoru je pouze díky lineárním členům základní funkce. Jinými slovy, koeficienty nelineárních členů nemají takto výhodně lineární závislost ve vztahu k pracovním bodům motoru. K řešení této situace by bylo nutné pro odhad takových koeficientů použít jiné sub-základní funkce s více komplexními a nelineárními členy z Tab. 6.

4.5.2 ODHAD INDIKOVANÉHO TOČIVÉHO MOMENTU

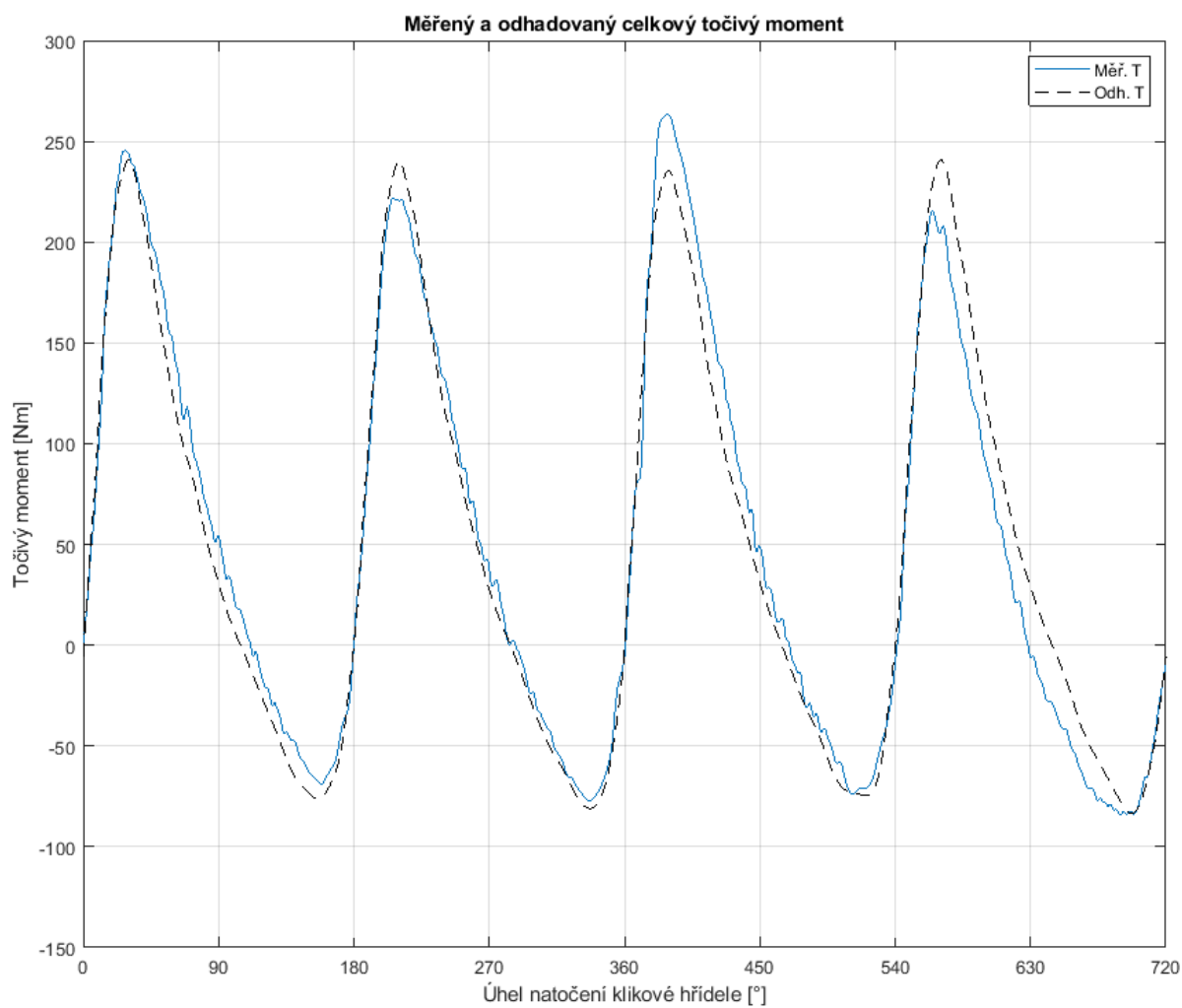
V této části jsou prezentovány odhady točivého momentu v reálném čase na motoru, ale také ze simulace v reálném čase. V obou těchto případech je použita technika odhadu koeficientů základní funkce, tak jak je popsáno v předešlé části, namísto vytváření mapy koeficientů pro různé podmínky.

Simulace v reálném čase

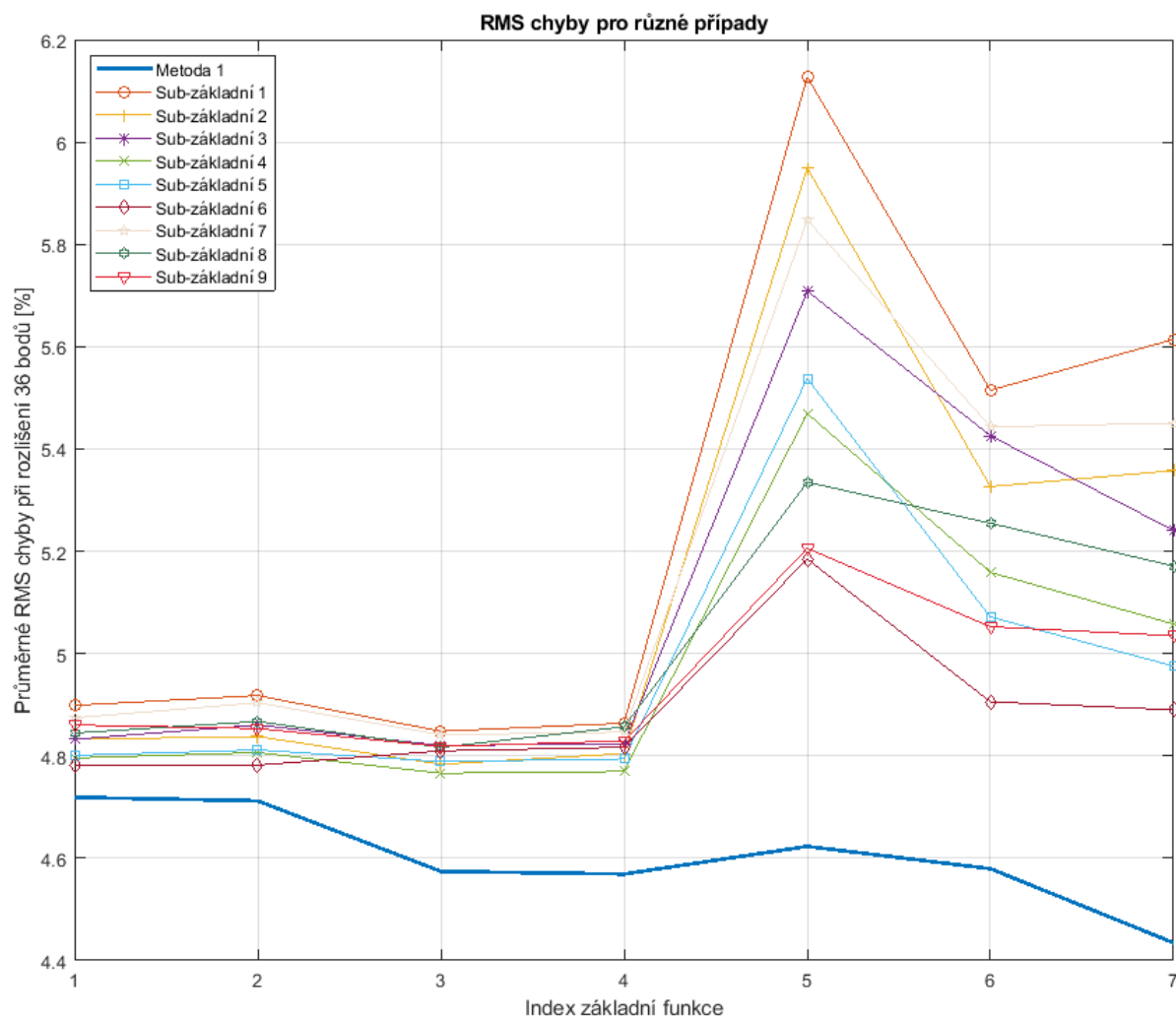
Bylo použito několik softwarových nástrojů, které umožnili odhad točivého momentu v reálném čase na experimentálně získaných datech měření motoru. Následující obrázky (Obr. 26 a Obr. 27) znázorňují vybrané výsledky ze simulovaného odhadu točivého momentu. V tomto případě byl odhad proveden použitím základní funkce číslo 8 a sub-základní funkce 6 při rozlišení 36 bodů na otáčku ve 2000 min^{-1} a 40 Nm . Zhodnocení přesnosti výsledků pro ostatní základní a sub-základní funkce stejně jako pro různá rozlišení a pracovní body motoru bylo provedeno stejným postupem. Obr. 28 zobrazuje příklad RMS chyby z odhadu točivého momentu jednotlivých válců s rozlišením 36 bodů pro všechny uvažované základní a sub-základní funkce, zprůměrované pro všechny pracovní body motoru. Silně znázorněná křivka (Metoda 1) je variace výsledků, kterých bylo dosaženo použitím přesných mapovaných koeficientů a_i .



Obr. 26 Odhad indikovaného točivého momentu pro jednotlivé válce



Obr. 27 Odhad indikovaného točivého momentu pro všechny válce



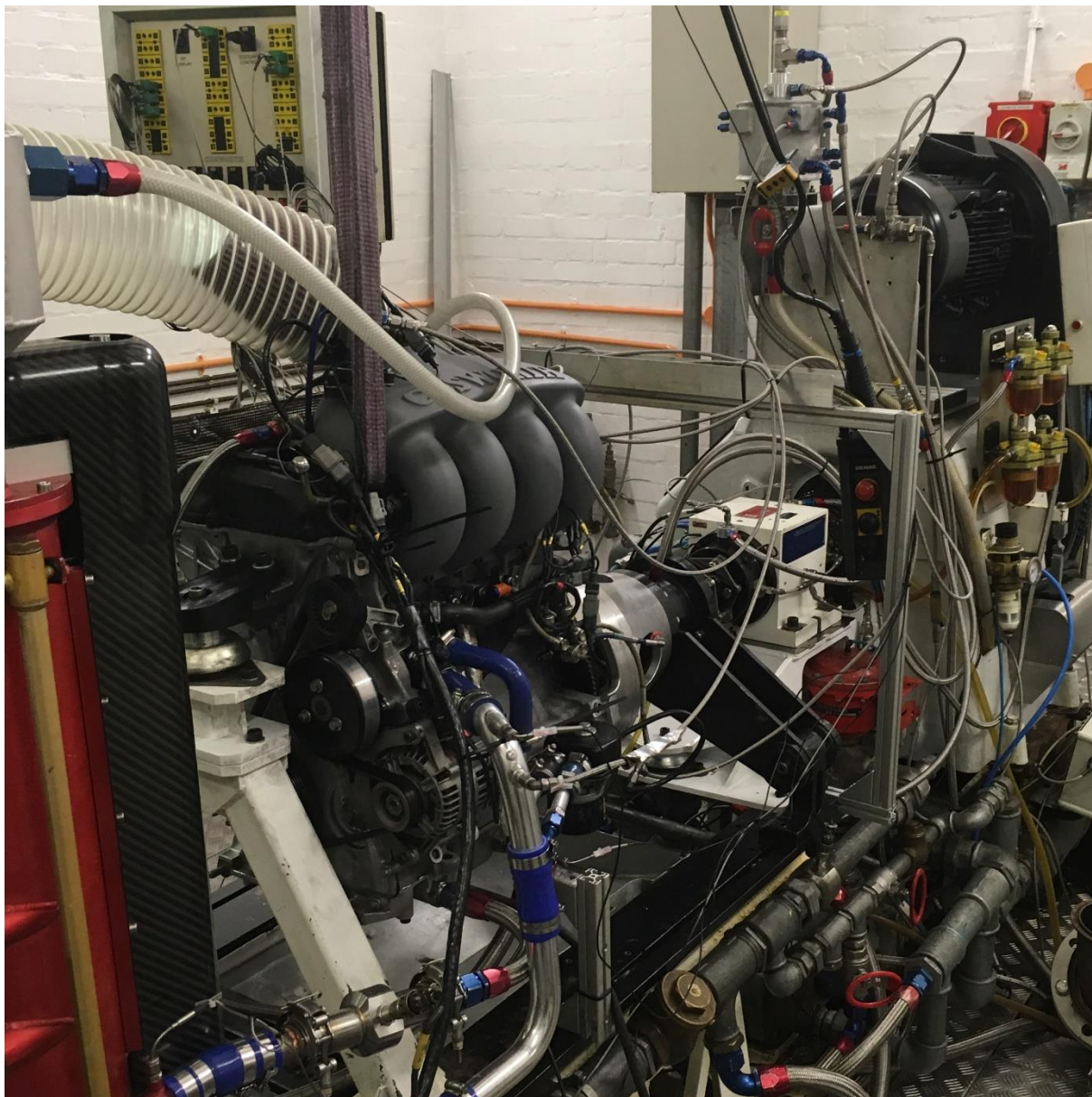
Obr. 28 RMS chyba pro různé případy

Jak je možné vidět na Obr. 26 až Obr. 28, tak i pro odhadované koeficienty pomocí sub-základních funkcí, je odhad indikovaného točivého momentu pro jednotlivé válce i jejich součet dostatečně přesný v použitelných tolerancích. Speciálně na Obr. 28 je zřejmé, že se chyby odhadu točivého momentu v reálném čase skokově zvýší pro základní funkce 5 až 7, zatímco se sníží v případě použití mapovaných koeficientů. Tento fakt je způsoben tím, že základní funkce s vyšším indexem se skládají z více komplexních nelineárních členů kvadratických členů, což znamená, že závislost těchto koeficientů na pracovních bodech motoru je nelineární. Proto tyto odhadované koeficienty neposkytují dostatečně přesný odhad což vede k vyšším chybám pro základní funkce 5 až 7. Z tohoto důvodu pouze základní funkce 1 až 4 jsou implementovány pro odhad v reálném čase na motoru. [30]

Odhad v reálném čase na motoru

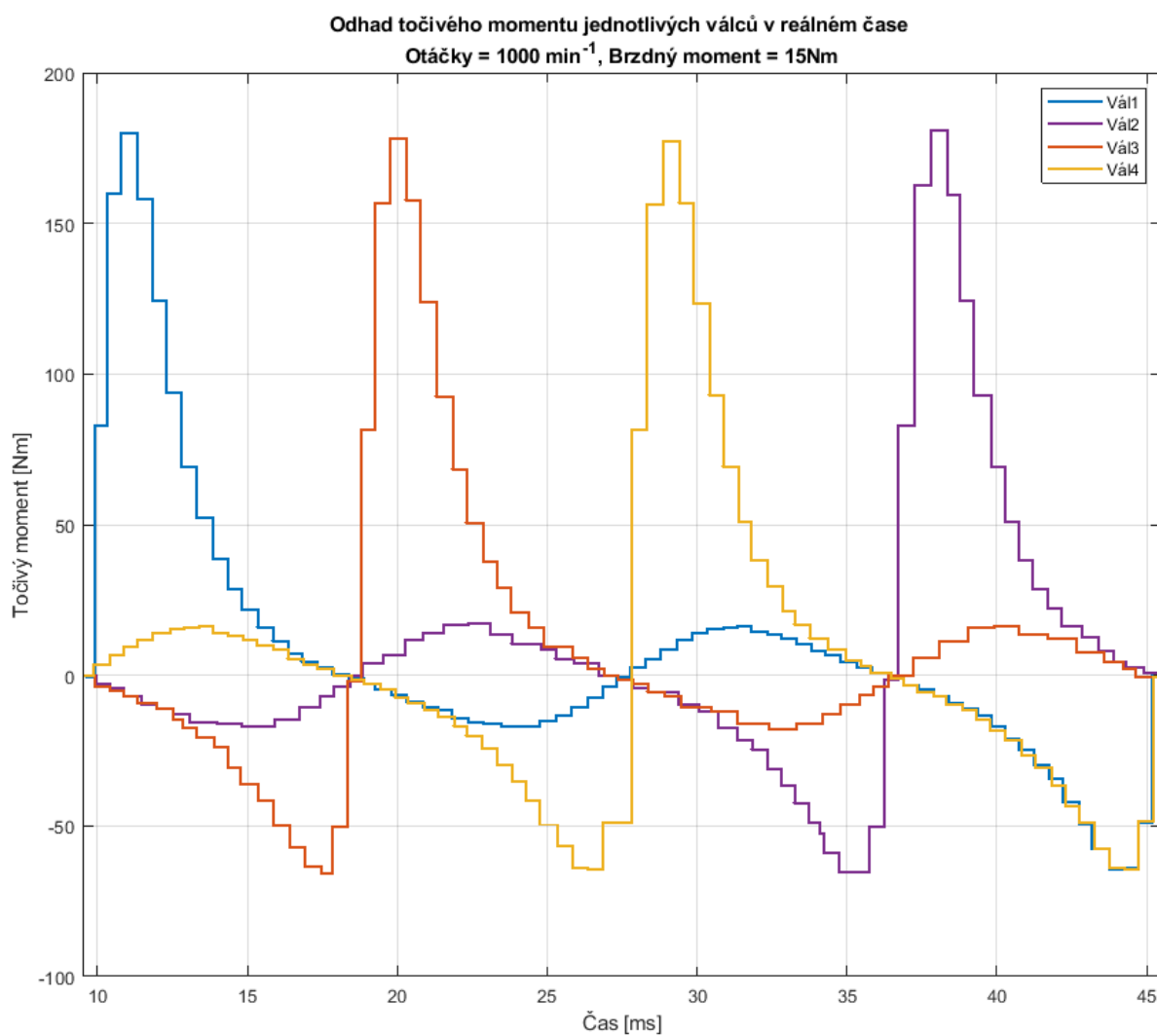
Pro výpočetní operace v reálném čase na skutečném motoru byly využity volné kapacity zařízení primárně sloužícího pro vysokorychlostní záznam dat, nicméně, které umožňuje doprogramování dalších operací přímo na platformě procesoru ARM Cortex-A9. Takto bylo dosaženo zpracování jednotlivých signálů i výpočetních operací v reálném čase na běžícím motoru. Všechny výsledky prezentované v této části jsou s rozlišením 36 bodů na

otáčku klikové hřídele a použitím Základní funkce 3 s odhadem koeficientů dle Subzákladní funkce 2 (viz Tab. 5 a Tab. 6).

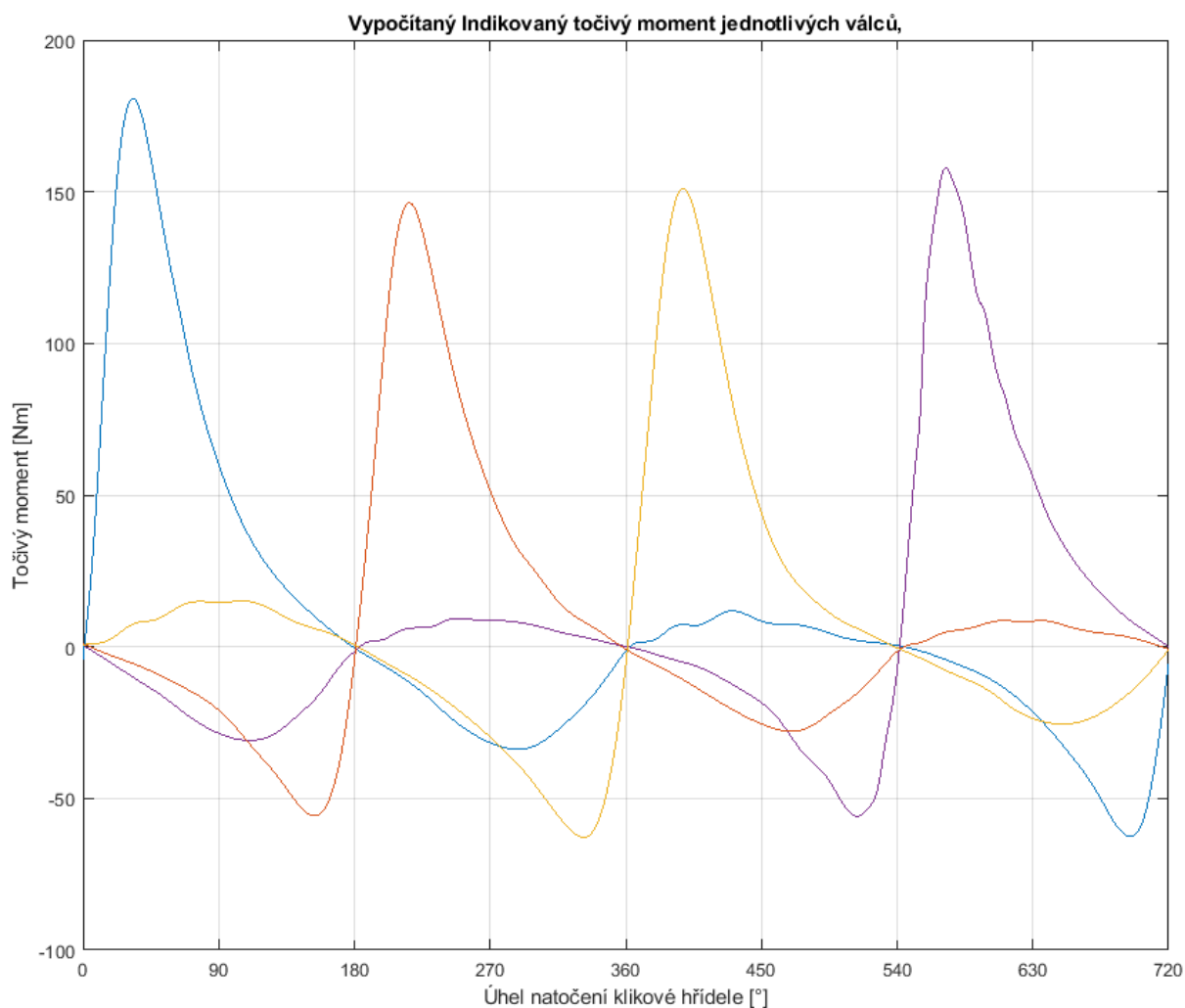


Obr. 29 Měření na motorové zkušebně

Odhad indikovaného točivého momentu pro jednotlivé válce je proveden použitím statistické metody. Jak již bylo zmíněno v předešlých částech této práce, koeficienty základní funkce pro odhad točivého momentu jsou předem odhadnuty a dále použity k odhadu indikovaného momentu v reálném čase. Poté, dosazením těchto koeficientů do základní funkce pro každou polohu klikové hřídele, kmitání rychlosti otáčení klikové hřídele a její zrychlení byl odhadnut indikovaný točivý moment. Obr. 30 znázorňuje příklad odhadnutého indikovaného točivého momentu v reálném čase, 1000 min^{-1} a 15 Nm zátěže. Dále je porovnán na Obr. 31 ke skutečnému indikovanému točivému momentu, změřenému již dříve na tomto motoru za stejných podmínek.

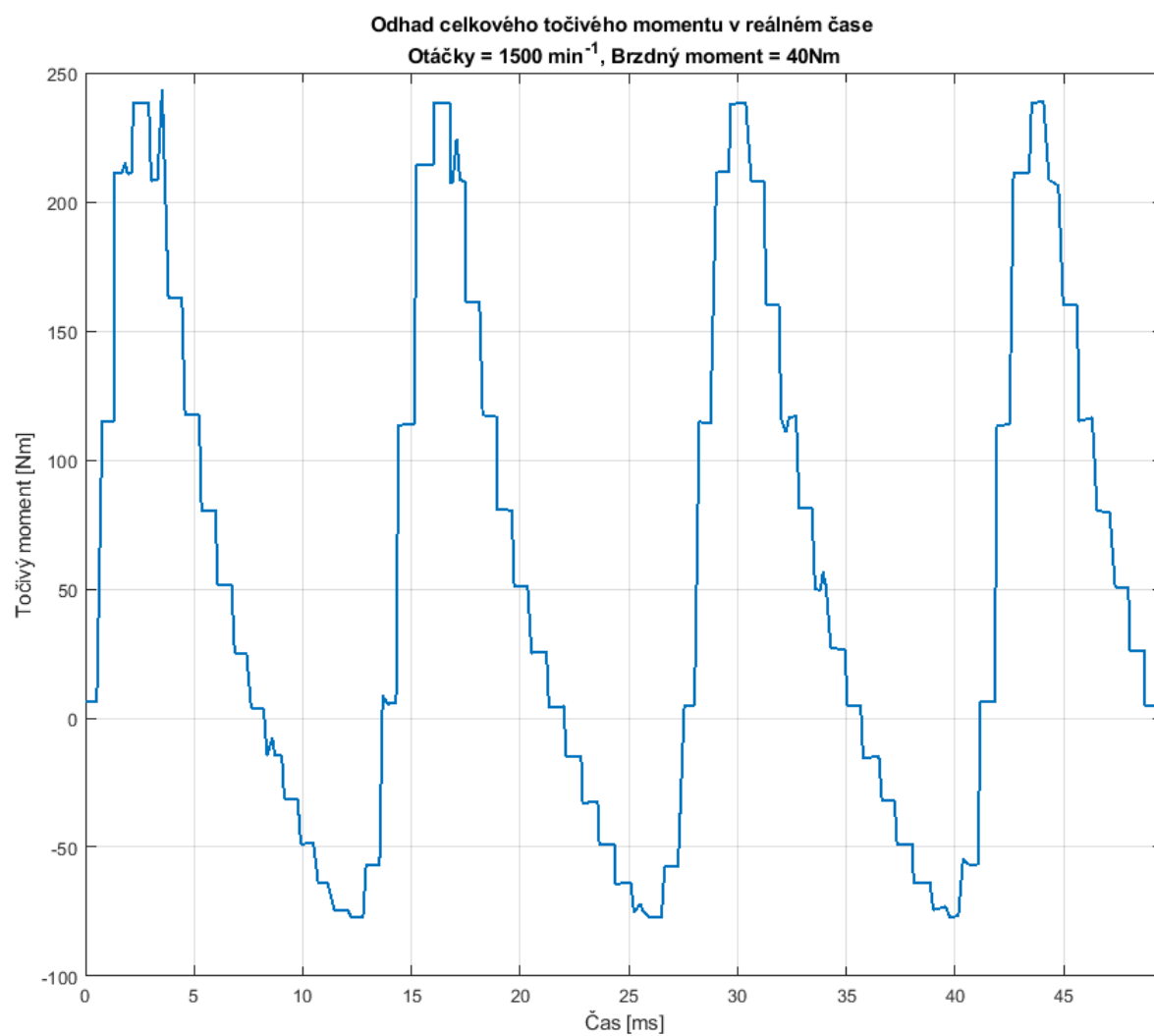


Obr. 30 Odhad točivého momentu v reálném čase pro jednotlivé válce

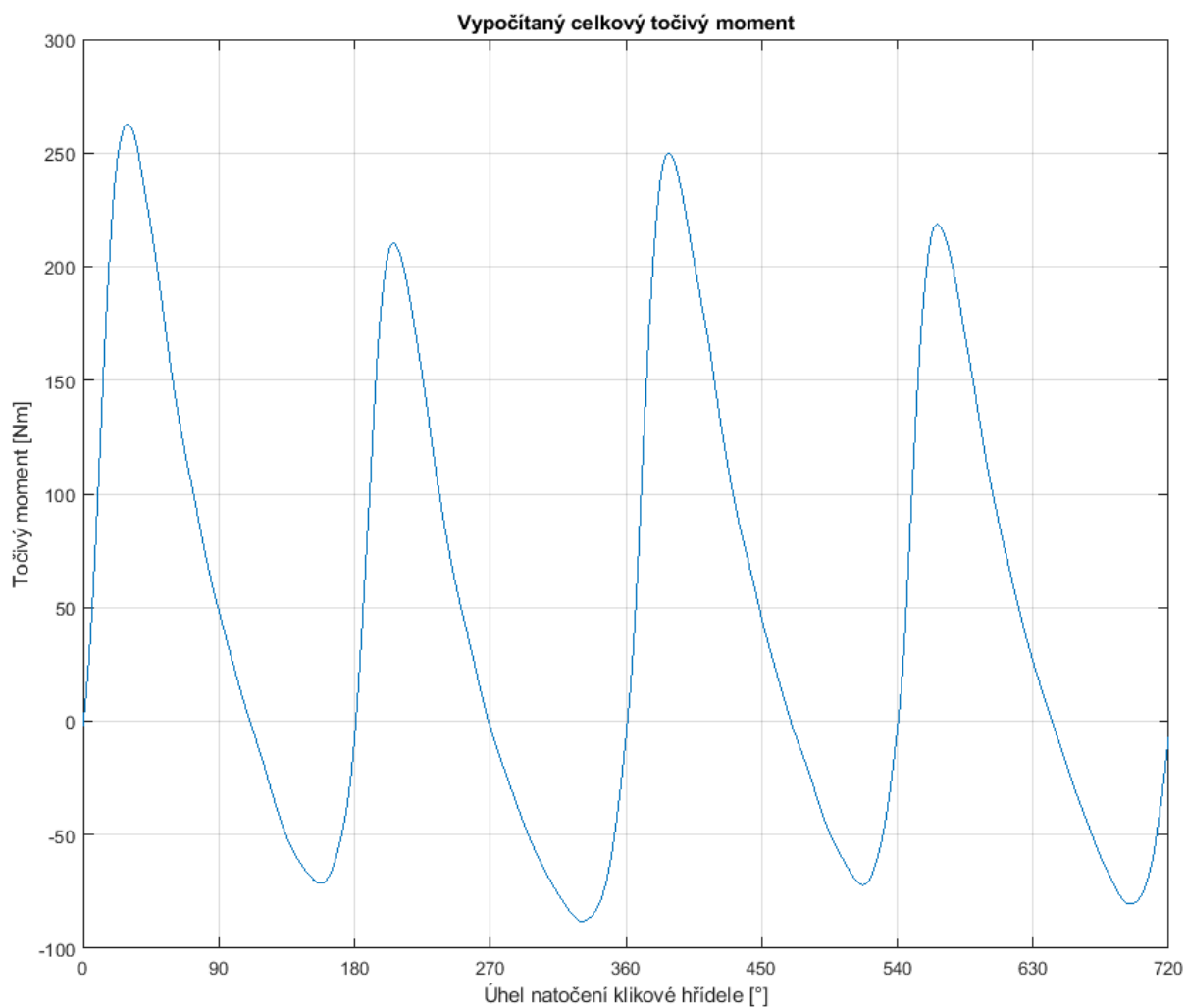


Obr. 31 Skutečné hodnoty indikovaného točivého momentu z měřených dat

Z těchto dvou obrázků je zřejmé, že indikovaný točivý moment lze úspěšně odhadovat i v reálném čase bez použití specifických snímačů použitím „Statistické metody odhadu“. Vyjma drobné pozitivní odchylky v oblasti maximálního momentu je odhadnutý točivý moment v dobré shodě se skutečným indikovaným točivým momentem. Tento typ odchylky lze případně kompenzovat použitím jiné základní a sub-základní funkce. Použitím stejné základní a sub-základní funkce jako pro odhad točivého momentu jednotlivých válců byl přímo odhadnut i celkový točivý moment pro všechny válce. Obr. 32 znázorňuje příklad celkového točivého momentu odhadovaného v reálném čase, 1500 min⁻¹ a 40 Nm zátěže. Pro porovnání na Obr. 33 jsou hodnoty skutečného indikovaného točivého momentu měřeném dříve na motoru za stejných podmínek. Opět je zřejmé, že celkový točivý moment všech válců lze odhadnout s dostatečnou přesností stejně jako točivý moment jednotlivých válců. Použitím relativně jednoduchých odhadovacích modelů jako jsou základní funkce 3 a sub-základní 2 lze stále dosáhnout dostatečně přesného odhadu při zachování malých výpočetních nároků na výpočetní systém pro realizaci v reálném čase.



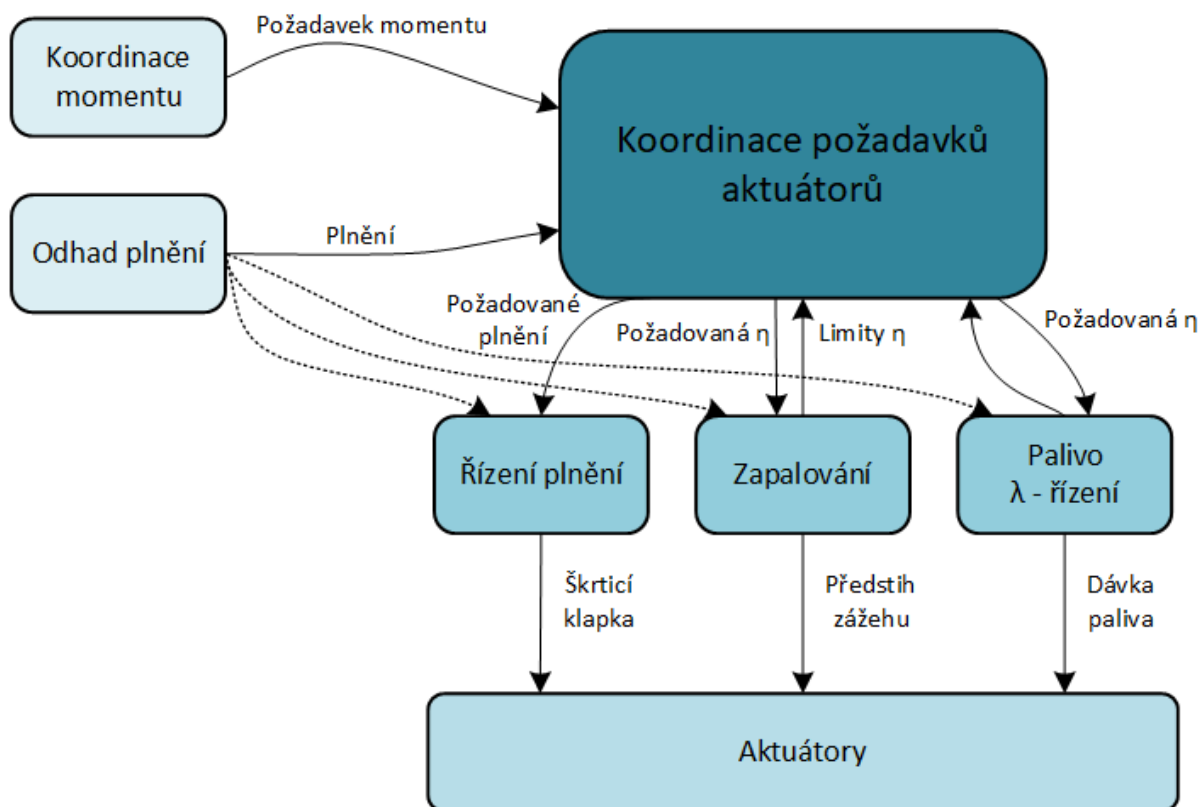
Obr. 32 Odhad indikovaného točivého momentu v reálném čase pro všechny válce



Obr. 33 Skutečné hodnoty indikovaného točivého momentu všech válců z měřených dat

5 ŘÍZENÍ MOTORU V ZÁVISLOSTI NA TOČIVÉM MOMENTU

Řízení motoru v závislosti na točivém momentu znamená, že točivý moment je hlavní společnou veličinou mezi řídicí jednotkou motoru a dalšími dílčími soustavami řízení pohonné jednotky.



Obr. 34 Struktura momentového řízení zážehového motoru

Na Obr. 34 je znázorněna základní struktura momentového řízení zážehového motoru. Hlavní proměnná „požadavek momentu“ je výchozí veličinou pro výpočet požadovaných cílových hodnot koncových „aktuátorů“ majících vliv na vznik točivého momentu. Například se jedná o polohu škrticí klapky, předstih zážehu či dávku paliva. Požadované hodnoty předstihu zážehu a směšovacího poměru jsou vyjádřeny jako jednotlivé součinitele účinnosti η , kde mají význam jako podíl aktuálního točivého momentu, při současném nastavení akčních členů, ku dosažitelnému točivému momentu, při optimálním nastavení akčních členů za daných podmínek. Nedílnou součástí je také stanovení horních a dolních mezí těchto součinitelů účinností pro předstih zážehu a dávku paliva, v rámci řídicích smyček. Koordinační modul řídicího systému vyhodnotí požadavek na součinitele účinnosti η_{zapal} a η_{λ} a v rámci jednotlivých dílčích řídicích modulů je pak tento požadavek převeden na požadované hodnoty předstihu zážehu a dávky paliva. [31]

$$\eta = \frac{\tau_{\text{aktual}}}{\tau_{\text{ideal}}} \quad (29)$$



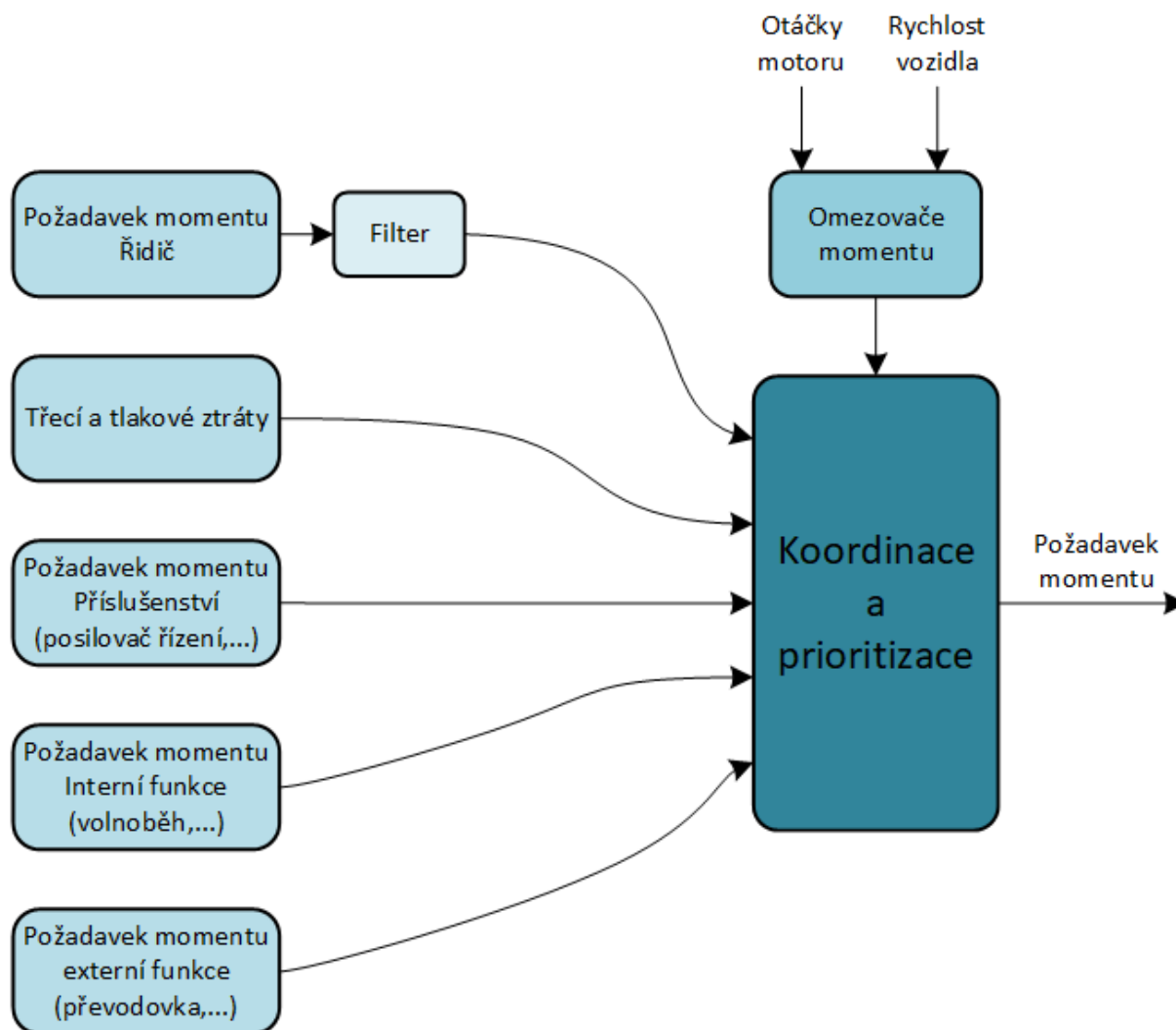
V následující části jsou popsány jednotlivé dílčí moduly uvažované řídicí struktury (Obr. 34).

5.1 KOORDINÁTOR TOČIVÉHO MOMENTU

Zásadní vliv na dobrou odezvu motoru vozidla má vztah mezi požadavkem točivého momentu od řidiče vozidla (polohy akceleračního pedálu) a reálné reakce motoru vozidla. Kvůli vlivům třecích ztrát motoru, či momentu spotřebovaném dalšími systémy vozidla jako jsou například posilovač řízení, dobíjení, či klimatizace není dodáváný moment motorem ekvivalentní momentu požadovaným řidičem, proto je nutné tuto rovnici doplnit o další komponenty mající vliv na odběr točivého momentu. Jednotlivé podsystémy mohou také vyžadovat specifické vyjádření točivého momentu. Například řízení volnoběhu vyžaduje rychlou změnu točivého momentu k řízení otáček motoru.

Většina moderních vozidlových řídicích systémů zahrnuje také podsystémy jako automatická či dynamická kontrola stability, řízení převodovky, které nutně ovlivňuje i řízení motoru, proto je nutné uvažovat i externí požadavky na točivý moment.

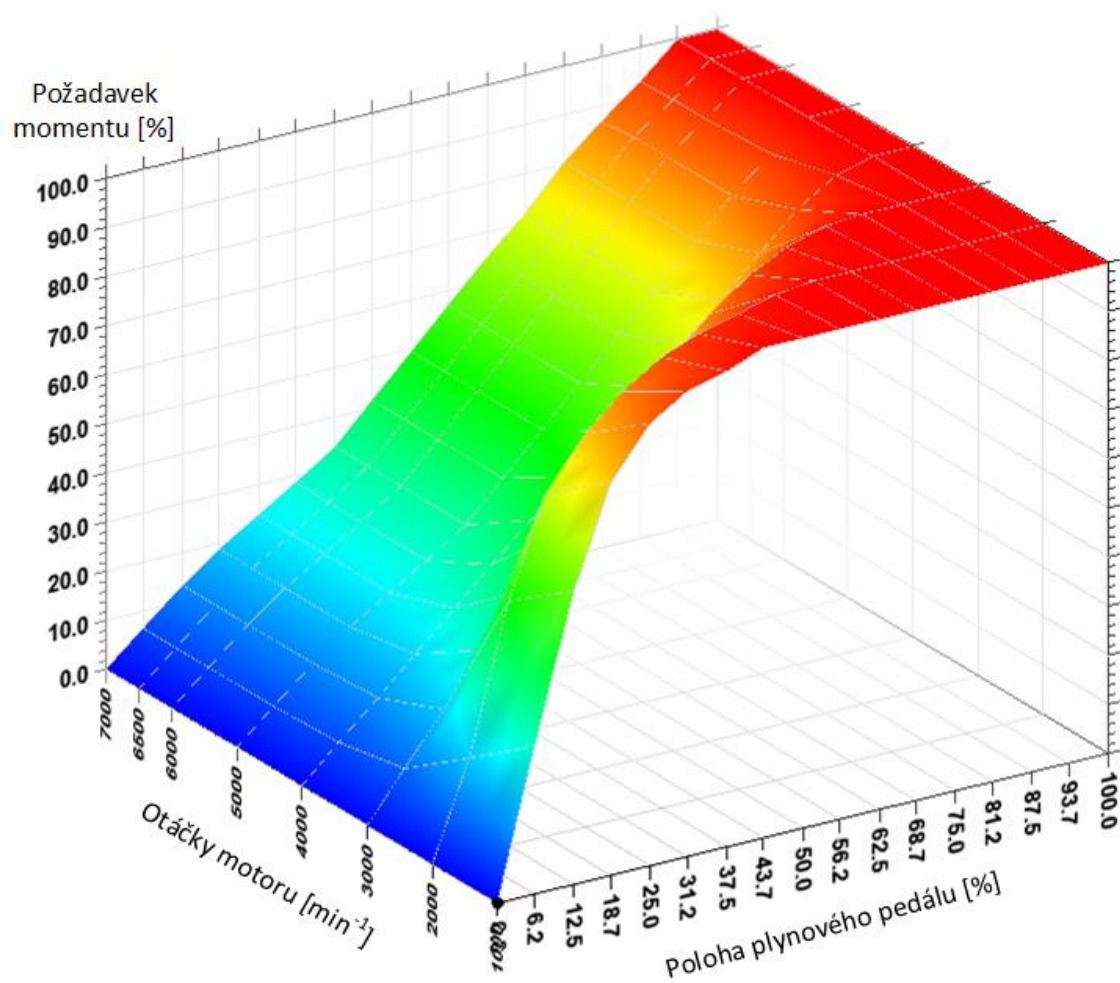
Všechny tyto požadavky jsou koordinovány a seřazeny dle priorit právě v koordinátoru točivého momentu. Výsledný požadavek točivého momentu je omezen fyzikálními limity a požadavky dalších podsystémů jako třeba řízení otáček motoru. (Obr. 35)



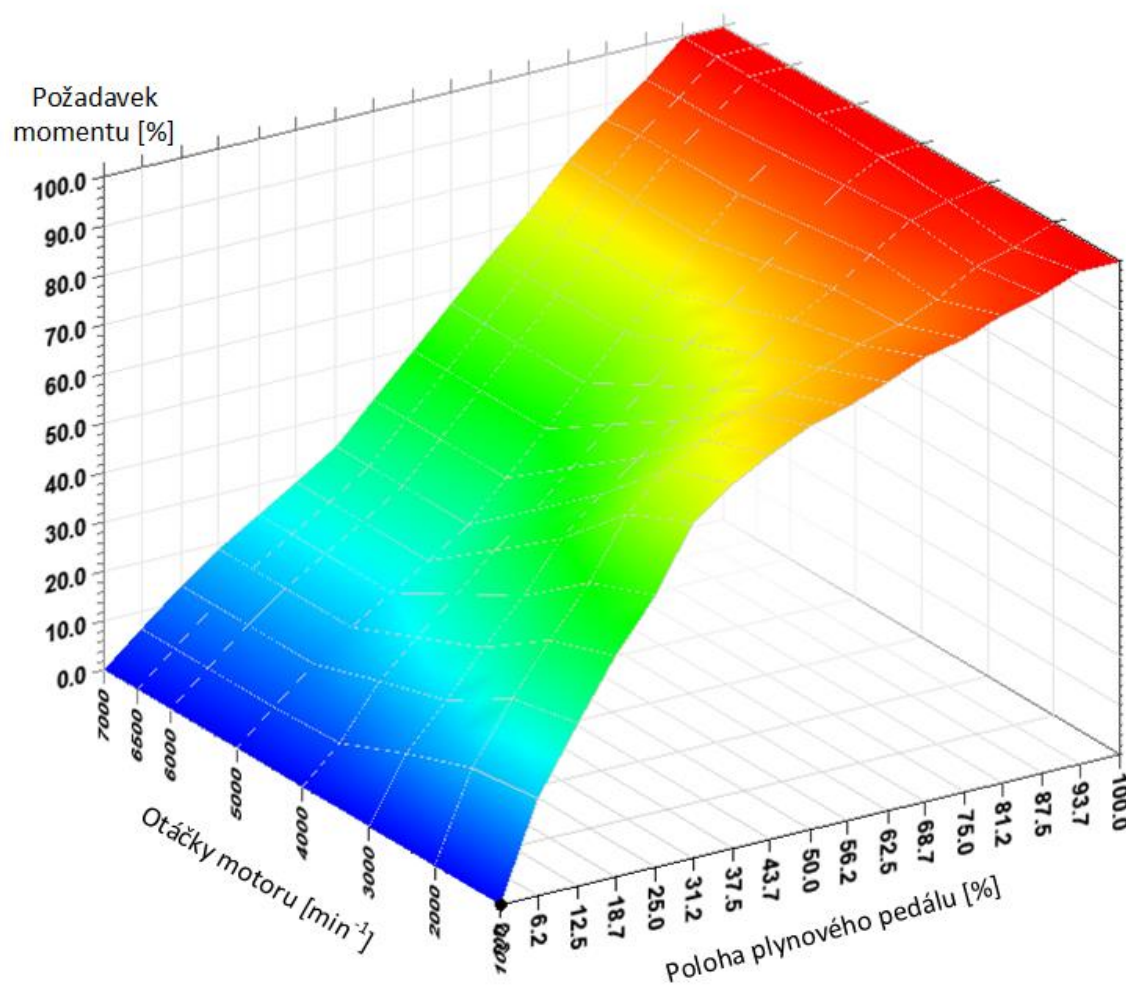
Obr. 35 Tok požadavku točivého momentu

5.1.1 POŽADAVEK ŘIDIČE

Požadavek řidiče je definován mapou polohy akceleračního pedálu v závislosti na otáčkách motoru. Jelikož je tento požadavek jediným spojením mezi polohou akceleračního pedálu a řízením motoru tak má zároveň hlavní vliv jakým způsobem vozidlo reaguje na povel řidiče. Tudíž změnou mapování polohy pedálu lze zásadně ovlivnit i chování vozidla. Na Obr. 36 a Obr. 37 jsou znázorněny příklady agresivnějšího mapování plynového pedálu například při sportovní jízdě nebo volnějšího chování pro vytrvalostní část jízdy.



Obr. 36 Agresivnější mapa akceleračního pedálu



Obr. 37 Volnější mapa akceleračního pedálu

5.1.2 TŘECÍ TLAKOVÉ ZTRÁTY

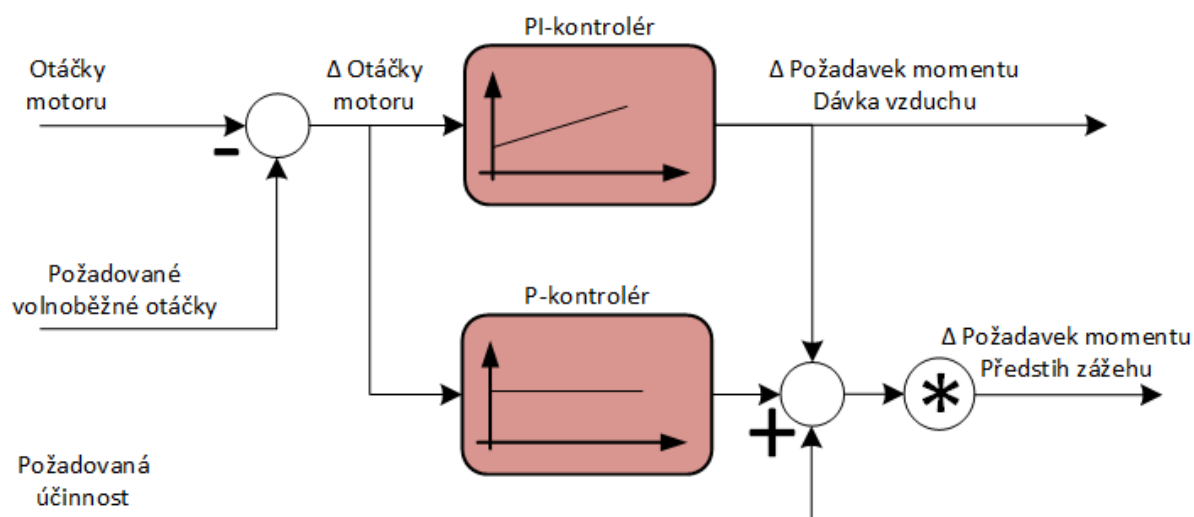
Mechanické tření je kompenzováno pomocí složky třecího momentu, která je definována v mapě tření závislé na teplotě motorového oleje a otáček motoru. Tlakové ztráty jsou uvažovány v mapě závislé na otáčkách motoru a množství nasávaného vzduchu.

5.1.3 INTERNÍ PODSYSTÉMY – ŘÍZENÍ VOLNOBĚHU

Proporcionálně integrální (PI) kontrolér je použit k řízení volnoběhu. Parametry řízení jsou vztaženy k rozdílu aktuálních otáček motoru ku požadovaným otáčkám. Výstupem je potom požadavek točivého momentu, který stabilizuje otáčky motoru v dané hodnotě.

$$\Delta N = N_{\text{aktual}} - N_{\text{požadovane}} \quad (30)$$

Je zapotřebí rozlišovat mezi dvěma základními požadavky točivého momentu: první který je dosažen množstvím nasávaného vzduchu a druhým který je ovlivněn předstihem zážehu. Vztah mezi požadavkem momentu z předstihu zážehu a momentem z množství nasávaného vzduchu je vyjádřen pomocí součinitelů účinností, které jsou dále korigovány dalším proporcionálním algoritmem (Obr. 38). K zajištění stabilního řízení otáček motoru musí být motor schopen zvýšit dodávaný moment velmi rychle. Obvyklým způsobem, jak toho dosáhnout je zvýšením předstihu zážehu. Aby tohoto bylo možné dosáhnout, tak je motor při volnoběhu úmyslně provozován se zpožděným předstihem zážehu. Tudíž je aktuální točivý moment nižší, než by teoreticky bylo možné dosáhnout při daném množství nasávaného vzduchu. Nicméně kvůli složení výfukových plynů a zejména jejich teplotě je nutné držet hodnotu zpoždění předstihu minimální. Koordinace dílčích požadovaných momentů je popsána dále.



Obr. 38 Řízení volnoběhu

5.1.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ

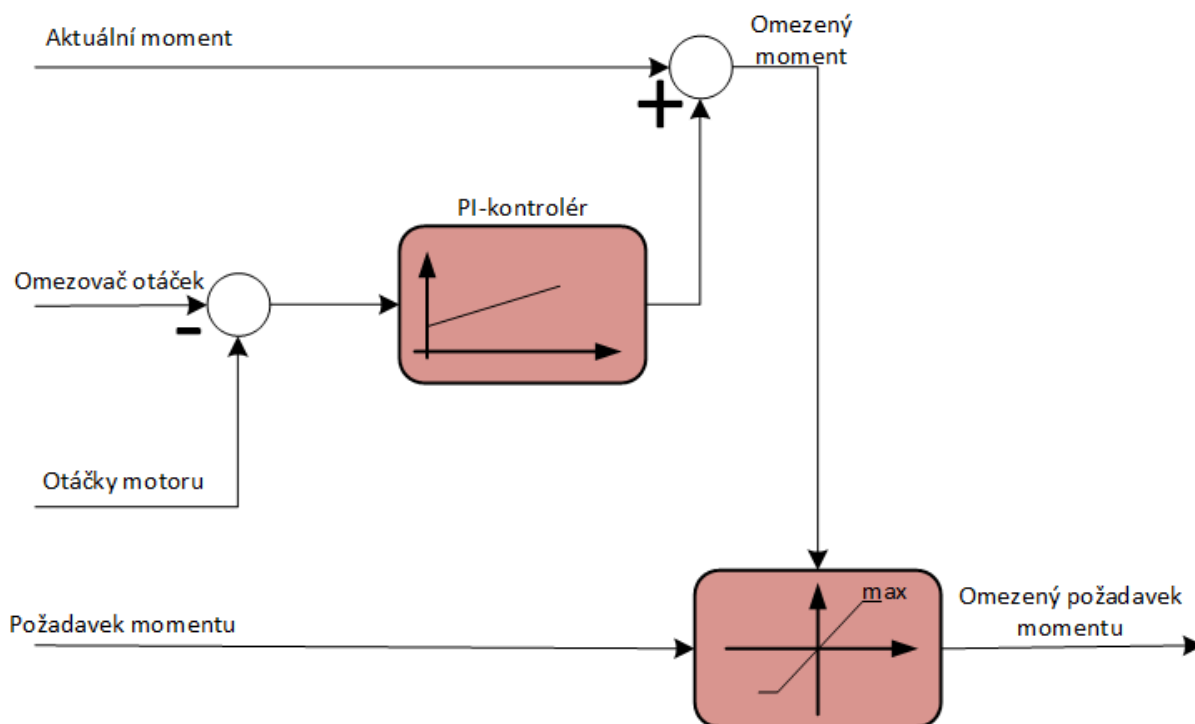
U současných vozidlových řídicích systémů je moment potřebný pro pohon příslušenství jako je posilovač řízení či alternátor nebo klimatizace přístupný přes datové sběrnice (např. CAN – Controller Area Network) nebo může být odvozen od určitého stavu příslušné komponenty. Taková hodnota je přímo použita jako korekce hlavního požadavku na točivý moment.

5.1.5 OMEZOVAČE TOČIVÉHO MOMENTU

Omezovač otáček motoru je realizován jako omezovač požadavku točivého momentu. V případě, kdy otáčky motoru překročí stanovenou horní hranici, pak PI regulátor závislý na zařazeném rychlostním stupni vyhodnotí rozdíl mezi aktuálními otáčkami motoru a povolenými otáčkami. Na základě toho řídicí systém vyhodnotí negativní korekci požadavku točivého momentu, který je následně připočten k hlavnímu požadavku

točivého momentu. Výsledkem toho je maximální točivý moment, který je možné dodat, aniž by došlo k překročení daných maximálních otáček motoru. (Obr. 39)

$$\Delta N = N_{omezovac} - N_{aktual} \quad (31)$$



Obr. 39 Omezovač točivého momentu

5.1.6 MODEL PLNĚNÍ MOTORU

Pro stanovení požadovaných hodnot dávky paliva a předstihu zážehu k dosažení požadovaného výstupního točivého momentu je nutné znát množství nasávaného vzduchu vyjádřeného jako hmotnostní průtok vzduchu motorem. Tato hodnota je dále normalizována dle norem (například SAEJ1349 nebo DIN70020) na normální podmínky a vyjádřena jako hmotnostní průtok na jeden válec v poměru k maximálnímu průtoku za normálních podmínek. Taková veličina je nazývána jako relativní plnění.

Tab. 7 Normální atmosférické podmínky

	DIN70020	SAE J 1349	ISO 1585
Normální teplota [K]	293	293	298
Normální tlak [mbar]	1013	990	1000



Ke stanovení směšovacího poměru je nutné znát hmotnostní průtok vzduchu nasátého do válce motoru. Za známého tlaku v sání lze tento průtok vyjádřit jako model pístového hydraulického čerpadla. [32]

$$\dot{m}_{valce} = \eta_{pl}(p_{sani}, N, t_{motoru}) \cdot \frac{V_{zd}}{2} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{p_{sani}}{r \cdot t_{sani}} \quad (32)$$

kde:

$\dot{m}_{valce}$	[kg/s]	hmotnostní průtok vzduchu nasátého do válce
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost
p_{sani}	[Pa]	tlak v sání
V_{zd}	[m ³]	zdvihový objem
N	[min ⁻¹]	otáčky motoru
r	[J.K ⁻¹ .kg ⁻¹]	specifická plynová konstanta
t_{sani}	[K]	teplota v sání

Tlak v sání lze odvodit ze stavové rovnice ideálního plynu jako:

$$p_{sani} = (rc_{valce} - rc_{sani}) \cdot f_{c_{tep_sani}} dt \quad (33)$$

kde:

rc_{valce}	[%]	relativní plnění válce
rc_{sani}	[%]	relativní plnění za škrticí klapkou
$f_{c_{tep_sani}}$	[-]	korekce změn teploty v sání

Relativní plnění za škrticí klapkou je odvozeno z polohy škrticí klapky. Vztah mezi polohou škrticí klapkou a hmotnostním průtokem vzduchu škrticí klapkou je popsán jako:

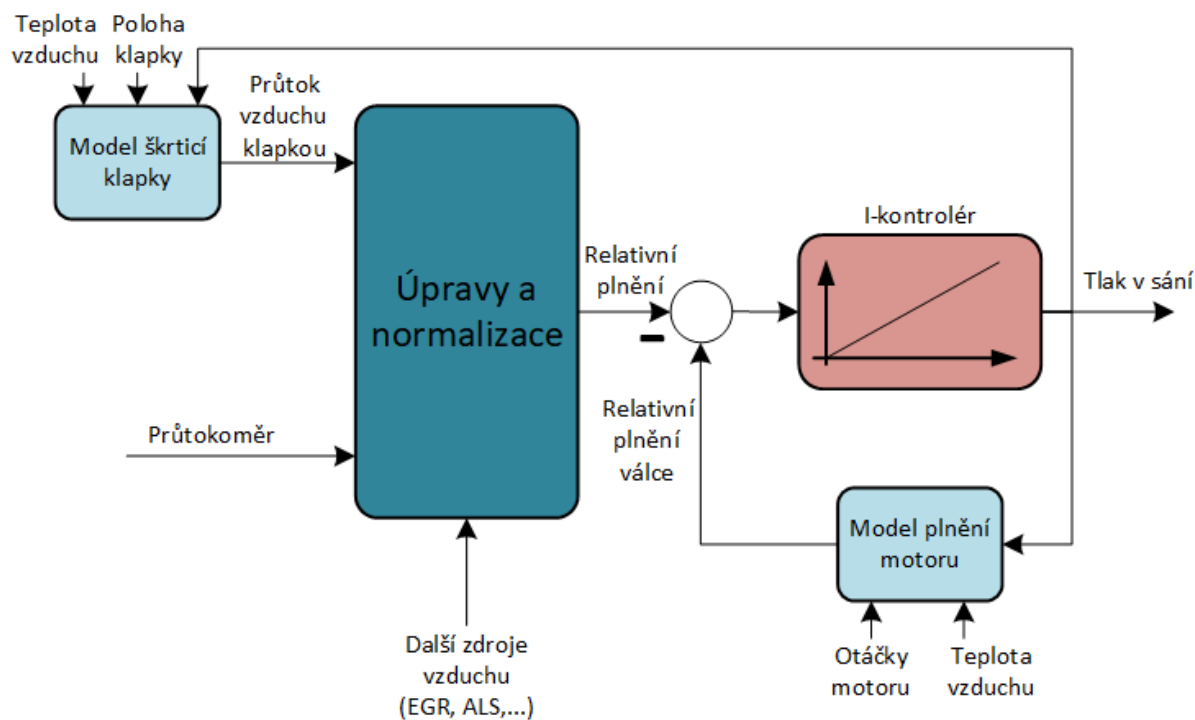
$$\dot{m}_{kl} = f_1(\alpha_{kl}) \cdot \frac{p_{amb}}{\sqrt{t_{amb}}} \cdot f_2\left(\frac{p_{sani}}{p_{amb}}\right) \quad (34)$$

kde:

$\dot{m}_{kl}$	[kg/s]	hmotnostní průtok vzduchu škrticí klapkou
α_{kl}	[°]	plnicí účinnost
p_{sani}	[Pa]	tlak v sání
p_{amb}	[Pa]	atmosférický tlak
t_{amb}	[K]	teplota vzduchu

Funkce f_1 a f_2 jsou parametrické tabulky závislosti polohy škrticí klapky a poměru mezi tlakem v sání a atmosférickým tlakem. Pro snížení výpočetní náročnosti kontroléru je vliv teploty vzduchu také popsán pomocí tabulky. Takto popsané plnění škrticí klapkou je nezávislé od speciálních senzorů. Pro zpřesnění je vozidlo také vybaveno snímačem tlaku v sání a měřením průtoku nasávaného vzduchu. Kombinací měřených veličin

s vypočtenými je dosaženo vyšší spolehlivosti systému. Výsledky obou přístupů se liší zpravidla v přechodových stavech. Pro rostoucí hodnoty zatížení lze pozorovat, že vypočtený průtok z polohy škrticí klapky dosahuje vyšší přesnosti než průtokoměr. [33]



Obr. 40 Model plnění motoru

Obr. 40 znázorňuje celkovou strukturu modelování plnění motoru.

5.1.7 KOORDINACE POŽADAVKŮ NA AKČNÍ ČLENY

Množství nasávaného vzduchu, předstih zážehu a směšovací poměr jsou ty proměnné, které v důsledku určují hodnotu indikovaného točivého momentu motoru. Vztah mezi nominálním točivým momentem, kterého lze dosáhnout pro daný stav motoru a požadovaným momentem je vyjádřen jako:

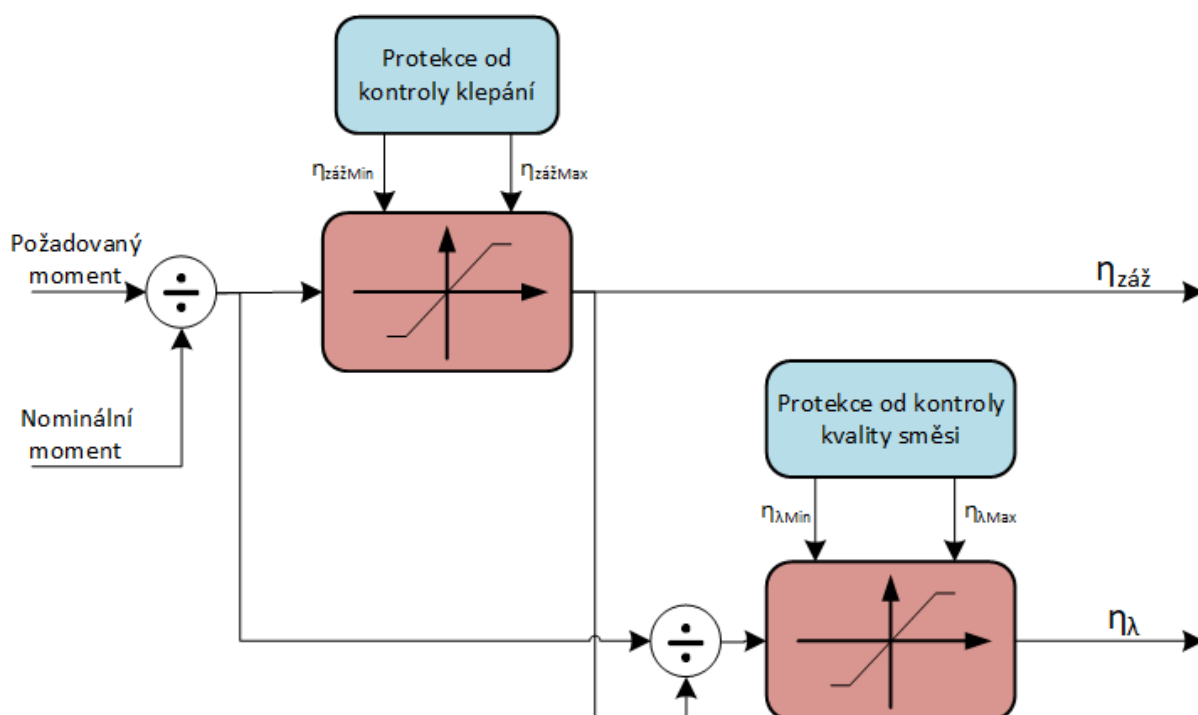
$$\tau_{poz} = \tau_{nom} \cdot \eta_{zapal} \cdot \eta_{\lambda} \quad (35)$$

kde:

τ_{poz}	[Nm]	požadovaný točivý moment
τ_{nom}	[Nm]	nominální točivý moment za optimálních podmínek
η_{zapal}	[-]	součinitel účinnosti předstihu zážehu
η_{λ}	[-]	součinitel účinnosti směšovacího poměru

Součinitele účinnosti akčních členů lze popsat pomocí matematických modelů. Pro zjednodušení a snížení výpočetní náročnosti jsou použité parametrizované tabulky získané z reálných měření.

Momentová rovnice je použita ke koordinaci požadovaných hodnot motorových akčních členů. Obvykle je žádoucí plně dosáhnout požadovaného točivého momentu změnou množství nasávané směsi při zachování optimálního směšovacího poměru a předstihu zážehu. Nicméně pro korigování určitých odchylek mezi požadovaným momentem a tím nominálním je nutné pozměnit i účinnosti směšovacího poměru a předstihu zážehu.



Obr. 41 Vztah mezi momentem a účinnostmi

S ohledem na koordinaci akčních členů je stále nutné rozlišit dva hlavní typy požadavků na točivý moment. Změny momentu pro krátký časový interval a dlouhodobé změny požadavku točivého momentu.

Dlouhodobější změny vyžadují, aby realizace požadavku točivého momentu postupně proběhla prostřednictvím množství nasávaného vzduchu tak, aby motor běžel v optimálním směšovacím poměru i předstihu zážehu. Požadavek na relativní plnění je definován v mapě plnění v závislosti na otáčkách motoru a požadovaném momentu.

Požadavky na rychlé změny točivého momentu nelze obvykle realizovat změnou množství nasávané směsi. Škrtecí klapka vyžaduje určitý čas k dosažení dané polohy stejně jako setrvačnost nasátého vzduchu v sacím potrubí způsobují značné zpoždění systému, což v důsledku zapříčiní velmi pomalou reakci změny točivého momentu. Tudíž zejména pokud je požadavek na snížení točivého momentu, k dosažení požadované

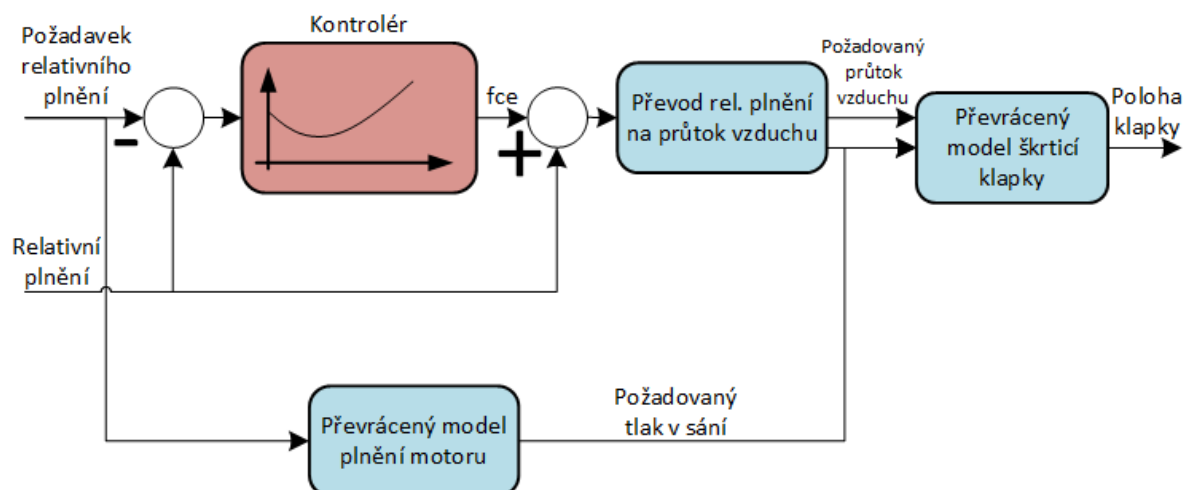


hodnoty točivého momentu je nejprve aplikována změna předstihu zážehu či směšovacího poměru. Na Obr. 41 je znázorněn způsob vyhodnocení požadovaných součinitelů účinností akčních členů. Na počátku vyhodnocování algoritmu je uvažováno, že úplná změna točivého momentu bude dosažena pomocí změny předstihu zážehu. Takovým způsobem bude podíl požadovaného a nominálního točivého momentu vyjádřen jako požadavek změny součinitele účinnosti předstihu zážehu, který je dále omezen svými horními a dolními limity. Tyto meze jsou stanoveny tak, aby se předešlo klepání motoru (detonačnímu spalování) či naopak nadměrnému přehřátí výfukových plynů. Jsou specifikovány v mapách součinitele účinnosti předstihu zážehu závislých na otáčkách a zatížení motoru a určují nejmenší a největší povolenou hodnotu předstihu zážehu. V případě, že požadovaný předstih zážehu je stanoven mimo povolený rozsah tak není možné za daných podmínek dosáhnout požadovaného točivého momentu pouze změnou předstihu zážehu. Proto se dále použije nejvyšší povolená hodnota změny předstihu zážehu a přistoupí se k další úpravě, a to změny součinitele účinnosti směšovacího poměru. Potom, co jsou známy dané součinitele účinnosti předstihu zážehu a směšovacího poměru stanoví se jejich absolutní hodnoty použitím převrácených map součinitelů účinností. V případě, že daný požadavek točivého momentu setrvá, tak dojde k úpravě množství nasávaného vzduchu, za současného přechodu účinností předstihu zážehu a směšovacího poměru zpět, do optimálních hodnot. [34]

Krátkodobé změny požadavku točivého momentu jsou dosaženy exkluzivně změnou předstihu zážehu. K zajištění dostatečného rozsahu pro změny předstihu zážehu v různých jízdních režimech (např. řízení volnoběhu) je vliv součinitele účinnosti předstihu zážehu zvyšován za současného snižování vlivu nasávaného vzduchu. V tomto případě je možné rychle reagovat na požadavek navýšení točivého momentu rychlým zvýšením předstihu zážehu.

5.1.8 ŘÍZENÍ PLNĚNÍ

Ze známých hodnot požadovaného relativního plnění, je stanovena požadovaná absolutní poloha škrticí klapky. V prvním kroku je požadavek na relativní plnění převeden na požadavek hmotnostního průtoku nasávaného vzduchu. Toho je dosaženo použitím převráceného modelu sání motoru popsaného v přechozí kapitole, což zároveň umožňuje určit i požadovaný tlak v sání. Obě tyto veličiny jsou dále zpracovány v modelu průtoku škrticí klapkou, který je převráceným modelem relativního plnění za škrticí klapkou. Výstupem tohoto výpočtu je požadovaná absolutní hodnota škrticí klapky.



Obr. 42 Řízení plnění

Pro řízení relativního plnění ve statických i přechodových režimech je použita smyčka s dopřednou vazbou, jak je znázorněno na Obr. 42. Parametry PID regulátoru jsou stanoveny v mapách závislých na otáčkách motoru, čímž je řízení adaptováno pro různé režimy motoru. Výstup této smyčky je přidán jako korekce požadavku na relativní plnění.

Řízení škrticí klapky je také realizováno prostřednictvím PID regulátoru. Pro odstranění zadrhávání, které se může projevit v určitých pozicích klapky je požadavek polohy škrticí klapky buzen kmitáním na frekvenci 1kHz. [35]

5.1.9 DÁVKOVÁNÍ PALIVA

Použití širokopásmového měření zbytkového kyslíku ve výfukových plynech (snímač lambda) jako zpětné vazby a odhadu plnění umožňuje stanovit také hmotnostní průtok paliva. Dávka paliva v přechodových stavech je kompenzována impulzním přírůstkem paliva na základě rychlosti pohybu škrticí klapky. Dále je tento přírůstek kompenzován jednoduchým modelem smáčení stěn sacího potrubí pro případy změny dávky paliva. Obě tyto korekce jsou závislé na otáčkách motoru, jeho teplotě a teplotě nasávaného vzduchu.

5.1.10 PŘEDSTIH ZÁŽEHU

Výchozí veličinou je mapa optimálního předstihu zážehu, ze které se stanoví předstih pro daný pracovní bod motoru. Takto získaná hodnota se dále upraví dle požadovaného součinitele účinnosti předstihu zážehu. Takto získaný předstih zážehu je vyjádřen jako:

$$\alpha_{zap} = f_1(N, rc) - f_2(\eta_{zapal}) \quad (36)$$

kde:

α_{zap}	[°]	předstih zážehu
f_1	[-]	funkce optimalizovaného předstihu zážehu
f_2	[-]	funkce změny předstihu zážehu
N	[min ⁻¹]	otáčky motoru
rc	[%]	relativní plnění
η_{zapal}	[-]	součinitel účinnost předstihu zážehu



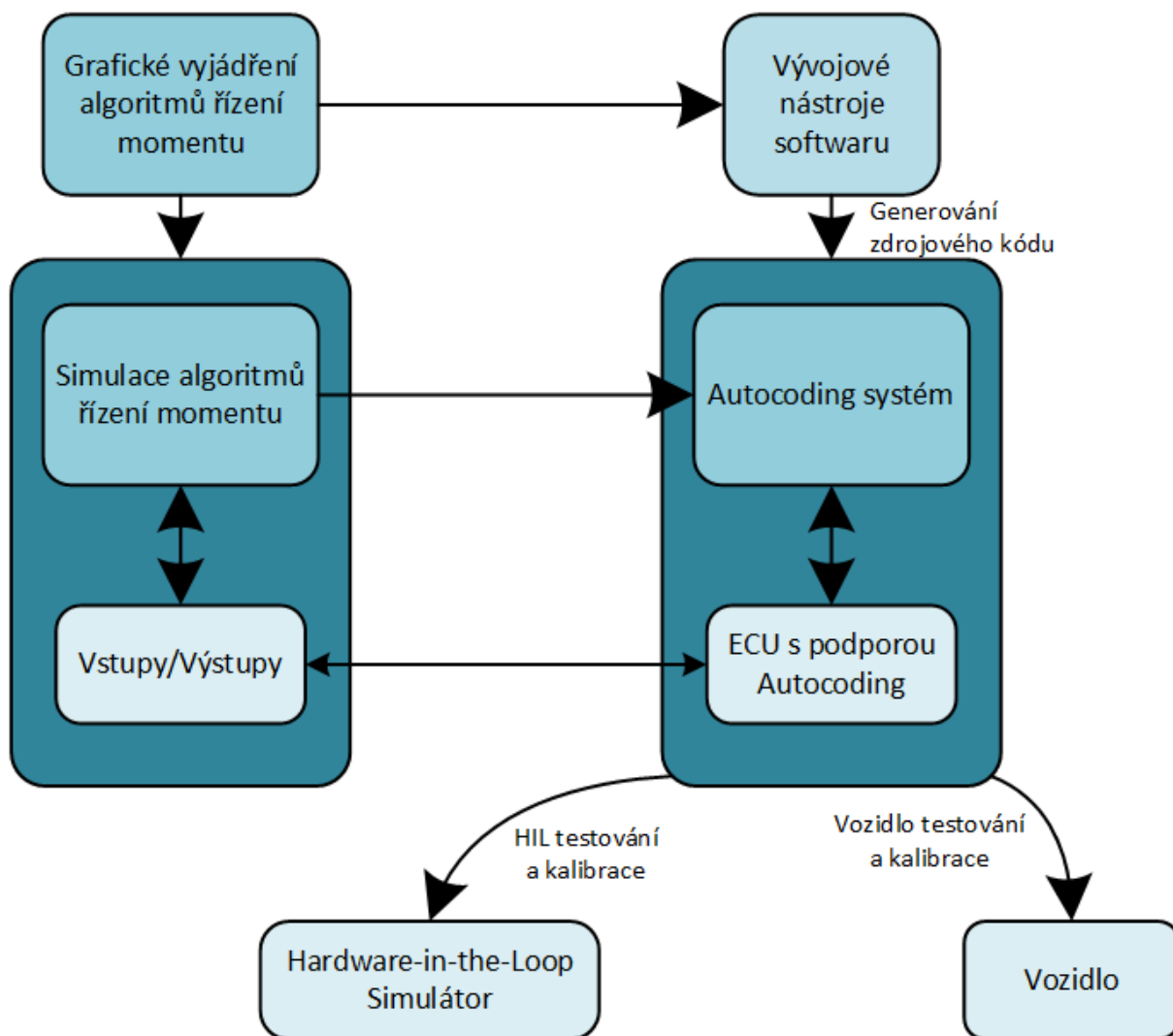
5.2 VÝVOJOVÉ PROSTŘEDÍ A KALIBRACE SYSTÉMU

Algoritmy řízení jsou definovány graficky vývojovými digramy, které jsou pomocí vývojového SW kompilovány přímo do mikro-kontroléru. Je zvolena modulární architektura systému včetně stavového řadiče, který přepíná mezi jednotlivými módy motoru, např. řízení předstihu, jízda, omezovač rychlosti.

Strategie je implementována na otevřeném řídicím systému. Pro připojení vstupů a výstupů je použita vývojová řídicí jednotka jejímž jádrem je dvojice mikroprocesorů ARM Cortex-A9. K zajištění kompatibility základních modulů pro řízení vozidlových systémů jako jsou časově či událostmi řízené procesy je použit vhodný operační systém jako základní vrstva softwarové architektury. Hardwarová vrstva vychází ze základní definice dostupné řídicí jednotky. Tato vrstva zpřístupňuje jednotlivé řadiče dílčích modulů a zároveň poskytuje nezávislé rozhraní k řídicím strategiím. Komunikace mezi jednotlivými procesory je realizována prostřednictvím dvou portové RAM paměti (DPRAM). [36]

Řídicí systém je validován a testován pomocí hardware-in-the-loop (HIL) simulátoru. Model je parametrizován pro dané vozidlo, které je použito pro vývoj této strategie. Základní nastavení je také realizováno za použití HIL technologie. [37]

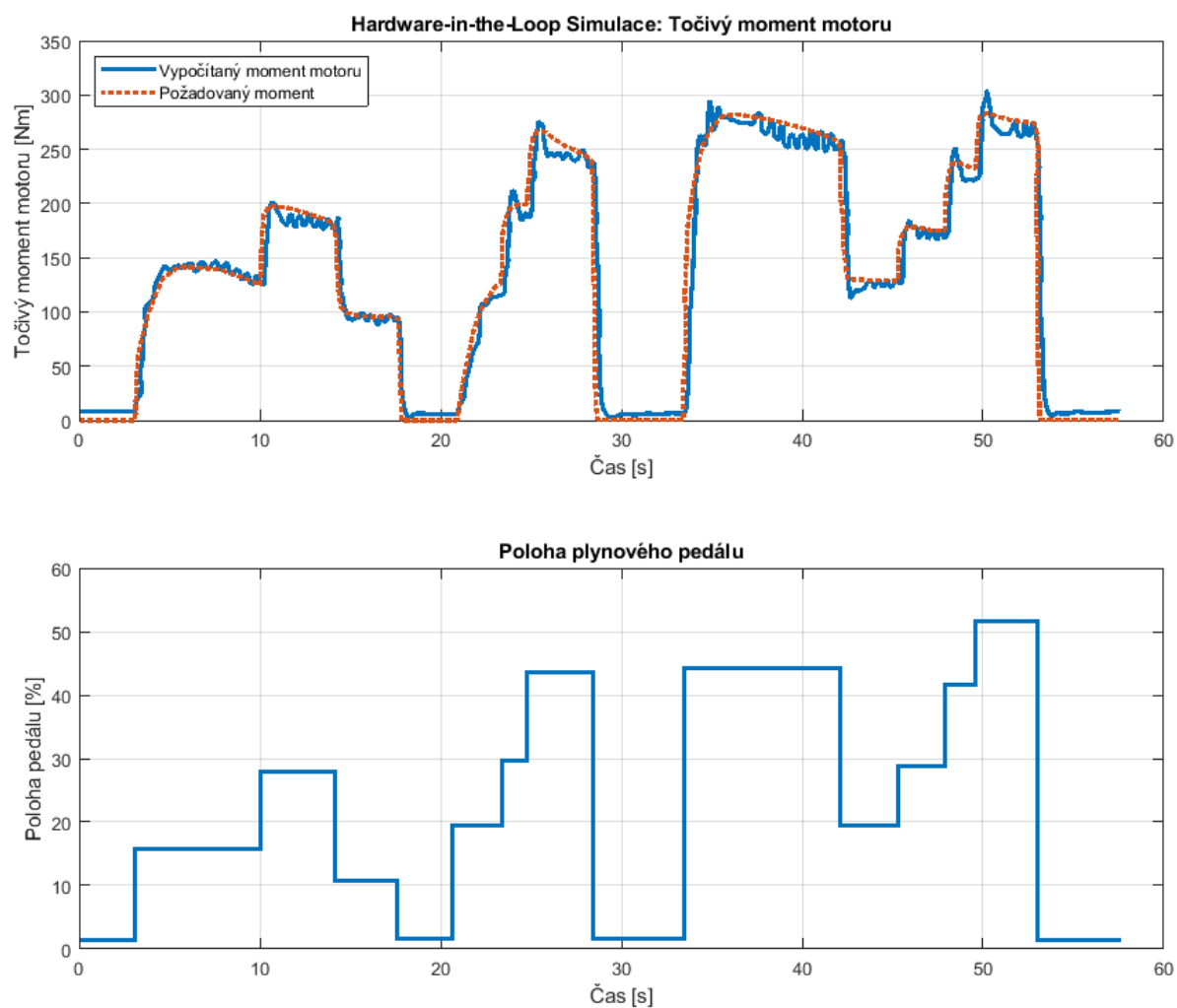
Schématické znázornění vývojového prostředí a systémové architektury je znázorněno na Obr. 43.



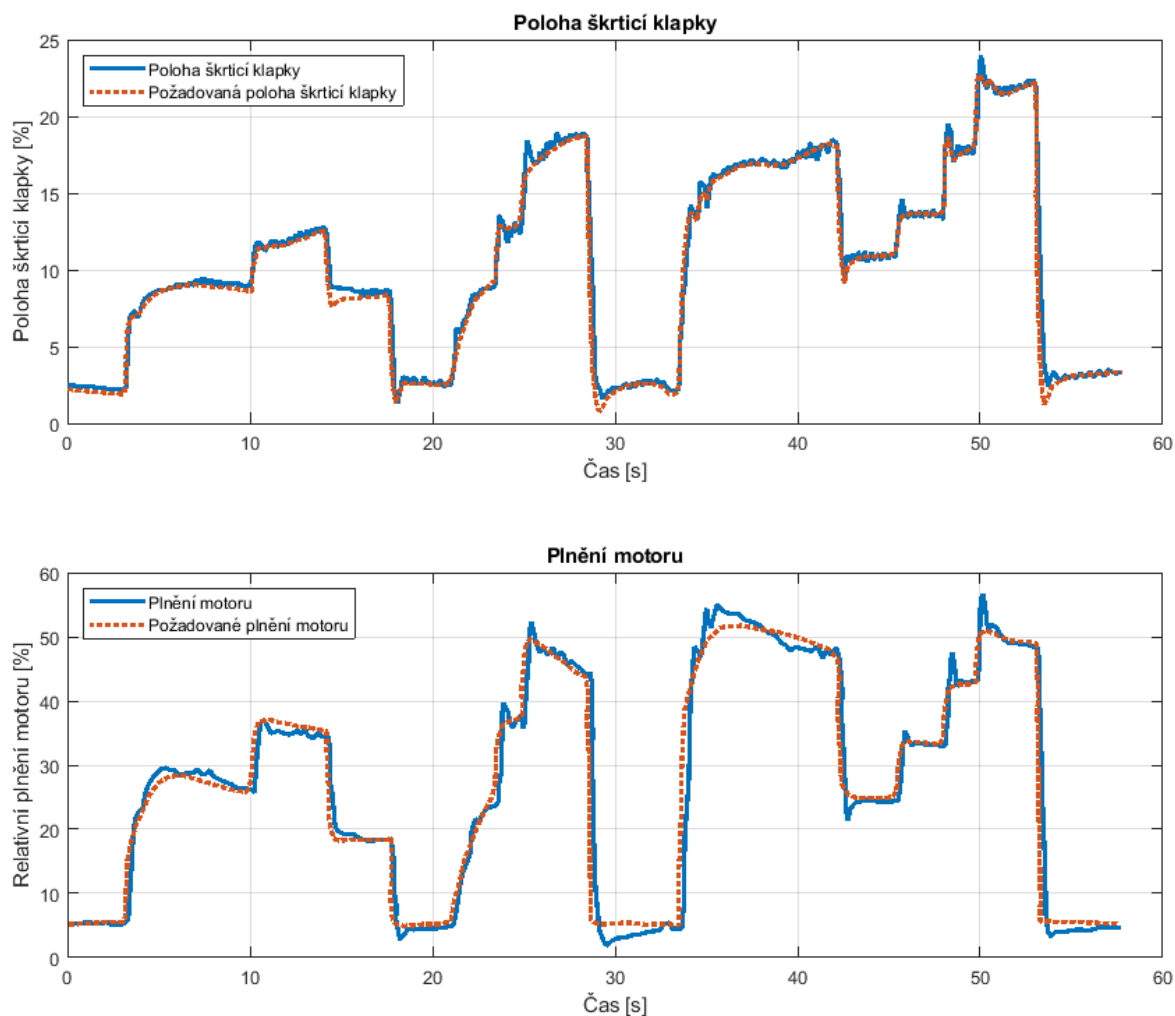
Obr. 43 Vývojové prostředí

Výsledky simulace

Výsledky validace algoritmu s vozidlovým simulátorem jsou znázorněny na Obr. 44 a Obr. 45. Na Obr. 44 je možné vidět bližší korelaci mezi požadavkem točivého momentu a aktuálním točivým momentem motoru. Pro výpočet točivého momentu je použit vztah vyjádřený v předchozích kapitolách. Obr. 45 ukazuje příslušnou polohu škrticí klapky a relativní plnění.



Obr. 44 HIL Simulace: Požadavek na točivý moment a simulovaný moment



Obr. 45 HIL Simulace: poloha škrticí klapky a relativní plnění

5.3 APLIKACE NA VOZIDLE

Tato strategie je zkoušena na vozidle s atmosféricky plněným čtyřválcovým motorem o objemu 1999cm³. Pro tyto zkoušky je vozidlo navíc vybaveno následovně:

- Univerzální propojka, která umožňuje rychlou výměnu mezi standardní řídicí jednotkou a vývojovou
- Další baterií pro napájení vývojových systémů
- Snímačem točivého momentu na výstupu z motoru
- Snímači průtoku paliva

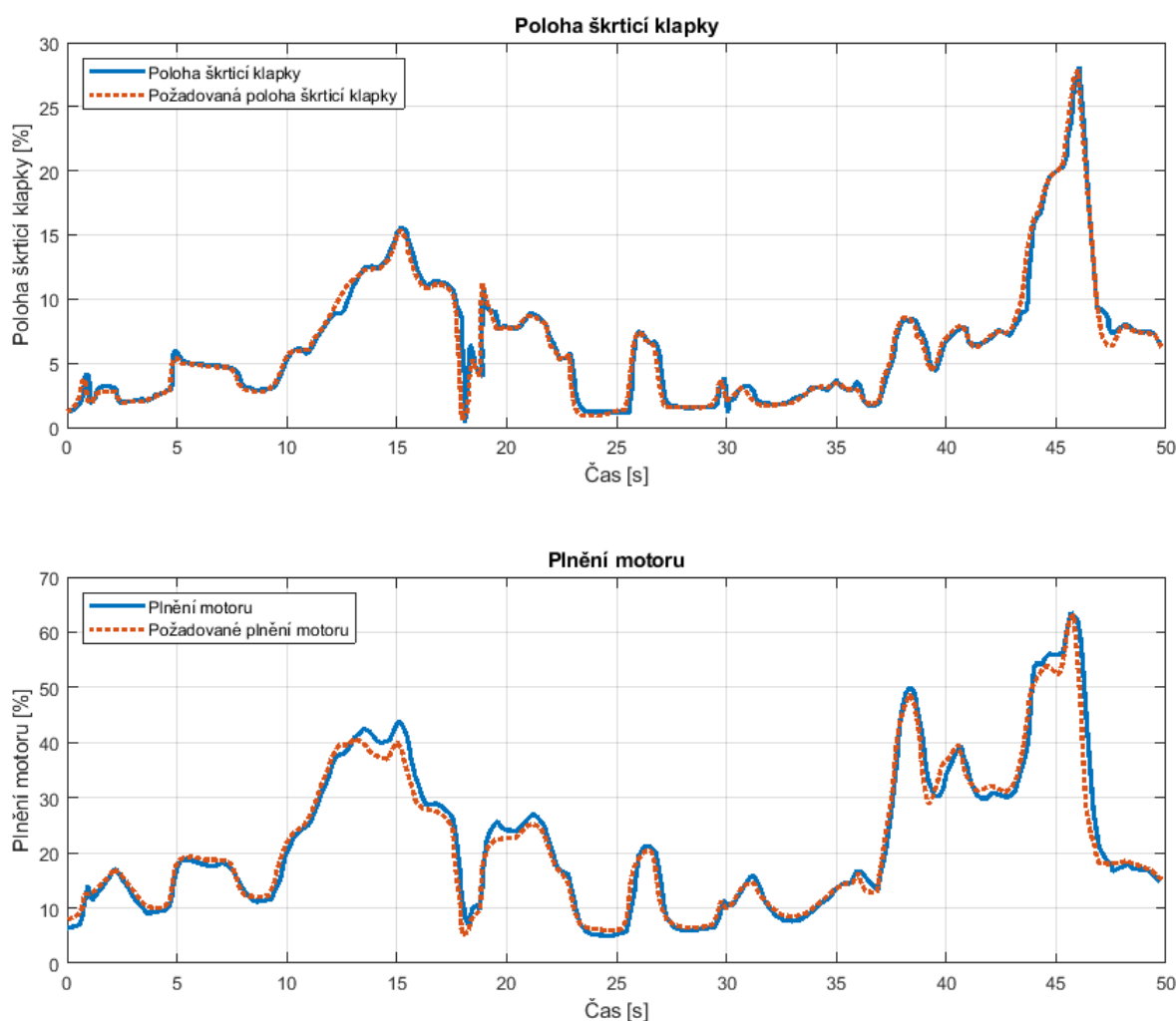
Snímače točivého momentu a průtoku paliva jsou použity k vývojovým účelům. Tyto signály jsou použity ke kalibraci systému, nicméně nejsou uvažovány v rámci řídicích algoritmů.

Validace funkčnosti systému byla provedena v rámci HIL simulátoru, tudíž náročnost převedení tohoto systému na vozidlo je závislá na kvalitě použitého modelu vozidla a

citlivosti algoritmů na změny v systému. Řídicí strategie jsou jen minimálně pozměněny k oživení vozidla, které je dále kalibrováno na zkušební stoli. Nutné změny jsou nejprve ověřeny na simulátoru před jejich použitím na vozidle.

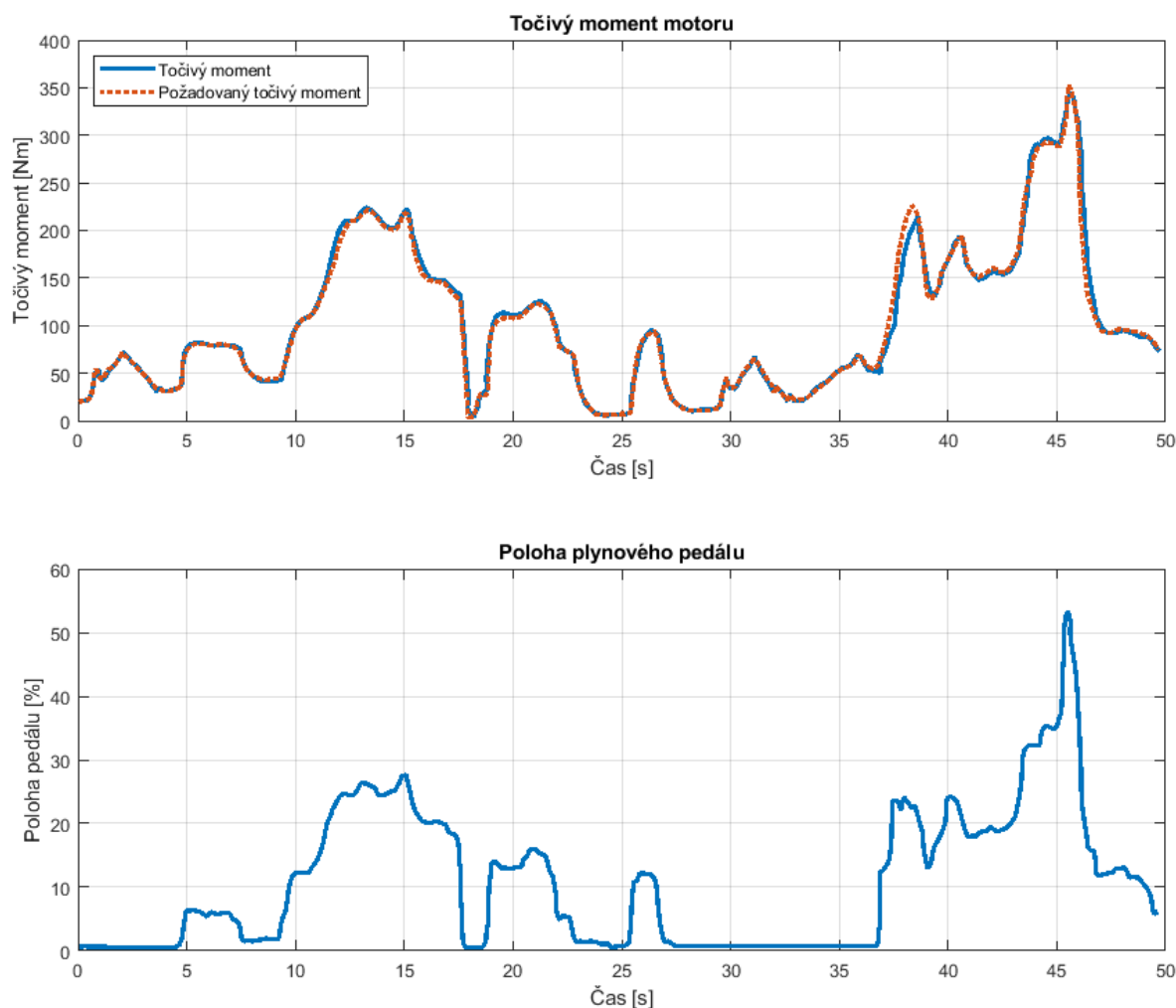
Výsledek měření na vozidle

Plnění motoru jako hlavní řízená proměnná v kontrolní smyčce je jednou z nejvýznamnějších proměnných, která charakterizuje kvalitu řídicího systému. Výsledky jízdního cyklu skládajícího se z několika zrychlení a zpomalení pro dosažení relativního plnění porovnané s požadovaným relativním plněním jsou znázorněny na Obr. 46.



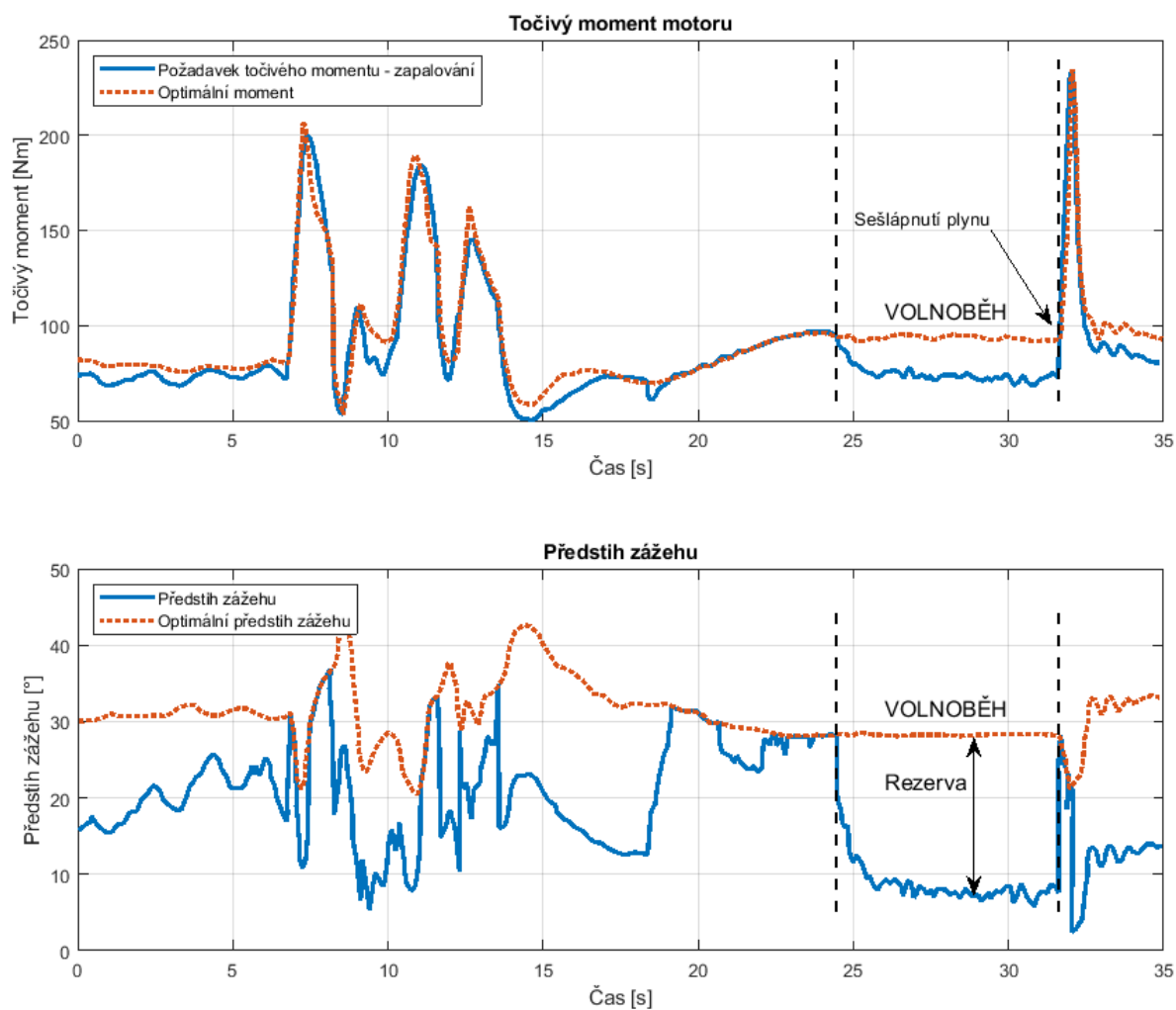
Obr. 46 Požadované a měřené polohy klapky a plnění motoru

Obr. 47 zobrazuje požadovaný točivý moment a vypočtený aktuální točivý moment odpovídající poloze akceleračního pedálu. Je možné vidět že korelace těchto parametrů je vyhodnocena jako velmi dobrá s přihlédnutím k možnostem kalibrace celého systému.

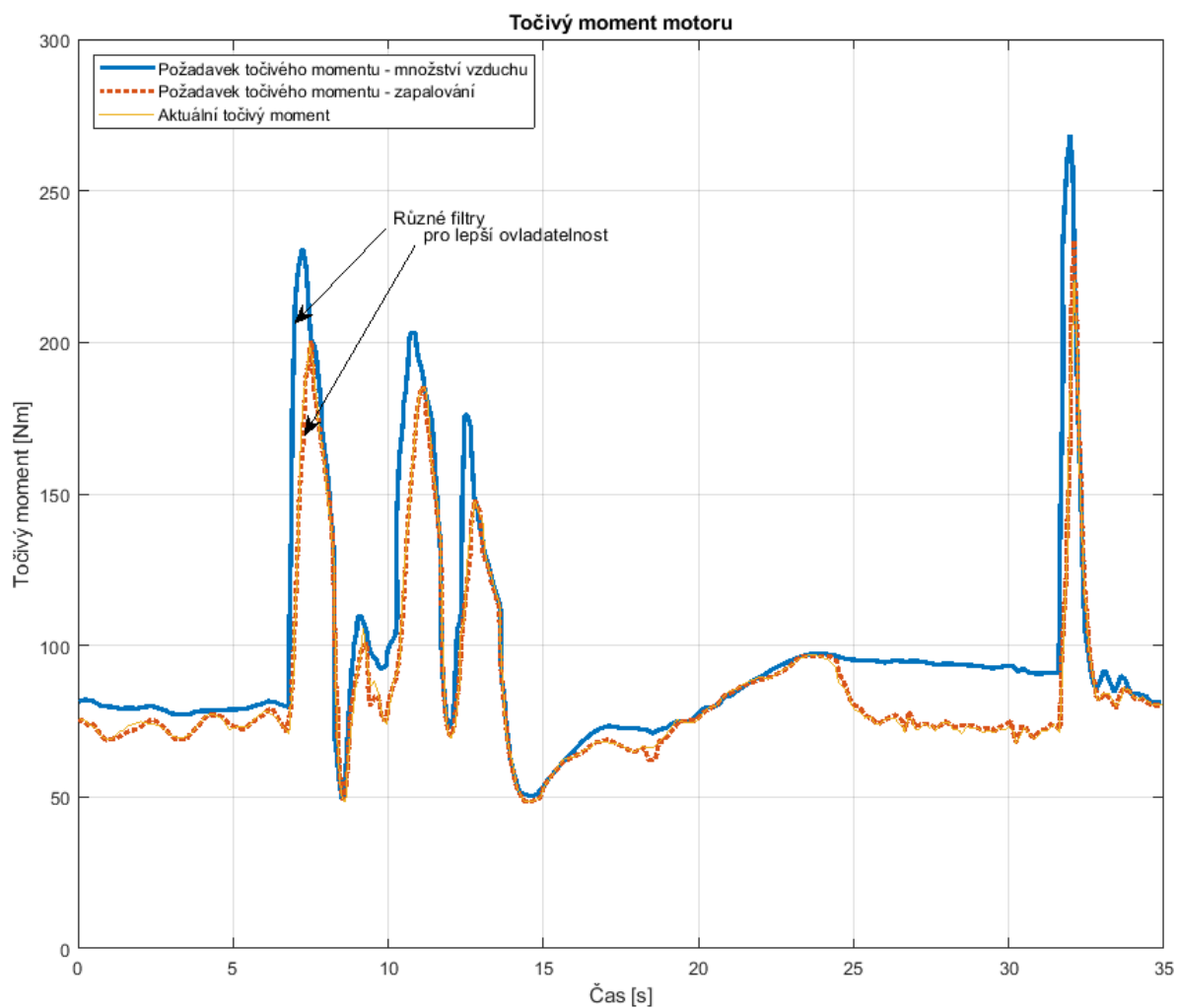


Obr. 47 Požadavek točivého momentu a vypočtený moment

Obr. 48 a Obr. 49 objasňují princip koordinace škrticí klapky s požadavkem předstihu zážehu s cílem zvýšit dostupný točivý moment pro řízení volnoběhu zpožděním předstihu. Oba grafy zobrazují přechodový stav z jízdy do volnoběhu s propadem otáček motoru před dosažením požadovaných volnoběžných otáček. Dokud požadavek točivého momentu z předstihu zážehu není menší než nominální točivý moment, který lze dosáhnout s daným množstvím nasávaného vzduchu, je předstih zážehu udržován v optimální hodnotě. Pakliže je požadovaný točivý moment z předstihu zážehu menší než nominální točivý moment, je předstih zážehu zpožděn. Je možné vidět, že dosažený točivý moment kopíruje požadavek na točivý moment z předstihu zážehu, a ne točivý moment daný množstvím nasávaného vzduchu.



Obr. 48 Zpožd'ování předstihu zážehu při řízení předstihu



Obr. 49 Požadavek točivého momentu pro předstih zážehu a množství nasávaného vzduchu



6 EXPERIMENTÁLNÍ OPTIMALIZACE ZRYCHLENÍ VOZIDLA

Řízení točivého momentu vozidla, jak již bylo zmíněno, je účinným nástrojem ke sjednocení řízení dějů v pohonné jednotce jako celku. Jednotlivé podsystémy řídicí jednotky, stejně tak jako externí systémy, pracují s jednotným požadavkem točivého momentu, který je dále zpracováván a převáděn do ovládání jednotlivých prvků ovlivňujících vznik točivého momentu.

Vzhledem k zaměření této práce na vozidla sportovního charakteru je jedním z podstatných podsystému požadujících určitý točivý moment i modul kontroly trakce. Jedná se o požadavek hlavně omezující, který si klade za cíl snížit točivý moment pohonné jednotky tak, aby nedošlo k porušení trakčního limitu pneumatiky a tím nadměrnému prokluzu. Taková situace má za následek jednak nadměrné opotřebení pneumatiky, snížení celkového zrychlení vozidla, ale i narušení ovladatelnosti což zejména při kombinovaném zatížení pneumatiky může mít fatální následky.

Tato kapitola je zaměřena na sestavení výpočetního algoritmu pro odhad maximálního točivého momentu pro dosažení maximálního zrychlení vozidla s pohonem zadní nápravy při provozu na trakčním limitu pneumatiky. Vzhledem k tomu, že požadavek na zrychlení vozidla je ve většině případů kombinován s bočním přetížením při výjezdu ze zatáčky, tak je tato situace uvažována jako kombinované zatížení v příčném i podélném směru.

6.1 TRAKČNÍ TOČIVÝ MOMENT

6.1.1 KONTAKT S VOZOVKOU

Vozidlo přenáší hnací sílu k dosažení vlastního zrychlení na vozovku prostřednictvím pneumatik. Jedná se o tření mezi dvěma či více různými materiály jež vzniká reakcí třecích sil v bodě kontaktu hnaných pneumatik s vozovkou. Ze základních fyzikálních vztahů lze tuto situace popsat pomocí třecích vlastností daných materiálů, zejména tedy pneumatiky a dané vozovky, a normálovým zatížením v místě kontaktu. Tudíž maximální hnací síla lze vyjádřit jako: [38]

$$F_x = \mu_{max} \cdot W \quad (37)$$

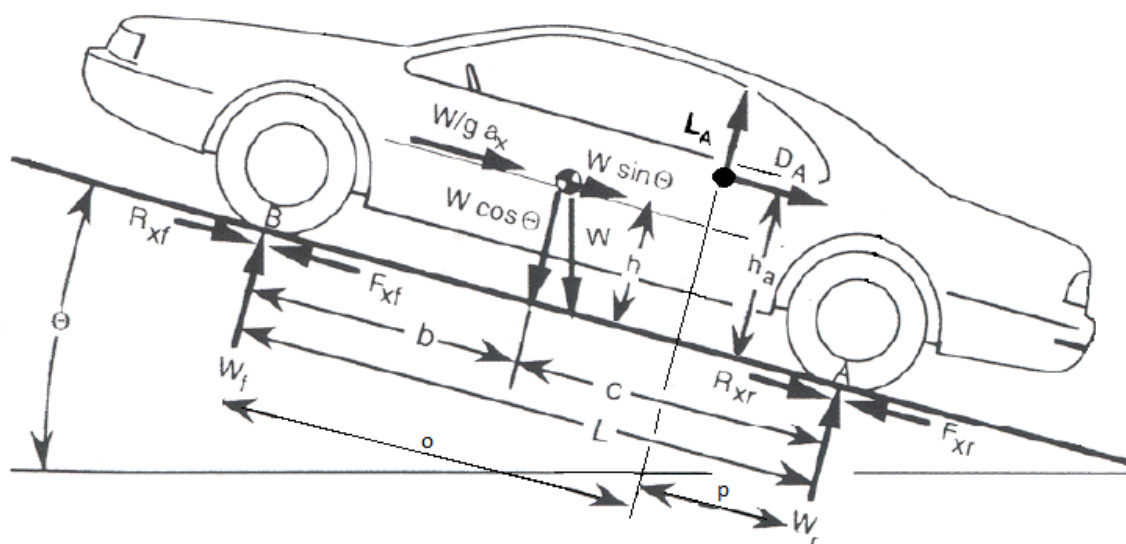
Kde:

F_x	[N]	Maximální hnací síla
μ_{max}	[-]	Součinitel tření
W	[N]	Normálové zatížení pneumatiky

Zatížení pneumatiky

Normálová síla zatěžující pneumatiku je definována jako součet všech kolmých komponent sil působících na pneumatiku ve vztahu ke styčné ploše s vozovkou. [39]

- Statická síla
- d'Alembertova setrvačná síla
- Aerodynamická síla
- Vliv úhlu stoupání
- Podélný přesun hmotnosti
- Příčný přesun hmotnosti
- Valivý odpor



Obr. 50 Síly působící na vozidlo [40]

Z výše zmíněných složek jsou zde blíže popsány hlavní složky zatížení pneumatiky:

Statická síla

$$W_{r,s} = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \quad (38)$$

d'Alembertova setrvačná síla



$$W_{r_{ax}} = m \cdot a_x \cdot \frac{h}{L} \quad (39)$$

Aerodynamická síla

$$L_{Ar} = \frac{1}{2} \rho \cdot S C_z \cdot v^2 \cdot \frac{o}{L} \quad (40)$$

Vliv úhlu stoupání

$$W_{r_h} = m \cdot a_z \cdot \frac{b}{L} \quad (41)$$

Kde:

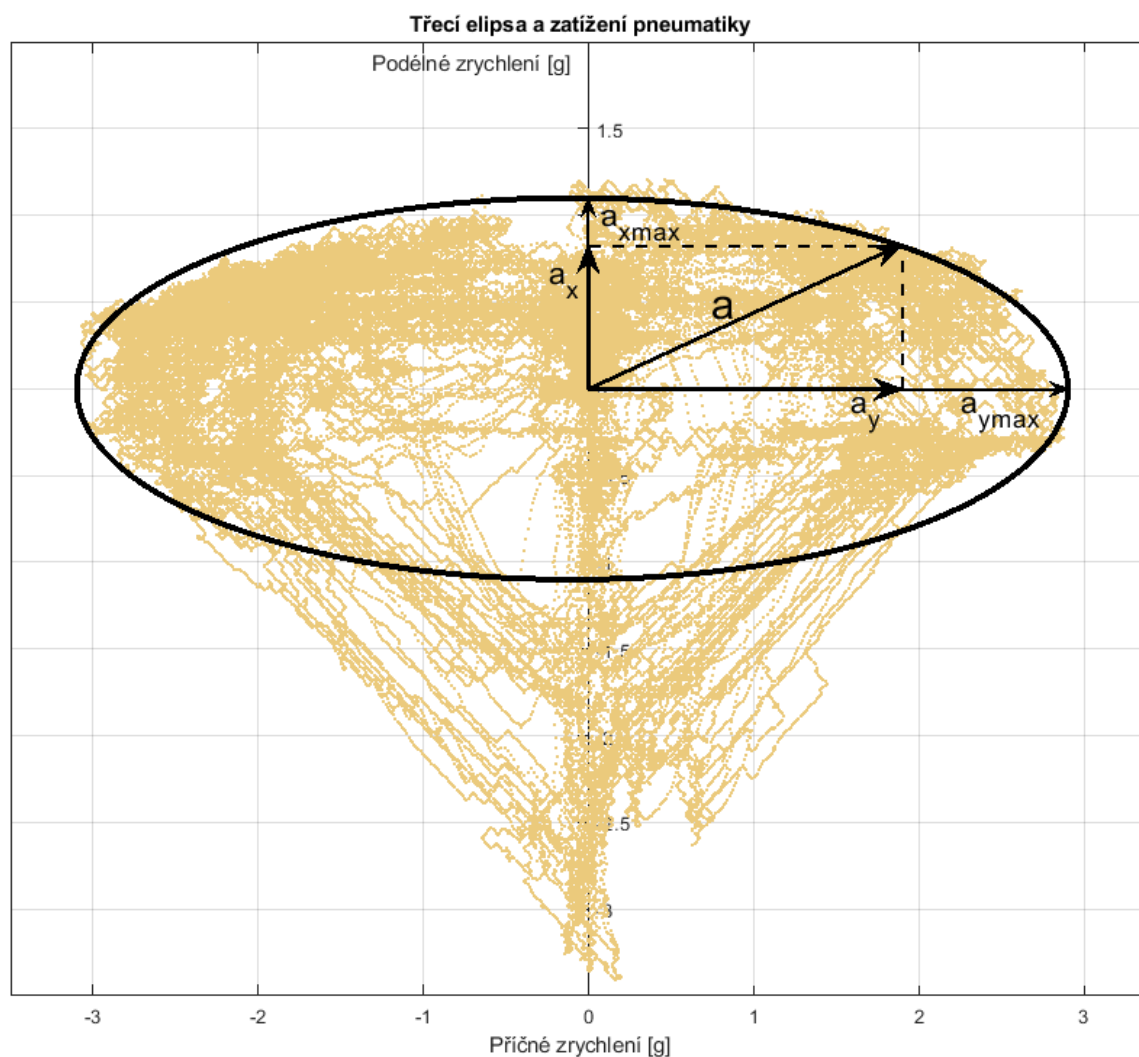
W_{r_s}	[N]	Zatížení pneumatiky statickou silou
$W_{r_{ax}}$	[N]	Zatížení pneumatiky d'Alembertovou setrvačnou silou
L_{Ar}	[N]	Zatížení pneumatiky aerodynamickou silou
W_{r_h}	[N]	Zatížení pneumatiky vlivem stoupání
m	[kg]	Hmotnost vozidla
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
b	[m]	Podélná vzdálenost nápravy od těžiště
L	[m]	Rozvor vozidla
h	[m]	Výška těžiště
a_x	[m.s ⁻²]	Podélné zrychlení
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota vzduchu
S	[m ²]	Čelní plocha vozidla
C_z	[-]	Koeficient vztlaku
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost vozidla
o	[m]	Podélná vzdálenost nápravy od účinku aerodynamických sil
a_z	[m.s ⁻²]	Vertikální zrychlení

Třecí vlastnosti

Třecí vlastnosti pneumatiky lze znázornit jako třecí elipsu s rozdílnými koeficienty tření pro přenos síly v příčném a podélném směru. Aktuální poloha přenosu sil na vozovku v této třecí elipse lze měřit pomocí akcelerometrů, a tím získat podélná a příčná zrychlení vozidla (Obr. 51). Velikost této elipsy definuje i maximální možné přenosy sil za daných podmínek pro danou pneumatiku. Tudíž lze z této závislosti také vyjádřit i maximální dostupnou hnací sílu jako:

$$F_{xr} = \sqrt{\left(1 - \frac{\mu_y^2}{\mu_{y\max}^2}\right) \cdot \mu_{x\max}^2 \cdot W_r} \quad (42)$$

Kde W_r je normálové zatížení pneumatiky, μ_y aktuální součinitel tření v bočním směru a dvě neznámé $\mu_{x\max}$ a $\mu_{y\max}$, které vyjadřují maximální možné třecí vlastnosti a tím definují právě velikost třecí elipsy. [41]



Obr. 51 Třecí elipsa a zatížení pneumatiky vozidla



6.1.2 TRAKČNÍ MOMENT

Pro uvažovaný případ zkoušeného vozidla je pohon realizován pomocí jedné hnací nápravy a to zadní, kde jsou poháněna dvě kola s rozložením pomocí diferenciálu s omezenou svorností. Je tedy uvažováno, že hnací síla je rovnoměrně rozložena mezi obě zadní kola. Tudíž trakční točivý moment je definován jako: [40]

$$\tau_r = F_{xr} \cdot r \quad (43)$$

Kde:

τ_r	[Nm]	Trakční moment
r	[m]	Poloměr pneumatiky
F_{xr}	[N]	Maximální dostupná hnací síla obou pneumatik

6.2 STRATEGIE ŘÍZENÍ

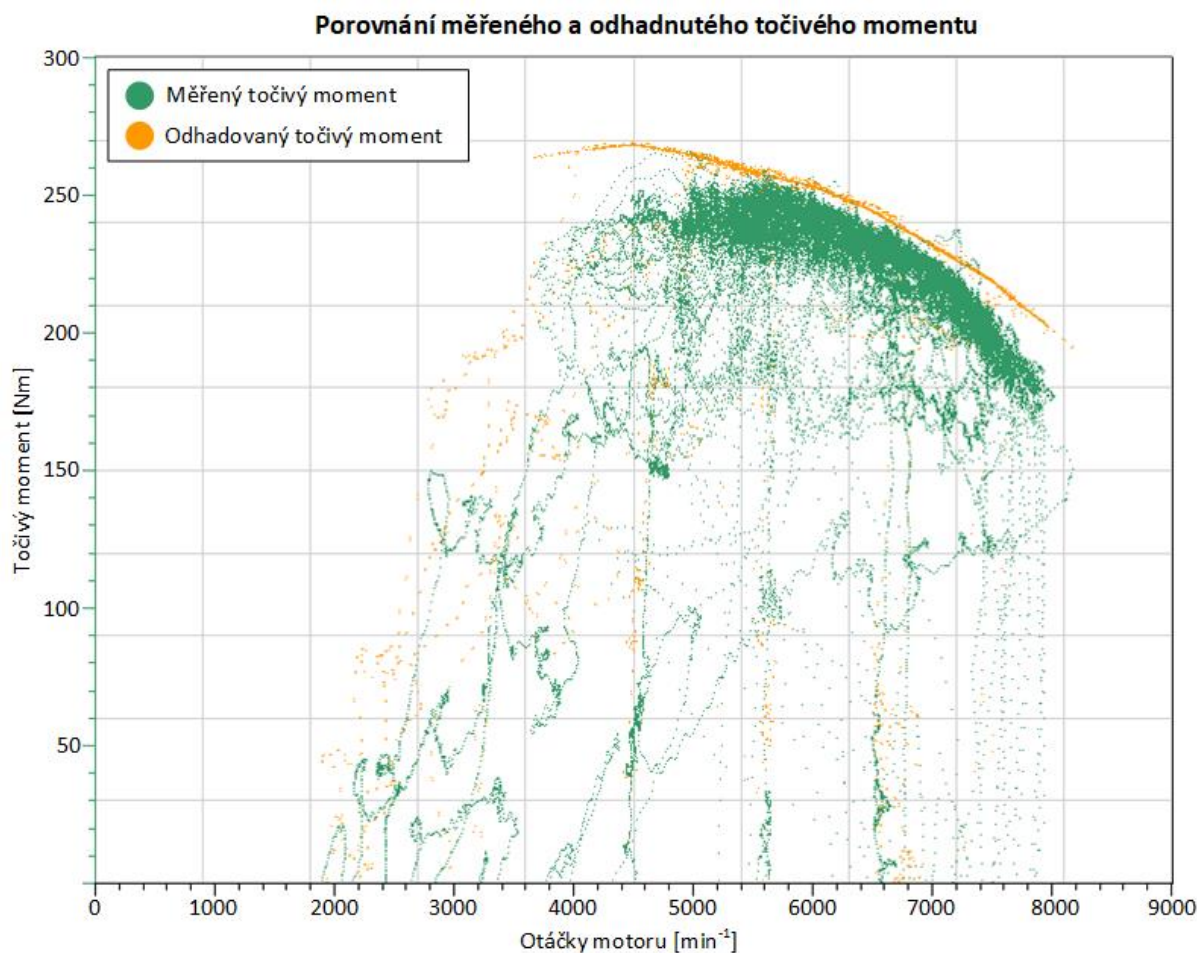
Vyjádřením maximální dostupné hnací síly, respektive hnacího momentu je možné tento výpočet převést do zpracování v reálném čase řídicí jednotkou motoru. Aktuální stav pneumatik ve vztahu k jejich vlastnostem je zpracován právě měřením zrychlení vozidla ve dvou osách (x,y) a tím i stanovení aktuálně působících sil na vozidlo. Jako neznámou v tomto systému je právě tření mezi pneumatikou a vozovkou. Maximální dostupné třecí síly se mění zejména v důsledku proměnlivých vlastností vozovky, a tudíž jsou součinitele maximálního tření v tomto vztahu předmětem kalibrace v tabulce závislé na poloze vozidla. [42]

6.2.1 OVĚŘENÍ MODELU TOČIVÉHO MOMENTU MOTORU

Ověření a kalibrace modelu točivého momentu motoru se skutečným dodávaným točivým momentem při provozu vozidla je základním předpokladem pro správnou funkci této strategie. Vozidlo je vybaveno snímačem točivého momentu na vstupní hřídeli převodovky, stejně jako systémem odhadu točivého momentu popsáném výše v této práci.

Měření a validace je provedena za normálních provozních podmínek vozidla, nicméně, bylo i cílem zaznamenat měření v co nejširším pracovním rozsahu motoru. Získaná data jsou porovnána s uloženým modelem točivého momentu dostupným v reálném čase v řídicí jednotce motoru. Nutnými korekcemi tohoto modelu pro provoz motoru ve vozidle bylo dosaženo dostatečné korelace tohoto modelu se skutečným výstupem točivého momentu.

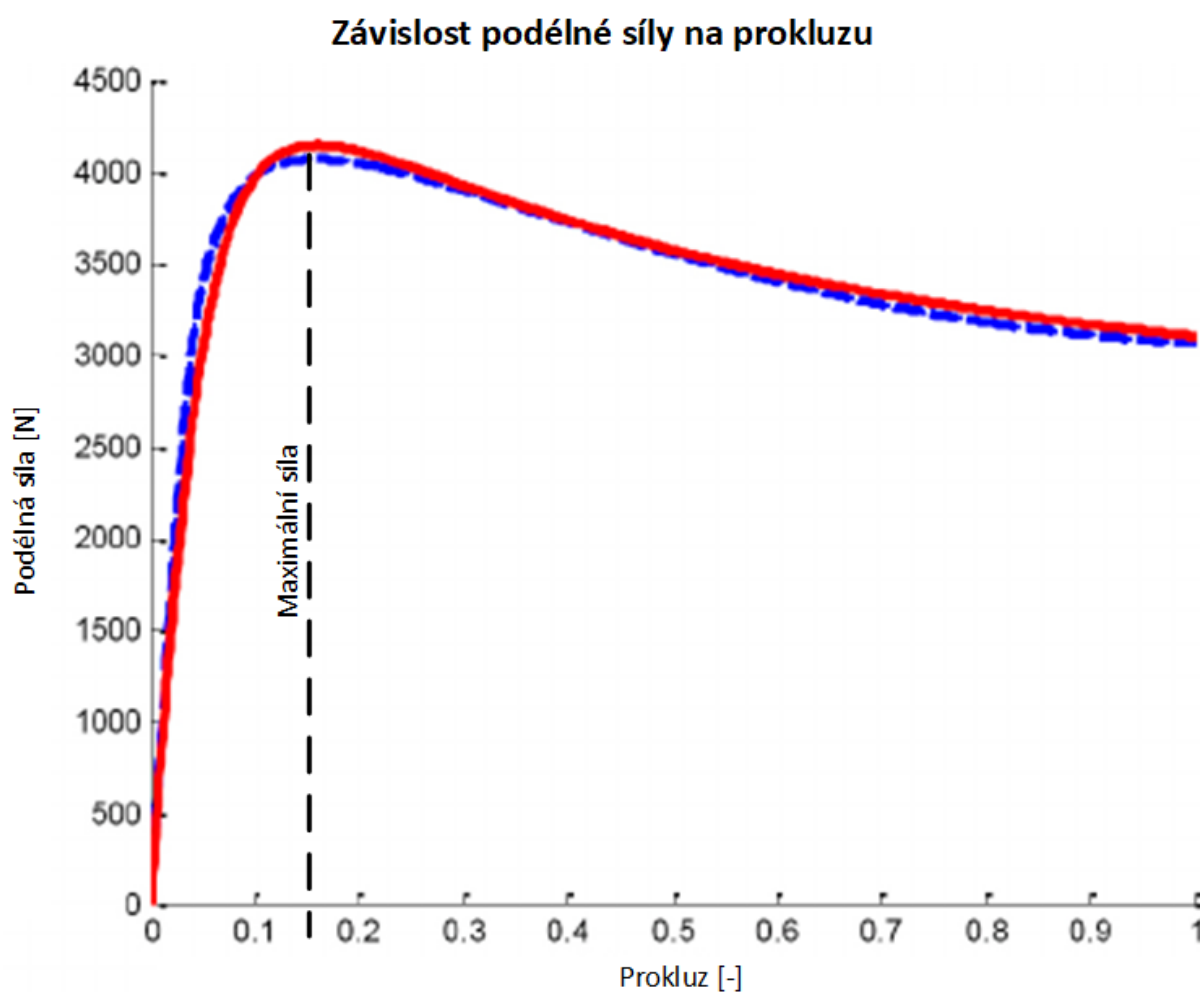
Jak je vidět na Obr. 52, tak předpovídaný model točivého momentu se liší hlavně v nižších otáčkách motoru. Tato chyba vzniká hlavně proto, že v této oblasti se motor nejčastěji nachází v přechodovém režimu.



Obr. 52 Validace točivého momentu motoru

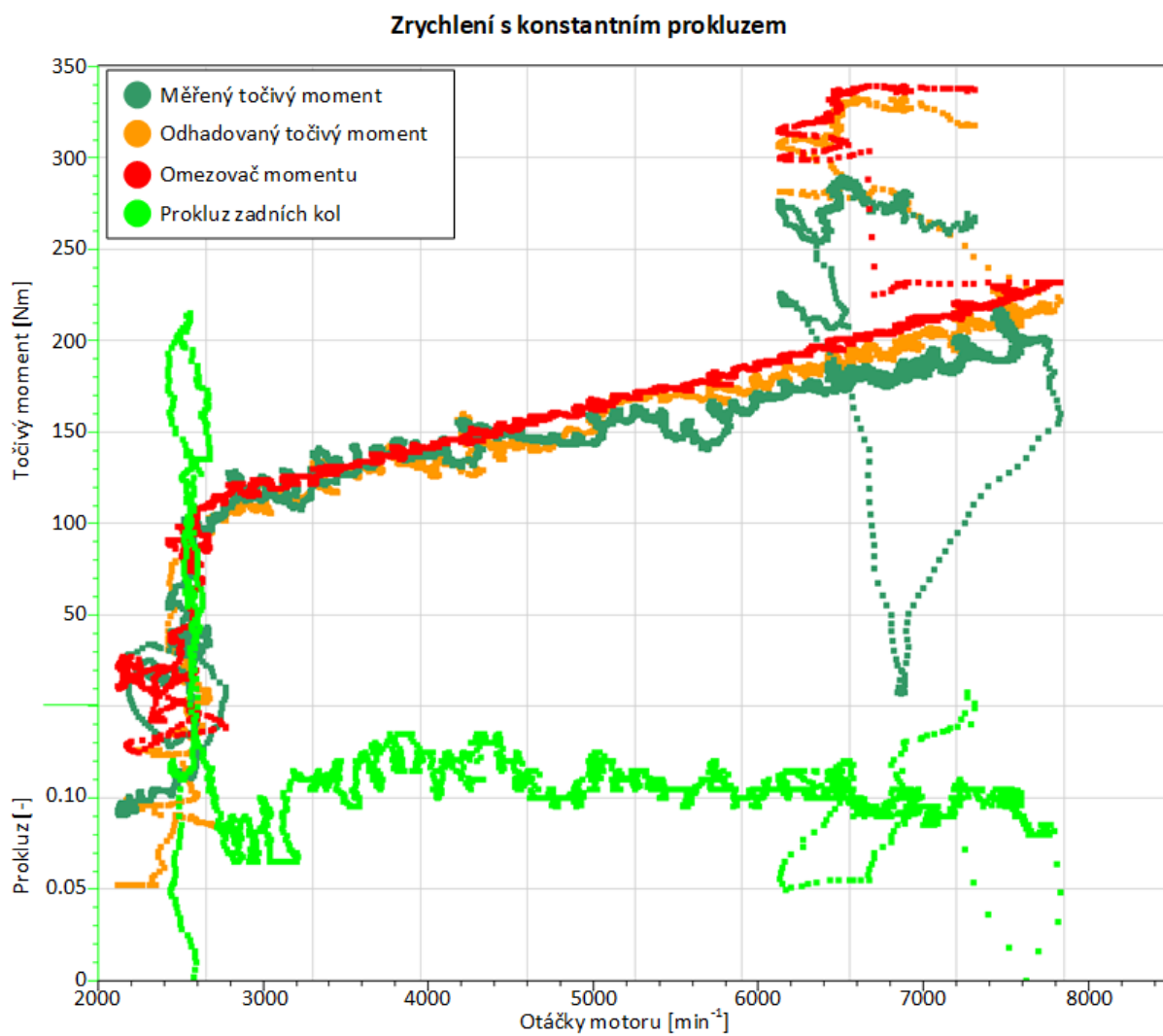
6.2.2 ZRYCHLENÍ S KONSTANTNÍM PROKLUZEM

Jak je znázorněno na Obr. 53, tak pneumatika dosahuje maximálního přenosu síly při určitém prokluzu. Proto i k dosažení co největšího zrychlení vozidla se předpokládá provoz právě s nenulovým prokluzem. Prokluz lze jednoduše stanovit jako poměr rychlostí mezi hnanými a hnacími koly vozidla. Tato hodnota je dále použita jako řízená veličina PID regulátoru, který má za cíl udržet nastavený prokluz během zrychlení vozidla, a to pomocí vlastního požadavku na točivý moment. Pro lepší spolehlivost tohoto systému je tento požadavek omezen pouze na záporné hodnoty požadavku točivého momentu, tudíž má možnost pouze redukovat dodávaný točivý moment nikoliv přidávat. [39]



Obr. 53 Podélné třecí vlastnosti pneumatiky

Výsledná funkce strategie kontroly trakce řízením točivého momentu pro dosažení konstantního prokluzu při kombinovaném zatížení pneumatiky boční i podélnou silou při výjezdu a zrychlování ze zatáčky je znázorněn na Obr. 54. Řízení točivého momentu je aktivní a umožňuje dodávat pouze omezené množství točivého momentu, což v důsledku generuje konstantní prokluz zadních pneumatik. [43]



Obr. 54 Omezovač točivého momentu



ZÁVĚR

V této práci bylo prokázáno že točivý moment motoru, respektive točivý moment od jednotlivých válců spalovacího motoru lze úspěšně odhadovat na základě měření úhlu natočení klikové hřídele a jejích rychlostí. Byly zkoumány dvě metody „*Statistická metoda*“ a „*Frekvenční analýza*“, které zahrnují široké spektrum pracovních bodů motoru. Prakticky jsou tyto metody nezávislé na vstupních veličinách motoru (množství nasávaného vzduchu, dávka paliva, předstih zážehu). Tato metoda umožňuje odhad točivého momentu nejen jako průměrné hodnoty za spalovací cyklus motoru, ale i odhad indikovaného točivého momentu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Navíc bylo prokázáno, že točivý moment lze odhadovat i s nižším rozlišením vstupních veličin dynamiky klikové hřídele, důsledkem čehož byla snížená výpočetní náročnost tohoto algoritmu a jeho uplatnění v aplikacích pro řízení v reálném čase. Takto definovaného algoritmu bylo využito v další části práce, která se zabývala samotným řízením motoru požadavkem na točivý moment motoru.

Řídicí systém motoru založený na požadavku točivého momentu byl následně vytvořen a implementován použitím otevřených prototypových vývojových systémů. Tato strategie byla úspěšně odzkoušena a zkalibrována nejprve pomocí simulačních nástrojů, a poté ve vozidle.

Tato technika zlepšuje řízení spalovacího motoru a přidává určité rozhraní pro koordinaci všech požadavků na točivý moment od jednotlivých systémů vozidla. Mezi něž patří, poloha akceleračního pedálu, stabilizační systémy, klimatizace, dobíjení, řazení apod. Tudíž jednotlivé systémy vozidla jsou více nezávislé než u běžných konvenčních principů řízení vozidla. Tato skutečnost snížila náročnost kalibrace ve vozidle a v důsledku i vývojové náklady a časovou nákladnost. Momentově založená filosofie řízení motoru zjednodušila celkovou strukturu interakce jednotlivých řídicích systémů vozidla, a zároveň je vhodná pro další rozšíření díky stále rostoucí komplexitě vozidlových systémů. V případě přidávání nových modulů, umožňuje progresivně rozšiřovat architekturu řízení. Navíc, modularita řídicího systému vozidla vede ke zjednodušení, čímž lze zajistit i vyšší míru spolehlivosti a bezpečnosti celého provozu.

Použití momentově založené strategie řízení zvýrazňuje výhody použití tzv. DBW (drive-by-wire) systémů, které ještě více otevírají možnosti ovládání pomocí elektronických akčních členů. Tudíž přesunu odpovědnosti řízení do softwarově programovatelných algoritmů z původních omezených jednoúčelových vazeb. Tato situace vede k lepší říditelnosti vozidla, zvýšení výkonnosti či snížení spotřeby.

Strategie je uplatnitelná pro širokou škálu moderních pohonných jednotek, stejně jako ji lze implementovat na další vyspělé řídicí jednotky.

V poslední kapitole byly využity znalosti z předchozí části k praktické studii řízení zrychlení vozidla na hranici fyzikálních vlastností pneumatiky k dosažení co nejvyššího zrychlení při kombinované zátěži. Byly identifikovány jednotlivé síly působící na vozidla a mající vliv na přenos trakční síly mezi pneumatikou a vozovkou. Dále uplatněním znalostí třecích vlastností pneumatiky byl stanoven výpočetní algoritmus pro odhad dostupné trakční síly. Třecí vlastnosti jsou přímo závislé na daných podmínkách, stavu pneumatiky a zejména povrchu vozovky po kterém se vozidlo pohybuje. Byla zvolena



metoda mapování maximálního třecího potenciálu styku pneumatiky s vozovkou jako tabulka v závislosti na poloze vozidla.

Pomocí momentově strukturovaného řízení pohonné jednotky byla strategie řízení trakce zkalibrována tak, aby točivý moment motoru byl při zrychlování omezen. Nejvyšších hodnot zrychlení bylo možné dosáhnout zapojením zpětnovazebního řízení prokluzu hnacích kol a zrychlování s konstantním prokluzem.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] **Lakymchuk, Oleksii.** Artstation. *Artstation*. [Online] 2019. [Citace: 06. 07 2019.] <https://cdnb.artstation.com/p/assets/images/images/014/129/841/large/oleksii-iaakymchuk-prev01ss-jpg4f0a8054-9268-438b-9621-7d43441d3350default.jpg>.
- [2] *Automation of ECU software development: From concept to production level code.* **Beaumont, J, a další.** místo neznámé : SAE Technical Paper, 1999. 1999-01-1174.
- [3] *Comparison of engine simulation software for development of control system.* **Chan, Kinyip, a další.** London : Modelling and Simulation in Engineering, 2013, Sv. 2013. 401643.
- [4] *Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation.* **Kao, Minghui a Moskwa, John J.** 1, místo neznámé : ASME, 1995, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, Sv. 117, stránky 20-30. 2798519.
- [5] **Cosworth.** Cosworth Electronics Ltd. *Cosworth Electronics Ltd.* [Online] 2019. [Citace: 13. 01 2019.] <https://www.cosworth.com/products/mq12di/?catg=powertrain-control>.
- [6] **Crockett, Louise H., a další.** *The Zynq book : embedded processing with the ARM Cortex-A9 on the Xilinx Zynq-7000 all programmable SoC.* Strathclyde : Strathclyde Academic Media, 2014. str. 460. 9780992978709.
- [7] **Kintali, Kiran a Gu, Yongfeng.** *Model-Based Design with Simulink, HDL Coder, and Xilinx System Generator for DSP.* místo neznámé : Mathworks, 2015.
- [8] *Overview of Automotive Sensors.* **Fleming, William J.** 4, místo neznámé : IEEE Sensors Journal, 2001, Sv. 1, stránky 296-308. 7185910.
- [9] **Heisler, Heinz.** *Advanced engine technology.* Michigan : E. Arnold, 1995. str. 794. 9780340568224.
- [10] *An MPC/hybrid system approach to traction control.* **Borrelli, Francesco, a další.** 3, místo neznámé : IEEE Transactions on Control Systems Technology, 5 2006, Sv. 14, stránky 541-552. 8892477.
- [11] **Bell, A. Graham.** *Four-stroke performance tuning.* místo neznámé : HAYNES PUBLISHING GROUP, 2012. str. 624. 9780857331250.
- [12] *Air fuel ratio control technology for ultra low emissions vehicles.* **Beaumont, AJ, Beauchamp, SW a Noble, A.D.** Aachen : 26th ISATA, 1993.
- [13] **Fritzsche, C. a Deunow, H.-P.** *Advanced Torque Control. New Approaches in Automation and Robotics.* Rijeka : I-Tech Education and Publishing, 2008.



- [14] **Heywood, J.** *Internal combustion engine fundamentals*. místo neznámé : McGraw Hill Professional, 2018. str. 1056. 9781260116106.
- [15] **Dabney, James. a Harman, Thomas L.** *Mastering Simulink*. místo neznámé : Pearson/Prentice Hall, 2004. str. 376. 0131424777.
- [16] **Rizzoni Giorgio.** *A dynamic model for the internal combustion engine*. místo neznámé : University of Michigan, 1986. 5042099.
- [17] **Drakunov, Sergey, Rizzoni, Giorgio a Wang, Yue-Yun.** On-Line Estimation of Indicated Torque in IC Engines Using Nonlinear Observers. *SAE Transactions*. Ohio : SAE International, 1995. Sv. 104, stránky 1430-1438. 950840.
- [18] *On-line Estimation of Net Engine Torque from Crankshaft Angular Velocity Measurement using Repetitive Estimators.* **Srinivasan, Krishnaswami, a další.** Chicago : IEEE, 1992. 1992 American Control Conference. stránky 516-520. 0-7803-0210-9.
- [19] *Crankangle based torque estimation: Mechanistic /stochastic.* **Gyan, Philippe, a další.** místo neznámé : SAE Technical Paper, 2000. SAE Technical Papers. 2000-01-0559.
- [20] **Hale, Jack K.** Functional differential equations. *Analytic Theory of Differential Equations*. Berlin : Springer, 1971, stránky 9-22.
- [21] **Øksendal, Bernt.** Stochastic Differential Equations. *Universitext*. místo neznámé : Springer, 2003, stránky 65-84.
- [22] *A novel approach to real-time estimation of the individual cylinder combustion pressure for SI engine control.* **Guezennec, YG a Gyan, P.** místo neznámé : SAE Technical Paper, 1999. 1999-01-0209.
- [23] *Design of Observers for Linear Systems with Unknown Inputs.* **Hou, M. a Muller, P. C.** 6, místo neznámé : IEEE Transactions on Automatic Control, 1992, Sv. 37, stránky 871-875. 4210845.
- [24] *Computational observer design techniques for linear systems with unknown inputs using the concept of transmission zeros.* **Syrmos, V. L.** 5, místo neznámé : IEEE Transactions on Automatic Control, 5 1993, Sv. 38, stránky 790-794. 4484628.
- [25] *The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms.* **Welch, Peter D.** 2, místo neznámé : IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics, 1967, Sv. 15, stránky 70-73. 1558-2582.
- [26] *Estimate of Indicated Torque from Crankshaft Speed Fluctuations: A Model for the Dynamics of the IC Engine.* **Rizzoni, Giorgio.** 3, místo neznámé : IEEE Transactions on Vehicular Technology, 1989, Sv. 38, stránky 168-179. 3606542.
- [27] *The discrete fractional Fourier transform.* **Candan, C., Kutay, M.A. a Ozaktas, H.M.** 5, místo neznámé : IEEE Transactions on Signal Processing, 5 2000, Sv. 48, stránky 1329-1337. 6608130.



- [28] *Detection of Partial Misfire in IC Engines Using a Measurement of Crankshaft Angular Velocity*. **Lee, Donghyeon a Rizzoni, Giorgio**. místo neznámé : SAE International, 1995, Sv. 104, stránky 1667-1687. 951070.
- [29] *Design of an ic engine torque estimator using unknown input observer*. **Kim, Yong Wha, Rizzoni, Giorgio a Wang, Yue Yun**. 3, místo neznámé : ASME, 1999, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, Sv. 121, stránky 487-495. 2802500.
- [30] *Real-time cylinder pressure and indicated torque estimation via second order sliding modes*. **Haskara, I. a Mianzo, L.** Arlington : IEEE, 2001. Proceedings of the 2001 American Control Conference. (Cat. No.01CH37148). stránky 3324-3328 vol.5. 7092626.
- [31] *Non-linear model-based predictive control of gasoline engine air-fuel ratio*. **Lennox, B., a další**. 2, místo neznámé : SAGE journals, 1998, Transactions of the Institute of Measurement & Control, Sv. 20, stránky 103-112. 014233129802000208.
- [32] **Šob, F.** *Hydromechanika*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2008. 9788021435780.
- [33] **Rask, Eric a Sellnau, Mark**. *Simulation-Based Engine Calibration: Tools, Techniques, and Applications*. místo neznámé : SAE Transactions, 2004. 0768013194.
- [34] *Adaptive transient air-fuel ratio control to minimize gasoline engine emissions*. **Beaumont, AJ, Noble, AD a Scarisbrick, A.** London : FISITA Congress, London, 1992.
- [35] *Model Architecture, Methods, and Interfaces for Efficient Math-Based Design and Simulation of Automotive Control Systems*. **Halbach, Shane, a další**. místo neznámé : SAE Technical Paper, 2010. 2010-01-0241.
- [36] **Shi, Yu, Ge, Hai-Wen a Reitz, Rolf Deneys**. *Computational optimization of internal combustion engines*. místo neznámé : Springer Science & Business Media, 2011. str. 309. 9780857296184.
- [37] **Wang, L.** *Model predictive control system design and implementation using MATLAB®*. místo neznámé : Springer Science & Business Media, 2009. 9781848823303.
- [38] **Pacejka, H.** *Tire and vehicle dynamics*. místo neznámé : Butterworth-Heinemann, 2012. 9780080970165.
- [39] **Gillespie, TD**. *Fundamentals of vehicle dynamics*. místo neznámé : Society of Automotive Engineers, 1992. str. 495. 9781560911999.
- [40] **Milliken, WF a Milliken, DL**. *Race car vehicle dynamics*. místo neznámé : SAE International, 1995. 1560915269.
- [41] *Dynamic tire friction models for vehicle traction control*. **Canudas de Wit, C. a Tsiotras, P.** Phoenix : IEEE, 1999. Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.99CH36304). Sv. 4, stránky 3746-3751. 6566885.



[42] *Vehicle dynamics modelling for the National Advanced Driving Simulator*. **Heydinger, G. J., a další.** 4, místo neznámé : SAGE journals, 2002, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Sv. 216, stránky 307-318. 0954407021529138.

[43] *A Novel Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation*. **Dejun Yin, Sehoon Oh a Hori, Y.** 6, místo neznámé : IEEE Transactions on Industrial Electronics, 6 2009, Sv. 56, stránky 2086-2094. 10713214.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CAN	Controlled Area Network
CPU	Computer Process Unit
DBW	Drive-by-wire
DFT	Discrete Fourier Transform
DPRAM	Dual Port Random Access Memory
FFT	Fast Fourier Transform
FPGA	Field Programmable Gate Array
HIL	Hardware in Loop
HIL	Hardware in the Loop
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
IMEPH	Indicated Mean Effective Pressure High
IMEPL	Indicated Mean Effective Pressure Low
MCU	Micro Controller Unit
MPC	Model Predictive Controller
PID	Proporcionálně-integrálně derivační
PWM	Pulse Width Modulation
RAM	Random Access Memory
RAM	Random Access Memory
RMS	Root mean square
SIL	Software in the Loop
SISO	Single-Input a Single-Output
Vál1	Válec motoru č. 1
Vál2	Válec motoru č. 2
Vál3	Válec motoru č. 3
Vál4	Válec motoru č. 4



$\langle \tilde{\theta} \rangle$	[rad.s ⁻¹]	Průměrná hodnota kmitání úhlové rychlosti
$T_{RMS_{odhad}}$	[Nm]	Odhadnutá RMS hodnota točivého momentu
$\langle a_0 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota koeficientu polynomu
$\langle a_1 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota koeficientu polynomu
$\langle a_2 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota koeficientu polynomu
$\langle a_3 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota koeficientu polynomu
$\langle a_4 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota koeficientu polynomu
$\langle f_{\theta} \rangle$	[rad]	Průměrná hodnota polohové funkce
$\dot{m}_c$	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu
$\dot{m}_f$	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok paliva
$\dot{m}_{kl}$	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu škrticí klapkou
$\dot{m}_{valce}$	[kg/s]	hmotnostní průtok vzduchu nasátého do válce
$\langle p_{max} \rangle$	[Pa]	Průměrná hodnota maximálních tlaků ve válcích
$\langle x_1 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota obecné známé veličiny
$\langle x_2 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota obecné známé veličiny
$\langle x_3 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota obecné známé veličiny
$\langle x_4 \rangle$	[-]	Průměrná hodnota obecné známé veličiny
$\langle y_{skut} \rangle$	[-]	Průměrná hodnota skutečné hodnoty odhadované proměnné
$\tilde{\theta}$	[rad.s ⁻¹]	Kmitání úhlové rychlosti
$\langle \ddot{\theta} \rangle$	[rad.s ⁻²]	Průměrná hodnota úhlového zrychlení
C_z	[-]	Koeficient vztlaku
F_x	[N]	Maximální hnací síla
F_{xr}	[N]	Maximální dostupná hnací síla
G_{TT}	[s ⁻¹]	Výkonové frekvenční spektrum točivého momentu
$G_{T\Omega}$	[s ⁻¹]	Vzájemné frekvenční spektrum momentu a rychlosti
$G_{\Omega\Omega}$	[s ⁻¹]	Výkonové frekvenční spektrum rychlosti otáčení
H_1	[-]	Spodní hranice pro skutečnou frekvenční odezvu
H_2	[-]	Horní hranice pro skutečnou frekvenční odezvu
H_3	[-]	Aritmetický průměr hranic pro skutečnou frekvenci



L_{Ar}	[N]	Zatížení pneumatiky aerodynamickou silou
L_t	[-]	teoretický směšovací poměr paliva a vzduchu
M_i	[Nm]	Indikovaný točivý moment
N_{aktual}	[min ⁻¹]	Aktuální otáčky motoru
$N_{omezovac}$	[min ⁻¹]	Otáčky omezovače motoru
$N_{pozadova}$	[min ⁻¹]	Požadované otáčky motoru
T_{prumer}	[Nm]	Střední hodnota točivého momentu
V_v	[m ³]	Okamžitý objem válce
V_{zd}	[m ³]	Zdvihový objem
W_{rax}	[N]	Zatížení pneumatiky d'Alembertovou setrvačnou silou
W_{r_h}	[N]	Zatížení pneumatiky vlivem stoupání
W_{r_s}	[N]	Zatížení pneumatiky statickou silou
a_0	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
a_1	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
a_2	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
a_3	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
a_4	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
a_x	[m.s ⁻²]	Podélné zrychlení
a_z	[m.s ⁻²]	Vertikální zrychlení
b_0	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_1	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_2	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_3	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_4	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_5	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_6	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_7	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
b_8	[-]	Obecný koeficient polynomu odhadu
f_1	[-]	funkce optimalizovaného předstihu zážehu



f_2	[-]	funkce změny předstihu zážehu
$f_{c_{tep_sani}}$	[-]	korekce změn teploty v sání
$\langle p \rangle$	[Pa]	Průměrná hodnota tlaku ve válci
p_{amb}	[Pa]	atmosférický tlak
p_{in}	[Pa]	Indikovaný tlak
p_{odhad}	[Pa]	Odhadovaný tlak ve válci
p_{sani}	[Pa]	tlak v sání
p_{skut}	[Pa]	Skutečný tlak ve válci
rc_{sani}	[%]	relativní plnění za škrticí klapkou
rc_{valce}	[%]	relativní plnění válce
t_{amb}	[K]	teplota vzduchu
t_{sani}	[K]	teplota v sání
x_1	[-]	Obecná známa veličina
x_1	[-]	Obecná známa veličina
x_2	[-]	Obecná známa veličina
x_3	[-]	Obecná známa veličina
x_4	[-]	Obecná známa veličina
y_{odhad}	[-]	Obecná odhadovaná proměnná
y_{skut}	[-]	Obecná skutečná hodnota odhadované proměnné
α_{kl}	[°]	plnicí účinnost
α_{zap}	[°]	předstih zážehu
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost
η_{zapal}	[-]	součinitel účinnosti předstihu zážehu
η_{λ}	[-]	součinitel účinnosti směšovacího poměru
$\ddot{\theta}$	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení
θ_z	[°]	Předstih zážehu před HÚ
λ_f	[m ⁻¹]	Frekvence zapalování motoru
λ_k	[-]	Úhlová rychlost
μ_{max}	[-]	Součinitel tření



μ_{xmax}	[-]	Maximální podélný součinitel tření
μ_y	[-]	Aktuální boční součinitel tření
μ_{ymax}	[-]	Maximální boční součinitel tření
$\langle \tau \rangle$	[Nm]	Průměrná hodnota točivého momentu
τ_{aktual}	[Nm]	Aktuální točivý moment
$\tau_i(j\lambda_k)$	[-]	Fourierova transformace indikovaného točivého momentu
τ_{ideal}	[Nm]	Dosažitelný točivý moment za daných podmínek
τ_{nom}	[Nm]	nominální točivý moment za optimálních podmínek
τ_{odhad}	[Nm]	Odhadovaný točivý moment
τ_{poz}	[Nm]	požadovaný točivý moment
τ_r	[Nm]	Trakční moment
b	[-]	Lineární koeficient přímky
f_θ	[rad]	Polohová funkce
h	[m]	Výška těžiště
$H(\theta)$	[-]	Dynamický model motoru
$H(j\lambda_k)$	[-]	Frekvenční odezva
M	[-]	Počet uvažovaných frekvencí
m	[-]	Lineární koeficient přímky
Měř. p1	[bar]	Měřený tlak ve válci č. 1
Měř. p1	[bar]	Měřený tlak ve válci č. 2
Měř. p1	[bar]	Měřený tlak ve válci č. 3
Měř. p1	[bar]	Měřený tlak ve válci č. 4
Měř. T	[Nm]	Měřený indikovaný točivý moment válců
Měř. T1	[Nm]	Měřený indikovaný točivý moment válce č. 1
Měř. T1	[Nm]	Měřený indikovaný točivý moment válce č. 2
Měř. T1	[Nm]	Měřený indikovaný točivý moment válce č. 3
Měř. T1	[Nm]	Měřený indikovaný točivý moment válce č. 4
n	[-]	index
Odh. p	[bar]	Odhadovaný tlak ve válcích



Odh. T	[Nm]	Odhadovaný indikovaný točivý moment válců
ω	[min ⁻¹]	Střední otáčky motoru
$T_i(\theta)$	[-]	Indikovaný točivý moment
p_{zat}	[Pa]	Zatížení motoru
$\Omega(\theta)$	[-]	Rychlost otáčení motoru
AFR	[-]	skutečný směšovací poměr paliva a vzduchu
$IMEP$	[Pa]	Indikovaný měrný efektivní tlak
L	[m]	Rozvor vozidla
N	[-]	Celkový počet měření
N	[-]	Počet válců
N	[min ⁻¹]	otáčky motoru
S	[m ²]	Čelní plocha vozidla
V	[m ³]	Objem válce
W	[N]	Zatížení pneumatiky
Z	[m]	Zdvih motoru
b	[m]	Podélná vzdálenost nápravy od těžiště
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
j	[-]	Imaginární složka
k	[-]	Index součtu
m	[kg]	Hmotnost vozidla
o	[m]	Podélná vzdálenost nápravy od účinku aerodynamických sil
p	[Pa]	Tlak ve válci
r	[J.K ⁻¹ .kg ⁻¹]	specifická plynová konstanta
r	[m]	Poloměr pneumatiky
rc	[%]	relativní plnění
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost vozidla
ΔN	[min ⁻¹]	Rozdíl otáček
$\Omega(j\lambda_k)$	[-]	Fourierova transformace rychlosti otáčení klikové hřídele
γ	[-]	Polytropická konstanta



ε	[-]	Chyba odhadu
η	[-]	Součinitel účinnosti
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota vzduchu