

UNIVERZITET U BEOGRADU

MAŠINSKI FAKULTET

Nenad L. Miljić

**ISTRAŽIVANJE OPTIMALNOG
UPRAVLJANJA SISTEMOM PALJENJA
OTO-MOTORA PRIMENOM VEŠTAČKIH
NEURONSKIH MREŽA**

doktorska disertacija

Beograd, 2012

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Nenad L. Miljić

**OPTIMUM IGNITION TIMING CONTROL
OF SI ENGINE USING ARTIFICIAL
NEURAL NETWORKS**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2012

Komisija za pregled i odbranu:

Mentor: Prof. dr Miroljub Tomić,
Mašinski fakultet u Beogradu

Članovi Komisije: Prof. dr Zoran Miljković,
Mašinski fakultet u Beogradu

Dr Zoran Jovanović, naučni savetnik
INN Vinča

Datum odbrane:

Istraživanje optimalnog upravljanja sistemom paljenja oto-motora primenom veštačkih neuronskih mreža

Rezime

Savremenim sistemima upravljanja motorom SUS neophodne su povratne informacije o procesu sagorevanja. Iako su direktna merenja termodinamičkih veličina u prostoru sagorevanja najneposredniji način za ekstrakciju ovih informacija, postoje brojne prepreke njihovoj implementaciji u masovnoj proizvodnji, koje se mahom ogledaju u visokoj ceni i nedovoljnoj pouzdanosti i trajnosti. Modelski zasnovan pristup merenju, virtuelnim senzorima, pruža niz prednosti omogućavajući pribavljanje kvalitetnih informacija o procesu sagorevanja na osnovu informacija, koje su raspoložive sa uobičajenih, već postojećih mernih signala na motoru.

Modeli, koji opisuju termodinamičke procese unutar motora SUS, kao i dinamiku motorskog mehanizma, su izrazito nelinearni. U kontekstu korišćenja modela procesa, kao virtuelnog senzora, veštačke neuronske mreže (ANN) su veoma interesantne upravo zbog njihovih izuzetnih mogućnosti na polju modeliranja nelinearnih procesa. Ovaj rad u svojim delovima pruža kratak uvod u osnovne koncepte modeliranja pomoću veštačkih neuronskih mreža, korišćenih u motorima SUS, teorijski osvrt na termodinamičke osnove veze faze procesa sagorevanja i stepena korisnosti motora, kao i pregledno poređenje različitih pokazatelja procesa sagorevanja. Glavni deo rada bavi se eksperimentalno zasnovanim istraživanjima mogućnosti primene ANN u merenju pokazatelja sagoravanja, na osnovu merenja trenutne ugaone brzine i ubrzanja kolenastog vratila motora. Radi dobijanja što kvalitetnije informacije o procesu sagorevanja, izmerena ugaona brzina je predprocesirana, u cilju što većeg umanjavanja nelinearnog uticaja inercijalnih momenata oscilujućih masa motorskog mehanizma. Ovakvim pristupom generiše se nov, sintetički signal sa bogatijim informatičkim sadržajem o procesu sagorevanja, koji se posredstvom nelinearne transformacije u ANN može prevesti u odgovarajući pokazatelj.

Istraživanje, predstavljeno u ovom radu, se fokusira na postupke estimacije ugao-nog položaja do koga sagori 50% raspoložive smeše (MFB50) pomoću ANN modela. Izvršeno je poređenje dva ANN modela u pogledu tačnosti estimacije i procenjene prikladnosti korišćenja ANN modela u real-time upravljačkim aplikacijama motora SUS. Prvi ANN model, zasnovan na funkcijama sa radijalnom osnovom (RBF) i

obučavan OLS algoritmom, demonstrirao je mogućnosti u estimaciji, ne samo pokazatelja sagorevanja MFB50, već i u rekonstrukciji celokupnog integralnog toka sagorevanja. Drugi model, zasnovan na lokalnim linearnim neuro-fuzzy modelima i obučavan Lolimot algoritmom, demonstrirao je mogućnosti estimacije pokazatelja MFB50 uz veću kompaktnost i brzinu izvršavanja. Smanjenje veličine ulaznog vektora ANN, primenom koncepta zajedničke informacije (MI), pruža dodatni prostor za komprimovanje modela ANN. Oba ANN modela obučavana su i proveravana na skupu eksperimentalno, na probnom stolu, prikupljenih podataka sa 140 različitih radnih režima (sa po 50 ciklusa svaki) četvorocilindarskog oto-motora. Uz obuku mreža sa svega 30% raspoloživih podataka, oba modela su pokazala svojstvo dobre generalizacije uz devijaciju greške estimacije pokazatelja MFB50 u prihvatljivim ugaonim granicama od $\pm 1,6^\circ$ (3σ).

Ključne reči: motori SUS, pokazatelji sagorevanja, upravljanje sistemom paljenja, dinamika kolenastog vratila, neuronske mreže, lokalni linearni modeli, zajednička informacija

Naučna oblast: Mašinstvo

Uža naučna oblast: Motori sa unutrašnjim sagorevanjem

UDK: 621.43.018.3:004.8.032(043.3)

Optimum Ignition Timing Control Of SI Engine Using Artificial Neural Networks

Abstract

Advanced combustion engine control systems require accurate feedback from the combustion chamber. Whereas the in-cylinder measurements are the most straightforward mean of obtaining combustion process information, their drawbacks in terms of implementation costs and durability are the main obstacles to their mass production implementation. Model based, virtual sensing approach has some advantages by offering high-quality information on the combustion process relying on the information provided from the commonly available engine signals, at the same time.

Models of the thermodynamic and mechanical process, within a combustion engine, are substantially nonlinear, which makes them, particularly interesting to the viewpoint of Artificial Neural Network (ANN) modeling approach. With a brief review of the thermodynamic fundamentals of combustion engine efficiency, combustion process indicators and general ANN modeling approach, commonly used in combustion engines, this thesis deals with an experimental study of ANN applications in virtual sensing of combustion process indicators based solely on the engine crankshaft speed and acceleration measurements. Focused on combustion process information extraction, measured angular speed is preprocessed in order to minimize the inertial effects by a detailed lumped-mass crankshaft model and calculation of new synthetic signals. This method provided ANN with combustion process rich information input signal.

The research presented, focuses on the combustion process phase estimation sublimated in the sensing of the angular position of the 50% of fuel mass fraction burned (MFB50). Two ANN approaches are compared with regard to MFB50 estimation accuracy and real-time control algorithm implementation suitability. The first one, based on Radial Basis Function implementation and trained by Orthogonal Least Squares algorithm, demonstrated its capabilities not only in a single combustion indicator sensing, but in complete MFB curve reconstruction. The second one, based on a Local Linear neuro-fuzzy Model (LLNFM) approach and trained with Local Linear Model Tree algorithm (Lolimot), provided a compact and fast neural-network-like model for virtual MFB50 sensing. Both models are trained and tested on experimental data acquired from 140 engine testing points (with 50 cycles, each)

of a test-bench four cylinder SI engine. Trained with the 30% of available data only, and tested with the rest of the data set, both models demonstrated good generalization capabilities with MFB50 estimation error 3σ deviation within acceptable $\pm 1,6^\circ$ crank angle range.

Key words: Internal combustion engines, Combustion features, Ignition timing control, Crankshaft dynamics, Neural networks, Local linear models, Mutual information

Scientific field: Mechanical Engineering

Scientific subfield: Internal Combustion Engines

UDC: 621.43.018.3:004.8.032(043.3)

Sadržaj

1	Uvod	1
1.1	Pregled rada	4
2	Optimalni radni ciklus motora	7
2.1	Energetska efikasnost motora SUS	7
2.2	Pokazatelji faze procesa sagorevanja	18
3	Izvori pokazatelja sagorevanja	25
3.1	Pritisak u cilindru	26
3.2	Struja jonizacije	30
3.3	Vibracije	31
3.4	Obrtni moment	33
3.5	Ugaona brzina	34
4	Veštačka inteligencija u motorima SUS	37
4.1	Veštačke neuronske mreže	39
4.1.1	MLP	44
4.1.2	RBF	47
4.1.3	Neuro-fuzzy	50
4.2	ANN u motorima SUS	57
4.3	Ideje za dalja istraživanja	63
5	Merna instalacija	65
5.1	Podaci o motoru i mernoj tehnici	65
5.2	Prikupljeni podaci	69
6	Obrada i priprema podataka	74
6.1	Tok pritiska u cilindru	74
6.1.1	Referenciranje pritiska	75
6.1.2	Identifikacija položaja SMT i stepena sabijanja	78
6.1.3	Izračunavanje MFB	84

6.2	Obrada signala ugaone brzine	91
6.2.1	Kompenzacija mehaničkih nedostataka	93
7	Dinamika kolenastog vratila	103
7.1	Jednačina kretanja KV kao krutog tela	106
7.2	Kinematika klipnog mehanizma	108
7.3	Aktivni momenti na vratilu	109
7.3.1	Moment gasne sile	109
7.3.2	Inercijalni moment	111
7.3.3	Momenti otpora trenja i spoljnog opterećenja	113
7.4	Elastično KV kao oscilatorni sistem	114
8	Model virtuelnog senzora MFB50	132
8.1	Sintetičke merene veličine	133
8.2	RB neuronske mreže	138
8.3	Lokalni linearni neuro-fuzzy modeli	155
8.4	Zajednička informacija i ANN	157
9	Zaključak i smernice za budući rad	167
A	Merna instalacija	172
	Pregled korišćenih oznaka	176
	Bibliografija	181

Lista Slika

1.1	Zavisnost broja (konvencionalno potrebnih) kalibracionih tačaka od kompleksnosti upravljačkog sistema motora [1]	3
2.1	Idealni termodinamički ciklusi motora SUS (levo) i uporedni stepeni korisnosti (desno) [2]	8
2.2	Termodinamički sistem u atmosferskoj okolini i proces u njemu tokom eksergijske analize	9
2.3	Integralni i kumulativni tok sagorevanja, predstavljen Vibeovom funkcijom (levo) i prikaz asimetričnosti za različite parametre oblika (m) i dužine trajanja sagorevanja	13
2.4	Asimetrija diferencijalnog toka sagorevanja (ROHR) – težište je pomereno u odnosu na simetralu ukupnog trajanja sagorevanja	14
2.5	Uticaj toplotnih gubitaka na pomeranje optimalnog položaja MFB 50 [3]	17
2.6	Uticaj stepena sabijanja i sastava smeše na pomeranje optimalnog položaja MFB50 [3]	17
2.7	Uticaj otklona položaja MFB50 od optimuma na specifičnu potrošnju i indicirani rad [3]	18
2.8	Promena pokazatelja faze sagorevanja sa promenom ugla pretpaljenja [4]	21
2.9	Ciklusne varijacije 50 uzastopno snimljenih ciklusa; Motor DMB 1.4, 2800 min ⁻¹ , 8 bar, $\lambda = 1$	23
3.1	Pritisak u cilindru u funkciji upravljanja motorom – istorijski pregled [5]	28
3.2	Tok struje jonizacije i pritiska u ugaonom domenu [6]	30
4.1	Pojednostavljeni prikaz biološke nervne ćelije [7]	42
4.2	Veštački neuron sa jednim (levo) i više (desno) ulaza i jednim izlazom [8]	42
4.3	Neuronska mreža sa jednim slojem neurona (single layer) [8]	43

4.4	Tri različite vrste aktivacionih funkcija – odskočna, sigmoidna i linearna u unipolarnom i bipolarnom obliku [7]	44
4.5	Neuronska mreža sa više slojeva (Multy Layer Perceptron – MLP) [8]	45
4.6	Višeslojna jednosmerna mreža (<i>Multi layer feedforward</i>) [7]	46
4.7	Primer rekurentne dinamičke NARX neuronske mreže[9]	46
4.8	Struktura RBF neuronske mreže [10]	48
4.9	Uticaj parametara RBF na rezultate aproksimacije	49
4.10	Primer pravila u fuzzy logici	51
4.11	Arhitektura Lolimot modela	52
4.12	Principi Lolimot transformacije sa jednim (gore) i dva ulaza (dole) [1]	54
4.13	Tok algoritma učenja Lolimot modela	55
4.14	Ulazni i ciljani (izlazni) set podataka Lolimot modela	55
4.15	Aproksimacija toka MFB Lolimot modelom - poređenje na jednom od ciklusa (gore) i prikaz greške određivanja MFB50 na osnovu estimiranih tokova MFB na svim ciklusima seta	56
4.16	Primer overfit-a (a) i dobre aproksimacije (b) funkcije (puna linija) a na osnovu izmerenih vrednosti (o) [11]	57
4.17	Poređenje manuelne i modelski zasnovane optimizacije upravljanja motorom [12]	59
4.18	Opšta struktura modelski zasnovanog procesa detekcije greške i dijagnoze [13]	60
5.1	Postavka mernog sistema	67
5.2	Izračunate vrednosti MFB50 u setu izmerenih režima	70
5.3	Mapa snimljenih stacionarnih radnih režima (Ko)	71
5.4	Režimi označeni za validaciju i testiranje modela (Ko)	71
5.5	Mapa snimljenih stacionarnih radnih režima (Kz)	72
5.6	Režimi označeni za validaciju i testiranje modela (Kz)	72
5.7	Šema merne instalacije (Dodatak A)	73
6.1	Termodinamičko referenciranje pritiska u dve tačke	75
6.2	Simetrija T-S dijagrama (levo) i uticaj položaja SMT na oblik dijagrama (desno)	80
6.3	Uticaj greške određivanja kompresione zapremine ΔV na oblik T-S dijagrama	81
6.4	Identifikacija stepena sabijanja (gore) i položaja SMT (dole) prae-njem T-S dijagrama	82

6.5	Estimacija eksponenta politrope linearizacijom sabijanja / ekspanzije log-log pV dijagrama	87
6.6	Postupak detekcije početka sagorevanja	90
6.7	Korigovani tok priraštaja pritiska usled sagorevanja sa naznačenim ugaonim prozorima za identifikaciju eksponenata politrope	90
6.8	Integralni i diferencijalni tok sagorevanja na 50 uzastopnih ciklusa (primer)	91
6.9	Prikaz termičkog šoka piezoelektričnog davača korišćenog za indikiranje pritiska (A.5)	91
6.10	Merni sistem za merenje ugaone brzine [14]	92
6.11	Greške merenja kao posledica radijalnog bacanja zupčastog diska	94
6.12	Izmerena i korigovana ugaona brzina - primer (1800 min^{-1} , 6 bar)	96
6.13	Inkrementalni enkoder postavljen na prednjem kraju KV	96
6.14	Kinematika enkodera izloženog radijalnom bacanju	97
6.15	Veze ugaonih pomeranja statora i rotora enkodera	98
7.1	Kinematski parametri klipnog mehanizma	110
7.2	Ekvivalentni model klipnjače	112
7.3	Pojednostavljeni višedelni torzioni model kolenastog vratila	115
7.4	3D CAD model kolenastog vratila motora DMB 1.4	122
7.5	Segment kolenastog vratila umrežen konačnim elementima i izložen virtuelnom uvijanju (torzione deformacije pod dejstvom momenta uvijanja od 50Nm)	122
7.6	Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 1800 min^{-1} , puno opterećenje	125
7.7	Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 1800 min^{-1} , parcijalno opterećenje	125
7.8	Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 2300 min^{-1} , puno opterećenje	126
7.9	Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 2300 min^{-1} , parcijalno opterećenje	126
7.10	Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 2830 min^{-1} , puno opterećenje	127
7.11	Ugaona brzina na zamajcu KV - 1800 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje	127
7.12	Ugaona brzina na zamajcu KV - 2300 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje	128
7.13	Tok sagorevanja i pritisaka u cilindru - 50 uzastopnih ciklusa režima br. 18	128

7.14	Utica j promene u radu jednog od cilindara na tok ugaonog ubrzanja (meren na zamajcu)	129
7.15	Harmonijska analiza ugaone brzine na slobodnom kraju KV - 2800 min^{-1} , puno opterećenje	130
7.16	Prvi oblik oscilovanja modeliranog kolenastog vratila	131
8.1	Struktura virtuelnog senzora pokazatelja MFB50 (na osnovu toka ugaone brzine KV)	133
8.2	M_{synth} , 1800 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje	137
8.3	M_{synth} , 2300 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje	137
8.4	Mapirana srednja vrednost pritiska u usisnom kolektoru - skup svih izmerenih ciklusa	139
8.5	Mapirana srednja vrednost ugaone brzine KV - skup svih izmerenih ciklusa	140
8.6	Mapirana vrednost sintetičkog momenta M_{synth} - primer nekoliko različitih ciklusa na segmentu 4. cilindra	140
8.7	Mapirana vrednost MFB - primer nekoliko različitih ciklusa	141
8.8	RBF ANN sa jednim neuronom[8]	141
8.9	Kompletna arhitektura RB ANN[8]	143
8.10	Poređenje izmerenog i simuliranog toka MFB pomoću RB ANN (jedan od ciklusa režima br. 27)	146
8.11	Poređenje toka MSE_N na skupovima M_S i V_S ; učenje je vršeno na skupu M_S	148
8.12	Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 1 (gore) i br.2 (dole)	151
8.13	Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 3 (gore) i br.4 (dole)	152
8.14	Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 5 (gore) i br.6 (dole)	153
8.15	Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 7 (gore) i br.8 (dole)	154
8.16	Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu V_S , Lolimot $\sigma_L = 0.25$, $N_P = 5$	157
8.17	Nelinearna transformacija MFB50 kao signala proizvoljne raspodele u skup vrednosti relativnog ranga, koji ima uniformnu raspodelu	159
8.18	Izračunavanje I_2 između i -tog ugaonog inkrementa signala M_{synth} ($\{x_i(k)\}_{k=1}^K$) i odgovarajuće vrednosti MFB50 ($\{y(k)\}_{k=1}^K$) na skupu od $K = 6896$ ciklusa	162
8.19	Serija I_2 krivih za sukcesivne iteracione korake procesa odabira ugaonih inkremenata sa najvećim informacionim sadržajem u pogledu MFB50	164
8.20	Formiranje ulaznog vektora ANN sa najvećim informacionim sadržajem	165

8.21	Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu V_S , Lolimot $\sigma_L = 0.22$, $N_P = 2$; Ulazni vektor formiran na osnovu rezultata MI analize (6 tačkaka sa najvećim sadržajem informacije o MFB50)	166
9.1	Koncept sistema upravljanja fazom procesa sagorevanja - predlog . .	170

Spisak Tabela

2.1	Dozvoljene varijacije pokazatelja faze sagorevanja koje dovode do umanjena momenta od najviše 0.2% [4]	22
2.2	Srednje vrednosti minimalno potrebnog broja ciklusa za stabilnu evaluaciju pokazatelja faze sagorevanja [4]	23
2.3	Poređenje performansi pokazatelja faze sagorevanja (++ Vrlo dobro, + Dobro, - Loše, – Veoma loše) [4]	24
5.1	Specifikacije motora	66
5.2	Pregled snimljenih stacionarnih režima	69
7.1	Polazni parametri modela KV identifikovani na osnovu 3D modela . .	123
7.2	Identifikovani parametri modela KV (<i>Levenberg – Marquardt</i>)	124
7.3	Sopstvene frekvence oscilovanja modeliranog kolenastog vratila	129
8.1	Numerički testovi različitih konfiguracija RBF ANN	147
8.2	Numerički testovi različitih konfiguracija Lolimot modela - vrednosti $\sigma(\Delta_{MFB50})$ [$^{\circ}KV$] na skupu za validaciju V_S	156
8.3	Ugaoni inkrementi sa najvećim informacionim sadržajem o <i>MFB50</i> .	164
8.4	Numerički testovi različitih konfiguracija Lolimot modela - vrednosti $\sigma(\Delta_{MFB50})$ [$^{\circ}KV$] na skupu za validaciju V_S ; Ulazni vektor formiran na osnovu rezultata MI analize (6 tačkaka sa najvećim sadržajem informacije o MFB50)	165
A.1	Komponente instalacije za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.A	173
A.2	Pregled oznaka merenih veličina na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.A	174

A.3	Pregled oznaka upravljačkih veličina na instalaciji za eksperimentalno isptivanje motora DMB 202.A	174
A.4	Pregled oznaka komponenata izduvne emisije merenih na instalaciji za eksperimentalno isptivanje motora DMB 202.A	175
A.5	Tehničke karakteristike davača pritiska u cilindru	175
A.6	Tehničke karakteristike optičkog inkrementalnog enkodera	175

1. Uvod

Dominatna tehnologija, koja pokreće svet danas, jeste motor sa unutrašnjim sagorevanjem. Uprkos širokoj primeni i prihvaćenosti, zahtevi koji se postavljaju pred današnje motore SUS su sve brojniji i veći, a naročito oni koji se odnose na štetnu emisiju izduvnih gasova. Jedan od najglasnijih zahteva odnosi se na potrebu za znatnim smanjenjem emisije gasova, za koje se veruje da imaju dominantan uticaj u stvaranju efekta „staklene bašte”, sa ciljem ublažavanja klimatskih promena. Evropska Komisija planira zakonski okvir, koji će postati osnov za obezbeđenje cilja ograničenja emisije od strane putničkih i lakih komercijalnih vozila. Već su na snazi regulative[15], čiji je cilj da postepeno snize emisiju CO₂ sa tendencijom da prosečna emisija putničkog vozila proizvedenog 2020. ne prelazi 95 CO₂ g/km. Kao podstrek za primenu novih tehnologija, uvedeni su i bonusi industriji za proizvodnju vozila, koja će emitovati manje od 50 CO₂ g/km (i to već od 2012.)

Sa druge strane, današnji proizvođači ne mogu zanemariti zahteve tržišta, vezane pre svega za viši komfor vožnje. Jaka konkurencija i rastuća stopa motorizacije pojedinih delova sveta, kao što su Azijske i Južno Američke zemlje, vrše dodatni pritisak na proizvođače u vidu sve viših troškova proizvodnje motora, odnosno vozila, koji mogu ispuniti naizgled veoma suprostavljene zahteve.

Svi ovi zahtevi doprineli su brzom razvoju upravljačkih sistema motora SUS. Novi koncepti, poput varijabilnih sistema razvoda „downsizing”, u kombinaciji sa natpunjenjem i novim sistemima ubrizgavanja goriva su znatno povećali kompleksnost celog motorskog sistema. Kako bi se ovakvim kompleksnim sistemima upravljalo na optimalan način, razvijaju se sve naprednije strategije upravljanja i dijagnostike motora. Strategija upravljanja većine današnjih motora je zasnovana na konceptu upravljanja u otvorenoj petlji. Ovaj koncept ne zadovoljava potrebe dolazećih, modernih sistema upravljanja, koji zahtevaju tačne povratne informacije od motora, kako bi njime predvidivije i efikasnije upravljali u zatvorenoj petlji.

Koncept upravljanja motorom u otvorenoj petlji se, u velikoj meri oslanja na podatke uskladištene u memoriji elektronske upravljačke jedinice (EUJ) motora. Optimizacija ovih mapa i njihovo „punjenje” vrši se tokom procesa kalibracije motora, na probnom stolu, uz postavljanje ciljne funkcije zasnovane na ograničenjima u pogledu izduvne emisije, sa jedne strane, i što niže specifične potrošnje, sa druge [16].

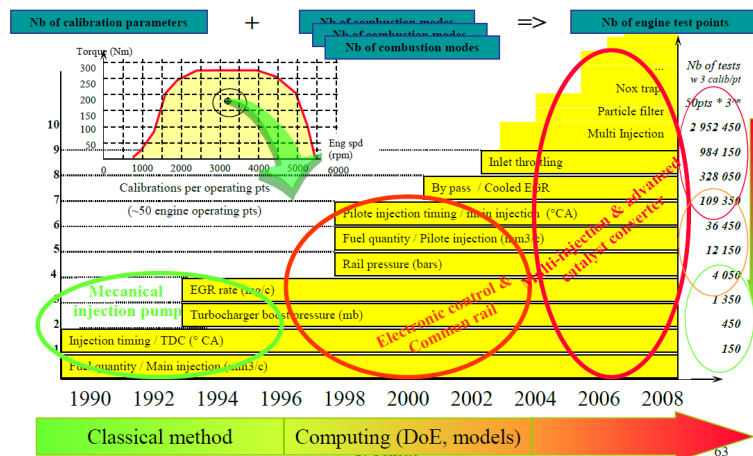
Kako bi se kompenzovali brojni drugi spoljni uticaji (temperatura usisnog vazduha, temperatura rashladne tečnosti, atmosferski pritisak,...), sastavni deo kalibracionog procesa jeste i utvrđivanje i definisanje brojnih korekcionih mapa. Na taj način proces kalibracije EUJ postaje veoma zahtevan u pogledu potrebnog vremena i resursa, naročito kod novijih sistema upravljanja sa znatno uvećanim brojem promenljivih i upravljačkih parametara. Na slici 1.1 je prikazan trend porasta potrebnog broja merenih režima motora, kako bi se izvršila kalibracija upravljačkih mapa motora. Proces kalibracije se svodi na variranje upravljačkih parametara u određenoj radnoj tački. Navedeni primer se odnosi na kalibraciju na 50 radnih tačaka iz radnog polja motora uz variranje svakog od upravljačkih parametara na samo tri diskretna nivoa. Na primeru dizel-motora novije generacije (common rail + DeNox + filter čestica), vidi se da bi teoretski bilo potrebno motor ispitati na skoro 3 miliona režima. Uz neki apsolutni minimum od svega 2 minuta po jednom režimu, to znači da bi ovakvo, konvencionalno ispitivanje, trajalo više od 11 godina. Zahvaljujući modelski zasnovanom planiranju eksperimenta (DOE¹), kao i HIL² simulacijama, kalibracija se vrši u drastično suženom broju reprezentativnih radnih tačaka, tako da sam postupak traje neuporedivo kraće, ali i dalje uz znatan utrošak vremena i resursa.

Uprkos uloženom trudu i naporu, rezultati kalibracije ne mogu garantovati optimalan rad motora tokom eksploatacije. Karakteristike motora se menjaju tokom vremena, pre svega zbog habanja pojedinih sklopova. Kalibracioni parametri, smešteni u memoriju EUJ, nisu u stanju da se prilagođavaju ovim promenama i zbog toga, vremenom, upravljanje može početi da odstupa od optimalnog. Sa druge strane, pojedine uticaje nije ni moguće uzeti u obzir tokom procesa kalibracije (npr. variranje karakteristika goriva).

Otud bi koncept upravljanja u zatvorenoj petlji, koji bi bio zasnovan na informacijama dobijenim iz samog radnog procesa, osim navedenih prednosti sa aspekta

¹*Design Of Experiment*

²*Hardware In the Loop*



Slika 1.1.: Zavisnost broja (konvencionalno potrebnih) kalibracionih tačaka od kompleksnosti upravljačkog sistema motora [1]

upravljanja, u velikoj meri olakšao i ubrzao proces optimizacije rada same EUJ, odnosno doprineo smanjenju troškova ove izuzetno važne faze razvoja svakog motorskog agregata.

Osnovni problem koncepta upravljanja motorom u zatvorenoj petlji predstavlja upravo izvor povratnih informacija sistemu upravljanja. Poslednje dve decenije istraživanja na ovom polju dovele su do mnogobrojnih, u literaturi, predloženih metoda, koje se mahom oslanjaju na informaciju o toku pritiska u cilindru (tj. indiciranog pritiska). Sa aspekta problematike upravljanja radnim procesom motora, sam tok pritiska u cilindru jeste najneposredniji i suštinski izvor informacija o realizovanom procesu sagorevanja. Koliki je značaj informacija sadržanih u signalu pritiska u cilindru govore i reči poznatog profesora A.K. Oppenheima [17], doajena u oblasti istraživanja procesa sagorevanja u motorima, koji je tok pritiska u motoru uporedio sa „srčanim pulsom motora”, a njegovo merenje i analizu uporedio sa „motorskom kardiologijom”.

Indikatorski pritisak jeste jedan od najboljih pokazatelja toka radnog procesa, zbog svoje jake veze sa termodinamičkim procesima tokom faze sagorevanja. Iz snimljenog indikatorskog pritiska moguće je izračunati nekoliko parametara, kojima se može okarakterisati sam proces sagorevanja. Ti izvedeni parametri – pokazatelji pružaju informacije o npr. početku sagorevanja, njegovom trajanju i toku. Ovi podaci imaju velikog uticaja na stepen korisnosti odnosno energetske efikasnosti motora i njegovu emisiju.

Glavna prepreka implementaciji ovih ideja leži u činjenici da je ona još uvek suviše skupa za uvođenje u masovnu proizvodnju. Tu se, pre svega, misli na visoku

cenu senzora pritiska, koji bi bili u stanju da pouzdano i dugotrajno mere apsolutni pritisak u cilindru, ali i složenu rekonstrukciju cilindarske glave, koja bi omogućila implementaciju ovih senzora. Zahtev za uvođenjem novog senzora, koji bi povećao ukupne troškove proizvodnje za 0,1%, u današnjoj automobilskoj industriji, može biti razlog zaustavljanja daljeg rada na takvom projektu. Sa druge strane, projekat, koji za cilj ima razvoj naprednog sistema upravljanja optimiranog da zadovolji zahteve uz redukciju broja senzora, najverovatnije će naići na znatnu podršku od strane menadžmenta [18].

Navedeni nedostaci merenja pritiska u cilindru su jedan od glavnih motivatora istraživanja, koja pokušavaju da ovom problemu priđu na manje posredan način kroz tzv. virtuelne senzore pritiska u cilindru. Ovaj pristup podrazumeva dolaženje do informacije o toku pritiska u cilindru motora indirektno, analizom neke druge promenljive kao što su npr. trenutna ugaona brzina kolenastog vratila, vibracije cilindarskog bloka ili struja jonizacije u komori za sagorevanje. Indirektno traganje za signalima, koji u sebi sadrže informaciju o onom što se zapravo dogodilo u samom cilindru motora, jeste direktna posledica smanjenja troškova i mehatronskog pristupa rešavanju problema u inženjerskoj praksi. Osnovni cilj pomenutih istraživanja je da se do pokazatelja procesa sagorevanja dođe iz signala, koji su već, standardno, raspoloživi na motoru ili sa dodatnih senzora, koji moraju biti jeftini i prilagođeni što jednostavnijoj implementaciji.

Ovaj rad predstavlja skroman pokušaj doprinosa istraživanju na polju virtuelnih senzora pokazatelja sagorevanja i to jednog od njih koji bi ukazivao na optimalno faziranje procesa upaljenja smeše tokom radnog ciklusa, a koji bi bio direktno crpljen iz informacije o trenutnoj ugaonoj brzini kolenastog vratila motora. Istraživanje, predstavljeno u ovom radu, se oslanja, kako na eksperimentalne podatke, tako i na informacije dobijenih simulacijom kalibrisanih matematičkih modela. Virtuelni senzor zasniva se na kombinaciji klasičnih, dobro poznatih jednačina kojima se opisuje dinamika kretanja kolenastog vratila motora i neuronskih mreža (i sličnih modela), kao veoma moćnih matematičkih alata za aproksimaciju izrazito nelinearnih i složenih zavisnosti velikog broja promenljivih.

1.1. Pregled rada

U drugom poglavlju prikazana je analiza faktora, koji utiču na stepen korisnosti motora SUS, i to naročito onih na koje se može uticati tokom rada motora. Oslanjajući se na eksergijsku analizu radnog procesa, dato je objašnjenje termodinamičkih

kriterijuma optimalnog radnog ciklusa sa aspekta faze procesa sagorevanja. Na taj način je pruženo objašnjenje zašto se u praksi teži ka tome da se proces sagorevanja fazira tako da 50% ukupno oslobođene toplote, tokom procesa, bude dosegnuto u ugaonom intervalu od 8° do 10° kolenastog vratila, posle SMT.

Pregled i analiza raznih pokazatelja sagorevanja predstavlja uvod za naredno - treće poglavlje, koje se bavi analizom signala, iz kojih se može crpeti informacija o pokazateljima sagorevanja. Imajući na umu, pre svega, potencijalnu upotrebu ovih izvora signala u naprednom sistemu za upravljanje sistemom paljenja, a u cilju optimalnog faziranja procesa sagorevanja, dat je kritički osvrt na karakteristike signala i metoda za uzorkovanje toka pritiska u cilindru, struje jonizacije, mehaničkih vibracija, obrtnog momenta i ugaone brzine.

Analiza potencijala veštačkih neuronskih mreža (ANN) u algoritmima za upravljanje i dijagnostiku motora SUS, predmet je četvrtog poglavlja. Dat je osnovni uvod u koncept ANN i prikaz i pojašnjenje najčešće korišćenih ANN, ali i neuro-fuzzy modela u oblasti motora SUS. U ovom poglavlju je dat i pregled istraživanja i postignutih rezultata u primeni raznih ANN u aplikacijama upravljanja i dijagnostike motora SUS. Ovi rezultati su ukazali na potencijale, koje ANN imaju za rešavanje problema u oblasti motora, te je tako i ponikla ideja za njihovu implementaciju u, softverski zasnovan, virtuelni senzor toka procesa sagorevanja. Preduslov za korišćenje ANN je prethodno prikupljanje što veće količine informacija o radu sistema, koji treba modelovati. U tom smislu su izvedene potrebne pripreme za eksperimentalni deo istraživanja.

U petom poglavlju je opisana merna instalacija, odnosno konfiguracija probnog stola za ispitivanje, kao i predmetni motor. Radni režimi, snimljeni tokom eksperimenta, su pregledno prikazani u radnom polju motora, radi lakšeg praćenja njihovog daljeg korišćenja u radu.

Način na koji su eksperimentalno snimljeni podaci obrađeni, kao i opis, za to, korišćenih metoda dat je u šestom poglavlju. Poseban akcenat stavljen je na obradu toka pritiska u cilindru i toka ugaone brzine, kao glavnih nosilaca informacija sa kojima treba da se nosi ANN koju treba implementirati. Osim opisa uobičajenih procedura za obradu merenih podataka, prikazani su i neki specifični postupci, kojima su rešeni problemi nastali kao posledica manjkavosti pojedinih korišćenih mernih lanaca.

Tokom eksperimenta, merenje ugaone brzine kolenastog vratila je bilo raspoloživo samo na njegovom slobodnom kraju. Da bi se omogućila dublja analiza zavisnosti

ugaone brzine vratila i toka procesa sagorevanja po individualnim cilindrima motora, kreiran je višedelni ekvivalentni torzioni model klipnog mehanizma motora, koji je predstavljen i detaljno opisan u sedmom poglavlju. Osim postavke modela, u ovom poglavlju su opisane i metode njegovog rešavanja, a za potrebe generisanja signala ugaonih brzina na drugim segmentima vratila. Takođe su prikazani postupak i rezultati kalibracije modela vratila.

Ulazni (ugaona brzina) i izlazni (MFB50) signali, obrađeni i pripremljeni u prethodnim poglavljima, spremni su za upotrebu u konkretnim veštačkim neuronskim mrežama implementiranim u modelu virtuelnog senzora toka sagorevanja. Model senzora je predmet osmog poglavlja. U cilju eliminacije uticaja momenta inercije delova klipnog mehanizma na tok ugaone brzine, prezentovan je koncept sintetičkih promenljivih (brzine, ubrzanja, momenta,...), koji je upotrebljen za finalnu pripremu ulaza ANN. Predložena su dva modela za implementaciju u virtuelni senzor toka sagorevanja: model zasnovan na neuronskoj mreži sa aktivacionim funkcijama radialne osnove, kao i koncept zasnovan na lokalno linearnom neuro-fuzzy modelu. Numerički testovi, uz varijaciju parametara ovih modela, ukazali su na optimalne topologije, koje daju zadovoljavajuće rezultate u pogledu detekcije položaja MFB50. Kako bi se dobio što manji i za procesiranje što brži ANN model, izvršena je korelaciona analiza ulaza i izlaza ANN mreže, zasnovana na postulatima teorije informacija i izračunavanja opšte zajedničke informacije (MI). Primena ove metode za optimizaciju ulaznog vektora, doprinela je smanjenju testiranog Lolimot modela (virtuelnog senzora toka sagorevanja) na izuzetno kompaktnu dimenziju.

U poslednjem, devetom poglavlju data su zaključna razmatranja, kao i smernice za budući rad na polju implementacije ANN modela u algoritme za optimalno upravljanje procesom sagorevanja kod motora SUS.

2. Optimalni radni ciklus motora

2.1. Energetska efikasnost motora SUS

Motori sa unutrašnjim sagorevanjem dominiraju sektorom drumskog transporta, koji je samo u toku 2009. godine potrošio $2.28 \cdot 10^3$ miliona tona ekvivalentne nafte – ili 27.3% celokupne svetske potrošnje [19]. Potrošnja ove količine goriva, u transportu, dovela je do emisije $4.88 \cdot 10^3$ miliona tona CO_2 , odnosno 16.8% sveukupne svetske emisije [20]. Nastupajuća energetska kriza, ali i sve intenzivnije klimatske promene (za koje se velikim delom smatra odgovornim i prekomerna emisija CO_2), zahtevaju iznalaženje novih i unapređenje postojećih rešenja pogona u oblasti drumskog transporta.

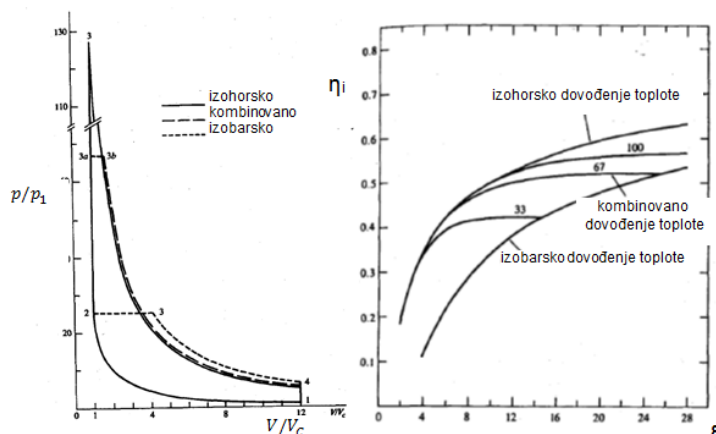
Energetska efikasnost motora SUS je pod lupom istraživača od samih početaka njegovog razvoja i uprkos činjenici da je na povećanju efikasnosti već postignuto dosta toga, još uvek postoji ne tako mali raskorak u onome što se u motorima postiže i onoga što je, sa termodinamičke tačke gledišta, ostvarivo.

Analiza idealnog ciklusa u motoru SUS, uz primenu brojnih pojednostavljenja i pretpostavki [2], kao i osnovnih zakona termodinamike, dovodi do poznatog izraza kojim se može proceniti indicirani stepen korisnosti idealnog kombinovanog ciklusa motora SUS:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{(\gamma-1)}} \cdot \left[\frac{\alpha_t \cdot \beta_t^\gamma - 1}{\alpha_t \cdot \gamma \cdot (\beta_t - 1) + \alpha_t - 1} \right] \quad (2.1)$$

Osnovni parametri u jednačini 2.1 su:

- ϵ – stepen sabijanja



Slika 2.1.: Idealni termodinamički ciklusi motora SUS (levo) i uporedni stepeni korisnosti (desno) [2]

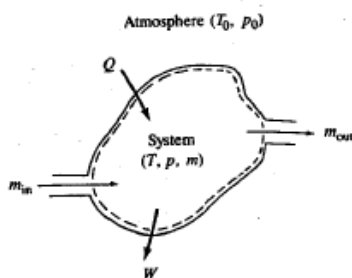
- $\alpha_t = \frac{p_3}{p_2}$ – odnos maksimalnog i minimalnog pritiska tokom izohorskog dovođenja toplote
- $\beta_t = \frac{V_{3b}}{V_{3a}}$ – odnos krajnje i početne zapremine tokom izobarskog dovođenja toplote

Osnovna analiza pokazuje da se, pri određenom stepenu sabijanja, najviša efikasnost može postići brzim, izohorskim dovođenjem toplote. Sam stepen sabijanja, takođe, ima veliki pozitivan uticaj na stepen korisnosti.

Motorski ciklusi, realizovani u inženjerskoj praksi, svojim stepenom korisnosti streme ka termodinamičkim idealima koje zbog niza veoma složenih procesa (koji utiču i sačinjavaju radni ciklus realnog motora), čini se, nije moguće dostići. Put do optimalnog radnog ciklusa se svodi na optimizaciju njegova tri osnovna dela od kojih se svaki može analizirati zasebno. Te tri celine zapravo predstavljaju: proces pripreme radne materije, proces sagorevanja i proces transformacije toplotne energije u mehanički rad.

Sveobuhvatni pristup koji pokušava da da detaljne odgovore i pruži uvid u bolje razumevanje transformacije energije tokom radnog ciklusa motora se, kod većine autora, zasniva na analizi eksergije, odnosno maksimalnog korisnog rada koji je moguće dobiti tokom procesa vraćanja sistema u ravnotežno stanje sa (u slučaju motora SUS) okolinom.

Eksergija sistema B se može računati kao:



Slika 2.2.: Termodinamički sistem u atmosferskoj okolini i proces u njemu tokom eksergijske analize

$$B = U + p_0V - T_0S \quad (2.2)$$

Gde, respektivno, U, V i S predstavljaju: unutrašnju energiju, zapreminu i entropiju sistema, a p_0 i T_0 , parametre okoline. Osnovni „nedostatak” realnih ciklusa jeste postojanje nepovratnih procesa usled toplotnih i drugih gubitaka, kao i same hemijske transformacije reaktanata tokom sagorevanja. Neminovan gubitak eksergije tokom radnog ciklusa zapravo predstavlja:

$$B_{uništeno} = T_0\Delta S_{nepovratno} \quad (2.3)$$

Teorijski se razlika između realnog i idealnog radnog ciklusa može smanjiti uz smanjenje „uništene” eksergije, odnosno smanjenjem nepovratnog porasta entropije. Sveukupno gledano, stepen korisnosti realnih ciklusa modernih motora je na oko 80% stepena korisnosti, koji ima idealni ciklus (pri identičnim geometrijskim parametrima motora, karakteristikama goriva, sastavu smeše,...). Osnovni faktori, koji sačinjavaju ovu razliku od 20% su redom, po važnosti [2]:

- toplotni gubici, naročito intenzivni tokom faze sagorevanja
- konačno trajanje sagorevanja (nije brzo, trenutno)
- gubici tokom izduvavanja produkata sagorevanja
- gubici zbog strujanja u zazorima i curenja radne materije
- gubici usled nepotpunog sagorevanja radne materije

Dominantni gubici eksergije ostvaruju se tokom procesa sagorevanja i oni bivaju manji sa porastom stepena kompresije i obogaćenjem smeše. Sa druge strane, gubitak eksergije se nastavlja tokom procesa ekspanzije, a gubici se, tokom ove faze, smanjuju sa osiromašenjem smeše. Ukupna analiza nepovratnog porasta entropije dovodi do poznatog zaključka da stepen korisnosti motora raste sa povećanjem stepena kompresije uz rad sa siromašnom smešom, koja bi trebalo da sagori trenutno – izohorski. Zahtevi navedenog, optimalnog, ciklusa motora SUS su toliko kontradiktorni da ih je, na današnjem nivou znanja, tehnologije i raspoloživih goriva, maltene nemoguće ispuniti. Ipak, teorijska analiza promena eksergije pruža uvid u bolje razumevanje energetske transformacije u motoru i daje naznake na kojim delovima ciklusa bi se nešto moglo učiniti, kako bi se radni proces motora mogao poboljšati sa aspekta povećanje stepena korisnosti, a sve to u cilju povećanja ekonomičnosti i posledično tome smanjenja emisije CO_2 .

Analizirajući motor SUS kao energetska mašinu sa eksergijske tačke gledišta, moguće je doći do interesantnih zaključaka o tome šta to sačinjava optimalni termodinamički ciklus, tj. pod kojim uslovima i uz koje napore je moguće maksimizirati stepen korisnosti. U radovima [21] i [22] je pregledno obuhvaćena analiza nekoliko desetina studija, koje analiziraju uticaj pojedinih faktora na tzv. eksergijski stepen korisnosti, koji za razliku od termodinamičkog (definisano Prvim zakonom termodinamike) uzima u obzir ne samo toplotne gubitke, već i gubitke koji su posledica ireverzibilnosti pojedinih delova procesa. Brojne analize su pokazale da se eksergija goriva, tokom radnog procesa, dominantno raspodeljuje na sledeće celine:

- eksergija uništena ireverzibilnim procesima tokom sagorevanja
- eksergija prenesena van procesa kroz toplotne gubitke
- eksergija produkata sagorevanja u izduvu
- eksergija produkata sagorevanja tokom ekspanzije

Teh i Miller su u studiji [23] i [24] razradili eksergijsku analizu fokusirajući se na optimizaciju procesa sagorevanja, sa termodinamičke tačke gledišta. Podelivši ceo radni ciklus na tri celine – pripremu smeše, sagorevanje i predaju rada od strane produkata sagorevanja, pokazano je da najveći potencijal u minimizaciji uništene eksergije tokom sagorevanja leži u održavanju unutrašnje energije radne materije, tokom procesa, na najvišem mogućem nivou (princip ekstremnog stanja). Ključnu veličinu u ovoj strategiji čini proizvod unutrašnje energije i zapremine ravnotežnog

stanja na kraju sagorevanja. Takođe je zaključeno da kinetika hemijskih reakcija tokom sagorevanja, nehomogenost radne materije, kao i toplotni gubici u mnogo manjoj meri utiču na gubitak eksergije tokom odvijanja radnog ciklusa.

Uz određeni stepen sabijanja, koji ima dominantan uticaj na stepen korisnosti, optimalni proces sagorevanja bi se sveo na:

- brzo sabijanje smeše na veličinu kompresione zapremine
- izohorsko sagorevanje do ravnotežnog stanja
- brzu ekspanziju produkata sagorevanja

Sprovođenje ovakve strategije je, još uvek, daleko od mogućeg i deluje prilično imaginarno u donosu na realan proces u motorima, te je možda opravdano postaviti pitanje kako se zaključci ovih analiza mogu upotrebiti u optimizaciji procesa realnih motora.

Iskustvo pokazuje da je faziranje procesa sagorevanja, u odnosu na položaj klipnog mehanizma, jedan od najvažnijih parametara koji utiču na indicirani obrtni moment proizveden od strane oto-motora. Sa druge strane, sve pomenute eksergijske analize pokazuju da su direktne posledice faziranja procesa sagorevanja na efikasnost radnog procesa minorne. Uzimajući u obzir dodatne efekte, koji su posledica faziranja sagorevanja i koji do izražaja dolaze u fazi ekspanzije, kao i realan tok sagorevanja u motoru, zaključci eksergijskih analiza se dobro uklapaju u definisanje optimalne faze procesa sagorevanja.

Faza procesa sagorevanja, kod oto-motora, zavisi od ugla pretpaljenja – upravljačke veličine od koje veoma zavisi postizanje najboljih performansi u celom radnom području motora. Bargende se u radu [25] bavio istraživanjem kriterijuma koji definišu optimalan režim – režim pri kome se postiže maksimalni obrtni moment (MBT^1) pokazuje da se upravljanje paljenjem može svesti na veoma jednostavan cilj:

- proces sagorevanja fazirati tako da 50% energije sagorevanja (MFB^2) bude oslobođeno na 8° KV posle SMT

¹*Maximum Brake Torque*

²*Mass Fraction Burned*

Pomenuto istraživanje je toliko citirano i korišćeno (naročito u automatizovanoj kalibraciji EUJ), da se čini da se to „uputstvo” već a priori prihvata, bez osvrta na fizikalnost procesa sadržanu u njemu.

Oslanjajući se na eksergijsku analizu, odnosno analizu promene entropije i mogućnosti minimizacije njenog porasta tokom ciklusa, Beccari je u radu [26] dao veoma iscrpno fundamentalno obrazloženje zaključaka Bargendea. Vršeći analizu optimalnog procesa sagorevanja, oslanjajući se na eksergijsku analizu i već znanu činjenicu da bi dovođenje toplote, tj. trenutno sagorevanje, idealno bilo postaviti u SMT na kraju kompresije, došao je do zaključka da bi faziranje trenutnog sagorevanja oko SMT imalo isti efekat kao i smanjenje stepena kompresije:

$$1 - \eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma-1}} \int_{\varphi_a}^{\varphi_b} \left(\frac{V}{V_m} \right)^{\gamma-1} \frac{dx}{d\varphi} d\varphi \quad (2.4)$$

gde su φ_a i φ_b uglovi početka i kraja sagorevanja, funkcija $x(\varphi)$ – funkcija kumulativnog toka sagorevanja, a V_m minimalna, odnosno kompresiona zapremina.

Ova analogija umnogome olakšava razumevanje posledica faziranja procesa sagorevanja:

- Realnost procesa sagorevanja, tj. njegovo konačno trajanje, utiče na smanjenje stepena korisnosti usled nemogućnosti da se skoncentriše na trenutak u kome zapremina dostiže svoj minimum.
- Kad već traje konačno, tok sagorevanja bi trebalo da bude simetričan u odnosu na SMT.

Iskustvo pokazuje da se realan tok sagorevanja može opisati pojedinim funkcijama, poput veoma često korišćene Vibeove [27], koja najčešće nije simetrična u odnosu na SMT.

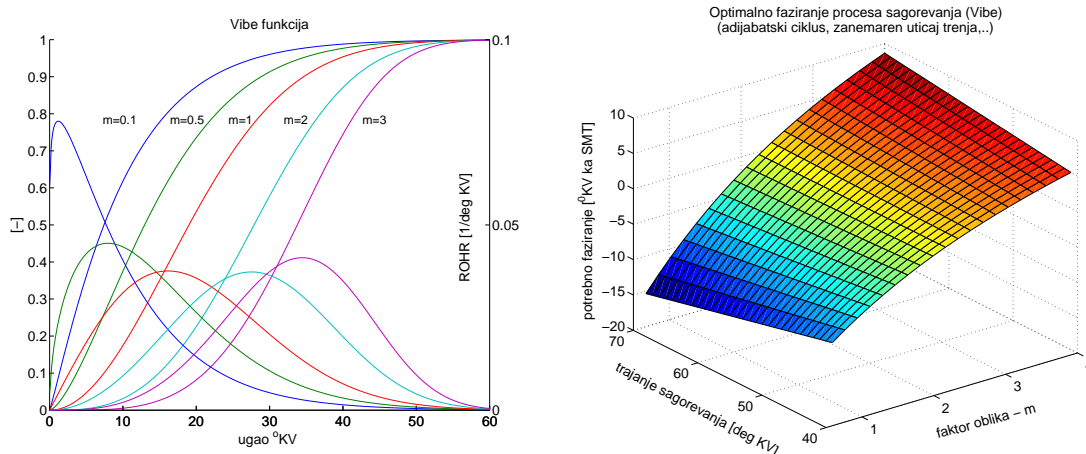
Minimizacijom porasta entropije tokom procesa sagorevanja, kod adijabatskog motora sa zanemarenim uticajem trenja, dolazi se do zaključka da se taj minimum postiže ugaonim faziranjem:

$$\phi = \int_{-0.5\varphi_c}^{0.5\varphi_c} \varphi \frac{dx}{d\varphi} d\varphi = \varphi_g \quad (2.5)$$

gde je φ_c ukupan ugao sagorevanja.

Jednačina (2.5) pokazuje da je nesimetričan tok sagorevanja potrebno pomeriti u smeru ranijeg paljenja za ugaonu vrednost, koja je jednaka odstupanju položaja težišta diferencijalne krive u odnosu na simetralu ugla trajanja sagorevanja. Na taj način se ukupan efekat dovođenja toplote simetrično raspoređuje oko SMT, što doprinosi maksimalnom umanjenu uticaja konačnog trajanja sagorevanja na efekat „izgubljenog” stepena sabijanja. Jednostavnije rečeno – ovaj fazni položaj procesa sagorevanja omogućiće postizanje optimalnog stepena korisnosti, u datim okolnostima (sastav smeše,...) .

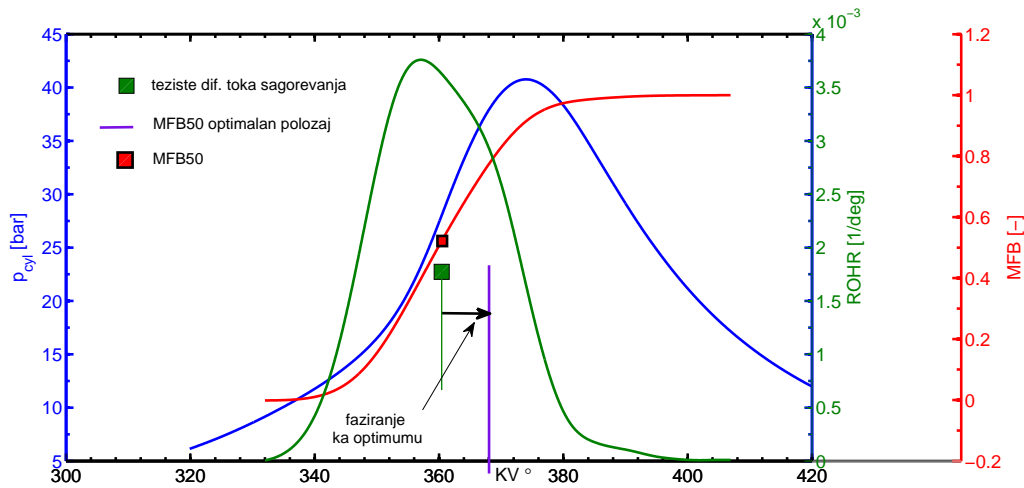
Zanimljivo je i to da položaj težišta površine ispod diferencijalnog toka sagorevanja skoro koincidira sa ugaonim položajem pri kome se ostvaruje 50% ukupno dovedene toplote procesom sagorevanja.



Slika 2.3.: Integralni i kumulativni tok sagorevanja, predstavljen Vibeovom funkcijom (levo) i prikaz asimetričnosti za različite parametre oblika (m) i dužine trajanja sagorevanja

Beccari dalju analizu produbljuje uključivanjem uticajnih faktora realnih ciklusa. Tako npr., uticaj promenljivosti specifične toplote radne materije prouzrokuje potrebu za pomeranjem procesa sagorevanja na stranu kašnjenja za oko 1° KV.

Kao što literatura i brojni eksperimenti pokazuju, tok sagorevanja kod oto-motora se, u prvom približenju, može predstaviti Vibeovom funkcijom sa faktorom oblika $m=2$. Uzimajući u obzir promenljivost specifične toplote radnog medijuma u cilindru, ispostavlja se da je ova tipična funkcija skoro simetrična u odnosu na SMT. To dovodi do zaključaka da uzroke zbog kojih je potrebno fazirati i ovu krivu, a koje postavlja realnost i praksa, treba tražiti u dodatnim uticajima, te je analiza u radu



Slika 2.4.: Asimetrija diferencijalnog toka sagorevanja (ROHR) – težište je pomerenjeno u odnosu na simetralu ukupnog trajanja sagorevanja

[26] proširena i na razmatranja posledica koje na porast entropije, tokom dovođenja toplote, imaju toplotni gubici, kao i gubici trenja u zoni klipno-cilindarskog sklopa i ležajevima kolenastog vratila.

U skladu sa Drugim zakonom termodinamike dovedena infinitezimalna količina toplote dQ_{in} raspodeljuje se na:

$$dQ_{in} - dQ_w = c_v dT + p dV = c_v dT + R_g T \frac{dv}{v} = T dS \quad (2.6)$$

gde su T, v, p, S, c_v i R_g redom temperatura gasa, specifična zapremina, pritisak, entropija, specifična toplota pri konstantnoj zapremini i gasna konstanta. Toplota dQ_w predstavlja infinitezimalnu količinu toplote izgubljenu prenosom kroz cilindarske zidove.

Ako sa Q_2 označimo ukupnu količinu toplote, koja se odvede iz procesa tokom ciklusa u diferencijalnom obliku, ona se raspodeljuje kao:

$$dQ_2 = -dQ_w - \frac{V_0}{m} \cdot d(fmep_1) - \frac{V_0}{m} \cdot d(fmep_2) \quad (2.7)$$

gde je V_0 radna zapremina motora, m masa gasa unutar cilindra, dok su $fmep_1$ i $fmep_2$, respektivno, vrednosti srednjih efektivnih pritisaka mehaničkih gubitaka

klipno-cilindarskog sklopa, odnosno gubitaka na ležajevima kolenastog vratila. Svaki od sabiraka jednačine (2.7) je, uz uvođenje pojednostavljenja, doveden u vezu sa fazom, odnosno uglom u kome se trenutno dovodi toplota $Q_{in} = Q_1$.

Uvođenjem koeficijenata $w = Q_w/Q_1$, $v_1 = fmep_1/Q_1$, $v_2 = fmep_2/Q_1$ i $\mu = l/r$ (odnos dužine klipnjače i poluprečnika KV), Beccari je izveo sledeću jednačinu:

$$\frac{v_1 \pi}{2} \cdot \varphi_{opt}^*{}^2 - \epsilon^{1-\gamma} \cdot \varphi_{opt}^* \cdot \frac{2\mu}{\pi(1+\mu)} \cdot \left[w \cdot \frac{2-\gamma}{(\gamma-1) \cdot (\epsilon^{\gamma-1} - 1)} + v_2 \right] \quad (2.8)$$

Minimum skupa rešenja ove kvadratne jednačine daje optimalno fazno kašnjenje, tj. ugaoni trenutak φ_{opt}^* u kome posle SMT treba (trenutno) dovesti ukupnu količinu toplote. Dodatna korekcija ovog ugla, zbog nesimetričnosti realnog razvučenog toka dovođenja toplote se dodatno može odrediti uz pomoć jednačine (2.5), mada je ona za tipične oblike (Vibe funkcija sa parametrom oblika m=2) neznatna.

Ova analiza je za dominantne toplotne gubitke uzimala samo gubitke u fazi ekspanzije (što je oko 2/3 toplotnih gubitaka), a s obzirom na to da se hlađenjem odvodi približno 1/3 ukupno dovedene toplote, može se grubo proceniti parametar $w = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{3} \approx 0.22$.

Kod oto-motora su gubici trenja u zoni klipno cilindarskog sklopa oko 4 - 5 puta veći od gubitaka u ležajevima kolenastog vratila na nižim brojevima obrtaja, dok sa porastom broja obrtaja taj odnos biva manji - ukupan udeo gubitaka na trenje je reda veličine 10-15% (npr. $v_1 = 4v_2$, $v_1 + v_2 = 0.1$).

Sa parametrima $\gamma = 1.3$, $\epsilon = 10$, $\mu = 3.18$, $w = 0.17 - 0.22$, $v_1 + v_2 = 0.1 - 0.17$, a u opsegu broja obrtaja motora od $n_{mot} = 2000 - 6000 \text{ min}^{-1}$, jednačina (2.8) daje vrednost:

$$\varphi_{opt}^* = 8.3 \pm 0.3^\circ \text{ KV (posle SMT)}$$

Rezultati ove analize, zasnovane na razmatranju eksergije, su u jako dobroj saglasnosti sa rezultatima simulacija realnih ciklusa u motorima SUS, kao i sa velikim brojem eksperimentalnih istraživanja. Prednost ovakvog sagledavanja optimalne

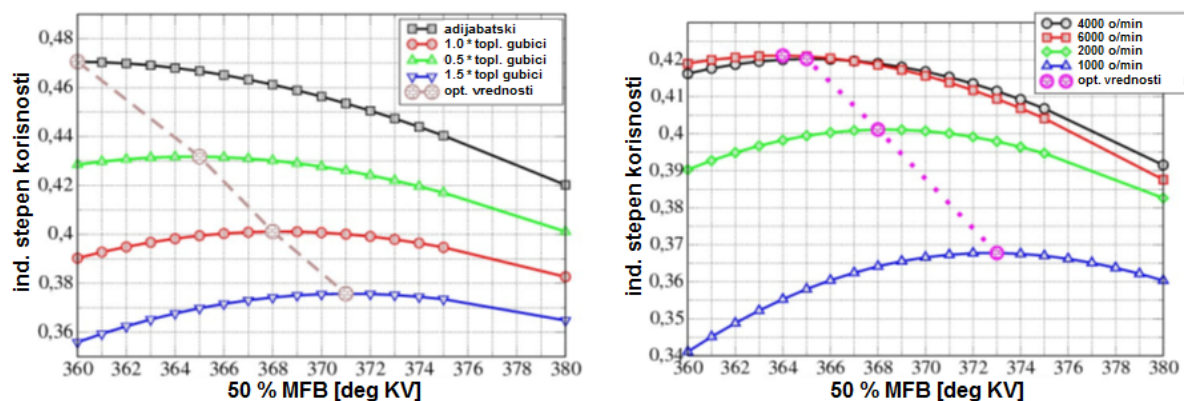
faze procesa sagorevanja leži u mogućnosti sagledavanja najuticajnijih faktora. Primera radi, gubici usled trenja dovode do potrebe za kašnjenjem procesa sagorevanja od oko 1.6° KV, dok sami toplotni gubici doprinose sa oko 6.7° KV, što znači da na pozicioniranje procesa sagorevanja dominantno utiču toplotni gubici tokom dovodenja toplote radnoj materiji.

Može se reći da optimalni ugao, određen jednačinom (2.8), zadaje poziciju težišta diferencijalnog toka sagorevanja. Ugaona koordinata težišta krivih, opisanih Vibe funkcijom, skoro koincidira sa položajem pri kome se doseže 50% toplote oslobođene procesom sagorevanja. Zbog toga je u praksi toliko rasprostranjena optimizacija paljenja, koja za cilj ima postavljanje MFB50 na 8° KV posle SMT.

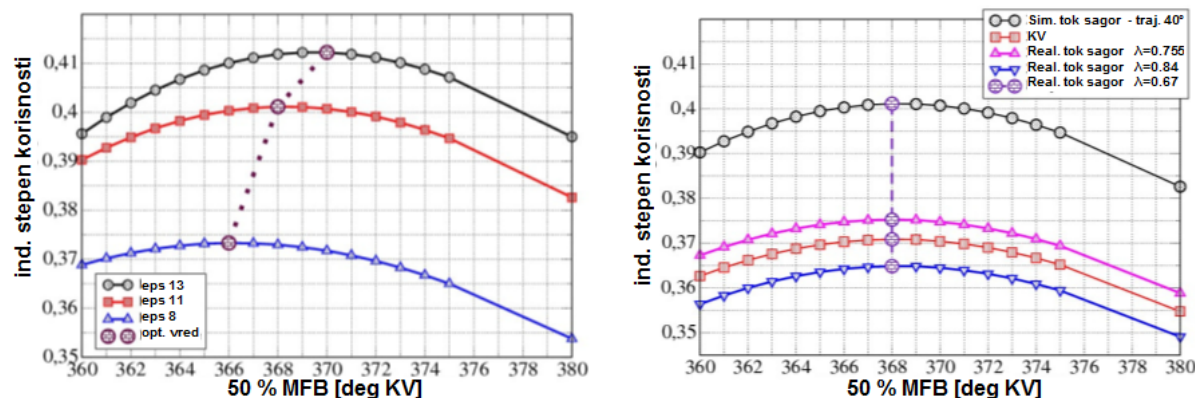
Činioci, koji utiču na prenos toplote, naročito tokom faze ekspanzije, utiču i na pomeranje faznog položaja procesa sagorevanja. Uticaji sastava smeše (koji posredno utiče na temperature gasa tokom ciklusa), ukupnog trajanja sagorevanja, opterećenja i broja obrtaja motora, kao i npr. uticaja EGR-a su prikazani u (2.8). Svi navedeni uticaji pomeraju optimalni položaj MFB50 u opsegu 5.5° - 10° KV posle SMT, sa najvećom težinom na oko 8° KV posle SMT.

Manz je u radu [3] dao opširan prikaz uticaja više efekata na pomeranje optimalnog položaja MFB50, a analizu je vršio na osnovu rezultata simulacija realnog ciklusa motora SUS. Slika (2.5) prikazuje uticaj toplotnih gubitaka, koji je u potpunoj saglasnosti sa osnovnim, do sada izvedenim zaključcima – da se povećanjem toplotnih gubitaka, optimalni fazni položaj procesa dovodenja toplote premešta dalje od SMT, ka fazi ekspanzije. Sličan efekat ima i radni broj obrtaja motora, koji posredno utiče na intenzitet razmene toplote radne materija i hladnih cilindarskih zidova promenom raspoloživog vremena za odvijanje procesa prenosa toplote.

Slika (2.6) prikazuje uticaj stepena sabijanja na pomeranje optimalnog položaja MFB50. Povećanje stepena sabijanja povećeva stepen korisnosti, ali i maksimalne temperature tokom ciklusa, što intenzivira prenos, a to na položaj MFB50 ima slične posledice, koje su prikazane i na slici (2.5). Sastav smeše prikazan na slici (2.6) je variran u relativno uskom opsegu, pa efekti ovog uticaja nisu toliko uočljivi. Osiromašenje smeše, naročito ka oblasti blago siromašne smeše ($\lambda > 1.05$), dovodi do porasta temperature i intenzivnijih toplotnih gubitaka, što za posledicu ima potrebu za većim kašnjenjem MFB50. Osiromašenje smeše i povećanje udela EGR-a doprinose produženom trajanju sagorevanja, što se takođe reflektuje na povećane toplotne gubitke tokom dovodenja toplote [25].



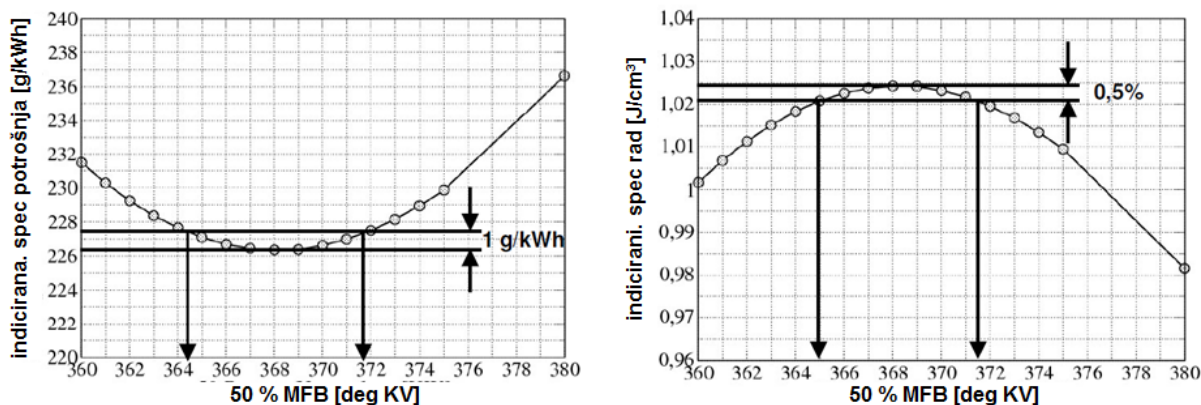
Slika 2.5.: Uticaj toplotnih gubitaka na pomeranje optimalnog položaja MFB 50 [3]



Slika 2.6.: Uticaj stepena sabijanja i sastava smeše na pomeranje optimalnog položaja MFB50 [3]

maksimalni stepen korisnosti, pa samim tim i maksimalni indicirani rad i minimalna indicirana potrošnja dobija se, za određeni radni režim, optimalnim pozicioniranjem procesa sagorevanja. Ciklusne varijacije, kao posledice više faktora ([28], [29]), odlikuju se variranjem toka sagorevanja, što sa aspekta optimizacije faznog pozicioniranja sagorevanja zahteva faziranje za svaki ciklus ponaosob. Kako se do informacije o toku sagorevanja može doći samo post festum, ona se može koristiti samo za korekciju faze sagorevanja u narednim ciklusima. Kada bi se informacija o toku sagorevanja, sublimirana u nekom pokazatelju poput MFB50, koristila u sistemima upravljanja sa zatvorenom petljom, optimalno faziranje bi se svodilo na održavanje MFB50 u određenom opsegu oko optimalnog položaja. Da ova činjenica ne umanjuje značaj i prednosti ovakvog načina upravljanja, govore i podaci prikazani na slici (2.7). Variranje faze procesa sagorevanja oko optimuma, u prihvatljivom odklonu, dovodi do smanjenja ekonomičnosti od svega 0.5 %.

Upravo ova činjenica, da neznatno odstupanje faze procesa sagorevanja od op-



Slika 2.7.: Uticaj odklona položaja MFB50 od optimuma na specifičnu potrošnju i indicirani rad [3]

timalnog ne doprinosi značajnom gubitku efikasnosti ciklusa, ukazuje na to da upravljanje radnim procesom motora u zatvorenoj petlji, a na osnovu pokazatelja sagorevanja, ne predstavlja previše značajan iskorak u upravljanju motorom – barem u onom segmentu koji se bavi upravljanjem sistemom paljenja kod modernih oto-motora. Sa druge strane informacije o procesu sagorevanja omogućavaju neuporedivo bržu optimizaciju upravljačkih parametara u celom radnom polju motora, ne samo na probnom stolu, u laboratorijama, već i tokom same eksploatacije. Na taj način sistem upravljanja dobija na mogućnosti da se prilagodi pod dejstvom mnogobrojnih uticaja. U pojedinim, veoma složenim konceptima upravljanja radnim procesom, kao što je npr. HCCI – povratne informacije o procesu sagorevanja su više nego poželjne.

2.2. Pokazatelji faze procesa sagorevanja

Ugaoni položaj trenutka u kome se oslobađa 50% od ukupno raspoložive toplote, koja se radnoj materiji prenosi u toku procesa sagorevanja – MFB50, je parametar do koga se dolazi analizom toka pritiska u cilindru motora. Sam proces merenja pritiska u cilindru motora je, po mnogo čemu, specifičan i nosi u sebi neke neodređenosti i probleme, koji se moraju uzeti u obzir i kompenzovati tokom analize [30]. Po prirodi stvari, izvesna merna nesigurnost pri merenju pritiska u cilindru motora se prenosi i na rezultate analize pritiska. Parametar MFB50 se određuje iz izračunatog kumulativnog toka sagorevanja, a za čije se sračunavanje najčešće koristi veoma popularna, efikasna i jednostavna metoda koju su predložili Rassweiler i Withrow u svom radu iz 1938. godine [31].

U cilju poboljšanja tačnosti izračunatih pokazatelja sagorevanja, veliki broj istraživača je posvetio svoj rad iznalaženju robustnijih metoda koje bi istovremeno davale tačnije rezultate i bile manje osetljive na faktore koji utiču na tačnost merenja pritiska u cilindru. Jedan broj autora se posvetio istraživanju signala iz koga se može iscrpeti najviše informacija o procesu u cilindru – da li je to npr. tok apsolutnog pritiska p , njegovog diferencijala dp , logaritma $\ln(p)$, diferencijala logaritma $d\ln(p), \dots$ [32]. Drugi pokušavaju da identifikuju što robustnije pokazatelje, takvih osobina da na najbolji način mogu reprezentovati fazu procesa sagorevanja. Analizirani MFB50 je samo jedan od njih.

Pipitone je u svom radu [4], prikazao obimnu analizu više faznih pokazatelja sagorevanja – onih koji se najviše koriste u literaturi i eksperimentalnim istraživanjima, analizirajući i poredeći njihove mane i prednosti. Često korišćeni pokazatelji faze procesa sagorevanja su:

1. Položaj maksimalnog pritiska (*Location of Pressure Peak - LPP*)
 2. Položaj maksimalnog porasta pritiska (*Location of Maximum Pressure Rise - LMPR*)
 3. Položaj 50% sagorele količine smeše (*Mass Fraction Burned - MFB50*)
 4. Položaj maksimalnog gradijenta toka oslobađanja toplote (*Location of Maximum Heat Release Rate - LMHR*)
 5. Vrednost relativnog odnosa pritisaka na 10° posle SMT (*Pressure Ratio Method 10 - PRM10*)
- **Položaj maksimalnog pritiska (LPP)**

Po ovom kriterijumu, proces sagorevanja je optimalno faziran kada pik pritiska zalazi u područje 14° - 16° posle SMT, nezavisno od radne tačke motora i drugih promenljivih. Ovaj fazni pokazatelj je veoma popularan i široko korišćen, a zahteva uzorkovanje pritiska u cilindru u ugaonom prozoru od bar 30° KV posle SMT. Do optimalnog područja u kome treba da se nađe pik pritiska došlo se empirijski i još uvek nema teorijskih objašnjenja koja u potpunosti potkrepljuju ovaj koncept.

- **Položaj maksimalnog porasta pritiska (LMPR)**

Parametar, koji je prvi put prikazan u radu [33]. Pokazuje da se optimalni ugao pretpaljenja postiže kada se maksimalni gradijent porasta pritiska u cilindru pozicionira na oko 3° KV posle SMT. Preduslov za izračunavanje ovog parametra je uzorkovanje pritiska u opsegu od $\pm 20^\circ$ KV oko SMT.

- **Položaj 50% sagorele količine smeše (MFB50)**

Ovaj indikator je dobro poznat i u širokoj je primeni. Zasniva se na izračunavanju kumulativnog, odnosno diferencijalnog toka sagorevanja do koga se dolazi analizom snimljenog pritiska u cilindru motora. Izračunavanje se zasniva na jednostavnoj i pouzdanoj Rassweiler & Withrow metodi ili detaljnijoj termodinamičkoj analizi koja zahteva identifikaciju i poznavanje procesa prenosa toplote iz cilindarskog prostora kroz cilindarske zidove. U skladu sa ovim kriterijumom, a o čijim termodinamičkim korenima je već bilo dosta reči u prvom delu ovog poglavlja, optimalno faziranje sagorevanja se postiže pozicioniranjem MFB50 na $8^\circ - 9^\circ$ KV posle SMT. U poređenju sa LPP i LMHR pokazateljima, određivanje MFB50 zahteva mnogo više izračunavanja i uzorkovanje pritiska tokom skoro celog procesa kompresije i ekspanzije. Ovaj pokazatelj zahteva tačnu vrednost apsolutnog pritiska, što je jedna od slabosti metoda korišćenih za indiciranje pritiska u cilindru motora.

- **Položaj maksimalnog gradijenta toka oslobađanja toplote (LMHR)**

Ovaj parametar je predložio Pipitone [34], kao alternativu parametru MFB50. Odlikuju ga slične osobine uz manju osetljivost na greške u merenju pritiska. Može se pokazati da se pik diferencijalnog toka sagorevanja, opisanog tipičnom Vibe funkcijom sa parametrom oblika $m = 2$, skoro poklapa sa položajem MFB50. Prednost u korišćenju LMHR leži u „preskakanju” koraka integracije diferencijalnog toka sagorevanja (za dobijanje MFB toka) i u manjoj osetljivosti na greške u apsolutnom referenciranju izmerenog pritiska.

- **Vrednost relativnog odnosa pritisaka na 10° posle SMT (PRM10)**

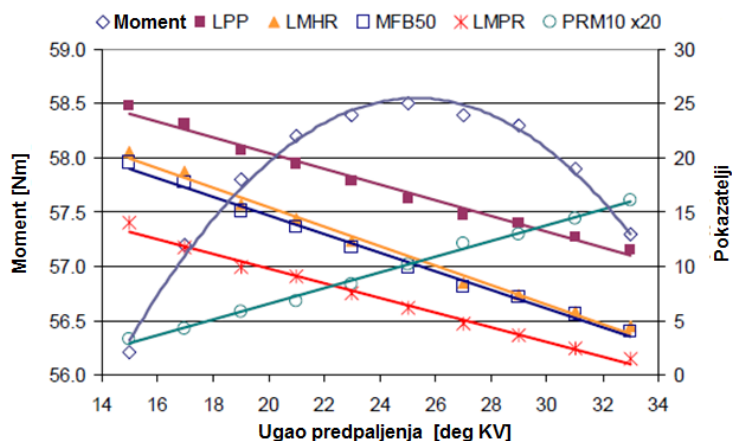
Ovaj parametar je predložio Matekunas [35], kao alternativu pokazatelju MFB50. Pokazatelj PRM10 definisan je kao:

$$PRM10 = \frac{PR(10) - 1}{PR(55) - 1} \quad (2.9)$$

gde funkcija $PR(\alpha)$ relativno poredi tok pritiska sa sagorevanjem i hipotetički tok pritiska, koji bi u cilindru bio ostvaren bez sagorevanja, a izračunava se na

osnovu parametara stanja u početnoj fazi sabijanja. Relativni odnos pritiska sa i bez sagorevanja u osnovi ima dobro slaganje sa integralnim tokom sagorevanja koji se računa po Rassweiler & Withrow metodi, a prednost PR metode leži u jednostavnijem izračunavanju i manje zahtevnom uzorkovanju pritiska. Dovoljno je uzorkovati dve tačke u fazi kompresije (za određivanje eksponenta politrope procesa sabijanja – za izračunavanje toka pritiska bez sagorevanja) i dve tačke na 10° i 55° KV posle SMT. Kako bi referenciranje pritiska bilo tačnije, poželjan je veći broj uzorkovanja u zoni sabijanja, ali i u delu ekspanzije, ako se želi uzeti u obzir postojanje razlike u eksponentima politrope tokom sabijanja i ekspanzije. Indikacija optimalno faziranog procesa sagorevanja je vrednost $PRM10 = 0.55$.

Analiza koju je sproveo Pipitone u [4], zasnovana je na eksperimentalnim podacima. Tokom ispitivanja su varirani radni režimi motora kao i sastav smeše, a na svakom radnom režimu je menjan ugao predpaljenja, kako bi se došlo do optimalne vrednosti ovog upravljačkog parametra.



Slika 2.8.: Promena pokazatelja faze sagorevanja sa promenom ugla pretpaljenja [4]

Na slici 2.8 je prikazan tok različitih pokazatelja faze sagorevanja pri promeni ugla predpaljenja. Skoro svi pokazatelji linearno reaguju na faziranje procesa sagorevanja i svi, osim PRM10, imaju negativan trend sa povećanjem ugla predpaljenja.

Svi pokazatelji faze sagorevanja proizilaze iz toka pritiska u cilindru, a za njega je karakteristično da izuzetno varira od ciklusa do ciklusa, zbog razlika u početku sagorevanja i brzini prostiranja plamena. Velika varijabilnost pritiska može znatno da ugrozi stabilnost upravljanja uglom predpaljenja u zatvorenoj petlji, jer se varijacije prenose i na vrednosti pokazatelja faze sagorevanja. Na slici 2.9 su prikazane

ciklusne varijacije 50 uzastopnih ciklusa, pri konstantnom broju obrtaja motora, opterećenju, sastavu smeše i uglu pretpaljenja. Varijacije u toku pritiska se ogledaju i u varijacijama integralnog toka sagorevanja, kao i pokazatelju MFB50 (u ovom konkretnom primeru).

Ovaj širok opseg u kome se kreće pokazatelj faze, tokom ciklusnih varijacija, može bitno uticati na stabilnost sistema upravljanja (kome je zadatak da održava vrednost pokazatelja faze na unapred definisanom nivou) i dovesti do oscilacija upravljačke veličine (ugla pretpaljenja), sa gradijentima koji približno odgovaraju gradijentima linija promene pokazatelja na slici 2.8. Kako bi se izbegle oscilacije ugla pretpaljenja (amplituda čak i do $\pm 10^\circ$ KV), poželjno je upravljanje bazirati na srednjoj vrednosti toka pritiska nekoliko uzastopnih ciklusa, čiji je broj dovoljan za stabilnu estimaciju pokazatelja faze sagorevanja. Prirodno je da broj tih ciklusa mora da bude što manji, jer bi suviše veliki broj bitno smanjio vreme odziva upravljačkog sistema i bitno umanjio njegovu upotrebljivost u dinamičkim uslovima tokom prelaznih režima, kojima obiluje eksploatacioni ciklus motora primenjivanih za pogon vozila.

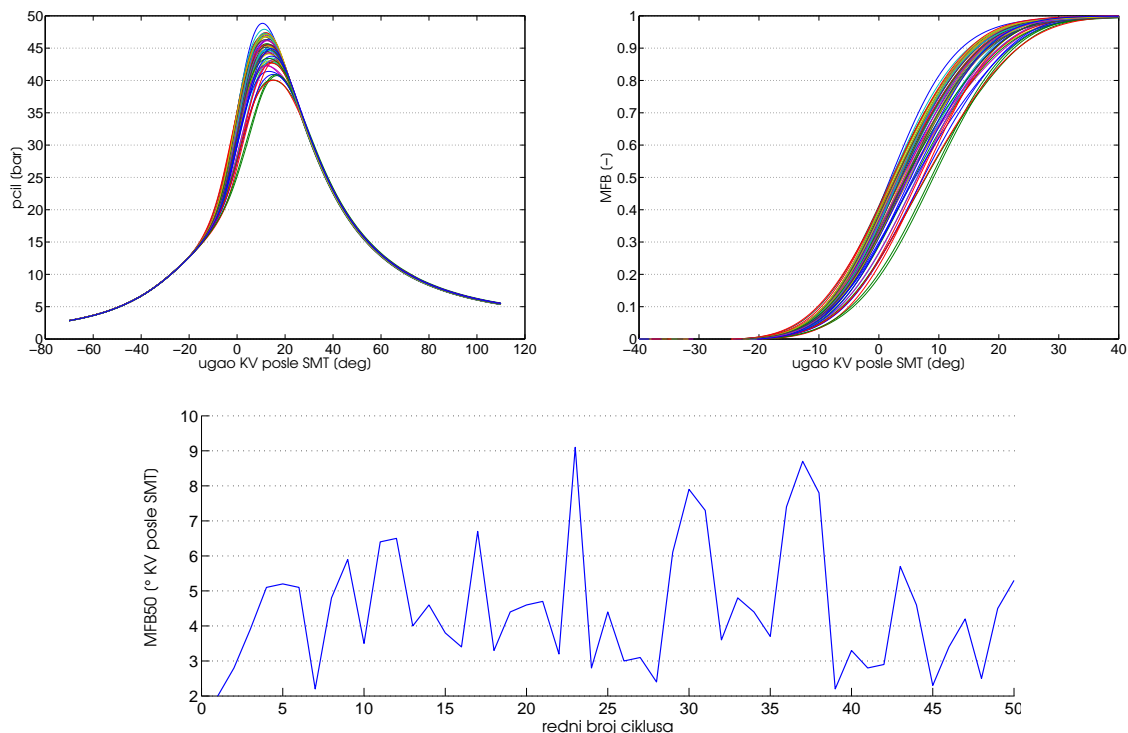
Broj potrebnih radnih ciklusa, na osnovu kojih bi se računala srednja vrednost, može se proceniti zadavanjem vrednosti dozvoljene oscilacije maksimalnog momenta (oko optimuma). Na slici 2.7 je prikazano kako oscilacija ugla pretpaljenja od $\pm 3.25^\circ$ KV dovodi do umanjenja momenta od -0.5%. Daljim sužavanjem ove dozvoljene varijacije može se doći do zaključka da za stabilno održavanje momenta u granicama od npr. -0.2%, faza procesa sagorevanja ne bi smela da varira više od $\pm 1.8^\circ$ KV. Analizom gradijenata pokazatelja na slici 2.8 dolazi se do podataka o maksimalno dozvoljenoj varijaciji pokazatelja faze sagorevanja za stabilan rad sistema upravljanja.

Statističkom analizom snimljenih uzastopnih ciklusa može se doći do zaključka do koje veličine treba širiti „prozor” pokretne sredine, kako bi se osrednjavanjem varijacija pokazatelja spustila ispod granice prikazane u tabeli 2.1.

Tabela 2.1.: *Dozvoljene varijacije pokazatelja faze sagorevanja koje dovode do umanjenja momenta od najviše 0.2% [4]*

LMPR	LPP	PRM10	MFB50	LMHR
$\pm 1.19^\circ$	$\pm 1.31^\circ$	$\pm 0.070^\circ$	$\pm 1.63^\circ$	$\pm 1.66^\circ$

Analiza pokazuje da, za bilo koji od pokazatelja, nije potrebno osrednjavanje više od 25 uzastopnih ciklusa. Apsolutno minimalni broj ciklusa potrebnih za osrednjavanje je sumarno prikazan u tabeli 2.2.



Slika 2.9.: Ciklusne varijacije 50 uzastopno snimljenih ciklusa; Motor DMB 1.4, 2800 min⁻¹, 8 bar, $\lambda = 1$

Tabela 2.2.: Srednje vrednosti minimalno potrebnog broja ciklusa za stabilnu evaluaciju pokazatelja faze sagorevanja [4]

LMPR	LPP	PRM10	MFB50	LMHR
15	11	9	14	14

Sumarno poređenje pokazatelja faze sagorevanja po raznim kriterijumima, koji utiču na evaluaciju ovih parametara, prikazano je u tabeli 2.3.

Merenje pritiska u cilindru motora prati niz problema, još uvek teško rešivih na jednostavan i jeftin način, koji bi bio primeren za upotrebu u masovnoj proizvodnji. Stoga u istraživanjima postoje brojni pokušaji rekonstrukcije toka pritiska u cilindru indirektnim metodama na osnovu praćenja neke druge, pristupačnije ili već dostupne veličine. Tok pritiska u cilindru je osnovni izvor brojnih informacija o radnom procesu u celini, a faza procesa sagorevanja je samo jedna od njih. Sa aspekta sistema za upravljanje uglom predpaljenja, jedina potrebna informacija za rad u zatvorenoj petlji je pouzdana i stabilna indikacija faze procesa sagorevanja, a ne potpuno rekonstruisan tok pritiska. Glavni doprinos ove disertacije leži upravo u pokušaju da se obradom signala neke već raspoložive veličine na motoru, a u ovom

Tabela 2.3.: Poređenje performansi pokazatelja faze sagorevanja (++ Vrlo dobro, + Dobro, - Loše, - Veoma loše) [4]

	LMPR	LPP	PRM10	MFB50	LMHR
Zahtevi u pogledu izračunavanja i uzorkovanja	+	++	-	-	-
Zavisnost od broja obrtaja motora	-	+	-	+	+
Zavisnost od opterećenja motora	-	++	++	++	++
Zavisnost od sastava smeše	+	+	+	+	+
Osetljivost na greške referenciranja pritiska	++	++	-	-	+
Osetljivost na rezoluciju uzorkovanja pritiska	-	+	+	+	+
Osetljivost na grešku određivanja SMT	-	-	+	-	-
Osetljivost na ciklusne varijacije	+	++	++	+	+

slučaju trenutne ugaone brzine, dođe direktno do pokazatelja faze procesa sagorevanja, odnosno da izlazna veličina tog virtuelnog senzora faze sagorevanja bude neki od pokazatelja opisanih u ovom poglavlju.

3. Izvori pokazatelja sagorevanja

Rad istraživača na poboljšanju ekonomičnosti motora i smanjenju emisije intenziviran je još 70-ih godina prošlog veka. U cilju poboljšanja ekonomičnosti, najviše pažnje je posvećeno povećanju stepena korisnosti motora zahvatima na sistemu paljenja i sistemu obrazovanja smeše. Zahtevi za smanjenjem emisije doveli su do razvoja sistema upravljanja sastavom smeše, sistema za naknadni tretman izduvne emisije, kao i sistema za detekciju izostanka sagorevanja. Uvođenje elektronskog sistema paljenja i sistema za ubrizgavanje goriva početkom 80-ih godina 20. veka, otvorilo je inženjerima niz novih mogućnosti u upravljanju motorom. Od tada su i ekonomičnost i emisija motora poboljšavani, ali se u budućnosti očekuje dalji napredak. Jedno od ograničenja u daljem razvoju sistema upravljanja jeste upravo nedostatak informacija u realnom vremenu, o procesu kojim se upravlja, tj. procesu sagorevanja. Potreba za povratnom, neposrednom informacijom o procesu sagorevanja nije izražena samo u istraživanjima sistema upravljanja motora SUS, već i mnogih drugih toplotnih mašina, čiji rad počiva upravo na procesu sagorevanja [36].

Neke senzorske tehnologije se već uveliko koriste u modernim sistemima upravljanja motorom, a u svrhu pružanja nekih informacija o procesu sagorevanja. Senzori kiseonika (λ senzori), smešteni u izduvnoj cevi, omogućavaju upravljanje sastavom smeše u zatvorenoj petlji, dok piezoelektrični akcelerometri, postavljeni na bloku motora, omogućavaju kontrolu procesa denonantnog sagorevanja, takođe u zatvorenoj petlji.

Praksa i istraživanja su pokazala da se do pokazatelja sagorevanja može doći na više načina, direktno ili indirektno korišćenjem različitih senzora/metoda kao što su:

- Merenje pritiska u cilindru motora, kao najneposredniji izvor informacija za pokazatelje sagorevanja.
- Merenje struje jonizacije u komori za sagorevanje, kojom se posredno meri električna provodljivost produkata sagorevanja, a koja se menja uporedo sa tokom sagorevanja.

- Vibracije bloka motora / cilindarske glave – jedna od pobuda jeste i proces sagorevanja, te se postavljanjem odgovarajućih modela može uspostaviti veza između ova dva procesa.
- Merenjem obrtnog momenta na kolenastom vratilu motora pomoću posebnih senzora – u građenju efektivnog momenta jednim delom utiče i moment gasne sile u kome je sadržana informacija o toku sagorevanja. Odgovarajući matematički model dovodi u vezu tok izmerenog momenta i tok sagorevanja.
- Merenje ugaone brzine kolenastog vratila, koja prati tok efektivnog momenta i u sebi sadrži informaciju o toku sagorevanja.

Nijedna od navedenih tehnologija nije u potpunosti izašla u susret zahtevima industrije u pogledu cene, performansi, pouzdanosti, trajnosti, niti se zna da li i jedna od navedenih metoda ima kapacitet za ispunjenje zahteva, koji će tek biti postavljeni u budućnosti. Merenje pritiska u cilindru se čini kao pravi izbor, jer se mnogo željenih pokazatelja sagorevanja može „izvući” iz ovog signala. Međutim, uslovi u komori za sagorevanje su se pokazali kao suviše surovo okruženje u kome teško može da opstane senzor pritiska, koji bi istovremeno bio i tačan i izdržljiv i dovoljno jeftin za masovnu proizvodnju. Ostale metode su manje osetljive na hardverska ograničenja, ali se u potpunosti oslanjaju na saznanja o tome kako, iz signala koje daju, doći do pokazatelja sagorevanja. Istraživanja na ovom polju se još uvek dopunjuju i napreduju.

3.1. Pritisak u cilindru

Merenje pritiska u cilindru (indiciranje pritiska) sastavni je deo istraživanja još od samih početaka razvoja motora. Razvoj električnih senzora pritiska, sredinom 50-ih godina prošlog veka, omogućio je tehnicima indiciranja da postane jedan od uobičajenih alata za razvoj i ispitivanje motora. Tok pritiska u cilindru sadrži mnogobrojne informacije o celokupnom radnom procesu i zbog toga je taj signal tako poželjan u sistemima upravljanja motorom. Sa aspekta visokoserijske primene senzori pogodni za indiciranje imaju brojne, već navedene mane, poput visoke cene, nedovoljno visoke pouzdanosti i trajnosti kao problema u ugradnji ovih senzora. Većina razmatranih senzora pritiska je piezoelektričnog ili piezorezistivnog tipa, a kao ozbiljna alternativa ovim sensorima nude se i optički senzori [37].

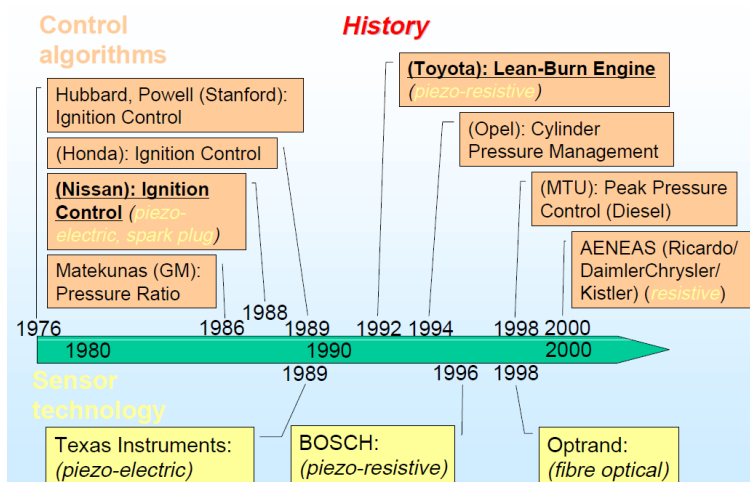
Ubrzanim razvojem, tokom poslednjih decenija, ove mane postaju sve manje izražene, tako da su studije sa početka 2000-ih godina ukazivale na to da je primena senzora pritiska u upravljanju motorom na pragu serijske proizvodnje. Štaviše, veliki broj informacija, koje je moguće dobiti na osnovu toka pritiska, omogućio bi zamenu tj. izostavljanje nekih senzora poput protokomera usisanog vazduha, senzora detonacije i senzora faze sistema razvoda. Projekat *Enej (AENEAS, Ricardo, Kistler, Daimler)* [38], pokazao je da bi sistem upravljanja zasnovan na informacijama o toku pritiska u cilindru doneo skromna poboljšanja na polju ekonomičnosti (oko 1.4%), znatno bolju uravnoteženost radova po cilindru (umanjenje neravnomernosti sa 8 na 2%), kao i smanjenje vremena potrebnog za normalan rad katalizatora (*light-off time*) za 10%. Ono što je indikativno u istraživanjima ove vrste je i činjenica da bi implementacija sistema upravljanja, zasnovanog na merenju pritiska u cilindru, dovela do uštede od 7£ po jedinici [39]. Procena je rađena za seriju od 750000 motora, a ušteda predstavlja razliku troškova implementacije novog sistema (41£) i cene senzora, koji bi bili, kao suvišni, odstranjeni sa motora (34£).

Informacija o toku pritiska u cilindru motora može se koristiti u nizu upravljačkih funkcija [40]:

- upravljanje sistemom paljenja
- detekcija detonantnog sagorevanja
- detekcija izostanka paljenja
- detekcija faze sistema razvoda
- upravljanje EGR-om, odnosno upravljanje granično siromašnim sastavom smeše
- upravljanjem raspodele goriva po cilindrima
- estimacija usisane mase vazduha
- poboljšanje ponašanja tokom hladnog starta i uzgrevanja motora
- pružanje informacije o indiciranom momentu
- pojednostavljenje procesa kalibracije
- algoritmi za detekciju neispravnosti ...

Veliki deo objavljenih istraživanja odnosi se na primenu merenog pritiska u cilindru u sistemima za upravljanje sistemom paljenja. Pokazatelji sagorevanja (LPP, MFB50, ...) se direktno koriste kao upravljačke veličine za fazno pozicioniranje paljenja. Neki autori ove pokazatelje koriste za direktnu korekciju ugla pretpaljenja [41], dok ih drugi koriste za korekciju vrednosti ugla predpaljenja, koje se i dalje očitavaju iz kalibracionih mapa koristeći PR / LPP pokazatelje [42] ili LPP / MFB50 pokazatelje [5]. LPP pokazatelj je u radu [43] korišćen u upravljanju sistemom paljenja primenom koncepta fuzzy logike.

Veliki potencijal u korišćenju izmerenog pritiska leži u njegovoj upotrebi za estimaciju sastava smeše. U radu [44] su autori uspostavili vezu između frekventnog spektra pritiska i sastava smeše (AFR), dok su autori rada [40] uspostavili vezu između srednjeg indiciranog pritiska i sastava smeše i tu vezu koristili za nadgradnju klasičnog sistema upravljanja sastavom smeše sa uskopojasnim (on-off) λ senzorom.



Slika 3.1.: Pritisak u cilindru u funkciji upravljanja motorom – istorijski pregled [5]

Kod oto-motora se može uspostaviti prilično jednoznačna veza između trenutka preskakanja varnice na svećici i početka sagorevanja, dok je detekcija početka sagorevanja kod dizel-motora složenija. U radu [45] je upravo pritisak u cilindru korišćen za detaljniju estimaciju početka sagorevanja (SOC) kod Common-rail dizel-motora, a sa ciljem upravljanja fazom procesa sagorevanja. Još u većoj meri je problem procene početka sagorevanja izražen kod HCCI motora, te su u radu [46] istraživane mogućnosti primene merenog pritiska u upravljanju veoma složenim procesom HCCI motora.

Uobičajene metode detekcije detonantnog sagorevanja merenjem vibracija bloka motora imaju svoje mane, koje potiču iz same činjenice da vibracije udruženo gene-

riše više izvora, među kojima je proces sagorevanja samo jedan od njih. Algoritmi, koji obrađuju ovaj signal, neretko greše i donose netačan zaključak o postojanju detonacije. Greške u radu ovog sistema upravljanja dovode do pomeranja ugla predpaljenja, čime se režim udaljava od optimalnog. Sam proces detonantnog sagorevanja se najdirektnije beleži u toku pritiska, te je ovaj signal i najpogodniji za obradu i detektovanje ove pojave [41].

Uz usvajanje nekih pretpostavki i dodatnih informacija, moguće je tok pritiska u cilindru koristiti za veoma dobru estimaciju mase usisanog vazduha. U radu [5] je pokazano da je moguće izvesti više nego zadovoljavajuću estimaciju usisane mase vazduha uz striktno razdvajanje uticaja mase zaostalih gasova, EGR-a, kao i mase isparelog goriva tokom usisavanja. Do veoma dobre estimacije došlo se i u radu [41], a uspešnost je demonstrirana na veoma velikom broju radnih režima motora na probnom stolu.

Poznato je da EGR pozitivno utiče na neke aspekte rada kako oto, tako i dizel-motora. Problem primene EGR-a kod oto-motora leži u graničnoj vrednosti osiromašenja smeše, pri kojoj ciklusne varijacije, pa i varijacije srednjeg indikatorskog pritiska, postaju neprimereno velike (utiču na vozivost motora). Praćenje toka pritiska u cilindru omogućava praćenje ovih ciklusnih varijacija i korišćenje ove informacije za definisanje maksimalnog nivoa EGR-a u zatvorenoj petlji [5], [41].

Problemi pri korišćenju pritiska u sistemima upravljanja motorom ne leže samo u ceni i performansama senzora, već i u potrebnim performansama dela sistema koji vrši digitalnu akviziciju signala pritiska. Digitalni signali, koji su na raspolaganju na skoro svim modernim motorima, a koji se koriste za detekciju položaja kolennastog vratila i merenje ugaone brzine kolennastog vratila motora su, u najvećem broju potencijalnih primena, suviše grubi, odnosno suviše niske ugaone rezolucije. Više o potrebnim performansama podsistema za akviziciju pritiska, kako bi on bio upotrebljen za upravljanje radnim procesom motora, npr. on-line računanjem srednjeg indiciranog pritiska (IMEP), dat je u [47].

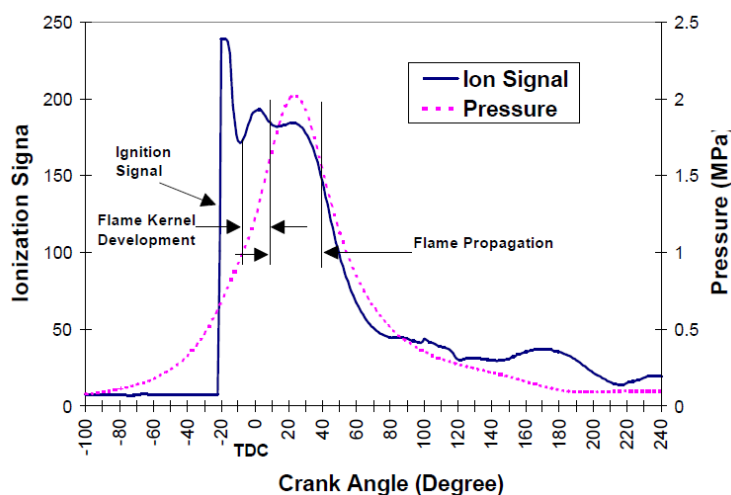
Uprkos brojnim problemima, od implementacije sistema za indiciranje motora u sistem upravljanja motorom se ne odustaje – barem u istraživanjima. Kao i za sve novine u motorskoj industriji, očigledno se čeka vreme u kome će kompromis cenaprednosti biti dovoljno prihvatljiv. Jedna od naznaka intenzivnih priprema za to doba jeste i rad [48], u kome je pažnja posvećena redefinisavanju MVEM modela, koji su jako značajni u fazi razvoja upravljačkog softvera EUJ i njihovom prilagođavanju motorima kod kojih se koriste senzori pritiska u cilindru.

Iako još nisu zaživeli u serijskoj proizvodnji, veoma napredni prototipovi su već prisutni u akademskim i komercijalnim istraživačkim institucijama. Interesantni su primeri rešenja [37], [49], validiranih tokom neposredne eksploatacije u vozilima.

3.2. Struja jonizacije

Visoki troškovi efikasne implementacije metoda opisanih u poglavlju 3.1 naveli su istraživače na iznalaženje alternativnih metoda, koje bi mogle da dođu do pokazatelja pritiska, odnosno sagorevanja. Ove alternativne metode se zasnivaju na korišćenju drugačijih koncepata merenja, čija bi prednost bila u korišćenju već raspoloživih ili jeftinijih senzora.

Jedan od takvih mernih koncepata je i korišćenje, odnosno merenje struja jonizacije direktno u komori za sagorevanje. Hemijske reakcije i visoke temperature u frontu plamena dovode do naelektrisanja gasa putem procesa jonizacije. Broj, tako stvorenih, slobodnih naelektrisanja je direktno proporcionalan provodljivosti gasa, te se aplikacijom jednosmernog napona između dve elektrode može pokrenuti strujni tok. Pogodnost oto-motora leži u činjenici da se elektrode svećice već mogu iskoristiti kao elektrode, tako da se nadogradnja konvencionalnog sistema sastoji u modifikaciji, odnosno dodatku elektronskog sklopa, koji će obezbeđivati napajanje elektroda svećica tokom procesa merenja, kao i segmenta, koji će vršiti akviziciju toka struje jonizacije.



Slika 3.2.: Tok struje jonizacije i pritiska u ugaonom domenu [6]

Tok struje jonizacije se može podeliti u tri karakteristična segmenta, koji odgovaraju fazama procesa sagorevanja: fazi upaljenja, fazi razvoja plamena i fazi prostiranja plamena kroz komoru za sagorevanje. Priroda i mehanizam jonizacije su detaljno opisani u [50]. Velika pažnja je posvećena interpretaciji toka jonizacione struje i njenog dovođenja u vezu sa tokom pritiska, odnosno sagorevanja u cilindru. Zhu i Daniels su, poređenjem prvog i drugog izvoda integralnog toka dovođenja toplote (MFB krive) i toka jonizacione struje, došli do zaključka da se na osnovu ugaonih položaja ekstrema, mogu identifikovati početak, kraj sagorevanja kao i trenutak maksimalne oslobođene toplote, što je dovoljno za identifikaciju parametara Vibe funkcije [6]. Eriksson je u svojim radovima [51], [50] tok jonizacione struje modelirao pomoću dve Gausove krive. Ovakvim pristupom je dobijen model, koji dobro reprezentuje položaj pikova i tok u fazi prostiranja plamena (koji najbliži prati tok pritiska). Eriksson je prevashodni značaj pridavao upotrebi jonizacionih struja u sistemu za upravljanjem paljenjem, ali je razvio i modele koji, na osnovu toka jonizacionih struja, daju dobru estimaciju toka temperature, kao i formiranja azotovih oksida.

Zapravo je upotreba struja jonizacije u sistemima upravljanja i jedina metoda koja je zaživela u praksi i velikoserijskoj eksploataciji. Prvi realizovani patenti [52] primenjeni su u SAAB-ovim vozilima u Trionic generaciji EUJ (5.2). Primenjena metoda korišćena je, pre svega, za detekciju izostalog sagorevanja i detekciju detonantnog sagorevanja. Zbog svojih potencijala i relativno jeftine implementacije, u ovoj oblasti postoje brojni patenti (npr. [53],[54]). „Švedska škola” je i dalje veoma aktivna na ovom polju o čemu govore mnogobrojni radovi među kojima je interesatno izdvojiti [55],[56]. Mogućnost primene ove metode u upravljanju HCCI motorima istražena je u radu [57].

Iako su prednosti ove metode nesporne, ona ima i mane koje najviše dolaze do izražaja u činjenici da signal jonizacionih struja izrazito ciklusno varira. Gotovo je nemoguće upotrebiti ovaj signal za analizu pojedinačnog ciklusa, ali i za detaljniju analizu razlika između cilindara. Uticaji, poput položaja elektroda / svećice, razmaka između elektroda, kao i goriva na tok jonizacionih struja, bitno ograničavaju primenu ove metode na univerzalniji način.

3.3. Vibracije

Za razliku od spominjanih metoda, koje do pokazatelja sagorevanja dolaze merenjem unutar samog cilindra, u literaturi su razmatrana i rešenja koja do ovih poka-

zatelja dolaze indirektnim merenjima van cilindarskog prostora. Jedna od metoda se oslanjanja na analizu vibracija bloka motora (odnosno cilindarske glave).

Strukturno generisane vibracije se, zapravo, već koriste u sistemima upravljanja motorom i to za detekciju detonantnog sagorevanja u skoro svim serijskim otomotorima. Današnja industrija obiluje jeftinim, minijaturnim, pouzdanim sensorima - piezoelektričnim akcelerometrima, tako da njihova implementacija na motoru nije problematična. Vibracije, koje se sensorima mogu detektovati, zapravo predstavljaju odziv strukture motora na mnogobrojne pobude [58], [59]:

- naizmenične deformacije bloka motora na nosačima usled dejstva inercijalnih sila
- jaki udari, kao posledica naglog premošćavanja zazora u sistemu razvoda i premeštanja klipa u okolini mrtvih tačaka
- zatvaranje i otvaranje usisnih i izduvnih ventila
- hidraulički procesi u sistemima ubrizgavanja goriva pod visokim pritiskom
- udari talasa pritiska u usled procesa sagorevanja

Proces koji je predmet interesovanja u ovoj analizi, proces sagorevanja, ima samo delimičnog udela u formiranju merenog signala, odnosno vibracija. Većina metoda, opisanih u literaturi, se oslanja na frekventnu analizu vibracija i uspostavljanje veze između toka pritiska ili nekih pokazatelja sagorevanja sa nekim od harmonika vibracija. Pojave, poput detonantnog sagorevanja ostavljaju „otisak” u visokofrekventnom delu spektra vibracija dok se informacije o toku sagorevanja kriju u njegovom nižem delu. Na celokupnu sliku vibracija jako veliki uticaj ima i mesto postavljanja i orijentacija senzora vibracija.

Istraživanja na polju potencijalne upotrebe vibracija su, sa jedne strane, usmerena na postupke i algoritme za praćenje stanja motorskih sklopova tokom eksploatacije kao i detekciju neispravnosti [60], dok su, sa druge strane, usmerena na pokušaje izolovanja pokazatelja i rekonstrukcije samog procesa sagorevanja u cilindru [61]. Istraživanja pokazuju da neke pojave u procesu sagorevanja izazivaju vibracije, čija se frekvencija menja u vremenu (tokom same pojave), te da uobičajena frekventna analiza i nije u stanju da na dovoljno dobar način rekonstruiše neke faze procesa, koje se menjaju jako velikom brzinom (npr. detonantno sagorevanje). Stoga je u

nekim radovima [62] zastupljena i primena wavelet analize, kao metode koja uspešno detektuje upravo ovakve pojave. U radu [63] je razmatrana analiza i korišćenje samo zvučnog dela spektra i pokazano je da i ovaj signal sadrži dovoljno informacija o procesu sagorevanja, ali da je primenjiv isključivo kod dizel-motora.

Šum i smetnje, koje potiču od već navedenih izvora, glavna su prepreka u efikasnom korišćenju vibracija kao izvora informacija o procesu sagorevanja. Ovi dodatni uticaji drastično variraju sa promenom broja obrtaja motora, što dodatno otežava analizu i primenu signala mada, u kombinaciji sa drugim metodama, ovi problemi izgleda mogu da budu prevaziđeni [61].

3.4. Obrtni moment

Tok obrtnog momenta je interesantna alternativa, jer se može koristiti kao izvor informacija o procesu sagorevanja, ali i za druge namene poput kontrole obrtnog momenta motora za sprečavanje proklizavanja pogonskih točkova automobila ili za aktivno kratkotrajno umenjenje momenta tokom promene stepena prenosa [64], [65]. Ideja relativno jednostavnog merenja obrtnog momenta na kolenastom vratilu motora, zasniva se na idejama ruskih istraživača sa kraja 70-ih godina prošlog veka i konkretnoj primeni senzora opisanog u patentu [66]. U pitanju je bezkontaktni senzor koji se sastoji iz dva dela - rotorskog, koji se postavlja na površinu vratila i statorskog, koji se sastoji iz dva namotaja. Jedan namotaj generiše promenljivo magnetno polje, koje potom indukuje naizmenični naponski signal u drugom statorskom namotaju. U magnetni tok, u ovom procesu indukcije, uključen je i deo senzora na vratilu koji se, pod dejstvom opterećenja, deformiše i menja magnetsku permeabilnost. Ove promene, kao direktne posledice obrtnog momenta, reflektuju se u vidu proporcionalne fazne razlike pobudnog i indukovanoog signala [67].

Ovi, tzv. magnetoelastični senzori su veoma robustni i već su u primeni (doduše u ezoteričnoj klasi vozila formule1). Po ugledu na ideju Matekunas-a [68], koji je definisao pokazatelj PR, Andersson i McKelvey uvode pokazatelj prilagođen informacijama o obrtnom momentu – TR [69]. Relativni odnos momenta gasne sile, sa i bez sagorevanja, daje tok koji je uporediv sa integralnim tokom dovođenja toplote, tako da se slično pokazatelju MFB50 uvodi pokazatelj TR50, koji se može koristiti kao informacija za upravljanje sistemom paljenja u zatvorenoj petlji.

Obrtni moment, koji se meri neposredno pre zamajca, predstavlja sumu gasnih i inercijalnih momenata, ali u sebi sadrži informaciju i o dinamičkom ponašanju vratila i torzionim oscilacijama koje navedeni momenti pobuđuju. Tačnost i pouzdanost ekstrahovanih željenih informacija, korišćenjem ove metode, se može povećati uzimanjem u obzir dinamičkog ponašanja vratila, što je obimno istraženo u radu [70].

3.5. Ugaona brzina

Svi do sada pominjani merni signali u sebi sadrže korisne informacije, koje se mogu upotrebiti za ekstrakciju pokazatelja radnog ciklusa. Ipak, u literaturi najviše razmatran izvor signala jeste ugaona brzina kolenastog vratila motora. Ugaona brzina se meri pomoću senzora koji je uobičajen na motorima, a obično je postavljen u zoni vratila ispred zamajca. Oscilatoran tok ugaone brzine je posledica udruženog dejstva momenta gasne sile i inercijalnih momenata, te se može iskoristiti kao izvor informacija o odvijanju procesa u cilindru (odnosno cilindrima kod višecilindarskog motora).

Diferencijalna jednačina kretanja kolenastog vratila može se u najopštijem obliku predstaviti kao:

$$J_{ekv}\ddot{\varphi} = M_g(\varphi) + M_m(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) + M_f(\varphi) + M_l(\varphi) \quad (3.1)$$

gde su φ - ugaoni položaj kolenastog vratila, J_{ekv} - ekvivalentni moment inercije motorskog mehanizma, M_m ukupni inercijalni moment, M_f ukupni otporni moment trenja, M_l spoljni otporni moment, a M_g moment gasne sile.

Jednačina (2.1) ukazuje na postojanje očigledne veze između trenutne ugaone brzine ($\dot{\varphi}$) i momenta gasne sile, koji je direktna funkcija toka pritiska u cilindru i kinematike kretanja klipnog mehanizma. Postoji više prepreka ka uspostavljanju jednostavne veze ugaona brzina – moment gasne sile, a to su pre svega:

- nelinearnost diferencijalne jednačine (3.1)
- potreba za detaljnim modelom kolenastog vratila (od čega zavise veličine J_{ekv} i M_m)

- potreba za poznavanjem toka trenja u motoru
- potreba za poznavanjem toka spoljnog momenta (opterećenja)

Moment gasne sile definisan je kao:

$$M_g(\varphi) = p_g(\varphi) A_k \frac{ds}{d\varphi} \quad (3.2)$$

gde je $p_g(\varphi)$ tok apsolutnog pritiska koji deluje na površinu klipa A_k , a $s(\varphi)$ put klipa.

Dodatni problem u ekstrakciji toka pritiska iz ugaone brzine leži u činjenici da je jednačinu (2.2) potrebno invertovati, što je posebno problematično u oblasti mrtvih tačaka u kojima brzina klipa ima vrednost nula.

Većina radova, koja se bavi identifikacijom toka pritiska ili pokazatelja sagorevanja na osnovu toka ugaone brzine, analizira različite pristupe, kojima se ili pojednostavljuje i linearizuje jednačina (3.1) ili uvode neka dodatna pojednostavljenja i pretpostavke u drugim segmentima ove metode.

Taraza je u radu [71] detaljno izložio više različitih metoda za rešavanje sistema opisanog jednačinom (3.1) i pokazao da se može uspostaviti direktna veza između amplituda pojedinih harmonika ugaone brzine i srednjeg indikatorskog pritiska. Veza između harmonijske analize ugaone brzine i srednjeg indikatorskog pritiska je detaljnije razmotrena u [72], dok su u radovima [73], [74] i [75] uzete u obzir i ciklusne varijacije procesa sagorevanja.

Najčešće je predmet radova, koji se bave obradom signala ugaone brzine, bila estimacija srednje vrednosti efektivnog obrtnog momenta. Rezultati ovih istraživanja omogućili su razvoj i realizaciju najmodernijih upravljačkih sistema motora, koji upravljaju motorom na osnovu zahteva za obrtnim momentom. Reagujući na zahtev za obrtnim momentom, upravljački sistem „vodi” motor, tako da zadovolji zahtevu na najracionalniji mogući način, a u tome uspeva zahvaljujući estimaciji srednje vrednosti efektivnog momenta u realnom vremenu (na osnovu ugaone brzine kolenastog vratila motora). Pristupi estimacije momenta su različiti, ali su svi modelski zasnovani [76],[77],[78]. Estimacija efektivnog momenta u realnom vremenu uspešno se koristi i za detekciju izostanka sagorevanja, čak i kod visokoturažnih višecilindarskih motora [79],[80].

Predloge modela koji bi bili korišćeni za rekonstrukciju toka pritiska, a koji bi kao jednu od ulaznih veličina koristili ugaonu brzinu, dalo je više istraživača i većina se oslanjala na korišćenje linearizovanih modela dinamičkog ponašanja kolenastog vratila. Posledica ovakvog pristupa su velike greške do kojih dolazi sa povećanjem broja obrtaja motora, pri čemu uticaj oscilacija ugaone brzine prouzrokovanih nelinearnim inercijalnim momentima biva sve veća. Moskwa je predložio da se problem uticaja inercijalnog momenta modelski izdvoji iz signala ugaone brzine generisanjem „novih” signala tzv. sinhrona ugaone brzine i ubrzanja [81]. Ove sinhrona veličine su skoro linearno zavisne od momenta gasne sile, što bitno olakšava rekonstrukciju toka pritiska. Ova ideja je patentirana ([82]) i primenjivana i od strane drugih istraživača ([83]). Zapravo, pokazano je da i relativno male greške u modeliranju dinamike kolenastog vratila dovode do velikih grešaka u estimaciji toka pritiska, te su u razmatranja uvedeni složeniji nelinearni modeli [84]. Jedna od analiza pokušava da uspostavi korelaciju toka pritiska u cilindru i toka ugaone brzine, ne oslanjajući se na kinematske i dinamičke veze ova dva signala, već isključivo statističkom analizom njihove međusobne korelacije ([85], [86]). Postoje i pokušaji da se tok pritiska u cilindru rekonstruiše pomoću linearne funkcije, gde se kao argumenti uzimaju srednja i trenutna ugaona brzina, kao i trenutno ugaono ubrzanje ([87], [88]). Dalji dometi u pogledu povećanja tačnosti estimacije toka pritiska (u svakom pojedinačnom cilindru) postignuti su kombinovanjem informacije ugaone brzine i toka pritiska u jednom (glavnom / ključnom) cilindru, uz predstavljanje kolenastog vratila kao krutog tela [89] ili složenije, uz uzimanje u obzir i torzionih oscilacija vratila [90].

Kad se već govori o upotrebi ugaone brzine, kao jednog od signala koji može poslužiti za estimaciju pokazatelja radnog ciklusa, zanimljivo je pomenuti da postoje i istraživanja posvećena analizi ugaone brzine vratila turbokompresora. Pulzacije izduvnih gasova utiču na neravnomernost ugaone brzine vratila turbokompresora, te se analizom te neravnomernosti može doći do informacija koje ukazuju na izostanak paljenja u nekom od cilindara.

Ono što se može zaključiti iz svega navedenog u ovom poglavlju je da se istraživanja na polju estimacije pokazatelja radnog procesa svode na direktan pristup - merenja se vrše direktno u cilindru, ili na indirektan - merenja se vrše van cilindra, ali sa ciljem rekonstrukcije toka pritiska, kako bi se na osnovu njega izračunali pokazatelji sagorevanja. Cilj i doprinos ovog rada je da pokaže da je do pokazatelja sagorevanja indirektnim postupcima moguće doći i bez ovog međukoraka, odnosno bez rekonstrukcije toka pritiska.

4. Veštačka inteligencija u motorima SUS

U poglavlju 3 su razmatrani brojni pokazatelji radnog procesa u motoru i to, pre svega, pokazatelji koji nose najviše informacija o procesu sagorevanja. Do pokazatelja se može doći direktnim ili indirektnim putem, a svaka od ovih metoda ima i svoje prednosti i mane.

Metode direktnog pristupa se oslanjaju na signale merene unutar samog cilindra, kao što su pritisak ili struja jonizacije. Obradom ovih signala dolazi se do pokazatelja koji, implicitno, ukazuju na tok sagorevanja u merenom radnom ciklusu. Problemi apostrofirani u ovim metodama se uglavnom odnose na teškoće u primeni ovih mernih metoda na serijskim motorima, što zbog troškova, a što zbog pouzdanosti i trajnosti ovih mernih lanaca. Jedan od veoma važnih ograničavajućih faktora u implementaciji ovih metoda jeste i potreba za povećanjem računarskih resursa EUJ, kako u pogledu procesorske snage, tako i u pogledu memorijskih kapaciteta. Iako je tehnologija mikrokontrolera i DSP-a izuzetno uznapredovala, i na tržištu postoje komponente spremne da podrže sve zahteve koje ove metode procesiranja motorskih signala imaju, one još nisu dovoljno jeftine, bar ne u dovoljnoj meri da bi njihova primena bila opravdana.

Poseban problem predstavljaju indirektno metode, gde je potrebno modelski zasnovanim pristupom, pomoću izmerenih signala, doći do informacija o procesu unutar cilindarskog prostora. Modeli, predviđeni da opišu veze, npr. ugaone brzine i toka pritiska, su složeni i nelinearni i kao takvi nisu previše pogodni za jednostavnu implementaciju u upravljačke algoritme, koji bi se izvršavali dovoljno brzo na postojećim mikrokontrolerskim platformama. Brojni su pokušaji pojednostavljenja ovih modela, bilo njihovom linearizacijom ili na neki drugi način, ali je zaključak tih istih istraživanja da se, pri tome, moraju činiti kompromisi u pogledu njihove tačnosti. Sa druge strane, u nekim primenama su ovi kompromisi prihvatljivi (npr. u estimaciji

srednje vrednosti obrtnog momenta), dok u drugim nisu (npr. estimacija ciklusnih pokazatelja procesa sagorevanja).

U pokušaju da se pronađu rešenja, kako bi se omogućila implementacija složenih modela u upravljačke algoritme, izvršivih u realnom vremenu, velika pažnja se poklanja alternativnim rešenjima, koja informacije procesuiraju po ugledu na način na koji to radi – priroda.

Veštačka inteligencija je pojam u najširem obliku korišćen za indikaciju mogućnosti nekog sistema da informacije obrađuje na način koji je svojstven ljudima. Pod veštačkom inteligencijom se podrazumeva nekoliko različitih pristupa, među kojima se, načelno, izdvaja pet, a to su: ekspertski sistemi, veštačke neuronske mreže, genetski algoritmi, fuzzy logika i razni hibridni sistemi, kao kombinacije dva ili više pomenutih pristupa [91].

Ekspertski sistemi su logički programi, čije je znanje bazirano na velikoj bazi podataka. Oni omogućavaju računarima da donose odluke interpretirajući podatke iz baze njihovom selekcijom među više mogućnosti. Iako ovi sistemi omogućavaju računarima da, na osnovu iskustva, sami definišu nova logička pravila, oni još nisu dovoljno blizu složenosti prave inteligencije [91].

Veštačke neuronske mreže (*Artificial Neural Networks* - ANN) su uzor našle u načinu kojim mozak procesira informacije, a to je paralelno procesiranje informacija u velikom broju međusobno povezanih nervnih ćelija - neurona. Neuronske mreže, u opštem smislu, predstavljaju skup jednostavnih procesirajućih elemenata-neurona, međusobno povezanih vezama sa odgovarajućim težinskim odnosima [92]. Svaki od neurona ima mnogobrojne ulaze putem kojih se informacije dovode na obradu, a svaki od ulaza nosi sa sobom bar dve brojne vrednosti - samu informaciju (brojnu vrednost) i njen težinski koeficijent (*weight*), koji predstavlja slobodni parametar ulaza. Ulazi i njihovi parametri se obrađuju u tzv. ulaznom operatoru, a njegov izlaz se prosleđuje tzv. aktivacionoj funkciji neurona koja generiše izlaznu vrednost neurona. Neuronska mreža do vrednosti slobodnih parametara dolazi kroz proces mašinskog učenja, koji je formalizovan kroz matematičko algoritamske podloge, odnosno kroz strategije učenja koje koriste principe veštačke inteligencije [92]. Tokom učenja se slobodni parametri mreže modifikuju iterativnim postupkom, a u zavisnosti od toga na koji je način organizovano i šta je sve od podataka na raspolaganju, to učenje može biti „bez nadzora” i „sa nadzorom” („*learning with and without a teacher*”, [93]). Tokom nadziranog učenja algoritmu su na raspolaganju ulazi (pobudni

signali iz okruženja mreže) i odgovarajući izlazi, generisani ili eksperimentalno prikupljeni merenjem sa realnih fizičkih sistema. Na osnovu ovih informacija algoritam može modifikovati slobodne parametre mreže, sa ciljem minimizacije supervizorske funkcije, koja meri razliku između ciljnih i estimiranih izlaza u svakoj od iteracija. Na taj način neuronska mreža može naučiti kako da reaguje na stimulse iz okruženja, kako bi generisala odgovarajuće izlaze. S obzirom na to da za ulaz koriste veliki broj informacija, neuronske mreže, u pogledu dimenzionalnosti, sa lakoćom prevazilaze klasične sisteme obrade podataka.

Genetički algoritmi (GA) su inspiraciju našli u načinu kojim se živi organizmi prilagođavaju, kako bi preživeli i opstali u surovj realnosti okoline kroz proces prilagođavanja i nasleđivanja. Algoritam oponaša proces evolucije populacije selekcijom samo najsposobnijih jedinki za dalju reprodukciju. Stoga je GA, ustvari, optimizaciona tehnika zasnovana na prirodnoj selekciji i opstanku najsposobnijih. GA svoj rad započinje sa skupom - populacijom mogućih rešenja problema (individua), koje vremenom evoluiraju. Osnovni operatori GA su reprodukcija, ukrštanje i mutacija [91].

Fuzzy logika se uglavnom koristi u sistemima upravljanja. Ova metoda se zasniva na fuzzy logičkom rezonovanju, koje koristi jezikom definisana pravila u formi *if-then* izraza. Pojednostavljenje, koje fuzzy logika uvodi u sisteme upravljanja, leži u mogućnosti korišćenja uobičajenog govora za opis problema i definisanje ne suviše striktnih pravila (npr. opis promenljive kao „male”, „srednje” ili „velike”). U slučajevima, kada je upravljački sistem izložen veoma promenljivim ulazima, ovaj fuzzy pristup nudi veću robustnost u odnosu na konvencionalne PID sisteme upravljanja.

Hibridni sistemi kombinuju više navedenih tehnologija, i to paralelno - udruženih u istom procesu ili tako što će podatke dobijene jednom metodom proslediti drugoj. Na primer, neuro-fuzzy sistemi koriste simultano i neuronske mreže i fuzzy logiku, dok u nekim drugim sistemima neuronske mreže mogu biti podsistemi, koji svoje izlaze prosleđuju npr. genetskom algoritmu.

4.1. Veštačke neuronske mreže

Koncept ANN analize je otkriven još pre skoro 70 godina (McCulloch i Pitts), ali su se tek u poslednjih 30-ak godina počele razvijati softverske aplikacije, koje ovu

tehniku koriste za rešavanje praktičnih problema. ANN, kao i sve metode, imaju svojih prednosti i mana, te njihova primenljivost u velikoj meri zavisi od vrste problema koje treba da reše. Ono što je svojstveno ANN je da se veoma dobro snalaze u problemima sa nepotpunim setom podataka, nejasnim ili nedovoljnim informacijama, kao i u veoma kompleksnim ili nepotpuno definisanim problemima koje ljudi rešavaju oslanjajući se na intuiciju. Neuronske mreže uče na osnovu primera i mogu uspešno da se nose sa nelinearnim problemima. Ono u čemu se ANN ne ističu su problemi u kojima se eksplicitno zahteva visoka numerička tačnost, kao što su logički zadaci i aritmetički problemi. ANN se uspešno primenjuju u brojnim oblastima, a neke od najvažnijih su [91]:

1. *Aproksimacija funkcija.* ANN uspevaju da uspešno izvrše preslikavanje višedimenzionalnog ulaza u jednu ili više izlaznih veličina. Za razliku od klasičnih, regresionih metoda, ANN se može samostalno prilagođavati ulazima bez potrebe za eksplicitnom identifikacijom parametara.
2. *Prepoznavanje oblika i grupisanje.* ANN se uspešno mogu upotrebiti u oblasti klasifikacije na polju obrade složenih signala poput zvuka, slike ili video zapisa. Ovaj tip problema ANN može rešavati čak i bez postojanja a priori znanja tj. u stanju su da uče prepoznavanje potpuno novih oblika.
3. *Asocijativna memorija.* Obuhvata probleme u kojima je potrebno nešto prepoznati samo na osnovu fragmenata potpune informacije.

Ono što ANN čini posebno interesantnim u tehnici jeste njihova mogućost da prepoznaju i oblikuju dovoljno reprezentativni model nekog procesa, koji se može koristiti u sistemima upravljanja, a sve to samo na osnovu podataka dobijenih rutinskim merenjem ulaznih i izlaznih veličina procesa. Neuronske mreže umanjuju potrebu za korišćenjem eksplicitnih, kompleksnih matematičkih izraza, empirijskih računskih modela i nepraktičnih (i za CPU intenzivnih) analitičkih fizičkih modela.

Snaga ANN leži u paralelnom procesiranju i mnogobrojnim vezama, koje se uspostavljaju između procesorskih jedinica – neurona. Jedna od definicija neuronsku mrežu upravo i definiše kao masivan paralelno distribuiran procesor, sa prirodnom osobinom skladištenja, eksperimentalnim putem stečenih saznanja, čineći ih spremnim za dalje korišćenje [93]. Neke od karakteristika koje su svojstvene neuronskim mrežama i koje ih odvajaju od konvencionalnih računskih tehnika su [91, 94]:

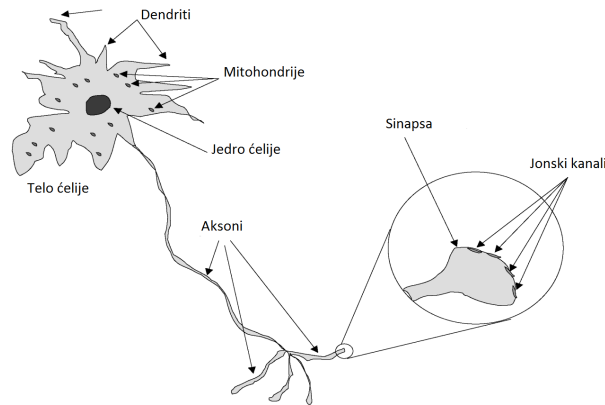
- Direktnan način kojim ANN prikupljaju informacije i znanje o datom problemu (učenje specifičnih i nelinearnih zavisnosti) kroz fazu učenja mreže.

- Neuronske mreže mogu da rade sa najraznovrsnijim podacima i velikim brojem promenljivih i mogu se koristiti kao modeli - „crne kutije”, ne zahtevajući od krajnjeg korisnika sofisticirano matematičko znanje za opisivanje procesa sadržanog u modelu.
- Stečeno znanje neuronska mreža čuva u veoma kompaktnoj formi i može se koristiti na pristupačan način. Neuronske mreže se mogu ponašati veoma robustno u prisustvu šuma u ulaznim podacima.
- Relativno visoka tačnost prepoznavanja seta ulaznih podataka, koji nisu bili na raspolaganju mreži u fazi učenja, odnosno moć generalizacije (uopštavanja) pri radu sa podacima iz domena nad kojim je vršeno treniranje mreže.

Iako se neuronske mreže mogu koristiti za rešavanje složenih problema, one imaju neke nedostatke među kojima su najvažniji:

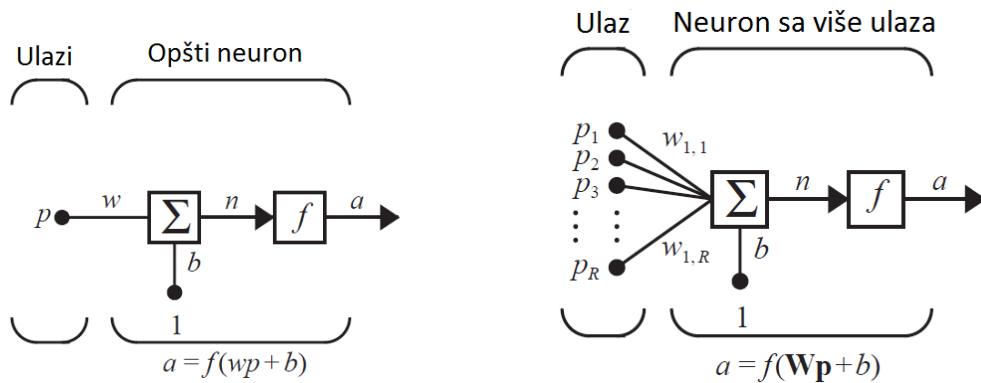
- Podaci koji se koriste za učenje mreže moraju sadržati dovoljno informacija o procesu.
- Teorija koja stoji iza neuronskih mreža nije dovoljna da u potpunosti usmeri i pomogne u kreiranju neuronske mreže pri rešavanju nekog konkretnog problema.
- Ne postoji garancija u pronalaženju prihvatljivog rešenja problema
- Racionalizacija dobijenih rešenja je, za razliku od klasičnih modela, ograničena.

Na slici 4.1 je predstavljen biološki neuron. Tok informacija u mozgu se uz pomoć neurotransmitera prenosi od sinaptičkih veza dendrita preko neurona i njegovog aksona do sinaptičkih veza aksonskih nastavaka. Svaki neuron predaje i prima informacije od velikog broja drugih neurona. Procenjeno je da u ljudskom mozgu svaki neuron neposredno razmenjuje impulse sa 1 do 10000 drugih neurona, dok celu neuronsku mrežu sačinjava oko 100 milijardi neurona. Biološki neuroni komuniciraju posredstvom diskretnih signala, odnosno na svom izlazu generišu impuls samo ako zbirna stimulacija ulaza pređe određeni nivo (prag). Od sinhronizacije i učestalosti pobude zavisi i učestalost izlaznog signala, koja kod bioloških neurona maksimalno može da iznosi oko 300 impulsa u sekundi (npr. pod uticajem adrenalina).



Slika 4.1.: Pojednostavljeni prikaz biološke nervne ćelije [7]

Najjednostavnija forma veštačkog neurona prikazana je slici 4.2 i vidljivo je da ideja njegove realizacije u potpunosti prati biološki neuron. Ulazna veličina p (koja stiže putem jednog dendrita) se množi skalarom w (*weight* - težinski koeficijent), a potom se šalje operatoru sumiranja koji sabira vrednost pw sa vrednošću b (*bias*), koja dolazi sa drugog dendrita. Vrednost sume se potom prosleđuje aktivacionoj funkciji koja generiše izlaznu veličinu a , a ona se potom aksonom predaje sledećem neuronu u mreži. Bias obezbeđuje postojanje konstantnog člana u težinskoj sumi, a to doprinosi poboljšanju konvergetnosti mreže tokom procesa učenja [92]. Neuron koji ima više ulaza, po ugledu na biološki neuron sa više dendrita, je osnovna procesorska jedinica u građi veštačke neuronske mreže (slika 4.2- desno).



Slika 4.2.: Veštački neuron sa jednim (levo) i više (desno) ulaza i jednim izlazom [8]

Aktivacione funkcije mogu biti najrazličitijih oblika. Jednu od najjednostavnijih predložio je Rosenblatt još 1957. godine:

$$f(x) = \begin{cases} 1 & \text{ako je } w \cdot x + b > 0 \\ 0 & \text{u ostalim slučajevima} \end{cases} \quad (4.1)$$

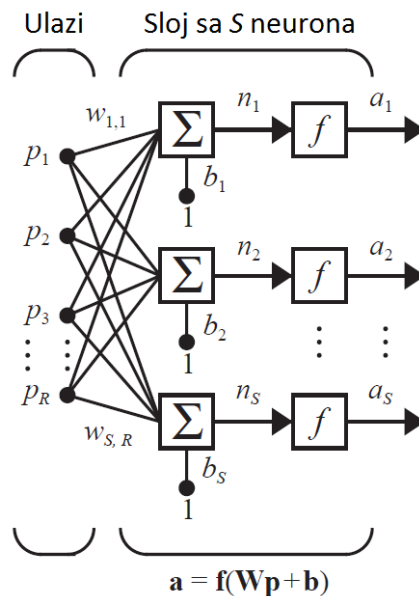
Ova aktivaciona funkcija poznata je i pod nazivom perceptron. S obzirom na to da je perceptron binarnog tipa, neuronske mreže zasnovane na perceptronima se mahom koriste za linearnu separaciju i klasifikaciju ulaza i imaju velika ograničenja u pogledu nelinearnih preslikavanja. Neuronske mreže, zasnovane na ovoj aktivacionoj funkciji, u praksi koriste više perceptrona organizovanih u tzv. slojeve. Na slici 4.3 prikazana je jedna takva neuronska mreža. U tom slučaju su ulazi težinski koeficijenti i biasi vektori $(\underline{p}, \underline{b})$ odnosno matrica (\underline{w}) .

Učenje perceptronske mreže, odnosno određivanje vrednosti veličina \underline{w} i \underline{b} vrši se, u najjednostavnijem slučaju (kod jednoslojne perceptronske mreže) primenom tzv. delta pravila (*delta-rule*). Delta pravilo, metodom opadajućeg gradijenta, koriguje težinske koeficijente \underline{w} , sa ciljem minimizacije greške, odnosno razlike između izračunatih izlaza i onih datih u setu podataka za učenje:

$$\Delta w_{ji} = \alpha_l \cdot (t_j - y_j) \cdot f'(n_j) \cdot p_i$$

gde su:

- α_l mala konstanta koja se naziva *brzinom učenja*
- $f(n_j)$ aktivaciona funkcija neurona $j = 1 \dots$ broj uzoraka (merjenja na ulazu)
- t_j ciljna (izmerena) vrednost izlaza
- n_j ponderirana suma ulaza
- y_j izračunata vrednost izlaza
- p_i i-ti ulaz, $i = 1 \dots R$



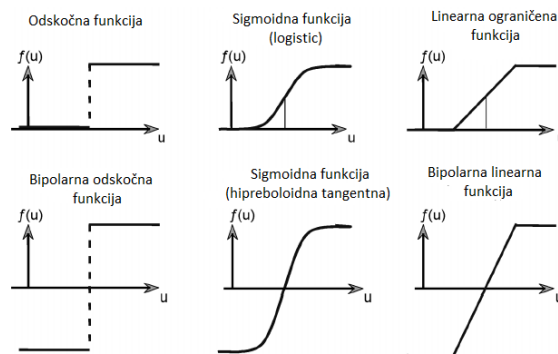
Slika 4.3.: Neuronska mreža sa jednim slojem neurona (*single layer*) [8]

Pondirana suma n_j računa se kao $n_j = \sum p_i \cdot w_{ji}$, dok je vrednost y_j zapravo $y_j = f(n_j)$

Pre početka učenja, težinski koeficijenti (težine) se inicijalizuju na slučajno izabrane male vrednosti. U svakoj sledećoj iteraciji svaka od težina w_{ji} se koriguje za vrednost Δw_{ji} , sve dok se ne postigne zadovoljavajuće mala razlika γ izračunate i izmerene vrednosti izlaza $\delta_j = t_j - y_j < \gamma$. Ovaj algoritam učenja predstavlja primer nadgledanog (supervizorskog) učenja u kome se mreža obučava na postojećem skupu podataka, a sa ciljem postizanja određene tačnosti, odnosno minimizacije greške.

Neuronske mreže, zasnovane na neuronima sa linearnim aktivacionim funkcijama, poput (4.1), mogu uspešno rekonstruisati samo linearne zavisnosti. Za rekonstrukciju nelinearnih funkcija koriste se neuroni sa nelinearnim aktivacionim funkcijama, od kojih je jako često korišćena tzv. sigmoidna funkcija:

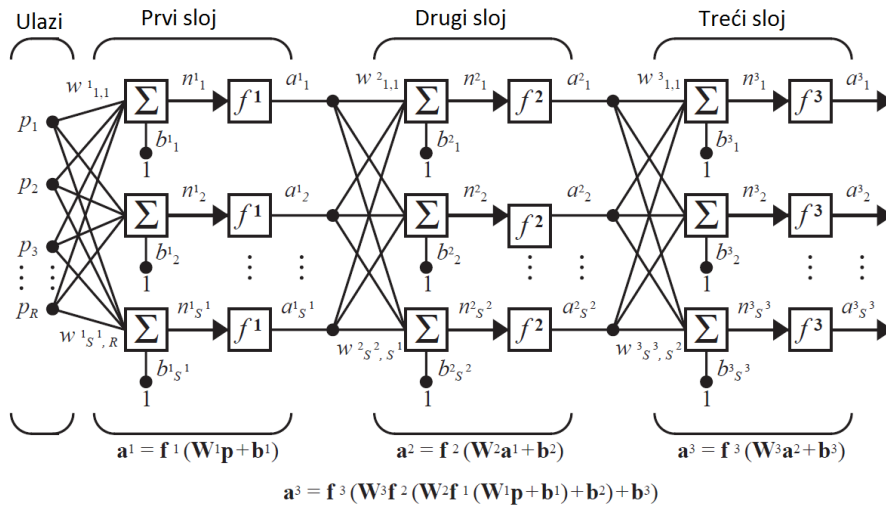
$$f(\mathbf{x}) = \frac{1}{1 + e^{-\sum_i w_i \cdot x_i + b}} \quad (4.2)$$



Slika 4.4.: Tri različite vrste aktivacionih funkcija – odskočna, sigmoidna i linearna u unipolarnom i bipolaranom obliku [7]

4.1.1. MLP

Performanse mreže se vidno mogu poboljšati angažovanjem većeg broja neurona organizovanih u više slojeva, što je prikazano na slici 4.5. U MLP (Multi Layer Perceptron) mrežama se spoljni slojevi, koji primaju i predaju informacije nazivaju, respektivno, ulaznim i izlaznim, dok se unutrašnji sloj naziva skrivenim. Skrivenih slojeva može biti i više od jednog.



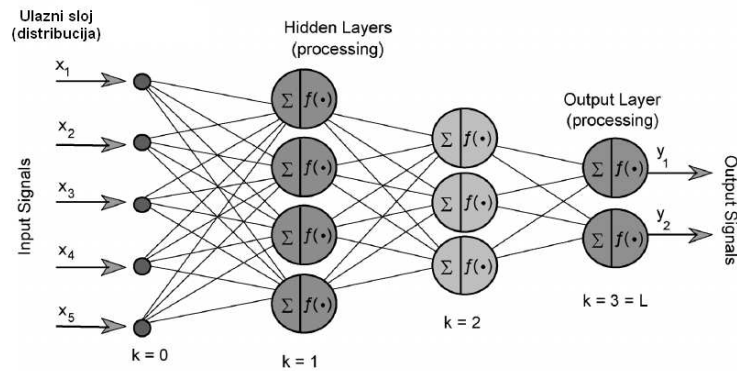
Slika 4.5.: Neuronska mreža sa više slojeva (Multy Layer Perceptron – MLP) [8]

Postojanje više slojeva znatno usložnjava algoritam učenja i zapravo je nepostojanje istih dugo držalo po strani ideju veštačkih neuronskih mreža, kao nešto ezoterično i praktično neprimenljivo.

Tek je razvoj tzv. Back Propagation algoritama učenja, sredinom 80-ih, omogućio nagli razvoj daljih istraživanja i primene neuronskih mreža. Algoritam se zasniva na procesiranju greške, tj. razlike između izmerene i izračunate vrednosti sa svakog izlaza i njene propagacije prema svim neuronima kako bi se, na osnovu njene vrednosti, pojedinačno korigovale težine sinapsi. U algoritmu se greška prostire unazad - od izlaza ka ulazu, te je po tome i dobio ime (eng. Back Propagation of error). Back Propagation algoritam predstavlja uopšteni oblik delta pravila i takođe se oslanja na metodu opadajućeg gradijenta u procesu učenja, odnosno minimizacije greške prilagođavanjem težinskih koeficijenata sinapsi neuronske mreže. Detalji ovog algoritma mogu se naći u brojnoj literaturi (npr. [8], [93], [95]).

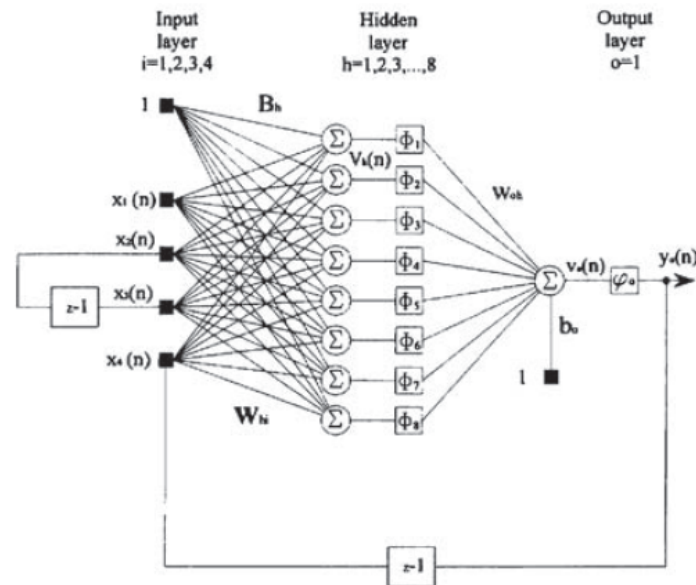
Ako se informacije kroz neuronsku mrežu kreću samo u smeru od ulaza ka izlazu, tada se takve mreže opisuju kao jednosmerene, odnosno feedforward mreže 4.6. Ovakva arhitektura mreže pogodna je za modeliranje veze statičkih ulaza i izlaza. Dinamika sistema, u kojoj izlazne veličine jednog vremenskog trenutka imaju uticaja na ulazne veličine u neposrednoj budućnosti, ne može se opisati ovakvom vrstom neuronske mreže.

Neuronske mreže, koje oponašaju dinamiku sistema, uspeavaju to zahvaljujući postojanju zatvorenih petlji toka informacija, čime se kreira brza dinamička memorija uskladištena u dodatnom, tzv. kontekstnom, sloju neuronske mreže (Slika



Slika 4.6.: Višeslojna jednosmerna mreža (Multi layer feedforward) [7]

4.7). Ovakve mreže, poznate pod nazivom rekurentne ili feedback neuronske mreže, mogu imati najrazličitije arhitekture prilagođene rešavanju posebnih problema. Rekurentnost omogućava mreži da simultano procesira uzastopne vrednosti ulaznih i izlaznih informacija što mreži daje sposobnost dinamičke estimacije izlaza. Iz ove klase veoma se često koriste mreže zasnovane na NARX modelima (*Nonlinear AutoRegressive models with eXogenous Inputs*).



Slika 4.7.: Primer rekurentne dinamičke NARX neuronske mreže[9]

Istraživanjima je pokazano da MLP mreže mogu aproksimirati bilo koju funkciju, do proizvoljne tačnosti, angažovanjem većeg broja skrivenih slojeva i neurona u njima. Broj ulaza i izlaza mreže definiše sam problem koji se obrađuje, ali potreban broj skrivenih slojeva i neurona u njima se određuje proizvoljno, tj. metodom probe i pokušaja (*test & trial*). Pravila koja bi vodila ka kreiranju optimalne arhitekture MLP mreže su još uvek nepoznata, te se ta činjenica smatra jednim od

otežavajućih okolnosti u primeni MLP mreža. Povećanje broja slojeva i neurona bitno usporava vreme učenja, što je sa aspekta danas raspoložive računarske snage manje značajno, ali ne i nezanemarivo. Sa druge strane, vektori, tj. matrice težinskih koeficijenata sinapsi i biasa, do kojih se dolazi učenjem, ne pružaju eksplicitno objašnjenje uzročno–posledičnih veza ulaza i izlaza, tj. numeričke veze koje uspostavlja neuronska mreža nisu jasne i razumljive sa aspekta ljudske percepcije (za razliku od npr. analitičkih modela).

4.1.2. RBF

Bitno, skoro revolucionarno, osveženje u domenu neuronskih mreža donela je upotreba funkcija radijalne osnove¹ (*Radial Basis Function - RBF*), kao aktivacione funkcije neurona. RB funkcija je funkcija čija vrednost zavisi isključivo od rastojanja argumenta x od neke tačke (centra c), što se najjednostavnije predstavlja u vidu norme vektora $x - c$:

$$\Phi(x, c) = \Phi(\|x - c\|)$$

Sumiranje više RB funkcija se, inače, koristi za aproksimaciju funkcija, te je ona našla i svoje mesto u gradnji neuronskih mreža. Postoji više funkcija koje se koriste kao RBF (multikvadratne, inverzne kvadratne, inverzne multikvadratne,...), a jedna od veoma često korišćenih je poznata Gausova funkcija:

$$f(x) = e^{-\frac{\|x-c\|^2}{2 \cdot \sigma^2}} \quad (4.3)$$

gde je c centar, odnosno položaj centra simetrije Gausove krive, dok σ reprezentuje njenu širinu.

Pondiranim sumiranjem više RB funkcija, postavljenih u domenu ulaza, moguće je u potpunosti izvršiti aproksimaciju zavisnosti ulaznih i izlaznih veličina. Svaka k -ta izlazna veličina može se dobiti sumiranjem vrednosti $j = 1 \dots R$ RB funkcija, pri čemu je uticaj svake pojedinačne RBF uzet njenim težinskim koeficijentom w_{jk} :

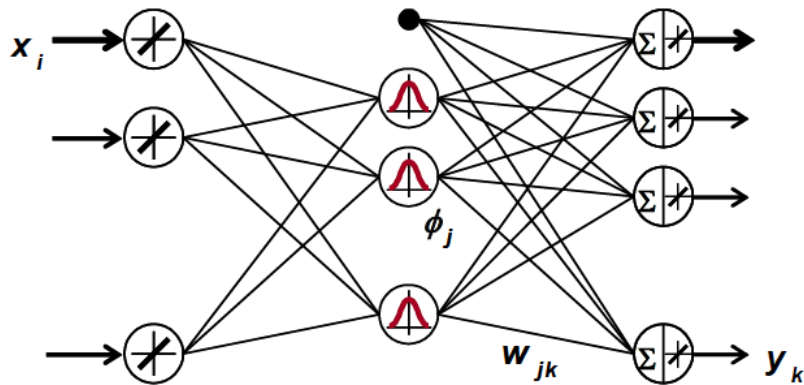
¹prevod usvojen iz radova Prof. Dr Branimira Reljina [96], [97]

$$y_k = \sum w_{jk} \cdot \Phi(x, c)$$

odnosno u slučaju primene Gausove funkcije kao RB funkcije:

$$y_k = \sum w_{jk} \cdot e^{-\frac{\|x-c_j\|^2}{2 \cdot \sigma_j^2}}$$

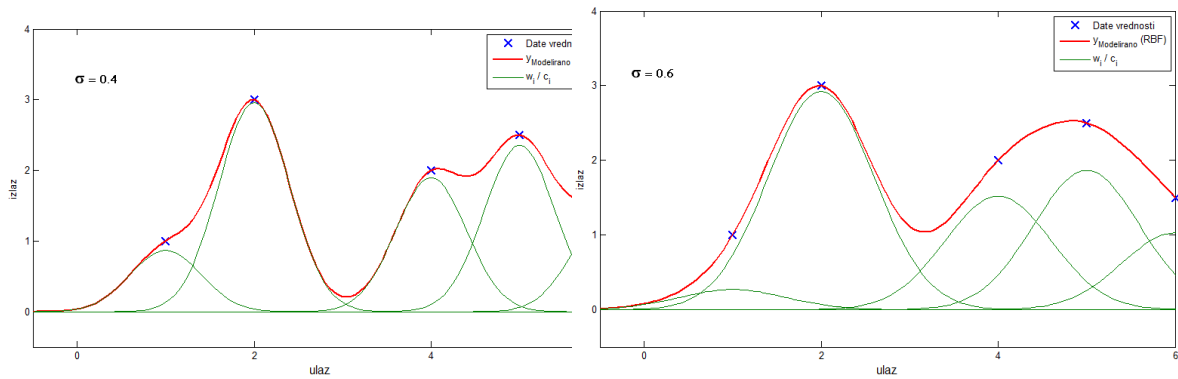
Opisani postupak aproksimacije funkcije se zapravo može predstaviti arhitekturom neuronske mreže (slika 4.8). U ovoj strukturi skriveni sloj sadrži neurone sa RB aktivacionim funkcijama koje vrše nelinearnu transformaciju ulaza, dok izlazni sloj vrši linearnu kombinaciju transformisanih ulaza.



Slika 4.8.: Struktura RBF neuronske mreže [10]

Učenje RBF neuronske mreže se svodi na zadatak određivanja optimalnih vrednosti težina w_{jk} , položaja RB funkcija, tj. njihovih centara c_j , kao i širina σ . Pri učenju se kao pitanje nameće gde postaviti centre RB funkcija, odnosno kako ih razmestiti unutar domena ulaza, kao i kako odrediti širine funkcija. Uz unapred odabrane položaje centara i širina RBF, moguće je minimizacijom ciljne funkcije (razlike izračunatih i modeliranih izlaza) doći do optimalnih vrednosti težinskih parametara i biasa mreže.

Za razliku od MLP mreža u kojima težine i broj skrivenih slojeva i neurona u njima ne pružaju osnovu za praćenje logike i razumevanje funkcionisanja samog modela, u slučaju RBF mreža i položaj i širina RB funkcija imaju logičko značenje, jer se, zapravo, ovim parametrima oslikava uticaj određenog dela domena ulaznog vektora na izlaze modela. Položaj i težina određenog RBF neurona ima fizičko značenje



Slika 4.9.: Uticaj parametara RBF na rezultate aproksimacije

uticaja tog dela domena na proces koji se modelira, dok veličina širine upućuje na uticaj koji taj neuron (čvor, eng. *node*) ima na svoju okolinu u ulaznom domenu.

Tokom procesa obuke RB čvorove (tj. njihove centre) je moguće inicijalno postaviti na položaje ulaznih veličina (slika 4.9). Uz zadatu širinu RB funkcija do rešenja, vektora težinskih koeficijenata, se dolazi jednostavno primenom metode najmanjih kvadrata. Ovakav pristup daje mreže sa velikim brojem čvorova (jednakim broju članova na ulazu), što može značiti i jako veliki broj parametara koje treba odrediti i sa kojima treba računati pri estimaciji izlaznih veličina.

Obuka RBF neuronskih mreža podrazumava korišćenje algoritama, koji u iterativnom procesu pokušavaju da u mrežu smeste samo najmanje potreban broj čvorova. Neke od ovih metoda inicijalno polaze od manjeg broja čvorova raspoređenih po određenim kriterijumima, a zatim, po potrebi, dodaju čvorove, kako bi se postigla zadovoljavajuća tačnost aproksimacije. Kriterijumi pozicioniranja su, u ovom slučaju, obično statistički (*k-mean clustering*). Drugi pristup izvorno polazi od čvorova postavljenih na svim pozicijama ulaznog domena, a zatim analizirajući relativni značaj svake od inicijalno postavljene RB funkcije vrši korekciju. Ova metoda učenja, poznata kao OLS (*Orthogonal Least Squares*), se često koristi u obučavanju RBF mreža. Primenom ovih naprednih algoritama moguće je funkciju uspešno aproksimirati RBF neuronskom mrežom, koja ima višestruko manje RBF neurona nego što ima elemenata u vektoru ulaznih podataka.

Razlike, prednosti i mane RBF i MLP mreža mogu se sumirati u nekoliko crta:

- Obe su univerzalni aproksimatori funkcija. U stanju su da aproksimiraju proizvoljnu nelinearnu zavisnost i preslikavanja višedimenzionalnih domena;
- Funkcija preslikavanja se gradi kombinacijom višestrukih funkcija;

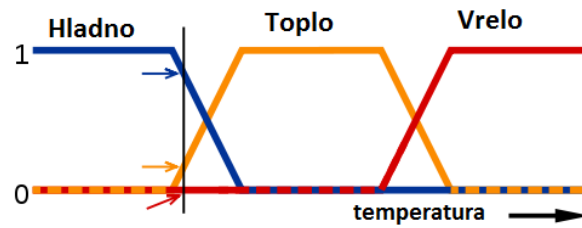
- Skriveni čvorovi kod MLP predstavljaju sumirane težinski modifikovane ulaze transformisane kroz aktivacionu funkciju. RBF mreža u čvorovima koristi informaciju o udaljenosti ulaza od centra RB funkcije, a potom tu informaciju lokalno transformiše;
- MLP mreža se ponaša kao distribuirani paralelni procesor u kome svaki od čvorova ima uticaja na izlaz. Učenje MLP mreže je izrazito nelinearan proces, koji može imati problema pri dolaženju do apsolutnog minimuma tokom optimizacije slobodnih parametara, što opet može voditi ka sporijoj konvergenciji rešenju. RBF mreža koristi lokalizovane RB funkcije i obično samo mali broj čvorova značajno utiče na izlaz; Proces obuke RBF mreže je znatno brži od obuke MLP mreže;
- MLP mreže se mogu strukturirati na više različitih načina sa različitim brojem skrivenih slojeva. RBF mreža ima jednostavnu strukturu sa samo jednim skrivenim slojem;
- MLP uče primenom jednog algoritma (BP), dok za učenje RBF mreža postoji više različitih metoda;
- Svi parametri MLP mreže određuju se simultano u jedinstvenom nadgledanom procesu. Proces treniranja RBF mreža podeljen je u dve faze: u jednoj se razmeštaju RBF čvorovi, a u drugoj određuju težinski koeficijenti.

Navedene razlike često favorizuju RBF mreže, naročito zbog činjenice da manja RBF mreža može podjednako dobro da aproksimira neku funkciju kao i složenija MLP mreža.

4.1.3. Neuro-fuzzy

Fuzzy logika omogućava opisivanje sistema i međusobnog odnosa promenljivih setom jezički definisanih pravila. Koncept fuzzy logike omogućio je implementaciju nedovoljno egzaktno definisanih pravila i opisa u tehničke aplikacije. Reč fuzzy je, inače, sinonim za nešto nejasno, maglovito, a odnosi se na opise stanja promenljivih na način koji uobičajeno koristimo poput toplo, hladno, sporije, brže i sl 4.10.

Fuzzy sistemi se opisuju lingvističkim modelom koji se sastoji iz seta *if-then* pravila. Osnovni elementi tih pravila jesu tzv. funkcije pripadnosti, koje uspostavljaju



Slika 4.10.: Primer pravila u fuzzy logici

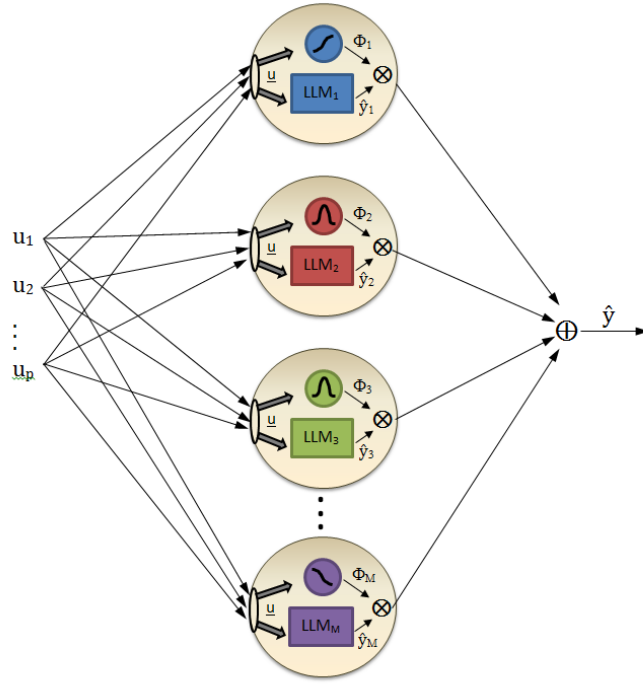
veze između fuzzy pravila i konkretnih brojnih vrednosti. Procesiranje veličina u fuzzy sistemima se sastoji iz nekoliko koraka: fuzifikacija, evaluacija pravila, agregacija i defuzifikacija [98].

Pravila se u fuzzy sistemima moraju unapred definisati (na osnovu ekspertskog iskustva). Sa druge strane, neuronske mreže su u stanju da uče iz raspoloživih informacija, podataka. Hibridizacijom ova dva pristupa nastali su neuro-fuzzy modeli, koji koriste mogućnosti neuronskih mreža da, na osnovu raspoloživih podataka, same nauče fuzzy pravila. Pristupi i načini generisanja neuro-fuzzy modela su brojni i zavise u velikoj meri od same primene. Veoma važna ideja, koja stoji iza ove hibridizacije i koja ovaj pristup čini inteligentnijom nadgradnjom neuronskih mreža, leži u moći fuzzy dela modela da klasifikuje elemente ulaznog domena (tj. ulazne promenljive), u više specifičnih grupa. Na taj način ne obrađuje svaki neuron sve ulazne podatke, već samo one, specifične iz svoje grupe. Ovaj pristup čini celu mrežu manjom, bržom i logičnijom za razumevanje.

Poseban značaj u modeliranju sistema ima tzv. pristup modeliranja pomoću lokalnih linearnih modela (LLM), kreiranih neuro-fuzzy pristupom. Jedna od metoda za kreiranje LLM se oslanja na Takagi-Sugeno fuzzy model, inače, primeren aplikacijama u kojima se zahteva što veća preciznost izlaznih veličina. Osobnost Takagi-Sugeno fuzzy pristupa je da, u procesu defuzifikacije, tj. pretvaranja logičkog zaključka u konkretnu brojnu vrednost, koristi unapred definisane funkcije [98].

Ako se funkcije pripadnosti opišu Gausovom funkcijom, a za Takagi-Sugeno funkciju uzme linearna funkcija, moguće je napraviti neuro-fuzzy model koji podseća na RBF neuronsku mrežu, ali zapravo čini njegovu nadgradnju. Aktivacione funkcije (Gausove) se svojom širinom mogu prilagođavati, u zavisnosti od položaja u domenu, dok težinski koeficijent nije skalar već linearna funkcija. Primena ovakvih lokalnih linearnih neuro-fuzzy modela (LLNFM) postala je atraktivna uz veoma efikasan algoritam za obuku koji je uveo Nelles pod imenom Lolimot² [98]. Stoga se često ceo LLNF model naziva Lolimot modelom po nazivu ovog algoritma.

²*Local Linear Model Tree*



Slika 4.11.: Arhitektura Lolimot modela

Matematički se LLNF mreža može predstaviti transformacijom:

$$f^{estim}(\underline{x}) = \sum_{i=1}^{N_p} \Phi_i(\underline{x}) \cdot L_i(\underline{x}) \quad (4.4)$$

gde $\Phi_i(\underline{x})$ odgovara funkciji pripadnosti i -tog linearnog modela $L_i(\underline{x})$, N_p predstavlja broj podela (particija), napravljenih u domenu u kome su definisane veze ulaznih i izlaznih veličina koje treba aproksimirati.

Ako sa N_D obeležimo broj ulaza, a sa $c_j^{i\text{centar}}$ j koordinatu centra i tog dela (particije).

Funkcija pripadnosti je, u opštem slučaju, Gausova funkcija:

$$\Phi_i(\underline{x}) = \exp\left(-\frac{1}{2} \cdot \left(\sum_{j=1}^{N_D} \left(\frac{x_j - c_j^{i\text{centar}}}{\sigma_{ij}}\right)^2\right)\right) \quad (4.5)$$

Svaka lokalna funkcija pripadnosti se širinom prilagođava dimenziji particije:

$$\sigma_{ij} = \sigma_L \cdot \Delta_{ij} \quad (4.6)$$

gde je parametar σ_L globalno zadata širina Gausove funkcije.

Na primer, ako model ima dva ulaza (x_1 i x_2), linearni model se može predstaviti izrazom:

$$L_i(\underline{x}) = a_i + b_i \cdot x_1 + c_i \cdot x_2 \quad (4.7)$$

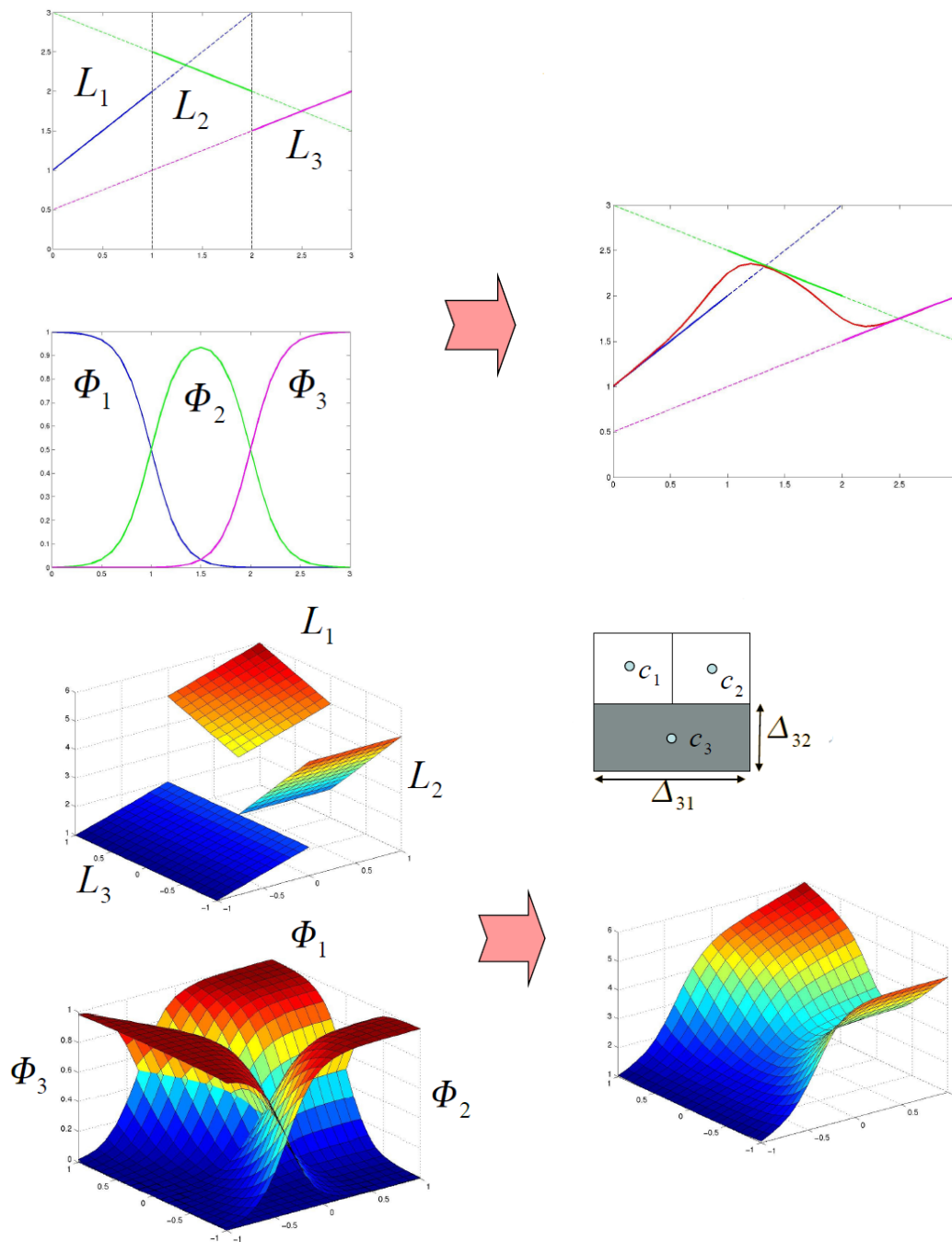
U slučaju jednog ulaza, linearni model se sa ravni svodi na pravu liniju 4.12, dok se u slučaju većeg broja ulaza linearna funkcija svodi na hiper-ravan.

Uz uslov da je:

$$\sum_{i=1}^{N_p} \Phi_i = 1 \quad (4.8)$$

kompletan izraz za estimaciju izlazne veličine Lolimot modelom se svodi na:

$$f_{estim}(\underline{x}) = \frac{\sum_{i=1}^{N_p} \left(\sum_{j=0}^{N_D} a_j \cdot x_i \right) \cdot \exp \left(-\frac{1}{2} \cdot \left(\sum_{j=1}^{N_D} \left(\frac{x_j - c_j^{i_{centar}}}{\sigma_{ij}} \right)^2 \right) \right)}{\sum_{i=1}^{N_p} \exp \left(-\frac{1}{2} \cdot \left(\sum_{j=1}^{N_D} \left(\frac{x_j - c_j^{i_{centar}}}{\sigma_{ij}} \right)^2 \right) \right)} \quad (4.9)$$

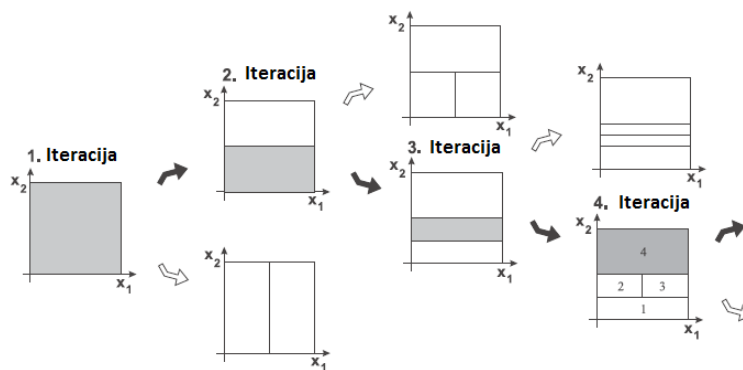


Slika 4.12.: Principi Lolimot transformacije sa jednim (gore) i dva ulaza (dole) [1]

Obuka LLNF modela se svodi na pronalaženje optimalnog položaja centara funkcija pripadnosti i njihovog broja. Jedna od metoda, relativno jednostavna, se svodi na deljenje domena formiranjem Lolimot „drveta” (*lolimot tree*). Naime, ortogonalnom podelom domena ulaznih veličina i aproksimacijom tih delova linearnim funkcijama, može se doći do zaključka (analizom greške), koji je od delova imao

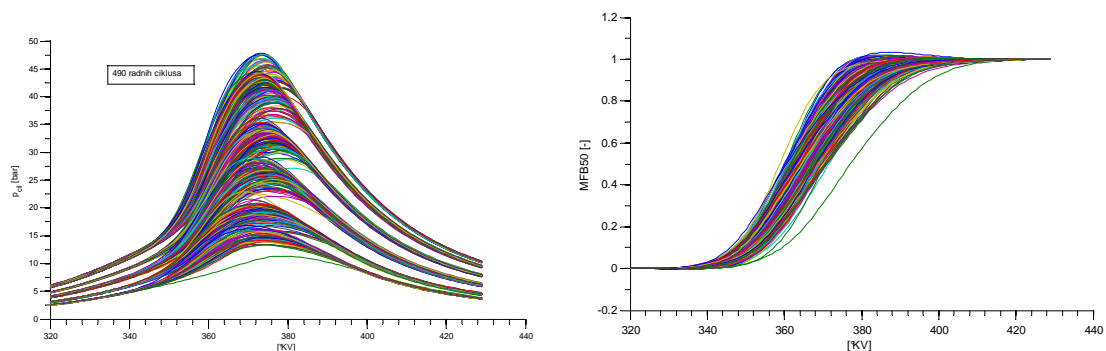
manje izraženu linearnost. Taj deo se u sledećoj iteraciji dalje deli na više delova, a test linearnosti odabira sledeće kandidate za dalje deljenje. Funkcije pripadnosti se postavljaju u centre novonastalih particija. Postupak kreiranja Lolimot modela prikazan je na slici 4.13.

Prednost Lolimot modela je što je diferencijabilan, tj. gradijente je moguće eksplicitno izračunati, te su ovi modeli veoma pogodni za korišćenje u procesu optimizacije.

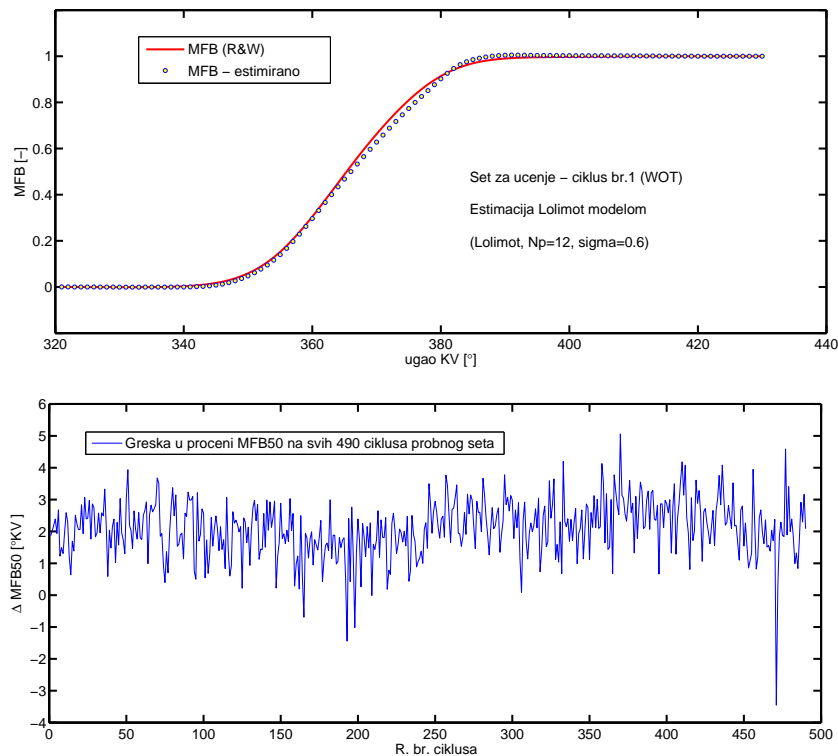


Slika 4.13.: Tok algoritma učenja Lolimot modela

Kao primer korišćenja Lolimot modela, prikazana je aproksimacija funkcije integralnog toka dovođenja toplote, a na osnovu izmerenog toka pritiska. Set za učenje sastoji se od 490 snimljenih radnih ciklusa motora (49 ciklusa x 10 različitih radnih režima). Pritisak je uzorkovan rezolucijom od 1° KV. Na slici 4.14 prikazan je deo toka pritiska, kao i MFB krive izračunate R&W metodom. Set podataka je sužen samo na deo, koji obuhvata proces sagorevanja i njegovu neposrednu okolinu ($-40^\circ \dots + 70^\circ$ SMT).



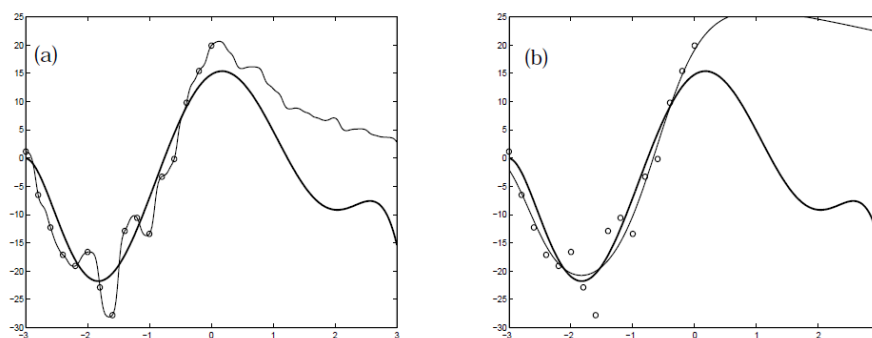
Slika 4.14.: Ulazni i ciljani (izlazni) set podataka Lolimot modela



Slika 4.15.: Aproksimacija toka MFB Lolimot modelom - poređenje na jednom od ciklusa (gore) i prikaz greške određivanja MFB50 na osnovu estimiranih tokova MFB na svim ciklusima seta

U konkretnom primeru, Lolimot modelu je na raspolaganje za učenje dat samo prvi ciklus (110 uzoraka, sa režima punog opterećenja), a rezultat aproksimacije Lolimot modela na ciklusu iz dela serije sa nižim opterećenjima je prikazan na slici 4.15. Zanimljivo je da je model, koji je stekao znanje o zavisnosti iz samo jednog ciklusa, uspeo da rekonstruiše tokove MFB i za preostalih 489 ciklusa, a uspešnost je prikazana kroz grešku estimacije položaja MFB50, koja je daleko od neprihvatljive. U praksi se modelu za učenje prepušta mnogo veći deo seta podataka, a uzimanjem u obzir i drugih uticajnih veličina (broj obrtaja, otvor leptira, pritisak u usisnom kolektoru,...), značajno se povećava tačnost estimacije.

Ono što je zajedničko svim neuronskim mrežama je da svoje parametre modifikuju tokom procesa učenja. Ciljna funkcija ovog procesa je minimizacija razlike izračunatih i mrežom modeliranih izlaza. Postavljanje suviše strogih zahteva, u pogledu minimalne ciljne greške, može dovesti do toga da mreža isuviše dobro aproksimira modelirane podatke (eng. *overfit*). Ovakva mreža će vršiti odličnu estimaciju podataka, koji potiču iz seta kojim je mreža obučavana (trenirana), ali će se lošije



Slika 4.16.: Primer overfit-a (a) i dobre aproksimacije (b) funkcije (puna linija) a na osnovu izmerenih vrednosti (\circ) [11]

snalaziti u estimaciji izlaza sa novim, do tada neviđenim, ulaznim podacima. Spособnost mreže da podjednako kvalliteno estimira izlaze i iz trening i iz tzv. probnog (test) seta naziva se sposobnošću generalizacije, odnosno uopštavanja. Samo mreža sa dobrom sposobnošću generalizacije pravilno reprezentuje naučeni proces, jer time pokazuje da je uspela da prepozna ključne zavisnosti u modelu.

Postoji više metoda kojima se utiče na sprečavanje pojave overfita. Jedan od važnih predulsova za uspešno učenje mreže je i kvalitetna priprema podataka. Ta priprema može obuhvatati filtriranje podataka, ali često i njihovu normalizaciju ili komprimovanje (FFT, PCA, MI, ...), o čemu će biti više reči u narednim poglavljima.

Jedna od metoda, koja sprečava overfit, se zasniva na korišćenju dodatnog seta podataka (tzv. seta za validaciju), tokom procesa učenja. Naime, validacioni podaci, koji se razlikuju od podataka za učenje, se koriste za procenu greške tokom treninga mreže. Iterativni postupak učenja se izvršava sve dok greške estimacije izlaza na osnovu podataka za učenje (*test data*) i podataka za validaciju (*validation data*) imaju isti (negativan) trend. Divergencija trendova ovih grešaka ukazuje na to da dalja obuka mreže ne doprinosi poboljšanju kvaliteta estimacije, te se učenje može prekinuti i pre dostizanja cilja minimalne greške. Ova metoda, u kojoj se validacioni podaci koriste za prevremeni prekid učenja, koristi se dosta često.

4.2. ANN u motorima SUS

Uporedo sa razvojem ANN i sve prisutnijom primenom u raznim oblastima, raslo je i interesovanje i istraživanje njihovog potencijala u motorskim aplikacijama. Mogućnost modeliranja veza velikog broja nelinearno povezanih promenljivih je nudila

alternativu i nadgradnju postojećim algoritmima upravljanja i dijagnostike motora implementiranih u EUJ. Širok pregled mogućnosti upotrebe veštačke inteligencije u motoristici, sa aspekta modeliranja procesa, dat je u [99], a sa aspekta primene u sistemima upravljanja u [100]. Opširan uvod i pregled potencijalnih primena veštačke inteligencije u sistemima sa procesom sagorevanja dat je u [91].

U velikom broju radova koji se bave primenom ANN u motorima, malo je onih koji se bave upoređivanjem različitih koncepata ANN u praktičnim primenama na motoru. Potrebni računarski kapaciteti za izvršavanje funkcija ANN često nisu zanemarivi i u tom smislu se MLP i RBF koncepti mogu manje ili više razlikovati [101]. Koncepti MLP, RBF i LLNFM (Lolimot) se razlikuju i po vremenu potrebnom za učenje, tačnosti i mogućnostima generalizacije i ekstrapolacije [102].

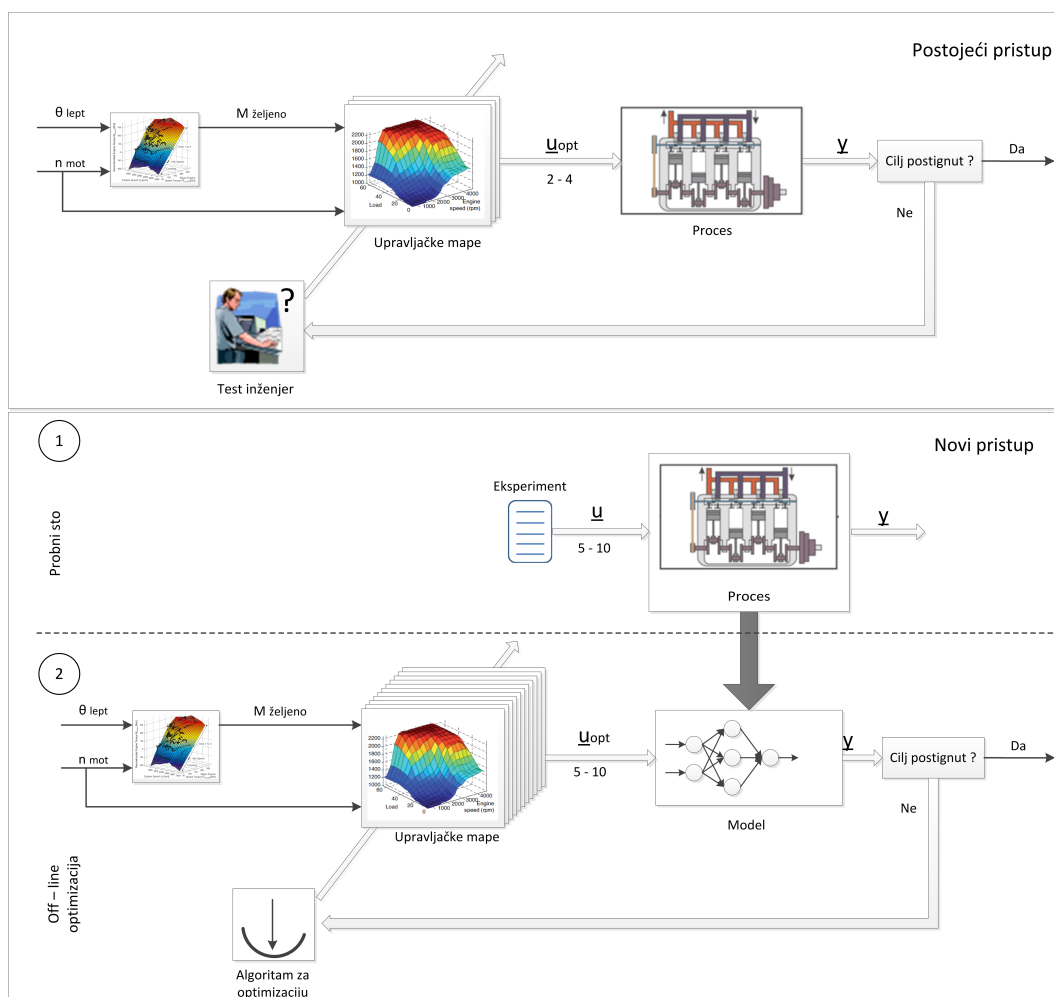
Moć generalizacije, uz relativno skroman set podataka za identifikaciju modela, čini ANN kandidatima za upotrebu u:

- modeliranje procesa u motoru (black box model)
- upravljačkim algoritmima (modelska estimacija parametara)
- dijagnostici
- merenjima motorskih veličina (modelski zasnovanim softverskim - virtuelnim senzorima)

U upravljačkim algoritmima se često implementiraju tzv. Mean Value Modeli (MVEM), koji povezuju glavne geometrijske i radne parametre motora, posredstvom mapa ili jednostavnijih funkcija. Ulazne i izlazne veličine ovih modela su srednje ciklusne vrednosti, te se izvršavaju velikom brzinom uz zadovoljavajuću tačnost. Modele kreirane ANN pristupom je moguće implementirati u MVEM modele, čime oni mogu postati kompleksniji i tačniji [103].

Primena modela zasnovanih na ANN je, naročito, našla primenu u procesu optimizacije upravljanja motorom. Uvodna razmatranja (Slika 1.1), prikazala su veličinu problema koji se postavlja pred posao optimizacije modernog motora sa velikim brojem ulaznih i izlaznih veličina. Dovoljno reprezentativni, a za izračunavanje brzi modeli, mogu zameniti realni motor u procesu optimizacije i upravo su tu svoje mesto našli ANN modeli omogućivši koncept prikazan na slici 4.17. Štaviše, svojstvo ANN, i to naročito neuro-fuzzy modela, da prepoznaju i lokalizuju uticaje ulaznih veličina

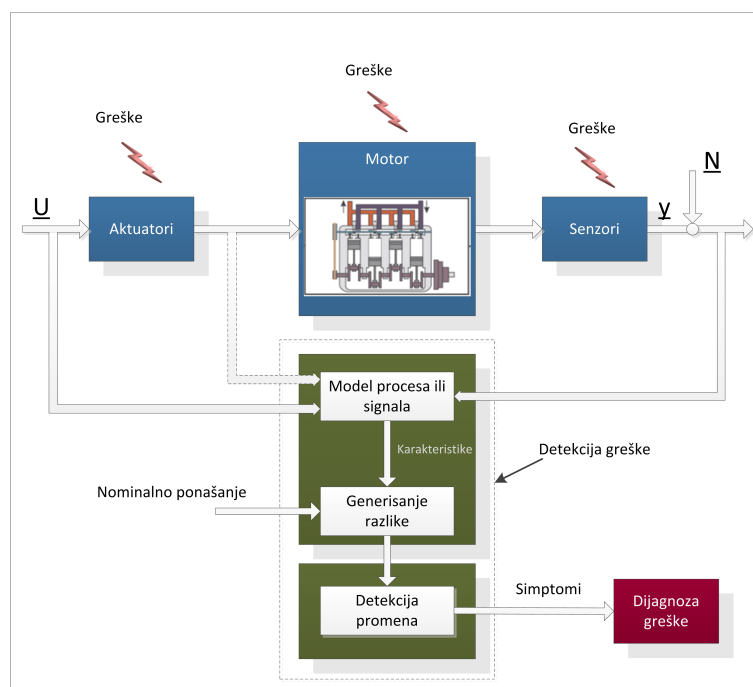
na izlaz(e), obilato se koristi u DOE procesu [104], [105], [1]. Podaci sa relativno malog broja snimljenih radnih režima motora mogu ukazati na to kako ulazni domen treba podeliti da bi se organizovao eksperiment koji bi, sa minimumom snimljenih režima, pružio dovoljno informacija za modeliranje procesa. U ovom pristupu naročito se ističu Lolimot modeli, pomoću kojih se može racionalno organizovati DOE i formirati model uz minimum eksperimentalnog rada [106], [107]. Dobijeni model služi kao osnova za dalju optimizaciju procesa upravljanja motorom u statičkim i dinamičkim uslovima [12], [108] ili se inverzijom može koristiti direktno, kao komponenta upravljačkih algoritama [109]. Stečena znanja pri modeliranju jednog, moguće je iskoristiti za brže i efikasnije modeliranje geometrijski sličnih motora (slične serije) [110].



Slika 4.17.: Poređenje manuelne i modelski zasnovane optimizacije upravljanja motorom [12]

Neuro-fuzzy modeli imaju i veliki potencijal za primenu u modelski zasnovanim algoritmima detekcije grešaka (Slika 4.18) pri radu motorskih senzora, aktuatora ili

radnog procesa motora, kao i za nadogradnju ovih algoritama do nivoa ekspertskih sistema za pouzdano prepoznavanje uzroka nepravilnosti rada motora. Kimmich je u [13] prikazao na koji način je moguće organizovati real-time modelski zasnovanu dijagnostiku, implementacijom više Lolimot modela za detekciju grešaka u usisnom sistemu natpunjenog dizel-motora, kao i za detekciju grešaka samog radnog procesa (neravnomerno ubrizgane količine goriva po cilindrima).



Slika 4.18.: Opšta struktura modelski zasnovanog procesa detekcije greške i dijagnoze [13]

U segmentu dijagnostičkih metoda svoje mesto su našle i MLP i RBF mreže. Specifičnosti nekih motorskih signala, koji imaju veliki potencijal u dijagnostici, kao što je ugaona brzina, su u radu [111] utkani kroz drugačije definisane aktivacione funkcije MLP mreža (trigonometrijske funkcije umesto sigmoidnih).

Osim dijagnostičkih metoda u okviru kojih ANN modeli za ulazne veličine koriste signale sa uobičajeno raspoloživih senzora na motoru, pojedina istraživanja se bave i metodama, koje dijagnozu zasnivaju na analizi snimljenog pritiska u cilindru. Pristupi su različiti: od direktne obrade veličine pritiska putem MLP mreža [112], do obrade uz prethodnu prametrizaciju, kako bi se set ulaznih podataka ANN sveo na manji broj, ali informatički komprimovanih veličina [113].

Veliki broj radova bavi se primenom ANN za generisanje modelski zasnovanih senzora. Namena ovih softverskih, virtuelnih, senzora je ili da zamene postojeće,

hardverske ili da obezbede sistemu upravljanja informaciju o nekoj veličini, koju nije moguće ili je veoma zahtevno meriti direktnim metodama.

Na dinamiku formiranja smeše dominantno utiču maseni protok vazduha i goriva kroz motor. Neuronske mreže koje, za ulaze, koriste ove informacije ili druge indirektno pokazatelje, mogu uspešno vršiti predikciju sastava smeše. U radu [114] je prikazana primena rekurentne MLP mreže, koja na osnovu informacije o pritisku u usisnom kolektoru, broja obrtaja motora i masenog protoka goriva uspešno rekonstruiše informaciju o ostvarenom sastavu smeše. Na sličan način je u radu [115], za predikciju sastave smeše, korišćena rekurentna RBF mreža sa informacijama o otvoru leptira i vremenu ubrizgavanja goriva, kao ulaznim informacijama.

ANN su našle primenu i u estimaciji koncentracija pojedinih komponenti produkata sagorevanja, a na osnovu informacija sa osnovnih motorskih senzora ([116], [117]), ili analize toka pritiska u cilindru ([118], [119]). Ove primene su, pre svega, imale na umu potencijalnu upotrebu u procesu optimizacije motora ili u pojedinim segmentima sistema upravljanja, kao što je to slučaj u [120] (optimizacija upravljanja natpunjenog dizel-motora).

U [121] je MLP mreža korišćena kao softverska zamena senzora protoka vazduha. Za ulazne informacije su korišćeni broj obrtaja motora, faze (varijabilnog) sistema razvoda i pritisak u usisnom kolektoru. U cilju dobijanja modela, koji će biti prikladan za izvršavanje i na mikrokontrolerima ograničenih performansi, u mreži je korišćena modifikovana, za izračunavanje jednostavnija aktivaciona funkcija (ekvivalentna sigmoidnoj). Za slične namene je razvijan i model opisan u [122].

Modeliranju upotrebljivih virtuelnih senzora pritiska u cilindru posvećena je velika pažnja. Jedan deo radova oslanja se na tok jonizacionih struja, kao glavne ulazne veličine npr. MLP mreže [123]. U drugom delu radova se informacija o toku pritiska u cilindru crpi iz signala trenutne ugaone brzine, primenom RBF ([124], [125], [126], [127]) ili primenom NARX strukturirane MLP mreže ([9]). Uticaj inercijalnog momenta na tok ugaone brzine predstavlja jedan od problema u estimaciji toka pritiska iz ugaone brzine. Stoga su neki istraživači pokušali da kombinovanim pristupom prevaziđu ovaj problem, npr. simultanom obradom struja jonizacije i vibracija bloka motora primenom RBF mreža sa kompleksnim izlazom ([61]) ili simultanom obradom toka pritiska u jednom (tzv. glavnom) cilindru i ugaone brzine, kako bi se rekonstruisali pokazatelji sagorevanja u svim cilindrima ponaosob ([90], [128]).

Aktuelni algoritmi upravljanja motorom su organizovani tako da, na optimalan način, upravljaju motorom, kako bi bio realizovan zahtev u pogledu obrtnog momenta. U takvim sistemima upravljanja je povratna informacija o obrtnom momentu od velikog značaja, te su ANN našle svoje mesto i u ovom segmentu i to za modeliranje virtuelnih senzora indiciranog ili efektivnog obrtnog momenta ([129], [130], [102]).

Implementacija ANN u modele virtuelnih senzora, koji bi sistemu upravljanja davali informacije o pokazateljima sagorevanja je, takođe, predmet intenzivnih istraživanja. Informacija o toku pritiska, sadržana u signalu struje jonizacije, može se veoma uspešno ekstrahovati pomoću ANN. U radu [61] je signal struje jonizacije na segmentu $[-5^\circ \dots 35^\circ KV]$ u odnosu na SMT, korišćen kao ulazna veličina za estimaciju položaja maksimalne vrednosti pritiska, kao pokazatelja sagorevanja (videti poglavlje 2.2). Primenom PCA (*Principal Component Analysis*), je signal pritiska komprimovan sa 41 na svega 14 uzoraka po ciklusu, čime je ulazni broj neurona MLP bitno smanjen. Ova ANN je testirana u eksploatacionim uslovima, u vozilu, i pokazala je mogućnost estimacije položaja LPP sa maksimalnim rasipanjem od $\sigma = \pm 2^\circ$. Sličan pristup u modeliranju virtuelnog senzora LPP je predstavljen i u radu [131].

Estimacija LPP, sa ciljem optimalnog upravljanja uglom pretpaljenja opisana je i u radovima [132] i [133]. Određivanje LPP vršeno je pomoću MLP mreže, koja je za ulaze koristila veoma grubo uzorkovan signal pritiska iz cilindra (5 uzoraka na segmentu $[-40^\circ \dots 40^\circ KV]$).

Estimacija položaja MFB50 je u radu [134] vršena uz pomoć MLP mreže, pri čemu je za ulaznu veličinu korišćen tok pritiska u cilindru u opsegu $[-90^\circ \dots 300^\circ KV]$. Uz poboljšani back propagation algoritam, postignuta je tačnost estimacije položaja MFB50 sa maksimalnom apsolutnom greškom manjom od $0.3^\circ KV$, u širokom dijapazonu radnih režima.

Optimalno upravljanje uglom predpaljenja moguće je postići i vođenom korekcijom vrednosti, koje se već nalaze uskladištene u konvencionalnim upravljačkim mapama EUJ motora. Modeli - korektori svoje izlaze generišu na osnovu informacije o broju obrtaja i opterećenju motora (normalizovani pritisak u usisnom kolektoru), a ako su zasnovani na ANN njihovo učenje je moguće sprovesti on-line učenjem uz pomoć merenja pritiska u cilindru i izračunavanja položaja MFB50. Ovakav pristup je predložen u radovima [135] i [136], u kojima su korektori realizovani u vidu mapa aproksimiranih Lolimot modelom. U radu [137] je slična korekcija ugla predpaljenja vršena uz pomoć RBF mreže.

Poznato je da su glavni faktori, koji utiču na definisanje ugla predpaljenja, kod konvencionalnih oto-motora, broj obrtaja motora i opterećenje. Međutim, kod motora novije generacije, sa povećanim brojem stepena slobode i upravljačkih parametara, upravljanje uglom predpaljenja mora biti definisano preko više mapa. Primera radi, kod motora sa potpuno varijabilnom šemom razvoda (faza i hod ventila), ugao predpaljenja je definisan u šest različitih mapa koje se, u zavisnosti od radnog režima, uključuju u proces upravljanja. U radu [138] je upravo na ovakvom jednom problemu demonstrirana upotreba Lolimot modela, kao jedinstvenog estimatora ugla predpaljenja. Kako bi reagovao u dinamičkim uslovima model je definisan NARX strukturom, a za ulazne veličine koristio je broj obrtaja motora, fazni položaj sistema razvoda, veličinu hoda ventila, otvor leptira i veličinu pritiska u usisnom kolektoru.

4.3. Ideje za dalja istraživanja

Najneposredniji izvori pokazatelja sagorevanja jesu veličine koje se mere u samoj komori za sagorevanje, kao što su struje jonizacije i tok pritiska u cilindru. Tok pritiska u cilindru nedvosmisleno, sadrži najviše informacija o procesu sagorevanja, te se u istraživanjima i najčešće koristi, kao osnovni signal za rekonstrukciju pokazatelja sagorevanja. Brojni problemi, koje sa sobom nosi implementacija senzora pritiska, forsiraju iznalaženje drugih rešenja, a među njima se ističe pristup zasnovan na obradi signala ugaone brzine. Zanimljivo je da su skoro svi istraživači, u pokušaju da dođu do pokazatelja sagorevanja iz ovog signala, prvo vršili rekonstrukciju toka pritiska, a potom iz njega izračunavali tražene parametre.

Za direktno upravljanje sistemom paljenja i optimalno pozicioniranje faze procesa sagorevanja nije neophodno poznavati kompletan tok pritiska, već samo ključne pokazatelje poput MFB50 ili LPP. Osnovna ideja ovog rada jeste formiranje ANN modela, koji bi uspostavio direktnu vezu između toka trenutne ugaone brzine, i pokazatelja MFB50. Kako bi se suprimirao udeo koji inercijalni moment ima na tok ugaone brzine, moguće je primeniti modelsku transformaciju izmerene u modifikovanu tzv. sintetičku ugaonu brzinu, odnosno ubrzanje ili neki drugi signal koji se onda može upotrebiti kao ulaz u ANN.

Uspešno anuliranje uticaja inercijalnog momenta moguće je samo uz poznavanje inercijalnih karakteristika svih uticajnih elemenata u kinematskom lancu, što iziskuje njihovu identifikaciju. Osim toga, za učenje ANN potrebno je pripremiti

što veću bazu radnih režima, sa simultano snimljenim tokovima pritiska u cilindru i ugaone brzine kolenastog vratila. U cilju uspostavljanja što vernijeg modela za preslikavanje informacija o ugaonoj brzini u pokazatelj MFB50 (ili neki drugi), potrebno je posvetiti veliku pažnju adekvatnoj i kvalitetnoj obradi signala pritiska i snimljene ugaone brzine.

U tom smislu se pred ovaj rad postavljaju sledeći zadaci:

- Uspostavljanje eksperimentalne instalacije sa mernim lancima za indiciranje pritiska u bar jednom cilindru i mernim lancem za merenje ugaone brzine (poželjno rezolucijom od bar 360 cpr (impulsa po obrtaju));
- Simultano indiciranje i snimanje ugaone brzine motora na što više radnih režima, tako raspoređenih da pokriju, po mogućstvu, celokupno radno polje motora;
- Obrada snimljenih indikatorskih dijagrama i trenutne ugaone brzine; Izračunavanje položaja MFB50 za svaki ciklus ponaosob;
- Definisane dinamičkog modela ponašanja kolenastog vratila i identifikacija parametara (uz kombinaciju CAD pristupa i snimljenih eksperimentalnih podataka);
- Priprema ulaznih podataka ANN mreže transformacijom snimljene ugaone brzine u sintetičke parametre, a uz pomoć identifikovanih parametara kolenastog vratila;
- Obuku ANN mreže uz uključivanje seta podataka za validaciju; Provera mogućnosti generalizacije ANN mreže na setu test podataka;
- Sagledavanje i primena postupaka, koji mogu doprineti umanjenju količine ulaznih podataka ANN mreže, pa samim tim i njenom pojednostavljenju i bržem izračunavanju kako bi, potencijalno, mogla biti primenjena u upravljačkom algoritmu upravljanja sistemom predpaljenja kod oto-motora;

5. Merna instalacija

5.1. Podaci o motoru i mernoj tehnici

Pred mernu instalaciju se, u ovom radu, postavlja više ciljeva. Osim praćenja srednjih vrednosti osnovnih radnih parametara motora, zadatak instalacije je i da obezbedi praćenje toka pritiska u cilindru, u ugaonom domenu, uz sinhrono praćenje ugaone brzine. Prikupljanje ovih podataka omogućiće formiranje baze informacija, na osnovu koje će ANN mreža (virtuelni senzor MFB50), biti trenirana, validirana i proveravana.

U cilju dobijanja što kvalitetnije ANN mreže, poželjno je prikupiti što veću količinu podataka, tj. snimiti što veći broj radnih ciklusa u što širem dijapazonu radnih režima. Sa druge strane, prikupljene informacije potrebne su za validaciju dinamičkog modela kolenastog vratila, koji će biti korišćen u procesu pripreme podataka za ANN mrežu.

Motor korišćen u eksperimentu je četvorocilindarski oto motor čije su specifikacije date u tabeli 5.1.

Tok pritiska je indiciran na drugom cilindru pomoću, vodom hlađenog, piezorezistivnog davača pritiska. Na izbor cilindra za indiciranje su mahom uticale raspoložive mogućnosti za izradu i pozicioniranje gnezda za davač pritiska, tako da se ispostavilo da ga je najjednostavnije izraditi na drugom cilindru.

Osnovni ulazni signal buduće ANN mreže treba da bude trenutna ugaona brzina kolenastog vratila motora. Kako će analiza u narednim poglavljima pokazati, najpogodnije mesto za merenje ugaone brzine nalazi se u neposrednoj zoni zamajka motora, te bi ova zona i bila najlogičnije mesto za postavljanje davača ugaone brzine. S obzirom na to da nije bilo mogućnosti postaviti davač u ovoj zoni, informacija o trenutnoj ugaonoj brzini je isključivo prikupljana pomoću optičkog inkrementalnog

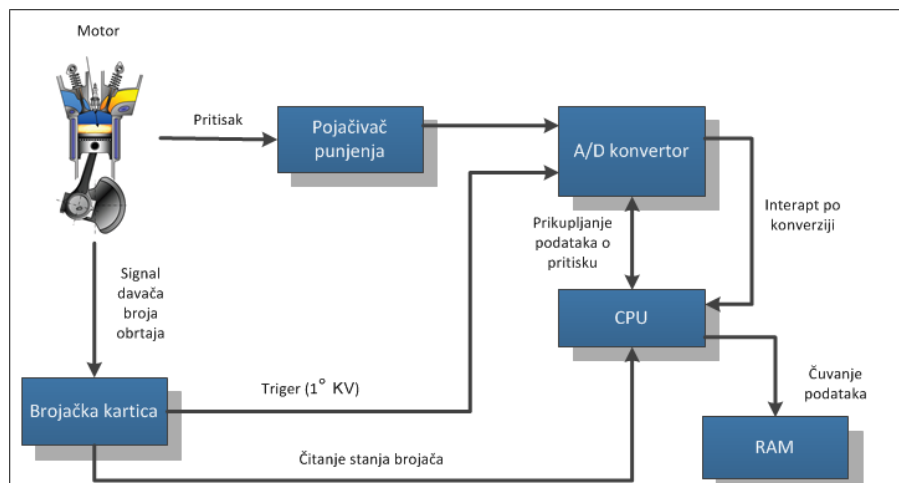
Tabela 5.1.: *Specifikacije motora*

Proizvođač	DMB[139]
Tip	4 cilindarski linijski motor
Oznaka	M202PA.13
Redosled paljenja	1-3-4-2
Broj ventila po cilindru	2
Radna zapremina [cm^3]	1372
Prečnik cilindra [mm]	80.5
Hod klipa [mm]	67.4
Dužina klipnjače [mm]	128.5
Stepen sabijanja [-]	9.03
Ofset osovinice [mm]	3.6

enkodera postavljenog na slobodnom kraju vratila. Signali sa inkrementalnog enkodera su, osim za merenje ugaone brzine, korišćeni i kao triger signali za uzorkovanje signala sa davača pritiska. Za ove potrebe, korišćena je osnovna rezolucija enkodera od jednog ugaonog stepena kolenstog vratila. Detaljnje tehničke karakteristike davača pritiska i enkodera date su u dodatku A.

Podaci sa davača pritiska i optičkog enkodera su prikupljeni sistemom digitalne akvizicije podataka, bazirane na modularnom PXI sistemu proizvođača National Instruments, čiji je šematski prikaz dat na slici 5.1.

Simultano merenje trenutne ugaone brzine i toka pritiska u cilindru vršeno je zahvaljujući A/D kartici NI PXI 6123 S (8 simultanih 16-bitnih A/D konvertora sa vremenom konverzije od $2 \mu s$), koja je hardverski trigerovala signalima sa inkrementalnog enkodera. Do A/D kartice su vođeni prethodno pojačan signal (putem pojačivača punjenja) sa davača pritiska u cilindru, kao i pojačan signal sa davača pritiska u usisnom kolektoru. Oba signala uzorkovana su ugaonom rezolucijom od 1° KV. Podaci se tokom merenja prikupljaju u lokalnom memorijskom baferu same A/D kartice, a po završetku merenja se, pod nadzorom CPU-a (PXI 8186) prebacuju u RAM memoriju kontrolera, a zatim i trajno na HDD. Zahvaljujući postojanju brzih DMA (*Direct Memory Access*) na samim akvizicionim karticama nije bilo potrebno angažovanje Real time operativnog sistema za upravljanje hardverskim resursima tokom akvizicije [140].



Slika 5.1.: Postavka mernog sistema

Signali sa enkodera su simultano vođeni do brojačke kartice PXI 6602 (8-kanalna kartica sa vremenskom bazom od 80 MHz), na kojoj su bila angažovana dva brojačka kanala:

- jedan, za merenje trajanja vremenskog intervala između dva impulsa (marki) sa inkrementalnog enkodera ($T_{i\ mer}$).
- drugi, za brojanje marki enkodera između dve referentne marke (jedna po obrtaju), za proveru ispravnosti merenja po svakom obrtaju.

Merenje ugaone brzine se svodilo na diskretno merenje broja perioda vremenske baze između svake dolazeće marke enkodera, tako da je po jednom ciklusu beleženo 720 diskretnih vrednosti ugaone brzine, koje predstavljaju srednju vrednost svakog od ugaonih intervala od po 1° KV.

$$\omega_i = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t_i} = \frac{\pi/180}{T_{i\ mer}} \quad (5.1)$$

Referentna marka enkodera je korišćena kao startni triger za uzorkovanje signala pritiska i aktivaciju brojača. Kako bi sva zabeležena merenja bila fazno sinhronizovana, svakom početku merenja je prethodilo programski definisano „čekanje” ciklusnog repera (signal sa davača faze bregastog vratila). Svako merenje bilo je unapred programirano na beleženje određenog broja uzastopnih radnih ciklusa (50).

Paralelno sa indiciranjem pritiska i merenjem ugaone brzine, druga multifunkcionalna kartica (PXI 6229) vršila je digitalnu akviziciju ostalih raspoloživih motorskih

veličina (slika 5.7), i to u vremenskom domenu relativno skromnom učestanošću (SR=100 Hz), uz korišćenje pokretne sredine kao filtera. Na taj način je bilo obezbeđeno raspolaganje svim relevantnim informacijama o radu motora na probnom stolu tokom indiciranja režima. Za potrebe kondicioniranja signala sa raznovrsnih senzora, korišćenih na mernoj instalaciji, u Centru za motore je razvijen niz specifičnih rešenja inkorporiranih u univerzalnu pojačivačku karticu MSGA-41([141]), koja je bila osnov kondicionerskog bloka akvizicionog sistema. Iskustva, primenjena u sopstvenom razvoju sistema LTT-200 ([142]), su takođe obilato korišćena u obradi signala sa probnog stola za motore. Maseni protok vazduha meren je Hot film termalnim protokomerom tipa HFM5 koji je, pre merenja, kalibrisan u skladu sa standardom ISO 5167 na instalaciji Centra za Motore [143]. Merenje masenog protoka goriva je vršeno dvojako: na osnovu merenja vremena otvorenosti brizgača i prethodno kalibrisane dinamičke karakteristike brizgača i sistema za merenje masenog protoka goriva FCMS-3000, takođe razvijenog u Centru za Motore Mašinskog fakulteta Univerziteta u Beogradu [144].

Eksperiment je bio suočen sa nekim ograničenjima merne instalacije:

- Opterećenje motora vršeno je hidrauličkom kočnicom sporog odziva u otvorenoj petlji. To je onemogućavalo stabilno držanje režima u okviru uskih granica opterećenja / broja obrtaja;
- Kombinovani problemi u prenosu obrtnog momenta ka motorskoj kočnici onemogućavali su vršenje eksperimenta na brojevima obrtaja motora većim od 3800 min^{-1} ;
- Problemi koje je algoritam, implementiran u EUJ, imao sa stabilnim održavanjem režima na nižem broju obrtaja i pri niskim opterećenjima ograničili su eksperimente na minimalni broj obrtaja motora od 1800 min^{-1} ;

Predmetni motor i instalacija za ispitivanje su korišćeni i za potrebe jednog drugog istraživanja. Predmet ovog istraživanja bilo je ispitivanje potencijalnih prednosti uzdužnog pregrađivanja usisnog kanala dvoventilskih motora na proces sagorevanja. Stoga je za tu namenu, svaki od usisnih kanala motora bio pregrađen pokretnom klapnom, koja je imala mogućnost zauzimanja dva diskretna položaja. U otvorenom položaju (Ko), masa usisavanog vazduha je imala na raspolaganju pun protočni presek usisnog kanala, dok je u tzv. zatvorenom položaju (Kz) na raspolaganju bila približno polovina. Više o samom uređaju za pregrađivanje usisnog kanala, kao i o rezultatima istraživanja može se naći u radu [145] kao i u samom opisu rešenja [146].

5.2. Prikupljeni podaci

Tokom eksperimenta vršeno je prikupljanje podataka isključivo na stacionarnim režimima motora. Merenja su vršena na po 5 karakteristika opterećenja, za dva diskretna položaja klapni za pregrađivanje usisnog kanala (Ko i Kz). Svaki od snimljenih režima obuhvatao je po 50 uzastopni radnih ciklusa motora. Pojedini snimljeni režimi su jako bliski jedan drugom (u mapi motora), te je naknadno izvršeno njihovo grupisanje koje je prikazano u tabeli 5.2.

Tabela 5.2.: Pregled snimljenih stacionarnih režima

	Broj snimanja	Broj grupisanih režima	Broj režima za validaciju	Broj ciklusa	Broj ciklusa za validaciju
Ko	74	46	13 (28%)	3700	1000
Kz	67	38	12 (32%)	3350	1050
Ukupno	141	84	25 (30%)	7050	2050

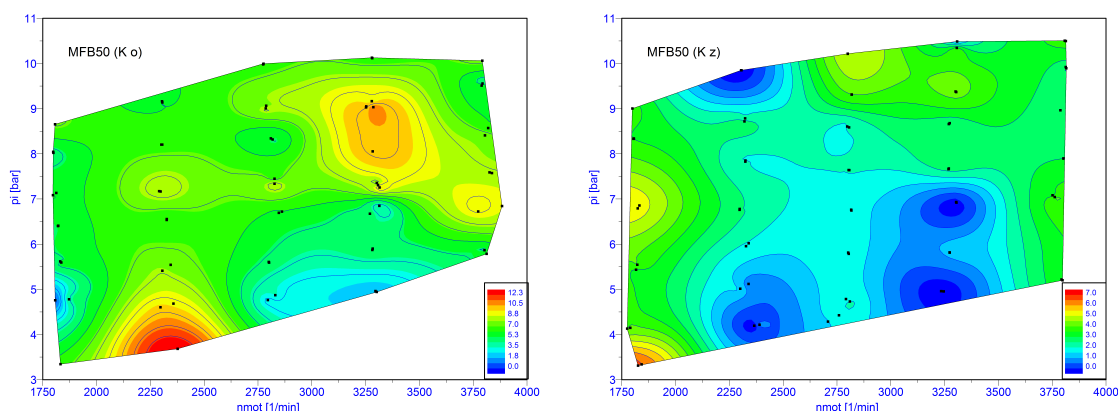
Snimljeni režimi sa otvorenim položajem klapne (Ko), kao i njihovo grupisanje prikazani su na slici 5.3, dok je za položaj klapne Kz to prikazano na slici 5.5. Grupisanje snimljenih režima je izvršeno samo kako bi se ukupan set snimljenih podataka podelio na set koji će biti korišćen za trening (učenje) ANN mreže i drugi deo - set koji će se koristiti za validaciju modela i njegovu proveru (validation & test data).

Uobičajeno je da se bar 30 % podataka ostavi u ovom drugom setu, a potom se polovina, tj. oko 15 % podataka može koristiti za proces validacije, a presotalih 15 % za proces testiranja mreže. Pri odabiru seta podataka za validaciju i testiranje, poželjno je da ti podaci budu smešteni u onaj deo domena koji nije bio direktno na raspolaganju ANN mreži tokom učenja. Ukupan set podataka predstavlja objedinjene režime iz ispitivanja Ko i Kz, a oni su ovde razdvojeni samo radi jasnijeg prikaza. Uz analizu snimljenih režima i težnju da se odabere oko 30 % režima za validaciju tako raspoređenih da ravnomerno pokrivaju domen ispitivanja, bez poklapanja sa podacima iz kojih je mreža učila, predložen je izbor režima za validaciju i testiranje. Odabrani režimi prikazani su na slikama 5.4 odnosno 5.6.

Tokom ispitivanja motora, upravljanje sistemom paljenja je bilo autonomno od strane EUJ (Bosch Motronic 4.6 programiran od strane DMB-a), a na osnovu usklađenih (neoptimizovanih) mapa. Stoga je logično za očekivati da u jednom delu

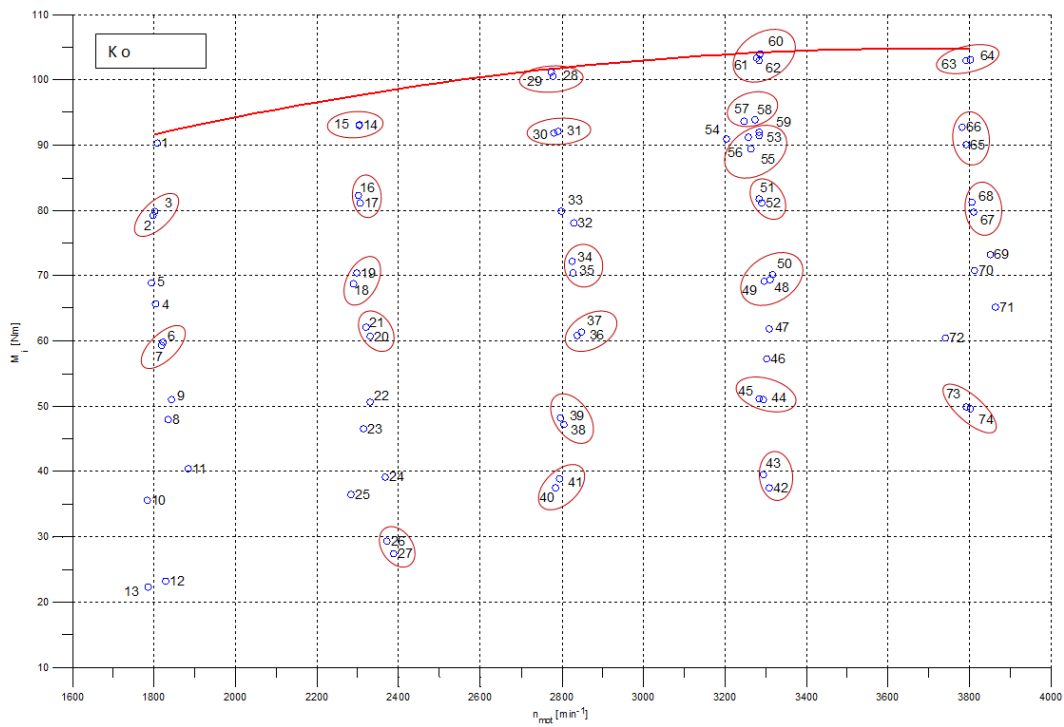
radnog polja motora pokazatelj MFB50 neće biti pozicioniran na 8° posle SMT. U oblastima nižeg broja obrtaja i visokih opterećenja, gde je ovaj dvoventilski motor inače sklon pojavi detonantnog sagorevanja, postizanje optimalnog ugla predpaljenja je ograničeno upravo ovom pojavom.

Na prvi pogled deluje da su pojedini režimi iz oblasti Ko i Kz skoro identični. Međutim, oni se ipak razlikuju, jer je istraživanjem [145] pokazano da pregrađivanje usisnog kanala utiče na nivo turbulencije u komori za sagorevanje, što posredno ima uticaja i na brzinu sagorevanja. Na slici 5.2 je primetan efekat pregrađivanja usisnog kanala na promene u procesu sagorevanja. Identičan ugao predpaljenja daje dve potpuno različite slike parametra MFB50 (koji je sa položajem Kz bliži SMT). Primetno je da mapa ugla predpaljenja nije optimizovana (Ko), ali čak i da jeste, uticaj promena u punjenju cilindra i strujnoj slici zahtevao bi njene značajne korekcije (Kz). Ovaj primer slikovito prikazuje potrebu za generisanjem više upravljačkih mapa, po istom parametru, uvođenjem dodatnog stepena slobode. Virtuelni sezor pokazatelja sagorevanja bi trebalo da bude u stanju da uspešno detektuje ove uticaje i daje informacije o potrebnim korekcijama. Sve u svemu, jasno je da ukupan set podataka zbilja raspolaže sa više od 80 potpuno različitih režima ravnomerno raspoređenih po radnom polju motora.

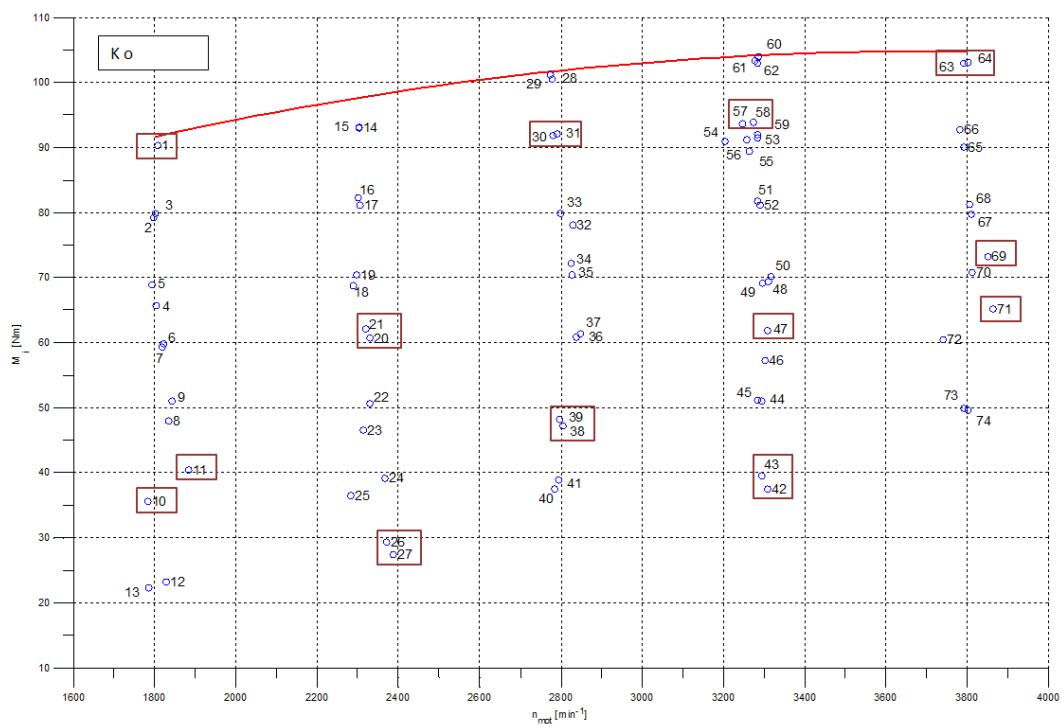


Slika 5.2.: Izračunate vrednosti MFB50 u setu izmerenih režima

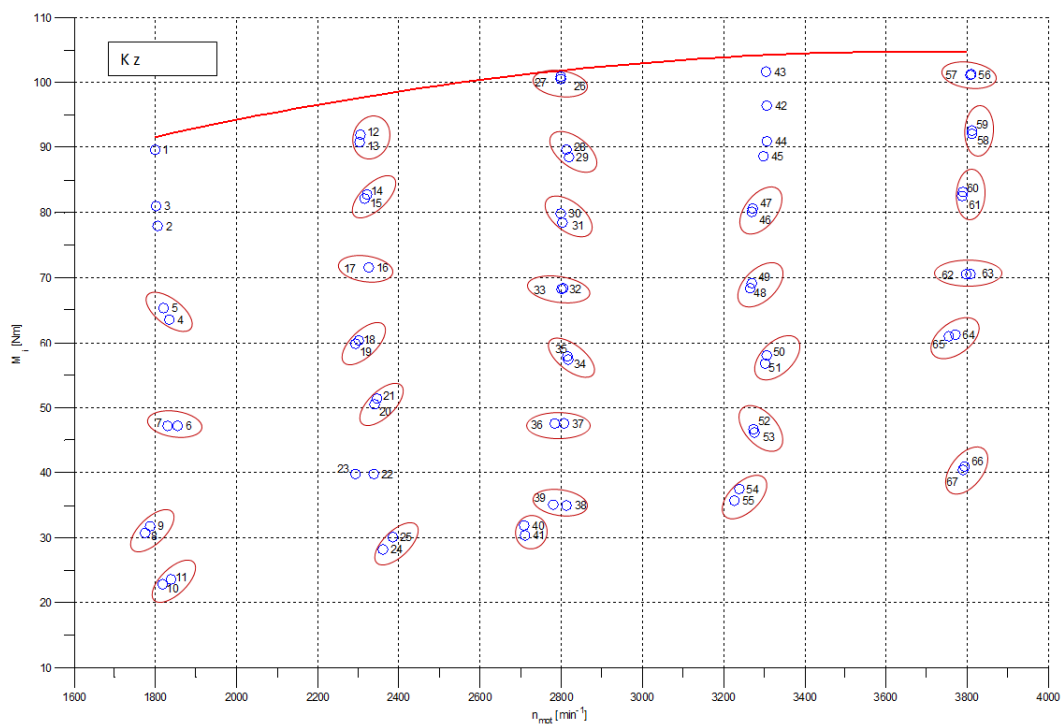
Sa aspekta opštih preporuka za modeliranje i obučavanje ANN mreža, poželjno je pripremiti što veći broj podataka. U tom smislu mnogobrojni radovi, citirani u poglavlju 4.2, tokom procesa prikupljanja podataka sa motora vrše snimanje daleko većeg broja režima ili većeg broja radnih ciklusa po režimu (100... 300). U slučaju ovog rada, veličina skupa prikupljenih podataka je bila rezultat brojnih kompromisa, tako da njihov broj nije mogao biti veći.



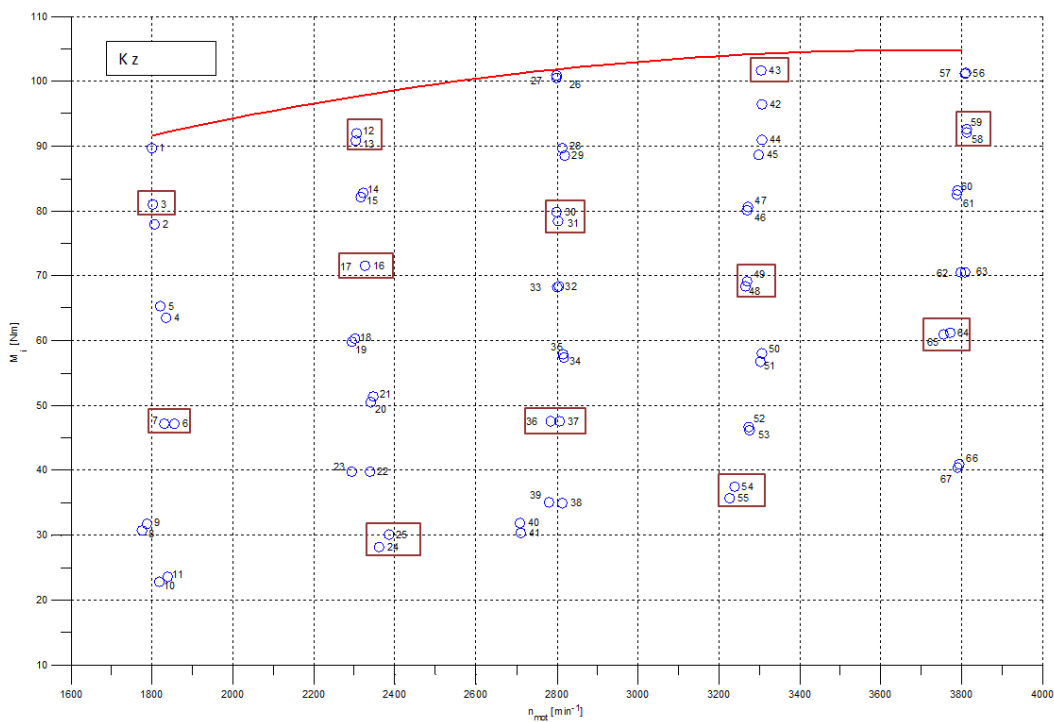
Slika 5.3.: Mapa snimljenih stacionarnih radnih režima (Ko)



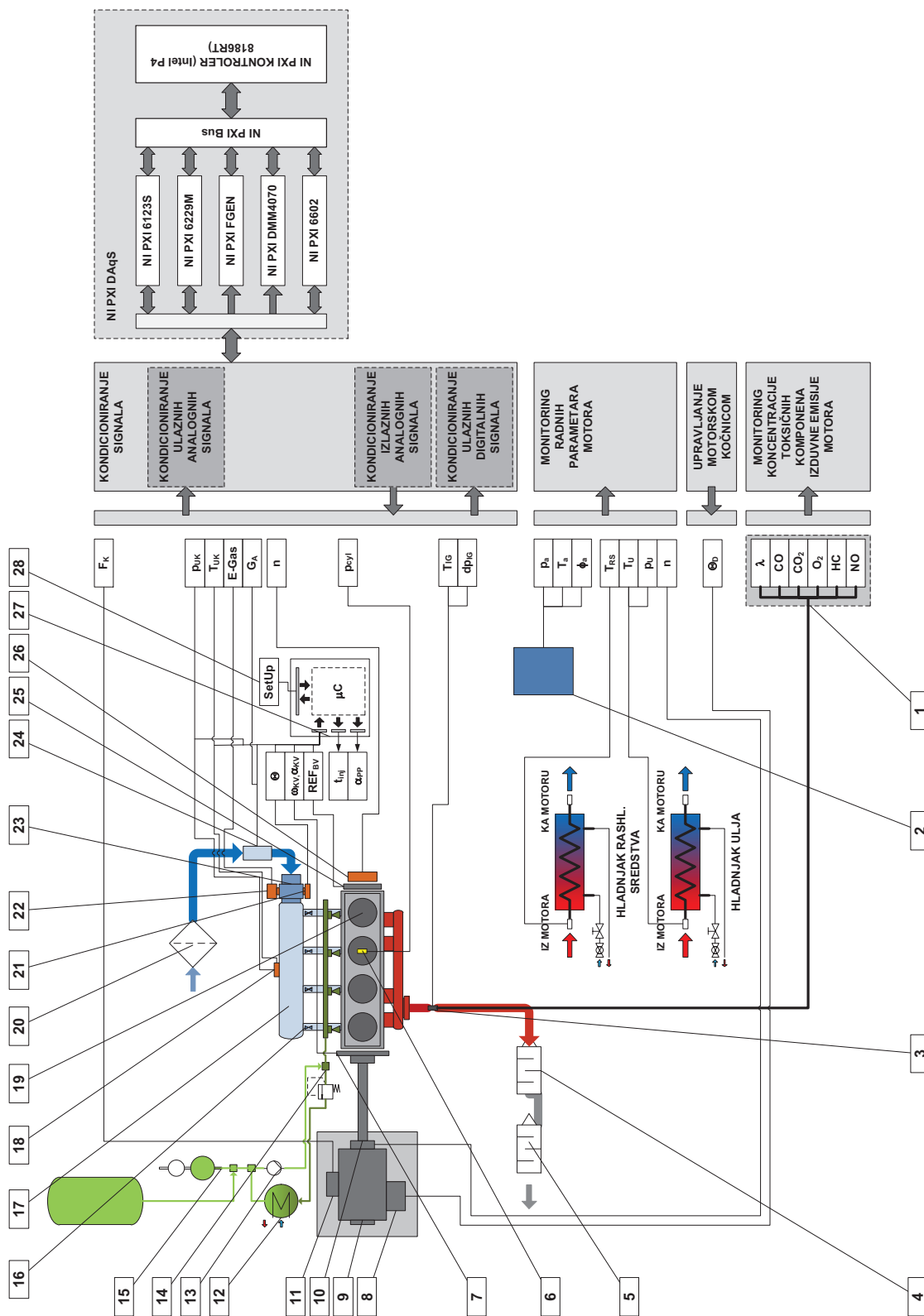
Slika 5.4.: Režimi označeni za validaciju i testiranje modela (Ko)



Slika 5.5.: Mapa snimljenih stacionarnih radnih režima (Kz)



Slika 5.6.: Režimi označeni za validaciju i testiranje modela (Kz)



Slika 5.7.: Šema merne instalacije (Dodatak A)

6. Obrada i priprema podataka

6.1. Tok pritiska u cilindru

Merenje pritiska u cilindru motora predstavlja jedan od osnovnih mernih postupaka u istraživanju procesa u motoru SUS. Za tu svrhu, najrasprostranjenije je korišćenje mernog lanca zasnovanog na piezoelektričnom davaču pritiska i pojačivaču punjenja. Merenje pritiska u cilindru motora je izloženo brojnim problemima, a pomenuti merni lanac brojnim kompromisima ove probleme rešava. Visoke temperature kojima je davač pritiska izložen, širok opseg vrednosti pritiska u kojem davač mora imati suženu grešku nelinearnosti, su samo neki od problema sa kojima se suočava merni lanac za indiciranje motora, te su metode i načini rešavanja ovih problema predmet izučavanja posebne oblasti motoristike [30].

Jedna od osnovnih mana mernog lanca sa piezoelektričnim davačem pritiska jeste njegova nemogućnost merenja apsolutnog pritiska, te je jedan od glavnih zadataka, koji se postavlja pred istraživača, da izmereni naponski signal prevede u signal toka apsolutnog pritiska. Kako se pod indiciranjem podrazumeva praćenje neke veličine radnog procesa u ugaonom domenu, dodatni problem predstavlja identifikacija i sinhronizacija merenja sa radnim procesom. Greške u pozicioniranju izmerenog signala, u ugaonom i domenu apsolutnog pritiska, imaju za posledicu greške u termodinamičkoj analizi. Relativna veličina ovih grešaka može biti značajna ([147]), a naročito veliki uticaj mogu imati na određivanje npr. veličine srednjeg indikatorskog pritiska [148].

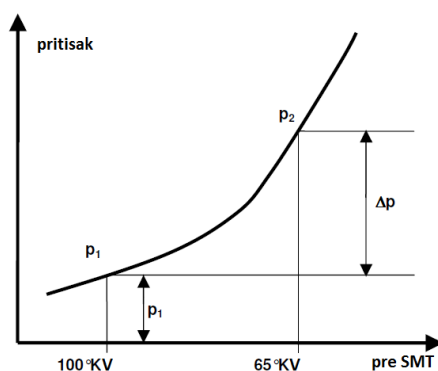
Uticaji, čije posledice treba umanjiti primenom pažljivo odabranih mera, od ugradnje davača, pa do obrade signala, su brojni [149]:

- električne smetnje koje potiču od npr. procesa punjenja/praznjenja indukcionog kalema i procesa električnog praznjenja na svećici, pa do smetnji koje nastaju kao posledica triboelektričnog efekta, usled vibracija mernog kabla davača;

- mehaničke vibracije koje se preslikavaju u električni signal (neminovno, zahvaljujući mernom principu piezoelektričnih davača);
- greške u određivanju pojačanja pojačivača punjenja, ugaone faze signala i referenciranja u domen apsolutnog pritiska;
- greške usled digitalizacije signala AD konvertorom ograničene rezolucije;
- greške u određivanju geometrijskih parametara (pre svega radne zapremine, stepena sabijanja, kinematskih parametara);
- greške koje potiču od tzv. termo šoka, odnosno nagle izloženosti davača visokom piku temperature tokom radnog ciklusa ([150], [151]);

6.1.1. Referenciranje pritiska

Pod referenciranjem pritiska se podrazumeva dovođenje izmerenog signala (relativnog pritiska) u domen apsolutnog pritiska. Načelno se ovo usaglašavanje (eng. termin pegging) može vršiti primenom dve metode, od kojih se jedna oslanja na dodatno merenje apsolutnog pritiska, a druga na termodinamičku analizu snimljenog signala. Dodatno merenje pritiska se može odnositi npr. na merenje pritiska na strani usisa ili izduva, dok se termodinamičke metode oslanjaju na vezu termodinamičkih stanja u procesu sabijanja. Svaki od ovih pristupa je detaljno opisan u [147] i [152], a o njihovim manama i prednostima može se više naći u [152].



Slika 6.1.: Termodinamičko referenciranje pritiska u dve tačke

Metoda referenciranja pomoću dodatnog davača pritiska se, najčešće, oslanja na dodatno merenje pritiska u usisnom sistemu i na pretpostavku da su veličine pritiska u cilindru i usisnom sistemu približno jednake u taktu usisavanja u položaju

klipa oko UMT, kada se klip zaustavlja, pa se i brzina ustrujavanja radne materije svodi na minimum. Navedena pretpostavka je tačna u slučaju merenja pritiska u delu usisnog sistema, koji je jako blizu cilindra (npr. u usisnom kanalu). Ovakvo postavljanje davača je često teško izvodljivo, te se referenciranje vrši uz pomoć davača postavljenog u delu usisne cevi, ka cilindarskoj glavi ili u samom usisnom kolektoru.

Talasne pojave u usisnom sistemu, neminovno utiču na faznu razliku amplituda pritiska u cilindru i „udaljenim” delovima usisnog sistema (kolektor), te je primena ovakvog referenciranja ograničena. To, tzv. „pritisno” referenciranje može se vršiti i pomoću pritiska u izduvnom kolektoru, koji se čak, za ove potrebe, može grubo izjednačiti sa atmosferskim pritiskom [153].

Metoda termodinamičkog referenciranja oslanja se na pretpostavku postojanja politropske promene stanja tokom sabijanja radne materije (6.1) [30]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \quad (6.1)$$

Za izmerenu razliku pritisaka $\Delta p = p_2 - p_1$ važi:

$$\Delta p = p_1 \cdot \left[\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - 1 \right] \quad (6.2)$$

Otuda je apsolutna vrednost pritiska u tački 1:

$$p_1 = \frac{\Delta p_{mer}}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - 1} \quad (6.3)$$

Razlika izmerene i ovako izračunate vrednosti u tački 1, daje vrednost ofseta za koju treba korigovati celokupan tok pritiska. Prikazana metoda naziva se metodom referenciranja pomoću dve tačke i podrazumeva poznavanje eksponenta politrope u razmatranom opsegu 1 - 2, kao i ugaono sinhronizovan tok pritiska i poznavanje radne zapremine u tačkama 1 i 2. Interval u kome se obično vrši ovo termodinamičko referenciranje je u oblasti u kojoj prenos toplote van cilindra nije još toliko intenzivan (100° - 65° KV pre SMT). Kako bi se ovako izračunatom ofsetu dala veća statistička težina, referenciranje se može vršiti i u tri tačke ili celom nizu tačaka na odabranom ugaonom intervalu procesa sabijanja. Na taj način se postavlja sistem linearnih

jednačina, koji je moguće rešiti metodom najmanjih kvadrata [154]. Ova metoda takođe pretpostavlja da korekcija ofseta nije veća od 0.5 bar-a, odnosno da je pritisak već, bar grubo, blizu tačne apsolutne vrednosti.

Poboljšanu metodu termodinamičkog referenciranja pritiska dao je Hohenberg, a zasniva se na činjenici da je, na samom početku sabijanja, razmena toplote gasa sa okolinom niskog intenziteta, te je sumarna razmena toplote na ograničenom intervalu od n uzoraka, tokom procesa sabijanja, veoma mala [30]:

$$\Delta Q_{1-2} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_2 \cdot \left[p_2 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \right] \quad (6.4)$$

gde pritisak p zapravo predstavlja korigovanu merenu vrednost:

$$p = p_{mer} + \Delta p \quad (6.5)$$

Uz predpostavku da je ukupna razmenjena toplote jednaka nuli:

$$\Delta Q = \sum \Delta Q_{1-2} \equiv 0 \quad (6.6)$$

Izraz (6.6) se transformacijom svodi na:

$$\frac{1}{\kappa - 1} \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ V_{i+1} \cdot \left[(p_{i+1mer} + \Delta p) - (p_{imer} + \Delta p) \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^\kappa \right] \right\} = 0 \quad (6.7)$$

Odakle se, rešavanjem, dobija izraz za korekciju (ofset) pritiska, koji je i korišćen u ovom radu:

$$\Delta p = \frac{- \sum_{i=1}^n \left\{ V_{i+1} \cdot \left[p_{i+1mer} - p_{imer} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^\kappa \right] \right\}}{\sum_{i=1}^n \left\{ V_{i+1} \cdot \left[1 - \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^\kappa \right] \right\}} \quad (6.8)$$

Pre referenciranja pomoću izraza (6.8), mereni tok pritiska u cilindru je prethodno grubo korigovan, na osnovu pritiska merenog u usisnom kolektoru. Referenciranje po pritisku na usisu je preporučljivo vršiti u zoni od oko 10° posle UMT, u fazi usisavanja [152]. Zahvaljujući ovakvom pristupu, „fino” referenciranje pomoću izraza (6.8), davalo je samo minorne dodatne korekcije reda veličine ± 20 mbar. Za potrebe referenciranja korišćen je fiksni eksponent $\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1.33$. Dalja obrada podataka pokazaće da je korišćenje ove, inače tipične vrednosti za oto-motore, bila potpuno opravdana.

6.1.2. Identifikacija položaja SMT i stepena sabijanja

Jednostavna identifikacija položaja SMT se obično izvodi analizom indiciranog ciklusa bez sagorevanja. Usled postojanja toplotnih gubitaka, tokom procesa sabijanja, tok pritiska ciklusa bez sagorevanja nije simetričan u odnosu na SMT, već je pik dijagrama pomeren i nalazi se nešto pre geometrijske mrtve tačke. Veličina ovog tzv. ugla termodinamičkih gubitaka, zavisi u najvećoj meri od stepena sabijanja i veličine dezaksijalnosti klipnog mehanizma, ali je reda veličine do 1° KV. S obzirom na to da je procenjeno da greška od 1° KV dovodi do greške od približno 9% u izračunatoj vrednosti srednjeg indikatorskog pritiska ([155]), velika se pažnja posvećuje tačnoj identifikaciji položaja SMT. Osim mogućnosti identifikacije položaja SMT pomoću posebnog senzora, razvijeno je više metoda koje se zasnivaju na:

- Korekciji faze praćenjem simetrije / asimetrije toka pritiska u p-V dijagramu [156];
- Praćenju položaja prevojnih tačaka p- α dijagrama [157];
- Praćenju oblika T-S dijagrama;
- Eksplicitnoj termodinamičkoj analizi toka pritiska;

Uz pretpostavku da se, tokom motoriranja, proces bez sagorevanja odvija bez gubitka mase, transformacija energije po jedinici mase može se predstaviti Prvim zakonom termodinamike u obliku:

$$dq - pdv = du \quad (6.9)$$

gde dq predstavlja elementarnu količinu toplote koju radna materija (gas) razmenjuje sa okolinom, a p , v i u predstavljaju redom pritisak, specifičnu zapreminu i unutrašnju energiju.

Uz pretpostavku da se radna materija ponaša kao idealan gas, važe i sledeće jednačine:

$$\begin{cases} pv = R_g T \Rightarrow \frac{dv}{v} + \frac{du}{u} = \frac{dT}{T} \\ du = c_v dT \quad R_g = c_p - c_v \end{cases} \quad (6.10)$$

Shodno Drugom zakonu termodinamike

$$dS = \frac{dq}{T}$$

Primenom jednačine (6.9) i (6.10), promena specifične entropije može da se izrazi kao:

$$dS = c_p \cdot \frac{dv}{v} + c_v \cdot \frac{dp}{p} = c_p \cdot \frac{dT}{T} - R_g \cdot \frac{dp}{p} \quad (6.11)$$

Analiza izraza (6.11), u neposrednoj okolini SMT, daje interesantne zaključke, koji se često koriste za identifikaciju položaja SMT. Tazerout je predložio pojednostavljeni pristup [158], koji se oslanja na nekoliko zaključaka. S obzirom na to da je relativna promena zapremine u neposrednoj okolini SMT skoro zanemariva, mogu se izjednačiti:

$$\frac{dT}{T} = \frac{dp}{p}$$

Kako je na istraživanom intervalu promena temperature ΔT mala, specifične toplote c_p i c_v se mogu smatrati konstantnim.

Tokom sabijanja, ukupna promena entropije (od početka intervala do tačke 1, 6.1) može se izraziti kao:

$$\Delta S_{max \rightarrow 1} = (c_p - R_g) \cdot \int_{max}^1 \frac{dT}{T} = (c_p - R_g) \cdot \ln \left(1 - \frac{\Delta T}{T_{max}} \right)$$

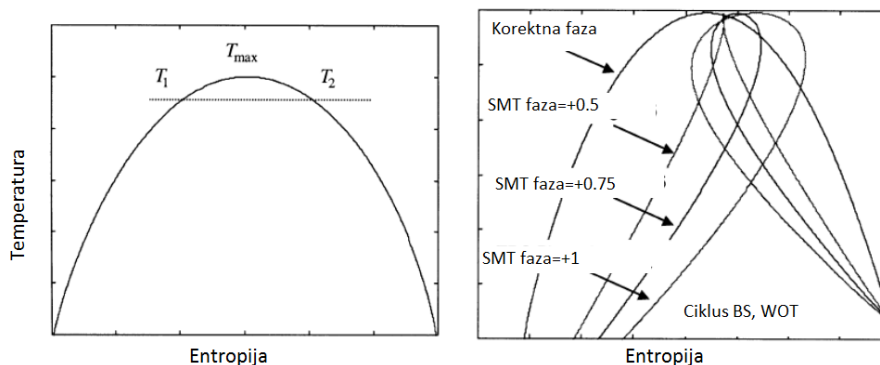
Razvojem u Taylor-ov red, uz zanemarivanje viših članova, izraz se pojednostavljuje na:

$$\Delta S_{max \rightarrow 1} = (R_g - c_p) \cdot \frac{\Delta T}{T_{max}}$$

Pod istim pretpostavkama se za proces ekspanzije dobija:

$$\Delta S_{max \rightarrow 2} = -(R_g - c_p) \cdot \frac{\Delta T}{T_{max}}$$

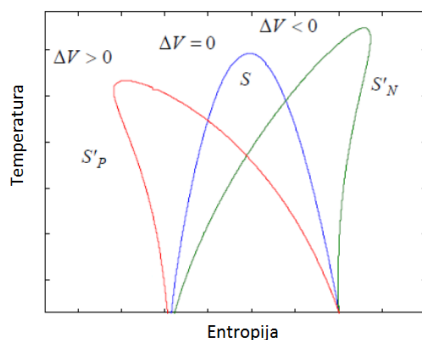
Poređenjem jednačina za promenu entropije pri sabijanju i ekspanziji, u neposrednoj okolini maksimuma T-S dijagrama, dolazi se do zaključka da on mora biti simetričan u odnosu na maksimum. Postojanje greške u fazi, tj. položaju SMT, na T-S dijagramu manifestuje se u vidu petlje koja nema termodinamičkog smisla. Variranjem položaja SMT može se uticati na oblik petlje, a znak dobro identifikovanog položaja je nestanak petlje i prelazak oblika T-S dijagrama u krivu sa konkavnim pikom (slika 6.2).



Slika 6.2.: Simetrija T-S dijagrama (levo) i uticaj položaja SMT na oblik dijagrama (desno)

Veoma važan parametar, koji je potrebno proveriti pre obrade podataka sa indiciranja, je i vrednost stepena sabijanja predmetnog motora s obzirom na to da je podatak, dostavljen od strane proizvođača, u dosta grubim granicama. Kako stepen

sabijanja utiče na tok promene entropije, to i promena veličine kompresionog prostora ima uticaja na oblik T- S dijagrama. Pogrešno određen stepen sabijanja remeti simetriju T-S dijagrama, tj. povija ga na jednu ili drugu stranu, što je prikazano na slici 6.3 ([159]).



Slika 6.3.: Uticaj greške određivanja kompresione zapremine ΔV na oblik T-S dijagrama

Kombinacijom kriterijuma simetričnosti i kontinualne promene gradijenta (deformacija) T-S dijagrama, moguće je, sa zavidnom tačnošću, odrediti kompresionu zapreminu cilindra i položaj SMT. Određivanje kompresione zapremine i faze SMT je vršeno na ciklusu bez sagorevanja, sa punim otvorom leptira i to iterativnim postupkom, koji je za cilj imao dobijanje simetričnog T-S dijagrama sa „korektnim” oblikom vrha dijagrama. Postupak je prikazan na slici 6.4. Kako je tokom indiciranja cilindar usisavao čist vazduh, za proračun entropije korišćena su termodinamička svojstva vazduha, a promena specifične toplote c_p računata po empirijskom izrazu:

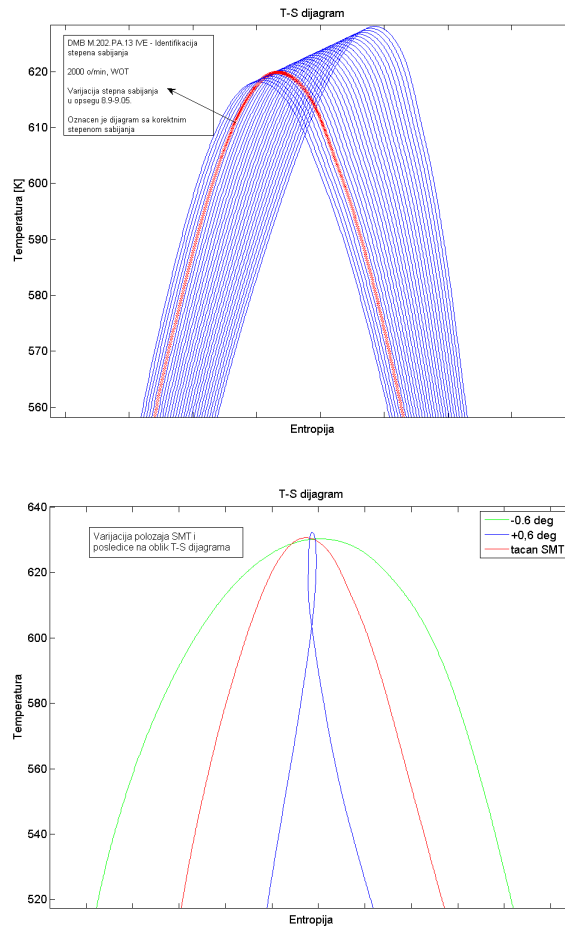
$$c_p = 1403.06 - 360.72 \cdot \frac{1000}{T} + 108.24 \cdot \left(\frac{1000}{T}\right)^2 - 10.79 \cdot \left(\frac{1000}{T}\right)^3 \quad \left[\frac{J}{kgK} \right]$$

Metoda je veoma robustna i malo osetljiva na greške u estimaciji mase vazduha u cilindru, te je ona računata pomoću jednačine stanja gasa, u trenutku zatvaranju usisnog ventila, uz grubo procenjenju temperaturu pomoću empirijskog obrasca [30]:

$$m = \frac{p_{cilUZ} \cdot V_{UZ}}{R_g \cdot T_{UZ}}$$

$$T_{UZ} = T_{uk} \cdot 0.833 + 86 [K]$$

Navedenom metodom identifikovan je stepen sabijanja $\epsilon = 9.03$.



Slika 6.4.: Identifikacija stepena sabijanja (gore) i položaja SMT (dole) praćenjem T-S dijagrama

Pipitone, u [160], detaljnije prilazi analizi izraza za promenu entropije (6.11), nazivajući je funkcijom gubitaka δF . U trenutku kada tok pritiska dosegne svoj maksimum, izraz (6.11) se svodi na:

$$\delta F = \left[c_p \cdot \frac{\delta V}{V} \right]_{LPP} \quad (6.12)$$

gde simbol δ ukazuje na diskretnu, a ne infinitezimalnu promenu, koja je posledica diskretne rezolucije ugaonog enkodera. Vođen relacijom (6.12), Pipitone je, uspostavivši vezu između funkcije promene entropije i relativne promene zapremine, došao do izraza za eksplicitno izračunavanje ugla termodinamičkih gubitaka u okviru tačnosti od 0.1° KV.

Metoda, koju je opisao Tunestål u [161] i [162], se takođe, zasniva na termodinamičkoj analizi. Ovaj pristup je u mogućnosti da direktno pruži informaciju o potrebnoj korekciji položaja SMT (sa ciklusnom devijacijom manjom od 0.05°), kao i veličinu odnosa specifičnih toplota radne materije tokom motoriranja.

Direktnom primenom Prvog zakona termodinamika i diferenciranjem izraza (6.9), dobija se izraz koji opisuje diferencijalni tok razmene toplote ($\gamma = c_p/c_v$):

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\varphi} \quad (6.13)$$

Uz pretpostavku da je u uskoj zoni oko SMT diferencijalni tok razmene toplote konstantan, tj. da je:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = k$$

Izraz za gradijent pritiska se može preformulisati u:

$$\frac{dp}{d\varphi}(\varphi) = (\gamma - 1) \cdot k \cdot \frac{1}{V(\varphi)} - \gamma \cdot p(\varphi) \cdot \frac{dV/d\varphi}{V(\varphi)} \quad (6.14)$$

Izmereni tok pritiska, koji je za veličinu nepoznate greške θ_0 ugaono pomenen, mora takođe da zadovoljava jednakost (6.14), tj.:

$$\frac{dp}{d\varphi}(\varphi + \theta_0) = (\gamma - 1) \cdot k \cdot \frac{1}{V(\varphi)} - \gamma \cdot p(\varphi + \theta_0) \cdot \frac{dV/d\varphi}{V(\varphi)} \quad (6.15)$$

Postavljanjem ovog uslova za niz snimljenih tačaka u opsegu od npr. $[-15^\circ \dots 15^\circ]$, u okolini SMT, formira se sistem linearnih jednačina. koje se mogu u vektorskom obliku predstaviti kao:

$$d\underline{p} = \left[\frac{1}{V} \quad \underline{p} \cdot \frac{dV}{V} \right] \times \begin{bmatrix} k_1 \\ -\gamma \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

gde je $k_1 = (\gamma - 1) \cdot k$

Sistem jednačina (6.16) se, za neki inicijalno pretpostavljeni ugaoni ofset $\theta_{0,1}$ može rešiti metodom najmanjih kvadrata. Vektor odstupanja pokazuje „uspešnost” aproksimacije ugaono korigovanog snimljenog toka pritiska jednačinom (6.15):

$$\epsilon_r(\theta_{0,i}) = d\underline{p} - \left[\frac{1}{\underline{V}} \quad \underline{p} \cdot \frac{d\underline{V}}{\underline{V}} \right] \times \begin{bmatrix} k_1 \\ -\gamma \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

Korekcijom ugaonog pomeraja $\theta_{0,i}$, a u cilju minimizacije srednje kvadratne vrednosti parametra $\epsilon_r(\theta_{0,i})$ dobija se najverovatnija vrednost ugaonog ofseta, odnosno estimacija tačnog položaja SMT, uz istovremeno dobijenu vrednost odnosa specifičnih toplota γ .

U ovom radu je identifikacija položaja SMT vršena primenom metode Tazerouta, a naknadnom proverom, pomoću metode Tuneståla, ustanovljeno je da se procene ove dve metode razlikuju u granicama $\pm 0.1^\circ KV$.

6.1.3. Izračunavanje MFB

Termodinamička analiza toka pritiska, izmerenog u cilindru, je moćan alat pomoću koga se kvantifikuju pokazatelji sagorevanja. Ovoj analizi se obično prilazi na dva načina, koja se često nazivaju „analizom brzine / toka sagorevanja" (*burn rate*) i „analizom toka oslobađanja toplote" (*heat release*).

Analiza toka sagorevanja se koristi za dobijanje normalizovane krive (MFB), koja ukazuje na dinamiku kojom se gorivo, odnosno smeša, tokom procesa transformisala u produkte sagorevanja. Analiza toka oslobođene toplote eksplicitno prikazuje dinamiku toplote, tokom procesa, u jedinicama [J/°].

Kako je MFB normalizovana veličina, ona je proporcionalna sumi inkrementalnih porasta pritiska, koji su posledica procesa sagorevanja. MFB se može odrediti i iz toka oslobođene toplote normalizacijom kumulativnog toka oslobođene toplote (vrednošću ukupno oslobođene toplote do kraja sagorevanja).

Analiza toka oslobođene toplote zasniva se na Prvom zakonu termodinamike. Za razliku od izraza (6.13), u kome je zanemarena razmena toplote kroz granice prostora

za sagorevanje (zid cilindra i cilindarske glave) i koji se obično naziva neto tokom oslobođene toplote, izraz koji uzima u obzir i ovu pojavu glasi:

$$\frac{dQ_{hr}}{d\varphi} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\varphi} + dQ_w \quad (6.18)$$

gde dQ_{hr} predstavlja infinitezimalnu vrednost dovedene količinu toplote, tokom konačno malog ugaonog pomeraja $d\varphi$.

Činjenica je da se tok oslobođene toplote može estimirati samo uz poznavanje dodatnih informacija koje karakterišu prenos toplote kroz zidove (dQ_w), kao i uz poznavanje odnosa specifičnih toplota γ gasa u cilindru. Dodatni problem u definisanju procesa prenosa toplote je i činjenica da gas u komori za sagorevanje nije homogenog sastava. Naime front plamena deli prostor radnog procesa na deo u kome se već nalaze produkti sagorevanja i deo u kome se nalazi sveža smeša i koji tek treba da bude zahvaćen procesom sagorevanja. Uzimanje u obzir ove činjenice, na korektan način, zahteva pažljivo modeliranje procesa i uzimanje u obzir promene specifičnih toplota u različitim zonama procesa, mada je zadovoljavajuće rezultate moguće dobiti i uz neka pojednostavljena ([163]).

Sve navedeno ukazuje na to da proces estimacije toka oslobođene toplote zahteva složeniji matematički aparat, a i da je, zbog brojnih uticajnih veličina, podložan greškama, jer se izračunata veličina predstavlja u apsolutnom a ne relativizovanom iznosu [164].

Brunt je u [165] prikazao nekoliko različitih načina za izračunavanje MFB. Iako se on može dobiti direktno, normalizacijom izraza (6.18), pokazano je da jednostavniji pristup može dati konzistentnije rezultate. Samo oslanjanje na tok pritiska, uz poznavanje geometrije motorskog mehanizma, daje više nego zadovoljavajuće rezultate u estimaciji MFB. Praksa je pokazala da se dobro poznati Rassweiler & Whitrow MFB model pokazao najboljim u međusobnom poređenju testova sa simuliranim i eksperimentalno snimljenim pritiskom u cilindru.

Rassweiler & Whitrow metoda modelira integralni tok sagorevanja u normalizovanom obliku uspostavljanjem korelacije sa inkrementalnim porastom pritiska (kao posledice sagorevanja):

$$MFB_{alpha} = \frac{\sum_{i=ign}^{i=\alpha} \Delta p_{c,i}}{\sum_{i=ign}^{i=EEOC} \Delta p_{c,i}} \quad (6.19)$$

Gde su:

- MFB_α – tok sagorevanja za ugao α
- Δp_c – korigovani porast pritiska usled sagorevanja
- i – tekući ugaoni inkrement položaja kolenastog vratila
- ign – ugaoni inkrement / položaj trenutka paljenja
- $EEOC$ – procenjeni ugaoni inkrement kraja sagorevanja

Porast pritiska usled sagorevanja izračunava se kao razlika između inkrementalnog porasta merenog pritiska i porasta pritiska, koji odgovara politropskom procesu sabijanja / ekspanzije. Ovako izračunati porast pritiska se koriguje referenciranjem na cilindarsku zapreminu u položaju SMT:

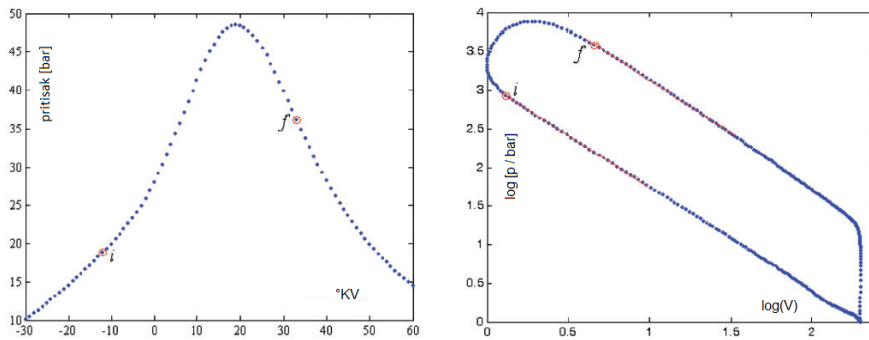
$$\Delta p_c = \left[p_i - \left(\frac{V_{i-1}}{V_i} \right)^n \cdot p_{i-1} \right] \cdot \frac{V_i}{V_r} \quad (6.20)$$

gde je n pretpostavljeni koeficijent politrope, V tekuća zapremina, a V_r je referentna zapremina (odabrana u SMT).

Analize pokazuju da je ova metoda određivanja MFB osetljiva na greške merenja pritiska, naročito na apsolutno referenciranje. Drugi značajni faktor u ovoj metodi jeste odabir koeficijenta politrope, jer on zapravo, uzima posredno u obzir razmenu toplote radne materije sa okolinom. U zavisnosti od toga na koji način se pristupa odabiru eksponenta politrope, početka i kraja sagorevanja, razlikuju se i razne varijante R&W metode, koje istraživači primenjuju u praksi ([165]).

Pokazatelj sagorevanja MFB50, čiji je značaj već prikazan u prethodnim poglavljima, je u referentnim radovima, koji se bave vezom pokazatelja sagorevanja i optimalne faze procesa sagorevanja, izračunavan upravo pomoću originalne ili blago modifikovane R&W metode. To je jedan od glavnih razloga što će se u daljem radu estimacija MFB vršiti pomoću ove metode.

Originalna R&W metoda ([31]) koristi dva eksponenta politrope - jedan do SMT (n_c), procenjen iz faze sabijanja, i drugi (n_e) do kraja sagorevanja, a procenjen iz procesa ekspanzije. I jedan i drugi eksponent se, obično, procenjuju linearizacijom segmenta sabijanja log-log pV dijagrama, neposredno pre početka sagorevanja,



Slika 6.5.: Estimacija eksponenta politrope linearizacijom sabijanja / ekspanzije log-log pV dijagrama

odnosno procesa ekspanzije, neposredno pre otvaranja izduvnog ventila, što je prikazano na slici 6.5 .

Varijacije R&W metode podrazumevaju i korišćenje kontinualno promenljivog eksponenta politrope, tokom procesa sagorevanja, koji se linearno menja od vrednosti n_c do vrednosti n_e ([166], odnosno[167]). Određivanje eksponenata početka i kraja sagorevanja (tačke i i f na slici 6.5) na ovaj način, je problematičan. Uzrok tome leži i u činjenici da prelaz iz „linearnog” u obli segment log-log dijagrama nije oštar, a i da gradijent pravca linearne aproksimacije zavisi od dužine izabranog segmenta faze sabijanja, odnosno ekspanzije.

Veoma interesantnu, poboljšanu R&W metodu, predložio je Shayler ([168]). Ova metoda estimaciju eksponenata politrope vrši minimizacijom veličine Δp_c u zoni neposredno pred početak sagorevanja (za eksponent politrope procesa sabijanja), odnosno u zoni nakon procenjenog kraja sagorevanja (za eksponent politrope procesa ekspanzije). Osnovna ideja leži u logičnom zaključku da veličina Δp_c , koja je posledica procesa sagorevanja, treba da ima vrednost nula u zonama pre i posle procesa sagorevanja, kada faktički nema dovođenja toplote sagorevanjem smeše.

Uz navedeni uslov i transformaciju izraza (6.20) dobija se:

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_i}{p_{i-1}}\right) + \ln\left(1 - \frac{\Delta p_c}{p_i \cdot \frac{V_i}{V_r}}\right)}{\ln\left(\frac{V_{i-1}}{V_i}\right)} \quad (6.21)$$

Kako je $\frac{\Delta p_c}{p_i \cdot \frac{V_i}{V_r}} \ll 1$, razvijanjem drugog sabirka brojioca izraza (6.21) u red prvog stepena dobija se:

$$n \approx \frac{\ln\left(\frac{p_i}{p_{i-1}}\right) - \frac{\Delta p_c}{p_i \cdot \frac{V_i}{V_r}}}{\ln\left(\frac{V_{i-1}}{V_i}\right)} \quad (6.22)$$

Porast razlike Δp_c dovodi do smanjenja eksponenta n , za proces sabijanja, odnosno smanjenja eksponenta n , za proces ekspanzije zbog negativnog znaka izraza $\ln\left(\frac{V_{i-1}}{V_i}\right)$.

Zapravo, zavisnost priraštaja pritiska Δp_c od izabranog eksponenta politrope je skoro linearna i ova činjenica se može iskoristiti u nalaženju eksponenata politrope procesa sabijanja i ekspanzije, koji će dati najmanje vrednosti priraštaja pritiska u zonama, u kojima je to potrebno i logično – u zoni neposredno pred početak sagorevanja i u zoni posle kraja sagorevanja. Kako izračunata vrednost Δp_c fluktuiira zbog šuma koji postoji u toku pritiska, potrebno je tok Δp_c prethodno filtrirati. Za tu svrhu sasvim se dovoljnom pokazala primena pokretne sredine širine 10° KV. Zona u kojoj treba identifikovati eksponent politrope sabijanja se nalazi neposredno ispred ugaonog inkrementa u kome dolazi do upaljenja smeše.

Tokom samog indiciranja vršeno je i indiciranje signala sa Hall-ovog senzora, postavljenog na visokonaponski provodnik ka svećici indiciranog cilindra. Signal sa ovog davača trebalo je da posluži kao indikator trenutka „preskakanja” varnice i početka sagorevanja. Nažalost, nizak nivo signala, njegova nestabilnost i podložnost drugim uticajima, te gruba rezolucija enkodera, nije omogućila njegovu primenu za samostalno markiranje početka sagorevanja. Stoga je bilo potrebno koristiti neki dodatni termodinamički marker.

Jedan od načina, kako je to pokazao Zervas u [169], za detekciju bitnih događaja tokom radnog procesa u motoru, jeste i analiza varijacija uzastopno snimljenih ciklusa predstavljena preko parametra COV:

$$COV = 100 \cdot \frac{std(p_{cyl})}{\bar{p}_{cyl}} \quad (6.23)$$

Indikator ciklusnih varijacija se izračunava za seriju uzastopno snimljenih ciklusa i pokazuje koliki je intenzitet varijacije toka pritiska u celokupnom ugaonom domenu. Primer normalizovanog indikatora COV, za 50 uzastopno snimljenih ciklusa (Kz, 2800 min^{-1} , $\text{imep} = 8 \text{ bar}$), prikazan je na slici 6.6. Nagle promene COV-a ukazuju na ključne događaje tokom ove serije ciklusa, kao što su npr. zatvaranje usisnog ventila (UVZ), ali i početak sagorevanja. Mana COV-a je što se on može računati samo nad serijom ciklusa i, samim tim, reprezentuje srednje vrednosti položaja događaja tokom cele serije. Da bi se događaji, poput početka sagorevanja, mogli detektovati ciklusno, potrebno je uvesti neku drugu vrstu parametra, koja podjednako dobro identifikuje događaje kao i COV. Pokazalo se da se diferencijalni tok oslobađanja toplote, koji je inače već računat po pojednostavljenom postupku tokom referenciranja pritiska u cilindru, može upotrebiti za generisanje termodinamičkog pokazatelja (6.24).

Naime, po uzoru na izraz (6.4) ([170], [163]) može se izračunati priraštaj ΔQ na širem opsegu (npr. $[315^\circ \dots 360^\circ \text{KV}]$):

$$\Delta Q_i = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_{i+1} \cdot \left[p_{i+1} - p_i \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^\kappa \right] \quad (6.24)$$

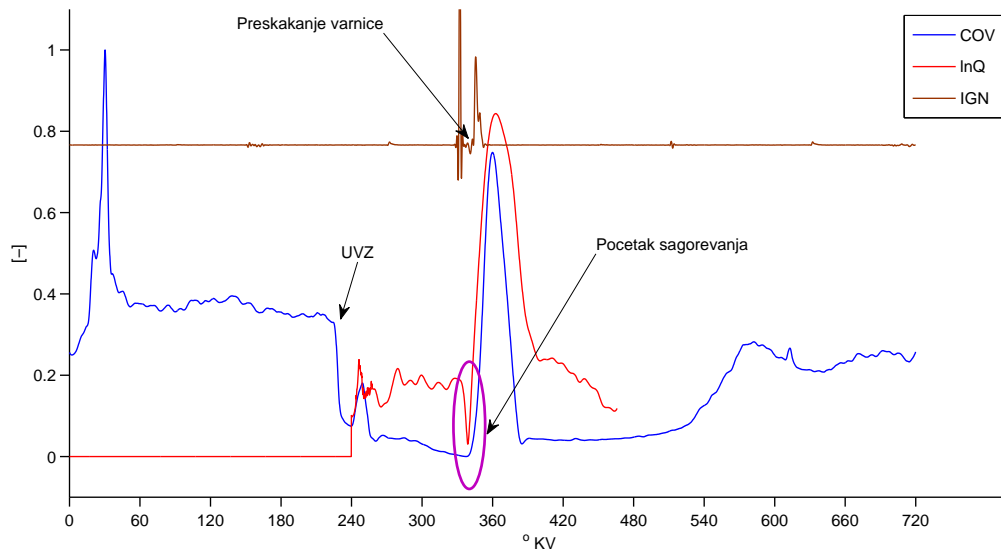
Funkcija korišćena za detekciju početka sagorevanja definisana je kao:

$$\ln Q_s = \text{norm} \{ \text{abs} [\ln (\text{abs} (\Delta Q + 1))] \} \quad (6.25)$$

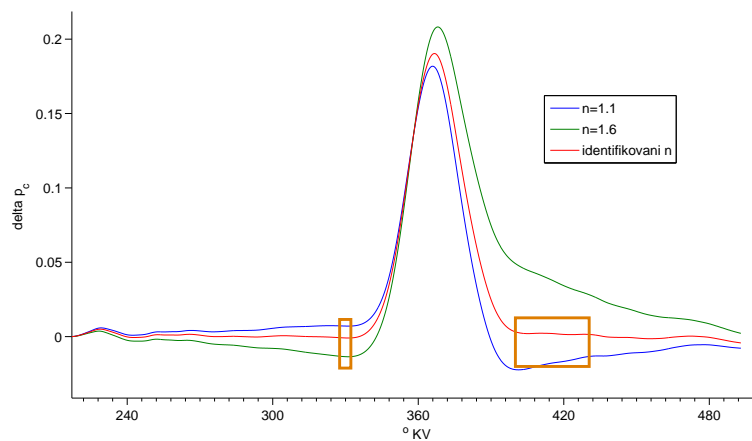
Operacija *norm* u izrazu (6.25), označava normalizaciju funkcije dobijene u okviru vitičastih zagrada.

Funkcija (6.25) stabilno doseže minimum u očekivanoj zoni početka sagorevanja što se može videti u poređenju sa signalom sa voda visokog napona ka svećici na slici 6.6.

Shayler [168], pokazuje da se zona za procenu eksponenta politrope procesa ekspanzije može slobodno pomeriti čak do trenutka otvaranja izduvnog ventila. Međutim, izraženi termički šok piezoelektričnog davača (slika 6.9) utiče na smanjenu tačnost merenog pritiska u toku ekspanzije, tako da se prednost ove preporuke nije mogla iskoristiti pri obradi izmernih podataka.



Slika 6.6.: Postupak detekcije početka sagorevanja

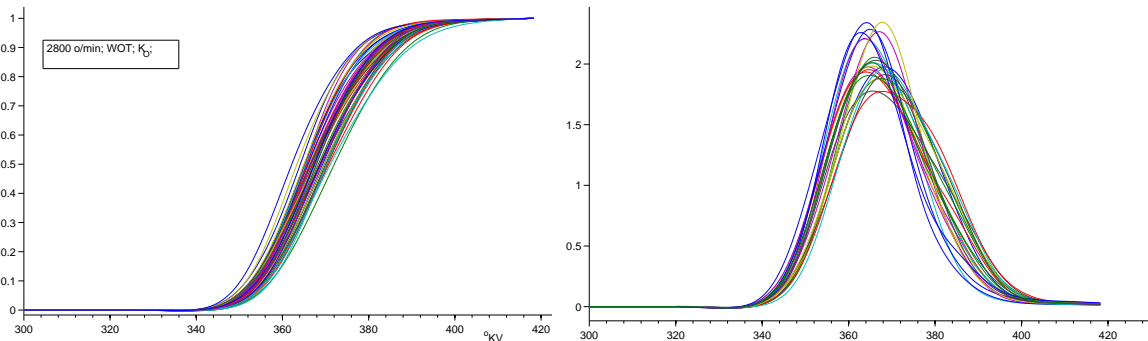


Slika 6.7.: Korigovani tok priraštaja pritiska usled sagorevanja sa naznačenim ugaonim prozorima za identifikaciju eksponenta politrope

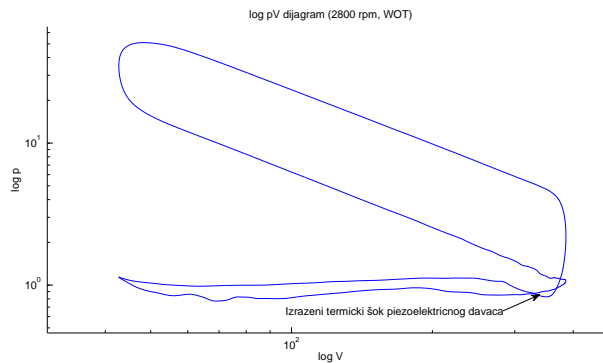
Brunt [165], daje algoritam za procenu ugaonog inkrementa kraja sagorevanja, koji se svodi na određivanje ugaonog trenutka u kome proizvod $p \cdot V^{1.15}$ dostiže maksimum. Kraj sagorevanja se procenjuje na 10° posle identifikovanog maksimuma. Kako bi se minimizovali efekti šuma pri računanju proizvoda $p \cdot V^{1.15}$, koristi se pokretna sredina sa ugaonim prozorom širine 10° . Koeficijent 1.15 je niži od uobičajenih vrednosti eksponenta politrope, koji se vezuju za proces ekspanzije, a izabran je zato da bi izračunata funkcija imala izraženi maksimum, čak i pri većim greškama u informaciji o toku pritiska. Dodatak od 10° se dodaje kako bi se kompenzovala niska vrednost kontrolnog eksponenta i kako bi se osiguralo dosezanje trenutka kraja sagorevanja. Zona u kojoj je izračunavana konačna vrednost eksponenta politrope procesa ekspanzije je u opsegu od procenjenog kraja sagorevanja (EEOC) do 20° pre

otvaranja izduvnog ventila (slika 6.7).

Tipični rezultati obrade jednog od snimljenih režima prikazani su na slici 6.8.



Slika 6.8.: Integralni i diferencijalni tok sagorevanja na 50 uzastopnih ciklusa (primer)



Slika 6.9.: Prikaz termičkog šoka piezoelektričnog davača korišćenog za indiciranje pritiska (A.5)

6.2. Obrada signala ugaone brzine

Metoda merenja ugaone brzine zasnovana je na merenju vremenskog perioda između uzastopnih signala sa inkrementalnog enkodera.

Ako vratilo pređe ugaoni put od $\Delta\varphi$ za vremenski interval Δt , ugaona brzina na tom intervalu računa se kao:

$$\omega_m = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{t_2 - t_1} \quad (6.26)$$

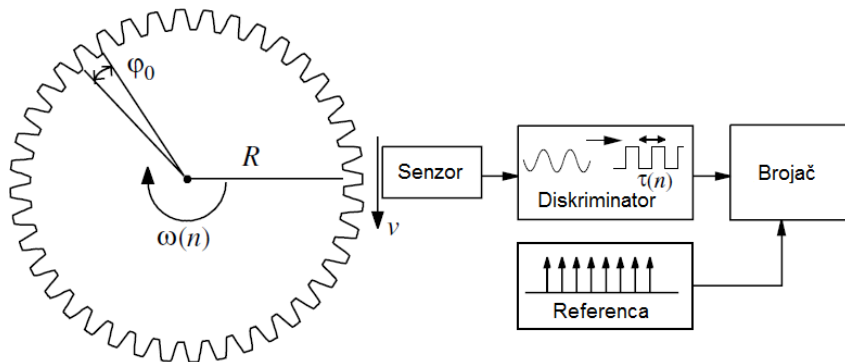
Ako je merni disk izrađen tako da su sva ugaona rastojanja ekvidistantna, tj. da je

$$\varphi_0 = \varphi_{i+1} - \varphi_i = \frac{2 \cdot \pi}{Z}$$

za bilo koje $i \in [0 \dots Z - 1]$, gde je Z broj inkremenata po jednom obrtaju vratila, onda se vrednost ugaone brzine na i -tom intervalu može računati kao:

$$\omega_m(i) = \frac{2 \cdot \pi}{T_m(i) \cdot Z} \quad (6.27)$$

gde je $T_m(i)$ vremenski period između dva ugaona inkrementa.



Slika 6.10.: Merni sistem za merenje ugaone brzine [14]

Merenje perioda T_m vrši se prebrojavanjem N impulsa referentnog signala frekvence f_0 . Pri ovom procesu se vrši kvantizacija prave veličine perioda T_m veličinom $N \cdot T_0$, (gde je $T_0 = 1/f_0$) i relativna greška koja se pri tome čini može se izraziti kao:

$$F_r = \frac{|\omega_q - \omega_m|}{\omega_m} = \frac{\left| \frac{\varphi_0}{N \cdot T_0} - \frac{\varphi_0}{T_m} \right|}{\frac{\varphi_0}{T_m}} = \left| \frac{T_m}{N \cdot T_0} - 1 \right| \quad (6.28)$$

Apsolutna vrednost greške kvantizacije mora biti manja od vrednosti perioda referentnog signala:

$$|T_m - N \cdot T_0| \leq T_0$$

pa se izraz za procenu relativne greške kvantizacije (6.28) može transformisati u :

$$F_r \leq \frac{1}{N} = \frac{1}{N \cdot T_0 \cdot f_0} = \frac{\omega_q}{\varphi_0 \cdot f_0} \quad (6.29)$$

Greška kvantizacije, pri merenju ugaone brzine merenjem perioda, raste sa porastom merene ugaone brzine i njeno smanjenje je moguće postići povećanjem frekvence referentnog signala ili povećanjem ugaonog rastojanja između inkremenata senzora. Povećanje rastojanja između „marki” senzora ima za posledicu i umanjeње ugaone rezolucije merenja, te se u praksi (u ovakvim slučajevima) pribegava primeni rešenja sa elektronskim deliteljem signala [171].

Tokom merenja korišćen je referentni signal frekvence $f_0 = 80$ MHz. Za maksimalni broj obrtaja motora od $n_{mot} \approx 5800 \text{ min}^{-1}$ i ugaonu rezoluciju enkodera od 1° , greška kvantizacije je veoma mala i iznosi:

$$F_r \leq \frac{\frac{5800}{60} \cdot 2 \cdot \pi}{\frac{\pi}{180} \cdot 80 \cdot 10^6} \approx 2.2 \cdot 10^{-4}$$

6.2.1. Kompenzacija mehaničkih nedostataka

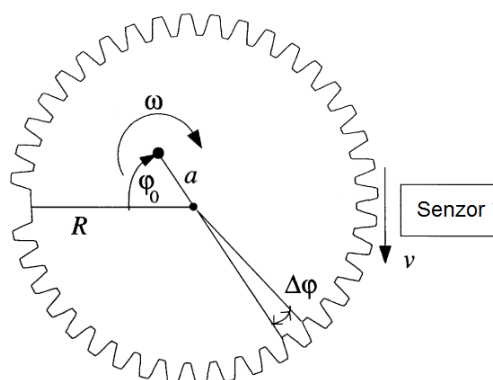
Greška koja može da bude neuporedivo veća od greške kvantizacije, tokom merenja ugaone brzine, je greška koja je posledica mehaničkih nedostataka samog senzora ili problema u kinematici kretanja senzorskih elemenata. Kada se za merenje ugaone brzine koristi zupčasti disk, često se kao problem javlja greška merenja ugaone brzine, koja je posledica radijalnog bacanja diska.

Senzor, koji je statičan, detektuje relativnu brzinu:

$$v(i) = \omega \cdot (R - e \cdot \sin(i \cdot \Delta\varphi - \varphi_0))$$

odnosno ugaonu brzinu:

$$\omega_m(i) = \frac{v(i)}{R} = \omega \cdot \left(1 - \frac{e}{R} \cdot \sin(i \cdot \Delta\varphi - \varphi_0)\right)$$



Slika 6.11.: Greške merenja kao posledica radijalnog bacanja zupčastog diska

gde je e ekscentritet, a R poluprečnik diska.

Ako su parametri a/R i φ_0 poznati, moguće je direktno izvršiti korekciju merene ugaone brzine ω_m , kako bi se došlo do tačne vrednosti ω . U suprotnom, potrebno je ove parametre identifikovati, a iskustvo pokazuje da je to najjednostavnije uraditi merenjem ugaone brzine na režimima u kojima je moguće minimizirati ili potpuno isključiti uticaj momenta gasne sile na tok signala, što se najjednostavnije postiže kratkotrajnim isključenjem ubrizgavanja goriva i usporenjem motora pod uticajem spoljašnjeg opterećenja [172]. Nepoznati parametri se estimiraju primenom metode najmanjih kvadrata [14].

Dodatni problem, izražen u industriji, jeste kompenzacija greške neravnomerne raspodele tj. ugaonog razmaka inkremenata na disku. Za efikasno i jednostavno rešenje tog problema Fehrenbach je predložio metodu, koja se zasniva na poređenju ugaone brzine, odnosno kinetičke energije vratila i estimiranih veličina na osnovu pretpostavke o politropskom procesu u ciklusima u kojima nema sagorevanja. Metoda je opisana u radovima [173] i [174] kao i u patentu [173]. Sličan pristup je koristio i Rämisch u svom radu [175].

Detaljno poznavanje mehanizma nastajanja greške i njenog modeliranja omogućava implementaciju Kalman filtera u sisteme upravljanja i on-line korekciju izmerene ugaone brzine, što je Kiencke i pokazao u [172].

Nerešen problem kompenzacije greške merenja ugaone brzine ima veliki uticaj na izlazne veličine raznih algoritama za dijagnostiku motora, te su neki autori poklonili veliku pažnju ovom problemu implementirajući neuronske mreže sa specifičnim aktivacionim funkcijama (npr. Froschhammer u [176] koristi tzv. HANN mreže).

Potreba za kompenzacijom greške merenja, usled radijalnog bacanja diska, je uobičajena pri merenju ugaone brzine pomoću statičnog Hall-ovog ili induktivnog senzora i zupčastog diska, postavljenog na prednjem kraju KV ili u zoni zamajca. Integralna konstrukcija inkrementalnog optičkog enkodera po samoj svojoj prirodi treba da eliminiše ove greške, ali i u primeni ovih senzora greške su moguće.

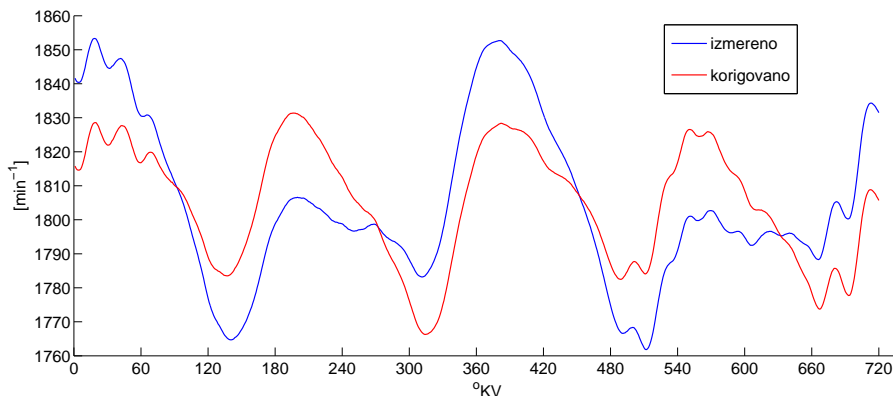
Probleme u merenju ugaone brzine na slobodnom kraju kolenastog vratila, posredstvom inkrementalnog optičkog enkodera, istraživao je Miklanek u [177], pri čemu se fokusirao na uticaj krutosti torziona spojnice na merenje ugaone brzine, s obzirom na to da enkoder nije bio direktno postavljen na kolenasto vratilo, već oslonjen nezavisno od motora.

Inkrementalni optički enkoder, korišćen u ovom radu, postavljen je na slobodni kraj vratila na način uobičajen u praksi ispitivanja motora. Međutim, ispostavilo se da, uprkos svim preduzetim merama za pravilno postavljanje enkodera na prednji deo vratila, postoje problemi čija je manifestacija slična radijalnom bacanju zupčastog diska, a posledica grešaka u obradi ili uležištenja kolenastog vratila.

Na slici 6.12 prikazan je primer izmerene trenutne ugaone brzine na jednom od režima. Uobičajena slika, karakteristična za režime u kojima dominira gasni nad inercijalnim momentom (mali broj obrtaja, viši nivo opterećenja), treba da ima četiri približno slične oscilacije. Svaka pojedinačna oscilacija odgovara aktivnosti jednog od 4 cilindra, a manje razlike među njima su posledica dinamičkog ponašanja vratila i drugih efekata o kojima će više reči biti u sledećem poglavlju. Oscilacije ugaone brzine, prikazane na slici 6.12, odgovaraju cilindrima po redosledu paljenja 1-3-4-2. Uočljivo je da su oscilacije trećeg i drugog cilindra dosta manje od oscilacija koje pripadaju prvom i četvrtom. Gruba kontura signala se ponavlja na svakih 360° umesto na svakih 180°, što je ukazalo na sumnju u postojanju greške, koja se manifestuje tokom svakog obrtaja i čiji uzrok može da leži u radijalnom bacanju slobodnog kraja vratila.

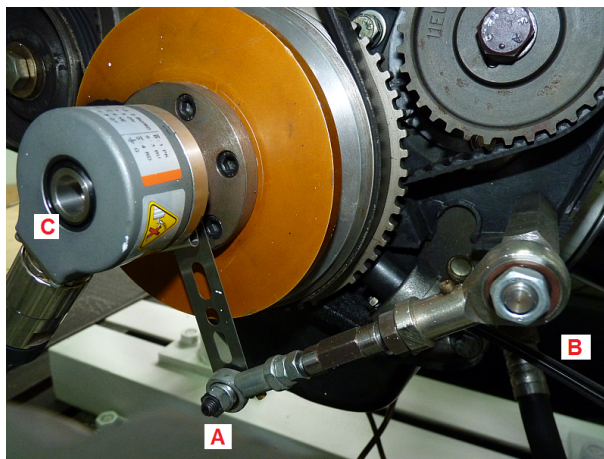
Na slici 6.13 prikazan je inkrementalni enkoder postavljen na slobodni kraj kolensatog vratila. Veza vratila i enkodera rešena je na uobičajen način, blokadom statora enkodera za blok motora pomoću zglobne veze, dok je šuplji rotor postavljen na adapter-trn vezan za slobodni kraj kolenastog vratila. Uprkos ovim merama, koje su preduzete kako bi vibracije enkodera bile minimizovane, tokom ispitivanja su one bile evidentne.

Specifičnost ovakve postavke davača za merenje ugaone brzine je da, pri radijalnom bacanju vratila, stator enkodera vrši relativno kretanje u odnosu na rotor (sa



Slika 6.12.: Izmerena i korigovana ugaona brzina - primer (1800 min^{-1} , 6 bar)

inkrementalnim diskom), što za posledicu ima grešku u merenju, koja se ne može opisati tako jednostavno kao u slučaju opisanom na slici 6.11.



Slika 6.13.: Inkrementalni enkoder postavljen na prednjem kraju KV

Kinematika enkodera, izloženog radijalnom bacanju, prikazana je na slici 6.14. Na slici je sa C označena osa kolenastog vratila, sa B mesto veze zglobne poluge na bloku motora, a sa A pozicija druge zglobne veze ka enkoderu. Radi lakšeg praćenja, na slici je postavljen referentni koordinatni sistem xCy , a sa k_o označena je kontura enkodera u početnom položaju odabranom tako da tačke C, centar enkodera E1 i kraj poluge BA (tačka A) budu kolinearni. Rastojanje BC označeno je veličinom $d = 126 \text{ mm}$.

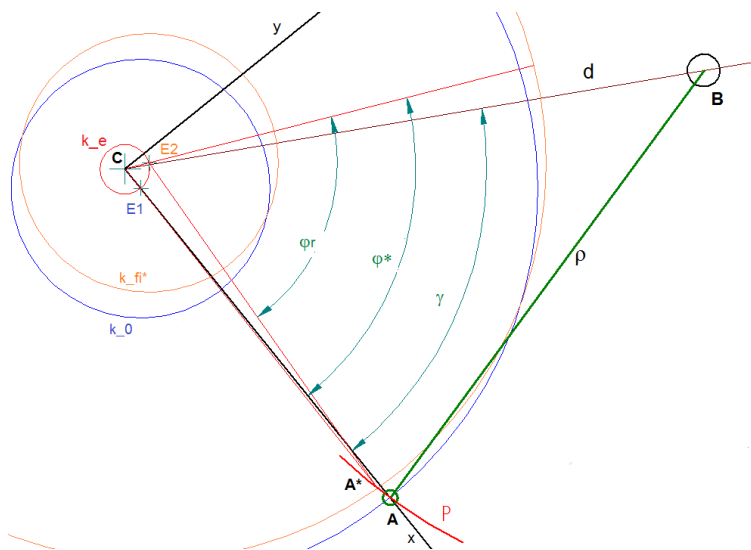
Kretanje statora enkodera može se predstaviti kao zbir dva kretanja:

- primarnog, u kome se stator kreće zajedno sa rotorom i kolenastim vratilom, pri čemu ceo enkoder prelazi ugaoni put φ^* , a centar enkodera izmešta se iz

tačke E1 u tačku E2. Tačke E1 i E2 su od ose kolenastog vratila udaljene za vrednost ekscentriteta e , tj. $CE_1 = CE_2 = e$.

- sekundarnog u kome se stator kreće relativno u odnosu na rotor, tj. zakreće se oko tačke E1 unazad za ugao φ_r kako bi se spojio sa zglobom A veze BA. Podrazumeva se da su veze $BA = \rho = 118 \text{ mm}$ i $EA = R = 89 \text{ mm}$, nedeformabilne i konstantnih dužina. Posledica radijalnog bacanja enkodera je pomeranje zgloba A u novi položaj A^* , što dovodi do rotacije veze BA oko tačke B.

Vezna tačka A se, sa jedne strane, kreće po kružnom luku p poluprečnika ρ (opisanog iz tačke B). Sa druge strane, tačka A pripada enkoderu, te se mora nalaziti i na kružnici poluprečnika R , opisane iz centra enkodera - tačke E. Otuda je položaj statora definisan presekom ovog kružnog luka i kružnice. Direktna posledica radijalnog bacanja je nejednakost uglova φ^* i φ_r , a ta razlika osciluje od minimalne do maksimalne vrednosti tokom svakog obrtaja kolenastog vratila. Kako se ta razlika manifestuje kao relativno ugaono kretanje statora (u kome se nalazi optički senzor) i inkrementalnog diska, gradijent ove ugaone oscilacije direktno se sabira sa ugaonom brzinom vratila, što dovodi do greške koja je prikazana na slici 6.12.



Slika 6.14.: Kinematika enkodera izloženog radijalnom bacanju

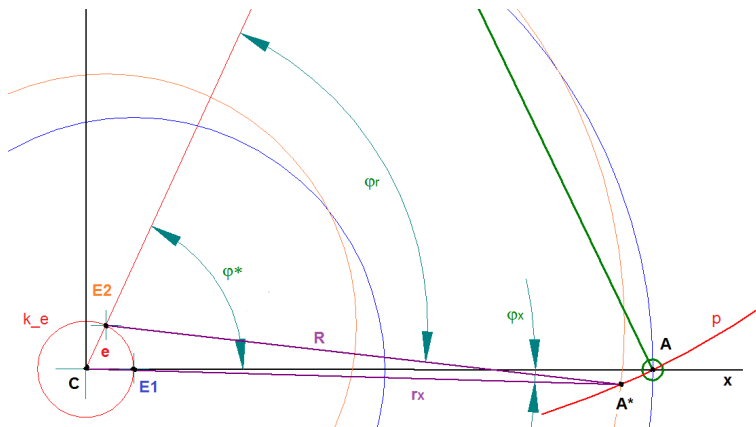
Ako je C koordinatni početak polarnog koordinatnog sistema u kome polarno rastojanje možemo obeležiti oznakom r , a tekući ugao (meren u odnosu na polupravu Cx) oznakom φ , tada se kružni luk p može opisati jednačinom:

$$-r^2 + 2 \cdot r \cdot d \cdot \cos(\varphi - \gamma) = \rho^2 + d^2 \quad (6.30)$$

Jednačina kružnice enkodera, rotirane za ugao φ^* , u novom položaju E2 glasi:

$$r^2 - 2 \cdot r \cdot e \cdot \cos(\varphi - \varphi^*) = R^2 - e^2 \quad (6.31)$$

Uz pretpostavku da je veličina bacanja e poznata, moguće je eliminacijom promenljive r iz sistema jednačina (6.30) i (6.31) i njegovim rešavanjem po promenljivoj φ dobiti ugaoni položaj tačke A^* , izražen uglom φ_x (slika 6.15).



Slika 6.15.: Veze ugaonih pomeranja statora i rotora enkodera

Razlika uglova $\Delta\varphi_{err} = \varphi_r - \varphi^*$ odgovara relativnom ugaonom pomeranju statora enkodera, a njen gradijent veličini koju treba identifikovati i pomoću nje korigovati izmerenu ugaonu brzinu. Uspostavljanjem geometrijskih veza sa slike 6.15 dobija se:

$$\Delta\varphi_{err} = \varphi_x + \arcsin\left(\frac{e}{R} \cdot \sin(\varphi^* + \varphi_x)\right) \quad (6.32)$$

Veličina $\Delta\varphi_{err}$ se računa za svaku diskretnu vrednost ugla φ^* , koji se menja u opsegu $[1 \dots 360^\circ]$.

Veličina radijalnog bacanja e , kao i pravi ugaoni položaj koordinatnog sistema φ_{ref} , korišćenog tokom izvođenja jednačina, nije unapred poznat. Prelazni režimi, pogodni za identifikaciju ovih parametara, a opisani na početku ovog odeljka, na žalost nisu bili na raspolaganju tokom ispitivanja. Ovaj problem je prevaziđen analizom postojećih, snimljenih podataka uvođenjem sledeće pretpostavke:

- Na režimima korišćenim za identifikaciju parametara za korekciju izmerene ugaone brzine, energetska doprinosa svih cilindara bio je ujednačen.

Za korekciju su korišćene srednje ciklusne vrednosti izmerene ugaone brzine, i to sa režima sa niskim indeksom ciklusnih varijacija pritiska, uz pretpostavku da su ovakvi, stabilni uslovi, bili ostvareni i u cilindrima koji nisu bili nadzirani merenjem. Analiza energetskog doprinosa svakog od cilindra se uspešno koristi u dijagnostici izostanka paljenja ili neravnomernosti ubrizgane količine goriva i nejednakog sastava smeše. Jedan od veoma efikasnih postupaka, koji eksplicitno definiše numeričke kriterijume neravnomernosti opisao je Schmidt u [178] pod nazivom CASMA (Crank Angle Synchronous Moving Average).

Uvođenjem pretpostavki:

- Kolenasto vratilo je dovoljno kruto
- Ceo motorski mehanizam se može predstaviti ekvivalentnom rotacionom masom momenta inercije J_{ekv}

Moguće je izraziti jednačinu kretanja motorskog mehanizma u pojednostavljenom obliku:

$$J_{ekv} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \sum M_i \quad (6.33)$$

gde su M_i pobudni obrtni momenti koji svoje poreklo imaju u gasnoj sili, otporima trenja, otporima u pogonu bregastog vratila i inercijalnim silama.

Svaki od ovih pobudnih momenata može da se predstavi u vidu dva superponirana signala - jednog periodično promenljivog i jednog konstantne vrednosti:

$$M_i(t) = \bar{M}_i(t) + \tilde{M}_i(t)$$

Karakteristično trajanje perioda kod četvorocilindarskog motora iznosi 180° :

$$\tilde{M}(\varphi(t)) = \tilde{M}(\varphi(t) + 180^\circ KV)$$

Srednja vrednost pobudnog momenta na ovom intervalu može se računati kao:

$$\frac{1}{\pi} \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \left(\sum M_i \right) \cdot d\varphi = \frac{J_{ekv}}{\pi} \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \dot{\omega} \cdot d\varphi = \frac{J_{ekv}}{\pi} \cdot \int_{\omega(\alpha)}^{\omega(\alpha+\pi)} \omega \cdot d\omega \quad (6.34)$$

Radovi oscilatornih komponenti momenta su, na intervalu periodičnosti, jednaki nuli:

$$\int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \tilde{M}_i \cdot d\varphi = 0$$

tako da se leva strana jednakosti (6.34) svodi na razliku radova momenta srednje vrednosti gasne sile W_g i “konstantnog” momenta, koji potiče od trenja i spoljašnjeg opterećenja W_{const} :

$$W_g \Big|_{\alpha}^{\alpha+\pi} - W_{const} = \Delta E_{kin} \Big|_{\alpha}^{\alpha+\pi} = \frac{J_{ekv}}{2} \cdot \left(\omega^2(\alpha + \pi) - \omega^2(\alpha) \right) \quad (6.35)$$

Razlika, predstavljena jednačinom (6.35), jednaka je nuli ako je radni proces na tom intervalu bio kvazistacionaran, tj. konstantne srednje vrednosti. Međutim, razlika u radu u nekom od cilindara, uticaće i na druge cilindre, te srednje vrednosti neće više biti konstantne na intervalu periodičnosti. Na taj način se numerička vrednost izraza (6.35) može koristiti kao indikator ujednačenosti radova po cilindrima - što se on više razlikuje od nule to je neravnomernost izrazitija.

Shodno jednačini (6.34), razlika (6.35) je proporcionalna izrazu:

$$\Delta E_{kin} \Big|_{\alpha}^{\alpha+\pi} \sim \frac{1}{\pi} \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \dot{\omega} \cdot d\varphi$$

što zapravo predstavlja integral površine ispod krive ugaone brzine u ugaonom domenu.

Kako je $\dot{\omega} = \tilde{\omega} + \bar{\omega}$, a $\int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \tilde{\omega} \cdot d\varphi = 0$, to je:

$$\Delta E_{kin} \Big|_{\alpha}^{\alpha+\pi} \sim \frac{1}{\pi} \cdot \int_{\alpha}^{\alpha+\pi} \bar{\omega} \cdot d\varphi \quad (6.36)$$

odnosno, pokazatelj neravnomernosti je proporcionalan površini krive i ispod srednje vrednosti ugaone brzine, koja je dobijena pokretnom sredinom na intervalu periodičnosti. Ovaj zaključak je bitan, jer ukazuje na to da se ovaj pokazatelj neravnomernosti može koristiti i u uslovima dinamičkih režima u kojima se ova srednja vrednost ugaone brzine menja.

Ako je interval uzorkovanja ugaone brzine Φ_S , broj uzorkovanih tačaka N_S na intervalu $\Phi_W = 180^\circ$ KV iznosi $N_S = \frac{\Phi_W}{\Phi_S}$. Integral, predstavljen izrazom (6.36) se u diskretizovanom obliku, za k -ti uzorak, može računati kao:

$$\begin{aligned} \Delta E_{kin}(k)|_{\varphi^{+\pi}} &\sim \frac{1}{\pi} \cdot \sum_{\nu=0}^{N_S-1} \dot{\omega}((k-\nu) \cdot \Phi_S) \cdot \frac{\pi}{\Phi_W} \cdot \Phi_S \\ &= \frac{1}{N_S} \cdot \sum_{\nu=0}^{N_S-1} \dot{\omega} \cdot ((k-\nu) \cdot \Phi_S) \end{aligned}$$

CASMA algoritam računa ugaono ubrzanje \dot{x} primenom opšte formule:

$$\bar{\dot{x}}(k) = \bar{\dot{x}}(k-1) + \frac{\bar{x}(k) - \bar{x}(k-N_S)}{N_S}$$

U slučaju merene ugaone brzine ω_{mer} , izraz za srednju vrednost ugaonog ubrzanja na intervalu od 180° se svodi na:

$$\dot{\omega}_{mer}(k) = \frac{\sum_{\nu=0}^{N_S-1} \omega_{mer}(k-\nu) - \sum_{\nu=0}^{N_S-1} \omega_{mer}(k-\nu-N_S)}{\pi} \cdot \sum_{\nu=0}^{N_S-1} \omega_{mer}(k-\nu) \quad (6.37)$$

Kako se do ugaone brzine dolazi merenjem vremenskog perioda između uzastopnih signala sa inkrementalnog enkodera, period ugaonog intervala od 180° , tokom koga je brojač izbrojao $n_{imp_{ref}}$ impulsa, traje:

$$\hat{T}(k) = \frac{\sum_{\nu=0}^{N_S-1} n_{imp_{ref}}(k-\nu)}{f_{ref}}$$

tj. srednja vrednost ugaone brzine na tom intervalu iznosi:

$$\hat{\omega}(k) = \frac{\pi}{\hat{T}(k)}$$

Tako je rezultat CASMA filtera tzv. reziduo $r(k)$, koji je reprezent energetske neravnomernosti ΔE_{kin} :

$$r(k) = \frac{\hat{\omega}_{mer}(k) - \hat{\omega}_{mer}(k - N_S)}{\pi} \cdot \hat{\omega}_{mer}(k) \quad (6.38)$$

U cilju identifikacije parametara greške u merenju ugaone brzine, sproveden je sledeći postupak:

1. Za pretpostavljene vrednosti parametara $\left[e \quad \varphi_{ref} \right]$ računata je korekciona funkcija $\Delta\varphi_{err}$ i pomoću nje korigovana izmerena ugaona brzina.
2. Korigovana ugaona brzina je kao argument prosleđivana CASMA algoritmu, koji je za povratnu informaciju davao numerički reprezentovanu neravnomernost raspodele energije po cilindrima u vidu rezidua $r(k)$.
3. CASMA filter je postavljen za funkciju u optimizacionom procesu, sa ciljem minimizacije rezidua $r(k)$ na intervalu od $720^\circ KV$.
4. U iterativnom postupku, primenom Levenberg - Marquardt algoritma, identifikovane su vrednosti parametra greške $\left[e^* \quad \varphi_{ref}^* \right]$ na osnovu kojih je korigovana ugaona brzina ukazivala na minimum neravnomernosti radova po cilindrima.

Identifikovano je radijalno bacanje od $e^* \approx 0.075mm$, a računanjem gradijenta izraza (6.32) korigovane su izmerene ugaone brzine na svim režimima, uz pretpostavku da se radijalno bacanje ne menja sa promenom režima.

7. Dinamika kolenastog vratila

U zaključnim razmatranjima poglavlja 4.3 jedan od postavljenih zadataka bio je i detaljno uspostavljanje veze između pobude (procesu u cilindru) i dinamike kolenastog vratila, odnosno izmerene ugaone brzine. U tom cilju potrebno je postaviti što jednostavniji model dinamičkog ponašanja motorskog mehanizma koji, svojim pojednostavljenjima, neće zanemariti uticaj efekata, koji dominiraju, na oblikovanje veličine kao što je ugaona brzina.

Model dinamičkog ponašanja kolenastog vratila će biti upotrebljen na više načina:

- postavkom modela i procesom identifikacije njegovih parametara biće moguće proveriti korektnost korigovanja ugaone brzine merene na slobodnom kraju vratila (poglavljje 6.2.1).
- korektan model će omogućiti simulaciju merenja ugaone brzine na segmentima vratila na kojima nije bilo merenja u toku eksperimenta.
- identifikacijom parametara modela u potpunosti će se raspolagati informacijama potrebnim za modeliranje tzv. inercijalnih momenata koji, u zavisnosti od režima, u manjoj ili većoj meri suprimiraju prenos informacija o gasnom momentu do signala ugaone brzine. Ova saznanja se mogu iskoristiti za neku vrstu filtriranja signala ugaone brzine, koji se potom može jednostavnije dovesti u vezu sa procesom sagorevanja u cilindru.

Modeliranju dinamičkog ponašanja motorskog mehanizma posvećena je velika pažnja kroz celu istoriju razvoja i istraživanja na motorima SUS. Svi pristupi ovom problemu svode se na formiranje tzv. ekvivaletnog modela, koji će po svojim karakteristikama biti što bliži originalnom mehanizmu, ali i što je više moguće, jednostavniji za razmatranje i postavljanje jednačina kretanja. Ekvivalentni model kolenastog vratila, u jednoj krajnosti, može biti krajnje pojednostavljen i predstavljen jednom

rotacionom masom. Druga krajnost modeliranja, u pogledu složenosti, je predstavljanje kolenastog vratila 3D mrežom konačnih elemenata. Svaki od ovih pristupa ima svoje prednosti i mane, a osnovni kriterijum za odabir pristupa, kojim će se vratilo modelirati, jeste namena samog modela.

Najjednostavniji pristup, kojim se ceo klipni mehanizam zamenjuje jednom rotacionom masom, sa konstantnim, ekvivalentnim momentom inercije, se jako često koristi. U primerima modeliranja dinamike monocilindarskih dizel-motora [179] ovaj model se pokazao zadovoljavajućim za potrebe simulacije tranzijentnih režima.

Sa povećanjem ugaone brzine postaje sve izrazitiji uticaj inercijalnog momenta, kao i grešaka do kojih dolazi neuzimanjem u obzir činjenice da ekvivalentni moment inercije nije konstantan. Varijabilna komponenta momenta inercije, koji je posledica oscilatornog kretanja jednog dela masa klipnog mehanizma, je glavni izvor nelinearnosti dinamičkog ponašanja vratila. Stoga je, u istraživanjima, posvećena velika pažnja uticaju varijabilnosti inercijalnog momenta i mogućnostima za linearizaciju celog modela. Zweiri je, u radu [180], dao veoma detaljan model dinamičkog ponašanja vratila monocilindra sa detaljnim izvođenjem jednačina za izračunavanje varijabilnog momenta inercije. Iako veoma citiran u stručnoj javnosti, ova važna referenca ima nekoliko grešaka koje se ponavljaju i u drugim radovima Zweirija. Guzzomi je u svojoj doktorskoj tezi [181] ukazao na neke od grešaka u radu [180] i izveo bitan zaključak, čija je suština da, uprkos postojanju grešaka (kao što je simultana upotreba i momenta inercije oscilujućih masa i varijabilnog momenta inercije...), model ne daje fundamentalno pogrešne rezultate - naprotiv rezultati simulacija su i dalje prihvatljivi. Greškama u jednačinama obiluju i drugi radovi kao što je npr. rad Wang [182] ili, opet, rad Zweirija sa pogrešnim zaključkom o stabilnosti modeliranog sistema u [183] (o čemu je diskutovano u [184]).

O značaju promenljivog momenta inercije pisao je i Moskwa [185], koji je došao do zaključka da uzimanje u obzir promenljivosti momenta inercije može da dovede do grešaka u estimaciji ugaone brzine, čak i u većoj meri ako moment inercije vratila nije određen dovoljno tačno.

Analiza ugaone brzine pojedinih segmenata kolenastog vratila, neminovno zahteva uzimanje u obzir i torzionih deformacija vratila. Torzione oscilacije se, obično, najviše razmatraju u fazi konstruisanja kolenastog vratila, kako bi se predupredio rad u rezonantnim oblastima i time umanjilo opterećenje vratila. Torzione oscilacije se intenziviraju sa porastom opterećenja i, na sličnim vratilima, amplitude ovih oscilacija

su reda veličine nekoliko desetih delova stepena. U slučajevima, kada je potrebno uspostaviti vezu između izmerene ugaone brzine i procesa u svakom od cilindara ponaosob ove oscilacije imaju značaja, te se moraju uzeti u obzir. Štaviše, sa povećanjem ugaone brzine, viši harmonici sopstvenih (rezonatnih) torzionih oscilacija se približavaju oblasti nižih motorskih harmonika, u kojima je sadržan najveći deo informacije o procesu sagorevanja, što je još jedan od razloga da se ova pojava ne izuzme iz razmatranja [90].

Podelom vratila na više segmenata - inertnih diskova, međusobno povezanih torzionim oprugama i prigušenjima dobija se tzv. *Multy-body* model, koji se često koristi u istraživanju torzionih oscilacija vratila. Analiza sopstvenih frekvenci i oblika oscilovanja može dati važne naznake o ponašanju vratila kao i svrsishodnosti deljenja vratila na segmente. Ponti je u [186] ukazao kako prvi i drugi oblik oscilovanja mogu ukazati da li se vratilo u modelu može ili ne može zameniti jednom rotacionom masom, dok je u radu [187] detaljno analizirao međusobnu vezu indiciranog i inercijalnog momenta u frekventnom spektru vratila kao torzionog oscilatora.

Jedan od načina modeliranja kolenastog vratila se oslanja na tzv. metod transfera matrica (*Transfer Matrix Method - TMM*). TMM metoda se, inače, često koristi za modeliranje rotora / vratila i analizu njihovog dinamičkog ponašanja ([188], [189]), a u osnovi predstavlja preteču metode konačnih elemenata. Konkretno primere primene TMM metode za analizu torzionih oscilacija kolenastog vratila dati su npr. u [190] i [191].

Pojedini autori demonstrirali su i primenu analitičke mahanike i Lagrange – D’Alambertovih principa u modeliranju dinamike motorskog mehanizma. Primer takvog proračuna na V6 motoru prikazana je u [192], i u njemu je pokazano da pristup modeliranju pomoću generalizovanih veličina, iako neuobičajen u radovima iz oblasti dinamike motora, nudi čak izvesne prednosti.

Osim navedenih, eksplicitnih metoda za definisanje sistema jednačina, koji opisuje dinamiku motorskog mehanizma, posebno kolenastog vratila, postoje i napredni inženjerski alati koji se koriste u ove svrhe. Tu se, pre svega, misli na softverske pakete, koji omogućavaju relativno jednostavno kreiranje *multy-body* modela, ali i više od toga - njihovo postavljanje u tzv. *multy-physics* domen. Na taj način je jedan fizički model moguće analizirati u različitim uslovima i za različite namene. Pojedni paketi su komercijalni (*LMS Amesim*, *Simulink SimMechanics*), dok su neki otvorenog pristupa i veoma popularni kao što je npr. *Modelica*. Primeri modeliranja jednog

višedelnog vratila u okruženju *SimMechanics*, sa eksperimentalnom validacijom rezultata, prikazan je u [193], dok su primeri upotrebe paketa *Modelica* prikazani u [194]. Ovakav pristup ima svoje prednosti i mane, a jedna od glavnih prednosti jeste mogućnost relativno jednostavne nadogradnje modela i generisanje softverskog koda, koji može poslužiti za simulaciju modeliranih sistema u realnom vremenu u HIL ili SIL (*Software In The Loop*) simulacijama.

U kontekstu problematike, koja se bavi istraživanjem veze između ugaone brzine kolenastog vratila i radnog procesa u cilindru (cilindrima), jedan od glavnih ciljeva, koji istraživači postavljaju pred sebe, jeste generisanje modela koji povezuje ove veličine, a kompromis je tačnosti i jednostavnosti. Ono što je, takođe, važno jeste da ovaj model bude što kompaktniji i jednostavniji za izvršavanje na računarima, a da uz to može i uspešno da se invertuje, kako bi mogao biti upotrebljen u sistemima upravljanja u realnom vremenu [195], [196].

7.1. Jednačina kretanja KV kao krutog tela

Kretanje kolenastog vratila rezultat je sumarnog delovanja obrtnog momenata, koje ima poreklo u više procesa i sastoji se iz više komponenata. Tokom kretanja vratila, dejstvo obrtnog momenta pretapa se u promenu ukupne energije sistema (kinetičke i potencijalne):

$$\sum_i M_i(\varphi) = \frac{dE_{kin}}{d\varphi} + \frac{dE_{pot}}{d\varphi} \quad (7.1)$$

Sumarni obrtni moment sastoji se iz:

- indiciranog momenta M_{ind} , koji je direktna posledica dejstva gasne sile na klip cilindra
- momenta trenja M_{tr} , koji predstavlja otpore trenja u raznim delovima motor-skog mehanizma (klipno cilindarskom sklopu, ležajevima,...)
- momenta spoljašnjeg otpora M_{opt} predstavlja otpor koji vratilo motora savlađuje. Ovaj obrtni moment može obuhvatiti i momente potrebne za pogon sistema razvoda i pomoćnih uređaja na motoru, mada u nekim razmatranjima ovakav pristup može biti diskutabilan.

$$\sum M_i(\varphi) = M_{ind}(\varphi) - M_{tr}(\varphi) - M_{opt}(\varphi) \quad (7.2)$$

Promena potencijalne energije motorskog mehanizma je značajna kod velikih motora, dok se kod manjih može zanemariti. Ako se motorski mehanizam zameni elementom ekvivalentnog momenta inercije $J(\varphi)$, kinetička energija sistema može se računati kao:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 \quad (7.3)$$

Jednačina kretanja motorskog mehanizma se, prema izrazu (7.1), uz diferencijaciju izraza (7.3), može izvesti kao:

$$\begin{aligned} \sum_i M_i(\varphi) &= \frac{dE_{kin}(\varphi)}{d\varphi} = J(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \\ \iff J(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} &= \sum_i M_i(\varphi) - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \end{aligned} \quad (7.4)$$

Ekvivalentni moment inercije $J(\varphi)$ može se podeliti na konstatni deo J_{rot} (potiče od elemenata koji vrše isključivo rotaciono kretanje) i promenljivi $J_{osc}(\varphi)$ (potiče od delova koji vrše oscilatorno kretanje). Jednačina kretanja motorskog mehanizma (7.4) se transformiše u:

$$\begin{aligned} [J_{rot} + J_{osc}(\varphi)] \cdot \ddot{\varphi} &= \sum_i M_i(\varphi) - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \\ J \cdot \ddot{\varphi} &= \sum_i M_i(\varphi) - \underbrace{J_{osc}(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc}(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2}_{M_{iner}} \end{aligned} \quad (7.5)$$

$$J_{rot} \cdot \ddot{\varphi} = M_{ind}(\varphi) + M_{iner}(\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}) - M_{tr}(\varphi) - M_{opt}(\varphi) \quad (7.6)$$

Veličina M_{iner} , definisana u jednačini (7.5), predstavlja tzv. maseni moment (moment inercijalnih sila), a direktna je posledica oscilatornog kretanja pojedinih elemenata motorskog mehanizma.

7.2. Kinematika klipnog mehanizma

Na slici 7.1 prikazana je geometrija klipnog mehanizma. Detaljno izvođenje kinematskih jednačina klipnog mehanizma, koje uzima u obzir i postojanje ofseta u odnosu na osu kolenastog vratila, dato je u [197]. Veza između položaja klipa s i ugaonog položaja kolenastog vratila φ može se dobiti iz sledećih geometrijskih jednakosti:

$$s(\varphi) = \sqrt{(l^2 - b^2)} + r - l \cdot \cos(\beta) - r \cdot \cos(\varphi) \quad (7.7)$$

$$r \cdot \sin(\varphi) = b + l \cdot \sin(\beta) \quad (7.8)$$

Rešavanjem sistema jednačina (7.7) i (7.8) po $s(\varphi)$, dobija se izraz koji daje vezu između položaja klipa i ugaonog položaja kolenastog vratila:

$$s(\varphi) = r \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_k} \cdot \sqrt{1 - \mu^2} - \frac{1}{\lambda_k} \cdot \cos(\beta) - \cos(\varphi) \right) \quad (7.9)$$

odnosno

$$s(\varphi) = r \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_k} \cdot \sqrt{1 - \mu^2} - \frac{1}{\lambda_k} \cdot \sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\varphi) - \mu)^2} - \cos(\varphi) \right) \quad (7.10)$$

Parametri koji definišu kinematiku klipnog mehanizma su dužina klipnjače l , radijus kolenastog vratila r , ofset mehanizma b , a u kinematske jednačine se implementiraju u vidu relativnih odnosa $\lambda_p = \frac{r}{l}$ i $\mu = \frac{b}{l}$.

Diferencijacijom izraza (7.9) dobija se izraz za brzinu klipa:

$$\frac{ds}{d\varphi} = r \cdot (\sin(\varphi) + \cos(\varphi) \cdot \tan(\beta)) \quad (7.11)$$

odnosno, isključivo u zavisnosti od φ :

$$\frac{ds}{d\varphi} = r \cdot \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda_k \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi) - \mu \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\varphi) - \mu)^2}} \right) \quad (7.12)$$

Daljom diferencijacijom, dobijaju se izrazi za ubrzanje klipa:

$$\frac{d^2s}{d\varphi} = r \cdot \left(\cos(\varphi) + \frac{\lambda_k \cdot \cos^2(\varphi)}{\cos^3(\beta)} - \sin(\varphi) \cdot \frac{\lambda_k \cdot \sin(\varphi) + \sin^3(\beta) + \mu}{\cos^3(\beta)} \right) \quad (7.13)$$

odnosno

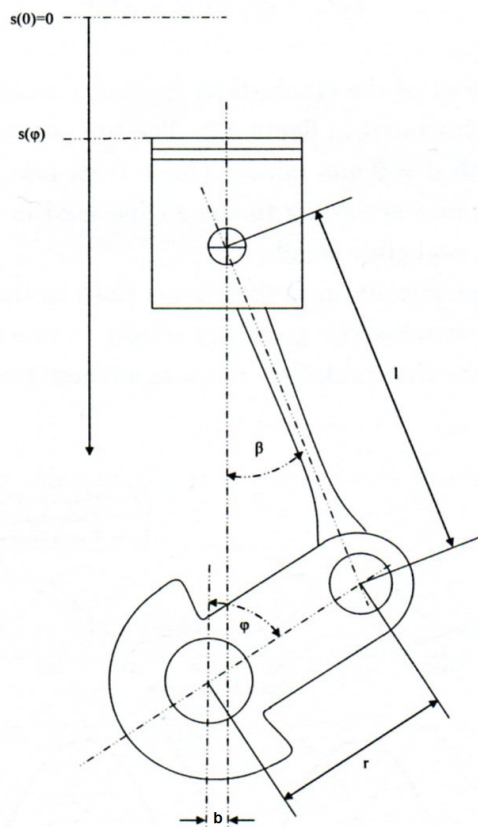
$$\begin{aligned} \frac{d^2s}{d\varphi} = r \cdot & \left(\cos(\varphi) + \frac{\lambda_k \cdot \cos^2(\varphi)}{\left(\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\varphi) - \mu)^2}\right)^3} \right. \\ & - \sin(\varphi) \cdot \frac{\lambda_k \cdot \sin(\varphi) + \lambda_k^3 \cdot \sin^3(\varphi) + 3 \cdot \lambda_k \cdot \mu^2 \cdot \sin(\varphi)}{\left(\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\varphi) - \mu)^2}\right)^3} \\ & \left. + \sin(\varphi) \cdot \frac{3 \cdot \lambda_k^2 \cdot \mu \cdot \sin^2(\varphi) - \mu + \mu^3}{\left(\sqrt{1 - (\lambda_k \cdot \sin(\varphi) - \mu)^2}\right)^3} \right) \quad (7.14) \end{aligned}$$

7.3. Aktivni momenti na vratilu

7.3.1. Moment gasne sile

Iz cilindarskog prostora na klip deluje indicirani pritisak p_{cyl} , dok sa druge strane na klip deluje pritisak karterskog prostora motora p_0 . Razlika ove dve veličine ($p_{cyl} - p_0$), definiše ukupnu gasnu silu, koja tokom elementarnog pomeraja klipa ds vrši rad:

$$W_{ind} = (p_{cyl}(\varphi) - p_0) \cdot A_k \cdot ds \quad (7.15)$$



Slika 7.1.: Kinematski parametri klipnog mehanizma

Sa druge strane, moment gasne sile mora vršiti identičan rad tokom elementarnog ugaonog pomeraja kolenastog vratila $d\varphi$:

$$W_{ind} = M_{ind}(\varphi) \cdot d\varphi \quad (7.16)$$

Izjednačavanjem desnih strana izraza (7.15) i (7.16) dobija se izraz za izračunavanje gasnog momenta:

$$M_{ind}(\varphi) = p_g(\varphi) \cdot A_k \cdot \frac{ds}{d\varphi} \quad (7.17)$$

gde je $p_g(\varphi) = p_{cyl}(\varphi) - p_0$

7.3.2. Inercijalni moment

Inercijalni moment M_{iner} je posledica kretanja masa klipnog mehanizma. Promenljivi moment inercije $J(\varphi)$ zavisi i od masa i od položaja klipnog mehanizma, te se tokom kretanja menja. Može se pretpostaviti da je kretanje klipa isključivo pravolinijsko, a dinamički se on može zameniti materijalnom tačkom mase m_k , postavljenom na osu osovinice klipa. Kretanje klipnjače je složeno i ono se može analizirati u pojednostavljenom obliku, generisanjem ekvivalentnog modela, koji se formira na osnovu sledećih pretpostavki:

- masa ekvivalentnog modela mora biti jednaka ukupnoj masi klipnjače
- centar mase ekvivalentnog modela mora se geometrijski poklapati sa centrom mase klipnjače
- moment inercije ekvivalentnog modela mora biti istovetan momentu inercije klipnjače

Ekvivalentan model, koji zadovoljava ove pretpostavke, može se predstaviti pomoću dve koncentrisane mase od kojih jedna vrši isključivo oscilatorno kretanje $m_{k\check{c}osc}$, a druga $m_{k\check{c}rot}$ vrši rotaciono kretanje. Zbir ove dve mase mora biti jednak masi klipnjače:

$$m_{k\check{c}} = m_{k\check{c}osc} + m_{k\check{c}rot} \quad (7.18)$$

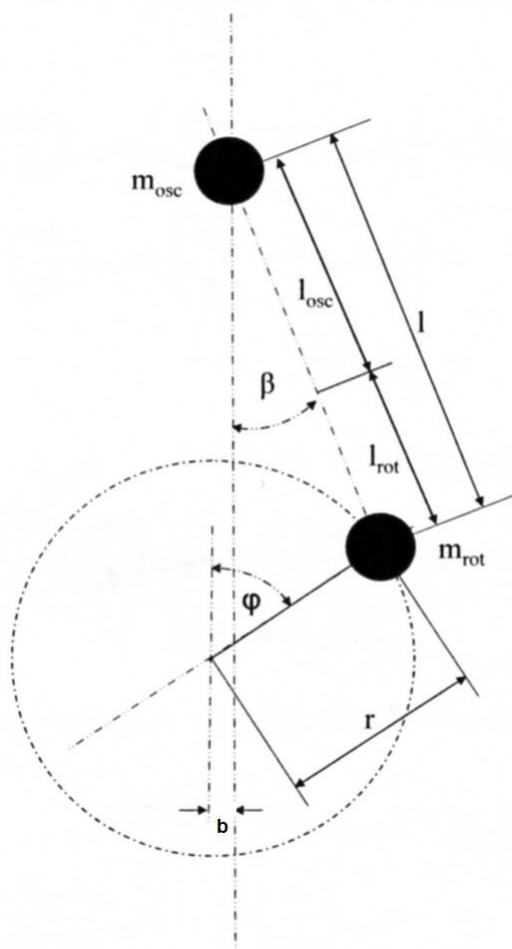
a da bi se zadržao položaj centra mase mora važiti:

$$m_{k\check{c}osc} \cdot l_{osc} = m_{k\check{c}rot} \cdot l_{rot} \quad (7.19)$$

Iz (7.18) i (7.19), oscilujuća i rotaciona masa iznose redom:

$$m_{k\check{c}osc} = \frac{l_{rot}}{l} \cdot m_{k\check{c}} \quad (7.20)$$

$$m_{k\check{c}rot} = \frac{l_{osc}}{l} \cdot m_{k\check{c}} \quad (7.21)$$



Slika 7.2.: Ekvivalentni model klipnjače

gde je ukupna dužina klipnjače $l = l_{osc} + l_{rot}$

Pridruživanjem mase klipne grupe m_k oscilatornoj masi ekvivalentnog modela klipnjače, može se dobiti jedinstvena oscilatorna masa pojedinačnog cilindra:

$$m_{osc} = m_k + \frac{l_{rot}}{l} \cdot m_{kč} \quad (7.22)$$

Rotirajuća masa ekvivalentnog modela pojedinačnog cilindra, može se predstaviti zbirom:

$$\frac{m_{rot}}{z} = \frac{m_{kv}^*}{z} + \frac{l_{osc}}{l} \cdot m_{kč} \quad (7.23)$$

gde masa m_{kv}^* predstavlja neuravnoteženu masu kolenastog vratila, a z - broj cilindara.

Do izraza za promenljivi moment inercije može se doći analizom izraza za kinetičku energiju ekvivalentnog modela:

$$\begin{aligned}
 E_{kin}(\varphi) &= \frac{1}{2} \cdot m_{rot} \cdot r^2 \cdot \dot{\varphi}^2 + \sum_{i=1}^z \frac{1}{2} \cdot m_{osc} \cdot \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 \\
 &= \left[\frac{1}{2} \cdot m_{rot} \cdot r^2 + \sum_{i=1}^z \frac{1}{2} \cdot m_{osc} \cdot \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}^2 \\
 &= \frac{1}{2} \cdot J(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2
 \end{aligned} \tag{7.24}$$

Promenljivi moment inercije pojedinačnog cilindra jednak je:

$$\begin{aligned}
 J_j(\varphi) &= \frac{m_{rot}}{z} \cdot r^2 + m_{osc} \cdot \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)^2 \\
 &= J_{rot} + J_{osc}(\varphi)
 \end{aligned} \tag{7.25}$$

Uz pomoć jednakosti (7.5) i (7.25), moguće je izračunati odgovarajući inercijalni moment pojedinačnog cilindra:

$$\begin{aligned}
 M_{iner,j}(\varphi) &= -J_{osc}(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} - \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 \\
 &= -m_{osc} \cdot \left(\frac{ds}{d\varphi} \right)^2 \cdot \ddot{\varphi} - m_{osc} \cdot \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d^2s}{d\varphi^2} \cdot \dot{\varphi}^2
 \end{aligned} \tag{7.26}$$

7.3.3. Momenti otpora trenja i spoljnog opterećenja

Rad ostvaren tokom procesa sagorevanja se ne prenosi u potpunosti do izlaza kolenastog vratila, već se jednim delom troši, pre svega, na mehaničke gubitke koji su posledica trenja. Gubici rada, koji su posledica pneumatskih gubitaka, odnosno

pumpnog rada, su već uzeti u obzir pri računanju indiciranog momenta jednačinom (7.17).

Najveći deo, tj. oko 50% mehaničkih gubitaka, posledica su trenja u klipno-cilindarskom sklopu, oko 35% trenja generiše se u ležajevima kolenastog vratila i sistemu razvoda, a preostalih 15% u pomoćnim uređajima motora [2].

Estimacija trenutnog intenziteta trenja je veoma komplikovan zadatak, jer na ovaj proces utiču brojni parametri, kao što su radni režimi motora, temperatura, pritisak, konstrukcioni parametri...

Činjenicu da se najveći deo trenja generiše u oblasti klipno-cilindarskog sklopa, neki autori uzimaju u obzir tako što modeliraju samo ovu komponentu sila trenja. Pojednostavljeni model, koji trenje modelira kao posledicu dejstva sile koja normalno deluje na klip, uz konstantan koeficijent trenja prikazan je npr. u [198]. I ovako pojednostavljeni model doprinosi boljem razumevanju uticaja trenja na dinamičko ponašanje vratila i njegov frekventni odziv.

Složeniji modeli trenje modeliraju lokalno u pojedinim segmentima (klipno cilindarski sklop, oslonački ležajevi KV,...), uzimajuću u obzir i hidrodinamičke pojave u uljnom sloju, a najčešće posredstvom empirijskih formula [199].

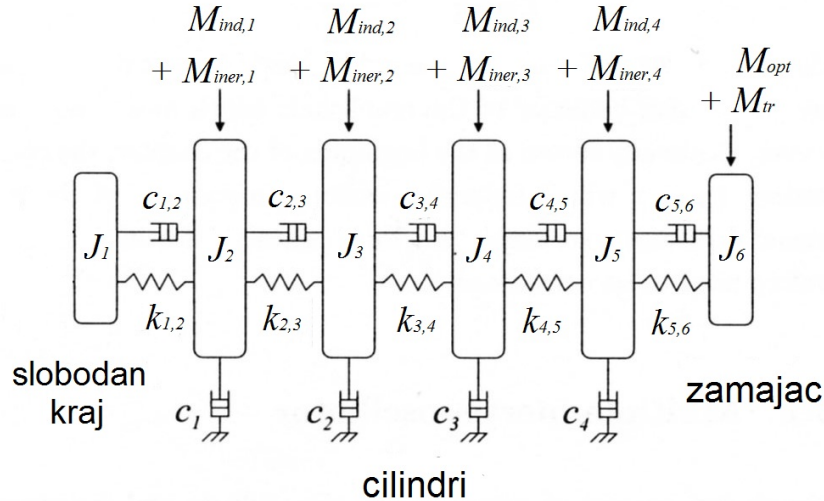
U ovom radu je u razmatranje uzeta samo srednja vrednost trenja, koja je zapravo uračunata u moment opterećenja. Pretpostavljeno je da je režim stacionaran tokom celog radnog ciklusa, te su vrednosti momenta trenja i opterećenja smatrani konstantnim, dok su fluktuacije momenta trenja zanemarene. Uz ove pretpostavke, ukupni moment opterećenja motora računat je kao:

$$M_{tr} + M_{opt} = \bar{M}_{ind} \quad (7.27)$$

7.4. Elastično KV kao oscilatorni sistem

Pri postavljanju jednačine kretanja (7.6) pretpostavljano je ponašanje kolenastog vratila kao krutog tela. Uzimanjem u obzir elastičnosti vratila i torzionih oscilacija, do kojih dolazi pod dejstvom velikih amplituda dejstvjućih momenata, potrebno je modifikovati model vratila i jednačinu kretanja njegovih elemenata.

Uobičajen pristup 1D modeliranju kolenastog vratila, kao elastičnog tela, prikazan je već na slici 7.3. Vratilo je predstavljeno sistemom, koji se sastoji od inercijalnih rotacionih masa međusobno povezanih elementima ekvivalentne torziona krutosti i prigušenja. U najjednostavnijem pristupu, koji će biti razmatran, broj elemenata ovakvog sistema je redukovan na minimum. U modelu se pojavljuju samo mase koje su ekvivalenti segmenata kolenastog vratila svakog od cilindara. Osim ovih, modelu su dodate i odgovarajuće ekvivalentne mase zamajca i slobodnog kraja vratila.



Slika 7.3.: Pojednostavljeni višedelni torzioni model kolenastog vratila

Remenica i oslonački ležaj slobodnog kraja vratila predstavljeni su jednom rotacionom masom momenta inercije J_1 . Oslonački ležajevi, leteći rukavci i protivtegovi predstavljeni su, po sekcijama za svaki cilindar, zasebnim rotacionim masama identičnih momenata inercije: $J_2 = J_3 = J_4 = J_5$. Zamajac je predstavljen zasebnom inercijalnom masom momenta inercije J_6 . Krutost vratila uzeta je u obzir pomoću torzionih opruga, ekvivalentne krutosti i prigušenja, a posredstvom kojih su inercijalne mase međusobno spojene. Prigušenje je modelirano kao viskozno prigušenje, što znači da je moment koji prigušuje oscilacije proporcionalan samo ugaonoj brzini vratila.

Torziona opruge, prigušni i inercioni elementi se mogu predstaviti u vidu matrica prigušenja, krutosti i inercija \mathbf{C} , \mathbf{K} , \mathbf{J} , pa se diferencijalna jednačina kretanja, na osnovu jednačine (7.6), može predstaviti u vektorskom obliku:

$$\mathbf{J} \cdot \ddot{\underline{\varphi}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\underline{\varphi}} + \mathbf{K} \cdot \underline{\varphi} = \underline{M}_{ind}(\underline{\varphi}) + \underline{M}_{iner}(\underline{\varphi}, \dot{\underline{\varphi}}, \ddot{\underline{\varphi}}) + \underline{M}_{opt}(\underline{\varphi}) + \underline{M}_{tr}(\underline{\varphi}) \quad (7.28)$$

gde su sve podvučene veličine vektori.

U jednačini (7.28) su \mathbf{C} , \mathbf{K} i \mathbf{J} simetrične matrice veličine $N_I \times N_I$, gde je N_I broj inercijalnih masa, kojih u ovom konkretnom slučaju ima 6. Elementi koji reprezentuju krutost i prigušenje između susednih inercijalnih masa nazivaju se relativnim, dok se oni koji vezuju sistem sa nepokretnim osloncima (blokom motora) nazivaju apsolutnim. Za modeliranje kolenastog vratila obično se koriste i relativna i apsolutna prigušenja i krutosti, ali se u ovom slučaju koriste samo relativni parametri, jer je vratilu dozvoljeno samo da se okreće oko svoje ose. Kraj vratila sa zamajcem vezan je spojničkim vratilom za vratilo motorske kočnice, ali ovaj deo sistema nije razmatran, jer su sopstvene frekvence ovog dela sistema ispod nivoa, koji je značajan za analizu stacionarnih procesa [70]. Za simulaciju prelaznih režima, svakako bi bilo potrebno uzeti u obzir i ovaj deo sistema.

$$\mathbf{J} = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & J_5 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & J_6 \end{pmatrix} \quad (7.29)$$

Svaka relativna krutost ili prigušni element dodaje po jedan 2×2 blok na dijagonalu matrica \mathbf{K} i \mathbf{C} . Blok ima koeficijent krutosti, odnosno prigušenja, na glavnoj dijagonali, a negativnu vrednost koeficijenta na sporednoj dijagonali.

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} c_{1,2} & -c_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{1,2} & c_{1,2} + c_{2,3} & -c_{2,3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{2,3} & c_{2,3} + c_{3,4} & -c_{3,4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{3,4} & c_{3,4} + c_{4,5} & -c_{4,5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{4,5} & c_{4,5} + c_{5,6} & -c_{5,6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{5,6} & c_{5,6} \end{pmatrix} \quad (7.30)$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_{1,2} & -k_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{1,2} & k_{1,2} + k_{2,3} & -k_{2,3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{2,3} & k_{2,3} + k_{3,4} & -k_{3,4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{3,4} & k_{3,4} + k_{4,5} & -k_{4,5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{4,5} & k_{4,5} + k_{5,6} & -k_{5,6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{5,6} & k_{5,6} \end{pmatrix} \quad (7.31)$$

Pretpostavljeno je da se moment opterećenja menja dovoljno sporo, tj. u odnosu na vremenski period razmatran u ovom slučaju (trajanje jednog ciklusa). Takođe je pretpostavljeno da se moment opterećenja može uključiti u sistem dejstvom samo na poslednju masu u modelu, tj. dejstvom na zamajac, čime se simulira moment kočenja motorske kočnice. Ova pretpostavka znatno pojednostavljuje vektorski oblik momenta opterećenja, koji se u obliku vektora - kolone može predstaviti kao:

$$\underline{M}_{opter} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & M_{opter} \end{pmatrix}^T \quad (7.32)$$

Raspoloživost detaljnijih informacija o opterećenju, kao što je npr. moment potreban za pogon sistema razvoda ili pomoćnih uređaja, se može lako inkorporirati u ovaj model u vidu dodatnog eksternog signala, koji se može uvrstiti u opis vektora opterećenja, odnosno definiciju (7.32).

Kako je već napomenuto, pretpostavljeno je da je srednja vrednost otpornog momenta trenja konstantna, te je ona pridružena spoljnom opterećenju. Fluktuirajuća komponenta momenta trenja nije eksplicitno modelirana, ali se može smatrati da se, posredno, njen uticaj može uzeti kroz modelirano dejstvo viskoznog prigušenja. Otuda se komponenta $M_{tr}(\varphi)$ izjednačava sa nulom, te se neće dalje razmatrati kao zasebna, uticajna komponenta modela.

Da bi se lakše formirao sistem jednačina pogodniji za rešavanje od oblika (7.28), potrebno je uvesti matricu \mathbf{S} , koja bi imala ulogu selektora cilindra i opisivala položaj cilindara u sistemu. Matrica \mathbf{S} je dimenzija $N_I \times z$, gde je z broj cilindara

motora. Matrica \mathbf{S} ima na mestu (n_{mase}, n_{cil}) jedinicu za cilindre $n_{cil} = 1 \dots z$. Za četvorocilindarski motor, sa slike 7.3, matrica \mathbf{S} ima oblik:

$$\mathbf{S} = \begin{pmatrix} \underline{s}_1 & \underline{s}_2 & \dots & \underline{s}_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (7.33)$$

gde s_i označava i-tu kolonu matrice \mathbf{S} .

Radi pojednostavljenja zapisa izraza, koji definišu gasni i inercijalni moment, uvode se tri geometrijske funkcije izvedene iz izraza (7.5) i (7.17):

$$g_1(\varphi) = A_k \cdot \frac{ds(\varphi)}{d\varphi} \quad (7.34)$$

$$g_2(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_{osc}(\varphi)}{d\varphi} = m_{osc} \cdot \frac{d^2s(\varphi)}{d\varphi^2} \cdot \frac{ds(\varphi)}{d\varphi} \quad (7.35)$$

$$g_3(\varphi) = J_{osc}(\varphi) = m_{osc} \cdot \left(\frac{ds(\varphi)}{d\varphi} \right)^2 \quad (7.36)$$

U višecilindarskom motoru događaji su ugaono fazno pomereni u skladu sa redosledom paljenja. Ova fazna razlika može se definisati vektorom faza:

$$\underline{\Psi} = \begin{pmatrix} \Psi_1 & \Psi_2 & \dots & \Psi_z \end{pmatrix} \quad (7.37)$$

Ova fazna razlika je u skladu i sa ugaonim položajima pojedinih cilindara. U slučaju višecilindarskog motora, geometrijske funkcije $g_i(\varphi)$, $i = 1, 2, 3$ u (7.34-7.36) mogu se iskoristiti za definisanje dijagonalnih matričnih funkcija, $\mathbf{G}_i(S^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi})$:

$$\mathbf{G}_i(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi}) = \text{diag} \left(g_i \left(\underline{s}_1^T \cdot \underline{\varphi} - \Psi_1 \right) \dots g_i \left(\underline{s}_{N_c}^T \cdot \underline{\varphi} - \Psi_z \right) \right) \quad (7.38)$$

Moment gasne sile se , u modelu sa više oscilatornih masa, sada može izraziti u matričnoj formi:

$$\underline{M}_{ind}(\underline{\varphi}) = \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_1 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi} \right) \cdot \underline{p}_g(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi}) \quad (7.39)$$

Ovde je $\underline{p}_g(\cdot)$ vektorska funkcija oblika $z \times 1$ sa informacijom o pritisku u svakom od cilindara. Nadogradnja izraza (7.26) za izračunavanje inercijalnog momenta za primenu na sistemu sa više masa postaje:

$$\begin{aligned} \underline{M}_{iner}(\underline{\varphi}, \underline{\dot{\varphi}}, \underline{\ddot{\varphi}}) = & - \left(\mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_3 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi} \right) \cdot \mathbf{S}^T + m_{rot} r^2 \mathbf{S} \cdot \mathbf{S}^T \right) \cdot \underline{\ddot{\varphi}} \quad (7.40) \\ & - \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_2 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi} \right) \cdot \mathbf{S}^T \underline{\dot{\varphi}} \odot \underline{\dot{\varphi}} \end{aligned}$$

gde operator \odot predstavlja Adamarov (*Hadamard*) proizvod vektora, tj. rezultat množenja je vektor koji elemente dobija međusobnim množenjem elemenata činilaca, koji se nalaze na istim mestima.

Razdvajanjem inercijalnog momenta $\underline{M}_{iner}(\underline{\varphi}, \underline{\dot{\varphi}}, \underline{\ddot{\varphi}})$ iz izraza (7.40) na dva dela, koja će nezavisno množiti ugaono ubrzanje i brzina, redom dobijamo:

$$\underline{M}_{iner,1}(\underline{\varphi}, \underline{\ddot{\varphi}}) = - \left(\mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_3 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi} \right) \cdot \mathbf{S}^T + m_{rot} r^2 \mathbf{S} \cdot \mathbf{S}^T \right) \cdot \underline{\ddot{\varphi}}$$

$$\underline{M}_{iner,2}(\underline{\varphi}, \underline{\dot{\varphi}}) = - \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_2 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi} \right) \cdot \mathbf{S}^T \underline{\dot{\varphi}} \odot \underline{\dot{\varphi}}$$

Varijabilni moment inercije u vektorskom obliku se može definisati združivanjem elemenata koje množi ugaono ubrzanje:

$$\underline{J}(\varphi) = \underline{J} + \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_3 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{\varphi} - \underline{\Psi} \right) \cdot \mathbf{S}^T + m_{rot} r^2 \mathbf{S} \cdot \mathbf{S}^T$$

Jednačina kretanja kolenastog vratila, kao elastičnog sistema (7.28), se sada može preformulisati u:

$$\underline{J}(\varphi) \cdot \underline{\ddot{\varphi}} = -\mathbf{C} \cdot \underline{\dot{\varphi}} - \mathbf{K} \cdot \underline{\varphi} + \underline{M}_{iner,2}(\underline{\varphi}, \underline{\dot{\varphi}}) + \underline{M}_{opt}(\underline{\varphi}) + \underline{M}_{ind}(\underline{\varphi}) \quad (7.41)$$

Uvođenjem novih vektora \underline{x}_1 i \underline{x}_2 ,

$$x = \begin{pmatrix} \underline{x}_1^T & \underline{x}_2^T \end{pmatrix}^T = \begin{pmatrix} \underline{\varphi}^T & \underline{\dot{\varphi}}^T \end{pmatrix}^T$$

diferencijalna jednačina drugog reda (7.41) se može prevesti u ekvivalentan sistem od dve diferencijalne jednačine prvog reda, koji se u matricnoj formi može zapisati kao:

$$\begin{aligned} \dot{x} = & \begin{pmatrix} 0 & I \\ -(J(\underline{x}_1))^{-1} \cdot \mathbf{K} & -(J(\underline{x}_1))^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{x}_1 \\ \underline{x}_2 \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} 0 \\ -(J(\underline{x}_1))^{-1} \cdot \mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_2 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{x}_1 - \underline{\Psi} \right) \cdot \mathbf{S}^T \underline{x}_2 \odot \underline{x}_2 \end{pmatrix} \\ & + \begin{pmatrix} 0 \\ (J(\underline{x}_1))^{-1} \cdot \left(\mathbf{S} \cdot \mathbf{G}_1 \left(\mathbf{S}^T \cdot \underline{x}_1 - \underline{\Psi} \right) \cdot \underline{p}_g(\mathbf{S}^T \cdot \underline{x}_1) + \underline{M}_{opt} \right) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (7.42)$$

Posmatranjem diferencijalne jednačine (7.41), može se uočiti da ona pripada diferencijalnim jednačinama tipa:

$$M(t) \cdot \dot{y} = f(t, y) \quad (7.43)$$

Član $M(t, y)$ predstavlja tzv. masenu funkciju, a njenu ulogu u jednačini (7.41) ima upravo promenljivi moment inercije $\underline{J}(\varphi)$. Jakobijan sistema (7.41) (računa se kao $\delta f / \delta y$ u opštem slučaju za jednačinu (7.43)) ima presudan uticaj na ponašanje sistema i izbor numeričke metode za njegovo rešavanje [200]. Iako postoje eksplicitne metode za utvrđivanje da li se sistem (7.42) ponaša kao *stiff* ili *non-stiff* sistem, praktično rešavanje je pokazalo da su najpogodnije metode za rešavanje ovog sistema diferencijalnih jednačina upravo *stiff solver*-i. Algoritam, koji je konkretno korišćen u ovom radu, je zasnovan na formuli Rosenbroka reda 3 i 2, sa uključenom kontrolom greške. Jakobijan sistema (7.42) računat je numerički (konačnim razlikama), a masena funkcija, odnosno varijabilni moment inercije, računat je zasebnom funkcijom. Cela metoda integrisana je u kôdu Matlab funkcije `ode23s`, a zbog varijabilnosti masene funkcije, korišćene su modifikovane funkcije `ode23t`, odnosno `ode23tb` [201].

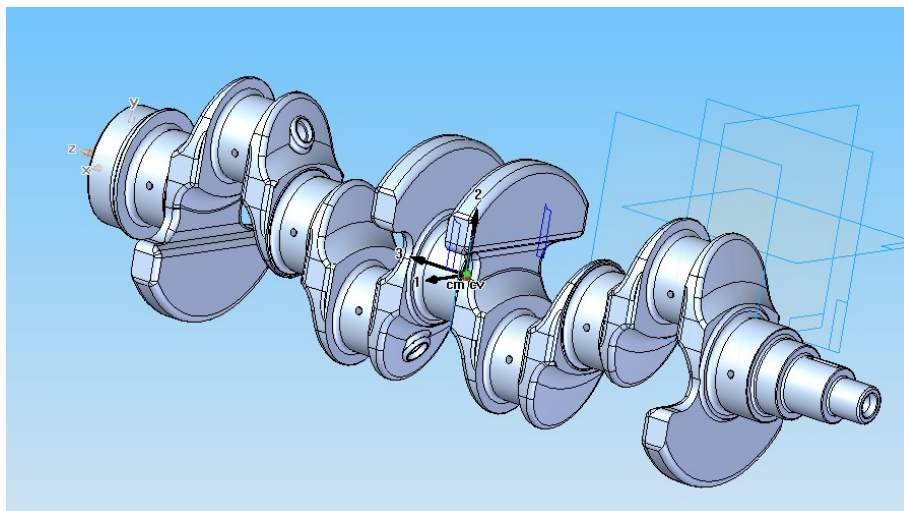
Iako je za rešavanje korišćen veoma fleksibilan algoritam, posebno prilagođen *stiff* sistemima, u praksi se pokazalo da je stabilnost rešenja sistema veoma osetljiva na početne uslove, od kojih najveći uticaj ima zadato konstantno spoljašnje opterećenje (vektor (7.32)). Sama neprirodnost pojednostavljenja u modelu, kojim je realno promenljivo spoljašnje opterećenje zamenjeno konstatnim, došla je do izražaja prilikom traženje rešenja sistema. Ta nepromenljiva vrednost spoljašnjeg opterećenja morala je da bude birana veoma pažljivo, kako bi se dobio energetski potpuno uravnotežen sistem, jer je jedino to vodilo ka dobijanju rešenja - ugaone brzine, čija je srednja vrednost bila stabilna na stacionarnim režimima.

Stabilnost rešenja moguće je povećati dopuštanjem varijacije spoljašnjeg opterećenja u veoma uskim granicama, a ova varijacija se jednostavno može ugraditi implementacijom PI algoritma za kontrolu ugaone brzine tokom rešavanja diferencijalne jednačine.

Tačnost ovog fizičkog modela mnogo zavisi od raspoloživog znanja o njegovim parametrima - krutosti, inercijalnim karakteristikama i prigušenju. Za utvrđivanje ovih parametara korišćeni su tehnička dokumentacija proizvođača i metode za identifikaciju parametara na osnovu snimljenih eksperimentalnih podataka.

Tehnička dokumentacija proizvođača upotrebljena je kao polazna tačka za utvrđivanje inercijalnih karakteristika kolenastog vratila, kao i za utvrđivanje torzione krutosti pojedinih njegovih segmenata.

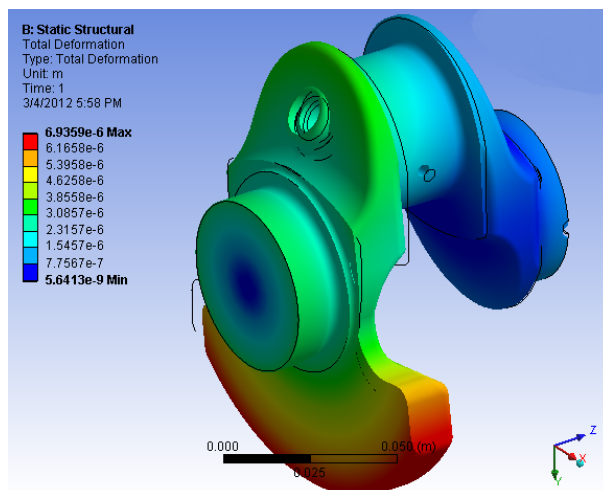
Na osnovu 2D tehničke dokumentacije napravljen je 3D model kolenastog vratila, koji je prikazan na slici 7.4. Podelom 3D modela na segmente, koji odgovaraju



Slika 7.4.: 3D CAD model kolenastog vratila motora DMB 1.4

inercijalnim masama pojednostavljenog modela prikazanog na slici 7.3, određeni su momenti inercije ekvivalentnih inercijalnih masa $J_1 \cdots J_6$.

Na 3D segmente vratila primenjena je metoda konačnih elemenata, a takvi, umreženi elementi, podvrgnuti su virtuelnom eksperimentu uvijanja, kako bi se odredila torziona krutost segmenta (slika 7.5).



Slika 7.5.: Segment kolenastog vratila umrežen konačnim elementima i izložen virtuelnom uvijanju (torzione deformacije pod dejstvom momenta uvijanja od 50Nm)

Analizama primenjenim na 3D modelu došlo se do rezultata prikazanih u tabeli 7.1.

Koeficijenti prigušenja su inicijalno preuzeti iz istraživanja prikazanih u [90].

Tabela 7.1.: Polazni parametri modela KV identifikovani na osnovu 3D modela

$c_{1,2}$	$c_{2,3} - c_{5,6}$	$k_{1,2}$	$k_{2,3} - k_{5,6}$	$J_2 - J_5$	J_6	J_1
[Nms/rad]	[Nms/rad]	[Nm/rad] $\times 10^6$	[Nm/rad] $\times 10^6$	[kgm ²]	[kgm ²]	[kgm ²]
21	21	0.0214	0.308	0.025	0.06	0.0008

Tačnije vrednosti parametara identifikovane su primenom Levenberg-Marquardt optimizacione metode [202], sa ciljem nalaženja minimuma funkcije definisane kao:

$$\min_{\underline{p}_S} F$$

gde je funkcija F :

$$F(\underline{p}_S) = [\ddot{\underline{\varphi}}_m - \hat{\underline{\varphi}}(\underline{p}_S)]^T \cdot [\ddot{\underline{\varphi}}_m - \hat{\underline{\varphi}}(\underline{p}_S)] = \epsilon^T \cdot \epsilon \quad (7.44)$$

U funkciji (7.44) \underline{p}_S predstavlja set identifikovanih parametara, $\ddot{\underline{\varphi}}_m$ predstavlja izmereno ugaono ubrzanje na slobodnom kraju kolenastog vratila, dok $\hat{\underline{\varphi}}$ predstavlja odgovarajuće, simulirano ugaono ubrzanje, a ϵ predstavlja grešku, odnosno razliku merene i simulirane vrednosti ugaonog ubrzanja. Vrednost funkcije F predstavlja sumu kvadrata greške na ugaonom domenu jednog ciklusa.

Identifikovani parametri prikazani su u tabeli 7.2, i to u vidu koeficijenata kojima treba množiti polazne vrednosti parametara iz tabele 7.1. Greška, odnosno potrebna korekcija inicijalno određenih momenata inercije segmenata kolenastog vratila je, verovatno, posledica pogrešno procenjene gustine materijala vratila. Veća korekcija momenta inercije slobodnog kraja vratila reprezentuje nedostajuću masu 3D modela, odnosno masu remenice i dela inercionih masa njom pogonjenih uređaja (alternatora i bregastog vratila).

Identifikovane krutosti segmenata imaju dosta stabilne vrednosti, tj. ne zavise od režima rada motora (što bi i trebalo da bude slučaj). Najveće varijacije postoje u identifikovanim koeficijentima prigušenja, što je i razumljivo, jer su oni u modelu upotrebljeni i za predstavljanje sveukupnih sila trenja, koje variraju sa promenom režima.

Tabela 7.2.: Identifikovani parametri modela KV (Levenberg – Marquardt)

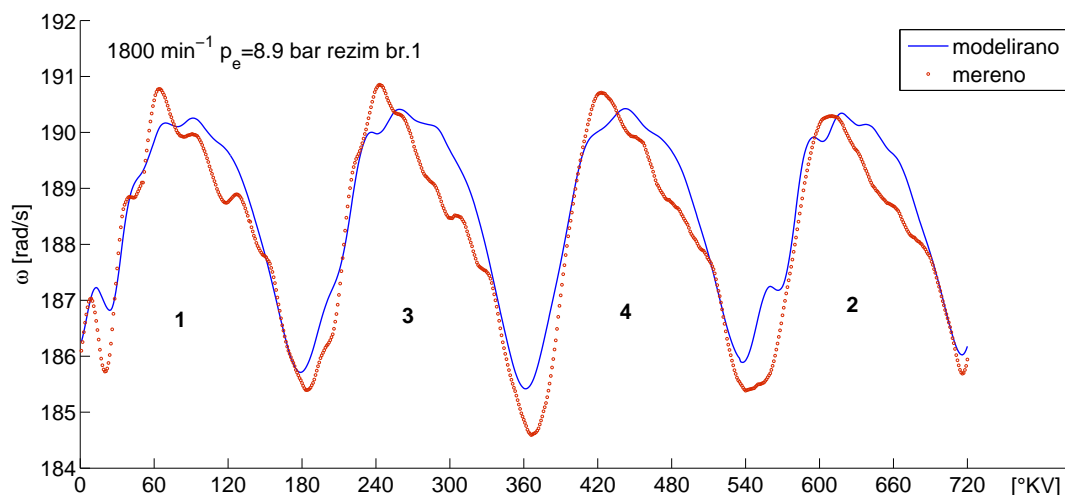
		$c_{1,2}$	$c_{2,3} - c_{5,6}$	$k_{1,2}$	$k_{2,3} - k_{5,6}$	$\frac{J_2 - J_5}{J_5}$	J_6	J_1
Režim		[Nms/rad]	[Nms/rad]	[Nm/rad] $\times 10^6$	[Nm/rad] $\times 10^6$	[kgm ²]	[kgm ²]	[kgm ²]
polazni par. \rightarrow		21	21	0.0214	0.308	0.0025	0.06	0.0008
1800 min^{-1} , 8.9 bar	koeficijenti	1.3	0.6	0.87	0.88	1.12	1.12	1.6
1800 min^{-1} , 4.8 bar		1.3	0.54	0.9	0.89	1.12	1.12	1.6
2300 min^{-1} , 7.9 bar		0.66	0.6	0.86	0.82	1.2	1.11	1.5
2300 min^{-1} , 6.0 bar		0.3	0.45	0.87	0.88	1.19	1.11	1.6
2830 min^{-1} , 9.9 bar		0.3	0.4	0.85	0.9	1.34	1.09	1.6

Korelaciona analiza uticaja svih sedam korišćenih parametara na rezultate optimizacije ukazivala je na dominantnost uticaja momenata inercije kolenastog vratila i zamajca. Ovi parametri se eksplicitno mogu identifikovati merenjem samih delova pa se, u svakom slučaju, može zaključiti da predstavljeni model u potpunosti može dovoljno tačno simulirati dinamičko ponašanje najvažnijih segmenata kolenastog vratila.

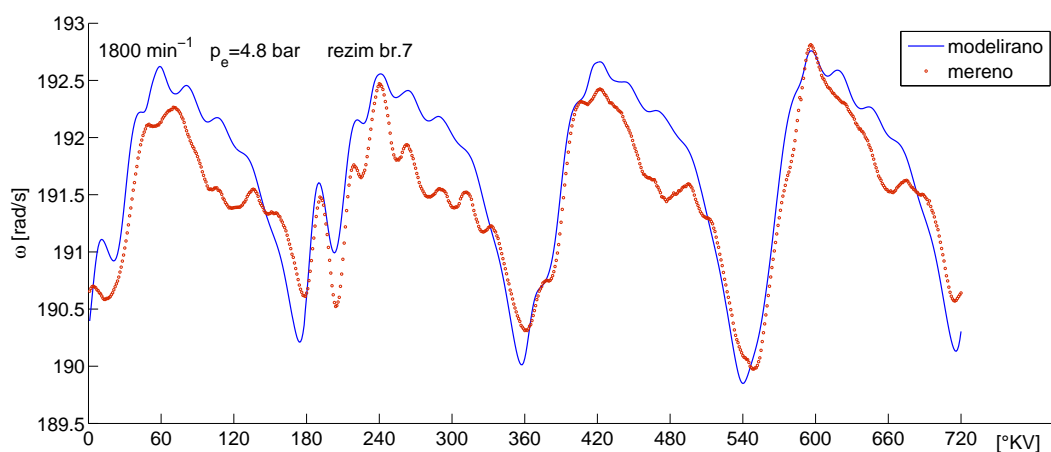
Na slikama 7.6 i 7.7 prikazano je poređenje toka modelirane i izmerene (korigovane) ugaone brzine pri njenoj srednjoj vrednosti od 1800 min^{-1} . Uočene razlike su nelinearne i ukazuju na energetske gubitke, koji nisu dobro predstavljeni modelom - gubitke trenja i varijabilnost opterećenja vratila.

Pri višim frekvencama ovi nedostaci dolaze manje do izražaja, što se vidi na slikama 7.8 i 7.9, na kojima je prikazano poređenje simulirane i izmerene ugaone brzine na 2300 min^{-1} . Korektnost u predviđenoj amplitudi, fazi i toku viših harmonika ukazuje na tačnost identifikovanih momenata inercije i krutosti sistema.

Do sličnog zaključka se može doći i analizom poređenja modelirane i izmerene ugaone brzine na još većem broju obrtaja (slika 7.10). Evidentno je da, sa porastom broja obrtaja, slika ugaone brzine na slobodnom kraju postaje sve manje prepoznatljiva u smislu identifikacije pojedinačnih oscilacija, koje su posledica procesa



Slika 7.6.: Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 1800 min⁻¹, puno opterećenje

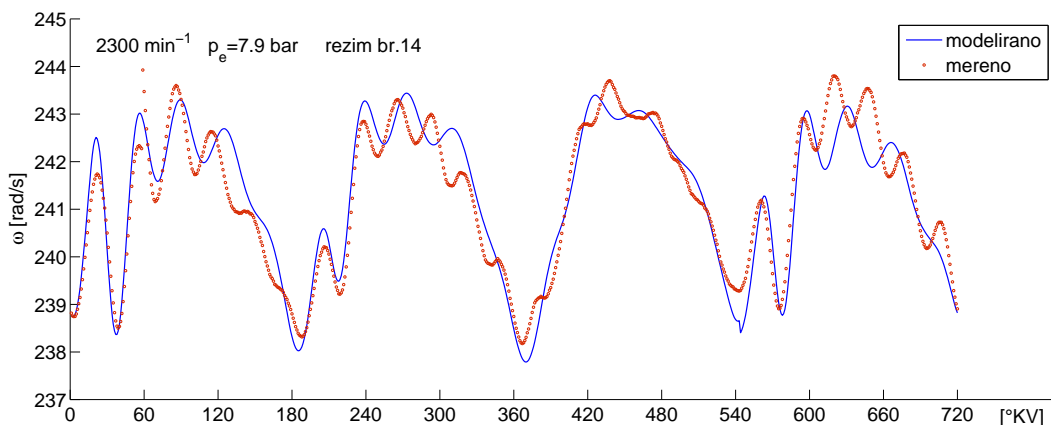


Slika 7.7.: Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 1800 min⁻¹, parcijalno opterećenje

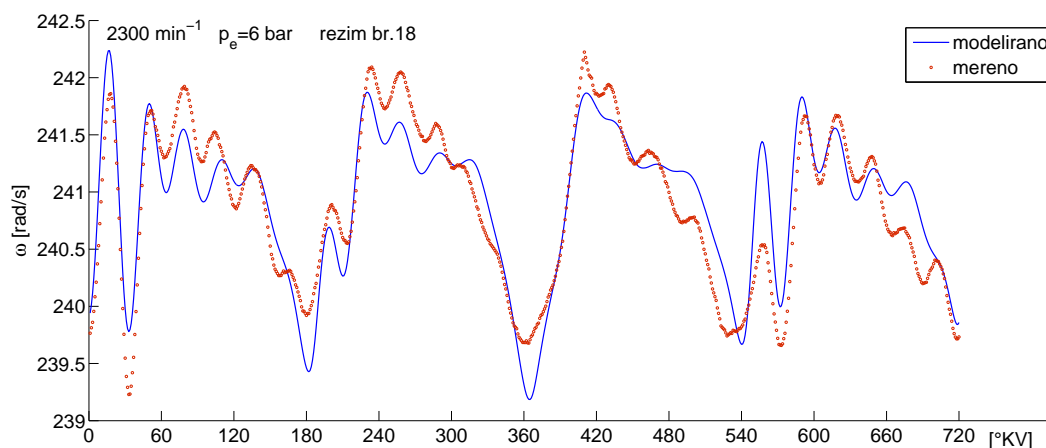
sagorevanja. Sa povećanjem ugaone brzine inercijalni momenti sve više utiču na oblikovanje toka signala ugaone brzine, i očigledno je, da ova komponenta predstavlja neku vrstu šuma, koji utiče na izobličenje informacije do koje želimo doći - informacije o procesu sagorevanja.

Povećanje inercijalnih masa ima ulogu filtera, što se vidi na slikama koje prikazuju paralelno modeliran signal ugaone brzine u zoni zamajca. Na slici 7.11 prikazan je tok modelirane ugaone brzine na zamajcu pri srednjoj vrednosti od 1800 min⁻¹.

Porastom ugaone brzine (slika 7.12), i dalje je vidan uticaj inercijalnih momenata na deformaciju signala ugaone brzine, ali u daleko manjoj meri nego što je to uočljivo na slobodnom kraju vratila.

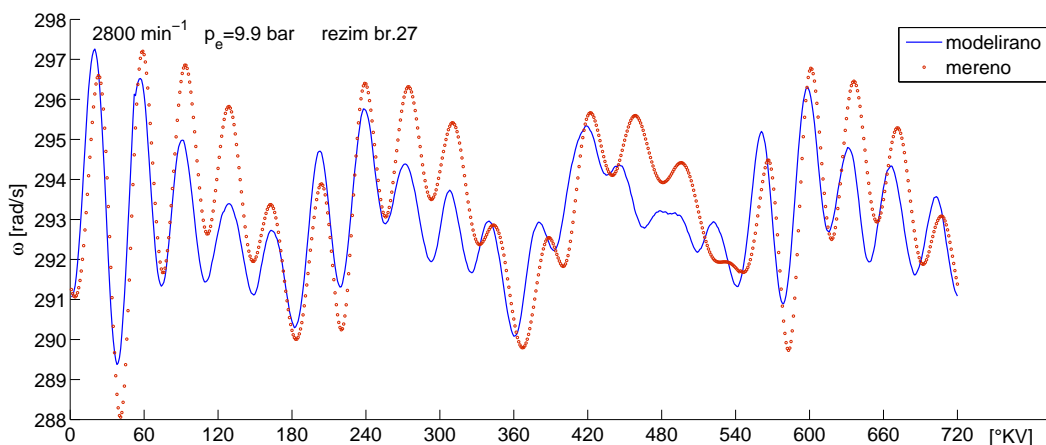


Slika 7.8.: Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 2300 min^{-1} , puno opterećenje

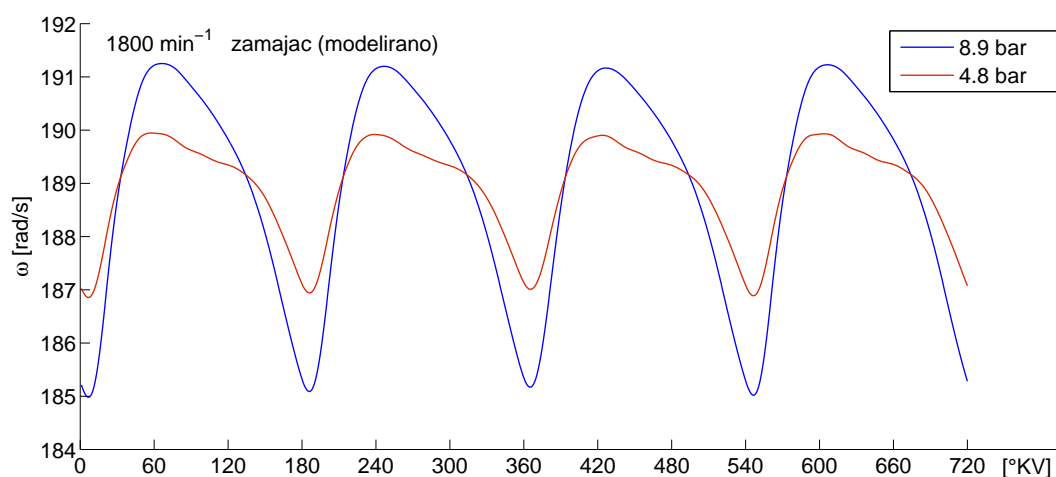


Slika 7.9.: Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 2300 min^{-1} , parcijalno opterećenje

Ta filtrirajuća karakteristika, kao posledica relativno velikog momenta inercije zamajca ima uticaj na mogućnosti korišćenja signala ugaone brzine za identifikaciju toka radnog procesa po pojedinačnim cilindrima. Na slici 7.14 prikazan je rezultat jednog numeričkog eksperimenta, u kome su poređeni tokovi ugaonog ubrzanja u dva slučaja: jednom, u kome se u svim cilindrima odigrao identičan radni proces i drugog, u kome je došlo do promene u radnom procesu na trećem cilindru. Za ovaj eksperiment su uzete razlike u radnom procesu, koje su na nivou ciklusnih varijacija - te razlike su relativno male, ali bi dinamički model trebalo da omogući njihovo uočavanje u signalu ugaonog ubrzanja. Slika 7.13 pokazuje na koji su način izabrani ciklusi za dobijanje rezultata prikazanih na slici 7.14. Upotrebljeni ciklusi, koji se u setu 50 uzastopno snimljenih ciklusa najviše razlikuju, doprinose i razlici u ugaonom ubrzanju na segmentu, koji odgovara radnom delu ciklusa cilindra u kome je promena i izvedena. Jasno je uočljivo da je posledica promene u radu jednog od



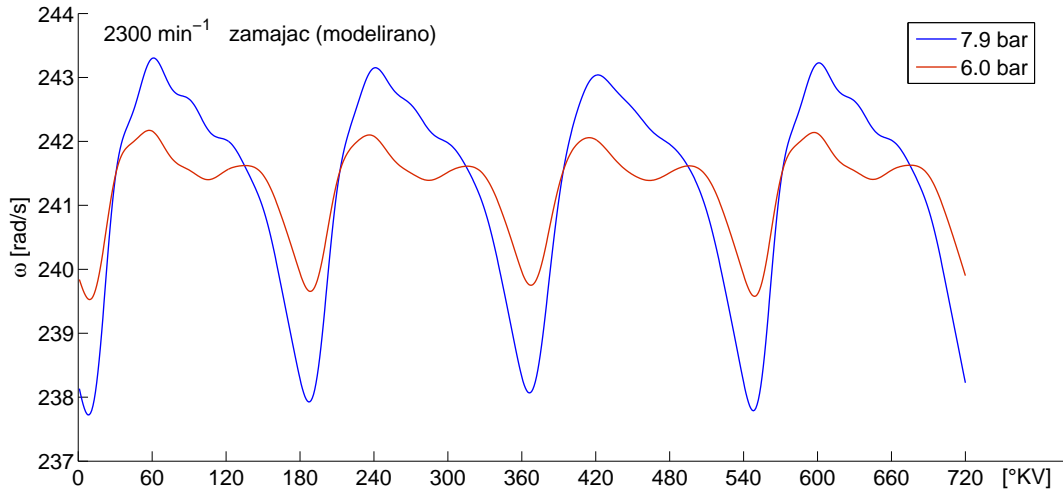
Slika 7.10.: Ugaona brzina na slobodnom kraju KV - 2830 min^{-1} , puno opterećenje



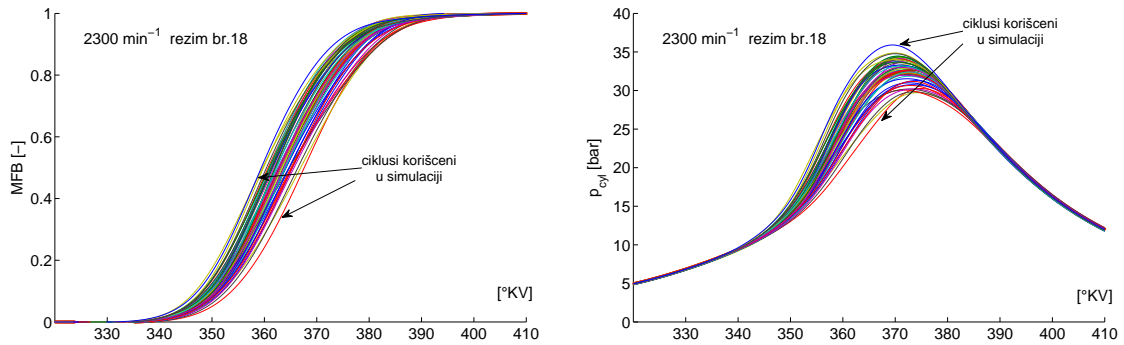
Slika 7.11.: Ugaona brzina na zamajcu KV - 1800 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje

cilindara lokalizovana baš u zoni tog cilindra. Prikazana razlika na slici 7.14 nije previše uočljiva, a ta uočljivost bi još više bila umanjena ako bi razlike u procesu bile manje. Međutim, može se pokazati da merenje signala neposredno pre samog zamajca, u zoni oslonačkog ležaja poslednjeg cilindra, daje sliku na kojoj je razlika u ugaonom ubrzanju, kao posledica razlika u radnom procesu, znatno uočljivija. Ovo i jeste jedan od glavnih razloga što se u praksi inkrementalni disk za merenje ugaone brzine, odnosno momenta, često postavlja baš u ovoj zoni [70].

Velike oscilacije ugaone brzine prikazane npr. na režimu sa slike 7.8, a naročito sa slike 7.10, ukazuju na to da su torzione oscilacije slobodnog kraja kolenastog vratila veoma malo prigušene. Analiza sopstvenih frekvenci oscilovanja može doprineti raz-



Slika 7.12.: Ugaona brzina na zamajcu KV - 2300 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje



Slika 7.13.: Tok sagorevanja i pritiska u cilindru - 50 uzastopnih ciklusa režima br. 18

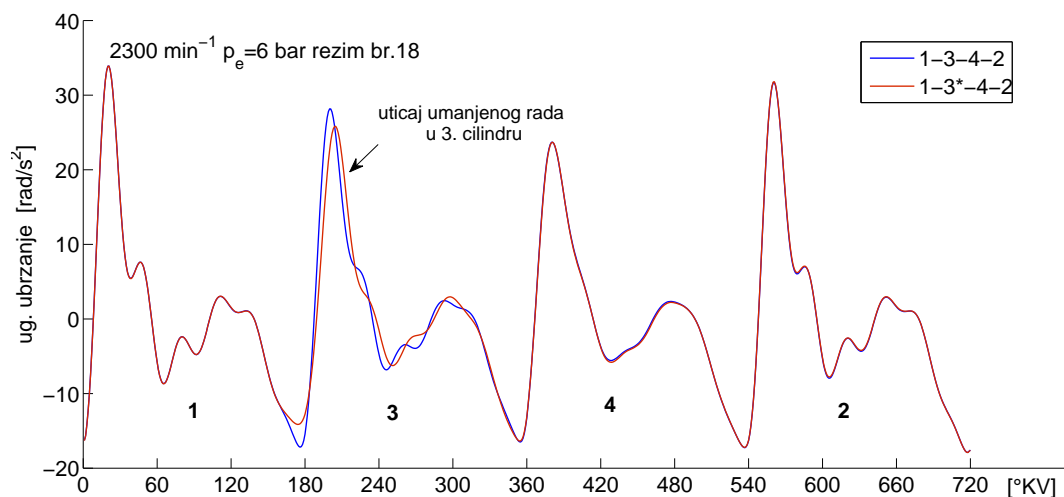
jašnjavanju ove pojave. Za te potrebe razmatra se diferencijalna jednačina kretanja kolenastog vratila u obliku:

$$\underline{J}(\varphi) \cdot \underline{\ddot{\varphi}} + \underline{K} \cdot \underline{\varphi} = 0 \quad (7.45)$$

Jednačina (7.45) predstavlja pojednostavljenu jednačinu (7.41) i opisuje nepobuđeno torziono oscilatorno kretanje kolenastog vratila bez prigušenja.

Do netrivialnog rešenja jednačine (7.45) dolazi se analizom karakteristične jednačine:

$$\left| \underline{K} \times \underline{J}^{-1} - \lambda_s \cdot I \right| = 0 \quad (7.46)$$



Slika 7.14.: Uticaj promene u radu jednog od cilindara na tok ugaonog ubrzanja (meren na zamajcu)

Tabela 7.3.: Sopstvene frekvence oscilovanja modeliranog kolenastog vratila

mod	1	2	3	4	5
f [Hz]	473	717	1561	2354	2877

Rešenja jednačine (7.46), odnosno sopstvene vrednosti matrice $\mathbf{K} \times \underline{J}^{-1}$ predstavljaju sopstvene frekvence oscilovanja sistema. Uz identifikovane parametre sistema (tabela 7.2), dobijaju se sledeće vrednosti:

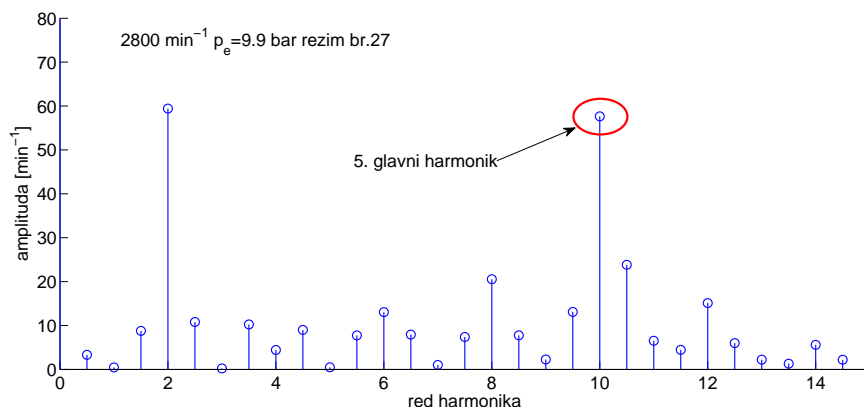
Prva sopstvena frekvencija oscilovanja dolazi do izražaja i na merenih 2300 i 2830 min^{-1} , jer su upravo ove vrednosti ugaone brzine jako blizu 6., odnosno 5. glavnog harmonika prvog oblika oscilovanja.

Naime, 5. glavni harmonik četvorocilindarskog motora prvog oblika oscilovanja je na:

$$\frac{f_1}{5 \cdot 2} \cdot 60 = \frac{473}{5 \cdot 2} \cdot 60 = 2838 \text{ min}^{-1}$$

dok je 6. glavni harmonik prvog oblika oscilovanja na:

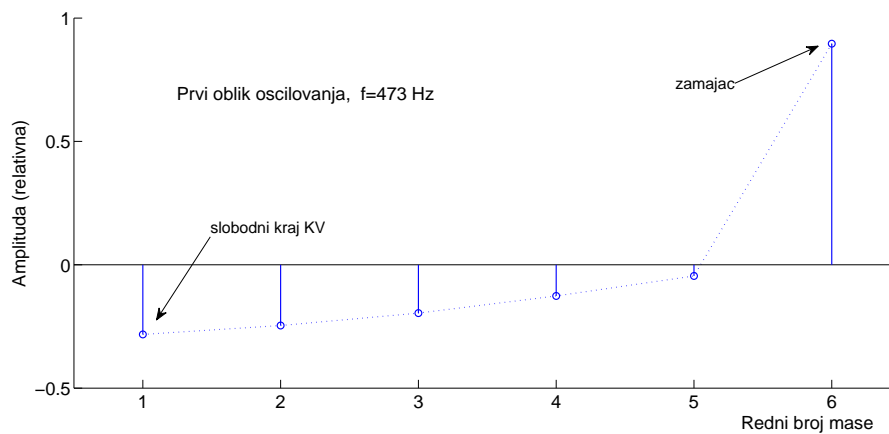
$$\frac{f_1}{6 \cdot 2} \cdot 60 = \frac{473}{6 \cdot 2} \cdot 60 = 2365 \text{ min}^{-1}$$



Slika 7.15.: Harmonijska analiza ugaone brzine na slobodnom kraju KV - 2800 min⁻¹, puno opterećenje

Upliv uticaja jednog od glavnih harmonika na ugaonu brzinu slobodnog kraja vratila jasno je uočljiv na slici harmonijskog spektra (slika 7.15). Sa povećanjem ugaone brzine dominantniji bi bio uticaj sve nižeg glavnog harmonika, odnosno on bi bio sve bliži glavnom harmoniku, koji je direktan odraz radnog procesa u cilindru. Ovakva analiza pokazuje značaj uticaja elastičnosti vratila na tok ugaone brzine, a naročito u smislu uspostavljanja korelacije između ugaone brzine i radnog procesa. Tok ugaone brzine, meren na slobodnom kraju vratila, podložan je uticaju glavnih harmonika oscilovanja i o tome se mora voditi računa, ako se baš ovaj segment vratila želi koristiti za merenje ugaone brzine, koja bi bila dovođena u vezu sa radnim procesom u cilindru.

Kao dodatna pomoć u ovoj analizi može poslužiti i slika prvog oblika oscilovanja kolenastog vratila (slika 7.16). Ako bi ovaj oblik oscilovanja imao veoma male amplitude (skoro ravna linija na segmentu 1-5), tada ne bi bilo značajne razlike u toku ugaone brzine na različitim segmentima vratila. Štaviše, bilo bi opravdano modelirati vratilo na jednostavniji način, čak i u vidu samo jedne ekvivalentne mase. Međutim, oblik prikazan na slici 7.16 ukazuje da je, u ovom konkretnom slučaju, bilo opravdano (i neophodno) višedelno modeliranje vratila, kao i da je idealno mesto za postavljanje davača ugaone brzine u zoni neposredno pre zamajca.



Slika 7.16.: Prvi oblik oscilovanja modeliranog kolenastog vratila

8. Model virtuelnog senzora MFB50

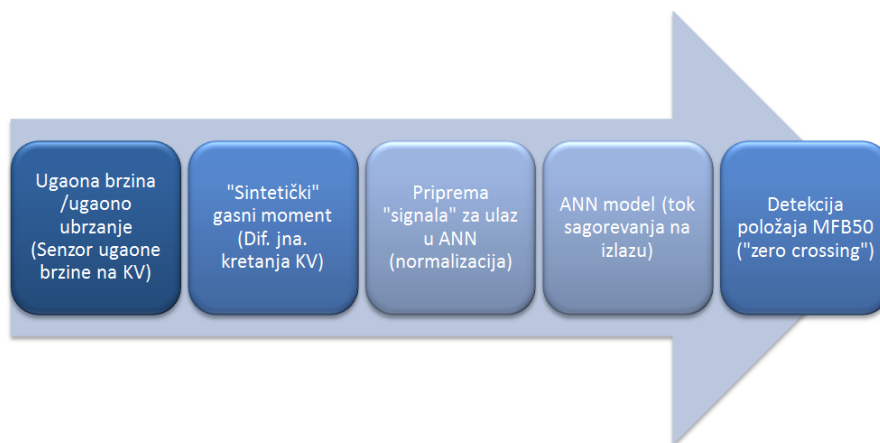
Zaključci, izvedeni u poglavlju 2, ukazuju na važnost faznog položaja procesa sagorevanja na stepen korisnosti radnog ciklusa u motoru SUS. Analiza, vršena u poglavlju 3, izdvojila je i uporedila najznačajnije pokazatelje procesa sagorevanja. U toj analizi pokazatelj MFB50 se istakao kao jedan od najpouzdanijih i najmanje osetljivih. Osnovna mana skoro svih najvažnijih pokazatelja sagorevanja leži u činjenici da se oni izvode iz izmerenog toka pritiska u cilindru a ovo merenje počiva na metodama koje, još uvek, nisu primerene upotrebi u serijskoj proizvodnji motora SUS.

ANN modeli i njihova primena na polju motoristike, opisana u poglavlju 4.2, ukazuju na potencijal ovog pristupa u građenju tzv. virtuelnih senzora, koji bi bili u stanju da dođu do pokazatelja sagorevanja na posredan način - obradom signala sa nekog široko dostupnog senzora na motoru.

Virtuelni senzor predstavlja kombinaciju pravog (hardverskog) senzora i softverske komponente. U ovom slučaju je za osnovni signal izabran tok ugaone brzine kolenastog vratila. Ovaj signal je dostupan na svim elektronski upravljanim motorima i zasniva se na korišćenju široko rasprostranjenih senzora induktivnog ili Hall-efekt tipa. Ključna komponenta virtuelnog senzora je njegov softverski deo u kome se vrši složena obrada i evaluacija signala, kako bi se dobio pristup nekoj novoj fizičkoj veličini ili pokazatelju.

Na slici 8.1 prikazana je struktura virtuelnog senzora pokazatelja MFB50, koji se oslanja na merenja toka ugaone brzine nekog od segmenata kolenastog vratila. Ceo proces merenja sastoji se iz nekoliko koraka, a to su:

1. Merenja toka ugaone brzine.



Slika 8.1.: Struktura virtuelnog senzora pokazatelja MFB50 (na osnovu toka ugaone brzine KV)

2. Obrada signala toka ugaone brzine, koja za cilj ima eliminaciju uticaja inercijalnog momenta. Ovom obradom se dobija signal, koji (u najvećoj mogućoj meri) predstavlja neposrednu sliku radnog procesa u cilindru motora.
3. Prilagođavanje dobijenog signala, kako bi, po opsegu, bio primeren i pogodan za rad sa ANN.
4. Integracija matematičkog modela u ANN, kako bi ulazna informacija bila preslikana u integralni tok sagorevanja.
5. Detekcija ugaonog položaja dosezanja 50% ukupno oslobođene energije procesom sagorevanja - MFB50, na osnovu virtuelno izmerenog toka sagorevanja.

Merenje toka ugaone brzine vrši se uobičajenim postupkom opisanim u poglavlju 6.2. U zavisnosti od načina izvođenja i mesta postavljanja inkrementalnog diska, potrebno je implementirati i korekciju greške izmerenog signala. Pri tom se misli na greške koje su, pre svega, posledica nesavršenosti ugaone raspodele inkremenata po obodu samog diska, kao i na greške koje su posledica dezaksijalnosti inkrementalnog diska i kolenastog vratila.

8.1. Sintetičke merene veličine

Detaljno modeliranje dinamičkog ponašanja motorskog mehanizma, prikazano u poglavlju 7, imalo je za cilj uspostavljanje veze između radnog procesa u cilindru,

sa jedne, i ugaone brzine segmenata vratila, sa druge strane. Analiza u poglavlju 7.4 je pokazala da inercijalni momenti imaju veliku ulogu u oblikovanju toka signala ugaone brzine. Taj uticaj raste sa porastom ugaone brzine i svojom amplitudom, u zavisnosti od radnog režima, u većoj ili manjoj meri može prevazići uticaj samog radnog procesa u oblikovanju signala ugaone brzine.

Uz poznavanje parametara dinamičkog modela motorskog mehanizma, njegovo ponašanje u potpunosti postaje predvidivo, te se inverzijom modela može, iz toka signala ugaone brzine, eliminisati uticaj inercijalnih momenata.

Moskwa je u radu [81] uveo pojam tzv. sintetičkih motorskih veličina, koje mahom predstavljaju ugaona brzina i ubrzanje kolenastog vratila, iz kojih su eliminisani uticaji inercijalnih momenata. Osnovni cilj Moskwe je bio dobijanje novogenerisane (eng. *synthetic*) veličine, koja bi bila u skoro idealnoj linearnoj vezi sa veličinama koje direktno opisuju radni proces u cilindru. Inercijalni momenti, svojim dejstvom, vrše najveći nelinearni upliv tokom formiranja oblika signala ugaone brzine, te je u osnovi ideje ležala motivacija za eliminacijom upravo ovih uticaja.

Ideja, koja je još detaljnije opisana u [82], je u osnovi veoma jednostavna.

Jednačina kretanja kolenastog vratila (7.41) može se u pojednostavljenom i nematričnom obliku predstaviti kao:

$$J(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 = \sum_{i=1}^z p_i \cdot \frac{dV}{d\varphi} - \sum M_{tr} - \sum M_{opt} \quad (8.1)$$

Leva strana jednakosti (8.1) se može zameniti sledećim izrazom:

$$J(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \cdot \dot{\varphi}^2 = \bar{J} \cdot \ddot{\varphi}_{synth} \quad (8.2)$$

gde je

$$\bar{J} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_{2\pi} J(\varphi) \cdot d\varphi \quad (8.3)$$

Nova veličina $\ddot{\varphi}_{synth}$ predstavlja imaginarno, ekvivalentno, ugaono ubrzanje, koje bi u sprezi sa konstantnim momentom inercije \bar{J} bilo uravnoteženo sa sistemom sila,

koje deluju na motorski mehanizam. Prednost ove nove, kako ju je Moskwa nazvao, sintetičke veličine jeste direktna linearna veza sa sistemom sila, odnosno momenata.

Gasni moment (prvi član desne strane jednakosti (8.1)), sastoji se od momenta koji je rezultat dejstva gasne sile, sabijanja i ekspanzije radne materije i gasne sile koja je posledica sagorevanja. Moskwa uvodi i dodatnu promenljivu, koja se neposredno vezuje isključivo za tok radnog procesa uvođenjem korekcije u jednačinu (8.2):

$$\bar{J} \cdot \ddot{\varphi}_{synth,bke} = \bar{J} \cdot \ddot{\varphi}_{synth} - \sum_{i=1}^z p_{ke,i} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (8.4)$$

gde je $\ddot{\varphi}_{synth,bke}$ sintetičko ugaono ubrzanje, iz kog je u potpunosti eliminisan uticaj inercijalnih momenata i gasne sile, koja je rezultat procesa sabijanja i ekspanzije radne materije u cilindru, dok je p_{ke} tok pritiska bez sagorevanja u cilindru. Moskwa predlaže da se poslednja veličina ili eksperimentalno izmeri na ciljnom motoru ili da se izračuna (uz pretpostavljeni politropski proces sa nepromenljivim eksponentom politrope u ugaonom intervalu između UVZ i IVO).

Moskwa je pokazao da se generisanjem sintetičkih promenljivih može uspešno suprimirati uticaj inercijalnih momenata, odnosno najveći upliv nelinearnosti u vezu ugaone brzine i toka pritiska u cilindru. Ova ideja je upotrebljena, kako bi se generisala nova veličina, koja bi bila ulaz u ANN virtuelnog senzora MFB50.

Reorganizacijom jednačine (7.41) dobija se jednakost:

$$\underline{J}(\varphi) \cdot \ddot{\varphi}_m + \underline{C} \cdot \dot{\varphi}_m + \underline{K} \cdot \varphi_m - \underline{M}_{iner,2}(\varphi_m, \dot{\varphi}_m) = \underline{M}_{opt}(\varphi) + \underline{M}_{ind}(\varphi) \quad (8.5)$$

Veličine sa indeksom m označavaju izmerenu ugaonu brzinu, odnosno ugaono ubrzanje, na određenom segmentu kolenastog vratila. Jednakost (8.5), inverzijom, na osnovu ovih izmerenih veličina i uz poznate parametre sistema (\underline{J} , \underline{C} , \underline{K}), daje sliku ukupnog obrtnog momenta. On opterećuje kolenasto vratilo u vidu zbira gasnog (indiciranog) momenta \underline{M}_{ind} i ukupnog spoljašnjeg opterećenja \underline{M}_{opt} koje, u ovom slučaju, uključuje i momente koji su posledica otpora trenja unutar motorskog mehanizma.

Činjenica da se inverzijom diferencijalne jednačine kretanja (7.41) može doći, eksplicitno, samo do toka ukupnog momenta, koji opterećuje kolenasto vratilo, jeste jedna od najvećih mana pristupa oslonjenih na pokušaje uspostavljanja veze ugaone brzine i toka radnog procesa u cilindru.

Postavlja se pitanje na koji način razdvojiti komponente ukupnog momenta (desna strana jednakosti (8.5)), kako bi se došlo do npr. samo indiciranog momenta. Jedan od pristupa se svodi na pokušaje eksplicitnog modeliranja spoljašnjeg opterećenja i detaljno modeliranje otpora trenja, kako bi taj uticaj mogao da se izuzme iz sumarnog momenta. U ovom pristupu najveću nepoznanicu predstavlja tok spoljašnjeg momenta koji, opet, zavisi od strukture sistema gonjenog motorom. U najjednostavnijem slučaju moguće je spoljni moment zameniti konstantnim, što je ipak najgrublje moguće približenje realnom.

Ako se pažljivim modeliranjem spoljašnjeg opterećenja i trenja u motoru, čak i uspe izdvojiti indicirani moment iz sumarnog, dodatni problem predstavlja njegova struktura. Jednačina (7.17), koja opisuje vezu indiciranog momenta i toka pritiska u cilindru, ukazuje da se njenom inverzijom indicirani moment mora deliti sa brzinom klipa, kako bi se došlo do toka pritiska u cilindru. Poznato je da brzina klipa u mrtvim tačkama doseže nultu vrednost, što za posledicu, u inverznom procesu, daje singularitete u rešenju, odnosno toku pritiska.

Navedeni problemi predstavljaju, skoro nepremostivu, prepreku u uspostavljanju pouzdane direktne inverzne veze između ugaone brzine i toka pritiska u cilindru. Takođe, treba imati na umu da, u brojnim radovima, pokušaji uspostavljanja ove inverzne veze, imaju za cilj dobijanje toka pritiska, kao neophodnog polaznog signala za izračunavanje nekog od pokazatelja sagorevanja.

Snaga ANN leži u njihovoj mogućnosti da uspostave numerički korelacioni model između bilo koja dva skupa, koji dele zajedničke informacije. U ovom slučaju, to zapravo znači da osnovni signal iz koga treba crpeti informaciju o toku sagorevanja u cilindru i ne mora da bude eksplicitno tok pritiska, već i neka druga veličina. S obzirom na to da inercijalni momenti imaju veliki uticaj na formiranje toka ugaone brzine, a da je njih moguće pouzdano i detaljno modelirati, prvi korak u obradi signala bi svakako trebalo da bude eliminacija ovih inercijalnih uticaja. U ostatku signala ostaju utkane sve ostale informacije, kao što su priroda i intenzitet trenja, spoljašnji moment, ali i tok procesa sagorevanja koji ipak, u ovom skupu, ima dominantan uticaj.

U tom smislu predloženi signal, koji će biti ulaz u ANN virtuelnog senzora MFB50, jeste upravo ukupni moment, odnosno desna strana jednakosti (8.5):

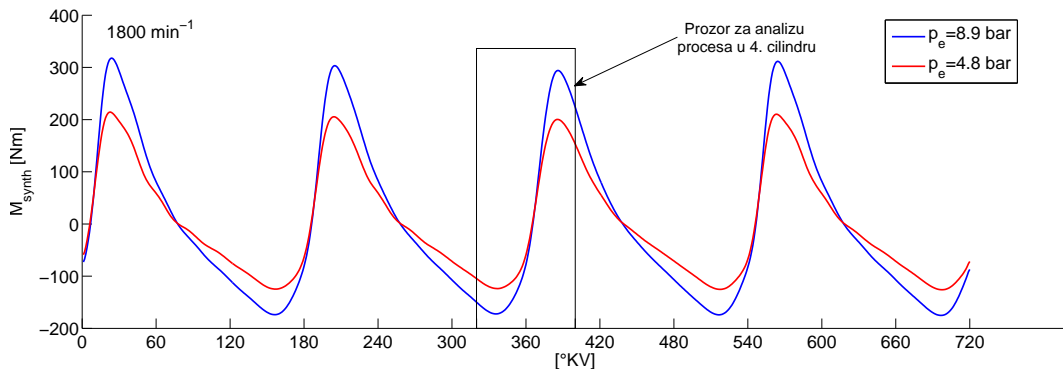
$$\underline{M}_{synth} = \underline{M}_{opt}(\underline{\varphi}) + \underline{M}_{ind}(\underline{\varphi}) \quad (8.6)$$

i može se direktno izračunati na osnovu izmerenog ugaonog ubrzanja, odnosno brzine:

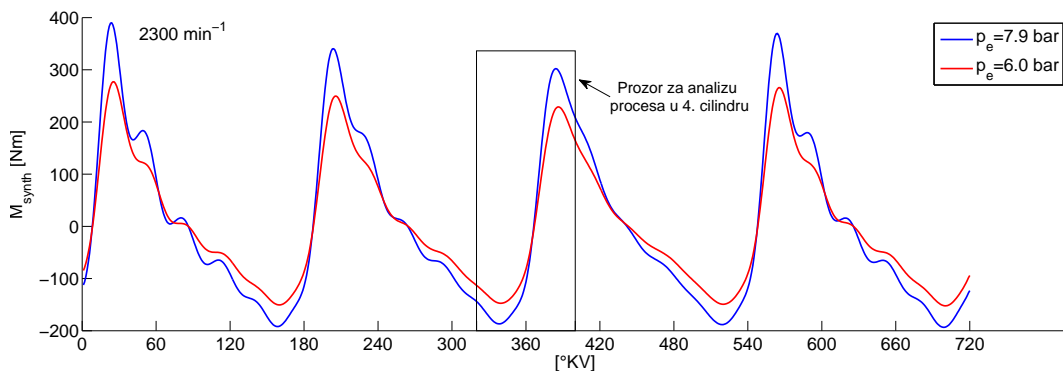
$$\underline{M}_{synth} = \underline{J}(\underline{\varphi}) \cdot \underline{\ddot{\varphi}}_m + \underline{C} \cdot \underline{\dot{\varphi}}_m + \underline{K} \cdot \underline{\varphi}_m - \underline{M}_{iner,2}(\underline{\varphi}_m, \underline{\dot{\varphi}}_m) \quad (8.7)$$

Sumiranjem svih komponenti vektora \underline{M}_{synth} (po svim inercijalnim masama), dobija se jedan reprezentativan signal:

$$M_{synth} = \sum_{N_I} \underline{M}_{synth} \quad (8.8)$$



Slika 8.2.: M_{synth} , 1800 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje



Slika 8.3.: M_{synth} , 2300 min^{-1} , puno i parcijalno opterećenje

Na slikama 8.2 i 8.3 prikazan je tok M_{synth} na različitim ugaonim brzinama i opterećenjima. M_{synth} u najvećoj meri liči na tok gasnog momenta, a njegovo osnovno svojstvo je da je srednja vrednost jednaka nuli to jest:

$$\overline{M}_{synth} = 0$$

Ugaoni segment, u kome se nalazi najviše informacija o toku radnog procesa, zauzima područje od oko $\pm 40^\circ$ KV oko SMT. Posmatrajući ovaj ugaoni prozor nad svakim od cilindara na slici 8.2, odnosno 8.3, može se uočiti da je tok signala M_{synth} , gladak i sa gradijentom, koji prati tok gasne sile odnosno tok sagorevanja u cilindru. Skup ulaznih podataka za ANN virtuelnog senzora MFB50 određenog cilindra, definisan je ugaonim položajem prozora $\pm 40^\circ$. Na pomenutim slikama prikazan je prozor ulaznih podataka senzora 4. cilindra ($360^\circ \pm 40^\circ$).

8.2. RB neuronske mreže

Prvi korak u formiranju ANN modela je definisanje ulaznog i izlaznog skupa, odnosno vektora, koji će biti osnova nad kojom će ANN naučiti i formirati numeričke veze.

Ulaze treba odabrati veoma pažljivo, jer oni moraju sadržati kvalitetne informacije o radnom procesu. Jedan od koraka u pripremi ulaznih signala ANN je i njihova normalizacija, te se time gubi informacija o npr. amplitudi ulazne veličine. U načelu, faktori sa najviše uticaja na tok sagorevanja u cilindru jesu faktori koji utiču na formiranje strujne slike u komori za sagorevanje, sa jedne strane, i faktori koji utiču na sastav smeše u cilindru. S obzirom na to da se radi o motoru koji nema promenljive parametre u usisnom sistemu ili sistemu razvoda, jedini uticajni faktor u pogledu formiranja strujne slike jeste sam broj obrtaja motora. Stoga broj obrtaja motora mora biti jedna od ulaznih informacija u ANN. Što se sastava smeše tiče, idealno bi bilo da jedna od ulaznih informacija bude npr. signal sa širokopojasnog senzora kiseonika u izduvnom sistemu („λ sonde“). Nažalost, predmetni motor (tabela 5.1) nije raspolagao ovim senzorom. Srednja vrednost pritiska u usisnom kolektoru je podatak koji neposredno sadrži informaciju o opterećenju motora, a posredno bi se mogao dovesti u vezu i sa ostvarenim sastavom smeše. Zato je ova veličina izabrana kao druga važna informacija koju treba proslediti ANN na ulazu.

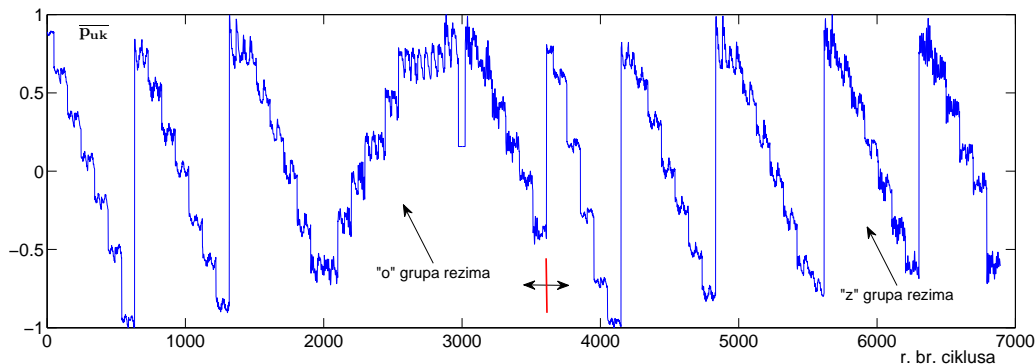
Ulazni vektor će se sastojati iz tri segmenta:

- vektora M_{synth} , koji odgovara širini prozora $\pm 40^\circ$ KV oko SMT. Uzorkovanje rezolucijom od 1° KV znači da ovaj vektor, po svakom ciklusu, ima dužinu od 81 uzoraka ($\pm 40 + SMT$).
- skalara $\overline{n_{mot}}$, koji predstavlja srednju ciklusnu ugaonu brzinu KV.
- skalara $\overline{p_{uk}}$, koji predstavlja srednju ciklusnu vrednost pritiska u usisnom kolektoru

Pogodno je da se ulazne veličine u ANN prvo transformišu, tako da one variraju u ograničenom simetričnom opsegu. Često je pogodno da to bude opseg $[-1 \ 1]$. U tom smislu je, nad sve tri komponente, prvo izvršeno mapiranje celog skupa ulaznih vrednosti na opseg $[-1 \ 1]$:

$$y_{map} = 2 \cdot \frac{y_{mer} - y_{mer_{min}}}{y_{mer_{max}} - y_{mer_{min}}} - 1 \quad (8.9)$$

gde su y_{map} , mapirana, a y_{mer} izmerena vrednost određene veličine.

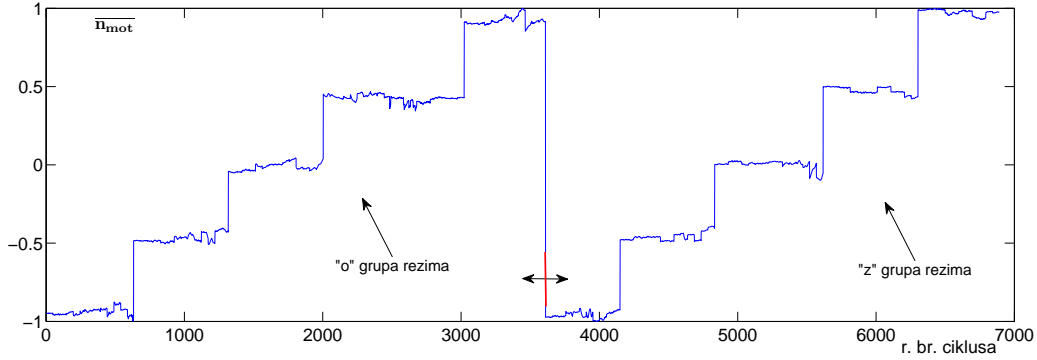


Slika 8.4.: Mapirana srednja vrednost pritiska u usisnom kolektoru - skup svih izmerenih ciklusa

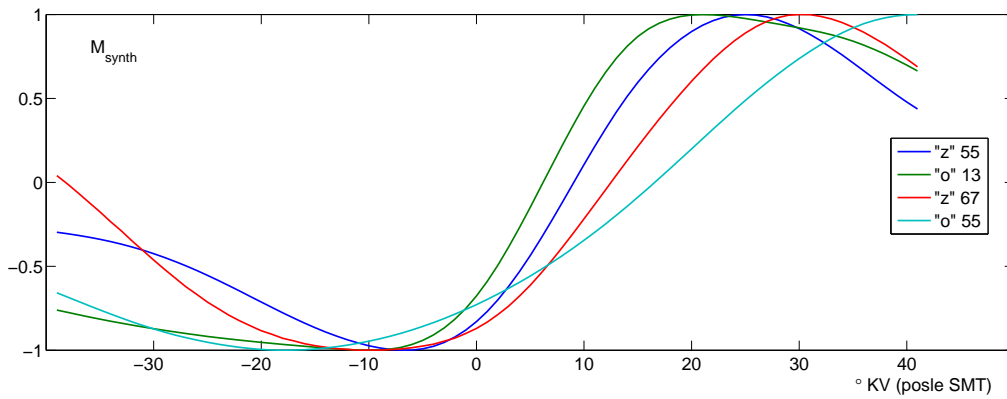
Na slikama 8.4 i 8.5 prikazane su mapirane vrednosti pritiska u usisnom kolektoru i broja obrtaja (srednje ciklusne vrednosti) na celom skupu eksperimentalnih podataka (141 režim sa ukupno 6896 ciklusa). Na slici 8.6 prikazan je tok mapiranog sintetičkog momenta za nekoliko različitih ciklusa (ciklusi pripadaju režimima označenim u legendi).

Ulazni vektor svakog i -tog ciklusa je niz koji se sastoji od najviše 83 elementa:

$$\underline{p}^{(i)} = [\underline{M}_{synth,map}^{(i)} \quad \overline{n}_{mot,map}^{(i)} \quad \overline{p}_{uk,map}^{(i)}] \quad (8.10)$$



Slika 8.5.: Mapirana srednja vrednost ugaone brzine KV - skup svih izmerenih ciklusa



Slika 8.6.: Mapirana vrednost sintetičkog momenta M_{synth} - primer nekoliko različitih ciklusa na segmentu 4. cilindra

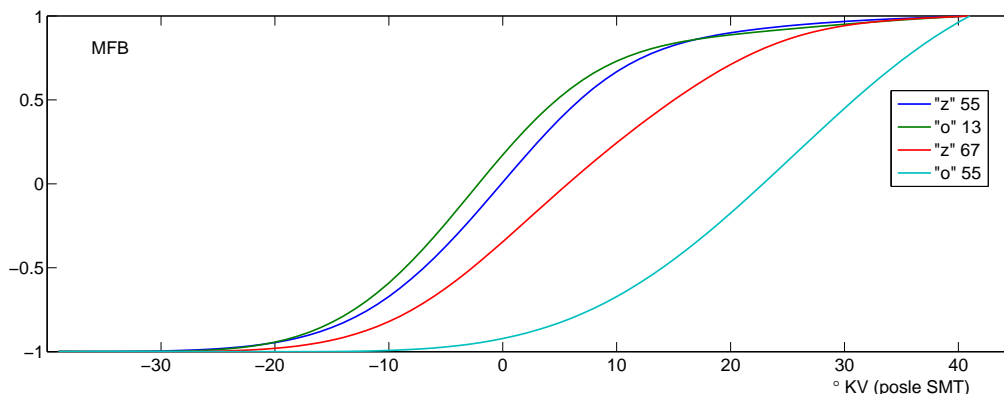
Izlazni vektor svakog i -tog ciklusa predstavlja tok MFB na istom ugaonom intervalu od $\pm 40^\circ$ KV oko SMT:

$$t_{mfb}^{(i)} = MFB_{map}^{(i)} \quad (8.11)$$

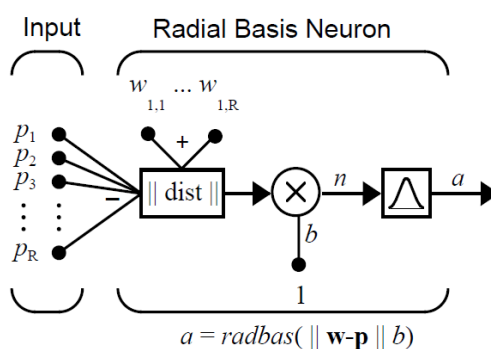
Mapiranjem toka MFB u opseg $[-1 \ 1]$, dobija se signal na kome je veoma jednostavno odrediti ugaoni položaj MFB50 detekcijom promene znaka, jer se on nalazi na nivou na kome mapirani signal prolazi kroz nulu.

U poglavlju 4.1.2 je opisana osnovna struktura RBF ANN. Sa konkretnim ulazima i izlazima pruža se prilika za konkretnije pojašnjenje njenog funkcionisanja.

Na slici 8.8 prikazana je struktura RBF ANN sa samo jednim neuronom. U ovom konkretnom slučaju ulazni vektor \mathbf{p} je definisan izrazom (8.10) i ima ukupno $R = 83$ elemenata. Vektor \mathbf{w} predstavlja referentni vektor u odnosu na koji treba računati



Slika 8.7.: Mapirana vrednost MFB - primer nekoliko različitih ciklusa



Slika 8.8.: RBF ANN sa jednim neuronom[8]

udaljenost, odnosno normu u odnosu na ulazni vektor \mathbf{p} . Element b je skalar koji množi izračunatu normu (dodatno je koriguje), a zatim se proizvod prosleđuje RB funkciji (Gausovoj) kao argument n :

$$\text{radbas}(n) = e^{-n^2} \quad (8.12)$$

Skalar b zapravo definiše osetljivost neurona, a direktno se izračunava na osnovu zadate širine, odnosno raspona Gausove funkcije. Kako bi se izraz (4.3) transformisao u pojednostavljenu verziju (8.12), treba preračunati zadatu širinu σ . Tako se skalar b računa kao:

$$b = \frac{\sqrt{-\ln(0.5)}}{\sigma} \quad (8.13)$$

Zadatak koji se postavlja pred mrežu je da se, što je tačnije moguće, preslika ne samo jedan ulazni vektor, već čitav skup takvih vektora. U ovom primeru se taj skup

sastojao od 6896 ciklusa, odnosno ulaznih vektora od 83 elementa. Postavljeni cilj zahteva da, pored tačnosti, poseduje i moć generalizacije. Stoga se mreža obučava samo jednim delom ciklusa iz spomenutog skupa, dok ostatak služi za proveru, odnosno validaciju rada mreže.

Poznato je da se norma, odnosno matrica rastojanja (Euclidean Distance Matrix - EDM) može koristiti za definisanje funkcija, koje vrše interpolaciju datog skupa tačaka [203]. Ako je npr. skup tačaka u ravni zadat pomoću dva vektora x i y , onda se veza između ova dva skupa može predstaviti pomoću matrice rastojanja:

$$A\alpha = y$$

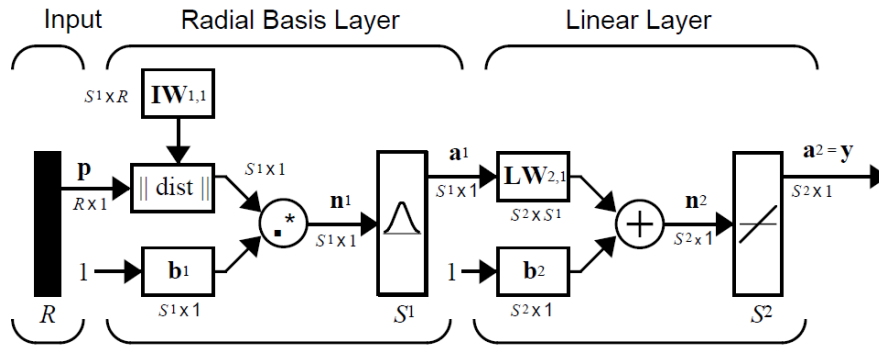
gde je $A_{ij} = \|x_i - x_j\|$, tj. A je EDM matrica.

Vektor interpolacionih koeficijenata α nalazi se inverznim matričnim računom, koji je izvodiv, jer EDM ima svoju inverznu matricu [203]. Za potrebe interpolacije broj članova vektora α mora biti jednak broju tačaka u polaznom skupu.

RB funkcija jeste samo ekstenzija primene EDM-a u interpolaciji, a shodno izvedenim zaključcima može se konstatovati da je za potrebe interpolacije npr. N ulaznih vektora potrebno isto toliko RB neurona, odnosno vektor w je identičan skupu P (matrici koja ima N vektora dužine R). Ako je npr. na raspolaganju $N = 500$ ciklusa (odnosno vektora sa po R elemenata), mreža koja bi egzaktno preslikala taj ulazni skup u isto toliko izlaznih vektora sadržala bi 500 neurona.

Ovako velika mreža bila bi nezgrapna i relativno spora za procesiranje. Iako bi „naučila” da egzaktno preslikava ulaze u izlaze koji su joj dati na raspolaganje tokom učenja, pitanje je koliko bi takva mreža bila u stanju da generalizuje pri radu sa novim ulaznim vektorima. RBF mreža, u ovom slučaju, treba da ima ulogu regresionog modela. U tom slučaju RBF mreža može da ima neuporedivo manji broj neurona od broja vektora, raspoloživih tokom učenja. Metoda koja se često koristi u učenju RBF mreža, a čiji je zadatak da od N ulaznih vektora iz matrice P izabere samo određeni broj S_1 , koji će sačinjavati matricu W , je već pominjana (poglavlje 4.1.2) OLS metoda.

Uloga neurona u RBF mreži je da, izračunavanjem norme, detektuju u kojoj meri se ulaz razlikuje od vektora w koji je, u toku učenja, odabran kao dovoljno reprezentativan. Kako bi regresija bila što kvalitetnija, RBF mreži se dodaje i drugi sloj u kome se vrši linerano preslikavanje izlaza iz RB neurona u konačne izlaze.



Slika 8.9.: Kompletna arhitektura RB ANN[8]

Na slici 8.9 prikazana je kompletna arhitektura RB ANN mreže, koja se koristi u virtuelnom senzoru MFB. Ideja OLS (Orthogonal Least Squares [204]) metode je da iz polaznog skupa od N vektora izabere one koji će formirati matricu \mathbf{IW}^1 , tako da broj neurona prvog sloja bude $S_1 \ll N$.

Prvi sloj mreže vrši transformaciju posredstvom RB funkcije:

$$\mathbf{a} = \text{radbas}(\|\mathbf{IW} - \mathbf{p}\| \mathbf{b}_1)$$

dok drugi vrši linearnu transformaciju:

$$\mathbf{y} = \text{purelin}(\mathbf{LW}\mathbf{a} + \mathbf{b}_2)$$

gde funkcija purelin vrši najjednostavnije centralno simetrično linearno preslikavanje tipa $f(x) = x$.

Linearna transformacija u drugom sloju, prikazana na slici 8.9, dodatno prilagođava izlaze prvog sloja izlaznom vektoru. Elementi matrice \mathbf{LW}^2 i vektora \mathbf{b}_2 dobijaju se rešavanjem linearnog sistema jednačina, kojih ima onoliko koliko ima elemenata u izlaznom vektoru \mathbf{y} (u ovom slučaju je $S_2 = 81$).

Prvi korak u učenju mreže je inicijalizacija matrice $\mathbf{IW} = \mathbf{P}$ i vektora \mathbf{b}_1 , izračunavanje matrice rastojanja i izračunavanje vrednosti radijalne funkcije $\Phi(\|\mathbf{P}\| \mathbf{b}_1)$. Inicijalna matrica Φ ima dimenzije $N \times N$. OLS algoritam u matrici Φ^T traži red koji

¹input weight [8]

²layer weight [8]

se najmanje razlikuje od redova izlazne matrice \mathbf{y} . Na primeru vektora u ravni, ova potraga se svodi na traganje za ulaznim vektorom, čiji je pravac najbliži pravcu izlaznog vektora. U opštoj formi (nevezano za dimenziju problema) OLS algoritam izračunava matricu:

$$e = \left(\frac{\Phi^T \mathbf{y}}{\|\Phi\| \|\mathbf{y}\|} \right)^2$$

Indeks reda sa najvećom sumom kvadrata elemenata je indeks reda matrice \mathbf{P} , koji će postati prvi vektor \mathbf{w} , a on zapravo definiše položaj centra prvog neurona RBF mreže. Potom se postupak nastavlja ka izračunavanju matrice \mathbf{LW} i vektora \mathbf{b}_2 . Novonastala mreža, sa samo jednim neuronom, se sada koristi za izračunavanje izlaza na osnovu ulaznih vektora (ciklusa), koji pripadaju skupu za validaciju mreže. Poređenjem izračunatih i originalnih izlaza validacionog seta dolazi se do zaključka treba li povećati broj neurona ili ne. Kriterijum za donošenje ove odluke može da bude poređenje vrednosti sumiranih kvadrata razlika simuliranog i originalnog izlaznog signala sa nekim unapred zadatim limitom:

$$\text{MSE}(\mathbf{y}_{sim} - \mathbf{y}_{mer}) < limit$$

gde je

$$\text{MSE}(\Delta \mathbf{y}) = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{S_2} \Delta \mathbf{y}_{i,j}^2}{N} = \frac{\sum_N \sum_{S_2} ((\mathbf{y}_{sim} - \mathbf{y}_{mer}) \odot (\mathbf{y}_{sim} - \mathbf{y}_{mer}))}{N} \quad (8.14)$$

Iako veći broj neurona u prvom sloju mreže uvek znači manju grešku na setu podataka za učenje, to ne znači da će ta greška biti manja i na setu za testiranje / validaciju. Konačni broj neurona je uvek rezultat kompromisa između tačnosti i sposobnosti mreže za generalizaciju. Osim broja neurona, parametar koji znatno utiče na rad RBF mreže je i zadata širina RB funkcija (tzv. spread). Do optimalnih vrednosti ovih parametara dolazi se iterativnim probama.

Sumarno, ako se ulazni vektor \underline{p} sastoji iz R , a izlazni od S_2 elemenata, neuronska mreža virtuelnog senzora MFB sa S_1 neurona sastoji se iz:

- ulazne matrice (položaja centara) $\mathbf{IW}_{S_1 \times R}$

- ulaznog vektora korekcije \mathbf{b}_{1S_1x1} , izračunatog na osnovu ulaznog parametra koji definiše „širinu” RB funkcije (*spread*)
- izlazne matrice težinskih koeficijenata $\mathbf{LW}_{S_2xS_1}$
- izlaznog vektora korekcije \mathbf{b}_{2S_2x1}

RBF mreža izračunava izlaz (tok MFB) primenom sledećih računskih operacija:

1. Izračunavanja EDM-a

Vektor \underline{p}_{1xR} se prvo „proširi” na matricu \mathbf{p}_{S_1xR} sa S_1 identičnih redova. Zatim se izračunava EDM između matrica \mathbf{p} i \mathbf{IW} :

$$\text{EDM}_{S_1x1} = \sqrt{\sum_{S_1} ((\mathbf{IW} - \mathbf{p}) \odot (\mathbf{IW} - \mathbf{p}))}$$

2. Izračunavanja vrednosti RB funkcije

$$\text{RB}_{S_1x1} = \text{radbas}(\text{EDM} \odot \mathbf{b}_1)$$

3. Izračunavanja vrednosti drugog sloja mreže:

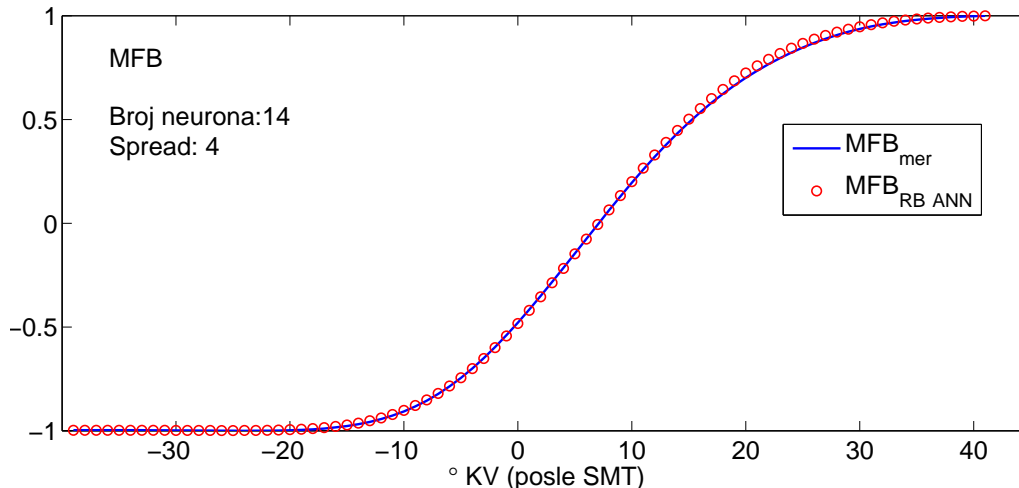
$$\mathbf{y}_{1S_2x1} = \mathbf{LW} \times \text{RB} + \mathbf{b}_2$$

Na slici 8.10 prikazano je poređenje izmerenog i simuliranog toka MFB na jednom od ciklusa režima br. 27.

Skup svih snimljenih ciklusa (skup \mathbf{P}) podeljen je na podskupove ciklusa za učenje i validaciju. Podela režima i ciklusa je prikazana na slikama 5.3 - 5.6. Celokupan broj ciklusa je približno podeljen u odnosu 30:70, tako da je na pomenutim slikama manji skup (M_S) označen kao skup za testiranje, a ostatak (veći skup V_S) kao skup za učenje.

Kako bi se ispitala osetljivost RBF mreže, za potrebe virtuelnog senzora MFB, vršene su varijacije:

- širine RB funkcija u opsegu $\text{spread} \in [3 \dots 10]$ sa korakom 1.
- ograničenja maksimalnog broja neurona $S_{1max} \in \{14, 21, 43, 81\}$.



Slika 8.10.: Poređenje izmerenog i simuliranog toka MFB pomoću RB ANN (jedan od ciklusa režima br. 27)

- dužine ulaznog vektora u komponenti koja se odnosi na M_{synth} : prosleđivan je vektor pune dužine (81 + 2 elementa, ugaone rezolucije 1° KV); 40 + 2 ($\sim 2^\circ$); 20 + 2 ($\sim 4^\circ$); 14 + 2 ($\sim 6^\circ$).
- zamena uloga skupova M_S i V_S , kako bi se ispitaio uticaj veličine skupa za učenje na moć generalizacije RBF mreže.

Shodno naznačenim varijacijama izvršeno je više numeričkih testova, čiji su osnovni parametri prikazani u tabeli 8.1.

Za svaku od kombinacija parametara (S_{1max} , $spread$) vršeno je obučavanje (učenje) RBF mreže. U slučajevima kada je za učenje korišćen skup V_S , novokreirana mreža je testirana komplementarnim skupom M_S i obrnuto.

Kriterijum MSE, izražen jednačinom (8.14), pogodan je za procenu sposobnosti mreže da izvrši kvalitetnu estimaciju izlazne veličine i često se koristi u procesu optimizacije parametara mreže zato što je, bez obzira na dimenzionalnost ulaznih i izlaznih vektora, reprezentovan jednim skalarom.

Na slici 8.11 je prikazano poređenje toka modifikovanog parametra MSE_N (jednačina 8.15), koji prikazuje u kojoj meri varira srednja vrednost kvadrata greške na ugaonom intervalu koji odgovara izlaznoj veličini. Iako je, u ovom konkretnom slučaju, mreža trenirana sa relativno malim brojem neurona i na skupu koji sadrži svega 30-ak % svih snimljenih ciklusa, razlika u grešci na skupu za učenje i testiranje je relativno mala. Ta razlika je neznatna na segmentu koji odgovara početnoj fazi

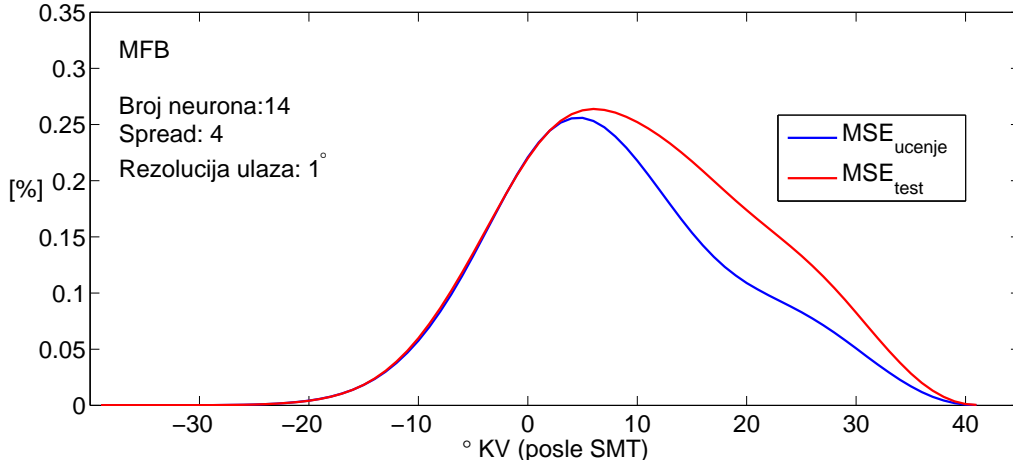
Tabela 8.1.: Numerički testovi različitih konfiguracija RBF ANN

Test br.	ugaona rezolucija M_{synth} [$^{\circ}KV$]	Skup za učenje	Max. broj neurona (S_{1max})	Spread (min std)	σ Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$]	Spread (min mean)	MSE Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$]
1	1	V_S	14	7	0.417	9	0.187
			21	4	0.330	4	0.121
			43	6	0.285	6	0.089
			81	6	0.287	8	0.089
2	1	M_S	14	4	0.356	4	0.133
			21	10	0.319	10	0.106
			43	8	0.411	8	0.171
			81	8	0.654	8	0.431
3	2	V_S	14	4	0.317	4	0.104
			21	6	0.327	6	0.120
			40	5	0.299	6	0.095
4	2	M_S	14	3	0.367	3	0.135
			21	5	0.309	5	0.102
			40	6	0.404	6	0.164
5	4	V_S	7	7	0.425	7	0.184
			14	5	0.255	5	0.067
			20	5	0.334	5	0.129
6	4	M_S	7	8	0.480	8	0.232
			14	5	0.321	5	0.109
			20	3	0.280	3	0.079
7	6	V_S	7	3	0.520	3	0.276
			14	6	0.306	6	0.098
8	6	M_S	7	5	0.545	5	0.296
			14	8	0.374	8	0.143

sagorevanja i fazi u kojoj proces sagorevanja doseže svoj maksimum (do nekih 10-ak stepeni KV posle SMT). Ova slika ukazuje na to da se virtuelni senzor toka MFB uspešno može koristiti za rekonstrukciju celog toka sagorevanja i da RB model ima veoma dobru moć generalizacije.

$$MSE_N(\Delta \mathbf{y}) = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta \mathbf{y}_i^2}{N} = \frac{\sum_N ((\mathbf{y}_{sim} - \mathbf{y}_{mer}) \odot (\mathbf{y}_{sim} - \mathbf{y}_{mer}))}{N} \quad (8.15)$$

Glavno merilo ocene kvaliteta senzora MFB jeste njegova sposobnost lociranja ugaonog položaja MFB50, kao ključnog parametra za ocenu kvaliteta toka sagorevanja. U tom smislu izračunavani su:



Slika 8.11.: Poređenje toka MSE_N na skupovima M_S i V_S ; učenje je vršeno na skupu M_S

- Srednja kvadratna vrednost ciklusne razlike originalnog (merenog) i estimiranog MFB50: $MSE(\Delta_{MFB50})$ gde je:

$$\Delta_{MFB50} = MFB50_{sim} - MFB50_{mer} \quad (8.16)$$

Veličina Δ_{MFB50} je vektor koji predstavlja razliku na skupu ciklusa. U zavisnosti od toga na kom od skupova je razlika računata, ovoj, kao i posredno izračunatoj veličini MSE se pridodaje indeks t (test) ili l (učenje).

- Standardna devijacija vrednosti Δ_{MFB50} kao :

$$\sigma_{\Delta_{MFB50}} = \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_N (\Delta_{MFB50} - \bar{\Delta}_{MFB50})^2} \quad (8.17)$$

Za svaki od testova prikazanih u tabeli 8.1, pri fiksiranom broju neurona, vrednosti $MSE(\Delta_{MFB50})$ i $\sigma_{\Delta_{MFB50}}$ su postizale svoj minimum pri određenim vrednostima širina RB funkcija (parametar *spread*). U tabeli 8.1 su prikazane upravo te, optimalne vrednosti širina, kao i korespondentne vrednosti kontrolnih parametara MSE i σ nad skupom koji nije bio deo procesa učenja mreže, kako bi se ukazalo na njenu sposobnost generalizacije.

U skladu sa zaključcima, izvedenim u poglavlju 2.2, pri izračunavanju parametara MSE i σ , ciklusne vrednosti MFB50 su filtrirane metodom pravougaone pokretne sredine, i to minimalno potrebne širine od 14° KV.

Prikazana analiza Pipitonea [4], takođe ukazuje na to da bi varijacija pokazatelja *MFB50* od $\pm 1.63^\circ$ KV bila sasvim zadovoljavajuća za potrebe sistema koji bi upravljao fazom procesa sagoravanja, odnosno sistemom paljenja. Uz pretpostavku da varijacije potiču od grešaka određivanja *MFB50* od strane virtuelnog senzora i da se rasipanje greške može aproksimirati normalnom raspodelom, može se formulisati uslov koji bi ovaj virtuelni senzor *MFB50* trebalo da ispunjava:

$$(2 \dots 3) \cdot \sigma_{\Delta_{MFB50}} < 1.63^\circ \quad (8.18)$$

što posredno dovodi do zaključka da bi prihvatljiva devijacija greške određivanja bila:

$$\sigma_{\Delta_{MFB50}} < 0.54^\circ \quad (8.19)$$

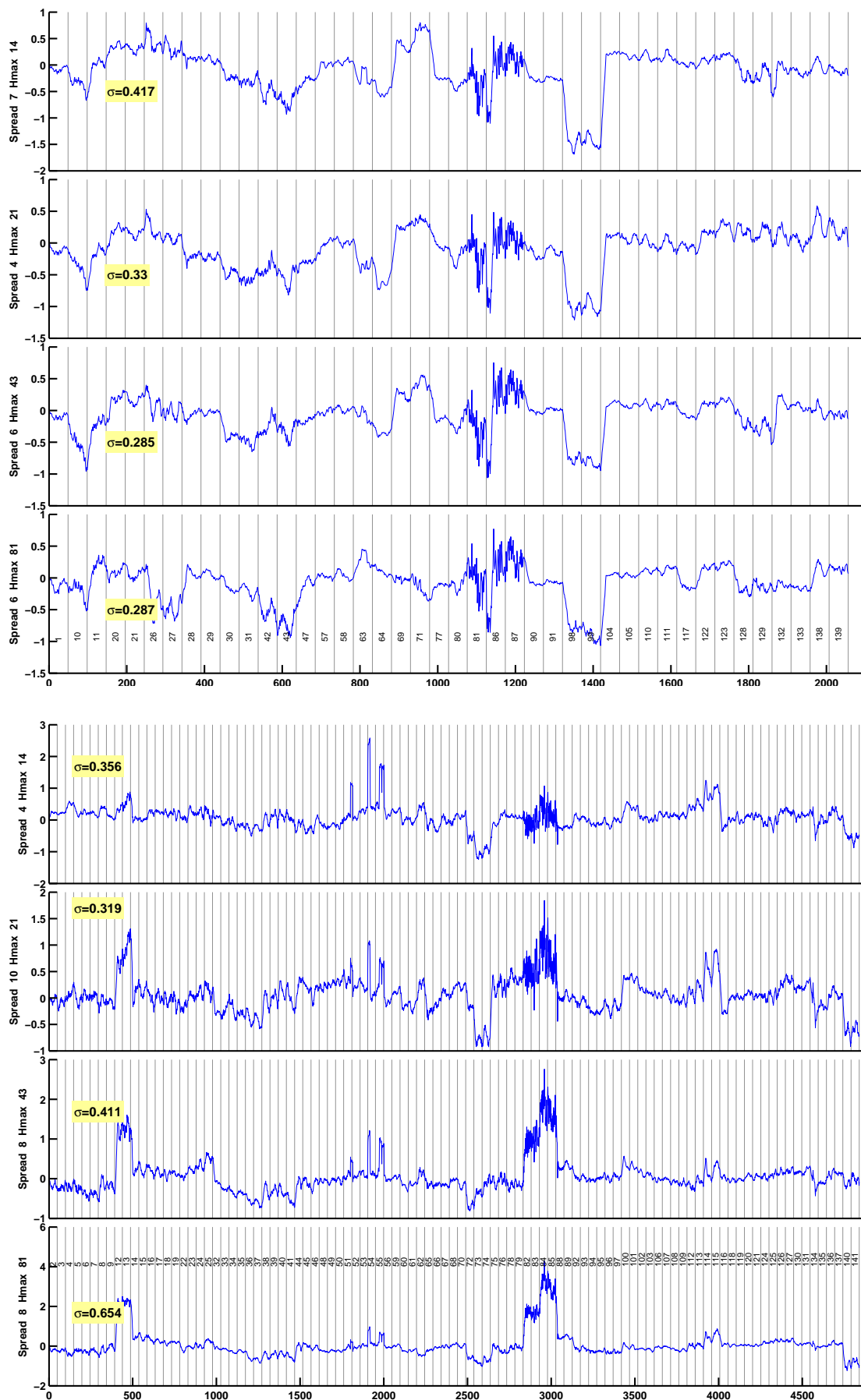
Analizirajući rezultate numeričkih testova RBF mreže, prikazanih u tabeli 8.1, može se uočiti da je ovaj uslov ispunjen čak i korišćenjem relativno malog broja neurona uz grubu rezoluciju ulaznog signala. U testu broj 8, u kome je učenje mreže vršeno na „manjem” skupu podataka, taj uslov je postignut uz pomoć mreže od 14 neurona, dok je učenje mreže na „većem” skupu omogućilo smanjenje potrebnog broja neurona na 7.

Na slikama 8.12 - 8.15 prikazane su vrednosti Δ_{MFB50} u $^\circ KV$ na skupu koji nije učestvovao u učenju mreže, i to za one vrednosti parametra *spread* za koje standardna devijacija $\sigma_{\Delta_{MFB50}}$ dostiže minimalnu vrednost. Na slikama je označen i redni broj režima, kako bi se mogla uspostaviti korelacija između varijacije Δ_{MFB50} i samog radnog režima. Sa slika je uočljivo da mreža sa većim brojem neurona ne mora nužno da da i bolje rezultate, kao i da viša ugaona rezolucija ulaznog signala takođe ne mora da znači i bolju estimaciju *MFB50*. Najveće greške virtuelni senzor *MFB50* čini na režimima sa niskim opterećenjem, kojima je svojstvena stehiometrijska i blago siromašna smeša, a ona utiče na nižu stabilnost procesa sagorevanja.

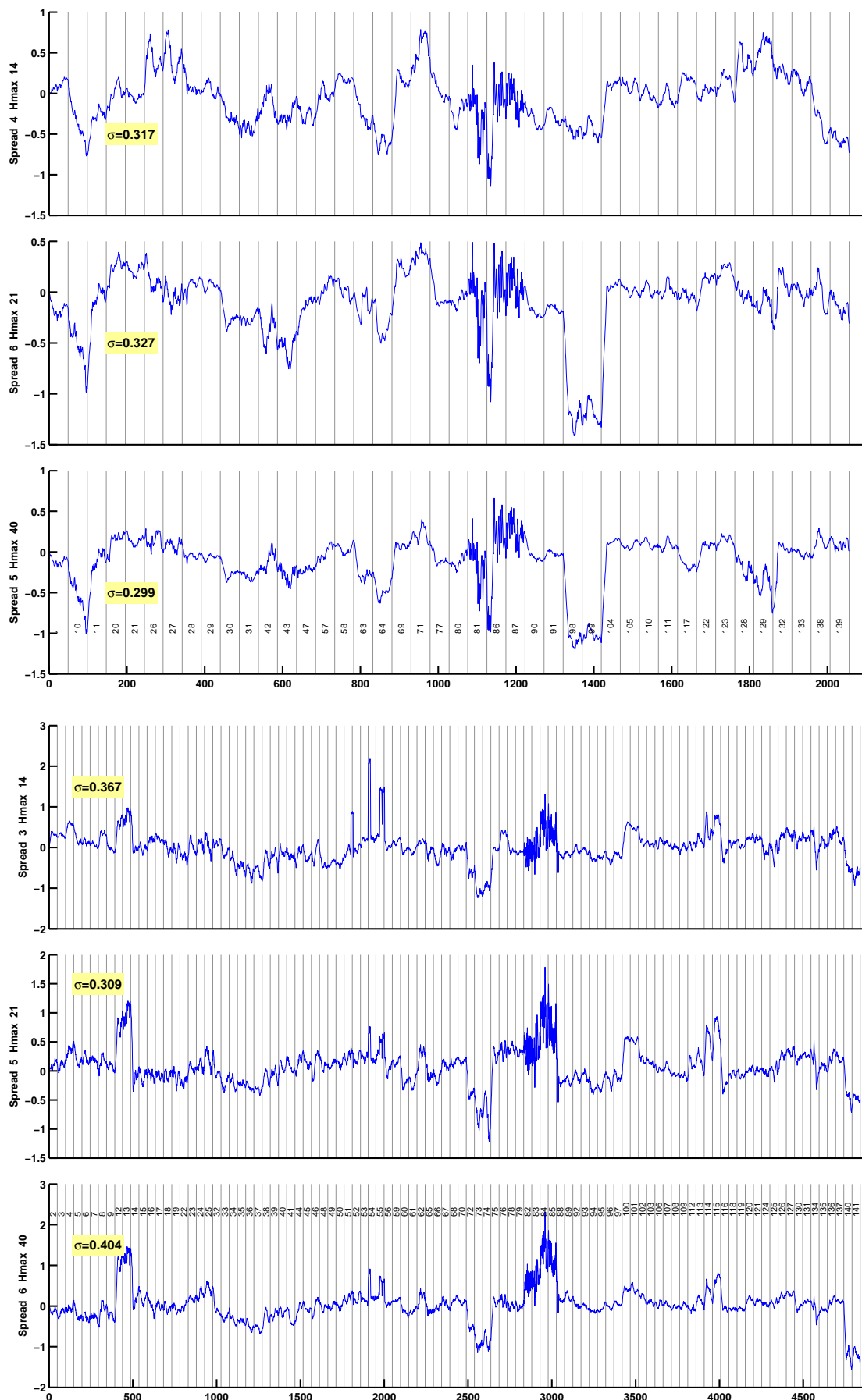
Štaviše, tok *MFB* korišćen kao ulazna veličina za učenje mreže, računat je modifikovanom Rassweiler & Whitrow metodom (poglavlje 6.1.3), koja nije imala ugrađen algoritam za detekciju ciklusa sa nepotpunim ili izostalim sagorevanjem, što je dovelo do toga da ovakvi ciklusi i završe u skupu podataka na osnovu koga je mreža učila. Tok *MFB* kod ovakvih ciklusa nema termodinamički značaj i njihov oblik

se bitno razlikuje od oblika toka sagorevanja kod ciklusa, koji su imali normalan proces sagorevanja. Diskretan pik greške na početku režima br. 54 ukazuje upravo na cikluse sa skoro potpuno izostalim sagorevanjem. Ovo se može potvrditi i tokom MFB krivih ovih ciklusa, koji svojim niskim gradijentima odudaraju od većine ostalih ciklusa na tom režimu.

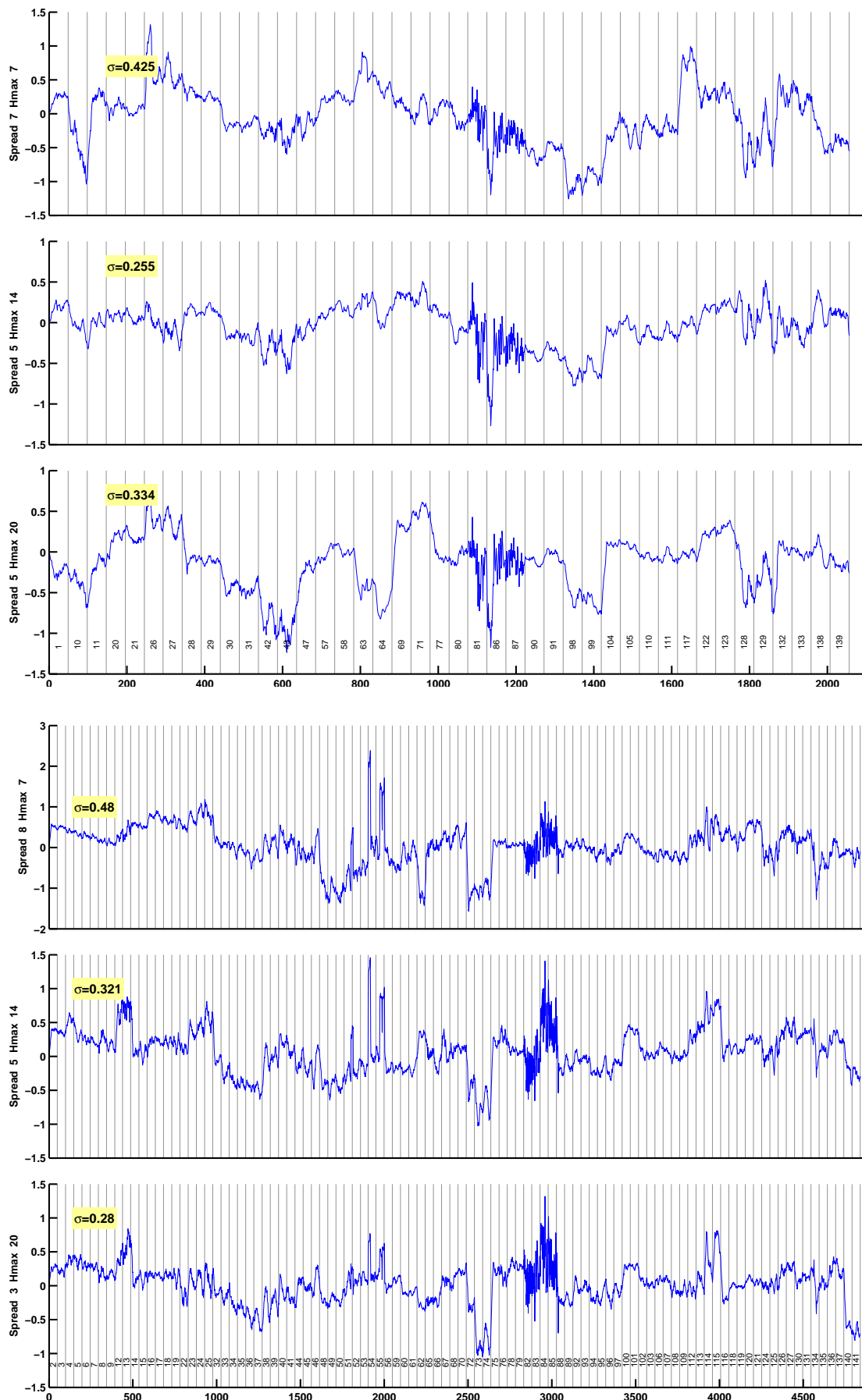
Evidentno je da se virtuelni senzor, zasnovan na RBF mreži, dobro snalazi na režimima na kojima je moguće osvariti stabilniji proces sagorevanja. Na karakteristike ovog senzora posredno utiče sastav smeše, te bi postojanje informacije o ciklusno ostvarenom sastavu smeše bila veoma korisna za njegov rad.



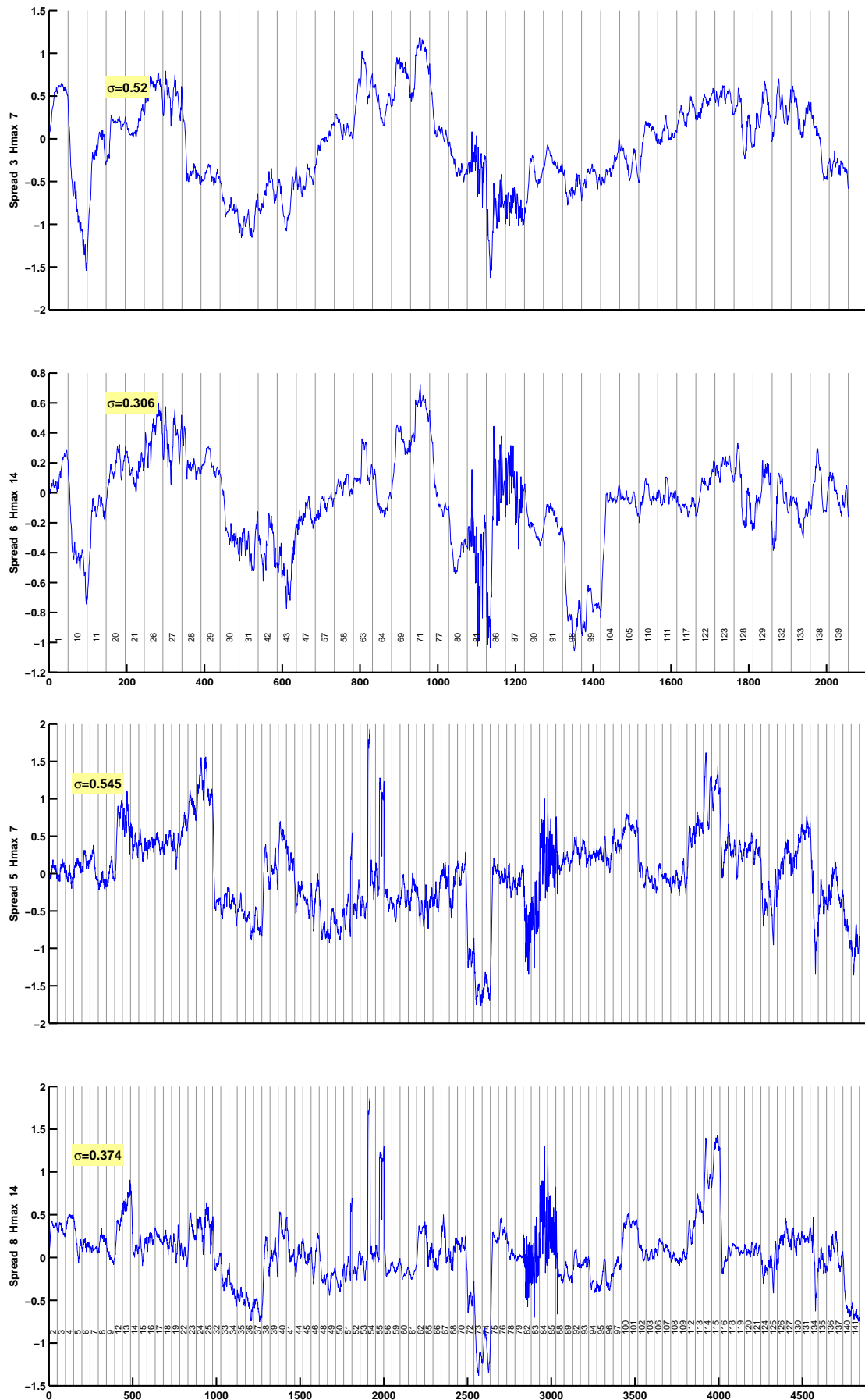
Slika 8.12.: Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 1 (gore) i br.2 (dole)



Slika 8.13.: Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 3 (gore) i br.4 (dole)



Slika 8.14.: Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 5 (gore) i br.6 (dole)



Slika 8.15.: Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu, test br. 7 (gore) i br.8 (dole)

8.3. Lokalni linearni neuro-fuzzy modeli

Virtuelni senzor toka MFB, zasnovan na primeni RBF mreža, je pokazao da ima dobra svojstva generalizacije i da se može koristiti, kako za detekciju celokupnog toka MFB, tako i za detekciju ugaonog položaja MFB50 obradom estimiranog toka MFB (detekcijom prolaska kroz nulu). Krajnji cilj ove vrste istraživanja je implementacija ovih softverskih, virtuelnih senzora u algoritme upravljačkih jedinica motora. U zavisnosti od broja implementiranih neurona i slojeva, obrada podataka primenom neuronskih mreža iziskuje veći ili manji broj računskih operacija. Povećano numeričko procesiranje svakako postavlja nove zahteve u pogledu procesorske snage, ali i memorijskih kapaciteta mikrokontrolera EUJ.

U tom smislu se velika pažnja posvećuje istraživanjima i iznalaženju novih algoritama, koji su u stanju da koncept neuronskih mreža implementiraju uz što manji broj računskih operacija i što niže memorijske zahteve. Neuro-fuzzy modeli na tom polju prilično obećavaju i to posebno Lolimot modeli, koji su već uspešno primenjivani u algoritmima za upravljanje i dijagnostiku stanja motora SUS (poglavlje 4.2).

Relativno jednostavna implementacija Lolimot modela je moguća u modeliranju tzv. MISO³ sistema, odnosno sistema koji imaju više ulaznih i jednu izlaznu veličinu [205]. Za razliku od opisane RBF mreže, koja je funkcionisala kao MIMO⁴ model, izlaz Lolimot modela bi trebalo da bude skalar. Osnovna namena Lolimot modela treba da bude estimacija ugaonog položaja MFB50, te bi ovaj skalar i mogao da bude upravo izlaz modela.

Ulazni vektor ostaje isti kao i kod RBF modela:

$$\underline{p}^{(i)} = [\underline{M}_{synth,map}^{(i)} \quad \bar{n}_{mot,map}^{(i)} \quad \bar{p}_{uk,map}^{(i)}] \quad (8.20)$$

Izlaz je skalar:

$$t_{mfb50}^{(i)} = MFB50^{(i)} \quad (8.21)$$

³*Multiple Input Single Output*

⁴*Multiple Input Multiple Output*

Kako bi izlazna veličina bila direktno upotrebljiva u algoritmima upravljanja, veličina MFB50 nije mapirana na opseg $[-1, 1]$, već je direktno korišćena vrednost ugaonog položaja, izračunata obradom toka pritiska u cilindru (poglavlje 3.1).

U traganju za optimalnim vrednostima ključnih parametara Lolimot modela - broja podela ulaznog domena (N_p) i širina funkcija pripadnosti (σ_L), izvršeno je nekoliko numeričkih testova, čiji su rezultati prikazani u tabeli 8.2. Odabrani opseg širina funkcije pripadnosti Φ (jednačina 4.5), parametar σ_L $[0.2 \dots 0.5]$ ima numeričko značenje blisko vektoru \mathbf{b}_1 u RB modelu. Broj podela ulaznog domena je biran u opsegu $[2 \dots 7]$, a skup režima na kome je Lolimot učio je manji skup M_S . Vektor $\underline{M}_{synth}^{(i)}$ je, u ovom testu, sužen na 13 elemenata, odnosno vektor ugaone rezolucije $6^\circ KV$ ($N_D = 15$). Tako su rezultati ovog testa najviše poredivi sa testom broj 8 RB modela (tabela 8.1). Pri ovom poređenju treba imati na umu da broj podela, odnosno broj linearnih podmodela jeste ekvivalent broju neurona u RBF mreži.

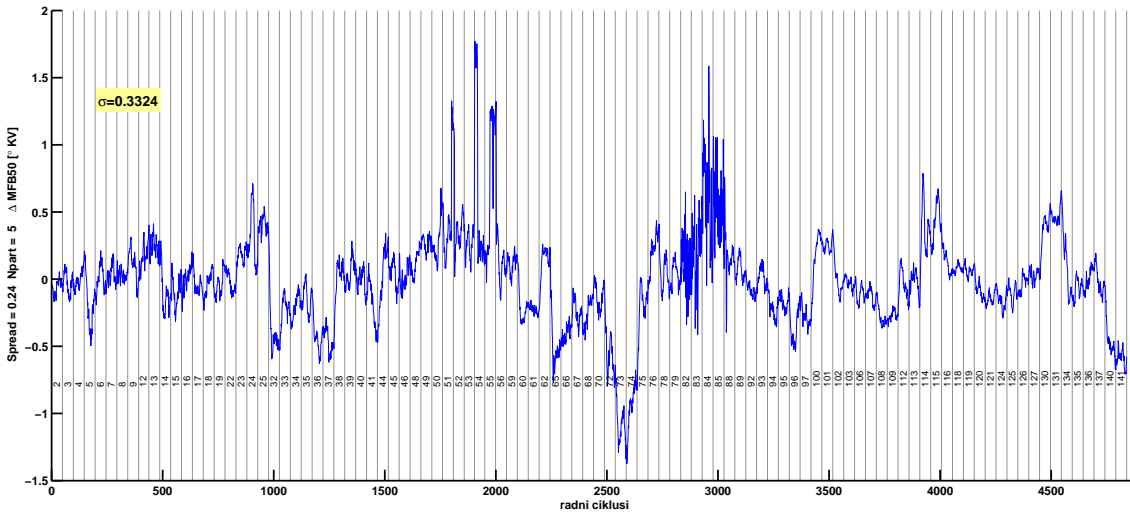
Tabela 8.2.: Numerički testovi različitih konfiguracija Lolimot modela - vrednosti $\sigma(\Delta_{MFB50})$ $[^\circ KV]$ na skupu za validaciju V_S

$N_p \downarrow$	$\sigma_L \rightarrow$	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5
2		0.400	0.405	0.414	0.445	0.447
3		0.392	0.382	0.391	0.385	0.496
4		0.369	0.357	0.419	0.353	0.576
5		0.353	0.332	0.389	0.351	0.610
6		0.581	0.340	0.452	0.379	0.590
7		0.597	0.341	0.486	0.385	0.585

Rezultati numeričkih testova Lolimot modela, sublimirani u standardnoj devijaciji vrednosti Δ_{MFB50} (jednakost (8.17)), pokazuju da se skoro u celoj test oblasti dobijaju vrednosti $\sigma_{\Delta_{MFB50}}$, koje zadovoljavaju kriterijum izražen pomoću nejednakosti (8.19). Najbolji rezultati postignuti su pri $\sigma_L = 0.25$ i $N_p = 5$ podela. Ovo ukazuje da Lolimot model i sa manjim brojem „neurona” može, u više nego prihvatljivim granicama greške, detektovati položaj MFB50.

Manji broj procesorskih elemenata (5), i manje matrice koeficijenata (5×16 u ovom slučaju) omogućavaju brže izvršavanje algoritma i manje zahteve za memorijom. Na slici 8.16 prikazana je varijacija razlike estimirane i originalne vrednosti položaja MFB50 na test skupu - V_S . Zaključci, izvedeni u poglavlju 4.1.2, a koji

se odnose na komentar maksimalnih grešaka, koje se čine pri estimaciji MFB50 u potpunosti važe i u primeni Lolimot modela.



Slika 8.16.: Δ_{MFB50} [$^{\circ}KV$] na test skupu V_S , Lolimot $\sigma_L = 0.25$, $N_P = 5$

8.4. Zajednička informacija i ANN

Teorija informacija, čiji je začetnik Shannon[206], informaciju posmatra kao fizičku, merljivu veličinu. Primena koncepata teorije informacija omogućava utvrđivanje korelacije informacionog sadržaja između dve ili više promenljivih koje su naizgled stohastičke, ali zapravo u nekoj uzročno posledičnoj vezi. Jedan od parametara, koji oslikava u kojoj meri se sadržaj jedne veličine oslikava u nekoj drugoj, je tzv. zajednička informacija MI^5 . Posebna prednost ove veličine jeste njena sposobnost da identifikuje nelinearne zavisnosti između slučajnih promenljivih sa proizvoljnom raspodelom. Dodatna prednost MI je mogućnost njene primene na višedimenzionalne setove podataka.

Modeli RBF mreža ili Lolimot neuro-fuzzy modeli, korišćeni u virtuelnom senzoru MFB50, su zapravo preslikavali jedan set promenljivih ($\underline{M}_{synth}, p_{uk}, n_{mot}$) u položaj MFB50. Numeričkim testovima je tražena optimalna vrednost parametara koji grade mrežu:

- broj neurona / podela ulaznog domena
- širina aktivacione funkcije / funkcije pripadnosti

⁵*Mutual Information*

- broj ulaza u mrežu / neuro-fuzzy model

Ciljni model treba da bude rezultat kompromisa, koji podrazumevaju zadovoljavajuću sposobnost generalizacije i što višu tačnost uz što manji i kompaktniji model. Predočena analiza je pokazala da ovi zahtevi i ne moraju uvek da budu u potpunosti kontradiktorni i da je moguće dobiti kvalitetne rezultate primenom modela sa smanjenim brojem neurona i suženim brojem ulaza.

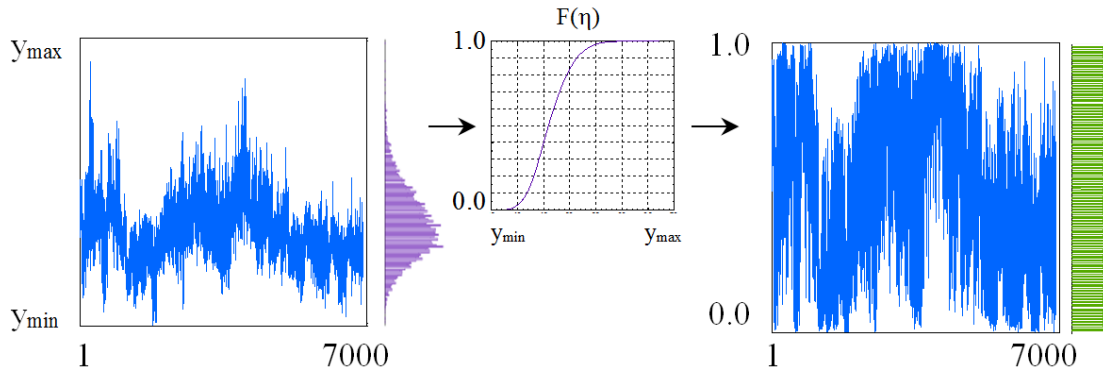
U prethodnim analizama je broj ulaza sužavan smanjenjem ugaone rezolucije, tako što je umesto na svaki ugaoni stepen kolenastog vratila, ulazni signal generisan na svakom drugom, četvrtom, odnosno šestom stepenu. Teorija informacije baca sasvim drugačije svetlo na postupak kojim treba odabrati ulaze, a glavni kriterijum odabira jeste količina informacije koju određeni ulaz unosi sa sobom u model.

Zajednička informacija $I(\xi, \eta)$ se može definisati kao količina informacije koju je moguće dobiti o promenljivoj η , a na osnovu prethodnog znanja o promenljivoj ξ . U ovom konkretnom slučaju, veličine \underline{M}_{synth} i $MFB50$ se mogu posmatrati kao realizacije dva slučajna procesa ξ_n i η_n (gde indeks n ukazuje na dimenzionalnost podataka). U tom slučaju se zajednički informacioni sadržaj može iskoristiti za procenu protoka informacija, što vodi ka oceni statističke povezanosti ove dve promenljive. Koncept zajedničke informacije je Shannon uveo opisujući proces prenosa informacije. Ulazi sistema sa sobom nose informacije koje možemo da obeležimo veličinom $H(\xi)$. U sistem ulaze i nepoželjne informacije (šum), tako da sistem biva izložen dejstvu ukupnog informacionog sadržaja $H((\xi, \eta))$, gde na šum otpada $H((\xi, \eta)) - H(\xi)$. Primitivna informacija $H(\eta)$ se sastoji od zajedničke informacije $I(\xi, \eta)$ i irelevantne informacije, odnosno šuma $H((\xi, \eta)) - H(\xi)$. Jedan deo informacije se pri transferu neminovno i trajno gubi i on se može označiti sa $H((\xi, \eta)) - H(\eta)$. Tako je:

$$I(\xi, \eta) = H(\xi) - (H((\xi, \eta)) - H(\eta)) = H(\xi) + H(\eta) - H((\xi, \eta)) \quad (8.22)$$

Veličina H , kojom se meri informacioni sadržaj, je definisana kao Rényijeva informaciona entropija, koja se za diskretnu slučajnu promenljivu ξ , sa gustinom raspodele $\{p_m\}$ definiše kao:

$$H_\alpha(\xi) := H_\alpha(\{p_m\}) = \begin{cases} \frac{1}{1-\alpha} \log_2 \sum_{m=1}^M p_m^\alpha & : \alpha \geq 0, \alpha \neq 1 \\ -\sum_{m=1}^M p_m \log_2 p_m & : \alpha = 1 \end{cases} \quad (8.23)$$



Slika 8.17.: Nelinearna transformacija MFB50 kao signala proizvoljne raspodele u skup vrednosti relativnog ranga, koji ima uniformnu raspodelu

gde parametar α označava red entropije.

U upotrebi je često Rényijeva entropija drugog reda, tako da je zajednička informacija $I_2(\xi, \eta)$

$$I_2(\xi, \eta) = H_2(\xi) + H_2(\eta) - H_2((\xi, \eta)) \quad (8.24)$$

Da bi veličina $I_2(\xi, \eta)$ mogla da se interpretira kao mera sadržane zajedničke informacije, potrebno je da promenljiva η ima uniformnu raspodelu na intervalu $[0, 1]$. Zbog toga je potrebno prethodno obraditi vektor koji sadrži vrednost MFB50 na svim snimljenim ciklusima. Praktičan način za transformaciju promenljive, tako da njena gustina raspodele postane uniformna, svodi se na jednostavno rangiranje elemenata skupa [207]. Jednačina (8.25) opisuje rangiranje elemenata skupa u vrednosti apsolutnog $R_i(m)$, ili relativnog ranga $r_i(m)$.

$$\begin{aligned} x_i(m) \mapsto R_i(m) &= |\{k : x_i(k) \leq x_i(m), \quad k = 1, \dots, K\}| \\ & \quad m = 1, \dots, K \\ r_i(m) &= \frac{R_i(m)}{K} \end{aligned} \quad (8.25)$$

U ovom konkretnom slučaju, veličina koju treba transformisati je $x_i(m) = MFB50(m)$, gde je m redni broj ciklusa kojih ukupno ima $K = 6896$. Uz pomoć ove transformacije karakteristika transformiranog signala (slika 8.17 desno) je ekvivalentna karakteristici originalnog signala (slika 8.17 levo) [208], tj. nije narušen informacijski sadržaj signala.

Izračunavanje entropije H_α , definisane jednačinom (8.23), iziskuje poznavanje gustine raspodele $\{p_m\}$. S obzirom na to da se analizirani skup sastoji od konačnog broja diskretnih vrednosti, Pompe [207] je predložio prigodan matični račun koji, nad ovakvim skupom, entropiju drugog reda $H_2(\xi)$ izračunava kao:

$$H_2(\xi) \approx -\log_2(C_{\bar{\epsilon},K}) \quad (8.26)$$

gde $C_{\bar{\epsilon},K}$ predstavlja tzv. korelacioni integral, koji u prvom približenju odgovara verovatnoći promenljive veličine:

$$C_{\bar{\epsilon},K} = \frac{1}{K^2} \cdot \sum_{i,j=1}^K \left(\bigwedge_{d=0}^D B_d \right) = \frac{1}{K} + \left[\frac{2}{K^2} \cdot \sum_{i<j} \left(\bigwedge_{d=0}^D B_d \right) \right] \quad (8.27)$$

Izračunavanjem apsolutnih vrednosti ranga moguće je formirati odgovarajući vektor :

$$\{\underline{R}(k)\}_{k=1}^K \equiv [R(1) \quad R(2) \quad \dots \quad R(K)]$$

Analizom međusobnog rastojanja članova vektora ranga, dolazi se do matrice rastojanja vrednosti ranga:

$$\delta_{(j,k)} = \|R(j) - R(k)\|$$

Matrica δ , zapravo predstavlja *EDM* vektora \underline{R} .

Poređenjem broja pojavljivanja određene diskretne veličine unutar skupa, može se proceniti verovatnoća njegovog pojavljivanja, odnosno mogu se dobiti numeričke vrednosti koje reprezentuju gustinu raspodele. U tom smislu se domen od K elemenata deli na segmente širine ϵ , a potom se, za svaki od elemenata matrice δ , vrši provera pripadnosti svakom od segmenata. Na taj način se formira binarna matrica rastojanja ranga:

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} b_{(1,1)} & b_{(1,2)} & \cdots & b_{(1,K)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{(K,1)} & b_{(K,2)} & \cdots & b_{(K,K)} \end{pmatrix}$$

gde je

$$b_{(i,j)} := \begin{cases} 1 & : \delta_{(i,j)} < \epsilon \\ 0 & : \end{cases} \quad (8.28)$$

U slučaju da je promenljiva višedimenzionalna ($d > 0$), vektor vrednosti ranga postaje matrica sa $D + 1$ redova, a za svaku od dimenzija se posebno računa binarna matrica rastojanja ranga B_d , $d = 0 \dots D$.

Binarna matrica B_d je kvadratna i simetrična, te se zato vrednost korelacionog integrala može računati ili na osnovu svih elemenata matrice ili samo jedne njene polovine (za $i > j$), što je i prikazano opcionim izrazima u jednakosti (8.27). Operacija $(\bigwedge_{d=0}^D B_d)$ predstavlja logičku konjukciju binarnih matrica svih dimenzija promenljive.

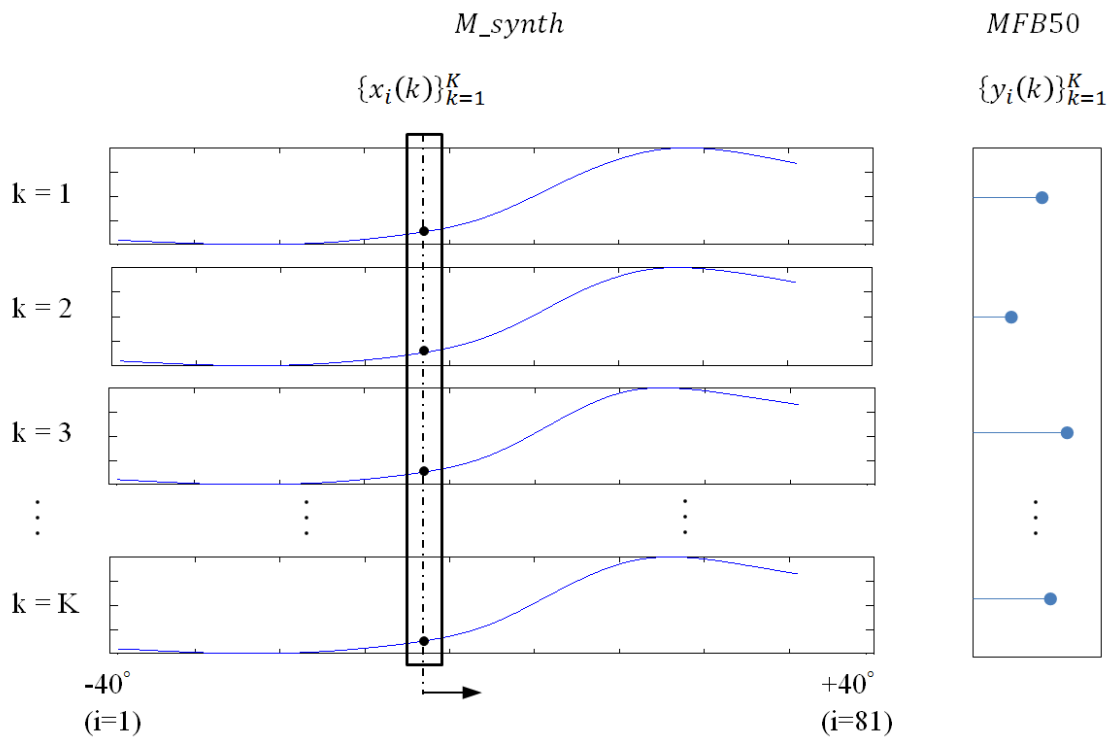
U slučaju jednodimenzione promenljive, kao što je *MFB50* i uz korišćenje relativnog ranga r_i , korelacioni integral $C_{\bar{\epsilon}, K}$ se izračunava:

$$C_{\bar{\epsilon}, K} = \sum_{i=1}^K \left(\frac{n_{bin}}{K^2} \cdot \sum_{j=1}^K b_{(i,j)} \right)^2 \quad (8.29)$$

gde je n_{bin} (10...50) broj koji definiše širinu kontrolnog prozora ϵ za proveru pripadnosti u izrazu (8.28):

$$\epsilon = \frac{1}{2 \cdot n_{bin}}$$

Da bi se konačno dobila vrednost zajedničke informacije I_2 , po izrazu (8.29), potrebno je izračunati vrednosti Rényijeve entropije drugog reda za promenljivu ξ , promenljivu η i složenu promenljivu (ξ, η) . Na slici 8.18, prikazan je način određivanja ovih veličina:



Slika 8.18.: Izračunavanje I_2 između i -tog ugaonog inkrementa signala M_{synth} ($\{x_i(k)\}_{k=1}^K$) i odgovarajuće vrednosti MFB50 ($\{y_i(k)\}_{k=1}^K$) na skupu od $K = 6896$ ciklusa

- $H_2(\eta)$ je entropija izlazne promenljive MFB50 i računa se nad vektorom, koji sadrži uniformno raspodeljene realizacije MFB50 na K radnih ciklusa.
- $H_2(\xi)$ je entropija ulazne promenljive, koja je reprezentovana vektorom formiranim od realizacija M_{synth} u i -tom ugaonom položaju KV na K radnih ciklusa ($i = 1 \dots 81$).
- $H_2(\xi, \eta)$ je entropija složene promenljive, koja se računa na identičan način kao i prethodne dve, s tim što se binarna matrica rastojanja ranga dobija logičkom konjukcijom matrica:

$$B_{(M_{synth}^{(i)}, MFB50)} = B_{M_{synth}^{(i)}} \wedge B_{MFB50} \quad (8.30)$$

Izračunata veličina zajedničke informacije $I_2(M_{synth}, MFB50)$, ukazuje na zajednički informacioni sadržaj MFB50 i M_{synth} na svakom od raspoloživih ugaonih inkremenata. Na slici 8.19, kriva označena sa „1. iteracija” prikazuje kako se menja intenzitet zajedničke informacije na razmatranom ugaonom intervalu. Ugaoni inkrement, na kome kriva I_2 dostiže svoj maksimum, ukazuje na značaj informacionog

sadržaja ovog inkrementa, tj. da je njega, definitivno, potrebno uvrstiti kao element ulaznog vektora u ANN odnosno neuro-fuzzy model.

Kako bi se utvrdilo koji sledeći ugaoni inkrement sadrži, po značaju, najviše informacija o *MFB50*, vrši se serija testova, odnosno izračunavanja I_2 funkcija sledećim iteracionim postupkom, čiji su rezultati prikazani na slici 8.19:

- U prethodnom koraku je identifikovan ugaoni položaj sa maksimalnim informacionim sadržajem (npr. $\{x_{35^\circ}(k)\}_{k=1}^K$).
- U tekućem koraku se promenljiva ξ formira kao višedimenzionalna promenljiva, koja se sastoji od vektora $\{x_i(k)\}_{k=1}^K$, koji je proširen fiksni vektorom, odnosno rezultatom iz prethodnog koraka (u slučaju druge iteracije to je vektor $\{x_{35^\circ}(k)\}_{k=1}^K$).
- Tekuća iteracija daje tok I_2 sa modifikovanom ulaznom informacijom, koja svoj minimum postiže na ugaonom inkrementu, koji odgovara maksimumu prethodne iteracije, jer nova promenljiva sa tog ugaonog inkrementa ne može da „izvuče” nikakvu novu informaciju. Maksimum se dostiže pri nekom novom, po značaju sledećem, ugaonom inkrementu.

Detaljnija objašnjenja i uvid u ceo postupak dao je Heister u [208] i [209], na primeru korelacione analize toka pritiska u cilindru i parametra MFB50.

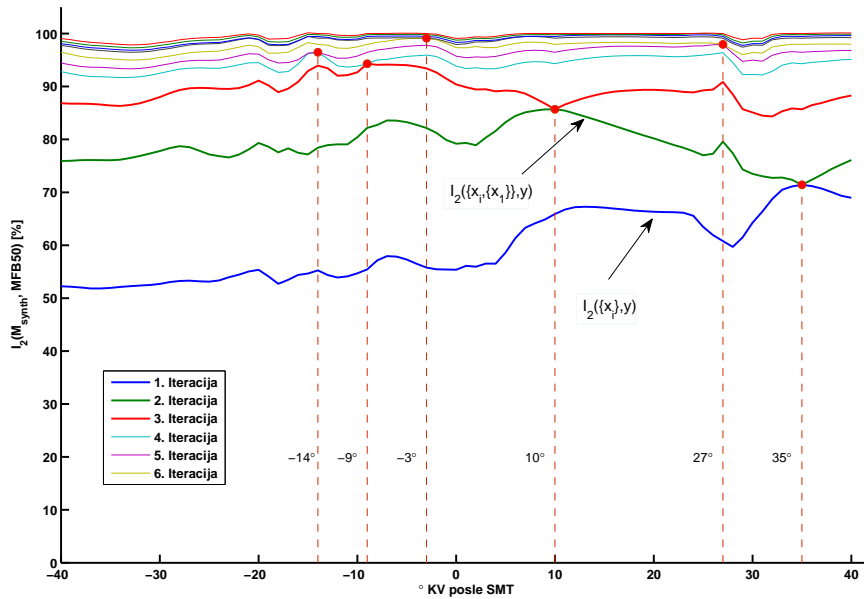
Vrednost funkcije I_2 je, po svojoj definiciji, limitirana između vrednosti:

$$0 \leq I_2(\xi, \eta) \leq \min(H_2(\xi), H_2(\eta)) \quad (8.31)$$

Ova činjenica se može iskoristiti za predstavljanje funkcije I_2 u relativnom odnosu [0...100%]. Povećanjem broja odabranih ulaza njihov ukupni informacioni sadržaj raste i asimptotski teži vrednosti 1, što je i vidljivo na slici 8.19.

Identifikovani ugaoni inkrementi sa najviše informacionog sadržaja o parametru *MFB50*, u prvih 10 iteracija, prikazani su u tabeli 8.3.

Ovakvim odabirom uzoraka na ulazu moguće je formirati optimalni vektor, koji sadrži mali broj elemenata, ali odabranih tako da sadrže najveći deo tražene informacije.



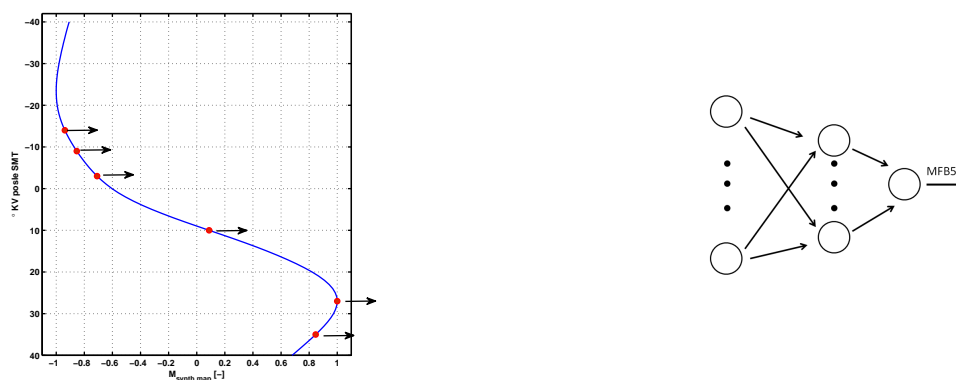
Slika 8.19.: Serija I_2 krivih za sukcesivne iteracione korake procesa odabira ugaonih inkremenata sa najvećim informacionim sadržajem u pogledu MFB50

Tabela 8.3.: Ugaoni inkrementi sa najvećim informacionim sadržajem o MFB50

Iteracija	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Odabrani ulazi [°KV] posle SMT	35	10	-9	-14	27	-3	7	16	24	-15

Na slici 8.20 prikazano je formiranje ulaznog vektora od uzoraka sa, po informacionom značaju, prvih šest ugaonih inkremenata. Sa tako formiranim ulazom izvršeno je više numeričkih testova nad Lolimot modelom, čiji su rezultati prikazani u tabeli 8.4. Uočljivo je da je, optimizacijom ulaznog vektora, postignuta slična vrednost standardnog odstupanja greške, i to sa modelom koji ima više nego dvostruko manje neurona, i dvostruko manju dužinu ulaznog vektora u odnosu na test koji je davao najbolje rezultate (prikazan u tabeli 8.2).

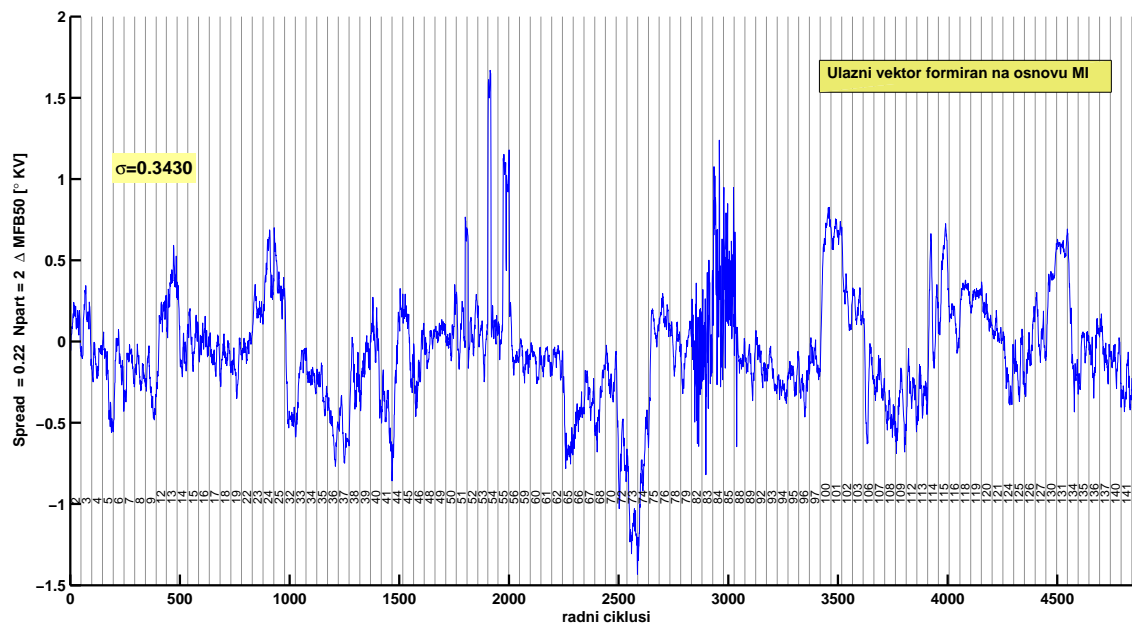
Značajno smanjenje broja lokalnih delova Lolimot modela i broja elemenata ulaza doprinosi i povećanju brzine izračunavanja skoro 3 puta u odnosu na model sa model najboljih performansi iz tabele 8.2 [210]. Na slici 8.21 prikazan je tok varijacije greške lociranja ugaonog položaja MFB50 na test skupu V_S , koji nije učestvovao u obuci Lolimot modela.



Slika 8.20.: Formiranje ulaznog vektora ANN sa najvećim informacionim sadržajem

Tabela 8.4.: Numerički testovi različitih konfiguracija Lolimot modela - vrednosti $\sigma(\Delta_{MFB50})$ [°KV] na skupu za validaciju V_S ; Ulazni vektor formiran na osnovu rezultata MI analize (6 tačaka sa najvećim sadržajem informacije o MFB50)

$N_p \downarrow$	$\sigma_L \rightarrow$	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5
2		0.344	0.353	0.444	0.462	0.501
3		0.479	0.464	0.386	0.393	0.416
4		0.534	0.492	0.381	0.347	0.415
5		0.582	0.487	0.398	0.393	0.415
6		0.592	0.492	0.390	0.415	0.438
7		0.722	0.489	0.399	0.445	0.456



Slika 8.21.: Δ_{MFB50} [°KV] na test skupu V_S , Lolimot $\sigma_L = 0.22$, $N_P = 2$; Ulazni vektor formiran na osnovu rezultata MI analize (6 tačaka sa najvećim sadržajem informacije o MFB50)

9. Zaključak i smernice za budući rad

Optimalni radni ciklus, definisan sa gledišta energetske efikasnosti, a u okviru date konstrukcije motora, moguće je ostvariti upotrebom savremenih, naprednih sistema upravljanja. Uslovi, pod kojima se proces sagorevanja realizuje iz ciklusa u ciklus, variraju i stoga je ovim sistemima upravljanja neophodna povratna informacija o procesu. Faza procesa sagorevanja, na koju se tokom upravljanja utiče variranjem ugla predpaljenja, u značajnoj meri utiče na ekonomičnost i performanse motora.

Upravljanje sistemom paljenja u zatvorenoj petlji podrazumeva postojanje izvora povratne informacije o procesu. Te informacije sadržane su u raznim, empirijski definisanim pokazateljima sagorevanja, među kojima se ističe pokazatelj MFB50. Do pokazatelja procesa sagorevanja moguće je doći analizom različitih, više ili manje dostupnih veličina na motoru SUS, od kojih je najpoželjniji i najneposredniji tok pritiska u cilindru motora. Problemi, koji postoje u uzorkovanju ovog signala, navode istraživače na iznalaženje drugih izvora informacija o pokazateljima sagorevanja, a među njima se trenutna ugaona brzina nameće kao jedan od logičnih izbora. Poseban izazov, koji se nameće pred korišćenje ovog izvora informacija, leži u činjenici da je tok trenutne ugaone brzine pod jakim uticajem nelinearnog upliva momenta inercijalnih sila oscilujućih masa, što ovaj signal, iako lako dostupnim, čini veoma komplikovanim za obradu i ekstrakciju informacija o procesu sagorevanja.

Sistemi upravljanja uglom predpaljenja sa povratnom spregom u odnosu na otvorene sisteme, bazirane na upravljačkim mapama, ne nudi značajne prednosti koje direktno utiču na povećanje ekonomičnosti motora, sa jedne, dok sa druge strane, ovaj koncept omogućava unapređenje celokupnog upravljanja motorom i otvara nove mogućnosti na polju samodijagnostike i adaptacije sistema upravljanja motoru, što ukupno doprinosi poboljšanju performansi, ekonomičnosti i radnog veka celokupnog motora i njegovih podsistema uz istovremene uštede u proizvodnji.

Detaljno poznavanje dinamike klipnog mehanizma je preduslov za kvalitetnu analizu signala trenutne ugaone brzine. Model mehanizma, u vidu višedelnog ekvivalentnog torzionog sistema, uz kalibraciju potkrepljenu ispitivanjem motora na probnom stolu, daje dovoljno kvalitetne rezultate, koji u zadovoljavajućoj meri mogu eliminisati nelinearni uticaj inercijalnih momenata izračunavanjem tzv. sintetičkih motorskih veličina. Ozbiljnu, ali ne i nepremostivu, smetnju u eksploataciji toka trenutne ugaone brzine predstavljaju greške merenja, čija je kompenzacija neophodan i ključan preduslov u procesu uspostavljanja kvalitetne korelacije sa procesom u cilindru. Dobro kalibrisan višedelni model motorskog mehanizma može u znatnoj meri doprineti anuliranju uticaja inercijalnih momenata oscilujućih masa i omogućiti generisanje novih, sintetičkih veličina, koje prate tok promene obrtnog momenta, koji potiče direktno od termodinamičkih procesa unutar cilindra. Izračunavanje ovih sintetičkih veličina stvara kvalitetnu bazu informacija iz koje virtuelni senzori mogu detektovati događaje i promene u samom prostoru za sagorevanje.

Primena veštačkih neuronskih mreža u estimaciji pokazatelja sagorevanja, iz sintetičkih veličina, pokazala je veoma dobre rezultate. Testovi vršeni nad mrežama, zasnovanim na RB funkcijama, pokazali su da se učenje ovih mreža može realizovati veoma brzo (red veličine 2-40 sekundi na CPU Intel I7-920, nad skupom za učenje korišćenim u ovom radu). Rezultujuće RBF neuronske mreže, i uz smanjenje broja neurona i ugaone rezolucije ulaznog signala, u stanju su da estimiraju ugaoni položaj MFB50, sa varijacijama koje su u granicama potrebnim za stabilno funkcionisanje sistema upravljanja fazom procesa sagorevanja. Testirani Lolimot neuro-fuzzy modeli pružaju slične performanse, uz još manji broj potrebnih čvorova mreže (neurona) i manje memorijske zahteve, što direktno otvara mogućnosti za njihovu implementaciju u EUJ motora. Primera radi, estimacija parametra MFB50, na osnovu izračunatog toka sintetičkog momenta (15 uzoraka na intervalu $[-40^\circ, 40^\circ]$ oko SMT), posredstvom neuro-fuzzy Lolimot modela (sa 5 lokalnih modela) izvršava se za svega $13\mu s$ na tipičnoj mikrokontrolerskoj platformi, koja se koristi kao EUJ motora (Freescale MPC565).

Korelaciona analiza sintetičkih veličina i pokazatelja sagorevanja MFB50, primenom postulata teorije informacija i izračunavanjem tzv. opšteg zajedničkog informacionog sadržaja, uspela je da identifikuje ključne ugaone inkremente ulazne veličine, koje nose najviše informacija o parametru MFB50. Primenom ovog koncepta došlo se do zaključka da je sintetički signal dovoljno uzorkovati u svega 5-6 tačaka na ugaonom intervalu $[-40^\circ, 40^\circ]$, oko SMT, da bi se omogućila estimacija položaja MFB50 sa varijacijom odstupanja manjom od 0.35° . Informaciono komprimovanje dalo je

prostora i za drastično smanjenje Lolimot modela na svega dve particije (lokalnih modela), uz zadržavanje tačnosti na nivou prethodno dobijenih modela.

Učenje veštačkih neuronskih mreža, kao sastavnog dela virtuelnog senzora MFB50, vršeno je na skupovima eksperimentalno snimljenih podataka. Obradi merenih veličina posvećena je velika pažnja i u ovom radu su pregledno i sistematski, na jednom mestu, predstavljene najznačajnije metode za obradu indiciranog pritiska i ugaone brzine kolenastog vratila. Obezbeđenje kvalitetne baze podataka omogućilo je veštačkim mrežama učenje tokom koga su, može se reći, one sa razumevanjem uspostavile veze između ulaznih i izlaznih veličina. Tome u prilog govori i činjenica da učenje, vršeno na skupu koji sačinjava svega 30% snimljenih podataka, prikuplja dovoljno znanja koje omogućava veštačkoj mreži da demonstrira zavidan nivo generalizacije, vršeći estimaciju položaja MFB50 i iz novih, još ne viđenih ulaza, uz nesmanjenu tačnost.

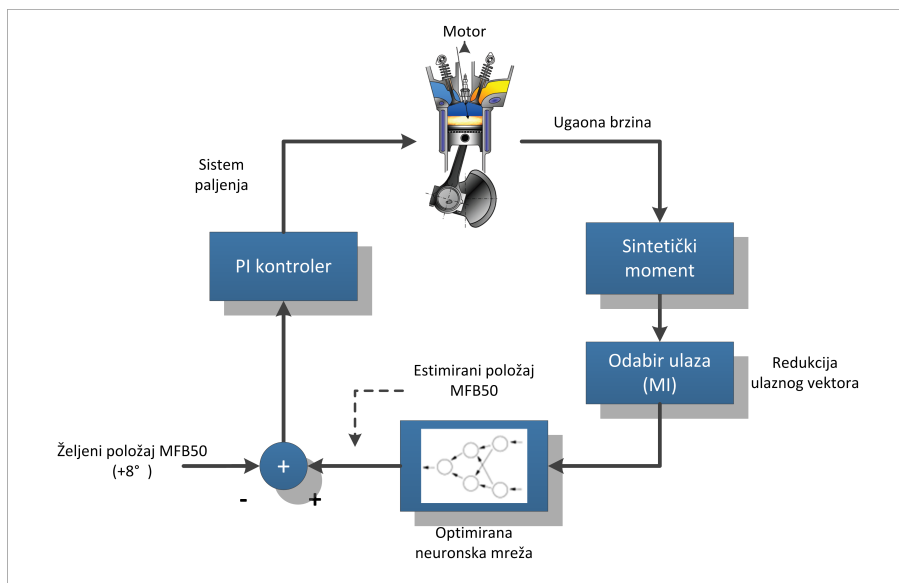
Na slici 9.1 je prikazan predlog mogućeg koncepta sistema upravljanja, koji bi upravljao uglom predpaljenja u zatvorenoj petlji, a u cilju održavanja optimalne faze procesa sagorevanja. Predloženi koncept vrši dvostepeno numeričko procesiranje ulaznog signala - trenutne ugaone brzine:

- izračunavanje sintetičkog momenta, direktnom primenom jednačina modela motorskog mehanizma u diskretnom vektorskom obliku nad izmerenom ugaonom brzinom (i ubrzanjem).
- estimaciju položaja MFB50 primenom veštačke neuronske mreže bazirane na RBF ili neuro-fuzzy Lolimot modelu.

Iako sam model veštačke neuronske mreže može da bude kompaktan i ne toliko numerički zahtevan, segment u kome se izračunava sintetički moment može da bude potencijalno usko grlo u angažovanju procesora EUJ.

Ono što je važno napomenuti je da, na pojedinim režimima, postoji potreba za upravljanjem procesom sagorevanja, koji odstupa od optimalnog:

- prazan hod: Na praznom hodu, zahtev za uglom predpaljenja u cilju ostvarenja optimalnog položaja MFB50, može ugroziti ravnomernost rada motora. Uprkos lošijem stepenu korisnosti, na ovim režimima se položaj MFB50 umesto na 8° forsira ka položaju od 15°, smanjenjem ugla predpaljenja.



Slika 9.1.: Koncept sistema upravljanja fazom procesa sagorevanja - predlog

- puno opterećenje: Na punom opterećenju, optimalno fazirano paljenje može da rezultira pojavom detonantnog sagorevanja, te se i na ovim režimima, u cilju zaštite motora od oštećenja, ugaon predpaljenja smanjuje. Upravljanje je u sprezi sa sistemom za detekciju detonantnog (tačnije deflagrantnog) sagorevanja.
- na režimima, na kojima se prekida dotok goriva (npr. pri naglom zatvaranju leptira), kontroler treba isključiti, jer se u cilindrima ostvaruju ciklusi bez sagorevanja. U ovakvim okolnostima sistem paljenja treba preusmeriti na rad sa konvencionalnom mapom.

Ispitivanje predloženog koncepta upravljanja na motoru, na probnom stolu, kao i testiranje brzine izvršavanja algoritma na mikrokontrolerskim platformama, primenim za upravljanje motorom SUS, je nešto što izlazi van okvira ovog rada i svakako je predmet rada i istraživanja u bliskoj budućnosti.

Demonstrirane karakteristike veštačkih neuronskih mreža i neuro-fuzzy modela ukazuju na njihov veliki potencijal u primeni na motorima SUS. Ono što, takođe, ostaje kao polje koje treba istražiti, jeste primenjivost predloženog koncepta u dinamičkim uslovima. Rekurentne neuronske mreže, kao i NARX Lolimot modeli su se pokazali dobro u raznim algoritmima za upravljanje i dijagnostiku na motorima SUS, ali bi, svakako, trebalo ispitati i njihove potencijale u dinamičkoj estimaciji (ili čak predviđanju) pokazatelja sagorevanja.

Dodatak A.

Merna instalacija

Tabela A.1.: Komponente instalacije za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.A

Oznaka	Opis pozicije
1.	Analizator izduvnih gasova
2.	Modul za merenje TD parametara okoline
3.	Senzori relativnog pritiska i temperature u izduvnom kolektoru (D_{pIG} , T_{IG})
4.	Katalitički konvertor (3WC)
5.	Prigušni lonac izduvnog sistema
6.	Senzor pritiska u cilindru (p_{cil})
7.	Induktivni sensor ugaone brzine i ugaonog položaja KV motora
8.	Aktuator za promenu opterećenja motorske kočnice
9.	Hidraulička motorska kočnica (dinamometar)
10.	Vratilo za prenos snage sa motora na kočnicu
11.	Senzor sile kočenja
12.	Hladnjak goriva (izmenjivač toplote tipa tečnost-tečnost)
13.	Pumpa za gorivo
14.	Akumulator za gorivo sa brizgačima i regulatorom pritiska goriva
15.	Sistem za merenje protoka goriva
16.	Klapne za pregrađivanje usisnog kanala
17.	Usisni kolektor
18.	Senzori za merenje apsolutnog pritiska i temeperature u usisnom kolektoru (p_{UK} , T_{UK})
19.	Motor
20.	Prečistač usisnog vazduha
21.	Senzor položaja regulacionog organa (leptir)
22.	Aktuator položaja regulacionog organa (E-Gas)
23.	Kućište regulacionog organa (leptir)
24.	Senzor masenog protoka vazduha sa zagrejanim filmom (HFM)
25.	Senzor faze motora na bregastom vratilu
26.	Optički inkrementalni encoder
27.	Upravljačka jedinica
28.	Interfejs za eksterno podešavanje i zadavanje parametara ubrizgavanja i paljenja

Tabela A.2.: Pregled oznaka merenih veličina na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.A

Oznaka	Opis pozicije	Senzor	Oznaka	Opseg
F_K	Sila kočenja motora	Tenzometrijski	Interface SSM-2000N	0÷2 kN
p_{UK}	Apsolutni pritisak u usisnom kolektoru	Piezorezistivni	IHTM, TPA 46.1	0.1÷1.2 bar
T_{UK}	Temperatura u usisnom kolektoru	NTC	Bosch 0 261 230 625	-40÷130 °C
G_A	Maseni protok usisnog vazduha	Zagrejani film	Bosch 0 280 002 180	10÷480 kg/h
n	Broj obrtaja KV motora	Induktivni	Bosch 0 261 210 104	20÷7000 min ⁻¹
T_{IG}	Temperatura u izduvnom kolektoru	Termopar	Tip K	1200 °C
Δp_{IG}	Relativni pritisak u izduvnom kolektoru	Piezorezistivni	IHTM, TPR 50.5	0÷5 bar
p_{cil}	Pritisak u cilindru	Piezoelektrični	AVL	0÷200 bar ?
p_a	Apsolutni pritisak okoline	Piezorezistivni	Motorola MPX4100	0.2÷1.05 bar
T_a	Temperatura vazduha	Termootporni	Heraeus, Pt-100	-55÷500 °C
f_a	Relativna vlažnost vazduha	Otporni	Chichibu CGS-H14	30÷90 %
T_{RS}	Temperatura rashladnog sredstva motora	Termootporni	Heraeus, Pt-100	-55÷500 °C
T_U	Temperatura ulja	Termootporni	Heraeus, Pt-100	-55÷500 °C
p_U	Pritisak ulja	Manometar	Borac	1÷10 bar

Tabela A.3.: Pregled oznaka upravljačkih veličina na instalaciji za eksperimentalno ispitivanje motora DMB 202.A

Oznaka	Opis pozicije
E-Gas	Elektronski modul za daljinsko podešavanje i očitavanje položaja regulacionog organa motora
Θ_D	Položaj regulacionog organa motorske kočnice

Tabela A.4.: Pregled oznaka komponenata izduvne emisije merenih na instalaciji za eksperimentalno isptivanje motora DMB 202.A

Oznaka	Opis pozicije	Senzor	Opseg
λ	Koeficijent viška vazduha	Stargas 898	0.5 – 2.0
CO	Koncentracija ugljen-monoksida	Stargas 898	0 – 99.9% Vol
CO ₂	Koncentracija ugljen-dioksida	Stargas 898	0 – 19.9% Vol
HC	Koncentracija nesagorelih ugljovodonika	Stargas 898	0 – 9999 ppm Vol
NO _x	Koncentracija azotovih oksida	Stargas 898	0 – 2000 ppm Vol

Tabela A.5.: Tehničke karakteristike davača pritiska u cilindru

Proizvođač	AVL
Tip	8QP500C
Merni opseg [bar]	150
Osetljivost [pC / bar]	11.44
Rezonantna frekvenca [kHz]	100
Linearnost	< 0.6%

Tabela A.6.: Tehničke karakteristike optičkog inkrementalnog enkodera

Proizvođač	Kübler
Tip	5020
Broj marki po krugu [cpr]	360
Broj faza	A,B,Z
Prenos signala	RS 422
Vratilo enkodera	šuplje

Pregled korišćenih oznaka

Oznake

B	Binarna (test) matrica rastojanja ranga. (strana 160)
$\mathbf{b}_1, \mathbf{b}_2$	Vektori korekcionih vrednosti (RBF)
IW	Matrica položaja centara (RBF)
LW	Matrica težinskih koeficijenata (RBF)
S	Matrica položaja cilindra u višedelnom modelu KV
C	Matrica prigušenja
$\mathbf{G}_1 \dots \mathbf{G}_3$	Geometrijske funkcije klipnog mehanizma (matrična forma)
J	Matrica momenata inercije KV
K	Matrica krutosti KV
\tilde{M}	Promenljiva komponenta obrtnog momenta
$\underline{p}^{(i)}$	Ulazni vektor ANN nad i-tim test ciklusom
\underline{p}_s	Set slobodnih parametara modela KV
$\underline{t}^{(i)}$	Ciljni (izmereni) vektor ANN nad i-tim test ciklusom
a_j	Izlaz aktivacione funkcije j-tog neurona
A_k	Površina klipa
B	Eksergija. (strana 8)
b	Ofset osovinice klipa
b_j	Bias j-tog neurona (MLP)
$C_{\bar{\epsilon}, K}$	Korelacioni integral nad skupom od K elemenata; prag korelacije ϵ
c_v	Specifična toplota pri konstantoj zapremini
COV	Koeficijent ciklusnih varijacija (C oefficient O f V ariation)
d	Rastojanje ose KV od vezne tačke enkodera na bloku motora

e	Ekscentritet inkrementalnog diska
E_{kin}	Kinetička energija
E_{pot}	Potencijalna energija
$f(n_j)$	Aktivaciona funkcija j-tog neurona
f_0	Frekvencija referentnog signala na digitalnom brojaču
f_{mep}	Srednji efektivni pritisak mehaničkih gubitaka
$g_1 \dots g_3$	Geometrijske funkcije klipnog mehanizma
$H_\alpha(\xi)$	Rényijeva informaciona entropija reda α
$I(\xi, \eta)$	Zajednička informacija veličina ξ i η
$J(\varphi)$	Ekvivalentni promenljivi moment inercije motorskog mehanizma
J_{ekv}	Ekvivalentni moment inercije motorskog mehanizma
K	Ukupan broj snimljenih motorskih ciklusa (veličina skupa za učenje)
K_o	Režimi rada motora sa nepregrađenim usisnim kanalom
K_z	Režimi rada motora sa pregrađenim usisnim kanalom
l	Dužina klipnjače
$L_i(\underline{x})$	i-ti lokalni linearni model Lolimot modela
m	Masa
M_S	Manji skup podataka za učenje
M_f	Ukupni otporni moment trenja
M_g	Moment gasne sile
M_{ind}	Indicirani moment
M_{iner}	Moment inercijalnih sila
m_k	Masa klipne grupe
$m_{kč}$	Masa klipnjače
M_l	Spoljni otporni moment
M_m	Ukupni inercijalni moment
M_{opt}	Moment spoljašnjeg otpora
M_{tr}	Ekvivalentni moment trenja
MSE	Srednje kvadratno odstupanje
n	EkspONENT politrope

n_c	EkspONENT politrope tokom sabijanja	
n_e	EkspONENT politrope tokom ekspanzije	
N_I	Broj inercijalnih masa KV	
n_j	Argument aktivacione funkcije j-tog neurona	
N_p	Broj podela ulaznog domena Lolimot modela	
N_S	Broj uzoraka ugaone brzine (CASMA)	
n_{mot}	Ugaona brzina KV motora	[o/min]
p	Pritisak	
p_i	i-ti element ulaza p ANN	
p_g	Apsolutni pritisak koji deluje na površinu klipa	
p_{mer}	Izmereni tok pritiska u cilindru	
Q	Količina toplote	
q	Specifična količina toplote	
Q_w	Količina toplote koja se razmeni kroz zidove prostora za sagorevanje	
R	Poluprečnik inkrementalnog diska. (strana 93)	
R	broj elemenata ulaznog vektora ANN. (strana 42)	
$R(m)$	Apsolutni rang elementa m (rangiranje)	
R_g	Gasna konstanta	
S	Entropija	
$s(\varphi)$	Put klipa	
S_1	Broj neurona u modelu	
S_2	Broj elemenata izlazne veličine ANN	
T	Temperatura	
$T_{i\ mer}$	Izmereni vremenski interval između dve marke enkodera	
$T_m(i)$	Vremenski interval između dva impulsa enkodera	
U	Unutrašnja energija	
u	Specifična unutrašnja energija	
V	Radna zapremina	
v	Obodna brzina inkrementalnog diska	
v	Specifična zapremina	

V_S	Veći skup podataka za učenje
V_r	Referentna zapremina (R & W)
W_g	Rad gasne sile
w_{ij}	Težinski koeficijent sinapse i-tog ulaza i j-tog neurona
$x(\varphi)$	Kumulativni tok sagorevanja u funkciji ugla KV
y_j	Izračunati izlaz j-tog neurona
Z	Broj inkremenata enkodera

Skraćenice

<i>AD</i>	Analogno Digitalni konvertor
<i>AFR</i>	Maseni odnos vazduha i goriva u smeši (A ir to F uel R atio)
<i>ANN</i>	Veštačke neuronske mreže (A rtificial N eural N etworks)
<i>BP</i>	B ack P ropagation
<i>CASMA</i>	C rank A ngle S ynchronous M oving A verage
<i>CPU</i>	Centralni procesor (C entral P rocessing U nit)
<i>DOE</i>	D esign O f E xperiment
<i>DSP</i>	D igital S ignal P rocessing
<i>EDM</i>	Matrica rastojanja (E uclidian D istance M atrix)
<i>EEOC</i>	Procenjeni kraj sagorevanja (E stimated E nd O f C ombustion)
<i>EGR</i>	Rcirkulacija izduvnih gasova (E xhaust G as R ecirculation)
<i>EUJ</i>	Elektronska Upravljačka Jedinica
<i>FFT</i>	F ast F ourier T ransform
<i>GA</i>	G enetički A lgoritmi
<i>HCCI</i>	H omogeneous C harge C ompression I gnition
<i>HIL</i>	H ardware I n T he L oop
<i>IMEP</i>	Indicirani srednji efektivni pritisak (I ndicated M ean E ffective P ressure)
<i>KV</i>	K olenasto V ratilo
<i>LLM</i>	Lokalni Linearni Model
<i>LLNFM</i>	Lokalni Linearni Neuro-Fuzzy Model
<i>LMHR</i>	Položaj maksimalnog gradijenta toka oslobađanja toplote (L ocation of M aximum H eat R elease)

<i>LMPR</i>	Položaj maksimalnog porasta pritiska (L ocation of M aximum P ressure R ise)
<i>Lolimot</i>	L Ocal L inear M Odel T ree
<i>LPP</i>	Položaj maksimalnog pritiska (L ocation of P eak P ressure)
<i>MBT</i>	Maksimalni obrtni moment (M aximum B rake T orque)
<i>MFB</i>	M ass F raction B urned
<i>MI</i>	Zajednička informacija (M utual I nformation)
<i>MLP</i>	M ulti L ayer P erceptron
<i>MVEM</i>	M ean V alue E ngine M odel
<i>NARX</i>	N onlinear A uto R egressive models with eX ogenous Inputs
<i>OLS</i>	O rthogonal L east S quares algoritam
<i>OLS</i>	O rthogonal L east S quares
<i>PCA</i>	P rincipal C omponent A nalysis
<i>PID</i>	P roporcionalno I ntegralno D iferencijalni
<i>PRM10</i>	Vrednost relativnog odnosa pritisaka na 10° posle SMT (P ressure R atio M ethod)
<i>R&W</i>	R assweiler– W ithrow metoda
<i>RBF</i>	Funkcija radijalne osnove (R adial B asis F unction)
<i>SIL</i>	S oftware I n T he L oop
<i>SMT</i>	S poljna m rtva t ačka
<i>SOC</i>	Početak sagorevanja (S tart O f C ombustion)
<i>SUS</i>	S a U nutrašnjim S agorevanjem
<i>TMM</i>	Metoda transfera matrica (T ransfer M atrix M ethod)
<i>MFB50</i>	Ugaoni položaj KV do koga je oslobođeno 50

Oznake grčkim alfabetom

α_t	Odnos maksimalnog i minimalnog pritiska tokom izohorskog dovođenja toplote
β	Ugaoni otklon klipnjače u odnosu na osu cilindra
β_t	Odnos krajnje i početne zapremine tokom izobarskog dovođenja toplote
$\Delta\varphi_{err}$	Ugaono zakretanje statora enkodera (posledica radijalnog bacanja)

Δp_c	Porast pritiska usled sagorevanja	
ϵ	Stepen sabijanja	
η	Stepen korisnosti	
γ	Odnos specifičnih toplota c_p/c_v	
$\hat{\omega}$	CASMA filtrirana ugaona brzina KV	
λ	Koeficijent viška vazduha	
λ_p	Kinematska karakteristika (r/l)	
λ_s	Vektor sopstvenih frekvenci oscilovanja KV	
μ	Odnos dužine klipnjače i poluprečnika KV	
μ	Relativni ofset osovinice (b/l)	
ω	Ugaona brzina	[radian/s]
$\Phi(x, c)$	RB funkcija sa centrom c i argumentom x	
$\Phi_i(\underline{x})$	i-ta funkcija pripadnosti LLNFM	
ρ	Dužina veze između statora enkodera i bloka motora	
σ	Širina Gausove funkcije; faktor poravnanja	
σ_L	Širina funkcije pripadnosti (Lolimot)	
$\sigma_{\Delta_{MFB50}}$	Standardna devijacija greške estimacije MFB50	
$\underline{\Psi}$	Vektor faznih razlika ciklusa po cilindrima	
φ	Ugaoni položaj kolenastog vratila	
φ_0	Ugaoni inkrement enkodera	

Indeksi

<i>bke</i>	Bez kompresije i ekspanzije
<i>ign</i>	Trenutak upaljenja smeše
<i>map</i>	Mapirana veličina
<i>osc</i>	Odnosi se na delove koji vrše isključivo pravolinijski oscilatorno kretanje
<i>rot</i>	Odnosi se na delove koji vrše isključivo rotaciono kretanje
<i>synth</i>	Sintetička veličina
<i>uk</i>	Usisni Kolektor
<i>UZ</i>	Usisni ventil Zatvoren

Matematički simboli

\odot	Hadamardov proizvod vektora
\bar{x}	Srednja vrednost veličine x
$radbas(n)$	Gausova funkcija radijalne osnove
<i>std</i>	Standardna devijacija

Bibliografija

- [1] Y. Collette, “Optimisation et commande,” Renault - Direction de la Recherche, 2006. [Online]. Available: <http://ycollette.free.fr/Tools>
- [2] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [3] P. Manz and W. Thiemann, “Möglichkeiten der motorischen Prozess-Simulation am beispiel des verbrennungsablaufs,” Wismar, DE, May 2011.
- [4] E. Pipitone, “A comparison between combustion phase indicators for optimal spark timing,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 5, p. 052808, 2008.
- [5] N. Müller, O. Jost, and R. Isermann, “Brennraumdruckgeregelte otto- und dieselmotoren: neue konzepte zur individuellen zylinderbeeinflussung,” *VDA Technischer Kongress 2001*, p. 245–260, Mar. 2001.
- [6] C. F. Daniels, “The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 980140, Feb. 1998.
- [7] K. L. Priddy and P. E. Keller, *Artificial neural networks: an introduction*. SPIE Press, 2005.
- [8] M. T. Hagan, Demuth, and Beale, *Neural Network Design*. Brooks/Cole, Jan. 1996.
- [9] R. Potenza, J. F. Dunne, S. Vulli, D. Richardson, and P. King, “Multicylinder engine pressure reconstruction using NARX neural networks and crank kinematics,” *International Journal of Engine Research*, vol. 8, no. 6, pp. 499–518, Dec. 2007.

- [10] R. Gutierrez-Osuna, “Radial basis functions,” Texas A&M University. [Online]. Available: http://courses.cs.tamu.edu/rgutier/csce666_f11/
- [11] M. T. Hagan, H. B. Demuth, Orlando, and D. Jesús, “An introduction to the use of neural networks in control systems,” *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, John Wiley & Sons, vol. 12, p. 959–985, 2002.
- [12] M. Hafner and R. Isermann, “Multiobjective optimization of feedforward control maps in engine management systems towards low consumption and low emissions,” *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, vol. 25, no. 1, pp. 57–74, Mar. 2003.
- [13] F. Kimmich, A. Schwarte, and R. Isermann, “Fault detection for modern diesel engines using signal- and process model-based methods,” *Control Engineering Practice*, vol. 13, no. 2, pp. 189–203, Feb. 2005.
- [14] U. Kiencke and R. Eger, *Messtechnik: Systemtheorie für Elektrotechniker*. Springer, Mar. 2008.
- [15] “Regulation (EC) no 443/2009 of the european parliament and of the council of 23 april 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the community’s integrated approach to reduce CO2 emissions from light-duty vehicles (Text with EEA relevance).” 2009.
- [16] L. Guzzella and C. Onder, *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*, 1st ed. Springer, Aug. 2004.
- [17] A. K. Oppenheim, *Combustion in piston engines: technology, evolution, diagnosis, and control*. Springer, 2004.
- [18] L. Guzzella and C. Onder, “Past, present and future of automotive control,” in *Control of Uncertain Systems: Modelling, Approximation, and Design*, vol. en. University of Cambridge, Department of Engineering, Control Group, Apr. 2006, pp. 163–182.
- [19] *Key World Energy Statistics 2011*. Paris: International Energy Agency (IEA), 2011.
- [20] *CO2 Emissions from Fuel Combustion 2011 - Highlights-*. Paris: International Energy Agency (IEA), 2011.

- [21] C. Rakopoulos and E. Giakoumis, “Second-law analyses applied to internal combustion engines operation,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, no. 1, pp. 2–47, 2006.
- [22] J. A. Caton, “A review of investigations using the second law of thermodynamics to study Internal-Combustion engines,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2000-01-1081, Mar. 2000.
- [23] K. Teh, S. L. Miller, and C. F. Edwards, “Thermodynamic requirements for maximum internal combustion engine cycle efficiency. part 1: optimal combustion strategy,” *International Journal of Engine Research*, vol. 9, no. 6, pp. 449–465, Dec. 2008.
- [24] K. Teh, S. L. Miller, and C. F. Edwards., “Thermodynamic requirements for maximum internal combustion engine cycle efficiency. part 2: work extraction and reactant preparation strategies,” *International Journal of Engine Research*, vol. 9, no. 6, pp. 467–481, Dec. 2008.
- [25] M. Bargende, “Schwerpunkt-Kriterium und automatische klingenerkennung bausteine zur automatischen kennfeldoptimierung bei ottomotoren,” *MTZ*, vol. 56, no. 10, pp. 632–638, 1995.
- [26] A. Beccari, S. Beccari, and E. Pipitone, “An analytical approach for the evaluation of the optimal combustion phase in spark ignition engines,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 132, no. 3, pp. 032 802–11, Mar. 2010.
- [27] J. I. Ghojel, “Review of the development and applications of the wiebe function: a tribute to the contribution of ivan wiebe to engine research,” *International Journal of Engine Research*, vol. 11, no. 4, pp. 297–312, Aug. 2010.
- [28] J. K. Ball, R. R. Raine, and C. R. Stone, “Combustion analysis and Cycle-By-Cycle variations in spark ignition engine combustion part 1: An evaluation of combustion analysis routines by reference to model data.” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part D – Journal of Automobile Engineering (Professional Engineering Publishing)*, vol. 212, no. 5, pp. 381 – 399, 1998.

- [29] J. K. Ball, R. R. Raine, and C. R. Stone., "Combustion analysis and Cycle-By-Cycle variations in spark ignition engine combustion part 2: A new parameter for completeness of combustion and its use in modelling Cycle-By-Cycle variations in combustion." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part D – Journal of Automobile Engineering (Professional Engineering Publishing)*, vol. 212, no. 6, pp. 507 – 523, 1998.
- [30] P. Manz, *Indizierttechnik an Verbrennungsmotoren*. Technische Universität Braunschweig, Institut für Verbrennungskraftmaschinen, 2010.
- [31] G. M. Rassweiler and L. Withrow, "Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 380139, Jan. 1938.
- [32] E. Zervas, "Comparative study of some experimental methods to characterize the combustion process in a SI engine," *Energy*, vol. 30, no. 10, pp. 1803–1816, Jul. 2005.
- [33] H. A. Cook, "Spark-timing control based on correlation of maximum-economy spark timing, flame-front travel, and cylinder pressure rise," NACA, Report, Feb. 1947.
- [34] E. Pipitone and A. Beccari, "Proportional integral spark timing control by means of in-cylinder pressure analysis," in *FISITA 2004*, Barcelona, Mar. 2004.
- [35] M. C. Sellnau, F. A. Matekunas, P. A. Battiston, C. Chang, and D. R. Lancaster, "Cylinder-Pressure-Based engine control using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive cylinder pressure sensors," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2000-01-0932, Mar. 2000.
- [36] N. Docquier and S. Candel, "Combustion control and sensors: a review," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 28, no. 2, pp. 107–150, 2002.
- [37] J. Jeschke, "Konzeption und erprobung eines zylinderdruckbasierten motor-managements für PKW-Dieselmotoren," Text.PhDThesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2002, #Abstract-ENG.
- [38] "Sensor transducer applications," <http://www.sensorland.com/AppPage035.html>. [Online]. Available: <http://www.sensorland.com/AppPage035.html>

- [39] “Ricardo collaborates with DaimlerChrysler and kistler in project that will benefit consumers, the environment and vehicle manufacturers. - free online library.” [Online]. Available: <http://www.thefreelibrary.com/Ricardo+Collaborates+With+DaimlerChrysler+and+Kistler+in+Project+That...-a076893893>
- [40] N. Müller and R. Isermann, “Control of mixture composition using cylinder pressure sensors,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2001-01-3382, Oct. 2001.
- [41] B. Iorio, V. Giglio, G. Police, and N. Rispoli, “Methods of pressure cycle processing for engine control,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2003-01-0352, Mar. 2003.
- [42] S. Leonhardt, N. Muller, and R. Isermann, “Methods for engine supervision and control based on cylinder pressure information,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 4, no. 3, pp. 235–245, Sep. 1999.
- [43] W. Wang, E. C. Chirwa, E. Zhou, K. Holmes, and C. Nwagboso, “Fuzzy neural ignition timing control for a natural gas fuelled spark ignition engine,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 215, no. 12, pp. 1311–1311, 2001.
- [44] N. Cavina and F. Ponti, “Air fuel ratio estimation using In-Cylinder pressure frequency analysis,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 125, no. 3, p. 812, 2003.
- [45] M. Yoon, K. Lee, and M. Sunwoo, “A method for combustion phasing control using cylinder pressure measurement in a CRDI diesel engine,” *Mechatronics*, vol. 17, no. 9, pp. 469–479, Nov. 2007.
- [46] K. Telborn, “A real-time platform for closed-loop control and crank angle based measurement,” Master Thesis, Linköping University of Technology, Linköping, Sweden, 2002.
- [47] F. Ponti, “In-Cylinder pressure measurement: Requirements for On-Board engine control,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 3, p. 032803, 2008.

- [48] T. Schulze, M. Wiedemeier, and H. Schuette, "Crank angle - based diesel engine modeling for Hardware-in-the-Loop applications with In-Cylinder pressure sensors," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2007-01-1303, Apr. 2007.
- [49] L. Jörg, "Zylinderdruckbasierte auflade- und abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren," Text.PhDThesis, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2005.
- [50] L. Eriksson, "Spark advance modeling and control," PhD, Linköpings Universitet, 1999.
- [51] L. Eriksson and L. Nielsen, "Ionization current interpretation for ignition control in internal combustion engines," *Control Engineering Practice*, vol. 5, no. 8, pp. 1107–1113, Aug. 1997.
- [52] J. Auzins, H. Johansson, and J. Nytomt, "Ion-Gap sense in misfire detection, knock and engine control," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 950004, Feb. 1995.
- [53] G. G. U. Zhu, C. F. U. Daniels, and K. D. U. Moran, "Method and system of estimating MBT timing using in-cylinder ionization signal," US Patent 7 290 442, Nov., 2007, G01M 15/00; 73 3508; 731173.
- [54] Y. M. Chao Fu Daniels, "Mass fraction burned and pressure estimation through spark plug ion sensing," US Patent 6 089 077, Jul., 2000, G01M 1500; 3 3/503; 3 3/508.
- [55] I. Andersson, "Cylinder pressure and ionization current modeling for spark ignited engines," Ph.D. dissertation, Linköpings Universitet, 2002.
- [56] J. Magnusson, "An investigation of maximum brake torque timing based on ionization current feedback," Master Thesis, Linköpings Universitet, SE-581 83 Linköping, 2007.
- [57] P. Mehresh, J. Souder, D. Flowers, U. Riedel, and R. Dibble, "Combustion timing in HCCI engines determined by ion-sensor: experimental and kinetic modeling," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 30, no. 2, pp. 2701–2709, Jan. 2005.

- [58] J. Antoni, J. Daniere, and F. Guillet, “Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity. Part I - A methodology for condition monitoring,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 257, no. 5, pp. 815–837, Nov. 2002.
- [59] J. Antoni, J. Daniere, F. Guillet, and R. Randall, “Effective vibration analysis of IC engines using cyclostationarity. Part II—New results on the reconstruction of the cylinder pressures,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 257, no. 5, pp. 839–856, Nov. 2002.
- [60] C. deBotton, J. Ben-Ari, and E. Sher, “Vibration monitoring as a predictive maintenance tool for reciprocating engines,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 214, no. 8, pp. 895–895, 2000.
- [61] R. Johnsson, “Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, no. 8, pp. 1923–1940, Nov. 2006.
- [62] J. Chang, M. Kim, and K. Min, “Detection of misfire and knock in spark ignition engines by wavelet transform of engine block vibration signals,” *Measurement Science and Technology*, vol. 13, no. 7, pp. 1108–1114, Jul. 2002.
- [63] M. El-Ghamry, J. Steel, R. Reuben, and T. Fog, “Indirect measurement of cylinder pressure from diesel engines using acoustic emission,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 19, no. 4, pp. 751–765, Jul. 2005.
- [64] S. Larsson and I. Andersson, “Self-optimising control of an SI-engine using a torque sensor,” *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 5, pp. 505–514, May 2008.
- [65] F. Marciszko, “Torque sensor based powertrain control,” Master Thesis, Linköpings Universitet, SE-581 83, Linköping, 2004.
- [66] V. S. Roozbeh Shahcheraghi, V. S. Jarl Sobel, V. S. Kent Blomkvist, and S. S. Hans Ling, “Magnetoelastic torque transducer for improved torque measurement,” US Patent 6 532 832, Mar., 2003, G01L 302; 73/862.333.
- [67] J. R. Sobel, J. Jeremiasson, and C. Wallin, “Instantaneous crankshaft torque measurement in cars,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 960040, Feb. 1996.

- [68] T. M. Frederic A. Matekunas, "Engine combustion control with ignition timing by pressure ratio management," US Patent 4 622 939, Nov., 1986, F02P 514; 123/425; 123/435; 73/35.
- [69] I. Andersson and T. McKelvey, "Torque ratio concept for combustion phasing detection of a spark ignited engine," vol. 2, pp. 1703–1708 Vol.2, Dec. 2004.
- [70] S. Schagerberg and T. Mckelvey, "Instantaneous crankshaft torque measurements - modeling and validation," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2003-01-0713, Mar. 2003.
- [71] D. Taraza, "Estimation of the mean indicated pressure from measurements of the crankshafts angular speed variation," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 932413, Sep. 1993.
- [72] D. Taraza, N. A. Henein, and W. Bryzik, "The frequency analysis of the crankshaft's speed variation: A reliable tool for diesel engine diagnosis," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 123, no. 2, p. 428, 2001.
- [73] D. Taraza, "Statistical correlation between the crankshaft's speed variation and engine Performance Part I: theoretical model," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 125, no. 3, p. 791, 2003.
- [74] D. Taraza., "Statistical correlation between the crankshaft's speed variation and engine Performance Part II: detection of deficient cylinders and mean indicated pressure calculation," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 125, no. 3, p. 797, 2003.
- [75] F. Connolly, "Modeling and identification of the combustion pressure process in internal combustion engines," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 8, no. 1, pp. 1–19, Jan. 1994.
- [76] P. Falcone and G. Fiengo., "Nicely nonlinear engine torque estimator," 2005.
- [77] P. Falcone and G. Fiengo, "New strategy for torque estimators," *dSPACE News*, 2005.
- [78] J. Franco, M. A. Franchek, and K. Grigoriadis, "Real-time brake torque estimation for internal combustion engines," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 22, no. 2, pp. 338–361, Feb. 2008.

- [79] F. T. Connolly and G. Rizzoni, "Real time estimation of engine torque for the detection of engine misfires," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 116, no. 4, p. 675, 1994.
- [80] F. Ponti, "Instantaneous engine speed Time-Frequency analysis for onboard misfire detection and cylinder isolation in a v12 High-Performance engine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 1, p. 012805, 2008.
- [81] J. J. Moskwa, W. Wang, and D. J. Bucheger, "A new methodology for use in engine diagnostics and control, utilizing "Synthetic" engine variables: Theoretical and experimental results," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 123, no. 3, p. 528, 2001.
- [82] J. J. Moskwa, "Method and apparatus for combustion quality diagnosis and control utilizing synthetic measures of combustion quality," Apr. 2001, US Patent 6212945.
- [83] D. Moro, N. Cavina, and F. Ponti, "In-Cylinder pressure reconstruction based on instantaneous engine speed signal," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 124, no. 1, p. 220, 2002.
- [84] S. X. Chen and J. J. Moskwa, "Application of nonlinear sliding-mode observers for cylinder pressure reconstruction," *Control Engineering Practice*, vol. 5, no. 8, pp. 1115–1121, Aug. 1997.
- [85] F. Cruz-Peragon, F. J. Jimenez-Espadafor, J. M. Palomar, and M. P. Dorado, "Influence of a combustion parametric model on the cyclic angular speed of internal combustion engines. part i: Setup for sensitivity analysis," *Energy Fuels*, vol. 23, no. 6, pp. 2921–2929, Oct. 2011.
- [86] F. Cruz-Peragon, F. J. Jimenez-Espadafor, J. M. Palomar, and M. P. Dorado., "Influence of a combustion parametric model on the cyclic angular speed of internal combustion engines. part II: statistical sensitivity assessment results," *Energy Fuels*, vol. 24, no. 2, pp. 954–964, Oct. 2011.
- [87] Y. G. Guezennec and P. Gyan, "A novel approach to Real-Time estimation of the individual cylinder combustion pressure for S.I. engine control," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-0209, Mar. 1999.

- [88] B. Lee, G. Rizzoni, Y. Guezennec, A. Soliman, M. Cavalletti, and J. Waters, "Engine control using torque estimation," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2001-01-0995, Mar. 2001.
- [89] H. Hamedovic, F. Raichle, and J. F. Bohme, "In-cylinder pressure reconstruction for multicylinder SI-engine by combined processing of engine speed and one cylinder pressure," in *IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2005. Proceedings. (ICASSP '05)*, vol. 5. IEEE, Mar. 2005, pp. v/677– v/680 Vol. 5.
- [90] C. Kallenberger, *Estimation of cylinder-wise combustion features with combined processing of engine speed and cylinder pressure regarding torsional deflections of the crankshaft*. Berlin: Logos-Verl., 2008.
- [91] S. A. Kalogirou, "Artificial intelligence for the modeling and control of combustion processes: a review," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 29, no. 6, pp. 515–566, 2003.
- [92] Z. Miljković, *Sistemi veštačkih neuronskih mreža u proizvodnim tehnologijama*, ser. ITS Inteligentni tehnoloski sistemi. Beograd: Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, 2003, vol. 8.
- [93] S. S. Haykin, *Neural networks: a comprehensive foundation*. Macmillan, 1994.
- [94] J. Nannariello and F. R. Fricke, "Introduction to neural network analysis and its application to building services engineering," *Building Services Engineering Research and Technology*, vol. 22, no. 1, pp. 58–68, Feb. 2001.
- [95] P. P. Van Der Smagt and B. J. A. Kröse, *An introduction to Neural Networks*, 8th ed. The University of Amsterdam, 1993.
- [96] G. Zajić and B. Reljin, "Analiza efikasnosti automatizovanog CBIR sistema za različite vektore obeležja slike," in *Zbornik apstrakta i program 55. konferencije ETRAN-a*, Banja Vrućica, Jun. 2011.
- [97] B. Reljin, "Indeksiranje i pretraživanje multimedijalnog materijala," Beograd, Dec. 2005, pp. 185–193.
- [98] O. Nelles, *Nonlinear system identification: from classical approaches to neural networks and fuzzy models*. Springer, 2001.

- [99] Y. He and C. J. Rutland, "Application of artificial neural networks in engine modelling," *International Journal of Engine Research*, vol. 5, no. 4, pp. 281–296, 2004.
- [100] P. J. Shayler, M. Goodman, and T. Ma, "The exploitation of neural networks in automotive engine management systems," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 13, no. 2, pp. 147–157, Apr. 2000.
- [101] Y. Li, M. J. Pont, N. B. Jones, and J. A. Twiddle, "Applying MLP and RBF classifiers in embedded condition monitoring and fault diagnosis systems," *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, vol. 23, no. 5, pp. 315–343, Dec. 2001.
- [102] D. Yu and M. Beham, "Comparative study on engine torque modelling using different neural networks," in *Advances in Neural Networks – ISNN 2005*, J. Wang, X. Liao, and Z. Yi, Eds. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2005, vol. 3498, pp. 865–870.
- [103] Y. Yacoub, "Mean value modeling and control of a diesel engine using neural networks," PhD thesis, West Virginia University, 1999.
- [104] M. Castagné, Y. Bentolila, F. Chaudoye, A. Hallé, F. Nicolas, and D. Sinoquet, "Comparison of engine calibration methods based on design of experiments (DoE)," *Oil & Gas Science and Technology - Revue de l'IFP*, vol. 63, no. 4, pp. 563–582, Jul. 2008.
- [105] Y. Collette and J. Visconti, "Plans D'Experiences," Renault - Direction de la Recherche, 2006. [Online]. Available: <http://ycollette.free.fr/Tools>
- [106] M. Hafner, N. Müller, S. Semmler, and I. Škrjanc, "Incorporation of Neuro-Fuzzy knowledge for FastMeasurement of combustion engine maps," in *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division*. Orlando, Florida, USA: American Society of Mechanical Engineers, Dec. 2000.
- [107] D. Sinoquet, H. Langouët, L. Métivier, and Q. Huy Tran, "Optimization for engine calibration," Rio de Janeiro, Brazil, Jun. 2008.
- [108] M. Florián, J. Macek, M. Polášek, P. Steinbauer, Z. Šika, M. Takats, O. Vaculín, M. Valášek, J. Vávra, O. Vitek *et al.*, "Improving the engine transient performance using model-based predictive control," in *THIESEL Conference on Thermo and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, 2006.

- [109] M. Nentwig and P. Mercorelli, "A Matlab/Simulink toolbox for inversion of local linear model trees," *IAENG International Journal of Computer Science*, vol. 37, no. 1, pp. 19–26, 2010.
- [110] N. Müller, M. Hafner, and R. Isermann, "A Neuro-Fuzzy based method for the design of combustion engine dynamometer experiments," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2000-01-1262, Mar. 2000.
- [111] M. Beuschel, "Neuronale netze zur diagnose und tilgung von drehmomentschwingungen am verbrennungsmotor," PhD thesis, Technische Universität München, 2000.
- [112] G. O. Chandroth, A. J. C. Sharkey, and N. E. Sharkey, "Artificial neural nets and cylinder pressures in diesel engine fault diagnosis," in *Proc of IN-MARCO98 Shipping Trends for the Next Millennium*, 1998, p. 9–1.
- [113] S. Leonhardt, C. Ludwig, and R. Schwarz, "Real-time supervision for diesel engine injection," *Control Engineering Practice*, vol. 3, no. 7, pp. 1003–1010, Jul. 1995.
- [114] I. Arsie, C. Pianese, and M. Sorrentino, "A procedure to enhance identification of recurrent neural networks for simulating air-fuel ratio dynamics in SI engines," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 19, p. 65–77, Feb. 2006, ACM ID: 1707210.
- [115] S. W. Wang, D. L. Yu, J. B. Gomm, G. F. Page, and S. S. Douglas, "Adaptive neural network model based predictive control for air-fuel ratio of SI engines," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 19, p. 189–200, Mar. 2006, ACM ID: 1707245.
- [116] C. M. Atkinson, T. W. Long, and E. L. Hanzevack, "Virtual sensing: A neural network-based intelligent performance and emissions prediction system for On-Board diagnostics and engine control," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 980516, Feb. 1998.
- [117] N. Hashemi and N. N. Clark, "Artificial neural network as a predictive tool for emissions from heavy-duty diesel vehicles in southern california," *International Journal of Engine Research*, vol. 8, no. 4, pp. 321–336, 2007.

- [118] M. Traver, C. Atkinson, and R. Atkinson, "A neural Network-Based virtual NOX sensor for diesel engines," in *2000 Fuel Injection, Combustion, and Engine Emissions*, vol. 2. San antonio, Texas: ASME, Apr. 2000.
- [119] M. L. Traver, R. J. Atkinson, and C. M. Atkinson, "Neural Network-Based diesel engine emissions prediction using In-Cylinder combustion pressure," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-1532, May 1999.
- [120] M. Hafner, M. Schüler, O. Nelles, and R. Isermann, "Fast neural networks for diesel engine control design," *Control Engineering Practice*, vol. 8, no. 11, pp. 1211–1221, Nov. 2000.
- [121] T. Ebert, O. Bänfer, and O. Nelles, "Multilayer perceptron network with modified sigmoid activation functions," in *Proceedings of the 2010 international conference on Artificial intelligence and computational intelligence: Part I*, ser. AICI'10. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2010, p. 414–421.
- [122] T. Y. and S. M., "Neural-networks-based nonlinear dynamic modeling for automotive engines," *Neurocomputing*, vol. 30, pp. 129–142, Jan. 2000.
- [123] A. Gazis, D. Panousakis, R. Chen, and W. Chen, "Computationally inexpensive methods of ion current signal manipulation for predicting the characteristics of engine In-Cylinder pressure," *International Journal of Engine Research*, vol. 7, no. 3, pp. 271–282, Jun. 2006.
- [124] P. J. Jacob, F. Gu, and A. D. Ball, "Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition: Part 1: Modelling of non-linear engine processes," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 213, no. 1, pp. 73–81, Jan. 1999.
- [125] F. Gu, P. J. Jacob, and A. D. Ball, "Non-parametric models in the monitoring of engine performance and condition: Part 2: Non-intrusive estimation of diesel engine cylinder pressure and its use in fault detection," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 213, no. 2, pp. 135–143, Feb. 1999.
- [126] F. Cruz-Peragon, F. J. Jimenez-Espadafor, J. M. Palomar, and M. P. Dorado, "Combustion faults diagnosis in internal combustion engines using angular speed measurements and artificial neural networks," *Energy Fuels*, vol. 22, no. 5, pp. 2972–2980, 2008.

- [127] F. Cruz-Peragón and F. J. Jiménez-Espadafor, “Design and optimization of neural networks to estimate the chamber pressure in internal combustion engines by an indirect method,” *Energy Fuels*, vol. 21, no. 5, pp. 2627–2636, 2007.
- [128] C. Kallenberger, H. Hamedović, and A. M. Zoubir, “Comparison of the extended Kalman filter and the unscented Kalman filter for parameter estimation in combustion engines,” in *EUSIPCO 2007*, Poznan, Poland,, Sep. 2007, p. 5.
- [129] C. N. Grimaldi and F. Mariani, “On line working neural estimator of SI engines operational parameters,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2000-01-1247, Mar. 2000.
- [130] Y. H. Zweiri and L. D. Seneviratne, “Diesel engine indicated torque estimation based on artificial neural networks,” pp. 791–798, May 2007.
- [131] N. Rivara, P. B. Dickinson, and A. T. Shenton, “A neural network implementation of peak pressure position control by ionization current feedback,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 131, no. 5, pp. 051003–8, 2009.
- [132] S. Park and M. Sunwoo, “Torque estimation of spark ignition engines via cylinder pressure measurement,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 217, no. 9, pp. 809–817, 2003.
- [133] S. P. Yoon and M. Sunwoo, “Feedback error learning neural networks for spark advance control using cylinder pressure,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 215, no. 5, pp. 625–625, 2001.
- [134] R. Müller, H. Hemberger, and K. Baier, “Engine control using neural networks: A new method in engine management systems,” *Meccanica*, vol. 32, no. 5, pp. 423–430, 1997, 10.1023/A:1004203832719.
- [135] R. Isermann and N. Müller, “Modelling and adaptive control of combustion engines with fast neural networks,” in *European Symposium on Intelligent Technologies etc. Puerto de la Cruz, Spain*, 2001.
- [136] R. Isermann and N. Müller., “Design of computer controlled combustion engines,” *Mechatronics*, vol. 13, no. 10, pp. 1067–1089, Dec. 2003.

- [137] N. Muller, O. Nelles, and R. Isermann, "Closed-loop ignition control using online learning of locally-tuned radial basis function networks," vol. 2, pp. 1356–1360 vol.2, Jun. 1999.
- [138] M. Beham and D. L. Yu, "On-line control for optimal ignition timing using the pseudolinear radial basis function and the local linear model tree," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 219, no. 2, pp. 227–240, Jan. 2005.
- [139] "DMB FAM - fabrika automotora beograd," Aug. 2003. [Online]. Available: <http://web.archive.org/web/20030810130115/http://fam-dmb.co.yu/indexs.htm>
- [140] N. Miljić, "Ispitivanje dinamičkog ponašanja regulatora distributor pumpe visokog pritiska pri nestacionarnom radu dizel motora," Magistarski rad, Univerzitet u Beogradu, Beograd, 2004.
- [141] S. Popović and N. Miljić, "4-kanalni univerzalni modul za kondicioniranje signala MSGA-41," Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, Tehničko rešenje 153/3, 2007, recenzenti: Prof. Dr B.Reljin i Prof. Dr D. Kandić. [Online]. Available: <http://motori.mas.bg.ac.rs/tr>
- [142] M. Petrović, N. Miljić, and S. Popović, "Distribuirani akvizicioni sistem LTT 200," Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, Tehničko rešenje 177/2, 2007, recenzenti: Prof. Dr B.Reljin i Prof. Dr D. Kandić. [Online]. Available: <http://motori.mas.bg.ac.rs/tr>
- [143] S. Popović and N. Miljić, "Maseni protokomer za vazduh velikog kapaciteta HCHFME-FME 5000," Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, Tehničko rešenje 152/2, 2007, recenzenti: Prof. Dr B.Reljin i Prof. Dr D. Kandić. [Online]. Available: <http://motori.mas.bg.ac.rs/tr>
- [144] S. Popović, N. Miljić, and M. Cvetić, "Sistem za kontinualno merenje masenog protoka goriva FCMS-3000," Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, Tehničko rešenje 151/2, 2007, recenzenti: Prof. Dr B.Reljin i Prof. Dr D. Kandić. [Online]. Available: <http://motori.mas.bg.ac.rs/tr>
- [145] M. Tomić, S. Petrović, S. Popović, and N. Miljić, "Dual port induction system for DMB 1.4MPI engine," in *DEMI 2011 - Proceedings*, Banja Luka, May 2011.

- [146] T. Jurković, M. Tomić, S. Petrović, M. Cvetić, S. Popović, N. Miljić, and D. Knezević, "Uisni sistem motora varijabilne geometrije dual port," Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Beograd, Tehničko rešenje 154/4, 2010, recenzenti: Prof. Dr S. Veinović i Prof. Dr R. Pešić.
- [147] A. L. Randolph, "Methods of processing Cylinder-Pressure transducer signals to maximize data accuracy," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 900170, Feb. 1990.
- [148] M. F. J. Brunt and A. L. Emtage, "Evaluation of IMEP routines and analysis errors," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 960609, Feb. 1996.
- [149] A. L. Randolph, "Cylinder-Pressure-Based combustion analysis in race engines," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 942487, Dec. 1994.
- [150] S. Lee, C. Bae, R. Prucka, G. Fernandes, Z. S. Filipi, and D. N. Assanis, "Quantification of thermal shock in a piezoelectric pressure transducer," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2005-01-2092, May 2005.
- [151] E. Rosseel, R. Sierens, and R. Baert, "Evaluating piezo-electric transducer response to thermal shock from in-cylinder pressure data," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-0935, Mar. 1999.
- [152] M. F. J. Brunt and C. R. Pond, "Evaluation of techniques for absolute cylinder pressure correction," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 970036, Feb. 1997.
- [153] G. H. Neo and N. Collings, "Pressure data analysis of formula one racing engines," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 970061, Feb. 1997.
- [154] K. Lee, M. Yoon, and M. Sunwoo, "A study on pegging methods for noisy cylinder pressure signal," *Control Engineering Practice*, vol. 16, no. 8, pp. 922–929, Aug. 2008.
- [155] A. Hribernik, "Statistical determination of correlation between pressure and crankshaft angle during indication of combustion engines," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 982541, Oct. 1998.
- [156] L. Miklanek, "TDC determination of IC engine cranked by starter," *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, vol. 2, no. 2, pp. 43–48, 2004.

- [157] M. J. Staś, “Thermodynamic determination of T.D.C. in piston combustion engines,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 960610, Feb. 1996.
- [158] M. Tazerout, O. Le Corre, and S. Rousseau, “TDC determination in IC engines based on the thermodynamic analysis of the Temperature-Entropy diagram,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-1489, May 1999.
- [159] M. Tazerout, O. Le Corre, and P. Stouffs, “Compression ratio and TDC calibrations using temperature - entropy diagram,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-3509, Oct. 1999.
- [160] E. Pipitone and A. Beccari, “Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 14-15, pp. 1914–1926, Oct. 2010.
- [161] P. Tunestål, “TDC offset estimation from motored cylinder pressure data based on heat release shaping,” *Oil & Gas Science and Technology – Revue d’IFP Energies nouvelles*, vol. 66, no. 4, pp. 705–716, Oct. 2011.
- [162] P. A. Tunestal, “The use of cylinder pressure for estimation of the in-cylinder air/fuel ratio of an internal combustion engine,” Doctoral Thesis, Lund University,, 1993.
- [163] M. Tomić, S. Popović, N. Miljić, S. Petrović, M. Cvetić, D. Knezević, and Z. Jovanović, “A quick, simplified approach to the evaluation of combustion rate from an internal combustion engine indicator diagram,” *Thermal Science*, vol. 12, no. 1, pp. 85–102, 2008.
- [164] M. F. Brunt, H. Rai, and A. L. Emtage, “The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 981052, Feb. 1998.
- [165] M. F. J. Brunt and A. L. Emtage, “Evaluation of burn rate routines and analysis errors,” SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 970037, Feb. 1997.
- [166] M. Mittal, G. Zhu, and H. Schock, “Fast mass-fraction-burned calculation using the net pressure method for real-time applications,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 223, no. 3, pp. 389–394, Mar. 2009.

- [167] E. Y. Bitar, A. K. Oppenheim, and H. J. Schock, "Model for control of combustion in a piston engine," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2006-01-0401, Apr. 2006.
- [168] P. J. Shayler, M. W. Wiseman, and T. Ma, "Improving the determination of mass fraction burnt," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 900351, Feb. 1990.
- [169] E. Zervas, "Correlations between cycle-to-cycle variations and combustion parameters of a spark ignition engine," *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, no. 14-15, pp. 2073–2081, Oct. 2004.
- [170] G. K. Hohenberg, "Basic findings obtained from measurement of the combustion process," Melbourne, 1982.
- [171] P. Leteinturier and J. Benning, "Enhanced engine position acquisition & treatment," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 1999-01-0203, Mar. 1999.
- [172] K. U., "Engine misfire detection," *Control Engineering Practice*, vol. 7, pp. 203–208, Feb. 1999.
- [173] H. Fehrenbach, C. Hohmann, T. Schmidt, W. Schultalbers, and H. Rasche, "Kompensation des geberradfehlers im fahrbetrieb," *MTZ*, vol. 63, no. 7/8, pp. 588–591, 2002.
- [174] H. Fehrenbach, C. Hohmann, T. Schmidt, W. Schultalbers, and H. Rasche., "Bestimmung des motordrehmoments aus dem drehzahlsignal," *MTZ*, vol. 63, no. 12, pp. 1020–1027, 2002.
- [175] G. Rämisch, "Modellbasierte diagnose am beispiel der zylinderdrucksensorik von ottomotoren," PhD thesis, Universität Kassel, Feb. 2009, volkswagen AG, Wolfsburg.
- [176] F. Froschhammer, "Identifikation und kompensation von sensorungenauigkeiten für die drehzahlgestützte On-Board-Diagnose von verbrennungsmotoren," Text.PhDThesis, Technische Universität München, 2002, #Abstract-ENG.
- [177] L. Miklanek, "Influence of the angle encoder clutch on course of ROHR," *Journal of KONES Internal combustion engines*, vol. 11, no. 3-4, pp. 61–68, 2004.

- [178] M. Schmidt, F. Kimmich, H. Straky, and R. Isermann, "Combustion supervision by evaluating the crankshaft speed and acceleration," SAE International, Warrendale, PA, Tech. Rep. 2000-01-0558, Mar. 2000.
- [179] Z. S. Filipi and D. N. Assanis, "A nonlinear, transient, Single-Cylinder diesel engine simulation for predictions of instantaneous engine speed and torque," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 123, no. 4, pp. 951–959, Oct. 2001.
- [180] Y. H. Zweiri, J. F. Whidborne, and L. D. Seneviratne, "Detailed analytical model of a single-cylinder diesel engine in the crank angle domain," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 215, no. 11, pp. 1197–1197, 2001.
- [181] A. L. Guzzomi, "Torsional vibration of powertrains : an investigation of some common assumptions," Ph.D. dissertation, University of Western Australia, 2007.
- [182] Y. Wang and F. Chu, "Application of non-linear observers to on-line estimation of indicated torque in automotive engines," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 219, no. 1, pp. 65–75, Jan. 2005.
- [183] Y. H. Zweiri and L. D. Seneviratne, "Diesel engine indicated and load torque estimation using a Non-Linear observer," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 220, no. 6, pp. 775–785, Jun. 2006.
- [184] J. Whidborne, "Discussion: Diesel engine indicated and load torque estimation using a non-linear observer," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 223, pp. 599–600, 2009.
- [185] C. Pan and J. J. Moskwa, "An analysis of the effects of torque, engine geometry, and speed on choosing an engine inertia model to minimize prediction errors," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 118, no. 1, pp. 181–184, Mar. 1996.
- [186] F. Ponti, "Development of a torsional behavior powertrain model for multiple misfire detection," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 2, p. 022803, 2008.

- [187] F. Ponti and L. Solieri, "Analysis of the interactions between indicated and reciprocating torques for the development of a torsional behavior model of the powertrain," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 130, no. 6, p. 062803, 2008.
- [188] X. Rui, B. He, Y. Lu, W. Lu, and G. Wang, "Discrete time transfer matrix method for multibody system dynamics," *Multibody System Dynamics*, vol. 14, no. 3-4, pp. 317–344, Nov. 2005.
- [189] A. S. Rangwala, *Reciprocating Machinery Dynamics*. New Age International, Jan. 2006.
- [190] S. Doughty and G. Vafaei, "Transfer matrix eigensolutions for damped torsional systems," *Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design*, vol. 107, no. 1, pp. 128–132, Jan. 1985.
- [191] Y. M. Huang and C. D. Horng, "Analysis of torsional vibration systems by the extended transfer matrix method," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 121, no. 2, p. 250, 1999.
- [192] Z. Ma and N. C. Perkins, "An efficient multibody dynamics model for internal combustion engine systems," *Multibody System Dynamics*, vol. 10, no. 4, pp. 363–391, 2003.
- [193] K. Kawlewski and E. Świtonski, "Modelling torsional vibrations in SimMechanics," in *Modelling and Optimization of Physical Systems*, vol. 8, Gliwice, 2009, pp. 73–76.
- [194] A. Heckmann, "Modelling and simulation of rigid and flexible Multibody Systems in modelica," Göteborg, Oct. 2007.
- [195] G. Rizzoni and Y. Zhang, "Identification of a non-linear internal combustion engine model for on-line indicated torque estimation," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 8, no. 3, pp. 275–287, May 1994.
- [196] I. Andersson and T. McKelvey, "A system inversion approach on a crankshaft of an internal combustion engine," vol. 5, pp. 5449–5454 Vol.5, Dec. 2004.
- [197] H. Maaß and H. Klier, *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien: Springer, 1981.

- [198] A. L. Guzzomi, D. C. Hesterman, and B. J. Stone, “The effect of piston friction on the torsional natural frequency of a reciprocating engine,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 21, no. 7, pp. 2833–2837, Oct. 2007.
- [199] R. Potenza, J. F. Dunne, S. Vulli, and D. Richardson, “A model for simulating the instantaneous crank kinematics and total mechanical losses in a multicylinder in-line engine,” *International Journal of Engine Research*, vol. 8, no. 4, pp. 379–397, Jan. 2007.
- [200] L. F. Shampine, *Numerical solution of ordinary differential equations*. Chapman & Hall, 1994.
- [201] L. F. Shampine and M. W. Reichelt, “The MATLAB ODE suite,” *SIAM Journal on Scientific Computing*, vol. 18, no. 1, p. 1, 1997.
- [202] H. Gavin, “The Levenberg-Marquardt method for nonlinear least squares,” Durham, NC, USA, 2011. [Online]. Available: <http://www.duke.edu/~hpgavin/ce281/lm.pdf>
- [203] J. Dattorro, *Convex Optimization and Euclidean Distance Geometry*. Meboo Publishing USA, Jan. 2005.
- [204] S. Chen, C. Cowan, and P. Grant, “Orthogonal least squares learning algorithm for radial basis function networks,” *IEEE Transactions on Neural Networks*, vol. 2, no. 2, pp. 302–309, Mar. 1991.
- [205] Y. Collette, “LOLIMOT 2.0.” [Online]. Available: <http://code.google.com/p/scilab-mip/>
- [206] C. E. Shannon, “A mathematical theory of communication - part i,” *Bell System Technical Journal*, vol. 27, no. 1, pp. 379–423, Jul. 1948.
- [207] B. Pompe, “Die messung von informationsflüssen mit einer verallgemeinerten transinformation,” Habilitation Thesis, Ernst–Moritz–Arndt–Universität Greifswald, Greifswald, 1997.
- [208] F. Heister, “Nonlinear feature selection using the general mutual information,” Doctoral Thesis, Johann Wolfgang Goethe-Universität, Frankfurt am Main, 2008.

- [209] F. Heister and G. Schock, “Nonlinear, statistical data-analysis for the optimal construction of neural-network inputs with the concept of a mutual information,” in *ESANN*, Bruges, Belgium, 2000, pp. 439–444.
- [210] N. Miljić and M. Tomić, “A neuro-fuzzy based combustion sensor for the control of optimal engine combustion efficiency,” *Thermal Science*, no. online first, 2012. [Online]. Available: <http://thermalscience.vinca.rs/online-first/865>

Биографија

Име и презиме: Ненад Лазара Миљић
Датум рођења: 20.07.1973.
Место рођења: Münster WF, СР Немачка

Школовање:

1980-1988 Основна школа у Борчи (Београд)
1988-1992 V београдска гимназија у Београду
1992-1998 Машински факултет Универзитета у Београду, одсек Мотори СУС
1995 Боравак на Универзитету у Вуперталу (СР Немачка), на Катедри за техничку механику и електромеханичке конструкције
18.06.1998. Одбрањен дипломски рад из предмета "Конструкција мотора" под насловом "Пројектовање четворовентилског бензинског мотора од 1400 ццм", са оценом 10 (десет), ментор проф. Др Стојан Петровић
1998-2000 Магистарске студије, Универзитет у Београду, Машински факултет, усмерење – мотори СУС
2000-2001 Школа за резервне официре саобраћајне службе, ВТ академија, Београд
18.02.2005. Одбрањен магистарски рад под насловом "Испитивање динамичког понашања механичког регулатора дистрибутор пумпе високог притиска при нестационарном раду дизел мотора", ментор доц. Др Милош Цветић
2010 Certified LabVIEW Associate Developer (CLAD), National Instruments, USA
2012 LMS Imagine.Lab AMESim - Driving performance, fuel economy and emissions , СР Немачка

Кретање у послу:

1998-2005 асистент-приправник на Катедри за моторе на Машинском факултету Универзитета у Београду
2005-2012 асистент на Катедри за моторе на Машинском факултету Универзитета у Београду
Од 1998 истраживач у 8 националних научних пројеката финансираних од стране Министарства просвете и науке Републике Србије

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани Ненад Миљевић

број индекса _____

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Истраживање оптималног управљања системом паљења ото-мотора применом вештачких неуронских мрежа

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 09.11.2012

Ненад Миљевић

Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора Ненад Миљевић

Број индекса _____

Студијски програм _____

Наслов рада Истраживање оптималног управљања системом паљења ото-
мотора применом вештачких неуронских мрежа

Ментор Проф. др Мирољуб Томић

Потписани _____

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис докторанда

У Београду, 09.11.2012

Ненад Миљевић

Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Истраживање оптималног управљања системом паљења ото-мотора применом вештачких неуронских мрежа

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство

2. Ауторство - некомерцијално

3. Ауторство – некомерцијално – без прераде

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима

5. Ауторство – без прераде

6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

Потпис докторанда

У Београду, _____ 09.11.2012 _____

Неназ Мисит