

**UNIVERZITET U NOVOM SADU
POLJOPRIVREDNI FAKULTET**

Mr Igor Ivanišević

**UTICAJ RAZLIČITIH VRSTA GORIVA NA
VUČNI KOEFICIJENT KORISNOSTI
TRAKTORA**

- Doktorska disertacija -

Novi Sad, 2018. godine

**UNIVERZITET U NOVOM SADU
POLJOPRIVREDNI FAKULTET**

Mr Igor Ivanišević

**UTICAJ RAZLIČITIH VRSTA GORIVA NA
VUČNI KOEFICIJENT KORISNOSTI
TRAKTORA**

- Doktorska disertacija -

Novi Sad, 2018. godine

**UNIVERZITET U NOVOM SADU
POLJOPRIVREDNI FAKULTET
KLJUČNA DOKUMENTACIJSKA INFORMACIJA**

Redni broj: RBR	
Identifikacioni broj: IBR	
Tip dokumentacije: TD	Monografska dokumentacija
Tip zapisa: TZ	Tekstualni štampani materijal
Vrsta rada: VR	Doktorska disertacija
Autor: AU	Mr Igor Ivanišević
Mentor: MN	Dr Mirko Simikić, Vanredni profesor Poljoprivredni fakultet, Novi Sad Dr Nebojša Dedović, docent Poljoprivredni fakultet, Novi Sad
Naslov rada: NR	Uticaj različitih vrsta goriva na vučni koeficijent korisnosti traktora
Jezik publikacije: JP	Srpski
Jezik izvoda: JI	Srpski / engleski
Zemlja publikovanja: ZP	Republika Srbija
Uže geografsko područje: UGP	AP Vojvodina
Godina: GO	2018.
Izdavač: IZ	Autorski reprint
Mesto i adresa: MA	21000 Novi Sad, Departman za poljoprivrednu tehniku, Poljoprivredni fakultet, Trg Dositeja Obradovića 8
Fizički opis rada: FO	11 poglavlja / 168 stranica / 93 slike/ /57 tabela/ 149 navoda literature
Naučna oblast: NO	Biotehničke nauke
Naučna disciplina: ND	Poljoprivredna tehnika
Predmetna odrednica, Ključne reči: PO	energetska efikasnost traktora biodizel, vučne karakteristike, vučnikoeficijent korisnosti, snaga vuče,

	potrošnja goriva, emisija izduvnih gasova, matematički modeli
UDK:	631.372:662.7(043.3)
Čuva se: ČU	Biblioteka Poljoprivrednog fakulteta, Novi Sad
Važna napomena: VN	Nema
Izvod: IZ	<p>Povećanje korišćenja energije u svetu, uslovalo je potrebu pronalaženja alternativnih izvora energije, koji će zadovoljiti osnovne kriterijume koji se ogledaju u obnovljivosti, ekološkoj prihvatljivosti i pouzdanosti korišćenja. Pri tome, alternativa podrazumeva zamenu goriva bez promena u konstrukciji motora. Biodizel je adekvatno rešenje jer je kompatibilan sa fosilnim gorivom, baziran na obnovljivim sirovinama, a istovremeno je i ekološki prihvatljiviji od fosilnog goriva. Cilj istraživanja ove disertacije bio je da se ispita uticaj biodizela i različitih mešavina biodizela i evro dizela na performanse motora, vučne karakteristike traktora i emisiju izduvnih gasova. Tokom istraživanja, izvršeno je namešavanje biodizela, proizvedenog od suncokretovog ulja, u fosilni dizel (evro dizel kvaliteta). Istraživanje uticaja biodizela, fosilnog dizela, kao i mešavina fosilnog dizela sa 7, 14, 20, 40, 60 i 80%v/v biodizela, na performanse motora, vučne karakteristike motora i emisiju izduvnih gasova obavljeno je na traktoru John Deere 6820. Traktor je opremljen šestocilindričnim motorom PowerTech 4V-CR snage 99 kW, pri nominalnom broju obrtaja 2100 min^{-1} i maksimalnog obrtnog momenta 602 Nm pri 1365 min^{-1}. Motor pripada generaciji Stage II. Eksperimentalno istraživanje obavljeno je u skladu sa OECD test CODE 2. Rezultati istraživanja performansi motora izmerenih u laboratorijskim uslovima ukazuju da povećanje sadržaja biodizela utiče na smanjenje snage motora do 5.61% i povećanje specifične potrošnje goriva do 10.78%, što je manje u odnosu na očekivano. Primenom ED traktor je ostvario maksimalnu snagu od 90.45 kW, dok je primenom goriva BD40, BD60, BD80 i BD100 utvrđeno linearno smanjenje maksimalne snage sa povećanjem učešća biodizela u mešavini. Primenom različitih vrsta goriva izmerena je</p>

	<p>maksimalna snaga motora traktora koja je niža 1.35, 2.59, 4.06 i 5.61% respektivno u odnosu na ED. Blago povećanje viskoznosti fosilnog dizela dodavanjem do 20% biodizela pozitivno utiče na performanse motora (1.06%). Rezultati ispitivanja vučnih karakteristika traktora ukazuju da se primenom biodizela smanjuje vučna snaga do 5.58%, a povećava specifična potrošnja goriva do 11.95%. Povećanjem sadržaja biodizela smanjuje se emisija CO do 27.45%, emisija CO₂ se blago povećava do 3.58% i emisija NOx raste do 10.14%.</p>
Datum prihvatanja teme od strane NN veća:	06.07.2012.
DP	
Datum odbrane:	
DO	
Članovi komisije: KO	<p>Dr Mirko Simikić, vanredni profesor, naučna oblast: Poljoprivredna tehnika, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, mentor</p> <p>Dr Nebojša Dedović, docent, naučna oblast: Matematika, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, mentor</p> <p>Dr Milan Tomić, redovni profesor naučna oblast: Poljoprivredna tehnika, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, član</p> <p>Dr Lazar Savin, redovni profesor, naučna oblast: Poljoprivredna tehnika, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, predsednik</p> <p>Dr Radoslav Mičić, docent, naučna oblast: Kataliza, Tehnički fakultet "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, član</p>

**UNIVERSITY OF NOVI SAD
FACULTY OF AGRICULTURE
KEY WORD DOCUMENTATION**

Accession number: ANO	
Identification number: INO	
Document type: DT	Monograph documentation
Type of record: TR	Textual printed material
Contents code: CC	PhD thesis
Author: AU	Igor Ivanišević, MSc
Mentor:	Mirko Simikić, PhD, Associate professor, Faculty of Agriculture, Novi Sad Nebojša Dedović, PhD, Assistant professor, Faculty of Agriculture, Novi Sad
Title: TI	Effects of different types of fuel on tractor power delivery efficiency
Language of text: LT	Serbian
Language of abstract: LA	Serbian / English
Country of publication: CP	Republic of Serbia
Locality of publication: LP	Vojvodina
Publication year: PY	2018
Publisher: PU	Author's reprint
Publication place: PP	21 000 Novi Sad, Department of Agricultural Engineering, Faculty of Agriculture, 8, Dositeja Obradovića, square
Physical description: PD	11 chapters / 168 pages / 93 figures / 57 tables/149 references
Scientific field: SF	Biotechnical Sciences
Scientific discipline: SD	Agricultural Engineering
Subject, Key words:	biodiesel, traction characteristics, power delivery efficiency, drawbar power, fuel consumption, exhaust gas emission, mathematical models
UDC:	631.372:662.7(043.3)

Holding data: HD	Library of the Faculty of Agriculture of the University of Novi Sad
Note: N	None
Abstract: AB	<p>Increased energy use worldwide has created a need to find alternative energy sources that can meet basic quality criteria such as renewability, ecological acceptability and reliability of use. The alternative implies the possibility of use of different fuel without any changes made to the engine design. Compatibility of biodiesel with fossil fuel makes it an adequate solution; its production is based on renewable raw material and it is ecologically more acceptable than fossil fuel. The aim of this dissertation was to investigate the influence of biodiesel, and different blends of biodiesel and eurodiesel on engine performances, tractor traction characteristics, and exhaust gas emission. During the research, biodiesel made from sunflower oil was blended with fossil diesel (euro diesel quality). John Deere 6820 tractor model was used to analyze the effects of biodiesel, fossil diesel, and blends of fossil diesel with 7, 14, 20, 40, 60 and 80%v/v of biodiesel on engine performances, tractor traction characteristics and exhaust gas emission. The tractor had a six cylinder engine PowerTech 4V-CR with 99 kW power at 2100 min⁻¹ optimal number of rotations and maximum torque of 602 Nm at 1365 min⁻¹. The engine belongs to the Stage II category. The experiment was conducted in compliance with OECD test CODE 2. The results of engine performances tested in laboratory showed that increased share of biodiesel in the blend reduced engine power by up to 5.61% and increased specific fuel consumption up to 10.78%, which was less than expected. By using ED, tractor had maximum power of 90.45 kW, and use of BD40, BD60, BD80 and BD100 fuels resulted in linear reduction of maximum power with increased share of biodiesel in the blend. Maximum engine power measured with different types of fuel was lower compared to ED by 1.35, 2.59, 4.06 and 5.61%, respectively. Slight increase in viscosity of fossil diesel achieved by adding up to 20% of biodiesel had positive effects on</p>

	<p>engine performances (1.06%). The results of tested traction characteristics showed that the use of biodiesel reduced traction by 5.58%, and increased specific fuel consumption by up to 11.95%. Increased biodiesel share reduced the CO emission by 27.45%, CO₂ emission slightly increased by 3.58%, and the emission of NO_x increased by 10.14%.</p>
Accepted by the Scientific Board on:	06.07.2012.
ASB	
Defended:	
DE	
Thesis Defend Board: KO	<p>Mirko Simikić, PhD, Assistant professor, Faculty of Agriculture, Novi Sad, mentor</p> <p>Nebojša Dedović, PhD, Assistant professor, Faculty of Agriculture, Novi Sad, mentor</p> <p>Milan Tomić, PhD, Full professor Faculty of Agriculture, Novi Sad, member</p> <p>Lazar Savin, PhD, Full professor, Faculty of Agriculture, Novi Sad, president</p> <p>Radoslav Mičić, PhD, Assistant professor, Technical Faculty "Mihajlo Pupin", Zrenjanin, member</p>

SADRŽAJ

Korišćeni simboli

1. UVOD	1
2. CILJ ISTRAŽIVANJA	5
3. RADNA HIPOTEZA	6
4. PREGLED LITERATURE	7
4.1. Pregled vladajućih stavova iz oblasti istraživanja vučne efikasnosti traktora	7
4.2. Pregled vladajućih stavova iz oblasti mogućnosti korišćenja biodizela kao goriva za motore SUS	11
4.2.1. Tehnologija proizvodnje biodizela	13
4.2.2. Uticaj biodizela na performanse motora	15
4.2.3. Uticaj biodizela na promenu specifične potrošnje goriva	18
4.2.4. Uticaj biodizela na emisiju izduvnih gasova	20
4.2.5. Uticaj biodizela na pouzdanost motora	21
4.2.6. Problemi u primeni biodizela kao goriva motora SUS	21
4.3. Pregled vladajućih stavova iz oblasti uticaja biodizela na vučnu efikasnost traktora	25
5. MATERIJAL I METOD RADA	27
5.1. Izbor traktora za ispitivanje	27
5.2. Goriva	28
5.3. Metoda ispitivanja	30
5.4. Matematički model	37
5.4.1. Verovatnoća - osnovni pojmovi	37
5.4.2. Statistika - osnovni pojmovi	39
5.4.3. Realne funkcije jedne i dve realne promenljive, izvod i lokalni ekstremi	43
6. REZULTATI ISTRAŽIVANJA	45
6.1. Rezultati ispitivanja uticaja različitih vrsta goriva na motorne i vučne karakteristike traktora	45
6.1.1. Rezultati statičkih ispitivanja performansi motora	45
6.1.1.1. Performanse motora primenom ED	45
6.1.1.2. Performanse motora primenom BD7 goriva	47
6.1.1.3. Performanse motora primenom BD14 goriva	48
6.1.1.4. Performanse motora primenom BD20 goriva	49
6.1.1.5. Performanse motora primenom BD40 goriva	51
6.1.1.6. Performanse motora primenom BD60 goriva	52
6.1.1.7. Performanse motora primenom BD80 goriva	54
6.1.1.8. Performanse motora primenom BD100 goriva	55

6.1.1.9. Statistička analiza uticaja različitih vrsta goriva na performanse motora	57
6.1.2. Rezultati ispitivanja vučnih karakteristika traktora	63
6.1.2.1. Vučne karakteristike traktora primenom ED	63
6.1.2.2. Vučne karakteristike traktora primenom BD7 goriva	65
6.1.2.3. Vučne karakteristike traktora primenom BD14 goriva	67
6.1.2.4. Vučne karakteristike traktora primenom BD20 goriva	69
6.1.2.5. Vučne karakteristike traktora primenom BD40 goriva	71
6.1.2.6. Vučne karakteristike traktora primenom BD60 goriva	73
6.1.2.7. Vučne karakteristike traktora primenom BD80 goriva	75
6.1.2.8. Vučne karakteristike traktora primenom BD100 goriva	77
6.1.2.9. Statistička analiza uticaja različitih vrsta goriva na vučne karakteristike traktora	79
6.1.3. Rezultati ispitivanja emisije izduvnih gasova u nestacionarnim uslovima	81
6.1.3.1. Emisija izduvnih gasova traktora primenom ED goriva	81
6.1.3.2. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD7 goriva	83
6.1.3.3. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD14 goriva	84
6.1.3.4. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD20 goriva	85
6.1.3.5. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD40 goriva	87
6.1.3.6. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD60 goriva	88
6.1.3.7. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD80 goriva	89
6.1.3.8. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD100 goriva	91
6.2. Matematički modeli	92
7. DISKUSIJA REZULTATA ISTRAŽIVANJA	110
7.1. Diskusija rezultata statičkih ispitivanja performansi motora	110
7.2. Diskusija rezultati ispitivanja vučnih karakteristika traktora	112
7.3. Komparacija rezultata stacionarnih i nestacionarnih ispitivanja	113
7.4. Diskusija rezultata ispitivanja emisije izduvnih gasova u nestacionarnim uslovima	115
8. ZAKLJUČCI	117
9. LITERATURA	122
10. PRILOG	136
11.1. Tehničke karakteristike traktora John Deere 6820	136
11.2. Zavisnost posmatranih veličina za različite vrste goriva	137
11. BIOGRAFIJA	157

SPISAK KORIŠĆENIH SIMBOLA

ED	-	Dizel gorivo fosilnog porekla čije su karakteristike u skladu sa standardom SRPS EN 590
BD7	-	Mešavina biodizela i ED u zapreminskom odnosu 7:93 v/v
BD14	-	Mešavina biodizela i ED u zapreminskom odnosu 14:86 v/v
BD20	-	Mešavina biodizela i ED u zapreminskom odnosu 20:80 v/v
BD40	-	Mešavina biodizela i ED u zapreminskom odnosu 40:60 v/v
BD60	-	Mešavina biodizela i ED u zapreminskom odnosu 60:40 v/v
BD80	-	Mešavina biodizela i ED u zapreminskom odnosu 80:20 v/v
BD100	-	Čist biodizel čije su karakteristike u skladu sa standardom SRPS EN 14214
PVT	-	Priključno vratilo traktora
F_{pot}	N	Vučna sila traktora na poteznici
v_s	km/h	Stvarna brzina kretanja traktora
v_t	km/h	Teorijska brzina kretanja traktora
δ	%	Klizanje pogonskih točkova traktora
n_s	-	Broj impulsa davača broja obrtaja "V točka"
n_t	-	Broj impulsa davača broja obrtaja pogonskog točka
O	m	Obim "V točka"
t	s	Vreme
r_d	m	Dinamički poluprečnik pogonskog točka
P_{pot}	kW	Snaga traktora na poteznici
P_e	kW	Efektivna snaga motora traktora
η_v	-	Vučni koeficijent korisnosti traktora
N	-	Skup prirodnih brojeva
R	-	Skup realnih brojeva
Ω	-	Skup mogućih ishoda eksperimenta
A	-	Slučajan događaj
X	-	Slučajna promenljiva
SS_{tot}	-	Suma kvadrata odstupanja od srednje vrednosti
SS_{err}	-	Suma kvadrata odstupanja od greške
R^2	%	Koeficijent determinacije
b_i	-	Interval poverenja regresionog koeficijenta
S	-	Standardna greška regresije
$adj. R^2$	-	Prilagođeni koeficijent determinacije
\bar{p}	-	Broj regresionih koeficijenata u regresionom modelu
σ	-	Standardna devijacija

1. UVOD

Poljoprivredna proizvodnja je najstarija privredna delatnost. Nastala je i razvijala se kao težnja čoveka da zadovolji svoje potrebe za hranom, a kasnije sve više i kao stalni izvor prihoda. Čovek je od davnina nastojao da sebi olakša poljoprivredne poslove. U početku je za tu svrhu koristio primitivne alatke i sopstvenu (humanu) snagu, a potom je dugo koristio životinjsku (animalnu) snagu, da bi odskora, zahvaljujući industrijskoj revoluciji i tehnološkom razvoju, otpočela era primene mehaničke energije u poljoprivredi.

Savremena poljoprivreda karakteristična je po intenzivnoj proizvodnji biljnih vrsta, koja ponekad podrazumeva i do 30 mehanizovanih agrotehničkih operacija u toku godine. Obavljanje agrotehničkih operacija u optimalnim rokovima nije moguće bez učešća savremene mehanizacije, koja je garant visokih i stabilnih prinosa. Dominantnu ulogu u tome imaju poljoprivredni traktori, koji su u svojoj osnovi pokretni izvor energije neophodne za obavljanje tehnoloških operacija u poljoprivredi.

Traktori su vučno-pogonske mašine namenjene za obavljanje radova u poljoprivredi, šumarstvu, komunalnim delatnostima, građevinarstvu, saobraćaju, industriji, itd. Prema Organizaciji za ekonomsku saradnju i razvoj – OECD (*Organization for Economic Cooperation and Development*) poljoprivredni traktor definiše se kao samohodno vozilo sa točkovima, koje ima najmanje dve osovine, ili sa gusenicama, sa osnovnom upotrebom u poljoprivredi i šumarstvu, projektovan tako da može da zadovolji sledeće operacije:

- da vuče prikolice,
- da nosi, vuče ili pokreće poljoprivredna i šumarska oruđa i mašine, a gde je to potrebno, predaje snagu za njihov rad, pri čemu je traktor u pokretu ili miruje.

Prema popisu koji je obavljen krajem 2012. godine, Republika Srbija raspolaže sa 408734 traktora svih kategorija (*Prostran, 2013*). Od toga je na privatnom sektoru više od 386000 traktora, odnosno više od 97% od ukupnog broja. Starosna struktura je veoma nepovoljna i prelazi 10 godina u društvenom – državnom i 15 godina u privatnom sektoru, odnosno preko 35% traktora starije je od 15 godina. Na području AP Vojvodine ima ukupno 107745 dvoosovinskih traktora od kojih je

95795 (88.91%) starije od 10 godina. Prema podacima Poslovnog udruženja uvoznika i izvoznika mehanizacije, tokom 2013-2014. godine u domaću poljoprivredu uvedeno je 3441 traktor i to 2076 novih i 1365 polovnih traktora, što je znatno manje nego što je potrebno (Nikolić i sar., 2013). Zbog nedostataka novih i savremenih traktora, domaća poljoprivreda trpi brojne posledice koje se ogledaju pre svega u većoj potrošnji goriva, skupljem održavanju i neblagovremenom izvođenju potrebnih agrotehničkih operacija. Kao krajnji efekat javljaju se veći troškovi proizvodnje i smanjenje ekonomske moći poljoprivrednih proizvođača. Jedna od posledica je i uticaj starih traktora na bezbednost i zdravlje ljudi.

Traktor, kao vučna mašina, treba da savlada radne otpore priključne mašine, a da se pri tome maksimalno iskoristi snaga motora i što manje goriva utroši. Rast cena nafte i naftnih derivata na svetskom tržištu podstiče sve veći broj poljoprivrednika, farmera i istraživača, koji se bave ovom problematikom, na iznalaženje načina za smanjenje izdvajanja za gorivo. Svi se slažu u tome da bi trebalo povećati energetska efikasnost traktora. Proizvođači traktora takođe posvećuju veliku pažnju ovom problemu, tako da proizvode traktore sa sve većim stepenom iskorišćenja goriva. Poređenja radi, traktori iz 1995. godine imaju u proseku 16.5% više snage u odnosu na traktore iz 1975. godine, uz istu potrošnju goriva.

Međutim, bilo da je traktor nov ili star 15-20 godina, postoje mnoge mere koje korisnici mogu primeniti da bi povećali njegovu energetska efikasnost, a samim time uštedeli novac na gorivu, održavanju i produženju njegovog korišćenja. Energetska efikasnost zavisi od mnogo faktora među kojima su: vrsta priključne mašine, radna brzina, tip zemljišta, dubina obrade, vlažnost zemljišta, stanje podloge, itd. Najviše energije utroši se pri obradi zemljišta priključnim mašinama koje traktor vuče preko poteznice. Odnos isporučene snage na poteznici i snage motora predstavlja vučni koeficijent korisnosti traktora.

Toplotnu energiju goriva dizel motor koristi sa 30-50%. Sa druge strane, traktor koristi efektivnu snagu motora, u idealnim uslovima, na strnjici sa 61-65%, a na pooranom zemljištu sa 38-42%. To praktično znači da traktor toplotnu energiju goriva na strnjici (za oranje) koristi sa 17-25%, a za radove dopunske obrade zemljišta sa 10-16%, s tim da kod lakših radova (kultivacija, setva i dr.) toplotna energija se koristi sa svega 7%. Sa gledišta racionalnog korišćenja traktora poseban značaj ima tehnološki utrošak energije i goriva, koji predstavlja energiju koja se troši samo za rad

priključne mašine, ne uzimajući u obzir energiju koja se troši za kretanje traktora (Novaković i sar., 2001).

Dakle, eksploataciju traktora treba tako organizovati da je vučni koeficijent korisnosti što veći. U praksi to se često zanemaruje i traktor radi sa malim procentom iskorišćenja snage motora. Imajući u vidu značaj navedenog problema, proizilazi potreba za istraživanjem u toj oblasti sa jasno definisanim ciljem. Takođe je poznato da su rezerve fosilnog dizela ograničene, tako da treba imati u vidu i korišćenje alternativnih goriva kao pogonskog goriva u poljoprivrednoj proizvodnji. Nafta je jedan od najvažnijih strateških energanata i kao takva utiče na cene određenih valutnih parova, a samim tim i valute određenih zemalja, a kao takva čini i odraz ukupnog stanja u privredi tih zemalja. Kroz istoriju cene nafte jasno se uočava osetljivost industrijalizovanih, prvenstveno zapadnih zemalja, na kretanje cene nafte, tako da je snadbevanje naftom postalo izvor sukoba na globalnom nivou. Zavisnost zapadnih zemalja, ali i sve veće potrebe novih rastućih ekonomija (Kina, Indija), od cene nafte i snadbevanja naftom, dovodi do sve veće potrebe za kontrolom nad ovim energentom. Sa druge strane, zemlje koje poseduju naftu iskazuju želju da one diktiraju uslove, zbog čega se javlja složena geopolitička situacija koja pretili novim mogućim sukobima, što se može zaključiti iz činjenica o kojima govori istorija cene nafte. Upravo svi problemi koji su navedeni u vezi sa naftom, jesu razlog da se intezivno razvija primena obnovljivih energanata koji će biti alternativa za tečna fosilna goriva. Tečna fosilna goriva su već duži period nosioci broj jedan goriva za pogon mobilnih mašina. Danas se ulažu ogromni naponi na usavršavanju i pronalaženju takvih goriva koja bi bila prilagođena postojećim konstrukcijama motora, da se istovremeno zadovolje zahtevi vezani za obnovljivost i ekologiju kao i pouzdanost korišćenja. Jedno od mogućih rešenja bilo bi proizvodnja biodizela kao alternative fosilnom dizel gorivu, pri čemu je moguće namešavanje biodizela sa fosilnim dizelom u različitim mešovinskim odnosima. Na taj način dobija se više vrsta pogonskog goriva za motore SUS. Obrada zemljišta iziskuje značajnu potrošnju goriva fosilnog porekla, stoga se korišćenje biodizela u motorima poljoprivrednih traktora nameće kao rešenje ovog problema. Pogotovo ako se uzme u obzir činjenica da se biodizel proizvodi iz uljanih kultura, kao i da se optimalnom setvenom strukturom i sastavom mašinskog parka može obezbediti energetska nezavisnost poljoprivrednog imanja. Biodizel je definisan Evropskim standardom EN 14214 iz 2003. U Srbiji je definisan 2006. standardom SRPS EN 14214 „Goriva za motorna vozila. Metilestrimasnih kiselina (MEMK) za

dizel motore, Zahtevi i metode ispitivanja”, (koji je identičan evropskom standardu EN 14214). Osim toga, u maju 2006. godine usvojen je „Pravilnik o tehničkim i drugim zahtevima za tečna goriva bioporekla” kojim su propisani tehnički i drugi zahtevi koje ova goriva moraju da ispune. S obzirom na veoma loša iskustva sa „biodizelom” u Vojvodini, devedesetih godina XX veka naglašava se potreba striktnog poštovanja svih odredbi ova dva propisa. Od 2005. smatra se da su u biodizelu, proizvedenom prema EN 14214 tokom razvoja devedesetih godina XX veka, prevaziđene sve problematične pojave korišćenja biodizela prethodnih generacija standarda. Zato je biodizel prema EN 14214 pouzdano i kvalitetno gorivo za dizel motore, proizvedeno iz obnovljivih sirovina, koje se bez ograničenja može koristiti čisto ili u mešavini svakoga odnosa sa fosilnim dizelom u svim savremenim dizel motorima u skladu sa preporukama proizvođača, a čiji produkti sagorevanja ne utiču na povećanje efekta staklene bašte u atmosferi.

Osnovni zadatak u procesu proizvodnje hrane je povećanje prinosa i smanjenje troškova po jedinici proizvoda. Neprekidan rast cena energije, a uz to i stalno povećanje učešća energije u ukupnim troškovima proizvodnje, naročito u obradi zemljišta, nameće stalnu potrebu za iznalaženjem načina za efikasnije korišćenje traktora kao najvažnije poljoprivredne mašine. Traktori imaju vrlo široku upotrebu, pre svega u poljoprivredi, ali i u drugim delatnostima. U poljoprivrednoj proizvodnji upotrebljavaju se u agregatu sa nekom priključnom mašinom, pri čemu se formira traktorski sistem. Traktori mogu da prenose snagu na priključnu mašinu preko poteznice, priključnog vratila i spoljnih izvoda hidraulika. Idealno bi bilo kada bi traktor mogao svu snagu motora preneti na priključnu mašinu, ali to se u praksi nikada ne dešava zbog gubitaka u prenosu. Od veličine gubitaka zavisi iskorišćenje snage motora traktora. S obzirom da se najviše agrotehničkih operacija obavlja priključnim mašinama koje traktor vuče, u ovom radu istražena je efikasnost korišćenja različitih vrsta goriva (fosilnog dizela i biodizela) pri realizaciji vučne sile, odnosno prenosa snage preko poteznice. Cilj istraživanja ove disertacije je istraživanje mogućnosti primene biodizela kao alternative fosilnom dizel gorivu i određivanje vučnih karakteristika traktora prilikom njegovog korišćenja.

2. CILJ ISTRAŽIVANJA

Zbog iscrpljivanja resursa fosilnih goriva i negativnog uticaja izduvnih gasova na sve sfere životne sredine, potreba za obnovljivim izvorima goriva svakodnevno se povećava. Povećanje upotrebe obnovljivih izvora energije i povećane energetske efikasnosti definiše i Direktiva Evropske unije 2009/28/EC koja predviđa povećanje učešća obnovljivih izvora energije u ukupnoj potrošnji energije do 2020. godine od 20%. U poljoprivrednoj proizvodnji, odnosno kod poljoprivrednih traktora, kombajna i drugih mobilnih sistema, od biogoriva može da se koristi biodizel koji, pored zadovoljenja navedenog propisa, omogućuje i smanjenje emisije izduvnih gasova definisanih američkim standardima *Tier* i evropskim *Stage*. Kao sirovine za proizvodnju biodizela u našoj zemlji koriste se soja, suncokret i uljana repica. Korišćenje biodizela u Srbiji je od posebnog značaja zbog oskudnih potencijala konvencijalnih izvora energije. Njegovo korišćenje doprinosi efikasnijem korišćenju sopstvenih potencijala u proizvodnji energije, koji su značajni u smanjenju emisije ‘gasova staklene bašte’, smanjenju uvoza fosilnih goriva, razvoju lokalne industrije naročito u ruralnim područjima i otvaranju novih radnih mesta. U dostupnoj literaturi mogu se naći oprečni rezultati kada je u pitanju uticaj biodizela na vučnu efikasnost traktora, pri čemu se uglavnom radi o biodizelu koji se dobija od sirovina koje ne uspevaju u Srbiji. Stoga se nameće potreba da se temeljnije istraži uticaj biodizela na vučne mogućnosti traktora u našim uslovima korišćenja, pri čemu će se koristiti domaći biodizel, dobijen od sirovina koje uspevaju kod nas.

Ova istraživanja imaju za cilj da se utvrdi vučna efikasnost traktora pri korišćenju različitih vrsta goriva dobijenih namešavanjem fosilnog dizela i biodizela. Na osnovu dobijeni rezultata formiraće se matematički model za procenu vučne efikasnosti traktora u zavisnosti od vrsta goriva. Pomoću podataka dobijenih sveobuhvatnim terenskim ispitivanjima, formiraće se matematički modeli koji omogućuju određivanje vučne i energetske efikasnosti traktora u zavisnosti od vrste goriva. Prilagođavanjem traktora prema odabranom modelu moguće je maksimizirati potencijalna vučna svojstva i time povećati njegovu vučnu i energetska efikasnost.

3. RADNA HIPOTEZA

Biodizel je adekvatno rešenje jer je kompatibilan sa fosilnim gorivom, baziran na obnovljivim sirovinama, a istovremeno je i ekološki prihvatljiviji od fosilnog goriva.

Radna hipoteza ove disertacije polazi od pretpostavke da je moguće uspešno izvršiti supstituciju goriva fosilnog porekla sa čistim biodizelom ili mešavinama biodizela i fosilnog dizela. Pretpostavlja se da će, zbog niže toplotne vrednosti biodizela u odnosu na fosilni dizel, motor ostvariti lošije performanse primenom goriva sa većim sadržajem biodizela u odnosu na fosilni dizel.

Zatim se pretpostavlja da se primenom odgovarajućih matematičkih metoda mogu predvideti performanse traktora primenom različitih vrsta goriva i izvršiti određivanje optimalane mešavine biodizela i fosilnog dizel goriva.

4. PREGLED LITERATURE

4.1. Pregled vladajućih stavova iz oblasti istraživanja vučne efikasnosti traktora

Istraživanjem uticaja pojedinih faktora na vučnu efikasnost poljoprivrednih traktora bavio se veliki broj autora u zemlji i inostranstvu, kao i veliki broj naučnih ustanova. Ova problematika privlačila je pažnju mnogih istraživača, naročito je aktuelna poslednje tri decenije, kao deo opšteg svetskog trenda za efikasnijim korišćenjem energije. Razlozi su nestabilno tržište naftom kao glavnom energetsom sirovinom u poljoprivredi i zaštita životne sredine. Najveći broj radova bavi se istraživanjem uticaja interakcije zemljišta i točka na vučne mogućnosti traktora. Međutim, u proučenoj literaturi nema značajnih podataka kada su u pitanju vučne mogućnosti traktora u zavisnosti od korišćene vrste goriva. Stoga će ova teza za predmet istraživanja imati upravo uticaj različitih vrsta goriva na vučnu efikasnost traktora. Vučna efikasnost nekog traktora ocenjuje se na osnovu njegovih vučnih karakteristika. Vučna karakteristika predstavlja zavisnost: snage vuče (P_{pot}), brzine kretanja (v_s), klizanja (δ), časovne potrošnje goriva (Q_h), specifične potrošnje goriva (q), broja obrtaja motora (n_m), koeficijenta neto vuče (φ_n) i vučnog koeficijenta korisnosti (η) od sile vuče (F_{pot}) u odabrani stepenima prenosa na odgovarajućoj podlozi. Postoje domaći (*SRPS ISO 789-9:2002*) i međunarodni (*OECD CODE 2*) standardi i propisi koji definišu vučne karakteristike, odnosno postupke za sprovođenje procedure merenja vučne snage na poteznici traktora. Prema važećim standardima, merenja se sprovode na tvrdoj podlozi (betonu), čime je omogućeno poređenje rezultata različitih traktora. Međutim, za korisnike traktora, ispitivanja na tvrdoj podlozi nisu praktična, jer ne govore o vučnim karakteristikama traktora na mekoj podlozi tj. u poljskim uslovima, gde se traktor najčešće koristi. Najveći broj publikovanih ispitivanja vučnih karakteristika traktora kod nas dat je u monografiji „Vučne karakteristike poljoprivrednih traktora“ (*Nikolić i sar., 1994*). Vučne karakteristike merene su u periodu od 1976. godine do 1990. godine i obuhvaćeno je preko 80 različitih traktora koncepcije (4x2)S, (4x4)S, (4x4)Z i guseničara sa

motorima snage 18-400 kW. Traktori su ispitivani na neoranom i pooranom zemljištu. Rezultati objavljeni u monografiji omogućavaju uporednu analizu vučnih karakteristika traktora sa stanovišta vučne sile, vučne snage, vučnog koeficijenta korisnosti, brzine, klizanja i potrošnje goriva. Nažalost, ovi rezultati danas imaju malu praktičnu korist pri formiranju traktorskih sistema za izvođenje agrotehničkih operacija, s obzirom na to da veći deo ispitanih traktora više nije u upotrebi.

Savremena poljoprivreda karakteristična je po intenzivnoj proizvodnji biljnih vrsta, koja ponekad podrazumeva veliki broj mehanizovanih agrotehničkih operacija u toku godine. Obavljanje agrotehničkih operacija u optimalnim rokovima nije moguće bez učešća savremene mehanizacije, koja je garant visokih i stabilnih prinosa. Dominantnu ulogu u tome imaju poljoprivredni traktori, koji su u svojoj osnovi pokretni izvor energije neophodne za obavljanje tehnoloških operacija u poljoprivredi. Poljoprivredni traktori trebalo bi da imaju optimalne performanse prema zahtevima koje diktiraju agrotehnika i tehnologija u poljoprivrednoj proizvodnji. Traktori treba da odgovore na zahteve koji se pred njih postavljaju, a da pri tome imaju što bolji i kontinualniji rad uz minimalne zastoje i potrošnju goriva. Činjenica je da su savremeni traktori sve savršeni i efikasniji, ali istovremeno i sve skuplji, pa ograničena investicijska moć većine poljoprivrednih proizvođača onemogućava nabavku takvih mašina. Stoga je izbor traktora veoma bitan. Pogrešan izbor ima za posledicu gubitak novca, vremena i radnog učinka. Pri izboru traktora treba dobro da se razmotre svi kriterijumi koje on treba da ispuni. *Savin i sar. (2016)* navode sledeće kriterijume na koje treba obratiti pažnju pri nabavci traktora: tehnološki, tehnički, energetski, ergonomski, ekonomski, ekološki i bezbednosni kriterijumi. Tehnološki kriterijumi se odnose na namenu traktora. Traktori koji su namenjeni oranju imaju drugačije karakteristike od traktora namenjenih transportu.

Tehnički kriterijumi definišu karakteristike koje se odnose na koncept traktora, težinu i raspodelu težine, kao i na brojne tehničke i druge karakteristike sklopova traktora. Energetske karakteristike odnose se pre svega na pokazatelje snage, obrtnog momenta i potrošnje goriva ugrađenog motora, ali obuhvataju i međusobne odnose sile vuče, snage vuče, brzine kretanja i vučnog koeficijent korisnosti traktora. Ergonomske karakteristike traktora odnose na uslove rada rukovaoca. Ekonomski kriterijumi definisani su optimalnim agregatiranjem traktora, tj. formiranjem traktorskog sistema, tako da se postigne što veći učinak i što niži troškovi rada.

Iz prethodne analize vidi se da će izbor traktora sa odgovarajućim energetskim karakteristikama uticati kasnije na njegovu energetsku efikasnost tokom eksploatacije. Međutim, energetska efikasnost izabranog traktora zavisiće i od mnogo drugih faktora među kojima su: vrsta priključne mašine, radna brzina, tip zemljišta, dubina obrade, vlažnost zemljišta, stanje podloge, itd. Najviše energije utroši se pri obradi zemljišta priključnim mašinama koje traktor vuče preko poteznice, znatno više nego preko priključnog vratila ili spoljnih izvoda hidraulika. Odnos isporučene snage na poteznici i snage motora predstavlja vučni koeficijent korisnosti, koji se određuje preko vučnih karakteristika traktora (*Simikić i sar., 2012; Simikić i sar., 2014*).

Efikasnost traktorskog sistema, kod kojeg se vučna snaga traktora predaje priključnoj mašini preko poteznice izražava se vučnim stepenom korisnosti traktora (*Zoz i sar., 2002; Zoz i Grisso, 2003*). Na vučni stepen korisnog dejstva traktora utiču brojni faktori kao što su: vrsta i stanje podloge, masa i raspodela opterećenja, konstrukcija i pritisak u pneumaticima, ekscentrična i kosa vuča i dr (*Schreiber i Kutzbach, 2008; Sümer i Sabanaci, 2005; Simikić i sar., 2010*). Vučna sila traktora, osim mogućnostima motora, uslovljena je i karakteristikama zemljišta i pneumatika. Ovo potvrđuju istraživanja koja su sprovedli *Schreiber i Kutzbach (2008)*. Oni su korišćenjem empirijskih formula analizirali oko 850 vučnih karakteristika pogonskih točkova poljoprivrednih traktora, četiri različite podloge (ledina, strnjika, pripremljeno i poorano zemljište). Kao rezultat analize, dobijeni su ključni parametri za definisanje uslova za realizaciju vučne sile, a to su tri parametra koji se odnose na pneumatik (prečnik, širina i pritisak) i pet na zemljište (biljni pokrivač, čvrstoća gornjeg i donjeg sloja zemljišta, sadržaj gline i vlažnost), na osnovu kojih je napravljena matematička zavisnost koja opisuje koeficijente neto vuče i otpora kotrljanja točka u funkciji klizanja.

Eksploataciju traktora treba tako organizovati da je vučni koeficijent korisnosti što veći. U praksi to se često zanemaruje i traktor radi sa malim procentom iskorišćenja snage motora. Tri osnovna razloga utiču na pojavu gubitaka i postizanje manje energetske efikasnosti traktora prilikom vuče. Ti razlozi obično su međusobno povezani. Prvi je povećano klizanje, na koje utiču vrsta i stanje podloge i karakteristike pogonskih pneumatika (*Bashford i sar., 1992; Al-Hamed i sar., 1994; Sümer i Sabanaci, 2005*). Drugi je nedovoljno opterećenje pogonskih točkova, koje ne dozvoljava realizaciju vučnih sila koje traktor potencijalno, sa aspekta raspoložive

snage, prilikom odgovarajućih operacija vuče može da ostvari (Mileusnić i sar., 2003). Treći je način prikopčavanja priključne mašine. Traktor je pravilno agregatiran ako se linija vuče traktora i linija otpora zemljišta na priključnoj mašini poklapaju, (Simikić i sar., 2009). Agregatiranje traktora, odnosno formiranje traktorskih sistema, obavlja se na osnovu veličine vučnih otpora koji se javljaju u radu poljoprivrednih mašina, a u okviru kompleksne mehanizacije poljoprivredne proizvodnje na gazdinstvu. Poznavanjem vučnih mogućnosti traktora, može se pouzdano utvrditi njegovo mesto u biljnoj proizvodnji, shodno agrotehničkim zahtevima i zemljišnim uslovima (Novaković i Obradović, 2002). Traktori koji obavljaju agrotehničke operacije vučenim mašinama imaju veoma malo iskorišćenje energije goriva, svega 17-25% (Novaković i sar., 2001). Ukoliko je zemljište vlažno i neuređeno ovo iskorišćenje je još manje. Na ovako malo iskorišćenje energije goriva utiču gubici koji se javljaju u samom motoru, prenosnom mehanizmu od motora do točkova i na samim točkovima. Prosečno 12-18% snage motora izgubi se u prenosu od motora do točkova. Istraživanja pokazuju da se 20-55% raspoložive energije traktora točkaša izgubi u kontaktu točka i zemljišta (Grisso i sar., 1992). Stoga je veoma bitno istražiti uticajne faktore preko kojih je moguće poboljšati vučna svojstva traktora a samim tim i stepen korisnosti traktora točkaša. Gubici u motoru i transmisiji od motora do točkova definisani su konstrukcijom traktora i na njih se ne može uticati. Značajnije povećanje vučne korisnosti traktora moguće je ostvariti jedino poboljšanjem vučnih osobina pogonskih točkova i njihovog kontakta sa zemljištem (Raheman i Jha, 2007). Ostvarena sila vuče na poteznici najbolji je parametar za ocenu vučnih karakteristika traktora (Nikolić i sar., 1994). Maksimalna sila vuče koju traktor može ostvariti ograničena je spojem pogonskog točka i zemljišta po kojem se traktor kreće (Sahay i Tewari, 2004). Pri realizaciji većih sila vuče javlja se proklizavanje pogonskih točkova. Proklizavanje pogonskih točkova dovodi do manjeg vučnog koeficijenta korisnosti traktora (Dedović i sar., 2009). Rad sa traktorom pri povećanom proklizavanju pogonskih točkova dovodi do veće potrošnje goriva i habanja delova traktora, što direktno povećava troškove proizvodnje i smanjuje ekonomsku moć poljoprivrednih proizvođača (Simikić i sar., 2015). Proklizavanje predstavlja smicanje čestica zemljišta zahvaćenog rebrima pneumatika, koji zasecaju zemljište pri kontaktu sa njegovim površinskim slojem. Uz silu vuče traktora, na veličinu proklizanja najveći uticaj imaju fizička svojstva zemljišta i stanje pneumatika. Zbog trenja pneumatika u

kontakta s podlogom neminovno dolazi do njihovog trošenja pri čemu se menjaju i njihove dimenzije, što ima veliki uticaj i na vučne karakteristike traktora (*Čopec i Filipović, 2007*). Pored veličine, tipa i stanja pneumatika, realizovana sila vuče zavisi i od pritiska u pneumatiku. Opšte je pravilo da što je zemljište mekše i rastresenije pritisak u pneumatiku treba da bude niži (*Savin i sar., 2009*). Zbog nižeg pritiska veća je kontaktna površina, pa nema dubokih tragova zbog čega je otpor kretanja manji i traktor se lakše kreće.

Neki istraživači dali su i matematičke modele za procenu vučnih mogućnosti traktora u zavisnosti od interakcije zemljišta i podloge (*Grisso i sar., 1992; Al-Hamed i sar., 1994; Elwaleed i sar., 2006; Schreiber and Kutzbach, 2008*). *Simikić i sar. (2012)* pokazuju uticaj načina prikopčavanja priključne mašine na vučnu efikasnost traktora, pri čemu daju i matematički model za procenu vučnog koeficijenta korisnosti.

Osnovni zadatak u procesu proizvodnje hrane je povećanje prinosa i smanjenje troškova po jedinici proizvoda. Sa tim u vezi naveden je veliki broj faktora koji utiču na efikasnost, kvalitet rada i na veličinu troškova korišćenja traktora. Idealno bi bilo, kada bi traktor mogao svu snagu motora preneti na priključnu mašinu, ali to se u praksi nikada ne dešava zbog gubitaka. Od veličine gubitaka zavisi iskorišćenje snage motora traktora. Obzirom da se najviše agrotehničkih operacija obavlja priključnim mašinama koje traktor vuče, u ovoj disertaciji istražena je efikasnost traktora sa aspekta vuče, odnosno prenosa snage preko poteznice.

4.2. Pregled vladajućih stavova iz oblasti mogućnosti korišćenja biodizela kao goriva za motore SUS

Poslednje dve decenije veliki broj istraživanja usmeren je u pravcu pronalaženja izvora energije koji će zadovoljiti kriterijume vezane za obnovljivost, ekologiju i pouzdano korišćenje. Interesovanje istraživača za ovu oblast istraživanja proisteklo je iz činjenice da korišćenje energije u svetu stalno raste. Naime, u prvim decenijama XXI veka, primena energije u drumskom saobraćaju uvećana je za 16.42% (*Trading Economics*). Dominantno mesto u potrošnji goriva imaju goriva za pogon mobilnih mašina (različitih transportnih sredstava, mobilnih mašina u građevinarstvu, industriji, poljoprivredi...). Uzimajući u obzir da je razvoj savremenih mobilnih mašina gotovo isključivo baziran na tečnom fosilnom gorivu, nije realno

očekivati da se ovaj trend razvoja u skorije vreme napusti i intenzivnije krene u masovan razvoj i primenu novih konstrukcija motora (konstrukcija motora prilagođenih drugoj vrsti goriva). Iz tih razloga, istraživanja koja se publikuju u domaćim i međunarodnim časopisima, usredsređena su na pronalaženju goriva koje bi bilo prilagođeno postojećim konstrukcijama motora, a da istovremeno zadovolje i kriterijume vezane za obnovljivost, ekologiju i pouzdanost korišćenja (*Tomić i sar., 2013*).

Zbog mogućeg zadovoljenja navedenih kriterijuma, u poslednje dve decenije, biodizel i bioetanol su postali najpoznatija obnovljiva tečna goriva. S obzirom na to da su u poljoprivredi gotovo isključivo zastupljene mašine pogonjene od strane dizel motora, pregled aktuelnih literaturnih navoda u okviru ove disertacije biće fokusiran na biodizel.

O značaju biodizela kao alternativne fosilnom dizelu govori podatak koji navodi *European Biodiesel Board* na svom sajtu da je tokom 2016. godine, EU proizvela oko 11576000 t, a SAD 5939000 t biodizela.

Tiegang (2009) u rezultatima svojih istraživanja navodi da su karakteristike sagorevanja biodizela vrlo slične onima sagorevanjem fosilnog dizela čime praktično nisu potrebne gotovo nikakve adaptacije na motoru ili sistemu za napajanje motora gorivom. Isti autor u svojim istraživanjima navodi da su izuzetak motori starije konstrukcije kod kojih su sprovodna creva i zaptivke izrađene na bazi kaučuka neotpornog na dejstvo metilestara masnih kiselina (biodizel) te da je kod tih motora neophodno izvršiti zamenu ovih elemenata, elementima izrađenim od materijala otpornih na dejstvo biodizela (viton).

Biodizel zadovoljava kriterijum obnovljivosti, jer predstavlja metilestre masnih kiselina koji se proizvode od biljnih ulja ili životinjskih masti (*Krishnakumar, 2008*).

Biodizel ne sadrži sumpor niti aromatična jedinjenja čime je zadovoljen treći kriterijum, vezan za ekologiju. Ovo je verovatno najznačajnija prednost biodizela u odnosu na evrodizel. U svojim istraživanjima *Randal (1999)* uspoređuje sastav biodizela sa evrodizelom, navodeći da za razliku od biodizela, evrodizel sadrži stotine različitih lanaca ugljovodonika, sa ostacima sumpora i preostale sirove nafte. Pri tome evrodizel može u svom sastavu da sadrži i do 20-24% aroma (benzen, toluen, ksilen itd) koji su isparljivi, toksični i kancerogeni.

Vezano za poslednji kriterijum, pouzdano korišćenje, veliki broj istraživanja usmeren je u pravcu dokazivanja dobrih mazivih svojstva biodizela u odnosu na fosilni dizel čime se smanjuje habanje delova motora (*Lapuerta i sar., 2008; Tomić i sar., 2014*).

4.2.1. Tehnologija proizvodnje biodizela

Biodizel predstavlja metilestre masnih kiselina biljnih ulja ili životinskih masti (*Mićić i sar., 2016*). U komercijalnoj proizvodnji, dobija se postupkom transesterifikacije u alkoholu uz prisustvo odgovarajućih katalizatora. Transesterifikacija biljnih ulja u biodizel, može se katalizovati bazama, kiselinama i enzimima (*Du i sar., 2004; Vicente i sar., 1998*). U konvencionalnim postrojenjima za proizvodnju biodizela, transesterifikacija se odvija najčešće primenom baznih homogenih (češće) ili heterogenih (ređe) katalizatora (*Ma i Hanna, 1999*). Kod homogene alkalne katalize najčešće se koriste NaOH, KOH i njihovi alkoksidi. Prednost homogene alkalno-katalizovane reakcije je mnogo kraće vreme reakcije u odnosu na kiselo-katalizovanu transesterifikaciju (*Vicente i sar., 2004; Mičić i sar., 2012*). Osnovni problemi proizvodnje biodizela primenom homogenih katalizatora (NaOH ili KOH) je što imaju čitav niz relativno skupih i složenih koraka neutralizacije, ispiranja i separacije (*Van Gerpen, 2005*). Osim toga postupci prečišćavanja nisu ekološki, jer se proizvodnja odvija uz pomoć jakih baza ili kiselina (*Ma i Hanna, 1999; Srivastava i Prasad, 2000*). Pored toga, pojavljuje se problem sa skupim postupkom separacije katalizatora iz produkta (*Ebiura i sar., 2005; Hak i sar., 2004; Dorado i sar., 2004*).

Korišćenjem pogodnih heterogenih (čvrstih) katalizatora rešava se čitav niz ekonomskih i ekoloških problema. Naime katalizator koji se koristi za heterogenu katalizu transesterifikacije triglicerida je nekorozivan, ekološki ispravan i lak za odlaganje, a čvrsti katalizator se lako i brzo uklanja iz tečnog produkta (filtriranjem). Velika prednost čvrstih katalizatora je što se mogu dizajnirati da daju veću aktivnost, selektivnost i duži katalitički vek (*Mićić, 2015*). U procesu heterogeno katalizovane transesterifikacije jestivog ulja u biodizel koriste se mnogi bazni katalizatori, koji pokazuju različitu aktivnost, kao što su zemno-alkalni metalni oksidi, karbonati, različite metalne komponente nanešene na aluminu, bazni zeolit i gvanidini i bazni hidrotalciti (*Mićić, 2012*).

Iako je korišćenjem heterogenih katalizatora delimično rešen postupak otežane separacije finalnog proizvoda, i dalje su prisutni problemi nerastvorljivosti metanola u ulju (što zahteva intenzivno mešanje), negativan efekat vode i nezasićenih masnih kiselina, kao i dugo vreme reakcije. Procesom saponifikacije stvaraju se sapuni, koji dodatno otežavaju proces separacije finalnog proizvoda iz reakcione smeše (Tomić i sar., 2015).

Kao alternativna metoda transesterifikacije triglicerida, aktuelna istraživanja su usmerena na metode transesterifikacije u superkritičnim uslovima (Chen i sar., 2010; Imahara i sar., 2008). Ovo podrazumeva, da se reakcija odvija na visokim temperaturama i pritiscima (preko 240°C i 8.09 MPa). Rezultati dosadašnjih istraživanja ukazuju na to da je za transesterifikaciju u superkritičnim uslovima potrebno kraće vreme reakcije, da je jednostavniji postupak prečišćavanja (Demirbas, 2007; Demirbas, 2005) i da se procesima koji se odvijaju u superkritičnim uslovima mogu obrađivati sirovine sa visokim sadržajem vode i slobodnih masnih kiselina, u cilju dobijanja biodizela (Tomić i sar., 2015; Mičić i sar., 2016; Kiss i sar., 2014). Pinnarat i Savage (2010), ovo objašnjavaju istovremenim odigravanjem reakcije esterifikacije, hidrolize i metanolize u procesima transesterifikacije superkritičnim metanolom.

Karakteristike biodizela definisane su standardom SRPS EN 14214 (tab. 3.1).

Tabela 3.1. Karakteristike biodizel goriva po predlogu standarda SRPS EN 14214

Karakteristika	Jedinica	Granična vrednost		Metoda
		najniža	najviša	
Sadržaj estara	% (m/m)	96.5		EN 14103
Gustina na 15 °C	kg/m ³	860	900	EN ISO 3675, EN ISO 12185
Viskoznost na 40 °C	mm ² /s	3.50	5.00	EN ISO 3104
Tačka paljenja	°C	120	-	pr EN ISO 3679
Sadržaj sumpora	mg/kg	-	10.0	pr EN ISO 20846 pr EN ISO 20884
Ugljenični ostatak (na 10% ostatka destilacije)	% (m/m)	-	0.30	EN ISO 10370
Cetanski broj		51		EN ISO 5165
Sadržaj sulfatnog pepela	% (m/m)	-	0.02	ISO 3987
Sadržaj vode	mg/kg	-	500	EN ISO 12937
Ukupne nečistoće	mg/kg	-	24	EN 12662
Korozija bakarne trake (3h na 50 °C)	Oцена	-	Klasa 1	EN ISO 2160
Oksidaciona stabilnost, 110 °C	h	6.0	-	EN 14112

Kiselinski broj	mgKOH/g	0.50	EN 14104
Jodni broj	g joda/ 100 g	120	EN 14111
Metil estar linolenske kiseline	% (m/m)	12	EN 14103
Polinezasićeni metil estri (≥ 4 dvostruke veze)	% (m/m)	1	
Sadržaj metanola	% (m/m)	0.20	EN 14110
Sadržaj monoglicerida	% (m/m)	0.80	EN 14105
Sadržaj diglicerida	% (m/m)	0.20	EN 14105
Sadržaj triglicerida	% (m/m)	0.20	EN 14105
Slobodni glicerol	% (m/m)	0.02	EN 14105, EN 14106
Ukupni glicerol	% (m/m)	0.25	EN 14105
Metali I grupe (Na+K)	mg/kg	5.0	EN 14108, EN 14109
Metali II grupe (Ca+Mg)	mg/kg	5.0	pr EN 14538
Sadržaj fosfora	mg/kg	10.0	EN 14107

4.2.2. Uticaj biodizela na performanse motora

Rezultati koje navode autori u svojim istraživanju uglavnom se slažu da se primenom biodizela blago narušavaju performanse motora i to u prvom redu kao posledica niže toplotne vrednosti biodizela u odnosu na evrodizel (*Chen i sar., 2009; Karabektas i Ergen, 2006*). Međutim, rezultati do kojih su došli istraživači ukazuju da su razlike u snazi niže u odnosu na očekivane. *Chen i sar. (2009)* su tokom istraživanja obavljenih na jednocilindričnom, četvorotaktnom DI motoru utvrdili da su performanse motora (snaga i obrtni moment) korišćenjem biodizela proizvedenog od soje vrlo slične onima koje se ostvaruju sagorevanjem fosilnog dizela. *Karabektas i Ergen (2006)* su takođe saopštili rezultate sprovedenih istraživanja preformansi motora, primenom biodizela (BD100) proizvedenog od suncokretovog ulja, koji ukazuju na minimalno smanjenje snage i obrtnog momenta, dok je specifična potrošnja goriva povećana. *Utlu i Koçak (2008)* pad snage motora primenom biodizela proizvedenog od otpadnih kuhinjskih ulja (-4.4%) objašnjavaju većim viskozitetom i gustinom, kao i nižom toplotnom vrednošću biodizela u odnosu na evrodizel. Naime, autori su utvrdili da biodizel proizveden od otpadnih kuhinjskih ulja ima oko 8.8% nižu toplotnu vrednost u odnosu na evrodizel. U tabeli 3.2. dat je zbirni prikaz rezultata različitih autora koji su vršili ispitivanje toplotne vrednosti biodizela proizvedenog od različitih sirovina kao i njihov uticaj na promenu snage i potrošnje goriva.

Tabela 3.2. Zbirni prikaz uticaja sirovine na promenu toplotne vrednosti biodizela

Autor	Sirovina	Promena toplotne vrednosti u odnosu na ED	Promena snage	Promena potrošnje goriva
<i>Utlu i Koçak (2008)</i>	Otpadna ulja	-8.8%	-4.4%	9.3%
<i>Hansen i sar. (2006)</i>	Soja	-13.3%	-9.1%	10.1%
<i>Murillo i sar. (2007)</i>	Uljana repica	-13.5%	-7.14%	12.5%
<i>Yücesu i Cumali (2006)</i>	Pamuk	-5%	-3-6%	11.8%
<i>Milan i sar. (2010)</i>	Suncokret	-12%	-6.4%	11.2%
<i>Lin i sar. (2009)</i>	8 vrsta ulja	-12.9 do -16%	-1.25 do 1.49%	13.3%
<i>Tomić i sar. (2013, 2014)</i>	Suncokret	-12.84%	-5.74%	12.35%
	Prosek	-10.52	-6.3	11.8%

Poslednje decenije biodizel privlači sve veću pažnju kao komponenta za mešanje sa fosilnim dizelom (u daljem tekstu ED) ili kao čista zamena za ED u IC motorima. Mešavine biodizela sa ED se nazivaju BDXX, gde XX označava količinu biodizela u mešavini. U komercijalnoj prodaji, biodizel je najčešće dostupan namešan u ED sa udelom 20% (BD20) ili manje. Evropski standard EN 590:2010 na osnovu Direktive 98/70/EO dozvoljava namešavanje do 7% (v/v) biodizela u ED. Pri ovome, biodizel koji se koristi za namešavanje mora da bude usklađen sa standardom EN 14214:2012. Takođe, Evropski komitet za standardizaciju predstavio je standard EN 16709:2015 koji definiše karakteristike goriva sa visokim sadržajem biodizela u ED (BD20 i BD30). U SAD, American Society for Testing and Materials (ASTM) odobrilo je specifikaciju ASTM D7467-13 za mešavine ED sa 6-20% biodizela koji mora da ispunjava zahteve ASTM D6751 (*Đurišić-Mladenović i sar., 2018*).

Analizirajući uticaj namešavanja biodizela u ED, mnogi autori su utvrdili da se snaga motora smanjuje sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini. *Carraretto i sar. (2004)* ispitivali su uticaj različitih mešavina ED i biodizela na promenu performansi motora. Ispitivanje je obavljeno primenom šestocilindričnog DI dizel motora. Autori su utvrdili da povećanje učešća biodizela u mešavini rezultira padom snage i obrtnog

momenta u celokupnom opsegu merenja. Sličan trend su zapazili i *Aydin i Bayindir (2010)*. Autori su ispitivali mešavine biodizela proizvedenog od pamukovog ulja i ED u odnosu ED:BD, 95:5, 80:20, 50:50, 25:75 i 0:100 i zaključili da je razlog pada snage motora primenom mešavina sa višim sadržajem biodizela veća viskoznost i niža toplotna vrednost biodizela.

Tomić i sar. (2013) vršili su istraživanje uticaja biodizela, ED, kao i mešavina ED sa 15, 25, 50 i 75%v/v biodizela, na performanse i emisiju izduvnih gasova motora. Ispitivanje su obavili na četvorocilindričnom dizel motoru nominalne snage 48 kW. Ispitivanje su obavili u skladu sa OECD test CODE 2, a emisija izduvnih gasova prema ISO 8178-4, C1. Autori su utvrdili da se primenom mešavina biodizela i ED smanjuje snaga motora saglasno povećanju udela biodizela. Izuzetak je gorivo sa 15%v/v biodizela, kod koga je zabeleženo blago povećanje snage motora.

Takođe, pojedini autori su utvrdili drugačiji trend promene performansi motora u funkciji povećanja učešća biodizela u mešavini sa ED. *Gumus i Kasifoglu (2010)* su utvrdili da se snaga povećava sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini do 20%v/v. Isti autori navode da se daljim povećanjem učešća biodizela narušavaju performanse motora pri čemu se najlošiji rezultati ostvaruju primenom čistog biodizela. Takođe, *Usta i sar. (2005)* u svojoj studiji navode da primenom mešavina sa nižim sadržajem biodizela u ED poboljšavaju performanse motora u odnosu na čist ED. Pri tome autori su utvrdili da se najbolji rezultati ostvaruju namešavanjem 17.5 v/v% biodizela.

Mnogi autori su u prethodnom periodu vršili istraživanje uticaja primene različitih sirovina za proizvodnju biodizela na performanse motora. Tako su, na primer, *Patterson i sar. (2006)* utvrdili da primenom do 5% biodizela proizvedenog od uljane repice, soje i otpadnih ulja u mešavini sa ED ne utiče značajno na promenu performansi motora. Međutim, kod većeg učešća biodizela u mešavini sa fosilnim dizelom najbolji rezultati se postižu primenom uljane repice kao sirovine.

Značajan uticaj na performanse motora ima toplotna vrednost, viskozitet i mazivost goriva. Toplotna vrednost goriva je vrlo važna karakteristika goriva koja govori o količini energije koja se oslobodi sagorevanjem. Autori u svojim istraživanjima su saglasni da biodizel ima nižu toplotnu vrednost u odnosu na ED (*Utlu i Koçak, 2008; Hansen i sar., 2006; Murillo i sar., 2007; Yücesu i Cumali, 2006; Milan i sar., 2010; Lin i Chiu, 2009; Tomić i sar., 2013; Tomić i sar., 2014*).

U cilju poboljšanja energetske karakteristike biodizela autori su ispitivali mogućnost dodavanja aditiva. *Keskin i sar. (2008)* su utvrdili značajno poboljšanje snage i obrtnog momenta četvorotaktnog, jednocilindričnog DI dizel motora, primenom goriva BD60 uz dodatak molibdena i magnezijuma. *Gürü i sar. (2010)* su utvrdili da se dodavanjem 12 μmol Mg u mešavinu biodizela proizvedenog pileće masti i ED (BD10) ostvaruje pozitivan efekat na tačku paljenja, viskozitet i tačku tečenja. *Kalam i Masjuki (2008)* su utvrdili da dodavanje 1% 4-nonil fenoksi sirćetne kiseline doprinosi povećanju termičke efikasnosti i poboljšanju sagorevanja goriva BD20.

Banapurmath i sar. (2009) upoređivali su efekat različitih uglova predubrizgavanja (19, 23 i 27°) i različitih pritisaka ubrizgavanja na termičku efikasnost motora primenom biodizela i utvrdili značajno poboljšanje performansi motora koji je koristio biodizel povećanjem pritiska ubrizgavanja. Razlog ovome autori objašnjavaju boljim raspršivanjem goriva i mešanjem sa vazduhom, a što za posledicu ima poboljšanje sagorevanja goriva.

Carrereto i sar. (2004) su u svom radu utvrdili da se snaga i obrtni moment povećavaju skoro do nivoa čistog ED smanjenjem ugla predubrizgavanja goriva. Na osnovu ovih zapažanja autori zaključuju da je moguće izvršiti optimizaciju sagorevanja kao i poboljšanje performansi motora, pre svega na malim i srednjim brojevima obrtaja.

4.2.3. Uticaj biodizela na promenu specifične potrošnje goriva

Rezultati istraživanja koji se navode u većini referisanih radova ukazuju da se primenom biodizela povećava specifična potrošnja goriva. Razlog ovome uglavnom se obrazlaže nižom toplotnom vrednošću biodizela u odnosu na ED i potrebom da se nadoknadi ovaj manjak. Većina autora se slaže da je porast potrošnje goriva u saglasnosti sa gubitkom toplotne vrednosti biodizela u odnosu na ED i da se povećava saglasno povećanju učešća biodizela u mešavini sa ED. *Armas i sar. (2010)* navode da BD100 ima 12.9% nižu toplotnu vrednost u odnosu na BD15. Sprovedenim ispitivanjem na 2.5 lit DI common rail dizel motoru autori su utvrdili da je povećanje specifične potrošnje goriva za oko 12%. *Hasimoglu i sar. (2008)* je ispitivanjem na četvorocilindričnom DI dizel motoru utvrdio povećanje specifične potrošnje goriva primenom biodizela za 13% dok je toplotna vrednost biodizela niža za 13.8% u

odnosu na ED.

Lin i sar. (2009) ispitivali su specifičnu potrošnju goriva motora, primenom 8 vrsta biodizela proizvedenog od različitih sirovina. Ispitivanje su obavili na jednocilindričnom, četvorotaktnom DI dizel motoru. Rezultati njihovih istraživanja ukazuju da je specifična potrošnja goriva povećana za prosečno 12.15% zavisno od primenjenog biodizela, dok je toplotna vrednost ovih goriva bila niža u odnosu na fosilni dizel za prosečno 14.5%. *Luján i sar. (2009)* su utvrdili da je razlika u potrošnji goriva između biodizela i fosilnog dizela izraženo u masi 18.5%, a u zapremini 13.5%.

Labeckas i Slavinskas (2006) su utvrdili da je specifična potrošnja biodizela povećana za 18.7% pri 1800 o/min odnosno 23.2% na 2200 o/min, dok mu je toplotna vrednost bila niža za 12.5%. Slične podatke navode *Aydin i Bayindir (2010)*. Autori navode da je povećanje specifične potrošnje biodizela iznosilo 18% u odnosu na ED, iako je toplotna vrednost biodizela bila oko 8% niža u odnosu na ED.

Nasuprot autorima koji su utvrdili povećanje specifične potrošnje goriva primenom biodizela, autori *Özgünay i sar. (2007)*, *Reyes i Sepúlveda (2006)*, *Ulusoy i sar. (2004)*, *Song i Zhang (2008)* navode da je specifična potrošnja biodizela niža u odnosu na ED. *Ulusoy i sar. (2004)* su utvrdili smanjenje specifične potrošnje biodizela dobijenog od otpadnih restoranskih ulja i masti za 2.43% u odnosu na ED.

Takođe pojedini autori kao što su *Dorado i sar. (2003a, 2003b)* i *Sahoo i sar. (2007)* utvrdili su da ne postoji značajna razlika u potrošnji biodizela u odnosu na ED. *Ozsezen i sar. (2009)*, *Reyes i Sepúlveda (2006)*, *Lin i sar. (2009)*, *Sahoo i sar. (2009)* utvrđivali su uticaj različitih sirovina na promenu specifične potrošnje goriva. *Lin i Chiu (2009)* utvrdili su da biodizel proizveden od palminog ulja ima nisku toplotnu vrednost i kraće ugljenikove lance što uzrokuje porast specifične potrošnje goriva u odnosu na biodizel proizveden od drugih sirovina.

Reyes i Sepúlveda (2006) su utvrđivali uticaj različitog stepena finalizacije biodizela na performanse motora. Autori su utvrdili značajne razlike u procesu sagorevanja sirovog i rafinisanog biodizela i te razlike objasnili pojavom glicerina u sirovom biodizelu što može štetno uticati na proces sagorevanja u kompresionom prostoru motora.

Povećanje specifične potrošnje goriva primenom biodizela *Karabektas (2009)*, *Usta i sar. (2005)*, *Luján i sar. (2009)* objašnjavaju povećanom gustinom biodizela,

što dovodi do ubrizgavanja veće mase goriva po jedinici zapremine. Međutim, nesumljivo je da je povećana potrošnja goriva rezultat kombinovanog dejstva niže toplotne vrednosti i veće gustine i viskoznosti biodizela (Utlu i Koçak, 2008; Carraretto i sar., 2004; Tsolakisa i sar., 2007; Ramadhas i sar., 2005; Qi i sar., 2010).

4.2.4. Uticaj biodizela na emisiju izduvnih gasova

Rezultati istraživanja koji se navode u literaturi iskazuju različita mišljenja vezane za emisiju CO₂. Naime, Ramesh i Sampthrajan (2008), Mustapić i sar. (2006), EPA (2002) su u svojim istraživanjima utvrdili da je emisija CO₂ nastala sagorevanjem biodizela u granicama od 20 do 25% od količine nastale sagorevanjem ED. S druge strane Riva (1994) je utvrdio da ne postoji značajna razlika u emisiji CO₂. Tomić i sar. (2013) su utvrdili da se primenom biodizela pri nižim opterećenjima smanjuje emisija CO₂, a da pri višim opterećenjima nema značajne razlike u emisiji ovog gasa. Autori ovo objašnjavaju time da je pri nižem opterećenju manja efikasnost sagorevanja biodizela u odnosu na ED, ali da se sa povećanjem opterećenja eksponira pozitivan uticaj visokog sadržaja kiseonika u biodizelu čime je sagorevanje potpunije.

Biodizel ne sadrži benzene ili druge arome i nije toksičan. Smanjuje dimnost za prosečno 50%. Temperatura paljenja biodizela je oko 150°C, čime je siguran za čuvanje i rukovanje (Ramesh i Sampthrajan, 2008; Tiegang, 2009; Randal, 1999). Za razliku od biodizela, ED se sastoji od stotine različitih lanaca ugljovodonika, sa ostacima sumpora i preostale sirove nafte. Pored toga, čak i nisko sumporni i niskoaromatični ED sadrži 20-24% aroma (benzen, toluen, ksilen itd) koji su isparljivi, toksični i kancerogeni (Randal, 1999). Biodizel ne sadrži sumpor (ili ga ima u zanemarljivim količinama 0-0.0024 ppm), niti aromatična jedinjenja, zbog čega se ne javljaju u produktima sagorevanja.

Upotrebom biodizela smanjuje se emisija ugljenmonoksida (30-50% zavisno od učešća biodizela u mešavini), zbog većeg sadržaja kiseonika i ugljenika, a nižeg sadržaja vodonika (Aydin i Bayindir, 2010; Ozsezen i Canakci, 2010; Karabektas, 2009; Utlu i Koçak, 2008; Lin i sar., 2006). Studije rađene na stacionarnom dizel motoru ukazuju da dodavanje biodizela doprinosi bržem i stabilnijem isparavanju goriva, a samim tim i smanjenju emisije CO u poređenju sa ED (Kalligeros i sar., 2003).

4.2.5. Uticaj biodizela na pouzdanost motora

Samo mali broj istraživanja bio je posvećen uticaju biodizela na pouzdanost motora SUS. Autori su gotovo jednoglasni da primena biodizela omogućava smanjenje naslaga ugljenika. *Sinha i Agarwal (2010)* istražujući uticaj primene goriva BD20 utvrdili su značajno smanjenje naslaga ugljenika na cilindarskoj glavi, brizgaljkama i na čelu klipa u poređenju sa ED. *Darado i sar. (2003)* utvrdili su da nema značajne razlike u emisiji čestica čađi između biodizela i ED.

Biodizel je efikasan u smanjenju trenja. Biodizel ima dobra maziva svojstva u odnosu na ED, a posebno u odnosu na ED sa niskim sadržajem sumpora (*Graboski i McCormick, 1998; Lapuerta i sar., 2008*). Komparativna istraživanja uticaja biodizela proizvedenog korišćenjem ulja palme i jatrope, na maziva svojstva ED pokazala su da vrlo male količine biodizela (do 0.5%) mogu da zadovolje zahteve definisane standardom EN 590 (*Lubricity Micrometer-max. 460 μm, EN 590, 2009*). Dobra mazajuća svojstva biodizela od suncokretovog ulja ostvaruju se zahvaljujući visokom sadržaju ugljeničnih lanaca masnih kiselina u suncokretovom ulju (linoleic acid, C 18:2) (*Subongkoj i Chollacoop, 2010*). *Tomić i sar. (2014)* utvrđivali su mogućnost primene biodizela kao aditiva za poboljšanje mazivih svojstava ED sa ekstra niskim sadržajem sumpora. Autori su utvrdili da dodavanjem 1% biodizela u ED obezbeđena su mazajuća svojstva koja odgovaraju standardu EN 590. Takođe autori su utvrdili da dodavanjem biodizela do 7% karakteristike ED ostaju u granicama koje propisanim standardom SRPS EN 590.

4.2.6. Problemi u primeni biodizela kao goriva motora SUS

U svojim istraživanjima pojedni autori ukazuju i na određene probleme primene biodizela. *Hazar (2009)* u svojim istraživanjima ukazuje da se primenom biodizela povećava sadržaj NO_x u produktima sagorevanja. *Mustapić i sar. (2006)* povećan sadržaj NO_x u produktima sagorevanja objašnjavaju visokim sadržajem kiseonika u biodizelu. Međutim, *Hazar (2009)* i *Rajan i Senthil Kumar (2009)* ukazuju da je zbog potrebe smanjenja emisije NO_x koje su predviđene standardima o emisiji izduvnih gasova EURO 3 i EURO 4, neophodno motor opremiti uređajima za smanjenje sadržaja NO_x. *Ramesh i Sampthrajan (2008)* su naveli da se emisija NO_x u produktima sagorevanja može redukovati prevremenim ubrizgavanjem biodizela za

ugao od $\approx 3^\circ$. *Tomić i sar.* (2013) utvrdili su da se temperatura izduvnih gasova u svim režimima rada smanjuje sa povećanjem učešća biodizela u mešavini. Uprkos smanjenju temperature izduvnih gasova, emisija NO_x se povećava sa povećanjem sadržaja biodizela. Ovo autori objašnjavaju povećanim sadržajem kiseonika u produktima sagorevanja.

Pored povećanog sadržaja emisije NO_x u produktima sagorevanja motora SUS, *Foglia i sar.* (1997) su ukazali na problem neodgovarajućih niskotemperaturnih osobina biodizela koje mogu prouzrokovati probleme tokom startovanja motora u zimskim uslovima. *Parrilla i sar.* (2000) ukazali su na visoku higroskopnost biodizela kao potencijalni problem u njegovom korišćenju jer biodizel apsorbuje vodu tokom skladištenja.

Ekološka prednost biodizela da se razgrađuje brže od dizela fosilnog porekla i da ne pravi dugoročnu ekološku štetu, može biti i mana ako se gorivo degradira pre nego što počne da se koristi, ili u toku upotrebe. To predstavlja jedan od najznačajnijih problema koji mogu da utiču na ograničenje njegove primene (*Molnar i sar.*, 2016). *Tomić i sar.* (2014) su zaključili da problem šire primene biodizela, kao aditiva za poboljšanje mazajućih svojstava ED, može biti njegova niska oksidaciona stabilnost goriva.

Degradacija fizičko hemijskih karakteristika biodizela u funkciji vremena naziva se „starenje“. Postoje dva razloga koja izazivaju proces degradacije biodizela: izloženost visokim temperaturama (obično iznad 250-300°C) ili prisustvo oksidacionog agensa (obično kiseonik iz vazduha i rastvoreni kiseonik), koji su u kontaktu sa gorivom tokom dovoljno dugog vremenskog perioda (*Knothe i Dunn*, 2003).

Pojam „Oksidaciona stabilnost“ odnosi se na tendenciju biodizela da reaguje sa kiseonikom na približno sobnoj temperaturi i opisuje njegovu relativnu osetljivost na degradaciju oksidacijom. Oksidacija zavisi od kombinacije faktora koji su vezani za prirodu sirovine, postupak dobijanja, spoljne uticaje i materijale od kojih su konstruisani rezervoari (*Knothe*, 2006a; *Knothe*, 2006b; *Frankel*, 2005; *Dunn*, 2008). Produkti reakcije oksidacione degradacije tokom eksploatacije dovode do problema kao što su: začepljenje filtera, stvaranje depozita u injektorima i koksovanje u brizgaljkama (*Tang i sar.*, 2008). Nestabilnost je generalno posledica nezasićenosti lanaca masnih kiselina, a određena je njihovom količinom i konfiguracijom (*Jain i Sharma*, 2010). Nestabilnost biodizela se u velikoj meri pogoršava ako su u lancu

masne kiseline prisutne dve ili više dvostrukih veza (Wexler, 1964), tako da su više nezasićeni lanci masnih kiselina manje stabilni. Pored faktora koji su vezani za prirodu sirovine, mogući problemi vezani za nisku oksidativnu stabilnost mogu nastati tokom pojedinih koraka u procesu proizvodnje (“stepen završetka” reakcije), kao i tokom naknadnog postupka finalizacije dobijenog goriva. Naknadni postupci: neutralizacija, ispiranje i separacija, koji se sprovode da bi se uklonio višak metanola, soli i slobodni glicerol naročito su kritični, jer njihovim neadekvatnim sprovođenjem, dolazi do kontaminacije biodizela povećanim sadržajem glicerola, slobodnih masnih kiselina, metala i baza (u slučaju bazno katalizovane transesterifikacije) (Knothe i Dunn, 2003). Pored faktora koji se javljaju tokom proizvodnje i naknadne obrade na oksidativnu stabilnost utiču i uslovi skladištenja i transporta (Thompson i sar., 1998; Bondioli i sar., 1995).

Pod mehanizmom primarne oksidacije, najčešće se podrazumeva autooksidacija, spontana reakcija molekularnog kiseonika sa lipidima, koja dovodi do oksidativne destrukcije. Ona se zasniva na mehanizmu slobodnog radikala i uključuje tri koraka (Frankel, 1984; Hamilton i sar., 1997; Gordon, 2001; Pullen i Saeed, 2012): inicijalni, propagacioni i terminacioni korak.

Tokom inicijalnog koraka dolazi do uklanjanja atoma vodonika iz metilen grupe što dovodi do stvaranja alkil radikala ($R\bullet$). U drugom koraku, tokom propagacionog koraka, dolazi do širenja reakcionog lanca - reakcije alkil radikala ($R\bullet$) i formiranja peroksi radikala ($ROO\bullet$) koji može da reaguje sa nezasićenim masnim kiselinama i formira hidroperoksid ($ROOH$). Terminacioni korak je završetak reakcije, tokom koga dolazi do formiranja ne-radikalnih proizvoda interakcijom radikala masne kiseline ($R\bullet$) i peroksidnog radikala ($ROO\bullet$).

„Prekid“ lipidne oksidacije se ne dešava trenutno, jer procesi rekombinacije pojedinih radikala, stvaranje finalnih proizvoda i stvaranje novih radikala teče paralelno. Proces oksidacije se usporava kada počinje da opada stvaranje novih radikala i povećava se količina stvorenih finalnih proizvoda.

Rekombinacijom radikala formiraju se brojni proizvodi, uključujući aldehide, alkohole, karboksilne kiseline kratkog lanca i oligomere veće molekulske težine (McCormick i sar., 2007). Prema tome, oksidacija utiče na povećanje sadržaja nerastvorljivih sedimenata, povećanje kiselosti i viskoznost. Zbog termičke nestabilnosti, nezasićena mesta u lancima masnih kiselina, mogu da reaguju sa drugim

nezasićenim masnim kiselinama i da na dovoljno visokoj temperaturi formiraju talog-polimere (dimeri i trimeri) (*Hoshino i sar., 2007*). Formirani mulj karakteriše visoka viskoznost i dugi kiseli lanci polimera. Karakteristike mulja se i dalje pogoršavaju njegovim izlaganjem visokoj temperaturi i uticaju atmosfere.

Degradacija biodizela može nastati kao posledica oksidacije u kontaktu sa kiseonikom iz vazduha, hidrolize usled kontakta sa vodom ili vlagom u rezervoarima za gorivo (*Riaz i sar., 2013*) ili usled mikrobiološkog zagađenja od migracije čestica prašine ili kapljica vode koje sadrže bakterije ili gljivice (*Van Garpen i sar., 2004*).

Degradacija biodizela praćena je formiranjem kiselina, porastom viskoziteta, kao i formiranjem aglomerata i sedimenata koji blokiraju filter na sistemu goriva, čime biodizel postaje neupotrebljiv na IC motorima (*Waynick, 2005*). Proizvođači sistema za napajanje motora gorivom, posebno izražavaju zabrinutost vezanu za promenu fizičko-hemijskih karakteristika, prevažodno za veću kinematsku viskoznost biodizela u odnosu na ED (*Manufacturers, 2007*). Naime, kinematska viskoznost ED kreće se u granicama od 2-4.5 mm²/s na 40°C (EN 590), dok se kod biodizela kreće u granicama od 3.5-5 mm²/s (EN 14214). Povećana kinematska viskoznost negativno utiče na raspršivanje goriva, mešanje goriva i vazduha, a time i na tok sagorevanja (*Kegl i Pehan, 2008*). Kinematska viskoznost biodizela u prvom redu zavisi od masnokiselinskog sastava sirovine od koje je izrađen, ali i od stepena oksidacije i polimerizacije biodizela (*Knothe i Steidley, 2005*).

Kiseline izazivaju smanjenu oksidativnu stabilnost u biljnim uljima i ugljovodoničnim gorivima. Kiseline se mogu pojaviti u čistom biodizelu ukoliko reakcija transesterifikacije nije završena. U procesu neutralizacije i pranja mogu se javiti soli alkalnih metala masnih kiselina. Alkalni metali se uklanjaju neutralizacijom kiselinama. U slučaju da se oni ne uklone dolazi do degradiranja proizvoda i pojavljivanja povećanog sadržaja slobodnih masnih kiselina. Slobodne masne kiseline mogu da se degradiraju ili da prouzrokuju koroziju i termičku nestabilnost, a podvrgnuti oksidaciji pretvaraju se u aldehide, ketone, epokside i alkohole (*Monyem i Van Gerpen, 2001*). Oksidaciona stabilnost opada sa smanjenjem molekulske težine, povećanjem ukupnog broja dvostrukih veza, kao i povećanjem broja dvostrukih veza po molekulu (*Waynick, 2005; Knothe i Dunn, 2003*).

Postupak određivanja oksidacione stabilnosti je definisan standardom EN14112. Prema ovom standardu ispitivanje oksidativne stabilnosti podrazumeva

zagrevanje definisane količine biodizela do temperature od 110°C, pri čemu se određena količina vazduha prostrujava kroz sloj goriva (*Lapuerta i sar., 2012*). Vazduh zatim prolazi kroz vodeno kupatilo kako bi se sakupile isparljive kiseline koje su formirane tokom oksidacije. Pri ovim uslovima gorivo više oksidacione stabilnosti može da stoji duži vremenski period (nekoliko časova) bez formiranja isparljivih proizvoda oksidacije. Ovaj period vremena, pre nego što se formiraju proizvodi oksidacije, naziva se indukciono vreme. Zahtev za oksidacionu stabilnost prema EN14214 je da vreme indukcije biodizela bude minimalno osam časova. Međutim, stepen oksidacione degradacije biodizela moguće je utvrditi praćenjem promena njegovih fizičkih karakteristika (*Pullen i Saeed, 2012*). Najočiglednija promena fizičkih karakteristika biodizela, koja se može meriti, je viskozitet i kiselinski broj. Povećanje viskoziteta i kiselinskog broja može se koristiti za procenu procesa oksidacije, jer proces polimerizacije, koji se dešava u procesu oksidativne destrukcije, povećava ove karakteristike. U studijama koje se bave oksidativnom stabilnošću biodizela (*Lin i Chin, 2009; Bouaid i sar., 2007; McCormick i Westbrook, 2007; Mittelbach i Gangl, 2001; McCormick i sar., 2007; Lin i sar., 2006*), utvrđeno je da se kiselinski (TAN), peroksidni broj (POV) i viskozitet tokom oksidacije povećavaju.

4.3. Pregled vladajućih stavova iz oblasti uticaja biodizela na vučnu efikasnost traktora

Istraživanja koja su sprovedeli *Ramesh i sar. (2013)* jedna su od retkih koja se odnose na uticaj primene biodizela na vučnu efikasnost traktora. Oni su poredili vučnu efikasnost traktora pri korišćenju ED i biodizela od ulja karanje, pri čemu su koristili sledeće mešavine ED i biodizela BD20, BD40 i BD60. Utvrdili su da korišćenje biodizela u bilo kojoj od posmatranih varijanti ne utiče značajnije na silu vuče i snagu vuče, ali značajno utiče na potrošnju goriva i brzinu kretanja traktora. Pri korišćenju mešavine biodizela BD60 i brzini kretanja 3.5 km/h, potrošnja goriva se povećala za 7.69% u odnosu na potrošnju ED pri istoj brzini kretanja. *Castalone i sar. (2013)* istraživali su uticaj korišćenje biodizela od palminog ulja na vučnu efikasnost (sila vuče) i potrošnju goriva traktora koncepcije (4x2)S, pri čemu su koristili ED i mešavine ED i biodizela (BD5, BD10 i BD15). Utvrdili su da je ispitivani traktor pri korišćenju mešavine BD5 ostvario silu vuče koja je skoro kao pri korišćenju ED. Takođe su zaključili da nema značajnije statističke razlike između sile vuče i

potrošnje goriva između korišćenih mešavina goriva. *Berutu i sar. (2010)* su istraživali vučnu efikasnost jednoosovinskog traktora pogonjenog na ED i biodizel proizveden od palminog ulja. Korišćene su sledeće mešavine biodizela i ED: BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100. Za gorivo BD40 i BD100 utvrđeno je povećanje, a za goriva BD20, BD60 i BD80 smanjenje sile vuče i snage vuče u odnosu na ED. Na osnovu toga autori zaključuju da je biodizel adekvatna zamena za fosilni dizel, pored toga što je on skuplji od ED.

Pregledana literatura potvrđuje aktuelnost bavljenja ovom problematikom, kako domaćih tako i stranih autora. Zapaža se da je potrebno jasno definisati, zatim teorijski i eksperimentalno u stvarnim uslovima istražiti uticaj primene biodizela na vučnu i energetska efikasnost traktora. U pregledanoj literaturi uočava se nedostatak istraživanja koja se odnose na vučnu efikasnost traktora pri korišćenju biodizela, kao i adekvatnog matematičkog modela za ocenu vučne i energetske efikasnosti traktora u takvim uslovima. Stoga se nameće potreba za takvim istraživanjima i formiranjem matematičkog modela pomoću kojeg je moguće odrediti vučnu i energetska efikasnost traktora pri različitim vrstama goriva.

5. MATERIJAL I METOD RADA

5.1. Izbor traktora za ispitivanje

Za ispitivanje uticajnih faktora na vučnu efikasnost traktora točkaša odabran je traktor kategorije 30 kN vučne sile, jer upravo ovi traktori sa motorima snage oko 100 kW predstavljaju okosnicu mehanizacije na većini imanja u Republici Srbiji. U prilogu ovome govore podaci o uvozu novih i polovnih traktori gde je u strukturi najzastupljena upravo ova kategorija. Porodična poljoprivredna gazdinstva, koja ukрупnjavaju zemljišni posed i vrše uslugu drugim licima i unapređuju tehnologiju proizvodnje, sve više koriste ovu kategoriju traktora. U Evropskoj uniji traktori snage oko 100 kW predstavljaju velike traktore za posede od 100-500 ha, a srednje za velike posede od 1000 ha i više. Posle vlasničke transformacije u našoj zemlji porastao je broj gazdinstava srednje veličine. Povećanje broja srednjih gazdinstava dovelo je do većeg interesovanja za ovom kategorijom traktora na našem tržištu (*Simikić, 2011*). Na takvim imanjima traktori kategorije 30 kN predstavljaju univerzalan traktor. *Savin i sar. (2005)* navode da ovi traktori primenu nalaze pri obavljanju brojnih agrotehničkih operacija kao što su:

- uništavanje biljnih ostataka,
- tanjiranje kao operacija ljuštenja strnjišta,
- podrivanje - dubinsko rastresanje zemljišta,
- razrivanje zemljišta umesto oranja,
- oranje kao ljuštenje strnjišta i osnovna obrada,
- priprema zemljišta za setvu (tanjirače, setvospremači i druge mašine za finu pripremu zemljišta),
- rad sa kombinovanim oruđima,
- setva strnih žita i okopavina,
- rad sa rasipačima mineralnih đubriva,
- rad sa prskalicama,
- međuredno kultiviranje,
- transport i

- rad sa drugim priključnim mašinama.

Merenja su obavljena na traktoru John Deere 6820. To je standardni traktor točkaš, sa pogonom na sva četiri točka (MWFD). Traktor John Deere 6820 je traktor univerzalne namene, namenjen obavljanju agrotehničkih operacija u poljoprivredi na malim i srednjim gazdinstvima kakva dominiraju u poljoprivredi Republike Srbije. Traktor je opremljen šestocilindričnim motorom PowerTech 4V-CR snage 99 kW, pri nominalnom broju obrtaja 2100 min^{-1} i maksimalnog obrtnog momenta 602 Nm pri 1365 min^{-1} . Motor pripada generaciji Stage II. Zapremina motora je 6788 cm^3 . Motor je opremljen sa četiri ventila po cilindru, turbokompresorom i hladnjakom usisanog vazduha. Sistem za napajanje motora gorivom je common rail, pritiska ubrizgavanja između 45 i 135 Mpa. Traktor ima mehaničku transmisiju sa powershift menjačem, opremljen je pneumaticima 14.9-28 napred i 18.4R38 nazad. Pritisak u prednjim pneumaticima je 0.2 MPa, a u zadnjim 0.19 MPa. Težina traktora je 6210 daN od čega je 41% na prednjem, a 59% na zadnjem mostu. Međuosovinsko rastojanje iznosi 2650 mm. Ostale tehničke karakteristike ispitivanog traktora date su u prilogu, tabela P1.

5.2. Goriva

Tokom ispitivanja korišćen je biodizel proizveden od suncokretovog ulja (domaći hibrid "Somborac"). Suncokret, kao sirovina, odabran je iz razloga što je to najzastupljenija uljarica u Republici Srbiji. Suncokret se gaji na prosečnoj površini od 178000 ha uz ostvarenje prosečnog prinosa od 2.54 t/ha (*Statistički godišnjak Srbije, 2015*). Povoljni klimatski i zemljišni uslovi svrstavaju Srbiju u zemlje sa najvećim prinosom suncokreta u Evropi (u periodu 2010-2015. godine prosečan prinos suncokreta u Nemačkoj, Francuskoj i Španiji iznosio je 2.1 t, 2.27 t i 1.1 t, respektivno) (*Eurostat Crop Statistics*). Ovome, takođe doprinosi duga tradicija koja je omogućila savladavanje tehnologije proizvodnje, kao i razvoj velikog broja domaćih hibrida. Domaći hibridi suncokreta sadrže visok sadržaj ulja u zrnu (35-55%, (*Tešić i sar., 2010*)). Biodizel je proizveden klasičnom homogenom, baznom transesterifikacijom u metil alkoholu. Kao katalizator korišćen je NaOH. Pre ispitivanja izvršena je analiza usaglašenosti biodizela sa standardom SRPS EN 14214. Rezultati analize pokazuju da je korišćeni biodizel usaglašen sa standardom SRPS EN 14214 (tab. 5.1).

Tabela 5.1. Karakteristike korišćenog biodizela (SRPS EN 14214:2009)

Karakteristika	Jedinica	Granična vrednost	Vrednost	Metod
Sadržaj estera	%(m/m)	>96.5	97.12	EN 14103
Gustina na 10°C	kg/m ³	860-900	880.0	ISO 3675
Kinematska viskoznost na 40°C	mm ² /s	3.5-5.0	4.11	ISO 3104
Tačka paljenja	°C	>101	148	ISO 3104
Temperatura hladnog filtera (CFPP)	°C	<-5	-4	EN 116
Sadržaj sumpora	mg/kg	<10	0.92	ISO 20846
Ugljenični ostatak	%(m/m)	<0.3	0.17	ISO 10370
Sadržaj pepela	%(m/m)	<0.02	0.0	ISO 3987
Sadržaj vode	mg/kg	<500	311	ISO 12937
Cetanski indeks	-	>51	52.3	ISO 4264
Ukupno nečistoća	mg/kg	<24	0.3	EN 12662
Korozija bakarne pločice	Klasa	1	1a	ISO 2160
Kiselinski broj	mgKOH/g	<0.5	0.22	EN 14104
Sadržaj linolenske kiseline	%(m/m)	<12	7.12	EN 14103
Sadržaj polinezasićenih masnih kiselina	%(m/m)	<1	<0.02	EN 15779
Sadržaj metanola	%(m/m)	<0.2	0.011	EN 14110
Sadržaj monoglicerida	%(m/m)	<0.8	0.124	EN 14105
Sadržaj diglicerida	%(m/m)	<0.2	0.031	EN 14105
Sadržaj triglicerida	%(m/m)	<0.2	0.071	EN 14105
Sadržaj slobodnog glicerina	%(m/m)	<0.02	0.0011	EN 14105
Ukupan glicerol	%(m/m)	<0.25	0.0611	EN 14105
Metali I grupe (Na+K)	mg/kg	<5	4.326	EN 14108
Metali II grupe (Ca+Mg)			2.987	EN 14538
Sadržaj fosfora	mg/kg	<4	2.06	EN 14107
Gornja toplotna moć	MJ/kg	-	41.75	ASTM D5865-07

Biodizel je mešan sa ED proizvedenim u Rafineriji nafte Pančevo, Srbija.

Karakteristike korišćenog ED goriva date su u tabeli 5.2.

Tabela 5.2. Osobine korišćenog ED (ispitivanja prema ERPS EN 590:2010)

Karakteristika	Jedinica	Metod	Granične vrednosti		Vrednost
			Min.	Max.	
Gustina na 15°C	kg/m	ISO 3675:2007	820.0	845.0	822.8
Cetanski broj	-	TM 1200/1	51.0	-	52.4
Cetanski indeks	-	ISO 4264:2011	46.0	-	52.8
Policiklični aromatični ugljovodonici	%(m/m)	EN 12916:2012	-	8.0	0.9
Sadržaj sumpora	mg/kg	ISO 20846:2012	-	10.0	0.9
Tačka paljenja	°C	ISO 2719:2008	55	-	58
Ugljenični ostatak	%(m/m)	ISO 10370:2003	-	0.30	<0.30
Sadržaj pepela	%(m/m)	ISO 6245:2008	-	0.01	<0.01
Sadržaj vode	kg/m	ISO 12937:2011	-	200	44
Ukupno nečistoća	kg/m	EN 12662:2012	-	24	3.6
Korozivnost bakarne pločice	-	ISO 2160:2012	Klasa I		1a
Sadržaj MEMK	%(v/v)	EN 14078:2012	-	7.0	0.0
Oksidna stabilnost	g/m	ISO 12205:2005	-	25	2
Mazivost	µm	ISO 12156-1:2012	-	460	418

Viskoznost na 40°C	mm ² /s	ISO 3104:2003	2	4.50	2.436
Destilacija					
Destilacija na 250°C	%(v/v)		-	65	49
Destilacija na 350°C	%(v/v)	ISO 3405:2012	85	-	96
95%(v/v) destilacije	°C		-	360	347.8
			klasa B		
Temperatura hladnog filtera (CFPP)	°C	EN 116:2010	-	0	-7
Gornja toplotna moć	MJ/kg	ASTM D5865-07	-	-	46.79

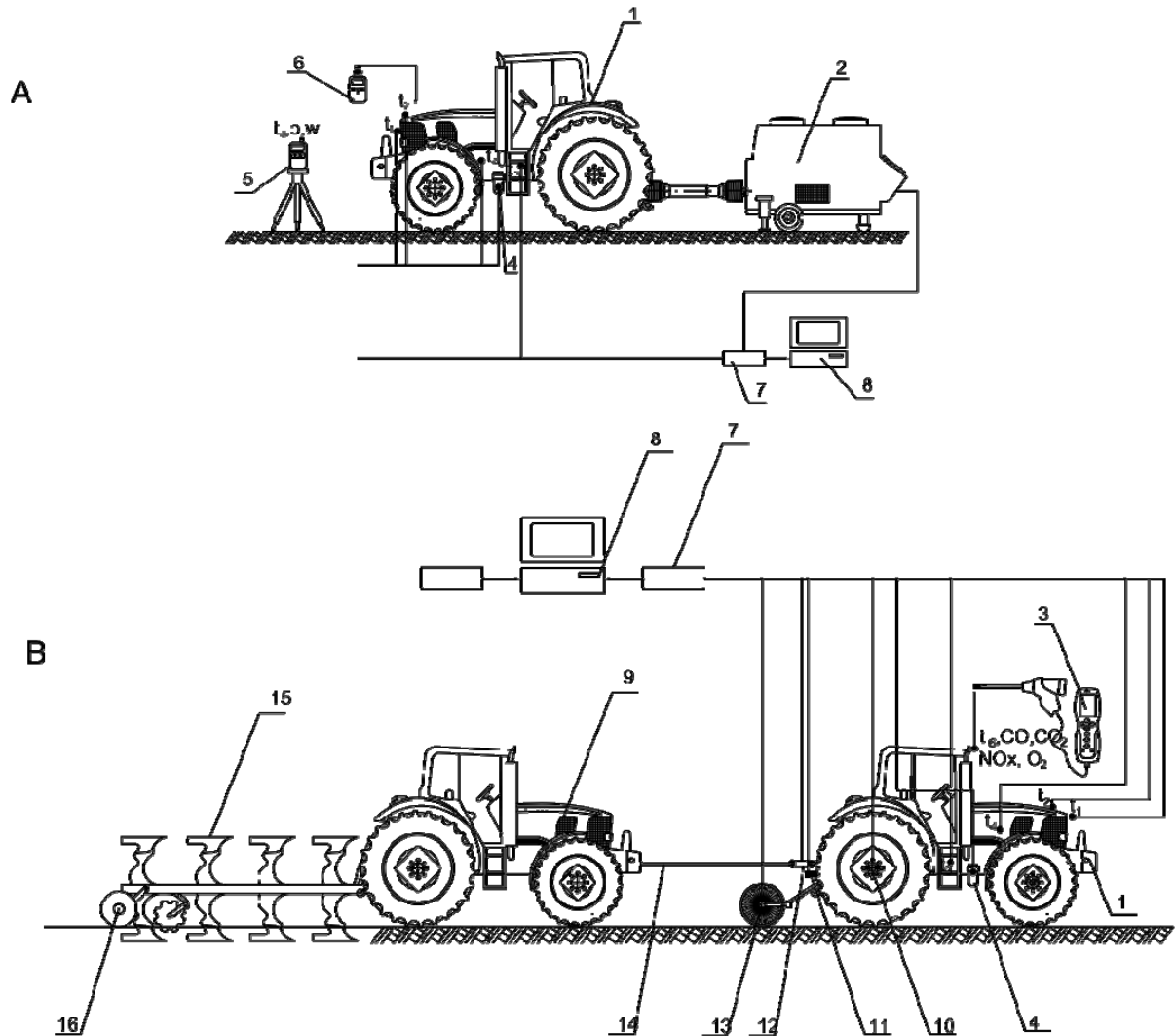
Tokom ispitivanja, biodizel je namešavan u ED u odnosu 7:93 (BD7), 14:86 (BD14), 20:80 (BD20), 40:60 (BD40), 60:40 (BD60) i 80:20 (BD80) %(v/v). Osnovne fizičko-hemijske karakteristike mešavina biodizela i ED date su u tabeli 5.3.

Tabela 5.3. Karakteristike korišćenih mešavina biodizela i ED

Karakteristika	jedinica	Vrednost					
		BD7	BD14	BD20	BD40	BD60	BD80
Gustina na 15°C	kg/m	826.3	831.1	834.2	844.9	857.7	863.3
Viskoznost	mm ² /s	2.551	2.721	2.771	3.108	3.451	3.729
Tačka paljenja	°C	63	69	71	89	121	137
Sadržaj vode	mg/kg	51	62	73	98	169	296
Gornja toplotna moć	MJ/kg	45.98	45.07	44.83	44.03	43.29	42.7

5.3. Metoda ispitivanja

Sva merenja obavljena su pomoću opreme Laboratorije za pogonske mašine iz Novog Sada, koja je akreditovana za ispitivanja traktora prema OECD kodovima. Ispitivanje efekata primene različitih vrsta goriva na vučne karakteristike traktora obavljeno je u dva koraka. U prvom koraku ispitivane su karakteristike motora na PVT u stacionarnim (laboratoriskim) uslovima, prema OECD standard (CODE 2) za zvanična ispitivanja poljoprivrednih traktora (sl. 5.1A). Motor traktora je povezan preko PVT na električnu dinamometarsku kočnicu Eggers Type 301/MEM (klasa tačnosti <1%). Potrošnja goriva merena je zapreminskom metodom primenom protokomera Pierburg 2911 (klasa tačnosti ±0.5%). Temperatura rashladne tečnosti, motornog ulja, vazduha na ulazu u usisnu cev i goriva merena je sa termoparovima LM-35 (klasa tačnosti ±0.5%, HBM- Hottinger Baldwin Messtechnik, Germany). Ambijentalni uslovi (temperatura, pritisak i relativna vlažnost vazduha) merena je sa uređajem GFTB-100 (klasa tačnosti ±0.1°C, 0.1 mbar, 0.1% r.F, Greisinger electronic GmbH, Germany). Broj obrtaja motora meren je digitalnim tahometrom Testo type 0563 4710 (klasa tačnosti ±0.02%).

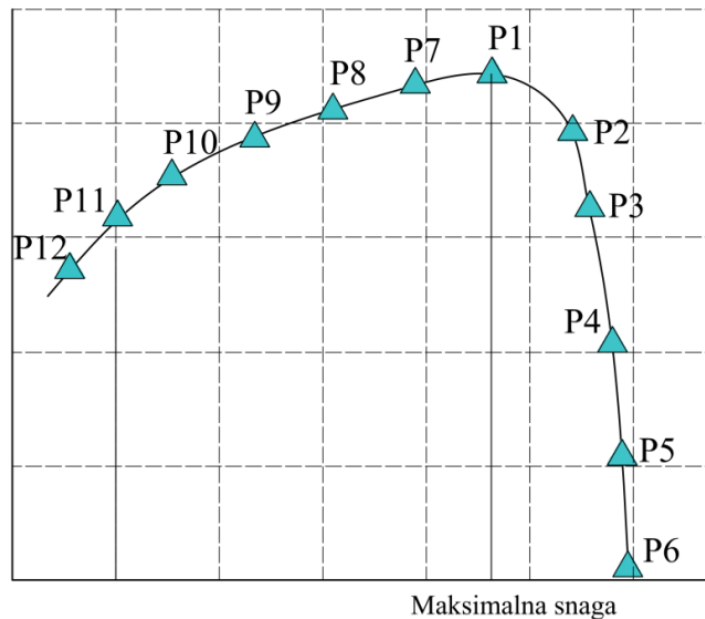


Slika 5.1. Šema eksperimentalnih merenja
A-prvi korak, B-drugi korak

1-ispitivani traktor, 2-obrtni dinamometar Eggers 301/MEM, 3-analizator gasova Testo 335, 4- protokomer goriva Pierburg 2911, 5-senzori za merenje uslova okoline, 6- senzor za merenje broja obrtaja motora, 7- akvizicija (Spider 8), 8-PC, 9-vučeni traktor; 10- senzor teorijske brzine kretanja; 11-senzor za merenje broja obrtaja PVT, 12- senzor vučne sile, 13- senzor stvarne brzine kretanja, 14-sajla za vuču, 15-plug, 16-osloni točak plugat₁-tempertura usisanog vazduha, t₂-temperatura rashladne tečnosti, t₃-temperatura goriva, t₄-temperatura motornog ulja, t₅-temperatura okoline, t₆-temperatura izduvnih gasova

Performanse motora, korišćenjem različitih goriva merene su u skladu sa OECD standardom (CODE 2) za zvanično testiranje poljoprivrednih traktora (*Milan i sar., 2010; Tomić i sar., 2014*). Ispitivanjem je prvo obuhvaćen regulatorski deo krive u 6 tačaka (sl. 5.2, tačke označene trouglovima). Tačka P₁ je nominalna snaga (*OECD, 2009*). Tačka P₂ je snaga pri 85% obrtnog momenta ostvarenog u tački P₁.

Tačka P₃ je snaga pri 75% obrtnog momenta ostvarenog u tački P₂. Tačka P₄ je snaga pri 50% obrtnog momenta ostvarenog u tački P₂. Tačka P₅ je snaga pri 25% obrtnog momenta ostvarenog u tački P₂. Tačka P₆ je karakteristika neopterećenog motora. Pored tačaka izmerenih u regulatorskom delu krive, merenje je obuhvatilo i drugi deo krive (P_i, i=7...12), do maksimalno ostvarenog obrtnog momenta. Tokom ispitivanja u ovom delu krive, merene su tačke na svakih 100 rpm.



Slika 5.2. Performanse motora u skladu sa standardima OECD CODE 2

U drugom koraku ispitivanje je realizovano u nestacionarnim (njivskim) uslovima. Tokom ovog dela ispitivanja utvrđivan je uticaj različitih vrsta goriva na vučne karakteristike traktora. Merenje vučne karakteristike traktora obavljeno je ispitivanjem sile vuče na poteznici traktora (sl. 5.1B). Metod vuče realizovan je pomoću drugog traktora iste kategorije (John Deere 6820), koji je zbog simuliranja potrebnog opterećenja na poteznici ispitivanog traktora bio u agregatu sa četverobraznim raonim plugom (pozicija 15, sl. 5.1B), slika 5.3. Promena sile vuče ostvarena je promenom dubine oranja. Dubina oranja regulisana je pomoću navojnog vretena oslonog točka na plugu (pozicija 16, sl. 5.1B). Tokom ispitivanja merena je sila vuče, teorijska i stvarna brzina kretanja, časovna potrošnja goriva, broj obrtaja motora, emisija izduvnih gasova (NO_x, CO i CO₂), temperatura vazduha na ulazu u motor, temperature goriva, motornog ulja i rashladne tečnosti, kao i ambijentalni uslovi sredine.

Sila vuče traktora merena je elektronskim dinamometrom D-20T (klasa tačnosti <1%), slika 5.4. Potrošnja goriva merena je zapreminskom metodom pomoću

protokomera Pierburg 2911 (klasa tačnosti $\pm 0.5\%$), slika 5.5. Teorijska brzina kretanja traktora merena je sa senzorom brzine postavljenim na zadnji točak traktora (sl. 5.7), a stvarna na „peti točak“ (pozicija 13, sl. 5.1B), slika 5.6. Tokom ispitivanja korišćeni su senzori brzine kretanja Optocapler GP1A70R, Sharp (klasa tačnosti $\pm 0.5\%$). Isti tip senzora korišćen je za merenje broja obrtaja motora. Merenje broja obrtaja motora izvršeno je postavljanjem senzora na PVT. Emisija izduvnih gasova (NO_x, CO, CO₂, klase tačnosti 2 ppm, 2 ppm, $\pm 0.2\%$ vol. respektivno) merena je pomoću prenosnog analizatora gasova Testo 355 (Testo GMBH, Lenzkirch, Germany). Temperatura rashladne tečnosti, ulja u motoru, vazduha na ulazu u usisnu granu i temperatura goriva merena je pomoću termoparova LM-35 (klase tačnosti $\pm 0.5\%$), HBM- Hottinger Baldwin Messtechnik, Germany. Ambijentalni uslovi (uslovi okoline - temperatura, pritisak i relativna vlažnost vazduha) merena je pomoću uređaja GFTB-100, Greisinger electronic GmbH, Germany (klasa tačnosti $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, 0.1 mbar, 0.1%, respektivno).

Merenje je obavljeno pri stepenu prenosa (B3) koji obezbeđuje brzinu kretanja traktora 7-8 km/h. Ovo je brzina kretanja koja se koristi za izvođenje najtežih agrotehničkih operacija za koje je namenjen ovaj traktor (oranje). Ova operacija je odabrana da bi se maksimalno eksponirale razlike između različitih vrsta korišćenog goriva.

Ispitivanje vučnih karakteristika traktora obavljeno je prema standardu OECD CODE 2 (OECD, 2009). Merenje je vršeno u 8 tačaka (prvih 5 tačaka prema CODE 2, plus tri dodatne tačke). Tokom ispitivanja najpre je određena vučna sila (tačka 1) koji odgovara maksimalnoj vrednosti vučne snage. Nakon toga vučna snaga pri vučnoj sili koja je jednaka 75% od vučne sile pri maksimalnoj vučnoj snazi (tačka 2), treća tačka 50%, četvrta 25% i peta tačka 10%. Šesta tačka odgovara vučnoj snazi koja je ostvarena povećanjem vučne sile iznad vrednosti koja odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (vučna snaga opada). U sedmoj tački vučni parametri traktora izmereni su pri vučnoj sili kod koje je broj obrtaja motora jednak broju obrtaja pri kome je realizovana maksimalna snaga na PVT. U osmoj tački izmereni su vučni parametri traktora pri brzini kretanja od 7 km/h.



Slika 5.3. Simulacija opterećenja pomoću drugog traktora agregiranog plugom



Slika 5.4. Dinamometar, povezan sa poteznicom i sajlom



Slika 5.5. Protokomer Pierburg 2911 za merenje potrošnje goriva



Slika 5.6. Davač pređenog puta – peti točak



Slika 5.7. Davač broja obrtaja pogonskog točka traktora



Slika 5.8. Specijalna poteznica za održavanje horizontalne linije vuče

Ispitivanje vučnih karakteristika obavljeno je na ravnom terenu, zemljištu tipa černozem sa dominantnim udelom u mehaničkom sastavu sitnog peska 49.47% i praha 32.76%. Podloga je bila strnjika. Vlažnost zemljišta tokom ispitivanja iznosila

je 15.21 w% na dubini 0-10 cm, 17.23 w% na dubini 10-20 cm i 18.03 w% na dubini 20-30 cm. Eksperiment je realizovan kao potpuni jednofaktorijalni ogled, kod koga je kao varijabla uzet različit sadržaj biodizela u mešavini sa ED. Ova varijabla ima 6 nivoa. Sve vrednosti date u disertaciji predstavljaju prosečne vrednosti 6 merenja izvršenih tokom jednog sata. Razlika između srednje vrednosti parametara motora posmatranih za različite vrste goriva testirane su pomoću Dankanovog intervalnog testa ($P < 0.01$) (Milan i sar., 2010; Tomić i sar., 2014). Sve statističke analize izvršene su korišćenjem softverskog paketa Statistica 13.

Tokom merenja, linija vuče bila je horizontalna. Na prednjem delu šasije (na mestu tegova) traktora kao opterećenje postavljena je specijalna poteznica, napravljena za potrebe ovih ispitivanja, koja ima mogućnost vertikalnog podešavanja. Pomoću ove poteznice moguće je postići horizontalnost pravca sile vuče ispitivanog traktora, odnosno ostvariti paralelnost sajle sa podlogom, slika 5.8. Poteznica je fiksirana na referentnu visinu shodno standardu SRPS ISO 789-9:1986 i uputstvu akreditovane Laboratorije za pogonske mašine i traktore.

Pre početka ispitivanja izmerena je visina rebara pneumatika i utvrđeno je da iznose 65% od novih, što ispunjava uslove shodno standardu SRPS ISO 789-9, (Nikolić i sar., 2007). Izmerena je maksimalna snaga u šest stepeni prenosa. Potom je odabran stepen prenosa u kojem je realizovana najveća vučna snaga i u kojem su obavljena merenja uticajnih faktora na vučnu efikasnost. Tokom merenja direktno su očitavani:

- vučna sila na poteznici F_{pot} [N],
- stvarna brzina kretanja v [m/s],
- klizanje δ [%],
- atmosferski uslovi (temperatura, pritisak i relativna vlažnost vazduha),
- temperatura goriva, rashladne tečnosti, ulja u motoru, vazduha na ulazu u

usisnu

granu,

- broj obrtaja motora i
- emisija izduvnih gasova.

Ostale veličine dobijene su korišćenjem empirijskih izraza. Stvarna brzina kretanja merena je pomoću "V točka", (pozicija 4, sl. 5.1), a izračunava se pomoću formule:

$$v_s = \frac{n_s \cdot O}{t \cdot k_s} \cdot 3.6 \text{ [km/h]} \quad (5.1)$$

gde je:

- n_s - ukupan broj impulsa davača broja obrtaja "V točka";
- k_s - broj impulsa davača za jedan obrtaj "V točka";
- O [m] - obim "V točka" i
- t [s] - vreme.

Za izračunavanje klizanja bilo je potrebno, pored stvarne brzine kretanja, izmeriti teorijsku brzinu kretanja na osnovu broja obrtaja pogonskih točkova. Teorijska brzina kretanja izračunava se pomoću sledeće formule:

$$v_t = \frac{n_t \cdot 2 \cdot r_d \pi}{t \cdot k_t} \cdot 3.6 \text{ [km/h]} \quad (5.2)$$

gde je:

- n_t - ukupan broj impulsa davača broja obrtaja pogonskog točka;
- k_t - broj impulsa davača za jedan obrtaj točka;
- t [s] - vreme i
- r_d [m] - dinamički poluprečnik pogonskog točka.

Dinamički poluprečnik točka određuje se shodno standardu ISO 4251-1. Dinamički poluprečnik odgovara pređenom rastojanju pri jednom obrtaju pogonskog točka podeljenom sa 2π , kada se traktor kreće bez opterećenja na poteznici, brzinom približno 3.5 km/h.

Klizanje je izračunato pomoću sledeće formule:

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_t} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (5.3)$$

gde je:

- v_t [km/h] - teoretska brzina kretanja i
- v_s [km/h] - stvarna brzina kretanja.

Snaga na poteznici se izračunava na bazi izmerene sile F_{pot} [N] i stvarne brzine kretanja v_s [km/h] pomoću jednačine:

$$P_{pot} = \frac{F_{pot} \cdot v_s}{3600} \text{ [kW]} \quad (5.4)$$

Vučni koeficijent korisnosti izračunava se kao odnos vučne snage na poteznici traktora i efektivne snage motora:

$$\eta_v = \frac{P_{pot}}{P_e} \quad (5.5)$$

5.4. Matematički model

U ovom poglavlju biće definisane i objašnjene veličine koje će kasnije biti korišćene u statističkoj i matematičkoj analizi eksperimentalnih podataka.

5.4.1. Verovatnoća - osnovni pojmovi

Koristiće se termini i pojmovi iz knjige "Matematika za studente prirodnih nauka" (Hadžić i Takači, 1998). Sa \mathbf{N} biće obeležen skup prirodnih, a sa \mathbf{R} skup realnih brojeva. Sa Ω će se obeležiti skup čiji su elementi svi mogući ishodi nekog eksperimenta. Takav skup naziva se *siguran događaj*. Pojedinačni događaji (w) iz skupa Ω nazivaju se *elementarni događaji*. *Slučajan događaj* (ili kraće događaj) A je podskup skupa Ω i on se realizuje ako i samo ako se realizuje neki ishod w koji pripada podskupu A . Prazan skup \emptyset je *nemoguć događaj*. *Suprotan događaj* događaju A je $\bar{A} = \{w, w \in \Omega, w \notin A\}$. U teoriji verovatnoće posebno su značajne one familije \mathcal{F} podskupova od Ω koje imaju sledeće osobine:

1. $\Omega \in \mathcal{F}$,
2. ako $A \in \mathcal{F}$, tada i $\bar{A} \in \mathcal{F}$,
3. ako $A_i \in \mathcal{F}$ za svako $i \in \mathbf{N}$, tada $\bigcup_{i=1}^{\infty} A_i \in \mathcal{F}$.

Familija \mathcal{F} podskupova od Ω koja ima navedene osobine naziva se σ -polje. Sa $P(A)$ definiše se monotona, aditivna funkcija čija je promenljiva slučajni događaj, a čije vrednosti su u intervalu $[0,1]$.

Neka je sada \mathcal{F} σ -polje nad Ω i preslikavanje $P: \mathcal{F} \rightarrow [0, \infty)$ takvo da važe sledeći uslovi:

1. $P(\Omega)=1$,
2. ako su $A_i \in \mathcal{F}$ međusobno disjunktne elementi za svako $i \in \mathbf{N}$, tada je

$$P\left(\bigcup_{i=1}^{\infty} A_i\right) = \sum_{i=1}^{\infty} P(A_i) \quad (5.6)$$

Uređenu trojku (Ω, \mathcal{F}, P) nazivamo *prostor verovatnoće*, funkcija P je *verovatnoća*, elementi iz \mathcal{F} su *dogadjaji*, a za $A \in \mathcal{F}$ se $P(A)$ naziva *verovatnoća događaja A*. $X : \Omega \rightarrow \mathbf{R}$ je *slučajna promenljiva* ako za svaki realan broj x važi $\{w | w \in \Omega, X(w) < x\} \in \mathcal{F}$. Za slučajnu promenljivu $X : \Omega \rightarrow \mathbf{R}$ definiše se *funkcija raspodele* $F_X : \mathbf{R} \rightarrow [0,1]$ kao $F_X(x) = P(\{X < x\})$, za svako $x \in \mathbf{R}$. Slučajna promenljiva X je *neprekidnog tipa* ako se njena funkcija raspodele može izraziti kao

$$F_X(x) = \int_{-\infty}^x f_X(t) dt \quad (5.7)$$

za svako $x \in \mathbf{R}$, gde je $f_X : \mathbf{R} \rightarrow [0, \infty)$ integrabilna funkcija koja se naziva *funkcija gustine raspodele* slučajne promenljive X . Dakle, ako je poznata funkcija f_X , tada je poznata i funkcija F_X .

Slučajna promenljiva X ima *normalnu raspodelu*, što se obeležava sa $X : \mathcal{N}(m; \sigma^2)$, m -srednja vrednost, σ -standardna devijacija, ako je

$$f_X(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}\right\} \quad (5.8)$$

za svako $x \in \mathbf{R}$. Tada je

$$P(\{a \leq X \leq b\}) = \Phi\left(\frac{b-m}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{a-m}{\sigma}\right), \quad (5.9)$$

gde je $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-u^2/2} du$, $x \in \mathbf{R}$.

Slučajna promenljiva X ima χ_n^2 – “hi kvadrat” raspodelu sa n stepeni slobode ($n \in \mathbf{N}$) ako je njena funkcija gustina raspodele

$$f_{\chi_n^2}(x) = \begin{cases} \frac{1}{2^{n/2}\Gamma\left(\frac{n}{2}\right)} \cdot x^{n/2-1} e^{-x/2}, & x \geq 0, \\ 0, & x < 0, \end{cases} \quad (5.10)$$

gde je gama funkcija $\Gamma(u)$, $u > 0$, definisana sa $\Gamma(u) = \int_0^{\infty} x^{u-1} e^{-x} dx$.

Slučajna promenljiva X ima *Studentovu t_n – raspodelu* sa n stepeni slobode ($n \in \mathbf{N}$) ako je njena funkcija gustina raspodele

$$f_{t_n}(x) = \frac{\Gamma\left(\frac{n+1}{2}\right)}{\sqrt{n\pi}\Gamma\left(\frac{n}{2}\right)} \left(1 + \frac{x^2}{n}\right)^{-\frac{n+1}{2}} \quad (5.11)$$

za svako $x \in \mathbf{R}$. Može se pokazati da, ako su X i Y nezavisne slučajne promenljive i $X : \mathcal{N}(0;1)$, $Y : \chi_n^2$, tada transformacija $T(X, Y) = X/\sqrt{Y/n}$ ima t_n raspodelu.

Slučajna promenljiva X ima *Fišerovu* $F_{n,m}$ – raspodelu sa m i n stepeni slobode ($m, n \in \mathbf{N}$) ako je njena funkcija gustina raspodele

$$f_{F_{n,m}}(x) = \begin{cases} \frac{\Gamma\left(\frac{n+m}{2}\right)\left(\frac{n}{m}\right)^{\frac{n}{2}}}{\Gamma\left(\frac{n}{2}\right)\Gamma\left(\frac{m}{2}\right)} \cdot \frac{x^{n/2-1}}{\left(1 + \frac{n}{m}x\right)^{\frac{n+m}{2}}}, & x > 0, \\ 0, & x \leq 0. \end{cases} \quad (5.12)$$

Za određivanje $t_{n;\alpha}$ i $F_{n,m;\alpha}$ koriste se odgovarajuće tablice, gde je

$$\begin{aligned} P(\{|t_n| \geq t_{n;\alpha}\}) &= \alpha, \\ P(\{F_{n,m} \geq F_{n,m;\alpha}\}) &= \alpha, \end{aligned} \quad (5.13)$$

za neke $\alpha \in (0,1)$ i $m, n \in \mathbf{N}$, što će biti korišćeno pri statističkoj obradi podataka.

5.4.2. Statistika - osnovni pojmovi

U opštem slučaju, skup koji se analizira naziva se *generalna kolekcija*, a zadatak *matematičke statistike* je da, na osnovu jednog dela generalne kolekcije, donese zaključak o nekom kvalitativnom ili kvantitativnom obeležju cele generalne kolekcije. Deo generalne kolekcije koji se ispituje naziva se *uzorak*. U slučaju da je predmet ispitivanja neko kvantitativno obeležje elemenata generalne kolekcije, to obeležje se može tretirati kao slučajna promenljiva X . Ako se sa X_i označi slučajna promenljiva koja je obeležje X u i -tom izboru elemenata iz uzorka, tada se može formirati n -dimenzionalni vektor (X_1, X_2, \dots, X_n) , gde je n broj uzorka. Ako su komponente vektora nezavisne slučajne promenljive sa raspodelom F_X , tada je uzorak (X_1, X_2, \dots, X_n) *prost slučajan uzorak*.

Funkcije raspodele F_X , kod mnogih slučajnih promenljivih X , zavise i od određenih parametara $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$, a ne samo od nezavisno promenljive x . Na primer, kod normalne raspodele, ti parametri su m i σ . Pri ispitivanju obeležja X , u svrhu određivanja njegove raspodele, moraju se oceniti njegovi parametri. To ocenjivanje se vrši preko neke funkcije $U : \mathbf{R}^n \rightarrow \mathbf{R}$, koja je takva da je transformacija

$U(X_1, X_2, \dots, X_n)$ slučajna promenljiva, ako je (X_1, X_2, \dots, X_n) prost slučajan uzorak obeležja X . Takva slučajna promenljiva $U(X_1, X_2, \dots, X_n)$ naziva se *statistika*.

Ako je θ nepoznati parametar od kojeg zavisi funkcija F_X , a $U_1(X_1, X_2, \dots, X_n)$ i $U_2(X_1, X_2, \dots, X_n)$ dve statistike, takve da je $U_1 \leq U_2$ i

$$P(\{U_1(X_1, X_2, \dots, X_n) < \theta < U_2(X_1, X_2, \dots, X_n)\}) = \gamma,$$

tada je slučajni interval $(U_1(X_1, X_2, \dots, X_n), U_2(X_1, X_2, \dots, X_n))$ *interval poverenja* za parametar θ , a γ je *nivo poverenja*. To znači da će se sa verovatnoćom γ , ocenjeni parametar nalaziti u dobijenom intervalu poverenja. Interval poverenja pruža potpuniju informaciju koliko dobijeni empirijski regresioni koeficijenti odstupaju od svoje srednje vrednosti. Veličina $\alpha=1-\gamma$ predstavlja verovatnoću da tačna vrednost empirijskog regresionog koeficijenta bude izvan procenjenog intervala poverenja i naziva se rizik (greška). Što je širina intervala manja, preciznost intervalne ocene je manja. Ukoliko je nivo poverenja γ viši, odnosno rizik α da tačna vrednost empirijskog regresionog koeficijenta bude izvan intervala poverenja manji, utoliko će interval poverenja dobijen iz nekog uzorka obima n biti širi, tj. preciznost ocene veća.

Matematički modeli dobijeni su korišćenjem eksperimentalnih podataka i primenom nelinearne regresione analize. Zadatak regresione analize obuhvata:

- Izbor odgovarajuće regresione funkcije $\bar{f}(x_1, x_2, \dots) = \varphi(\beta_1, \beta_2, \dots, x_1, x_2, \dots)$, gde su β_1, β_2, \dots regresioni koeficijenti, a x_1, x_2, \dots nezavisne promenljive.
- Ocenu regresionih koeficijenata β_1, β_2, \dots , odnosno određivanje njihovih približnih vrednosti b_1, b_2, \dots , tako da funkcija $\varphi(b_1, b_2, \dots, x_1, x_2, \dots)$ predstavlja što bolju aproksimaciju regresione funkcije $\bar{f}(x_1, x_2, \dots)$. Koeficijenti b_1, b_2, \dots nazivaju se empirijski regresioni koeficijenti.
- Statističku analizu dobijene aproksimacije: preciznost predskazivanja, intervali poverenja regresionih koeficijenata, itd.

Pošto se u ovoj tezi moraju naći intervali poverenja za regresione koeficijente b_i , tada se prvo mora izračunati standardna greška (SE_{b_i}) svakog parametra b_i (dobija se kao kvadratni koren od elementa na poziciji (i, i) u matrici kovarijanse) i $t_{n-p, \alpha}$ (određuje se iz tablice za Studentovu raspodelu) gde je n broj eksperimentalnih tačaka, \bar{p} broj regresionih koeficijenata, a $\alpha=5\%$ (tada je $n - \bar{p}$ broj stepeni slobode). Standardna greška parametara meri koliko precizno model ocenjuje nepoznatu

vrednost parametra i uvek je pozitivna. Ona meri preciznost ocene parametara. Što je greška manja, preciznost je veća. Interval poverenja regresionog koeficijenta b_i je

$$(b_i - SE_{b_i} \cdot t_{n-\bar{p},\alpha}, b_i + SE_{b_i} \cdot t_{n-\bar{p},\alpha}).$$

Da bi se odredila mera jačine veze između nezavisnih promenljivih i zavisne promenljive, uvodi se pojam koeficijenta determinacije (R^2), prilagođenog koeficijenta determinacije (adj. R^2) i standardne greške regresije (S). Za (prilagođen) koeficijent determinacije važi $0\% < R^2 < 100\%$, dok je $S > 0$. Ako je, recimo, koeficijent determinacije jednak 95%, to znači da dobijen matematički model, a time i kriva, opisuje 95% posmatranog procesa. Pretpostavlja se da ima n eksperimentalnih podataka (x_i, y_i) pomoću kojih je napravljen regresioni model $y = \bar{f}(x_i)$. Suma kvadrata odstupanja od srednje vrednosti data je formulom

$$SS_{tot} = \sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2, \quad (5.14)$$

gde je $\bar{y} = \sum_{i=1}^n y_i / n$. Suma kvadrata greške se računa kao

$$SS_{err} = \sum_{i=1}^n (f(x_i) - y_i)^2, \quad (5.15)$$

pa je formula za koeficijent determinacije

$$R^2(\%) = \left(1 - \frac{SS_{err}}{SS_{tot}}\right) \cdot 100, \quad (5.16)$$

a za prilagođenog koeficijenta determinacije

$$adj. R^2(\%) = \left(1 - \left(1 - \frac{R^2}{100}\right) \cdot \frac{n-1}{n-\bar{p}-1}\right) \cdot 100 \quad (5.17)$$

gde je \bar{p} broj nezavisnih promenljivih u modelu. Formula za S statistiku je

$$S = \sqrt{\frac{SS_{err}}{n-\bar{p}}} \quad (5.18)$$

gde je \bar{p} broj regresionih koeficijenata u regresionom modelu.

Sada ćemo da uporedimo navedene tri statistike. Svaki put kada se doda nova nezavisna promenljiva, R^2 poraste, nikada ne opadne. To bi značilo da model sa više nezavisnih promenljivih obavezno bolje fituje podatke. Adj. R^2 raste samo u slučaju da nova nezavisna promenljiva u modelu zaista poboljšava postojeći model, dok u

suprotnom slučaju opada. Osnovna razlika između R^2 i adj. R^2 je da R^2 daje procenat objašnjenih promena kao da svaka nezavisna promenljiva utiče na promenu zavisne promenljive. Adj. R^2 daje procenat objašnjenih promena samo preko onih nezavisnih promenljivih koje zaista utiču na te promene. Ukoliko postoji veći broj nezavisnih promenljivih nego što je potrebno, i pored velike vrednosti za R^2 , takav model neće moći da bude dobar za predviđanje pojava objašnjenih tim modelom.

Standardna greška regresije (S) i R^2 su dve statistike koje se najčešće koriste u regresionoj analizi, mada ove dve statistike imaju i svoje razlike. Dok R^2 raste, S opada kako su podaci bliži regresionoj liniji. R^2 se izražava u procentima i predstavlja relativni odnos promene zavisne promenljive, dok se S statistika izražava u jedinici zavisne promenljive. Standardna greška regresije direktno pokazuje koliko, u proseku, je udaljenost eksperimentalnih podataka od regresione linije. Kako je poželjno da ta rastojanja budu što manja, S takođe treba da bude malo. Ako je nivo poverenja 95%, tada bi S trebalo da bude manje od 2.5%. S statistika se može koristiti i za linearne i za nelinearne modele. Veće vrednosti R^2 pokazuju da su eksperimentalni podaci bliže fitovanim podacima. Ipak to ne govori kolika je udaljenost eksperimentalnih podataka od regresione linije. Na to treba dodati da je R^2 validno jedino za linearne modele, tako da je bolje koristiti S statistiku za nelinearne modele. Iz tog razloga je vrednost S statistike data za sve regresione modele.

U tezi će biti korišćena i standardna devijacija u uzorku (σ), koja govori koliko u proseku elementi uzorka x_i odstupaju od aritmetičke sredine uzorka \bar{x} . Izračunava se po formuli:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n - 1}} \quad (5.19)$$

gde je $\bar{x} = \sum_{i=1}^n x_i/n$.

Pomoću F -testa (*Hadžić i Takači, 1998*), utvrđuje se značajnost kumulativnog uticaja posmatranih faktora na zavisnu promenljivu u predstavljenom modelu, odnosno, da li je postavljeni model značajan. Testira se hipoteza $H_0(R^2=0)$, odnosno da model nije značajan, naspram hipoteze $H_1(R^2 \neq 0)$ što bi značilo da je model značajan. Ako je izračunata vrednost statistike veća ili jednaka vrednosti F_α u tabeli za Fišerovu F -raspodelu, tada odbacujemo hipotezu H_0 , što bi značilo da je posmatrani model značajan sa koeficijentom determinacije R^2 . U suprotnom, treba formirati drugi

matematički model. Vrednost koju treba porediti sa tabličnom vrednošću izračunava se kao

$$F = \frac{\frac{SS_{tot} - SS_{err}}{\bar{p}}}{\frac{SS_{err}}{n - \bar{p}}} \quad (5.20)$$

sa oznakama koje su već ranije definisane.

Matematičke operacije i grafici obrađeni su u programskom paketu Mathematica 10 i Visio 2000, dok je statistička obrada urađena u paketu Statistica 13.2.

Kako će se u ovoj disertaciji određivati lokalne ekstremne vrednosti realnih funkcija jedne i dve realne promenljive (regresioni modeli sa jednom i dve nezavisne promenljive), potrebno je navesti i njihove definicije.

5.4.3. Realne funkcije jedne i dve realne promenljive, izvod i lokalni ekstremi

Izvod je jedan od najvažnijih pojmova u matematici. Neka je realna funkcija f definisana na intervalu (a,b) i neka tačka x_0 pripada tom intervalu. *Prvi izvod* funkcije f u tački x_0 , ako postoji, definiše se kao

$$f'(x_0) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{f(x_0 + h) - f(x_0)}{h} \quad (5.21)$$

Tada se kaže da je funkcija f diferencijabilna u tački x_0 . Izvod prvog izvoda u tački x_0 je drugi izvod i obeležava se sa $f''(x_0)$.

Tačka x_0 koja pripada domenu funkcije f zove se *kritična tačka* ako je $f'(x_0) = 0$ ili ako $f'(x_0)$ ne postoji. Ako je funkcija f dva puta diferencijabilna na intervalu (a,b) i ako je kritična tačka w iz tog intervala, tada važi

- ako je $f''(x_0) < 0$, tada funkcija f ima lokalni maksimum u tački x_0 ;
- ako je $f''(x_0) > 0$, tada funkcija f ima lokalni minimum u tački x_0 ;
- ako je $f''(x_0) = 0$, tada su potrebna dalja ispitivanja.

Tačka $a \in D \subset \mathbf{R}^2$ je unutrašnja tačka skupa D ako postoji krug sa centrom u a , poluprečnika r , tako da je ceo krug podskup skupa D . Neka je sada tačka (x_0, y_0) unutrašnja tačka skupa D i neka $f: D \subset \mathbf{R}^2 \rightarrow \mathbf{R}$. *Prvi parcijalni izvod* funkcije f u odnosu na promenljivu x u tački (x_0, y_0) dat je sa

$$\frac{\partial f}{\partial x}(x_0, y_0) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{f(x_0 + h, y_0) - f(x_0, y_0)}{h} \quad (5.22)$$

Prvi parcijalni izvod funkcije f u odnosu na promenljivu y u tački (x_0, y_0) dat je sa

$$\frac{\partial f}{\partial y}(x_0, y_0) = \lim_{h \rightarrow 0} \frac{f(x_0, y_0 + h) - f(x_0, y_0)}{h} \quad (5.23)$$

Neka funkcija $f: D \subset \mathbf{R}^2 \rightarrow \mathbf{R}$ ima prve parcijalne izvode na skupu D . Ako sada i te funkcije imaju parcijalne izvode, dolazi se do *drugih parcijalnih izvoda* funkcije f koje će se redom označavati

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}(x, y) &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial f}{\partial x}(x, y) \right), \quad \frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y}(x, y) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial f}{\partial x}(x, y) \right), \\ \frac{\partial^2 f}{\partial y \partial x}(x, y) &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial f}{\partial y}(x, y) \right), \quad \frac{\partial^2 f}{\partial y^2}(x, y) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial f}{\partial y}(x, y) \right). \end{aligned} \quad (5.24)$$

Dalje, neka $f: D \subset \mathbf{R}^2 \rightarrow \mathbf{R}$, i neka je tačka (x_0, y_0) unutrašnja tačka skupa D . Tada je ona i *stacionarna tačka* funkcije f ako su ispunjeni sledeći uslovi:

$$\frac{\partial f}{\partial x}(x_0, y_0) = 0 \text{ i } \frac{\partial f}{\partial y}(x_0, y_0) = 0. \quad (5.25)$$

Neka je tačka (x_0, y_0) stacionarna tačka funkcije f i neka je data funkcija g na sledeći način

$$g(x, y) = \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}(x, y) \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial y^2}(x, y) - \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y}(x, y) \right)^2, \quad (x, y) \in D. \quad (5.26)$$

Tada važi:

- $f(x_0, y_0)$ je lokalni maksimum funkcije f ako je

$$g(x_0, y_0) < 0 \text{ i } \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}(x_0, y_0) > 0 \quad (5.27)$$

- $f(x_0, y_0)$ je lokalni minimum funkcije f ako je

$$g(x_0, y_0) > 0 \text{ i } \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}(x_0, y_0) > 0 \quad (5.28)$$

- $f(x_0, y_0)$ nije lokalni ekstrem funkcije f ako je $g(x_0, y_0) < 0$;
- ako je $g(x_0, y_0) = 0$, potrebna su dalja ispitivanja.

6. REZULTATI ISTRAŽIVANJA

Istraživanje u okviru ove disertacije obavljeno je u dva dela. U prvom delu istraživanja izvršeno je ispitivanje različitih vrsta goriva na performanse motora i vučne karakteristike traktora, a u drugom delu je izvršeno matematičko modeliranje vučnih karakteristika traktora primenom različitih vrsta goriva. Ispitivanje uticaja različitih vrsta goriva na performanse motora i vučne karakteristike traktora izvršeno je u dva dela. Najpre su ispitane performanse traktorskog motora primenom različitih vrsta goriva u statičkim (laboratorijskim) uslovima, a zatim su ispitane vučne karakteristike traktora u nestacionarnim - eksploatacionim (njivskim) uslovima.

6.1. Rezultati ispitivanja uticaja različitih vrsta goriva na motorne i vučne karakteristike traktora

6.1.1. Rezultati statičkih ispitivanja performansi motora

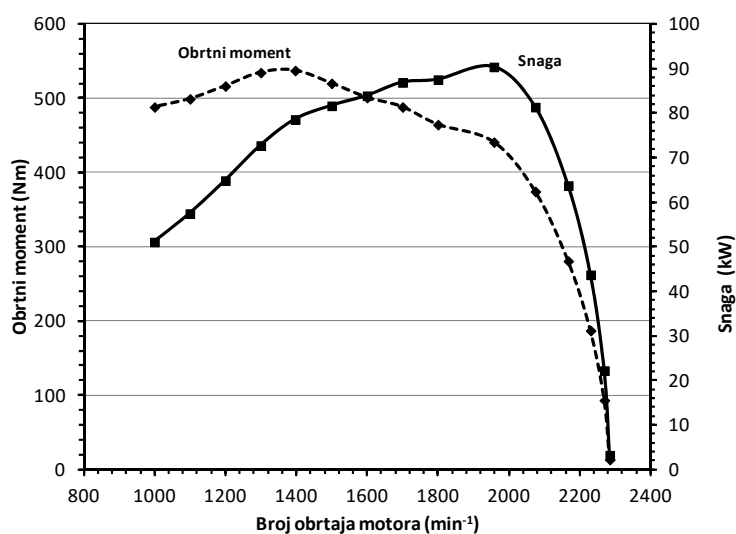
Statička ispitivanja traktora obavljena su laboratorijskim uslovima na PVT, prema proceduri sadržanoj u OECD CODE 2. Ispitivanjem je praćena promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnosti traktorskog motora primenom različitih vrsta goriva (ED, BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100).

Ispitivanje je obavljeno pri prosečnim ambijentalnim uslovima (srednja temperatura vazduha 25.3°C, srednja relativna vlažnost vazduha 56w%, srednji atmosferski pritisak 1003.5 MPa. Pre početka svakog ispitivanja motor je najpre zagrejan do temperature rashladne tečnosti 82°C. Tokom ispitivanja srednja temperatura goriva iznosila je 27.1°C ($\sigma=2.1^{\circ}\text{C}$).

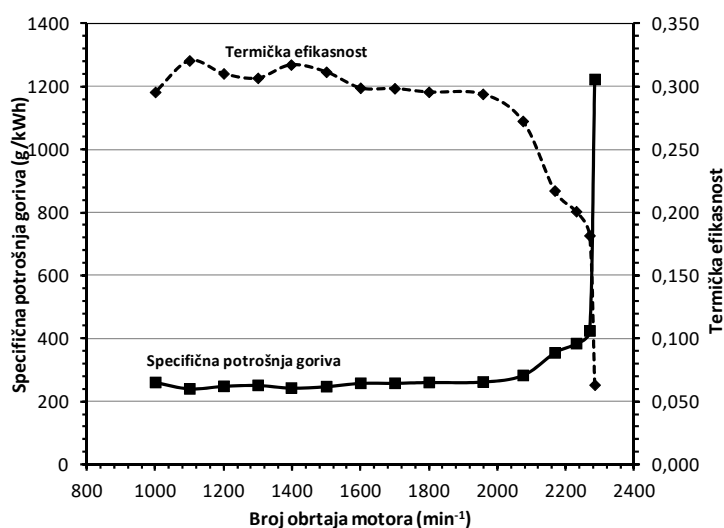
6.1.1.1. Performanse motora primenom ED

Na dijagramima (sl. 6.1) prikazana je promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnosti motora primenom ED, a u funkciji promene broja obrtaja motora. Maksimalna snaga motora primenom ED izmerena je pri 1958 min⁻¹ i iznosila je 90.45 kW. Pri maksimalnoj snazi specifična potrošnja

goriva je 261.9 g/kWh, a termička efikasnost je 0.294. Pri nominalnom broju obrtaja motora (2100 min^{-1}) izmerena je snaga 81.43 kW, specifična potrošnja goriva 282.62 g/kWh, a termička efikasnost je iznosila 0.272. Minimalna specifična potrošnja goriva ostvarena je pri 1600 min^{-1} i iznosila 237.73 g/kWh. Pri minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva realizovano je 78.64 kW snage motora, dok je termička efikasnost iznosila 0.299. Primenom ED maksimalan obrtni moment ostvaren je pri 1397 min^{-1} i iznosio je 537 Nm. Specifična potrošnja goriva pri maksimalnom obrtnom momentu iznosila je 242.73 g/kWh, a termička efikasnost motora 0.317.



a)



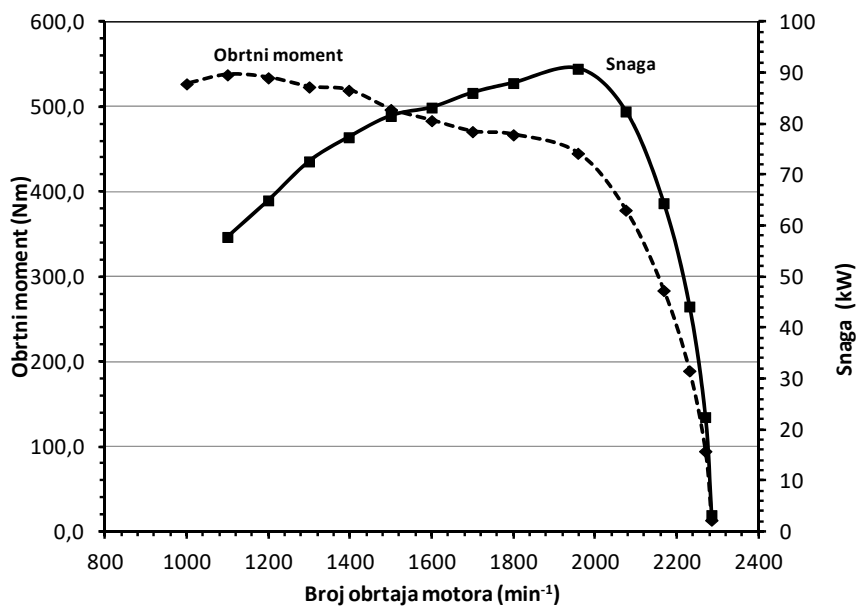
b)

Slika 6.1. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom ED

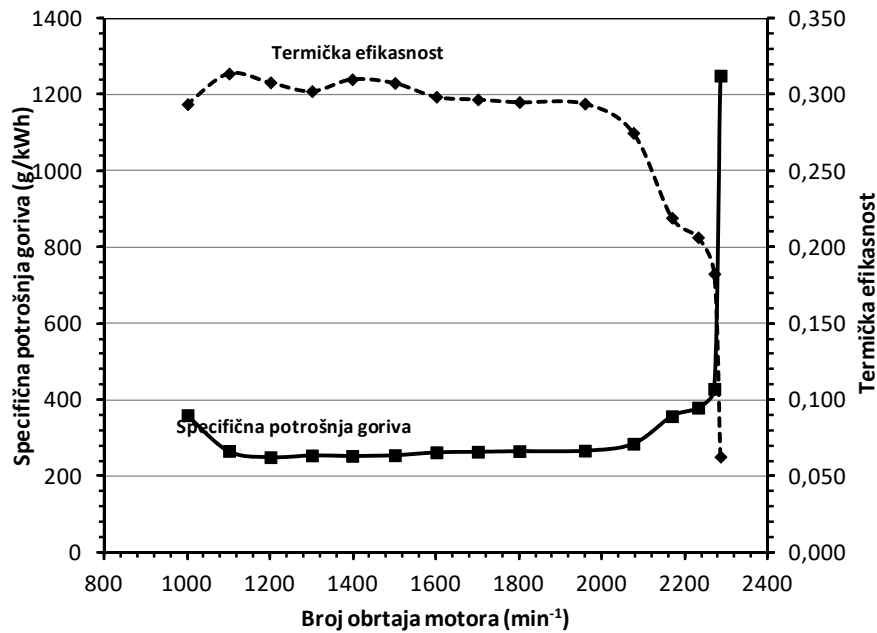
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

6.1.1.2. Performanse motora primenom BD7 goriva

Primenom goriva BD7 ostvarena je promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost motora u funkciji promene broja obrtaja motora u skladu sa dijagramima datim na slici 6.2. Primenom goriva BD7 izmerena je maksimalna snaga motora 90.8 kW pri 1982 min^{-1} , specifičnoj potrošnji goriva 266.2 g/kWh i pri termičkoj efikasnosti motora 0.294. Pri nominalnom broju obrtaja motora izmerena je snaga 83.2 kW, specifična potrošnja goriva 281.2 g/kWh i termička efikasnost motora 0.274. Minimalna specifična potrošnja goriva (252.5 g/kWh) ostvarena je pri snazi motora 77.3 kW. Ova snaga je ostvarena na 1500 min^{-1} i pri termičkoj efikasnosti motora 0.31. Primenom boriva BD7 maksimalan obrtni moment izmeren je pri 1362 min^{-1} i iznosio je 534 Nm. Pri maksimalnom obrtnom momentu izmerena je specifična potrošnja goriva 282.3 g/kWh a ostvarena je termička efikasnost motora 0.27.



a)

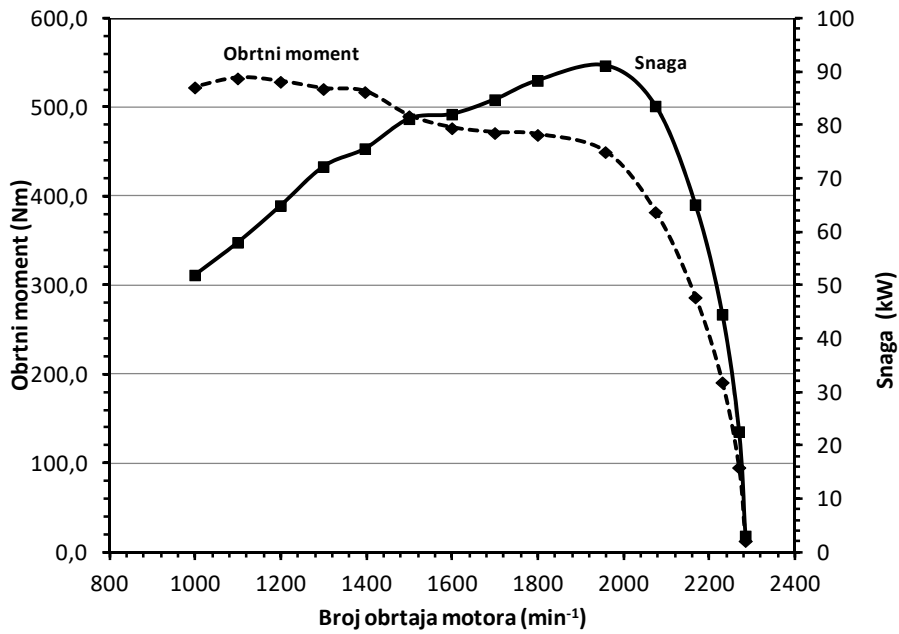


b)

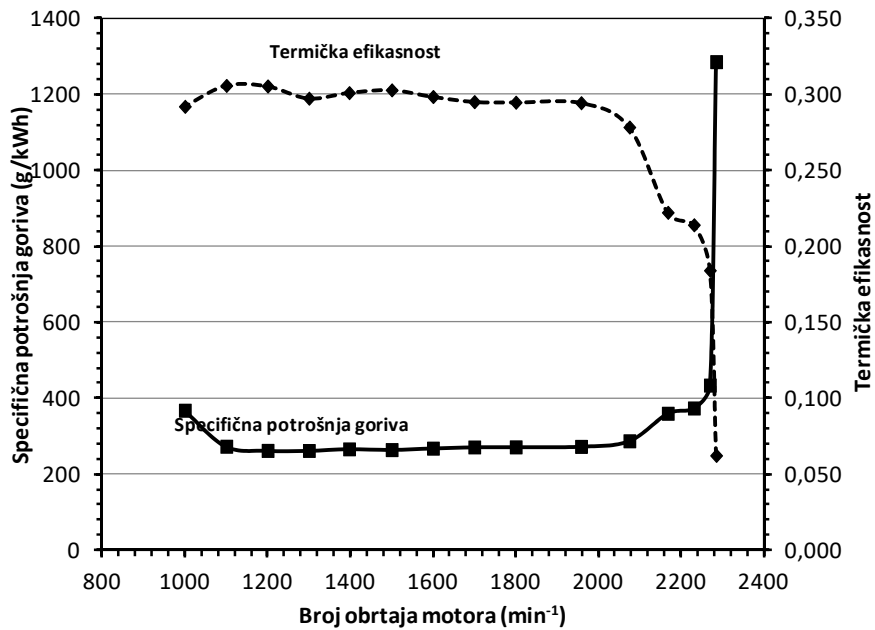
Slika 6.2. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD7 goriva
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

6.1.1.3. Performanse motora primenom BD14 goriva

Na slici 6.3 prikazana je promena performansi traktorskog motora u funkciji promene broja obrtaja motora izmerena na izvodu PVT (u laboratorijskim uslovima) a prema pravilniku sadržanom u OECD CODE 2. Primenom goriva BD14 izmerena je nominalna snaga motora 85.1 kW. Pri nominalnoj snazi motora specifična potrošnja goriva iznosila je 281.1 g/kWh , a termička efikasnost motora 0.232. Primenom istog goriva maksimalna snaga je izmerena pri 1963 min^{-1} i iznosila je 91.2 kW. Maksimalna snaga ostvarena je pri specifičnoj potrošnji goriva 271.7 g/kWh i termičkoj efikasnosti 0.295. Minimalna specifična potrošnja goriva izmerena je pri snazi motora 80.9 kW, koja je ostvarena na 1600 min^{-1} . Minimalna vrednost specifične potrošnje goriva primenom BD14 iznosi 257.9 g/kWh . Na istom režimu rada motora ostvarena je termička efikasnost motora 0.313. Maksimalni obrtni moment ostvaren je na 1300 min^{-1} i iznosio je 531.7 Nm. Specifična potrošnja goriva pri maksimalnom obrtnom momentu iznosila je 258.5 g/kWh , a termička efikasnost motora 0.312.



a)



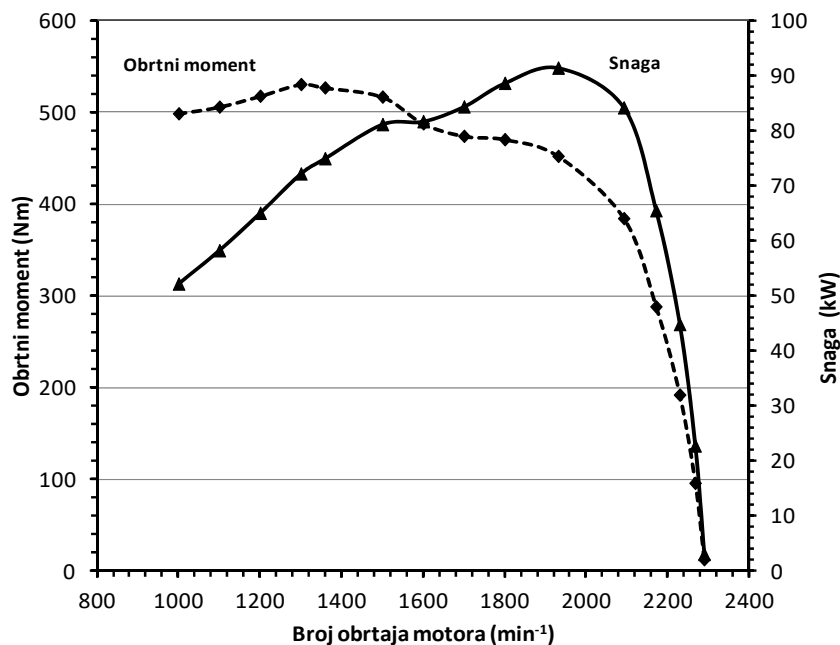
b)

Slika 6.3. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD14 goriva
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

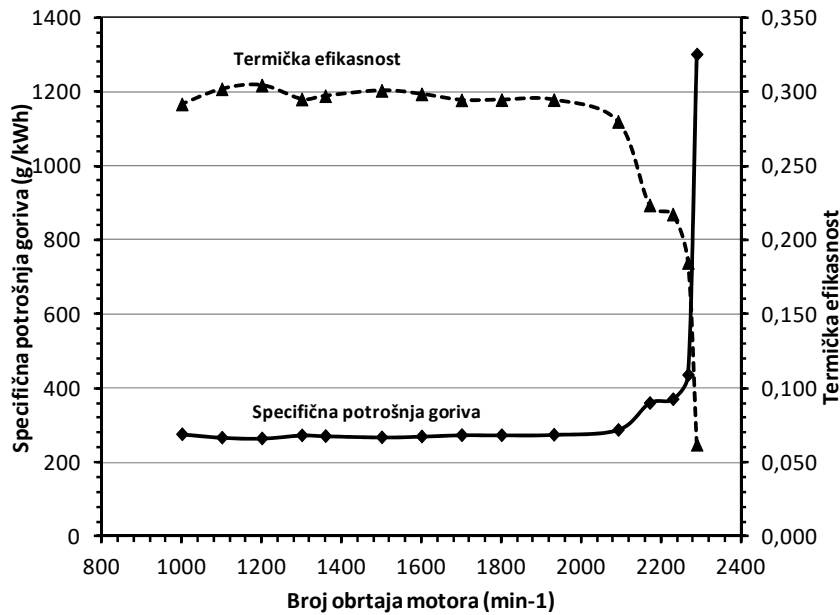
6.1.1.4. Performanse motora primenom BD20 goriva

Primenom goriva BD20 ostvarena je maksimalna snaga motora 91.41 kW pri 1931 min^{-1} obrtaja kolenastog vratila motora. Pri maksimalnoj snazi ostvarena je

specifična potrošnja goriva 274.13 g/kWh i termička efikasnost motora 0.294. Pri nominalnom broju obrtaja motora (2100 min^{-1}) ostvarena je snaga 84.19 kW, specifična potrošnja goriva 287.24 g/kWh, a termička efikasnost 0.28. Najniža specifična potrošnja goriva izmerena je pri 1500 min^{-1} i iznosila je 267.22 g/kWh. Pri istom režimu rada motora izmerena je snaga od 81.15 kW, a motor je ostvario termički efikasnost od 0.301. Maksimalni obrtni moment primenom ovog goriva izmeren je pri 1300 min^{-1} i iznosio je 535.08 Nm. Pri maksimalnom obrtnom momentu specifična potrošnja goriva je iznosila 272.52 g/kWh a termička efikasnost 0.295. Na slici 6.4 prikazana je promena posmatranih parametara u funkciji broja obrtaja motora primenom goriva BD20.



a)

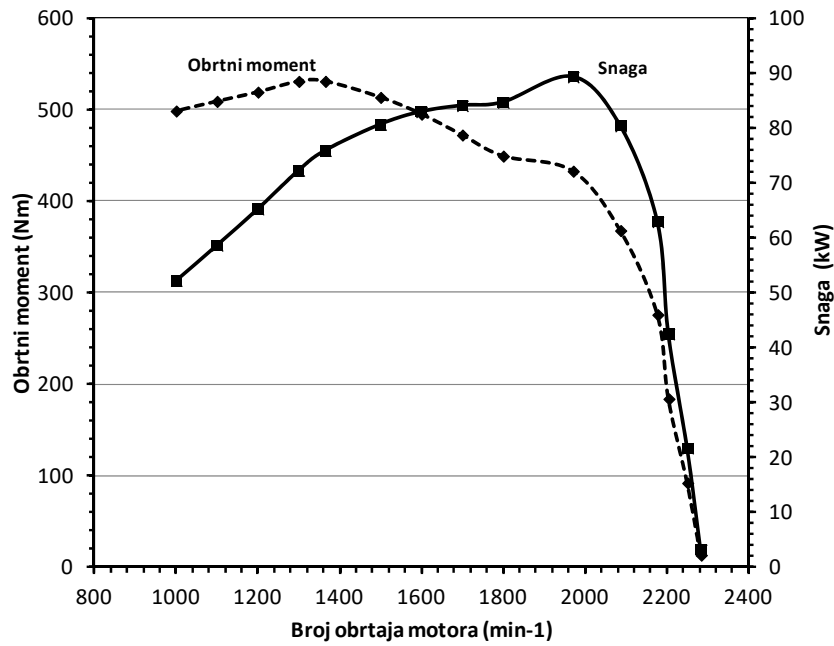


b)

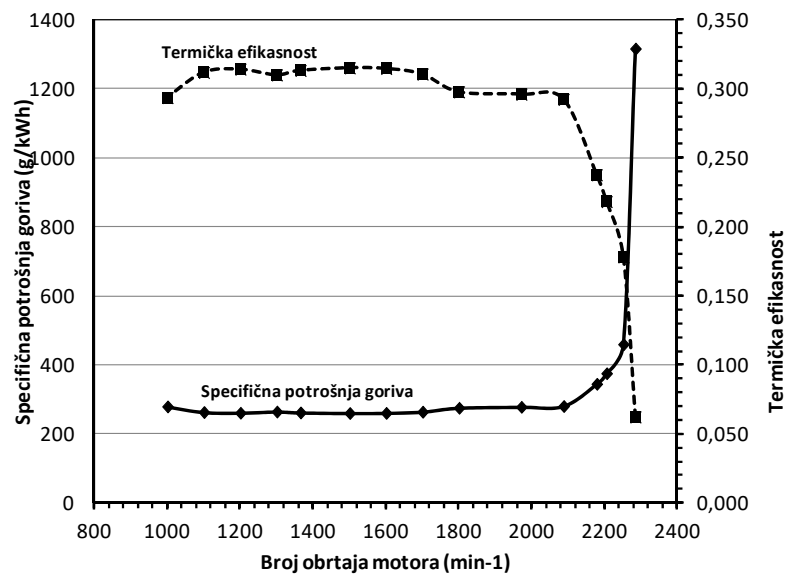
Slika 6.4. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD20 goriva
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

6.1.1.5. Performanse motora primenom BD40 goriva

Na slici 6.5 prikazana je promena performansi traktorskog motora u funkciji promene broja obrtaja motora izmerena na izvodu PVT (u laboratorijskim uslovima) a prema pravilniku sadržanom u OECD CODE 2. Primenom goriva BD40 izmerena je nominalna snaga motora 80.32 kW. Pri nominalnoj snazi motora specifična potrošnja goriva iznosila je 279.82 g/kWh, a termička efikasnost motora 0.292. Primenom istog goriva maksimalna snaga je izmerena pri 1971 min⁻¹ i iznosila je 89.23 kW. Maksimalna snaga ostvarena je pri specifičnoj potrošnji goriva 277.56 g/kWh i termičkoj efikasnosti 0.296. Minimalna specifična potrošnja goriva izmerena je pri snazi motora 80.56 kW, koja je ostvarena na 1500 min⁻¹. Minimalna vrednost specifične potrošnje goriva primenom BD40 iznosi 259.92 g/kWh. Na istom režimu rada motora ostvarena je termička efikasnost motora 0.315. Maksimalni obrtni moment ostvaren je na 1300 min⁻¹ i iznosio je 530.62 Nm. Specifična potrošnja goriva pri maksimalnom obrtnom momentu iznosila je 263.80 g/kWh, a termička efikasnost motora 0.31.



a)



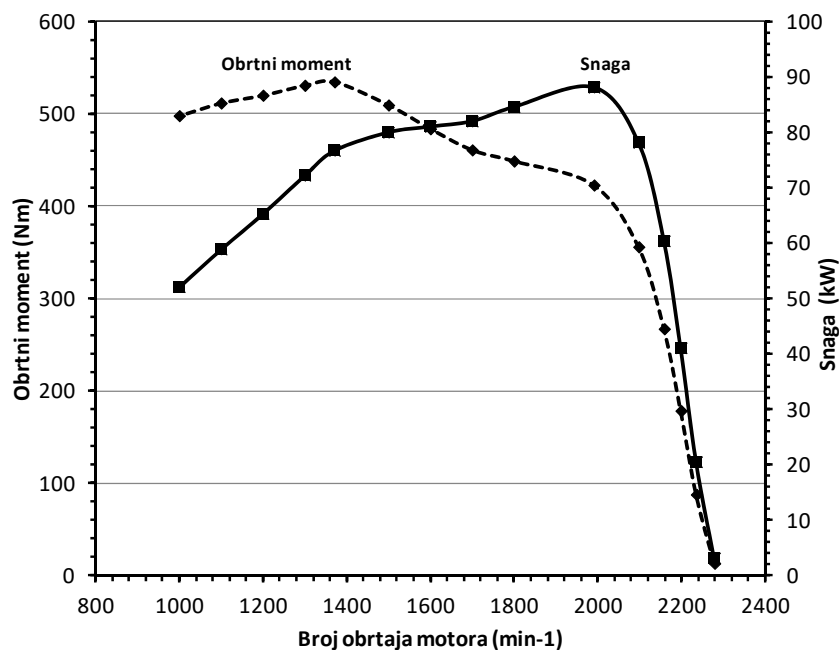
b)

Slika 6.5. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnosti u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD40 goriva
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

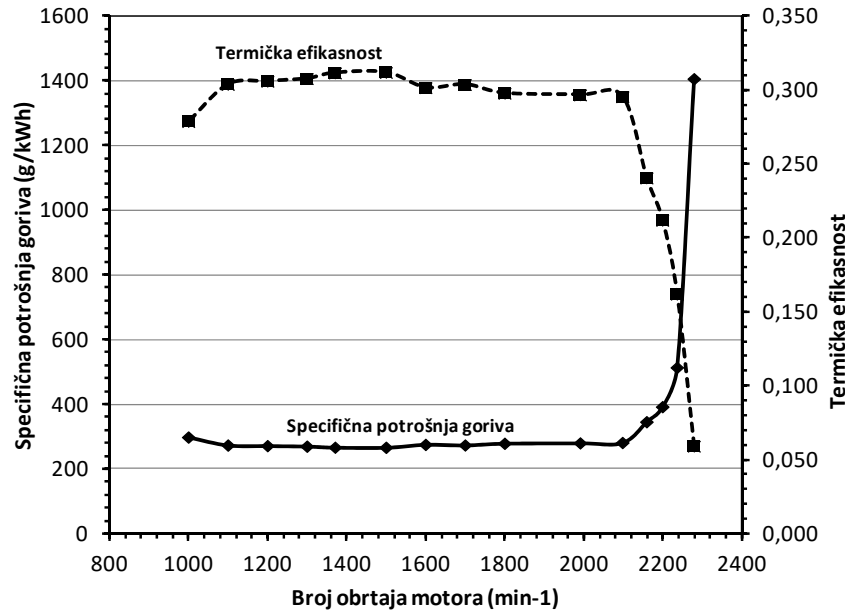
6.1.1.6. Performanse motora primenom BD60 goriva

Na slici 6.6 prikazana je promena snage, obrtnog momenta, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnosti traktora JD 6820 primenom goriva BD60. Primenom goriva sa učešćem 60% biodizela u mešavini sa ED (BD60) izmerena je

maksimalna snaga motora na PVT 88.1 kW pri 1991 min^{-1} . Pri maksimalno izmerenoj snazi, ostvarena je specifična potrošnja goriva 280.63 g/kWh i termička efikasnost motora 0.297. Nominalna snaga motora izmerena na 2100 min^{-1} iznosi 78.15 kW. Na nominalnom broju obrtaja motora, specifična potrošnja goriva je 281.63 g/kWh, a termička efikasnost motora ispitivanog traktora je 0.295. Tokom ispitivanja u laboratorijskim uslovima traktor JD 6820 ostvario je minimalnu specifičnu potrošnju goriva 266.79 g/kWh pri 1500 min^{-1} , snazi motora 79.98 kW i termičkoj efikasnosti 0.312. Isti traktor je primenom goriva BD60 ostvario maksimalan obrtni moment 534.44 Nm pri 1371 min^{-1} . Pri maksimalnom obrtnom momentu traktor je ostvario specifičnu potrošnju goriva 267.03 g/kWh i termički efikasnost 0.311.



a)

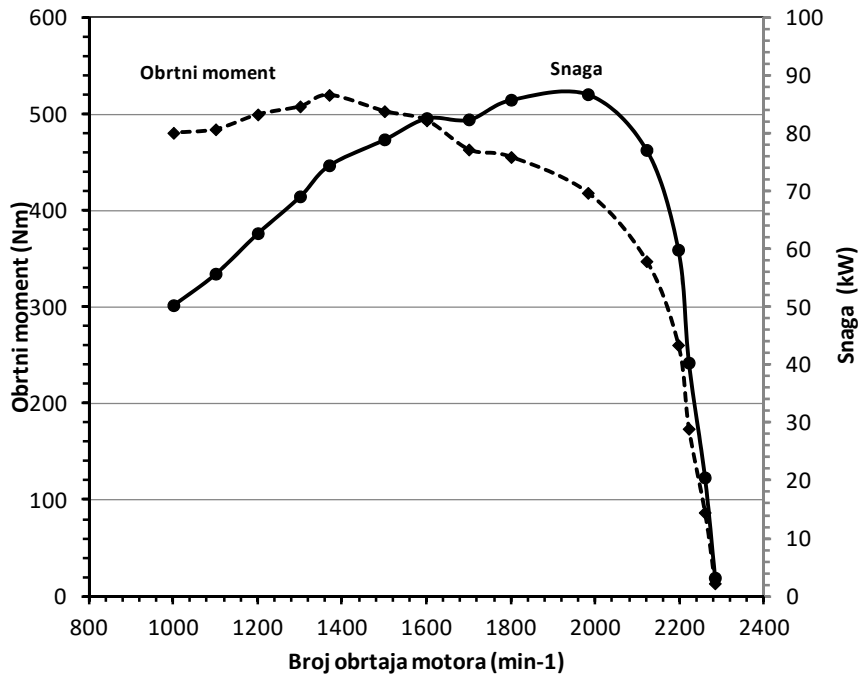


b)

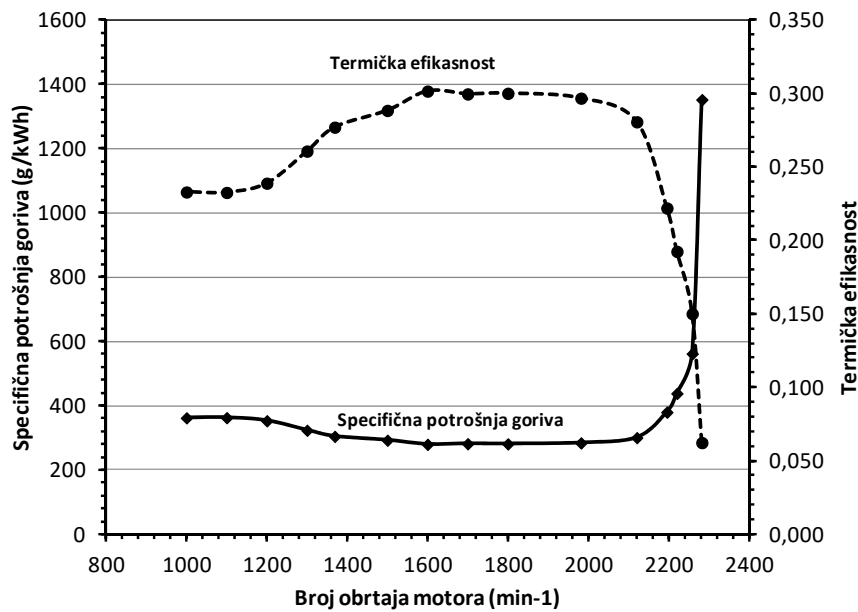
Slika 6.6. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD60 goriva
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

6.1.1.7. Performanse motora primenom BD80 goriva

Na slici 6.7 prikazane su promene performansi motora u funkciji promene broja obrtaja motora a primenom goriva BD80. Primenom ovog goriva izmerena je maksimalna snaga motora od 86.78 kW pri 1982 min^{-1} . Pri maksimalnoj snazi specifična potrošnja goriva iznosila je 284.12 g/kWh a termička efikasnost motora 0.297. Nominalna snaga motora (pri 2100 min^{-1}) primenom goriva BD80 je 77.15 kW. Specifična potrošnja goriva pri nominalnoj snazi iznosi 300.43 g/kWh a termička efikasnost motora 0.281. Maksimalan obrtni moment izmeren je pri 1369 min^{-1} i iznosi 519.88 Nm. Specifična potrošnja goriva pri maksimalnom obrtnom momentu iznosi 304.37 g/kWh a termička efikasnost motora 0.277. Minimalna specifična potrošnja goriva ostvarena je pri 1600 min^{-1} , snazi 82.64 kW i termičkoj efikasnosti 0.302 a iznosila je 279.60 g/kWh.



a)



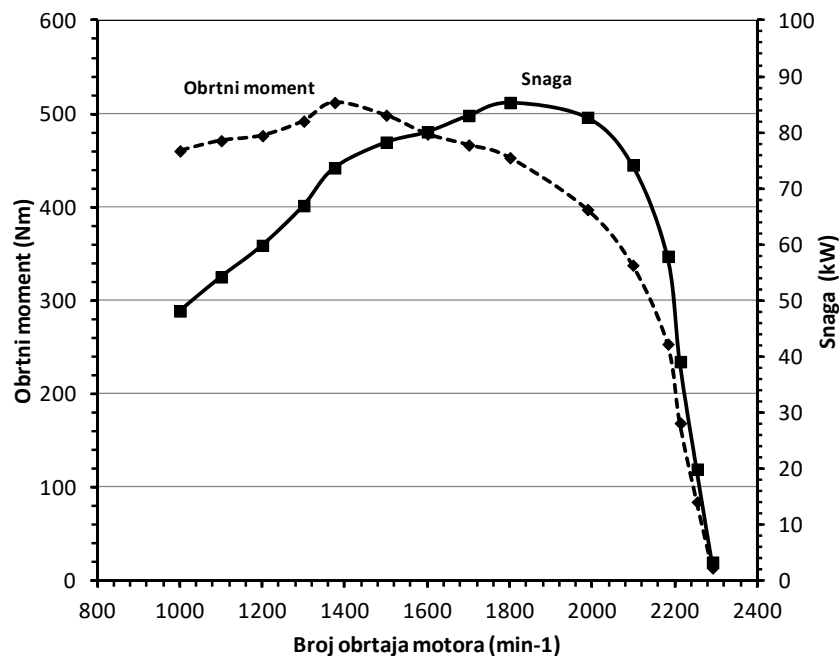
b)

Slika 6.7. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD80 goriva
a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

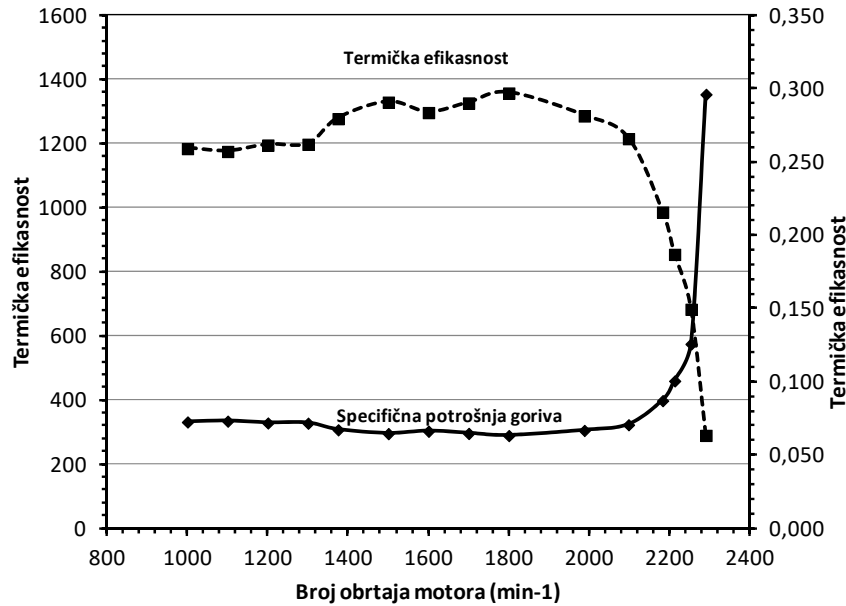
6.1.1.8. Performanse motora primenom BD100 goriva

Primenom čistog biodizela (BD100) ostvarena je promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost motora u funkciji promene

broja obrtaja motora u skladu sa dijagramima datim na slici 6.8. Primenom čistog biodizela izmerena je maksimalna snaga motora 82.75 kW pri 1988 min^{-1} , specifičnoj potrošnji goriva 306.21 g/kWh i pri termičkoj efikasnosti motora 0.282 . Pri nominalnom broju obrtaja motora izmerena je snaga 74.24 kW , specifična potrošnja goriva 324.03 g/kWh i termička efikasnost motora 0.266 . Minimalna specifična potrošnja goriva (296.38 g/kWh) ostvarena je pri snazi motora 78.29 kW . Ova snaga je ostvarena na 1500 min^{-1} i pri termičkoj efikasnosti motora 0.291 . Primenom biodizela maksimalan obrtni moment izmeren je pri 1375 min^{-1} i iznosio je 512.33 Nm . Pri maksimalnom obrtnom momentu izmerena je specifična potrošnja goriva 308.23 g/kWh a ostvarena je termička efikasnost motora 0.28 .



a)



b)

Slika 6.8. Promena obrtnog momenta, snage, specifične potrošnje goriva i termičke efikasnost u funkciji promene broja obrtaja motora primenom BD100 goriva a-snaga i obrtni moment, b-specifična potrošnja goriva i termička efikasnost

6.1.1.9. Statistička analiza uticaja različitih vrsta goriva na performanse motora

Na bazi izvedene ANOVA ustanovljeno je da su razlike u snazi, u celom opsegu merenja ($\bar{p}_i, i = 1, 2 \dots 15$), kod primenjenih različitih vrsta goriva statistički visoko značajne ($p = 0.00$). Na osnovu izvedenog Duncanovog testa, na pragu značajnosti 0.01, utvrđene su statistički visoko značajne razlike u snazi između svih vrsta goriva izuzev ED, BD7, BD14 i BD20 kod kojih nema statistički značajnih razlika (tab. 6.1). U režimu koji odgovara maksimalnoj snazi traktora izmerenoj na PVT utvrđeno je da je razlika u snazi primenom goriva ED, BD7, BD14 i BD20 u odnosu na ED40, ED60 i ED80 značajna, a odnosu na ED100 visoko značajna. Pri nominalnom broju obrtaja motora (2100 min^{-1}) razlika između goriva BD14-BD20 i ED-BD7 je značajna, a u odnosu na druge vrste goriva je visoko značajna. Razlika u snazi, primenom različitih vrsta goriva, izmerenoj pri minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva i pri maksimalnom obrtnom momentu nije statistički značajna.

Tabela 6.1. Snaga motora (kW) izmerena primenom različitih vrsta goriva za različite OECD režime rada motora

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	P15	Srednja vrednost
ED	3.29	22.27	43.77	63.81	81.43	90.45	87.61	86.95	83.97	81.72	78.64	72.81	64.92	57.52	51.15	64.69
	a ¹	ab	ab	ab	ab	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
B20	3.10	22.80	44.84	65.51	84.19	91.41	88.64	84.36	81.68	81.15	74.95	72.19	65.03	58.25	52.20	64.69
	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
B40	3.13	21.65	42.42	62.86	80.32	89.23	84.59	83.99	82.87	80.56	75.82	72.20	65.17	58.58	52.15	63.70
	a	bc	bc	bc	bc	ab	a	a	a	a	a	a	a	a	a	b
B60	3.16	20.53	41.07	60.37	78.15	88.10	84.56	82.00	81.01	79.98	76.69	72.21	65.31	58.90	52.11	62.94
	a	bc	bc	bc	bc	ab	a	a	a	a	a	a	a	a	a	c
B80	3.21	20.54	40.38	59.90	77.15	86.78	85.82	82.43	82.64	78.98	74.49	69.13	62.76	55.76	50.31	62.02
	a	bc	bc	bc	bc	ab	a	a	a	a	a	a	a	a	a	d
B100	3.34	19.94	39.14	57.93	74.24	82.75	85.38	83.06	80.16	78.29	73.73	66.99	59.89	54.27	48.19	60.49
	a	c	c	c	c	b	a	a	a	a	a	a	a	a	a	e

¹ Rang kome pripada vrednost u istoj koloni. Između vrednosti koje su označene istim slovom u jednoj koloni, ne postoji statistički značajna razlika na pragu značajnosti 0.01

Na bazi izvedene ANOVA ustanovljeno je da su razlike u specifičnoj potrošnji goriva, u celom opsegu merenja ($\bar{P}_i, i=1,2...15$), kod primenjenih različitih vrsta goriva statistički visoko značajne ($p = 0.00$). Na osnovu izvedenog Dankanovog testa, na pragu značajnosti 0.01, utvrđene su statistički visoko značajne razlike specifične potrošnje goriva između svih vrsta goriva izuzev ED i ED7, zatim između BD14, BD20 i BD40, kao i između BD80 i BD100 kod kojih nema statistički značajnih razlika (tab. 6.2). U režimu rada motora koji odgovara maksimalnoj i nominalnoj snazi nije utvrđena statistički značajna razlika specifične potrošnje goriva između bilo koje vrste goriva, izuzev goriva BD100 kod koga je utvrđena statistički visoko značajna razlika u odnosu na sva ostala goriva.

Tabela 6.2. Specifična potrošnja goriva (g/kWh) izmjerena primenom različitih vrsta goriva za različite OECD režime rada motora

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	P15	Srednja vrednost
ED	1222.1	424.1	383.6	354.5	282.6	261.9	260.5	258.0	257.7	237.5	242.7	251.1	248.2	250.3	260.6	346.3
	a ¹	a	a	ab	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
B20	1300.0	435.4	370.0	359.8	287.2	274.1	272.9	273.1	269.4	267.2	270.5	272.5	264.1	266.3	275.6	363.9
	ab	a	a	ab	a	a	ab	ab	a	a	a	a	a	a	ab	b
B40	1315.9	459.1	374.9	344.2	279.8	277.6	274.7	263.3	260.0	259.5	261.1	263.8	260.3	262.4	278.7	362.3
	ab	a	a	a	a	a	ab	ab	a	a	ab	a	a	ab	ab	b
B60	1405.7	513.8	392.6	345.8	281.6	280.4	279.3	273.9	275.8	266.8	267.0	270.4	272.0	273.9	298.6	379.8
	b	b	a	a	a	a	ab	ab	a	a	b	a	a	b	b	c
B80	1352.1	561.8	438.1	379.8	300.4	284.1	281.0	281.4	279.6	292.4	304.4	323.4	353.0	362.5	362.0	410.4
	b	c	b	bc	a	a	ab	bc	a	b	c	b	b	c	c	d
B100	1354.6	576.2	460.8	399.2	324.0	306.2	290.1	296.9	303.7	296.4	308.2	328.8	329.5	335.1	332.6	416.2
	b	c	b	c	b	b	b	c	b	b	c	b	c	d	d	d

¹ Rang kome pripada vrednost u istoj koloni. Između vrednosti koje su označene istim slovom u jednoj koloni. nepostoji statistički značajna razlika na pragu značajnosti 0.01

Na bazi izvedene ANOVA ustanovljeno je da su razlike u termičkoj efikasnosti motora, u celom opsegu merenja ($\bar{P}_i, i = 1, 2, \dots, 15$), kod primenjenih različitih vrsta goriva statistički visoko značajne ($p = 0.00$). Na osnovu izvedenog Dankanovog testa, na pragu značajnosti 0.01, utvrđene su statistički visoko značajne razlike termičke efikasnosti motora između svih vrsta goriva izuzev ED, BD7 i BD60, kao i između BD80 i BD100 kod kojih nema statistički značajnih razlika (tab. 6.3). U režimu rada motora koji odgovara maksimalnoj snazi nije utvrđena statistički značajna razlika termičke efikasnosti motora između bilo koje vrste goriva. Pri nominalnom broju obrtaja motora utvrđena je statistički značajna razlika termičke efikasnosti motora primenom goriva ED, BD7, BD14, BD20 i BD80 u odnosu na ostale vrste goriva. Razlika u termičkoj efikasnosti motora primenom goriva BD40 i BD60 nije statistički značajna, a razlika ovih goriva u odnosu na BD100 je statistički visoko značajna.

Tabela 6.3. Termička efikasnost motora izmerena primenom različitih vrsta goriva za različite OECD režime rada motora

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	P15	Srednja vrednost
ED	0.063 a ¹	0.181 a	0.201 bc	0.217 b	0.272 ab	0.294 a	0.295 a	0.298 a	0.299 ab	0.311 ab	0.317 a	0.306 a	0.310 a	0.320 a	0.295 a	0.265 a
B20	0.062 a	0.184 a	0.217 a	0.223 ab	0.280 ab	0.294 a	0.294 a	0.294 a	0.298 ab	0.301 ab	0.297 ab	0.295 a	0.304 a	0.302 a	0.291 a	0.262 b
B40	0.062 a	0.178 a	0.218 a	0.238 a	0.292 a	0.296 a	0.298 a	0.311 a	0.315 a	0.315 a	0.313 a	0.310 a	0.314 a	0.312 a	0.293 a	0.271 c
B60	0.059 a	0.162 b	0.212 ab	0.240 a	0.295 a	0.297 a	0.298 a	0.304 a	0.301 ab	0.312 ab	0.311 a	0.308 a	0.306 a	0.304 a	0.279 ab	0.266 a
B80	0.062 a	0.150 b	0.192 c	0.222 cd	0.281 ab	0.297 a	0.300 a	0.300 a	0.302 ab	0.288 b	0.277 b	0.261 b	0.239 b	0.233 b	0.233 b	0.242 d
B100	0.064 a	0.150 b	0.187 c	0.216 b	0.266 b	0.282 a	0.297 a	0.290 a	0.284 b	0.291 ab	0.280 b	0.262 b	0.262 c	0.257 c	0.259 c	0.243 d

¹ Rang kome pripada vrednost u istoj koloni. Između vrednosti koje su označene istim slovom u jednoj koloni. nepostoji statistički značajna razlika na pragu značajnosti 0.01

6.1.2. Rezultati ispitivanja vučnih karakteristika traktora

Vučne karakteristike traktora ispitivane su u eksploatacionim (njivskim) uslovima a prema proceduri sadržanoj u OECD CODE 2. Ispitivanjem je praćena promena snage vuče, časovne i specifične potrošnje goriva, brzine kretanja traktora, klizanje točkova i koeficijent iskorišćenja vuče u funkciji promene vičnog otpora. Ispitivanja su obavljena primenom različitih vrsta goriva (ED, BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100).

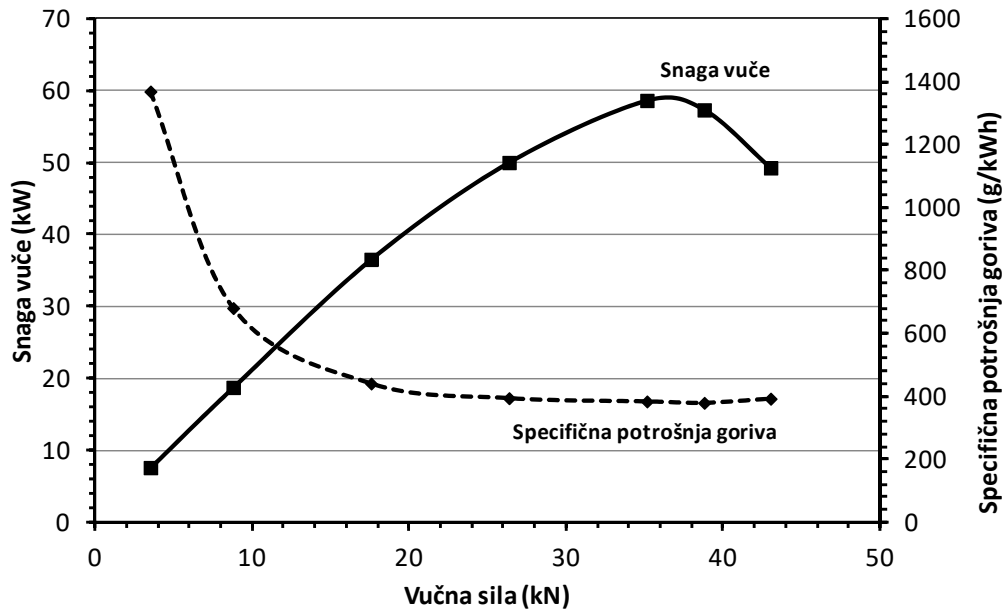
Ispitivanje je obavljeno pri prosečnim ambijentalnim uslovima (srednja temperature vazduha 27.6°C, srednja relativna vlažnost vazduha 52w%, srednji atmosferski pritisak 1009.6 MPa. Pre početka svakog ispitivanja motor je najpre zagrejan do temperature rashladne tečnosti 82°C. Tokom ispitivanja temperature rashladne tečnosti bila je u granicama između 82 i 96°C.

6.1.2.1. Vučne karakteristike traktora primenom ED

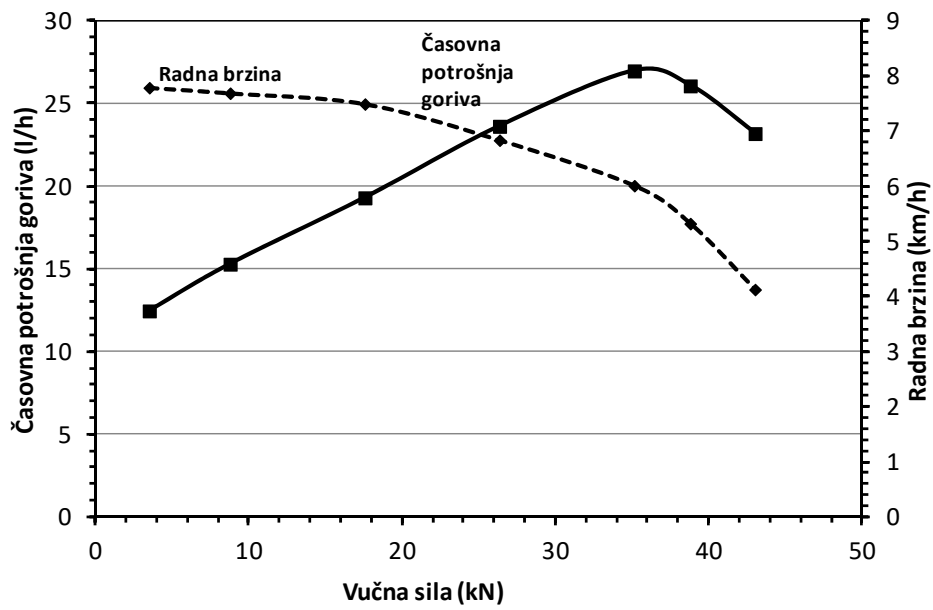
Na slici 6.9 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika traktora ostvarenih primenom ED. Primenom ED izmerena je maksimalna vučna snaga 58.63 kW. Maksimalna vučna snaga ostvarena je pri vučnom otporu 38.79 kN. Pri maksimalnoj vučnoj snazi, izmerena je časovna potrošnja goriva od 26.96 l/h, pri čemu je specifična potrošnja goriva 384 g/kWh. Koeficijent iskorišćenja snage vuče pri maksimalnoj vučnoj snazi je 65.9%, a proklizavanje točkova je iznosilo 15%. Proklizavanje točkova od 15% predstavlja gornju granicu optimalnih vrednosti ovog parametra (*ASABE, 2006*).

Minimalna specifična potrošnja goriva izmerena je pri vučnoj snazi 57.33 kW i iznosila je 379.5 g/kWh. Časovna potrošnja goriva je iznosila 26.06 l/h, a koeficijent iskorišćenja snage vuče je 64.78% pri proklizavanju pogonskih točkova 25.83%. Brzina kretanja traktora je iznosila 5.32 km/h.

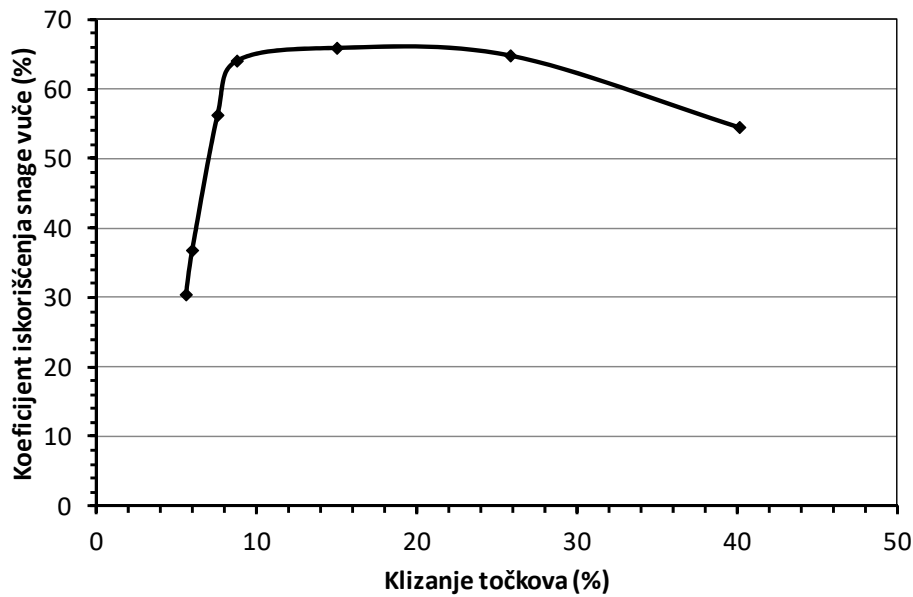
Pri optimalnoj brzini kretanja traktora (u operaciji oranja) od 7 km/h, ostvarena je vučna sila 17.57 kN, vučna snaga 36.55 kW, časovna potrošnja goriva 19.29 l/h, specifična potrošnja goriva 440.8 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 56.2% pri proklizavanju točkova od 7.56%.



a)



b)



c)

Slika 6.9. Promena vučnih karakteristika traktora primenom ED

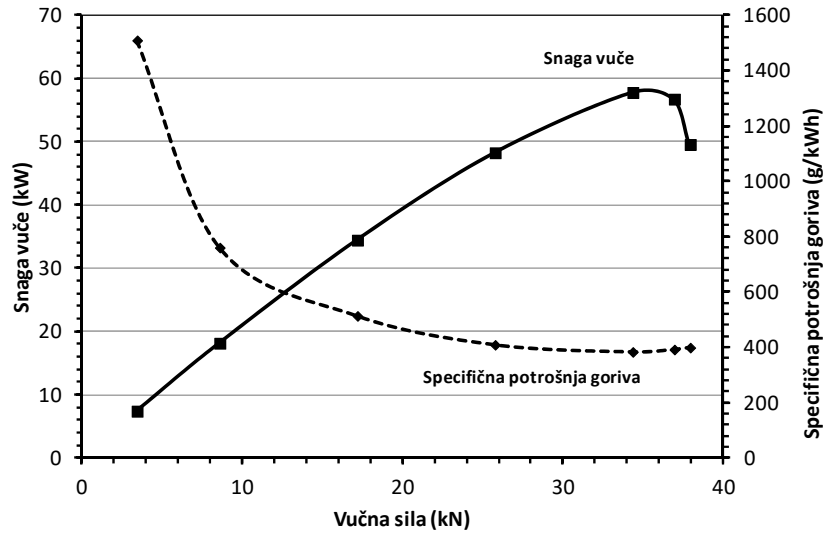
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.2. Vučne karakteristike traktora primenom BD7 goriva

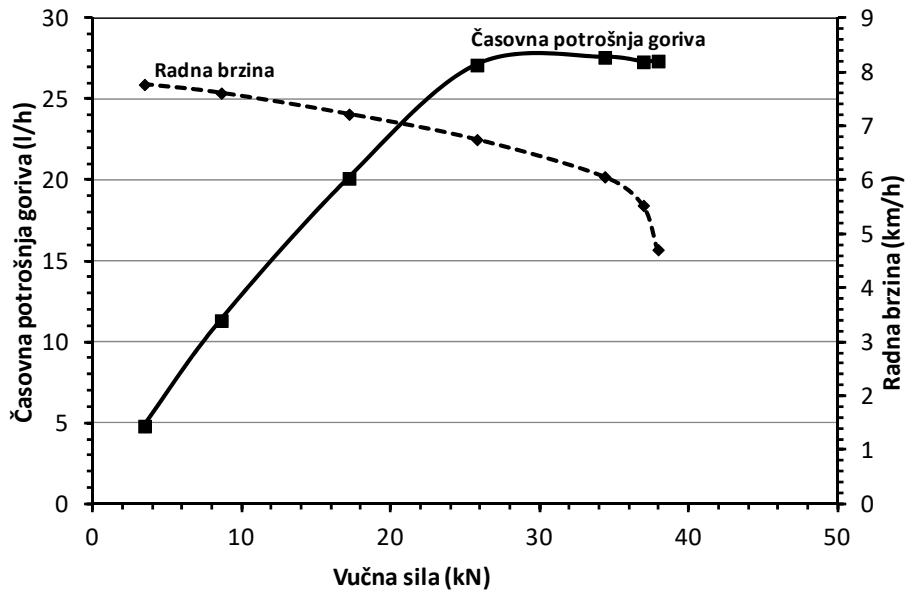
Na slici 6.10 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika traktora ostvarenih primenom BD7 goriva. Primenom goriva BD20 izmerena je maksimalna vučna snaga 57.76 kW, pri vučnoj sili 34.32 kN i brzini kretanja traktora 6.06 km/h. Časovna potrošnja goriva pri maksimalnoj vučnoj snazi je 27.57 l/h, specifična potrošnja goriva 383.11 g/kWh što je ujedno i minimalna specifična potrošnja goriva, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 65.64% pri proklizavanju točkova od 17.68%.

Pri optimalnoj brzini kretanja traktora (u operaciji oranja) od 7 km/h, ostvarena je vučna sila 23.81 kN, vučna snaga 46.17 kW, časovna potrošnja goriva 25.11 l/h, specifična potrošnja goriva 432.12 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 60.1% pri proklizavanju točkova od 9.8%.

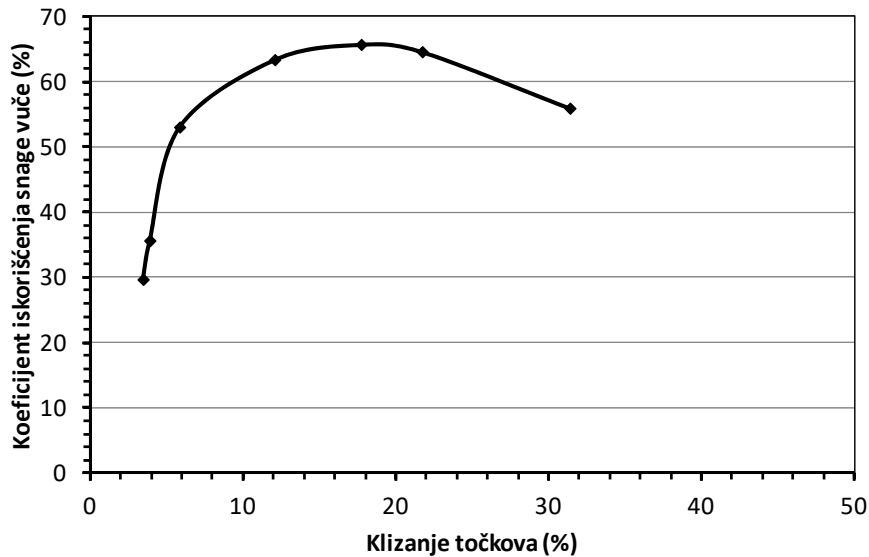
Na gornjoj granici optimalnog proklizavanja točkova od 15% ostvarena je vučna sila 31.1 kN, a vučna snaga 55.11 kW. Pri ovoj vrednosti klizanja specifična potrošnja goriva je iznosila 390.1 g/kWh, a ostvaren je koeficijent iskorišćenja snage vuče 55.9%.



a)



b)



c)

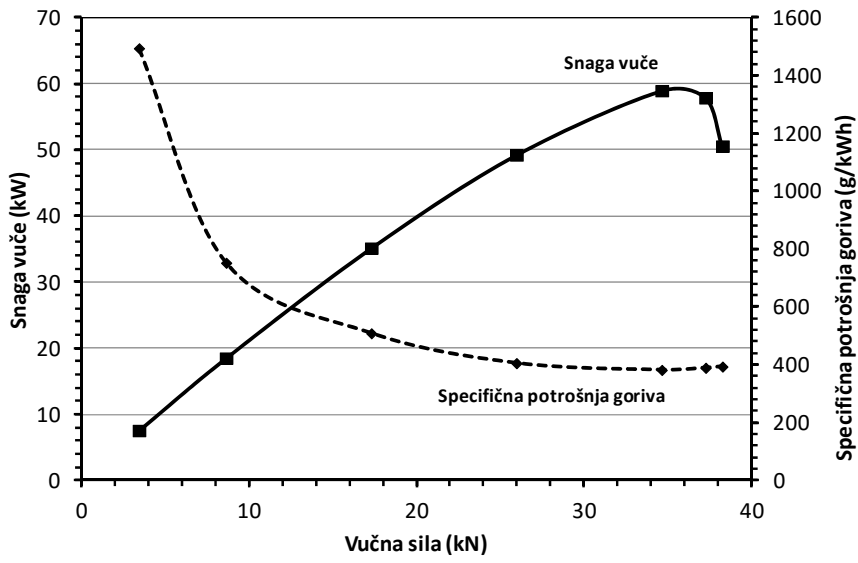
Slika 6.10. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD7 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.3. Vučne karakteristike traktora primenom BD14 goriva

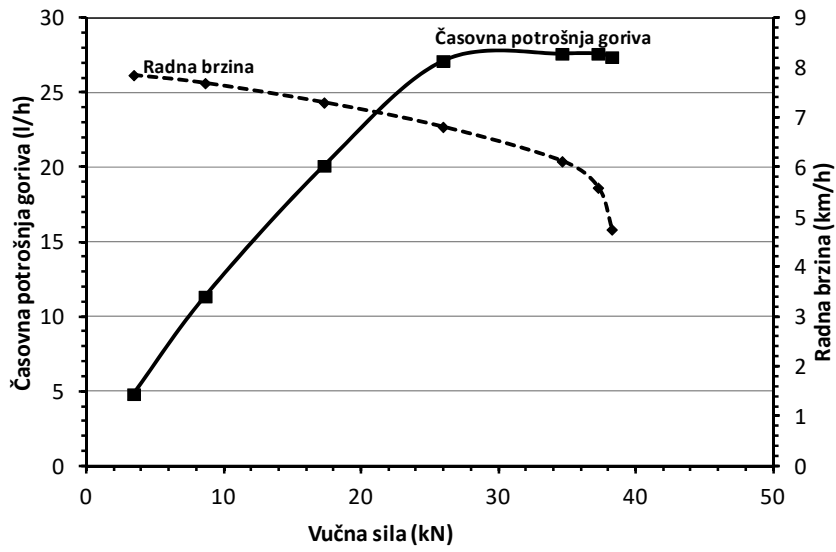
Na slici 6.11 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika traktora ostvarenih primenom goriva BD14. Radom traktora sa ovim gorivom izmerena je maksimalna vučna snaga 58.93 kW. Maksimalna vučna snaga ostvarena je pri vučnom otporu 34.66 kN. Pri maksimalnoj vučnoj snazi, izmerena je časovna potrošnja goriva od 27.59 l/h, pri čemu je specifična potrošnja goriva 382.17 g/kWh, što je ujedno bila i minimalno izmerena specifična potrošnja goriva. Koeficijent iskorišćenja snage vuče pri maksimalnoj vučnoj snazi je 66.29%, a proklizavanje točkova je iznosilo 22.14%.

Pri brzini kretanja traktora od 7 km/h, ostvarena je vučna sila 18.32 kN, vučna snaga 37.13 kW, časovna potrošnja goriva 22.11 l/h, specifična potrošnja goriva 480.1 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 57.3% pri proklizavanju točkova od 8.36%.

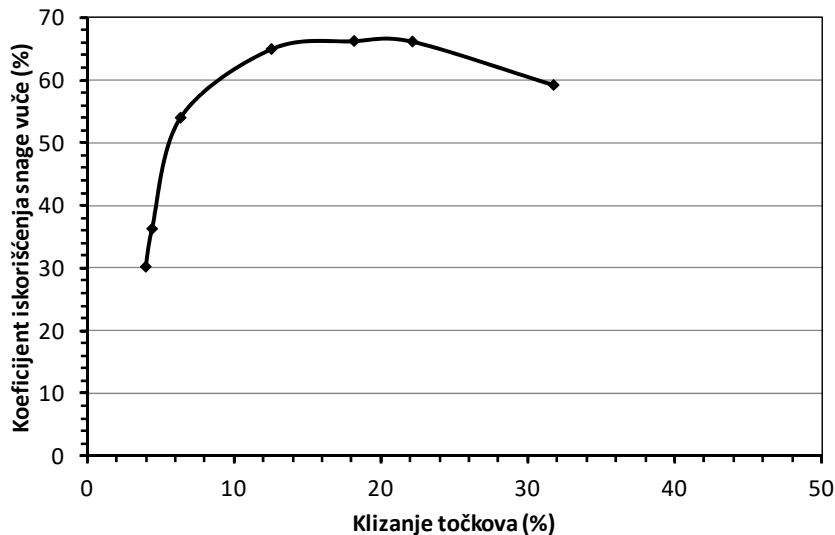
Na gornjoj granici optimalnog proklizavanja točkova od 15% ostvarena je vučna sila 30.11 kN, a vučna snaga 53.81 kW. Pri ovoj vrednosti klizanja specifična potrošnja goriva je iznosila 391.6 g/kWh, a ostvaren je koeficijent iskorišćenja snage vuče 65.13%.



a)



b)



c)

Slika 6.11. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD14 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.4. Vučne karakteristike traktora primenom BD20 goriva

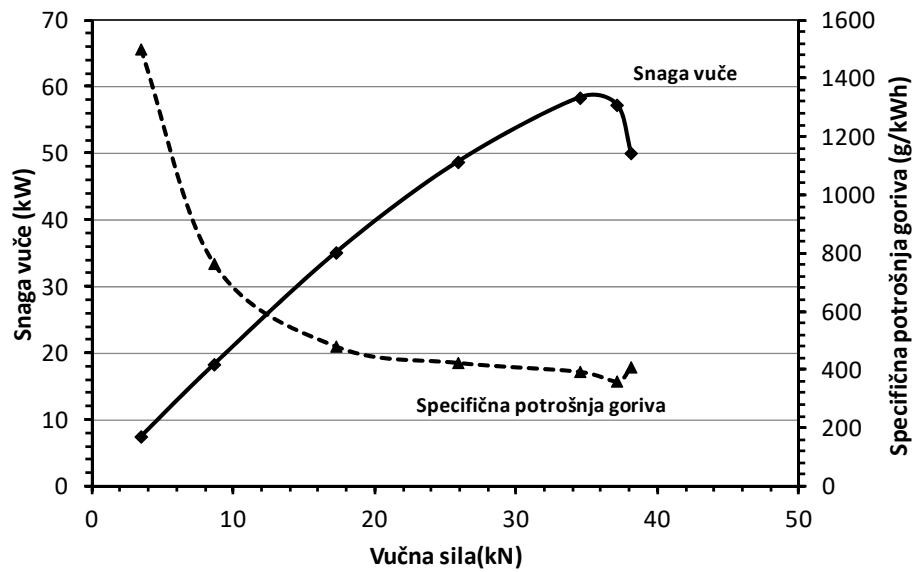
Na slici 6.12 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika traktora ostvarenih primenom BD20 goriva. Primenom goriva BD20 izmerena je maksimalna vučna snaga 58.35 kW, pri vučnoj sili 34.49 kN i brzini kretanja traktora 6.09 km/h. Časovna potrošnja goriva pri maksimalnoj vučnoj snazi je 27.54 l/h, specifična potrošnja goriva 394.1 g/kWh a koeficijent iskorišćenja snage vuče 65.6% pri proklizavanju točkova od 17.9%.

Minimalna specifična potrošnja goriva izmerena je pri vučnoj snazi 57.28 kW i vučnoj sili 37.09 kN a iznosila je 361.2 g/kWh. Časovna potrošnja goriva je iznosila 24.78 l/h, a koeficijent iskorišćenja snage vuče je 65.8% pri proklizavanju pogonskih točkova 21.9%. Brzina kretanja traktora u režimu rada sa minimalnom specifičnom potrošnjom goriva je 5.56 km/h.

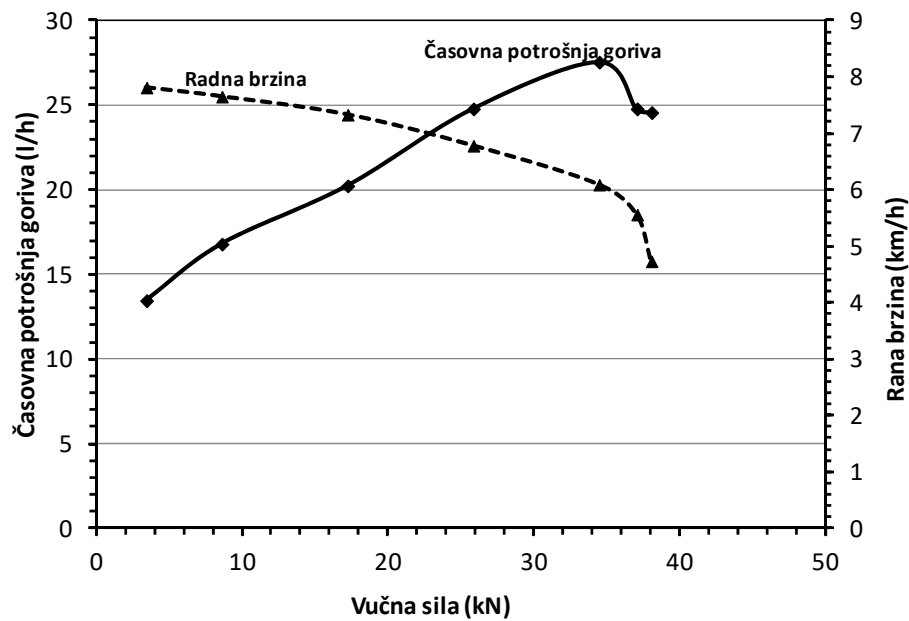
Pri optimalnoj brzini kretanja traktora (u operaciji oranja) od 7 km/h, ostvarena je vučna sila 17.24 kN, vučna snaga 35.11 kW, časovna potrošnja goriva 20.23 l/h, specifična potrošnja goriva 481.1 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 54% pri proklizavanju točkova od 5.17%.

Na gornjoj granici optimalnog proklizavanja točkova od 15% ostvarena je vučna sila 29.7 kN, a vučna snaga 53.2 kW. Pri ovoj vrednosti klizanja specifična

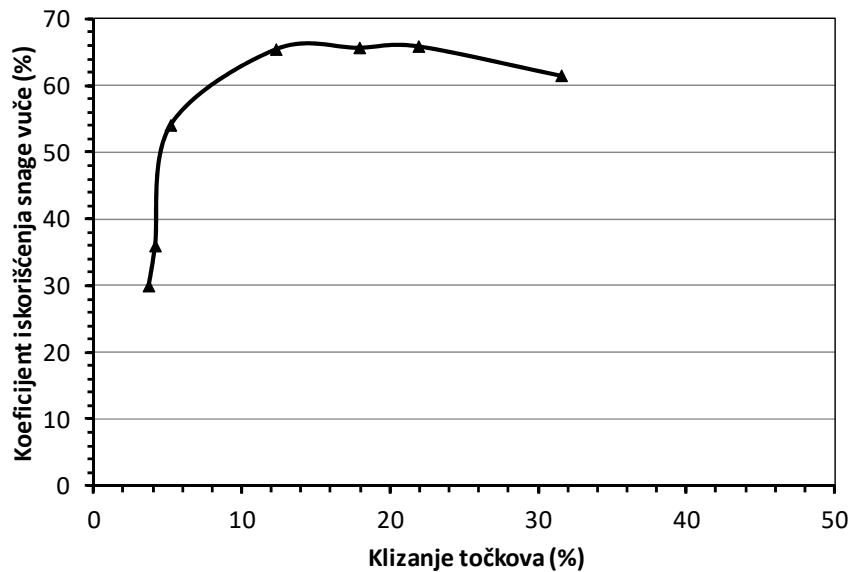
potrošnja goriva je iznosila 415.3 g/kWh, a ostvaren je koeficijent iskorišćenja snage vuče 65.5%.



a)



b)



c)

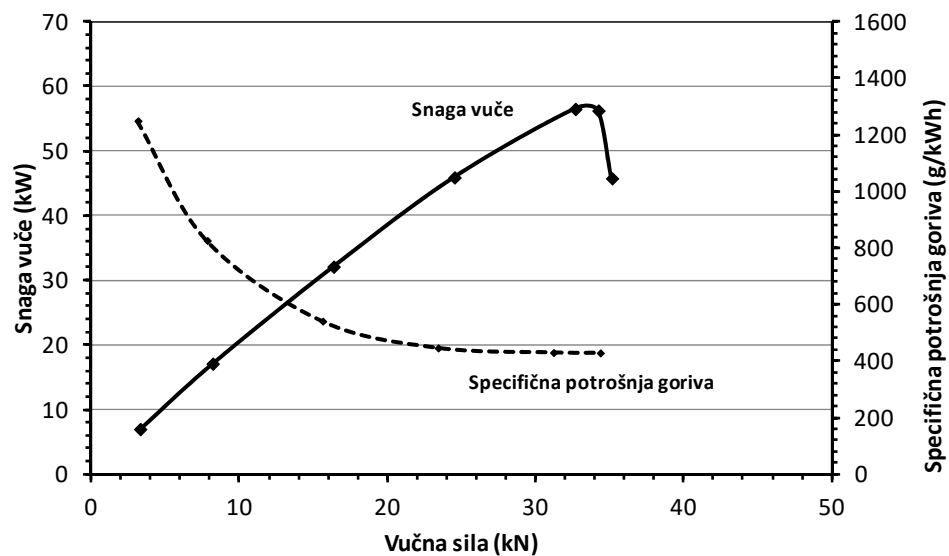
Slika 6.12. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD20 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.5. Vučne karakteristike traktora primenom BD40 goriva

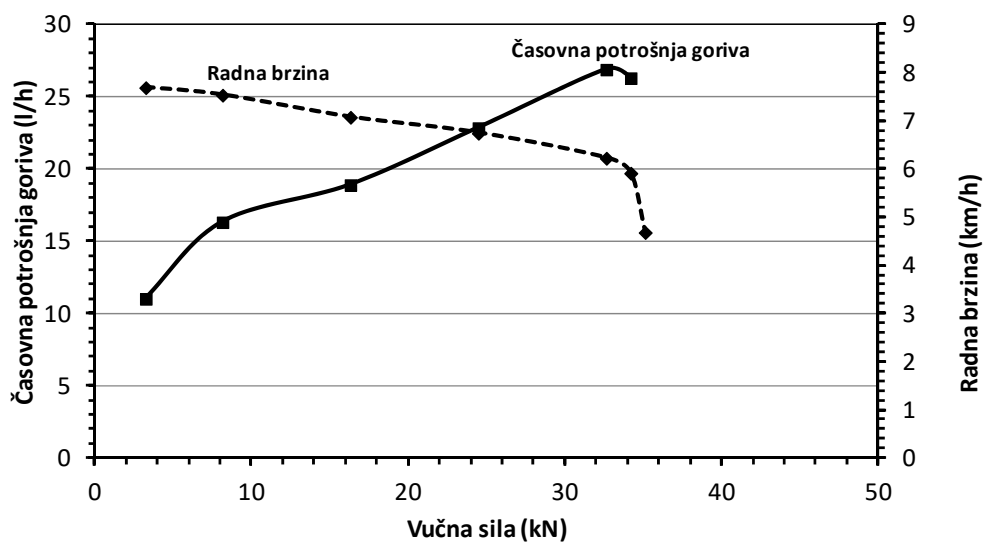
Na slici 6.13 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika izmerena radom traktora sa BD40 kao pogonskim gorivom. Primenom ovog goriva ostvarena je maksimalna vučna snaga na poteznici traktora 56.50 kW. Pri ovoj snazi vučna sila na poteznici traktora iznosila je 32.65 kN, a izmerena je časovna potrošnja goriva od 22.86 l/h, pri čemu je specifična potrošnja goriva 397.5 g/kWh. Koeficijent iskorišćenja snage vuče (pri maksimalnoj vučnoj snazi) je 64.2%, a proklizavanje točkova je iznosilo 14.8%.

Minimalna specifična potrošnja goriva izmerena je pri vučnoj snazi 56.26 kW i iznosila je 390.5 g/kWh. Časovna potrošnja goriva je iznosila 26.9 l/h, a koeficijent iskorišćenja snage vuče je 64.3% pri proklizavanju pogonskih točkova 16.15%. Brzina kretanja traktora je iznosila 5.92 km/h.

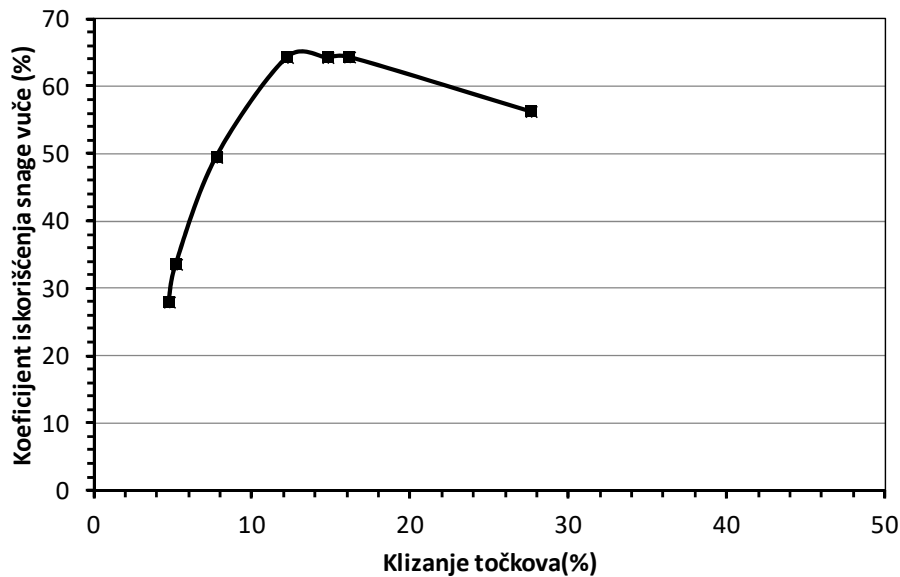
Pri vučnoj sili na poteznici traktora od 16.13 kN ostvarena je optimalna brzina od 7 km/h. Pri ovoj vučnoj sili izmerena je vučna snaga 32.11 kW, časovna potrošnja goriva 18.92 l/h, specifična potrošnja goriva 492.1 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 49.4% pri proklizavanju točkova od 7.75%.



a)



b)



c)

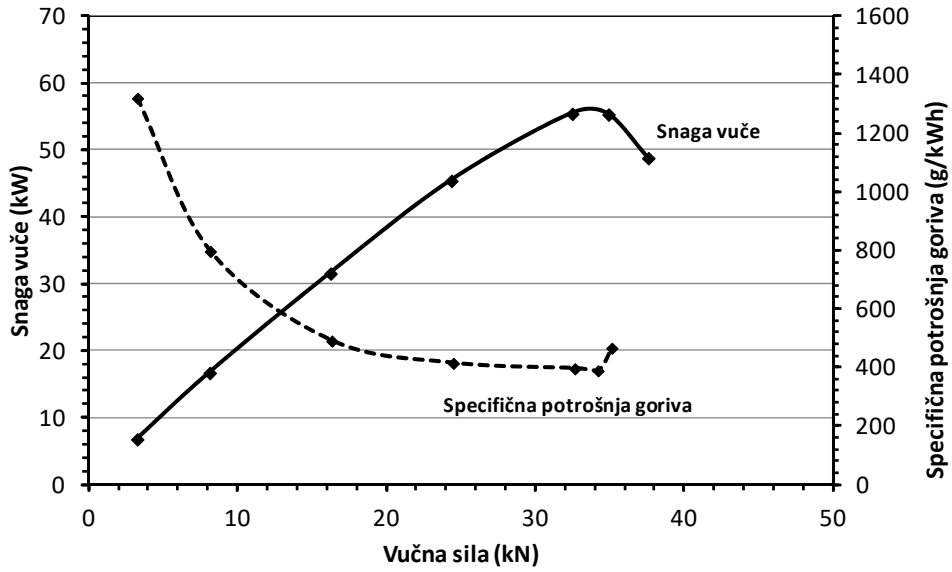
Slika 6.13. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD40 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.6. Vučne karakteristike traktora primenom BD60 goriva

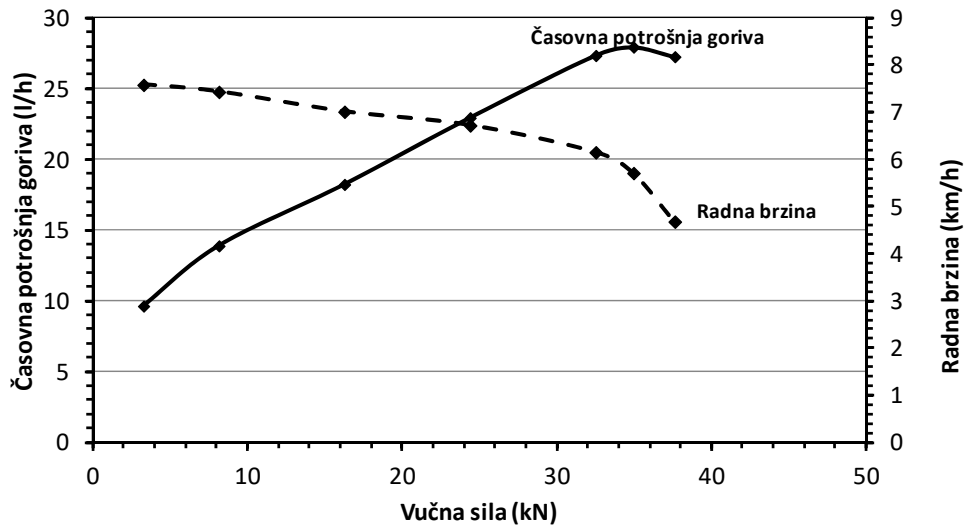
Na slici 6.14 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika traktora ostvarenih primenom goriva BD60. Radom traktora sa ovim gorivom izmerena je maksimalna vučna snaga 55.47 kW. Maksimalna vučna snaga ostvarena je pri vučnom otporu 32.47 kN. Pri maksimalnoj vučnoj snazi, izmerena je časovna potrošnja goriva od 22.94 l/h, pri čemu je specifična potrošnja goriva 426.3 g/kWh, što je ujedno bila i minimalno izmerena specifična potrošnja goriva. Koeficijent iskorišćenja snage vuče pri maksimalnoj vučnoj snazi je 63.8%, a proklizavanje točkova je iznosilo 16.44%.

Pri brzini kretanja traktora od 7 km/h, ostvarena je vučna sila 16.24 kN, vučna snaga 31.61 kW, časovna potrošnja goriva 18.23 l/h, specifična potrošnja goriva 498.8 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 52.7% pri proklizavanju točkova od 8.01%.

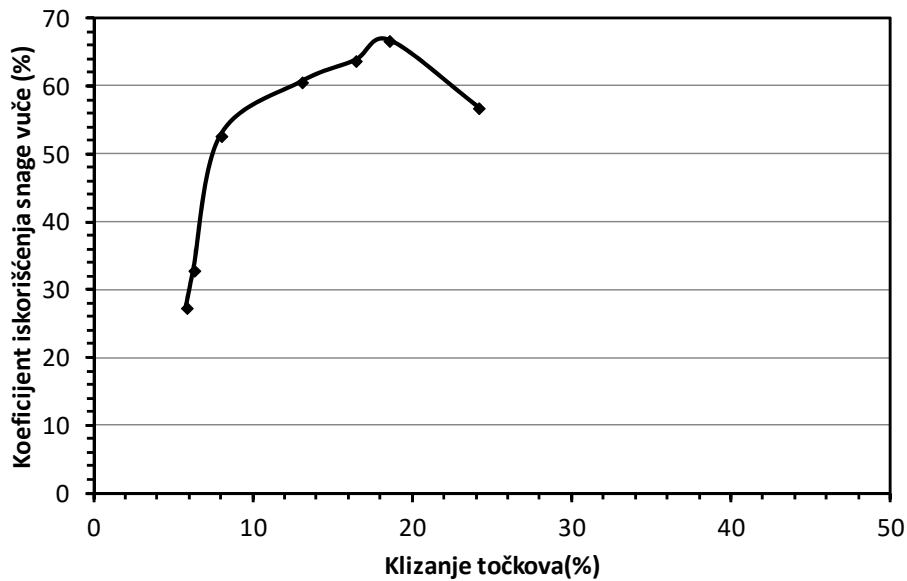
Na gornjoj granici optimalnog proklizavanja točkova od 15% ostvarena je vučna sila 34.12 kN, a vučna snaga 55.29 kW. Pri ovoj vrednosti klizanja specifična potrošnja goriva je iznosila 432.1 g/kWh, a ostvaren je koeficijent iskorišćenja snage vuče 62.9%.



a)



b)



c)

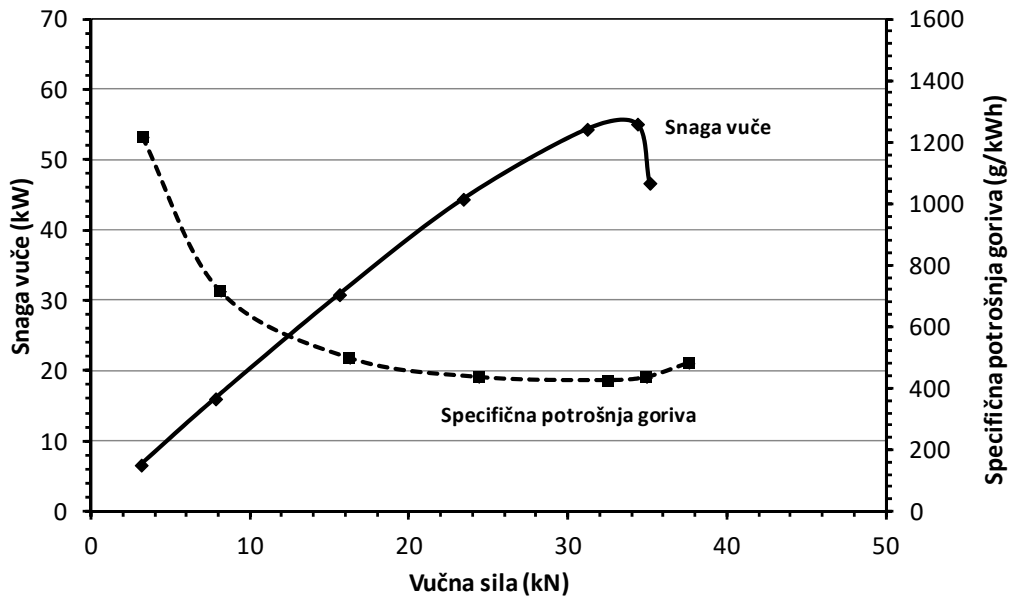
Slika 6.14. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD60 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.7. Vučne karakteristike traktora primenom BD80 goriva

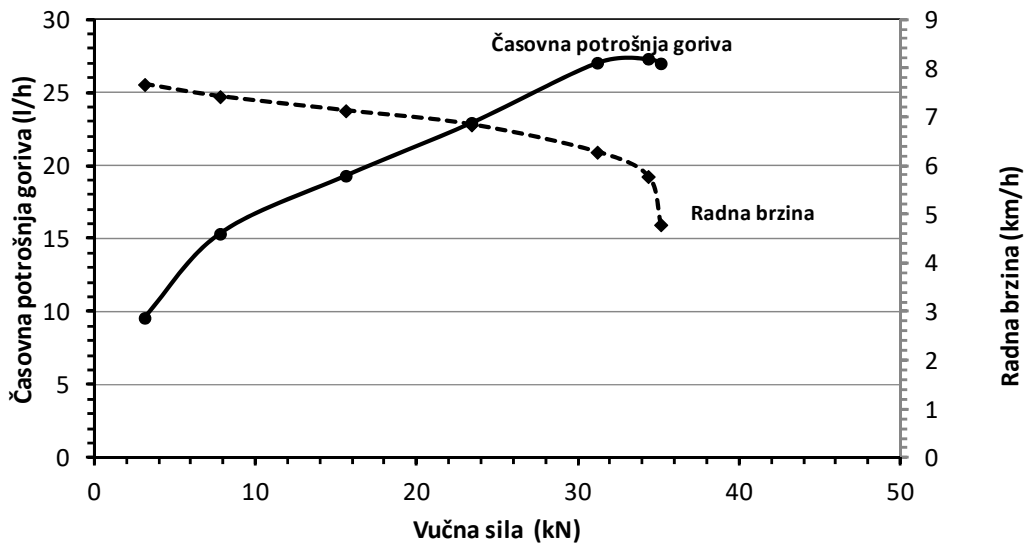
Na dijagramima (sl. 6.15) date su vrednosti izmerenih parametara ispitivane vučne karakteristike traktora primenom BD80 kao pogonskim gorivom. Primenom goriva sa učešćem biodizela od 80% u mešavini sa ED ostvarena je maksimalna vučna snaga na poteznici traktora 55.13 kW. Pri ovoj snazi vučna sila na poteznici traktora iznosila je 34.34 kN, a izmerena je časovna potrošnja goriva od 23.32 l/h, pri čemu je specifična potrošnja goriva 428.7 g/kWh. Specifična potrošnja goriva pri maksimalnoj vučnoj snazi ujedno je bila i najmanja izmerena vrednost ovog parametra. Koeficijent iskorišćenja snage vuče (pri maksimalnoj vučnoj snazi) je 63.7%, a proklizavanje točkova je iznosilo 17.1%.

Pri vučnoj sili na poteznici traktora od 15.59 kN ostvarena je optimalna brzina od 7 km/h. Pri ovoj vučnoj sili izmerena je vučna snaga 30.87 kW, časovna potrošnja goriva 19.32 l/h, specifična potrošnja goriva 541.2 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 51.5% pri proklizavanju točkova od 9.4%.

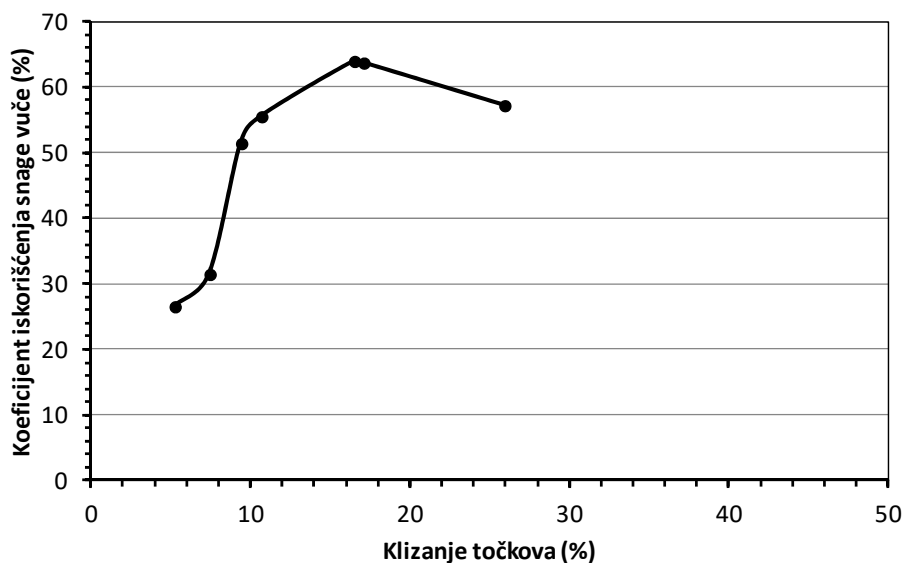
Na gornjoj granici optimalnog proklizavanja točkova od 15% ostvarena je vučna sila 30.1 kN, a vučna snaga 53.8 kW. Pri ovoj vrednosti klizanja specifična potrošnja goriva je iznosila 438.2 g/kWh, a ostvaren je koeficijent iskorišćenja snage vuče 62.1%.



a)



b)



c)

Slika 6.15. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD80 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

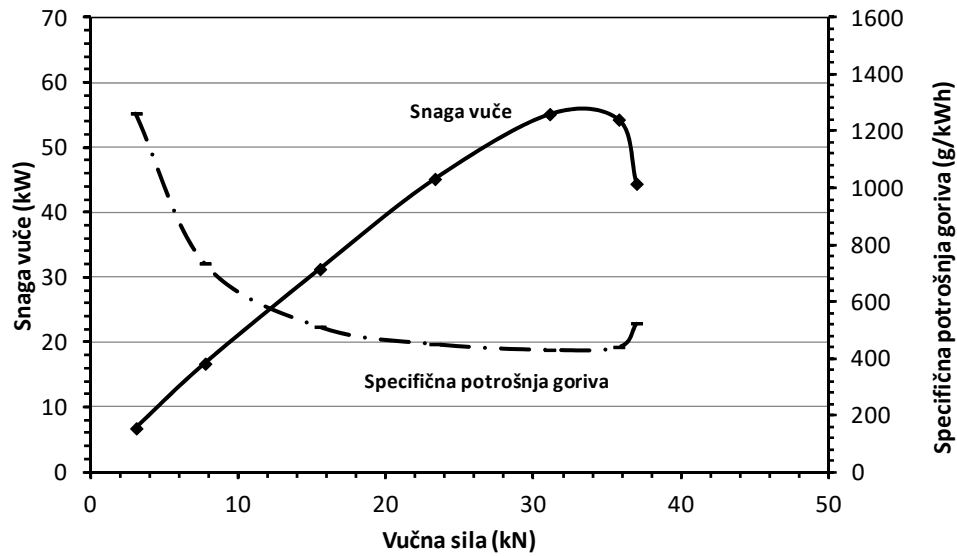
6.1.2.8. Vučne karakteristike traktora primenom BD100 goriva

Na slici 6.16 prikazana je promena ispitivanih vučnih karakteristika traktora ostvarenih primenom čistog biodizela (BD100). Primenom BD100 izmerena je maksimalna vučna snaga 55.12 kW. Maksimalna vučna snaga ostvarena je pri vučnom otporu 31.1 kN. Pri maksimalnoj vučnoj snazi, izmerena je časovna potrošnja goriva od 26.77 l/h, pri čemu je specifična potrošnja goriva 429.8 g/kWh. Primenom goriva BD100, takođe kao i primenom goriva BD60 i BD80 specifična potrošnja goriva izmerena pri maksimalnoj snazi je ujedno i minimalna. Koeficijent iskorišćenja snage vuče pri maksimalnoj vučnoj snazi je 65.6%, a proklizavanje točkova je iznosilo 13.55%.

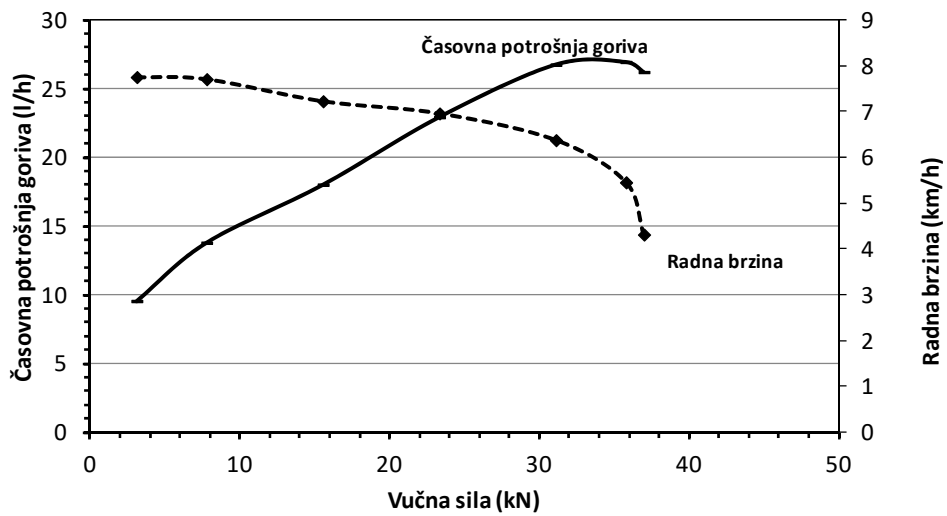
Pri optimalnoj brzini kretanja traktora (u operaciji oranja) od 7 km/h, ostvarena je vučna sila 15.55 kN, vučna snaga 31.22 kW, časovna potrošnja goriva 18.03 l/h, specifična potrošnja goriva 510.9 g/kWh, a koeficijent iskorišćenja snage vuče 48% pri proklizavanju točkova od 8.75%.

Na gornjoj granici optimalnog proklizavanja točkova od 15% ostvarena je vučna sila 33.2 kN, a vučna snaga 54.8 kW. Pri ovoj vrednosti klizanja specifična

potrošnja goriva je iznosila 435.1 g/kWh, a ostvaren je koeficijent iskorišćenja snage vuče 65.9%.



a)



b)



c)

Slika 6.16. Promena vučnih karakteristika traktora primenom BD100 goriva
a-snaga vuče i specifična potrošnja goriva, b-časovna potrošnja goriva i radna brzina,
c-koeficijent iskorišćenja snage vuče

6.1.2.9. Statistička analiza uticaja različitih vrsta goriva na vučne karakteristike traktora

Na bazi izvedene ANOVA ustanovljeno je da su razlike u vučnoj snazi traktora, u celom opsegu merenja ($\bar{P}_i, i=1,2,\dots,7$), kod primenjenih različitih vrsta goriva statistički visoko značajne ($p = 0.00$). Na osnovu izvedenog Dankanovog testa, na pragu značajnosti 0.01, utvrđene su statistički visoko značajne razlike u vučnoj snazi traktora između tri grupe goriva ED-BD7-BD14-BD20, BD40-BD60 i BD80-BD100, a razlike unutar svake grupe goriva nije statistički značajna (tab. 6.4). Pri vučnom otporu koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi nije utvrđena statistički značajna razlika niti u jednoj grupi goriva. Razlika u vučnoj snazi pri brzini kretanja od 7 km/h je statistički visoko značajna između dve grupe goriva ED-BD7-BD14-BD20 i BD40-BD60-BD80-BD100. Unutar ovih grupa razlike vučne snage nisu statistički značajne.

Tabela 6.4. Vučna snaga (kW) izmerena primenom različitih vrsta goriva za različite OECD režime rada motora

	P1		P2		P3		P4		P5		P6		P7		Srednja vredost	
ED	7.60	a ¹	18.75	a	36.55	a	50.02	a	58.63	a	57.33	a	49.28	ab	39.74	a
BD7	18.14	a	7.41	a	34.43	a	48.23	a	57.76	a	56.71	a	49.55	ab	38.89	a
BD14	7.56	ab	18.51	ab	35.13	a	49.21	ab	58.93	a	57.86	a	50.55	a	39.68	a
BD20	7.48	ab	18.32	ab	35.11	a	48.72	ab	58.35	a	57.28	a	50.05	a	39.33	a
BD40	6.98	bc	17.10	bc	32.11	b	45.91	bc	56.50	a	56.26	ab	45.77	bc	37.23	b
BD60	6.84	c	16.75	c	31.61	b	45.46	bc	55.47	a	55.37	ab	48.85	ab	37.19	b
BD80	6.64	c	16.07	c	30.88	b	44.44	bc	54.39	a	55.13	bc	46.73	bc	36.33	c
BD100	6.70	c	16.66	c	31.23	b	45.12	c	55.12	a	54.27	c	44.38	c	36.21	c

¹ Rang kome pripada vrednost u istoj koloni. Između vrednosti koje su označene istim slovom u jednoj koloni, nepostoji statistički značajna razlika na pragu značajnosti 0.01

Na bazi izvedene ANOVA ustanovljeno je da su razlike u specifičnoj potrošnji goriva, u celom opsegu merenja ($\bar{P}_i, i=1,2...7$), kod primenjenih različitih vrsta goriva statistički visoko značajne ($p = 0.00$). Na osnovu sprovedenog Dankanovog testa, na pragu značajnosti 0.01, utvrđeno je da su razlike specifične potrošnje različitih vrsta goriva, za celokupan opseg merenja, statistički visoko značajne između svih vrsta goriva izuzev između BD14, BD20 i BD40, kao i između BD40 i BD60, kod kojih je utvrđena značajna razlika (tab. 6.5). Između goriva ED i BD7 nije uočena statistički značajna razlika specifične potrošnje goriva u celokupnom opsegu ispitivanja. Pri realizaciji maksimalne vučne snage razlike između grupa goriva ED-BD7 i BD14-BD20, kao i između BD20 i BD40 su značajne, a između ED i BD60, BD80 i BD100 razlike su visoko značajne. Razlike u specifičnoj potrošnji goriva pri maksimalnoj vučnoj snazi primenom goriva BD60, BD80 i BD100 nisu statistički značajne.

Tabela 6.5. Specifična potrošnja goriva (g/kWh) izmerena primenom različitih vrsta goriva za različite OECD režime rada motora

	P1		P2		P3		P4		P5		P6		P7		Srednja vredost	
ED	1369.0	b ¹	680.7	a	440.8	a	394.3	a	384.0	a	379.5	a	392.7	a	577.3	a
BD7	1508.5	b	759.99	a	513.16	a	408.86	a	383.11	a	392.02	a	398.83	a	623.50	a
BD14	1493.49	c	752.34	bc	508.8	b	405.61	ab	382.17	ab	389.41	a	393.74	a	617.94	ab
BD20	1501.0	c	765.1	bc	481.1	b	424.7	ab	394.1	ab	361.2	a	409.8	a	609.7	b
BD40	1320.9	ab	798.1	cd	492.1	b	415.7	bc	397.5	bc	390.5	a	467.6	b	611.8	bc
BD60	1218.4	a	717.1	ab	498.8	b	436.5	c	426.3	c	436.3	b	482.7	b	602.3	c
BD80	1249.5	a	826.4	d	541.2	c	446.6	c	430.3	c	428.7	b	500.0	bc	631.8	d
BD100	1262.2	a	733.7	ab	510.9	bc	450.1	c	429.8	c	439.7	b	523.1	c	621.4	e

¹ Rang kome pripada vrednost u istoj koloni. Između vrednosti koje su označene istim slovom u jednoj koloni, nepostoji statistički značajna razlika na pragu značajnosti 0.01

Na bazi izvedene ANOVA ustanovljeno je da su razlike vučnog koeficijenta korisnosti, u celom opsegu merenja ($\bar{P}_i, i=1,2...7$), kod primenjenih različitih vrsta

goriva statistički visoko značajne ($p = 0.00$). U celokupnom opsegu ispitivanja utvrđen je najveći vučni koeficijent korisnosti primenom goriva BD20 (54.0%). Sproveden Dankanov test, na pragu značajnosti 0.01, pokazao je da su razlike vučnog koeficijenta korisnosti između goriva ED-BD7 i svih ostalih, kao i između BD14-BD20 i svih ostalih statistički vrlo značajne, a da razlike između BD40 i BD60, kao i između BD80 i BD100 nisu statistički značajne (tab. 6.6). Pri maksimalnoj vučnoj snazi nisu utvrđene statistički značajne razlike vučnog koeficijenta korisnosti.

Tabela 6.6. Vučni koeficijent korisnosti (%) izmerene primenom različitih vrsta goriva za različite OECD režime rada motora

	P1		P2		P3		P4		P5		P6		P7		Srednja vrednost	
ED	30.4	a ¹	36.8	a	56.2	a	64.0	a	65.9	a	64.8	a	54.5	b	53.2	a
BD7	29.63	a	35.57	a	52.97	a	63.3	a	65.64	a	64.52	a	55.86	b	52.50	a
BD14	30.23	ab	36.29	ab	54.04	ab	65	a	66.29	a	66.2	a	59.26	a	53.90	b
BD20	29.9	ab	35.9	ab	54.0	ab	65.4	a	65.6	a	65.8	a	61.5	a	54.0	b
BD40	27.9	bc	33.5	bc	49.4	bc	64.2	a	64.2	a	64.3	a	56.2	b	51.4	c
BD60	27.3	c	32.9	c	52.7	cd	60.6	a	63.8	a	66.7	a	56.8	b	51.5	c
BD80	26.6	c	31.5	c	51.5	cd	55.6	b	64.0	a	63.7	a	57.2	bc	50.0	d
BD100	26.8	c	32.7	c	48.0	d	64.0	a	65.6	a	66.1	a	50.1	c	50.5	d

¹ Rang kome pripada vrednost u istoj koloni. Između vrednosti koje su označene istim slovom u jednoj koloni, nepostoji statistički značajna razlika na pragu značajnosti 0.01

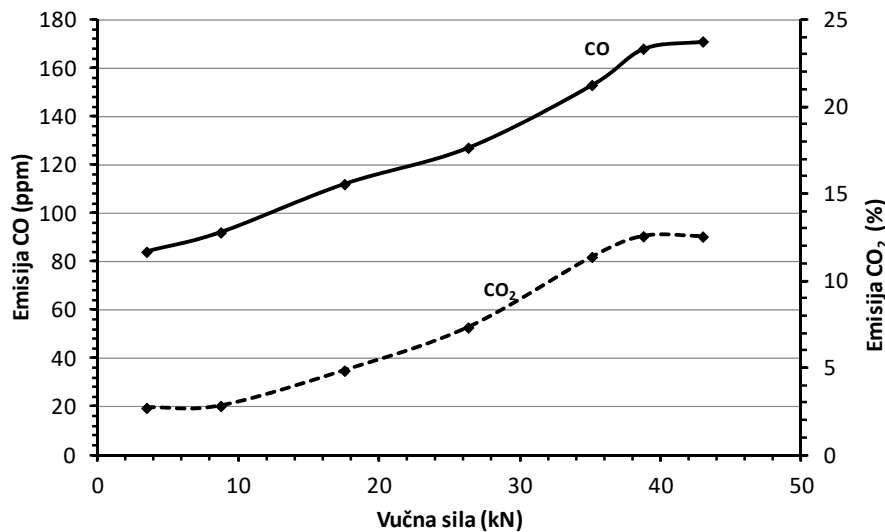
6.1.3. Rezultati ispitivanja emisije izduvnih gasova u nestacionarnim uslovima

Emisija izduvnih gasova traktora ispitana je u eksploatacionim (njivskim) uslovima u režimima ispitivanja koji su korišćeni tokom merenja vučnih karakteristika traktora. Ispitivanjem je obuhvaćeno praćenje promene emisije ugljenmonoksida (CO), ugljen dioksida (CO₂), azotnih oksida (NO_x) i temperature produkata sagorevanja. Ispitivanja su obavljena primenom različitih vrsta goriva (ED, BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100).

6.1.3.1. Emisija izduvnih gasova traktora primenom ED goriva

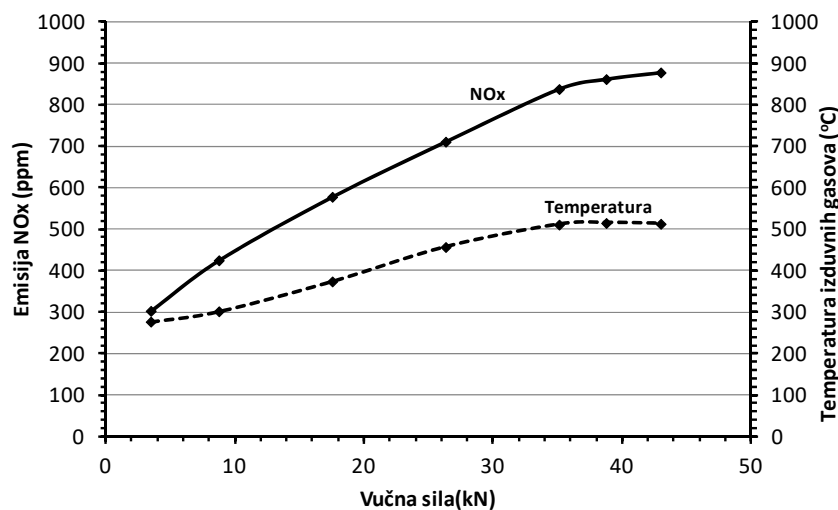
Na slici 6.17 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom ED goriva. Sa povećanjem vučne sile na poteznici traktora skoro linearno se povećava emisija CO i CO₂. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (58.63 kW) izmerena je emisija CO od 153 ppm i emisija CO₂ od 11.37%. Pri opterećenju traktora koji odgovara minimalnoj specifičnoj

potrošnji goriva emisija gasova je iznosila 168 ppm i 12.56%, a pri optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja (7 km/h) 127 ppm i 7.32%, respektivno.



Slika 6.17. Emisija CO i CO₂ traktora primenom evrodizel goriva

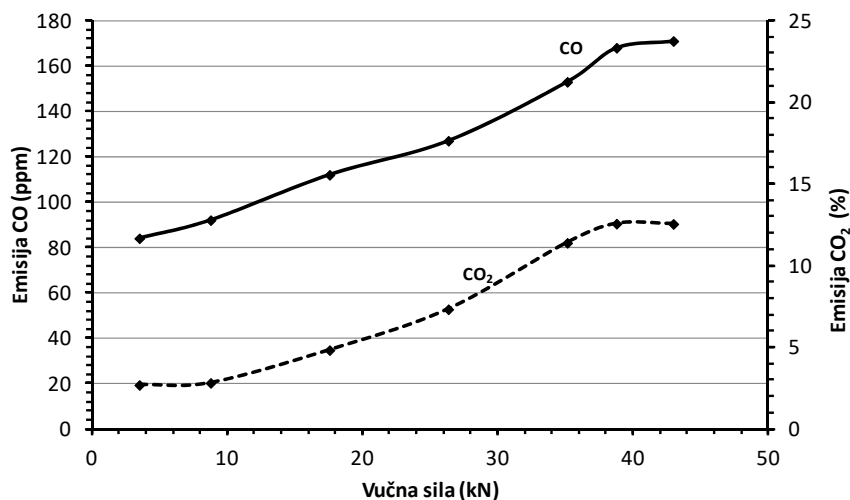
Na slici 6.18 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva evrodizel, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 838 ppm i temperatura izduvnih gasova od 511°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova je iznosila 862 ppm i 515°C, a pri optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja 578 ppm i 347°C respektivno.



Slika 6.18. Emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova traktora primenom evrodizel goriva

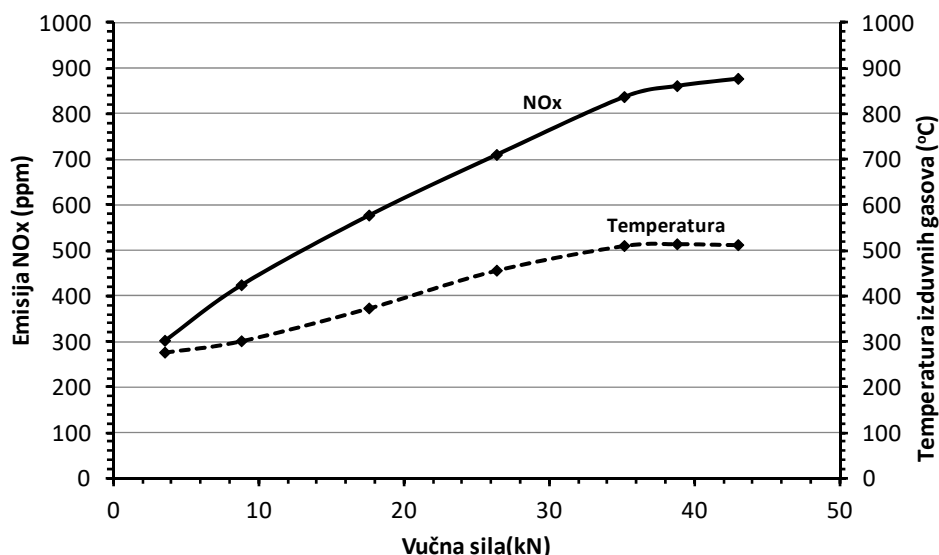
6.1.3.2. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD7 goriva

Na slici 6.19 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD7. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (57.76 kW) izmerena je emisija CO od 154 ppm i emisija CO₂ od 11.39%. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija izduvnih gasova iznosi 119 ppm i 6.11% respektivno.



Slika 6.19. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD7 goriva

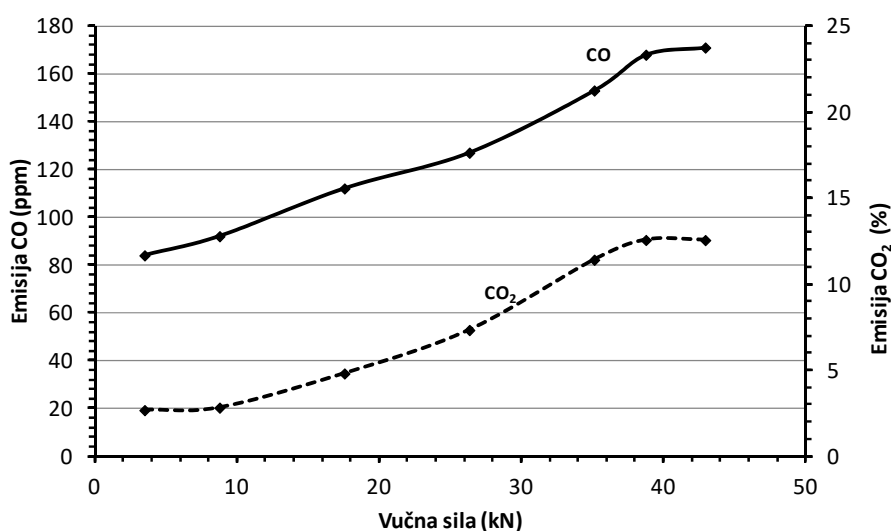
Na slici 6.20 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD7, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 815 ppm i temperatura izduvnih gasova od 511°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija NO_x je 686 ppm i 432°C respektivno.



Slika 6.20. Emisija NOx i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD7 goriva

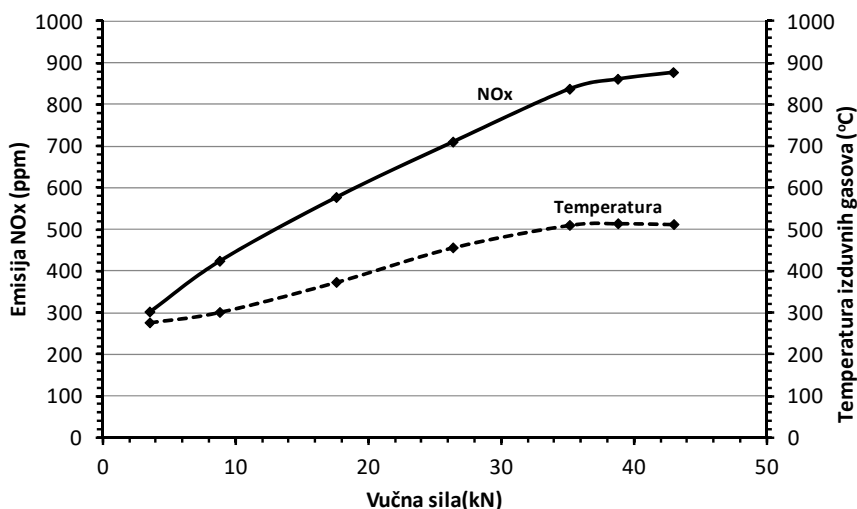
6.1.3.3. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD14 goriva

Na slici 6.21 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD14. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (58.93 kW) izmerena je emisija CO od 151 ppm i emisija CO₂ od 12.6%. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija izduvnih gasova iznosi 117 ppm i 5.07% respektivno.



Slika 6.21. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD14 goriva

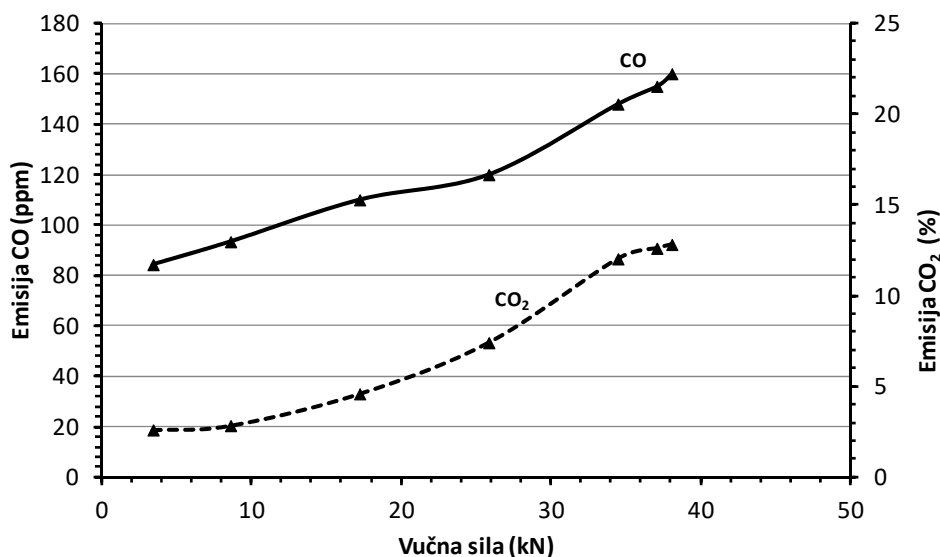
Na slici 6.22 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD14, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 847 ppm i temperatura izduvnih gasova od 506°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija NO_x je 623 ppm i 387°C respektivno.



Slika 6.22. Emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD14 goriva

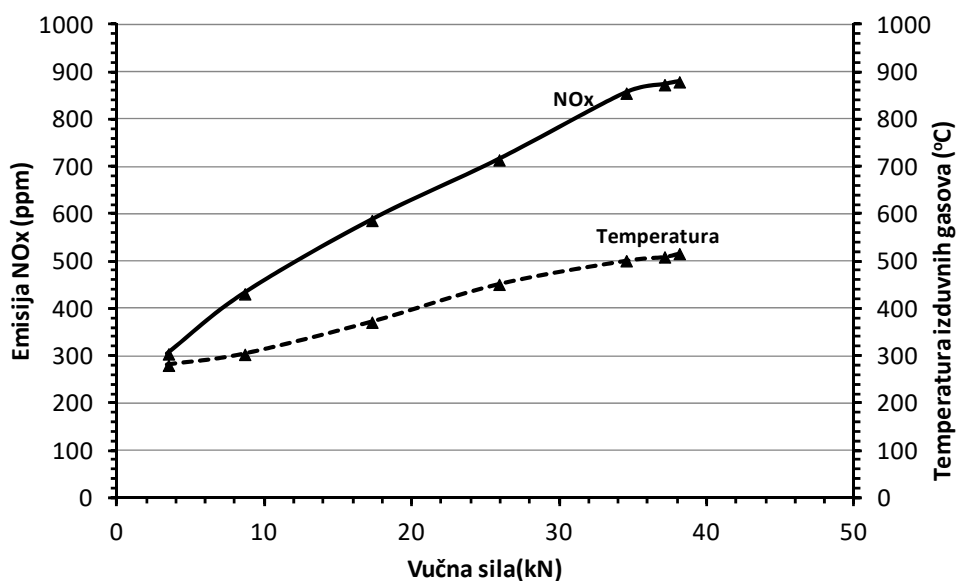
6.1.3.4. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD20 goriva

Na slici 6.23 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD20. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (58.35 kW) izmerena je emisija CO od 148 ppm i emisija CO₂ od 12.03%. Pri opterećenju traktora koji odgovara minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva emisija gasova je iznosila 155 ppm i 12.61%, a pri optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja 110 ppm i 4.59% respektivno.



Slika 6.23. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD20 goriva

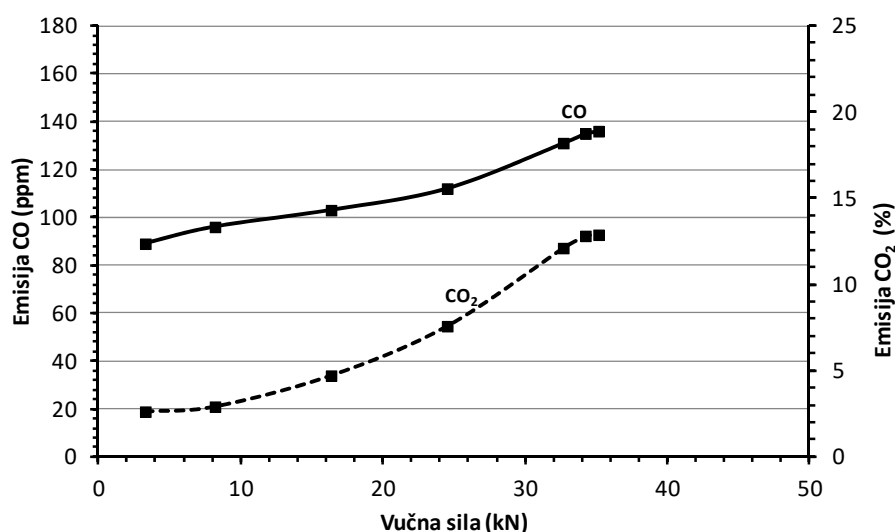
Na slici 6.24 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD20, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 855 ppm i temperatura izduvnih gasova od 501°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova je iznosila 873 ppm i 509°C, a pri optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja 586 ppm i 371°C respektivno.



Slika 6.24. Emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD20 goriva

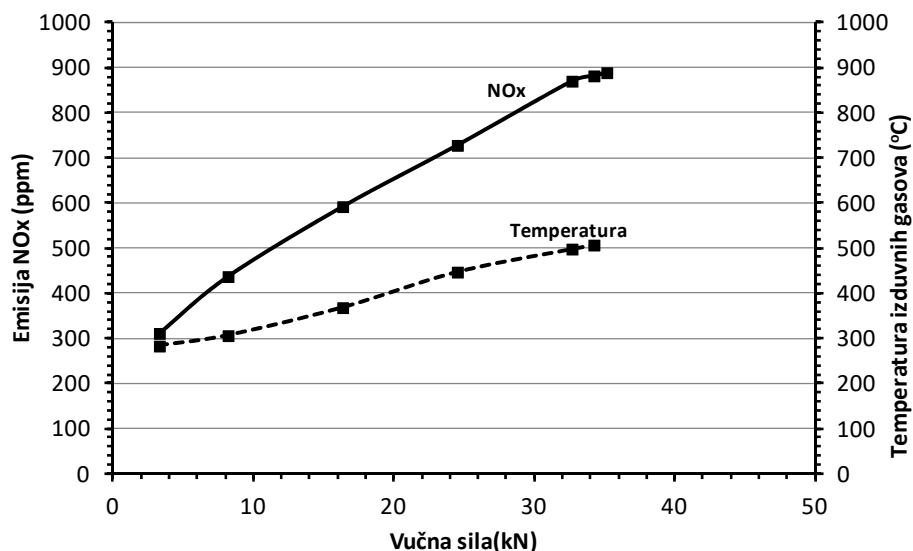
6.1.3.5. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD40 goriva

Na slici 6.25 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD40. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (56.5 kW) izmerena je emisija CO od 131 ppm i emisija CO₂ od 12.11%. Pri opterećenju traktora koji odgovara minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva emisija gasova je iznosila 135 ppm i 12.81%, a pri optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja 103 ppm i 4.71% respektivno.



Slika 6.25. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD40 goriva

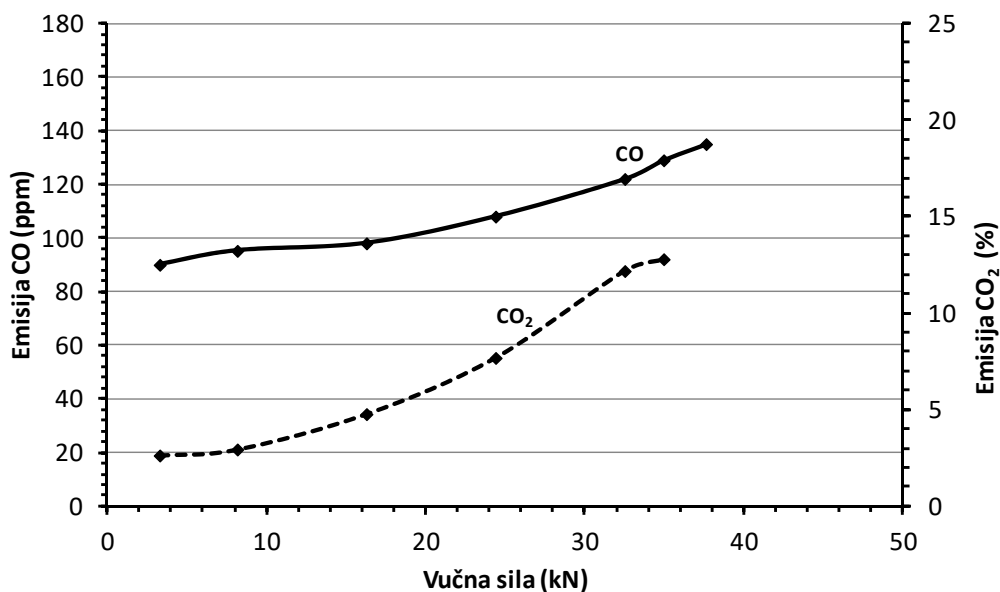
Na slici 6.26 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD40, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 870 ppm i temperatura izduvnih gasova od 498°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova je iznosila 882 ppm i 507°C, a pri optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja 592 ppm i 368°C respektivno.



Slika 6.26. Emisija NOx i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD40 goriva

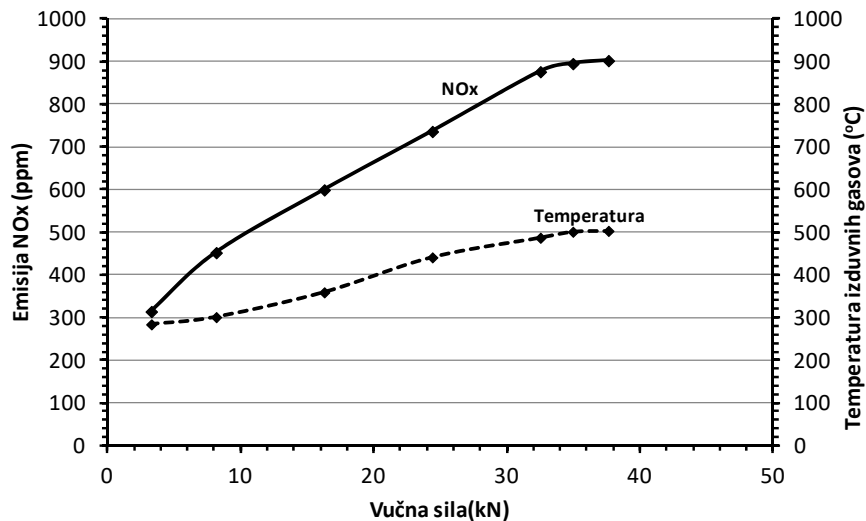
6.1.3.6. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD60 goriva

Na slici 6.27 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD60. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (55.47 kW) izmerena je emisija CO od 122 ppm i emisija CO₂ od 12.18%. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija CO i CO₂ iznosi 98 ppm i 4.77% respektivno.



Slika 6.27. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD60 goriva

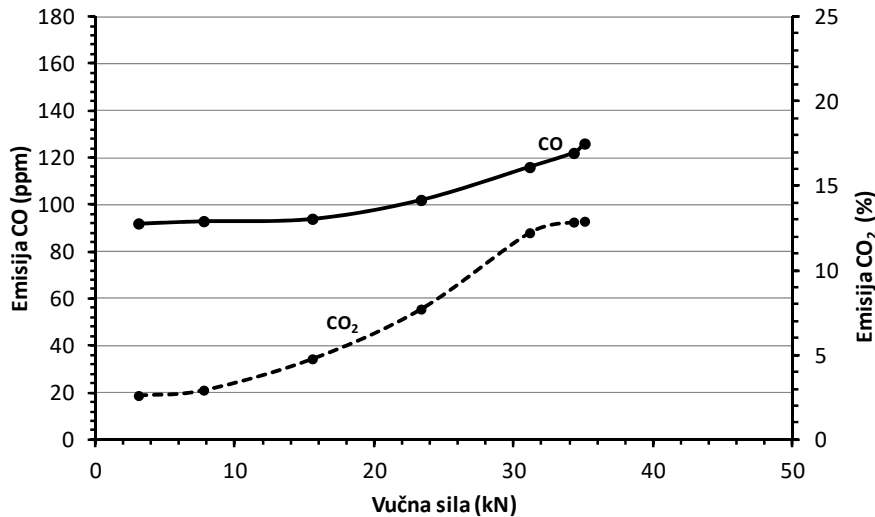
Na slici 6.28 prikazana je promena emisija NOx i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD60, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NOx od 876 ppm i temperatura izduvnih gasova od 487°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija NOx i temperatura izduvnih gasova iznosi 599 ppm i 359°C respektivno.



Slika 6.28. Emisija NOx i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD60 goriva

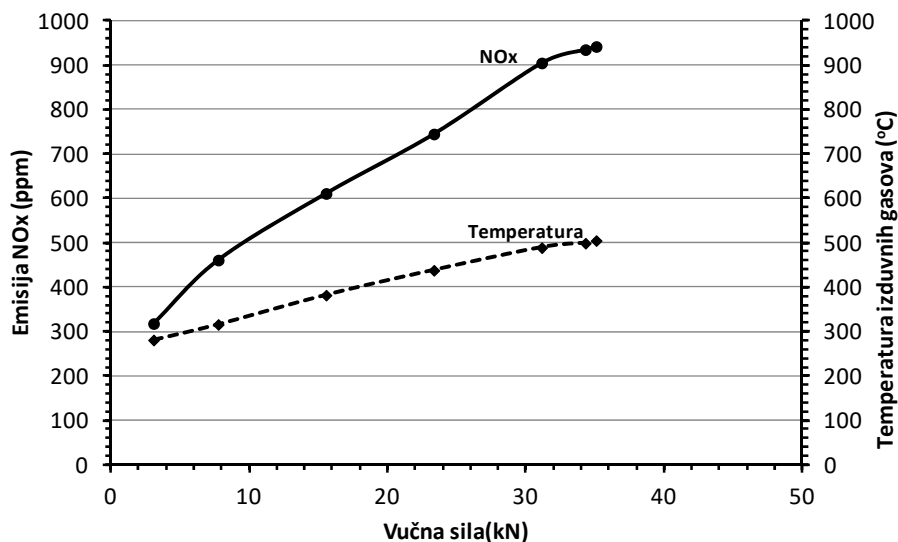
6.1.3.7. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD80 goriva

Na slici 6.29 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD80. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (55.13 kW) izmerena je emisija CO od 122 ppm i emisija CO₂ od 12.86%. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija CO i CO₂ iznosi 94 ppm i 4.78% respektivno.



Slika 6.29. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD80 goriva

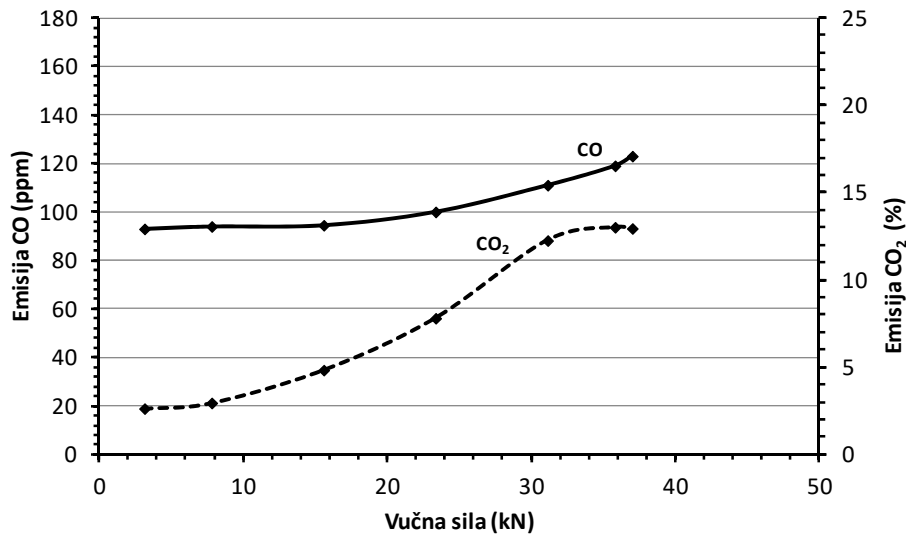
Na slici 6.30 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD80, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 905 ppm i temperatura izduvnih gasova od 489°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova iznosi 611 ppm i 382°C respektivno.



Slika 6.30. Emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD80 goriva

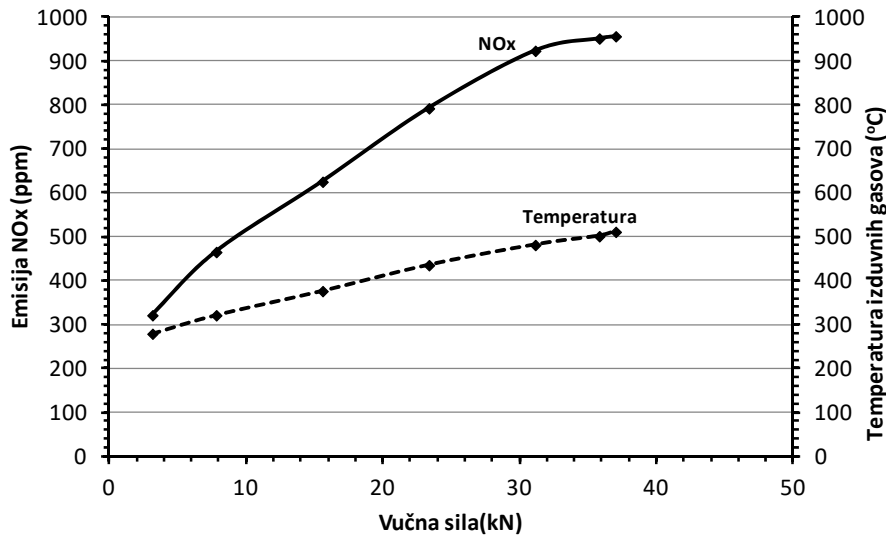
6.1.3.8. Emisija izduvnih gasova traktora primenom BD100 goriva

Na slici 6.31 prikazana je promena sadržaja CO i CO₂ u funkciji promene vučne sile (otpora vuče) primenom goriva BD100. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi (55.12 kW) izmerena je emisija CO od 111 ppm i emisija CO₂ od 12.25%. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija CO i CO₂ iznosi 94.5 ppm i 4.83% respektivno.



Slika 6.31. Emisija CO i CO₂ traktora primenom BD100 goriva

Na slici 6.32 prikazana je promena emisija NO_x i temperature izduvnih gasova, primenom goriva BD80, u funkciji promene vučnog otpora. U režimu rada koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi izmerena je emisija NO_x od 923 ppm i temperatura izduvnih gasova od 481°C. Pri opterećenju traktora koji odgovara optimalnoj brzini kretanja traktora u operaciji oranja emisija NO_x i temperatura izduvnih gasova iznosi 625 ppm i 376°C respektivno.



Slika 6.32. Emisija NOx i temperatura izduvnih gasova traktora primenom BD100 goriva

6.2. Matematički model

Kako je jedan od ciljeva teze da se napravi regresioni model koji će pokazati za koju vrstu goriva se dobija maksimalna snaga na poteznici i minimalna specifična potrošnja goriva, sve posmatrane veličine su izražene u funkciji sile na poteznici za ispitivane vrste goriva (dobijene su krive). Nakon toga, uvodi se nova nezavisna promenljiva – vrsta goriva, pa se interpolacijom snage na poteznici, koeficijenta iskorišćenja snage i specifične potrošnje goriva, koji sada zavise od sile na poteznici i vrste goriva, dolazi do traženih modela (površi). Eksperimentalni podaci dati su u tabelama 6.7-6.14.

Tabela 6.7. Eksperimentalni podaci dobijeni za ED

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2260	7.78	3.51	7.60	30.39	5.58	1368.98
2.	2240	7.68	8.78	18.75	36.77	5.97	668.61
3.	2221	7.49	17.57	36.55	56.22	7.56	465.82
4.	2053	6.83	26.36	50.02	64.03	8.76	387.31
5.	2033	6.01	35.14	58.63	65.88	14.99	366.93
6.	1967	5.32	38.79	57.33	64.78	25.83	379.50
7.	1888	4.12	43.02	49.28	54.48	40.13	399.73

Tabela 6.8. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD7

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2229	7.77	3.43	7.41	29.63	3.41	1508.50
2.	2193	7.61	8.58	18.14	35.57	3.85	759.99
3.	2152	7.22	17.16	34.43	52.97	5.80	513.16
4.	2124	6.75	25.74	48.23	63.30	12.02	408.86
5.	2040	6.06	34.32	57.76	65.64	17.68	383.11
6.	1957	5.53	36.91	56.71	64.52	21.67	392.02
7.	1899	4.71	37.90	49.55	55.86	31.34	398.83

Tabela 6.9. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD14

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2251	7.85	3.47	7.56	30.23	3.99	1493.49
2.	2215	7.69	8.67	18.51	36.29	4.42	752.34
3.	2173	7.30	17.33	35.13	54.04	6.36	508.80
4.	2146	6.81	25.99	49.21	65.00	12.55	405.61
5.	2060	6.12	34.66	58.93	66.29	18.17	382.17
6.	1976	5.59	37.28	57.86	66.20	22.14	389.41
7.	1918	4.75	38.28	50.55	59.26	31.75	393.74

Tabela 6.10. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD20

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2240	7.81	3.45	7.48	29.93	3.67	1500.95
2.	2204	7.65	8.62	18.32	35.93	4.14	756.15
3.	2163	7.26	17.25	34.78	53.50	6.08	508.72
4.	2135	6.78	25.87	48.72	65.39	12.29	406.72
5.	2049	6.09	34.49	58.35	65.63	17.92	384.13
6.	1967	5.56	37.09	57.28	65.84	21.91	390.21
7.	1909	4.73	38.09	50.05	61.46	31.55	392.77

Tabela 6.11. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD40

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2240	7.70	3.27	6.98	27.92	4.76	1320.89
2.	2205	7.54	8.16	17.10	33.52	5.22	790.08
3.	2128	7.08	16.33	32.11	49.39	7.75	512.07
4.	2132	6.75	24.49	45.91	64.22	12.22	387.63
5.	2027	6.23	32.65	56.50	64.21	14.77	389.53
6.	1957	5.92	34.21	56.26	64.29	16.15	398.51
7.	1796	4.69	37.13	48.37	59.40	27.62	440.43

Tabela 6.12. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD60

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2240	7.58	3.25	6.84	27.35	5.84	1218.41
2.	2207	7.43	8.12	16.75	32.85	6.31	716.15
3.	2120	6.87	16.24	30.98	51.64	9.84	505.81
4.	2151	6.72	24.35	45.46	60.61	13.07	425.51
5.	2048	6.15	32.47	55.47	63.76	16.44	428.34
6.	1951	5.71	34.91	55.37	64.71	18.54	446.32
7.	1717	4.68	37.58	48.85	56.81	24.15	474.66

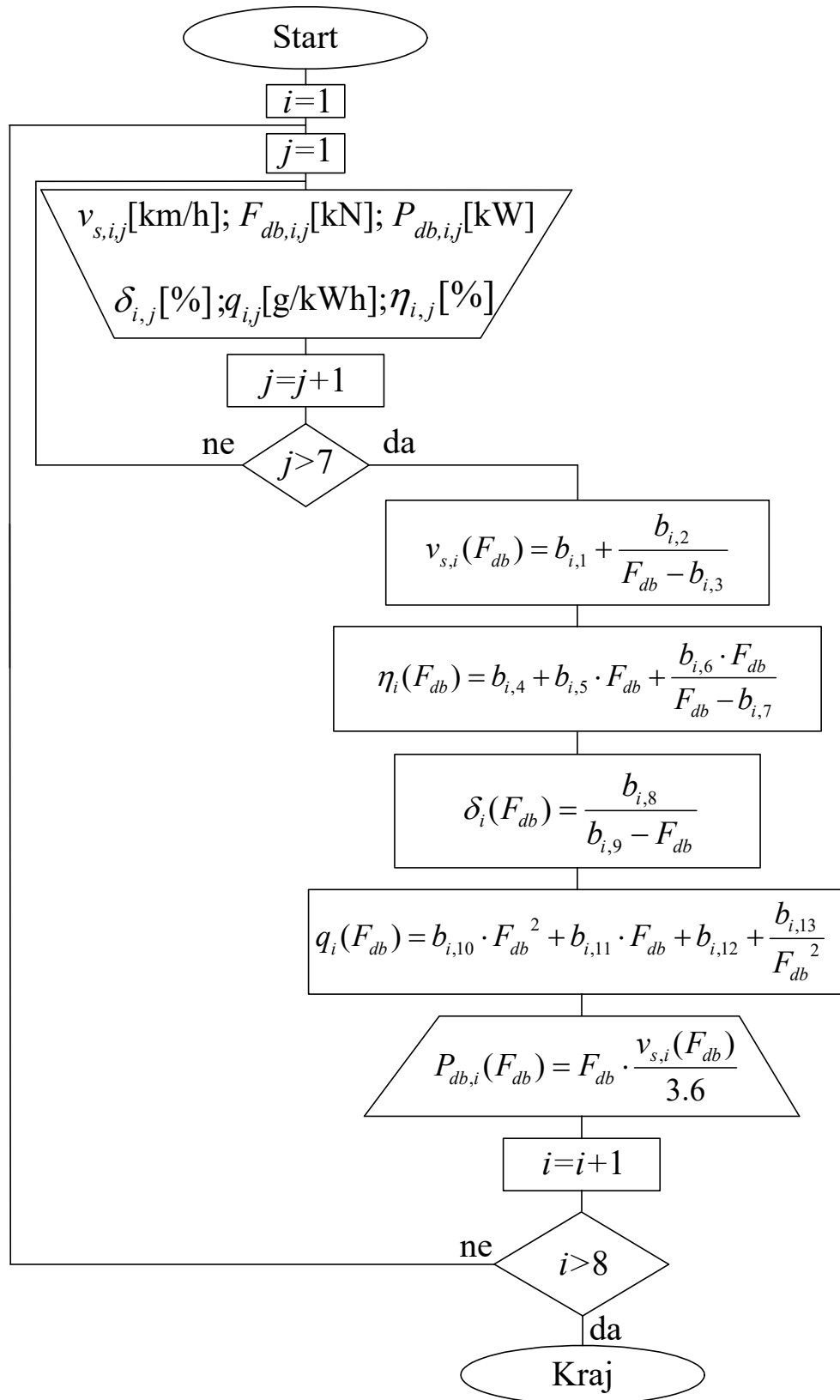
Tabela 6.13. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD80

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2240	7.67	3.12	6.64	26.57	5.23	1249.45
2.	2218	7.61	7.79	16.47	32.29	6.28	813.62
3.	2178	7.03	15.59	30.44	50.74	10.45	555.24
4.	2120	6.92	23.39	44.96	56.21	10.79	435.57
5.	2081	6.18	31.18	53.53	62.97	17.82	426.26
6.	1929	5.78	34.34	55.13	61.88	18.48	455.55
7.	1789	4.79	36.12	48.06	58.87	25.91	479.84

Tabela 6.14. Eksperimentalni podaci dobijeni za BD100

Eksperim. tačka	Broj obrtaja motora [o/min]	Stvarna brzina [km/h]	Sila vuče [kN]	Snaga vuče [kW]	Koef. iskor. snage [%]	Klizanje [%]	Specifična potrošnja [g/kWh]
1.	2240	7.76	3.11	6.70	26.81	4.63	1337.82
2.	2230	7.68	7.78	16.60	32.54	5.12	733.70
3.	2182	7.23	15.55	31.23	48.05	8.38	521.94
4.	2172	6.85	23.33	44.41	62.99	11.08	438.14
5.	2032	6.58	31.10	56.84	67.67	13.87	435.85
6.	1953	5.46	35.78	54.27	66.09	25.12	472.68
7.	1903	4.32	36.98	44.38	50.14	37.50	490.11

Postupak formiranja regresionih modela dat je u algoritmu sa slike 6.33. Pošto je ispitivano osam vrsta goriva, indeks i , koji će se odnositi na vrstu goriva, dobija vrednosti od 1 do 8. Pošto za svaku ispitivanu vrstu goriva postoji 7 eksperimentalnih koraka, indeks j će uzimati vrednosti od 1 do 7 da bi označio koji eksperimentalni korak je u pitanju. Algoritam počinje tako što se za prvu vrstu goriva (ED, $i=1$) unesu svih sedam eksperimentalnih koraka za stvarnu brzinu $v_{s,1}$ i silu na poteznici $F_{db,1}$ (merene veličine) kao i za snagu vuče $P_{db,1}$, klizanje δ_1 , koeficijent korisnosti η_1 , specifičnu potrošnju q_1 (izračunate veličine). Nakon toga se formiraju regresioni modeli za stvarnu brzinu, koeficijent korisnosti snage, klizanje i specifičnu potrošnju. Na kraju se snaga na poteznici dobija preko sile na poteznici i stvarne brzine. Nakon toga se indeks vrste goriva povećava za 1 ($i=2$) i unose se eksperimentalni podaci za BD7, da bi se posle toga opet formirali novi regresioni modeli i tako dok se ne formiraju modeli za sve ispitivane vrste goriva.



Slika 6.33. Algoritam formiranja nelinearnih regresionih modela na osnovu eksperimentalnih podataka datih u tabelama 6.7-6.14.

Na osnovu eksperimentalnih podataka, nelinearni regresioni modeli koji aproksimiraju zavisnost stvarne brzine $v_{s,i}$ [km/h] od sile na poteznici F_{db} [kN] dati su funkcijom

$$v_{s,i}(F_{db}) = b_{i,1} + \frac{b_{i,2}}{F_{db} - b_{i,3}} \quad (6.1)$$

gde i uzima vrednosti iz naredne tabele

Tabela 6.15. Vrednosti indeksa i za različite vrste goriva i veličina c_i (udeo biodizela) korišćena u regresionim modelima

i	1	2	3	4	5	6	7	8
Vrsta goriva	ED	BD7	BD14	BD20	BD40	BD60	BD80	BD100
c_i	0	0.07	0.14	0.2	0.4	0.6	0.8	1

dok su ocene regresionih koeficijenata $b_{i,1}$, $b_{i,2}$ i $b_{i,3}$, ocene modela, R^2 , adj. R^2 i S -statistika, dati u tabelama 6.16-6.23, za ispitivane vrste goriva. Grafički prikazi modela (6.1) zajedno sa eksperimentalni podacima, nalaze se na slikama P1, P6, P11, P16, P21, P26, P31 i P36 koje su date u prilogu ove teze.

Tabela 6.16. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva ED ($i=1$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	303.7853	R^2	99.9944	Mean	Std. dev.	
$b_{1,1}$	9.02699	0.141322	(8.63461, 9.41936)	SS _{err}	0.0171	adj. R^2	99.9932	F_{db}	24.73849	15.26802
$b_{1,2}$	62.8246	7.017096	(43.34228, 82.30744)	F	23715.25	S	1.37875	v_s	6.46286	1.37875
$b_{1,3}$	55.8154	1.164794	(52.58165, 59.04963)	p	0.000000					

Tabela 6.17. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD7 ($i=2$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	305.4912	R^2	97.6137	Mean	Std. dev.	
$b_{2,1}$	8.22030	0.35810	(7.22606, 9.21454)	SS _{err}	0.1857	adj. R^2	97.1364	F_{db}	23.43282	13.99164
$b_{2,2}$	24.7055	12.23778	(-9.27207, 58.68296)	F	2192.568	S	0.21544	v_s	6.52151	1.13873
$b_{2,3}$	45.3375	3.16288	(36.55639, 54.11950)	p	0.000001					

Tabela 6.18. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD14 ($i=3$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	311.666	R^2	97.6137	Mean	Std. dev.	
$b_{3,1}$	8.30293	0.36172	(7.29865, 9.30721)	SS _{err}	0.1894	adj. R^2	97.1364	F_{db}	23.6682	14.1326
$b_{3,2}$	25.2056	12.48609	(-9.46179, 59.87211)	F	2192.57	S	0.19491	v_s	6.58706	1.15017
$b_{3,3}$	45.7937	3.19489	(36.92333, 54.66421)	p	0.00001					

Tabela 6.19. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD20 ($i=4$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	308.562	R^2	97.6137	Mean	Std. dev.	
$b_{4,1}$	8.26118	0.35943	(7.26323, 9.25913)	SS _{err}	0.1875	adj. R^2	97.1364	F_{db}	23.5507	14.0615
$b_{4,2}$	24.9382	12.33329	(-9.30429, 59.18112)	F	2192.57	S	0.21653	v_s	6.55429	1.14445
$b_{4,3}$	45.5612	3.17302	(36.75190, 54.37134)	p	0.00001					

Tabela 6.20. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD40 ($i=5$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	307.609	R^2	97.794	Mean	Std. dev.	
$b_{5,1}$	8.00844	0.245046	(7.32809, 8.68880)	SS _{err}	0.1449	adj. R^2	97.3528	F_{db}	22.3187	13.3643
$b_{5,2}$	19.5217	6.805918	(0.62501, 38.41753)	F	2828.34	S	0.19036	v_s	6.55786	1.04646
$b_{5,3}$	43.1053	1.850416	(37.96835, 48.24351)	p	0.00000					

Tabela 6.21. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD60 ($i=6$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	297.346	R^2	97.6164	Mean	Std. dev.	
$b_{6,1}$	7.96357	0.286362	(7.16850, 8.75864)	SS _{err}	0.1491	adj. R^2	97.1396	F_{db}	22.4160	13.5461
$b_{6,2}$	23.1663	9.189376	(-2.34757, 48.68003)	F	2656.87	S	0.19310	v_s	6.44857	1.02120
$b_{6,3}$	44.7556	2.477191	(37.87798, 51.63355)	p	0.00000					

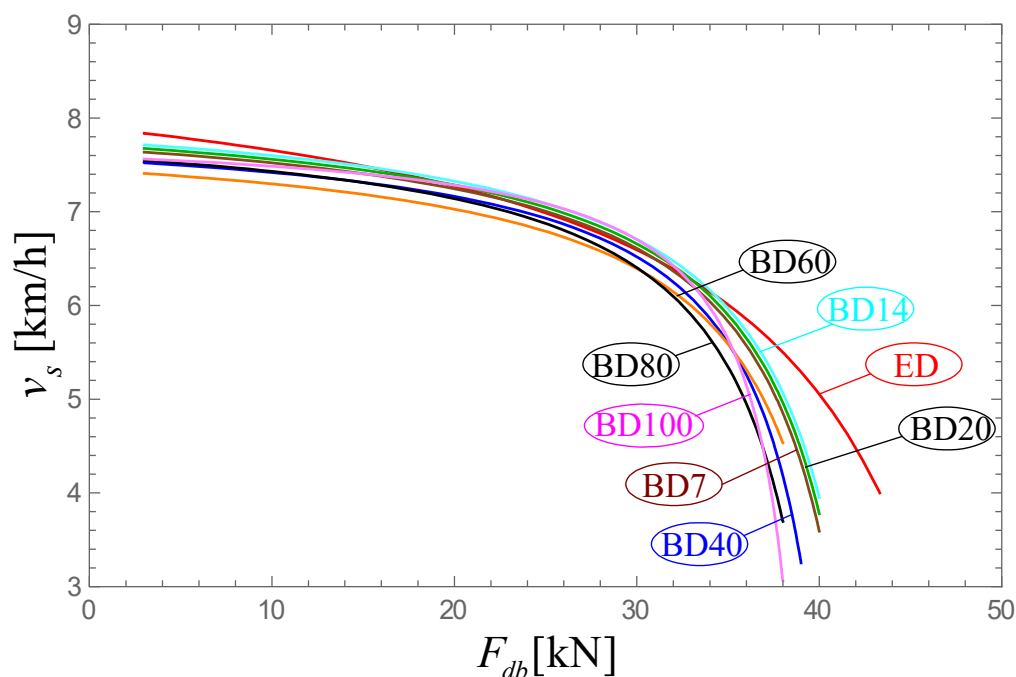
Tabela 6.22. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD80 ($i=7$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	308.531	R^2	97.3966	Mean	Std. dev.	
$b_{7,1}$	8.09783	0.316531	(7.21900, 8.97666)	SS _{err}	0.1708	adj. R^2	96.8759	F_{db}	21.6466	13.1420
$b_{7,2}$	22.0271	9.925128	(-5.52876, 49.58439)	F	2407.36	S	0.20663	v_s	6.56807	1.04564
$b_{7,3}$	43.0053	2.693677	(35.52629, 50.48398)	p	0.00001					

Tabela 6.23. Ocena parametara modela (6.1) za vrstu goriva BD100 ($i=8$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	310.289	R^2	97.521	Mean	Std. dev.	
$b_{8,1}$	7.90164	0.245994	(7.21866, 8.58463)	SS _{err}	0.2347	adj. R^2	97.0252	F_{db}	21.9451	13.5372
$b_{8,2}$	12.74736	5.261547	(-1.86104, 27.35575)	F	1761.58	S	0.24221	v_s	6.55543	1.25608
$b_{8,3}$	40.63435	1.398954	(36.75023, 44.51846)	p	0.00001					

Grafički prikazi modela (6.1) za ispitivane vrste goriva dati su na slici 6.34.

**Slika 6.34.** Zavisnost stvarne brzine od sile na poteznici ispitivane vrste goriva.

Za regresioni model zavisnosti koeficijenta iskorišćenja snage η_i [%] od sile na poteznici, predložen je model

$$\eta_i(F_{db}) = b_{i,4} + b_{i,5} \cdot F_{db} + \frac{b_{i,6} \cdot F_{db}}{F_{db} - b_{i,7}} \quad (6.2)$$

gde je i iz tabele 6.15. Statističke analize koje potvrđuju značajnost modela (6.2) za ispitivane vrste goriva date su u tabelama 6.24-6.31. Krive zavisnosti zajedno sa eksperimentalnim podacima nalaze se na slikama P3, P8, P13, P18, P23, P28, P33 i P38 koje su u prilogu ove teze.

Tabela 6.24. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva ED ($i=1$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	21042.20	R^2	98.755	Mean	Std. dev.	
$b_{1,4}$	21.99896	2.83193	(12.987, 31.0114)	SS _{err}	15.15	adj. R^2	98.506	F_{db}	24.73849	15.26802
$b_{1,5}$	2.79909	0.89489	(-0.049, 5.6470)	F	1040.883	S	2.24382	η	53.22300	14.22082
$b_{1,6}$	47.16248	48.55666	(-107.366, 201.6914)	p	0.000048					
$b_{1,7}$	66.15123	14.61221	(19.649, 112.6538)							

Tabela 6.25. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD7 ($i=2$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	20546.8	R^2	98.5712	Mean	Std. dev.	
$b_{2,4}$	23.0179	2.621039	(14.67577, 31.35840)	SS _{err}	17.93	adj. R^2	98.2855	F_{db}	23.43282	13.99164
$b_{2,5}$	1.81554	0.298605	(0.86524, 2.76583)	F	858.555	S	2.44474	η	52.4977	14.4611
$b_{2,6}$	4.24627	3.714788	(-7.57584, 16.06838)	p	0.00004					
$b_{2,7}$	42.5131	3.027095	(32.87954, 52.14668)							

Tabela 6.26. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD14 ($i=3$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	21664.7	R^2	98.67	Mean	Std. dev.	
$b_{3,4}$	22.7434	2.806779	(13.8114, 31.67626)	SS _{err}	17.67	adj. R^2	98.4039	F_{db}	23.6682	14.1326
$b_{3,5}$	2.04121	0.457736	(0.5845, 3.49793)	F	919.031	S	2.42567	η	53.9004	14.8723
$b_{3,6}$	8.83278	9.963807	(-22.8765, 40.54206)	p	0.00008					
$b_{3,7}$	46.6537	6.610032	(25.6172, 67.68935)							

Tabela 6.27. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD20 ($i=4$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	21744.3	R^2	98.9479	Mean	Std. dev.	
$b_{4,4}$	21.7420	2.76017	(12.9585, 30.52670)	SS _{err}	14.40	adj. R^2	98.7357	F_{db}	23.5507	14.0615
$b_{4,5}$	2.31495	0.69840	(0.0923, 4.53758)	F	1131.77	S	2.18951	η	53.9543	15.0948
$b_{4,6}$	17.3924	24.12637	(-59.387, 94.1738)	p	0.00003					
$b_{4,7}$	51.9516	12.56736	(11.9567, 91.94661)							

Tabela 6.28. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD40 ($i=5$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	20251.9	R^2	98.8232	Mean	Std. dev.	
$b_{5,4}$	19.5041	2.87737	(10.3477, 28.66189)	SS _{err}	16.81	adj. R^2	98.5879	F_{db}	22.3187	13.3643
$b_{5,5}$	2.40455	0.67410	(0.2593, 4.54984)	F	902.671	S	2.37023	η	51.8502	15.4505
$b_{5,6}$	17.3677	21.07836	(-49.7137, 84.44782)	p	0.00000					
$b_{5,7}$	50.0941	10.20989	(17.6016, 82.58642)							

Tabela 6.29. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD60 ($i=6$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	19646.9	R^2	98.7748	Mean	Std. dev.	
$b_{6,4}$	19.7665	2.78281	(10.9100, 28.62229)	SS _{err}	16.72	adj. R^2	98.5298	F_{db}	22.4160	13.5461
$b_{6,5}$	2.28252	0.57006	(0.4683, 4.09670)	F	880.529	S	2.36189	η	51.1026	15.0883
$b_{6,6}$	14.4059	15.63870	(-35.3640, 64.17460)	p	0.00002					
$b_{6,7}$	48.7712	8.04638	(23.1646, 74.37900)							

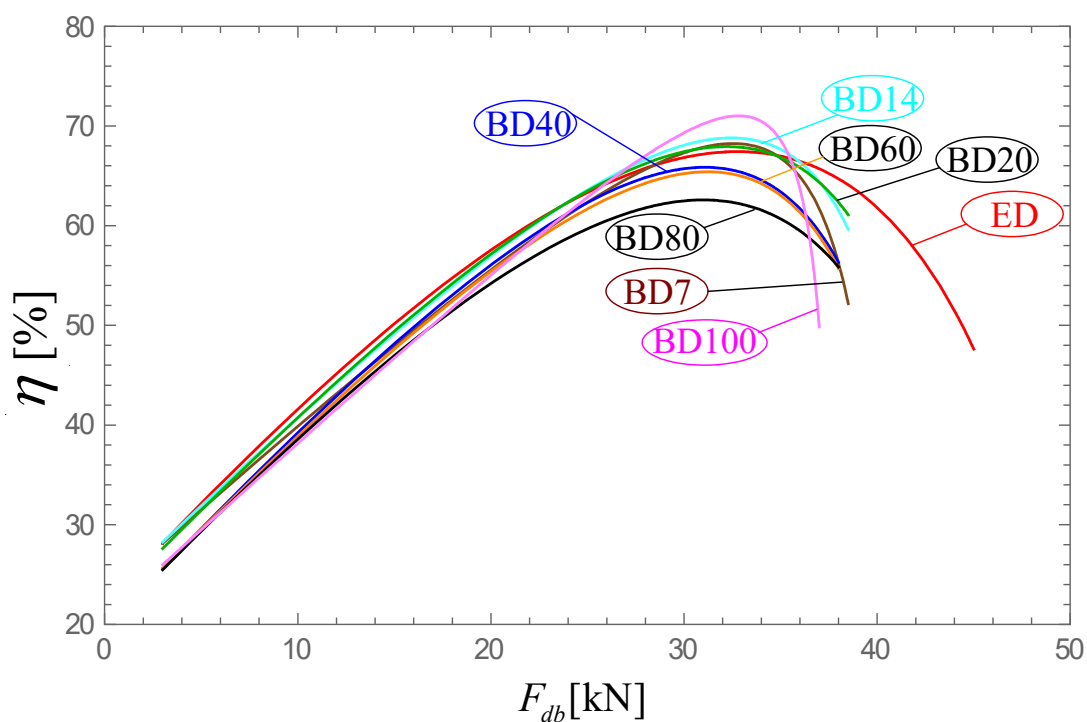
Tabela 6.30. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD80 ($i=7$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	18742.3	R^2	98.556	Mean	Std. dev.	
$b_{7,4}$	19.5076	3.28377	(9.057, 29.9582)	SS _{err}	18.66	adj. R^2	98.2672	F_{db}	21.6466	13.1420
$b_{7,5}$	2.53488	1.33550	(-1.715, 6.7850)	F	752.659	S	2.49160	η	49.9322	14.6613
$b_{7,6}$	29.2347	64.48418	(-175.983, 234.4523)	p	0.00008					
$b_{7,7}$	56.5225	27.67013	(-31.536, 144.5811)							

Tabela 6.31. Ocena parametara modela (6.2) za vrstu goriva BD100 ($i=8$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	19515.6	R^2	98.8304	Mean	Std. dev.	
$b_{8,4}$	20.74064	2.290766	(13.45040, 28.03088)	SS _{err}	18.50	adj. R^2	98.5964	F_{db}	21.9451	13.5372
$b_{8,5}$	1.79493	0.173389	(1.24312, 2.34673)	F	790.367	S	2.48485	η	50.6138	16.2452
$b_{8,6}$	1.48872	0.815788	(-1.10748, 4.08492)	p	0.00003					
$b_{8,7}$	38.47656	0.685834	(36.29393, 40.65919)							

Regresione krive modela (6.2) za sve vrste goriva je date su na slici 6.35.



Slika 6.35. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za ispitivane vrste goriva

Maksimume koeficijenta iskorišćenja snage pri odgovarajućoj sili na poteznici određujemo elementarnim diferencijalnim računom (tabela 6.32).

Tabela 6.32. Maksimalno iskorišćenje snage pri odgovarajućoj sili na poteznici za ispitivane vrste goriva

i	1	2	3	4	5	6	7	8
Vrsta goriva	ED	BD7	BD14	BD20	BD40	BD60	BD80	BD100
$F_{db,i}$ [kN]	32.77	32.54	32.44	32.19	31.07	31.23	30.99	32.83
$max \eta_i$ [%]	67.43	68.24	68.80	67.93	65.85	65.40	62.58	71.01

Klizanje δ_i [%] u funkciji od sile na poteznici je predstavljeno sa

$$\delta_i(F_{db}) = \frac{b_{i,8}}{b_{i,9} - F_{db}} \quad (6.3)$$

gde je i iz tabele 6.15. Ocene parametara su u tabelama 6.33-6.40 za različite vrste goriva, a regresione krive su na slikama P4, P9, P14, P19, P24, P29, P34 i P38 datim u prilogu teze.

Tabela 6.33. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva ED ($i=1$)

	Estimate	Stand. error	Conf. Interval	SS _{tot}	2702.995	R^2	98.6645	Mean	Std. dev.	
$b_{1,8}$	228.959	21.50243	(173.6812, 284.2287)	SS _{err}	13.474	adj. R^2	98.3974	F_{db}	24.73849	15.26802
$b_{1,9}$	48.6583	0.63358	(47.0299, 50.2872)	F	499.0328	S	1.64343	δ	15.54626	12.98198
				p	0.000002					

Tabela 6.34. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD7 ($i=2$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	1969.06	R^2	96.428	Mean	Std. dev.	
$b_{2,8}$	159.660	30.40737	(81.49938, 237.8286)	SS _{err}	23.537	adj. R^2	95.7135	F_{db}	23.43282	13.99164
$b_{2,9}$	43.3417	1.21128	(40.22799, 46.4554)	F	206.641	S	2.16967	δ	13.6802	10.4799
				p	0.00006					

Tabela 6.35. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD14 ($i=3$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	2061.97	R^2	96.3776	Mean	Std. dev.	
$b_{3,8}$	177.731	33.08614	(92.68147, 262.7828)	SS _{err}	23.585	adj. R^2	95.6531	F_{db}	23.6682	14.1326
$b_{3,9}$	44.2914	1.30809	(40.92881, 47.6539)	F	216.070	S	2.17185	δ	14.1971	10.4160
				p	0.00004					

Tabela 6.36. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD20 ($i=4$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	2015.41	R^2	96.4073	Mean	Std. dev.	
$b_{4,8}$	168.562	31.70916	(87.04924, 250.0712)	SS _{err}	23.531	adj. R^2	95.6887	F_{db}	23.5507	14.0615
$b_{4,9}$	43.8129	1.25833	(40.57827, 47.0475)	F	211.620	S	2.16938	δ	13.9418	10.4480
				p	0.00005					

Tabela 6.37. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD40 ($i=5$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	1501.08	R^2	95.1469	Mean	Std. dev.	
$b_{5,8}$	107.212	269.9118	(107.2162, 269.9118)	SS _{err}	18.553	adj. R^2	94.1763	F_{db}	22.3187	13.3643
$b_{5,9}$	40.5037	48.1257	(40.5037, 48.1257)	F	199.765	S	1.9263	δ	12.6428	7.98221
				p	0.00007					

Tabela 6.38. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD60 ($i=6$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	1538.83	R^2	97.9461	Mean	Std. dev.	
$b_{6,8}$	306.870	30.49192	(228.4890, 385.2530)	SS _{err}	5.577	adj. R^2	97.5353	F_{db}	22.4160	13.5461
$b_{6,9}$	50.6103	1.58850	(46.5269, 54.6937)	F	687.332	S	1.0561	δ	13.4550	6.72700
				p	0.00001					

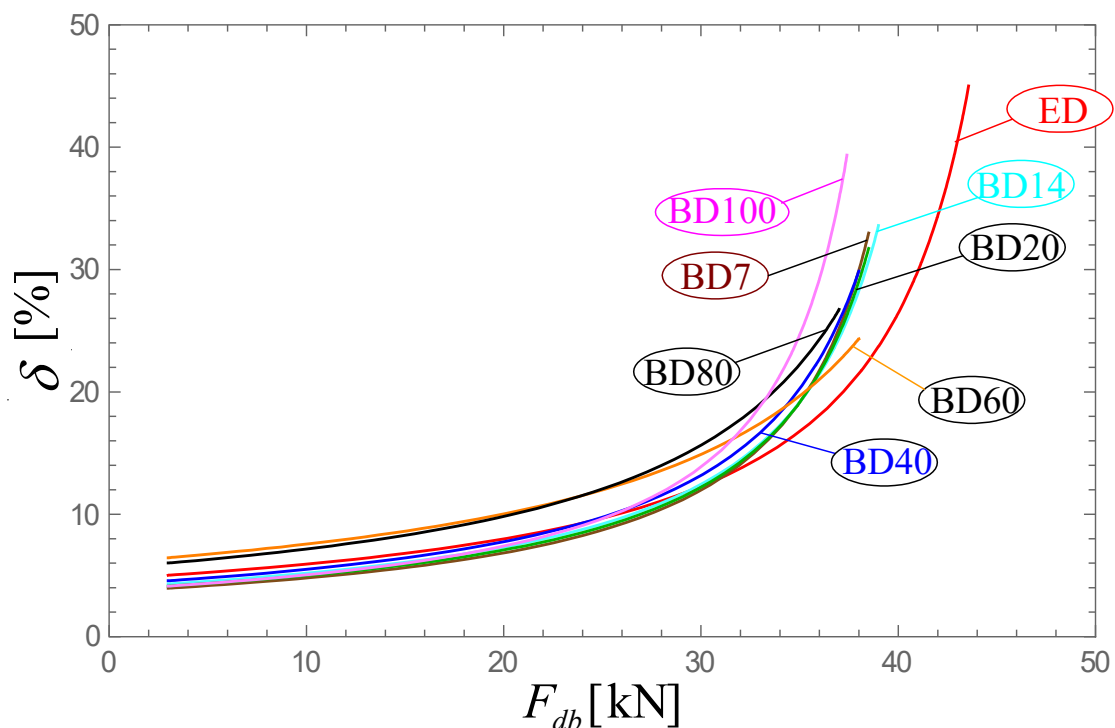
Tabela 6.39. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD80 ($i=7$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	1622.61	R^2	95.6256	Mean	Std. dev.	
$b_{7,8}$	264.032	41.13927	(158.2864, 369.7901)	SS _{err}	14.634	adj. R^2	94.7507	F_{db}	21.6466	13.1420
$b_{7,9}$	46.8792	2.02489	(41.6741, 52.0844)	F	274.714	S	1.71078	δ	13.5659	7.46697
				p	0.00008					

Tabela 6.40. Ocena parametara modela (6.3) za vrstu goriva BD100 ($i=8$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	2470.56	R^2	97.1195	Mean	Std. dev.	
$b_{8,8}$	158.410	26.05653	(91.43854, 225.3994)	SS _{err}	25.180	adj. R^2	96.5435	F_{db}	21.9451	13.5372
$b_{8,9}$	41.4262	0.85053	(39.23987, 43.6126)	F	242.783	S	2.24411	δ	15.1017	12.0705
				p	0.00000					

Odgovarajuće regresione krive modela (6.3) za sve vrste goriva je date su na slici 6.36.



Slika 6.36. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za ispitivane vrste goriva

Konačno, zavisnost specifične potrošnje goriva q_i [g/kWh] od sile na poteznici je data regresionim modelom

$$q_i(F_{db}) = b_{i,10} \cdot F_{db}^2 + b_{i,11} \cdot F_{db} + b_{i,12} + \frac{b_{i,13}}{F_{db}^2} \quad (6.4)$$

za različite vrste goriva i koje se određuje iz tabele 6.15. Odgovarajuća statistika vezana za ove modele, nalazi se u tabelama 6.41-6.48, dok su grafici predstavljeni na slikama P5, P10, P15, P20, P25, P30, P35 i P40 u prilogu teze.

Tabela 6.41. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva ED ($i=1$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3126593	R^2	99.9991	Mean	Std. dev.
$b_{1,10}$	0.33669	0.00643	(0.316, 0.357)	SS _{err}	6.998	adj. R^2	99.9989	F_{db}	24.73849 15.26802
$b_{1,11}$	-22.0540	0.35407	(-23.181, -20.927)	F	316025.9	S	1.57915	q	576.6977 364.8130
$b_{1,12}$	720.883	4.36077	(707.005, 734.761)	p	0.000000				
$b_{1,13}$	8908.54	46.97450	(8759.021, 9058.008)						

Tabela 6.42. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD7 ($i=2$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3743155	R^2	99.9993	Mean	Std. dev.
$b_{2,10}$	0.480	0.00843	(0.454, 0.507)	SS _{err}	6.9998	adj. R^2	99.9992	F_{db}	23.43282 13.99164
$b_{2,11}$	-30.896	0.42465	(-32.247, -29.544)	F	4130634	S	1.50503	q	623.494 412.700
$b_{2,12}$	872.089	4.75475	(856.957, 887.220)	p	0.00000				
$b_{2,13}$	8676.61	46.54092	(8528.507, 8824.735)						

Tabela 6.43. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD14 ($i=3$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3673147	R^2	99.9991	Mean	Std. dev.	
$b_{3.10}$	0.459	0.001433	(0.454, 0.463)	SS _{err}	0.1002	adj. R^2	99.9987	F_{ab}	23.6682	14.1326
$b_{3.11}$	-29.888	0.072958	(-30.121, -29.656)	F	1346029	S	0.21041	q	618.001	408.165
$b_{3.12}$	859.993	0.825105	(857.368, 862.619)	p	0.00000					
$b_{3.13}$	8789.70	8.239537	(8763.499, 8815.942)							

Tabela 6.44. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD20 ($i=4$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3702929	R^2	99.9992	Mean	Std. dev.	
$b_{4.10}$	0.467	0.00886	(0.439, 0.496)	SS _{err}	8.002	adj. R^2	99.9991	F_{ab}	23.5507	14.0615
$b_{4.11}$	-30.301	0.44867	(-31.729, -28.873)	F	3623978	S	1.59781	q	619.952	410.806
$b_{4.12}$	864.232	5.04890	(848.164, 880.300)	p	0.00000					
$b_{4.13}$	8752.05	49.91811	(8593.203, 8910.926)							

Tabela 6.45. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD40 ($i=5$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3285962	R^2	99.9978	Mean	Std. dev.	
$b_{5.10}$	0.881	0.01361	(0.838, 0.925)	SS _{err}	16.0001	adj. R^2	99.9973	F_{ab}	22.3186	13.3640
$b_{5.11}$	-49.962	0.65792	(-52.055, -47.868)	F	1526994	S	2.31942	q	605.593	346.117
$b_{5.12}$	1075.90	7.10164	(1053.299, 1098.500)	p	0.00000					
$b_{5.13}$	4249.84	63.59057	(4047.520, 4452.268)							

Tabela 6.46. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD60 ($i=6$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3042277	R^2	99.999	Mean	Std. dev.	
$b_{6.10}$	0.620	0.00743	(0.596, 0.643)	SS _{err}	5.003	adj. R^2	99.9988	F_{ab}	22.4160	13.5461
$b_{6.11}$	-34.213	0.36281	(-35.367, -33.058)	F	4354895	S	1.32154	q	602.171	289.822
$b_{6.12}$	881.836	3.95223	(869.258, 894.414)	p	0.00000					
$b_{6.13}$	4651.43	35.32003	(4539.029, 4763.837)							

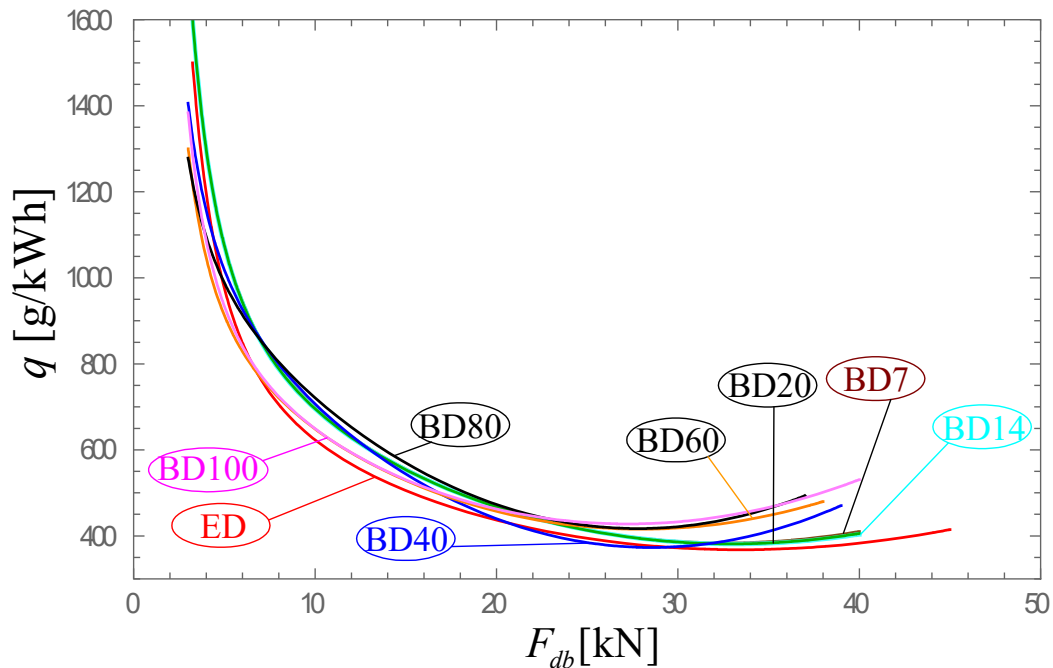
Tabela 6.47. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD80 ($i=7$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3340597	R^2	99.9997	Mean	Std. dev.	
$b_{7.10}$	0.894	0.00456	(0.879, 0.908)	SS _{err}	2.0002	adj. R^2	99.9996	F_{ab}	21.6466	13.1420
$b_{7.11}$	-49.451	0.21518	(-50.135, -48.766)	F	1450294	S	0.75900	q	630.798	304.222
$b_{7.12}$	1097.13	2.26091	(1089.978, 1104.368)	p	0.00000					
$b_{7.13}$	2894.99	18.66728	(2835.512, 2954.327)							

Tabela 6.48. Ocena parametara modela (6.4) za vrstu goriva BD100 ($i=8$)

	Estimate	Stand. error	Conf. interval	SS _{tot}	3446037	R^2	99.9984	Mean	Std. dev.	
$b_{8.10}$	0.615	0.01019	(0.583, 0.648)	SS _{err}	10.001	adj. R^2	99.9981	F_{ab}	21.9451	13.5372
$b_{8.11}$	-32.979	0.49340	(-34.550, -31.409)	F	2505612	S	1.8524	q	632.890	327.153
$b_{8.12}$	862.027	5.30677	(845.139, 878.916)	p	0.00000					
$b_{8.13}$	5535.634	44.28454	(5394.701, 5676.567)							

Odgovarajuće regresione krive modela (6.4) za sve vrste goriva je date su na slici 6.37.



Slika 6.37. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za ispitivane vrste goriva

U tabeli 6.49 date su vrednosti sile na poteznici za koje su ostvarene minimalne specifične potrošnje goriva.

Tabela 6.49. Minimalna specifična potrošnja pri odgovarajućoj sili na poteznici za ispitivane vrste goriva

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6	7	8
Vrsta goriva	ED	BD7	BD14	BD20	BD40	BD60	BD80	BD100
$F_{db,i}$ [kN]	33.46	32.68	33.12	32.93	28.55	27.95	27.81	27.24
$\min q_i$ [g/kWh]	367.86	383.58	381.06	381.42	373.03	415.65	416.98	427.74

Funkcija snage na poteznici P_{db} [kW] definiše se preko formule

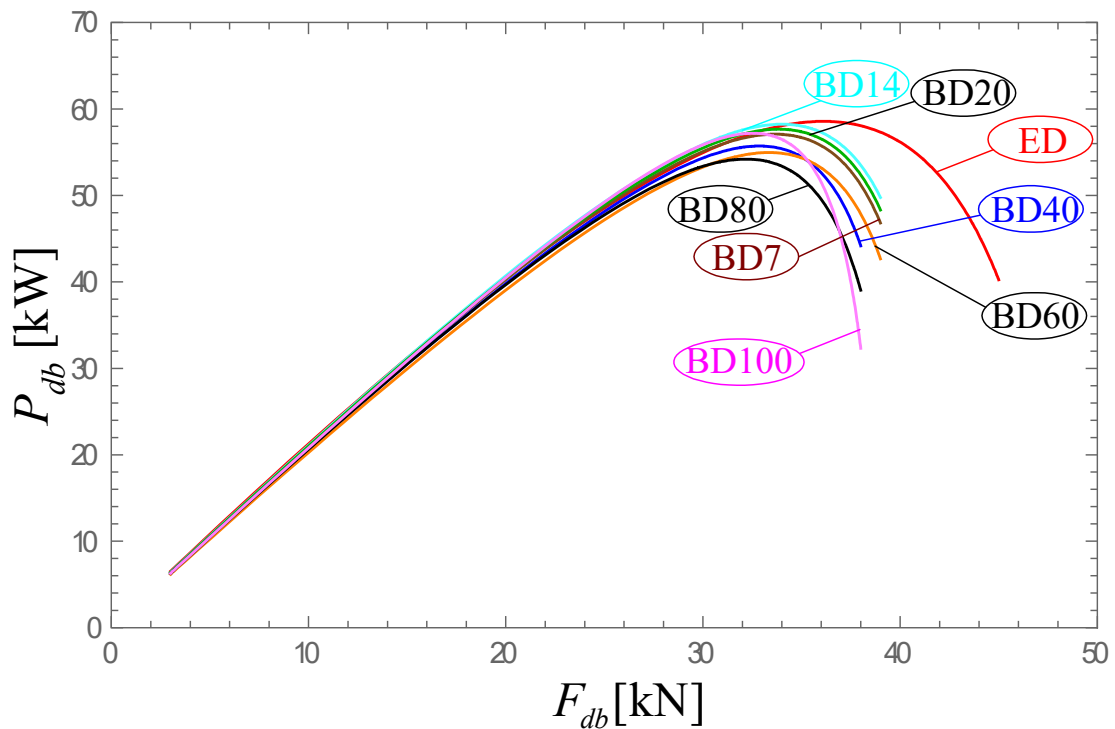
$$P_{db,i}(F_{db}) = F_{db} \cdot \frac{v_{s,i}(F_{db})}{3.6} \quad (6.5)$$

za različite vrste goriva i iz tabele 6.15. Statistika S , R^2 i adjusted R^2 dati su u tabeli 6.50, dok su regresione krive uz eksperimentalne podatke date na slikama P2, P7, P12, P17, P22, P27, P32 i P37 u prilogu disertacije.

Tabela 6.50. Vrednosti statistike S za različite vrste goriva za model (6.5), R^2 i adjusted R^2

i	1	2	3	4	5	6	7	8
Vrsta goriva	ED	BD7	BD14	BD20	BD40	BD60	BD80	BD100
statistika S	0.366	1.839	1.877	1.857	1.103	0.988	1.371	1.502
R^2	99.78	99.41	99.42	99.42	99.79	99.83	99.65	99.58
adjusted R^2	99.97	99.29	99.30	99.30	99.74	99.79	99.58	99.50

Na slici 6.38. date su krive zavisnosti snage na poteznici od sile na poteznici za ispitivane vrste goriva.

**Slika 6.38.** Zavisnost snage i sile na poteznici za ispitivane vrste goriva

U tabeli 6.51 dati su podaci pri kojoj sili na poteznici se ostvaruju maksimalne snage na poteznici za posmatrane vrste goriva.

Tabela 6.51. Maksimalna snaga na poteznici pri odgovarajućoj sili na poteznici za ispitivane vrste goriva

i	1	2	3	4	5	6	7	8
Vrsta goriva	ED	BD7	BD14	BD20	BD40	BD60	BD80	BD100
$F_{db,i}$ [kN]	36.11	33.66	34.00	33.83	32.86	33.35	32.19	32.54
$max P_{db,i}$ [kW]	58.57	57.08	58.23	57.66	55.71	54.96	54.20	57.19

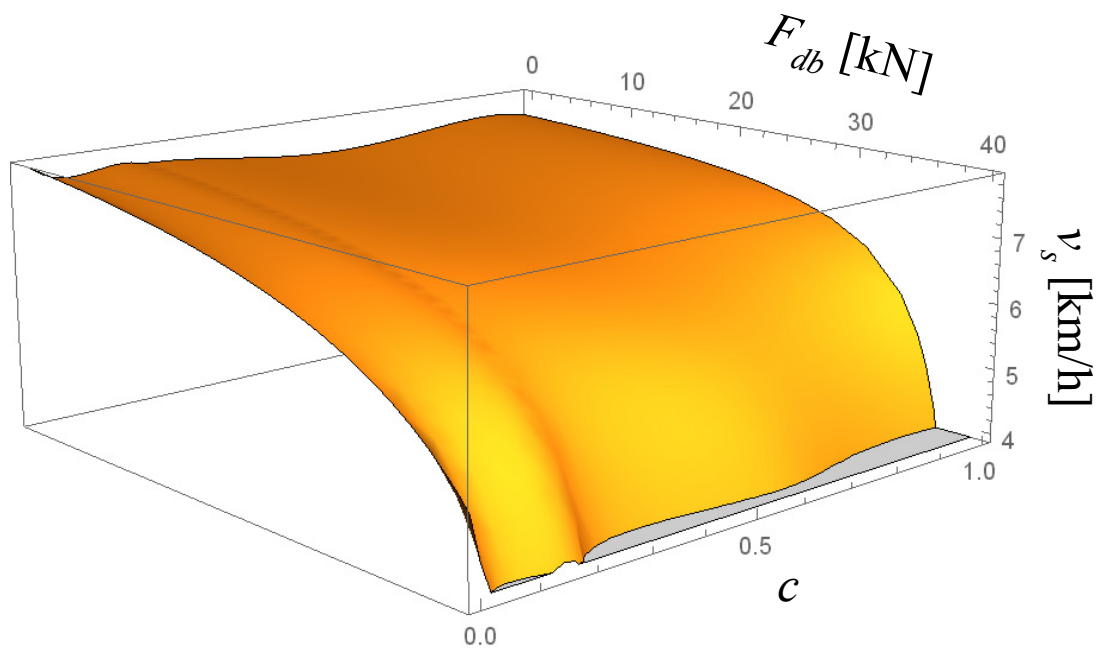
Kao što je ranije navedeno, regresioni model koji će davati informacije o zavisnosti snage na poteznici i specifične potrošnje goriva od sile na poteznici i vrste

goriva (c) biće formiran korišćenjem interpolacije. Posebno će se posmatrati goriva ED, BD7, BD14, BD20 sa jedne strane i ostali tipovi goriva sa druge strane. Osnovni razlog za takav izbor interpolacije je to što je najzanimljiviji test u delu krive koji definiše oblast primene mešavine ED sa 20% biodizela (BD20).

Imajući u vidu formulu (6.5), da bi se dobili model koji predstavlja zavisnost snage na poteznici od sile na poteznici i vrste goriva, najpre se mora izraziti stvarna brzina u funkciji navedene dve veličine (formula (6.6))

$$v_s(F_{db}, c) = \begin{cases} \sum_{i=1}^4 v_{s,i}(F_{db}) \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^4 \frac{(c - c_j)}{(c_i - c_j)}, & 0 \leq x \leq 0.2, \\ \sum_{i=4}^8 v_{s,i}(F_{db}) \prod_{\substack{j=4 \\ j \neq i}}^8 \frac{(c - c_j)}{(c_i - c_j)}, & 0.2 < x \leq 1. \end{cases} \quad (6.6)$$

Površ dobijena korišćenjem formule (6.6) je data na slici 6.39.



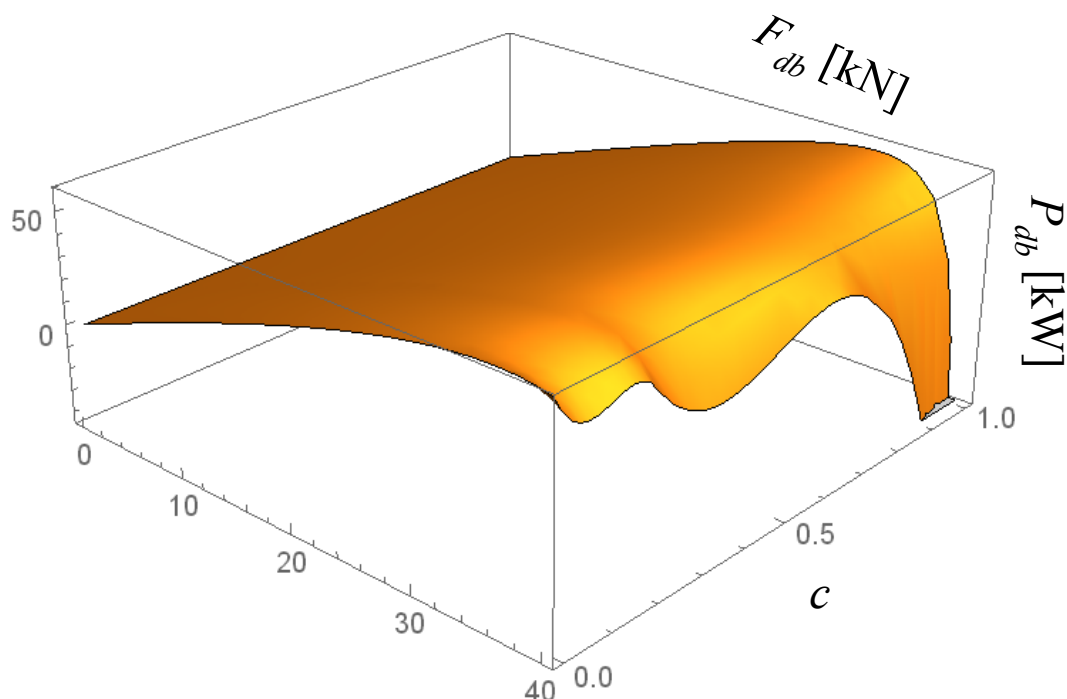
Slika 6.39. Zavisnost stvarne brzine od sile na poteznici za $0 \leq c \leq 1$.

Imajući u vidu formulu (6.6) i da je

$$P_{db}(F_{db}, c) = F_{db} \cdot \frac{v_s(F_{db}, c)}{3.6} \quad (6.7)$$

dolazi se do potrebnog modela. Površ data jednačinom (6.7) je predstavljena na slici

6.40.



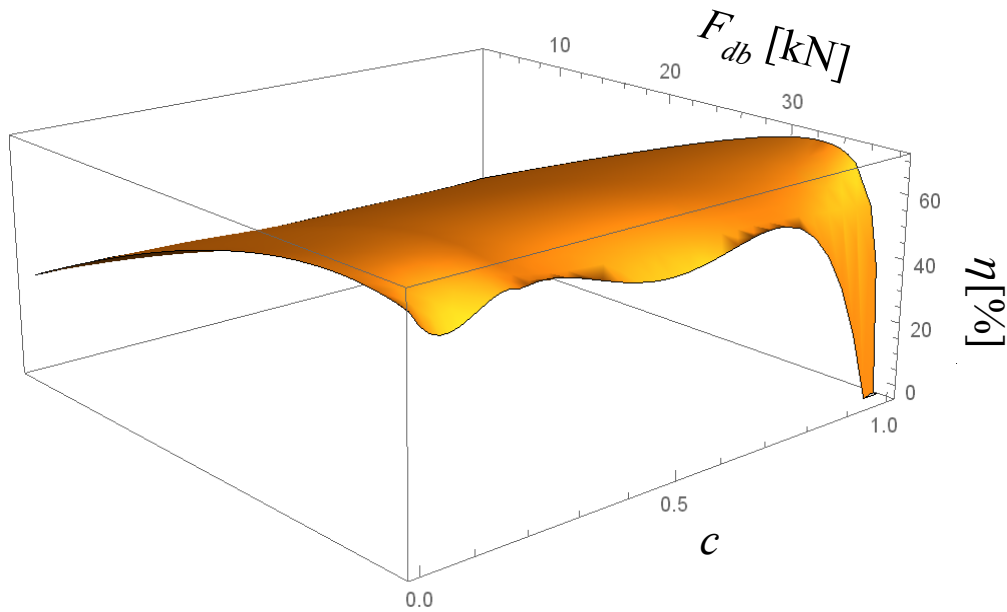
Slika 6.40. Zavisnost snage na poteznici od sile na poteznici za $0 \leq c \leq 1$.

Da bismo odredili za koju vrstu goriva c i pri kojoj sili F_{db} se dostiže maksimalna snaga na poteznici, potrebno je naći uslovni ekstrem površi (6.7) nad oblasti $0.01 \leq c \leq 0.3$, $25 \text{ kN} \leq F_{db} \leq 35 \text{ kN}$, gde se, se slike 6.40, očekuje maksimalna snaga. Korišćenjem softverskog paketa Mathematica 10, dobijeno je da je za $c=0.16$ i $F_{db}=34.09 \text{ kN}$ maksimalna snaga na poteznici $P_{db}=58.36 \text{ kW}$. To je jedan od najvažnijih rezultata eksperimentalnih istraživanja iz ove disertacije. Kao što se i očekuje, najveća maksimalna snaga na poteznici se dobija pri korišćenju evrodizela (ED, $c=c_1=0$) i ona iznosi $P_{db}=58.57 \text{ kW}$ pri sili od $F_{db}=36.11 \text{ kN}$.

Ukoliko se želi izračunati pri kojoj sili i za koju vrstu goriva se dobija maksimalni koeficijent iskorišćenja snage, tada treba koristiti model (6.8)

$$\eta(F_{db}, c) = \begin{cases} \sum_{i=1}^4 \eta_i(F_{db}) \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^4 \frac{(c - c_j)}{(c_i - c_j)}, & 0 \leq x \leq 0.2, \\ \sum_{i=4}^8 \eta_i(F_{db}) \prod_{\substack{j=4 \\ j \neq i}}^8 \frac{(c - c_j)}{(c_i - c_j)}, & 0.2 < x \leq 1, \end{cases} \quad (6.8)$$

gde je odgovarajuća površ data na slici 6.41.



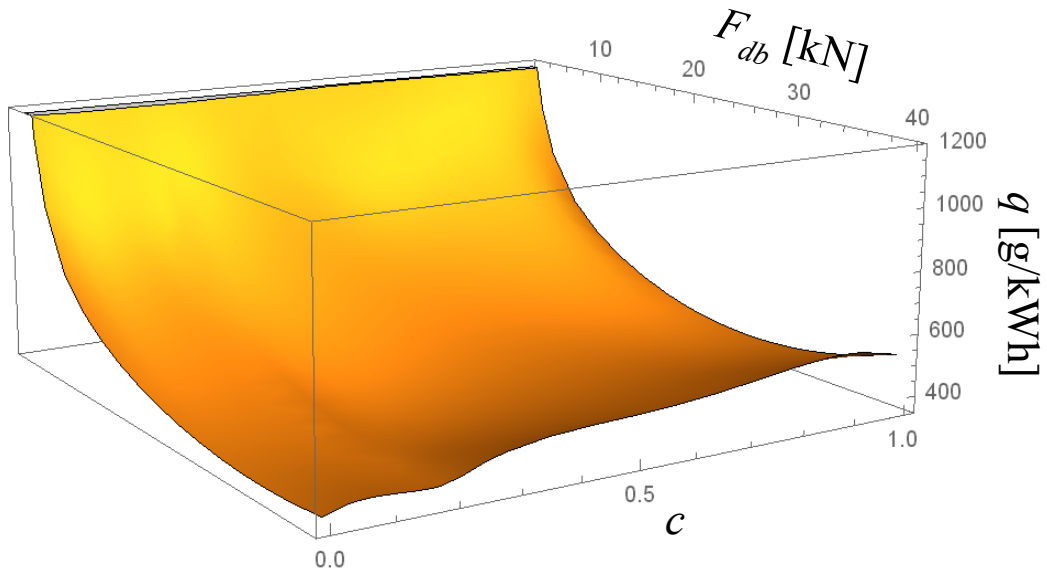
Slika 6.41. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage od sile na poteznici za $0 \leq c \leq 1$.

Maksimalni koeficijent iskorišćenja snage traži se iznad oblasti $0.01 \leq c \leq 0.3$, $25 \text{ kN} \leq F_{db} \leq 35 \text{ kN}$. Korišćenjem softverskog paketa Mathematica 10, dobijeno je da je za $c=0.14$ i $F_{db}=32.45 \text{ kN}$ maksimalni koeficijent iskorišćenja snage $\eta=68.8\%$. Taj koeficijent za evrodizel je manji i iznosi $\eta=67.43\%$ pri sili od $F_{db}=32.77 \text{ kN}$. To je drugi važan rezultat eksperimentalnih istraživanja iz ove disertacije.

Model koji će dati odgovor o minimalnoj specifičnoj potrošnji goriva, odnosno za koju vrstu biodizela je najmanja potrošnja i za koju vrednost sile, dat je formulom (6.9):

$$q(F_{db}, c) = \begin{cases} \sum_{i=1}^4 q_i(F_{db}) \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^4 \frac{(c - c_j)}{(c_i - c_j)}, & 0 \leq x \leq 0.2, \\ \sum_{i=4}^8 q_i(F_{db}) \prod_{\substack{j=4 \\ j \neq i}}^8 \frac{(c - c_j)}{(c_i - c_j)}, & 0.2 < x \leq 1, \end{cases} \quad (6.9)$$

dok je odgovarajuća površ na slici 6.42.



Slika 6.42. Zavisnost specifične potrošnje goriva od sile na poteznici za $0 \leq c \leq 1$.

Minimalna specifična potrošnja se traži nad oblasti $0.04 \leq c \leq 0.3$, $25 \text{ kN} \leq F_{db} \leq 35 \text{ kN}$. Dobijeno je da je za $c=0.17$ i $F_{db}=33.18 \text{ kN}$ minimalna specifična potrošnja $q=379.95 \text{ g/kWh}$. Potrošnja za ED je manja i iznosi $q=367.86 \text{ g/kWh}$ pri sili od $F_{db}=33.46 \text{ kN}$. To je treći važan rezultat eksperimentalnih istraživanja iz ove teze.

7. DISKUSIJA REZULTATA ISTRAŽIVANJA

7.1. Diskusija rezultata statičkih ispitivanja performansi motora

Performanse motora ostvarene primenom različitih vrsta goriva zavise od njihove toplotne vrednosti, ali takođe i od drugih fizičko-hemiskih karakteristika, u prvom redu destilacione karakteristike, viskoznosti i gustine. Toplotna vrednost korišćenog BD100 je 10.8% niža u odnosu na ED, dok je za goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60 i BD80 niža za 1.73, 3.67, 4.19, 5.89, 7.48, 8.74%, respektivno. Pored niže toplotne vrednosti, biodizel ima nepovoljniju krivu destilacije u odnosu na ED. Naime, temperatura prvih 10% destilacije biodizela je za oko 100°C viša u odnosu na ED, a tokom 50% destilacije za oko 50°C (*Aburudyna i sar., 2015*), što utiče na brzinu stvaranja smeše. Primenom ED izmerena je maksimalna snaga od 90.45 kW pri 1958 min⁻¹, dok je primenom goriva BD40, BD60, BD80 i BD100 utvrđeno linearno smanjenje maksimalne snage sa povećanjem učešća biodizela u mešavini (1.35, 2.59, 4.06 i 5.61%, respektivno). Maksimalna snaga motora primenom različitih vrsta goriva ostvarena je pri ujednačenom broju obrtaja motora (prosečan broj obrtaja motora je $\bar{n}_i = 1970 \text{ min}^{-1}, i = 1, 2, \dots, 6, \sigma = 20.7 \text{ min}^{-1}$). U odnosu na ED, pad snage motora primenom goriva BD100 i mešavina biodizela sa ED manje je u odnosu na razliku njihove toplotne vrednosti. Niži pad snage motora rezultat je potpunijeg sagorevanja goriva. Potpunije sagorevanje je verovatno rezultat visokog sadržaja kiseonika u biodizelu (11-15%) (*Kuti i sar., 2013*). Takođe, potpunije sagorevanje verovatno je rezultat niže stišljivosti biodizela (na pritisku od 100 MPa modul stišljivosti biodizela je $2.754 \cdot 10^9 \text{ Pa}$, a ED je $2.575 \cdot 10^9 \text{ Pa}$) (*Nikolić, 2016*), što dolazi do izražaja kod sistema ubrizgavanja goriva pod visokim pritiskom (Common rail) Naime, niža stišljivost dovodi do smanjenja kašnjenja ubrizgavanja (*Lahane i Subramanian, 2015*).

Veći pad snage (prosečno 9.5%) primenom mešavina sa višim sadržajem biodizela (BD80 i BD100) uočava se pri padu broja obrtaja motora ispod 1400 min⁻¹. Razlog ovome je verovatno niža temperatura vazduha u cilindru što je eksponiralo

uticaj lošije destilacione karakteristike biodizela. Naime, pri većim brojevima obrtaja temperatura vazduha u cilindru je znatno iznad temperature isparavanja goriva i iz tog razloga lošija destilaciona karakteristika u tim uslovima ne dolazi u većoj meri do izražaja (Knežević, 2014).

Primenom goriva BD7, BD14 i BD20 utvrđeno je povećanje maksimalne snage od 0.39, 0.83 i 1.06% (90.8, 91.2 i 91.41 kW pri prosečnom broju obrtaja kolenastog vratila motora 1931 min^{-1}), respektivno. Ovakvo povećanje snage u skladu je sa ranije saopštenim radovima (Tomić i sar., 2013; Gumus i Kasifoglu, 2010; Usta i sar., 2005). Ovakvo povećanje snage verovatno je rezultat višeg sadržaja kiseonika u mešavini, povećane gustine goriva i blagog povećanja viskoznosti goriva. Naime, viši sadržaj kiseonika obezbeđuje potpunije sagorevanje, a povećana gustina goriva omogućava da se u sistemima u kojima se vrši zapreminsko doziranje ubrizga veća masa goriva. Takođe, malo viša viskoznost goriva BD7, BD14 i B20 u odnosu na ED (2.551, 2.721, 2.771 i 2.436 mm^2/s , respektivno) obezbeđuje manje unutrašnje curenje goriva (između elemenata pumpe i brizgaljki) (Usta i sar., 2005), kao i povećanu dubinu prodiranja goriva u kompresioni prostor (Subhash i Subramanian, 2015), a time poboljšano sekundarno raspršivanje goriva i postizanje homogenije smeše.

Maksimalan obrtni moment izmeren je primenom ED (537 Nm pri 1397 min^{-1}). Primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40 i BD60 maksimalni obrtni moment je neznatno niži u odnosu na ED (u proseku za 1.1%), a primenom goriva BD80 i BD100 niži u proseku 4.04%.

Primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 linearno raste specifična potrošnja goriva u odnosu na ED za 3.69, 4.51, 4.67, 5.98, 7.05, 8.48 i 10.78% respektivno. Povećanje specifične potrošnje goriva u prvom redu je posledica povećane gustine, što dovodi do ubrizgavanja veće mase goriva po jedinici zapremine (Usta i sar., 2005; Luján i sar. 2009). Međutim, nesumljivo je da je povećana potrošnja goriva, takođe, rezultat kombinovanog dejstva niže toplotne vrednosti, veće gustine i viskoznosti biodizela (Utlu i Koçak, 2008). Naime, visoka vrednost viskoznosti biodizela, kao i mešavina sa visokim sadržajem biodizela onemogućava raspršivanje goriva na sitne kapi. Veći srednji prečnik raspršenih kapi ima za posledicu nepotpuno sagorevanje goriva i njegovu povećanu potrošnju.

Termička efikasnost motora primenom različitih goriva neznatno je povećana u odnosu na ED (prosečno 0.81%, $\sigma=0.39\%$). Primenom goriva BD80 i BD100 pri

opterećenju koje odgovara maksimalnom momentu termička efikasnost motora opada za 12.6 i 11.7%, respektivno.

7.2. Diskusija rezultati ispitivanja vučnih karakteristika traktora

Osnovno merilo funkcionalne sposobnosti traktora, kao vučno-pogonske jedinice, je vučna snaga, odnosno korisna snaga traktora na poteznici (P_{pot}) u određenom stepenu prenosa, koja se predaje priključnoj mašini u toku izvođenja agrotehničkih operacija (*Zoz i sar., 2002*). Maksimalna vučna snaga traktora izmerena je primenom ED goriva 58.63 kW, pri vučnoj sili 38.79 kN, brzini kretanja traktora 6.01 km/h i broju obrtaja motora 2033 min^{-1} . Primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 ostvarena je maksimalna vučna snaga traktora 57.76, 58.93, 58.35, 56.50, 55.47, 55.13 i 55.12 kW, pri vučnoj sili 34.32, 34.66, 34.49, 32.65, 32.47, 34.34 i 31.1 kN, respektivno (prosečan broj obrtaja motora je $\bar{n}_i = 2045 \text{ min}^{-1}, i = 1, 2, \dots, 5, \sigma = 19.8 \text{ min}^{-1}$). Pri broju obrtaja motora koji odgovara broju obrtaja pri maksimalnoj snazi ostvarenoj na PVT (1970 min^{-1}) realizovana je vučna snaga traktora primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 manja u odnosu na ED za 0.05, 0.08, 0.1, 1.9, 3.4, 3.8 i 5.4%, respektivno.

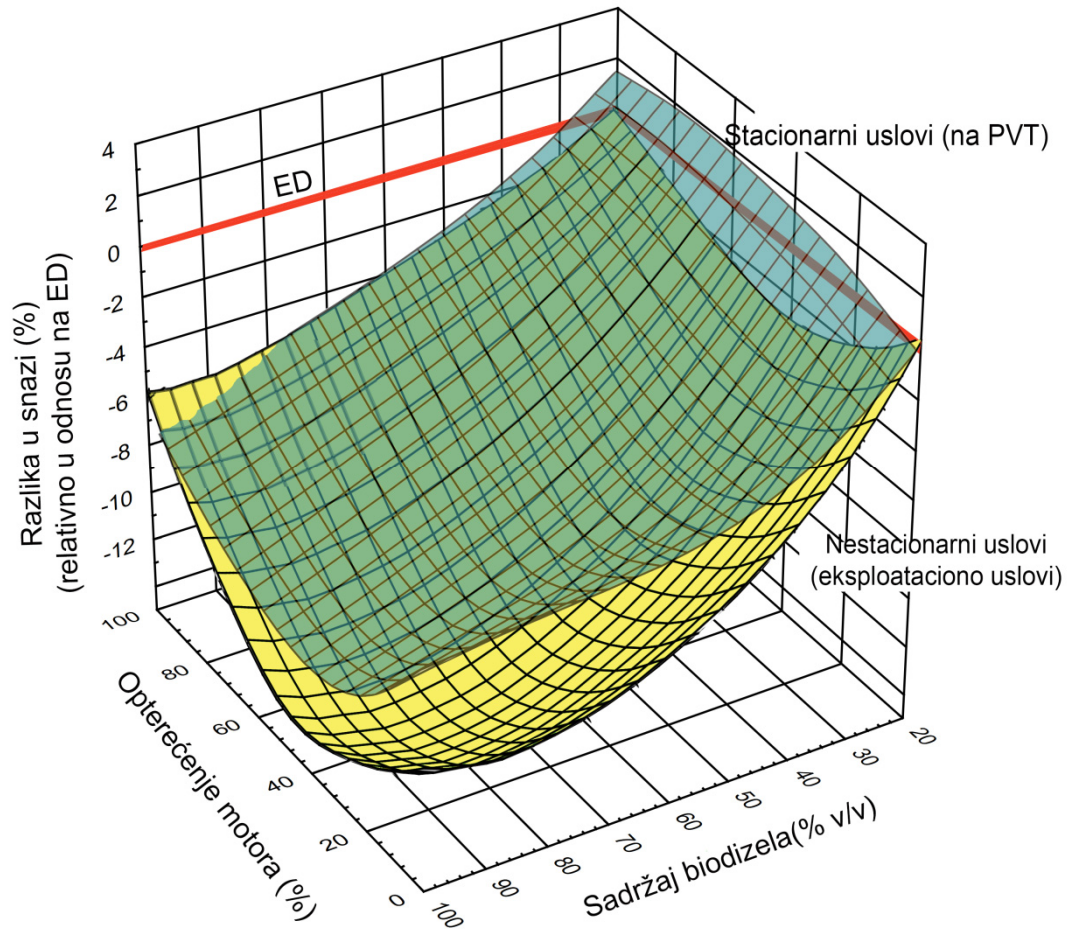
Specifična potrošnja goriva primenom goriva ED pri maksimalnoj vučnoj snazi iznosi 384 g/kWh. Specifična potrošnja goriva se povećava primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 za -0.26, -0.51, 2.65, 3.53, 11.04, 12.06, 11.95% i iznosi 383, 382, 394, 398, 426, 430 i 430 g/kWh, respektivno. Pri broju obrtaja motora koji odgovara maksimalnoj snazi motora izmerenoj na PVT, specifična potrošnja goriva se menja za -3.11, -4.51, -4.67, 5.98, 7.05, 8.48 i 10.78% respektivno.

Za praktičnu ocenu vučne efikasnosti traktora koristi se koeficijent iskorišćenja snage vuče (*Zoz i sar., 2002*), koji pokazuje koliko se snage motora preda preko poteznice priključnoj mašini ($\eta_v = P_{pot} \cdot P_{pto}^{-1}$; gde je: P_{pot} (kW)-snaga na poteznici (vučna snaga), P_{pto} (kW)- snaga izmerena na PVT pri istom broju obrtaja motora). Povećanjem učešća biodizela u mešavini koeficijent iskorišćenja snage vuče pri maksimalnoj vučnoj snazi opada po kvadratnoj funkciji. Naime, opada sa povećanjem učešća biodizela u mešavini do 60%, a zatim raste. Međutim, sprovedeni

Dankanov test pokazuje da razlike koeficijenta iskorišćenja vučne snage pri maksimalnoj vučnoj snazi nisu statistički značajne.

7.3. Komparacija rezultata stacionarnih i nestacionarnih ispitivanja

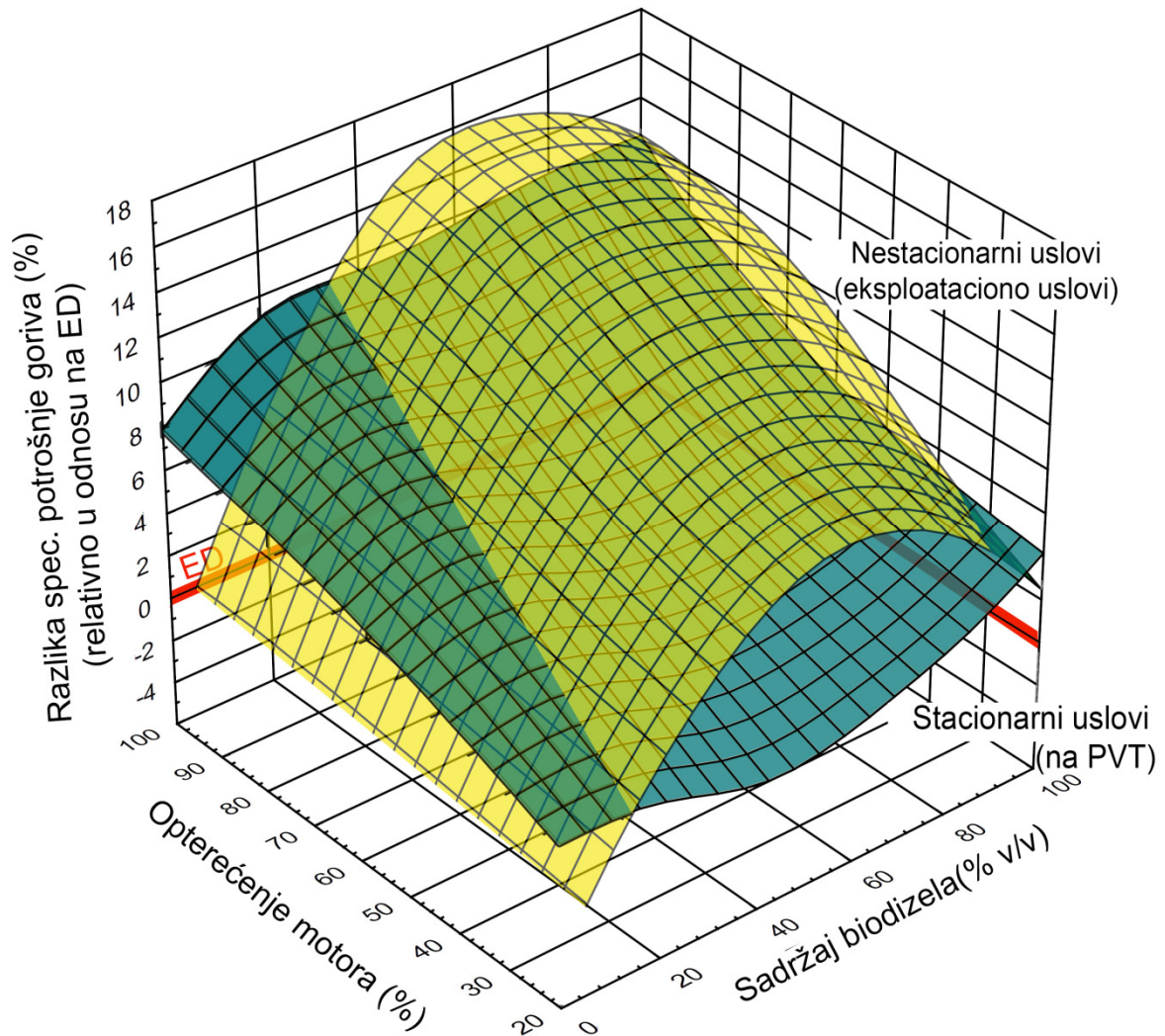
Na slikama 7.1 i 7.2 dat je uporedni prikaz, promene snage i specifične potrošnje goriva u odnosu na ED u funkciji promene sadržaja biodizela u mešavini sa ED i opterećenja motora, a izmerenih u stacionarnim i nestacionarnim uslovima. Sa dijagrama (sl. 7.1) se jasno uočava da sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini opada snaga motora u odnosu na ED pri svim opterećenjima i u oba ispitivana slučaja. Takođe, sa povećanjem opterećenja motora razlika u snazi izmerena u stacionarnim i nestacionarnim uslovima se smanjuje. Pri 50% opterećenja, primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 pad vučne snage u odnosu na ED veći je od pada snage motora izmerenog u stacionarnim uslovima za 2.21, 4.56, 6.47, 9.86, 7.72, 8.58 i 4.46%, respektivno ($\Delta\bar{P}_i = 7.45\%, i = 1,2...5, \sigma = 1.99\%$). Sa druge strane pri maksimalnom opterećenju, utvrđeno je da se primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 snaga menja za -0.71, -0.56, -1.14, -0.53, -0.83, +0.22 i +0.26%, respektivno ($\Delta\bar{BP}_i = 0.41\%, i = 1,2...5, \sigma = 0.63\%$). Ovakva promena izmerene snage nalazi se u granicama očekivane greške meranja. Minimalna razlika, pri maksimalnom opterećenju, verovatno je rezultat težih uslova sagorevanja što neeksponira promenljiva opterećenja nastala u nestacionarnim uslovima ispitivanja. S druge strane, pri nižim opterećenjima, promenljiva opterećenja nastala u nestacionarnim uslovima ispitivanja se eksponiraju što rezultira većim razlikama u vrednostima izmerenim u stacionarnim i nestacionarnim uslovima.



Slika 7.1. Uporedni prikaz promene snage izmerene u stacionarnim i nestacionarnim uslovima

Poređenjem promene specifične potrošnje goriva izmerene na PVT i poteznici traktora u odnosu na ED (sl. 7.2), pri maksimalnom opterećenju, utvrđeno je da se primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 specifična potrošnja goriva menja za -1.33, -1.72, -2.02, -2.44, +3.99, +3.58 i +1.17%, respektivno ($\Delta\bar{SFC}_i = 0.86\%, i = 1,2...5, \sigma = 2.7\%$).

Pri 50% opterećenja, razlika specifične potrošnje goriva je 2.11, 6.77, 10.17, 7.84, 10.41, 9.23 i 4.77% korišćenjem BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 goriva, respektivno ($\Delta\bar{SFC}_i = 8.48\%, i = 1,2...5, \sigma = 2.31\%$).



Slika 7.2. Upporedni prikaz promene specifične potrošnje goriva izmerene u stacionarnim i nestacionarnim uslovima

7.4. Diskusija rezultata ispitivanja emisije izduvnih gasova u nestacionarnim uslovima

Kao posledica smanjenja viška vazduha u cilindru motora, sa povećanjem vučne sile, raste i emisija CO. Povećanjem sadržaja biodizela u mešavini smanjuje se emisija CO. Ovo je najizraženije u režimu rada motora koje odgovara maksimalnoj vučnoj sili. Tako, primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 pri maksimalnoj vučnoj sili smanjuje se emisija CO u odnosu na ED za 1.11, 2.17, 3.27, 14.37, 20.26, 24.18 i 27.45%, respektivno. Razlog ovome je verovatno viša temperatura vazduha u cilindru, čime se obezbeđuje poboljšano raspršivanje goriva sa višim sadržajem biodizela, njegovo mešanje sa vazduhom, brže isparavanje i potpunije sagorevanje (*Milan i sar., 2010*). Potpunije sagorevanje goriva obezbeđuje

viši sadržaj kiseonika u biodizelu, koji potpomaže proces sagorevanja u režimima rada motora sa nižim koeficijentom viška vazduha (*Gumus i Kasifoglu, 2010*). Sa druge strane, na nižim opterećenjima primenom ED, kao i goriva sa nižim sadržajem biodizela (BD7, BD14 i BD20) emituje se niži sadržaj CO u odnosu na primenu goriva sa većim sadržajem biodizela u proseku za 8.33%. Razlog ovome je verovatno to što se pri nižem opterećenju sagorevanje odvija sa višim koeficijentom viška vazduha, čime se minimizira pozitivan uticaj povećanog sadržaja kiseonika u biodizelu. Takođe, niže temperature vazduha u cilindru (pri nižem opterećenju motora) eksponiraju nastanak lokalne nehomogenosti smeše primenom goriva sa višim sadržajem biodizela kao posledica veće viskoznosti i lošije destilacione karakteristike.

Emisija CO₂ kod svih ispitivanih goriva povećava se sa povećanjem vučne sile. Emisija CO₂ se povećava sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini (do 3.58%) što ukazuje na njihovo potpunije sagorevanje. Ovo je posebno izraženo pri većim vučnim silama (veće opterećenje motora). Na nižim opterećenjima emisija CO₂ se neznatno razlikuje između različitih test goriva (prosečna emisija CO₂ je 2.63%, $\sigma=0.04\%$). Razlog ovome je niža efikasnost sagorevanja, na nižim opterećenjima, goriva sa višim sadržajem biodizela.

Sa povećanjem vučne sile raste emisija NO_x. Sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini povećava se emisija NO_x. U režimu rada motora koji odgovara maksimalnoj vučnoj snazi primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 povećava se emisija NO_x u odnosu na ED za 1.21, 1.78, 2.02, 3.82, 4.53, 7.99 i 10.14% respektivno. Emisija NO_x zavisi od temperature sagorevanja, koncentracije kiseonika, pritiska i vremena ubrizgavanja. S obzirom na to da biodizel ima viši cetanski broj (cetanski broj biodizela proizvedenog od suncokreta je 61.2 (*Lin i Chiu, 2009*)) zadržka samoupaljenja je kraća. Ovo uzrokuje da manja količina goriva sagori u periodu nekontrolisanog sagorevanja, pa je i gradijent promene pritiska manji. Naime, veći deo goriva sagoreva difuziono što obezbeđuje mekši rad motora sa nižom maksimalnom temperaturom i pritiskom (*Milan i sar., 2010*). S obzirom na to da sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini temperatura izduvnih gasova opada (prosečno je niža za 19.8°C ili 3.87%, $\sigma=1.6\%$) povećana emisija NO_x verovatno je posledica visokog sadržaja kiseonika u biodizelu.

8. ZAKLJUČCI

Promenljiva i teško predvidiva cena nafte, njena ograničena dostupnost, kao i njen negativan uticaj na životnu sredinu, zdravlje i bezbednost, ukazuju na značaj i neophodnost da se razviju domaća, dostupna, obnovljiva i ekološki prihvatljiva alternativna goriva. Tokom poslednje decenije, biodizel je postao najpoznatije obnovljivo tečno gorivo, upravo zbog zadovoljenja navedenih kriterijuma. Biodizel predstavlja metilestre masnih kiselina biljnih ulja ili životinjskih masti. U komercijalnoj proizvodnji, dobija se postupkom transesterifikacije u alkoholu uz prisustvo odgovarajućih katalizatora.

Eksperimentalna ispitivanja obavljena su primenom fosilnog dizel goriva (ED), biodizela, kao i mešavina biodizela i ED u odnosu 7:93 (BD7), 14:86 (BD14), 20:80 (BD20), 40:60 (BD40), 60:40 (BD60) i 80:20 (BD80) %(v/v). Ispitivanja su obavljena sa ciljem utvrđivanja promene performansi motora, emisije izduvnih gasova i vučne efikasnosti traktora primenom različitih vrsta goriva.

Rezultati statičkih ispitivanja traktora obavljenih u laboratorijskim uslovima a prema proceduri sadržanoj u OECD CODE 2 ukazuju da:

- Primenom mešavina biodizela i ED smanjuje se snaga motora saglasno povećanju udela biodizela. Primenom ED traktor je ostvario maksimalnu snagu od 90.45 kW, dok je primenom goriva BD40, BD60, BD80 i BD100 utvrđeno linearno smanjenje maksimalne snage sa povećanjem učešća biodizela u mešavini. Primenom različitih vrsta goriva izmerena je maksimalna snaga motora traktora koja je niža 1.35, 2.59, 4.06 i 5.61% respektivno u odnosu na ED. U odnosu na ED pad snage motora primenom goriva BD100 i mešavina biodizela sa ED manje je u odnosu na razliku njihove toplotne vrednosti. Naime, toplotna vrednost goriva BD100 je 10.8 % niža u odnosu na ED, dok je za goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60 i BD80 niža za 1.73, 3.67, 4.19, 5.89, 7.48, 8.74% respektivno. Niži pad snage motora rezultat je potpunijeg sagorevanja goriva, ter biodizel ima veći sadržaj kiseonika i niži modul stišljivosti u odnosu na ED.

- Primenom goriva BD7, BD14 i BD20 utvrđeno je povećanje maksimalne snage od 0.39, 0.83 i 1.06% respektivno. Ovo je rezultat blagog povećanja viskoznosti goriva BD7, BD14 i BD20 u odnosu na ED što obezbeđuje manje unutrašnje curenje goriva, kao i povećanu dubinu prodiranja goriva u kompresioni prostor.
- Na osnovu izvedene statističke analize izmerenih rezultata utvrđeno je da je razlika u snazi primenom goriva ED, BD7, BD14 i BD20 u odnosu na BD40, BD60 i BD80 značajna, a odnosu na ED100 visoko značajna.
- Primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 linearno raste specifična potrošnja goriva u odnosu na ED za 3.69, 4.51, 4.67, 5.98, 7.05, 8.48 i 10.78% respektivno. Na osnovu izvedene statističke analize izmerenih rezultata utvrđene su statistički visoko značajne razlike specifične potrošnje goriva između svih vrsta goriva izuzev B20 i B40, kao i između B80 i B100 kod kojih nema statistički značajnih razlika.
- Termička efikasnost motora primenom različitih goriva neznatno je povećana u odnosu na ED. Na osnovu izvedene statističke analize izmerenih rezultata utvrđeno je da su ove razlike statistički visoko značajne između svih vrsta goriva izuzev ED i BD40, kao i između BD80 i BD100 kod kojih nema statistički značajnih razlika.

Osnovno merilo funkcionalne sposobnosti traktora, kao vučno-pogonske jedinice, je vučna snaga, odnosno korisna snaga traktora na poteznici. Rezultati ispitivanja vučnih karakteristika traktora obavljenih u njivskim uslovima a prema proceduri sadržanoj u OECD CODE 2 ukazuju da:

- Maksimalna vučna snaga traktora primenom ED goriva je 58.63 kW. Primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 maksimalna vučna snaga traktora je u odnosu na ED niža za 0.32, 0.39, 0.48, 3.63, 5.39, 5.97 i 5.99% respektivno. Na osnovu izvedene statističke analize utvrđene su statistički visoko značajne razlike u vučnoj snazi traktora između tri grupe goriva ED-BD7-BD14-BD20, BD40-BD60 i BD80-BD100, a razlike unutar svake grupe goriva nisu statistički značajne.

- Specifična potrošnja goriva primenom goriva ED pri maksimalnoj vučnoj snazi iznosi 384 g/kWh. Specifična potrošnja primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 se menja za -0.26, -0.51, 2.65, 3.53, 11.04, 12.06, 11.95%, respektivno. Na osnovu izvedene statističke analize utvrđeno je da su razlike specifične potrošnje različitih vrsta goriva, za celokupan opseg merenja, statistički visoko značajne između svih vrsta goriva izuzev između BD14, BD20 i BD40, kao i između BD40 i BD60, kod kojih je utvrđena značajna razlika
- Povećanjem učešća biodizela u mešavini koeficijent iskorišćenja snage vuče pri maksimalnoj vučnoj snazi opada po kvadratnoj funkciji. Naime, opada sa povećanjem učešća biodizela u mešavini do 60%, a zatim raste. Međutim, sprovedeni Dankanov test pokazuje da razlike koeficijenta iskorišćenja vučne snage pri maksimalnoj vučnoj snazi nisu statistički značajne.

Sagorevanje fosilnih goriva, naročito onih baziranih na nafti i uglju, predstavlja najverovatniji uzrok globalnom zagrevanju. Promene klimatskih uslova predstavljaju jednu od ozbiljnih opasnosti za zemljin ekološki sistem zbog mogućeg uticaja na proizvodnju hrane i ključne procese koji stvaraju produktivnu prirodnu okolinu. Emisija izduvnih gasova traktora ispitana je u eksploatacionim (njivskim) uslovima u režimima ispitivanja koji su korišćeni tokom merenja vučnih karakteristika traktora, a izmereni rezultati ukazuju da:

- Povećanjem sadržaja biodizela u mešavini smanjuje se emisija CO u odnosu na ED i to primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 pri maksimalnoj vučnoj sili za 1.11, 2.17, 3.27, 14.37, 20.26, 24.18 i 27.45% respektivno. Razlog ovome je verovatno bolje raspršivanje goriva sa višim sadržajem biodizela, njegovo mešanje sa vazduhom, brže isparavanje i potpunije sagorevanje.
- Emisija CO₂ kod svih ispitivanih goriva povećava se sa povećanjem vučne sile. Emisija CO₂ se povećava sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini (do 3.58%) što ukazuje na njihovo potpunije sagorevanje.
- Ograničenje u primeni biodizela može biti povećana emisija NO_x. Naime, sa povećanjem sadržaja biodizela u mešavini povećava se

emisija NO_x. Pri maksimalnoj vučnoj snazi primenom goriva BD7, BD14, BD20, BD40, BD60, BD80 i BD100 povećava se emisija NO_x u odnosu na ED za 1.21, 1.78, 2.02, 3.82, 4.53, 7.99 i 10.14%, respektivno. Povećana emisija NO_x verovatno je posledica visokog sadržaja kiseonika u biodizelu.

Na osnovu eksperimentalnih podataka, formiran je algoritam kojim se dobijaju statistički značajni nelinearni regresioni modeli sa nivoom poverenja 95% za posmatrane vrste goriva, čime je potvrđen drugi deo radne hipoteze. Značajnost i preciznost modela proveravane su pomoću *F*-testa, (prilagođenog) koeficijenta determinacije i *S* statistike.

Na osnovu tih modela se za proizvoljne vrednosti sile na poteznici može izračunati stvarna brzina, koeficijent iskorišćenja snage, klizanje, specifična potrošnja goriva, a na osnovu odgovarajuće formule, i snaga na poteznici. Koristeći aparat matematičke analize tj. diferencijalnog računa, moguće je izračunati za koju vrednost sile na poteznici se dostiže maksimalna snaga na poteznici, maksimalni koeficijent iskorišćenja snage ili minimalna specifična potrošnja goriva.

Razvijeni su i regresioni modeli koji daju zavisnost stvarne brzine, koeficijenta iskorišćenja snage, klizanja i specifične potrošnje goriva od sile na poteznici i vrste goriva. Time se mogu odrediti vrednosti za posmatrane veličine za proizvoljan udeo biodizela u gorivu, a ne samo za posmatrane vrste goriva. Tako je dobijeno da će za 16% udela biodizela u gorivu biti ostvarena maksimalna snaga na poteznici. Jedino je maksimalna snaga na poteznici za ED veća. Najveći koeficijent iskorišćenja snage od svih vrsta goriva dobijen je za 14% udela biodizela u gorivu. Minimalna specifična potrošnja je dobijena za 17% udela biodizela u gorivu. Posmatrana potrošnja za ED je manja.

Rezultati eksperimentalnih istraživanja potvrđuju radnu hipotezu, odnosno dokazuju da je moguće izvršiti supstituciju goriva fosilnog porekla sa mešavinom biodizela i fosilnog dizela, uz nešto lošije performanse motora zbog niže toplotne vrednosti biodizela.

Eksperimentalna istraživanja obavljena su sa ciljem utvrđivanja objektivnih mogućnosti korišćenja biodizela proizvedenog od suncokreta, u motorima poljoprivrednih traktora i ona ukazuju na to da su performanse motora (snaga, obrtni moment i potrošnja goriva) i vučne karakteristike traktora korišćenjem biodizela vrlo

slične onima koje se ostvaruju sagorevanjem fosilnog dizela. Relativno kratkotrajna ispitivanja obavljena primenom različitih test goriva nisu ukazivala na bilo kakvu promenu eksploatacione pouzdanosti traktora. Naime, tokom ispitivanja kao ni nakon završenog ispitivanja nije uočen niti jedan problem na traktorskom motoru koji se može na direktan ili indirektan način povezati sa biodizelom. U narednom periodu neohodno je izvršiti opsežnija ispitivanja čiji bi cilj bio utvrđivanje uticaja biodizela i mešavina biodizela sa ED na pouzdanost pojedinih elemenata sistema za napajanje motora gorivom kao i elemenata za kontrolu emisije izduvnih gasova.

9. LITERATURA

- [1] ** European Biodiesel Board, <http://www.ebb-eu.org/stats.php>
- [2] ** Trading Economics, www.tradingeconomics.com
- [3] Aburudyna A, Dimitrios K, Zannikos F, Evripidis L. Impact of Biodiesel Addition on Distillation Characteristics and Cetane Index of Diesel Fuels. *Journal of Energy Engineering*, 141: 1-9 (2015).
- [4] Al-Hamed SD, Grisso RD, Zoz FM, Von Bargen K. Tractor performance spreadsheet for radial tiers. *Computers and Electronics in Agriculture*, 10: 45-62 (1994).
- [5] Armas O, Yehliu K, Boehman AL. Effect of alternative fuels on exhaust emissions during diesel engine operation with matched combustion phasing. *Fuel*, 89: 438-456 (2010).
- [6] ASABE. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE EP496.3 Agricultural Machinery Management. St. Joseph: ASABE Standards: 385-390 (2006).
- [7] Aydin H, Bayindir H. Performance and emission analysis of cottonseed oil methyl ester. *Renewable Energy*, 35: 588-592 (2010).
- [8] Banapurmath NR, Tewari PG, Hosmath RS. Effect of biodiesel derived from Honge oil and its blends with diesel when directly injected at different injection pressures and injection timings in single-cylinder water-cooled compression ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 223: 31-40 (2009).
- [9] Bashford LL, Al-Hamed S, Jenane C. Effects of Tire Size and Pressure on Tractive Performance. ASAE Paper No: 92-1011, St Joseph, Michigan (1992).
- [10] Berutu LM, Agustina SE, Desiral. Tractive Performance Study on Hand Tractor Fueled with Biodiesel from Palm Oil. <http://repository.ipb.ac.id/jspui/bitstream>

- /123456789/62245/11/Ringkasan.pdf (2010).
- [11] Bondioli P, Gasparoli PA, Lanzani A, Fedeli E, Veronese S, Sala M. Storage stability of biodiesel. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 72(6): 699-702 (1995).
- [12] Bouaid A, Martinez M, Aracil J. Long storage stability of biodiesel from vegetable and used frying oils. *Fuel*, 86(16): 2596-2602 (2007).
- [13] Carraretto C, Macor A, Mirandola A, Stoppato A, Tonon S. Biodiesel as alternative fuel: experimental analysis and energetic evaluations. *Energy*, 29: 2195-2211 (2004).
- [14] Castalone AGM, Suministrado DC, Rossana Marie C, Amongo RMC, Eusebio RE, Gallegos RK. Use of the Different Blends of *Jatropha Curcas* Biodiesel as Fuel for the Performance Evaluation of a Four-Wheel Tractor. Presented at the 10th International Agricultural Engineering Conference, 63rd PSAE Annual National Convention and 24th Agricultural Engineering Week held at Tuguegarao City, Cagayan on April 22-26, 2013.
- [15] Chen CH, Chen WH, Chang CM, Lai SM, Tu CH. Biodiesel production from supercritical carbon dioxide extracted *Jatropha* oil using subcritical hydrolysis and supercritical methylation. *The Journal of Supercritical Fluids*, 52: 228-234 (2010).
- [16] Chen LM, Qi DH, Geng H, Bian YZ, Liu J, Ren XC. Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil. *Renewable Energy*, 34(12): 2706-2713 (2009).
- [17] Čopec K, Filipović D. Usporedba vučnih karakteristika traktora sa novim i istrošenim pneumaticima u obradi ilovastog tla. *Agronomski glasnik*, 4: 297-308 (2007).
- [18] Dedović N, Matić-Kekić S, Simikić M, Nikolić R, Savin L. Formiranje matematičkog modela za proračun stepena korisnosti traktora točkaša. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 35(1-2): 111-117 (2009).
- [19] Demirbas A. Biodiesel production from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical methanol transesterification methods. *Progress in Energy and Combustion Science*, 31: 466-487 (2005).
- [20] Demivbas A. Biodiesel from sunflower oil in supercritical methanol with

- calcium oxide. *Energy Conversion and Management*, 48: 937-941 (2007).
- [21] Dorado MP, Ballesteros E, Lopez FJ, Mittelbach M. Optimization of alkali-catalyzed transesterification of brassica carinata oil for biodiesel production. *Energy Fuels*, 18: 77-83 (2004).
- [22] Dorado MP, Ballesteros E, Arnal JM, Gomez J, Gimenez FJL. Testing waste olive oil methyl ester as a fuel in a diesel engine. *Energy and Fuels*, 17:1560-1565 (2003).
- [23] Dorado MP, Ballesteros E, Arnal JM, Gómez J, López FJ. Exhaust emissions from a diesel engine fueled with transesterified waste olive oil. *Fuel*, 82: 1311-1315 (2003).
- [24] Du W, Xu YY, Liu DH, Zhang J. Comparative study on lipase catalyzed transesterification of soybean oil for biodiesel production with different acyl acceptors. *Journal of Molecular Catalysis B*, 30: 125-129 (2004).
- [25] Dunn RO. Antioxidants for improving storage stability of biodiesel. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 2(4): 304-318 (2008).
- [26] Đurišić-Mladenović N, Kiss F, Škrbić B, Tomić M, Mičić R, Predojević Z. Current state of the biodiesel production and the indigenous feedstock potential in Serbia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81: 280-291 (2018).
- [27] Ebiura T, Echizen T, Ishikawa A, Murai K, Baba T. Selective transesterification of triolein with methanol to methyl oleate and glycerol using alumina loaded with alkali metal salt as a solid-base catalyst. *Applied Catalysis A*, 283(1-2): 111-116 (2005).
- [28] EPA - Environmental protection agency. A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions. Draft technical report (2002).
- [29] Eurostat. Crop Statistics (from 2000 onwards) n.d. <http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do>.
- [30] Elwaleed AK, Yahya A, Zohadie M, Ahmad D, Kheiralla AF. Net traction ratio prediction for high-lug agricultural tyre. *Journal of Terramechanics*, 43(2): 119-139 (2006).
- [31] Foglia TA, Nelson LA, Dunn RO, Marmer WN. Low-Temperature Properties of Alkyl Esters of Tallow and Grease. *Journal of the American*

- Oil Chemists' Society, 74(8): 951-955 (1997).
- [32] Frankel EN. Chemistry of free radical and singlet oxidation of lipids. *Progress in Lipid Research*, 23(4): 197-221 (1984).
- [33] Frankel EN. *Lipid Oxidation*, second edition, The Oily Press, PJ Barnes & Associates, Bridgwater, England, (2005).
- [34] Gordon MH. The development of oxidative rancidity, in: *Antioxidants in Food – Practical Applications*, (eds. J. Pokorny, N. Yanishlieva, M. Gordon). CRC, Press, Washington, 7-22 (2001).
- [35] Graboski MS, McCormick RL. Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 24(2): 125-164 (1998).
- [36] Grisso RD, Al-Hamed SA, Taylor RK, Zoz FM. Demonstrating tractor performance trends using Lotus templates. *Applied Engineering in Agriculture*, 8(6): 733-738 (1992).
- [37] Gumus M, Kasifoglu S. Performance and emission evaluation of a compression ignition engine using a biodiesel (apricot seed kernel oil methyl ester) and its blends with diesel fuel. *Biomass Bioenergy*, 34: 134-139 (2010).
- [38] Gürü M, Koca A, Can Ö, Cinar C, Sahin F. Biodiesel production from waste chicken fat based sources and evaluation with Mg based additive in a diesel engine. *Renewable Energy*, 35: 637-643 (2010).
- [39] Hadžić O, Takači Đ. *Matematika za studente prirodnih nauka*. Univerzitet u Novom Sadu, Prirodno-matematički fakultet, Novi Sad (1998).
- [40] Hak JK, Bo SK, Min JK, Young MP. Transesterification of vegetable oil to biodiesel using heterogeneous base catalysts. *Catalysis Today*, 93-95(1): 315-320 (2004).
- [41] Hamilton RJ, Kalu C, Prisk E, Padley FB, Pierce H. Chemistry of free radicals in lipids. *Food Chemistry*, 60(2): 193-199 (1997).
- [42] Hansen AC, Gratton MR, Yuan W. Diesel engine performance and NOx emissions from oxygenated biofuels and blends with diesel fuel. *Transactions of the ASABE*, 49: 589-595 (2006).
- [43] Hasimoglu C, Ciniviz M, Özsert I, Icingür Y, Parlak A, Salman MS.

- Performance characteristics of a low heat rejection diesel engine operating with biodiesel. *Renewable Energy*, 33(7): 1709-1715 (2008).
- [44] Hazar H. Effects of biodiesel on a low heat loss diesel engine. *Renewable Energy*, 34: 1533-1537 (2009).
- [45] Hoshino T, Iwata Y, Koseki H. Oxidation stability and risk evaluation of biodiesel. *Thermal Science*, 11(2): 87-100 (2007).
- [46] Imahara H, Minami E, Hari S, Saka S. Thermal stability of biodiesel in supercritical methanol. *Fuel*, 87: 1-6 (2008).
- [47] Jain S, Sharma MP. Stability of biodiesel and its blends: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(2): 667-678 (2010).
- [48] Kalam MA, Masjuki HH. Testing palm biodiesel and NPAA additives to control NO_x and CO while improving efficiency in diesel engines. *Biomass and Bioenergy*, 32: 1116–1122 (2008).
- [49] Kalligeros S, Zannikos F, Stournas S, Lois E, Anastopoulos G, Teas Ch, Sakellaropoulos F. An investigation of using biodiesel/marine diesel blends on the performance of a stationary diesel engine. *Biomass and Bioenergy*, 24: 141-149 (2003).
- [50] Karabektas M, Ergen G. Production methylester from sunflower oil, examining the engine performances and exhaust emission characteristics. *International Symposium on Combustion, Kirikkale University*, 67: 689-694 (2006).
- [51] Karabektas M. The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions in the use of biodiesel. *Renewable Energy*, 34: 989-993 (2009).
- [52] Kegl B, Pehan S. Influence of biodiesel on injection, fuel spray, and engine characteristics. *Thermal Science*, 12(2): 171-182 (2008).
- [53] Keskin A, Gürü M, Altıparmak D. Influence of tall oil biodiesel with Mg and Mo based fuel additives on diesel engine performance and emission. *Bioresource Technology*, 99: 6434-6438 (2008).
- [54] Kiss F, Mičić R, Tomić M, Nikolić-Djorić E, Simikić M. Supercritical transesterification: Impact of different types of alcohol on biodiesel yield and LCA results. *Journal of Supercritical Fluids*, 86: 23-32 (2014).
- [55] Knežević D. The Research Of Combustion Process And Exhaust Emissions

- Of Diesel Engine Using Biofuels. Doctoral Dissertation, University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, 2014.
- [56] Knothe G. Analysis of oxidized biodiesel by ¹H-NMR and effect of contact area with air. *European Journal of Lipid Science and Technology*, 108: 493-500 (2006).
- [57] Knothe G, Steidley K. Kinematic viscosity of biodiesel fuel components and related compounds. Influence of compound structure and comparison to petrodiesel fuel components. *Fuel*, 84: 1059-1065 (2005).
- [58] Knothe G. Oxidative stability of biodiesel and NMR, *ACS Division of Fuel Chemistry* 51(1): 16-17 (2006).
- [59] Knothe G, Dunn RO. Dependence of oil stability index of fatty compounds on their structure and concentration and presence of metals. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 80: 1021-1026 (2003).
- [60] Krishnakumar J. Technical aspects of biodiesel production from vegetable oils. *Thermal Science*, 12(2): 159-169 (2008).
- [61] Kuti OA, Zhu J, Nishida K, Wangb X, Huang Z. Characterization of spray and combustion processes of biodiesel fuel injected by diesel engine common rail system. *Fuel*, 104: 838-846 (2013).
- [62] Labeckas G, Slavinskas S. The effect of rapeseed oil methyl ester on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions. *Energy Conversion and Management*, 47: 1954-1967 (2006).
- [63] Lahane S, Subramanian KA. Effect of different percentages of biodiesel-diesel blends on injection, spray, combustion, performance, and emission characteristics of a diesel engine. *Fuel*, 139: 537-545 (2015).
- [64] Lapuerta M, Armas O, Fernandez JR. Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34: 198-223 (2008).
- [65] Lapuerta M, Rodríguez-Fernández J, Ramos A, Álvarez B. Effect of the test temperature and anti-oxidant addition on the oxidation stability of commercial biodiesel fuels. *Fuel*, 93(0): 391-396 (2012).
- [66] Lin BF, Huang JH, Huang DY. Experimental study of the effects of vegetable oil methyl ester on DI diesel engine performance characteristics

- and pollutant emissions. *Fuel*, 88: 1779-1785 (2009).
- [67] Lin CY, Chiu CC. Effects of Oxidation during Long-term Storage on the Fuel Properties of Palm Oil-based Biodiesel. *Energy and Fuels*, 23(6): 3285-3289 (2009).
- [68] Lin CY, Lin HA, Hung LB. Fuel structure and properties of biodiesel produced by the peroxidation process. *Fuel*, 85: 1743-1749 (2006).
- [69] Luján JM, Bermúdez V, Tormos B, Pla B. Comparative analysis of a DI diesel engine fuelled with biodiesel blends during the European MVEG-A cycle: Performance and emissions (II). *Biomass and Bioenergy*, 33: 948-956 (2009).
- [70] Ma F, Hanna MA. Biodiesel production: a review. *Bioresource Technology*, 70: 1-5 (1999).
- [71] Manufacturers. Fatty acid methyl ester fuels – diesel fuel injection equipment manufacturers common position statement – issued Jan 2007. (cited; Available from: [/http://www.motorconsult.co.uk/images/stories/news/fame%20statement%20march%202007.pdf](http://www.motorconsult.co.uk/images/stories/news/fame%20statement%20march%202007.pdf)) (2007).
- [72] McCormick RL, Ratcliff M, Moens L, Lawrence R. Several factors affecting the stability of biodiesel in standard accelerated tests. *Fuel Processing Technology*, 88(7): 651-657 (2007).
- [73] McCormick RL, Westbrook SR. Empirical study of the stability of biodiesel and biodiesel blends, Milestone Report. National Renewable Energy Laboratory, (2007).
- [74] Mičić R, Tomić M, Simikić M, Zarubica A. Biodiesel from rapeseed variety "Banaćanka" using KOH catalyst. *Hemijska industrija*, 00: 106-106 (2012).
- [75] Mičić R, Tomić M, Kiss F, Martinovic F, Simikić M, Molnar T. Comparative analysis of single-step and two-step biodiesel production using supercritical methanol on laboratory-scale. *Energy Conversion and Management*, 124: 377-388 (2016).
- [76] Mičić R, Tomić M, Kiss F, Nikolić-Djorić E, Simikić M. Optimization of hydrolysis in subcritical water as a pretreatment step for biodiesel production by esterification in supercritical methanol. *Journal of*

- Supercritical Fluids, 103: 90-100 (2015).
- [77] Milan I, Camps M, Ponce de Leon JL, Sanchez-Giron V. Performance and emissions of an agricultural diesel engine fuelled with different diesel and methyl ester blends. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 8: 299-307 (2010).
- [78] Mileusnić Z, Novaković D, Miodragović R. Proizvodne mogućnosti traktora u oranju. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 29(1-2): 12-19 (2003).
- [79] Mittelbach M, Gangl S. Long storage stability of biodiesel made from rapeseed and used frying oil. *Journal of the American Oil Chemists' Society*, 78(6): 573-577 (2001).
- [80] Molnar T, Furman V, Ivanišević I, Kurjakov A, Sedlar A, Mičić R, Tomić M. Biodiesel Production from Degraded Vegetable Oils - Experimental Study with Supercritical Methanol (Article). *Oxidation Communications*, 39(3A): 2641-2655 (2016).
- [81] Monyem A, Van Gerpen JH. The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions. *Biomass and Bioenergy*, 20(4): 317-325 (2001).
- [82] Murillo S, Miguez JL, Porteiro J, Granada E, Moran JC. Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines. *Fuel*, 86: 1765-1771 (2007).
- [83] Mustapić Z, Krička T, Stanić Z. Biodiesel as alternative engine fuel. *Energy*, 55(6): 634-657 (2006).
- [84] Nikolić B. Research on the injection characteristics of rapeseed and its methylester at high pressure in ic engines. Doctoral dissertation, University of Nis, Faculty of Mechanical Engineering in Nis, Nis (2016).
- [85] Nikolić R, Počuča P, Furman T, Gligorić R, Oparnica S, Ivančević S. Vučne karakteristike poljoprivrednih traktora. Monografija. Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, 189 (1994).
- [86] Nikolić R, Savin L, Furman T, Gligorić R, Tomić M, Simikić M. Metode ispitivanja traktora. Monografija. Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, 412 (2007).
- [87] Nikolić R, Savin L, Furman T, Časnji F, Tomić M, Simikić M, Gligorić R,

- Ružić D. Teorija traktora. Monografija. Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, 267-282 (2013).
- [88] Novaković D, Obradović D, Martinov M. Uticaj režima rada traktora na bilans potrošnje goriva. *Traktori i pogonske mašine*, 6(2): 13-18 (2001).
- [89] Novaković D, Obradović D. Vučni i energetski bilans traktora. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 28(1-2): 23-32 (2002).
- [90] OECD 2009. Standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. Code 2. February (2009).
- [91] Özgünay H, Colak S, Zengin G, Sari Ö, Sarikahya H, Yüceer L. Performance and emission study of biodiesel from leather industry pre-fleshings. *Waste Management*, 27: 1897-1901 (2007).
- [92] Ozsezen AN, Canakci M, Turkcan A, Sayin C. Performance and combustion characteristics of a DI diesel engine fueled with waste palm oil and canola oil methyl esters. *Fuel*, 88: 629-636 (2009).
- [93] Ozsezen AN, Canakci M. The emission analysis of an IDI diesel engine fueled with methyl ester of waste frying palm oil and its blends. *Biomass and Bioenergy*, 34: 1870-1878 (2010).
- [94] Parrilla J, Muñoz M, Moreno F. Endurance and durability in biodiesel powered engines. Department of Mechanical Engineering, University of Zaragoza, Spain (2000).
- [95] Patterson J, Hassan MG, Clarke A, Shama G, Hellgardt K, Chen R. Experimental Study of DI Diesel Engine Performance Using Three Different Biodiesel Fuels. Conference: SAE 2006 World Congress & Exhibition, At Detroit, Michigan, United States (2006)
- [96] Pinnarat T, Savage PE. Noncatalytic esterification of oleic acid in ethanol. *The Journal of Supercritical Fluids*, 53: 53-59 (2010).
- [97] Pullen J, Saeed K. An overview of biodiesel oxidation stability. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16: 5924-5950 (2012).
- [98] Prostran M. Stanje i potencijali u proizvodnji hrane u Republici Srbiji. *Traktori i pogonske mašine*, 16(1): 6-11 (2013).
- [99] Qi DH, Chen H, Geng LM, Bian YZH. Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a direct injection engine

- fueled with biodiesel/diesel blends. *Energy Conversion and Management*, 51: 2985-2992 (2010).
- [100] Raheman H, Jha SK. Wheel slip measurement in 2WD tractor. *Journal of Terramechanics*, 44: 89-94 (2007).
- [101] Rajan K, Senthil Kumar KR. The Effect of exhaust gas recirculation (EGR) on the performance and emission Characteristics of diesel Engine with Sunflower oil methyl ester, *International Journal of Chemical Engineering Research*, 1(1): 31-39 (2009).
- [102] Ramadhas AS, Muraleedharan C, Jayaraj S. Performance and emission evaluation of a diesel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil. *Renewable Energy*, 30(12): 1789-1800 (2005).
- [103] Ramesh B, Chavan R, Ibrahim K, Reddy M. Determination of the effect of biodiesel blends on agricultural tractor during real time measurement. *International Journal of Agricultural Engineering*, 6(1): 57-62 (2013).
- [104] Ramesh D, Sampthrajan A. Investigations on Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine with Jatropha Biodiesel and Its Blends. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, Manuscript EE 10: 1-13 (2008).
- [105] Randal FU. *Technical Handbook for Marine Biodiesel*. Cito Culture Environmental Biotechnology US (1999).
- [106] Reyes JF, Sepúlveda MA. PM-10 emissions and power of a diesel engine fueled with crude and refined biodiesel from salmon oil. *Fuel*, 85: 1714–1719 (2006).
- [107] Riaz M, Rasool N, Bukhari IH, Zubair M, Shahid M, Bokhari TH, Gull Y, Rizwan K, Iqbal M, Zia-Ul-Haq M. Antioxidant Studies Using Sunflower Oil as Oxidative Substrate and DNA Protective Assay by Antirrhinum majus. *Oxidation Communications*, 36(2): 542-552 (2013).
- [108] Riva G. Experimental results in different vegetable oils utilization for diesel engines. *Proceedings XII World Congress on agriculture engineering*, CIGR Milano (1994).
- [109] Sahay CS, Tewari VK. Computer simulation of tractor single-point drawbar performance. *Biosystems Engineering*, 88: 419-428 (2004).

- [110] Sahoo PK, Das LM, Babu MKG, Arora P, Singh VP, Kumar NR, Varyani TS. Comparative evaluation of performance and emission characteristics of jatropha, karanja and polanga based biodiesel as fuel in a tractor engine. *Fuel*, 88: 1698-1707 (2009).
- [111] Sahoo PK, Das LM, Babu MKG, Naik SN. Biodiesel development from high acid value polanga seed oil and performance evaluation in a CI engine. *Fuel*, 86: 448-454 (2007).
- [112] Savin L, Nikolić R, Tomić M, Furman T, Gligorić R, Simikić M. Izveštaj o ispitivanju traktora John Deere 6520, 7820 i 8420. Studija izvodljivosti. Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad, 36 (2005).
- [113] Savin L, Nikolić R, Simikić M. Motori i traktori. *Traktori*. Zavod za udžbenike. Beograd, 23-25: 121-123 (2009).
- [114] Savin L, Simikić M, Nikolić R, Ivanišević M. *Poljoprivredni traktori*, Poljoprivredni fakultet, 339 (2016).
- [115] Schreiber M, Kutzbach HD. Influence of soil and tire parameters on traction. *Research in Agricultural Engineering*, 54: 43-49 (2008).
- [116] Simikić M, Dedović N, Savin L, Nikolić R, Tomić M, Furman T, Gligorić R. The influence of eccentric traction on tractive efficiency of a wheeled tractor. In Proc: 9th International conference Research and development in mechanical industry, 1222-1228. Vrnjačaka Banja, 16-19 septembar (2009).
- [117] Simikić M, Dedović N, Savin L, Tomić M, Nikolić R, Furman T. Uticaj kose vuče na vučne mogućnosti traktora točkaša. *Traktori i pogonske mašine*, 15(2/3): 142-147 (2010).
- [118] Simikić M. Istraživanje podloga za povećanje energetske efikasnosti traktora. Doktorska disertacija. Univerzitet u Novom Sadu, Poljoprivredni fakultet, Novi Sad (2011).
- [119] Simikić M, Dedović N, Savin L, Tomić M, Ponjičan O. Power delivery efficiency of a wheeled tractor at oblique drawbar force. *Soil and Tillage Research*, 141: 32-43 (2014).
- [120] Simikić M, Dedović N, Savin L, Tomić M, Silleli HH, Ponjičan O. Influence of eccentric drawbar force on power delivery efficiency of a wheeled tractor. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, 36(4): 486-

- 500 (2012).
- [121] Simikić M, Savin L, Tomić M, Molnar T, Višacki V, Ivanišević M, Ivanišević I. Uticaj stanja pneumatika na vučne karakteristike traktora. *Savremena poljoprivredna tehnika*, 41(4): 239-246 (2015).
- [122] Sinha S, Agarwal AK. Experimental investigation of the effect of biodiesel utilization on lubricating oil degradation and wear of a transportation CIDI Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(4): 42801-42811 (2010).
- [123] Song JT, Zhang CH. An experimental study on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with soybean oil methyl ester. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, 222: 2487-2496 (2008).
- [124] Srivastava A, Prasad R. Triglycerides-based diesel fuels, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4(2): 111-133 (2000).
- [125] Sümer SK, Sabanaci A. Effects of Different Tire Configurations on Tractor Performance. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, 29: 461-468 (2005).
- [126] Standard ISO 789-9:2002. Poljoprivredni traktori – deo 9: Testovi za snagu vuče.
<http://www.sis.se/en/search?subjectarea=809,253,997&type=1&page=41>
- [127] Statistical yearbook of Serbia. Belgrade, Serbia: Statistical Office of the Republic of Serbia (2015).
- [128] Subhash L, Subramanian KA. Effect of Different Percentages of Biodiesel-diesel Blends on Injection, Spray, Combustion, Performance, and Emission Characteristics of a Diesel Engine. *Fuel*, 139: 537-545 (2015).
- [129] Subongkoj T, Chollacoop N. Biodiesel as a lubricity additive for ultra low sulfur diesel. *Songklanakarin Journal of Science Technology*, 32: 153-156 (2010).
- [130] Tang H, Abunasser N, Wang A, Clark BR, Wadumesthrige K, Zeng S, Kim M, Salley SO, Hirschlieb G, Wilson J, Simon Ng KY. Quality survey of biodiesel blends sold at retail stations. *Fuel*, 87(13–14): 2951–2955 (2008).
- [131] Tešić M, Kiss F, Janković V. Possibility of production and use of biodiesel

- in Serbia. Jefferson Institute (2010).
- [132] Thompson JC, Peterson CL, Reece DL, Beck SM. Two-year storage study with methyl and ethyl esters of rapeseed. *Transactions of the ASAE*, 41: 931-939 (1998).
- [133] Tiegang F. Biodiesel combustion in an optical HSDI diesel engine under low load premixed combustion conditions. *Fuel*, 88: 2154-2162 (2009).
- [134] Tomić M, Savin L, Mičić R, Simikić M, Furman T. Possibility of using biodiesel from sunflower oil as an additive for the improvement of lubrication properties of low-sulfur diesel fuel. *Energy*, 65:101-108 (2014).
- [135] Tomić M, Savin L, Mičić R, Simikić M, Furman T. Effects of fossil diesel and biodiesel blends on the performances and emissions of agricultural tractor engines. *Thermal Science*, 17(1): 263-278 (2013).
- [136] Tomić M, Mičić R, Kiss F, Dedović N, Simikić M. Economic and environmental performance of oil transesterification in supercritical methanol at different reaction conditions: Experimental study with a batch reactor. *Energy Conversion and Management*, 99: 8-19 (2015).
- [137] Tsolakisa A, Megaritis A, Wyszynski ML, Theinnoi K. Engine performance and emissions of a diesel engine operating on diesel-RME (rapeseed methyl ester) blends with EGR (exhaust gas recirculation). *Energy*, 32: 2072-3080 (2007).
- [138] Ulusoy Y, Tekin Y, Cetinkaya M, Kapaosmanoglu F. The engine tests of biodiesel from used frying oil. *Energy Sources Part A*, 26: 927-932 (2004).
- [139] Usta N, Öztürk E, Can Ö, Conkur ES, Nas S, Çon AH, Can AÇ, Topcu M. Combustion of biodiesel fuel produced from hazelnut soapstock/waste sunflower oil mixture in a diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 46: 741-755 (2005).
- [140] Utlu Z, Koçak MS. The effect of biodiesel fuel obtained from waste frying oil on direct injection diesel engine performance and exhaust emissions. *Renewable Energy*, 33: 1936-1941 (2008).
- [141] Van Gerpen J, Pruszko BS, Clements R, Knothe D. Biodiesel G. Analytical methods. Subcontractor report. National Renewable Energy Laboratory, NREL/SR-510-36244 (2004).

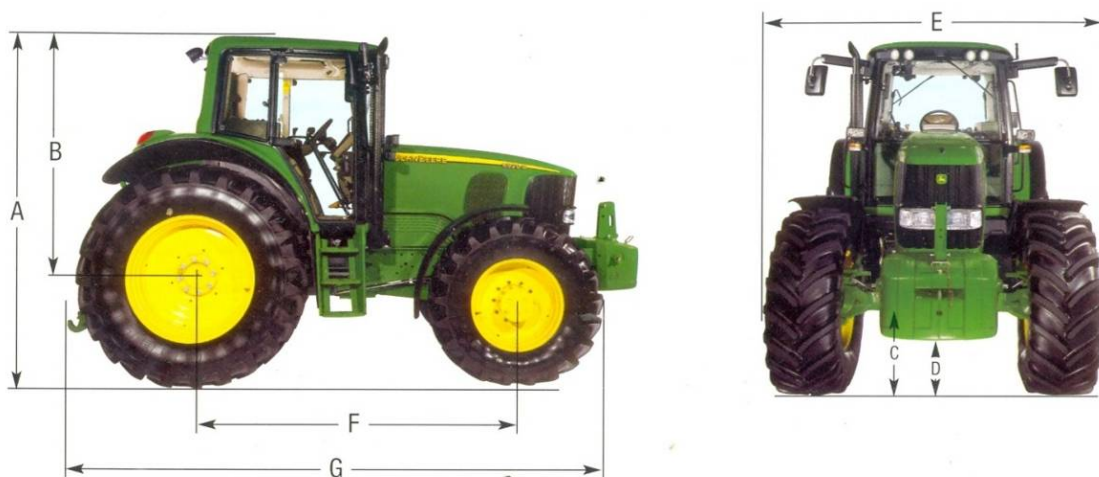
- [142] Van Gerpen J. Biodiesel processing and production. *Fuel Processing Technology*, 86(10): 1097-1107 (2005).
- [143] Vicente G, Coteron A, Martinez M, Aracil J. Application of the factorial design of experiments and response surface methodology to optimize biodiesel production. *Industrial Crops and Products*, 8: 29-35 (1998).
- [144] Vicente G, Martinez M, Aracil J. Integrated biodiesel production: a comparison of different homogeneous catalysts systems. *Bioresource Technology*, 92: 297-305 (2004).
- [145] Waynick JA. Characterization of biodiesel oxidation and oxidation products. Subcontractor report, National Renewable Energy Laboratory, Sw RIS Project No.08-10721 (2005).
- [146] Wexler H. Polymerization of drying oils. *Chemical Reviews*, 64: 591-611 (1964).
- [147] Yücesu HS, Cumali I. Effect of cotton seed oil methyl ester on the performance and exhaust emission of a diesel engine. *Energy Sources, Part A*, 28: 389-398 (2006).
- [148] Zoz FM, Turner RJ, Shell LR. Power delivery efficiency: a valid measure of belt and tire tractor performance. *Trans ASABE*, 45(3): 509-518 (2002).
- [149] Zoz FM, Grisso RD. Traction and Tractor Performance. In proc: For presentation at the 2003 Agricultural Equipment Technology Conference Louisville, ASAE Publication Number 913C0403. Kentucky, 9-11 February (2003).

10. PRILOG

10.1. Tehničke karakteristike traktora John Deere 6820

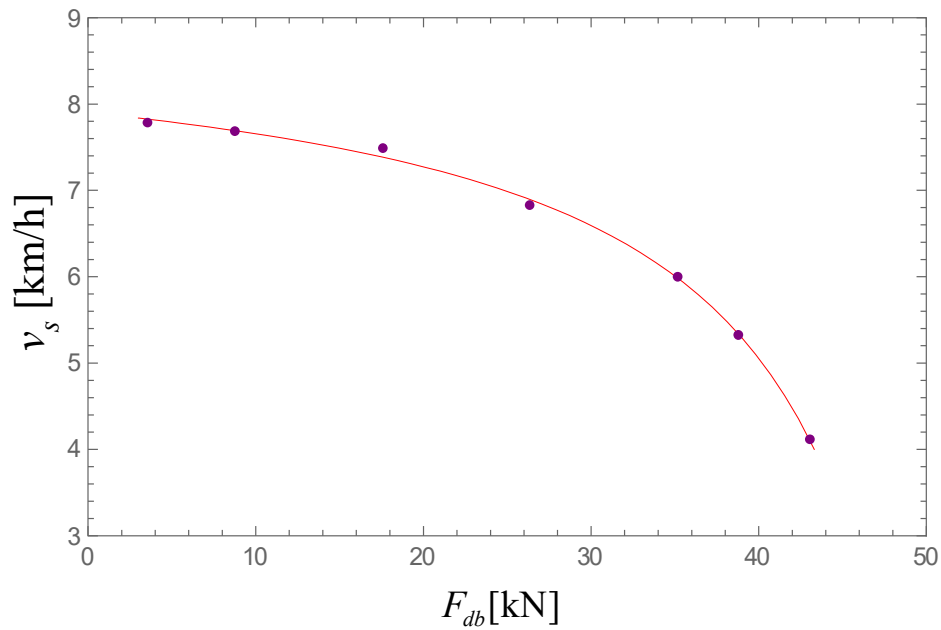
Tabela P1. Osnovne tehničke karakteristike motora traktora John Deere 6820

Snaga (ECE-R24) pri nominalnom broju obrtaja (sa ventilatorom)	99 kW (135 KS)
Maksimalna snaga (ECE – R24)	108 kW (147 KS)
Snaga (97/68/EC) pri nominalnom broju obrtaja (bez ventilatora)	103 kW (140 KS)
Maksimalna snaga (97/68/EC)	111 kW (151 KS)
Broj cilindara / Turbo / Hladnjak za vazduh / Zapremina motora (cm ³)	6 / T / H / 6788
Nominalni broj obrtaja motora	2100 min ⁻¹
Broj obrtaja motora pri maksimalnoj snazi	1900 min ⁻¹
Porast obrtnog momenta	38 %
A - Ukupna visina (sa tolerancijom kabine 50 mm)	2906 mm
B - Od sredine zadnje osovine do vrha krova kabine	2048 mm
C - Razmak od zemljišta do prednje pogonske osovine, bočno	600 mm
D - Razmak od zemljišta do prednje pogonske osovine, sredina	549 mm
E - Ukupna širina napred i pozadi	2275 mm i 2382 mm
F - Razmak osovina	2650 mm
G - Ukupna dužina sa nosačem tega	4758 mm
Masa traktora	6330 kg
Maksimalno dozvoljena ukupna masa traktora	11000 kg

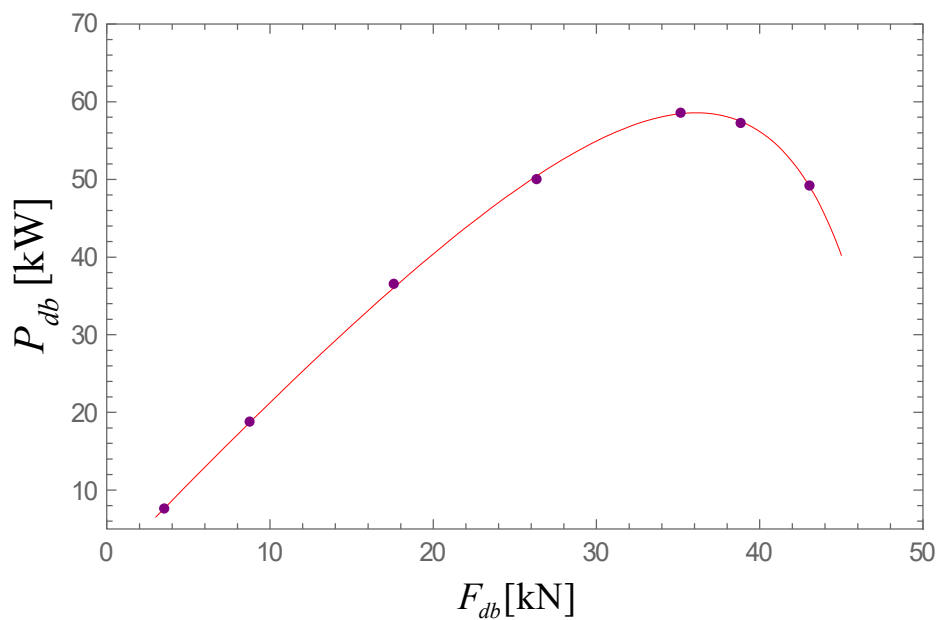


Slika P0. Traktor John Deere 6820

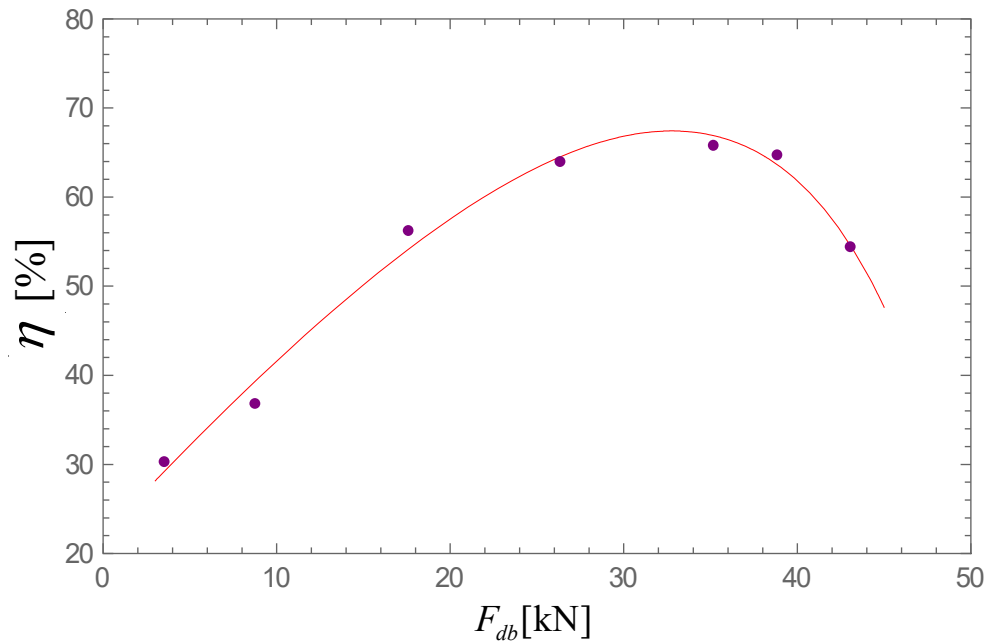
10.2. Zavisnost posmatranih veličina za različite vrste goriva



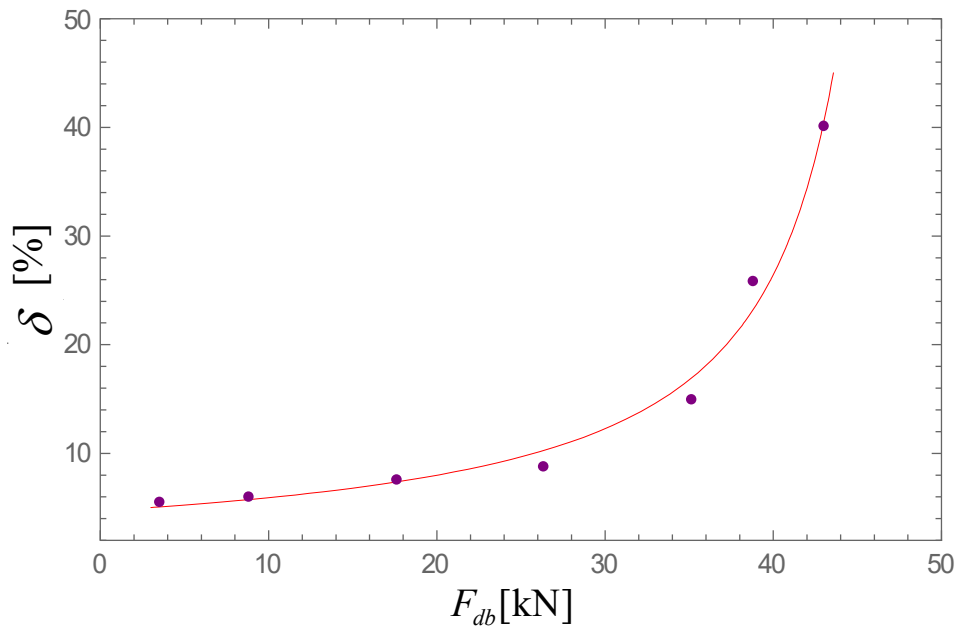
Slika P1. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za ED, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.16 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.7



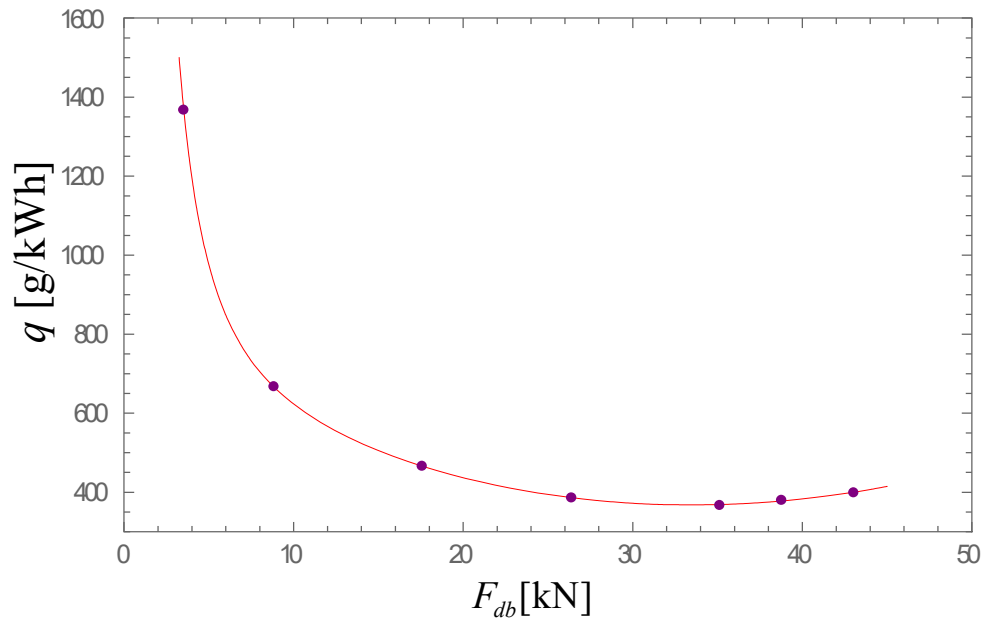
Slika P2. Zavisnost snage i sile na poteznici za ED, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.7



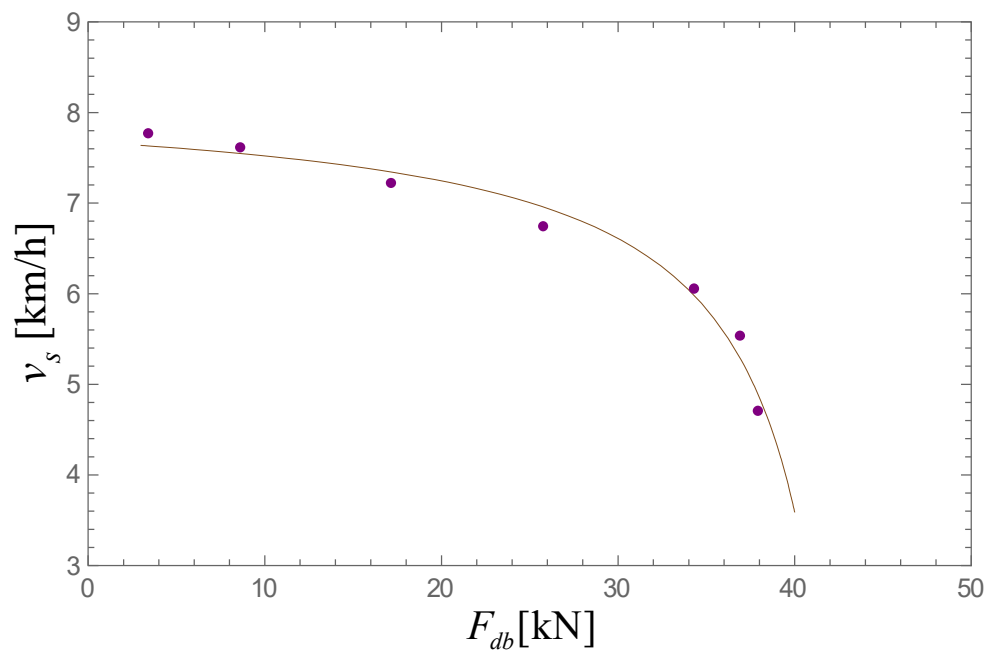
Slika P3. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za ED, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.24 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.7



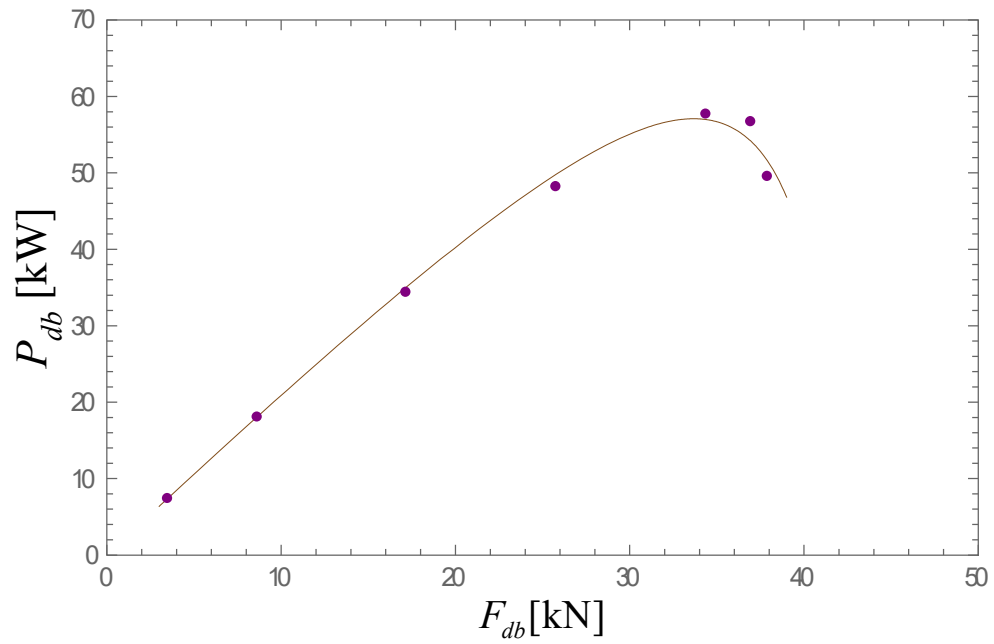
Slika P4. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za ED, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.33 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.7



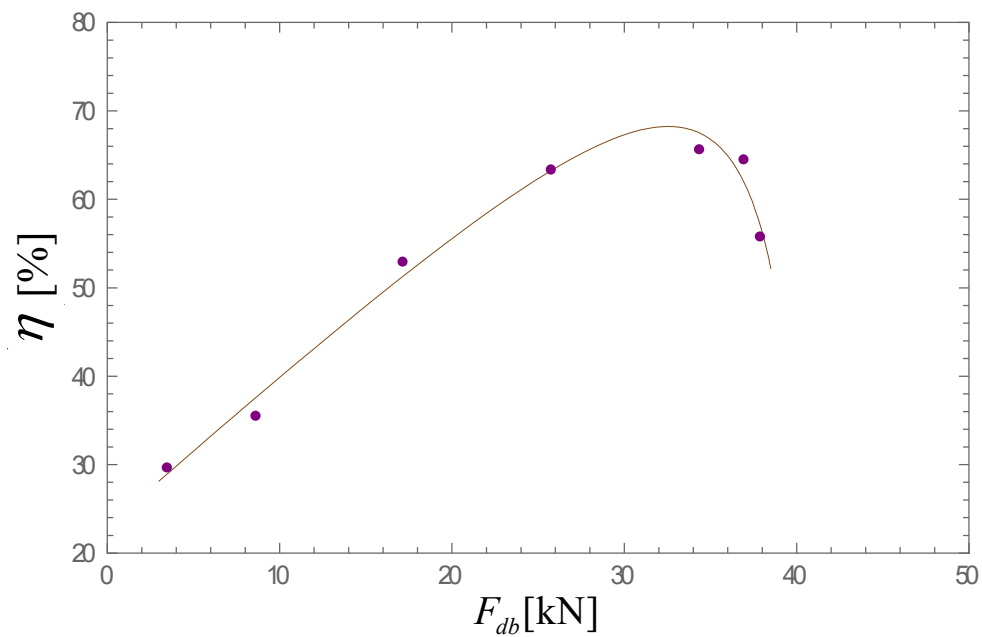
Slika P5. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za ED, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.41 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.7



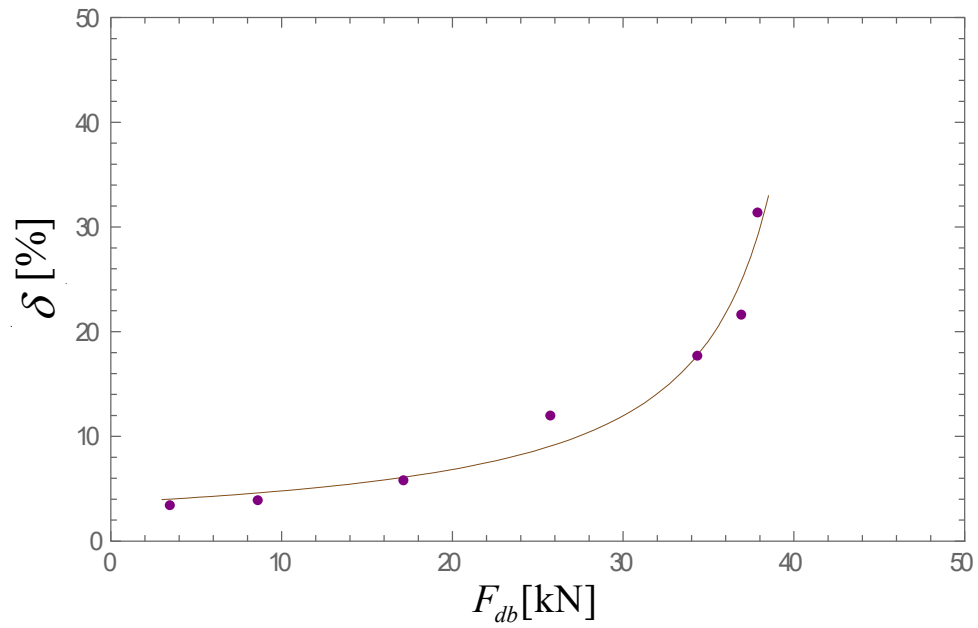
Slika P6. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD7, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.17 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.8



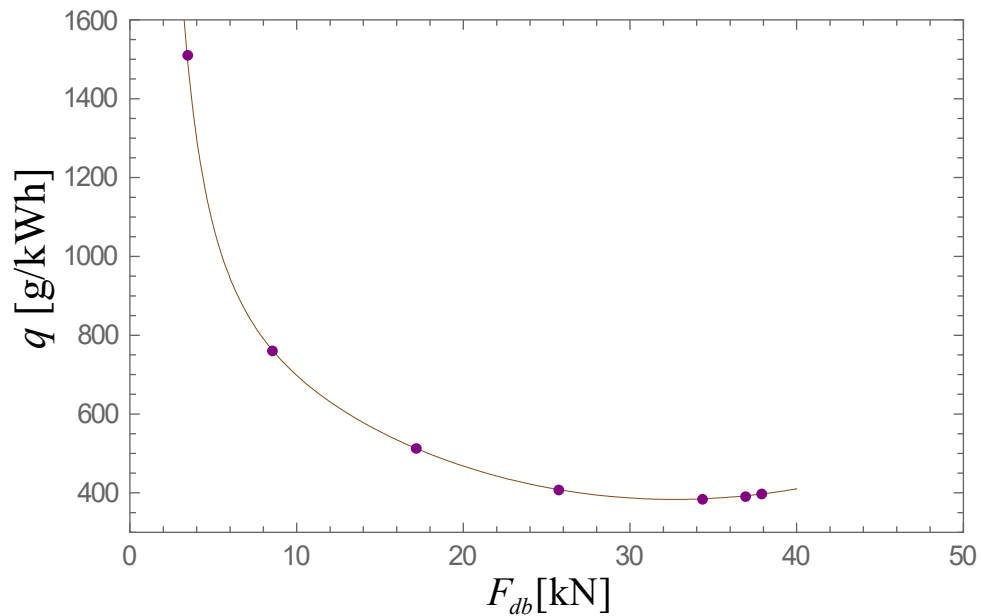
Slika P7. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD7, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.8



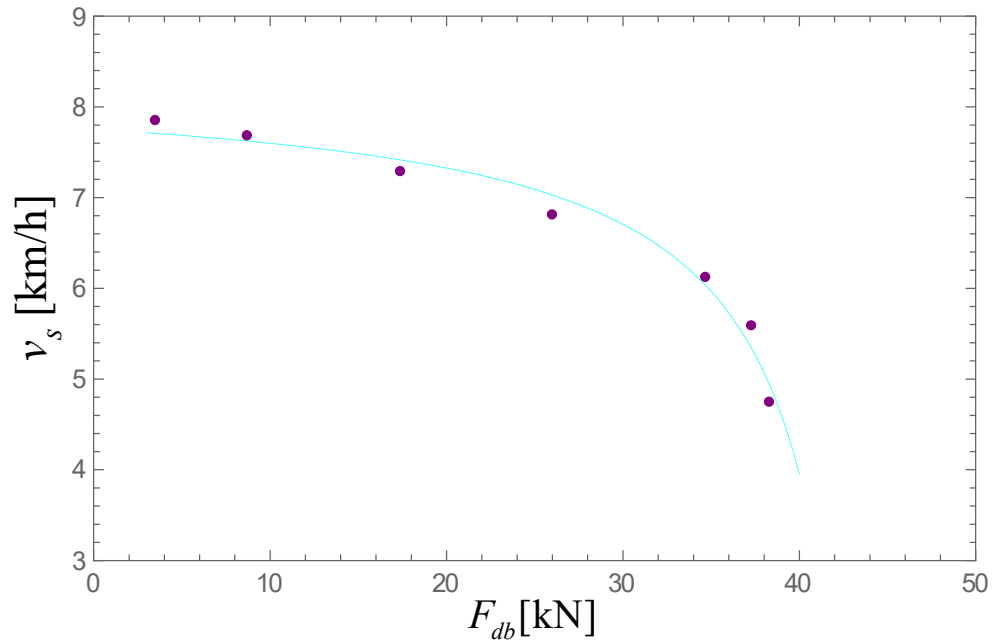
Slika P8. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za BD7, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.25 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.8



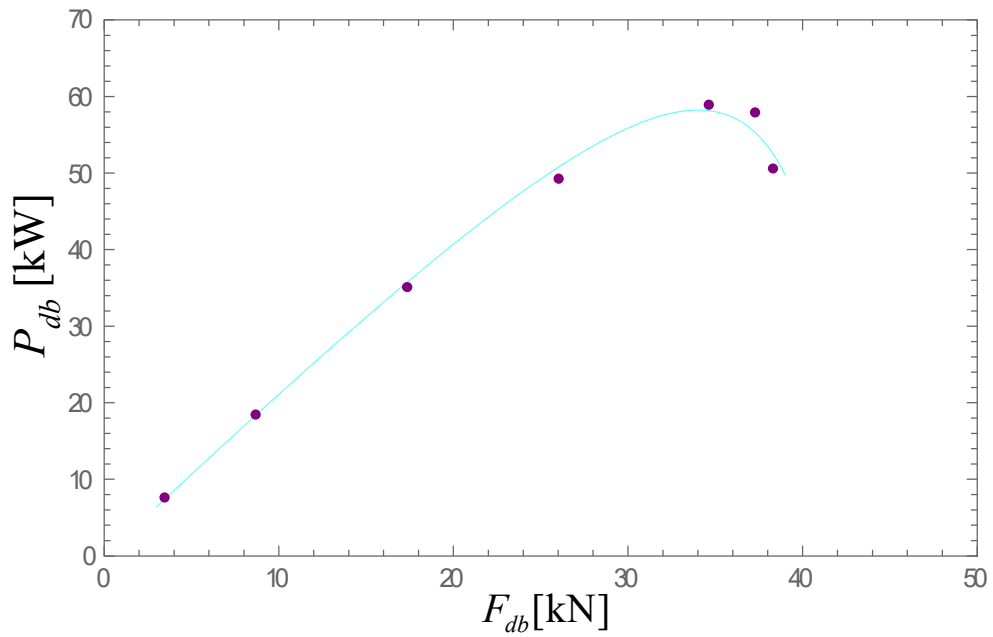
Slika P9. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD7, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.34 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.8



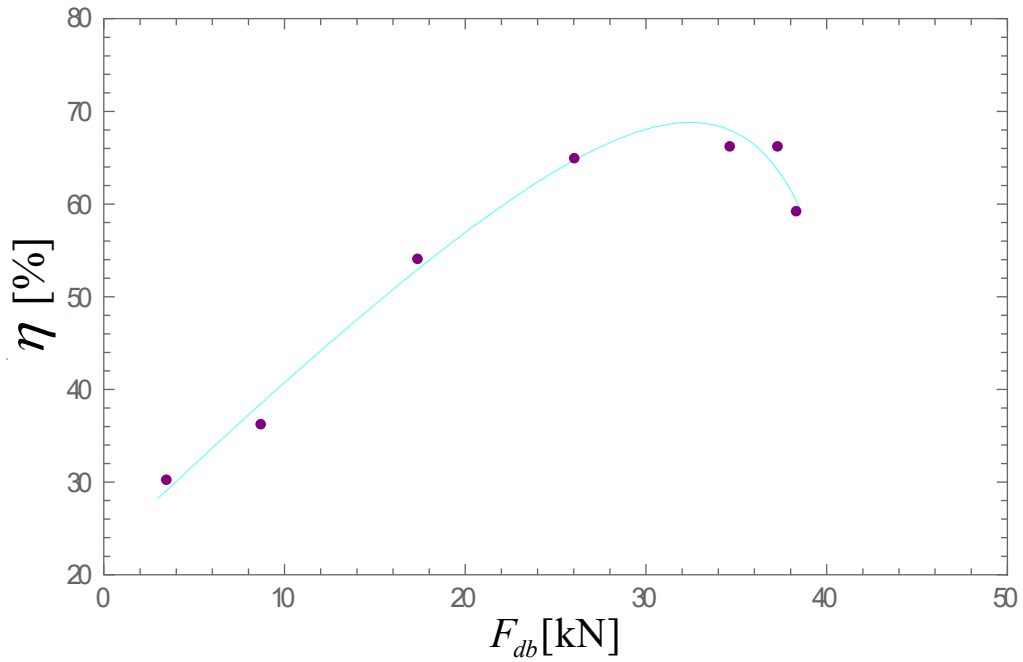
Slika P10. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD7, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.42 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.8



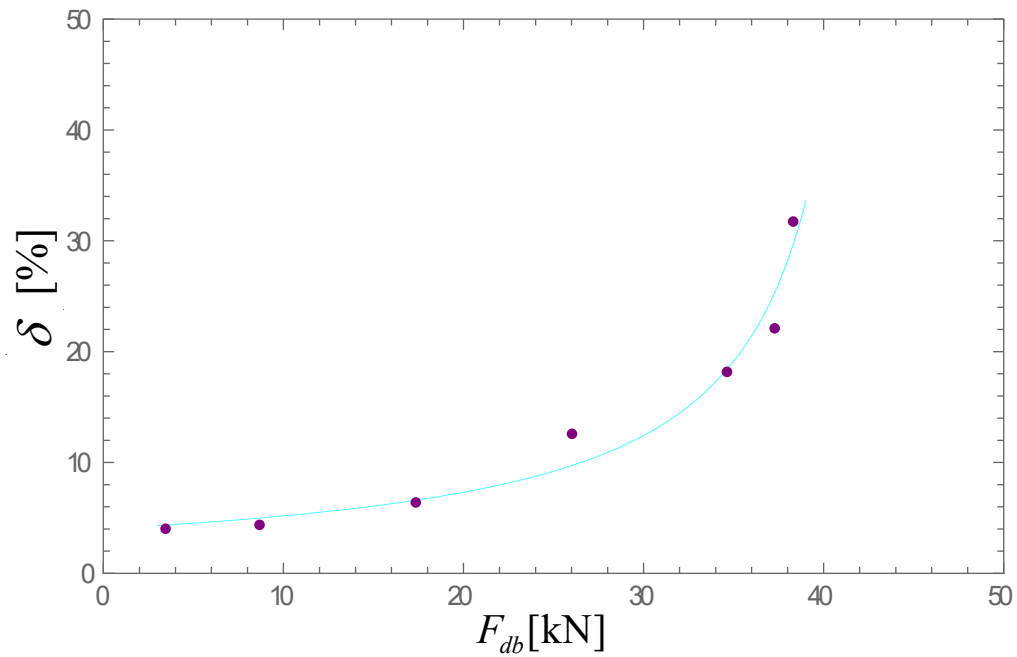
Slika P11. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD14, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.18 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.9



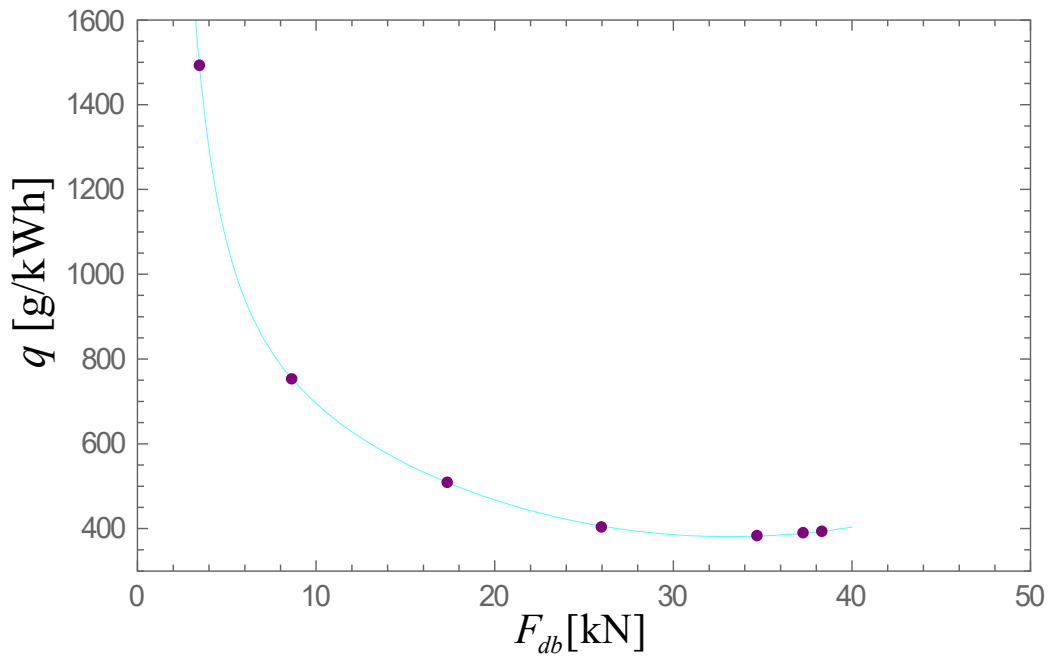
Slika P12. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD14, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.9



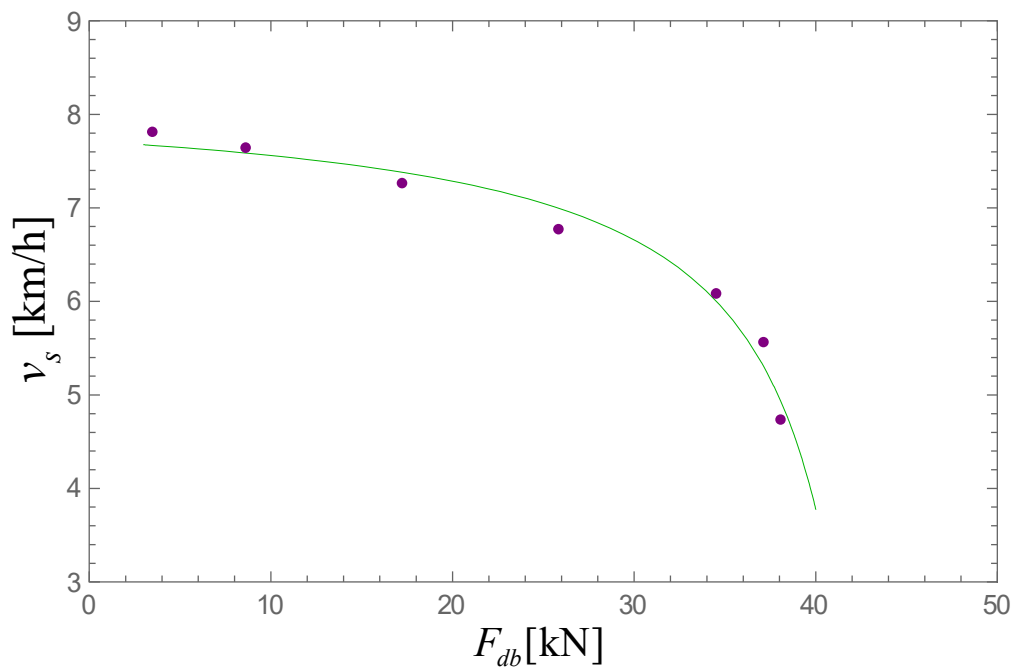
Slika P13. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za BD14, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.26 i eksperimen. podaci iz tabele 6.9



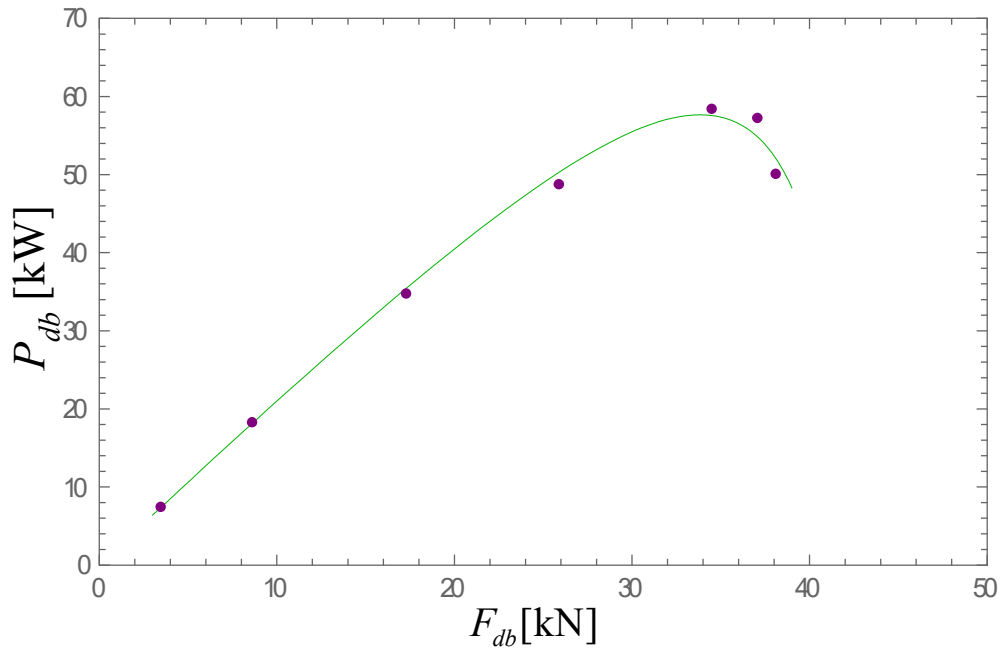
Slika P14. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD14, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.35 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.9



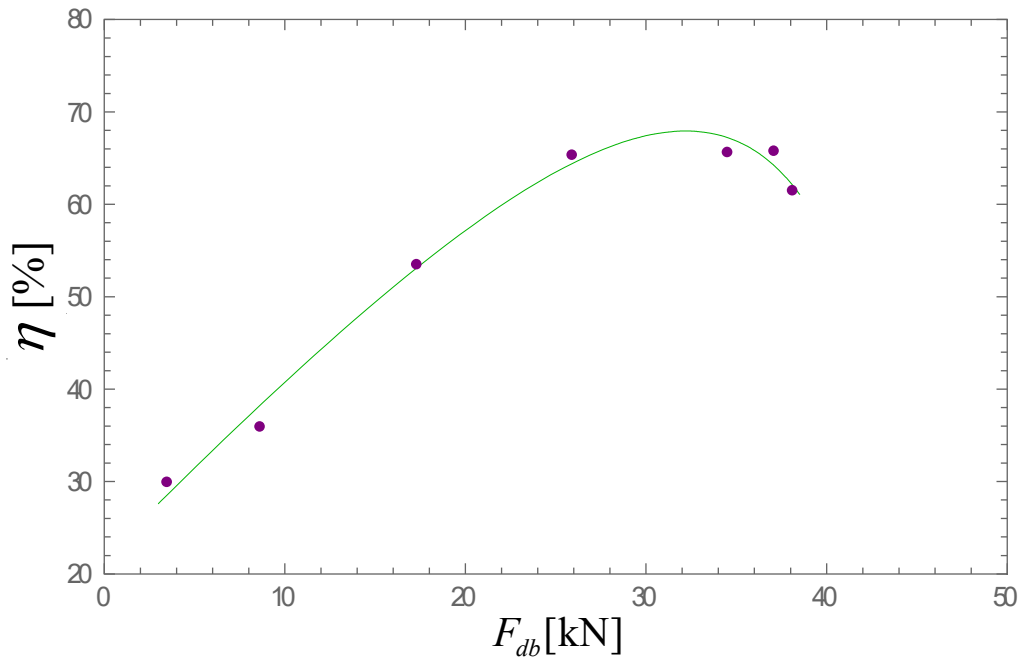
Slika P15. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD14, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.43 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.9



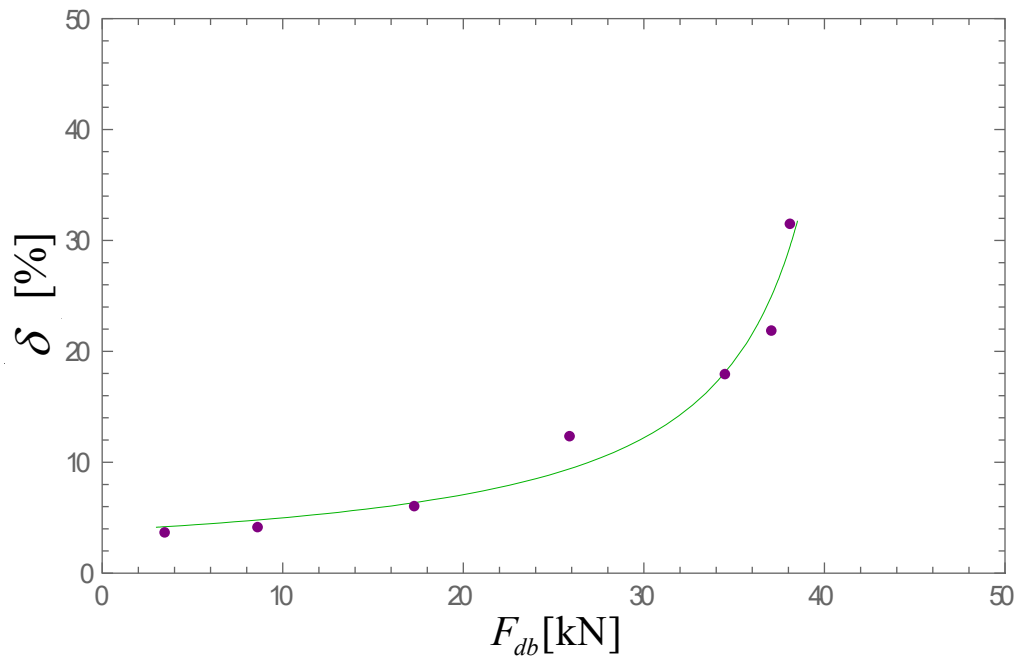
Slika P16. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD20, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.19 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.10



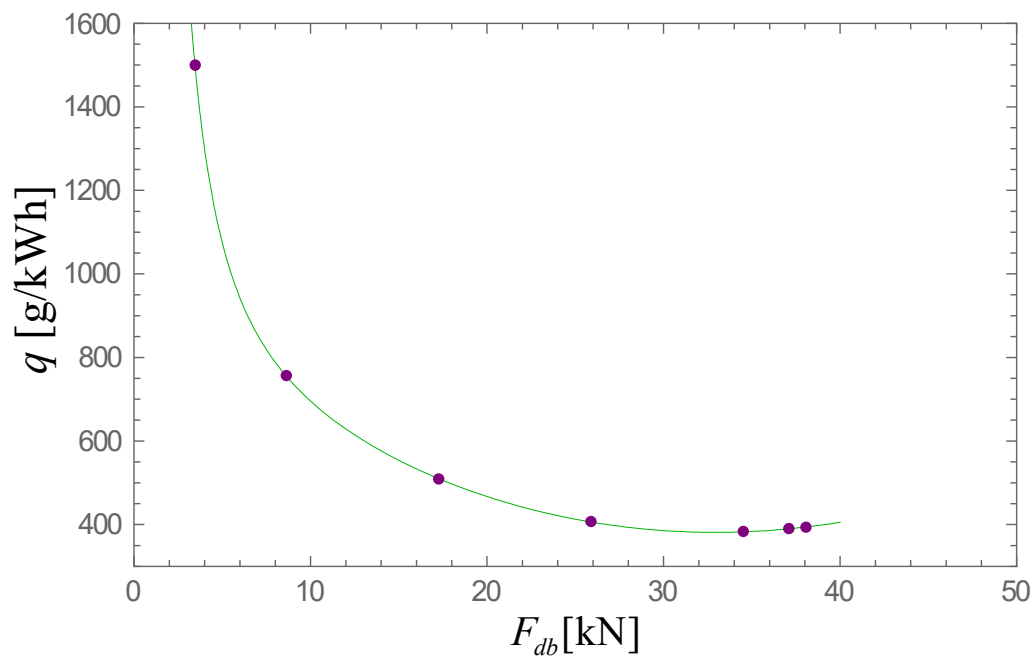
Slika P17. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD20, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.10



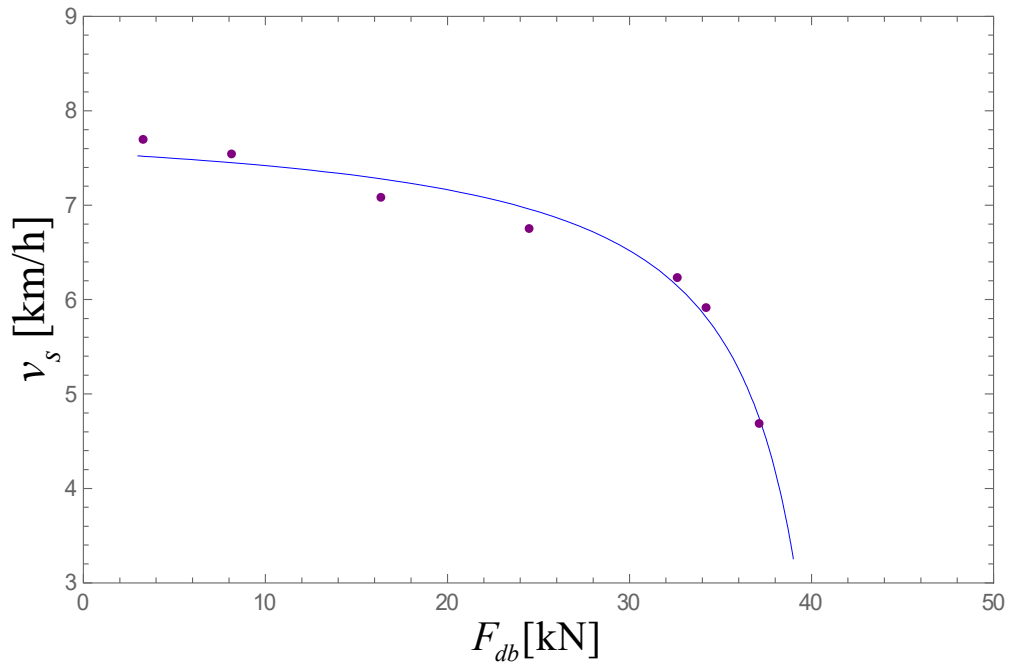
Slika P18. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za BD20, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.27 i eksperimen. podaci iz tabele 6.10



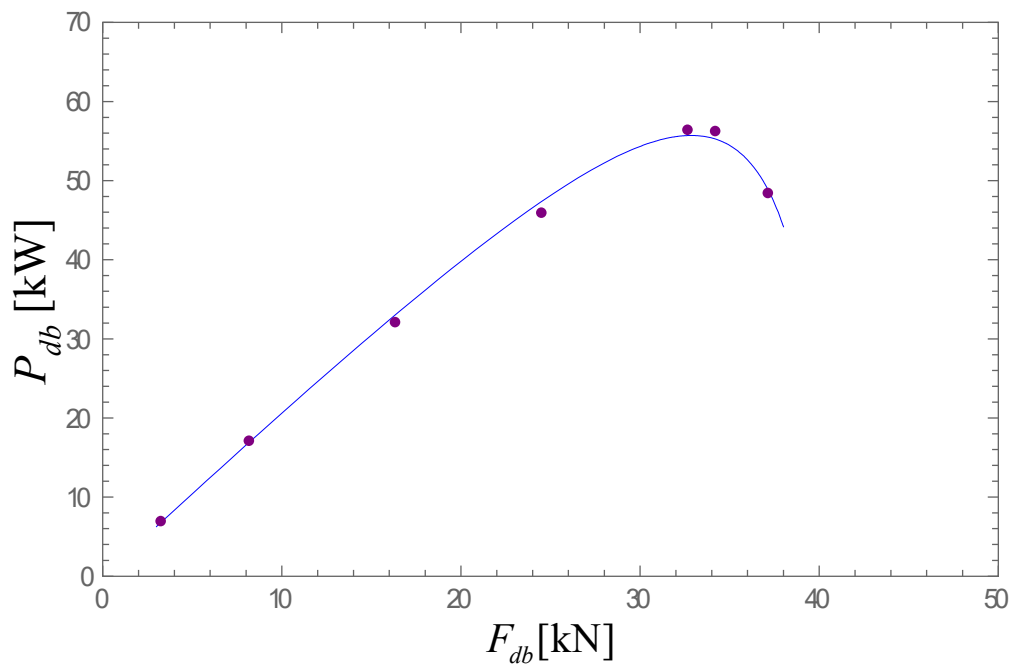
Slika P19. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD20, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.36 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.10



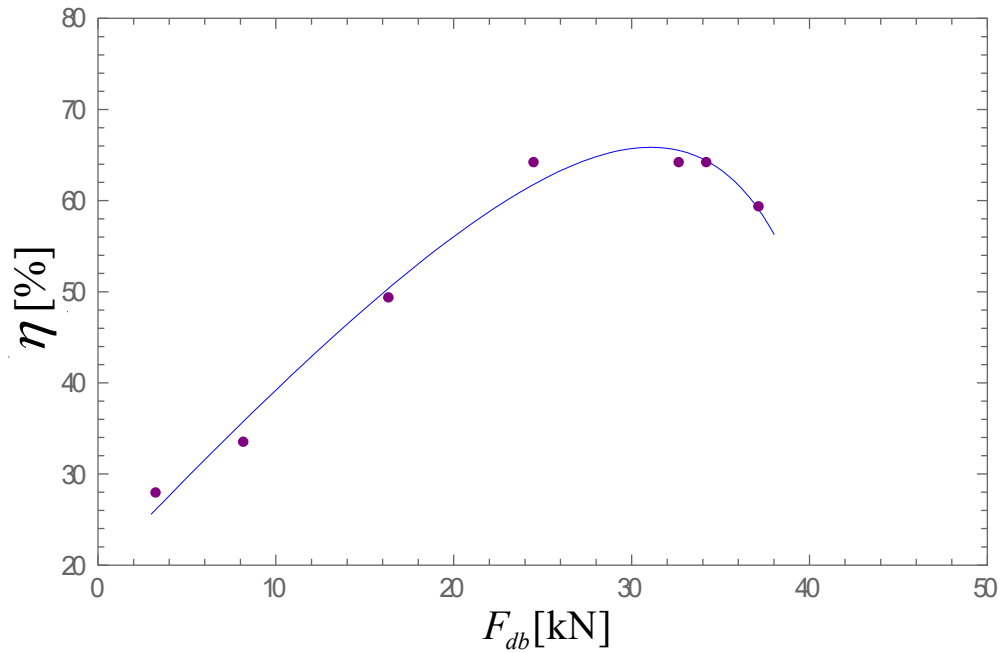
Slika P20. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD20, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.44 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.10



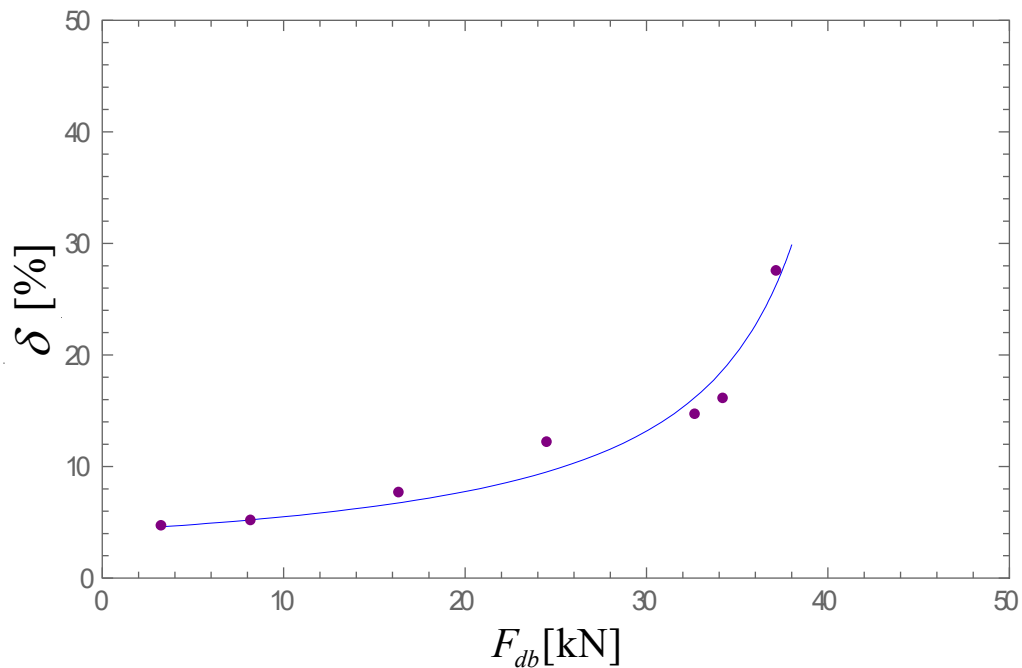
Slika P21. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD40, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.20 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.11



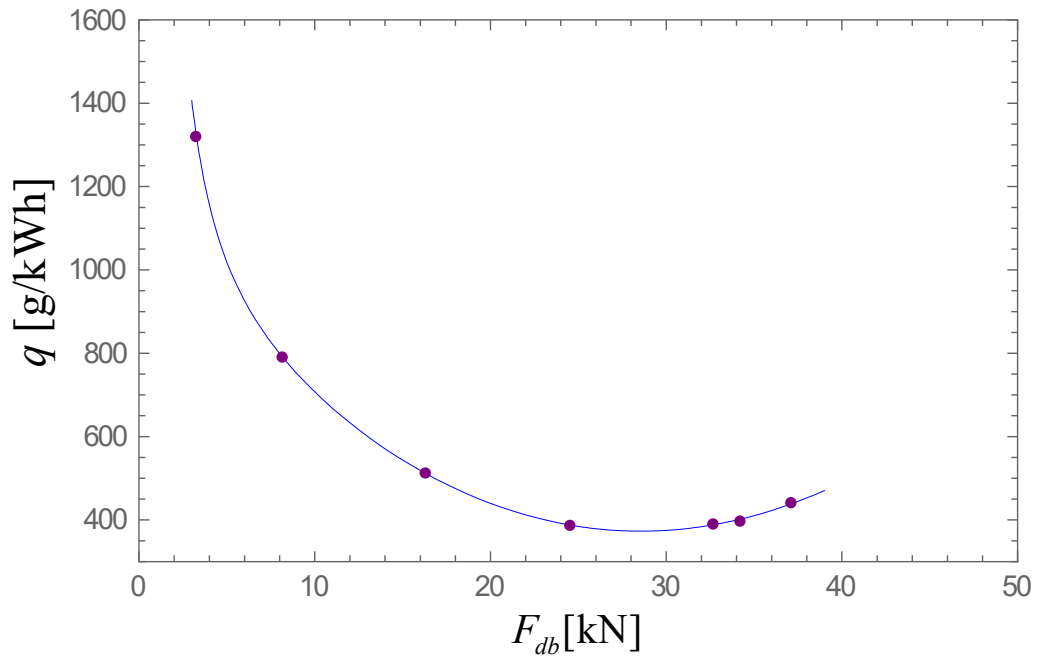
Slika P22. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD40, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.11



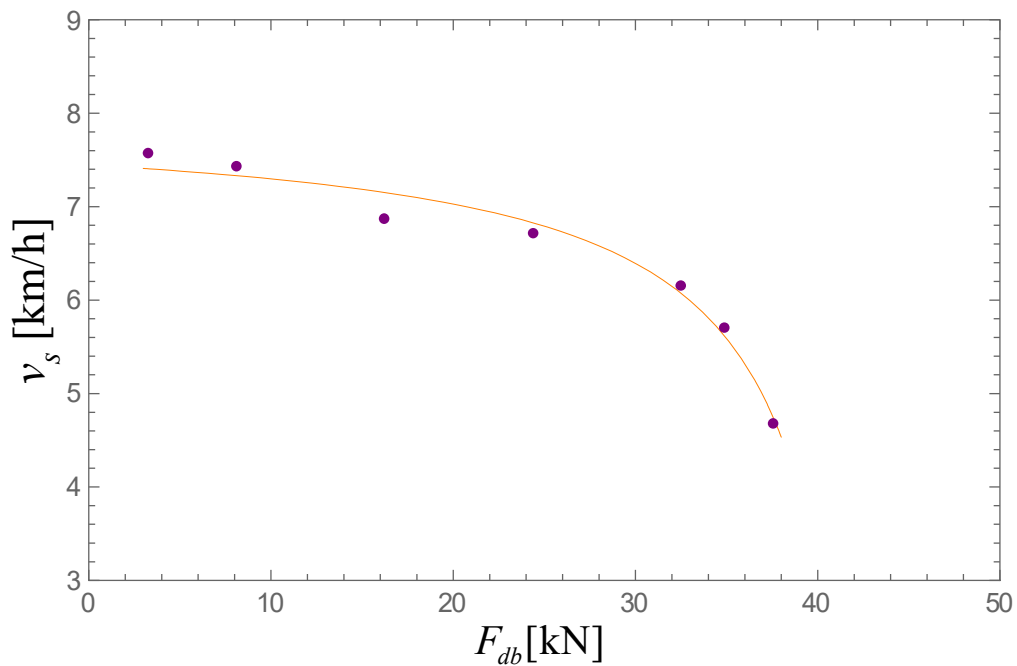
Slika P23. Zavisnost koeficijenta iskoriscenja snage i sile na poteznici za BD40, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.28 i eksperimen. podaci iz tabele 6.11



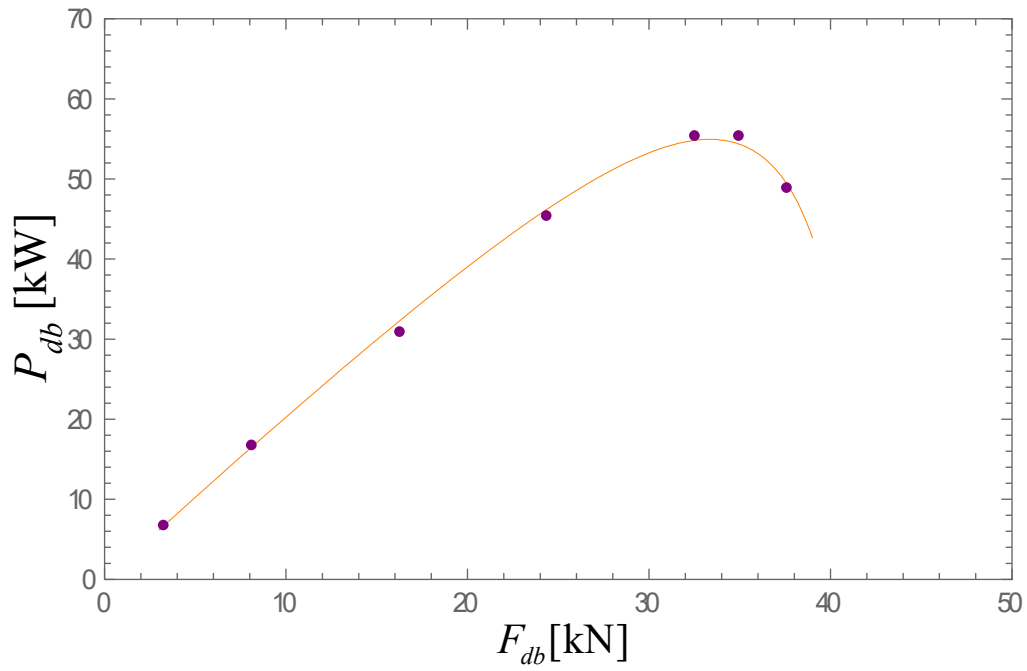
Slika P24. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD40, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.37 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.11



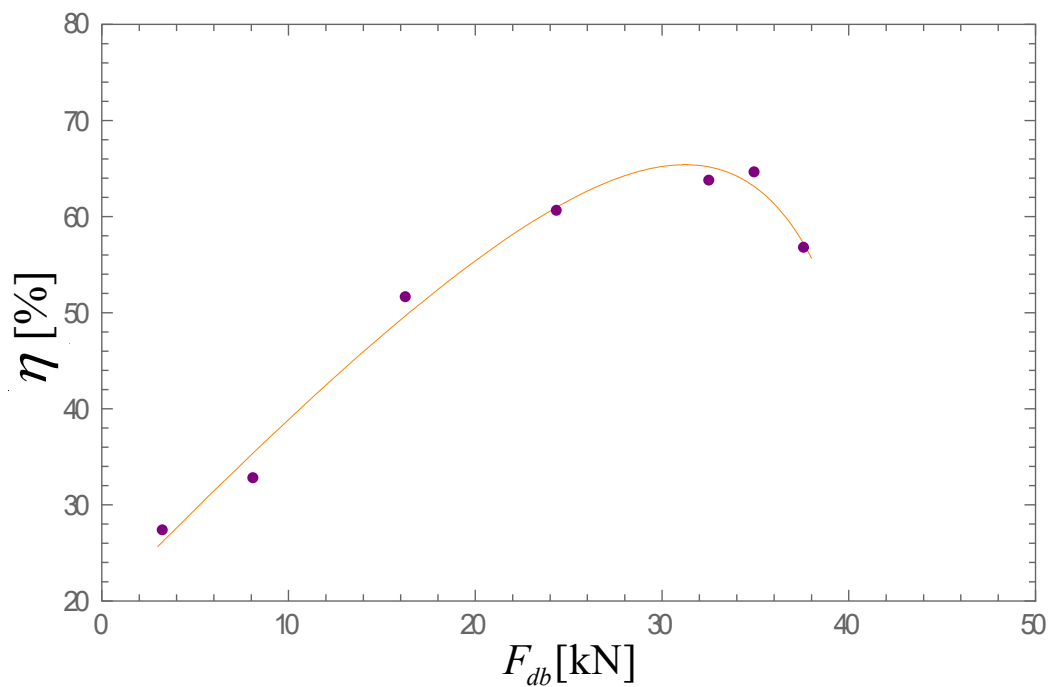
Slika P25. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD40, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.45 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.11



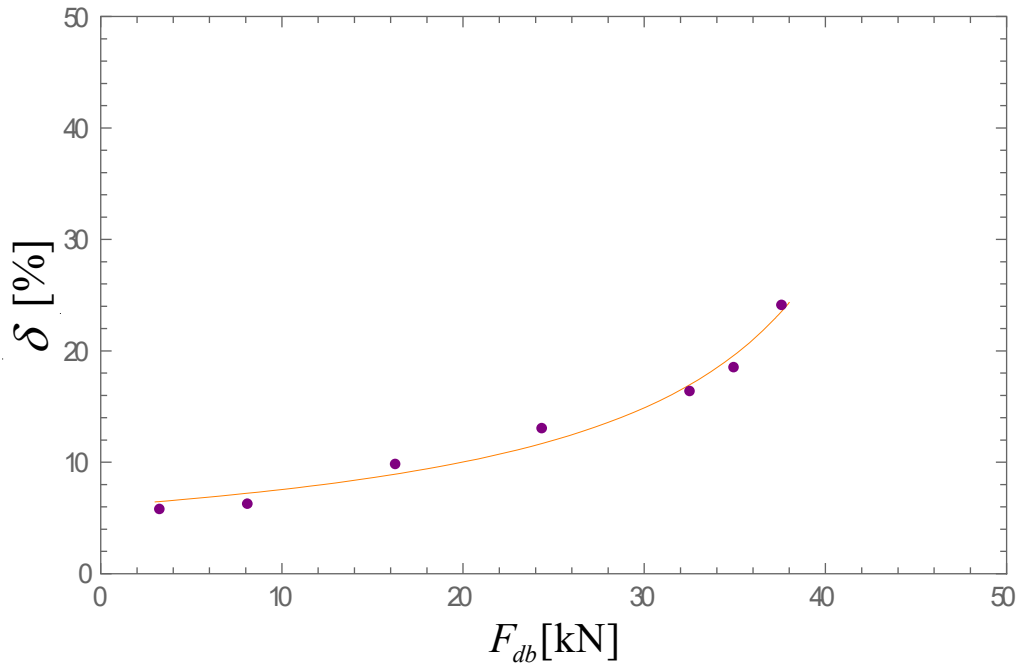
Slika P26. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD60, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.21 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.12



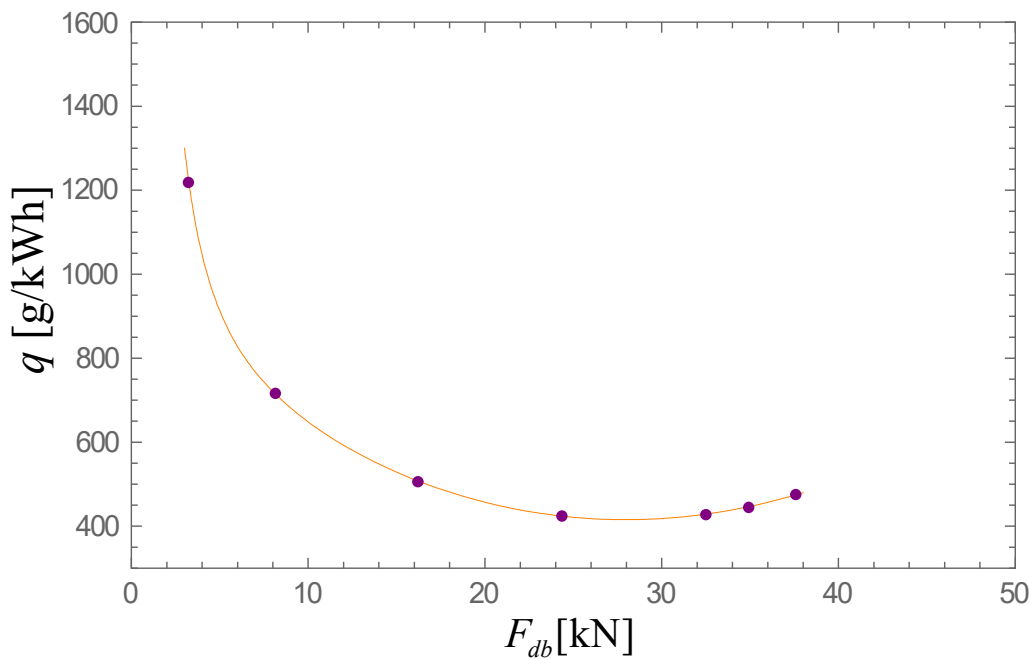
Slika P27. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD60, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.12



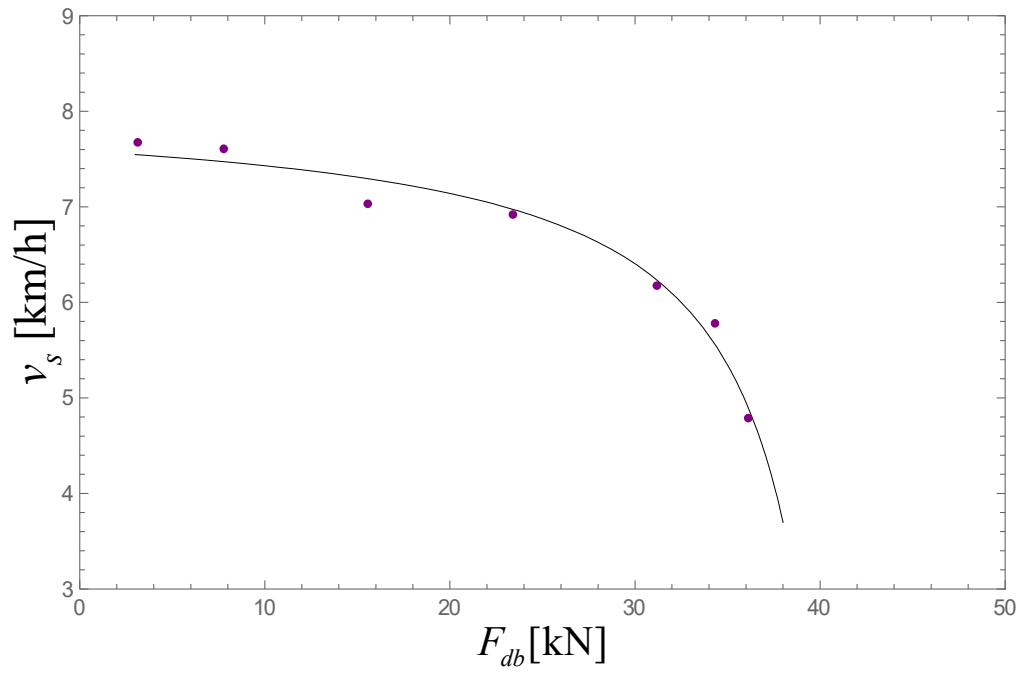
Slika P28. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za BD60, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 5.29 i eksperimen. podaci iz tabele 6.12



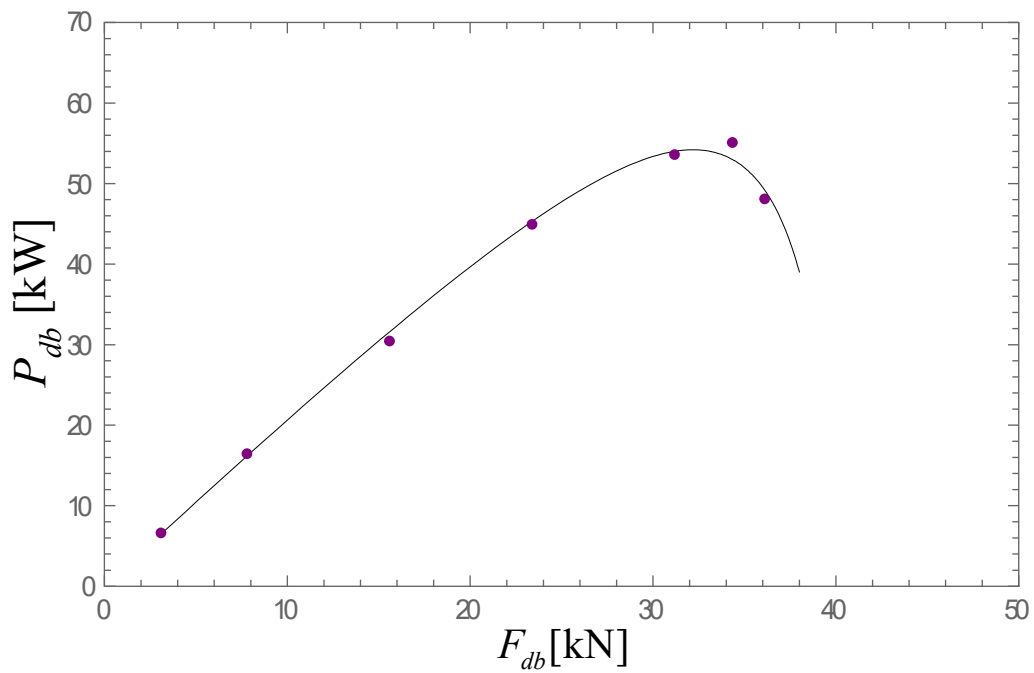
Slika P29. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD60, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.38 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.12



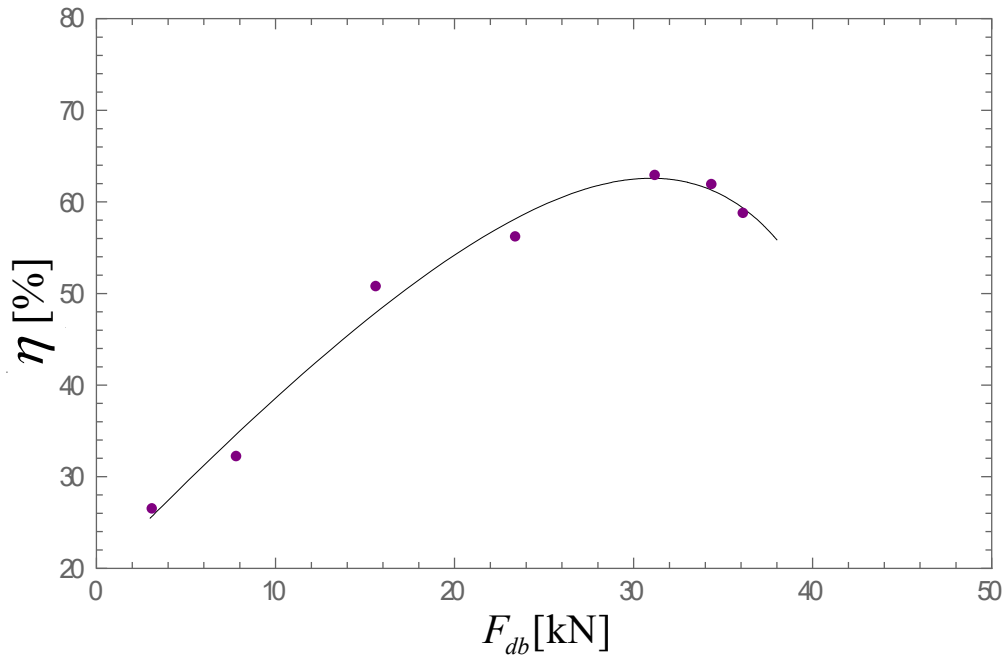
Slika P30. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD60, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.46 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.12



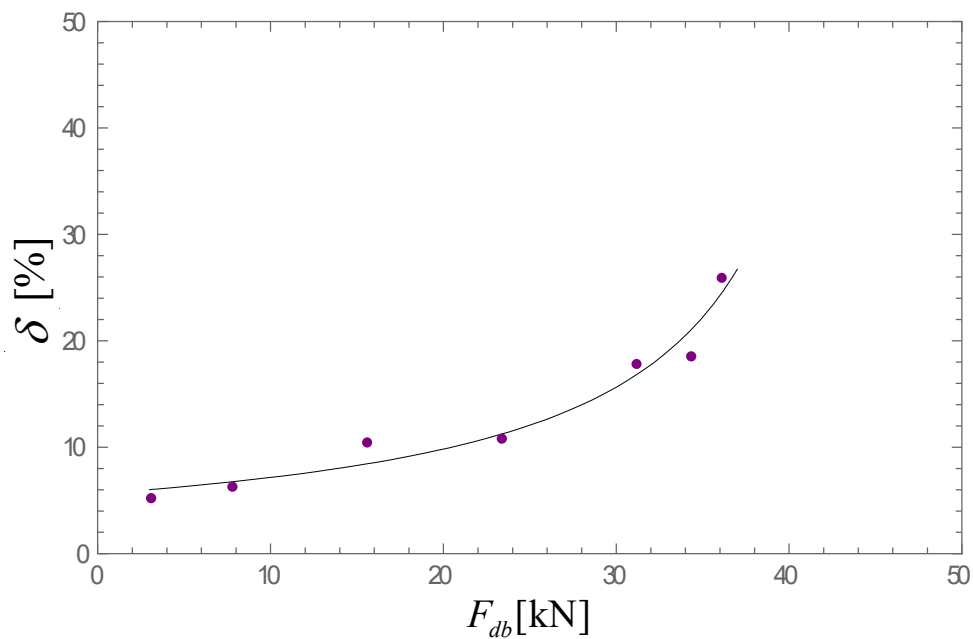
Slika P31. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD80, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.22 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.13



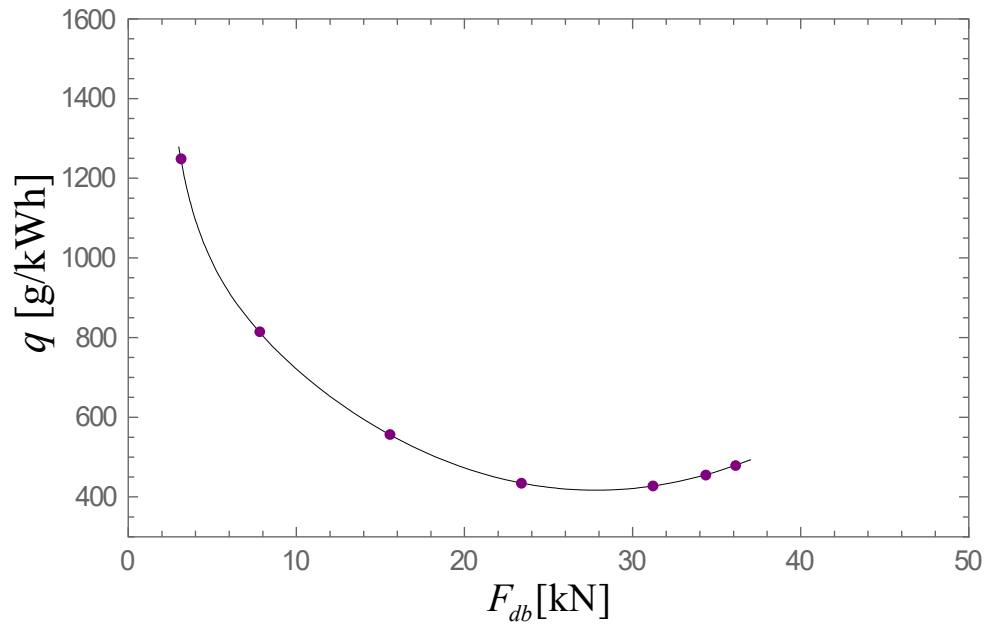
Slika P32. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD80, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.13



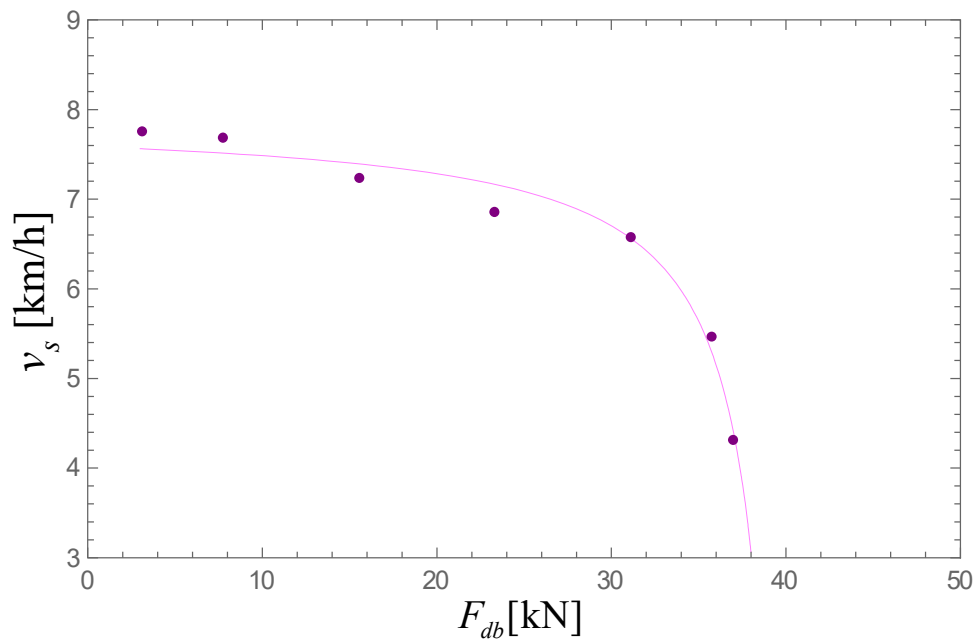
Slika P33. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za BD80, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.30 i eksperimen. podaci iz tabele 6.13



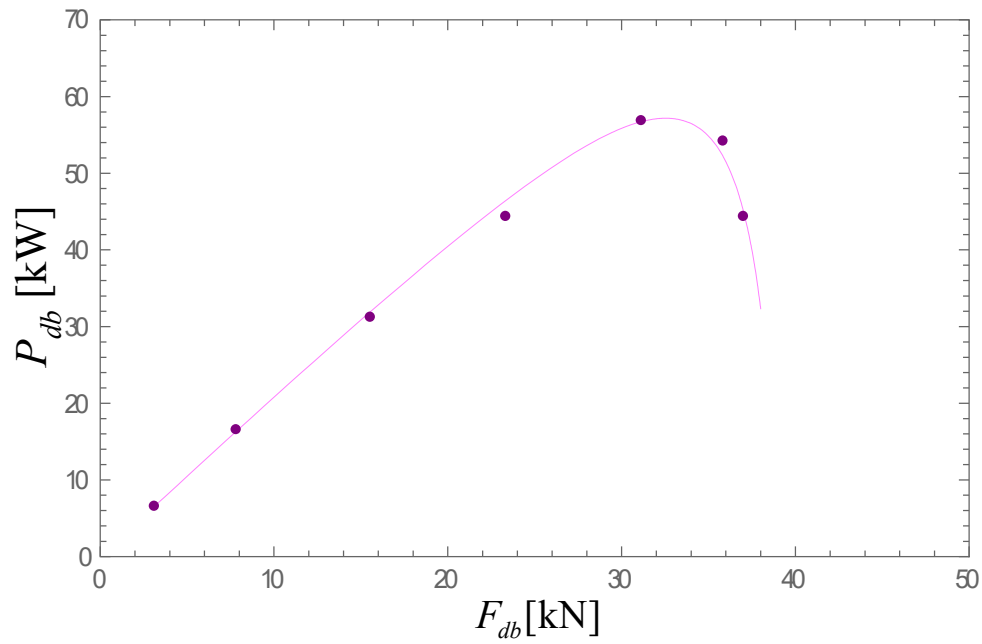
Slika P34. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD80, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.39 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.13



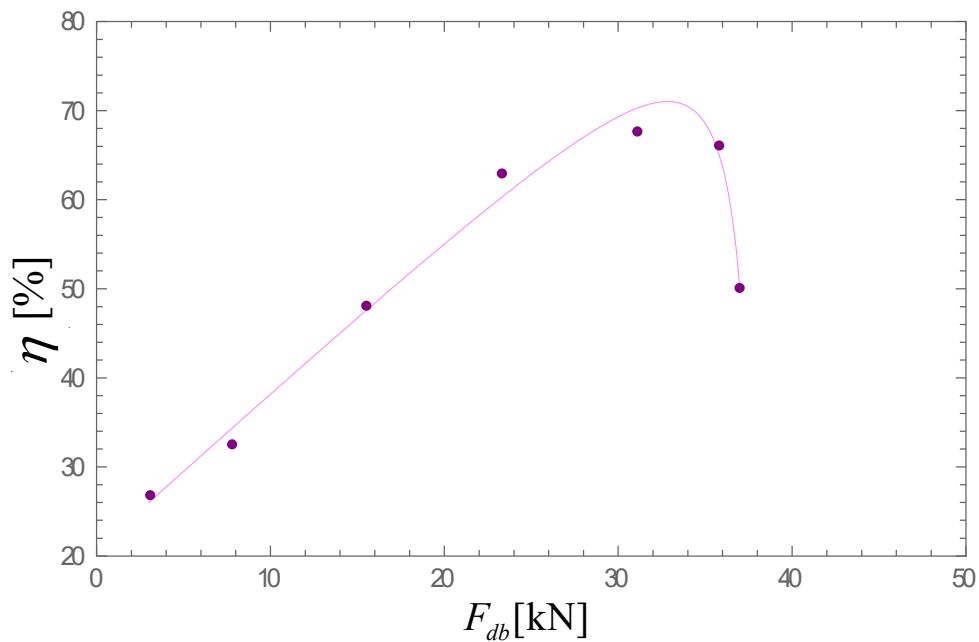
Slika P35. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD80, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.47 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.13



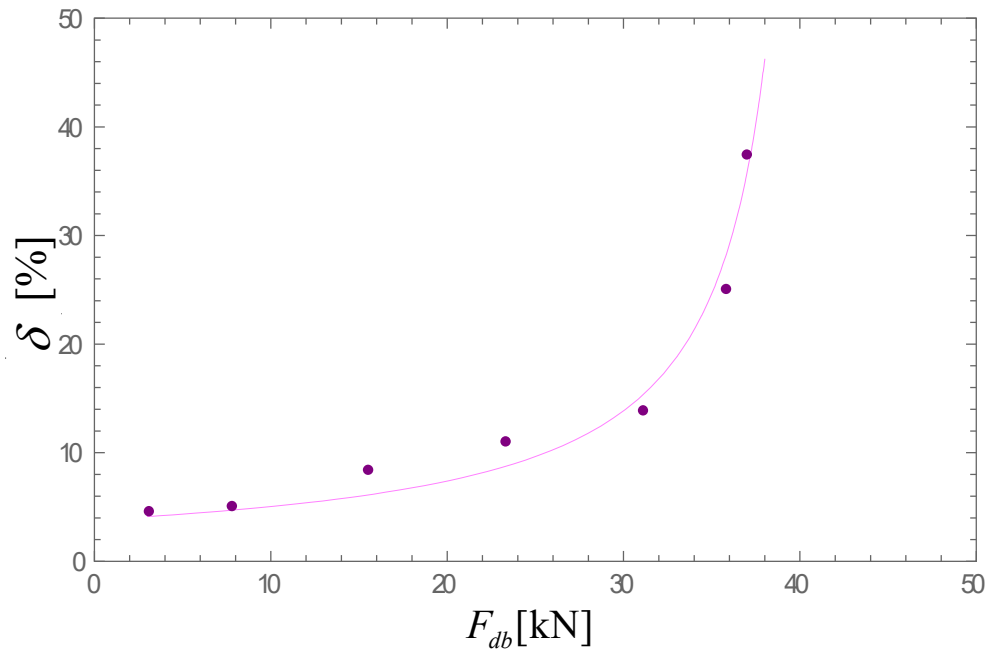
Slika P36. Zavisnost stvarne brzine i sile na poteznici za BD100, model (6.1), regresioni koeficijenti iz tabele 6.23 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.14



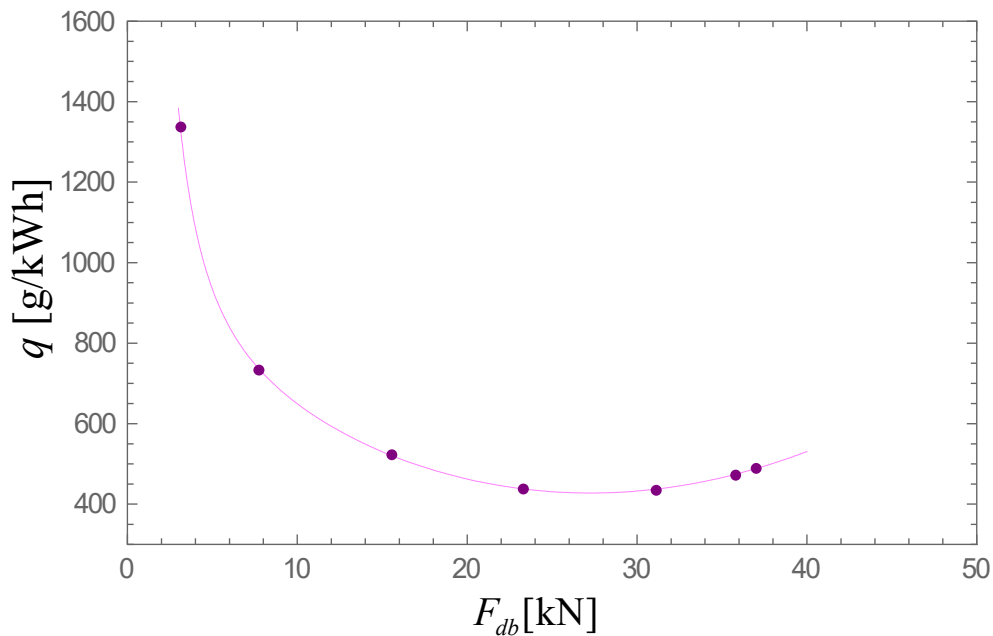
Slika P37. Zavisnost snage i sile na poteznici za BD100, model (6.5), eksperimentalni podaci iz tabele 6.14



Slika P38. Zavisnost koeficijenta iskorišćenja snage i sile na poteznici za BD100, model (6.2), regresioni koeficijenti iz tabele 6.31 i eksperimen. podaci iz tabele 6.14



Slika P39. Zavisnost klizanja i sile na poteznici za BD100, model (6.3), regresioni koeficijenti iz tabele 6.40 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.14



Slika P40. Zavisnost specifične potrošnje goriva i sile na poteznici za BD100, model (6.4), regresioni koeficijenti iz tabele 6.48 i eksperimentalni podaci iz tabele 6.14

11. BIOGRAFIJA

Mr. Igor Ivanišević rođen je 02.07.1978. godine u Bačkoj Topoli, opština Bačka Topola. Po nacionalnosti je Srbin. Osnovnu školu je završio u Bačkoj Topoli sa odličnim uspehom. U Bečeju je 1997. godine završio srednju Tehničku školu na smeru mašinski tehničar, iste godine je i maturirao, sa odličnim uspehom.

Poljoprivredni fakultet u Novom Sadu, smer Poljoprivredna tehnika završio je 26.11.2004. godine sa prosečnom ocenom 8,08 kada je i odbranio diplomski rad pod nazivom „Automatski sistemi na traktorima” sa ocenom 10 (deset).

Magistarske studije upisao je školske 2004/2005 godine na Poljoprivrednom fakultetu u Novom Sadu na smeru Razvoj i koršćenje pogonskih mašina i traktora-. Položio je sve ispite predviđene planom i programom, i odbranio magistarski rad pod nazivom „Mogućnost supstitucije dizel goriva foislnog porekla biodizelom na primeru imanja veličine 2000 hektara“ 11.07. 2012.godine.

U periodu 2005. godine nalazi se na odsluženju vojnog roka u Novom Sadu.

U periodu od 1.10.2003. do 1.09.2004. radio na poslovima Service manager, u kompaniji Farm Industries, Novi Sad . 01.03.2006. godine zaposlio se na imanju PP "Pobeda" a.d., Pobeda kao Rukovodilac mehanizacije. U periodu od 1.09.2006. do 31.12.2008. radio je na poslovima Rukovodilac ratarstva i mehanizacije – na imanju PP "Pobeda" a.d., Pobeda. Od 31.12.2008. do 16.09.2012. obavljao je dužnost na mestu Generalnog direktora - na imanju PP "Pobeda" ad. U periodu od 16.09.2012. do 11.01.2016. radio je na mestu Generalnog direktora PTK “Panonija” a.d. Od 16.01.2016. radi na mestu Farm operations manager u kompaniji Yugo Elite Agro. Upravlja procesom proizvodnje, projektima i uvođenju neophodnih standarda na imanju a.d.”Zobnatica”. Na poziciji Farm opertions managera upoznat je sa prozvodnjom na farmama “Elite Agro” Abu Dhabi i „Elite Harvest” Maroko. Član je tima za uvođenje Global G.A.P., HACCP, HALAL, ISO 9001, ISO 14000, ISO 18000, BRC i SEDEX standarda neophodnih za profesinalno rukovođenje proizvodnje. Posedovanje sertifikata Basic Trening

SV260/GLPlanters/GL field Training-Grimme. Govori, čita i piše engleski jezik. Služi se mađarskim jezikom.

Oženjen je i ima petoro dece.