

Proračun profila izgaranja u mogućem području rada HCCI motora

Slavica, Andrej

Master's thesis / Diplomski rad

2016

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:704760>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-24**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Andrej Slavica

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Dr. sc. Darko Kozarac, dipl. ing.

Student:

Andrej Slavica

Zagreb, 2016.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se osoblju Katedre za motore i vozila na računalu koje mi je stavljeno na raspolaganje u svrhu izrade ovoga rada, a posebno bih se želio zahvaliti na pomoći koju su mi pružili moj mentor, dr.sc. Darko Kozarac, te znanstveni novak Ivan Taritaš, mag.ing.mech.

Andrej Slavica



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Andrej Slavica** Mat. br.: 0035172606

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun profila izgaranja u mogućem području rada HCCI motora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Calculation of combustion profiles in feasible operating range of HCCI engine**

Opis zadatka:

U ovom radu potrebno je izračunati profile izgaranja HCCI motora pogonjenog etanolom u cijelom području rada. Za proračun profila izgaranja koristit će se simulacijski alat AVL Boost i pri tome će se primijeniti višezonski model HCCI izgaranja s detaljnom kemijskom kinetikom. Prije proračuna primjenom višezonskog modela potrebno je provesti proračun s brzim modelom izgaranja (Vibe) kojim će se odrediti moguće područje rada motora unutar kojeg će se tražiti rješenja za profile izgaranja. Profili izgaranja računat će se za točno određene radne točke koje će biti definirane temeljem određenog mogućeg područja rada motora.

Rad će se sastojati od:

1. Opisa programskog paketa koji će se koristiti u radu.
2. Opisa modela kompletnog motora s brzim modelom izgaranja pomoću kojeg će se računati područje rada HCCI motora, te eventualnih modifikacija koje su na njemu napravljene.
3. Opisa reduciranog modela motora koji koristi detaljnu kemijsku kinetiku i reakcijski mehanizam za etanol, te eventualnih modifikacija koje su na njemu napravljene.
4. Prikaza rezultata određivanja područja rada motora.
5. Određivanja radnih točaka za koje će se računati profili izgaranja.
6. Proračuna profila izgaranja u zadanim radnim točkama.
7. Prikaza svih rezultata i izvedenih zaključaka.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu diplomskoga rada.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu tuđu pomoć.

Zadatak zadan:
14. siječnja 2016.

Rok predaje rada:
17. ožujka 2016.

Predviđeni datumi obrane:
23., 24. i 25. ožujka 2016.

Zadatak zadao:


Doc. dr. sc. Darko Kozarac

Predsjednica Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. HCCI MOTORI.....	3
2.1. Razvoj HCCI motora	3
2.2. Značajke HCCI motora	5
2.2.1. Ograničenja i karakteristike radnog područja HCCI motora	7
2.2.2. Strategije upravljanja radom HCCI motora	12
2.2.2.1. Strategija zadržavanja produkata izgaranja kod četverotaktnih motora	13
2.2.2.2. Strategija povrata produkata izgaranja kod četverotaktnih motora	16
3. SIMULACIJSKI PROGRAM AVL BOOST	19
3.1. Proračun procesa u cilindru.....	20
3.1.1. Vibe-ov model izgaranja.....	22
3.1.2. 1-zonski HCCI model izgaranja.....	24
3.1.3. 6-zonski HCCI model izgaranja.....	24
4. ODREĐIVANJE MOGUĆEG RADNOG PODRUČJA HCCI MOTORA.....	29
4.1. Plan rada uz zadane parametre i ograničenja	30
4.2. Modifikacije modela motora	33
4.2.1. Regulacija rada mehaničkog kompresora	34
4.2.2. Regulacija rada hladnjaka zraka	35
4.2.3. Regulacija rada sustava za ubrizgavanje goriva	37
4.3. Izračun krivulje 100% opterećenja	39
4.4. Izračun krivulja 80% i 60% opterećenja	41
4.5. Izračun krivulja 40% i 20% opterećenja	46
4.6. Rezultati	47
4.6.1. Izrada matrice radnih točaka za proračun profila izgaranja	51
5. PRORAČUN PROFILA IZGARANJA ZA ODABRANE RADNE TOČKE.....	55
5.1. Priprema proračuna	56
5.1.1. Podešavanje odziva regulacijskih krugova	60
5.2. Tijek proračuna profila izgaranja	64

5.2.1. Proračun profila izgaranja u ovisnosti o granici stabilnosti izgaranja	65
5.3. Problemi prilikom proračuna profila izgaranja	66
5.4. Rezultati	67
6. ZAKLJUČAK.....	69

POPIS SLIKA

Slika 1.	Poprečni presjek 2-taktnog ATAC motora [1]	4
Slika 2.	Povijesni pregled značajnih događaja u razvoju HCCI motora [1].....	5
Slika 3.	Usporedba indikatorskog dijagrama Otto i HCCI motora [1].....	6
Slika 4.	Ograničenja radnog područja HCCI motora [1].....	7
Slika 5.	Srednji indicirani tlak (p_i , bar) HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1].....	9
Slika 6.	Specifična emisija ugljikovog monoksida (CO , g/kWh HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1].....	10
Slika 7.	Specifična emisija neizgorjelih ugljikovodika (HC , g/kWh) HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1]	11
Slika 8.	Specifična emisija dušikovih oksida (NO_x , g/kWh) HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1].....	12
Slika 9.	Razvodni dijagram četverotaktnog motora; IO – ispuh otvara, IZ – ispuh zatvara, UO – usis otvara, UZ – usis zatvara [2]	13
Slika 10.	Shematski prikaz strategije upravljanja radom HCCI motora zadržavanjem produkata izgaranja [1].....	14
Slika 11.	Usporedba razvodnih dijagrama kod strategije zadržavanja produkata izgaranja [1]	15
Slika 12.	Razvodni dijagram kod strategije povrata produkata izgaranja [1]	16
Slika 13.	Usporedba gubitaka rada između metode zadržavanja i metode povrata ispušnih plinova [1]	17
Slika 14.	Shematski prikaz razvodnog sustava na prototipnom motoru AVL-CSI [1]	18
Slika 15.	Proračunski model procesa u cilindru [4].....	20
Slika 16.	Aproksimacija krivulja količine izgorjenog goriva i oslobođene topline pomoću Vibe-ove funkcije [4]	23
Slika 17.	Utjecaj parametra m na oblik Vibe-ove funkcije [4].....	23
Slika 18.	Shematski prikaz 6-zonskog proračunskog modela [4]	25
Slika 19.	Model za određivanje mogućeg radnog područja HCCI motora	29
Slika 20.	Ovisnost položaja težišta izgaranja o temperaturi za različite vrijednosti tlaka [5]	31

Slika 21.	Prikaz ostvarivanja negativnog prekrivanja ventila simetričnim razmicanjem točaka IZ i UO	32
Slika 22.	Varijabla dodijeljena pomaku točke IZ	33
Slika 23.	Varijabla dodijeljena pomaku točke UO	33
Slika 24.	Regulacija rada mehaničkog kompresora.....	34
Slika 25.	Poopćeni shematski dijagram automatske regulacije [6]	34
Slika 26.	Regulacija rada hladnjaka zraka.....	36
Slika 27.	Regulacija rada sustava za ubrizgavanje goriva.....	39
Slika 28.	Najveći omjer tlakova nabijanja turbo-kompresora	40
Slika 29.	Omjer tlakova nabijanja mehaničkog kompresora	40
Slika 30.	Vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 4000 min ⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine dobivenih korištenjem modela motora s mehaničkim kompresorom.....	42
Slika 31.	Vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 3000 min ⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine dobivenih korištenjem modela motora s mehaničkim kompresorom.....	42
Slika 32.	Model motora bez mehaničkog kompresora	43
Slika 33.	Usporedba vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 4000 min ⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine.....	44
Slika 34.	Usporedba vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 3000 min ⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine.....	44
Slika 35.	Krivulje 80% i 60% opterećenja	45
Slika 36.	Specifična efektivna potrošnja goriva za različite strategije prilikom izrade krivulje 20%	47
Slika 37.	Radno područje motora	48
Slika 38.	Vrijednost efektivnog faktora pretička zraka (λ_{ef} , -) za određeno radno područje	49
Slika 39.	Vrijednost udjela ispušnih plinova u cilindru (<i>EGR</i> , %) za određeno radno područje	49
Slika 40.	Vrijednost pomaka točaka IZ i UO (<i>EVC</i> i <i>IVO</i> , °KV) za određeno radno područje	50
Slika 41.	Vrijednost omjera tlaka nabijanja turbo-kompresora (p_3/p_4 , -) za određeno radno područje	50

Slika 42.	Položaj statorskih lopatica turbine turbo-kompresora za određeno radno područje	51
Slika 43.	Vrijednost masenog udjela produkata izgaranja u cilindru (x_{cp} , -) pri 685 °KV ...	52
Slika 44.	Vrijednost masenog udjela goriva u cilindru (x_{fv} , -) pri 685 °KV	52
Slika 45.	Vrijednost temperature u cilindru (T, °C) pri 685 °KV	53
Slika 46.	Vrijednost tlaka u cilindru (p, bar) pri 685 °KV	53
Slika 47.	Reducirani model motora	55
Slika 48.	Funkcija temperature kod proračuna profila izgaranja.....	59
Slika 49.	Odziv regulacijskog sustava [6]	60
Slika 50.	Funkcija tlaka kod proračuna profila izgaranja u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije.....	62
Slika 51.	Funkcija masenog udjela goriva kod proračuna profila izgaranja u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije	62
Slika 52.	Funkcija masenog udjela produkata izgaranja kod proračuna profila izgaranja u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije.....	63
Slika 53.	Određivanje težišta dobivenog profila izgaranja.....	64
Slika 54.	Utjecaj temperature u rubnom elementu SB1 na dobivene profile izgaranja.....	65
Slika 55.	Vrijednost srednjeg indiciranog tlaka u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije kao pokazatelj stabilnosti izgaranja	66

POPIS TABLICA

Tablica 1. Radni uvjeti ispitnog HCCI motora [1]	7
Tablica 2. Glavne značajke AVL-CSI prototipnog motora [1]	18
Tablica 3. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID4	35
Tablica 4. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID1	36
Tablica 5. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID2	37
Tablica 6. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID5	39
Tablica 7. Vrijednosti tlaka i temperature usisa za postizanje samozapaljenja etanola za vrijednost položaja težišta izgaranja od 8° zakreta koljenastog vratila iza gornje mrtve točke	41
Tablica 8. Radne točke pri brzini vrtnje motora od 1000 min ⁻¹	56
Tablica 9. Radne točke pri brzini vrtnje motora od 2500 min ⁻¹	57
Tablica 10. Radne točke pri brzini vrtnje motora od 4000 min ⁻¹	58
Tablica 11. Približno trajanje proračunskog ciklusa simulacije za različite modele izgaranja	60
Tablica 12. Radne točke za koje je izračunat samo profil izgaranja koji odgovara granici stabilnosti izgaranja	67

POPIS SLIKA U PRILOGU

Slika P 1. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv1_cp1	73
Slika P 2. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv1_cp2	73
Slika P 3. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv1_cp3	74
Slika P 4. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv2_cp1	74
Slika P 5. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv2_cp2	75
Slika P 6. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv2_cp3	75
Slika P 7. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv3_cp1	76
Slika P 8. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv3_cp2	76
Slika P 9. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv3_cp3	77
Slika P 10. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv1_cp1	77
Slika P 11. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv1_cp2	78
Slika P 12. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv1_cp3	78
Slika P 13. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv2_cp1	79
Slika P 14. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv2_cp2	79
Slika P 15. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv2_cp3	80
Slika P 16. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv3_cp1	80
Slika P 17. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv3_cp2	81
Slika P 18. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv3_cp3	81
Slika P 19. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv1_cp1	82
Slika P 20. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv1_cp2	82
Slika P 21. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv1_cp3	83
Slika P 22. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv2_cp1	83
Slika P 23. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv2_cp2	84
Slika P 24. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv2_cp3	84
Slika P 25. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv3_cp1	85
Slika P 26. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv3_cp2	85
Slika P 27. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv3_cp3	86

Slika P 28. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv1_cp1	86
Slika P 29. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv1_cp2	87
Slika P 30. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv1_cp3	87
Slika P 31. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv2_cp1	88
Slika P 32. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv2_cp2	88
Slika P 33. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv2_cp3	89
Slika P 34. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv3_cp1	89
Slika P 35. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv3_cp2	90
Slika P 36. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv3_cp3	90
Slika P 37. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv1_cp1	91
Slika P 38. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv1_cp2	91
Slika P 39. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv1_cp3	92
Slika P 40. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv2_cp1	92
Slika P 41. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv2_cp2	93
Slika P 42. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv2_cp3	93
Slika P 43. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv3_cp1	94
Slika P 44. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv3_cp2	94
Slika P 45. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv3_cp3	95
Slika P 46. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv1_cp1	95
Slika P 47. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv1_cp2	96
Slika P 48. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv1_cp3	96
Slika P 49. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv2_cp1	97
Slika P 50. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv2_cp2	97
Slika P 51. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv2_cp3	98
Slika P 52. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv3_cp1	98
Slika P 53. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv3_cp2	99
Slika P 54. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv3_cp3	99
Slika P 55. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv1_cp1	100
Slika P 56. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv1_cp2	100
Slika P 57. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv1_cp3	101

Slika P 58. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv2_cp1	101
Slika P 59. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv2_cp2	102
Slika P 60. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv2_cp3	102
Slika P 61. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv3_cp1	103
Slika P 62. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv3_cp2	103
Slika P 63. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv3_cp3	104
Slika P 64. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv1_cp1	104
Slika P 65. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv1_cp2	105
Slika P 66. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv1_cp3	105
Slika P 67. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv2_cp1	106
Slika P 68. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv2_cp2	106
Slika P 69. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv2_cp3	107
Slika P 70. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv3_cp1	107
Slika P 71. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv3_cp2	108
Slika P 72. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv3_cp3	108
Slika P 73. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv1_cp1	109
Slika P 74. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv1_cp2	109
Slika P 75. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv1_cp3	110
Slika P 76. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv2_cp1	110
Slika P 77. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv2_cp2	111
Slika P 78. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv2_cp3	111
Slika P 79. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv3_cp1	112
Slika P 80. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv3_cp2	112
Slika P 81. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv3_cp3	113

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	-	Vibe-ov parametar
A	m^2	površina
$CA50$	$^{\circ}KV$	položaj težišta izgaranja
CO	g/kWh	specifična emisija ugljikovog monoksida
c_p	$J/(kg \cdot K)$	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
D	-	derivacijsko djelovanje regulatora
EGR	%	udio povrata ispušnih plinova (engl. <i>exhaust gas recirculation</i> – EGR)
EVC	$^{\circ}KV$	pomak trenutka zatvaranja ispušnih ventila
f	-	udio topline isparavanja goriva sadržane u cilindru
g_e	g/kWh	specifična efektivna potrošnja goriva
h_{BB}	kJ/kg	specifična entalpija plinova koji prostrujavaju između stijenke cilindra i klipa
HC	g/kWh	specifična emisija neizgorjelih ugljikovodika
H_d	MJ/kg	donja ogrjevna vrijednost goriva
h_e	kJ/kg	specifična entalpija tvari koje izlaze iz cilindra
h_i	kJ/kg	specifična entalpija tvari koje ulaze u cilindar
I	-	integralno djelovanje regulatora
IVO	$^{\circ}KV$	pomak trenutka otvaranja usisnih ventila
IZ	$^{\circ}KV$	trenutak zatvaranja ispušnih ventila
m	-	parametar oblika Vibe-ove krivulje
m_c	kg	masa tvari u cilindru
m_e	kg	masa tvari koje izlaze iz cilindra
m_{ev}	kg	masa isparenog goriva
m_g	kg	masa goriva u cilindru
m_i	kg	masa tvari koje ulaze u cilindar
m_{pi}	kg	masa produkata izgaranja u cilindru
MW	$kmol/kg$	molarna masa

m_z	kg	masa zraka u cilindru
n	min^{-1}	brzina vrtnje motora
NO_x	g/kWh	specifična emisija dušikovih oksida
NVO	$^{\circ}\text{KV}$	negativno prekrivanje ventila
O_{\min}	-	masa kisika potrebna za potpuno izgaranje 1kg goriva
P	-	proporcijalno djelovanje regulatora
p_1/p_2	-	omjer tlakova nabijanja mehaničkog kompresora
p_3/p_4	-	omjer tlakova nabijanja turbo-kompresora
p_c	bar	tlak u cilindru
P_e	kW	efektivna snaga
p_e	bar	srednji efektivni tlak
p_i	bar	srednji indicirani tlak
Q	kJ	toplina dovedena izgaranjem goriva
q_{ev}	kJ/kg	toplina isparavanja goriva
Q_F	J	energija sadržana u gorivu
Q_w	J	toplina izmijenjena sa stijenkom cilindra
$Q_{x \leftrightarrow y}$	J	izmijenjena toplina između zone x i y
R	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	specifična plinska konstanta
T	K	temperatura
t_r	s	vrijeme porasta kod odziva regulacije
t_s	s	vrijeme smirivanja kod odziva regulacije
T_w	K	temperatura stijenske cilindra
$T_{x \leftrightarrow y}$	K	temperatura mješavine sadržaja zone x i y
u	kJ/kg	specifična unutarnja energija
UO	$^{\circ}\text{KV}$	trenutak otvaranja usisnih ventila
V	m^3	volumen
v	m^3/kg	specifični volumen
w	-	maseni udio tvari
x	kg	masa izgorenog goriva
x_{cp}	-	maseni udio produkata izgaranja
x_{fv}	-	maseni udio goriva

Z	kg	usisana masa zraka
Z_{ef}	kg	efektivna usisana masa zraka
Z_o	kg	stehiometrijska masa zraka
α	°KV	kut zakreta koljenastog vratila
α_o	°KV	početak izgaranja
α_w		koeficijent prijelaza topline
$\Delta Q_{x \leftrightarrow y}$	J	potencijal za izmjenu topline
$\Delta \alpha_c$	°KV	trajanje izgaranja
η_e	-	efektivni stupanj djelovanja motora
λ	-	faktor pretička zraka
ρ	kg/m ³	gustoća
$\dot{\omega}$	kmol/m ³ s	brzina reagiranja tvari

SAŽETAK

Donošenjem sve strožih normi koje propisuju dopuštene emisije štetnih tvari, proizvođači motornih vozila suočeni su sa sve većim izazovima u daljnjem razvoju motora s unutarnjim izgaranjem. Među brojnim istraživanjima koja su provedena u proteklih nekoliko desetljeća, koncept izgaranja homogene gorive smjese s kompresijskim paljenjem (engl. *Homogeneous Charge Compression Ignition* - HCCI) prepoznat je kao jedno od mogućih rješenja jer zahvaljujući kombinaciji pozitivnih značajki procesa Otto i Diesel-ovog motora ostvaruje vrlo nisku emisiju štetnih tvari i visok stupanj djelovanja.

Međutim, primjenu HCCI motora onemogućuju brojne poteškoće koje je potrebno prevladati. Zahvaljujući velikom napretku ostvarenom u razvoju računala i računalnih simulacija na kojima se u sve većoj mjeri temelji razvoj motora, problemi vezani za rad HCCI motora se postupno rješavaju.

U ovom radu određeno je moguće područje rada HCCI motora pogonjenog etanolom koristeći simulacijski program *AVL Boost*. Radi brzog i jednostavnog određivanja područja rada motora korišten je detaljan model motora u kombinaciji s Vibe-ovim modelom izgaranja.

Temeljem dobivenih rezultata kreirana je matrica radnih točaka za koje su određeni profili izgaranja koristeći višezonski model HCCI izgaranja s detaljnom kemijskom kinetikom te ekvivalentni, ali reducirani, model motora kako bi se smanjilo potrebno vrijeme za proračun.

Ključne riječi: HCCI motor, višezonski model izgaranja, AVL Boost

SUMMARY

Due to ever tightening legislation that restricts the levels of pollutants that may be emitted from internal combustion engines, vehicle manufacturers are constantly pressured to develop and produce ever cleaner and more fuel-efficient engines. Amongst the numerous research projects conducted over past few decades, the homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion has recognized as one of the most promising solutions because it has potential to provide diesel-like engine efficiency and very low pollutant emissions.

However, significant challenges associated with HCCI combustion process need to be overcome before the commercial application of such engine can be considered. Many of these obstacles can be solved due to significant advances in computing power of modern computers and increasing application of advanced computational simulations in internal combustion engine development.

In order to determinate feasible operational range of HCCI engine, in this paper a performance map of ethanol-fueled HCCI engine has been created using simulation software *AVL Boost*. A detailed engine model in combination with Vibe combustion model was used for simple and fast completion of this task.

Based on obtained results, a matrix of working points had been made in order to calculate heat release profiles for each working point using multi-zone HCCI combustion model with detailed combustion kinetics for the previously used, but reduced, engine model in order to reduce required computational time.

Key words: HCCI engine, multi-zone combustion model, AVL Boost

1. UVOD

Intenzivan razvoj motora s unutarnjim izgaranjem u protekla dva desetljeća uvelike je uvjetovan donošenjem sve strožih normi koje propisuju dopuštene emisije štetnih tvari (dušikovi oksidi, neizgorjeli ugljikovodici, ugljikov monoksid i krute čestice) te usvajanjem zakonskih uredbi kojima se nastoji smanjiti emisija ugljikovog dioksida iz lakih motornih vozila.

Daljnji trend smanjenja dopuštenih emisija spomenutih tvari predstavlja sve veći izazov u razvoju Otto i Diesel-ovog motora zbog čega se proizvođači motora s unutarnjim izgaranjem sve više fokusiraju na pronalaženje novih konstrukcijskih rješenja.

Jedno od mogućih rješenja je HCCI motor koji zahvaljujući kombinaciji pozitivnih značajki procesa Otto i Diesel-ovog motora ostvaruje vrlo nisku emisiju štetnih tvari te nisku emisiju ugljikovog dioksida zbog visokog stupanja djelovanja. Iako je koncept HCCI motora nastao sredinom 20. stoljeća, njegovu primjenu onemogućuju brojne poteškoće koje je potrebno prevladati. Srećom, zahvaljujući velikom napretku ostvarenom u razvoju računala i računalnih simulacija na kojima se u sve većoj mjeri temelji razvoj motora, problemi vezani za rad HCCI motora se postupno rješavaju i postoji naznaka da će ta vrsta motora s unutarnjim izgaranjem zaživjeti u širokoj primjeni.

Cilj ovoga rada je definirati moguće radno područje HCCI motora pogonjenog etanolom te potom odrediti profile izgaranja za prethodno određene radne točke motora koristeći simulacijski programski paket *AVL Boost*.

U svrhu brzog i relativno jednostavnog određivanja radnog područja HCCI motora, odlučeno je kako će biti korišten detaljan model motora u kombinaciji s Vibe-ovim modelom izgaranja. Predložena shema motora koristi sustav prednabijanja čijim upravljanjem će biti određeno najveće opterećenje koje je moguće postići, a potom će smanjenjem tlaka usisanog zraka biti izrađena serija krivulja preostalih konstantnih opterećenja u ovisnosti o brzini vrtnje motora. Unatoč tome što će se koristiti predefinirana Vibe-ova funkcija izgaranja, u cijelom radnom području motora reguliranjem termodinamičkih uvjeta u cilindru biti će postignute vrijednosti temperature potrebne za samozapaljenje gorive smjese kako bi dobivene radne točke vjerno opisivale rad HCCI motora. Regulaciju termodinamičkih uvjeta u cilindru potrebno je provesti koristeći postojeće funkcije i elemente motora kao izvršne članove, a radi lakšeg ostvarivanja traženih vrijednosti i zadovoljenja svih postavljenih ograničenja biti će izrađeni potrebni sustavi automatske regulacije.

Temeljem dobivenog radnog područja motora očitat će se referentne vrijednosti tlaka, masenog udjela goriva i produkata izgaranja u cilindru. Prema dobivenim rezultatima biti će određene diskretne vrijednosti brzine vrtnje motora, tlaka, masenog udjela goriva i produkata izgaranja koje će formirati matricu radnih točaka motora za koje će biti potrebno izračunati profile izgaranja.

Kod proračuna profila izgaranja koristit će se višezonski model HCCI izgaranja s detaljnom kemijskom kinetikom. Radi značajnog smanjenja vremena koje zahtjeva ovako složen model izgaranja biti će korišten ekvivalentni, ali reducirani, model motora. Reducirani model motora sadržavat će regulacijske elemente čijim djelovanjem će se postići parametri masenog udjela goriva, tlaka i masenog udjela produkata izgaranja koji odgovaraju vrijednostima pojedinih radnih točaka za koje će biti izračunati profili izgaranja.

Za svaku prethodno definiranu radnu točku traženjem odgovarajuće temperature u cilindru biti će definirana dva profila izgaranja: jedan profil izgaranja čije težište se nalazi oko 720° zakreta koljenastog vratila (oko gornje mrtve točke) te drugi profil izgaranja čije težište treba biti do oko 730° zakreta koljenastog vratila (oko 10° zakreta koljenastog vratila iza gornje mrtve točke).

Konačno, dobivene profile izgaranja za svaku radnu točku potrebno je prikazati uz navedene vrijednosti parametara koji utječu na pomak faze izgaranja, tj. težišta profila izgaranja.

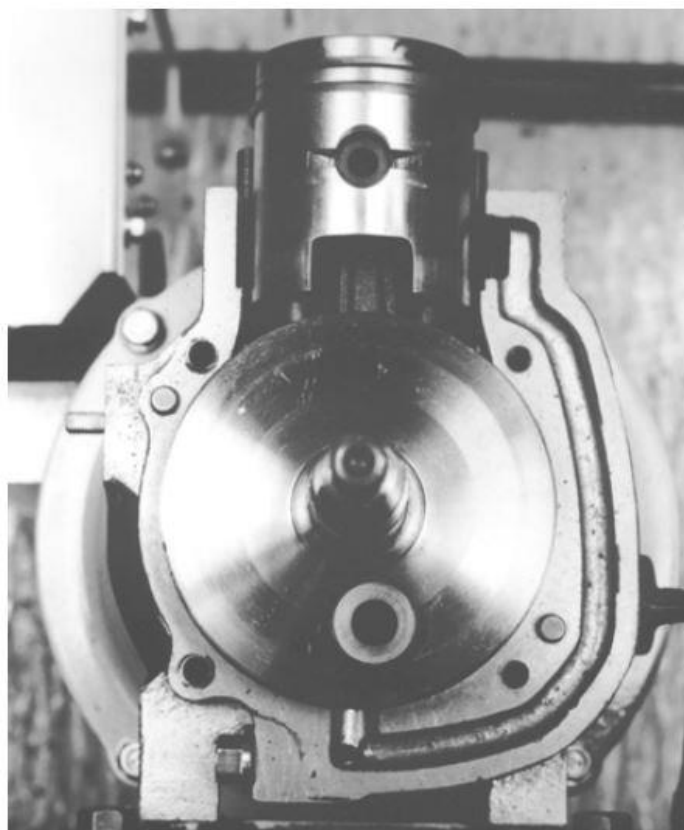
2. HCCI MOTORI

HCCI (engl. *Homogeneous Charge Compression Ignition* – paljenje homogene gorive smjese kompresijom) motori su specifična vrsta motora s unutarnjim izgaranjem kod kojega se homogena smjesa goriva i zraka pali uslijed porasta tlaka i temperatura na kraju takta kompresije. Drugim riječima, HCCI motor kombinira značajke Otto i Diesel-ovog motora. Naime, kao i kod Otto motora, HCCI motor usisava prethodno pripremljenu homogenu smjesu goriva i zraka ili ona nastaje u cilindru ubrizgavanjem goriva u zrak prije početka takta kompresije. Goriva smjesa se potom komprimira te se ona, uslijed porasta tlaka i temperature, pali pri kraju takta kompresije slično kao kod Diesel-ovog motora.

2.1. Razvoj HCCI motora

Premda prethodno opisani način rada motora s unutarnjim izgaranjem potječe još od početka razvoja motora s unutarnjim izgaranjem krajem 19. stoljeća, teoretske i praktične temelje HCCI izgaranja postavilo je ruski znanstvenik N. Semenov i njegovi kolege tijekom 1930-ih godina. Semenov je svoju teoriju o kemijskim reakcijama koje se odvijaju prilikom izgaranja goriva želio upotrijebiti kako bi postigao povoljnije karakteristike oslobađanja topline u odnosu na procese izgaranja kod Otto i Diesel-ovog motora te tako nadići njihove nedostatke. Rezultat tog teoretskog rada je prototip motora izrađen tijekom 1970-tih godina koji je radio na principu kontroliranog samozapaljenja siromašne gorive smjese razrijeđene produktima izgaranja. [1]

Međutim, smatra se da je najznačajniji doprinos u razvoju HCCI motora uslijedio kada je 1973. godine tim inženjera japanske tvrtke *Nippon Clean Engine* (NiCE) proveo opsežno istraživanje čiji je cilj bio poboljšati rad 2-taktnih motora u vidu povećanja efektivnog stupnja djelovanja i smanjenja štetnih emisija ispušnih plinova. Konkretno rezultate tog istraživanja objavio je S. Onishi 1979. godine koji je postigao stabilan rad 2-taktnog Otto motora pri djelomičnom opterećenju sa siromašnom gorivom smjesom čije se izgaranje iniciralo pomoću kompresije. Zahvaljujući takvom načinu rada motora, koji je nazvan *Active Thermo-Atmosphere Combustion* (ATAC), postignut je značajan porast efektivnog stupnja djelovanja te istovremeno smanjenje emisije neizgorjelih ugljikovodika. U Japanu je nedugo nakon ovoga uspjeha počela i proizvodnja malog generatora električne struje NiCE 10-GC koji je bio pokretan ATAC 2-taktnim motorom čiji poprečni presjek pokazuje slika 1. [1]



Slika 1. Poprečni presjek 2-taktnog ATAC motora [1]

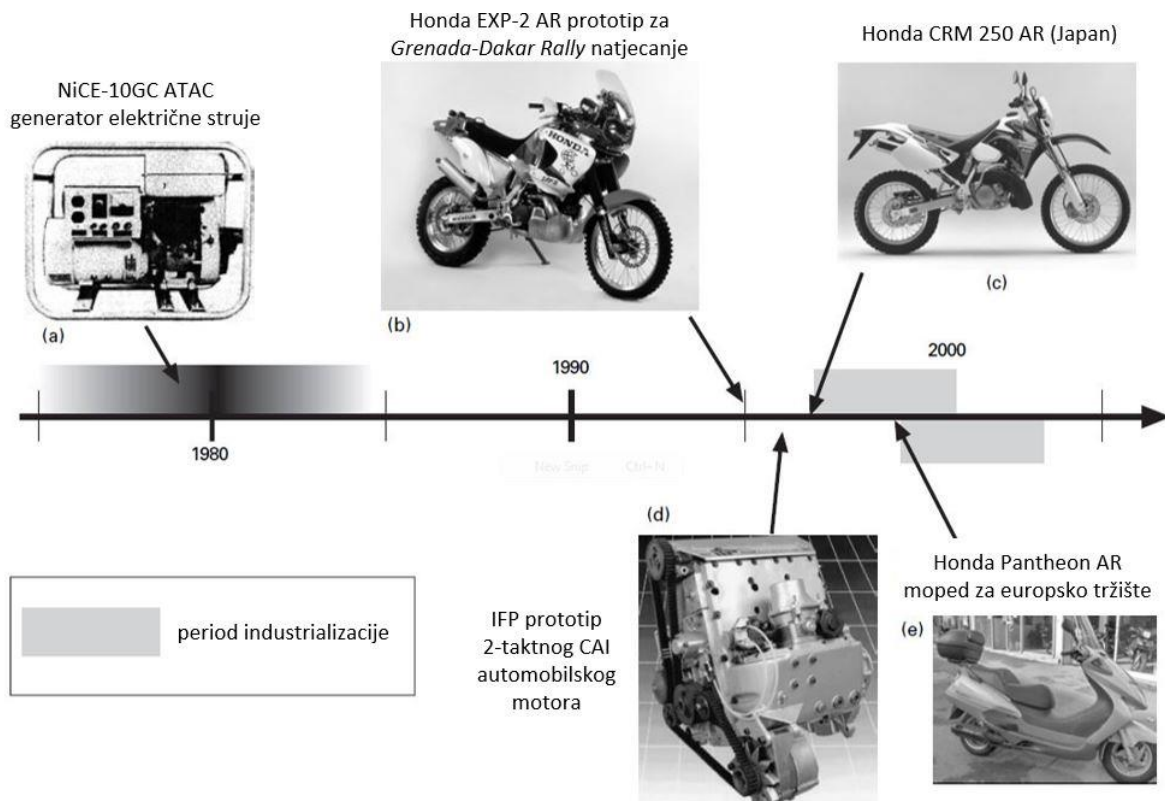
Neovisno o prethodno spomenutom istraživanju, M. Noguchi i njegovi kolege su također 1979. godine objavili rezultate svog istraživanja sa sličnim zaključcima te su unaprijedili razumijevanje kemijskih reakcija koje se odvijaju u procesu samozapaljenja gorive smjese. Oni su prvi zaključili da slobodni radikali¹ koji su sadržani u ispušnim plinovima mogu značajno pridonijeti pojavi samozapaljenja gorive smjese. [1]

Tijekom 1980-tih godina značajan napor je uloženo u razvoju automobilskih 2-taktnih motora s izravnim ubrizgavanjem goriva, od čega je najznačajniji rad francuskog instituta IFP (*Institut Français du Pétrole*) u kojem su, pored ostaloga, primijenjena saznanja koje je iznio Onichi u svom radu. Ovo istraživanje je nastavljeno od sredine 1990-tih godina pri čemu je poboljšano upravljanje miješanja gorive smjese s produktima izgaranja od prethodnog procesa. Prototip 2-taktnog automobilskog motora s kontroliranim samozapaljenjem gorive smjese (engl. *controlled auto-ignition* – CAI) predstavljen je 1996. godine i s lakoćom je zadovoljavao dopuštene emisije ispušnih plinova u Europi (EURO 3 norma) do 2000. godine pri čemu je ostvarivao oko 20% nižu potrošnju goriva u usporedbi s 4-taktnim motorima jednake snage. [1]

¹ Slobodni radikali su visokoreaktivni kemijski međuspojevi koji imaju jedan ili više nesparenih elektrona.

Paralelno s razvojem automobilskih 2-taktnih motora, Y. Ishibashi je 1993. godine demonstrirao primjenu HCCI izgaranja u razvoju 2-taktnih motora namijenjenih pogonu motocikala. Pozitivni rezultati tog istraživanja i potencijal kojeg HCCI motori nude potaknuli su renomiranog japanskog proizvođača *Honda* da 1995. godine nastupi s 2 prototipna motocikla EXP-2 AR na rally natjecanju *Grenada-Dakar* koji su, u usporedbi s 4-taktnim motociklima, zabilježili vrlo dobre rezultate zahvaljujući niskoj potrošnji goriva. *Honda* je ovaj uspjeh komercijalizirala 1996. godine proizvodnjom motocikla CRM 250 AR koji je bio namijenjen japanskom tržištu, a 1998. godine na europskom tržištu je ponuđen skuter Honda Pantheon.

Vremenska lenta na slici 2 prikazuje sažetak razvoja HCCI motora i neke značajne događaje.



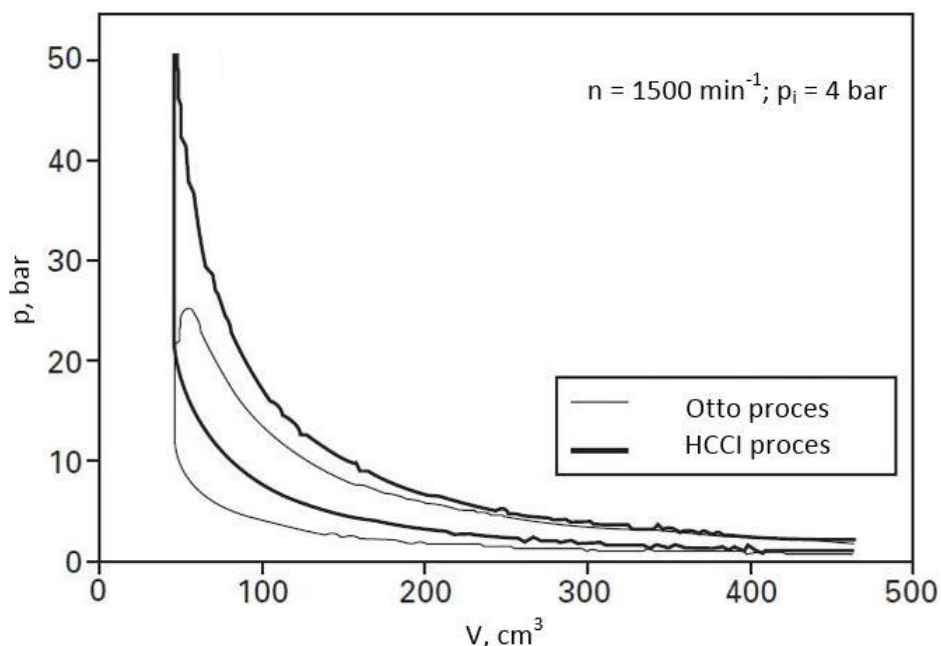
Slika 2. Povijesni pregled značajnih događaja u razvoju HCCI motora [1]

2.2. Značajke HCCI motora

Kao što je prethodno spomenuto, kod HCCI motora gorivo se miješa sa zrakom u usisnoj grani ili se, kod motora sa sustavom izravnog ubrizgavanja goriva u cilindre, homogena goriva smjesa stvara u cilindru nakon čega se ona komprimira. Kako bi došlo do izgaranja gorive smjese potrebno je osigurati dovoljnu temperaturu i tlak koji će inicirati njezino paljenje pri kraju takta kompresije što se obično postiže zagrijavanjem zraka koji se usisava u cilindar ili zadržavanjem produkata izgaranja u cilindru. Iako se većina topline izgaranjem gorive smjese oslobodi pri temperaturi od 1050 do 1100 K u slučaju benzina kao goriva, odnosno pri 800 K za dizel gorivo, oko 10% toplinske energije se oslobodi iz mnogih

ugljikovodika uslijed oksidacije pri nešto nižim temperaturama od navedenih što zbog stvaranja slobodnih radikala značajno doprinosi pojavi samozapaljenja gorive smjese. [1]

U idealnom HCCI motoru paljenje i izgaranje gorive smjese nastupa istovremeno i odvija se po čitavom prostoru izgaranja što rezultira vrlo brzim oslobađanjem topline bez pojave stvaranja plamene fronte. Slika 3 prikazuje usporedbu indikatorskog dijagrama Otto (tanka linija) i HCCI motora (debela linija) iz koje je jasno vidljivo da izrazito brzo oslobađanje topline kod HCCI motora uvjetuje visoku vršnu vrijednost indiciranog tlaka za istu vrijednost srednjeg indiciranog tlaka. Stoga, kod HCCI motora, radi smanjenja mehaničkog opterećenja elemenata motora, goriva smjesa mora biti siromašna (faktor pretička zraka je veći od 1) i/ili razrijeđena produktima izgaranja od prethodnog procesa. [1]

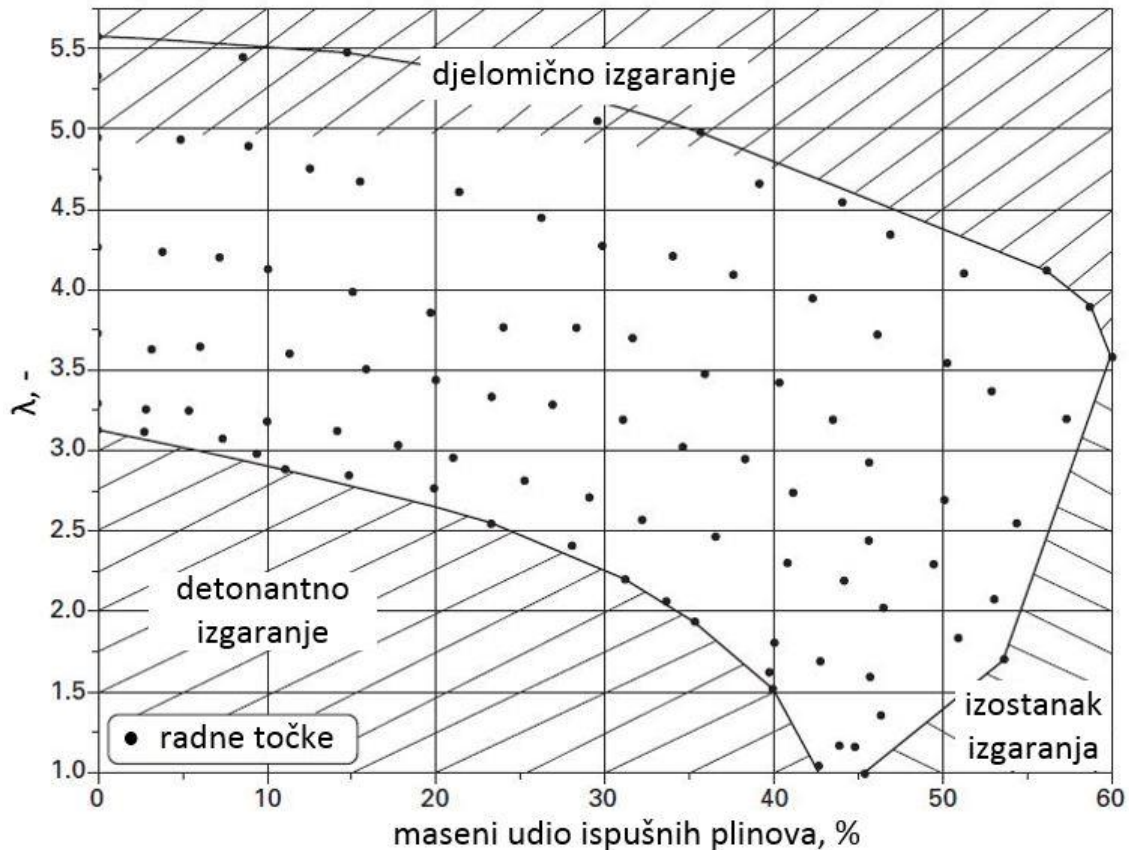


Slika 3. Usporedba indikatorskog dijagrama Otto i HCCI motora [1]

Prethodno opisani način izgaranja je vrlo povoljan jer siromašna homogena goriva smjesa izgara gotovo potpuno uz izrazito nisku emisiju dušikovih oksida. Naime, zbog razrijeđenosti gorive smjese produktima izgaranja i/ili viškom zraka te zbog izostanka pojave plamene fronte koja svojim napredovanjem tlači neizgorjeli dio gorive smjese, vršna vrijednost temperature u cilindru se može zadržati relativno nisko (ispod 1800 K) kako bi se minimizirala mogućnost nastajanja dušikovih oksida. Nadalje, kod HCCI motora opterećenje se može regulirati promjenom količine ubrizganog goriva pri konstantnoj količini usisanog zraka ili promjenom količine produkata izgaranja što je vrlo povoljna strategija upravljanja u pogledu efektivnog stupnja djelovanja motora pri djelomičnom i niskom opterećenju, za razliku od tehnike prigušenja usisnog sustava zaklopkom koju koristi Otto motor. Prema tome, može se reći da HCCI motor odlikuje efektivan stupanj djelovanja koji je približno jednak Diesel-ovom motoru, ali uz znatno nižu emisiju neizgorjelih čestica (čade) i dušikovih oksida. [1]

2.2.1. Ograničenja i karakteristike radnog područja HCCI motora

Prema [1], slika 4 prikazuje stabilno područje rada HCCI motora u ovisnosti o masenom udjelu zadržanih ispušnih plinova u cilindru i faktoru pretička zraka.



Slika 4. Ograničenja radnog područja HCCI motora [1]

Prikazani dijagram je dobiven pri radnim uvjetima koji su navedeni u tablici 1.

Tablica 1. Radni uvjeti ispitnog HCCI motora [1]

brzina vrtnje motora	1500 min ⁻¹
položaj usisne zaklopke	potpuno otvorena
temperatura usisane gorive smjese	320 °C
temperatura rashladne tekućine	80 °C
temperatura ulja za podmazivanje	55 °C
kompresijski omjer	11,5

Iz slike 4 može se vidjeti da je stabilno područje rada HCCI motora omeđeno s tri sljedeća granična područja:

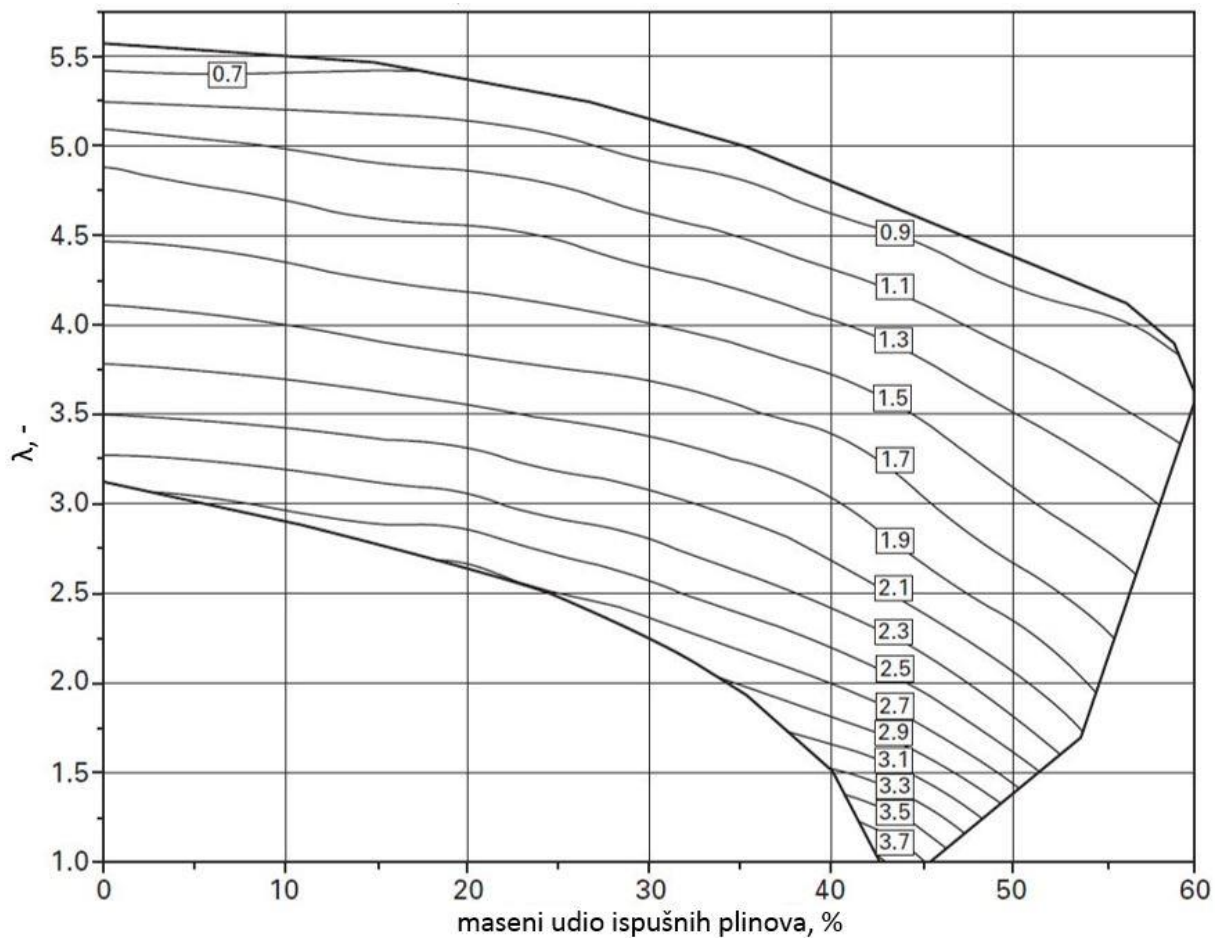
- područje u kojem izostaje izgaranje gorive smjese (engl. *misfire*),
- područje nepotpunog izgaranja gorive smjese (engl. *pratial burn region*),
- područje detonantnog izgaranja (engl. *knock region*).

Za područje rada u kojem izostaje izgaranje gorive karakterističan je relativno visok udio ispušnih plinova koji svojom prisutnošću u cilindru otežavaju ili potpuno onemogućuju pristup molekula kisika molekulama goriva. Pri radu motora s visokim udjelom ispušnih plinova, radi postizanja vrlo razrijeđene gorive smjese, ova pojava se može izbjeći povećanjem faktora pretička zraka. Međutim, vrlo visoke vrijednosti faktora pretička zraka dovode do pojave nepotpunog izgaranja. Naime, uslijed povećanja količine usisanog zraka toplina nastala izgaranjem se velikim dijelom troši na njegovo zagrijavanje što rezultira prosječno niskom srednjom temperaturom u cilindru i većom vjerojatnosti pojave nepotpunog izgaranja čija je posljedica nepoželjno visoka emisija ugljikovog monoksida (CO) i neizgorjelih ugljikovodika (HC). Ova dva granična područja predstavljaju veliki problem kod postizanja stabilnoga rada motora pri niskom opterećenju, a pogotovo rada u praznom hodu.

Prilikom postizanja velikog opterećenja smanjenjem razrijeđenosti gorive smjese dolazi se do područja u kojem je brzina oslobađanja topline izrazio visoka uslijed čega nastaje pojava detonantnog izgaranja. Detonantno izgaranje uzrokuje vrlo veliko mehaničko opterećenje motora pa se ovo područje rada treba izbjeći kako ne bi došlo do oštećenja elemenata motora. Vrijednost faktora pretička zraka 1 (stehiometrijska količina zraka) može se postići bez pojave detonantnog izgaranja s 43% masnog udjela ispušnih plinova u cilindru dok najveća praktična vrijednost faktora zraka bez razrjeđenja gorive smjese ispušnim plinovima iznosi približno 3,15.

Vrijednosti faktora pretička zraka i udjela ispušnih plinova u cilindru imaju veliki utjecaj na radne karakteristike HCCI motora.

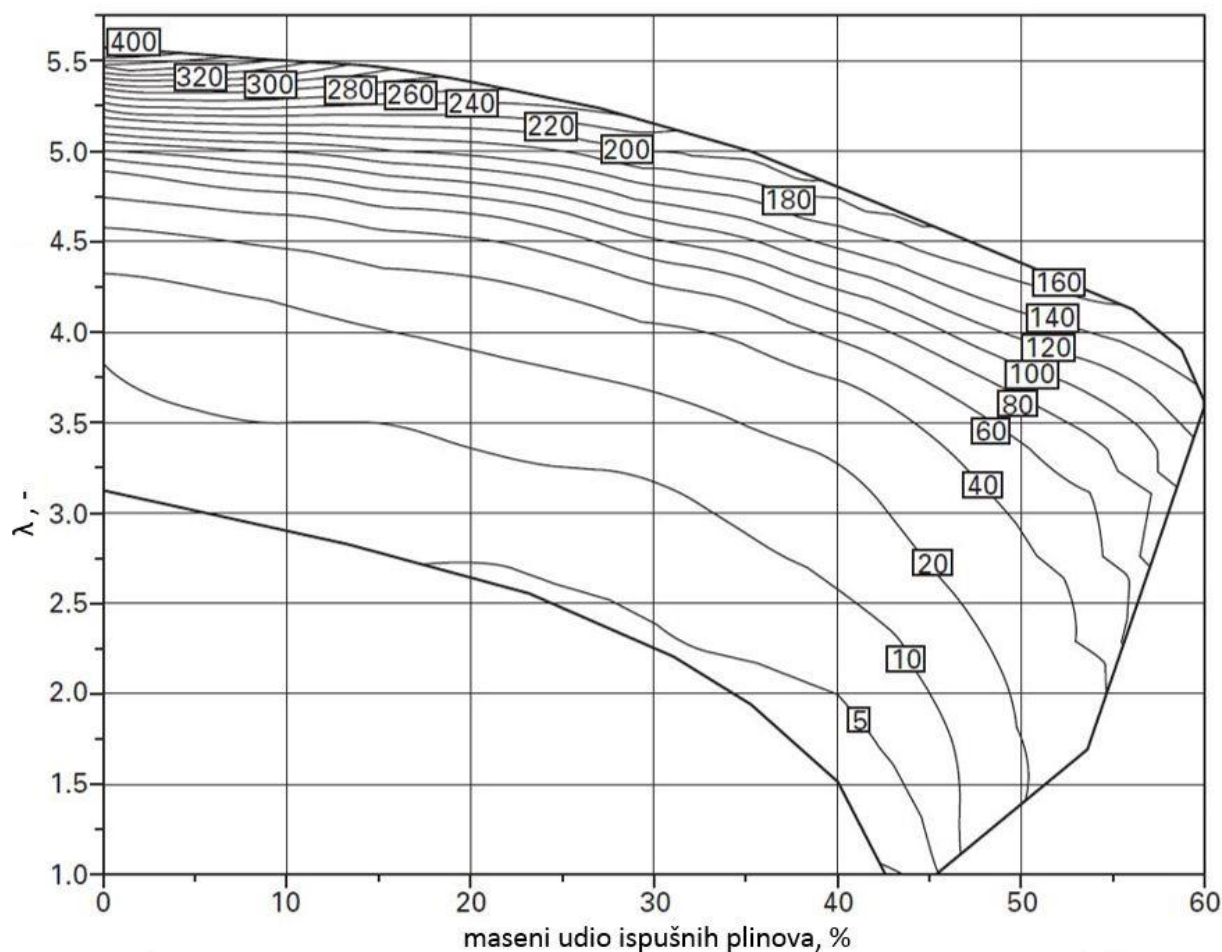
Slika 5 prikazuje ovisnost srednjeg indiciranog rada u ovisnosti i faktoru pretička zraka i masenom udjelu produkata zraka za područje u kojem je moguće ostvariti stabilan rad HCCI motora.



Slika 5. Srednji indicirani tlak (p_i , bar) HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1]

Očekivano, srednji indicirani rad je najveći kada je faktor pretička zraka najbliži vrijednosti 1 (stehiometrijski omjer zraka) jer se tada toplina dobivena izgaranjem najmanje troši na zagrijavanje viška usisanog zraka.

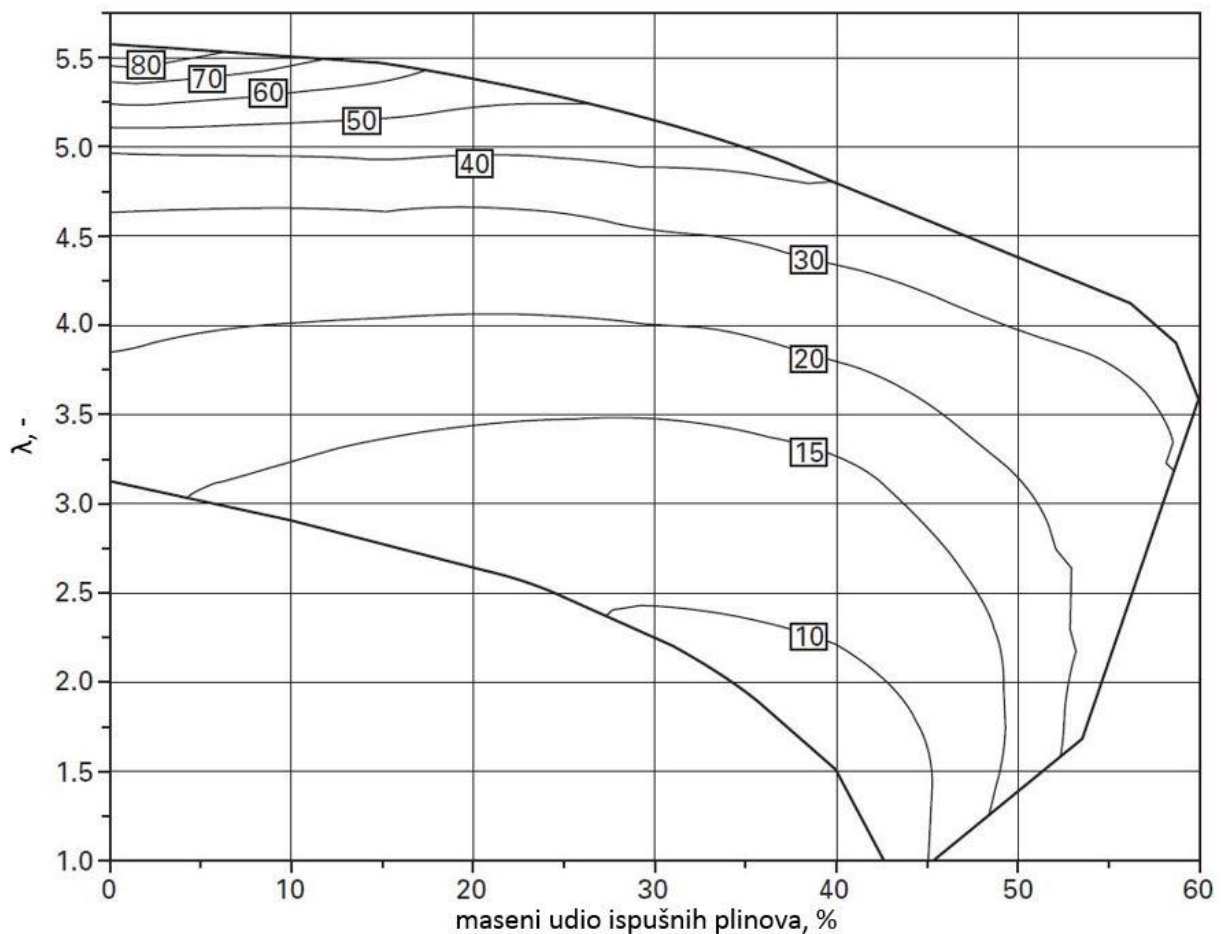
S druge strane, najniže opterećenje koje se može postići nije potpuno jasno definirano, odnosno određeno je prihvatljivim vrijednostima emisije ugljikovog monoksida i neizgorjelih ugljikovodika koje su prikazane na slici 6 i slici 7.



Slika 6. Specifična emisija ugljikovog monoksida (CO, g/kWh HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1]

Emisija ugljikovog monoksida kod Otto motora u području rada blizu granice detonantnog izgaranja se kreće oko 20 g/kWh što je znatno više u usporedbi s vrijednostima emisije HCCI motora za iste radne uvjete.

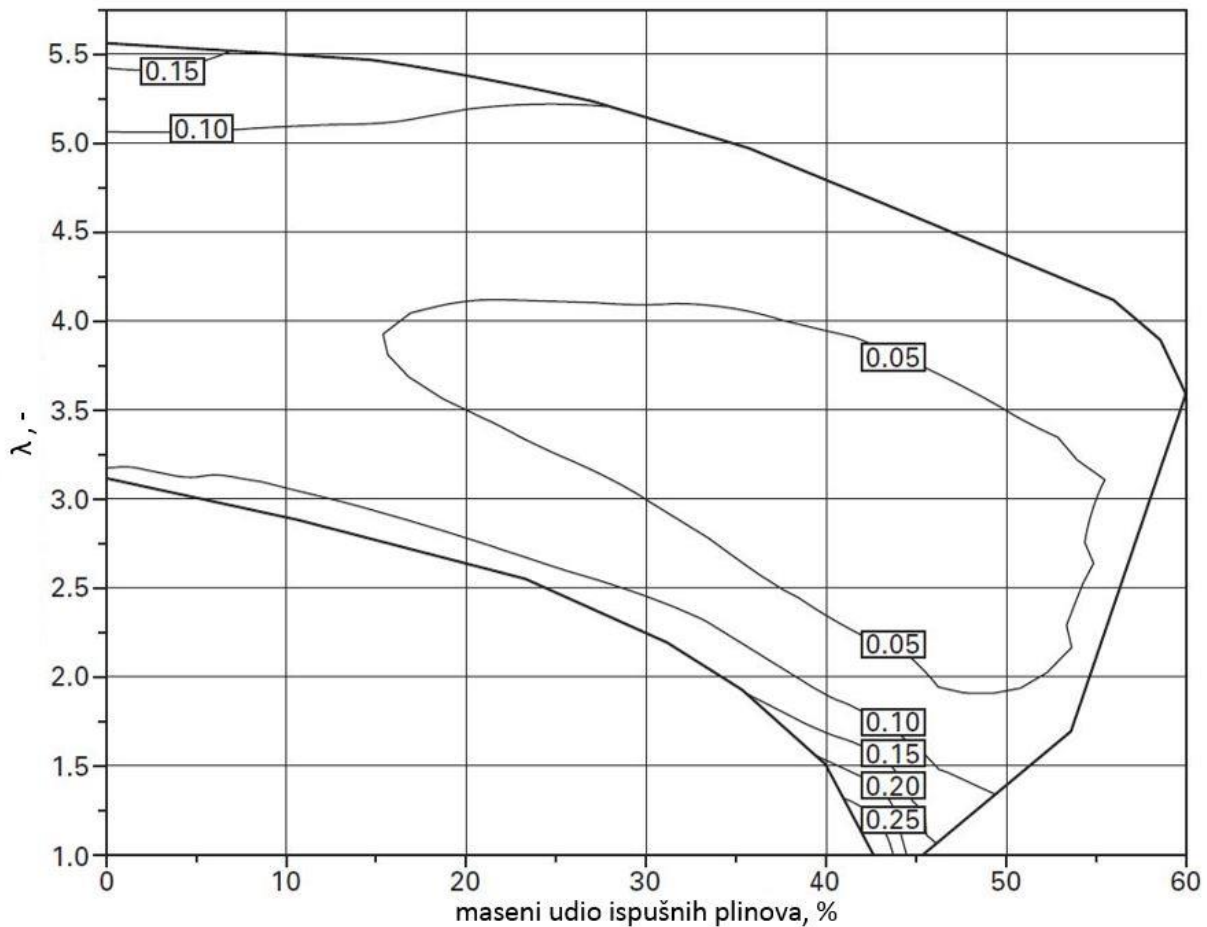
Ranije je već objašnjeno da zbog smanjenja prosječne temperature u cilindru uslijed porasta faktora pretička zraka emisija ugljikovog monoksida raste unatoč većoj raspoloživoj količini molekula kisika. Kao što je vidljivo iz slike 6, vrijednosti emisije ugljikovog monoksida relativno sporo rastu od granice detonantnog izgaranja s povećanjem faktora pretička zraka, ali kako se vrijednosti faktora pretička zraka približavaju području nepotpunog izgaranja tako brzina porasta vrijednosti značajno raste.



Slika 7. Specifična emisija neizgorjelih ugljikovodika (HC, g/kWh) HCCI motora u ovisnosti o prečišćavanju zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1]

Međutim, emisija neizgorjelih ugljikovodika kod HCCI motora u cijelom prikazanom radnom području je viša u usporedbi s Otto motorom (prema [1], oko 5 g/kWh) što predstavlja jedan od njegovih glavnih nedostataka.

U pogledu emisije dušikovih oksida, koja je prikazana na slici 8, HCCI motori ostvaruju izrazito niske specifične vrijednosti u cijelom području rada. Čak i u području rada s visokim faktorom prečišćavanja zraka i niskim udjelom ispušnih plinova gdje specifična emisija dušikovih oksida doseže vrijednosti od oko 0,35 g/kWh zbog niske efektivne snage motora, u usporedbi s Otto motorom ona je manja za više od 90%.



Slika 8. Specifična emisija dušikovih oksida (NO_x , g/kWh) HCCI motora u ovisnosti o pretičku zraka i masenom udjelu ispušnih plinova [1]

2.2.2. Strategije upravljanja radom HCCI motora

Uz ograničeno područje rada u kojem se može ostvariti stabilno HCCI izgaranje, drugi glavni problem koji koči široku primjenu HCCI motora je upravljanje procesom izgaranja. Izgaranje kod HCCI motora opisano je vrlo složenom kemijskom kinetikom čije razumijevanje je presudno kako bi se, ovisno o vrsti goriva, utvrdilo koje veličine utječu na pojavu samozapaljenja gorive smjese i koje uvjete je potrebno ostvariti da bi se inicijalno samozapaljenje gorive smjese nastavilo u kontroliranu lančanu reakciju izgaranja.

Kod Otto motora izgaranje se inicira preskakanjem električne iskre na svjećici pa se faza izgaranja može kontrolirati pomicanjem trenutka u kojem se ona inducira u uređaju za paljenje. Upravljanje izgaranjem kod Diesel-ovog motora ostvaruje se izborom početka i zakonom ubrizgavanja (krivulja mase ubrizganog goriva u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila).

HCCI motor, s druge strane, zbog svog načina rada koji je prethodno opisan nema takvu vrstu sustava pa se na proces izgaranja utječe indirektno promjenom kemijskog sastava usisane gorive smjese te njezinog termodinamičkog stanja.

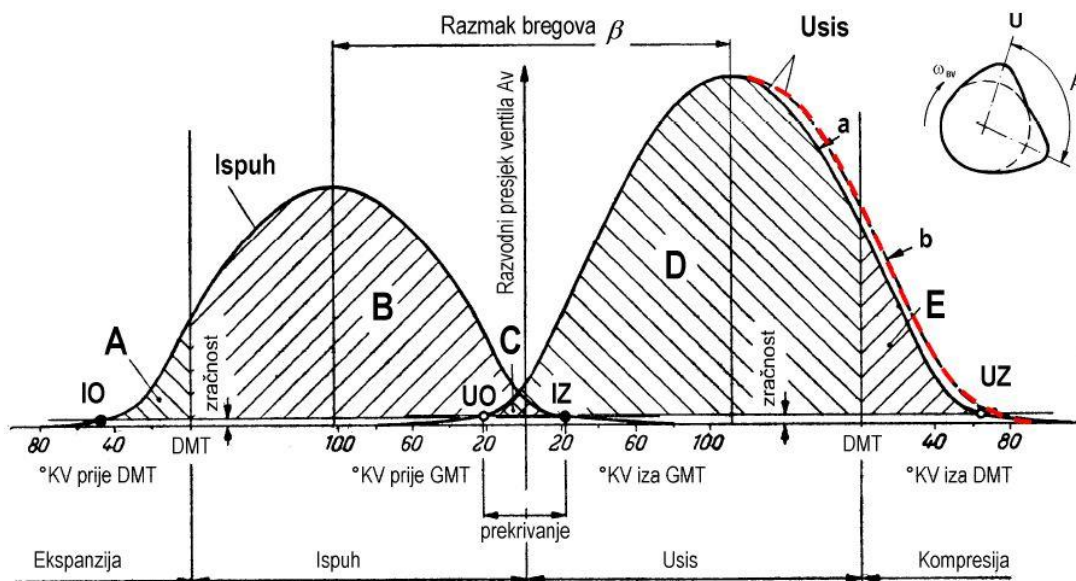
Prema [1], to se može postići promjenom sljedećih parametara:

- faktor pretička zraka
- udio produkata izgaranja,
- kompresijski omjer,
- temperatura usisane gorive smjese,
- tlak usisanog zraka,
- kemijski sastav goriva ili mješavine različitih vrsta goriva,
- početak i zakon ubrizgavanja goriva,
- temperatura rashladnog medija.

Prema tome, strategija upravljanja radom HCCI motora bazira se na sustavu koji omogućuje kontroliranje jednog ili više od navedenih parametara. Odabir strategije upravljanja HCCI motorom bazira se na rezultatima brojnih provedenih istraživanja koje daju vrlo dobar prikaz potencijala koji se može ostvariti upravljanjem navedenih parametara pri čemu se nastoji odabrati tehničko rješenje koje je relativno jednostavno i učinkovito kako bi bilo pogodno za praktičnu upotrebu. U sljedećim potpoglavljima biti će prikazano nekoliko strategija upravljanja radom HCCI motora koje imaju dobar potencijal za praktičnu primjenu.

2.2.2.1. Strategija zadržavanja produkata izgaranja kod četverotaktnih motora

Zadržavanjem relativno velike količine produkata izgaranja u cilindru nastoji se inicirati samozapaljenje gorive smjese i istovremeno variranjem masenog udjela produkata izgaranja u cilindru kontrolirati brzinu oslobađanja topline nastale izgaranjem.



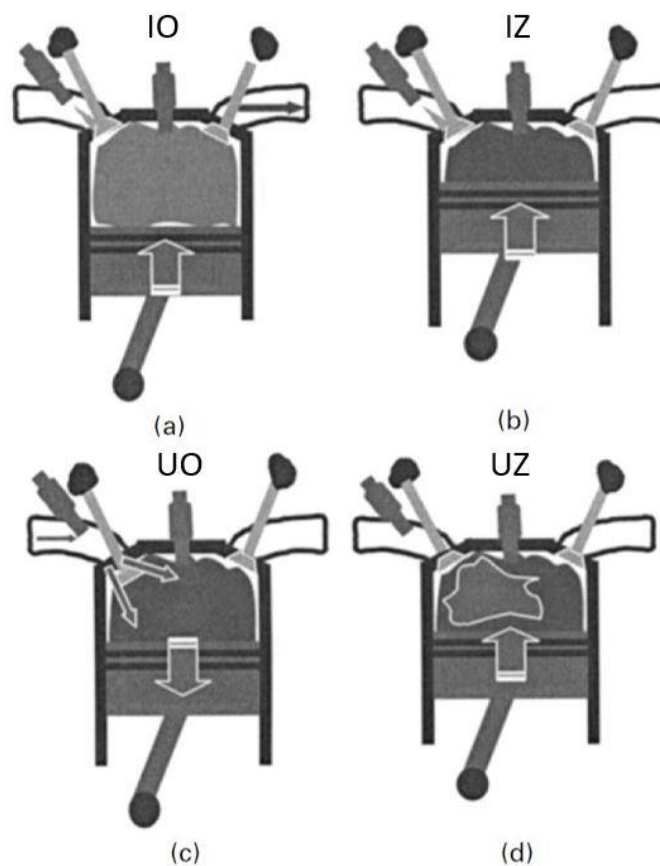
Slika 9. Razvodni dijagram četverotaktnog motora; IO – ispuh otvara, IZ – ispuh zatvara, UO – usis otvara, UZ – usis zatvara [2]

Slika 9 prikazuje uobičajeni razvodni dijagram četverotaktnog motora. Duljina između točaka UO (usis otvara) i IZ (ispuh zatvara) predstavlja područje istovremene otvorenosti ispušnih i usisnih ventila koja se naziva *prekrivanje ventila*. Za vrijeme prekrivanja ventila vrši se ispiranje cilindra od ispušnih plinova zaostalih od prethodnog procesa svježim punjenjem.

Kako bi se ispušni plinovi zadržali u cilindru, ispušne ventile treba zatvoriti ranije od prikazanoga, odnosno točka IZ treba biti pomaknuta u lijevu stranu.

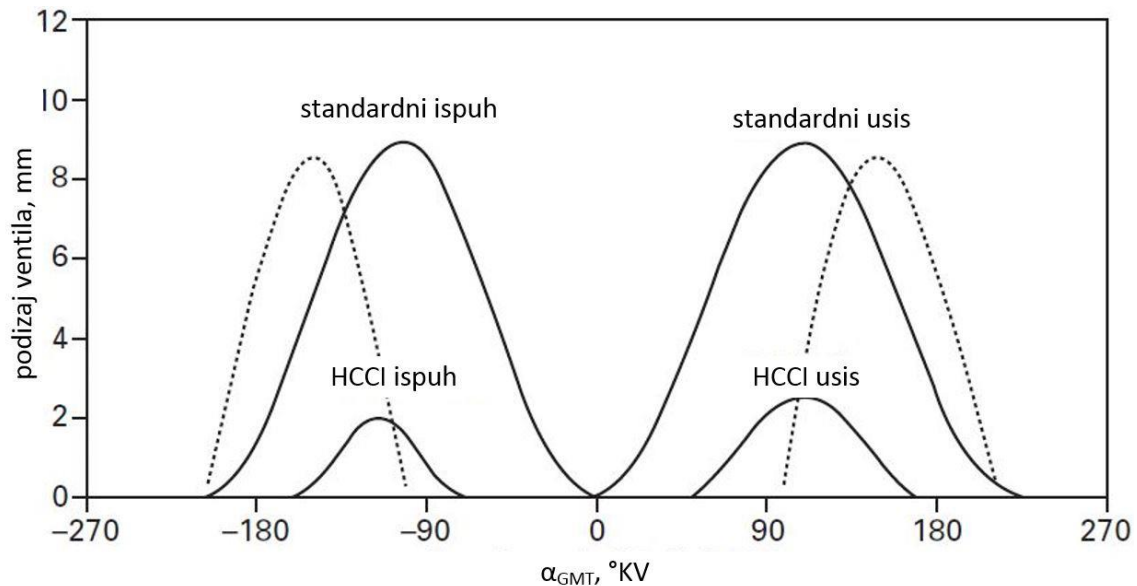
Ranijim zatvaranjem ispušnih ventila dio ispušnih plinova ostaje u cilindru te se oni uslijed gibanja klipa od donje mrtve točke prema gornjoj mrtvoj točki u taktu ispuha komprimiraju (vidi sliku 10 b). Kako bi se izbjeglo nepoželjno prestrujavanje zadržanih ispušnih plinova u usisnu granu, usisni ventili se trebaju početi kasnije otvarati.

Miješanjem svježeg punjenja sa zarobljenim ispušnim plinovima (slika 10 c) nastaje razrijeđena goriva smjesa pri čemu se toplinska energija sadržana u ispušnim plinovima iskorištava za zagrijavanje cijele gorive smjese. U taktu kompresije (slika 10 d) uslijed porasta tlaka i temperature te zahvaljujući prisustvu reaktivnih spojeva sadržanih u zarobljenim vrućim ispušnim plinovima dolazi do kontroliranog samozapaljenja gorive smjese.



Slika 10. Shematski prikaz strategije upravljanja radom HCCI motora zadržavanjem produkata izgaranja [1]

Slika 11 prikazuje usporedbu uobičajenog razvodnog dijagrama (krivulje *standardni ispuh* i *standardni usis*) i razvodnog dijagrama kakvog je potrebno ostvariti radi zadržavanja ispušnih plinova (krivulje *HCCI ispuh* i *HCCI usis*).



Slika 11. Usporedba razvodnih dijagrama kod strategije zadržavanja produkata izgaranja [1]

Crtkane krivulje na gornjoj slici predstavljaju funkcije podizanja ispušnih i usisnih ventila koje odgovaraju prethodno opisanoj strategiji gdje se točke zatvaranja ispušnih i otvaranja usisnih ventila simetrično razmiču dok položaj točaka otvaranja ispušnih i zatvaranja usisnih ventila ostaju nepromijenjene. Zbog vrijednosti prekrivanja ventila koja efektivno poprima negativnu vrijednost ovakva strategija upravljanja skraćeno se označava kao *NVO* (engl. *negative valve overlap*).

Kontinuiranu promjenu prekrivanja ventila (pri čemu se ne mijenja položaj točaka otvaranja ispušnih i zatvaranja usisnih ventila) moguće je ostvariti pomoću sustava *Valvetronic* kojeg koristi proizvođač *BMW*, a potpunu fleksibilnost upravljanja ventilima mogu omogućiti elektro-hidraulički sustav, kao što je *MultiAir* koji koristi grupacija *FCA* (*Fiat Chrysler Automobiles*), ili koristeći elektro-magnetski sustav upravljanja ventilima. Iako su sustavi *Valvetronic* i *MultiAir* komercijalno dostupni, zbog svoje i dalje relativno visoke cijene nemaju široku primjenu.

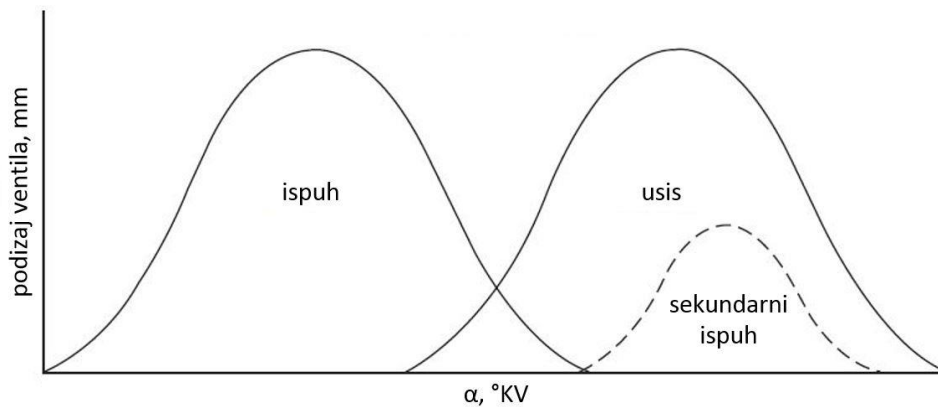
Primjenom dostupnijeg varijabilnog razvodnog sustava s mogućnošću diskretne promjene profila brijega bregastog vratila (krivulje smanjenog podizanja na slici 11) prilikom postizanja negativnog prekrivanja ventila, što se ostvaruje kontinuiranim zakretanjem bregastog vratila u odnosu na pogonsku remenicu ili lančanik, ujedno se pomiču i točke otvaranja ispušnih i zatvaranja usisnih ventila. Pošto se kasnijim zatvaranjem usisnog ventila smanjuje efektivni kompresijski omjer, a ranijim otvaranjem ispušnih ventila gubi dio rada u taktu ekspanzije, ovakvim tehničkim rješenjem postiže se niži efektivni stupanj djelovanja motora u odnosu na ranije navedene varijabilne razvodne sustave. Unatoč tome, reguliranje opterećenja motora

primjenom varijabilnog razvodnog sustava je općenito znatno efikasnije u odnosu na tehniku prigušivanja usisa zaklopkom.

2.2.2.2. Strategija povrata produkata izgaranja kod četverotaktnih motora

Strategija povrata produkata izgaranja je u suštini vrlo slična prethodno opisanoj metodi zadržavanja produkata izgaranja pomoću postizanja negativnog prekrivanja ventila.

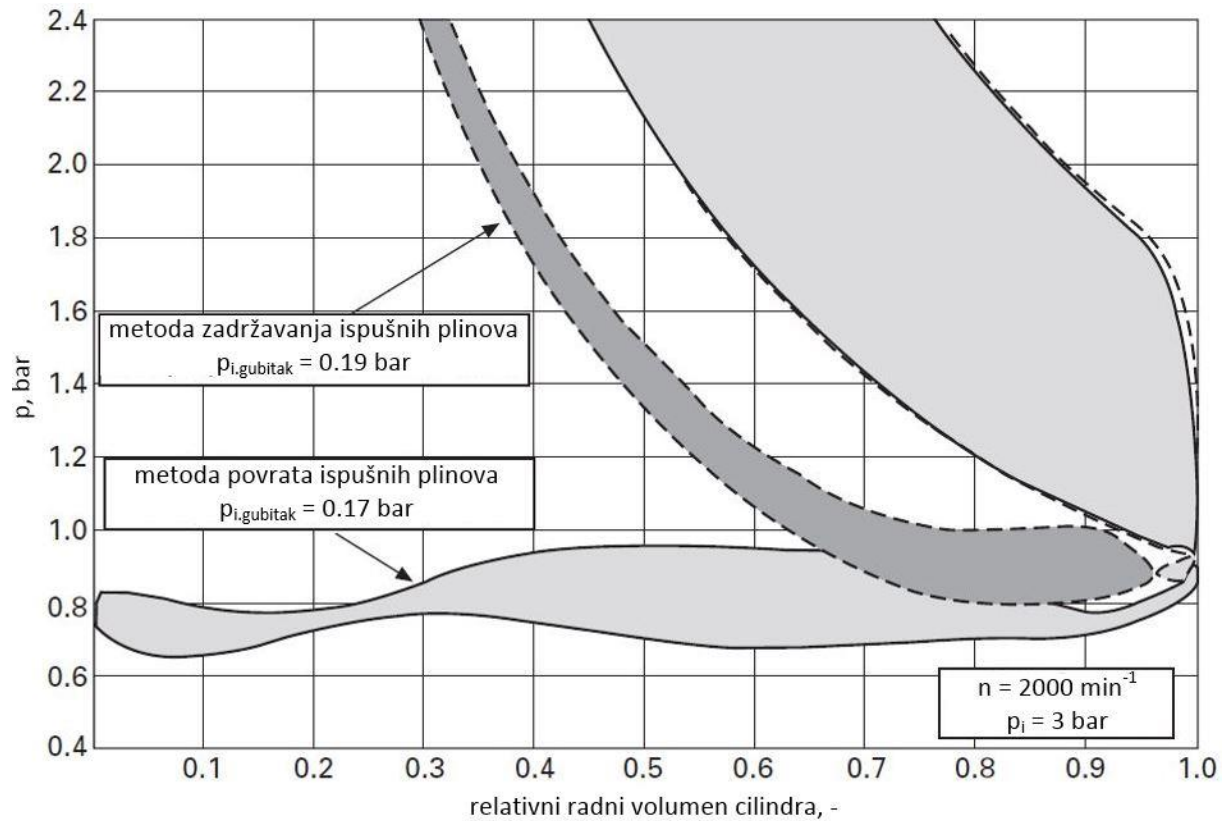
Između nekoliko različitih rješenja sustava povrata produkata izgaranja najveći potencijal nudi strategija koja je prikazana na slici 12.



Slika 12. Razvodni dijagram kod strategije povrata produkata izgaranja [1]

Kod ove metode povrat ispušnih plinova se ostvaruje sekundarnim otvaranjem ispušnih ventila (crtkana krivulja *sekundarni ispuh*) u taktu usisa kada su otvoreni usisni ventili.

Prednost ove metode nad metodom zadržavanja ispušnih plinova se očituje u nešto manjim gubicima rada. Slika 13 prikazuje usporedbu gubitaka rada između metode zadržavanja (engl. *residual gas trapping method*) i metode povrata (engl. *re-breathing method*) ispušnih plinova u cilindar. Iako je razlika gubitaka za prikazanu radnu točku gotovo zanemariva, 0,02 bar u korist metode povrata ispušnih plinova, kod većeg opterećenja su razlike značajnije. S druge strane, metoda zadržavanja ispušnih plinova se pokazala nešto boljom kod niskog opterećenja. [1]



Slika 13. Usporedba gubitaka rada između metode zadržavanja i metode povrata ispušnih plinova [1]

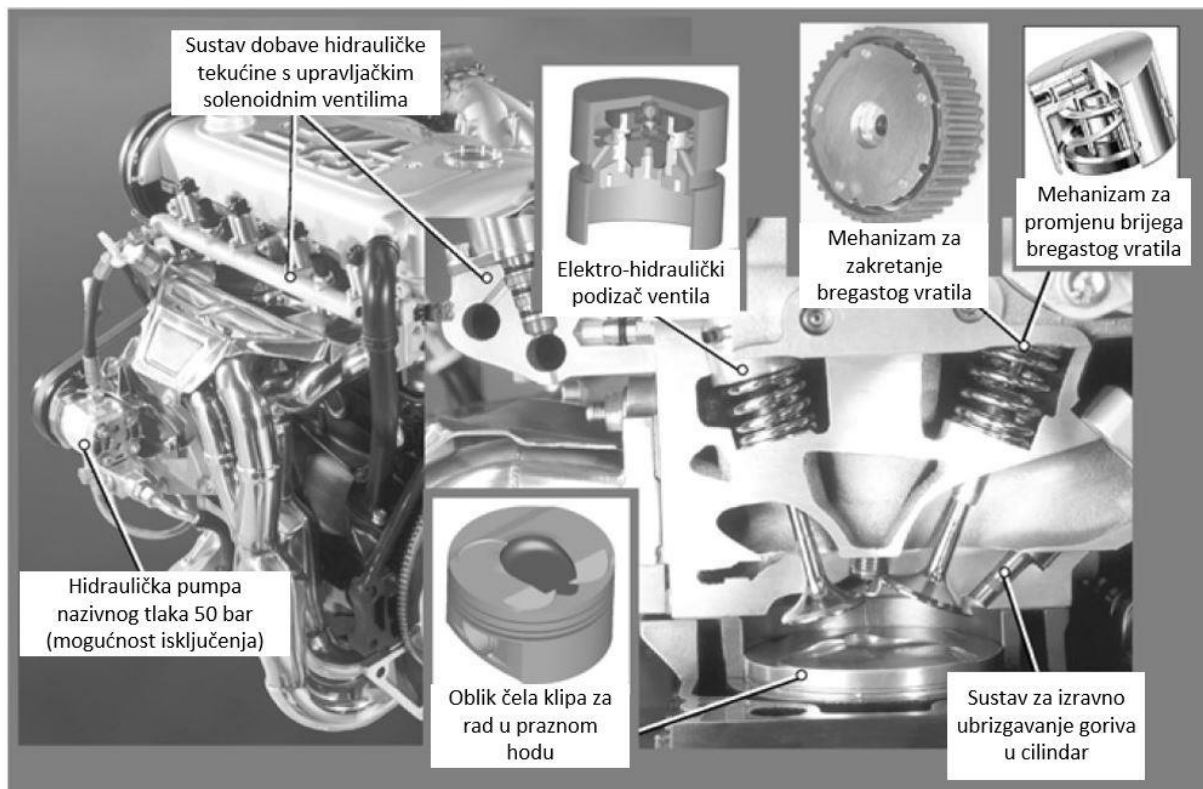
Druga pozitivna značajka metode povrata ispušnih plinova se očituje u mogućnosti upravljanja udjelom povrata ispušnih plinova i efektivnog kompresijskog omjera pomoću istog aktuatora što omogućuje primjenu jednostavnijeg varijabilnog razvodnog sustava s ograničenim stupnjem slobode upravljanja.

Ovu strategiju upravljanja upotrijebio je austrijski institut AVL (njem. *Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List*) za svoj prototip motora koji je namijenjen pogonu cestovnih motornih vozila. Prototip kombinira Otto i HCCI način rada, a osnovu čini 4-cilindarski motor proizvođača Opel čije glavne karakteristike su dane u tablici 2.

Tablica 2. Glavne značajke AVL-CSI prototipnog motora [1]

Radni obujam	1998 cm ³
Kompresijski omjer	12,2
Sustav ubrizgavanja	BOSCH - izravno ubrizgavanje
Gorivo	benzin, 95 RON

Preinake koje su načinjene na odabranom motoru shematski su prikazane na slici 14.



Slika 14. Shematski prikaz razvodnog sustava na prototipnom motoru AVL-CSI [1]

Bregasto vratilo koje upravlja radom usisnih ventila opremljeno je sustavom za diskretnu promjenu brijega (engl. *switchable tappet*), a zakretni mehanizam u pogonskoj remenici (engl. *cam phaser*) omogućuje njegov fazni pomak.

Bregasto vratilo ispušnih ventila je standardno, a sekundarni podizaj ventila omogućuju elektro-hidraulički podizači (engl. *EHVA tappet*). Upravljanje ovim sustavom omogućuju solenoidni ventili, a za dobavu hidrauličke tekućine ugrađena je pumpa koju je moguće isključiti po potrebi.

3. SIMULACIJSKI PROGRAM AVL BOOST

AVL Boost je programski paket koji se koristi za simulaciju rada motora s unutarnjim izgaranjem te pneumatskih sustava.

Program se sastoji od interaktivnog pred-procesora koji korisniku omogućuje unos podataka potrebnih za simulacijski proračun i također interaktivnog post-procesora koji služi za prikaz i analizu dobivenih rezultata.

Pred-procesorsko sučelje *AVL Workspace Graphical User Interface* služi za modeliranje sustava čiji rad se želi simulirati. Simulacijski model se kreira odabirom raspoloživih elemenata koji se potom povezuju cijevnim elementima. Ovakvo korisničko sučelje omogućuje jednostavnu te brzu izradu čak i vrlo složenih sustava. Kako bi se simulacijski model potpuno definirao, korisnik potom treba unijeti tražene parametre i varijable za svaki odabrani element, uključujući i sve korištene cijevne elemente.

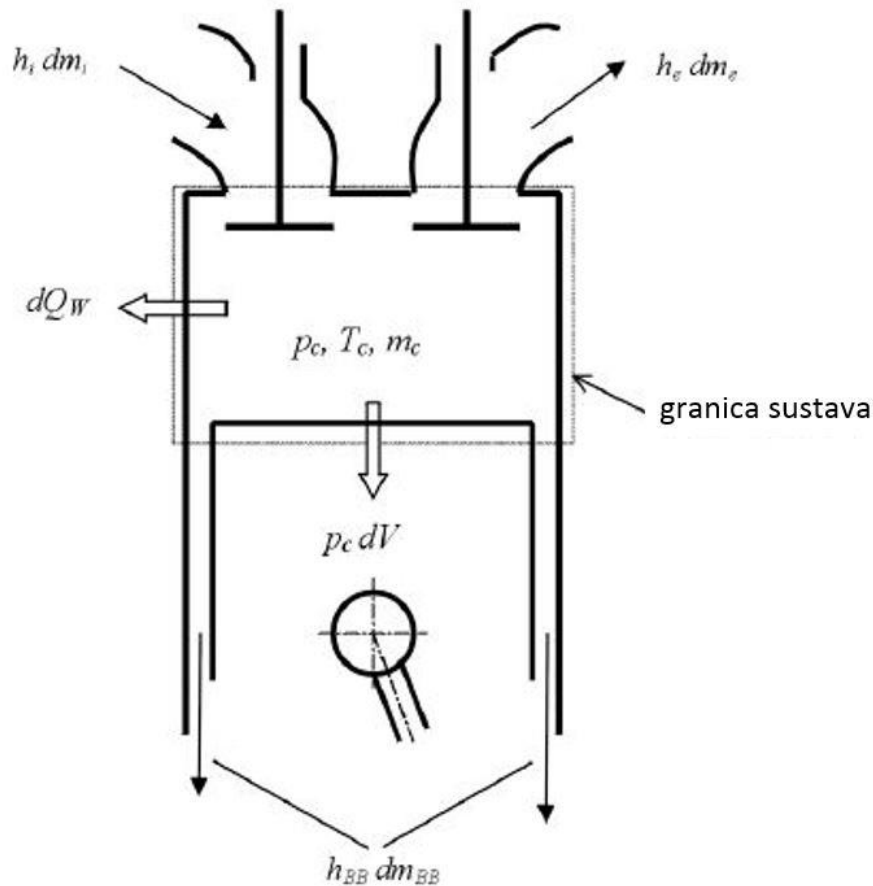
AVL Boost korisniku nudi nekoliko vrsta proračunskih algoritama za raspoložive elemente. Strujanje u cijevnim elementima je jednodimenzionalno što znači da se vrijednosti brzine strujanja, tlaka i temperature dobivene rješavanjem pripadajućih diferencijalnih jednadžbi prikazuju kao srednje vrijednosti u određenom poprečnom presjeku cijevi. Lokalni gubici strujanja koji nastaju uslijed strujanja definiraju se odgovarajućim koeficijentima otpora. U slučajevima gdje takav proračun nije dovoljno točan, *AVL Boost* omogućuje korisniku kombiniranje jednodimenzionalnog i trodimenzionalnog proračuna pomoću programa *AVL Fire*. Na primjer, ova značajka se može koristiti pri simulaciji strujanja fluida u cilindru ili pri proračunu procesa ispiranja kod dvotaktnih motora.

Impress dijagrami i *PP3* post-procesorski alati omogućuju opsežan prikaz, usporedbu i analizu rezultata dobivenih simulacijom. Ovi alati također mogu poslužiti za izradu animacija ili izvješća.

U sklopu ovoga poglavlja biti će ukratko prikazane najvažnije teoretske osnove korištenih proračunskih modela izgaranja. [3]

3.1. Proračun procesa u cilindru

Prema [4], slika 15 prikazuje proračunski model procesa u cilindru.



Slika 15. Proračunski model procesa u cilindru [4]

Termodinamičko stanje u cilindru izračunava se prema prvom glavnom stavku termodinamike koji je u konkretnom slučaju izražen sljedećom jednačbom:

$$\begin{aligned} \frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = & -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \\ & + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt} \end{aligned} \quad (1)$$

Promjena mase u cilindru može se izračunati iz sume mase tvari koje ulaze u cilindar i mase tvari koje izlaze iz cilindra:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} + \frac{dm_{ev}}{dt} \quad (2)$$

gdje je:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} - \text{promjena unutarnje energije u cilindru,}$$

$- p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ – rad koji obavlja klip,

$\frac{dQ_F}{d\alpha}$ – energija dobivena izgaranjem goriva

$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ – gubitak energije uslijed prijelaza topline sa stijenki cilindra

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ – gubitak energije uslijed prostrujavanja plinova (engl. *blow-by*)

m_c – masa u cilindru, kg

u – specifična unutarnja energija, kJ/kg

p_c – tlak u cilindru, Pa

V – volumen cilindra, m³

Q_F – energija sadržana u gorivu, J

α – kut zakreta koljenastog vratila, °KV

h_{BB} – specifična entalpija plinova koji prostrujavaju između stijenke cilindra i klipa, kJ/kg

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ – maseni protok plinova koji prostrujavaju između stijenke cilindra i klipa, kg/°KV

dm_i – masa tvari koje ulaze u cilindar, kg

dm_e – masa tvari koje izlaze iz cilindra, kg

h_i – specifična entalpija tvari koje ulaze u cilindar, kJ/kg

h_e – specifična entalpija tvari koje izlaze iz cilindra, kJ/kg

q_{ev} – topline isparavanja goriva, kJ/kg

f – udio topline isparavanja goriva sadržane u cilindru, -

m_{ev} – masa isparenog goriva, kg

Dakle, prvi glavni stavak termodinamike za visokotlačni dio procesa u motoru kaže da je promjena unutarnje energije u cilindru jednaka sumi rada koju obavlja klip, dovedenoj toplini dobivenoj izgaranjem goriva, toplinskim gubicima uslijed prijelaza topline na stijenke cilindra te gubitku energije uslijed prostrujavanja dijela plinova između stijenke cilindra i klipa.

3.1.1. Vibe-ov model izgaranja

Najjednostavniji način na koji se proces izgaranja može modelirati je izravnim zadavanjem funkcije oslobađanja topline. Količina oslobođene topline u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila u određenom trenutku određuje se prema prethodno zabilježenoj vrijednosti tlaka u cilindru.

Kako bi se ovaj pristup pojednostavnio, pri definiranju karakteristika funkcije oslobađanja topline koriste se samo bezdimenzijske veličine. Ukupna količina oslobođene topline određena je količinom ubrizganog goriva u cilindar i faktorom pretička zraka, a potom se prema zadanoj funkciji izgaranja goriva izračunava dovedena toplina u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila.

Vibe-ov model izgaranja određen je sljedećim sustavom jednadžbi:

$$\frac{dm}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (3)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (4)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c} \quad (5)$$

gdje je:

Q – ukupna toplina dobivena izgaranjem goriva, kJ

α – kut zakreta koljenastog vratila, °KV

α_o – početak izgaranja, °KV

$\Delta\alpha_c$ – trajanje izgaranja, °KV

m – oblik krivulje izgaranja, -

a – Vibe-ov parametar; $a = 6,9$ za potpuno izgaranje

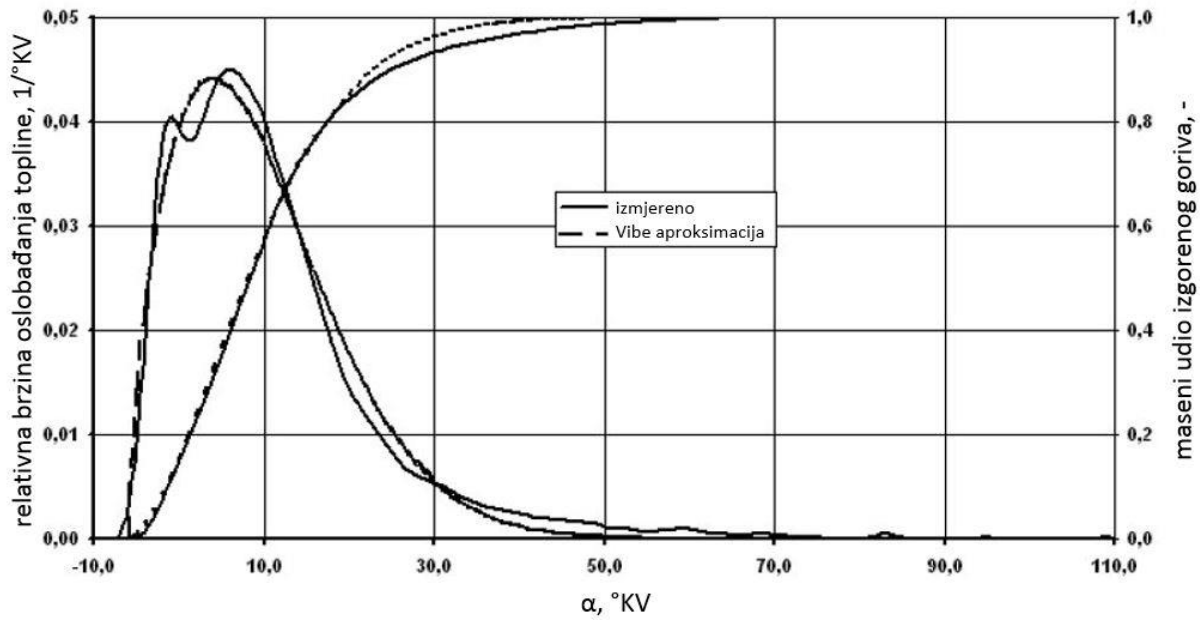
Vibe-ova funkcija daje vrijednost mase goriva koja je izgorjela od početka izgaranja, a glasi:

$$x = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (6)$$

gdje je:

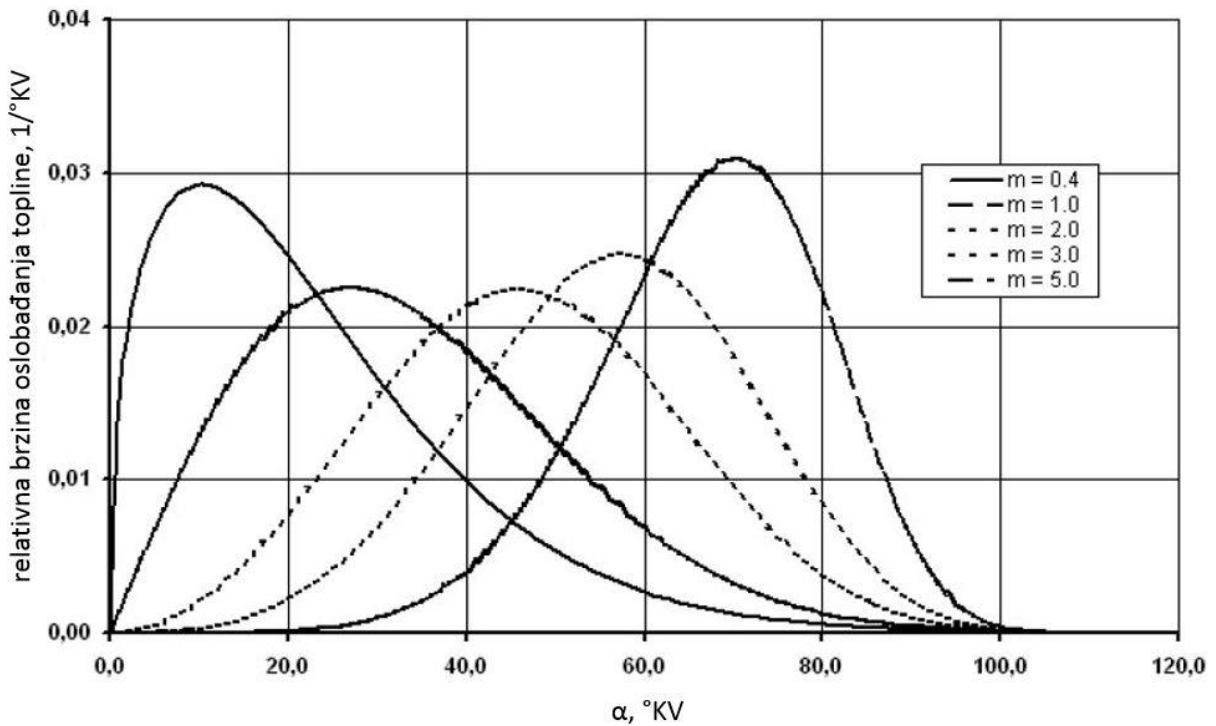
x – masa izgorenog goriva, kg

Slika 16 prikazuje primjer stvarne funkcije oslobađanja topline i količine izgorenog goriva u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila te njihove aproksimacije pomoću Vibe-ove funkcije.



Slika 16. Aproksimacija krivulja količine izgorjenog goriva i oslobodene topline pomoću Vibe-ove funkcije [4]

Slika 17 prikazuje utjecaj parametra m na oblik krivulje izgaranja dobiven Vibe-ovom funkcijom.



Slika 17. Utjecaj parametra m na oblik Vibe-ove funkcije [4]

3.1.2. 1-zonski HCCI model izgaranja

1-zonski HCCI model izgaranja dostupan je samo uz opciju *General Species Transport* pri čemu korisnik mora definirati broj i svojstva tvari koje sudjeluju i nastaju u procesu izgaranja.

Kod ovakvog modela izgaranja član $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ u općenitoj jednadžbi (1) formuliram je na sljedeći način:

$$\frac{dQ_F}{d\alpha} = - \sum_{i=1}^{n_{SpGas}} u_i \cdot MW_i \cdot \dot{\omega}_i \quad (7)$$

gdje je:

n_{SpGas} – broj tvari u plinovitom stanju, -

MW – molarna masa tvari, kg/kmol

u – unutarnja energija tvari, J/(kg·K)

ρ – gustoća smjese, kg/m³

$\dot{\omega}$ – brzina reagiranja tvari, kmol/m³s

Maseni udio pojedine tvari računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\rho \frac{dw_i}{d\alpha} = MW_i \cdot \dot{\omega}_i \quad (8)$$

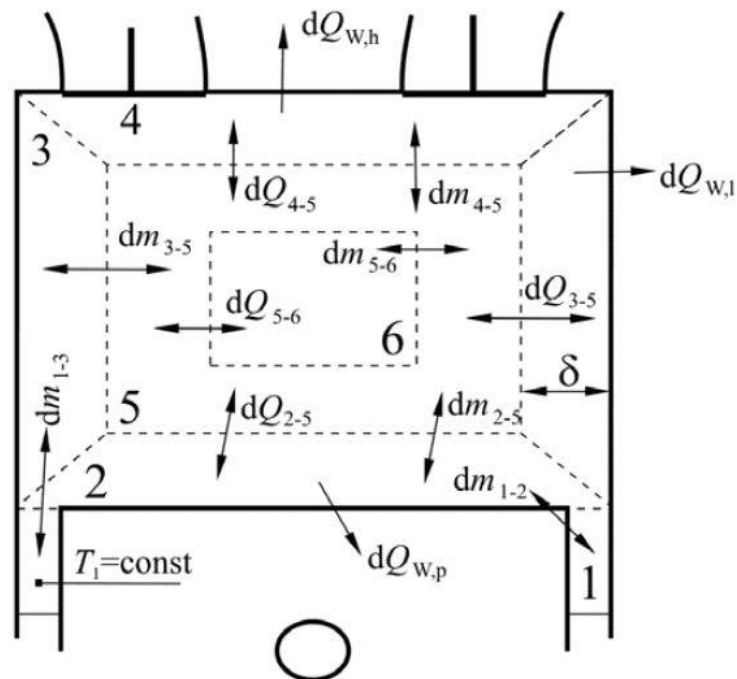
gdje je:

w – maseni udio tvari, -

Brzina reagiranja za svaku tvar izračunava se prema zadanom nizu kemijskih reakcija kojima je opisan proces samozapaljenja i izgaranja.

3.1.3. 6-zonski HCCI model izgaranja

6-zonski HCCI model izgaranja je također samo dostupan uz opciju *General Species Transport*. Slika 18 prikazuje ovaj proračunski model gdje je prostor izgaranja podijeljen na 6 zona između kojih postoji interakcija u obliku izmjene topline i mase tvari.



Slika 18. Shematski prikaz 6-zonskog proračunskog modela [4]

Zona procjepa između klipa i stijenke cilindra koja je označena brojem 1 definirana je kao područje konstantnog volumena čiju veličinu zadaje korisnik. Rubne zone 2,3 i 4 definirane su debljinom δ te trenutnim položajem klipa. Debljinu rubnih zona, koje su jednake za sve rubne zone i konstantnog iznosa, zadaje korisnik. Središnje zone 5 i 6 imaju jednak volumen i time je prostor izgaranja potpuno određen.

Jednadžba očuvanja energije (1) se kod ovog proračunskog modela izračunava za svaku zonu pri čemu se postavljaju sljedeće pretpostavke:

- tlak je u svim zonama jednak,
- izmjena topline $\frac{dQ_j}{dt}$ za svaku zonu sastoji od:
 - izmjene topline sa stijenkom cilindra,
 - izmjene topline između susjednih zona,
- toplina oslobođena izgaranjem goriva za svaku zonu izračunava se prema izrazu:

$$\frac{dQ_{F,j}}{dt} = \sum_{i=1}^{nSpcGas} u_{ij} \cdot MW_i \cdot \dot{\omega}_{ij} \quad (9)$$

gdje je:

u_{ij} – specifična unutarnja energija tvari i u zoni j

i – indeks koji označava tvar

j – indeks koji označava zonu

- gubici uslijed prostrujavanja plinova između klipa i stijenke cilindra se zanemaruju,
- ulaz goriva u cilindar nije moguć tijekom visokotlačnog dijela procesa.

Uzimajući u obzir gore navedene pretpostavke i jednačbe koje opisuju transformaciju energije, dobiva se jednačba prema kojoj se određuje temperatura svake zone:

$$\frac{dT_j}{dt} = \frac{1}{\bar{c}_{p,j}} \cdot \left[\frac{1}{m_j} \cdot \frac{dQ_j}{dt} - T_j \cdot \frac{dR_j}{dt} + \frac{R_j \cdot T_j}{p_c} \cdot \frac{dp_c}{dt} - v_j \cdot \sum_{i=1}^{nSpcGas} \left(u_{ij} \cdot MW_i \cdot \dot{\omega}_{ij} \right) \right] \quad (10)$$

gdje je:

Q_j – ukupna toplina predana zoni j , J

T – temperatura, K

$\bar{c}_{p,j}$ – specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, J/(kg·K)

m_j – masa u zoni j , kg

R_j – specifična plinska konstanta, J/(kg·K)

p_c – tlak u cilindru, Pa

v – specifični volumen, m³/kg

U svakoj zoni se zasebno izračunava sastav prisutnih tvari pa se udio pojedine tvari u svakoj zoni izračunava prema sljedećem izrazu:

$$\frac{d\omega_{ij}}{dt} = MW_i \cdot v_j \cdot \dot{\omega}_{ij} \quad (11)$$

Prethodno je spomenuta pretpostavka da je tlak u cilindru isti pa je stoga i tlak u svim zonama isti. Koristeći ovo svojstvo izraz $\frac{dp_c}{dt}$ u jednačbi (10) se izračunava pomoću dodatne

jednačbe koja glasi:

$$V_c \cdot \frac{dp_c}{dt} - \sum_{j=1}^{nZones} m_j \cdot R_j \cdot \frac{dT_j}{dt} = \sum_{j=1}^{nZones} m_j \cdot T_j \cdot \frac{dR_j}{dt} - p_c \cdot \frac{dV_c}{dt} \quad (12)$$

gdje je:

$nZones$ – broj zona; $nZones = 6$

Izmjena topline $\frac{dQ_j}{dt}$ za svaku zonu se sastoji od izmjene topline sa stijenkom cilindra, ako je riječ o rubnim zonama, te izmjene topline sa susjednim zonama.

Izmjena topline sa stijenkom cilindra se izračunava za svaku zonu posebno što znači da je prilikom proračuna koristeći sljedeću jednadžbu potrebno uvrstiti temperaturu pojedine zone:

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_j - T_{wi}) \quad (13)$$

gdje je:

Q_{wi} – toplina izmijenjena sa stijenkom cilindra, kJ/kg

A_i – površina, m²

α_w – koeficijent prijelaza topline, W/(m² K)

T_{wi} – temperatura stijenke cilindra, K

Izmjena topline između dvije susjedne zone (vidi sliku 18) x i y računa se prema sljedećem izrazu:

$$\frac{dQ_{x \leftrightarrow y}}{dt} = \frac{\Delta Q_{x \leftrightarrow y}}{\Delta t} \quad (14)$$

gdje je:

$Q_{x \leftrightarrow y}$ – izmijenjena toplina između zone x i y , J

$\Delta Q_{x \leftrightarrow y}$ – potencijal izmjene topline, J

Δt – vrijeme izmjene topline, s

Potencijal izmjene topline $Q_{x \leftrightarrow y}$ računa se u odnosu na temperaturu $\bar{T}_{x \leftrightarrow y}$ koja bi se dobila kada bi se dogodilo potpuno miješanje sadržaja dvije zone pri konstantnom volumenu. Ova veličina se računa prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Delta Q_{x \leftrightarrow y} = \left[u_y(\bar{T}_{x \leftrightarrow y}) - u_y(T_y) \right] \cdot m_y \quad (15)$$

gdje je:

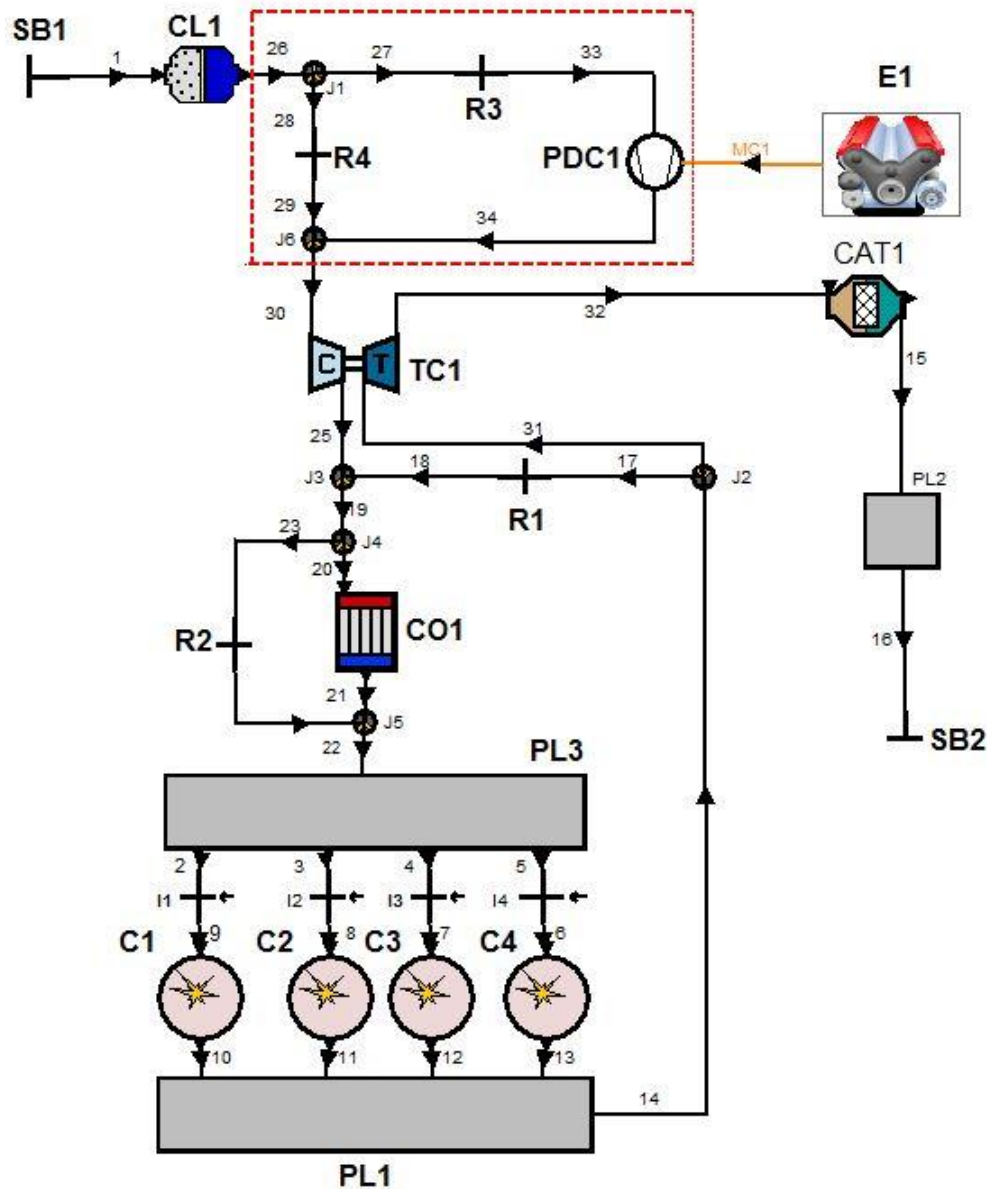
$\bar{T}_{x \leftrightarrow y}$ – temperatura mješavine sadržaja zone x i y , s

Prema tome, potencijal izmjene topline $Q_{x \leftrightarrow y}$ predstavlja toplinu koja se dodaje ili oduzima od zone y kako bi se njezina temperatura izjednačila s temperaturom $\bar{T}_{x \leftrightarrow y}$.

Vremenska konstanta Δt , koju zadaje korisnik, uz potencijal izmjene topline definira toplinski tok koji se izmjenjuje između susjednih zona. Vrijednost vremenske konstante je obrnuto proporcionalna brzini izmjene topline, odnosno proporcionalna je gradijentu temperature između susjednih zona.

4. ODREĐIVANJE MOGUĆEG RADNOG PODRUČJA HCCI MOTORA

U svrhu određivanja mogućeg radnog područja HCCI motora odlučeno je kako će biti korišten model motora koji je prikazan na slici 19.



Slika 19. Model za određivanje mogućeg radnog područja HCCI motora

Ovaj model motora potječe iz studije [5] i predstavlja osnovu ovoga rada.

Rubni element SB1 na prikazanom modelu motora predstavlja usis zraka. Usisani zrak prolazi kroz filter CL1 koji predstavlja lokalni otpor, a potom kroz ventil R3 struji prema

mehaničkom kompresoru PDC1. Kompresor PDC1 je pogonjen pomoću vratila MC1 izravno s koljenastog vratila motora E1.

Rad kompresora PDC1 može se obustaviti pri čemu se ventil R3 potpuno zatvara. U tom slučaju, tok zraka prolazi kroz ventil R4 koji je inače zatvoren.

Nakon prolaska kroz segment označen crvenim pravokutnikom koji sadrži mehanički kompresor PDC1 te njegov obilazak, zrak se komprimira u kompresoru turbo-kompresora TC1. Stlačeni zrak se potom može ohladiti prolaskom kroz hladnjak CO1 ili se otvaranjem ventila R2 njegov tok bez hlađenja može preusmjeriti prema usisnoj grani koja počinje volumenom PL3. Prije ulaska zraka u cilindre C1, C2, C3 i C4, gorivo se ubrizgava pomoću brizgaljki I1, I2, I3 i I4. Nakon izgaranja gorive smjese u cilindrima i dobivanja mehaničkoga rada, nastali ispušni plinovi se odvođe ispušnom granom PL1. Ispušni sustav sadrži ventil R1 čijim otvaranjem se može omogućiti povrat dijela ispušnih plinova u usisni sustav, neposredno prije hladnjaka CO1. Snaga potrebna za komprimiranje zraka u kompresoru turbo-kompresora TC1 se dobiva ekspanzijom ispušnih plinova koji prolaze kroz njegov turbinski dio. Turbo-kompresor TC1 ima promjenjivu geometriju (engl. *Variable Turbine Geometry* – VGT) što znači da se zakretanjem statorskih lopatica turbine mijenja radna točka turbine čime se indirektno može regulirati omjer komprimiranja zraka koji prolazi kompresorskom stranom ovoga turbo-kompresora.

Na posljetku, ispušni plinovi prolaze kroz katalizator CAT1. Pretvorba ispušnih plinova se u sklopu ovoga rada neće razmatrati, ali uzima se u obzir otpor strujanju ispušnim plinovima koji katalizator predstavlja. Strujanje ispušnih plinova završava njihovim prolaskom kroz volumen PL2 te izlazom i modela koji predstavlja rubni element SB2.

4.1. Plan rada uz zadane parametre i ograničenja

Koristeći predloženi model motora potrebno je izraditi krivulje konstantnog opterećenja u ovisnosti o brzini vrtnje motora. Vektor brzine vrtnje motora glasi:

$$n = [1000, 2000, 3000, 4000] \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

Vektor krivulja konstantnog opterećenja je:

$$P_e = [100, 80, 60, 40, 20] \% \quad (17)$$

Kombinacijom članova ova dva vektora dobiva se 20 radnih točaka kojima će biti određeno radno područje motora.

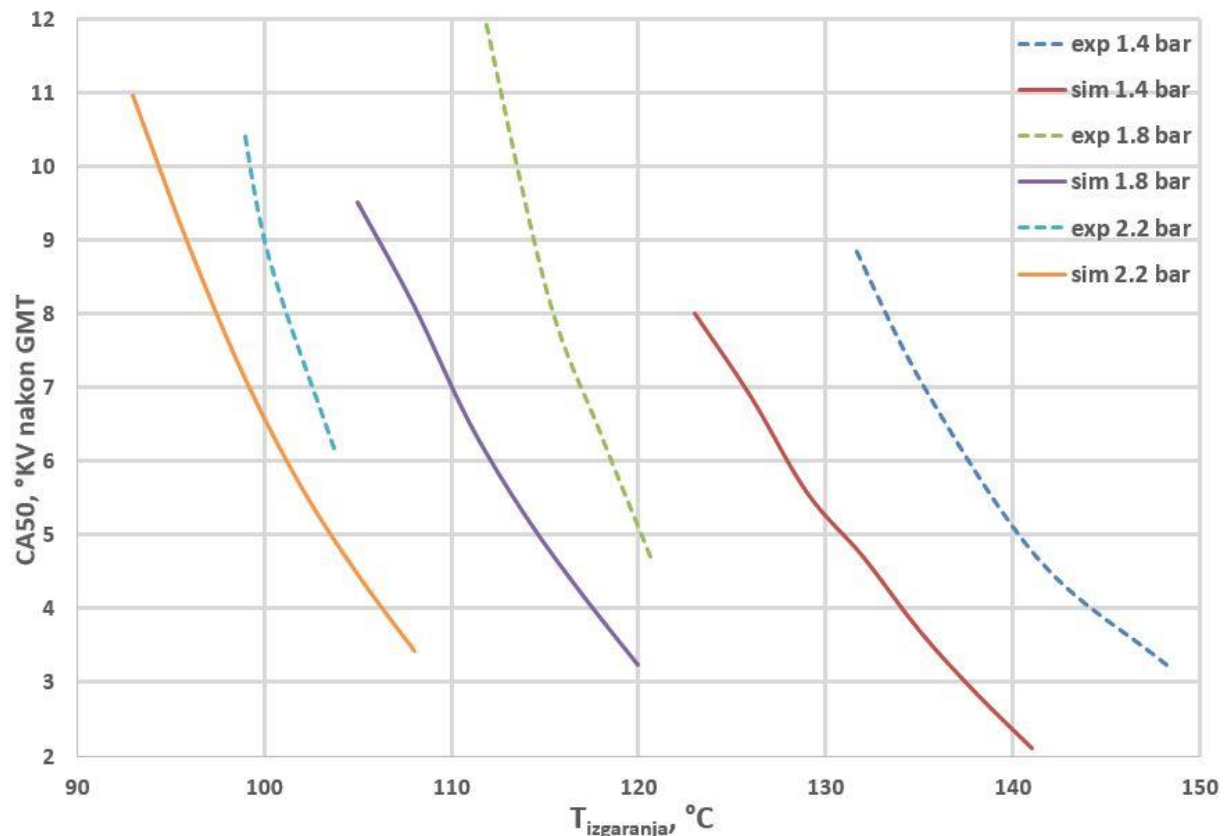
Krivulja najvećeg opterećenja biti će dobivena postizanjem najvećeg omjera nabijanja usisanog zraka. Pošto mehanički kompresor za svoj pogon dobiva snagu od koljenastog vratila motora, omjer tlaka nabijanja koji on ostvaruje treba držati na relativno niskoj konstantnoj vrijednosti. U suprotnom, nepovoljan utjecaj rada kompresora na efektivni stupanj djelovanja motora bi mogao doći do prevelikog izražaja. Najveći omjer tlakova

nabijanja koji postiže turbo-kompresor za svaku brzinu vrtnje motora potrebno je pronaći promjenom položaja statorskih lopatica turbine.

Ostale krivulje opterećenja biti će dobivene smanjenjem tlaka usisanog zraka, odnosno smanjenjem omjera tlaka nabijanja koji ostvaruje turbo-kompresor.

Ovaj model koristi Vibe-ov model izgaranja, koji je opisan u poglavlju 3.1.1, što znači da termodinamičko stanje i sastav gorive smjese u cilindru nemaju utjecaj na preddefiniranu krivulju izgaranja goriva, odnosno oslobođene topline. Međutim, kako bi rezultati dobiveni ovim modelom biti što vjerodostojniji, prilikom određivanja svih točaka razmatrani su uvjeti u cilindru koje je potrebno ostvariti za samozapaljenje gorive smjese kao da je riječ o HCCI modelu izgaranja.

U svrhu postizanja uvjeta u cilindru potrebnih za samozapaljenje gorive smjese koristit će se dijagram na slici 20 koji potječe iz studije [5]. Dani dijagram prikazuje ovisnost položaja težišta izgaranja (CA_{50}) o temperaturi usisa za različite vrijednosti tlaka usisa. Krivulje označene punom linijom su vrijednosti dobivene simulacijom u sklopu toga rada, dok su crtkane linije dobivene eksperimentalnim mjerenjem radi validacije dobivenih rezultata.

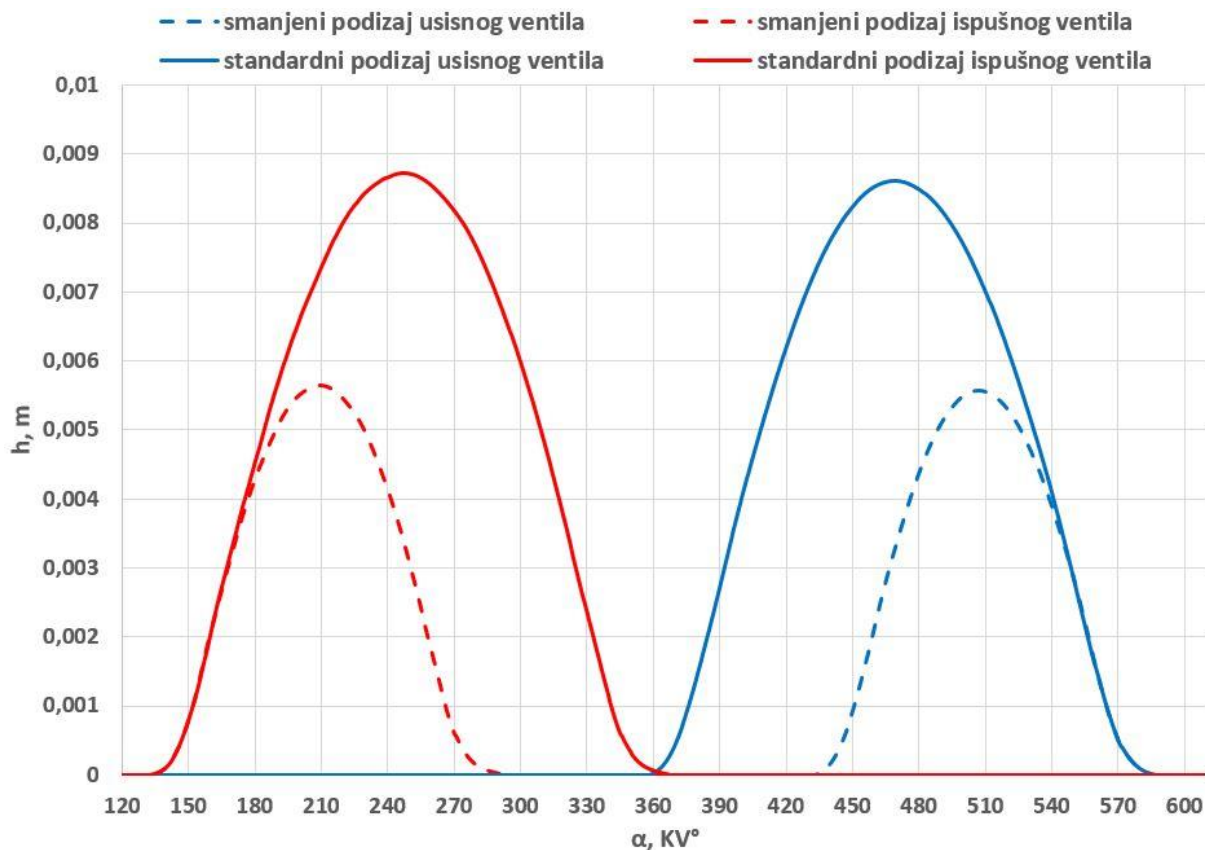


Slika 20. Ovisnost položaja težišta izgaranja o temperaturi za različite vrijednosti tlaka [5]

Uvjete u cilindru prikazane na gornjem dijagramu potrebno je ostvariti na početku visokotlačnog dijela procesa. S obzirom na to da dijagram prikazuje temperaturnu ovisnost položaja težišta izgaranja za diskretne vrijednosti tlaka, za očitane vrijednosti tlaka u cilindru potrebnu temperaturu samozapaljenja gorive smjese potrebno je izračunati linearnom

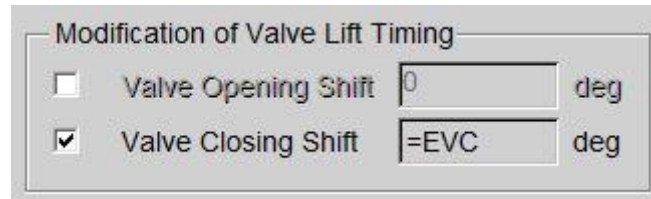
interpolacijom podataka. Za odabrani položaj težišta izgaranja od 8° zakreta koljenastog vratila prije gornje mrtve točke može se očitati potrebna temperatura ovisno o vrijednostima tlaka dobivenih simulacijom.

Tražena temperatura se može ostvariti pomoću hladnjaka zraka, a za potrebe grijanja gorive smjese upotrijebit će se strategija negativnog prekrivanja ventila koja je opisana u poglavlju 2.2.2.1. *AVL Boost* nudi mogućnost potpuno nezavisnog pomicanja točaka otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila što korisniku omogućava modificiranje unesenih funkcija podizaja ventila. Slika 21 prikazuje izgled funkcija podizaja ispušnih i usisnih ventila dobivenih pomicanjem točaka zatvaranja ispušnih ventila (IZ – ispuh zatvara) i otvaranja usisnih ventila (UO – usis otvara).

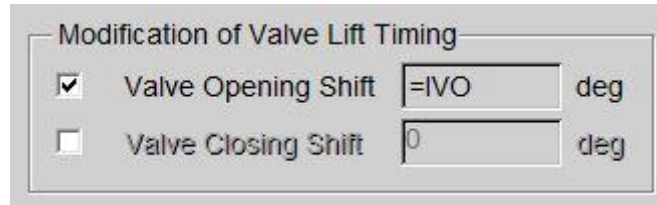


Slika 21. Prikaz ostvarivanja negativnog prekrivanja ventila simetričnim razmicanjem točaka IZ i UO

Kao što je vidljivo iz priložene slike, pomak točke IZ ima negativan predznak dok je pomak točke UO zadan kao pozitivna vrijednost. Slika 22 prikazuje polje unutar postavki cilindra gdje je točki zatvaranja ispušnih ventila dodijeljena varijabla *EVC* (engl. *exhaust valve closure*), a slika 23 prikazuje polje unutar kojeg je točki otvaranja usisnih ventila dodijeljena varijabla *IVO* (engl. *intake valve opening*).



Slika 22. Varijabla dodijeljena pomaku točke IZ



Slika 23. Varijabla dodijeljena pomaku točke UO

Sukladno objašnjenju koje je dano u poglavlju 2.2.2.1, točke IZ i UO trebaju biti simetrično razmicane što znači da su apsolutne vrijednosti EVC i IVO jednake. Iz toga proizlazi da će ostvarena vrijednost negativnog prekrivanja ventila biti zbroj apsolutnih vrijednosti IVO i EVC . Na primjer, neka su zadane sljedeće vrijednosti pomaka točaka IZ i UO:

$$EVC = -40 \text{ } ^\circ\text{KV} \quad (18)$$

$$IVO = 40 \text{ } ^\circ\text{KV} \quad (19)$$

gdje je:

EVC – pomak točke zatvaranja ispušnih ventila (IZ)

IVO – pomak točke otvaranja usisnih ventila (UO)

Tada dobivena vrijednost negativnog prekrivanja ventila iznosi:

$$NVO = |EVC| + IVO = |-40| + 40 = 80 \text{ } ^\circ\text{KV} \quad (20)$$

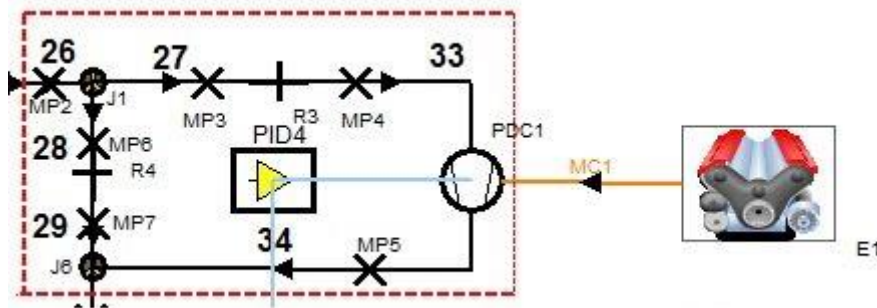
Posljednje ograničenje jest faktor pretička zraka kojeg je potrebno održavati na vrijednosti od 2,5. Ova vrijednost određena je dogovorno, a proizlazi iz poglavlja 2.2 u kojem je navedeno kako kod HCCI motora radi smanjenja mehaničkog opterećenja elemenata motora goriva smjesa mora biti siromašna. Također, odabrana vrijednost faktora pretička zraka odgovara stabilnom području rada HCCI motora koje je prikazano na slici 4.

4.2. Modifikacije modela motora

Kako bi se zadovoljila navedena ograničenja omjera tlaka nabijanja koji ostvaruje mehanički kompresor i vrijednosti faktora pretička zraka te kako bi se lakše ostvarili potrebni termodinamički uvjeti u cilindru za samozapaljenje gorive smjese, predloženi model je potrebno modificirati. U sljedećim potpoglavljima biti će prikazan i objašnjen rad PID regulatora koji su izrađeni u svrhu dobivanja traženih radnih točaka.

4.2.1. Regulacija rada mehaničkog kompresora

Omjer tlakova nabijanja kompresora se značajno mijenja s brzinom vrtnje motora te je odlučeno kako će se za održavanje konstantne vrijednosti omjera od 1,2 izraditi PID regulator čija shema je prikazana na slici 24.

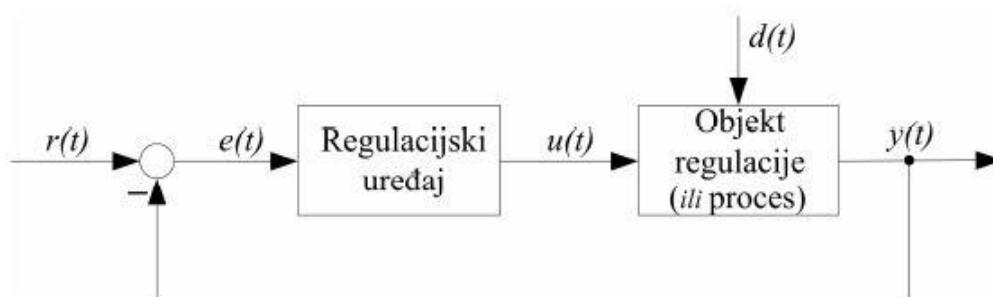


Slika 24. Regulacija rada mehaničkog kompresora

PID regulator (element PID4) održava vrijednost omjera tlakova nabijanja promjenom prijenosnog omjera mehaničkog prijenosnika snage (narančasta linija MC1).

Iteracijskim postupkom je pokušano pronaći konstantnu vrijednost prijenosnog omjera koja bi zadovoljavajuće osigurala ispunjenje gore navedenog uvjeta, ali s obzirom da to nije bilo moguće ostvariti odlučeno je kako će se primijeniti rješenje automatske regulacije.

Rad ovog, te svih drugih, regulacijskih krugova prikazan je poopćenom shemom regulacijskog kruga na slici 25.



Slika 25. Poopćeni shematski dijagram automatske regulacije [6]

Održavanje omjera tlakova nabijanja mehaničkog kompresora konstantnim jest slučaj čvrste regulacija pa se veličina $r(t)$ označava nazivnom veličinom. Njezina vrijednost, u ovom slučaju, treba iznositi 1,2.

Negativna povratna veza omogućuje usporedbu nazivne veličine $r(t)$ i regulirane veličine $y(t)$ koja je u ovom slučaju trenutna vrijednost omjera tlakova nabijanja koju ostvaruje mehanički kompresor. Razlika između te dvije veličine jest regulacijsko odstupanje $e(t)$ koje omogućuje regulacijskom PID uređaju djelovanje na mehanički kompresor zraka, koji u ovom primjeru predstavlja objekt regulacije, promjenom prijenosnog omjera mehaničkog prijenosnika snage (postavna veličina $u(t)$). Djelovanje poremećajne veličine $d(t)$ nastoji pomaknuti regulacijski

sustav iz ravnoteže, odnosno ima negativan utjecaj na nazivnu veličinu. U ovom slučaju brzina vrtnje motora predstavlja poremećaj jer se promjenom brzine vrtnje motora mijenja radna točka kompresora.

Regulacijsko djelovanje ovog sustava prestaje kada vrijednosti regulirane veličine $y(t)$ i nazivne veličine $r(t)$ postanu jednake. Kod regulacije rada mehaničkog kompresora, povećanjem prijenosnog omjera mehaničkog prijenosnika snage smanjuje se omjer tlakova nabijanja zraka. Pošto su brzina vrtnje motora i omjer tlakova nabijanja zraka obrnuto-proporcionalne veličine, vrijednosti djelovanja regulatora PID4 trebaju imati negativan predznak.

Vrijednosti integralnog (I), proporcionalnog (P) i diferencijalnog (D) djelovanja regulatora PID4 dane su u tablici 3.

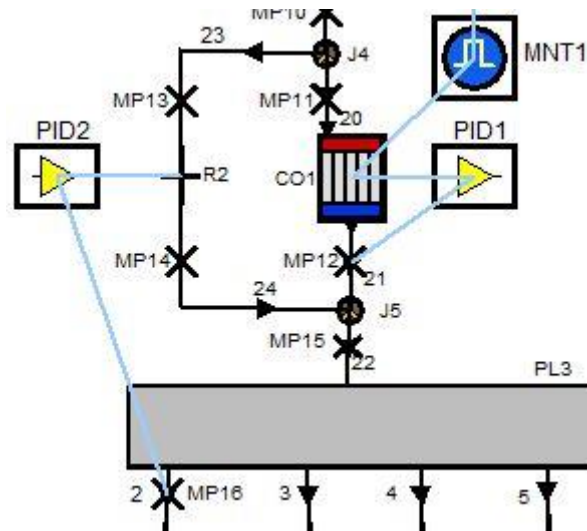
Tablica 3. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID4

Regulacijsko djelovanje	Vrijednost
P	-0,15
I	-0,4
D	0

4.2.2. Regulacija rada hladnjaka zraka

Slika 26 prikazuje princip upravljanja radom hladnjaka zraka CO1 čiji upravljački krug se sastoji od 2 PID regulatora. Ovaj podsustav funkcionira na sljedeći način: upravljanjem koeficijenta protoka ventila R2, što se ostvaruje pomoću regulatora PID2, mijenja se odnos masenog protoka struje zraka koja prolazi kroz hladnjak i toka neohlađenog zraka koji ga zaobilazi.

Regulator PID1 promjenom temperature rashladnog medija ostvaruje izlaznu temperaturu u mjernoj točki MP12 od 60 °C što je zbog fizikalnih i praktičkih razloga najniža temperatura do koje je moguće ohladiti ulazni zrak pomoću ovakvog tipa hladnjaka.



Slika 26. Regulacija rada hladnjaka zraka

Miješanjem ove dvije struje zraka dobiva se željena temperatura u mjernoj točki MP16 koja se nalazi u usisnoj grani neposredno prije točke u kojoj se vrši ubrizgavanje goriva.

Prilikom izrade ovog upravljačkog podsustava primijećeno je da uslijed pulzacije tlaka u usisnom sustavu, koju pobuđuje periodičko otvaranje usisnih ventila i gibanje klipnog mehanizma, dolazi do povratnog strujanja zraka prema hladnjaku zraka što uzrokuje poteškoće u radu oba regulatora. Ovaj problem je riješen regulacijom srednje vrijednosti temperature simulacijskog ciklusa u obje mjerne točke.

Prema tome, kod regulatora PID1 nazivna veličina je srednja temperatura u mjernoj točki MP12, a postavna veličina je temperatura rashladnog medija. Vrijednosti djelovanja ovog regulatora dane su u tablici 4.

Tablica 4. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID1

Regulacijsko djelovanje	Vrijednost
<i>P</i>	0,03
<i>I</i>	1,5
<i>D</i>	0

U slučaju regulatora PID2 nazivna veličina je srednja temperatura u mjernoj točki MP16, a postavna veličina je koeficijent protoka ventila R2 koji ima ulogu aktuatora, odnosno izvršnog člana. Vrijednosti djelovanja ovog regulatora dane su u tablici 5.

Tablica 5. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID2

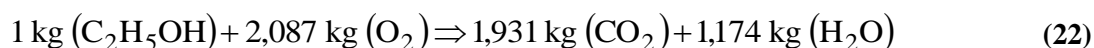
Regulacijsko djelovanje	Vrijednost
<i>P</i>	0,015
<i>I</i>	0,03
<i>D</i>	0

4.2.3. Regulacija rada sustava za ubrizgavanje goriva

Kemijska reakcija potpunog izgaranja etanola glasi:



Množenjem prethodne jednadžbe s molarnim masama pojedinih elemenata dobiva se sljedeća bilanca mase sudionika ove kemijske reakcije:



Iz jednadžbe (22) proizlazi minimalna potrebna masa kisika za izgaranje jednog kilograma goriva:

$$O_{\min} = 2,087 \frac{\text{kg}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_{\text{gorivo}}} \quad (23)$$

Odnosno, minimalna potrebna (stehiometrijska) masa zraka iznosi:

$$Z_o = \frac{O_{\min}}{0,232} = \frac{2,087}{0,232} = 9 \frac{\text{kg}_{\text{zrak}}}{\text{kg}_{\text{gorivo}}} \quad (24)$$

Faktor pretička zraka definiran je sljedećim izrazom:

$$\lambda = \frac{Z}{Z_o} \quad (25)$$

gdje je:

Z – stvarna masa zraka za izgaranje 1 kg goriva, kg

Z_o – stehiometrijska masa zraka za izgaranje 1 kg goriva, kg

Odnosno, iz jednadžbe (25) proizlazi:

$$Z = \lambda \cdot Z_o \quad (26)$$

Jednadžba (26) omogućuje izračunavanje mase goriva koje je potrebno ubrizgati u usisanu masu zraka kako bi se ostvario željeni faktor pretička zraka.

Inicijalno je u modelu zadana sljedeća vrijednosti:

$$Z = \lambda \cdot Z_o = 2,5 \cdot 9 = 22,5 \quad (27)$$

Međutim, u pokusnom radu modela primijećeno je kako se prilikom zagrijavanja gorive smjese negativnim prekrivanjem ventila zadržava značajna količina ispušnih plinova što dovodi do razrjeđenja gorive smjese i pada dobivenog srednjeg efektivnog tlaka.

Kako bi se utjecaj razrjeđenja gorive smjese zadržavanjem produkata izgaranja od prethodnog procesa uzeo u obzir, uvedena je veličina efektivnog faktora pretička zraka, odnosno efektivne količine zraka.

Efektivna količina zraka, pored omjera mase zraka i goriva u cilindru, uzima u obzir i masu produkata izgaranja na sljedeći način:

$$Z_{ef} = \frac{m_z + m_{pi}}{m_g} \quad (28)$$

gdje je:

m_z – masa zraka, kg

m_{pi} – masa produkata izgaranja, kg

m_g – masa goriva, kg

Ukupna masa tvari sadržanih u cilindru je:

$$m_{cil} = m_z + m_{pi} + m_g \quad (29)$$

Kombinacijom jednadžbi (28) i (29) dobiva se novi omjer prema kojem se izračunava masa goriva koju je potrebno ubrizgati u cilindar:

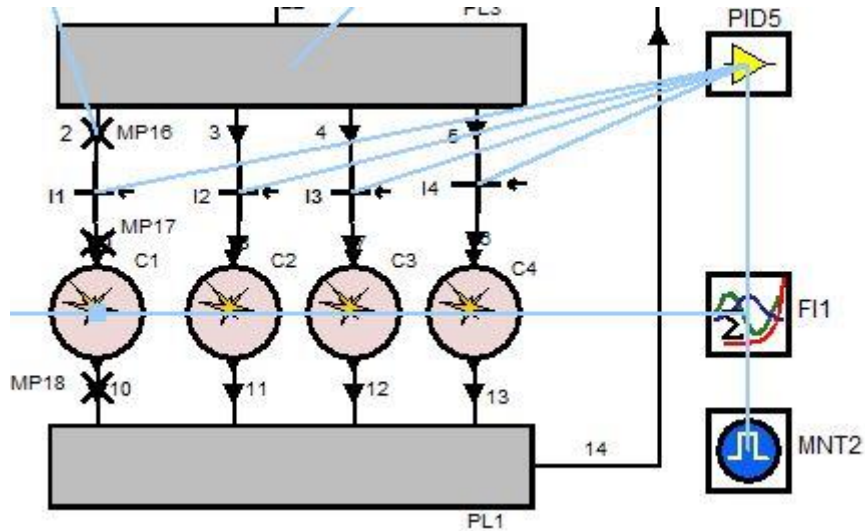
$$\frac{m_{cil}}{m_g} = Z_{ef} + 1 \quad (30)$$

Uvrštavanjem vrijednosti izračunate u jednadžbi (27) u jednadžbu (30) dobiva se sljedeća vrijednost koju je potrebno održavati:

$$\frac{m_{cil}}{m_g} = Z_{ef} + 1 = 22,5 + 1 = 23,5 \quad (31)$$

Slika 27 prikazuje element FI1 (*Formula Interpreter*) pomoću kojega je prethodno izračunati omjer zadan kao nazivna vrijednost regulatora PID5.

Ovdje još valja napomenuti da je pored efektivne vrijednosti faktora pretička zraka potrebno kontrolirati i stvarnu vrijednost faktora pretička zraka čija vrijednost mora biti veća od 1.



Slika 27. Regulacija rada sustava za ubrizgavanje goriva

U slučaju ovog regulacijskog sustava nazivna veličina je vrijednost omjera mase tvari u cilindru i mase goriva koja je izračunata jednadžbom (31), a postavna veličina je masa goriva koje ubrizgavaju brizgaljke. Vrijednosti djelovanja ovog regulatora dane su u tablici 6.

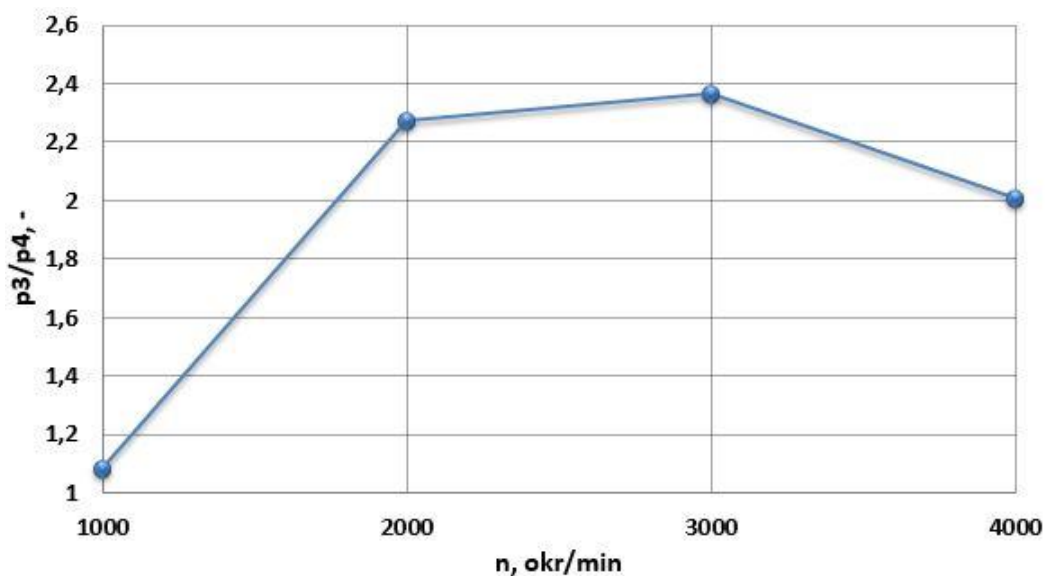
Tablica 6. Vrijednosti regulacijskih djelovanja regulatora PID5

Regulacijsko djelovanje	Vrijednost
<i>P</i>	$-2,1 \cdot 10^{-7}$
<i>I</i>	$-2,9 \cdot 10^{-6}$
<i>D</i>	0

4.3. Izračun krivulje 100% opterećenja

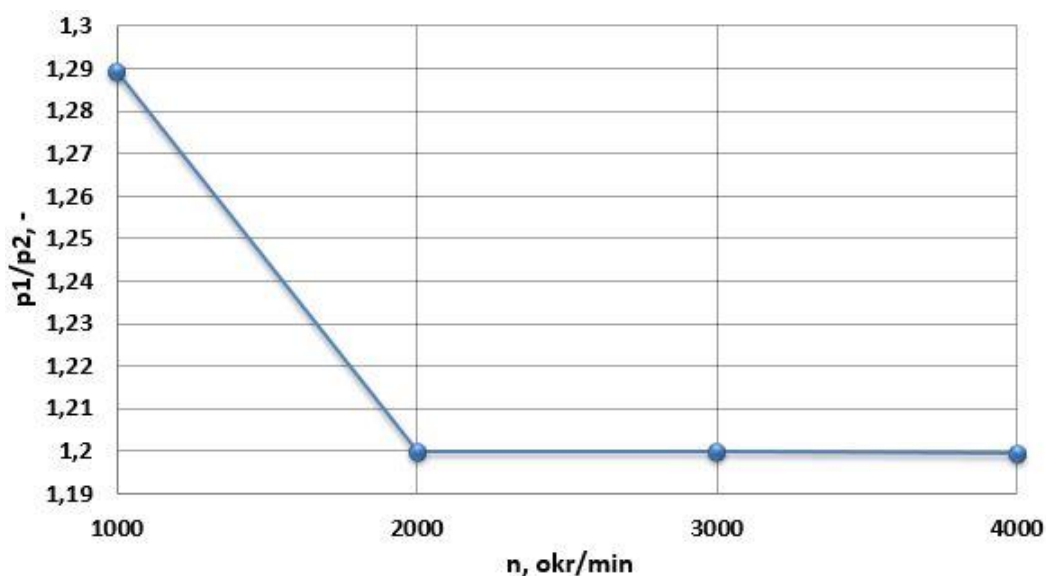
Prethodno opisane modifikacije modela omogućuju zadovoljavanje svih ograničenja navedenih u potpoglavlju 4.1.

Variranjem položaja statorskih lopatica turbo-kompresora postignute su najveće vrijednosti omjera nabijanja tlaka zraka koje su prikazane na slici 28. Relativno niska vrijednost dobivena pri brzini vrtnje od 1000 min^{-1} je posljedica predimenzioniranosti turbo-kompresora u pogledu raspoloživog masenog protoka ispušnih plinova.



Slika 28. Najveći omjer tlakova nabijanja turbo-kompresora

Slika 29 prikazuje vrijednosti omjera tlakova nabijanja mehaničkog kompresora. Iz ovog dijagrama je vidljivo da pri brzini vrtnje od 1000 min^{-1} unatoč djelovanju regulacije nije postignuta željena vrijednost omjera 1,2. Međutim, ovo rješenje je zbog ograničenja modela ipak usvojeno kao valjano.



Slika 29. Omjer tlakova nabijanja mehaničkog kompresora

Pošto najveća vrijednost tlaka usisnog zraka prelazi najveću vrijednost tlaka koja je dana na slici 20 radi potrebe izrade svih radnih točaka izvršena je linearna ekstrapolacija vrijednosti tlaka i temperature dobivenih simulacijom. Sve vrijednosti tlaka koje su korištene za određivanje potrebne temperature zapaljenja goriva prikazane su u tablici 7.

Tablica 7. Vrijednosti tlaka i temperature usisa za postizanje samozapaljenja etanola za vrijednost položaja težišta izgaranja od 8° zakreta koljenastog vratila iza gornje mrtve točke

Tlak, bar	Temperatura, °C
1,4	123
1,8	108,21
2,2	97,5
2,6	90,88
3,0	88,35

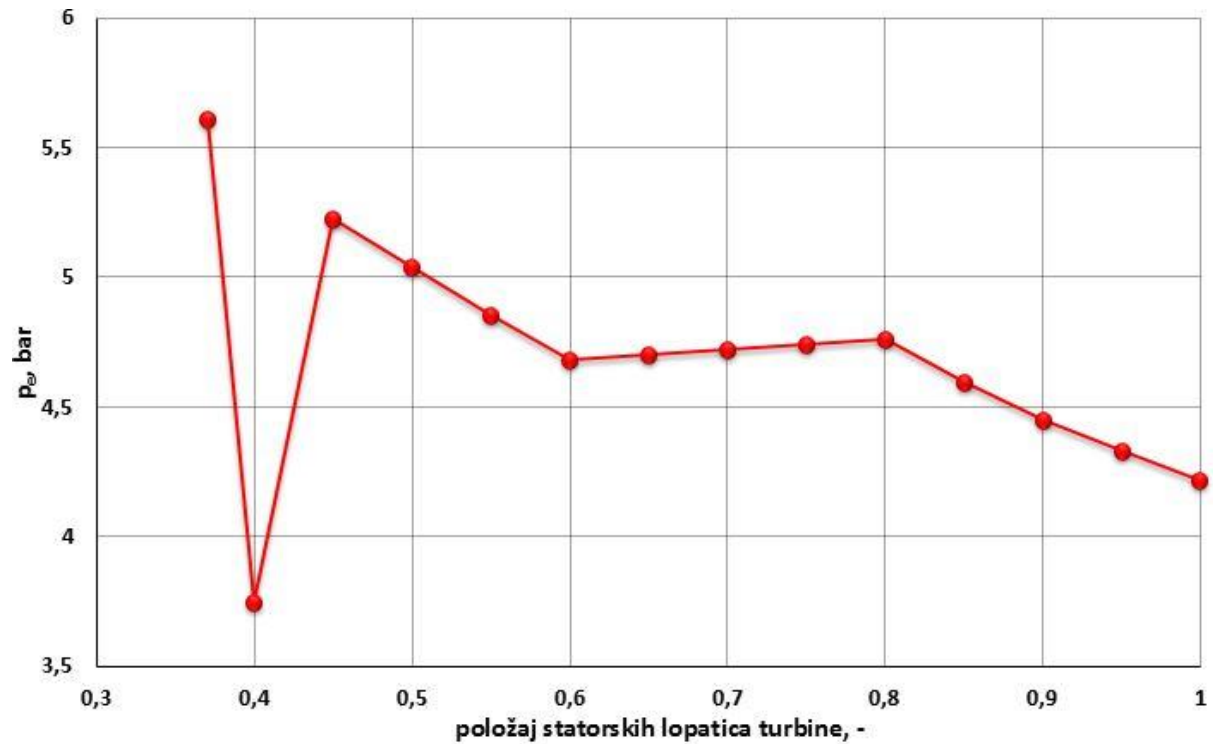
Ostvarivanje vrijednosti temperature iz tablice 7 zahtijevalo je provođenje iteracijskog postupka.

Naime, hlađenjem zraka se povećava stupanj punjenja motora što indirektno utječe i na promjenu radne točke turbo-kompresora pa se inicijalne vrijednosti tlaka i temperature za koju je izvršena regulacija donekle mijenjaju. Ovaj problem je posebno izražen u slučajevima kada je gorivu smjesu potrebno grijati ostvarivanjem negativnog prekrivanja ventila jer se time drastično smanjuje maseni protok ispušnih plinova koji prolaze kroz turbo-kompresor. U takvim slučajevima iteracijski postupak traženja temperature samozapaljenja je zahtijevao i korekciju vrijednosti položaja statorskih lopatica turbine kako bi se kompenzirao utjecaj promjene radne točke turbo-kompresora na dobivenu vrijednost opterećenja.

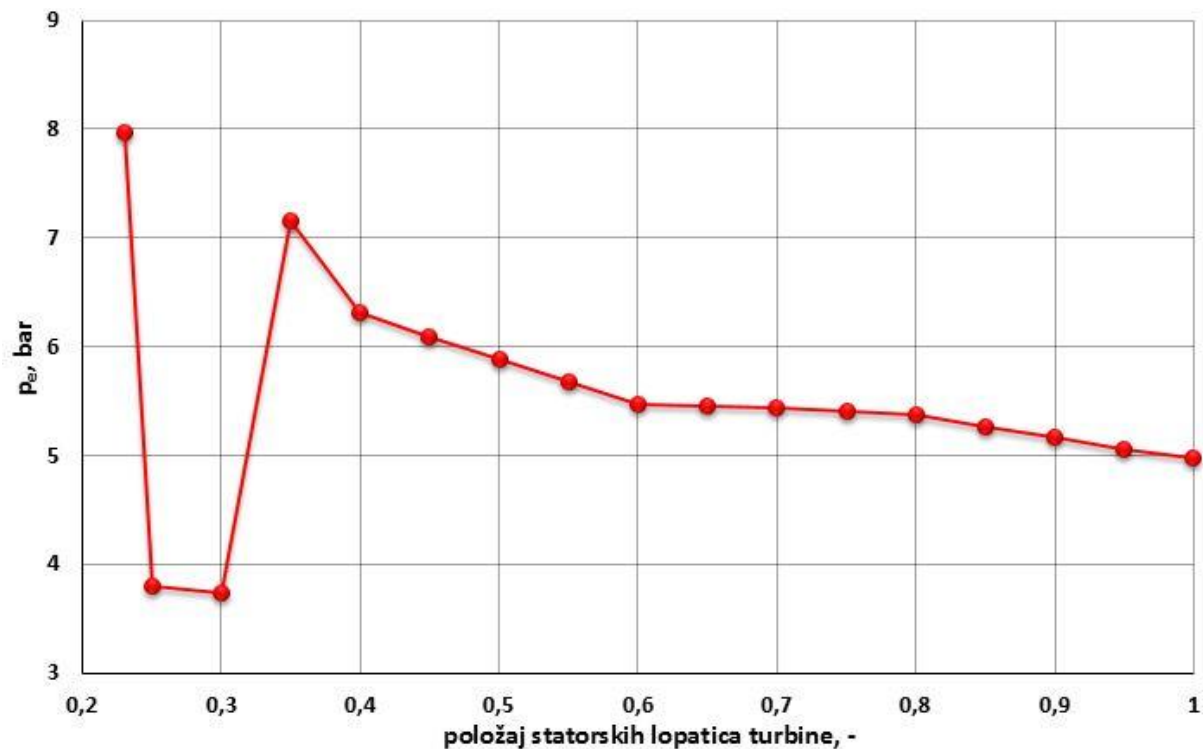
4.4. Izračun krivulja 80% i 60% opterećenja

Prvi korak kod proračuna ovih krivulja opterećenja je isključenje mehaničkog kompresora zbog snage koja se troši za njegov pogon. Nakon toga, povećanjem stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine postupno je smanjivano opterećenje do traženih vrijednosti. Međutim, pregledom inicijalnih rezultata uočena su značajna odstupanja srednjeg efektivnog tlaka za određene intervale položaja statorskih lopatica turbine u odnosu na očekivane vrijednosti. Slika 30 prikazuje ovaj problem pri brzini vrtnje od 4000 min⁻¹, a slika 31 prikazuje isti problem pri brzini vrtnje od 3000 min⁻¹ gdje se jasno može uočiti interval u kojem dobiveni rezultati nemaju fizikalnog smisla.

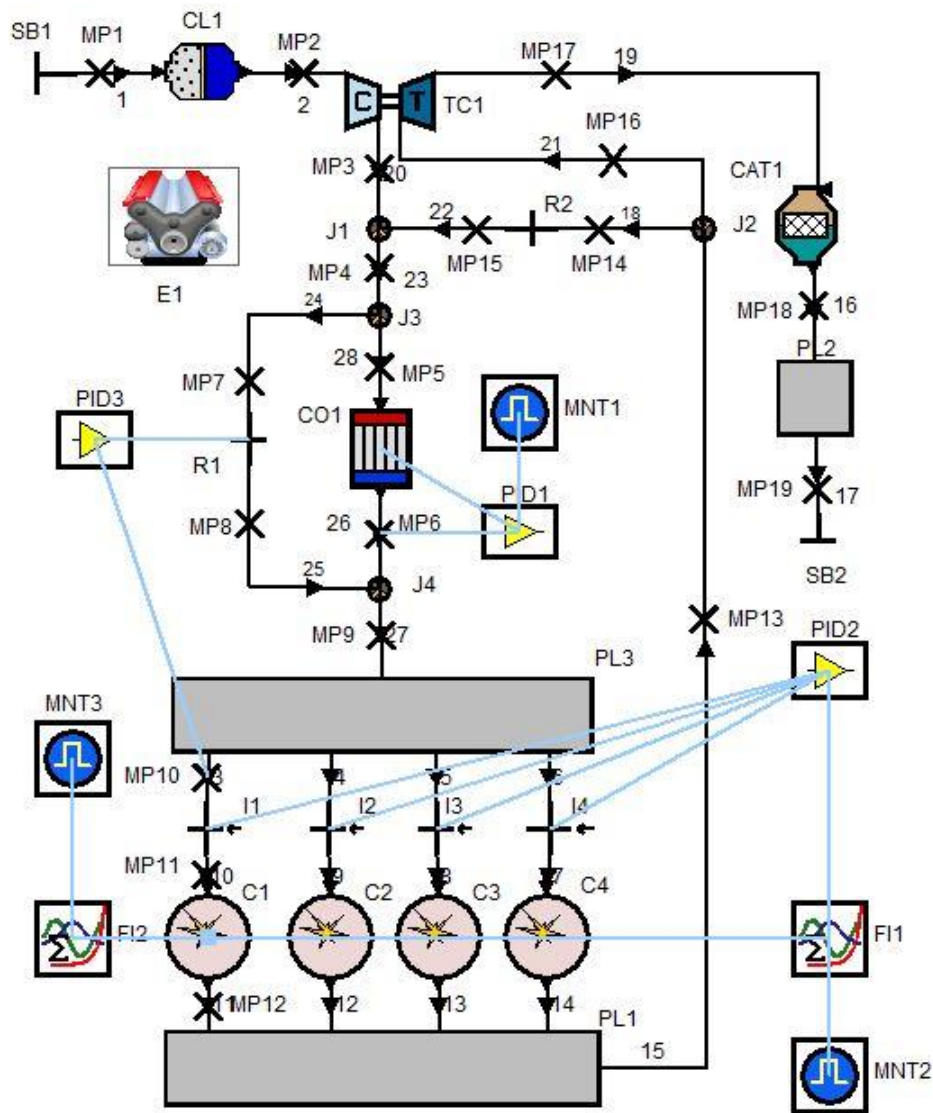
Sustavnim ispitivanjem rada pojedinih elemenata modela utvrđene su nepravilnosti u radu mehaničkog kompresora PDC1 za intervale položaja statorskih lopatica turbine koji su prikazani na slici 30 i slici 31. Kako bi se potvrdio utvrđeni zaključak o nepravilnom radu mehaničkog kompresora, za prikazane intervale položaja statorskih lopatica turbine i brzine vrtnje motora mehanički kompresor PDC1 je uklonjen te je dobiven novi model koji je prikazan na slici 32.



Slika 30. Vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 4000 min⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine dobivenih korištenjem modela motora s mehaničkim kompresorom

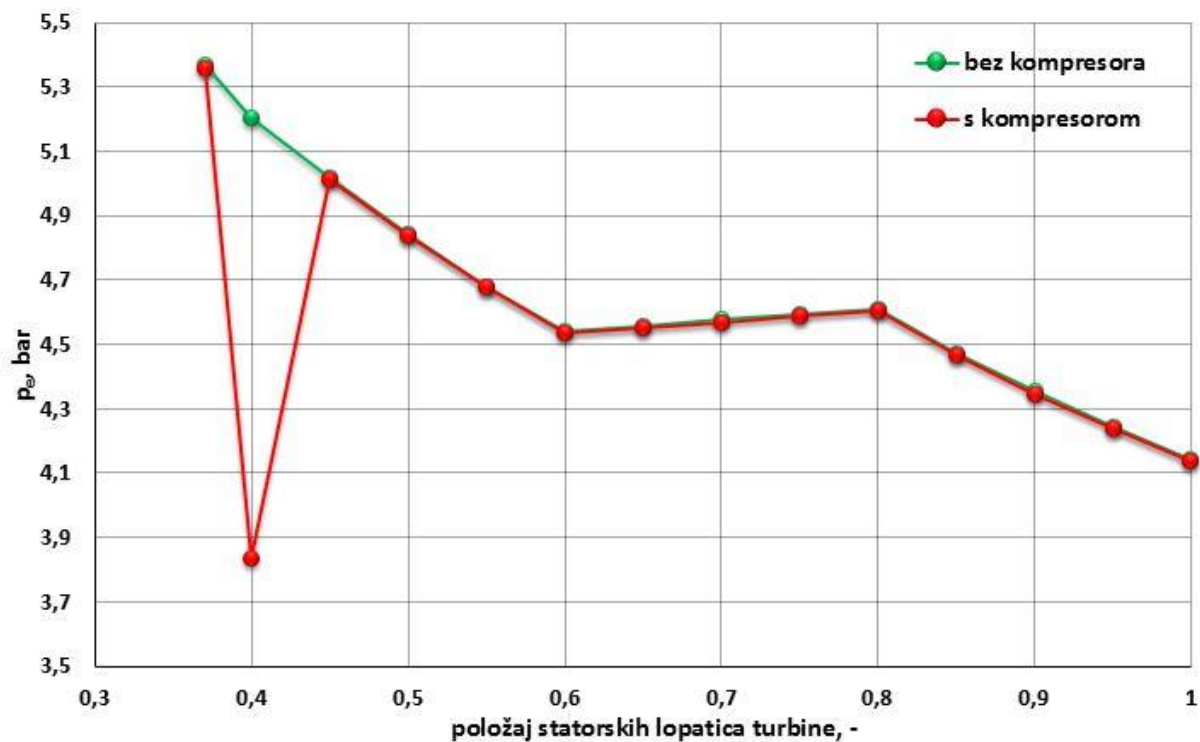


Slika 31. Vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 3000 min⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine dobivenih korištenjem modela motora s mehaničkim kompresorom

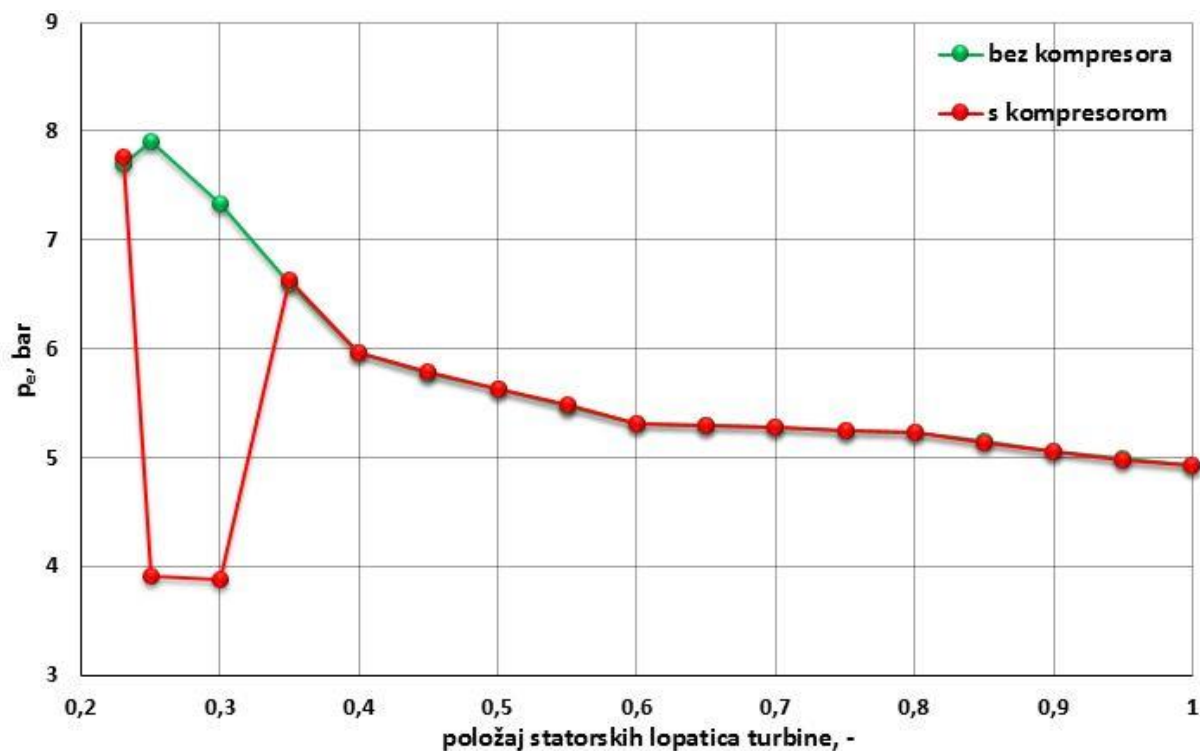


Slika 32. Model motora bez mehaničkog kompresora

Uklanjanjem mehaničkog kompresora prethodno opisan problem koji je prikazan na slici 30 i slici 31 je eliminiran te su u cijelom području stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine dobiveni valjani rezultati. Usporedba vrijednosti srednjeg indiciranog tlaka dobivenih modelom s i bez mehaničkog kompresora za brzine vrtnje motora od 4000 min^{-1} i 3000 min^{-1} prikazana je na slici 33 i slici 34. Iz tih slika je jasno vidljivo da je korištenjem modela motora bez mehaničkog kompresora dobivena krivulja srednjeg efektivnog tlaka kontinuirana funkcija u cijelom području stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine. Također, u području vrijednosti položaja statorskih lopatica za koje su dobivene valjane vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka korištenjem modela motora s mehaničkim kompresorom upotrebom modela motora bez mehaničkog kompresora dobivene su gotovo identične vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka.



Slika 33. Usporedba vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 4000 min⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine

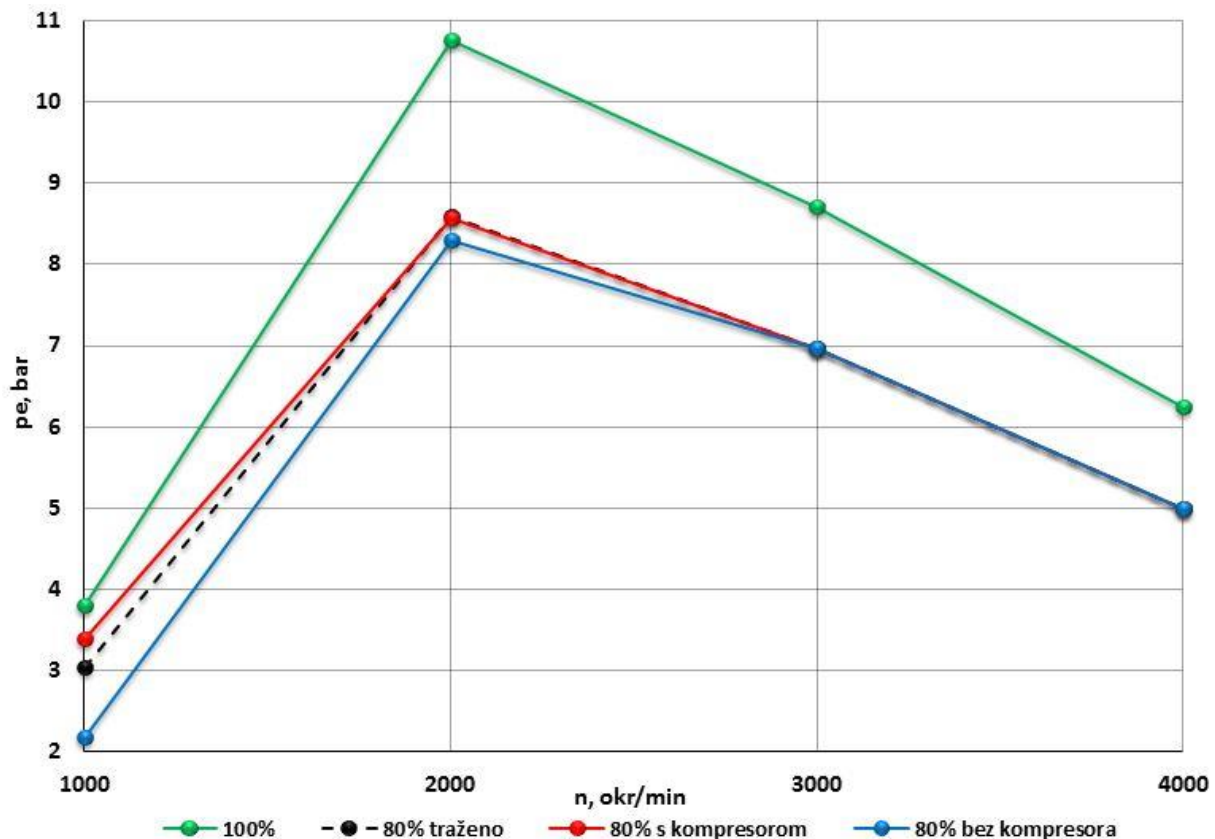


Slika 34. Usporedba vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka pri 3000 min⁻¹ u ovisnosti o položaju statorskih lopatica turbine

Poklapanje svih valjanih vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka za oba modela motora ukazuje na to da se uklanjanjem mehaničkog kompresora PDC1 ne utječe na konačne vrijednosti dobivenih rezultata. Uostalom, rad mehaničkog kompresora se koristi samo kod najvećeg opterećenja motora te se kod izračuna svih preostalih krivulja konstantnog opterećenja on ionako želi isključiti.

Prema tome, konačno je odlučeno kako će se mehanički kompresor ukloniti te da će se model motora koji je prikazan na slici 32 koristiti za izradu svih preostalih radnih točaka. Nakon uklanjanja mehaničkog kompresora iz modela motora ponovljen je postupak smanjenja opterećenja povećanjem stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine te je potom izvršena iteracija vrijednosti tlaka i temperature usisa potrebnih za samozapaljenje gorive smjese.

Nadalje, pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1} zbog male vrijednosti omjera tlaka nabijanja koju ostvaruje turbo-kompresor (vidi sliku 28) mogućnost smanjenja opterećenja promjenom stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine nije bila dovoljna kako bi se odredila radna točka koja odgovara opterećenju od 80%. Ovaj problem prikazuje slika 35.



Slika 35. Krivulje 80% i 60% opterećenja

Naime, najveća ostvarena vrijednost omjera tlaka nabijanja koju ostvaruje turbo-kompresor pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1} iznosi 1,08. Unatoč tome što se povećanjem stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine postiže vrijednost omjera tlaka nabijanja od 1, dobiveno opterećenje odgovara vrijednosti od približno 90% u slučaju kada je mehanički kompresor uključen.

S druge strane, isključenjem mehaničkog kompresora iz rada, unatoč najvećoj ostvarivoj vrijednosti omjera tlaka nabijanja koju ostvaruje turbo-kompresor, dobiva se opterećenje koje odgovara vrijednosti od 57%. Vrijednost toga opterećenja je stoga ujedno i usvojena kao vrijednost koja odgovara radnoj točki od 60% opterećenja.

Nakon razmatranja ovoga problema odlučeno je kako će zbog praktičnih razloga radna točka pri brzini vrtnje od 1000 min^{-1} koja odgovara opterećenju od 80% biti odbačena. Međutim, radi cjelovitosti prikaza dobivenog radnog područja motora radna točka koja odgovara opterećenju od 80% pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1} biti će dobivena linearnom interpolacijom točke koja odgovara opterećenju od 100% i točke koja odgovara opterećenju od 60% pri istoj brzini vrtnje motora.

4.5. Izračun krivulja 40% i 20% opterećenja

Daljnje smanjenje opterećenja nastavljeno je povećanjem stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine. Međutim, prilikom izrade krivulje koja odgovara vrijednosti od 40% opterećenja pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1} ova metoda smanjenja opterećenja je potpuno iscrpljena jer je postignuta vrijednost omjera tlaka nabijanja koju ostvaruje turbo-kompresor iznosila 1. Pošto ta najniža ostvariva vrijednost omjera tlaka nabijanja nije bila dovoljna kako bi se odredila radna točka koja odgovara vrijednosti opterećenja od 40%, radi izračuna te radne točke i krivulja najnižeg traženog opterećenja razmatrana je mogućnost prigušnja usisa zaklopkom i metoda povećanja efektivnog faktora pretička zraka.

Slika 36 prikazuje vrijednost specifične efektivne potrošnje goriva za krivulju opterećenja od 20% koja je dobivena pomoću obje metode. Vrijednost specifične efektivne potrošnje goriva je pokazatelj efektivnog stupnja djelovanja prema sljedećem izrazu:

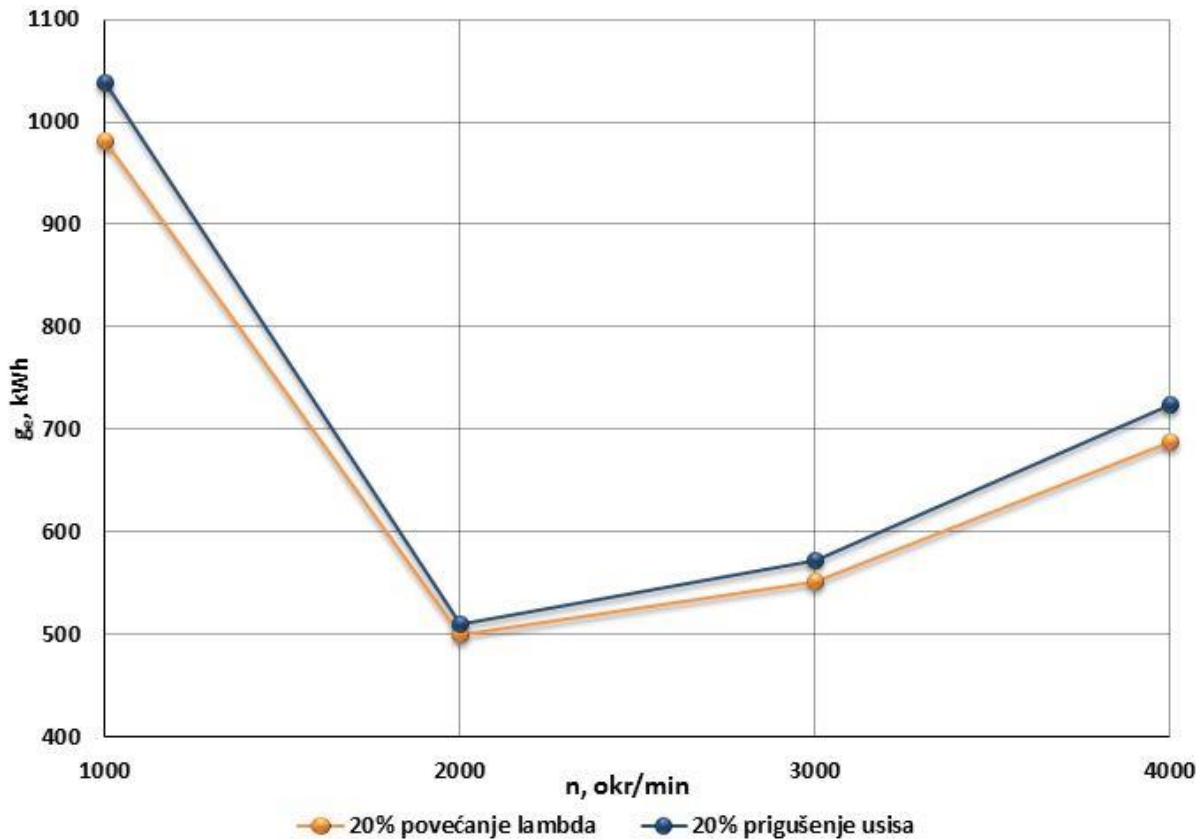
$$\eta_e = \frac{3600}{H_d \cdot g_e} \quad (32)$$

gdje je:

H_d – donja ogrjevna vrijednost goriva, MJ/kg

η_e – efektivni stupanj djelovanja, -

g_e – specifična efektivna potrošnja goriva, g/kWh



Slika 36. Specifična efektivna potrošnja goriva za različite strategije prilikom izrade krivulje 20%

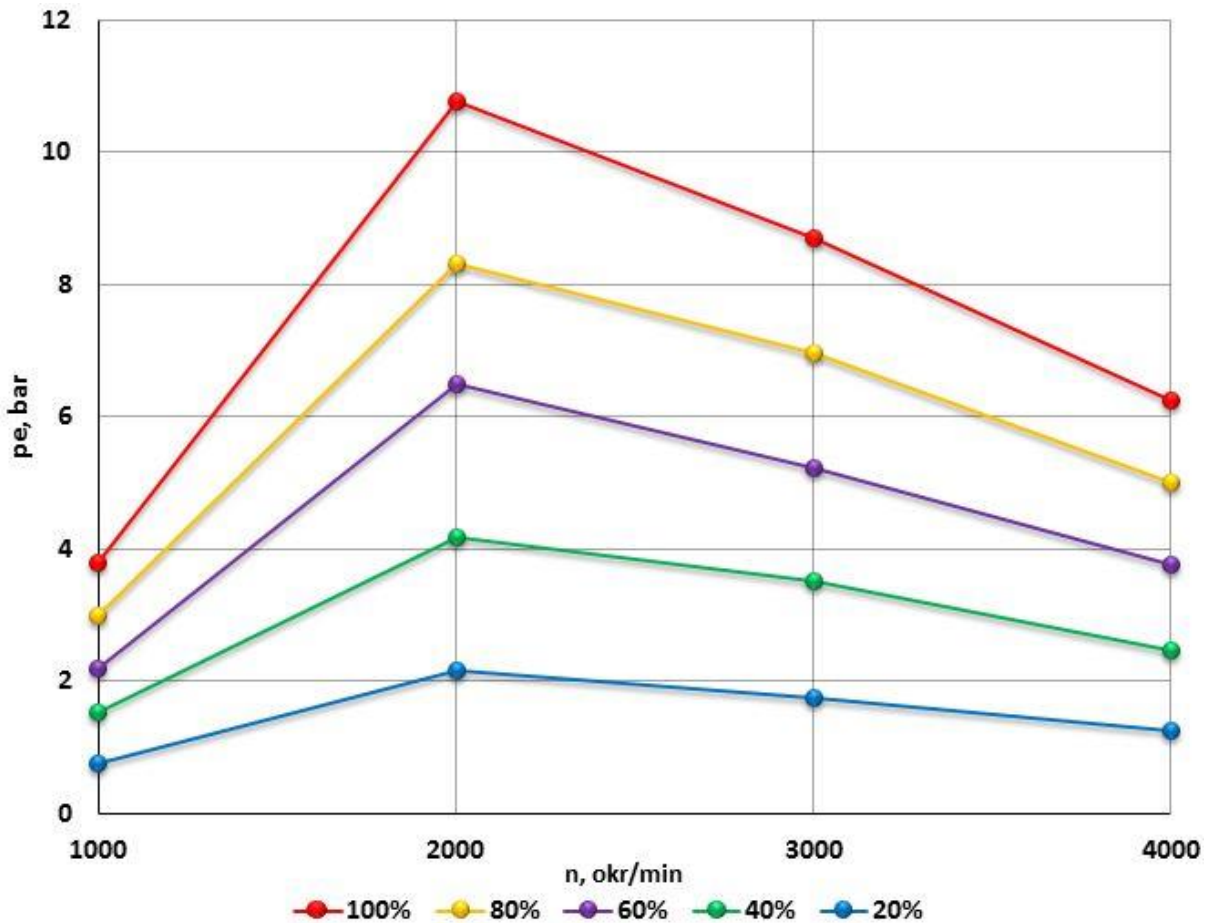
Metodom povećanja efektivnog faktora pretička zraka postignute su niže vrijednosti specifične efektivne potrošnje goriva za cijelo područje brzine vrtnje. Iako su razlike male, ova metoda ipak daje bolje rezultate te je stoga odlučeno kako će ti rezultati biti usvojeni, odnosno ova metoda je primijenjena kod proračuna svih radnih točaka kod kojih smanjenje opterećenja povećanjem stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine nije dovoljno.

Drugi razlog odbacivanja metode prigušenja usisa zaklopkom je vrijednost stvarnog faktora pretička zraka koja je u nekoliko slučajeva bila manja od 1 što se protivi uvjetu navedenom u poglavlju 4.2.3. S druge strane, najveća postignuta vrijednost efektivnog faktora pretička zraka je manja od 5 što je ocijenjeno prihvatljivim.

4.6. Rezultati

Kao što je ranije navedeno, radi cjelovitosti prikaza rezultata radna točka koja odgovara 80% opterećenja pri brzini vrtnje od 1000 min^{-1} dobivena je linearnom interpolacijom odgovarajućih vrijednosti susjednih točaka.

Dijagram na slici 37 prikazuje dobiveno radno područje motora.



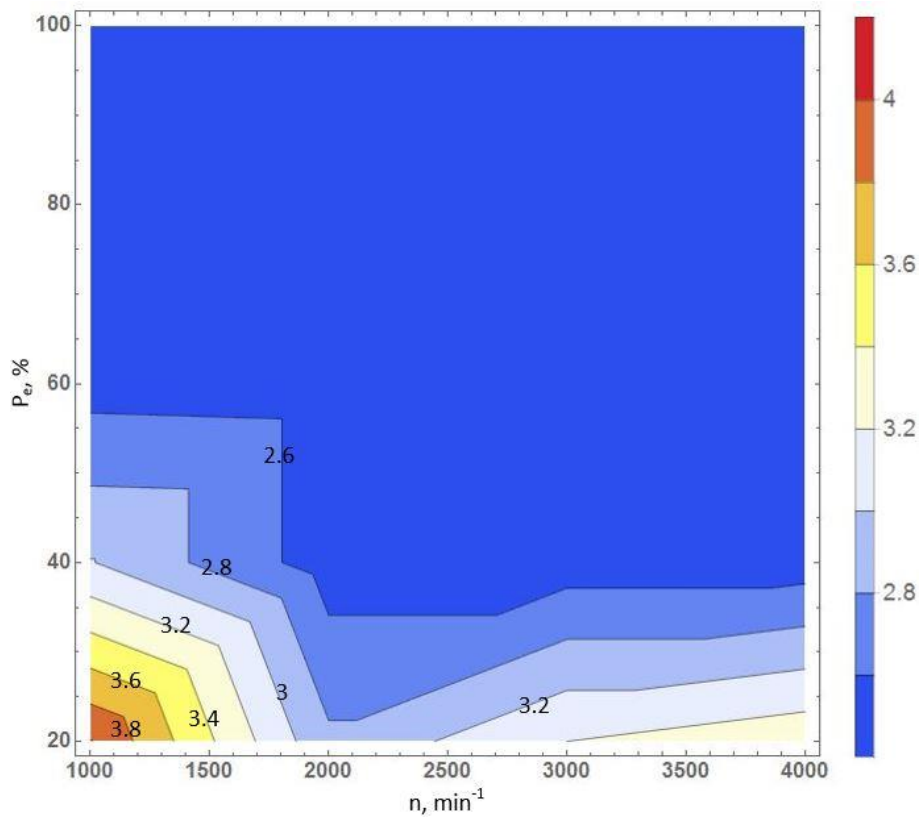
Slika 37. Radno područje motora

Kako bi se odredila matrica radnih točaka za koje će biti izvršen proračun profila izgaranja izrađene su tablice koje sadrže podatke o vrijednostima svih nazivnih veličina te upravljačkih parametara kojima su one dobivene. Neke od izrađenih tablica prikazane su na sljedećim slikama u obliku topografskih dijagrama.

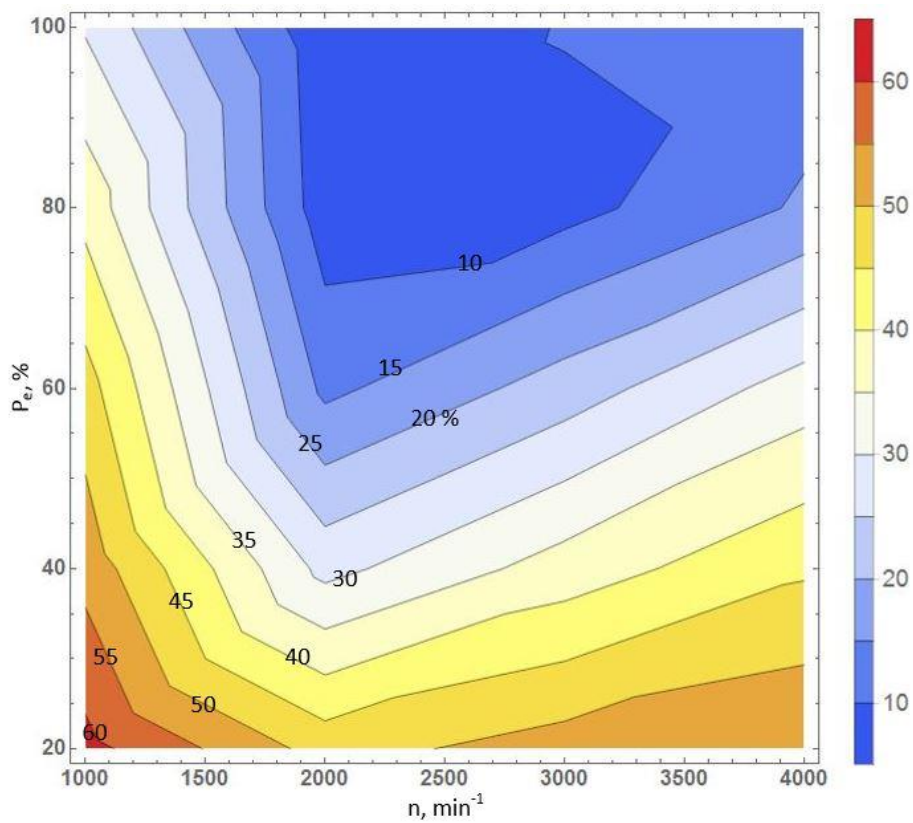
Na slici 38 je vidljivo povećanje efektivnog faktora pretička zraka koje je bilo potrebno ostvariti kako bi se odredile krivulje najnižeg opterećenja.

Slika 39 prikazuje ostvarene vrijednosti udjela ispušnih plinova zadržanih u cilindru povećanjem negativnog prekrivanja ventila. Vrijednosti pomaka točaka IZ i UO, koje su detaljnije objašnjene u poglavlju 4.1, prikazane su na slici 40. Prikazane vrijednosti pomaka točaka IZ i UO ukazuju da je u najvećem dijelu radnog područja usisni zrak bilo potrebno zagrijati radi postizanja samozapaljenja gorive smjese, dok je tek u nekoliko radnih točaka (vrijednosti pomaka od 0° zakreta koljenastog vratila) usisni zrak bilo potrebno hladiti.

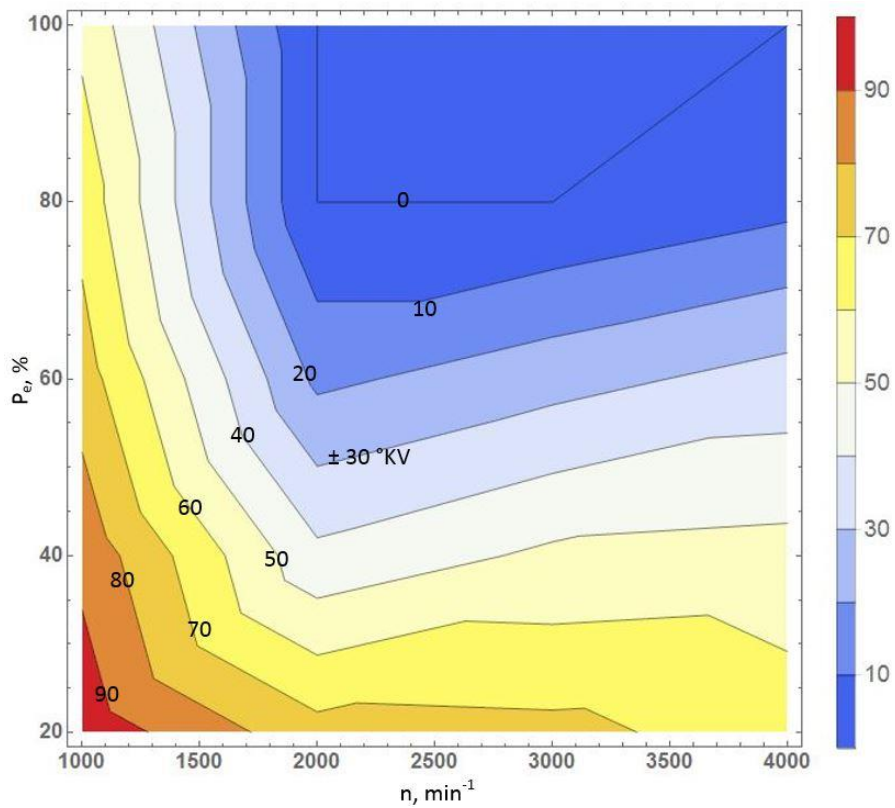
Dijagram na slici 41 prikazuje ostvarene vrijednosti omjera tlaka nabijanja turbo-kompresora iz kojeg se jasno očituje problem predimenzionosti turbo-kompresora u pogledu raspoloživog masenog protoka ispušnih plinova, dok slika 42 prikazuje tijek povećanja stupnja otvorenosti statorskih lopatica turbine radi smanjenja opterećenja.



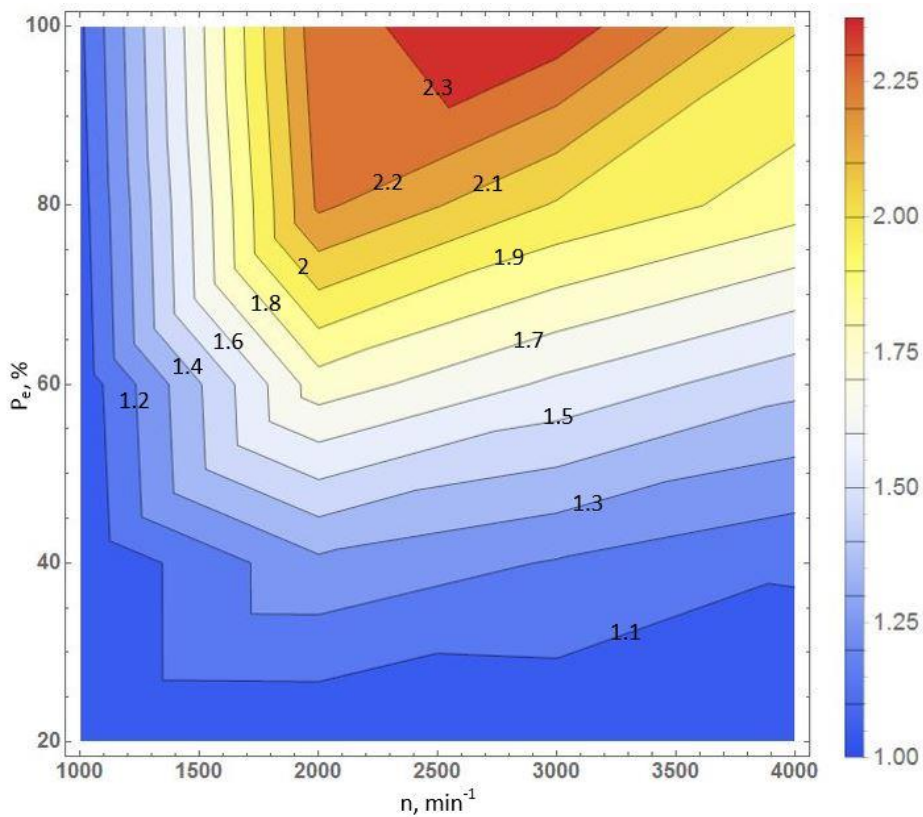
Slika 38. Vrijednost efektivnog faktora pretička zraka (λ_{ef} , -) za određeno radno područje



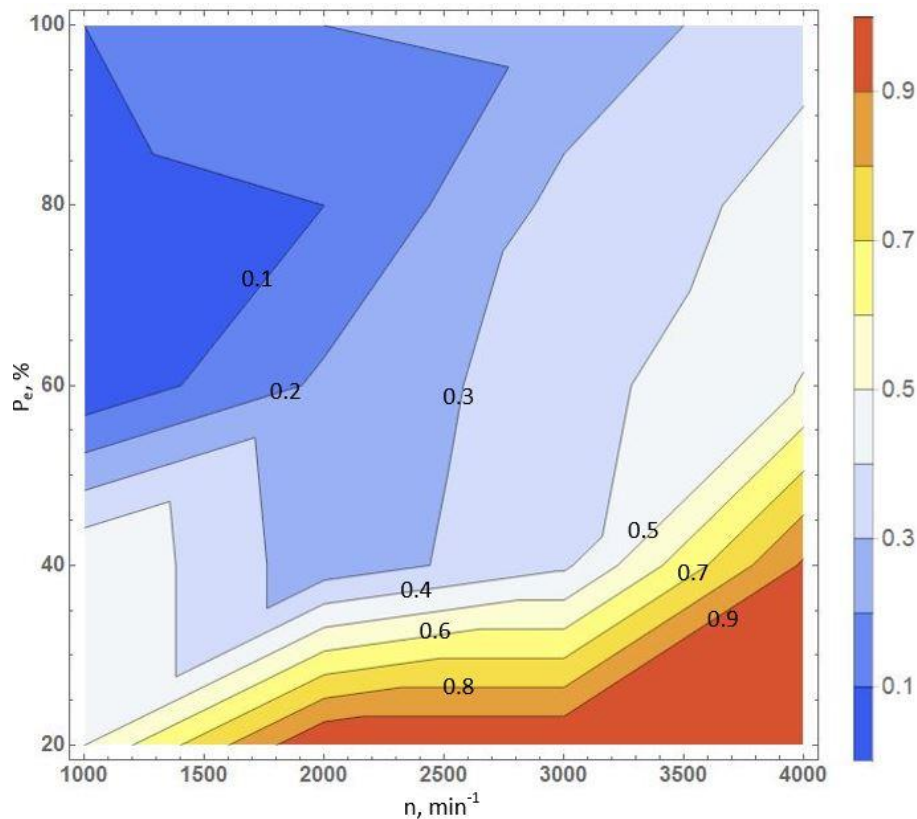
Slika 39. Vrijednost udjela ispušnih plinova u cilindru (EGR, %) za određeno radno područje



Slika 40. Vrijednost pomaka točaka IZ i UO (EVC i IVO , $^{\circ}KV$) za određeno radno područje



Slika 41. Vrijednost omjera tlaka nabijanja turbo-kompresora (p_3/p_4 , -) za određeno radno područje

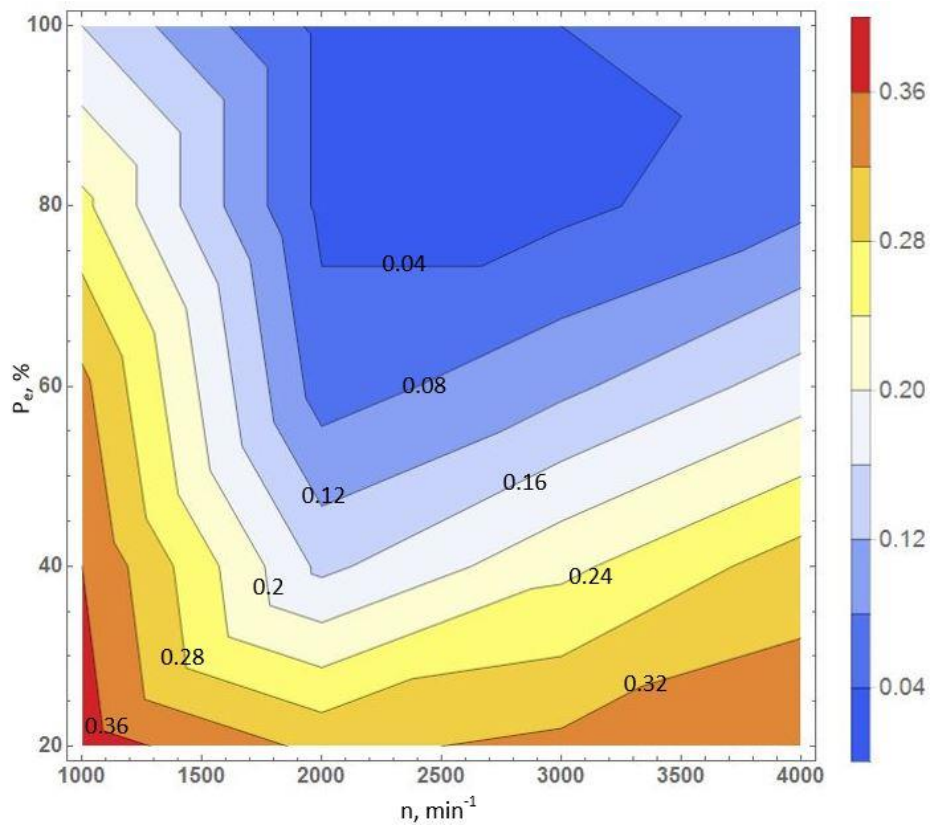


Slika 42. Položaj statorskih lopatica turbine turbo-kompresora za određeno radno područje

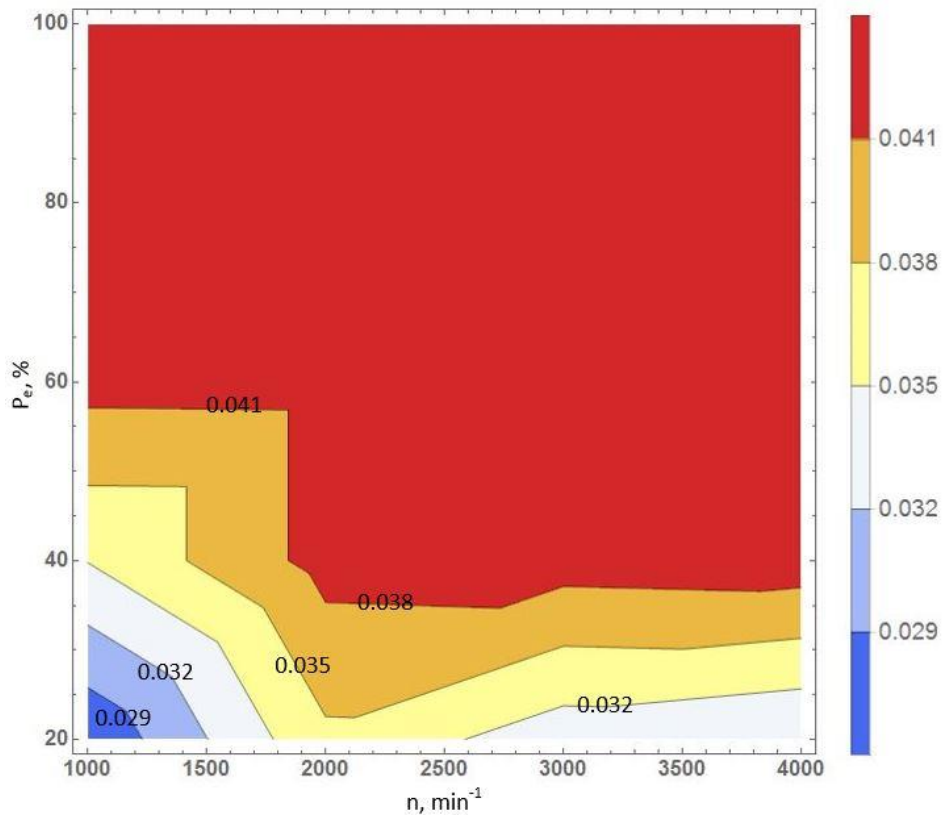
4.6.1. Izrada matrice radnih točaka za proračun profila izgaranja

Prema [5], za prethodno korišteni Vibe-ov model izgaranja kao referentno stanje potrebno je očitati termodinamičko stanje u cilindru pri 685° zakreta koljenastog vratila (35° zakreta koljenastog vratila prije gornje mrtve točke).

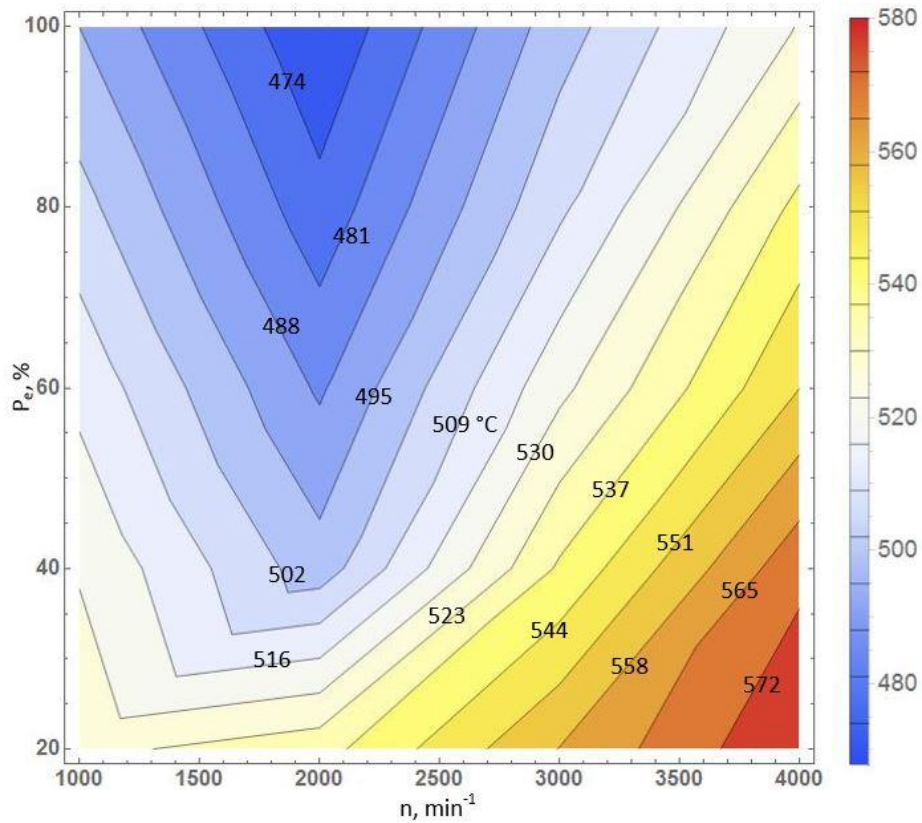
Vrijednosti udjela produkata izgaranja prikazani su na slici 43, a slika 44 prikazuje vrijednost masenog udjela goriva. Slika 45 sadrži podatke o temperaturi, odnosno slika 46 prikazuje vrijednosti tlaka za referentno stanje.



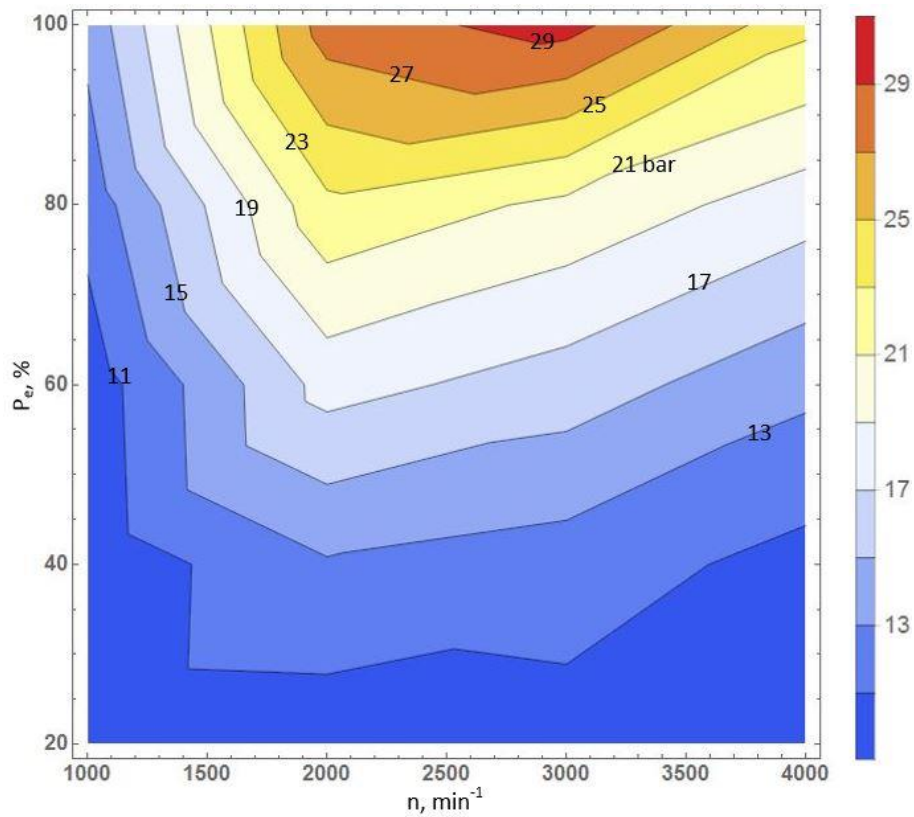
Slika 43. Vrijednost masenog udjela produkata izgaranja u cilindru (x_{cp} , -) pri 685 °KV



Slika 44. Vrijednost masenog udjela goriva u cilindru (x_{fv} , -) pri 685 °KV



Slika 45. Vrijednost temperature u cilindru (T , $^{\circ}\text{C}$) pri 685 $^{\circ}\text{KV}$



Slika 46. Vrijednost tlaka u cilindru (p , bar) pri 685 $^{\circ}\text{KV}$

Temeljem prethodnih dijagrama određeni su vektori čijom kombinacijom nastaje matrica radnih točaka za koje će biti proračunati profili izgaranja. Vektor brzine vrtnje je:

$$n = [1000, 2500, 4000] \text{ min}^{-1} \quad (33)$$

Vektor masenog udjela produkata izgaranja glasi:

$$x_{cp} = [0,02, 0,2, 0,4] - \quad (34)$$

Vektor masenog udjela goriva je:

$$x_{fv} = [0,02, 0,0325, 0,045] - \quad (35)$$

Vektor tlaka je:

$$p = [9, 20, 31] \text{ bar} \quad (36)$$

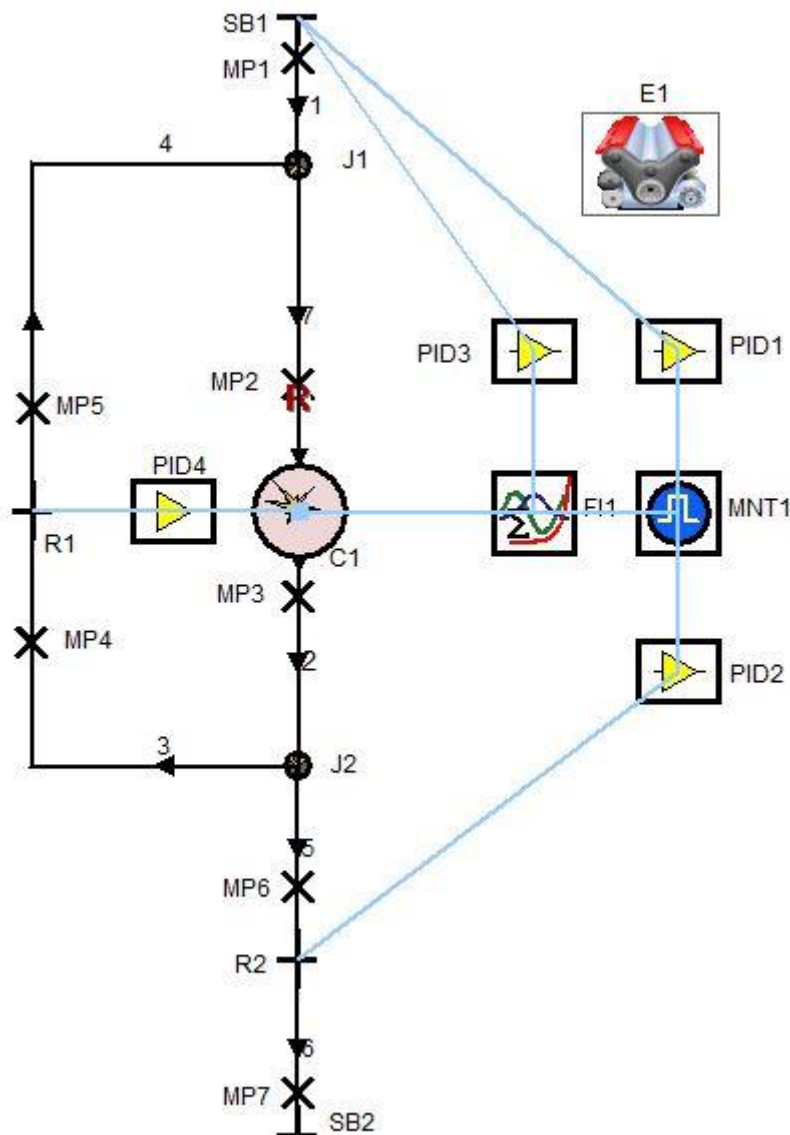
Kako bi se u potpunosti definirale radne točke potrebno je poznavati vrijednosti vektora temperature koji glasi:

$$T = [T_{720 \text{ KV CA50}}, T_{730 \text{ KV CA50}}] ^\circ\text{C} \quad (37)$$

Vrijednosti vektora temperature danog izrazom (37) potrebno je odrediti tako da se dobije jedan profil izgaranja čije težište se nalazi oko 720° zakreta koljenastog vratila (oko gornje mrtve točke) te drugi profil izgaranja čije težište treba biti do oko 730° zakreta koljenastog vratila (oko 10° zakreta koljenastog vratila iza gornje mrtve točke).

5. PRORAČUN PROFILA IZGARANJA ZA ODABRANE RADNE TOČKE

Kod izračuna profila izgaranja važno je samo ostvariti tražene uvjete u cilindru za odgovarajuće radne točke. Radi jednostavnosti proračuna umjesto detaljnog modela motora, koji je prethodno prikazan na slici 19, korišten je njegov reducirani model koji je prikazuje slika 47.



Slika 47. Reducirani model motora

Kod prikazanog reduciranog modela rubni element SB1 predstavlja ulaz tvari u cilindar C1. Ovim rubnim elementom zadaje se sastav i termodinamičko stanje gorive smjese koja se usisava u cilindar. Pri tome regulator PID1 služi za postizanje željene vrijednosti masenog

udjela, a regulatorom PID3 se upravlja vrijednošću tlaka. Rubni element SB2 predstavlja izlaz tvari iz modela, odnosno pojednostavljeni ispušni sustav. Ventilom R2, čijim radom se upravlja pomoću regulatora PID2, ostvaruje se potreban tlak u ispušnom sustavu kako bi se omogućio povrat ispušnih plinova u cilindar. Konačno, upravljanjem položaja ventila R1 pomoću regulatora PID4 ostvaruje se tražena vrijednost masenog udjela ispušnih plinova koji se žele zadržati u cilindru. Upotrebom ovih regulatora omogućuje se postizanje traženih vrijednosti tlaka, masenog udjela goriva i masenog udjela produkata izgaranja u cilindru danih izrazima (34), (35) i (36) pri 685° zakreta koljenastog vratila.

5.1. Priprema proračuna

Kombinacijom vrijednosti vektora (33), (34), (35) i (36) dobiva se 81 različita radna točka. Kako je za svaku radnu točku potrebno izračunati dva profila izgaranja, uzimajući u obzir vrijednosti vektora (37) dobiva se ukupno 162 profila izgaranja koje je potrebno izračunati. Radi sistematizacije radnih točaka i profila izgaranja koje je potrebno izračunati, izrađene su tablice 8, tablice 9 i tablice 10 za pojedinu brzinu vrtnje motora.

Tablica 8. Radne točke pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1}

n = 1000 min^{-1}					
p1_fv1_cp1		p2_fv1_cp1		p3_fv1_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv1_cp2		p2_fv1_cp2		p3_fv1_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv1_cp3		p2_fv1_cp3		p3_fv1_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp1		p2_fv2_cp1		p3_fv2_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp2		p2_fv2_cp2		p3_fv2_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp3		p2_fv2_cp3		p3_fv2_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp1		p2_fv3_cp1		p3_fv3_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp2		p2_fv3_cp2		p3_fv3_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp3		p2_fv3_cp3		p3_fv3_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d

Tablica 9. Radne točke pri brzini vrtnje motora od 2500 min^{-1}

n = 2500 min⁻¹					
p1_fv1_cp1		p2_fv1_cp1		p3_fv1_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv1_cp2		p2_fv1_cp2		p3_fv1_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv1_cp3		p2_fv1_cp3		p3_fv1_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp1		p2_fv2_cp1		p3_fv2_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp2		p2_fv2_cp2		p3_fv2_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp3		p2_fv2_cp3		p3_fv2_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp1		p2_fv3_cp1		p3_fv3_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp2		p2_fv3_cp2		p3_fv3_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp3		p2_fv3_cp3		p3_fv3_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d

Tablica 10. Radne točke pri brzini vrtnje motora od 4000 min⁻¹

n = 4000 min ⁻¹					
p1_fv1_cp1		p2_fv1_cp1		p3_fv1_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv1_cp2		p2_fv1_cp2		p3_fv1_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv1_cp3		p2_fv1_cp3		p3_fv1_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp1		p2_fv2_cp1		p3_fv2_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp2		p2_fv2_cp2		p3_fv2_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv2_cp3		p2_fv2_cp3		p3_fv2_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp1		p2_fv3_cp1		p3_fv3_cp1	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp2		p2_fv3_cp2		p3_fv3_cp2	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d
p1_fv3_cp3		p2_fv3_cp3		p3_fv3_cp3	
T_g	T_d	T_g	T_d	T_g	T_d

Nomenklatura radnih točaka osmišljena je prema vrijednostima parametara tlaka, masenog udjela goriva i masenog udjela produkata izgaranja kojima su definirane.

Na primjer, za radnu točku p1_fv3_cp2 prema izrazima (34), (35) i (36) mogu se očitati sljedeće vrijednosti:

$$p_1 = 9 \text{ bar} \quad (38)$$

$$x_{fv3} = 0,045 \quad (39)$$

$$x_{cp2} = 0,2 \quad (40)$$

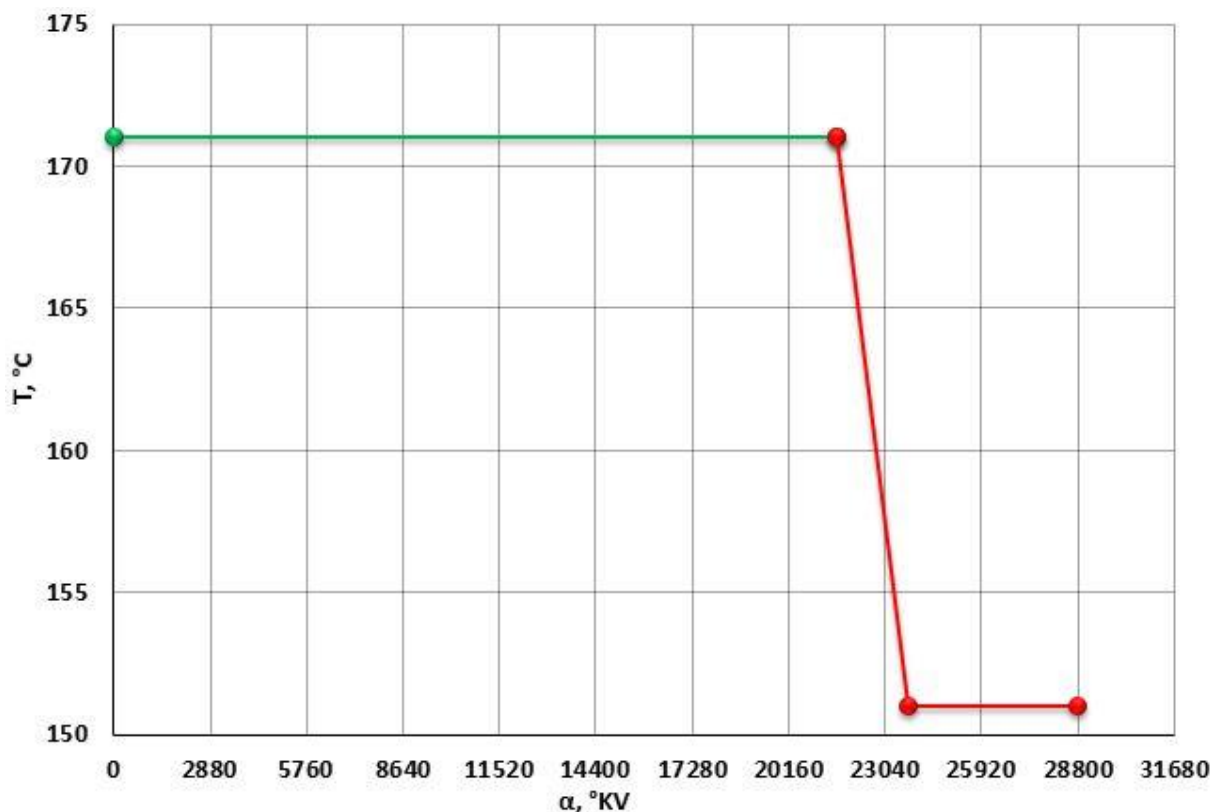
Profile izgaranja za pojedine radne točke potrebno je definirati traženjem temperature u rubnom elementu SB1 pri čemu se odgovarajuće vrijednosti tlaka, masenog udjela goriva te masenog udjela produkata izgaranja zadaju kao nazivne veličine u PID regulatorima.

Vrijednosti temperature u rubnom elementu SB1 označene su kao parametri T_g i T_d u prethodno danim tablicama radnih točaka.

Proračun profila izgaranja sastoji od određenog broja simulacijskih ciklusa koji su podijeljeni na:

- 1-zonske predcikluse,
- 6-zonske cikluse.

Broj 1-zonskih predciklusa definiran je u ovisnosti o odzivu regulacijskih sustava te okvirno određenom temperaturom za koju se postiže stabilno izgaranje gorive smjese. Nakon postizanja nazivnih vrijednosti parametara koji definiraju određenu radnu točku završava se dio proračuna s 1-zonskim modelom HCCI izgaranja te se prelazi na drugi dio proračuna gdje se koristi 6-zonski model HCCI izgaranja. Ciklusi koji se odnose na 6-zonski model izgaranja definirani su novom temperaturom koja je niža u odnosu na temperaturu zadanu za predcikluse simulacije pri čemu je prijelaz funkcije temperature postepen kao što to prikazuje slika 48. Kod svih simulacija promjena temperature u rubnom elementu SB1 odvija se kroz prva 3 ciklusa 6-zonskog dijela proračuna.



Slika 48. Funkcija temperature kod proračuna profila izgaranja

Iz primjera prikazanog na gornjoj slici može se zaključiti da se proračun sastoji od ukupno 40 ciklusa od čega je 30 1-zonskih predciklusa (zelena linija) te 10 6-zonskih ciklusa (crvena linija).

Razlog korištenja 1-zonskih predciklusa jest bitno skraćeno vrijeme potrebno za izračun simulacije u odnosu na proračun kod kojeg bi se za sve cikluse koristio 6-zonski model izgaranja.

U tablici 11 dane su približne vrijednosti trajanja proračunskog ciklusa (jedan proračunski ciklus odgovara 720° zakreta koljenastog vratila) za modele izgaranja koji su korišteni u ovom radu iz kojih je lako zaključiti da je vrijeme trajanja jednog 6-zonskog ciklusa približno 7 do 8 puta dulje u odnosu na vrijeme potrebno za izračun jednog 1-zonskog ciklusa. S obzirom na veliki broj profila izgaranja koje je potrebno izračunati, korištenje 1-zonskih predciklusa predstavlja izrazito veliku uštedu u vremenu.

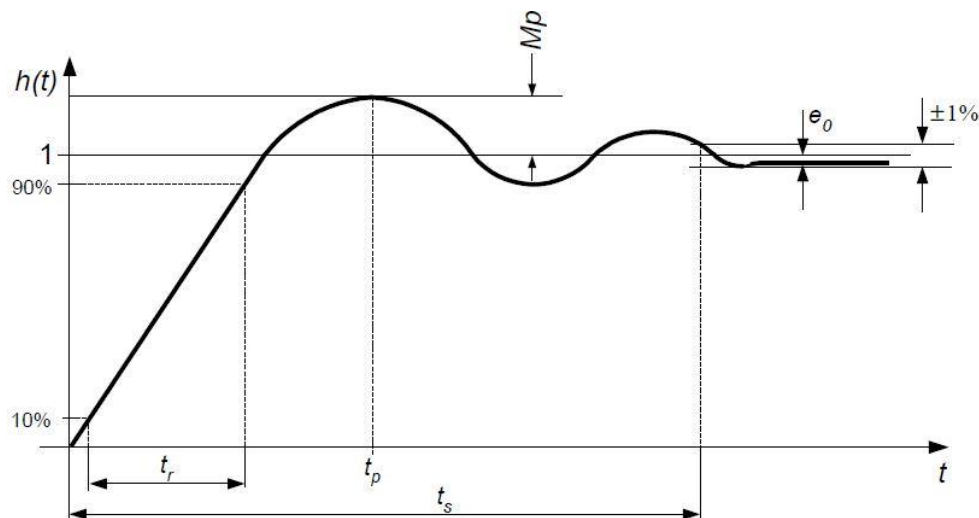
Tablica 11. Približno trajanje proračunskog ciklusa simulacije za različite modele izgaranja

Vibe	1-zonski HCCI	6-zonski HCCI
2 s	120-132 s	840-1140 s

5.1.1. Podešavanje odziva regulacijskih krugova

Za izračun profila izgaranja koristi se 6-zonski HCCI model izgaranja pri čemu kemijsku kinetiku izgaranja opisuje 310 reakcija. Takav model izgaranja je računalno vrlo zahtijevan pa je stoga broj ciklusa simulacije potrebno racionalizirati.

S ciljem smanjenja trajanja simulacija provedena je optimizacija odziva regulacijskih krugova kojeg kvalitativno prikazuje slika 49.



Slika 49. Odziv regulacijskog sustava [6]

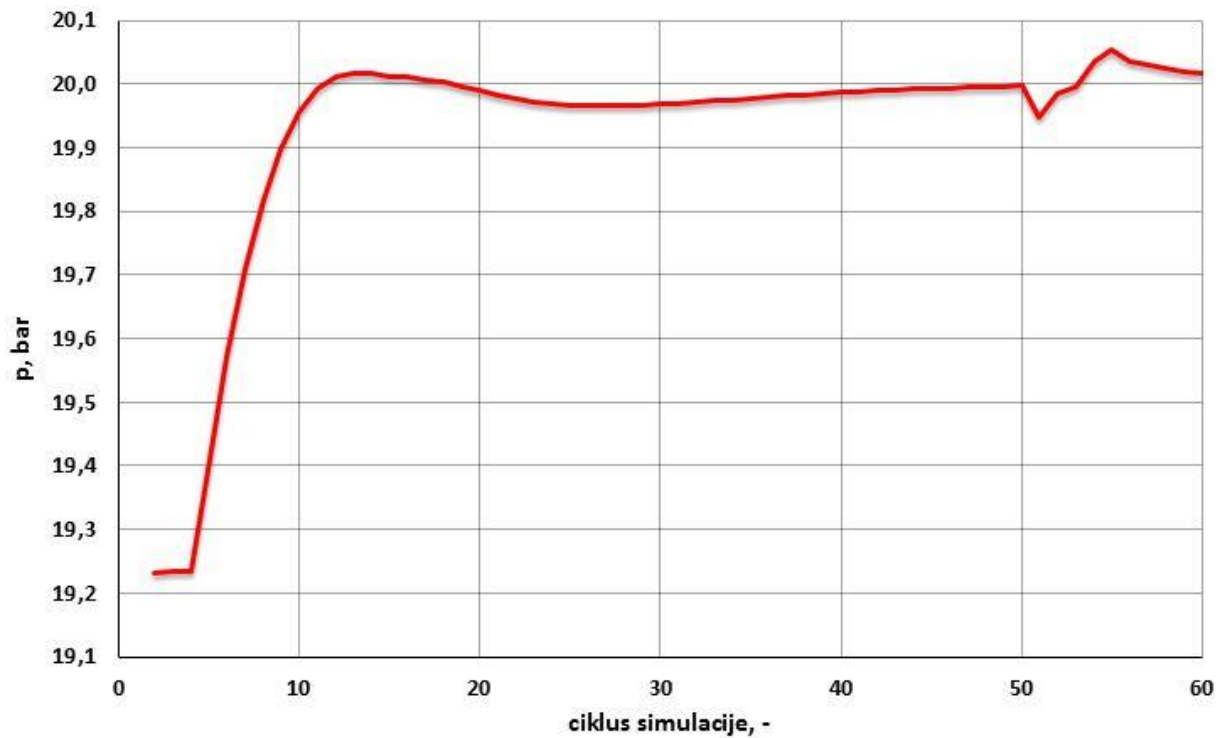
Kako bi se vrijeme porasta t_r i vrijeme smirivanja t_s smanjili na najmanju moguću mjeru, za svaku radnu točku djelovanje regulatora je podešeno koristeći Vibe-ov model izgaranja. Nakon toga, uporabom 1-zonskog HCCI modela izgaranja provedena je validacija regulacijskog djelovanja pri čemu je okvirno određena temperatura za koju će proces

izgaranja biti stabilan te, ako je to moguće, će položaj težišta profila izgaranja biti blizu traženim vrijednostima.

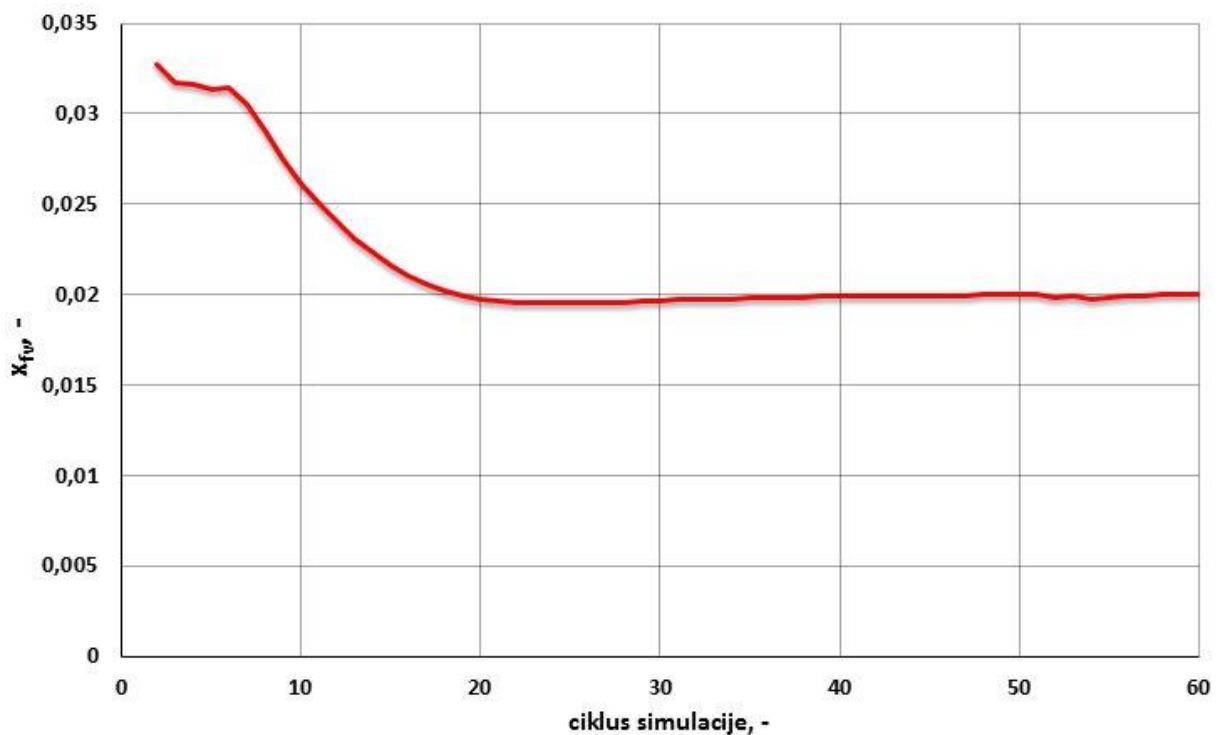
Kao i kod izrade regulatora opisanih u poglavlju 4.2, korišteno je samo proporcionalno i integralno djelovanje regulatora (PI regulator) čije vrijednosti su određene *Ziegler–Nichols* metodom. Kod podešavanja vrijednosti djelovanja regulatora za svaku brzinu vrtnje motora korišten je zaseban model kako bi se pojednostavnilo određivanja najboljih vrijednosti djelovanja regulatora. Vrijednosti proporcionalnog djelovanja svih regulatora za pojedinu brzinu vrtnje motora su održavane konstantnim, a potom je za svaku radnu točku podešena vrijednost integralnog djelovanja kako bi se dobio što brži odziv regulacijskog sustava pri čemu je uz nužan uvjet stabilnosti regulacije bilo potrebno postići i zadovoljavajuću točnost. Vrijednost tolerancije iznosi do 5% od nazivne vrijednosti.

Vrijeme utrošeno za ovaj pretkorak je zanemarivo u odnosu na ukupno trajanje simulacije, a istovremeno značajno utječe na smanjenje potrebnog broja proračunskih ciklusa.

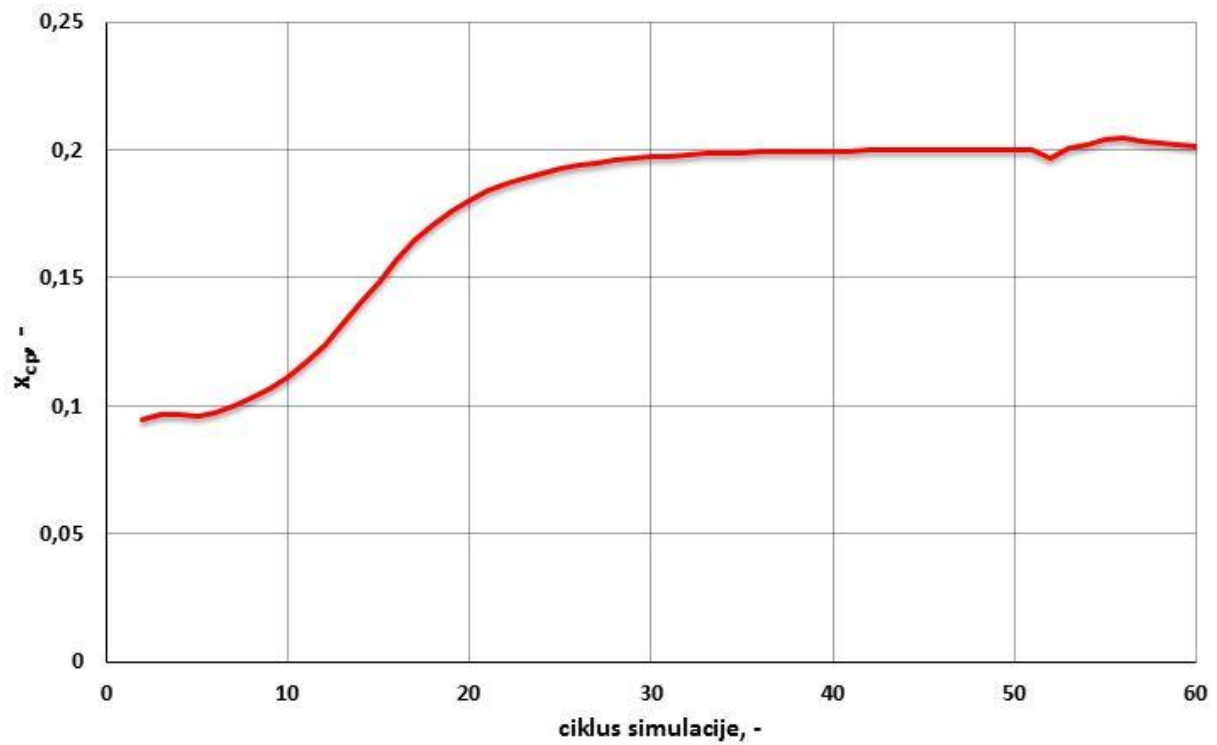
Primjer na slici 50 prikazuje vrijednost tlaka u cilindru pri 685° zakreta koljenastog vratila u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije za proizvoljno odabranu radnu točku. Iz te slike može se uočiti kako se vrijednost tlaka približava nazivnoj vrijednosti od 20 bar te se također jasno vidi prijelaz proračuna s 1-zonskog dijela na 6-zonski dio proračuna koji karakterizira poremećaj koji nastupa na 50-tom ciklusu simulacije. Slika 51 prikazuje ovisnost vrijednosti masenog udjela goriva o proračunskom ciklusu simulacije gdje je poremećaj uslijed prijelaza s 1-zonskog dijela na 6-zonski dio proračuna jedva vidljiv, a slika 52 prikazuje ovisnost vrijednosti masenog udjela produkata izgaranja o proračunskom ciklusu simulacije za istu radnu točku.



Slika 50. Funkcija tlaka kod proračuna profila izgaranja u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije



Slika 51. Funkcija masenog udjela goriva kod proračuna profila izgaranja u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije

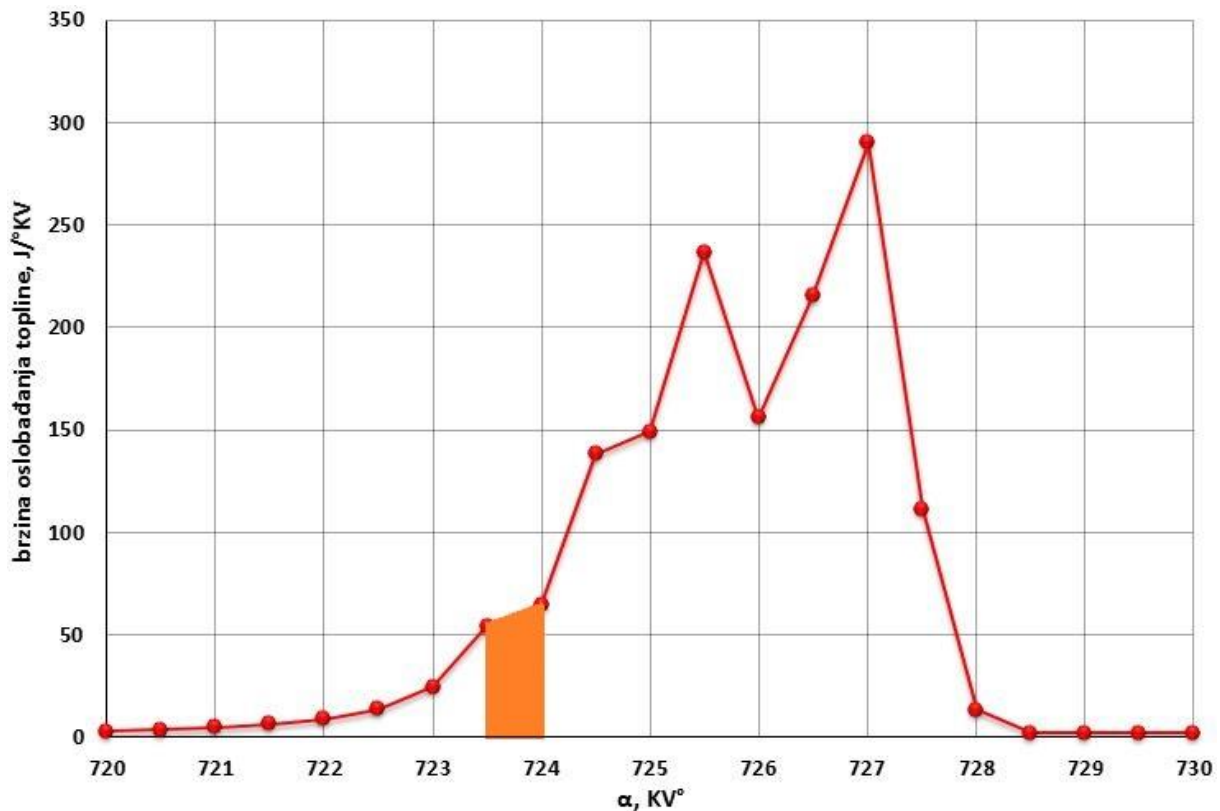


Slika 52. Funkcija masenog udjela produkata izgaranja kod proračuna profila izgaranja u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije

5.2. Tijek proračuna profila izgaranja

Kao što je ranije objašnjeno, nakon pripreme proračuna koja je opisana u poglavlju 5.1 i postavljanja traženih vrijednosti tlaka, masenog udjela goriva i masenog udjela produkata izgaranja u cilindru pri 685° zakreta koljenastog vratila slijedi iteracijski postupak traženja temperature kako bi se izračunali traženi profili izgaranja.

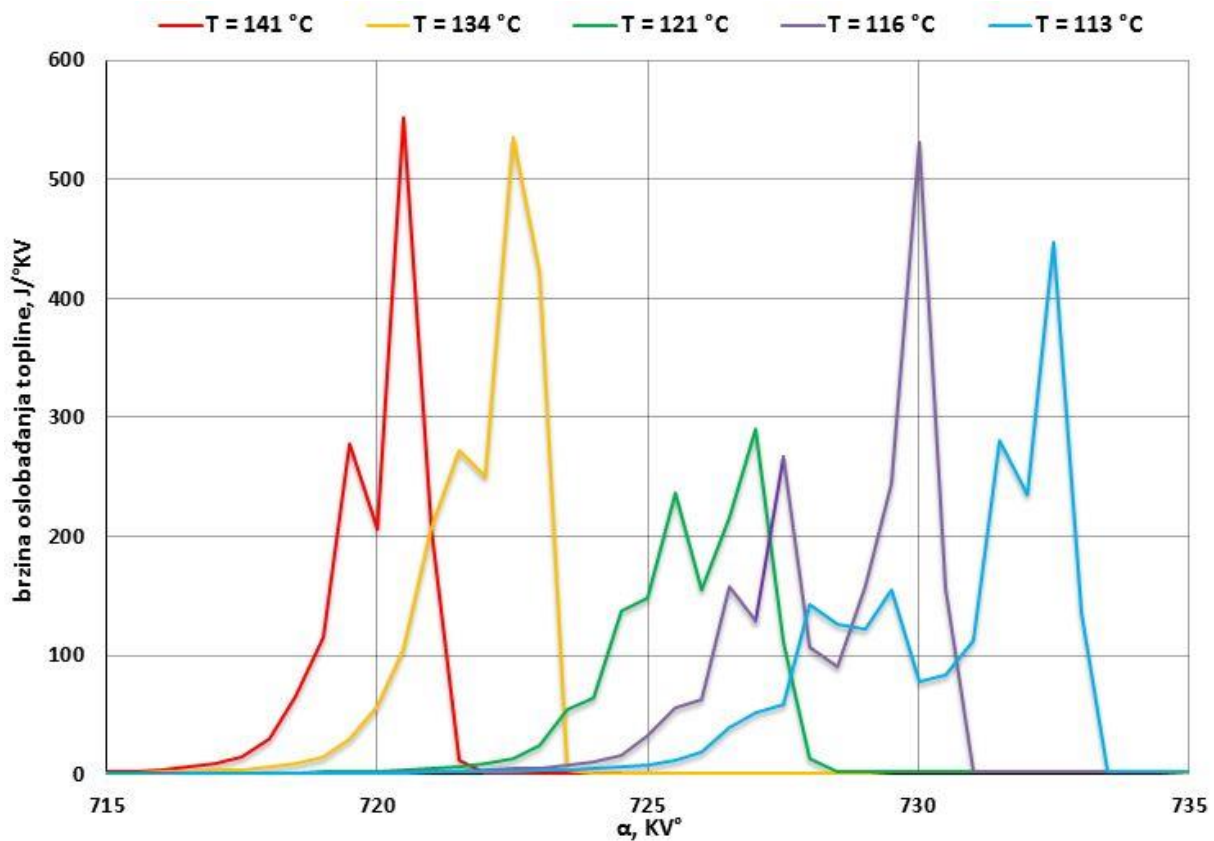
U svakom iteracijskom koraku u rezultatima simulacije prikazan je dobiveni profil izgaranja kako bi se odredila vrijednost položaja njegovog težišta. Slika 53 prikazuje primjer jednog od dobivenih profila izgaranja.



Slika 53. Određivanje težišta dobivenog profila izgaranja

Položaj težišta profila izgaranja odgovara polovici ukupnog iznosa oslobođene topline izgaranjem. Vrijednost položaja težišta profila izgaranja se može izračunati tako da se ukupno trajanje izgaranja podijeli na dovoljno male korake za koje se potom izračunava vrijednost površine ispod krivulje brzine izgaranja (narančasto područje na gornjoj slici). Potom je potrebno provesti zbrajanje vrijednosti površina svih intervala kako bi se odredila vrijednost zakreta koljenastog vratila pri kojem je oslobođeno 50% vrijednosti topline dobivene izgaranjem.

Ako dobivena vrijednost položaja težišta profila izgaranja ne odgovara traženoj, proračun je potrebno ponoviti pri čemu se određuje nova temperatura u rubnom elementu SB1. Slika 54 prikazuje primjer utjecaja zadane temperature na dobivene profile izgaranja.



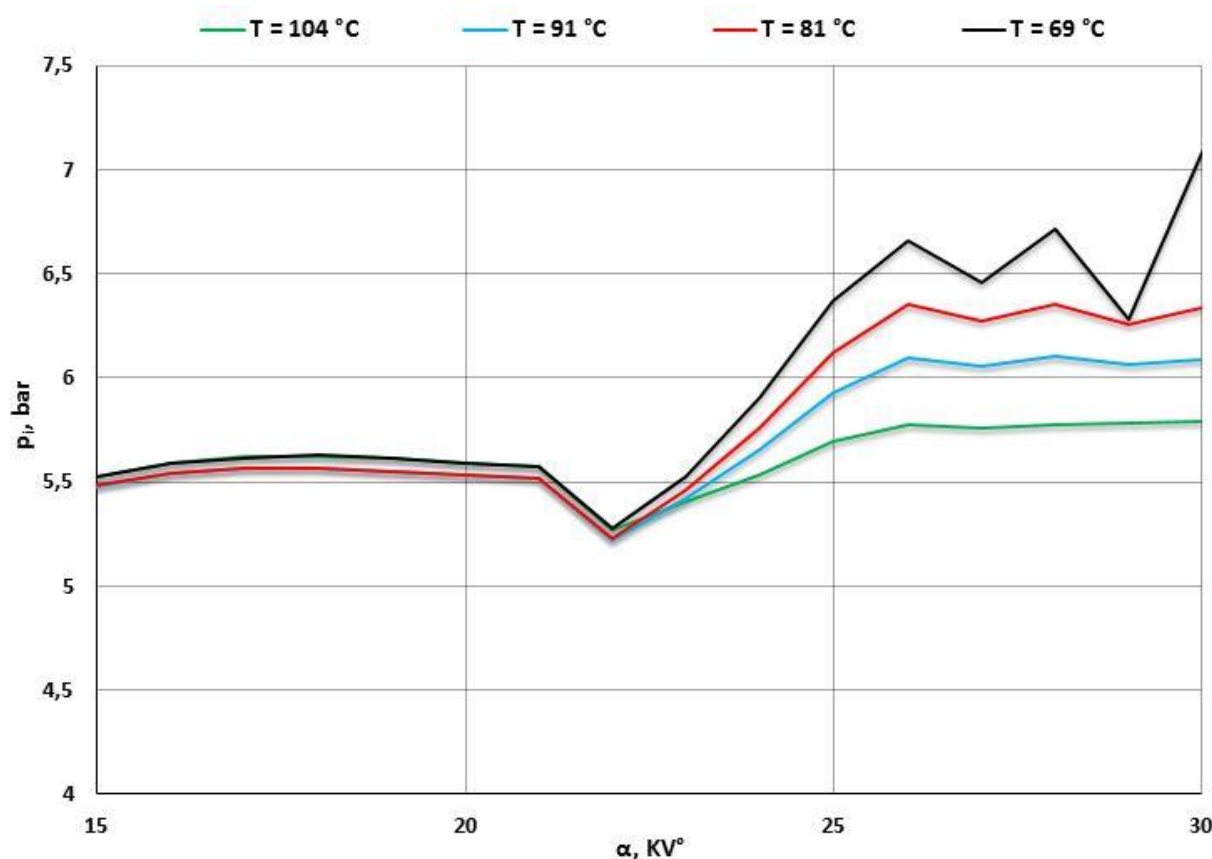
Slika 54. Utjecaj temperature u rubnom elementu SB1 na dobivene profile izgaranja

5.2.1. Proračun profila izgaranja u ovisnosti o granici stabilnosti izgaranja

Prilikom iteracijskog postupka proračuna profila izgaranja uz određivanje dobivenog položaja težišta profila izgaranja potrebno je kontrolirati vrijednost srednjeg indiciranog tlaka kako bi se utvrdila granica stabilnosti izgaranja.

Slika 55 prikazuje vrijednost srednjeg indiciranog tlaka u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije za različite vrijednosti temperature koje se odnose na 6-zonski dio simulacije u rubnom elementu SB1. Iz tog primjera vidljivo je kako smanjenjem temperature usisa dolazi do pojava oscilacija srednjeg indiciranog tlaka u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije što ukazuje na pojavu nestabilnosti izgaranja. U konkretnom slučaju granica stabilnosti izgaranja postiže se pri temperaturi usisa od 91 °C.

Za radne točke kod kojih se dobiveni položaj težišta profila izgaranja koji odgovara granici stabilnosti izgaranja nalazi prije traženog položaja težišta izgaranja iteracijski postupak traženja temperature se obustavlja. U tom slučaju kao rješenje se usvaja profil izgaranja za najnižu vrijednost temperature usisa kod koje je izgaranje još uvijek stabilno.



Slika 55. Vrijednost srednjeg indiciranog tlaka u ovisnosti o proračunskom ciklusu simulacije kao pokazatelj stabilnosti izgaranja

5.3. Problemi prilikom proračuna profila izgaranja

Tijekom izrade profila izgaranja razmjerno veliki broj simulacija je neuspješno završen, odnosno proračun je prekinut od strane simulacijskog programa zbog pojave fatalne greške u nekom od proračunskih ciklusa.

Analizom neuspjelih simulacija primijećene su nefizikalne vrijednosti rezultata neposredno prije prekida proračuna, ali nisu utvrđeni razlozi zbog kojih dolazi do njihove pojave.

Greške se prema uzroku prekida simulacije mogu sistematizirati u sljedeće tri skupne:

- greška u izračunu brzine zvuka (*invalid speed of sound calculation*),
- integracijska greška solvera izgaranja (*convergence failure during the cylinder integration*),
- nepoznata greška (*run fail*).

Pregledom velikog broja neuspjelih simulacija uočeno je da su greške u izračunu brzine zvuka i integracijske greške solvera izgaranja karakteristične za 1-zonske predcikluse simulacije pa su one gotovo u potpunosti otklonjene ranijim prijelazom simulacijskog proračuna na 6-zonske cikluse. Iako metoda za otklanjanje nepoznate greške koja uzrokuje prekid simulacije

nije pronađena, malim promjenama zadane temperature se, kroz nekoliko pokušaja, mogu dobiti zadovoljavajući rezultati.

Također, najnižu traženu vrijednost masenog udjela produkata izgaranja od 0,02 nije bilo moguće postići za sve radne točke unatoč smanjenju tlaka u rubnom elementu SB2 pri čemu je ventil R1 potpuno zatvoren, a ventil R2 potpuno otvoren. U tim slučajevima usvojene su najniže postignute vrijednosti masenog udjela produkata izgaranja.

5.4. Rezultati

Za većinu radnih točaka iteracijskim postupkom traženja temperature potrebne za izgaranje gorive smjese određeni su traženi profili izgaranja.

Kod nekih radnih točaka smanjenjem temperature dosegnuta je granica stabilnosti izgaranja prije nego što je izračunat profil izgaranja čije težište se nalazi oko 730° zakreta koljenastog vratila pa su, kao što je ranije spomenuto, u tim slučajevima usvojeni profili izgaranja za najnižu temperaturu kod koje je izgaranje gorive smjese još uvijek iznad granice stabilnosti. Pregledom dobivenih rezultata utvrđeno je da se to najčešće događa kada vrijednost masenog udjela goriva iznosi 0,02 (najmanja vrijednost vektora masenog udjela goriva). Niska vrijednost masenog udjela goriva ukazuje na siromašnu gorivu smjesu što prema slici 4 odgovara području rada koje je blizu granice potpunog izgaranja. S obzirom na relativno visoke dobivene vrijednosti temperature usisa koje odgovaraju pronađenim granicama stabilnog izgaranja može se zaključiti kako su ti rezultati sukladni teoretskim ograničenjima HCCI motora.

Od ukupno 162 profila izgaranja koje je bilo potrebno izračunati, za 14 radnih točaka izračunat je samo jedan profil izgaranja jer se dobiveni položaj težišta profila izgaranja koji odgovara granici stabilnosti izgaranja nalazi prije 720° zakreta koljenastog vratila. Ove radne točke navedene su u tablici 12.

Tablica 12. Radne točke za koje je izračunat samo profil izgaranja koji odgovara granici stabilnosti izgaranja

$n = 1000 \text{ min}^{-1}$	$n = 2500 \text{ min}^{-1}$	$n = 4000 \text{ min}^{-1}$
p1_fv2_cp3	p1_fv3_cp3	p2_fv3_cp3
p2_fv3_cp3	p2_fv1_cp3	p3_fv2_cp3
p2_fv3_cp3	p2_fv3_cp3	p3_fv3_cp3
p3_fv3_cp2	p3_fv1_cp3	-
p3_fv3_cp3	p3_fv2_cp3	-
-	p3_fv3_cp3	-

Iz priložene tablice vidljivo je kako 9 radnih točaka sadrži vrijednost masenog udjela goriva od 0,045 (najveća vrijednost vektora masenog udjela goriva) što je oko 64% od ukupnog broja navedenih radnih točaka u tablici 12. Temeljem samo tog podatka statističkom analizom

bi bilo teško ispravno donijeti općeniti zaključak jer je broj razmatranih radnih točaka malen, no kako gotovo sve radne točke sadrže vrijednost masenog udjela produkata izgaranja od 0,4 (najveća vrijednost vektora masenog udjela produkata izgaranja) može se zaključiti kako se prema dijagramu danom na slici 4 te radne točke nalaze blizu ili unutar područja izostanka izgaranja.

Svi dobiveni profili izgaranja uz navedene postignute vrijednosti parametara brzine vrtnje motora, tlaka, temperature, masenog udjela goriva te masenog udjela produkata izgaranja pri 685° zakreta koljenastog vratila prikazane su u Prilogu.

6. ZAKLJUČAK

HCCI motor je nova vrsta motora s unutarnjim izgaranjem koji ima potencijal ostvarenja visokog stupnja djelovanja uz vrlo nisku emisiju štetnih tvari te ujedno nudi jedno od mogućih rješenja kojim bi se zadovoljili sve stroži zahtjevi u pogledu dopuštenih emisija štetnih tvari i ugljikovog dioksida. Međutim, široka primjena HCCI motora namijenjenih pogonu motornih vozila nije moguća ponajviše zbog vrlo ograničenog radnog područja u kojem se može ostvariti stabilno izgaranje i problema vezanih uz upravljanje rada motora.

U posljednjih nekoliko desetljeća provedena su brojna eksperimentalna istraživanja s ciljem nadilaženja nedostataka HCCI motora, ali takav pristup razvoju je skup, zahtjevan i dugotrajan. Kako bi se pojednostavnio i ubrzao razvoj HCCI motora, eksperimentalna istraživanja moguće je potpomognuti upotrebom računalnih simulacija kao što je programski paket *AVL Boost*.

U ovom radu je upotrebom simulacijskog programa *AVL Boost* definirano moguće radno područje HCCI motora pogonjenog etanolom pri čemu je korišten detaljni model motora u kombinaciji s Vibe-ovim modelom izgaranja radi jednostavnosti i smanjenja potrebnog vremena za izračun.

Korišteni model motora koristi sustav prednabijanja čijim upravljanjem je određeno najveće opterećenje koje je moguće postići, a potom je smanjenjem omjera tlakova nabijanja usisanog zraka izrađena većina krivulja preostalih konstantnih opterećenja. Kada je mogućnost smanjenja opterećenja smanjenjem tlaka usisanog zraka potpuno iscrpljena, za određivanje najnižih krivulja konstantnog opterećenja korištena je strategija povećanja faktora pretička zraka. Iako je kod ovog proračuna korišten Vibe-ov model izgaranja, u cijelom radnom području motora reguliranjem termodinamičkih uvjeta u cilindru pomoću izrađenih sustava automatske regulacije postignute su vrijednosti temperature potrebne za samozapaljenje gorive smjese kako bi dobivene radne točke vjerno opisivale rad HCCI motora. Iako su uočeni manji nedostaci korištenog modela motora, određivanje mogućeg radnog područja HCCI motora pomoću Vibe-ovog modela izgaranja se pokazalo kao vrlo dobra metoda zahvaljujući kojoj je uvelike olakšan postupak određivanja radnih točaka za koje je potom izvršen proračun profila izgaranja.

Kod proračuna profila izgaranja korišten je višezonski model HCCI izgaranja s detaljnom kemijskom kinetikom. Radi jednostavnosti i smanjenja vremena potrebnog za izračun profila izgaranja korišten je reducirani model istoga motora te je provedena optimizacija regulacijskih sustava s ciljem daljnjeg smanjenja potrebnog proračunskog vremena.

Unatoč brojnim problemima koji su se pojavljivali prilikom izračuna profila izgaranja, za većinu definiranih radnih točaka traženjem odgovarajuće temperature usisa definirana su dva

profila izgaranja: jedan profil izgaranja čije težište se nalazi oko 720° zakreta koljenastog vratila te drugi profil izgaranja čije težište se nalazi oko 730° zakreta koljenastog vratila.

Konačno, analizom dobivenih rezultata utvrđeno je kako su oni sukladni teoretskim ograničenjima HCCI motora i zakonima fizike.

LITERATURA

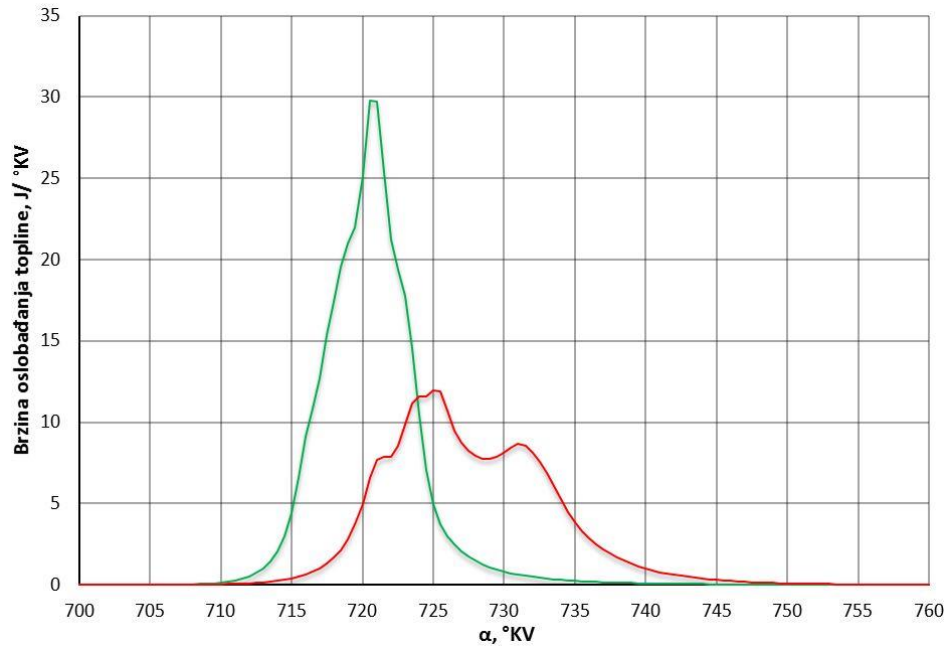
- [1] Zhao, H.: *HCCI and CAI engines for the automotive industry*, Woodhead Publishing, 2007.
- [2] Mahalec, I., Lulić, Z., Kozarac, D.: *Motori s unutarnjim izgaranjem*, FSB, Zagreb, 2010.
- [3] *AVL Boost Users Guide*, inačica 2013, Graz, 2013.
- [4] *AVL Boost Theory*, inačica 2013.1, Graz, 2013.
- [5] Taritaš, I., Kozarac, D., Sjerić, M.: *Numerical Study of Boosting Configurations and Valve Strategies for High Load HCCI Engine in Wide Range of Engine Speed*, SAE Technical Paper, 2014.
- [6] Petrić, J.: *Automatska regulacija: uvod u analizu i sintezu*, FSB, Zagreb, 2012.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Izračunati profili izgaranja

PRILOG

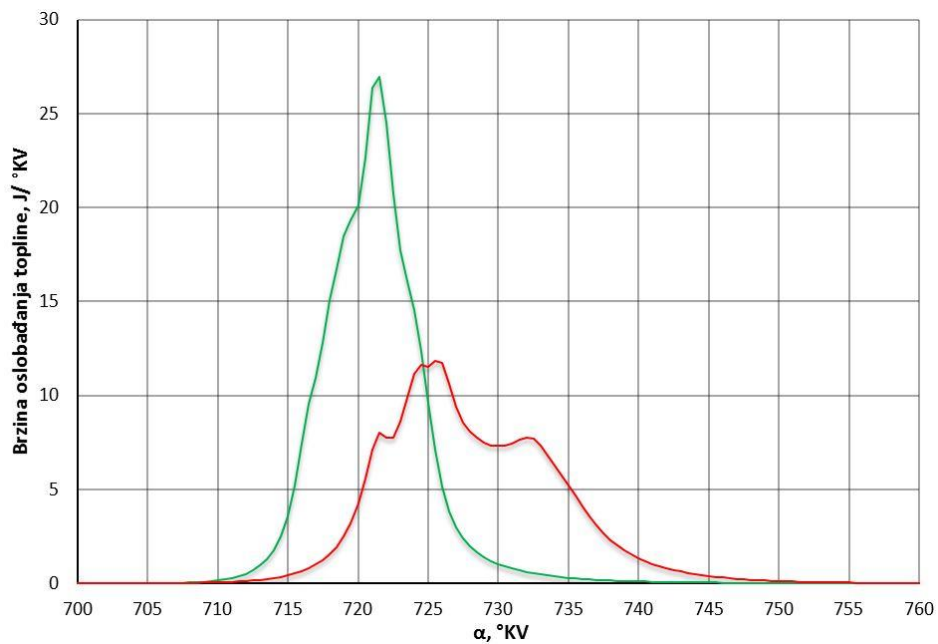
Profili izgaranja za radne točke pri brzini vrtnje motora od 1000 min^{-1}



Slika P 1. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv1_cp1

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9,04, 0,02, 0,065, 506,86] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{41}$$

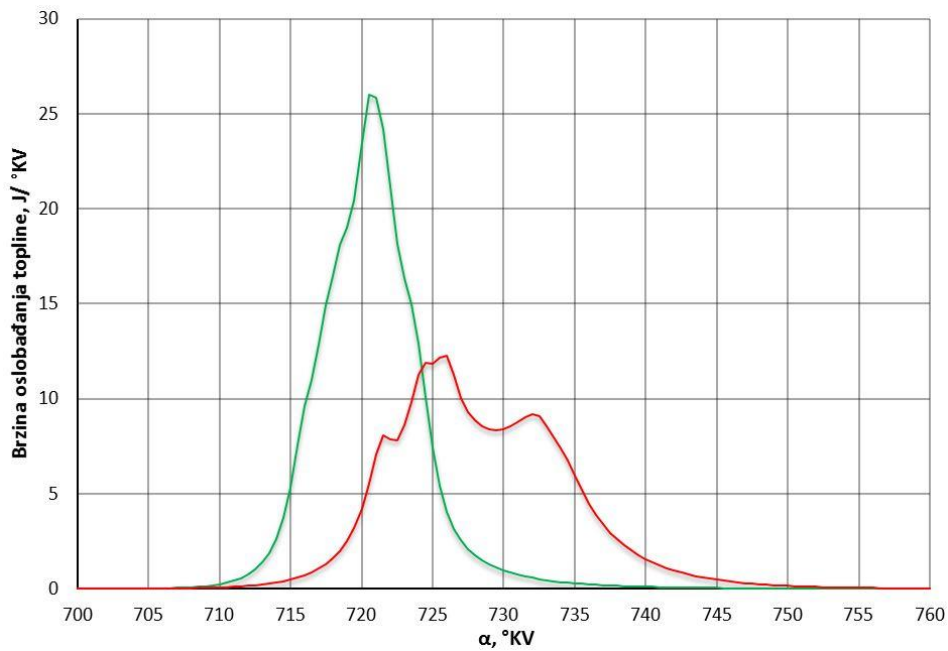
$$p_1, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{granica} = [9, 0,02, 0,065, 477,3] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 2. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv1_cp2

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{KV CA50}} = [9,02, 0,02, 0,2, 501,86] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{42}$$

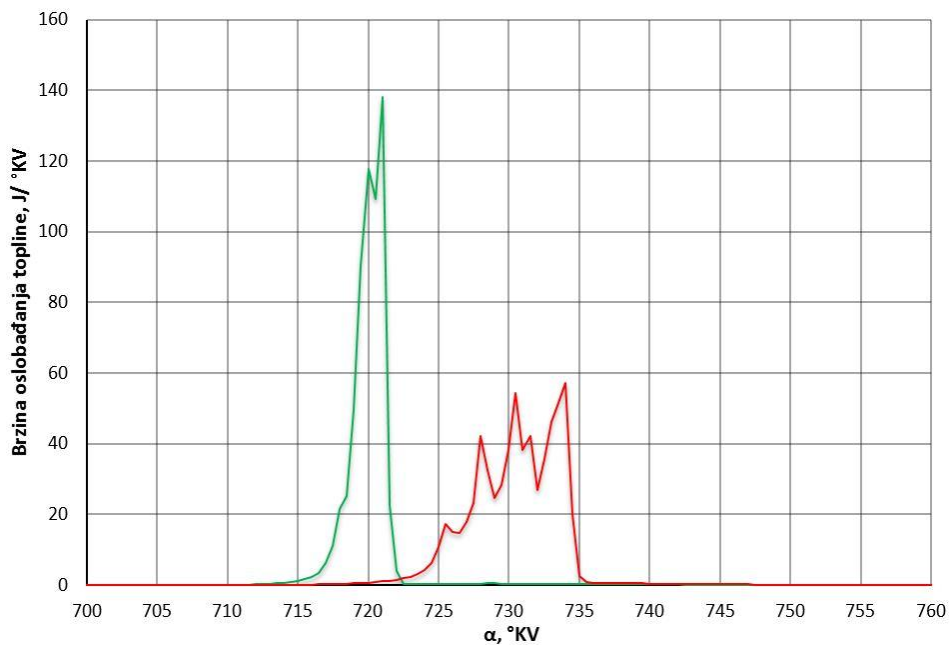
$$p_1, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{granica} = [9,01, 0,02, 0,2, 471,11] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 3. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv1_cp3

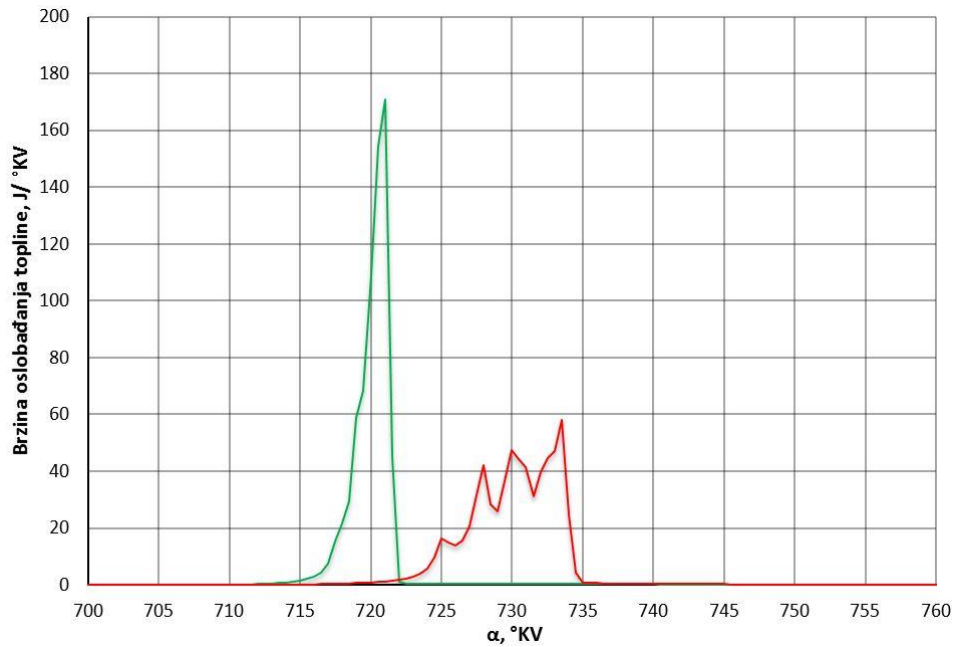
$$p_1, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{KV CA50}} = [9,03, 0,02, 0,4, 777,17] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{43}$$

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{granica} = [9,01, 0,02, 0,4, 469,04] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



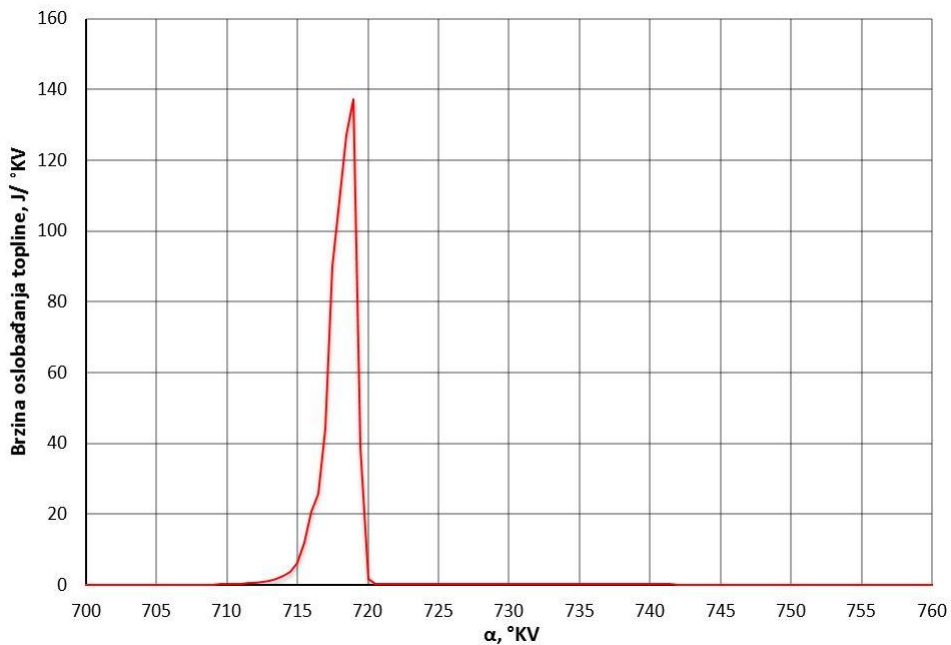
Slika P 4. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv2_cp1

$$\begin{aligned}
 p_1, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720\text{KV CA50}} &= [9,03, 0,0327, 0,06, 757,31] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \\
 p_1, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730\text{KV CA50}} &= [9,02, 0,0328, 0,05, 456,88] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}
 \end{aligned}
 \tag{44}$$



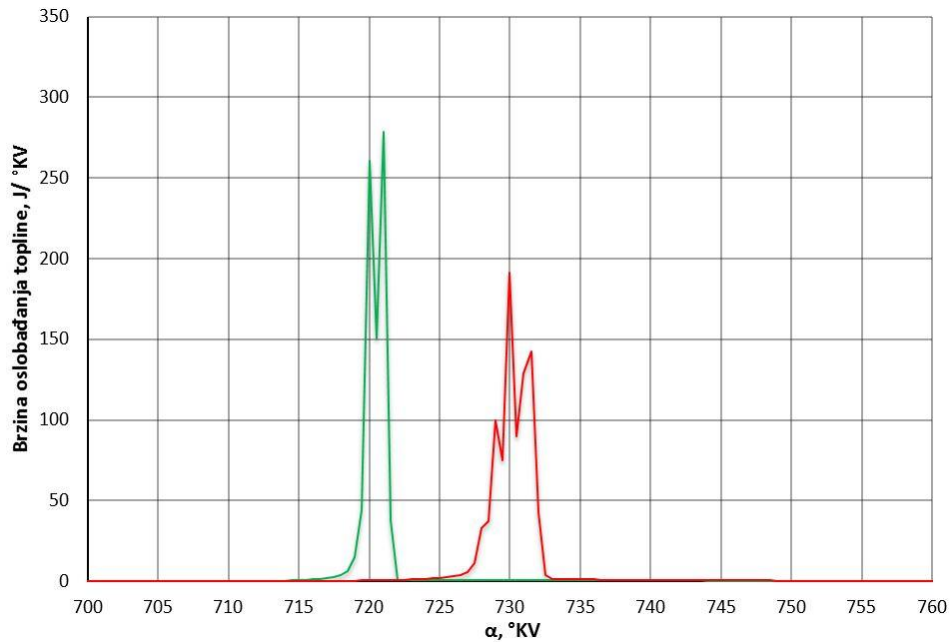
Slika P 5. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv2_cp2

$$\begin{aligned}
 p_1, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720\text{KV CA50}} &= [9,02, 0,0327, 0,2, 755,49] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \\
 p_1, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730\text{KV CA50}} &= [9,03, 0,0327, 0,2, 455,52] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}
 \end{aligned}
 \tag{45}$$



Slika P 6. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv2_cp3

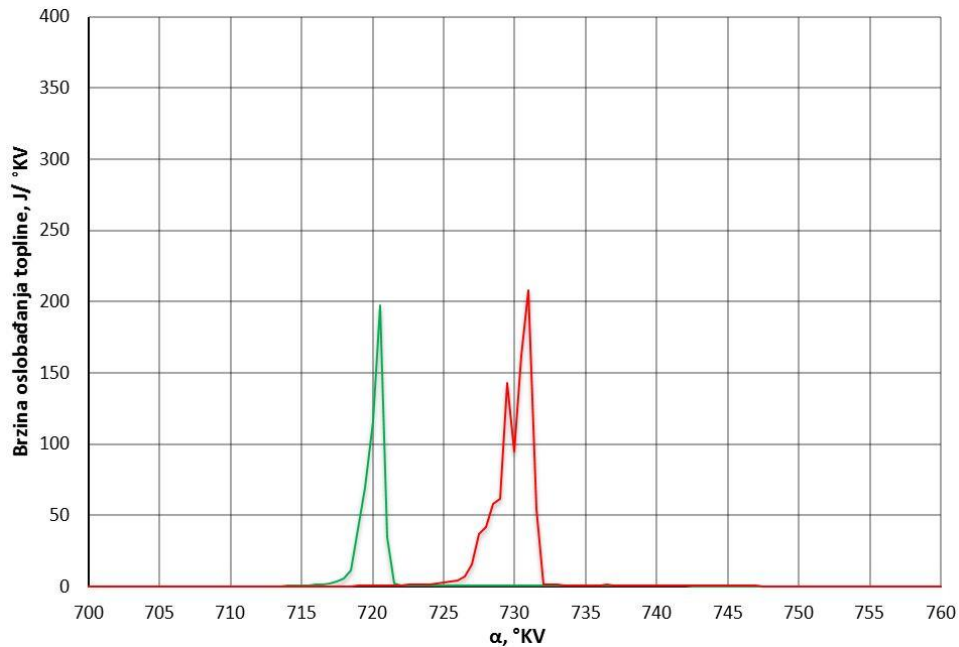
$$P_1, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{granica} = [9,03, 0,0326, 0,4, 766,52] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (46)$$



Slika P 7. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv3_cp1

$$P_1, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9,01, 0,045, 0,054, 744,43] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (47)$$

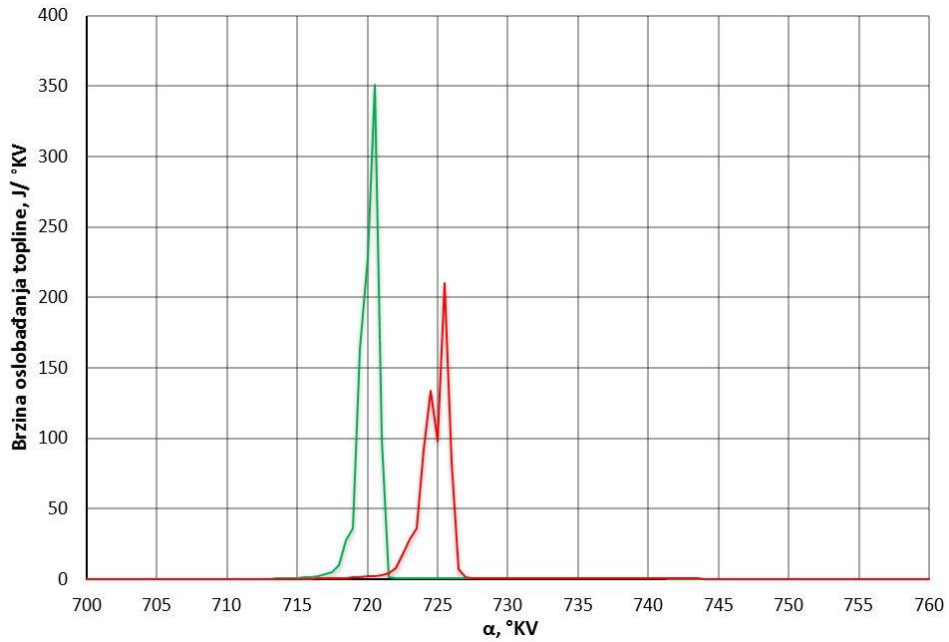
$$P_1, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [9,02, 0,045, 0,05, 447,24] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 8. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv3_cp2

$$P_1, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9, 0,045, 0,19, 744] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (48)$$

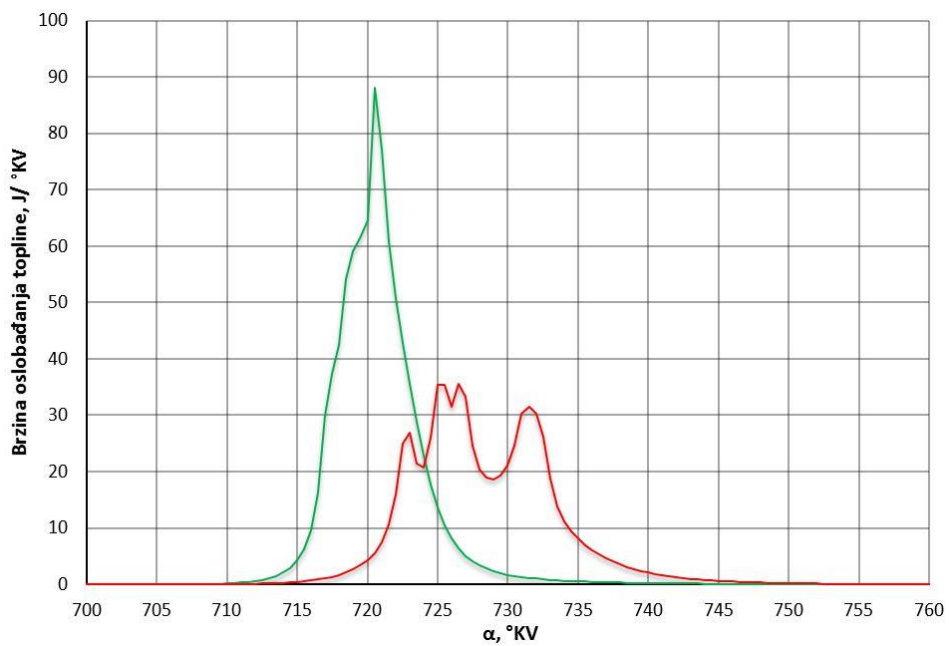
$$P_1, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [9, 0,045, 0,18, 446,4] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 9. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p1_fv3_cp3

$$p_1, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9, 0,045, 0,4, 747,6] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{49}$$

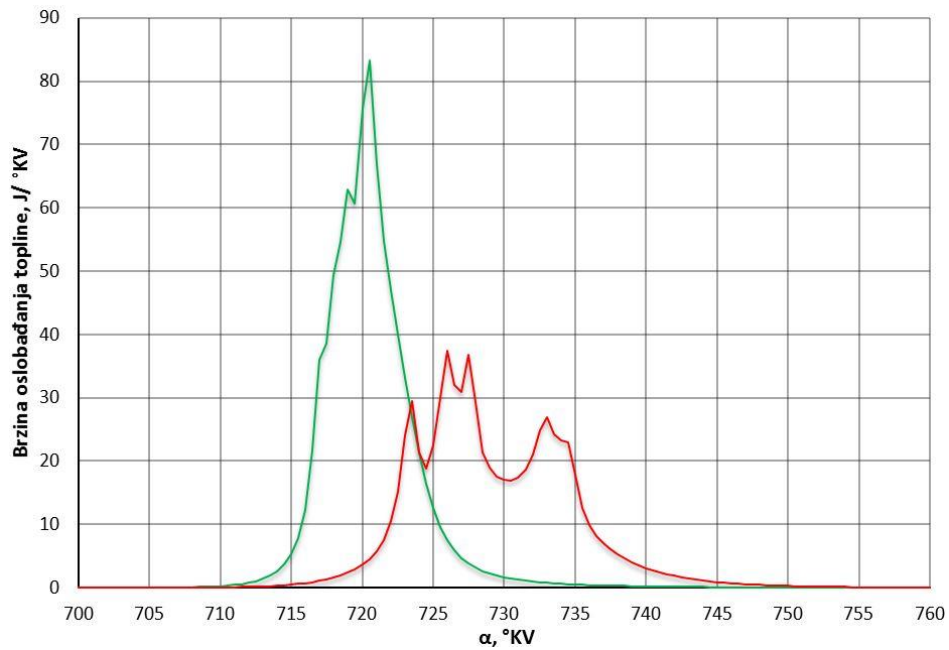
$$p_1, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [9,01, 0,045, 0,4, 458,47] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 10. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv1_cp1

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20,02, 0,02, 0,051, 738,8] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{50}$$

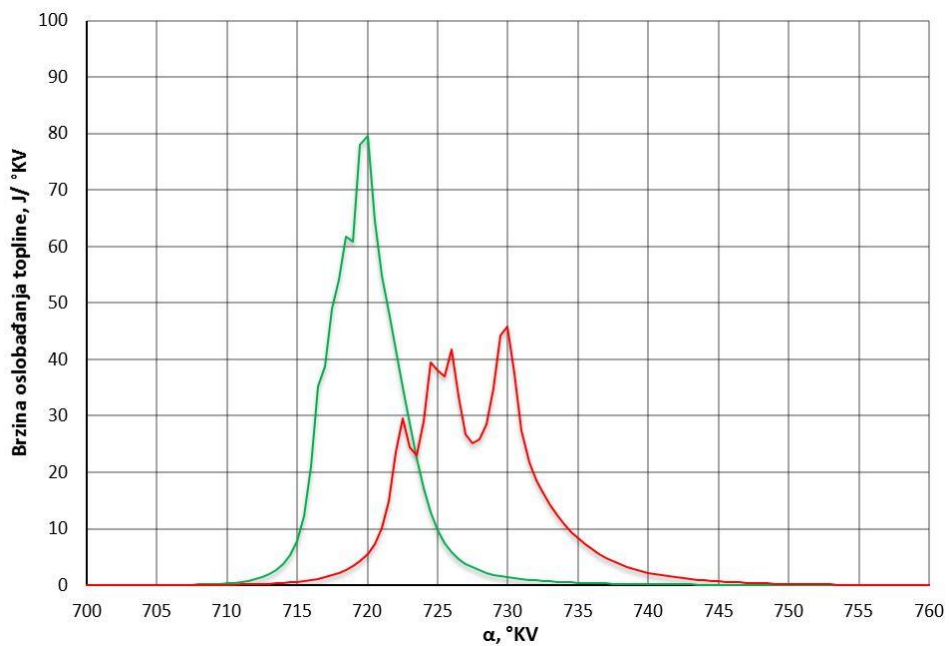
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{\text{granica}} = [20,03, 0,02, 0,06, 439,54] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 11. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv1_cp2

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [20,01, 0,02, 0,2, 737,31] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{51}$$

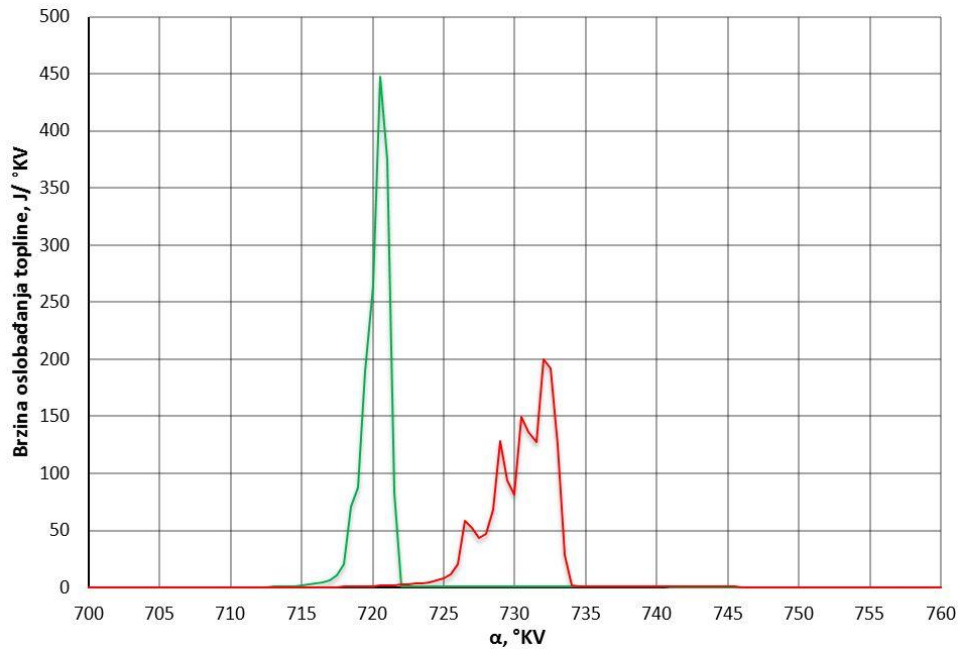
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{730\text{ KV CA50}} = [20,05, 0,02, 0,2, 434,37] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 12. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv1_cp3

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{ KV CA50}} = [20, 0,02, 0,4, 739,75] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{52}$$

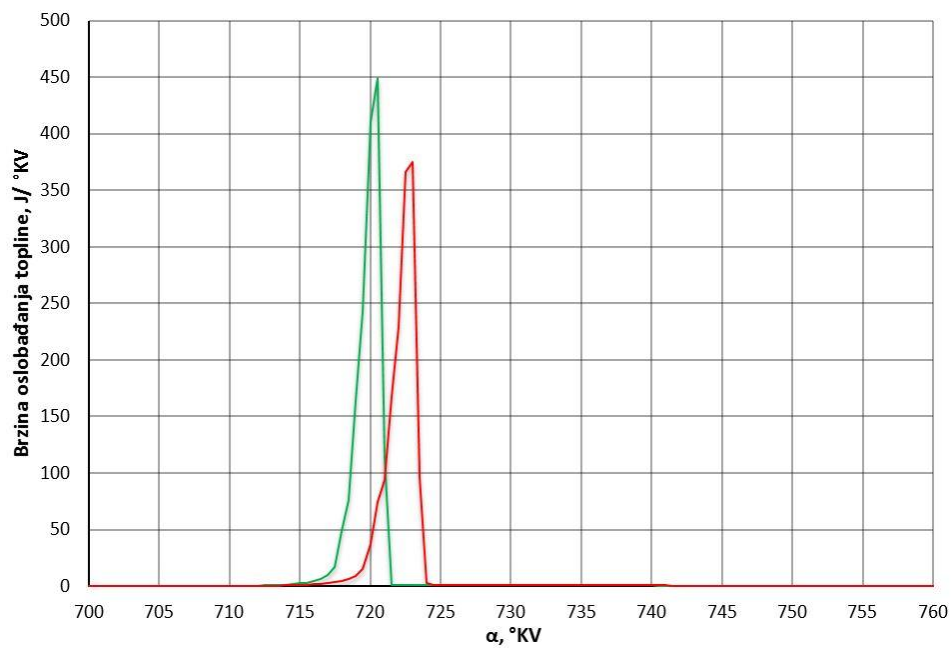
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [20, 0,02, 0,4, 437,54] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 13. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv2_cp1

$$P_2, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20,02, 0,0324, 0,053, 721] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{53}$$

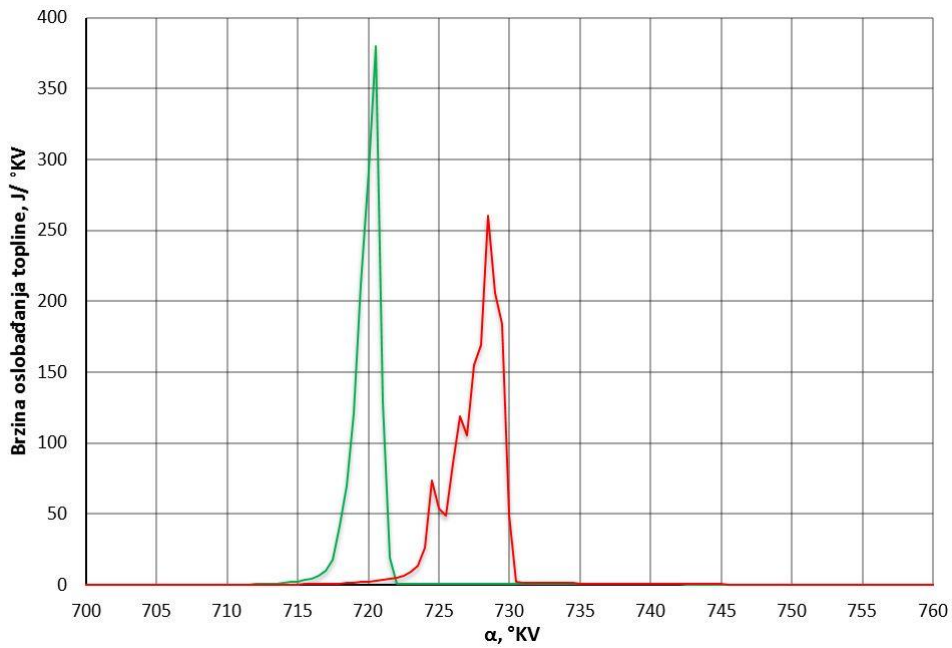
$$P_2, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20,02, 0,0325, 0,044, 423,21] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 14. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv2_cp2

$$P_2, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0323, 0,204, 720,94] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{54}$$

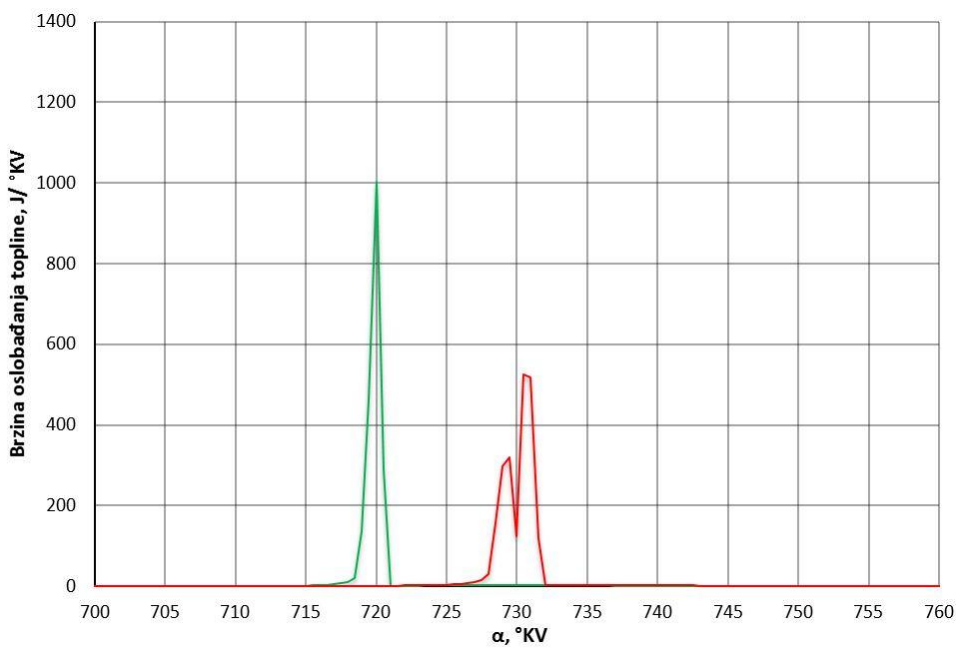
$$P_2, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{\text{granica}} = [20,02, 0,0322, 0,21, 438,42] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 15. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv2_cp3

$$p_2, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{720^{\circ}KV CA50} = [20, 0,0322, 0,4, 721,92] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C} \tag{55}$$

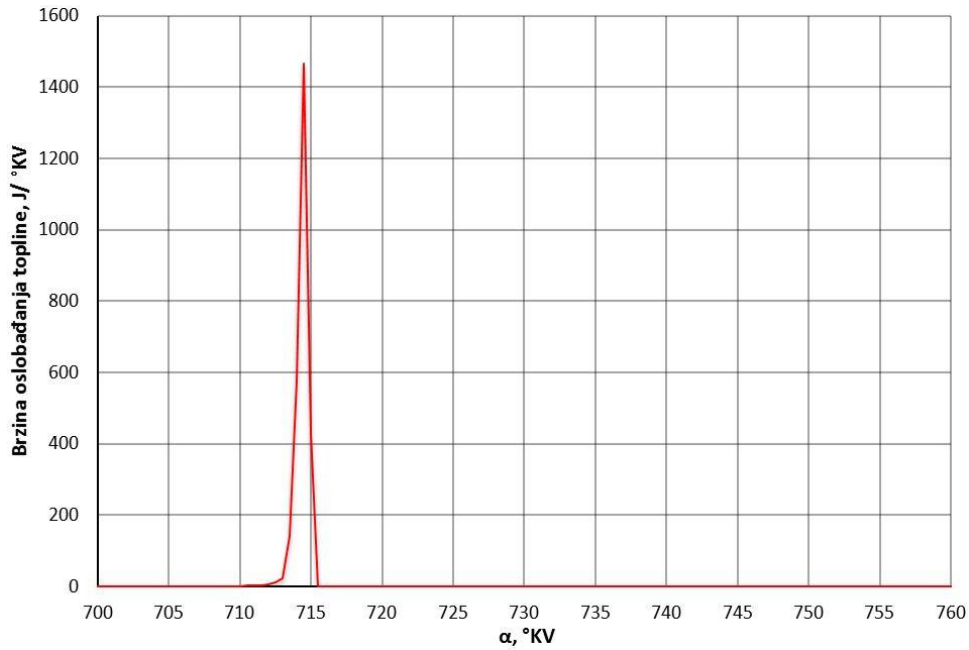
$$p_2, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{granica} = [20, 0,0325, 0,4, 426,83] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C}$$



Slika P 16. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv3_cp1

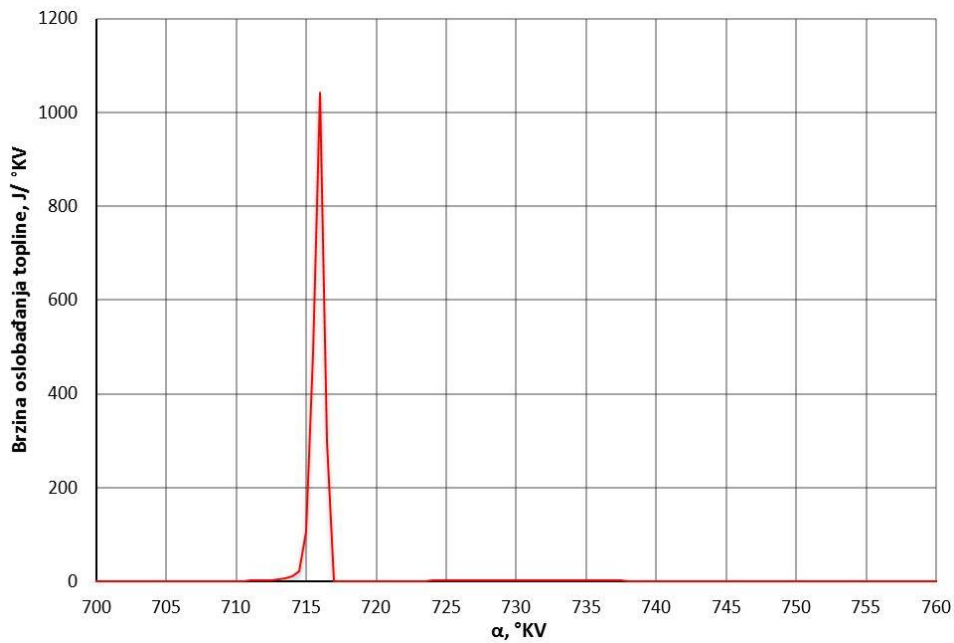
$$p_2, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720^{\circ}KV CA50} = [20, 0,045, 0,02, 715,69] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C} \tag{56}$$

$$p_2, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730^{\circ}KV CA50} = [20, 0,045, 0,019, 417,79] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C}$$



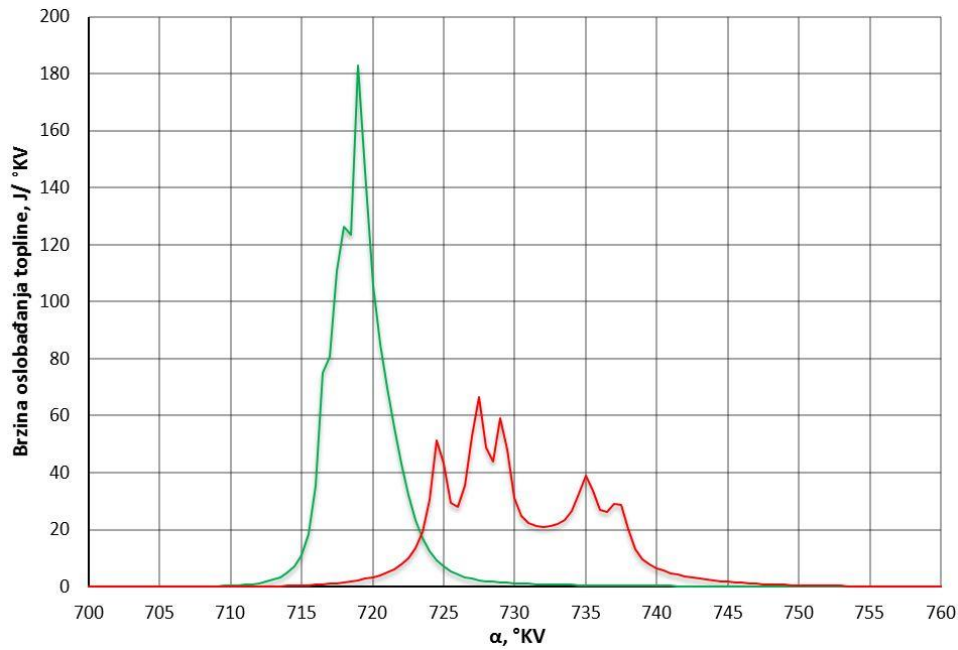
Slika P 17. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv3_cp2

$$p_2, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{granica} = [20, 0,045, 0,2, 744,29] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \quad (57)$$



Slika P 18. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p2_fv3_cp3

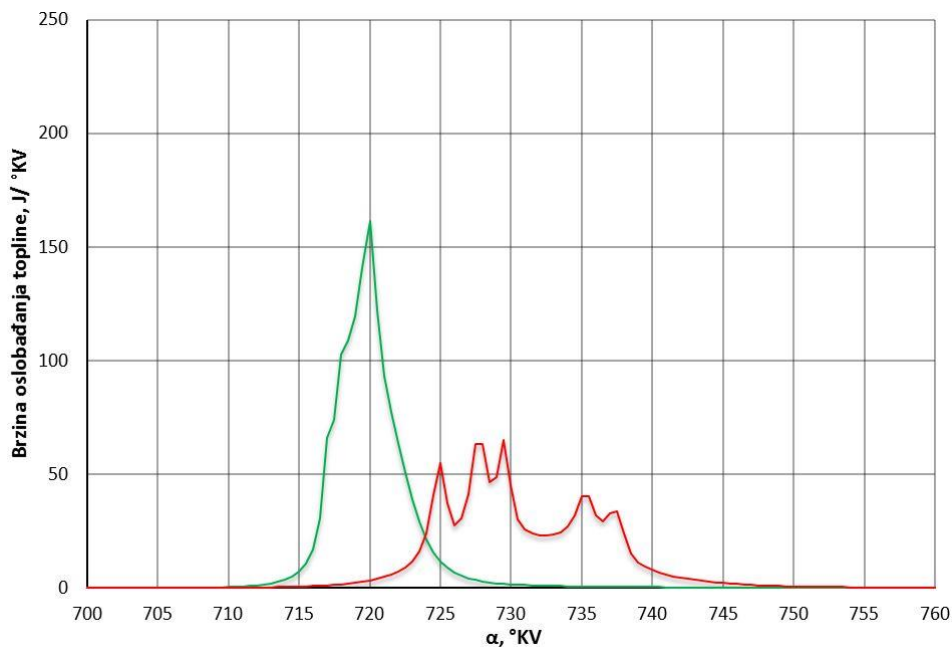
$$p_2, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{granica} = [20, 0,045, 0,4, 735,96] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \quad (58)$$



Slika P 19. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv1_cp1

$$P_3, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720\text{°KV CA50}} = [31,07, 0,02, 0,058, 725,65] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{59}$$

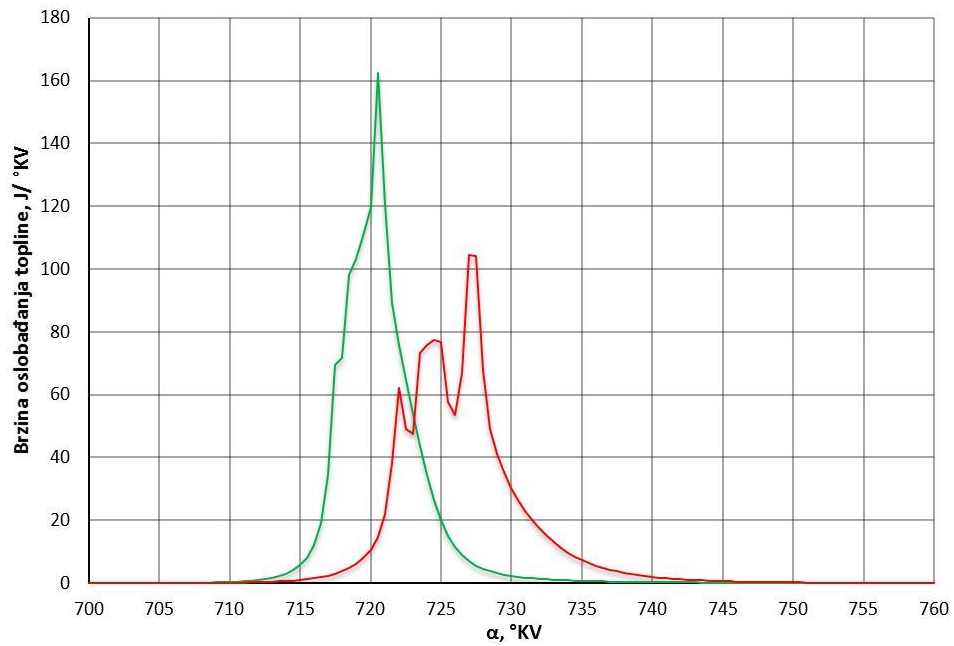
$$P_3, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{730\text{°KV CA50}} = [31,1, 0,02, 0,057, 418,3] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 20. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv1_cp2

$$P_3, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{°KV CA50}} = [31, 0,02, 0,2, 719,72] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{60}$$

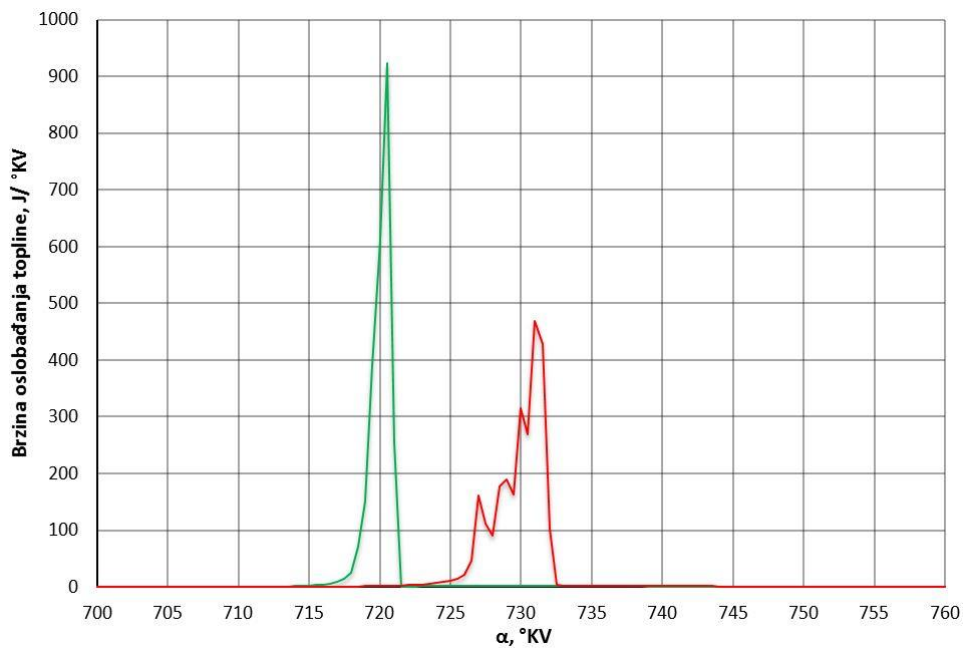
$$P_3, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{730\text{°KV CA50}} = [31, 0,02, 0,2, 414,74] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 21. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv1_cp3

$$p_3, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{KV CA50}} = [31,1, 0,02, 0,4, 717,23] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{61}$$

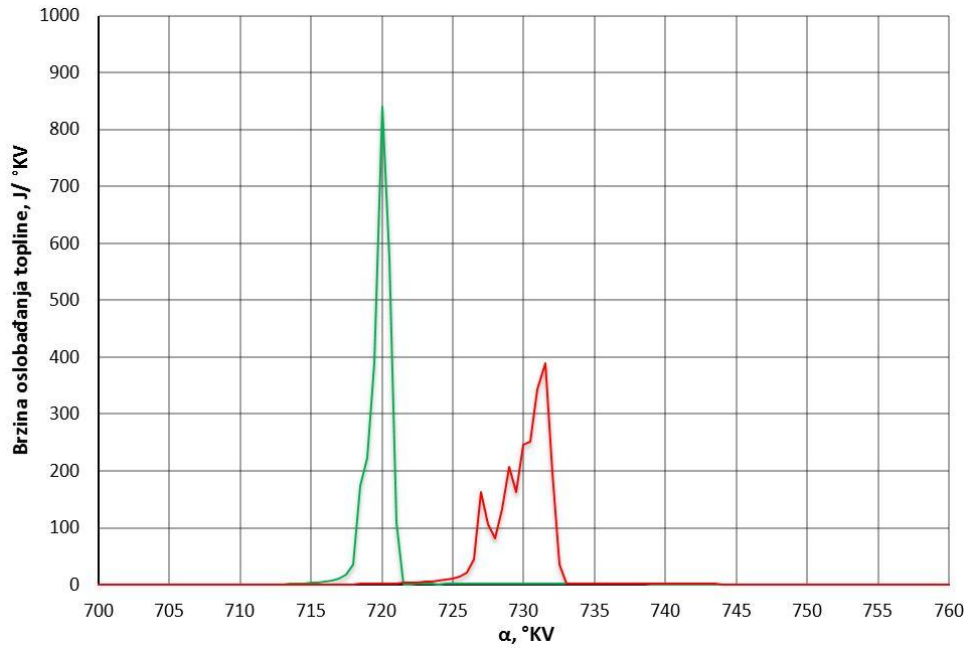
$$p_3, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{granica} = [31,3, 0,02, 0,41, 424,03] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 22. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv2_cp1

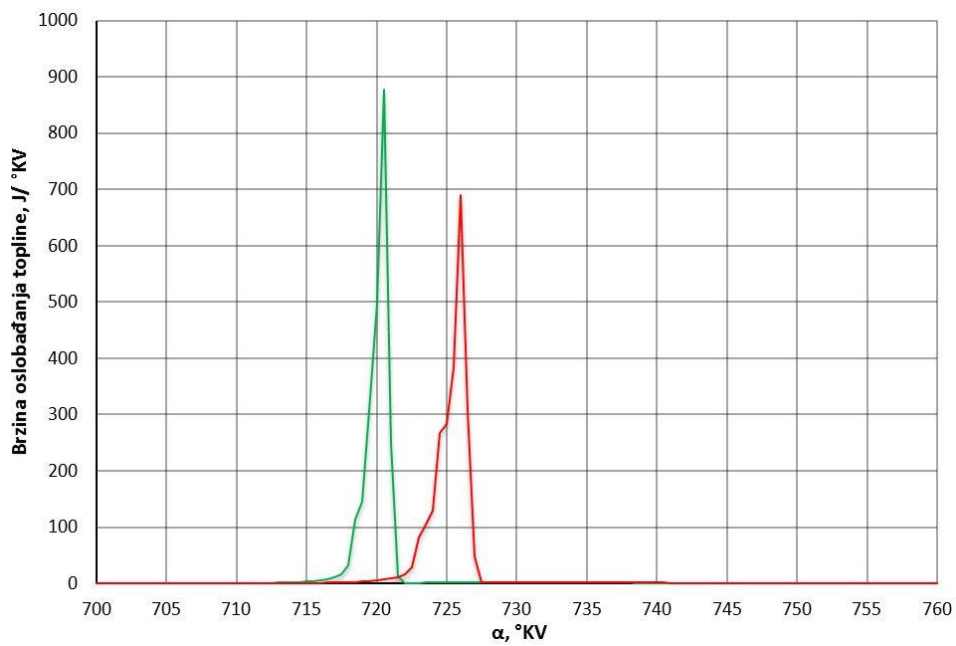
$$p_3, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720\text{KV CA50}} = [31, 0,0326, 0,02, 705,74] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{62}$$

$$p_3, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730\text{KV CA50}} = [31, 0,0328, 0,02, 408,39] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



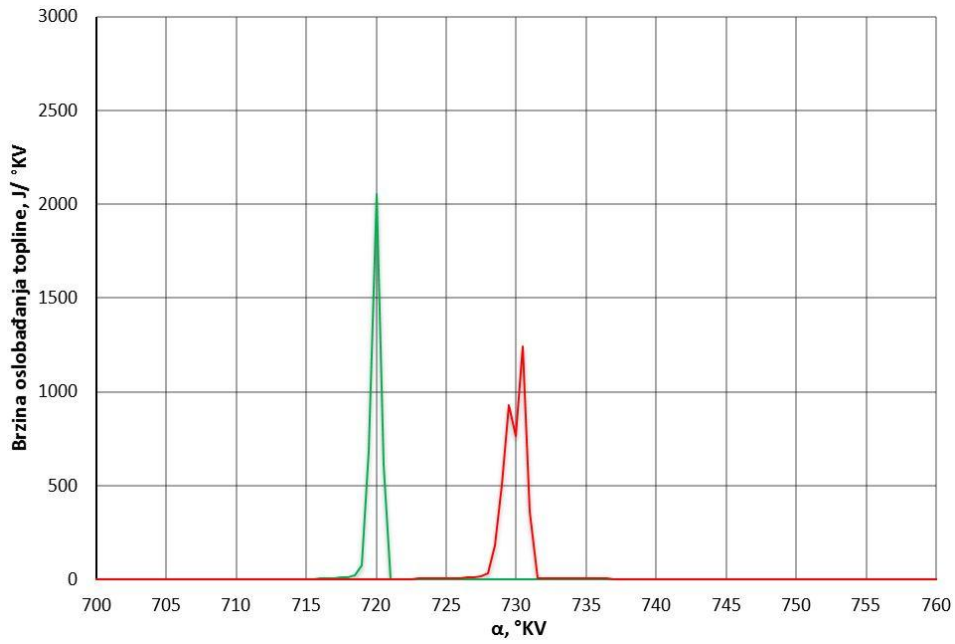
Slika P 23. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv2_cp2

$$\begin{aligned}
 p_3, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} &= [31, 0,0326, 0,2, 703,63] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \\
 p_3, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} &= [31, 0,0328, 0,2, 405,84] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}
 \end{aligned}
 \tag{63}$$



Slika P 24. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv2_cp3

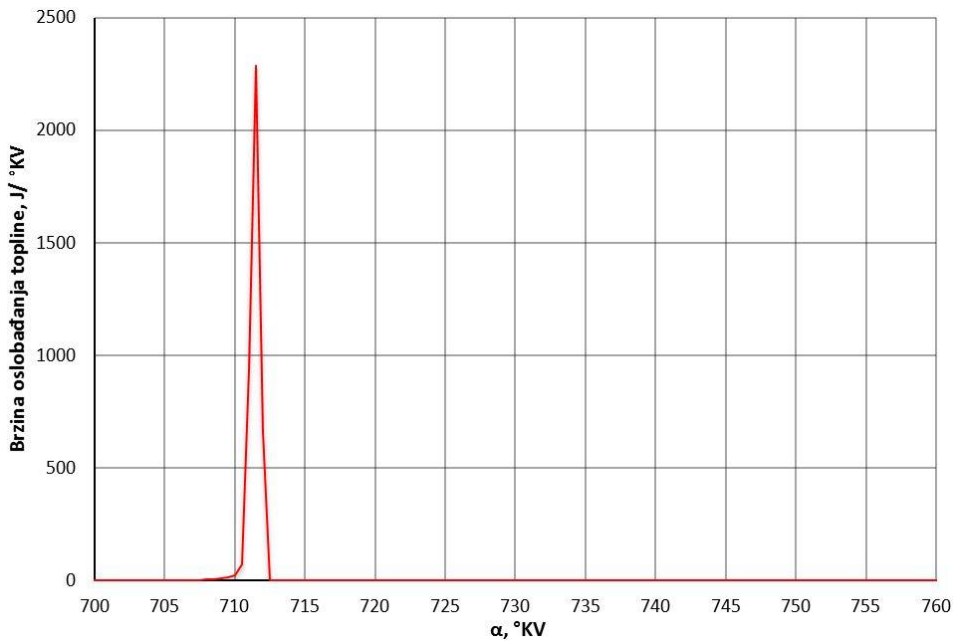
$$\begin{aligned}
 p_3, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{720 \text{ KV CA50}} &= [31, 0,0326, 0,2, 704,55] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \\
 p_3, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{granica} &= [31, 0,0328, 0,2, 414,69] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}
 \end{aligned}
 \tag{64}$$



Slika P 25. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv3_cp1

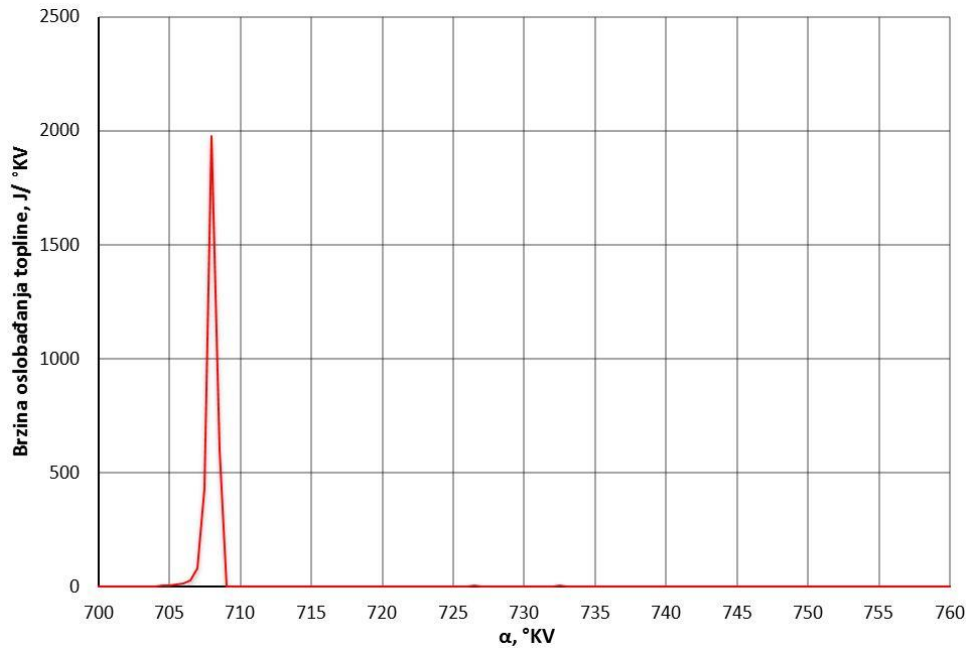
$$p_3, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,02, 699,35] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{65}$$

$$p_3, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,02, 402,57] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 26. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv3_cp2

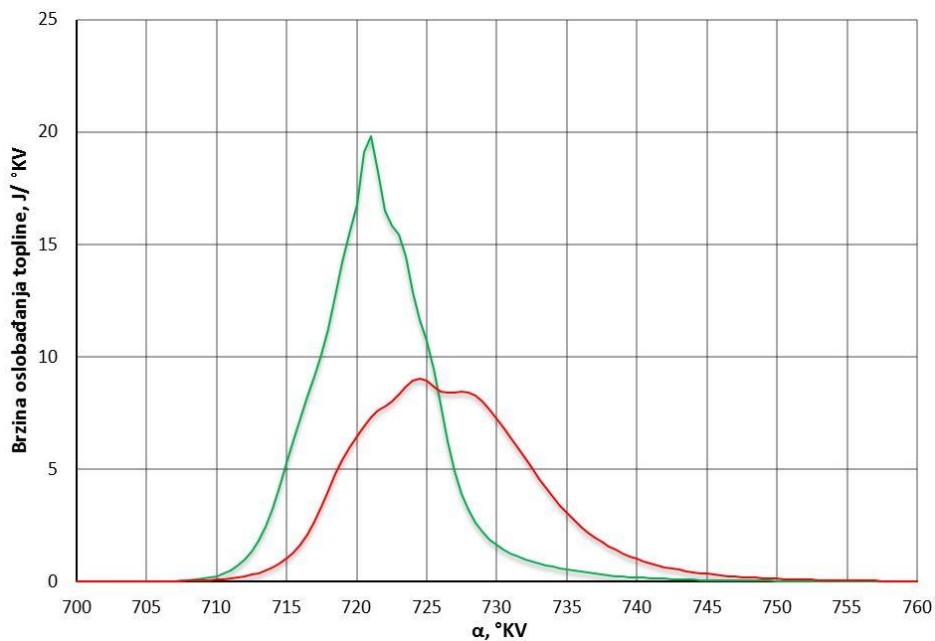
$$p_3, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{granica} = [31, 0,045, 0,2, 749,05] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{66}$$



Slika P 27. Profili izgaranja za radnu točku 1000_p3_fv3_cp3

$$p_3, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{granica} = [31, 0,045, 0,4, 780,2] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (67)$$

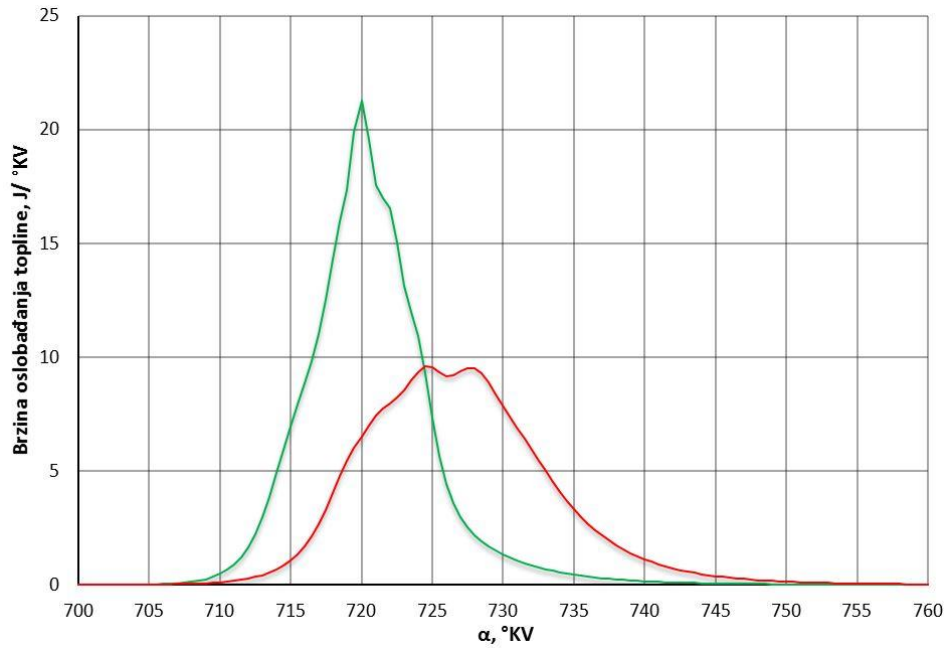
Profili izgaranja za radne točke pri brzini vrtnje motora od 2500 min^{-1}



Slika P 28. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv1_cp1

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720^\circ \text{KV CA50}} = [9, 0,02, 0,08, 831,31] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (68)$$

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{granica} = [9, 0,02, 0,08, 800,08] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

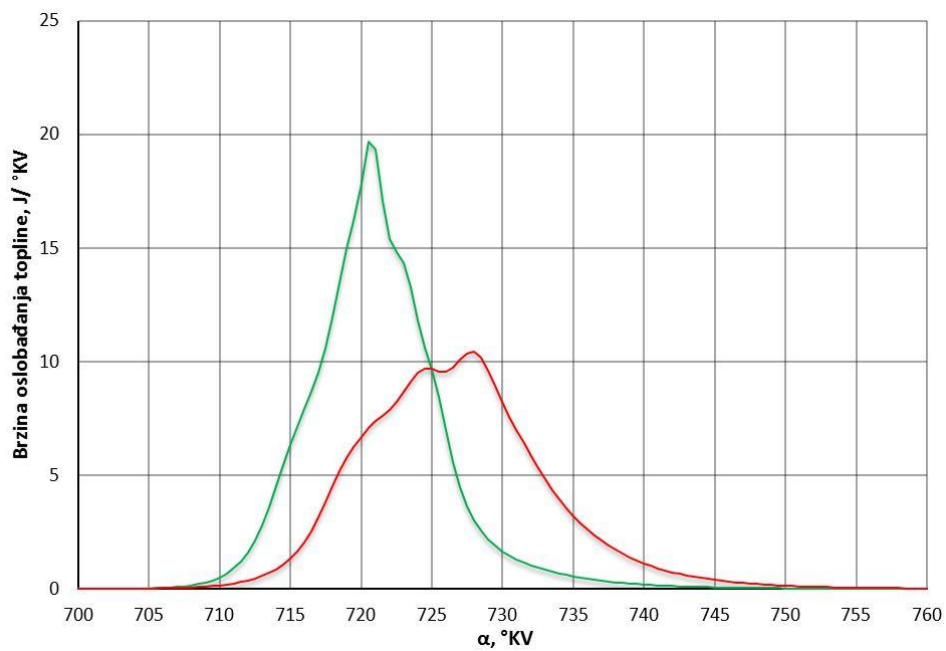


Slika P 29. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv1_cp2

$$P_1, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9, 0,02, 0,2, 834,81] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

(69)

$$P_1, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{730\text{ KV CA50}} = [9, 0,02, 0,2, 795,2] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

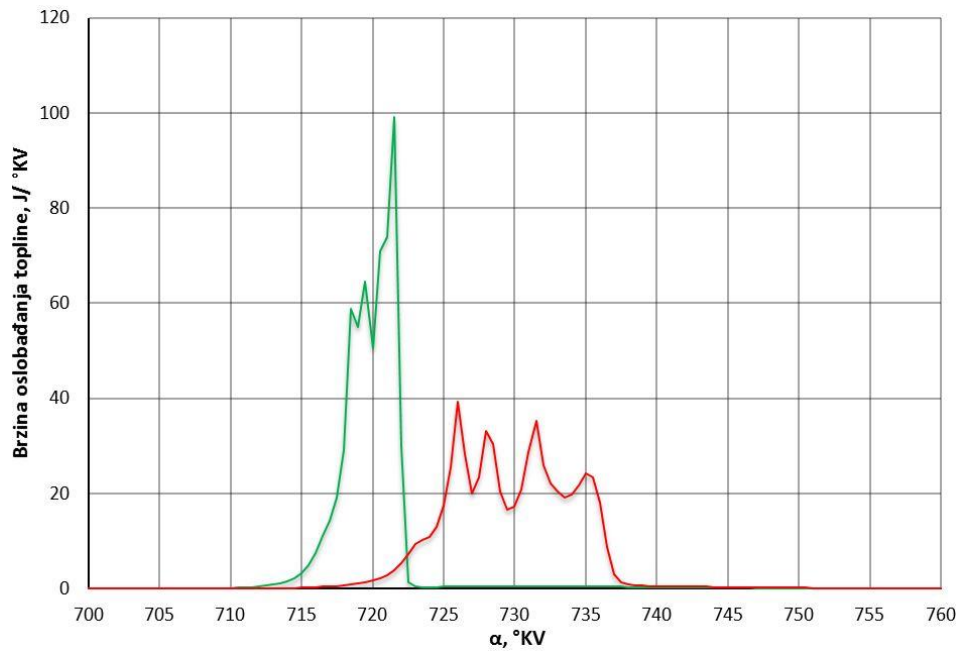


Slika P 30. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv1_cp3

$$P_1, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9, 0,02, 0,39, 831,53] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

(70)

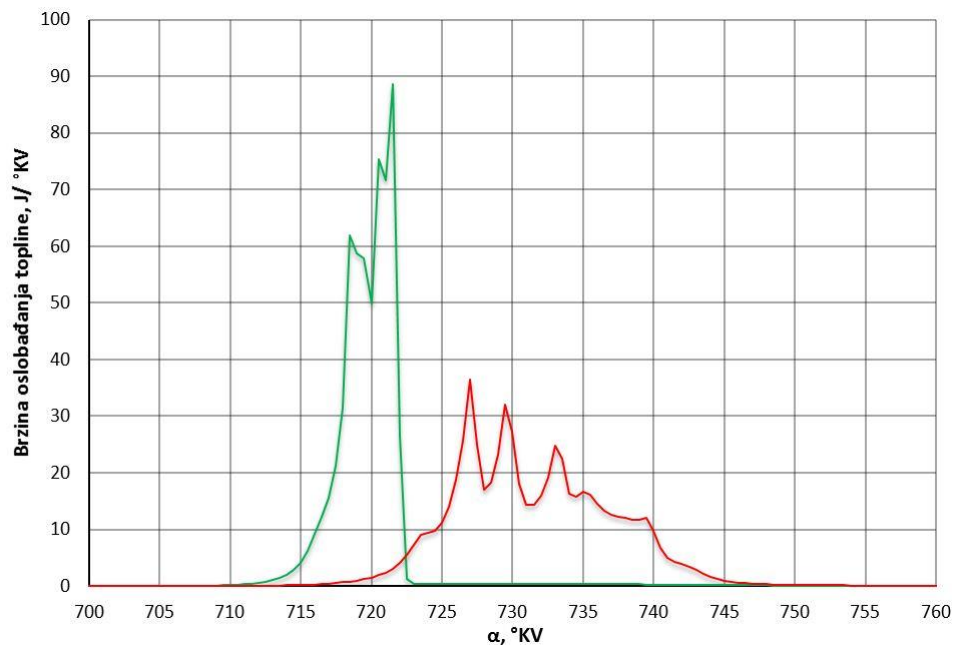
$$P_1, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [9,01, 0,02, 0,39, 794,1] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 31. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv2_cp1

$$P_1, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9, 0,0326, 0,07, 808,24] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{71}$$

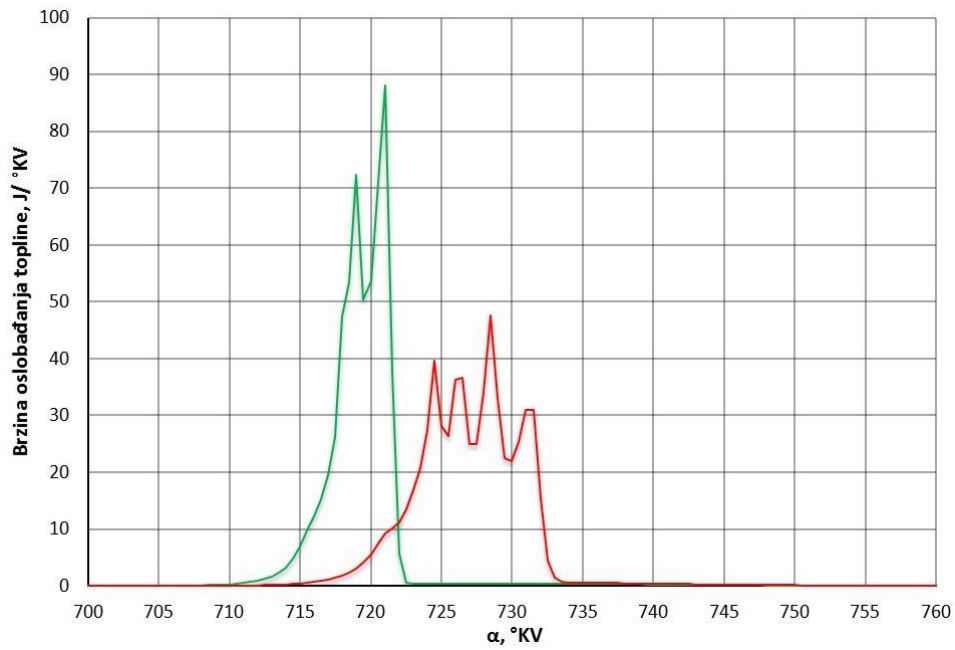
$$P_1, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [9,01, 0,0328, 0,065, 776,02] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 32. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv2_cp2

$$P_1, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9, 0,0325, 0,2, 806,9] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{72}$$

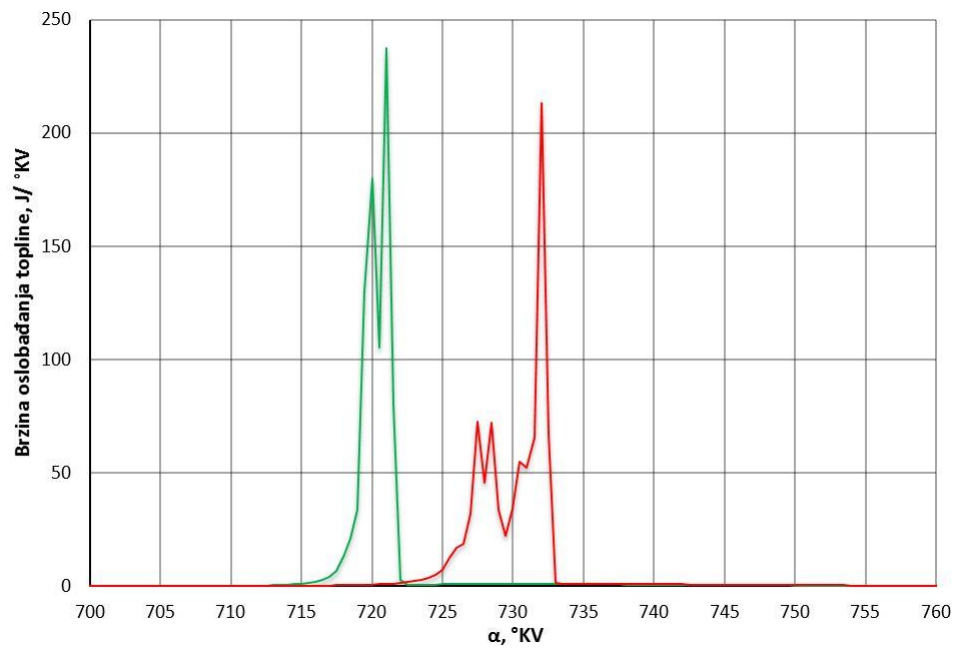
$$P_1, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [9,01, 0,0326, 0,2, 772,26] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 33. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv2_cp3

$$p_1, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9, 0,0325, 0,4, 811,27] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{73}$$

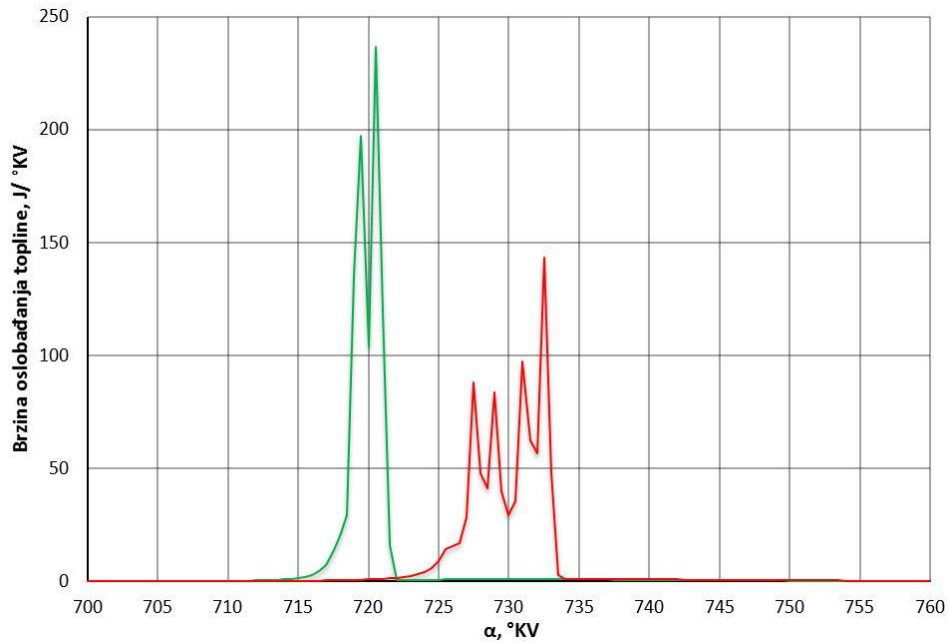
$$p_1, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [9,01, 0,0326, 0,4, 781,67] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 34. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv3_cp1

$$p_1, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9,01, 0,045, 0,06, 790,15] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{74}$$

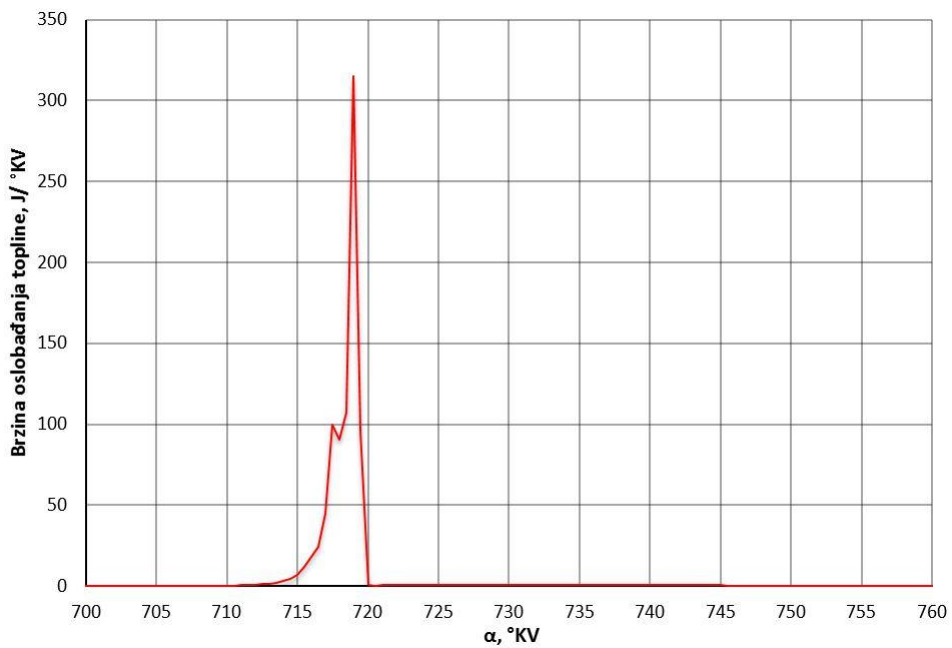
$$p_1, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730\text{ KV CA50}} = [9, 0,045, 0,057, 761,56] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 35. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv3_cp2

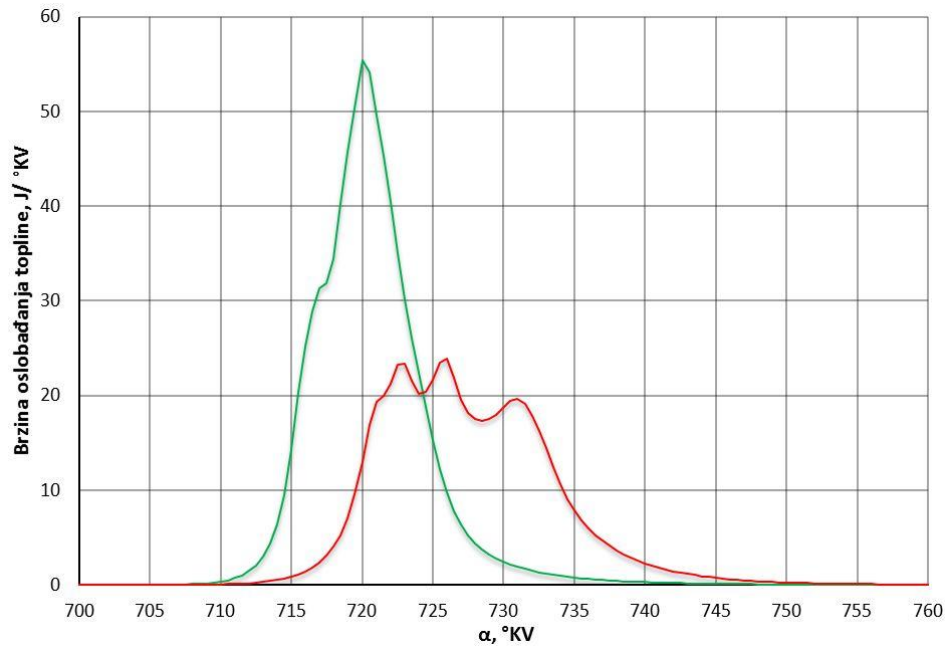
$$p_1, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720\text{KV CA50}} = [9, 0,045, 0,2, 790,26] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{75}$$

$$p_1, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730\text{KV CA50}} = [8,98, 0,045, 0,2, 760,07] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 36. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p1_fv3_cp3

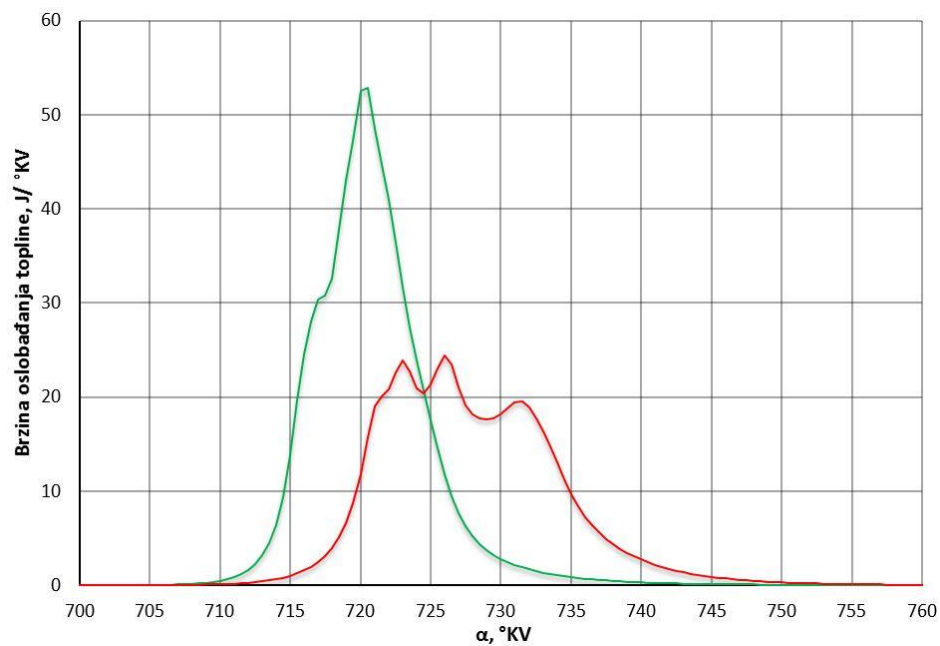
$$p_1, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [9, 0,045, 0,4, 803,77] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{76}$$



Slika P 37. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv1_cp1

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720\text{ KV CA50}} = [20, 0,02, 0,044, 792] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{77}$$

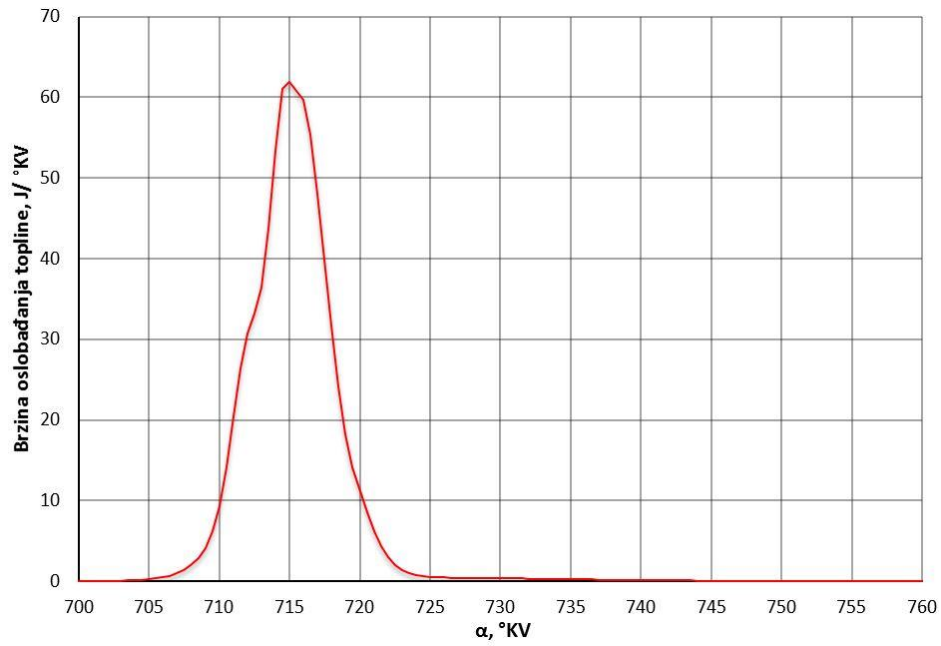
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{granica} = [20,02, 0,02, 0,045, 758,85] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 38. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv1_cp2

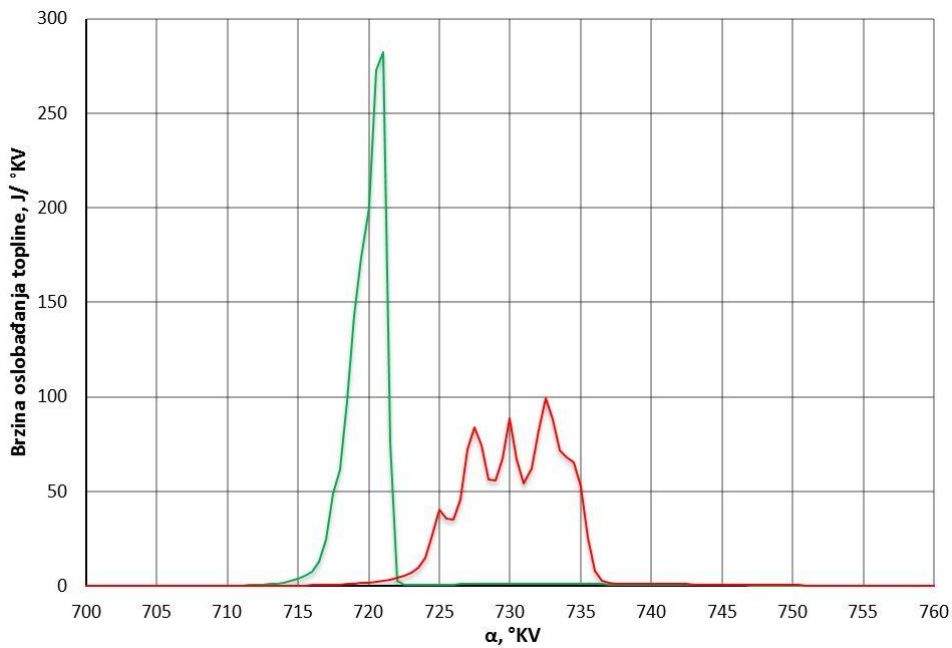
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [20, 0,02, 0,2, 787,61] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{78}$$

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{granica} = [20,02, 0,02, 0,2, 752,75] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 39. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv1_cp3

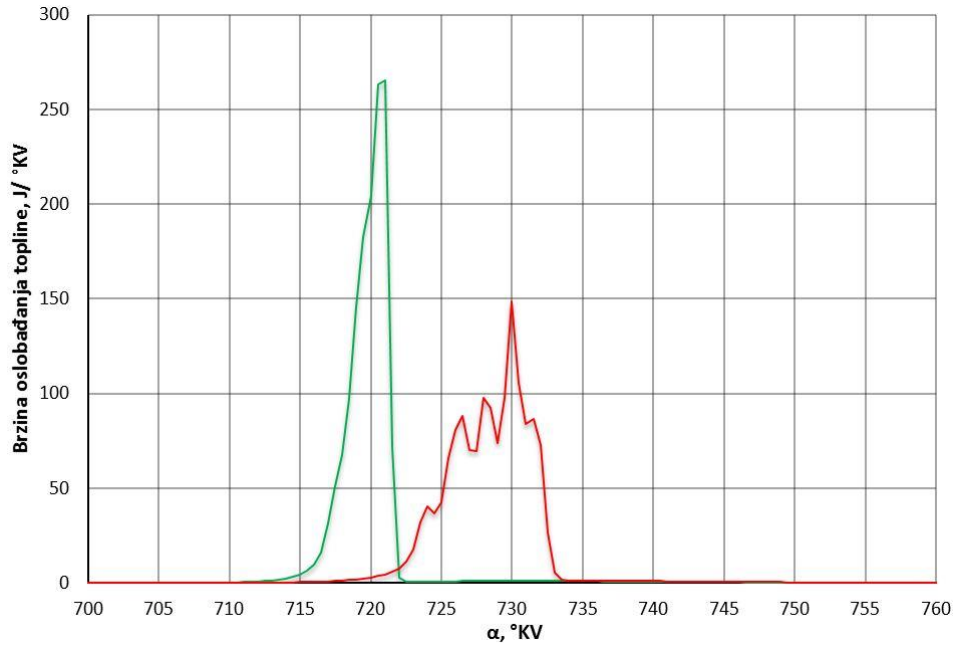
$$P_2, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{granica} = [20, 0,02, 0,4, 824,45] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{79}$$



Slika P 40. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv2_cp1

$$P_2, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0325, 0,037, 768,11] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

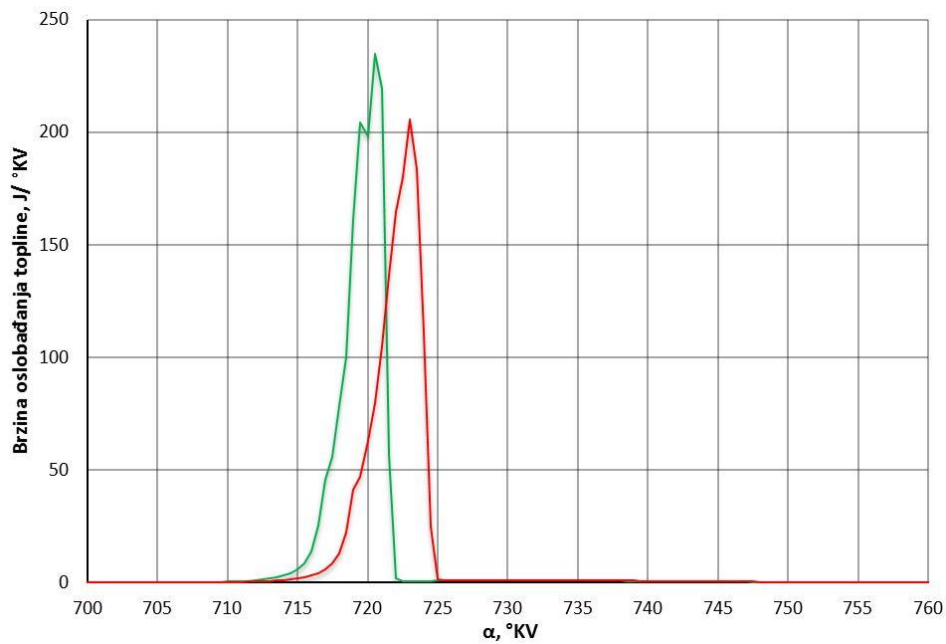
$$P_2, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20,01, 0,0327, 0,034, 737,2] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{80}$$



Slika P 41. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv2_cp2

$$p_2, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0325, 0,2, 765,58] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{81}$$

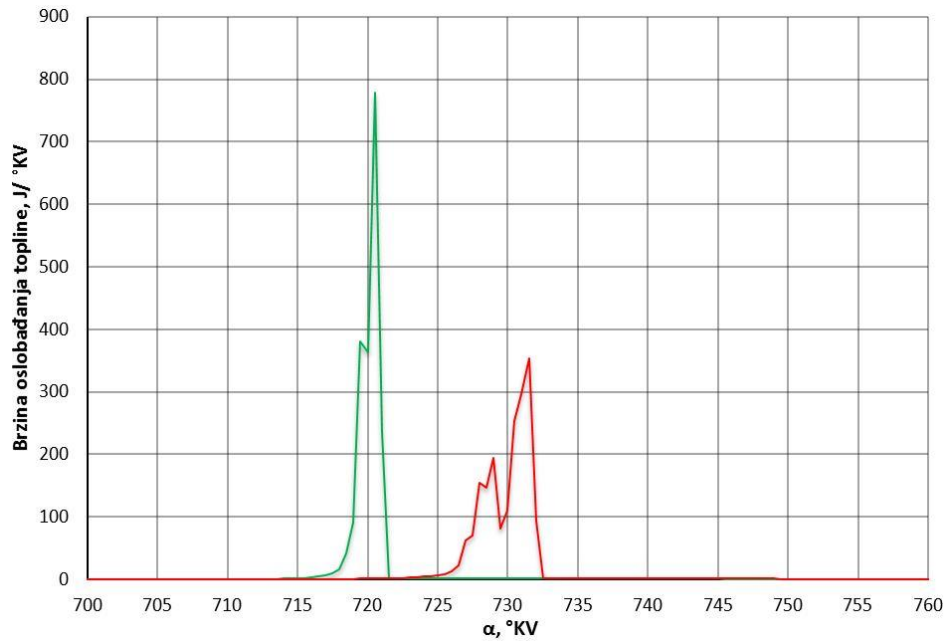
$$p_2, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{granica} = [20, 0,0326, 0,2, 737,58] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 42. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv2_cp3

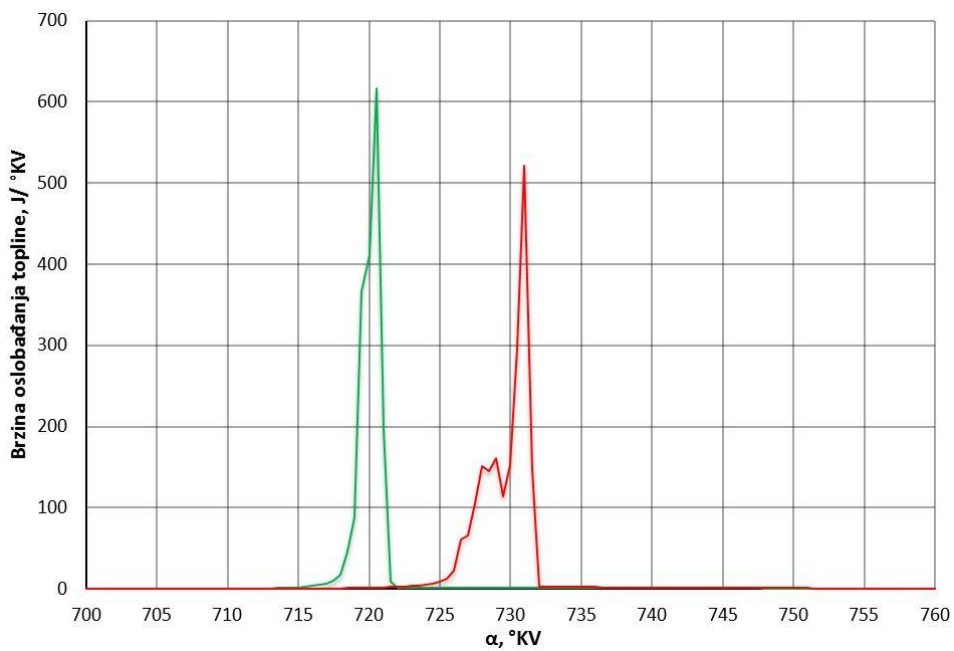
$$p_2, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0324, 0,403, 768,6] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{82}$$

$$p_2, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{granica} = [20, 0,0324, 0,403, 757,18] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



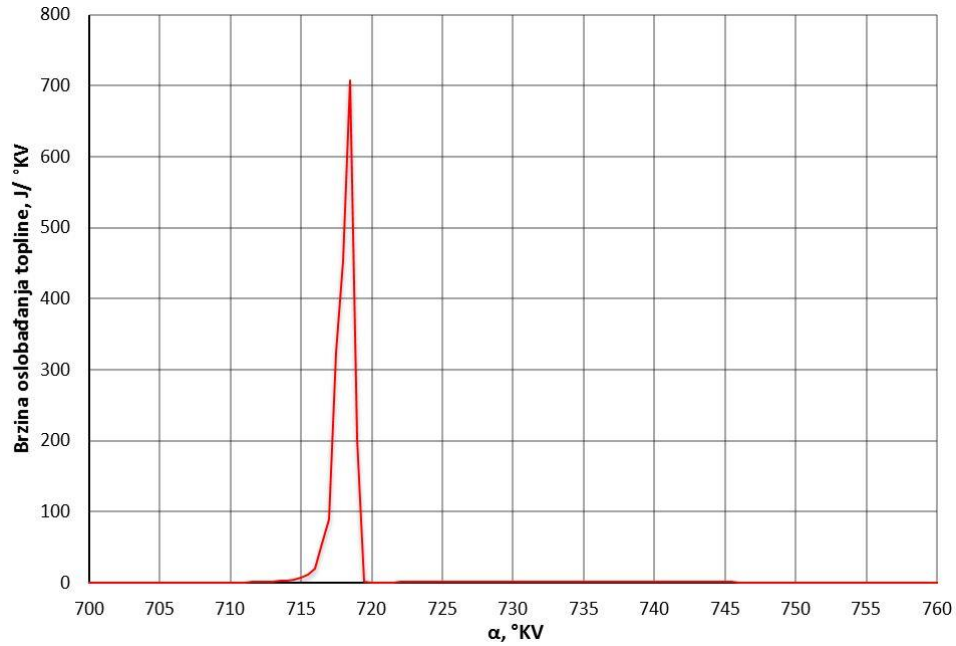
Slika P 43. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv3_cp1

$$\begin{aligned}
 p_2, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} &= [20, 0,045, 0,075, 753,5] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \\
 p_2, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} &= [20, 0,045, 0,07, 726,24] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}
 \end{aligned}
 \tag{83}$$



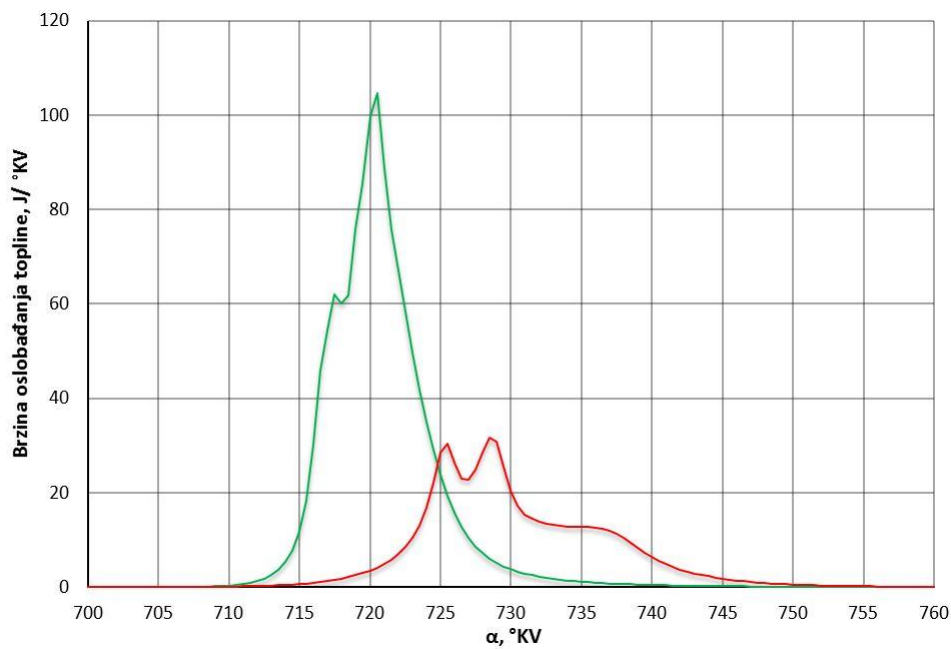
Slika P 44. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv3_cp2

$$\begin{aligned}
 p_2, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} &= [20, 0,045, 0,2, 752,4] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \\
 p_2, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} &= [20, 0,045, 0,2, 725,85] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}
 \end{aligned}
 \tag{84}$$



Slika P 45. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p2_fv3_cp3

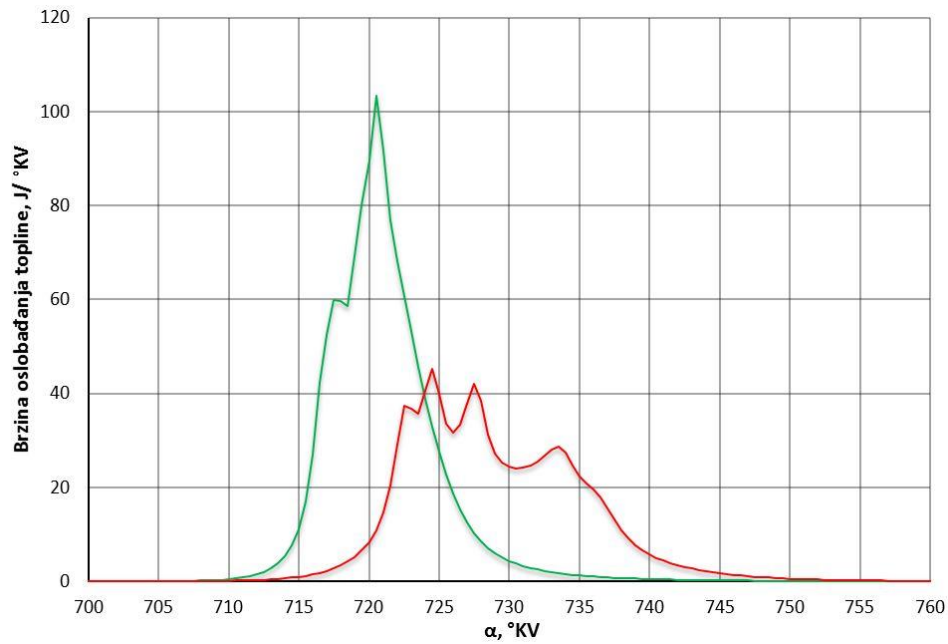
$$P_2, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{granica} = [20, 0,45, 0,4, 765,84] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (85)$$



Slika P 46. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv1_cp1

$$P_3, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31, 0,02, 0,033, 767,97] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

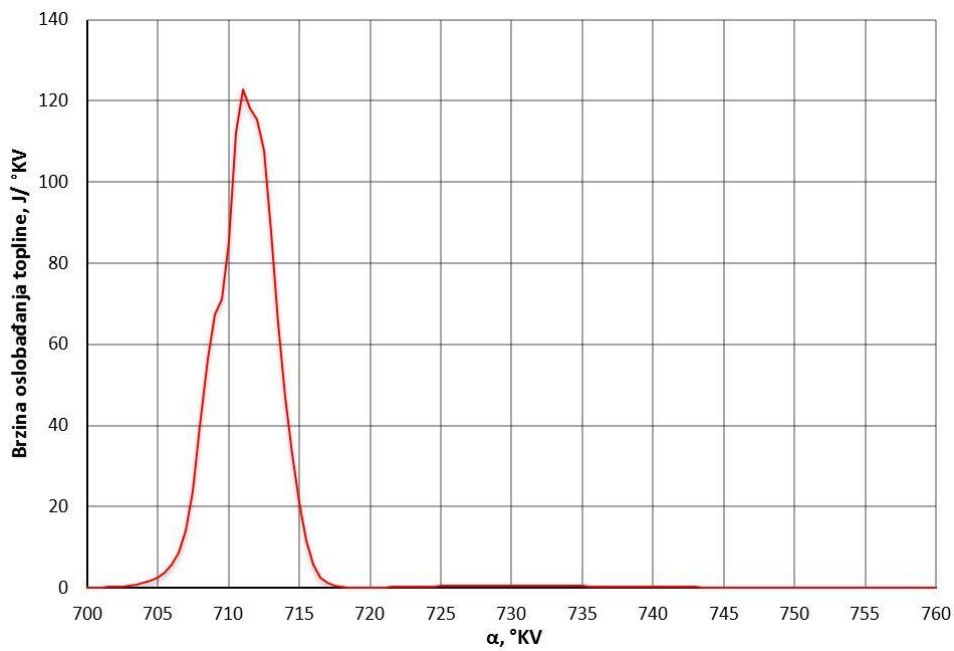
$$P_3, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31,02, 0,02, 0,031, 718,97] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (86)$$



Slika P 47. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv1_cp2

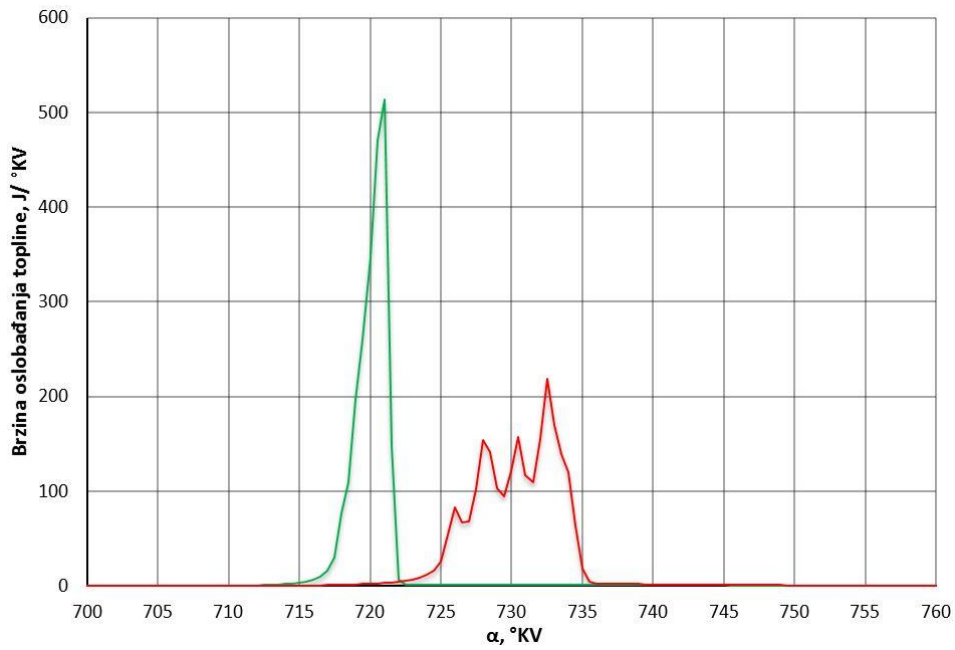
$$p_3, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31, 0,02, 0,2, 763,13] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{87}$$

$$p_3, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31,02, 0,02, 0,2, 730,04] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 48. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv1_cp3

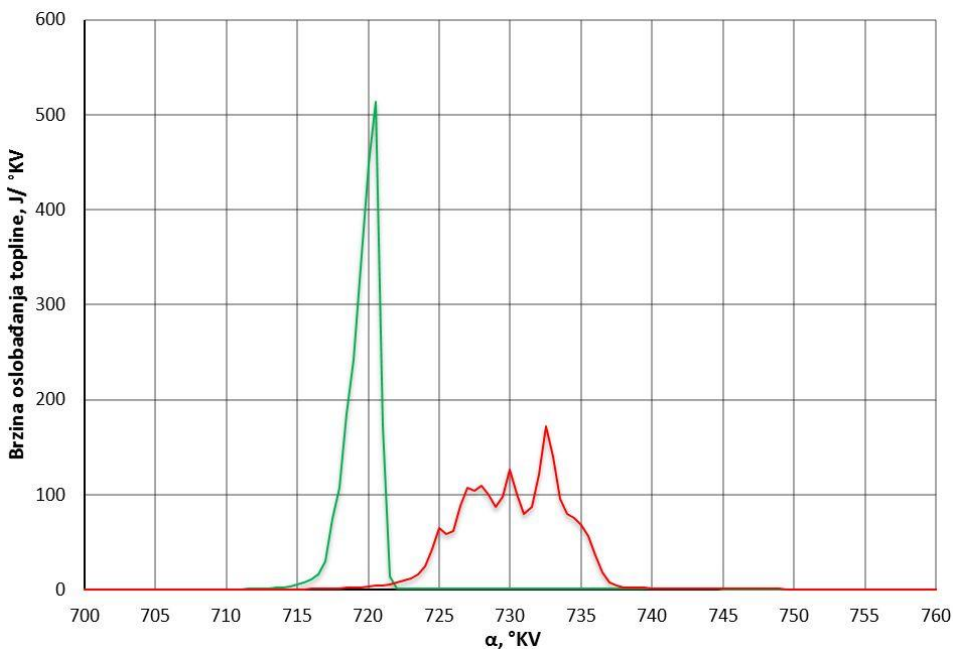
$$p_3, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [31, 0,02, 0,4, 833,09] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{88}$$



Slika P 49. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv2_cp1

$$P_3, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720^{\circ}KV CA50} = [31, 0,0325, 0,027, 746,97] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C} \tag{89}$$

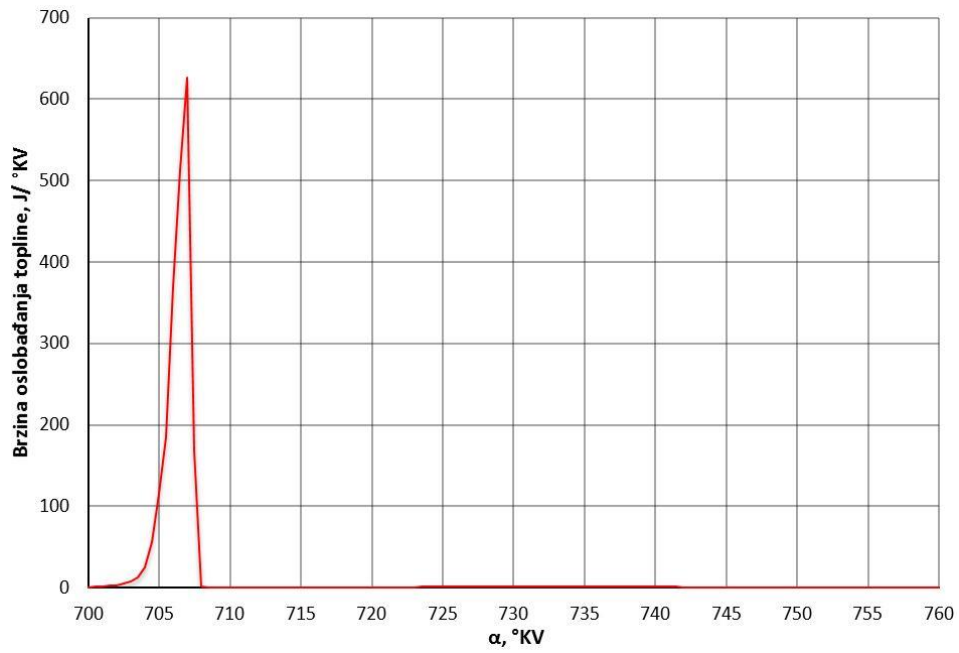
$$P_3, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730^{\circ}KV CA50} = [31,02, 0,0326, 0,026, 718,77] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C}$$



Slika P 50. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv2_cp2

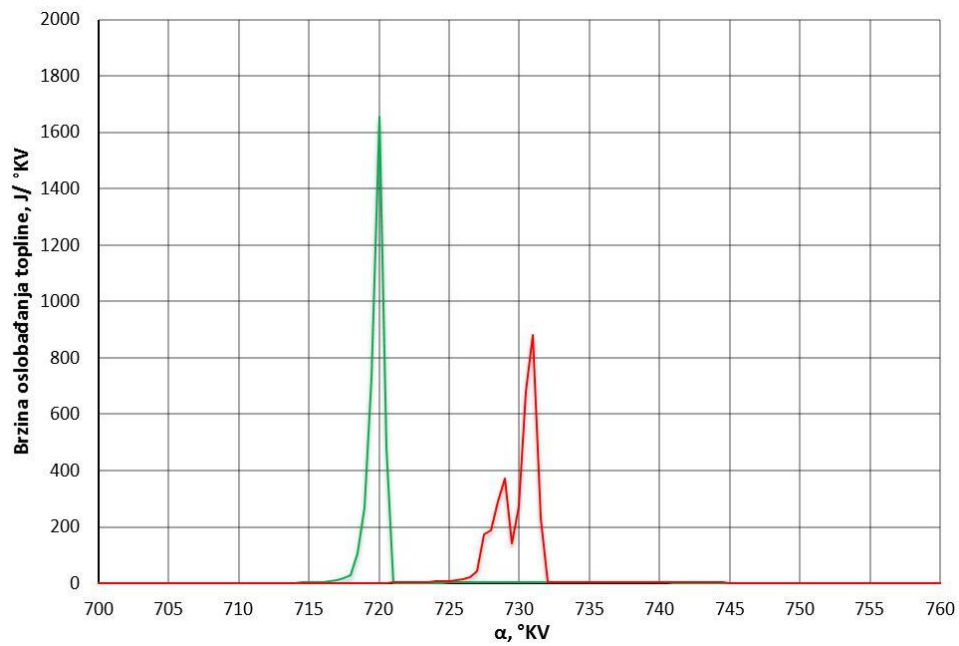
$$P_3, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720^{\circ}KV CA50} = [31, 0,0325, 0,2, 745,91] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C} \tag{90}$$

$$P_3, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730^{\circ}KV CA50} = [31,02, 0,0326, 0,2, 739,02] \text{ bar, -, -, }^{\circ} \text{ C}$$



Slika P 51. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv2_cp3

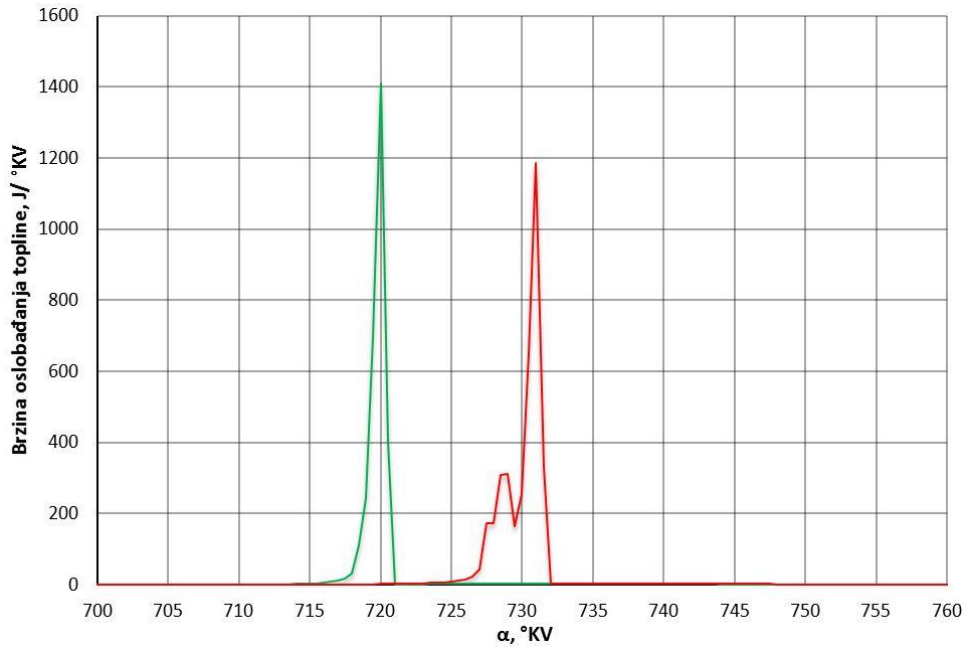
$$p_3, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{granica} = [31, 0,0325, 0,4, 854,57] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{91}$$



Slika P 52. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv3_cp1

$$p_3, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,07, 737,42] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{92}$$

$$p_3, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,064, 709,67] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

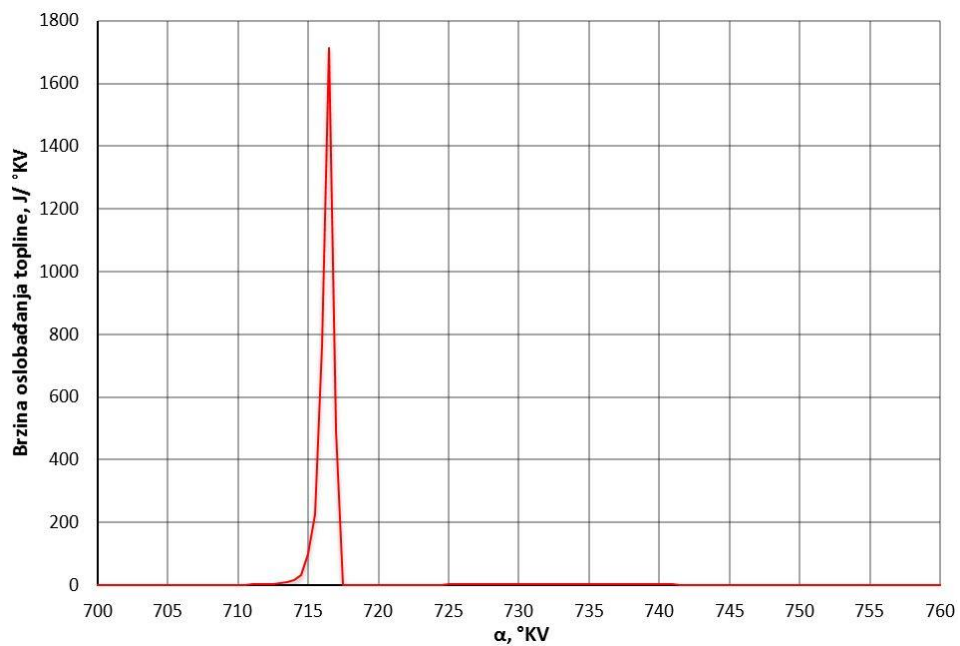


Slika P 53. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv3_cp2

$$P_3, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,2, 736,14] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

(93)

$$P_3, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730\text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,2, 708,8] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

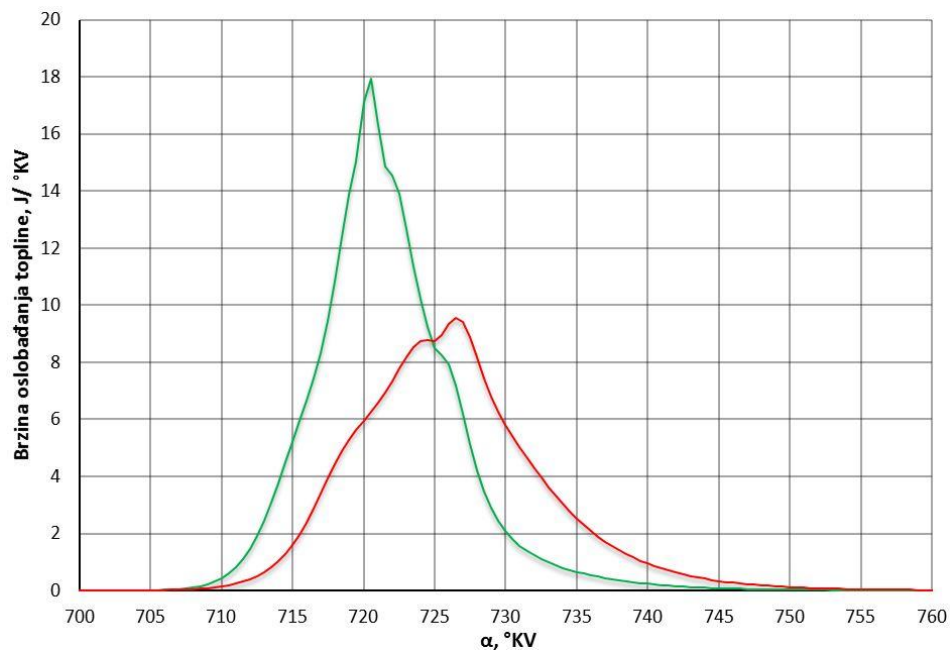


Slika P 54. Profili izgaranja za radnu točku 2500_p3_fv3_cp3

$$P_3, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{granica} = [31, 0,045, 0,4, 758,16] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$

(94)

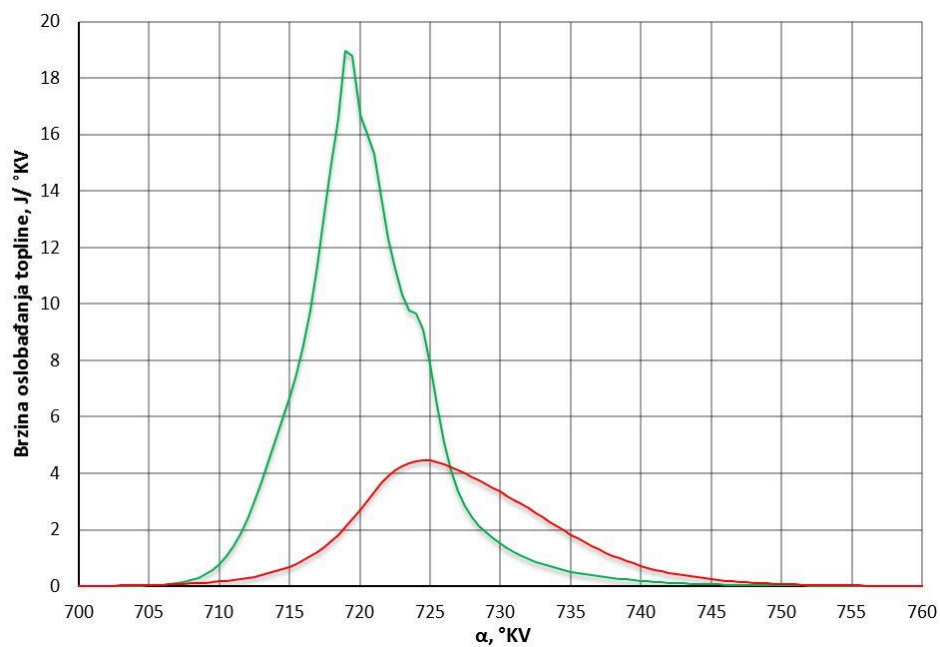
Profili izgaranja za radne točke pri brzini vrtnje motora od 4000 min^{-1}



Slika P 55. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv1_cp1

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9, 0,02, 0,12, 589,89] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{95}$$

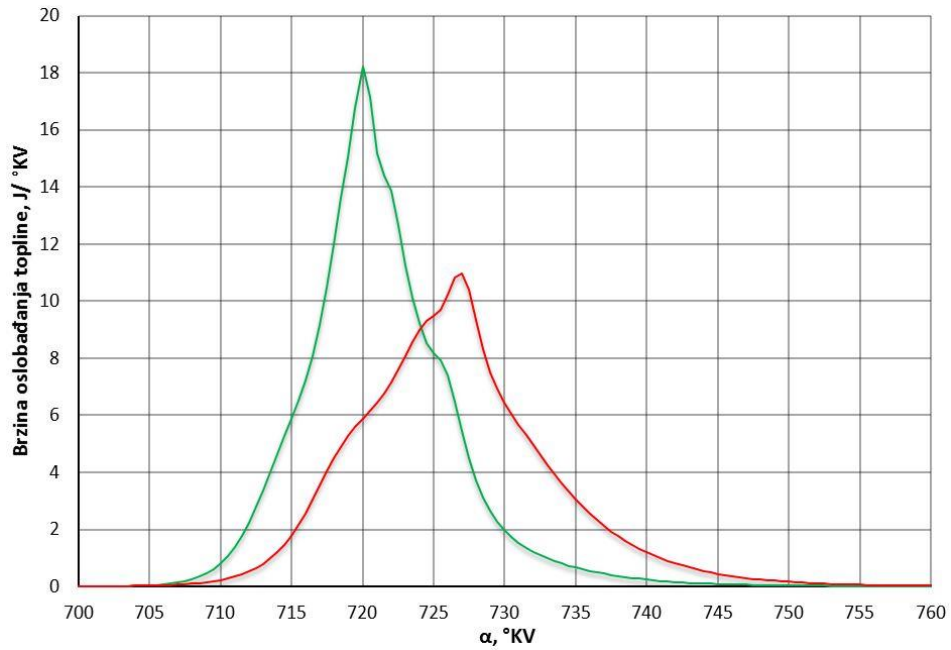
$$p_1, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{\text{granica}} = [9, 0,02, 0,12, 556,23] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 56. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv1_cp2

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [9, 0,02, 0,2, 869,19] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{96}$$

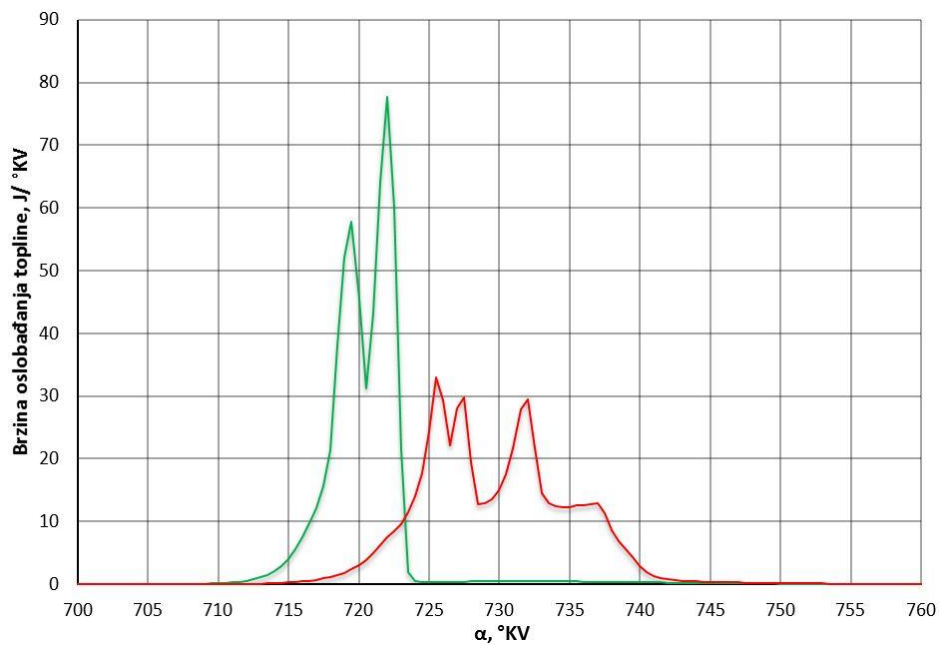
$$p_1, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{\text{granica}} = [9, 0,02, 0,2, 510,67] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 57. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv1_cp3

$$p_1, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9, 0,02, 0,4, 864,71] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{97}$$

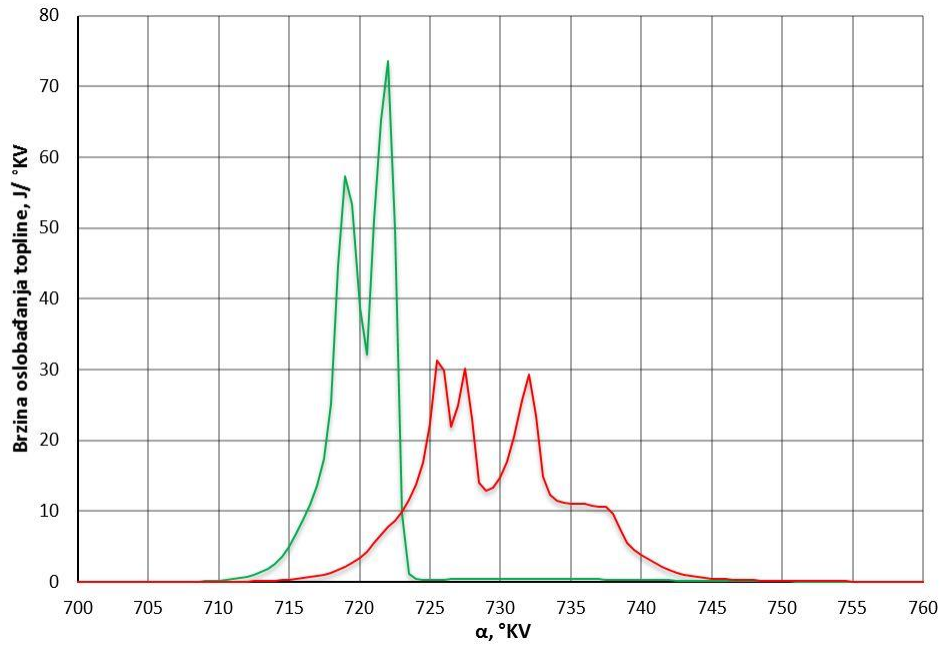
$$p_1, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [9, 0,02, 0,4, 548,09] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 58. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv2_cp1

$$p_1, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9, 0,0325, 0,1, 834,93] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{98}$$

$$p_1, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730\text{ KV CA50}} = [9, 0,0325, 0,1, 530,76] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$

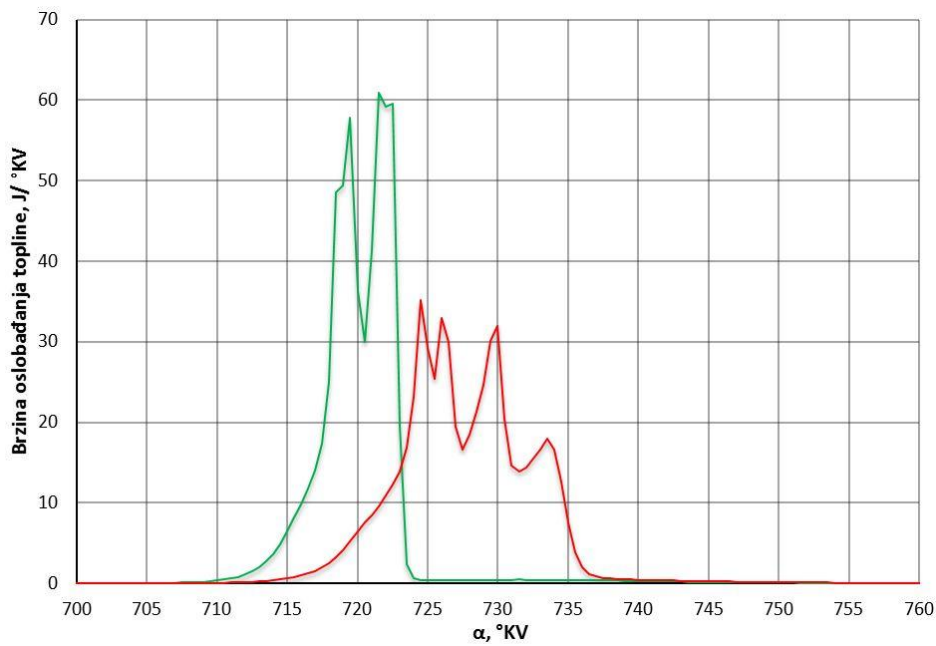


Slika P 59. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv2_cp2

$$p_1, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720^{\circ}KV CA50} = [9, 0,0325, 0,2, 835,07] \text{ bar, -, -, }^{\circ} C$$

(99)

$$p_1, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730^{\circ}KV CA50} = [9, 0,0326, 0,2, 529,81] \text{ bar, -, -, }^{\circ} C$$

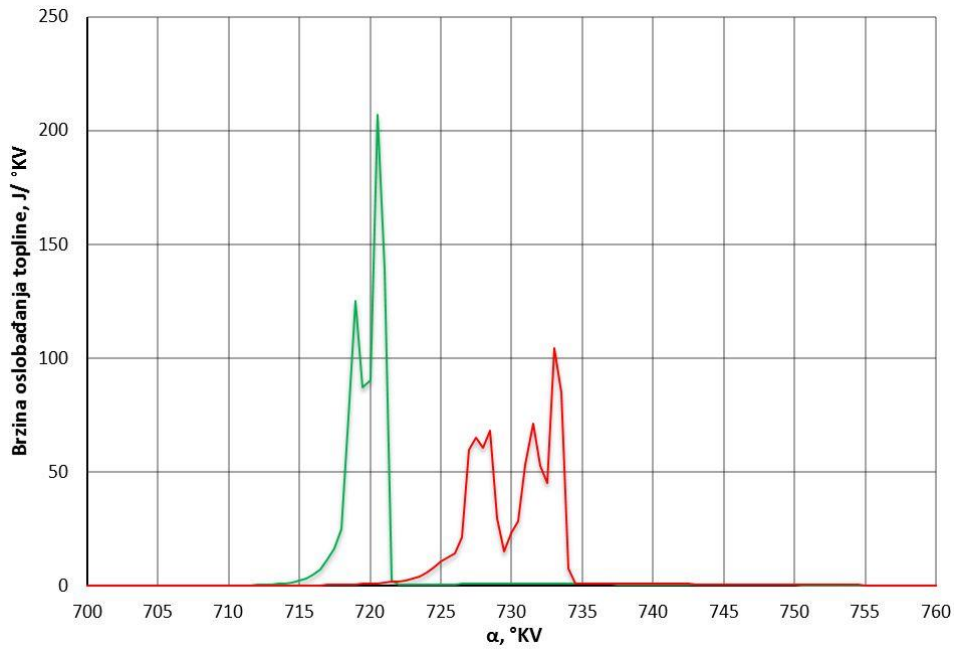


Slika P 60. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv2_cp3

$$p_1, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{720^{\circ}KV CA50} = [9,01, 0,0324, 0,4, 838,14] \text{ bar, -, -, }^{\circ} C$$

(100)

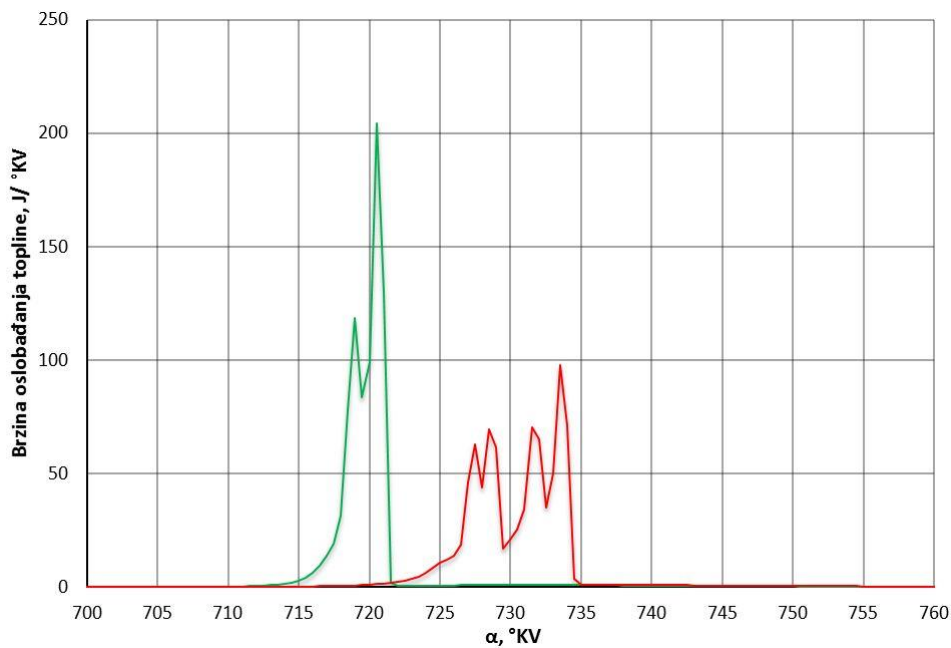
$$p_1, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{granica} = [9, 0,0324, 0,4, 536,28] \text{ bar, -, -, }^{\circ} C$$



Slika P 61. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv3_cp1

$$P_1, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720\text{ KV CA50}} = [8,94, 0,045, 0,087, 821,26] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C} \tag{101}$$

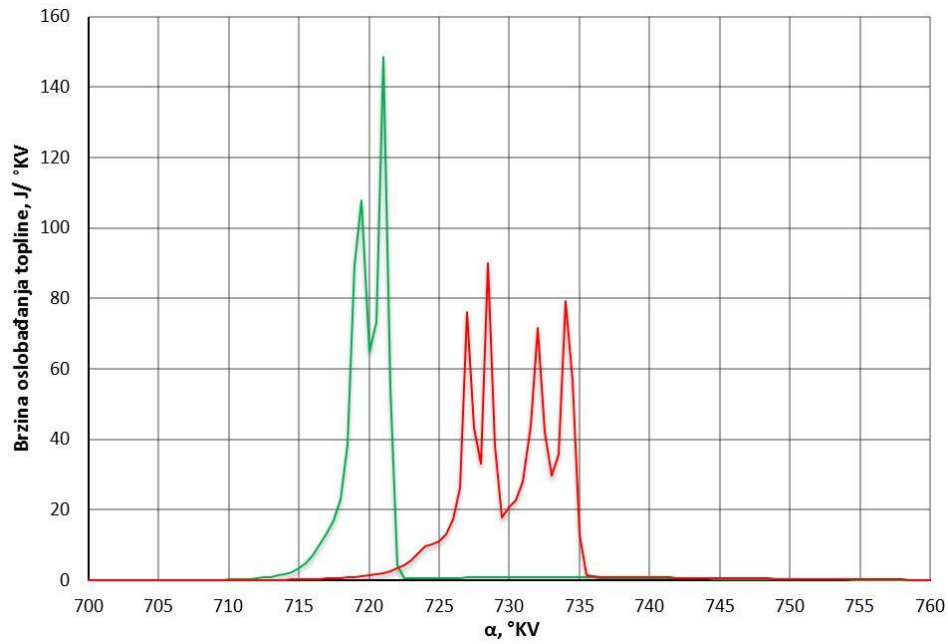
$$P_1, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730\text{ KV CA50}} = [9, 0,045, 0,078, 512,48] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C}$$



Slika P 62. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv3_cp2

$$P_1, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [9, 0,045, 0,2, 819,94] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C} \tag{102}$$

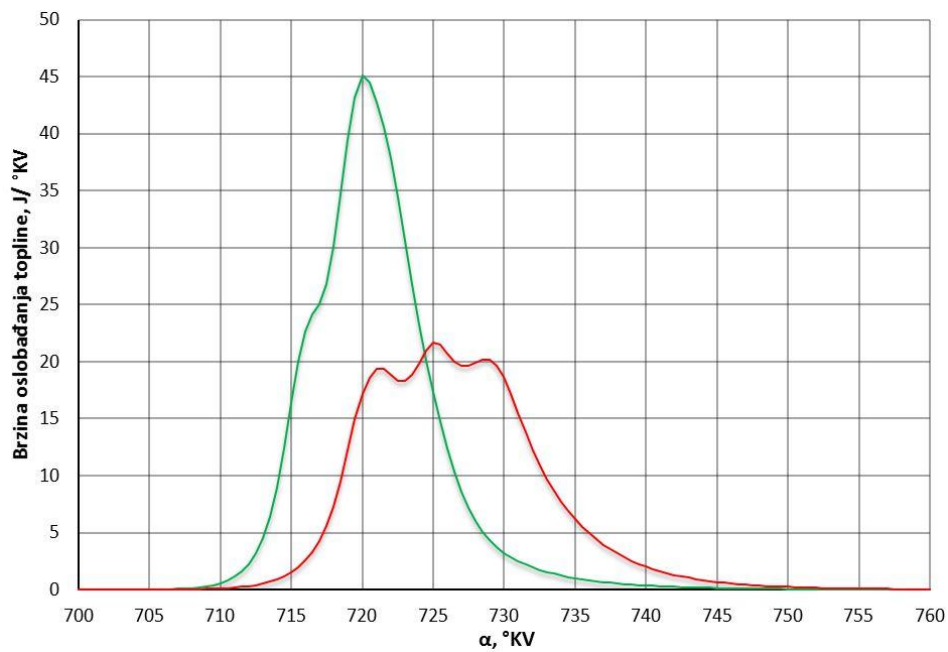
$$P_1, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730\text{ KV CA50}} = [9,01, 0,045, 0,2, 510,86] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C}$$



Slika P 63. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p1_fv3_cp3

$$P_1, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{720\text{KV CA50}} = [9, 0,045, 0,4, 822,06] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{103}$$

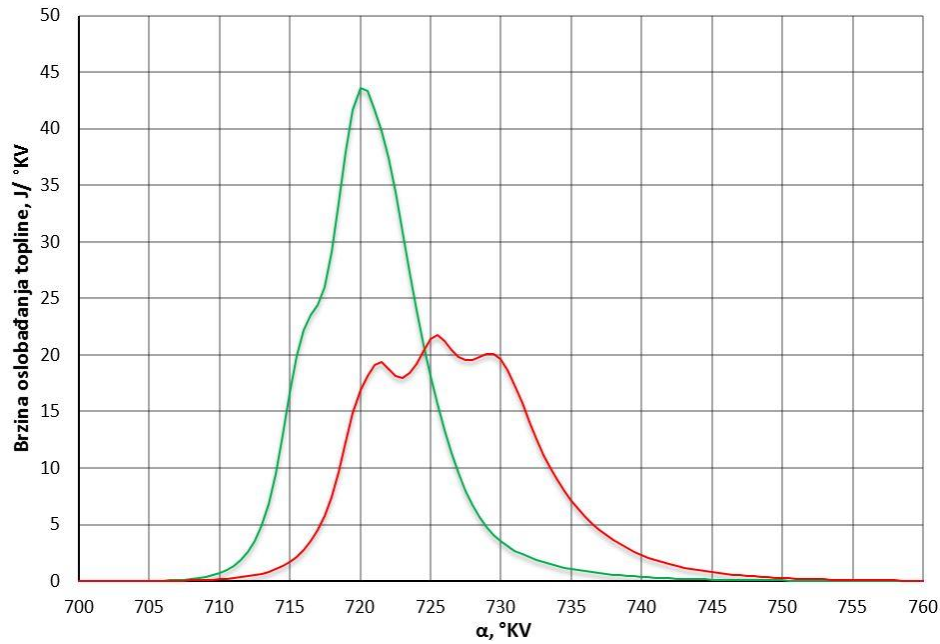
$$P_1, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{730\text{KV CA50}} = [9, 0,045, 0,4, 515,12] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 64. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv1_cp1

$$P_2, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720\text{KV CA50}} = [20,01, 0,02, 0,066, 820,14] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{104}$$

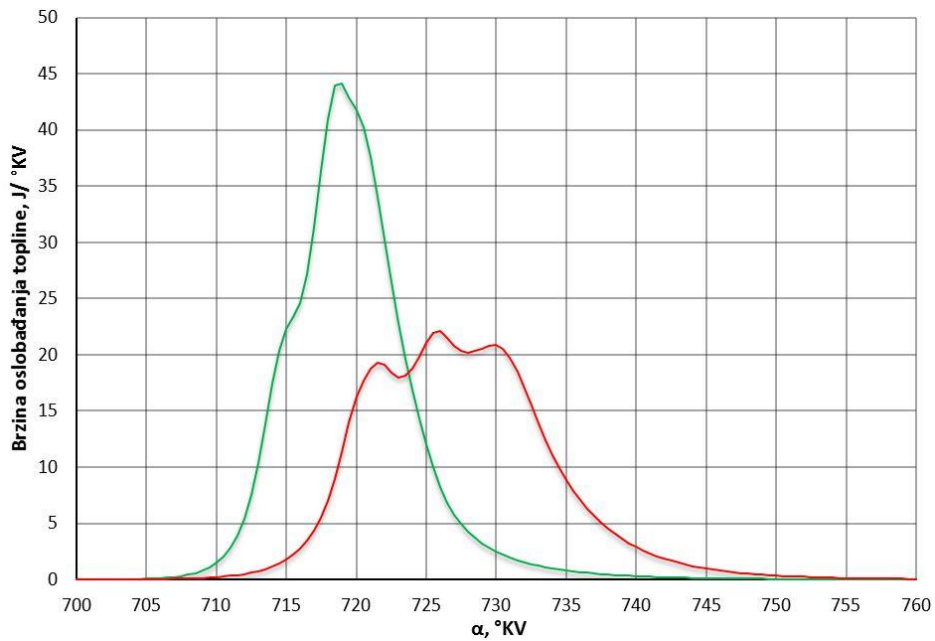
$$P_2, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{\text{granica}} = [20, 0,02, 0,07, 513,86] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 65. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv1_cp2

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [20,01, 0,02, 0,2, 816,82] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{105}$$

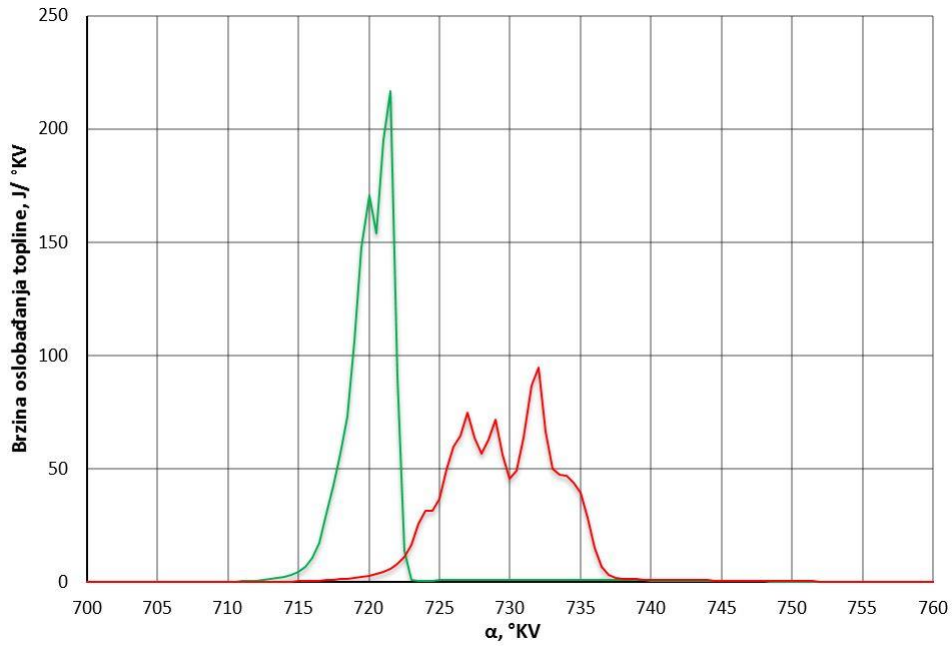
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{\text{granica}} = [20,02, 0,02, 0,2, 508,42] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 66. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv1_cp3

$$p_2, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{ KV CA50}} = [20, 0,019, 0,4, 825,64] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{106}$$

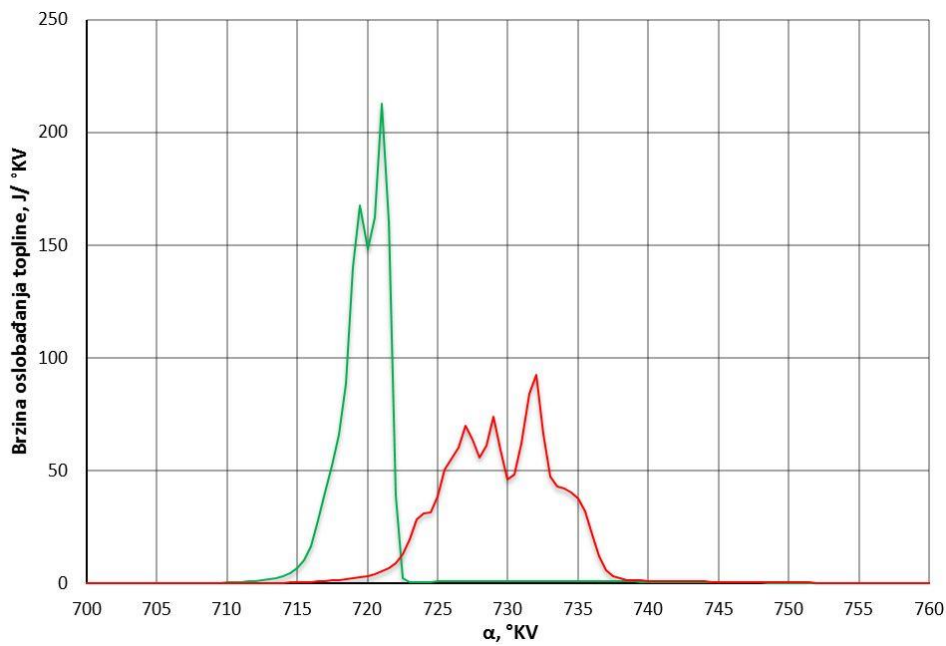
$$p_2, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [20, 0,019, 0,39, 504,49] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 67. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv2_cp1

$$p_2, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0326, 0,054, 793,05] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{107}$$

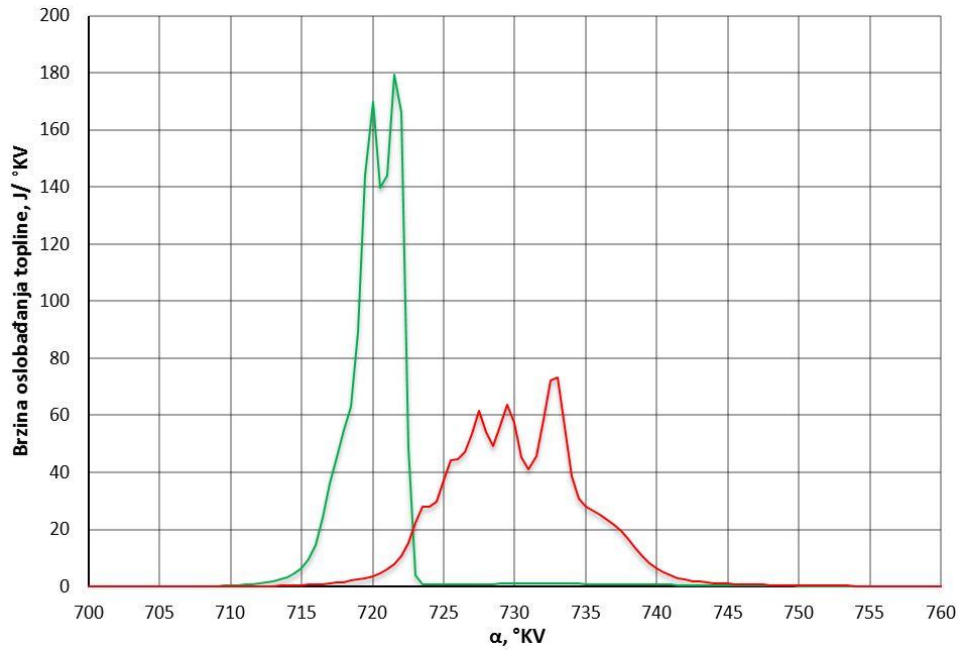
$$p_2, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0327, 0,05, 489,43] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 68. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv2_cp2

$$p_2, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0326, 0,2, 792,41] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{108}$$

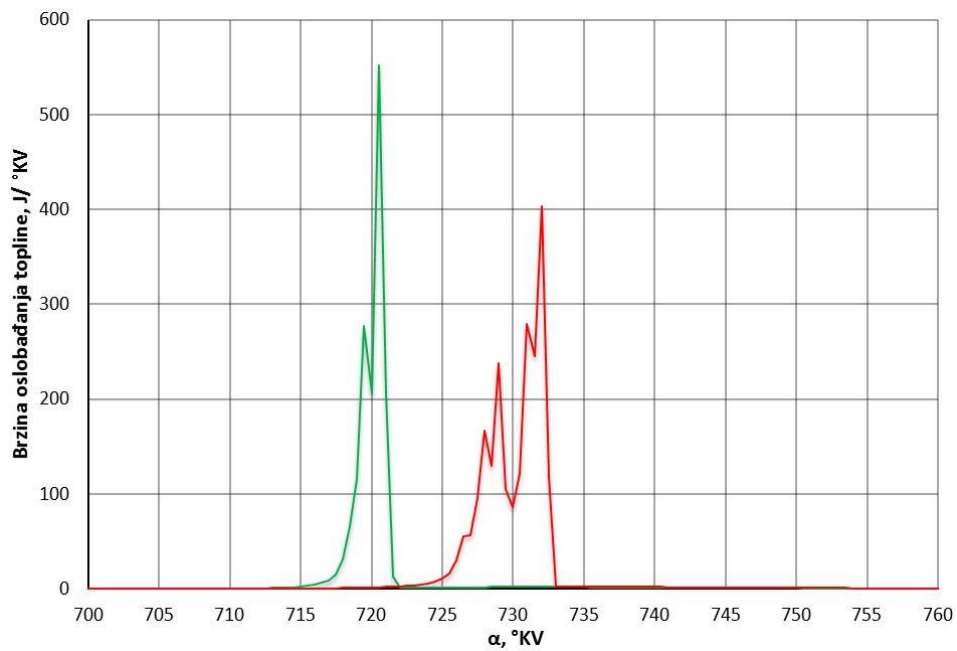
$$p_2, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0327, 0,2, 487,36] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 69. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv2_cp3

$$P_2, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0324, 0,4, 792,81] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{109}$$

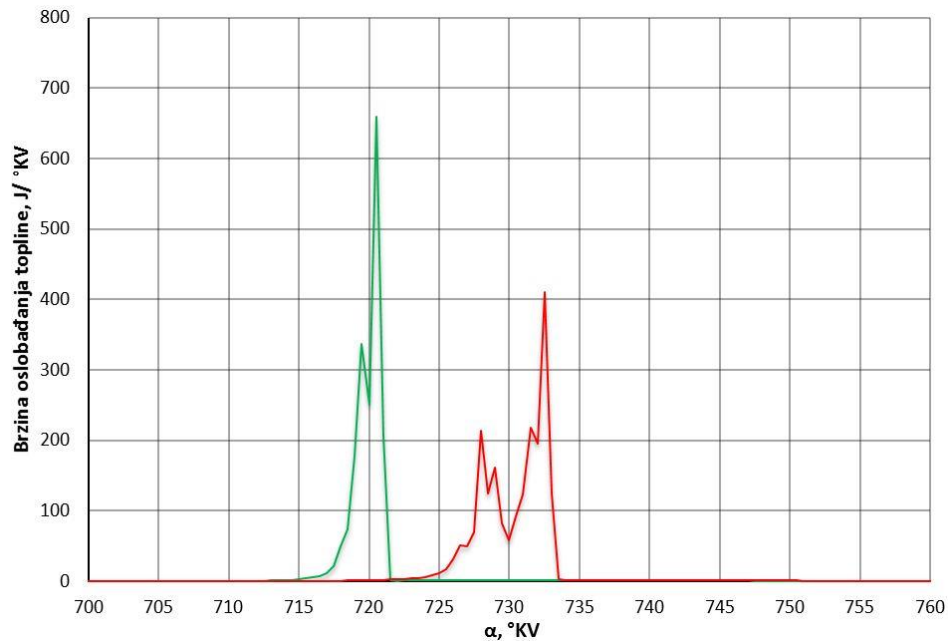
$$P_2, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20, 0,0322, 0,4, 489,08] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 70. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv3_cp1

$$P_2, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,045, 0,045, 779,92] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{110}$$

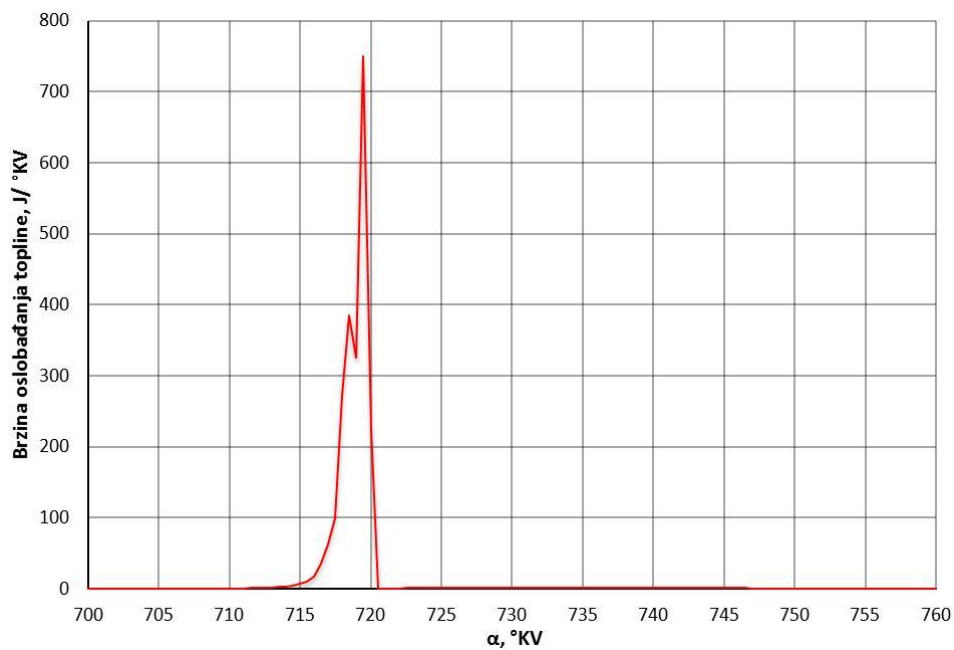
$$P_2, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20, 0,045, 0,042, 476,65] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 71. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv3_cp2

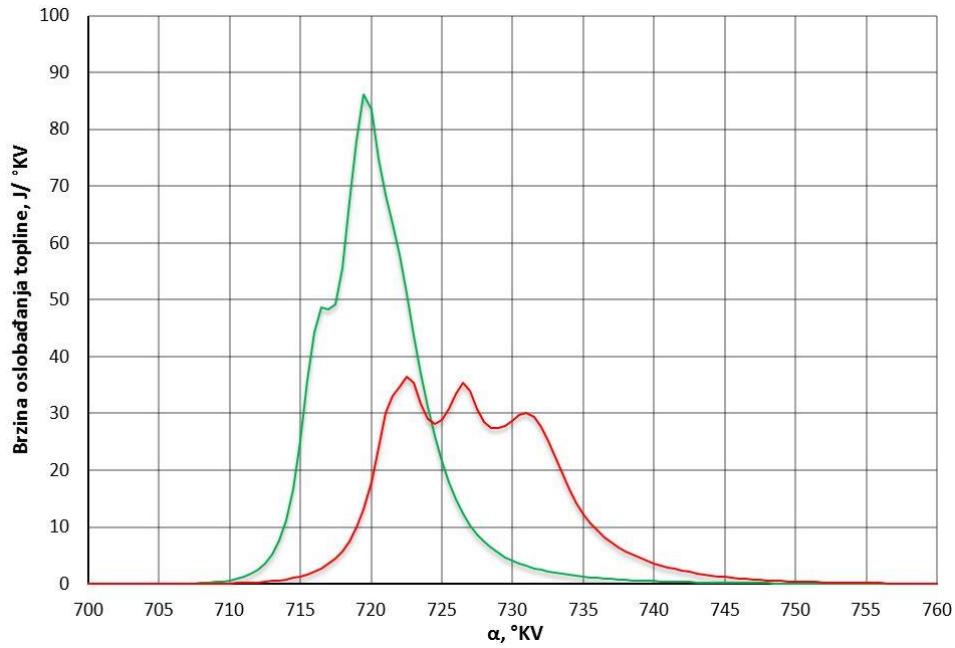
$$P_2, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [20, 0,045, 0,2, 778,32] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{111}$$

$$P_2, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [20, 0,045, 0,2, 474,51] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 72. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p2_fv3_cp3

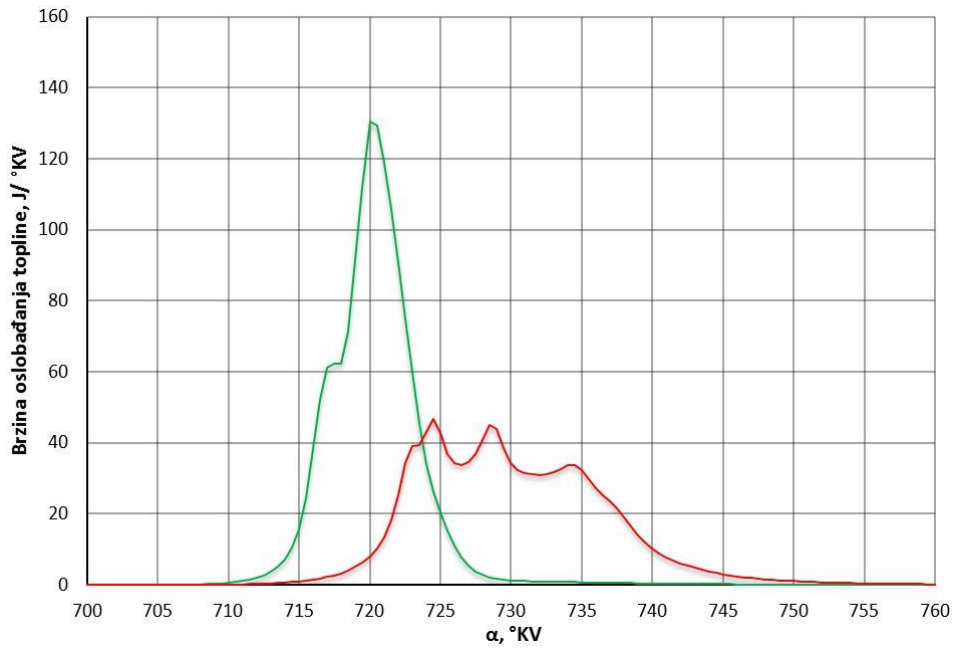
$$P_2, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [20, 0,045, 0,4, 788,18] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{112}$$



Slika P 73. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv1_cp1

$$p_3, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{720\text{ KV CA50}} = [31, 0,02, 0,056, 797,78] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{113}$$

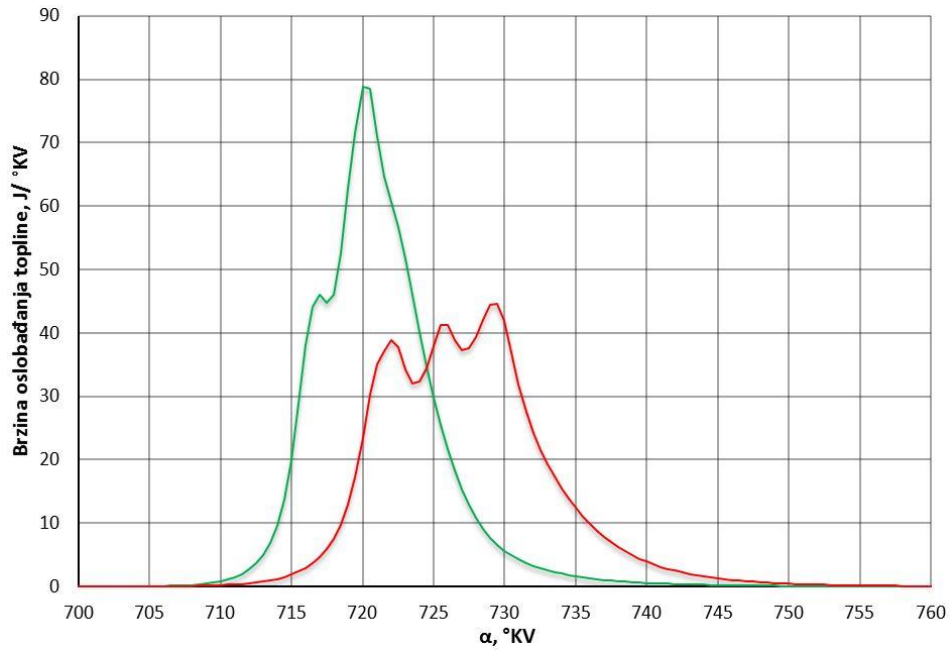
$$p_3, x_{fv1}, x_{cp1}, T_{\text{granica}} = [31, 0,02, 0,061, 488,08] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 74. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv1_cp2

$$p_3, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{720\text{ KV CA50}} = [31,01, 0,023, 0,2, 786,16] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C} \tag{114}$$

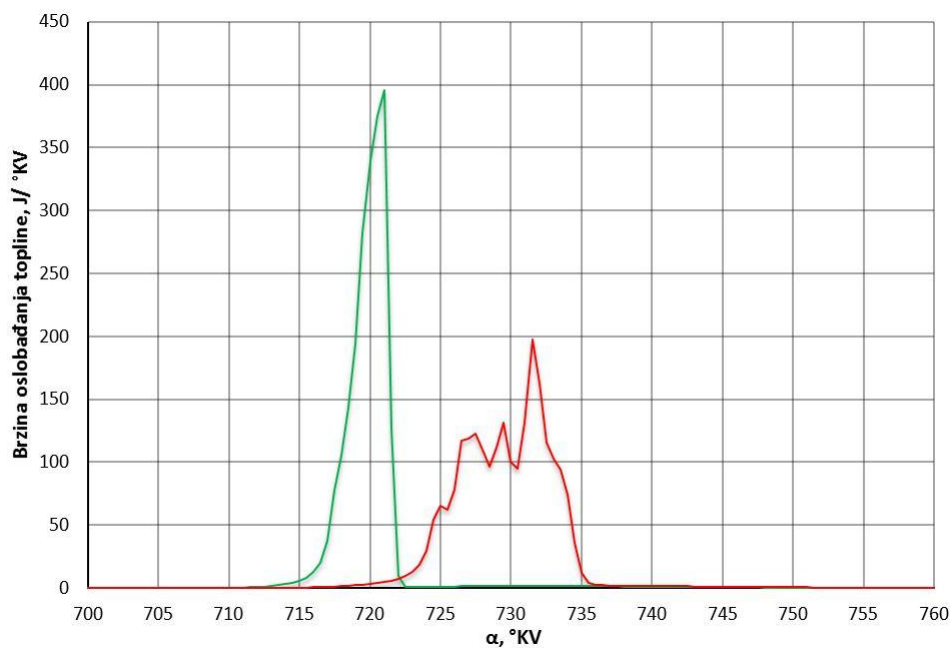
$$p_3, x_{fv1}, x_{cp2}, T_{730\text{ KV CA50}} = [31, 0,023, 0,2, 475,06] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{ C}$$



Slika P 75. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv1_cp3

$$P_3, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{720\text{ KV CA50}} = [31, 0,02, 0,4, 791,06] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C} \tag{115}$$

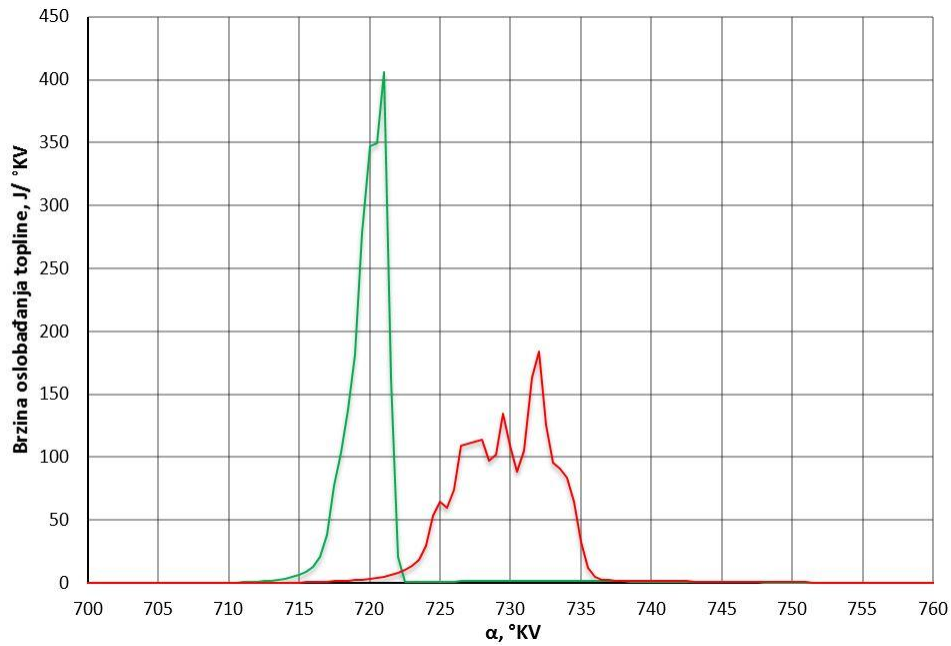
$$P_3, x_{fv1}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [31, 0,02, 0,4, 485,71] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C}$$



Slika P 76. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv2_cp1

$$P_3, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{720\text{ KV CA50}} = [31, 0,0325, 0,046, 772,82] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C} \tag{116}$$

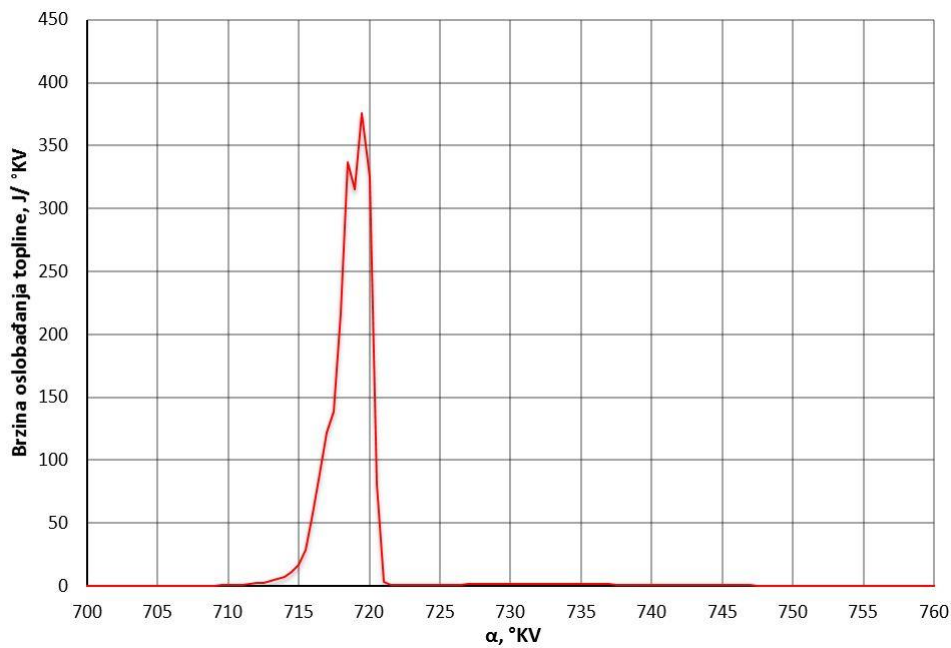
$$P_3, x_{fv2}, x_{cp1}, T_{730\text{ KV CA50}} = [31,07, 0,0328, 0,044, 468,61] \text{ bar, -, -, } ^\circ\text{C}$$



Slika P 77. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv2_cp2

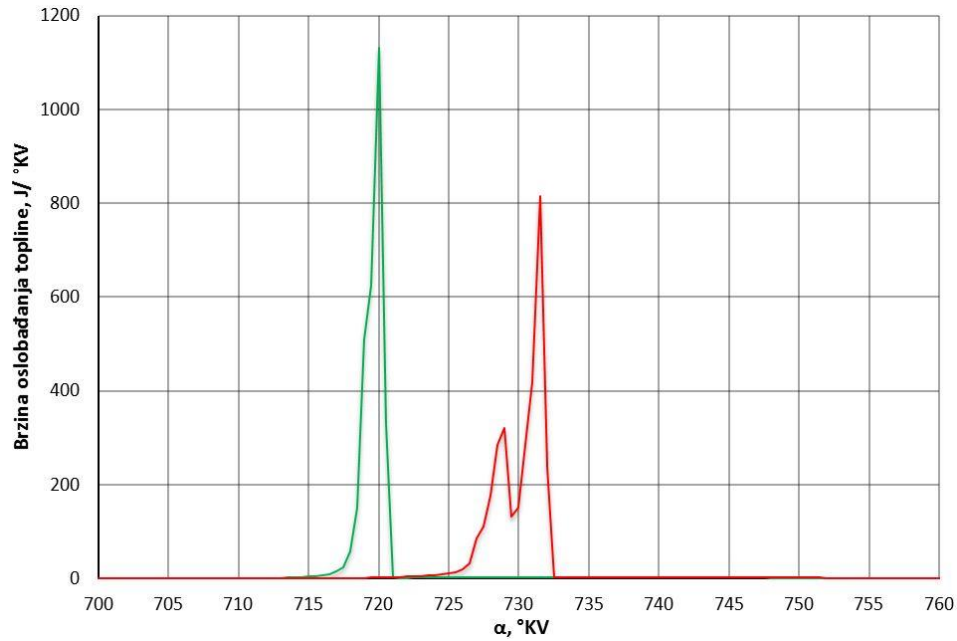
$$P_3, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31, 0,0327, 0,2, 769,75] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{117}$$

$$P_3, x_{fv2}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31, 0,0328, 0,2, 466,37] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 78. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv2_cp3

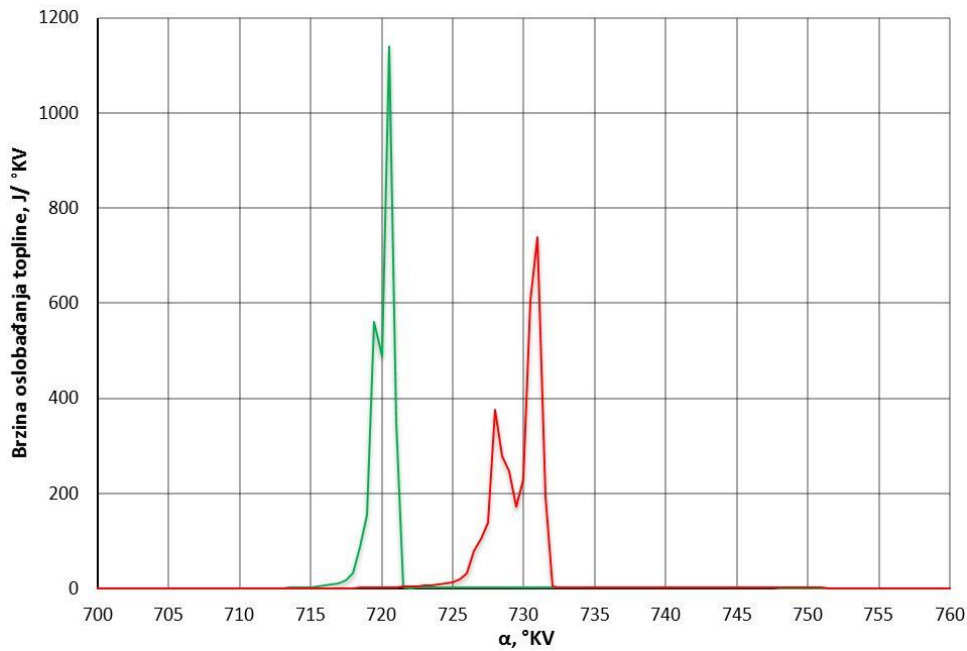
$$P_3, x_{fv2}, x_{cp3}, T_{\text{granica}} = [31, 0,0325, 0,4, 778,53] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{118}$$



Slika P 79. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv3_cp1

$$P_3, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31,02, 0,045, 0,038, 762,2] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{119}$$

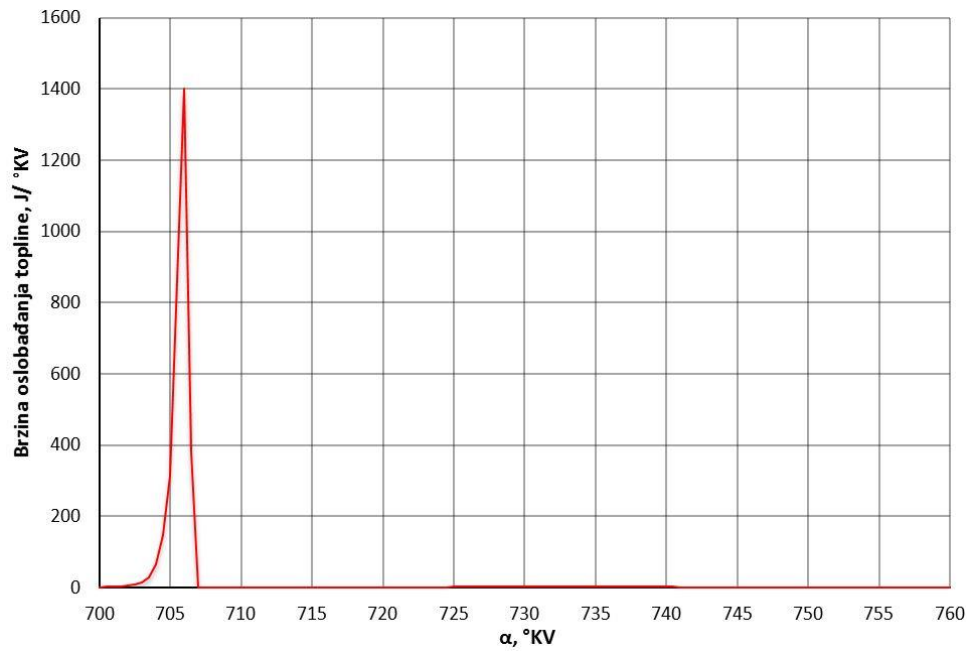
$$P_3, x_{fv3}, x_{cp1}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31,06, 0,045, 0,036, 458,64] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 80. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv3_cp2

$$P_3, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{720 \text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,2, 757,58] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \tag{120}$$

$$P_3, x_{fv3}, x_{cp2}, T_{730 \text{ KV CA50}} = [31, 0,045, 0,2, 457,56] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C}$$



Slika P 81. Profili izgaranja za radnu točku 4000_p3_fv3_cp3

$$p_3, x_{fv3}, x_{cp3}, T_{granica} = [31, 0,045, 0,4, 877,53] \text{ bar, -, -, } ^\circ \text{C} \quad (121)$$