

UDK: 631.614.86

## UTICAJ ENTROPIJE NA IZLAZNE PARAMETRE POGONSKIH OTO MOTORA SUS

Dorić Jovan, Klinar Ivan

*Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad*

**Sadržaj:** Iako su danas u poljoprivredi najviše zastupljeni dizel motori kao pogonska sredstva, pogotovo kao pogon traktora, otto motori ipak imaju velikog udela kod pogona poljoprivredne mehanizacije. Gde se njihova uloga ogleda uglavnom u pogonu kosačica, motokultivatora, pumpi ili kao sastavni deo postrojenja na farmama. Svakako treba dodati činjenicu da se ovakvi motori veoma lako konvertuju na druga pogonska goriva kao što su TNG, CNG ili biogas čime postaju svakim danom sve konkurentniji. U radu je prikazan ireverzibilan matematički model toplotnog oto motora. Model je razvijen tako da bi se dobio jasniji uvid u uticaj generisanja entropije adibatskih procesa, konačnog vremena odvijanja procesa i gubitaka usled transfera toplote. Izlazna snaga i termodinamička efikasnost ciklusa je predstavljena, kao i uticaj raznih parametara na ove vrednosti. Nekoliko interesantnih slučajeva je prikazano preko numeričke analize u vidu dijagrama. Naglasak je stavljen na optimizaciju otovog ciklusa u cilju uštede energije.

**Ključne reči:** *Oto ciklus, motor SUS, entropija, energetska efikasnost*

### UVOD

Kako je poznato rad se u poljoprivredi u najvećem broju slučajeva dobija putem sukcesivnog širenja radnog tela u cilindru dizel motora. Međutim, iako sa nizom prednosti *Diesel*-ov ciklus nije najekonomičniji termodinamički ciklus toplotnih klipnih motora. Jedan od glavnih razloga za ovu neekonomičnost leži u činjenici da se kod ovog ciklusa toplota dovodi delimično pri konstantnoj zapremini a delimično pri konstantnom pritisku. Za razliku od ovog ciklusa kod oto ciklusa dovod toplote se odvija samo pri konstantnoj zapremini. Teorijski gledano oto ciklus poseduje veći stepen iskorišćenja dovedene toplote u odnosu na savremeni (Sabateov) ciklus. Prikazano relacijom 1.

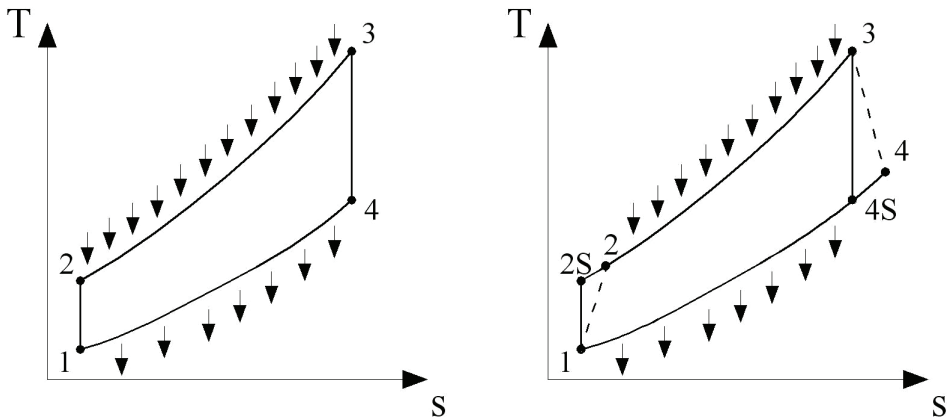
$$\eta_{\text{kombinovani}}^{\text{dizel}} = \frac{W}{Q_d} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^{\kappa} - 1}{\lambda - 1 + \lambda \cdot \kappa \cdot (\rho - 1)} <$$

$$\eta_{\text{oto}}^{\text{oto}} = \frac{W}{Q_d} = \frac{C_V \cdot (T_3 - T_2) - C_V \cdot (T_4 - T_1)}{C_V \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (1)$$

Postavlja se logično pitanje, zbog čega su onda dizel motori ekonomičniji u odnosu na oto izvedbe. Odgovor se može naći u vrednosti do koje se radno telo sme sabijati u cilindru motora kod dizel i oto motora. Dobro je poznato da su dizel motori kada je reč o stepenu sabijanja u velikoj prednosti samim tim što priroda dizel goriva dozvoljava veće sabijanje tokom takta kompresije. Međutim, zadnjih godina dolazi do intenzivnog razvoja oto motora čiji rad sve više podseća na rad dizel motora, u takvim motorima ne samo da je povećan stepen sabijanja nego je i paljenje smeše drugačije izvedeno. Na taj način oto ciklus svakim danom ponovo postaje konkurent na tržištu efikasnog rada.

### ENTROPIJA U OTO CIKLUSU

Studije termodinamičkih ciklusa su danas relativno dobro proučene, ipak kako se rad savremenih toplotnih motora SUS bazira pre svega na realizaciji kružnih termodinamičkih ciklusa, uticaj pojedinih parametara i stanja radnog tela se svakodnevno istražuje. Kada se ostvaruje radni ciklus četvorotaktne izvedbe motora SUS dva takta su od presudnog značaja, takt sabijanja i takt širenja, zato što se u oba takta drastičnije menja unutrašnja energija radnog tela. U ovom radu će biti akcenat dat upravo na uticaju generisanja entropije prilikom ova dva takta. Kao što je poznato od suštinskog značaja je način na koji se motor ophodi prema promenama radnog tela, generisanje entropije tokom ova dva procesa je sastavni deo uticaja motora na kompresiju i ekspanziju. Na sl. 1a, dat je prikaz promena stanja radnog tela idealnog oto ciklusa u TS dijagramu. Ovakva promena stanja radnog tela moguća je samo u slučaju da ne dolazi do promene entropije tokom sabijanja i širenja radnog tela. Sabijanje i širenje radnog tela u realnim uslovima ne mogu teći pri konstantnoj vrednosti entropije, iz tog razloga je na sl. 1b prikazan realniji načelan tok promene temperature u funkciji entropije.



Sl. 1: TS dijagram, a-idealnog oto ciklusa, b-prilikom generisanja entropije tokom sabijanja i širenja radnog tela

Sa sl. 1b se uočava da dolazi do povećanja entropije, gde proces 1-2 i 3-4 generiše entropiju, za razliku od procesa 1-2S i 3-4S. Oto ciklus predstavlja termodinamički model za opis rada motora pri kojem se toplota dovodi pri konstantnoj zapremini, iako u relanim motorima dovođenje toplote ne može da se odigra trenutno, a zbog kinematike klipnog mehanizma klip ne može da miruje duži vremenski period jasno je da je reč o aproksimaciji koja donekle može da opiše realne procese u cilindru motora. Tokom proteklih godina u literaturi se mogu sresti mnogi radovi na temu optimizacije Sabateovog ciklusa u motorima SUS [1-4], u ovom radu će biti prikazana optimizacija otovog ciklusa bazirana pre svega na termodinamici konačnog vremena. Ovakav prilaz termodinamici opisan je za dizel cikluse po autorima [5-7].

### IREVERZIBILAN MODEL OTO CIKLUSA

Dijagram temperature i entropije (T-S) ireverzibilnog (nepovratnog) oto ciklusa prezentovan je ranije slikom 1. Pri čemu su definisane karakteristične tačke  $T_1$ ,  $T_{2S}$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$ ,  $T_{4S}$  koje predstavljaju temperature pri stanjima 1, 2S, 2, 3, 4, 4S. Proces 1-2S predstavlja izentropsku kompresiju (adijabatski reverzibilan), dok je proces 1-2 adijabatski ireverzibilan i oslikava realna zbivanja tokom kompresije. Dovođenje toplote se odvija tokom procesa 2-3 i to striktno prilikom konstantne zapremine. Analogno opisanom, proces sabijanja 3-4S je adijabatski reverzibilan odnosno predstavlja izentropsku ekspanziju, dok proces 3-4 uzima u obzir ireverzibilnost koje egzistira prilikom relanih procesa širenja. Odavanje toplote prilikom procesa 4-1 zaokružuje desnokretni termodinamički ciklus i odvija se pri konstantnoj zapremini kao što je to poznato iz modela otovog ciklusa. Treba napomenuti da temperature  $T_1$  i  $T_4$  zavise pre svega od temperature ambijenta i karakteristike goriva respektivno, stoga će se u ovom slučaju usvojiti kao konstante određene vrednosti koje će kasnije biti definisane tokom numeričke analize. Kada se analizira idealan gas kao radni fluid oto ciklusa, dovedena i odvedena toplota se mogu definisati preko relacija (2) i (3).

$$Q_{in} = Q_{23} = C_V (T_3 - T_2) \quad (2)$$

$$Q_{out} = Q_{41} = C_V (T_4 - T_1) \quad (3)$$

Pri čemu je  $C_V$  specifična toplota radnog tela pri konstantnoj zapremini. Kako je bilo spomenuto, prilikom sabijanja i širenja dolazi do povećavanja entropije sistema, takav uticaj se može predstaviti preko uslovno rečeno efikasnosti sabijanja i efikasnosti širenja definisane relacijama (4) i (5).

$$\eta_k = (T_{2S} - T_1) / (T_2 - T_1) \quad (4)$$

$$\eta_{ek} = (T_4 - T_3) / (T_{4S} - T_3) \quad (5)$$

Temperatura  $T_2$  u funkciji ireverzibilnosti procesa se može dobiti uz korišćenje adijabatskih jednačina idealnog gasa u sprezi sa jednačinama (4) i (5), pri čemu je  $T_2$  jednako (6)

$$T_2 = (1 - 1/\eta_c)T_1 + (1/\eta_c)T_1^\gamma T_3^{\gamma-1} r_p^{\gamma-1} \quad (6)$$

Dok se  $T_4$  dobija iz relacije (7).

$$T_4 = (1 - \eta_e)T_3 + \eta_e T_1^{1-\gamma} T_3^\gamma r_p^{1-\gamma} \quad (7)$$

Pri čemu je  $\gamma = C_p/C_v$ , a  $r_p = p_3/p_1$  i predstavlja odnos maksimalnog i minimalnog pritiska radnog tela.

Kod realnih ciklusa motora pored ireverzibilnosti koja vlada tokom sabijanja i širenja, postoji još ireverzibilnosti koje utiču na izlazne karakteristike ciklusa. Na primer prenos toplote i gubici usled trenja. Definisati stvarni prelaz toplote prilikom sagorevanja je vrlo komplikovano i obimno [8]. Dovedena toplota prilikom sagorevanja data je linearnom funkcijom (8).

$$Q_{in} = \alpha - \beta(T_2 + T_3) \quad (8)$$

Pri čemu su  $\alpha$  i  $\beta$  konstante sagorevanja i prenosa toplote. Jednačina (8) implicira da se transfer toplote između radnog tela i cilindra pokorava Njutnovom zakonu [9] i da su gubici usled prenosa toplote proporcionalni temperaturnoj razlici zida cilindra i radnog tela. Tako se jednačina (8) može napisati u drugom obliku (9).

$$Q_{in} = Q_T - K[(T_2 + T_3)/2 - T_o] = Q_T - \beta(T_2 + T_3 - 2T_o) \quad (9)$$

Pri čemu je  $Q_T$  ukupna dovedena toplota sagorevanjem,  $K = 2\beta$  predstavlja termičku provodljivost,  $T_o$  je srednja temperatura zida cilindra.

U cilju optimizacije snage neophodno je u proračun ubaciti period ciklusa. Uglavnom se u literaturi podrazumeva da je vreme procesa proporcionalno razlici temperatura [10].

$$t_{23} = \delta_1(T_3 - T_2) \quad (10)$$

$$t_{41} = \delta_2(T_4 - T_1) \quad (11)$$

Pri čemu su  $\delta_1$  i  $\delta_2$  konstante proporcionalnosti. Takođe vreme koje protekne za odvijanje dva adijabatska procesa jednako je vremenu razmene toplote, pa se može napisati relacija (12).

$$t_{12} + t_{34} = a(t_{23} + t_{41}) \quad (12)$$

Gde je  $a$  takođe koeficijent proporcionalnosti. Preko jednačina (10-12) dobija se period ciklusa koji iznosi.

$$\tau = t_{12} + t_{23} + t_{34} + t_{41} = (1+a)\delta_1 \left[ (T_3 - T_2) + \frac{\delta_2}{\delta_1}(T_4 - T_1) \right] \quad (13)$$

Konačno se mogu dobiti izrazi za snagu i efikasnost.

$$P = \frac{W}{\tau} = \frac{C_V}{(1+a)\delta_1} \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2) + \delta_2/\delta_1(T_4 - T_1)} \quad (14)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_T} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2) + (\beta/C_V)(T_2 + T_3 - 2T_O)} \quad (15)$$

Ako se uvrste sledeće zamene

$$d_1 = -\eta_e T_1^{1-\gamma} T_3^\gamma \quad (16a)$$

$$d_2 = (1/\eta_k)T_1 + (1-\gamma)T_3 + (\gamma-1+\eta_k)T_3 \quad (16b)$$

$$d_3 = -(1/\eta_k)T_1^\gamma T_3^{1-\gamma} \quad (16c)$$

$$d_4 = \delta_2/\delta_1 (\eta_e T_1^{1-\gamma} T_3^\gamma) \quad (16d)$$

$$d_5 = (1/\eta_k - 1 - \delta_2/\delta_1)T_1 + [\delta_2/\delta_1(1-\eta_e)]T_4 \quad (16e)$$

$$d_6 = (1-1/\eta_k)(\beta/C_V - 1)T_1 + (1-\gamma)T_3 + (\beta/C_V + \gamma)T_3 - 2(\beta/C_V)T_O \quad (16f)$$

$$d_7 = (1/\eta_k)(\beta/C_V - 1)T_1^{\gamma-1} T_3^{1-\gamma} \quad (16g)$$

Dobijaju se izrazi (17) i (18) koji predstavljaju takođe izraze za snagu i efikasnost, respektivno, ali u drugom obliku.

$$P = \frac{C_V}{(1+a)\delta_1} \frac{d_1 + d_2 r_p^{\gamma-1} + d_3 r_p^{2(\gamma-1)}}{d_4 + d_5 r_p^{\gamma-1} + d_3 r_p^{2(\gamma-1)}} \quad (17)$$

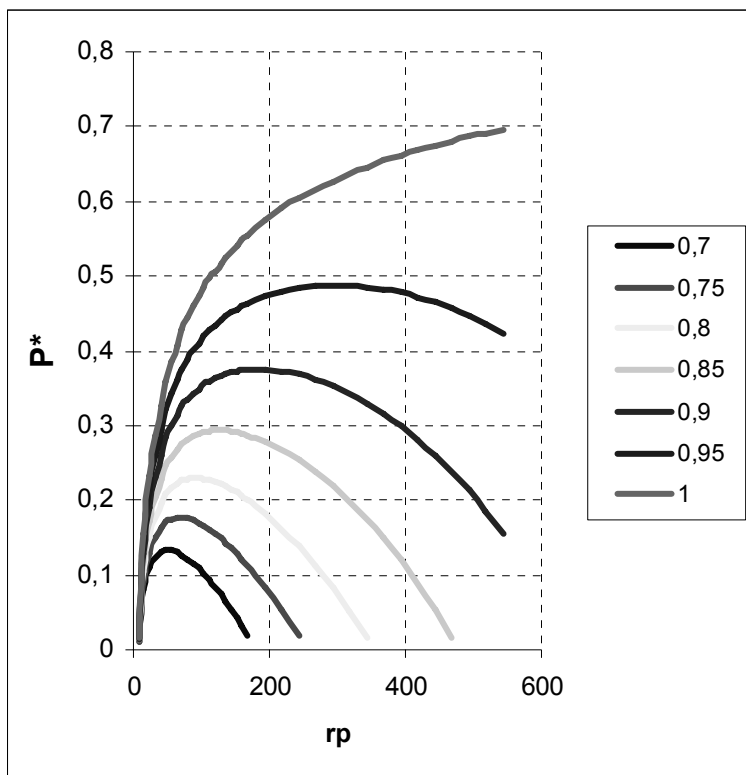
$$\eta = \frac{d_1 + d_2 r_p^{\gamma-1} + d_3 r_p^{2(\gamma-1)}}{d_6 r_p^{\gamma-1} + d_7 r_p^{2(\gamma-1)}} \quad (18)$$

## NUMERIČKI REZULTATI

Preko jednačina (17) i (18) mogu se razviti krive snage i korisnosti u zavisnosti od odnosa pritiska. Polazni parametri koji su uzeti u obzir su sledeći:  $T_1=340$  K,  $T_3=2500$  K,  $T_O=T_1$ ,  $\gamma=1.4$ ,  $\delta_1=\delta_2$ . Takve krive su prikazane slikama 2 i 3. Pri čemu je na sl. 2 prikazana kriva bezdimenzionane snage  $P^*$  koja je definisana relacijom (19). Pri tom se zbog jednostavnijeg računa usvojene pretpostavke da je  $\eta_k = \eta_e$  i da se vrednosti menjaju od 0.7, 0.75, 0.8, 0.85, 0.9, 0.95 i 1.

$$P^* = P / \{C_V [(1+a)\delta_1]\} \quad (19)$$

Kao što se može uočiti sa dobijenih rezultata postoje vrednosti odnosa maksimalnog i minimalnog pritiska pri kojima egzistira maksimalna izlazna snaga i efikasnost ali samo kada su ispunjeni uslovi  $\eta_k < 1$  i  $\eta_e < 1$  i  $\beta/C_V > 0$ . Da bi se dobila vrednost odnosa maksimalnog i minimalnog pritiska  $r_p$  pri kojima egzistira maksimalna efikasnost i snaga mogu se koristiti izrazi (20) i (21).



Sl. 2. Uticaj stepena nepovratnosti procesa na bezdimenzionu snagu

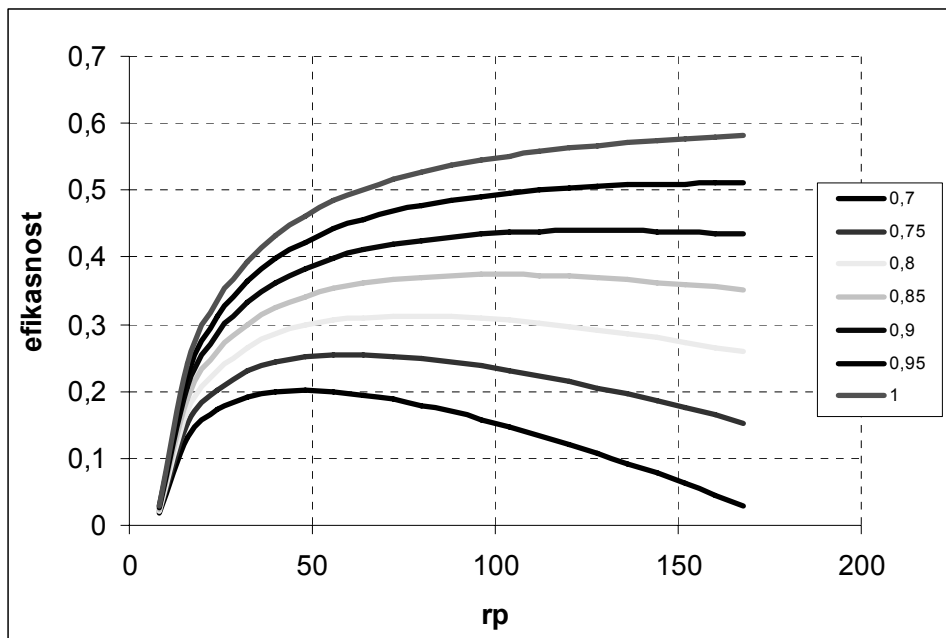
$$r_{pP} = \left( \frac{d_1 - d_4 - \sqrt{d_8}}{d_5 - d_2} \right)^{1/(\gamma-1)} \quad (20)$$

$$r_{p\eta} = \left( \frac{-d_1 d_7 + \sqrt{d_9}}{d_2 d_7 - d_3 d_6} \right)^{1/(\gamma-1)} \quad (21)$$

Pri čemu su:

$$d_8 = (d_1 - d_4)^2 - (d_2 d_4 - d_1 d_5)(d_5 - d_2) / d_3 \quad (22a)$$

$$d_9 = d_1^2 d_7^2 - d_1 d_2 d_6 d_7 + d_1 d_3 d_6^2 \quad (22b)$$



Sl. 3: Uticaj stepena nepovratnosti procesa na efikasnost motora

Zamenom jednačina (20) i (21) u (17) i (18) dobijaju se sledeći izrazi za maksimalnu snagu i maksimalnu efikasnost (23) i (24).

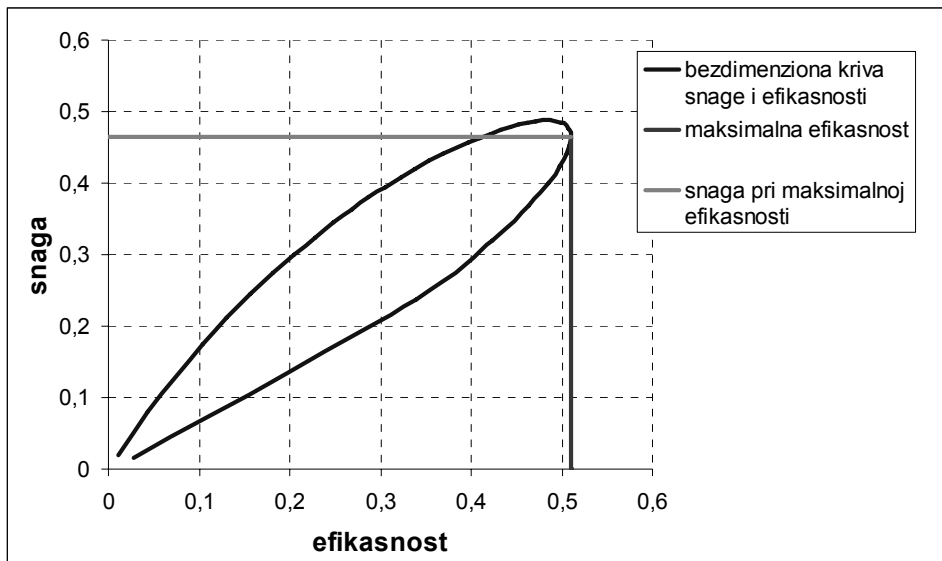
$$P_{max} = \frac{C_V}{(1+a)\delta_1} \left[ d_1(d_5 - d_2)^2 + d_2(d_5 - d_2)(d_1 - d_4 - \sqrt{d_8}) + d_3(d_1 - d_4 - \sqrt{d_8})^2 \right] \quad (23)$$

$$\times \left[ d_4(d_5 - d_2)^2 + d_5(d_5 - d_2)(d_1 - d_4 - \sqrt{d_8}) + d_3(d_1 - d_4 - \sqrt{d_8})^2 \right]^{-1}$$

$$\eta_{max} = \left[ d_1(d_2 d_7 - d_3 d_6)^2 + d_2(d_2 d_7 - d_3 d_6)(-d_1 d_7 + \sqrt{d_9}) + d_3(-d_1 d_7 + \sqrt{d_9})^2 \right] \quad (24)$$

$$\times \left[ d_6(d_2 d_7 - d_3 d_6)(-d_1 d_7 + \sqrt{d_9}) + d_7(-d_1 d_7 + \sqrt{d_9})^2 \right]^{-1}$$

Iz jednačina (17) i (18) mogu se razviti krive bezdimenzione snage i efikasnosti, pri čemu ovakva funkcionalna zavisnost zavisi od stepena nepovratnosti. Jedna takva kriva prikazana je na sl. 3, u ovom slučaju prikazana je kriva za stepen nepovratnosti od 0,95.



Sl. 3: Bezdimeziona zavisnost efikasnosti i snage

Sa sl. 3 se uočava da prikazana situacija dokazuje da zapravo postoje dva osnovna režima rada, kada kriva ima pozitivan i kada kriva ima negativan nagib, ovo je veoma važna konstatacija iz koje se mogu analizirati optimalni režimi rada oto motora SUS.

## ZAKLJUČAK

Krive na slikama 2 i 3 predstavljaju uticaj nepovratnosti procesa sabijanja i širenja na korisnost i snagu termodinamičkog ciklusa, pri čemu su uzeti parametri  $\eta_k = \eta_e$  i vrednosti od 0.7, 0.75, 0.8, 0.85, 0.9, 0.95 i 1 respektivno. Može se uočiti da sa povećanjem nepovratnosti procesa dolazi do smanjenja izlazne snage i korisnosti. Takođe se uočava da sa povećanjem odnosa maksimalnog i minimalnog pritiska rastu i efikasnost i snaga. Ovo je veoma bitna konstatacija s obzirom na činjenicu da je trend razvoja savremenih oto motora takav da oni procentualno sve manje entropije generišu prilikom sabijanja i širenja radnog tela. Druga veoma važna informacija koja proističe iz opisanih rezultata se nalazi u činjenici da se sa povećanjem odnosa pritisaka dobija veća efikasnost, trend razvoja oto motora zadnjih godina je takav da se putem povećanja ovih vrednosti približio vrednostima efikasnosti dizel motora

Preko analize date na sl. 3, može se doći do zaključka da postoje pojedini režimi koji su podložni optimizaciji. Na primer, uočava se da kod ovakvog opisanog ciklusa kriva poseduje i pozitivan i negativan nagib, pri tome u radu motora pri jednom režimu dolazi do porasta i snage i korisnosti ciklusa dok u drugom dolazi do smanjenja obe vrednosti. Sa prikazanih dijagrama lako se dolazi do uočavanja povoljnih oblasti rada motora. Jedan od važnih parametara je svakako izlazna snaga motora, gde se iz ove analize uočava da motor može dati istu snagu pri različitim vrednostima efikasnosti,



naravno sa aspekta dobijanja "čistijeg" rada uvek se teži dobijanju rada uz povećanu efikasnost. Takođe se kao zaključak izvodi da efikasnost ciklusa rapidno opada sa povećanjem gubitka toplote preko zidova cilindra, kao i da povećanje nepovratnosti uslovljava smanjenje efikasnosti i snage.

## LITERATURA

- [1] S.S. Hou, Heat transfer effects on the performance of an air standard Dual cycle, *Energy Conversion Management* 45 (2004) 3003–3015.
- [2] J. Lin, L. Chen, C. Wu, F. Sun, Finite-time thermodynamic performance of a dual cycle, *International Journal Energy Research* 23 (9) (1999) 765–772.
- [3] B., Sahin, O.A. Özsoysal, O.S. Sögüt, A comparative performance analysis of endoreversible dual cycle under maximum ecological function and maximum power conditions, *Exergy International Journal* 2 (2002) 173–185.
- [4] L. Chen, F. Sun, C.Wu, Optimal performance of an irreversible dual-cycle, *Applied Energy* 79 (2004) 3–14.
- [5] A. Parlak, B. Sahin, H. Yasar, Performance optimization of an irreversible dual cycle with respect to pressure ratio and temperature ratio experimental results of a ceramic coated IDI Diesel engine, *Energy Conversion Management* 45 (2004) 1219–1232.
- [6] A. Parlak, H. Yasar, B. Sahin, Performance and exhaust emission characteristics of a lower compression ratio LHR Diesel engine, *Energy Conversion Management* 44 (2003) 163–175.
- [7] A. Parlak, Comparative performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power conditions, *Energy Conversion Management* 46 (2005) 351–359.
- [8] D.A. Blank, C. Wu, The effect of combustion on a power optimized endoreversible Diesel cycle, *Energy Conversion Management* 34 (1993) 493–498.
- [9] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York, 1988.
- [10] F. Angulo-Brown, J. Fernández-Betanzos, C.A. Díaz-Pico, Compression ratio of an optimized Otto cycle model, *European Journal of Physics* 15 (1) (1994) 38–42.

## ENTROPY EFFECT ON OUTPUT PARAMETERS IN POWERTRAIN OTTO IC ENGINE

**Dorić Jovan, Klinar Ivan**

*Faculty of Technical Science, Novi Sad*

**Abstract:** Although today in agriculture the most represented power source are diesel engines, especially for tractors power, Otto engines still have significant impact during operation of agricultural machinery. Where they are most used for power of mowers, cultivators, pumps, or as part of power for plants on farms. It must be added the fact that these engines can easily convert to other fuels such as LPG, CNG or biogas, which are becoming every day more and more competitive. This paper presents a mathematical model of irreversible Otto heat engine. The model was developed to give a clear insight

into the effect of generating entropy adiabatic process, final time conducting and losses due to heat transfer. Output power and thermodynamic efficiency of Otto cycle is presented, and the influence of various parameters on this value. Several interesting cases are shown through numerical analysis in the form of diagrams. Emphasis is placed on optimizing of the Otto cycle.

**Key words:** *Otto cycle, ic engine, entropy, energy efficiency.*