

ECOLOGICAL PERFORMANCE ANALYSIS OF IRREVERSIBLE OTTO CYCLE

Yasin ÜST*

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Geliş/Received: 17.02.2005 Kabul/Accepted: 08.08.2005

ABSTRACT

In this paper, a comparative performance analysis and optimization based on the power output, ecological objective function and ecological coefficient of performance (ECOP) criteria have been performed for an air-standard irreversible internal combustion engine Otto cycle coupled to constant temperature heat reservoirs. A detailed numerical study has been done by considering the finite-rate heat transfer irreversibilities, heat leakage and internal irreversibilities. The obtained results are compared with those of the maximum ecology and maximum power criterion. The results showed that the Otto cycle operating under maximum ECOP conditions has important advantageous in terms of entropy generation rate and thermal efficiency.

Keywords: Otto cycle, Optimization, Irreversible, Ecological performance.

TERSİNMEZ OTTO ÇEVİRİMİNİN EKOLOJİK PERFORMANS ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada tersinmez Otto çevrimi için güç çıktısı, ekolojik amaç fonksiyonu ve yeni tanımlanan ECOP kriterine dayalı olarak karşılaştırmalı bir performans analizi yapılmıştır. Tersinmez Otto çevrimin genel ve optimal performansını incelemek için, sonlu sıcaklık farkında olan ısı transferi tersinmezlikleri, ısı kaçağı ve iç tersinmezlikler dikkate alınarak ayrıntılı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürde bulunan ekolojik performans kriteri ve maksimum güç çıktısı sonuçlarıyla karşılaştırılarak yeni tanımlanmış olan ekolojik performans katsayısının kullanılabilirliği incelenmiştir. Sonuçlar maksimum ECOP şartlarında çalışan Otto çevriminin entropi üretimi ve ısı verim yönünden önemli avantajlar sağladığını göstermiştir.

Anahtar Sözcükler: Otto Çevrimi, Optimizasyon, Tersinmez, Ekolojik performans.

1. GİRİŞ

Sonlu-zaman Carnot ısı makinaları için Angulo-Brown [1] tarafından tanıtılan ekolojik performans kriteri $\dot{E} = \dot{W} - T_L \dot{S}_g$ bağıntısı ile ifade edilmektedir. Burada \dot{W} güç çıktısını, \dot{S}_g entropi üretimini ve T_L ise soğuk kaynak sıcaklığını göstermektedir. Bu optimizasyon kriteri kullanılarak, farklı ısı makinası modelleri için pek çok çalışma yapılmıştır [2-5]. Ekolojik performansa dayalı çalışmalar incelendiğinde, kayıp kullanılabilir enerjinin iki kez dikkate

* e-posta: yust@yildiz.edu.tr, tel: (0212) 259 70 70 / 2726

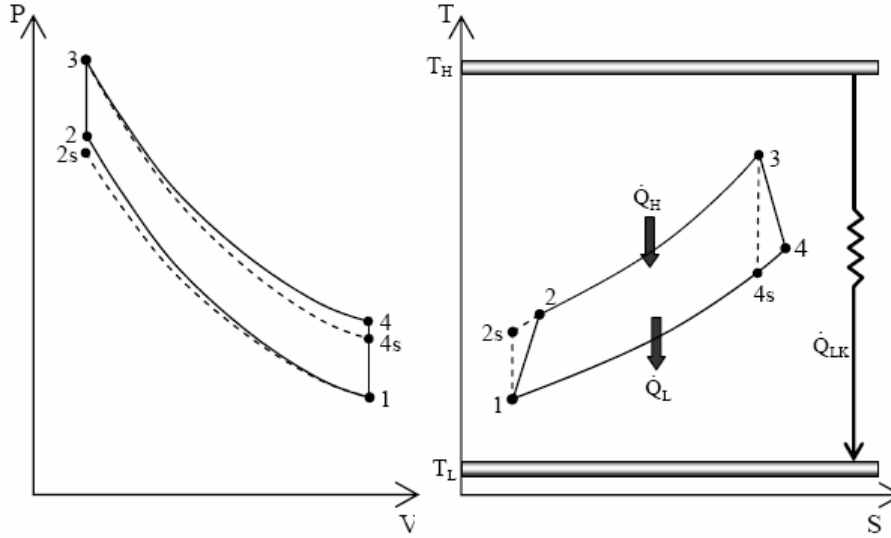
alınması nedeniyle, amaç fonksiyonunun negatif değerler aldığı görülmektedir. Ekolojik fonksiyondaki güç çıktısı terimi (\dot{W}) kayıp kullanılabilir enerjiyi ($T_0\dot{S}_g$) de içermektedir. Bu durumda ekolojik amaç fonksiyonu kayıp kullanılabilir enerjiyi iki kez dikkate almış olmaktadır. Performans analizi için matematiksel olarak böyle bir amaç fonksiyonu tanımlanabilir. Ancak bu fonksiyonun termodinamik açıdan ne ifade ettiğinin açıklanmaya ihtiyacı bulunmaktadır.

Hava standardına göre çalışan içten yanmalı motorların (Otto, Dize ve Karma çevrime göre çalışan) performans analizi ile ilgili literatürde pek çok çalışma mevcuttur [6-13]. Ayrıca karma çevrimin ekolojik performans analizi, maksimum güç kriteri ile mukayeseli olarak Sahin vd. [14] tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada ekolojik amaç fonksiyonunu maksimum yapan optimal performans ve dizayn parametreleri (sıkıştırma oranı, kesme oranı ve NTU paylaşım oranı) araştırılmıştır.

Bu çalışmada yeni tanımlanan termo-ekolojik kriter kullanılarak, tersinmez Otto çevrimi için ekolojik performans analizi yapılmıştır. ECOP olarak adlandırılan kriter, ısı makinası tarafından üretilen gücün, kayıp kullanılabilir enerjiye oranı olarak elde edilmiştir [15] ve her zaman pozitif değerler almaktadır ($ECOP = \dot{W} / T_0\dot{S}_g$). Bu kritere göre elde edilen sonuçlar, Angulo-Brown [1] tarafından tanımlanan ekolojik performans kriteri ve maksimum güç kriteri sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

2. TEORİK MODEL

Sabit sıcaklıktaki ısı kaynaklarıyla birleştirilmiş tersinmez Otto çevriminin P-V ve T-S diyagramları Şekil 1'de gösterilmiştir. Diyagramlarda, 1-2 prosesi iç tersinmezliği dikkate alınırken 1-2s izentropik sıkıştırma prosesi olmaktadır. Isı girişi 2-3 sabit hacim prosesinde gerçekleşmektedir. 3-4 prosesi iç tersinmezliği dikkate alınırken 3-4s izentropik genişleme prosesi olmaktadır. 4-1 sabit hacim prosesinde ısı atılarak çevrim tamamlanmaktadır.



Şekil 1. Tersinmez OTTO çevrimi için P-V ve T-S diyagramları.

\dot{Q}_H ; T_H sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağından 2-3 prosesinde iş akışkanına olan ısı transferi miktarıdır. \dot{Q}_L ise 4-1 prosesinde, iş akışkanından T_L sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağına atılan ısı miktarıdır. İş akışkanı için sabit özgül ısıda ideal gaz kabülü ile çevrime verilen ısı \dot{Q}_H ve atılan ısı \dot{Q}_L , aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{Q}_H = U_H A_H \frac{(T_H - T_2) - (T_H - T_3)}{\ln \frac{T_H - T_2}{T_H - T_3}} = \dot{C}_W (T_3 - T_2) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_L = U_L A_L \frac{(T_4 - T_L) - (T_1 - T_L)}{\ln \frac{T_4 - T_L}{T_1 - T_L}} = \dot{C}_W (T_4 - T_1) \quad (2)$$

burada $U_H A_H$ sıcak ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisinin ısıl kondüktansı, $U_L A_L$ soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisinin ısıl kondüktansı ve \dot{C}_W iş akışkanının ısıl kapasitansı olmaktadır. (1) ve (2) denklemleri kullanılarak,

$$\dot{Q}_H = \dot{C}_W \varepsilon_H (T_H - T_2) = \dot{C}_W (T_3 - T_2) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_W \varepsilon_L (T_4 - T_L) = \dot{C}_W (T_4 - T_1) \quad (4)$$

Denklemleri elde edilir. Burada ε_H , sıcak ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisine ait etkinlik değeri ve ε_L ise soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştiricisine ait etkinlik değeri olarak aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\varepsilon_H = 1 - \exp(-N_H) \quad (5)$$

$$\varepsilon_L = 1 - \exp(-N_L) \quad (6)$$

Minimum ısıl kapasiteye göre ısı geçiş birimi sayıları:

$$\left(N_H = \frac{U_H A_H}{\dot{C}_W}, N_L = \frac{U_L A_L}{\dot{C}_W} \right)$$

Lineer ısı transfer modeli kullanılarak, T_H sıcaklığındaki sıcak kaynaktan T_L sıcaklığındaki soğuk kaynağa geçen ısı miktarı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{LK} = \dot{C}_1 (T_H - T_L) = \xi \dot{C}_W (T_H - T_L) \quad (7)$$

burada \dot{C}_1 , ısı makinasının iç iletkenlik katsayısını göstermekte ve ξ ise iç iletkenlik katsayısının iş akışkanının ısıl kapasite değerine göre yüzdesini göstermektedir ($\xi = \dot{C}_1 / \dot{C}_W$). Sıcak ısı kaynağından transfer edilen toplam ısı miktarı

$$\dot{Q}_{HT} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \{ \varepsilon_H (T_H - T_2) + \xi (T_H - T_L) \} \quad (8)$$

olarak yazılır ve soğuk ısı kaynağına transfer edilen toplam ısı miktarı ise

$$\dot{Q}_{LT} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_{LK} = \dot{C}_W \{ \varepsilon_L (T_4 - T_L) + \xi (T_H - T_L) \} \quad (9)$$

şeklinde ifade edilir. Denklem (3) ve (4) kullanılarak:

$$T_3 = \varepsilon_H T_H + (1 - \varepsilon_H) T_2 \quad (10)$$

Ecological Performance Analysis of Irreversible...

$$T_1 = \varepsilon_L T_L + (1 - \varepsilon_L) T_4 \quad (11)$$

yazılır. Termodinamiğin birinci kanununa göre Otto çevriminin güç çıktısı:

$$\text{olur. } \dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = \dot{C}_W \{ \varepsilon_H (T_H - T_2) - \varepsilon_L (T_4 - T_L) \} \quad (12)$$

Bu bağıntıdan T4 çekilirse:

$$T_4 = T_L + \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_L} T_H - \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_L} T_2 - \frac{\dot{W}}{\dot{C}_W \varepsilon_L} \quad (13)$$

bağıntısı elde edilir. Bu ifade denklem (11)'de yerine yazılırsa:

$$T_1 = T_L + \frac{\varepsilon_H(1 - \varepsilon_L)}{\varepsilon_L} T_H - \frac{\varepsilon_H(1 - \varepsilon_L)}{\varepsilon_L} T_2 - \frac{(1 - \varepsilon_L)\dot{W}}{\dot{C}_W \varepsilon_L} \quad (14)$$

şekline gelir. Tersinmez Otto çevrimi için termodinamiğin ikinci kanununa göre;

$$\Delta S_{32} - \Delta S_{41} < 0 \quad (15)$$

olmalıdır. Denklem (15)'de verilen eşitsizlik, aşağıdaki gibi düzenlenebilir

$$I_{AS} \Delta S_{32} - \Delta S_{41} = 0 \quad \text{ve} \quad I_{AS} \geq 1 \quad (16)$$

burada iç tersinmezliği karakterize eden $I_{\square S}$ aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$I_{AS} = \frac{(S_4 - S_1)}{(S_3 - S_2)} \quad (17)$$

Denklem (17) kullanılarak aşağıdaki ifade elde edilir:

$$T_1 T_3^{I_{AS}} - T_2^{I_{AS}} T_4 = 0 \quad (18)$$

Denklem (10), (13) ve (14) denklem (18)'de yerine yazılınca:

$$\dot{W} = \dot{C}_W \{ \varepsilon_H (T_H - T_2) + \varepsilon_L T_L c_2 \} \quad (19)$$

olur. Burada c_2 aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$c_1 = \{ \varepsilon_H T_H + T_2 (1 - \varepsilon_H) \}^{I_{AS}}$$

$$c_2 = \frac{c_1 - T_2^{I_{AS}}}{c_1 (1 - \varepsilon_L) - T_2^{I_{AS}}}$$

Otto çevrimi için entropi üretimi tanımlanacak olursa

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_{LT}}{T_L} - \frac{\dot{Q}_{HT}}{T_H} = \dot{C}_W \left\{ \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} - \left[\varepsilon_H \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \varepsilon_L c_2 \right] \right\} \quad (20)$$

burada $\tau = T_H / T_L$, kaynak sıcaklıkları oranı olmaktadır. Angulo-Brown [1] tarafından tanımlanan ve Yan [16] tarafından geliştirilen ekolojik optimizasyona yönelik amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g \quad (21)$$

burada T_0 çevre sıcaklığını göstermektedir. Denklem (19) ve (20) denklem (21)'de yerine yazılarak, ekolojik amaç fonksiyonu T_2 sıcaklığının fonksiyonu olarak ifade edilir.

$$\dot{E} = \dot{W} - T_0 \dot{S}_g = \dot{C}_w \left\{ \varepsilon_H (T_H - T_2) \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + \varepsilon_L c_2 (T_0 + T_L) - T_0 \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} \right\} \quad (22)$$

ECOP (ekolojik performans katsayısı) fonksiyonu güç çıktısının kayıp kullanılabilir enerjiye oranı olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} \quad (23)$$

Denklem (19) ve (20) denklem (23)'de kullanılarak, ECOP amaç fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 \dot{S}_g} = \frac{\{\varepsilon_H (T_H - T_2) + \varepsilon_L T_L c_2\}}{T_0 \left\{ \xi \frac{(\tau - 1)^2}{\tau} - \left[\varepsilon_H \left(1 - \frac{T_2}{T_H} \right) + \varepsilon_L c_2 \right] \right\}} \quad (24)$$

Otto çevrimine ait ısıl verim ifadesi:

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{HT}} = \frac{\{\varepsilon_H (T_H - T_2) + \varepsilon_L T_L c_2\}}{\{\varepsilon_H (T_H - T_2) + \xi (T_H - T_L)\}} \quad (25)$$

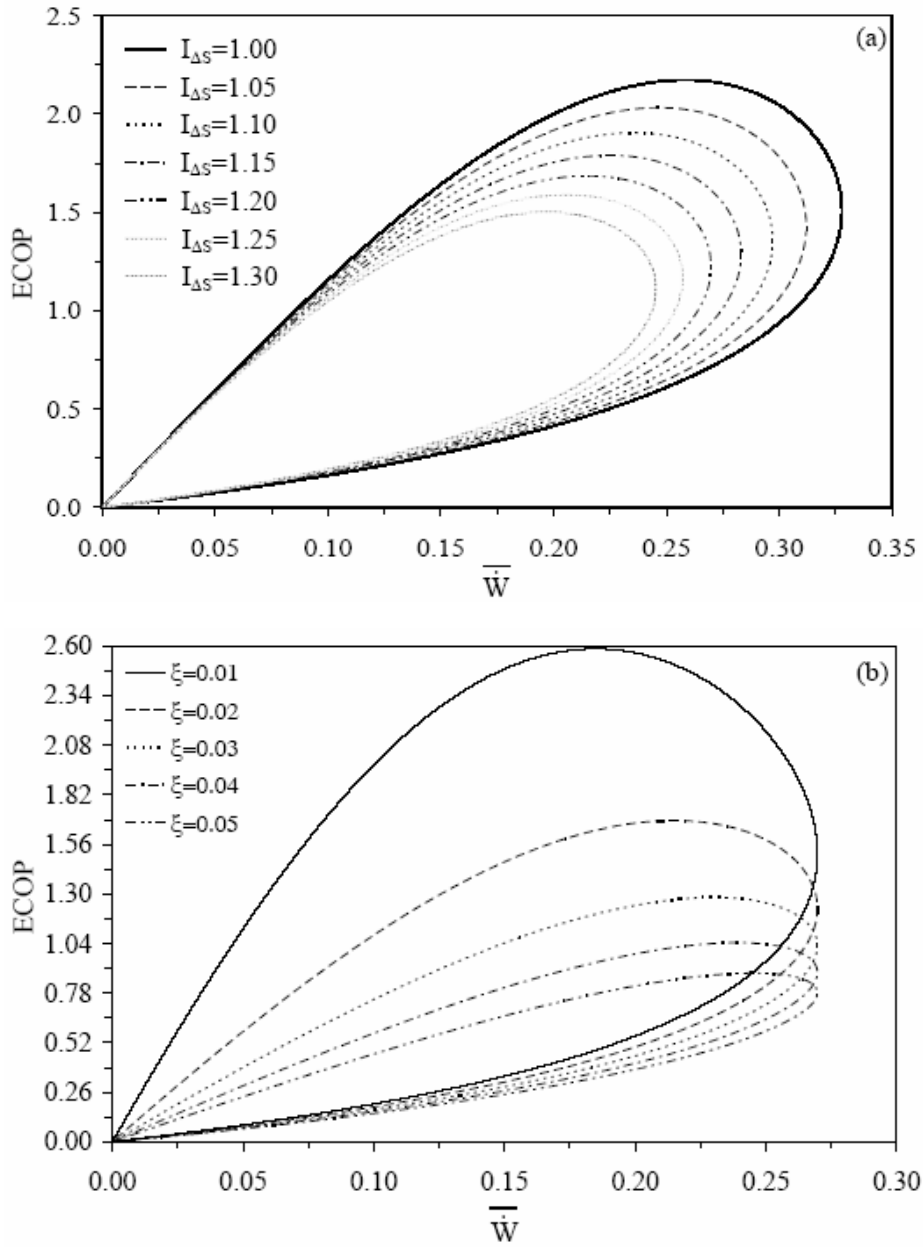
şeklinde yazılabilir.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

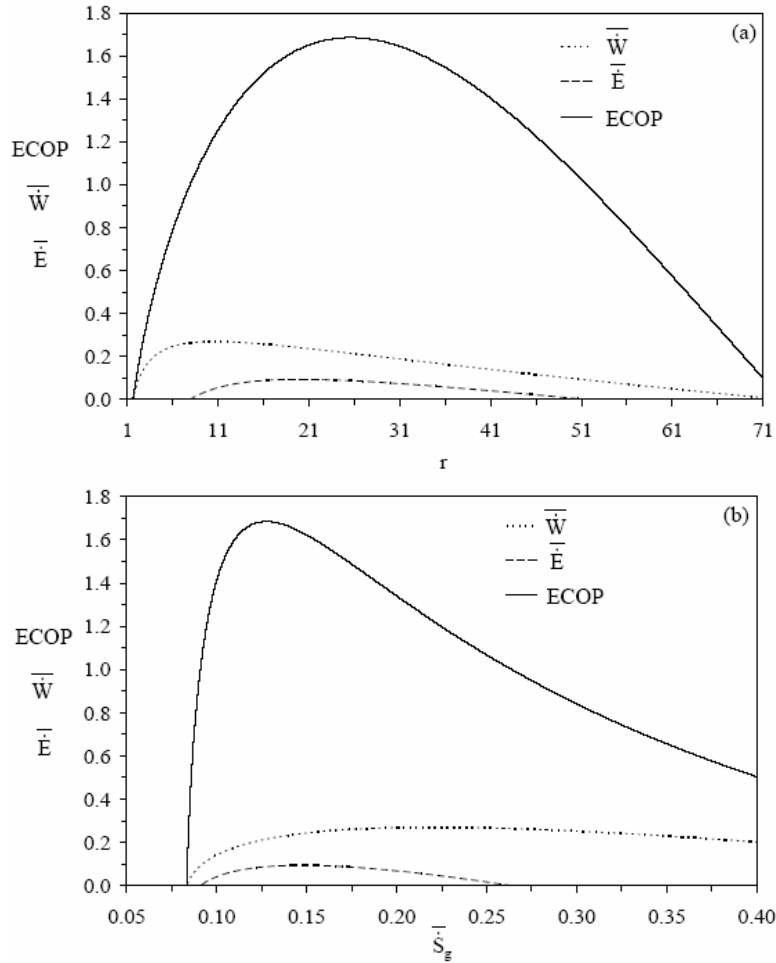
Bu çalışmada, tersinmez Otto çevriminin genel ve optimal performansını ECOP amaç fonksiyonuna bağlı olarak incelemek amacıyla ayrıntılı bir nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalarda toplam ısı geçiş sayısı $N_T = N_H + N_L$ olarak kabul edilmiştir. ECOP amaç fonksiyonunun değişik iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) ve ısı kaçağı parametresi (ξ) değerleri için, boyutsuz güç çıktısı ($\bar{W} = \dot{W} / \dot{C}_w T_L$) ile değişimi sırasıyla Şekil 2a ve b'de verilmiştir. ECOP ve \bar{W} performansları arasındaki ilişkinin kapanan bir eğri formu ortaya koyduğu bu şekillerden gözlenmektedir. Maksimum ECOP şartlarındaki güç çıktısı (\bar{W}^*) maksimum güç çıktısından daima daha az olurken, maksimum güç şartlarındaki ECOP performansı ($ECOP_{mp}$) maksimum ECOP şartlarından ($ECOP_{max}$) her zaman küçük olmaktadır.

$ECOP_{mp} < ECOP_{max}$ ve $\bar{W}^* < \bar{W}_{max}$. $ECOP_{max} - ECOP_{mp}$ ve $\bar{W}_{max} - \bar{W}^*$ arasındaki fark, iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) ve ısı kaçağı parametresi (ξ) arttıkça azalmaktadır. $ECOP_{max}$ değeri $I_{\Delta S}$ ve ξ değeri arttıkça hızla azalırken, \bar{W}_{max} şartları ise $I_{\Delta S}$ 'in artışı ile azalmakta ve ξ 'in değişiminden ise etkilenmemektedir.

Şekil 3a ve b'de ECOP amaç fonksiyonu, normalize edilmiş güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun, sıkıştırma oranı ve boyutsuz entropi üretimi ($\bar{S}_g = \dot{S}_g / \dot{C}_w$) ile değişimi gösterilmiştir. Şekil 3a'dan görüleceği üzere maksimum ECOP şartlarındaki sıkıştırma oranı (r^*), maksimum güç ve ekolojik fonksiyon şartlarındaki sıkıştırma oranlarından (r_{mp} , r_{mf}) büyük olmaktadır. Bununla birlikte entropi üretimleri yönünden sıralama $\bar{S}_g^* < \bar{S}_{g_{mf}} < \bar{S}_{g_{mp}}$ şeklinde elde edilmektedir (Şekil 3b).

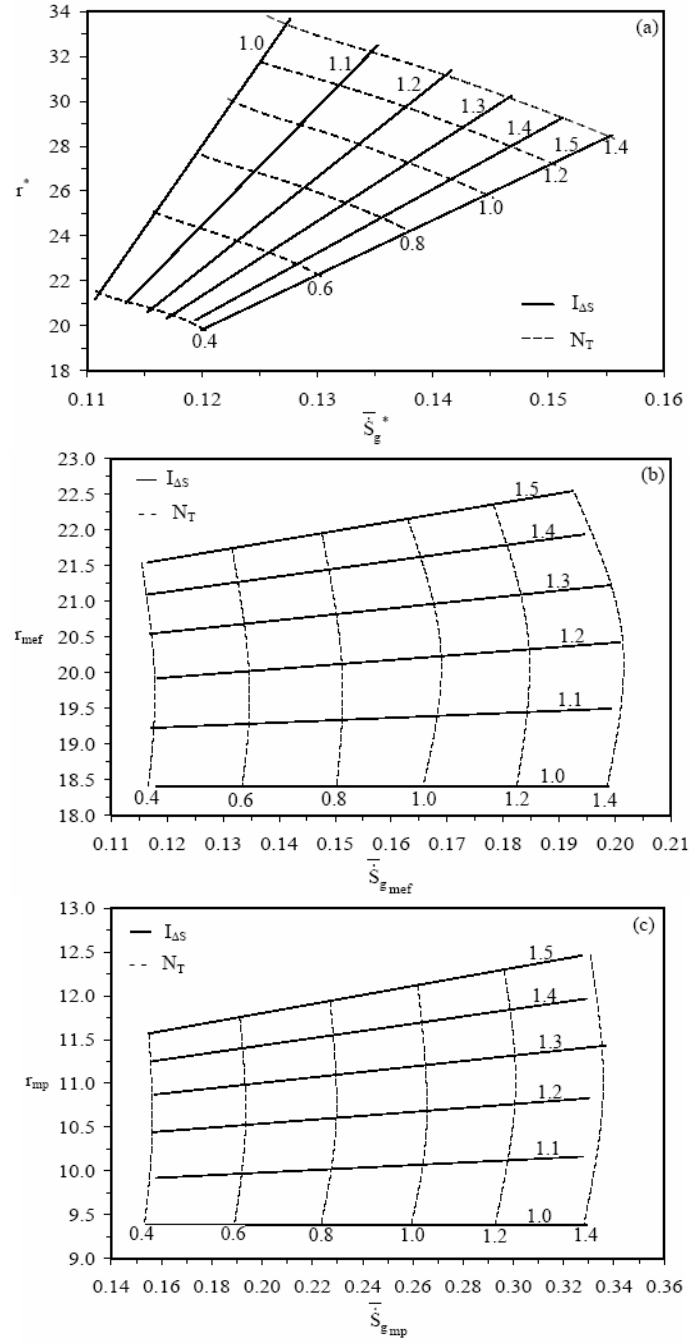


Şekil 2. ECOP amaç fonksiyonunun boyutsuz güç çıktısı ile değişik (a) $I_{\Delta S}$ ve (b) ξ değerleri ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$, $I_{\Delta S}=1.2$)

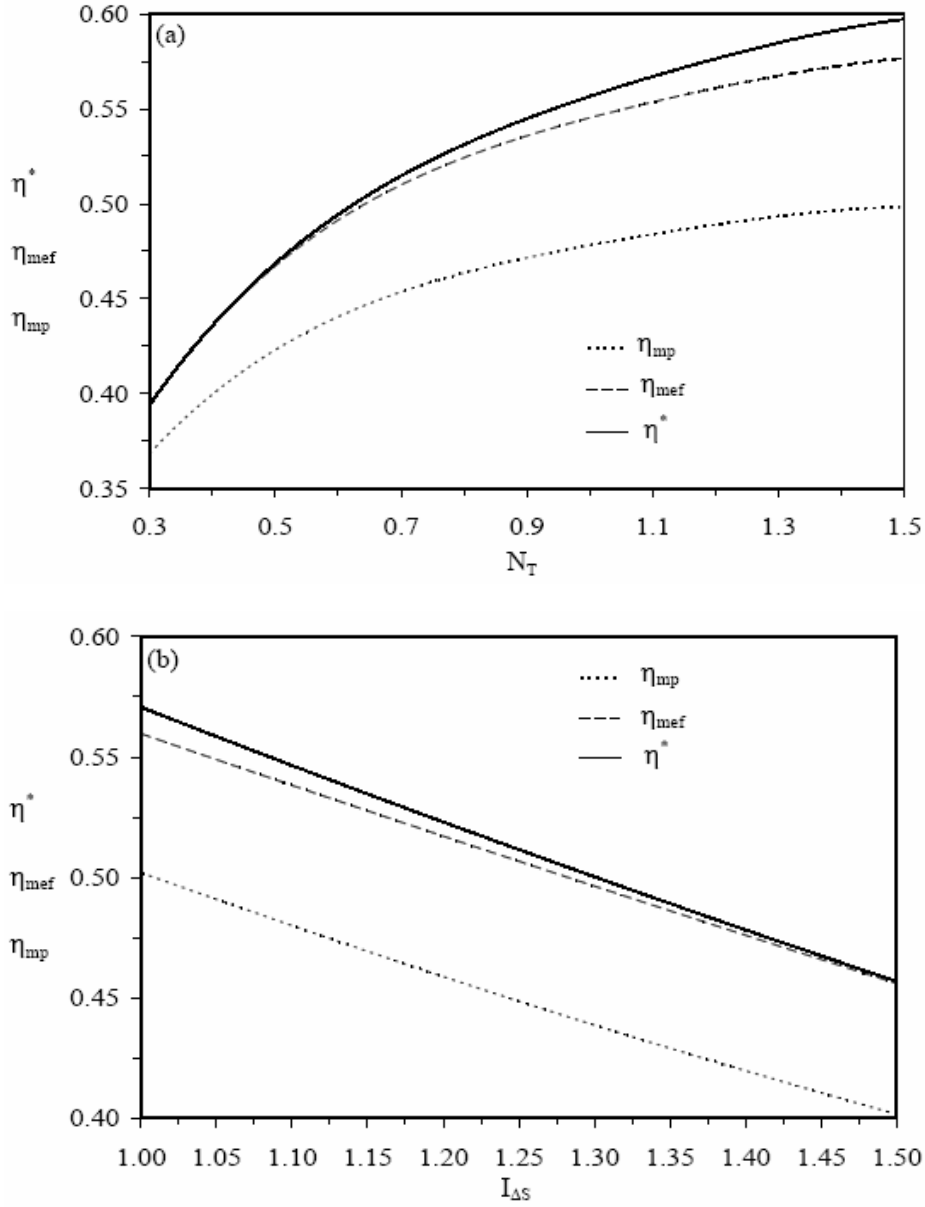


Şekil 3. ECOP amaç fonksiyonu, normalize edilmiş güç çıktısı ve ekolojik performans fonksiyonunun a) sıkıştırma oranı ve b) entropi üretimi ile değişimi ($T_L=300\text{ K}$, $T_H=1800\text{ K}$, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$, $I_{\Delta S}=1.2$)

İç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$) ve toplam ısı geçiş sayısının (N_T), optimal sıkıştırma oranları ve optimal şartlardaki entropi üretimleri üzerindeki etkileri Şekil 4a, b ve c'de sunulmuştur. Belirli bir $I_{\Delta S}$ değeri için, N_T arttıkça optimum şartlardaki entropi üretimleri (\dot{S}_g^* , \dot{S}_{gmp} , \dot{S}_{gmef}) hızlı bir şekilde artmaktadır. Bunun yanında N_T değerinin artışı, r^* değerini hızlı bir şekilde arttırırken, r_{mp} ve r_{mef} değerlerinde hafif bir artışa neden olmaktadır. Belirli bir N_T ve $I_{\Delta S}$ için, optimal r ve \dot{S}_g değerlerinin farklı amaç fonksiyonlarına göre değişik değerler aldığı Şekil 4'den görülmüştür. Bu farklılıkları vurgulayabilmek için sayısal bir örnek verilecek olursa; $N_T=0.75$ ve $I_{\Delta S}=1.2$ için, ECOP_{\max} şartlarında $r^*=25.46$ ve $\dot{S}_g^*=0.128$, \dot{E}_{\max} şartlarında $r_{mef}=20$ ve $\dot{S}_{gmef}=0.147$ ve \dot{W}_{\max} şartlarında ise $r_{mp}=10.65$ ve $\dot{S}_{gmp}=0.22$ olmaktadır.



Şekil 4. Optimal sıkıştırma oranı ile optimal entropi üretiminin a) $ECOP_{max}$, b) \dot{E}_{max} ve c) \dot{W}_{max} şartlarında değişik I_{DS} ve N_T değerleri için değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$)

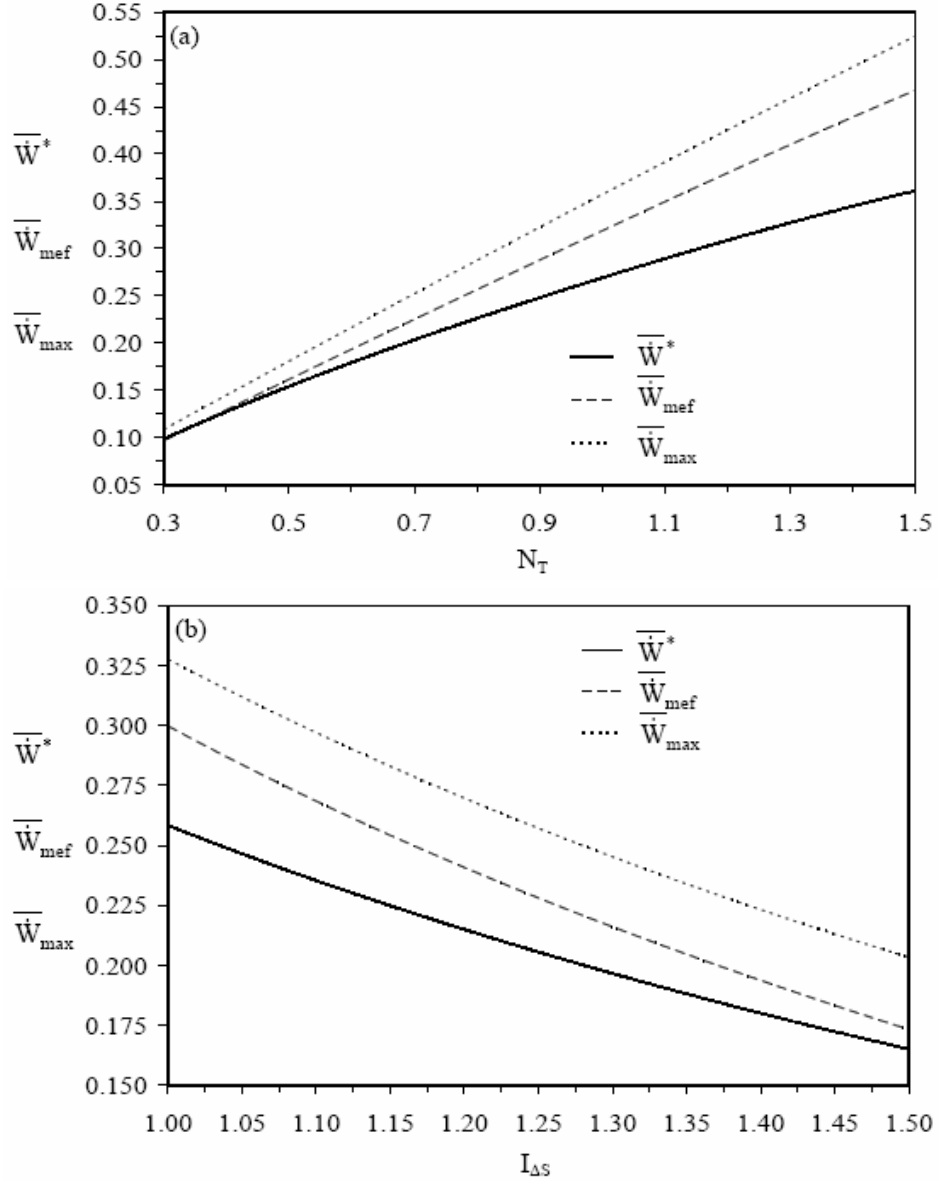


Şekil 5. Optimal ısı verimlerin a) N_T ve b) $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$, $I_{\Delta S}=1.2$)

Toplam ısı geçiş sayısı (N_T) ve iç tersinmezlik parametresi ($I_{\Delta S}$)'nin optimal ısı verimleri (η^* , η_{mp} , η_{mef}) ve optimal güç çıktıları (\dot{W}^* , \dot{W}_{max} , \dot{W}_{mef}) üzerindeki etkileri Şekil 5 ve 6'da gösterilmiştir. Şekil 5a ve b'den görüleceği üzere; $ECOP_{max}$ şartlarındaki ısı verim (η^*),

Ecological Performance Analysis of Irreversible...

\dot{E}_{\max} ve \dot{W}_{\max} şartlarındaki ısıl verim değerlerinden (η_{mef} , η_{mp}), $I_{\Delta S}$ ve N_T 'nin bütün değerleri için büyük olmaktadır, $\eta^* > \eta_{\text{mef}} > \eta_{\text{mp}}$. Şekil 6a ve b'den optimal güç çıktıları için sıralamanın $\dot{W}_{\max} > \dot{W}_{\text{mef}} > \dot{W}^*$ olduğu görülmektedir.



Şekil 6. Optimal güç çıktılarının a) N_T ve b) $I_{\Delta S}$ ile değişimi ($T_L=300$ K, $T_H=1800$ K, $N_T=0.75$, $\chi=0.3$, $\xi=0.02$, $I_{\Delta S}=1.2$)

Bu çalışmada yapılanlar kısaca şu şekilde özetlenebilir. Optimal performans ve dizayn parametrelerini belirlemek amacıyla tersinmez Otto çevrimi için, ECOP amaç fonksiyonuna dayalı termo-ekolojik bir performans analizi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar literatürde bulunan maksimum ekolojik performans ve maksimum güç çıktısı kriterlerinin sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu bağlamda optimum sıkıştırma oranı (r), entropi üretimi (\dot{S}_g), güç çıktısı (\dot{W}) ve ısı verim (η) değerleri her bir kriter için ayrı ayrı elde edilerek karşılaştırılmıştır. Sonuçlar maksimum ECOP şartlarında çalışan Otto çevriminin güç çıktısı yönünden hafif bir dezavantaj göstermesine rağmen, entropi üretimi ve ısı verim yönünden önemli avantajlar sağladığını göstermiştir.

KISALTMA LİSTESİ

A	Isı transfer alanı (m^2)
\dot{C}_w	İş akışkanının ısı kapasitansı = $\dot{m}C_v$ (kW/K)
\dot{E}	Ekolojik performans fonksiyonu (kW)
ECOP	Ekolojik performans katsayısı
$I_{\Delta S}$	İç tersinmezlik parametresi
N_T	Toplam ısı geçiş sayısı
P	Basınç (kPa)
\dot{Q}	Isı transferi (kW)
R	Sıkıştırma oranı
S	Entropi (kJ/K)
T	Sıcaklık (K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (kW/m ² K)
\dot{W}	Güç çıktısı (kW)

Simge

ε	Isı değiştiricisi etkinliği
η	Isı verim
τ	Kaynak sıcaklık oranı
ξ	Isı kaçağı parametresi

Alt indis

g	Üretim
H	Yüksek sıcaklık ısı kaynağı
L	Düşük sıcaklık ısı kaynağı
LK	Isı kaçağı
max	Maksimum
mef	Maksimum ekolojik performans
mp	Maksimum güç çıktısı
0	Çevre şartları

Üst indis

*	Maksimum ECOP şartları
—	Boyutsuz

KAYNAKLAR

- [1] Angulo-Brown F., "An ecological optimization criterion for finite-time heat engines", *J.Appl.Phys.*, Vol 69, 7465-7469, 1991.
- [2] Cheng C.Y. and Chen C.K., "The ecological optimization of an irreversible Carnot heat engine", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol 30, 1602-1609, 1997.
- [3] Cheng C.Y. and Chen C.K., "Ecological optimization of an endoreversible Brayton cycle", *Energy Covers. Mgmt.*, Vol 39, 3-44, 1998.
- [4] Cheng C.Y. and Chen C.K., "Ecological optimization of an irreversible Brayton heat engine", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol 32, 350-357, 1999.
- [5] Chen L., Zhou J., Sun F. and Wu C., "Ecological optimization for generalized irreversible Carnot engines", *Applied Energy*, Vol 77, No 3, 327-338, 2004.
- [6] Mozurkewich M. and Berry R.S., "Optimal paths for thermodynamic systems: the ideal Otto cycle", *J. Appl. Phys.*, Vol 53, No 1, 34-42, 1982.
- [7] Aizenbud B.M., Band Y.B. and Kafri O., "Optimization of a model internal combustion engine", *J. Appl. Phys.*, Vol 53, No 3, 1277-1282, 1982.
- [8] Hoffman K.H., Watowich S.J. and Berry R.S., "Optimal paths for thermodynamic systems: the ideal Diesel cycle", *J. Appl. Phys.*, Vol 58, No 6, 2125-2134, 1985.
- [9] Klein S.A., "An explanation for observed compression ratios in internal combustion engines", *Trans. ASME J Engng Gas Turbine Pow.*, Vol 113, No 4, 511-513, 1991.
- [10] Angulo-Brown F., Rocha-Martinez J.A. and Navarrete-Gonzalez T.D., "A non-endoreversible Otto cycle model: improving power output and efficiency", *J.Phys.: D Appl. Phys.*, Vol 29, 80-83, 1996.
- [11] Lin J., Chen L., Wu C. and Sun F., "Finite-time thermodynamic performance of a dual cycle", *Int. J Energy Res.*, Vol 23, No 9, 765-772, 1999.
- [12] Chen L., Sun F. and Wu C., "Optimal performance of an irreversible Dual-cycle", *Applied Energy*, Vol 79, No 1, 3-14, 2004.
- [13] Sahin B., Kesgin U., Kodal A. and Vardar N., "Performance optimization of a new combined power cycle based on power density analysis of the dual cycle", *Energy Convers. Mgmt.*, Vol 43, No 15, 2019-2031, 2002.
- [14] Sahin B., Ozsoysal O.A. and Sogut O.S., "A comparative performance analysis of endoreversible dual cycle under maximum ecological function and maximum power conditions", *Exergy-an International Journal*, Vol 2, 173-185, 2002.
- [15] Üst Y. Doktora Tezi İzleme Raporu, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2005.
- [16] Yan Z., "Comment on "An ecological optimization criterion for finite-time heat engines"", *J.Appl.Phys.*, Vol 73, 3583, 1993.