



Artık Gaz Kesri ve Kurs Oranının Tersinmez Otto Çevriminin Performansına ve Entropi Üretimine Etkileri

Emre Arabacı^{1*}

¹ Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, BEGTBMYO, Bucak-Burdur-Türkiye

(İlk Geliş Tarihi 5 Eylül 2018 ve Kabul Tarihi 12 Kasım 2018)

(DOI: 10.31590/ejosat.481881)

Öz

Sonlu zaman termodinamiği, ısı motorlarının performansının gerçekçi olarak analizinde sıklıkla kullanılmaktadır. Bu çalışmada tersinmez Otto çevrimi için ısı transferi, sürtünme gibi kayıplar da dikkate alınarak artık gaz kesri ve kurs oranının motor performansına ve entropi üretimine etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte çevrim başlangıç sıcaklığı ve fren özgül yakıt tüketimi artarken, maksimum çevrim sıcaklığı, efektif güç, ısı verim ve entropi üretiminin azaldığı, kurs oranının artmasıyla birlikte ise fren özgül yakıt tüketimi ve entropi üretiminin arttığı, efektif güç ve ısı veriminin azaldığı görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Otto çevrimi, Entropi üretimi, Artık gaz kesri, Kurs oranı.

Effects of residual gas fraction and stroke ratio on the performance and entropy generation of an irreversible Otto cycle

Abstract

Finite-time thermodynamics is often used in realistic analysis of the performance of heat engines. In this study, the effects of residual gas fraction and stroke ratio on engine performance and entropy generation were investigated by taking into consideration the losses such as heat transfer and friction for irreversible Otto cycle. As a result, with the increase of the residual gas fraction, the initial cycle temperature and brake specific fuel consumption increase while the maximum cycle temperature, effective power, thermal efficiency and entropy generation decrease, with the increase of the stroke ratio, the brake specific fuel consumption and entropy generation increases.

Key words: Otto cycle, Entropy generation, Residual gas fraction, Stroke ratio.

¹ Sorumlu Yazar: Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, BEGTBMYO, Bucak-Burdur, Türkiye, earabaci@mehmetakif.edu.tr

1. Giriş

Isı çevrimleri eski bir termodinamik konudur. İçten yanmalı motorların performanslarını optimize etmek ve analiz etmek için ısı çevrimleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Entropi üretimi, endüstriyel sistemlerin verimliliğini artırabilecek en uygun termal sistem tasarımını elde etmek için kullanılmaktadır (Ebrahimi, Dehkordi, 2018). Benzin motorlarının (Buji ateşlemeli motorlar) termodinamik ısı çevrimi karşılığı ise Otto çevrimidir.

Isı çevrimleri için yalnızca klasik termodinamik dengelerden söz ederek bir çözüm elde etmek, günümüzde kullanılan gerçek makinelerin geliştirilebilmesi için yeterli değildir. Bunun için çevrimde gerçekleşen süreçler için daha gerçekçi modellerin oluşturulması ve çevrim sonuçlarının daha da gerçeğe yaklaştırılması gerekmektedir. Bu gerçek süreçlerin analizi için sonlu zaman termodinamiği (FTT) kullanılmaktadır ve günümüzde de oldukça popülerdir (Özcan, 2011). Klasik denge termodinamiğinde tersinir süreçler ve çalışma maddesi olarak ideal hava ve sabit özgül ısılar kullanılmaktadır. Bununla birlikte, sürtünme, ısı transferi gibi kayıplar ihmal edilmektedir. Bu nedenle klasik denge termodinamiğine göre ısı çevrimlerinin verimleri gerçek motorlara göre oldukça yüksek olmaktadır.

Literatürde gerçek ısı motorlarının analizinde ve optimizasyonunda sonlu zaman termodinamiğinin kullanıldığı birçok yayına rastlamak mümkündür.

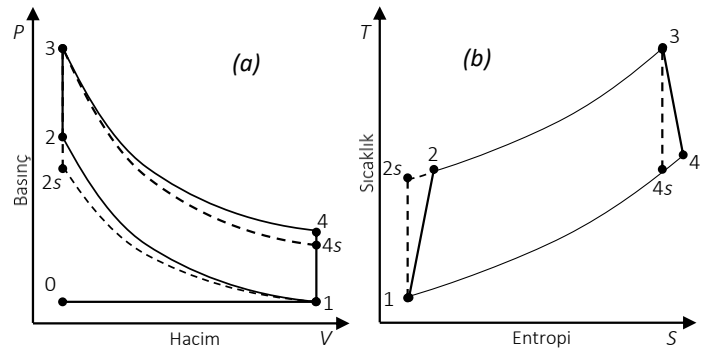
Chen ve ark. (1999), yapmış oldukları çalışmada sonlu zaman termodinamiği teorisini ve uygulamalarını hem fizik hem de mühendislik açısından gözden geçirmişlerdir. Bu çalışmada ısı ve soğutma sistemleri, kimyasal reaksiyonlar ve diğer bazı süreçlerin performanslarının analizi ve optimizasyonu için sonlu zaman termodinamiği modeli kullanılmıştır. Ding ve ark. (2011), altı farklı tersinmez ısı makinesi için sonlu zaman termodinamiği ile modellemişlerdir. Wu ve ark. (2018), sıcaklığa bağlı olarak değişen özgül ısılar şartında hava standardı tersinmez karma-Miller çevriminin optimizasyonu için sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. Ge ve ark. (2018), özgül ısı değişiminin tersinmez Otto çevrimi performansını nasıl etkilediğini belirlemek için sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. Wu ve ark. (2017), tersinmez karma-Miller çevrimi için nonlineer özgül ısı değişimi şartlarında güç, verim, ekolojik fonksiyonu analizinde sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. You ve ark. (2018) karma-Miller çevrimi için politropik süreç kabulü ile güç çıkışı, ısı verim ve ekolojik fonksiyonu için sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. Gahruei ve ark. (2013), hava standart karma ve hava standart karma-Atkinson çevrimlerini sürtünme, ısı transferi ve değişen özgül ısı şartlarında sonlu zaman termodinamiği kullanarak matematik modelini oluşturup her iki çevrimi karşılaştırmışlardır. Ge ve ark., (2009), tersinmez karma çevrimi için sonlu zaman termodinamiği modeli oluşturarak çeşitli parametreler için analiz yapmışlardır. Yine Ge ve ark. (2008), tersinmez dizel çevrimi için sonlu zaman termodinamiği modeli oluşturarak çeşitli parametreler için analiz yapmışlardır. Chen ve ark. (2004), tersinmez karma çevrimi için optimum performansın belirlenmesinde sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. Parlak ve ark. (2004), tersinmez karma çevrimi için basınç oranı ve sıcaklık oranı değişiminin performans analizini sonlu zaman termodinamiğini kullanarak yapmışlardır. Durmayaz ve ark. (2004), termal sistemlerin optimasyonu için sonlu zaman termodinamiği ve termo-ekonomik modeli kullanmışlardır. Ebrahimi ve ark. (2011), ortalama piston hızı, eşdeğerlik oranı

ve silindir duvar sıcaklığının Atkinson motoru performansına etkisinin belirlenmesi için sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. Yine Ebrahimi ve ark. (2012), tersinmez miller çevriminde relatif hava-yakıt oranı ve kurs uzunluğunun motor performansına etkisinin belirlenmesinde sonlu zaman termodinamiğini kullanmışlardır. Gonca ve Şahin (2016), Miller çevrimi ile çalışan bir Dizel motorunda turboşarj ve buhar enjeksiyonunun motor performansına etkilerini sonlu zaman termodinamiğini kullanarak analiz etmişlerdir. Dobrucalı (2016), Otto-Miller çevrimli motor performansı ve tasarım parametreleri için sonlu zaman termodinamiğini kullanmıştır.

Literatürdeki çalışmalarda da görüldüğü gibi sonlu zaman termodinamiği, motorlarda hem tasarım hem de çalışma parametrelerinin etkisinin görülebilmesi için kullanılan oldukça gerçekçi bir yöntemdir. Sonlu zaman termodinamiği geniş aralıkta bir çözüme izin vermekte ve sonuç eğilimlerini göstermektedir. Bu çalışmadaki amaç artık gaz kesri ve kurs oranının Otto çevrimli bir motor performansına entropi üretimine etkisinin incelenmesidir. Literatürde motor tasarımı için önemli olan bu iki parametrenin hem motor performansı hem de entropi üretimine etkisinin incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada çevrim çalışma maddesi için ideal hava yerine, hava-yakıt buharı ve artık gazdan oluşan bir karışım olduğu kabul edilmiştir. Hava, yakıt buharı ve artık gaz için ayrı ayrı özgül ısı değeri tercih edilmiştir. Artık gazların çevrimden bağımsız olarak sabit bir konsantrasyondaki gaz karışımından meydana geldiği kabul edilmiştir. Bu çalışma için artık gaz kesri ve kurs oranının tersinmez Otto çevriminin performansına ve entropi üretimine etkisi için sonlu zaman termodinamiği kullanılarak bir model oluşturulmuş ve sayısal bir örnek ile sonuçlar elde edilmiş ve yorumlanmıştır.

1.1. Çevrim Modeli

Şekil 1'de Otto çevrimi için PV ve TS diyagramı görülmektedir. 0, 1, 2, 3, 4, 1, 0 noktaları tersinmez Otto çevrimini, 0-1 ve 1-0 ise sırasıyla emme ve egzoz zamanını ifade etmektedir. "s" indisi ise sıkıştırma ve genişleme için tersinir işlemleri göstermektedir (Ebrahimi, 2014).



Şekil 1. Otto çevrimi için (a) PV ve (b) TS diyagramı

Bu çalışmada artık gaz kesri (ψ) ve kurs oranının (λ) tersinmez Otto çevrimi performansına ve entropi üretimine etkilerinin incelenebilmesi için sonlu zaman termodinamiği modeli kullanılmıştır. Artık gaz kesri ve kurs oranı aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir:

$$\lambda = \frac{L}{D} = \frac{4v_d}{\pi D^3} = \frac{4v_t(\varepsilon - 1)}{\pi \varepsilon D^3} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{m_r}{m_{mix}} = 1 - \frac{m_f(\phi + \alpha)}{m_{mix}} \quad (2)$$

Burada v_d , v_t , ε , L , ve D sırasıyla kurs hacmini ($v_1 - v_2$), silindir hacmini (v_1), sıkıştırma oranını (v_1/v_2), kurs uzunluğunu ve silindir çapını ifade etmektedir.

Çevrim başlangıcında silindir içerisinde belirli oranlardaki yakıt, hava ve artık gaz karışımından (m_{mix}) oluşmaktadır. Hava ve yakıt arasındaki stokiometrik karışım oranı (α) ve hava fazlalık katsayısına (ϕ) göre m_{mix} aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir (Ebrahimi, 2013):

$$m_{mix} = m_f + m_a + m_r = \frac{m_f(\phi + \alpha)}{\phi(1 - \psi)} \quad (3)$$

Burada m_{mix} için ideal gaz yasasından faydalanarak aşağıdaki gibi de ifade edilebilmektedir:

$$m_{mix} = \frac{P_1 v_t}{R_{mix} T_1} = \frac{P_1 \pi D^3 \lambda \varepsilon}{4 R_{mix} T_1 (\varepsilon - 1)} \quad (4)$$

m_{mix} için sabit hacimde özgül ısı (c_{vmix}) ve ideal gaz sabiti (R_{mix}) aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir (Ebrahimi 2013):

$$c_{vmix} = \frac{(1 - \psi)(\alpha c_{va} + \phi c_{vf}) + \psi(\phi + \alpha) c_{vr}}{(\phi + \alpha)} \quad (5)$$

$$R_{mix} = \frac{(1 - \psi)(\alpha R_a + \phi R_f) + \psi(\phi + \alpha) R_r}{(\phi + \alpha)} \quad (6)$$

Burada c_{va} , c_{vf} , c_{vr} ve R_a , R_f , R_r değerleri hava, yakıt ve artık gaz için sırasıyla sabit hacimde özgül ısı ve ideal gaz sabitlerini ifade etmektedir.

Tersinir adyabatik işlemlerde entropi değişimi sıfır olduğundan dolayı 1→2s ve 3→4s süreçleri için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir (Ge ve ark., 2009):

$$c_{vmix} \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_1}\right) = R_{mix} \ln(\varepsilon) \quad (7)$$

$$c_{vmix} \ln\left(\frac{T_{4s}}{T_3}\right) = -R_{mix} \ln(\varepsilon) \quad (8)$$

Buradaki T_{2s} ve T_{4s} değerleri tersinir adyabatik süreçler için geçerlidir ve sıkıştırma ve genleşme zamanı için tersinmezlikler sırasıyla sıkıştırma verimi (η_c) ve genleşme verimi (η_e) ile ifade edilmektedir. Buna göre tersinmez süreçler için T_2 ve T_4 değerleri aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir (Wu ve ark., 2018):

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} + T_1 \quad (9)$$

$$T_4 = \eta_e(T_{4s} - T_3) + T_3 \quad (10)$$

m_{mix} birim çevrim için kütle miktarını ifade etmektedir. Birim zamandaki karışım kütlesi (\dot{m}_{mix}) ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_{mix} = \frac{m_{mix} N}{120} = \frac{P_1 v_t N}{120 R_{mix} T_1} \quad (11)$$

Burada N , P_1 ve T_1 sırasıyla motor hızı, çevrim başlangıç sıcaklığı ve çevrim başlangıç sıcaklığıdır.

Birim zamandaki ısı girişi (\dot{Q}_{in}) ve ısı çıkışı (\dot{Q}_{out}) aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{mix} c_{vmix} (T_3 - T_2) = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{ht} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{mix} c_{vmix} (T_4 - T_1) \quad (13)$$

Burada \dot{Q}_{in} hem 2→3 arasında sisteme giren ısı girişi olarak hem de yakıt enerji akısı (\dot{Q}_f) ile ısı kaybı akısının (\dot{Q}_{ht}) farkı olarak ifade edilebilmektedir aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır (Ebrahimi, 2011):

$$\dot{Q}_f = \left(-1.4474 + \frac{4.1858}{\phi} - \frac{1.8671}{\phi^2} \right) \dot{m}_f H_u \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{ht} = \dot{m}_{mix} \beta (T_2 + T_3 - 2T_w) \quad (15)$$

Burada H_u , β ve T_w sırasıyla yakıtın alt ısıl değeri, ısı kaybı katsayısı ve silindir duvar sıcaklığıdır.

T_1 çevrim başlangıç sıcaklığıdır ve literatürde genellikle ortam sıcaklığına eşit ve sabit bir değer olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada ise T_1 değeri T_1 , T_1 ve ψ 'nin parametresi olarak aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$T_1 = T_0 + \frac{\psi R_r (T_4 - T_0)}{R_{mix}} \quad (16)$$

Sürtünme nedeniyle meydana gelen güç kaybı (P_μ) ise aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir (Gonca, 2017):

$$P_\mu = \frac{-\mu N^2}{900} \left[\frac{4\lambda^2 v_t (\varepsilon - 1)}{\pi \varepsilon} \right]^{2/3} \quad (17)$$

Motor efektif gücü (P_e) ise aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir:

$$P_e = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - |P_\mu| = \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_1 v_t N}{120 R_{mix} T_1} \left[\frac{(1 - \psi)}{(\phi + \alpha)} (\alpha c_{va} + \phi c_{vf}) + \psi c_{vr} \right] \\ \times [R_{mix} (T_3 - T_2) + (R_{mix} + \psi R_r) (T_4 - T_0)] \\ - \frac{-\mu \lambda^2 N^2}{900} \left[\frac{4v_t (\varepsilon - 1)}{\pi \lambda \varepsilon} \right]^{1.5} \end{array} \right\} \quad (18)$$

Buradaki güç değeri motor ölçülerine bağlı olarak değişmektedir gerçek güç değeridir. Parametrik olarak bir karşılaştırma yapılmak istendiğinde Güç yoğunluğu veya boyutsuz güç kavramları kullanılmaktadır. Güç yoğunluğunda gerçek güç motor hacmine bölünürken, boyutsuz güç kavramında ise gerçek güç başlangıç şartlarına bölünür veya maksimum güç değerine bölünür veya normalize edilir. Bu çalışmada ise boyutsuz güç (P_{ed}) kavramı kullanılmıştır ve aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$P_{ed} = \frac{P_e}{\dot{m}_{mix} R_{mix} T_1} = \frac{120 P_e}{P_1 v_t N} \quad (19)$$

Isıl verim ise P_e 'nin \dot{Q}_f ye oranı olarak tanımlanmaktadır:

$$\eta_{th} = \frac{P_e}{\dot{Q}_f} \left\{ \frac{P_1 v_t N}{120 R_{mix} T_1} \left[\frac{(1-\psi)}{(\phi+\alpha)} (\alpha c_{va} + \phi c_{vf}) + \psi c_{vr} \right] \times [R_{mix} (T_3 - T_2) + (R_{mix} + \psi R_r) (T_4 - T_0)] - \frac{-\mu \lambda^2 N^2 \left[\frac{4 v_t (\varepsilon - 1)}{\pi \lambda \varepsilon} \right]^{1.5}}{900} \right\} \quad (20)$$

$$= \frac{\left\{ \dot{Q}_f = \left(-1.4474 + \frac{4.1858}{\phi} - \frac{1.8671}{\phi^2} \right) \dot{m}_f H_u \right\}}{\dot{Q}_f}$$

Motor veriminin başka bir göstergesi olarak birim güç başına yakıt tüketimi olarak tanımlanan fren özgül yakıt tüketimi ise aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir:

$$b_e = \frac{3.6 \times 10^{-6} m_f}{P_e} = \frac{3.6 \times 10^{-6} m_{mix} \phi (1 - \psi)}{(\phi + \alpha) P_e} \quad (21)$$

Motor hacminden bağımsız olarak bir performans göstergesi olan fren ortalama efektif basınç aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$P_{me} = \frac{120 P_e}{N v_d} = \frac{120 P_e \varepsilon}{N v_t (\varepsilon - 1)} \quad (22)$$

Tüm çevrimdeki toplam entropi üretimi (σ_{sum}) ısı transferinden (σ_{ht}), sürtünmeden (σ_{μ}), sıkıştırma tersinmezliğinden (σ_c), genişleme tersinmezliğinden (σ_e) ve egzozdan (σ_{ex}) kaynaklı entropi üretiminden meydana gelmektedir (Ge ve ark., 2018):

$$\sigma_{sum} = \sigma_{ht} + \sigma_{\mu} + \sigma_c + \sigma_e + \sigma_{ex} \quad (23)$$

σ_{ht} , σ_{μ} , σ_c , σ_e ve σ_{ex} değerlerinin hesaplanması için aşağıdaki eşitlikler kullanılabilir (Ge ve ark., 2018):

$$\sigma_{ht} = \dot{Q}_{ht} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{2}{T_2 + T_3} \right) \quad (24)$$

$$\sigma_{\mu} = \frac{P_{\mu}}{T_0} = \frac{-\mu N^2}{900 T_0} \left[\frac{4 \lambda^2 v_t (\varepsilon - 1)}{\pi \varepsilon} \right]^{2/3} \quad (25)$$

$$\sigma_c = \dot{m}_{mix} c_{vmix} \ln \left(\frac{T_2}{T_{2s}} \right) \quad (26)$$

$$\sigma_e = \dot{m}_{mix} c_{vmix} \ln \left(\frac{T_4}{T_{4s}} \right) \quad (27)$$

$$\sigma_{ex} = \dot{m}_{mix} c_{vmix} \left[\ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right) + \frac{T_4 + T_1}{T_0} \right] \quad (28)$$

Enerji dönüşümünün kalitesinin bir göstergesi olarak basit olarak elde edilen işin (veya gücün), maksimum işe (veya güce) oranı olarak tanımlanan termodinamik verim veya ikinci yasa verimi (e) aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$e = \frac{P_e}{P_{max}} = \frac{P_e}{P_e + \sigma_{sum} T_0} \quad (29)$$

Burada $\sigma_{sum} T_0$ ifadesi tersinmezliklerden dolayı efektif güce dönüştürülemeyen kayıp gücün ifadesidir.

$\lambda, v_t, \varepsilon, \psi, \phi, \alpha, N, P_1, T_0, T_w, \beta, \eta_c, \eta_e, \mu, H_u, c_{va}, c_{vf}, c_{vr}, R_a, R_f, R_r$ değerleri bilindiğinde 1-29 arası eşitlikler kullanılarak tersinmez Otto çevrimi için tersinmez sıcaklıklar, ısı kaybı, sürtünme kaybı, efektif güç ve ısı verim, kayıp iş, maksimum iş, toplam entropi üretimi, termodinamik verim gibi performans ve entropi üretimi ile ilgili tüm parametreler hesaplanabilmektedir. Burada λ, ψ ve ε değerlerinin belirli aralıktaki değişimine bağlı olarak Otto çevrimi performansı ve entropi üretimine etkileri detaylı olarak incelenmiştir.

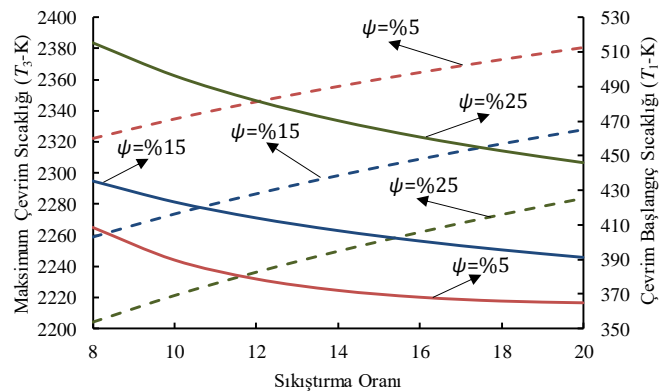
Sayısal Çalışma ve Tartışma

Bu çalışma için 500 cm³ toplam hacme sahip tek silindirik bir motorun 4000 min⁻¹ hızda çalıştığı varsayılmıştır. Bunun için artık gaz kesrinin $\psi = \%5 \rightarrow \%25$, kurs oranının $\lambda = 0.5 \rightarrow 1.5$ ve sıkıştırma oranının $\varepsilon = 8 - 20$ aralığında değişiminin motor performansına entropi üretimine etkisi incelenmiştir. 1-29 arası eşitliklerde kullanılacak sabitler ise $\phi = 1.0, \alpha = 15.05, P_1 = 100$ kPa, $T_0 = 300$ K, $T_w = 400$ K, $\beta = 0.5$ kJ/kgK, $\eta_c = \eta_e = 0.97, \mu = 12.9$ Ns/m, $H_u = 44790$ kJ/kg, $c_{va} = 0.718$ kJ/kgK, $c_{vf} = 1.638$ kJ/kgK, $c_{vr} = 0.866$ kJ/kgK, $R_a = 0.287$ kJ/kgK, $R_f = 0.073$ kJ/kgK, $R_r = 0.307$ kJ/kgK olarak kabul edilmiştir.

Tablo 1. Hesaplamalarda kullanılan sabit ve değişkenler

Değişken	Değer	Değişken	Değer
ψ	%5 \rightarrow %25	$\eta_c = \eta_e$	0.97
λ	0.5 \rightarrow 1.5	μ	12.9 Ns/m
ε	8 - 20	H_u	44790 kJ/kg
ϕ	1.0	c_{va}	0.718 kJ/kgK
α	15.05	c_{vf}	1.638 kJ/kgK
P_1	100 kPa	c_{vr}	0.866 kJ/kgK
T_0	300 K	R_a	0.287 kJ/kgK
T_w	400 K	R_f	0.073 kJ/kgK
β	0.5 kJ/kgK	R_r	0.307 kJ/kgK

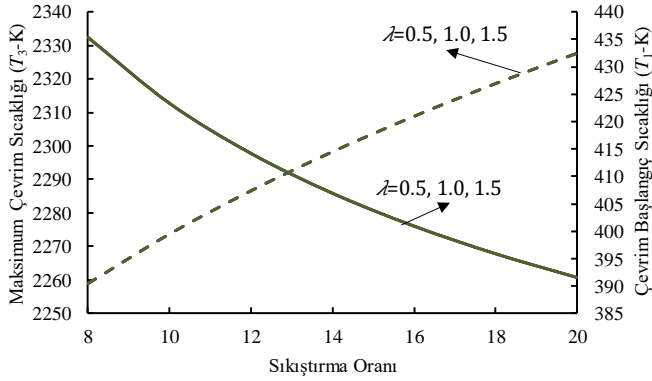
Şekil 2'de sıkıştırma oranına bağlı olarak artık gaz kesri değişiminin ve kurs oranının maksimum çevrim sıcaklığı ve çevrim başlangıç sıcaklığına olan etkisi görülmektedir.



Şekil 2. Artık gaz kesrinin maksimum çevrim sıcaklığı ve çevrim başlangıç sıcaklığına etkisi ($\lambda = 1.0$)

Sıkıştırma oranına bağlı olarak çevrim başlangıç sıcaklığı azalmaktadır. Otto çevriminde sıkıştırma oranı genişleme oranına eşittir ve sıkıştırma oranına bağlı olarak çevrim sonu sıcaklığı (T_4) daha düşük olmaktadır. Çevrim başlangıç sıcaklığı ile artık gaz kesri arasında Eş. 16'da gösterildiği gibi bir ilişki olduğu kabul edildiğinden dolayı artık gaz kesrinin artması ile birlikte çevrim başlangıç sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Maksimum çevrim sıcaklığı ile sıkıştırma oranı arasındaki ilişki incelendiğinde aralarında doğru orantı olduğu görülmektedir. Sıkıştırma oranı arttıkça sıkıştırma sonu sıcaklığı da (T_4) artmakta ve aynı artık gaz kesri için maksimum çevrim sıcaklığı da artmaktadır. Artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte çevrim başlangıç sıcaklığı ve buna bağlı olarak sıkıştırma sonu sıcaklığı da artmasına rağmen artık gaz miktarı dolayısıyla silindir içerisine bir çevrimde daha az miktarda taze dolgu alındığından dolayı maksimum çevrim sıcaklığı azalmaktadır.

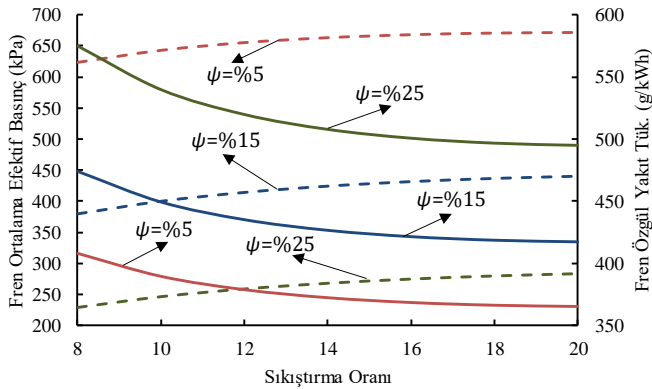
Şekil 3'te sıkıştırma oranına bağlı olarak kurs oranı değişiminin maksimum çevrim sıcaklığı ve çevrim başlangıç sıcaklığına olan etkisi görülmektedir.



Şekil 3. Kurs oranının maksimum çevrim sıcaklığı ve çevrim başlangıç sıcaklığına etkisi ($\psi = \%15$)

Kurs oranının çevrim başlangıç sıcaklığına ve maksimum çevrim sıcaklığına etkisinin olmadığı görülmektedir. Kurs oranı piston hareketi ile ilgili bir durum olduğu için sıcaklığı değiştirici herhangi bir etkisi bulunmamaktadır.

Şekil 4'te sıkıştırma oranına bağlı olarak artık gaz kesri değişiminin fren ortalama efektif basıncı ve fren özgül yakıt tüketimine olan etkisi görülmektedir.

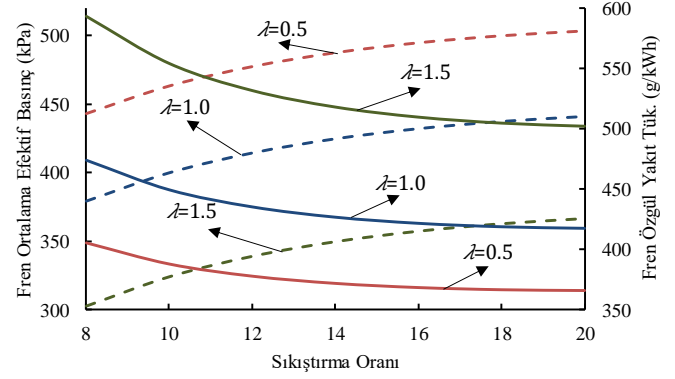


Şekil 4. Artık gaz kesrinin fren ortalama efektif basıncı ve fren özgül yakıt tüketimine etkisi ($\lambda = 1.0$)

Şekil 4'te sıkıştırma oranı artışına bağlı olarak fren ortalama efektif veriminde artış, fren özgül yakıt tüketiminde ise azalma meydana geldiği görülmektedir. Artık gaz kesri artışına bağlı

olarak ise fren ortalama efektif basıncı azalırken fren özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Artık gaz miktarı arttıkça silindire bir çevrimde alınan taze dolgu miktarı azalacağından dolayı fren ortalama efektif basıncı azalmakta fren özgül yakıt tüketimi ise artmaktadır.

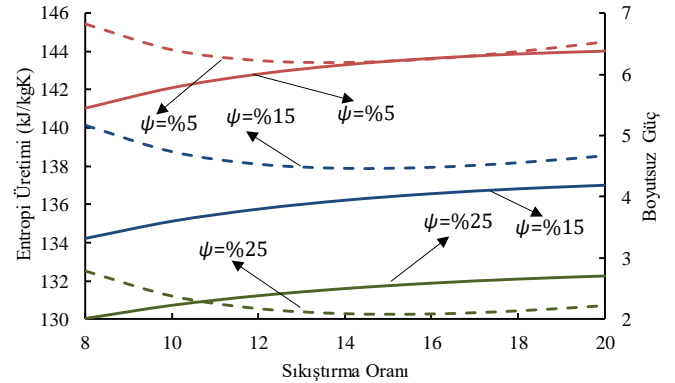
Şekil 5'te sıkıştırma oranına bağlı olarak kurs oranı değişiminin fren ortalama efektif basıncı ve fren özgül yakıt tüketimine olan etkisi görülmektedir.



Şekil 5. Kurs oranının fren ortalama efektif basıncı ve fren özgül yakıt tüketimine etkisi ($\psi = \%15$)

Şekil 5 incelendiğinde kurs oranının artmasıyla birlikte fren ortalama efektif basıncı azaldığı ve fren özgül yakıt tüketiminin arttığı görülmektedir. Kurs oranı ile birlikte bir çevrimde elde edilen iş miktarı ve buna bağlı olarak efektif güç değişmektedir. Hem fren ortalama efektif basıncı hem de fren özgül yakıt tüketimi değerleri efektif güç değeri ile ilişkilidir. Kurs oranı değişmesine rağmen silindir içerisine alınan taze dolgu miktarı değişmediğinden dolayı efektif güç fren ortalama efektif basıncı ve fren özgül yakıt tüketimini doğrudan etkilemektedir.

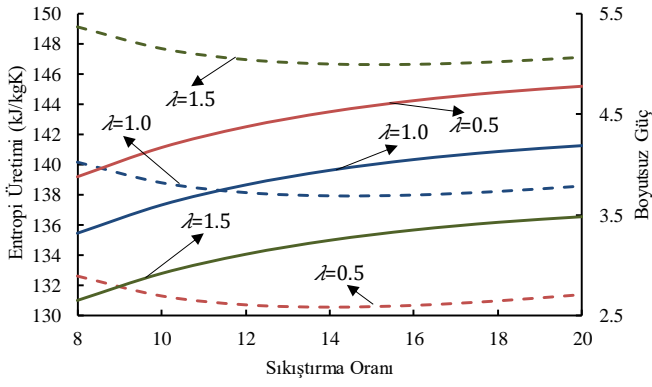
Şekil 6'da sıkıştırma oranına bağlı olarak artık gaz kesri değişiminin entropi üretimi ve boyutsuz güce olan etkisi görülmektedir.



Şekil 6. Artık gaz kesrinin entropi üretimi ve boyutsuz güce etkisi ($\lambda = 1.0$)

Şekil 6 incelendiğinde sıkıştırma oranı artışına bağlı olarak entropi üretimi azalırken boyutsuz güç artmaktadır. Artık gaz kesrinin artışına göre ise hem entropi üretimi hem de boyutsuz güç azalmaktadır.

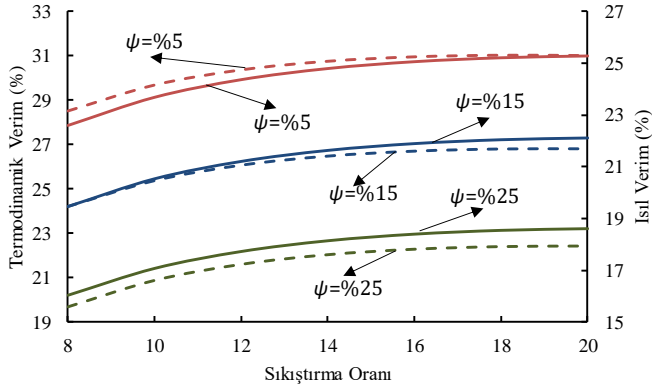
Şekil 7'de sıkıştırma oranına bağlı olarak kurs oranı değişiminin entropi üretimi ve boyutsuz güce olan etkisi görülmektedir.



Şekil 7. Kurs oranının entropi üretimi ve boyutsuz güce etkisi ($\psi = \%15$)

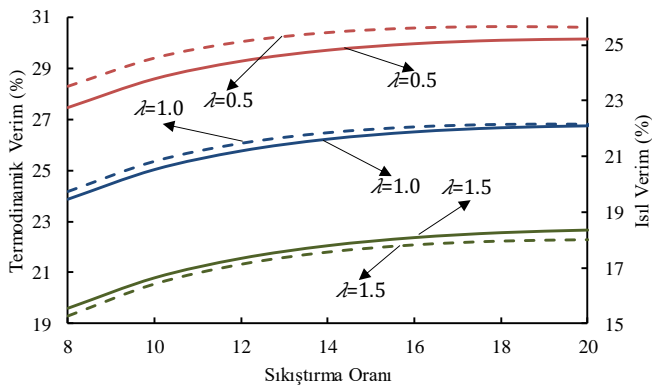
Şekil 7’de kurs oranı arttıkça entropi üretimi artarken boyutsuz güç azalmaktadır. Kurs oranı, silindir içerisine dolacak olan dolgu miktarını değiştirmezken, çevrim işini etkilediğinden dolayı entropi üretimi kurs oranının artmasıyla artmaktadır. Entropi üretiminin yüksek olmasıyla birlikte fren özgül yakıt tüketimi ve boyutsuz gücün düşük, fren ortalama efektif basıncın yüksek olduğuna da dikkat edilmelidir.

Şekil 8’de sıkıştırma oranına bağlı olarak artık gaz kesri değişiminin termodinamik verim ve ısı verime olan etkisi görülmektedir.



Şekil 8. Artık gaz kesrinin termodinamik verim ve ısı verime etkisi ($\lambda = 1.0$)

Şekil 8’de sıkıştırma oranının artışına bağlı olarak hem termodinamik verim hem de ısı verim artmaktadır. Ancak düşük sıkıştırma oranlarında verim artışları daha fazla olmaktadır. Artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte hem termodinamik verim, hem de ısı verim azalmaktadır.



Şekil 9. Kurs oranının termodinamik verim ve ısı verime etkisi ($\psi = \%15$)

Şekil 9’da sıkıştırma oranına bağlı olarak kurs oranı değişiminin termodinamik verim ve ısı verime olan etkisi görülmektedir.

Şekil 9’da ise kurs oranı arttıkça hem termodinamik verim hem de ısı verim azalmaktadır.

2-9 arası şekilleri özetlemek amacıyla aşağıdaki gibi bir tablo oluşturulabilir.

Tablo 2. Artık gaz kesri ve kurs oranını değişiminin çevrim performans parametrelerine olan etkileri (▼: Azalır, ▲: Artar, —: Değişmez)

Parametre	ψ arttığında	λ arttığında	ε arttığında
T_3	▼	—	▲
T_1	▲	—	▼
P_{me}	▼	▼	▲
b_e	▲	▲	▼
σ_{sum}	▼	▲	▼/▲
P_{ed}	▼	▼	▲
e	▼	▼	▲
η_{th}	▼	▼	▲

Sonuçlar

Bu çalışmada çevrim çalışma maddesinin niteliğini ve çalışma şartlarını doğrudan etkileyen artık gaz kesri ile motor yapısal tasarım özelliği olan kurs oranının Otto çevrimi ile çalışan bir motorun performans ve entropi üretimi üzerine etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Bunun için çevrimde sıkıştırma ve genleşme tersinmezlikleri belirli bir katsayıyla hesaba katılmıştır. Bununla birlikte özgül ısıların sıcaklıkla değişmediği varsayılmıştır. Artık gaz kesri ve kurs oranının sıkıştırma oranına göre etkileri grafiklerle gösterilmiştir. Termodinamik model oluşturulurken sonlu zaman termodinamiği modeli oluşturulmuştur.

Artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte çevrim başlangıç sıcaklığı ve fren özgül yakıt tüketimi artarken, maksimum çevrim sıcaklığı, fren ortalama efektif basınç, entropi üretimi, boyutsuz güç, termodinamik verim ve ısı verim azalmaktadır. Artık gaz kesri doğrudan çevrim çalışma maddesinin niteliğini değiştirdiğinden dolayı motor performansına da etki etmektedir. Artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte maksimum çevrim sıcaklığın düşmesi her ne kadar iyi bir durum olarak görülse de fren özgül yakıt tüketimi, boyutsuz güç, termodinamik ve ısı veriminin azalması istenen bir durum değildir. Ancak artık gaz kesrinin artmasıyla birlikte entropi üretiminin artması istenen bir durumdur. Bu nedenle artık gaz kesri optimum bir düzeyde tutulmalıdır.

Kurs oranı arttıkça fren özgül yakıt tüketimi ve entropi üretimi artarken, fren ortalama efektif basınç boyutsuz güç, termodinamik verim ve ısı verim azalmaktadır. Çevrim başlangıç sıcaklığı ve maksimum çevrim sıcaklığı kurs oranı değişimine bağlı olarak değişmemektedir. Bunun nedeni kurs oranının çevrim oluşumuna etkisinin olmamasındandır. Çünkü kurs oranı mekaniksel bir durumdur ve sabit bir sıkıştırma oranı

ve sabit bir silindir hacmi için kurs oranı değişimine bağlı olarak yalnızca kurs uzunluğu değişmektedir. Aynı şartlar için kurs oranının artmasıyla birlikte kurs uzunluğu da artmaktadır. Kurs oranının artması hem motor performansını kötüleştirmekte hem de entropi üretimini artırmaktadır. Bu nedenle kurs oranının mümkün olduğunca kısa olması avantaj olarak görülmektedir.

Sıkıştırma oranı arttıkça maksimum çevrim sıcaklığı, fren ortalama efektif basınç, boyutsuz güç, termodinamik verim ve ısı verim artarken, çevrim başlangıç sıcaklığı ve fren özgül yakıt tüketimi azalmaktadır. Bununla birlikte belirli bir sıkıştırma oranına kadar entropi üretimi azalırken yüksek sıkıştırma oranına yaklaşıldıkça entropi üretimi artmaktadır. Sıkıştırma oranının seçiminde entropi üretimi göz önüne alındığında sıkıştırma oranının 13-15 aralığında tercih edilmesi avantajlı görülmektedir.

Genel bir değerlendirme olarak artık gaz kesri ve kurs oranı gibi iki önemli tasarım parametresinin motor performansına ve entropi üretimine olan etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarla birlikte artık gaz kesri ve kurs oranı değişiminin hangi motor performans veya entropi üretimi parametresine nasıl etki ettiği ayrı ayrı incelenebilmiştir.

Kaynaklar

Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2004). Optimal performance of an irreversible dual-cycle. *Applied Energy*, 79(1), 3-14.

Chen, L., Wu, C., & Sun, F. (1999). Finite time thermodynamic optimization or entropy generation minimization of energy systems. *Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics*, 24(4), 327-359.

Ding, Z., Chen, L., & Sun, F. (2011). Finite time exergoeconomic performance for six endoreversible heat engine cycles: unified description. *Applied Mathematical Modelling*, 35(2), 728-736.

Dobrucali, E. (2016). The effects of the engine design and running parameters on the performance of a Otto–Miller Cycle engine. *Energy*, 103, 119-126.

Durmaz, A., Sogut, O. S., Sahin, B., & Yavuz, H. (2004). Optimization of thermal systems based on finite-time thermodynamics and thermoconomics. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 175-217.

Ebrahimi, R. (2011). Effects of mean piston speed, equivalence ratio and cylinder wall temperature on performance of an Atkinson engine. *Mathematical and Computer Modelling*, 53(5-6), 1289-1297.

Ebrahimi, R. (2012). Performance analysis of an irreversible Miller cycle with considerations of relative air–fuel ratio and stroke length. *Applied Mathematical Modelling*, 36(9), 4073-4079.

Ebrahimi, R. (2013). Thermodynamic Modeling of an Atkinson Cycle with respect to Relative Air-Fuel Ratio, Fuel Mass Flow Rate and Residual Gases. *Acta Physica Polonica, A.*, 124(1).

Ebrahimi, R. (2014). Thermodynamic simulation of performance of an irreversible Otto cycle with engine speed and variable

specific heat ratio of working fluid. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39(3), 2091-2096.

Ebrahimi, R., & Dehkordi, N. S. (2018). Effects of design and operating parameters on entropy generation of a dual cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 133(3), 1609-1616.

Gahruei, M. H., Jeshvaghani, H. S., Vahidi, S., & Chen, L. (2013). Mathematical modeling and comparison of air standard Dual and Dual-Atkinson cycles with friction, heat transfer and variable specific-heats of the working fluid. *Applied Mathematical Modelling*, 37(12-13), 7319-7329.

Ge, Y. L., Chen, L., & Sun, F. R. (2008). Finite-time thermodynamic modelling and analysis of an irreversible diesel cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(5), 887-894.

Ge, Y., Chen, L., & Qin, X. (2018). Effect of specific heat variations on irreversible Otto cycle performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122, 403-409.

Ge, Y., Chen, L., & Sun, F. (2009). Finite-time thermodynamic modeling and analysis for an irreversible Dual cycle. *Mathematical and Computer Modelling*, 50(1-2), 101-108.

Gonca, G. (2017). Effects of engine design and operating parameters on the performance of a spark ignition (SI) engine with steam injection method (SIM). *Applied Mathematical Modelling*, 44, 655-675.

Gonca, G., & Sahin, B. (2016). The influences of the engine design and operating parameters on the performance of a turbocharged and steam injected diesel engine running with the Miller cycle. *Applied Mathematical Modelling*, 40(5-6), 3764-3782.

Özcan, H. (2011). The effects of heat transfer on the exergy efficiency of an air-standard otto cycle. *Heat and mass transfer*, 47(5), 571-577.

Parlak, A., Sahin, B., & Yasar, H. (2004). Performance optimisation of an irreversible dual cycle with respect to pressure ratio and temperature ratio—experimental results of a ceramic coated IDI Diesel engine. *Energy conversion and management*, 45(7-8), 1219-1232.

Wu, Z., Chen, L., Ge, Y., & Sun, F. (2017). Power, efficiency, ecological function and ecological coefficient of performance of an irreversible Dual-Miller cycle (DMC) with nonlinear variable specific heat ratio of working fluid. *The European Physical Journal Plus*, 132(5), 203.

Wu, Z., Chen, L., Ge, Y., & Sun, F. (2018). Thermodynamic optimization for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle with linearly variable specific heat ratio of working fluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 46-57.

You, J., Chen, L., Wu, Z., & Sun, F. (2018). Thermodynamic performance of Dual-Miller cycle (DMC) with polytropic processes based on power output, thermal efficiency and ecological function. *Science China Technological Sciences*, 61(3), 453-463.