



## Parametric Investigation of Theoretical Cycles of Two-Stroke Gasoline Engines

Recep Çağrı ORMAN<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>Gazi University, Vocational School of Technical Sciences, Department of Machinery and Metal Technologies, 06374 Yenimahalle/ANKARA

### Graphical/Tabular Abstract

#### Article Info:

Research article  
Received: 04.08.2022  
Revision: 26.08.2022  
Accepted: 29.08.2022

#### Highlights

- Theoretical two-stroke engine model.
- Ternary performance graphs.
- Dimensional design parameters.

#### Keywords

Two-stroke engine  
Engine performance  
Thermodynamic cycle

This study includes the parametric analysis and numerical application of the theoretical cycles of two-stroke gasoline engines.

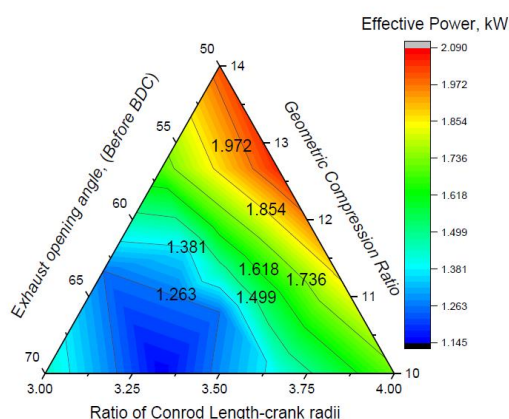


Figure A. Effect of design parameters on effective power

**Purpose:** In this study, a thermodynamic model was created for a two-stroke spark ignition engine and connecting rod (conrod) length-crank radius ratio, geometric compression ratio and exhaust opening angle were chosen as variable parameters. Depending on the change of these parameters, graphs were obtained for the change of engine performance.


**Theory and Methods:** For this study, a PV diagram of a two-stroke engine was created and then thermodynamic equations were derived. Port timing for crank exhaust and transfer is also used in the modeling. In addition, the kinematic relations between the crank and connecting rod are also included in the modeling. The specific heats were accepted as a constant value.

**Results:** A numerical example is presented to evaluate the results obtained. Ternary graphs are used to display the results. The effects of exhaust opening angle, conrod length/crank radius and geometric compression ratio are shown in a single graph and their effects on performance parameters are examined. Accordingly, it has been seen that the conrod length/crank radius value should be around 3.25-3.50, the exhaust opening angle should be around 70 degrees and the geometric compression ratio should be around 10 in order for the engine power to be high.

**Conclusion:** In this study, a simple model for a two-stroke spark ignition engine is presented and a numerical example is made and the effects of exhaust opening angle, connecting rod length-crank radius and geometric compression ratio parameters on engine performance are investigated. In the analysis of these effects, ternary graphs were used. Triple charts have been quite effective for examining the effect of such three parameters. Effective compression ratio, maximum temperature, maximum pressure and effective power values were investigated as engine performance. In the model presented here, a simple comparison method is presented by ignoring the effects of parameters such as the variation of specific heats depending on temperature, heat transfer loss, friction loss, isentropic efficiencies, combustion efficiency. However, this model is stable enough to clearly reveal the effect of design parameters on engine performance. Therefore, the results presented here are particularly useful to engine designers.



## Parametric Investigation of Theoretical Cycles of Two-Stroke Gasoline Engines

Recep Çağrı ORMAN<sup>1,\*</sup> 

<sup>1</sup>Gazi University, Vocational School of Technical Sciences, Department of Machinery and Metal Technologies, 06374 Yenimahalle/ANKARA

### Abstract

Two-stroke engines, which are frequently preferred especially in small agricultural machines, small transportation vehicles and low-capacity power generators, have been used since the 19th century. In this study, a simple thermodynamic model was created and the effects of geometric compression ratio, exhaust opening angle and connecting rod length-crank length ratio parameters, which are design parameters affecting engine performance, were numerically investigated for the performance of an engine with 50 cc stroke volume. Accordingly, the effects of these three parameters on the effective compression ratio, maximum temperature, maximum pressure and effective power parameters were examined with triple graphs. Thus, the effects of all three design parameters were examined with a single graphic. As a result of the numerical analysis, it has been seen that the design parameter that most affects the engine performance is the geometric compression ratio. In addition, increasing the connecting rod length-crank length ratio significantly improves engine performance. It has been observed that choosing a low exhaust opening angle improves engine performance. The results presented here are particularly useful to engine designers.

### Makale Bilgisi

Araştırma makalesi  
Başvuru: 04.08.2022  
Düzeltilme: 26.08.2022  
Kabul: 29.08.2022

### Keywords

Two-stroke engine  
Engine performance  
Thermodynamic cycle

### Anahtar Kelimeler

İki zamanlı motor  
Motor performansı  
Termodinamik çevrim

## İki Zamanlı Benzinli Motorların Teorik Çevrimlerinin Parametrik İncelenmesi

### Öz

Özellikle küçük tarım makinelerinde, küçük ulaşım araçlarında ve düşük kapasiteli güç jeneratörlerinde sıklıkla tercih edilen iki zamanlı motorlar 19. yüzyıldan bu yana kullanılmaktadır. Bu çalışmada basit bir termodinamik model oluşturulmuş ve motor performansını etkileyici tasarım parametrelerinden geometrik sıkıştırma oranı, egzoz açılma açısı ve biyel uzunluğu-krank yarıçapı oranı parametrelerinin etkileri 50 cc kurs hacmine sahip bir motorun performansı için sayısal olarak incelenmiştir. Buna göre bu üç parametrenin efektif sıkıştırma oranı, maksimum sıcaklık, maksimum basınç ve efektif güç parametrelerine etkileri üçlü grafiklerle incelenmiştir. Böylelikle her üç tasarım parametresinin etkisi tek bir grafikte incelenmiştir. Yapılan sayısal inceleme neticesinde motor performansını en etkileyen tasarım parametresinin geometrik sıkıştırma oranı olduğu görülmüştür. Bununla birlikte biyel uzunluğu-krank yarıçapı oranının artırılması da motor performansını belirgin bir biçimde iyileştirmektedir. Egzoz açılma açısının düşük tercih edilmesinin motor performansını iyileştirdiği görülmüştür. Burada sunulan sonuçlar özellikle motor tasarımcılarının kullanabileceği niteliktedir.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde yaygın olarak kullanılan dört zamanlı motorlar kadar eski bir tarihi olmasına rağmen iki zamanlı motorlar dört zamanlı motorlar kadar yaygın olarak kullanılamamıştır. İki zamanlı çevrimli motorun 19. yüzyılın sonunda İngiltere’de Sir Dugald Clerk tarafından icat edildiği genel olarak kabul edilmektedir. Egzozun zamanlamasının ve alanının, piston tarafından transfer ve giriş portlarının kontrolü de dahil olmak üzere, indüksiyon işlemi için karter sıkıştırması kullanan motorun formu, 1891’de İngiltere’de Joseph Day tarafından patentlenmiştir [1]. İki zamanlı motorların hafiflik ve yüksek özgül güç performansı göz önüne alınarak motorlu testereler, motorlu tırpanlar, çim biçme makineleri, zirai ilaçlama

makinaları, mobiletler ve jeneratörlerde sıklıkla tercih edilmektedir. Bununla birlikte çok büyük hacimlere sahip gemi motorlarında da iki zamanlı motorları görmek mümkündür [2].

İki zamanlı motorlar bilindiği gibi her krank turunda çevrimi tamamlayan motorlardır. Genel yapı itibarıyla iki zamanlı motorlarda gaz değişim süreci portlar vasıtasıyla yapılmaktadır [2]. Bununla birlikte çok yaygın olmasa da gaz değişim sürecinin valfler yardımıyla yapıldığı iki zamanlı motorlar da bulunmaktadır. Günümüzde yaygın olarak kullanılan iki zamanlı motorlarda piston üst ölü noktaya doğru hareket ederken dolgu (hava veya hava-yakıt karışımı) öncelikle kartere emilir ve piston alt ölü noktaya doğru hareket ederken karterdeki dolgu bir miktar (1.3-15 atm) sıkıştırılır. Sıkıştırılan dolgu transfer portu yardımıyla silindir içerisine alınarak sıkıştırılır ve yanma meydana gelir. Piston alt ölü noktaya doğru yaklaşırken egzoz portu açılarak blowdown süreci meydana gelerek silindir basıncı düşürülür ve ardından egzoz portu açık haldeyken transfer portu açılarak dolgu içeriye alınır ve kalan egzoz gazlarının çıkması sağlanır. İki zamanlı motorlarda gerçek sıkıştırma (veya genişleme) oranı geometrik sıkıştırma oranından yaklaşık %30 daha düşüktür. Bununla birlikte gaz değişim sürecinde dört zamanlı motorlara kıyasla daha fazla hacimsel verim kaybı yaşanmaktadır [3]. Ayrıca iki zamanlı motorlarda herhangi bir yağlama sistemi bulunmadığından dolayı yağlama yağı yakıt ile karıştırılarak motorda kullanılır. Bu da egzoz emisyonlarının kötüleşmesine neden olmaktadır. Bu nedenlerden dolayı iki zamanlı motorlar her ne kadar tasarımsal olarak yapısal basitliği ve yüksek güç yoğunluğuna sahip olsalar da dört zamanlı motorların kullanıldığı yerler için iyi bir alternatif olarak görülmemektedir.

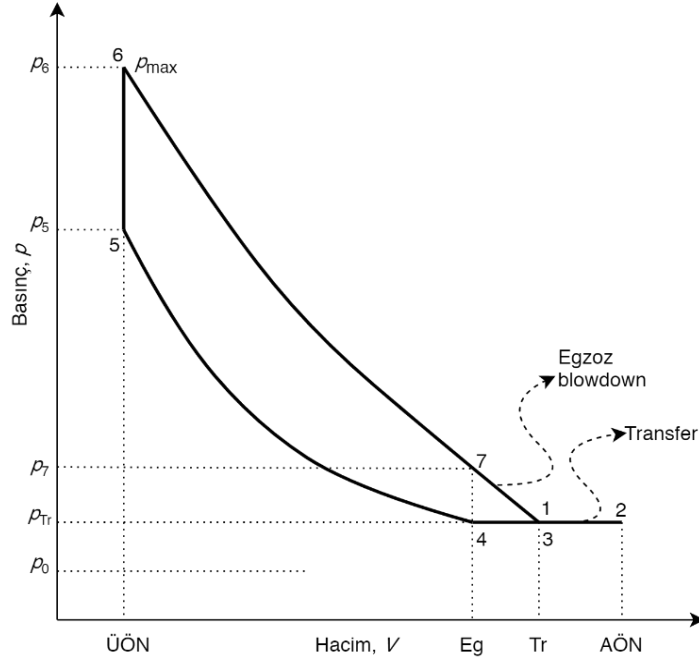
İki zamanlı motorların çevrimleri ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Zhu ve ark. yapmış oldukları çalışmada iki zamanlı motorlarda süpürme havası kontrolü ile ilgili detayı bir çalışma yapmışlardır. İki zamanlı motorlarda Miller kaybının azaltılabilmesi için egzoz zamanlamasının optimize edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır [4]. Ji ve ark. düşük hızdaki iki zamanlı dizel bir motor için yapmış oldukları çalışmada EGR, emme havası nemlendirmesi ve enjeksiyon stratejisi Miller çevrimi üzerinden modellenmiştir [5]. Theotokatos ve ark. iki zamanlı marine motorları için yapmış oldukları çalışmada değişken enjeksiyon zamanlaması ve türbin alanına göre sıfır-boyutlu bir model geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlar analiz edilerek, incelenen motor parametreleri arasındaki ilişkiler kurulmuştur [6]. Xu ve ark. iki popet valfli iki zamanlı dizel bir motor için süpürme verimliliği için yapmış oldukları çalışmada girdap döngüsü süpürme konfigürasyonu önerisi modellenmiştir [7]. Choe ve ark. iki zamanlı karter süpürmeli buji ateşlemeli motor çalışma sürecinin matematiksel modellemesini yaparak transfer portlarının açılma açısının değişimine göre motor performans değişimi detaylı bir örnekle anlatılmıştır [8]. Zhu ve ark. iki zamanlı dizel motorunda uygulanan yeni bir buhar enjeksiyonlu turbo-bileşik sisteminin enerji ve ekserji analizi yapmışlar ve bu yeni sistem ile yakıt tüketimi nominal hızda %5,1 oranında azaltılmıştır [9]. İçten yanmalı motorların modellenmesi ile ilgili literatürde birçok çalışma bulmak mümkündür. Ancak özellikle parametrik çalışmalar için ideal veya idealleştirilmiş çevrimlerin kullanımı oldukça pratiktir. Arabacı, yapmış olduğu çalışmada dört zamanlı buji ateşlemeli bir motor için benzin ve LPG kullanımının motor performansına etkisini içten tersinmezliklerin olduğu bir otto çevrimi modelini kullanmıştır [10]. Chen ve ark. yapmış oldukları çalışmada tersinmez ikili çevrim için optimum performans parametrelerini detaylı olarak incelemiştir [11]. Arabacı, yapmış olduğu çalışmada artık gaz kesri ve kurs oranının tersinmez Otto çevriminin performansına ve entropi üretimine etkilerini incelemiştir [12]. Ding ve ark. yapmış oldukları çalışmada altı farklı tersinmez ısı motoru çevrimi için sonlu zaman ekserji analizi yapmışlardır [13].

Özellikle parametrik çalışmalarda herhangi bir motor parametresi değişiminin motor performansına etkisinin gözlenmesi için basit bir termodinamik kullanmak literatürde de her zaman tercih edilmiştir. Bu çalışmada iki zamanlı buji ateşlemeli bir motor için basit bir termodinamik model oluşturulmuş ve biyel uzunluğu-krank yarıçapı oranı, geometrik sıkıştırma oranı ve egzoz açılma açısı değişken parametre olarak seçilmiştir. Bu parametrelerin değişimine bağlı olarak motor performansının değişimi için grafikler elde edilmiştir.

## 2. MATERYAL VE METOTLAR (MATERIALS AND METHODS)

Buji ateşlemeli iki zamanlı motorlar için Şekil 1’de gösterilen basınç-hacim diyagramı kullanılabilir. Egzoz portunun kapanmasından üst ölü noktaya (ÜÖN) ulaşıncaya kadar (4’ten 5’e) sıkıştırma süreci meydana

gelir. Sıkıştırma sürecinin ardından ısı girişi ile sabit hacimde basınç artışı (5'ten 6'ya) meydana gelir. Isı girişinin ardından egzoz portunun açılmasına kadar gerçekleşen süreçte (6'dan 7'ye) genişleme süreci meydana gelir. Genişleme sürecinin ardından egzoz portu açık olduğundan dolayı egzoz blowdown (7'den 1'e) meydana gelir. Ardından transfer portu açılır ve karterdeki dolgu silindire transfer edilir (1'den 2'ye ve 2'den 3'e). Ardından transfer portu kapanır ve egzoz portu kapanıncaya kadar (3'ten 4'e) egzoz temizleme süreci gerçekleşir. Bu diyagramda emme kartere dolgunun alınmasından dolgunun basıncının artırılarak silindire transfer edilmesi başlangıcına kadar olan süreç gösterilmemiştir.



Şekil 1. İki zamanlı bir buji ateşlemeli motorun ideal çevrimi

Modellemenin yapılabilmesi için Şekil 2'deki şematik kullanılmıştır. Bu şematikte krank hareketinin üzerinde egzoz ve transfer için port zamanlaması da Şekil 1'e uygun olarak gösterilmiştir. Transfer portunun ve egzoz portunun sırasıyla piston alt ölü noktaya gelmeden  $\theta_{Tr}$  ve  $\theta_{Eg}$  açısında açılmakta ve piston alt ölü noktayı geçtikten  $\theta_{Tr}$  ve  $\theta_{Eg}$  açısında kapanmaktadır.

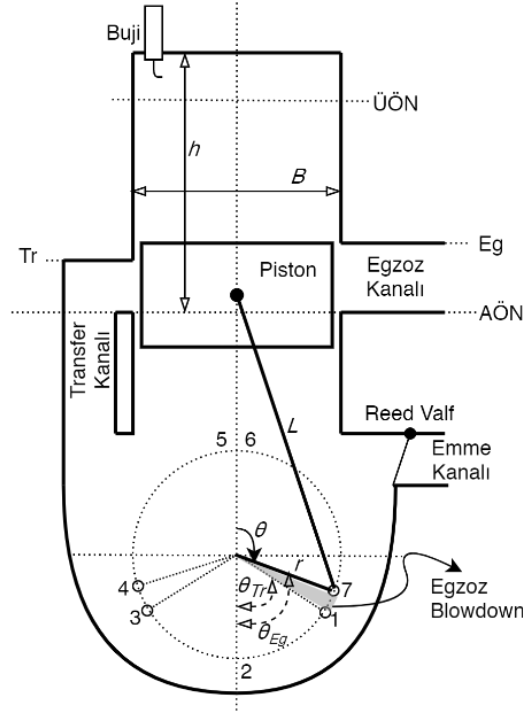
Biyel uzunluğu  $L$  ile krank yarıçapı  $r$  arasındaki ilişki krank-biyel mekanizması kinematikliği nedeniyle efektif sıkıştırma oranını da etkilemektedir. Burada efektif sıkıştırma aşağıdaki gibi tanımlanabilir [3]:

$$r_e = 1 + 0.5(r_{Geo} - 1) \left[ \frac{L}{r} + 1 - \cos(\alpha) - \sqrt{\left(\frac{L}{r}\right)^2 - \sin^2(\alpha)} \right] \quad (1)$$

Burada  $\alpha = \pi - \theta_{Eg}$  olmaktadır. Ayrıca gerçek sıkıştırma oranı,  $r_{Geo}$ ,  $L/r$  ve  $\theta_{Eg}$ 'ye bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışmada da bu üç parametrenin değişiminin motor performansına etkisi incelenmiştir. Buna göre Şekil 1 ve Şekil 2 referans alınarak iki zamanlı buji ateşlemeli motor çevrimi basit olarak modellenenabilir.

Geometrik sıkıştırma oranı  $r_{Geo}$  aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$r_{Geo} = \frac{v_2}{v_5} = \frac{v_2}{v_6} \quad (2)$$



Şekil 2. İki zamanlı bir buji ateşlemeli motorun ölçeklendirilmemiş şematik görünümü

İzentropik sıkıştırma ve izentropik genişleme süreci için termodinamiğin birinci ve ikinci yasası eşitlikleri kullanılarak ve özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişmediği ( $\gamma = \text{sabit}$ ) kabul edilerek aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

$$T_5 = T_4 r_e^{\gamma-1} \quad (3)$$

$$T_7 = T_6 r_e^{\gamma-1} \quad (4)$$

$$p_5 = p_4 r_e^{\gamma} \quad (5)$$

$$p_7 = p_6 r_e^{\gamma} \quad (6)$$

Isı girişi için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} c_v (T_6 - T_5) = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{ht} \quad (7)$$

Burada  $\dot{Q}_{ht}$  ısı transferi nedeniyle kaybedilen güçtür. Literatürde  $\dot{Q}_{ht}$ 'nin hesaplanması için birçok yöntem bulunmakla birlikte basit amprik ifadeler de kullanılabilir. Bunun için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{ht} = h_{ht} A_{ht} \left( \frac{T_6 - T_5}{2} - T_w \right) \quad (8)$$

Burada  $h_{ht}$  ısı transfer katsayısıdır ve bu çalışma için  $70 \text{ W/m}^2\text{K}$  olarak kabul edilebilir.  $A_{ht}$  ise ısı transferi alanıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$A_{ht} = \frac{\pi B^2}{2} + \frac{\pi B h r_{geo}}{r_{geo} - 1} \quad (9)$$

$\dot{m}$  ise silindire transfer edilen toplam dolgu miktarıdır ve aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{m} = \frac{p_5 V_5 N}{60 R T_5} \quad (10)$$

Genel olarak buradaki  $\dot{m}$  değeri hava, yakıt ve artık gaz karışımıdır. Buradaki yakıt miktarı  $\dot{Q}_f$  değerini etkilemektedir. Başka bir ifade ile  $T_6$  değeri direkt olarak belirlenebilen bir değer değildir ve iterasyonla bulunabilir. Ancak bu çalışmayı basitleştirmek amacıyla  $T_6 = 3T_5$  ilişkisi verilmiştir.

Motor efektif gücünün belirlenmesi için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır:

$$P_e = P_i \eta_{mek} \quad (11)$$

$$P_i = \dot{m}(w_{67} - w_{45}) \quad (12)$$

Burada  $\eta_{mek}$  amprik eşitliklerden de hesaplanabileceği gibi iki zamanlı motorlar için ortalama bir değer olarak 0,75 olarak kabul edilebilir. Efektif verim ise aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_f} \quad (13)$$

Burada sunulan iki zamanlı motor modeli sabit olarak sunulan değerler için amprik ifadeler kullanılarak geliştirilebilir. Ancak bu çalışma kapsamında incelenen parametreler için daha karmaşık bir modele ihtiyaç duyulmamıştır.

### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

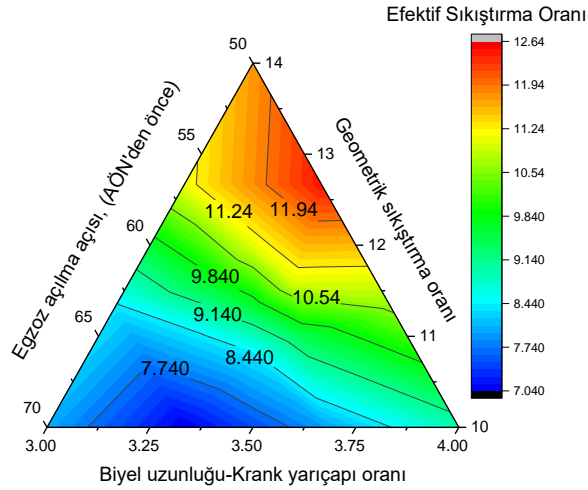
Bu çalışmada 50 cc kurs hacmine sahip 2 zamanlı bir motorda,  $r_{Geo}$  için 10, 12 ve 14,  $L/r$  için 3,0-3,5-4,0 ve  $\theta_{Eg}$  için  $50^\circ$ ,  $60^\circ$  ve  $70^\circ$  (ÜÖN'den önce) olmak üzere hesaplamalar yapılmıştır.  $P_{tr} = 140$  kPa,  $2r/B = 1,0$ ,  $N = 3000$  rpm,  $c_v = 0,717$  kJ/kg,  $\gamma = 1.4$  olarak kabul edilmiştir. Ayrıca sıkıştırma ve genişleme süreçleri için izentropik verimlerin %100 olduğu kabul edilmiştir.

Bu çalışma için incelenen egzoz açılma açısı ( $\theta_{Eg}$ ), geometrik sıkıştırma oranı ( $r_{Geo}$ ) ve biyel uzunluğu-krank yarıçapı ( $L/r$ ) parametrelerinin değişiminin efektif sıkıştırma oranına, maksimum sıcaklığa, maksimum basınca ve efektif güce etkileri üçlü (ternary) grafiklerle gösterilmiştir.

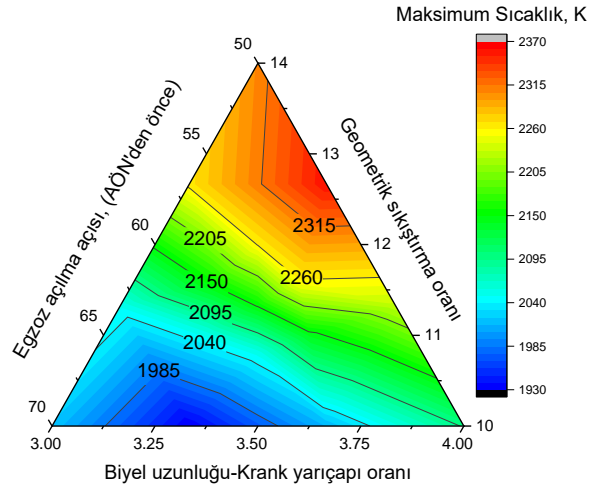
Şekil 3'te efektif sıkıştırma oranının değişimi görülmektedir. Burada  $\theta_{Eg}$  değerinin artması efektif sıkıştırma oranını azaltmaktadır. Bununla birlikte  $L/r$ 'nin artması efektif sıkıştırma oranını artırmaktadır.

Ancak efektif sıkıştırma oranını en çok etkileyen parametre  $r_{Geo}$  olduğu görülmektedir. Efektif sıkıştırma oranının yüksek olması istendiğinde yüksek  $r_{Geo}$  ve düşük  $\theta_{Eg}$  seçilmelidir. Böyle bir durumda efektif sıkıştırma oranı için maksimum değerler elde edilebilmektedir. Bilindiği gibi efektif sıkıştırma oranı motor performansını etkileyen önemli parametrelerden biridir.  $r_{Geo}$ 'nun 13 civarında olması,  $\theta_{Eg}$ 'nin 50 civarında olması ve  $L/r$ 'nin 4 civarında olması efektif sıkıştırma oranının 11,94 kontur çizgisi ile sınırlandırılmış turuncu-kırmızı bölgede olmasını sağlamaktadır.

Şekil 4'te maksimum sıcaklığın değişimi Şekil 5'te ise maksimum basıncın değişimi görülmektedir. Yüksek efektif sıkıştırma oranının etkisiyle maksimum sıcaklıkta da bir artış meydana gelmektedir. Bu nedenle üçlü grafikteki renk dağılımı efektif sıkıştırma oranı grafiğiyle benzerlik göstermektedir. Motor gövde ve kapak malzemelerinin alüminyum alaşımlarından imal edildiği göz önüne alındığında alüminyumun erime sıcaklığı yaklaşık 950 K'dir ve burada hesaplanan değerlerden çok daha düşüktür. Her ne kadar burada hesaplanan değerler anlık sıcaklıklar olsa da bu sıcaklığın çok yüksek olması istenmez. Bu grafiğe göre anlık sıcaklık erime sıcaklığın 2,5 katı bir değer (2150 K) civarında seçilmek istendiğinde düşük  $L/r$ 'nin için  $\theta_{Eg}$ 'nin 60 civarında, yüksek  $L/r$ 'nin için ise  $\theta_{Eg}$ 'nin 65 civarında tercih edilmesi gerekmektedir. Bununla birlikte  $r_{Geo}$  değerinin 12'den daha düşük olması tercih edilmelidir.



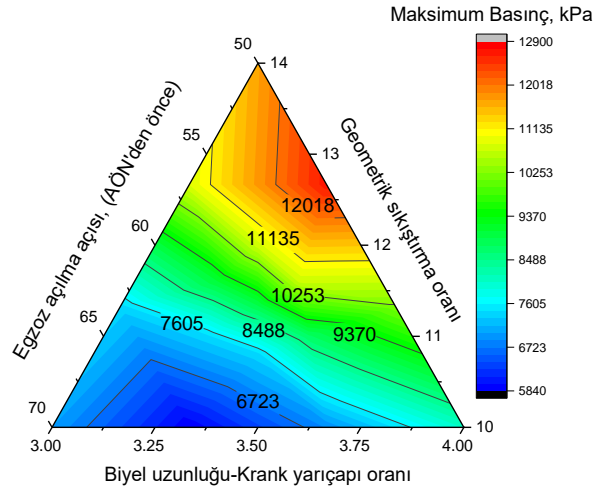
Şekil 3. Efektif sıkıştırma oranının parametrelere göre değişimi



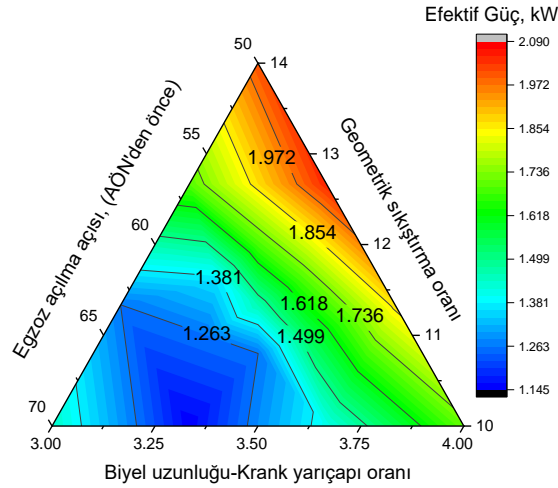
Şekil 4. Maksimum sıcaklığın parametrelere göre değişimi

Şekil 5 değerlendirildiğinde maksimum sıcaklığın 2150 K civarı seçildiği durumda maksimum basıncın 9370 kPa civarında (8488-10253 kontur çizgileri aralığında olduğu görülmektedir. Yüksek basınç her ne kadar motor performansını etkileyen bir parametre olsa da malzeme dayanımı göz önüne alındığında maksimum basınç parametresinin de maksimum sıcaklık parametresinde olduğu gibi optimize edilmesi gerekmektedir.

Şekil 6'da efektif gücün değişimi görülmektedir.  $L/r$ 'nin 3,25-3,50 aralığında,  $\theta_{Eg}$ 'nin 70 civarında ve  $r_{geo}$ 'nin 10 civarında olduğu durumda efektif gücün çok düşük olduğu görülmektedir.  $L/r$ 'nin yüksek olması efektif gücü artırmaktadır. Bununla birlikte efektif güç  $\theta_{Eg}$ 'nin veya  $r_{Geo}$ 'nin yüksek olduğu durumda da artmaktadır. Ancak maksimum sıcaklık ve maksimum basınç için optimizasyon yapılmak istendiğinde  $L/r$ 'nin 3,75-4,0 aralığında tercih edilmesi efektif gücün de optimize edilmesini sağlamaktadır. Literatürde  $L/r$  değerinin 3-4 aralığında olduğu ve genel olarak 3,2-3,5 aralığında seçildiği görülmektedir. Ancak yapılan bu çalışmada daha yüksek  $L/r$  değerlerinde daha yüksek efektif güç eldesinin meydana geldiği görülmektedir. Ancak  $L/r$  parametresi motorun fiziksel boyutlarını değiştireceğinden dolayı  $L/r$  yükseldikçe motorun boyu da kurs hareketi doğrultusunda uzayacaktır. Daha kompakt bir motor tasarımı için efektif güçten feragat edilerek  $L/r$  değerinin biraz düşük seçilmesi daha uygun olabilir. Bununla birlikte özellikle yüksek hızda çalışan motorlar için  $L/r$  değeri genellikle daha düşük tercih edilir.



Şekil 5. Maksimum basıncın parametrelere göre değişimi



Şekil 6. Efektif gücün parametrelere göre değişimi

#### 4. SONUÇ (CONCLUSION)

Yapılan bu çalışmada iki zamanlı buji ateşlemeli bir motor için basit bir model sunulmuş ve sayısal bir örneği yapılarak egzoz açılma açısı, biyel uzunluğu-krank yarıçapı ve geometrik sıkıştırma oranı parametrelerinin motor performansına etkileri incelenmiştir. Bu etkilerin incelenmesinde üçlü (ternary) grafikler kullanılmıştır. Üçlü grafikler bu tür üç parametrenin etkisinin incelenmesi için oldukça etkili olmuştur. Motor performansı olarak efektif sıkıştırma oranı, maksimum sıcaklık, maksimum basınç ve efektif güç değerleri incelenmiştir. Buna göre aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Motor performans parametrelerinde en etkili parametre  $r_{Geo}$ 'dur.  $r_{Geo}$ 'nun yüksek tercih edilmesi motor performans parametrelerini iyileştirdiği belirgin olarak görülebilmektedir.

$L/r$ 'nin artırılması motor performansını artırmaktadır. Ancak yüksek  $L/r$  değerlerinde motor boyutlarında problem olabilme ihtimali yüksektir.

$\theta_{Eg}$ 'nin mümkün olduğunca düşük seçilmesi motor performans parametrelerini iyileştirmektedir.  $\theta_{Eg}$ 'nin yüksek olması yanma sonrasında elde edilen faydalı enerjinin daha büyük bir kısmının egzoz yoluyla dışarıya atılması anlamına gelmektedir.

Burada sunulan modelde özgül ısıların sıcaklığa bağlı değişimi, ısı transferi kaybı, sürtünme kaybı, izentropik verimler, yanma verimi gibi parametrelerin etkileri göz ardı edilerek basit bir karşılaştırma



metodu sunulmuştur. Ancak bu model tasarım parametrelerinin motor performansına etkisini net olarak ortaya koyabilecek kadar kararlıdır. Bu nedenle burada sunulan sonuçlar özellikle motor tasarımcılarının kullanabileceği niteliktedir.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Blair, G. P. (1996). Design and simulation of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers.
- [2] Heywood, J. B., & Sher, E. (2017). The two-stroke cycle engine: its development, operation, and design. Routledge.
- [3] Pulkrabek, W. W. (2000). Engineering fundamentals of the internal combustion engine. Prentice hall of India.
- [4] Zhu, S., Gu, Y., Yuan, H., Ma, Z., & Deng, K. (2020). Thermodynamic analysis of the turbocharged marine two-stroke engine cycle with different scavenging air control technologies. Energy, 191, 116533.
- [5] Ji, W., Li, A., Lu, X., Huang, Z., & Zhu, L. (2019). Numerical study on NO<sub>x</sub> and ISFC co-optimization for a low-speed two-stroke engine via Miller cycle, EGR, intake air humidification, and injection strategy implementation. Applied Thermal Engineering, 153, 398-408.
- [6] Theotokatos, G., Guan, C., Chen, H., & Lazakis, I. (2018). Development of an extended mean value engine model for predicting the marine two-stroke engine operation at varying settings. Energy, 143, 533-545.
- [7] Xu, Z., Ji, F., Ding, S., Zhao, Y., Wang, Y., Zhang, Q., ... & Zhou, Y. (2021). Simulation and experimental investigation of swirl-loop scavenging in two-stroke diesel engine with two poppet valves. International Journal of Engine Research, 22(6), 2021-2034.
- [8] Choe, T. H., Ryu, Z. R., Kang, S. G., & Ri, J. P. (2021). Mathematical modeling of the two-stroke crankcase scavenged spark ignition engine working process. Energy Conversion and Management: X, 10, 100086.
- [9] Zhu, S., Ma, Z., Zhang, K., & Deng, K. (2020). Energy and exergy analysis of a novel steam injected turbocompounding system applied on the marine two-stroke diesel engine. Energy Conversion and Management, 221, 113207.
- [10] Arabacı, E. (2021). Yakıt olarak benzin ve LPG kullanılan buji ateşlemeli bir motorun simülasyonu ve performans analizi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 36(1), 447-458.
- [11] Chen, L., Sun, F., & Wu, C. (2004). Optimal performance of an irreversible dual-cycle. Applied Energy, 79(1), 3-14.
- [12] Arabacı, E. (2018). Artık gaz kesri ve kurs oranının tersinmez Otto çevriminin performansına ve entropi üretimine etkileri. Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi, (14), 83-89.
- [13] 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.