



Thermodynamic comparison of crank-drive and rhombic-drive mechanisms for a single cylinder spark ignition engine

Emre Yılmaz¹ , Seyfi Polat² , Hamit Solmaz³ , Fatih Aksoy⁴ , Can Çınar³ 

¹Faculty of Engineering Department of Mechanical Engineering, Hakkari University, Hakkari, Turkey, 31000, Turkey

²Department of Mechatronics Engineering, Hitit University, Çorum, 19030, Turkey

³Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Gazi University, Ankara, 06500, Turkey

⁴Department of Automotive Engineering, Faculty of Technology, Afyon Kocatepe University, Afyon, 03200, Turkey

Highlights:

- Numerical analysis was performed to compare drive mechanisms of gasoline engine
- Rhombic drive mechanism can be used in spark ignited engine
- Rhombic drive internal combustion engine has similar thermodynamic performance compared to the engine with crank driven mechanism

Keywords:

- Thermodynamic analysis
- Rhombic drive
- Crank mechanism
- Wiebe function
- Spark ignited engine

Article Info:

Research Article

Received: 04.12.2018

Accepted: 12.09.2019

DOI:

10.17341/gazimmfd.492003

Correspondence:

Author: Emre Yılmaz

e-mail: emreylmz@gazi.edu.tr

phone: 0 312 202 86 51

Graphical/Tabular Abstract

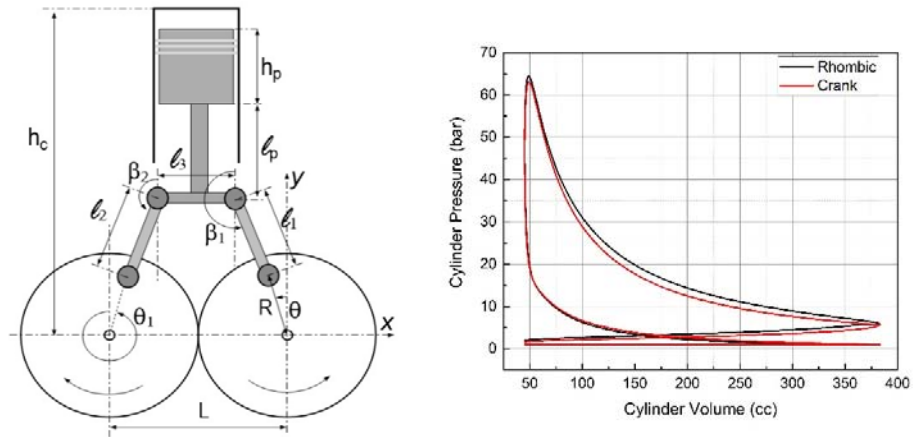


Figure A. Geometry of engine with the rhombic-drive mechanism, variation of cylinder pressure due to cylinder volume for rhombic and crank mechanisms

Purpose: The aim of the study is to analyse and evaluate the thermodynamic performance of the rhombic drive internal combustion engine and compare it to conventional spark ignited engine having crank mechanism.

Theory and Methods:

A numerical analysis was performed to compare drive mechanisms of gasoline engine. Single zone thermodynamic model was used in analysis and a MATLAB code. Wiebe function was used to calculate heat release in the cylinder. Heat losses from cylinder walls was calculated with Newton cooling law and convective heat transfer coefficient was calculated by Nusselt relation.

Results:

The maximum cylinder pressure of the crank mechanism is 63.1 bar while the maximum cylinder pressure of the rhombic drive mechanism is 64.5 bar. While in the rhombic drive mechanism engine, the amount of heat lost from the cylinder wall is 15.27 J in one cycle, this value is calculated as 13.68 J with a crank mechanism for a cycle.

Conclusion:

The results presented in the study showed that the rhombic drive mechanism does not have a disadvantage and it can be used in internal combustion engine because of its dynamic advantages such as no side force on piston.



Buji ile ateşlemeli tek silindirli bir motorda krank-biyel ve rhombic hareket mekanizmalarının termodinamik olarak karşılaştırılması

Emre Yılmaz^{1*}, Seyfi Polat², Hamit Solmaz³, Fatih Aksoy⁴, Can Çınar³

¹Hakkari Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü 31000 Merkez, Hakkari, Türkiye

²Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü 19030 Çorum, Türkiye

³Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü 06500 Teknikokullar, Ankara, Türkiye

⁴Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü 03200 Afyon, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Benzinli bir motorda hareket mekanizmalarını karşılaştırmak için sayısal bir analiz gerçekleştirildi
- Rhombic mekanizması içten yanmalı buji ile ateşlemeli motorlarda kullanılabilir
- Rhombic mekanizmalı içten yanmalı motor krank mekanizmalı motorla karşılaştırıldığında benzer termodinamik performansa sahiptir

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 04.12.2018

Kabul: 12.09.2019

DOI:

10.17341/gazimmfd.492003

Anahtar Kelimeler:

Termodinamik analiz,
rhombic-hareket
mekanizması,
krank mekanizması,
buji ile ateşlemeli motor,
Wiebe fonksiyonu

ÖZET

İçten yanmalı motorlarda güç bir milden alınmakta ve motor hareketi bu milin açılma hareketi ile tanımlanmaktadır. Bu hareket krank mekanizmalı motorlarda krank açısı adını alırken rhombic mekanizmalı motorlarda dişli açısını ifade etmektedir. Bu çalışmada, buji ile ateşlemeli dört zamanlı tek silindirli bir motor için krank hareket mekanizması ile buna alternatif olabilecek rhombic hareket mekanizmasının termodinamik olarak karşılaştırılması yapılmıştır. Hem rhombic hem de krank mekanizmasında maksimum silindir basıncı 371°'de elde edilmiştir. Krank mekanizmalı motorda maksimum silindir basıncı 63,1 bar iken rhombic mekanizmalı motorda maksimum silindir basıncının 64,5 bar olduğu görülmektedir. Rhombic mekanizmalı motorda bir çevrimde silindir duvarından kaybedilen ısı miktarı 15,27 J iken bu değer krank mekanizmalı motorda bir çevrim için 13,68 J olarak hesaplanmıştır.

Thermodynamic comparison of crank-drive and rhombic-drive mechanisms for a single cylinder spark ignition engine

H I G H L I G H T S

- Numerical analysis was performed to compare drive mechanisms of a gasoline engine
- Rhombic drive mechanism can be used in spark ignited engine
- Rhombic Drive internal combustion engine has similar thermodynamic performance compared to the engine with crank driven mechanism

Article Info

Research Article

Received: 04.12.2018

Accepted: 12.09.2019

DOI:

10.17341/gazimmfd.492003

Keywords:

Spark ignition engine,
thermodynamic analysis,
rhombic-drive mechanism,
Wiebe function,
crank mechanism

ABSTRACT

In internal combustion engines, power is taken from a shaft and motor movement is defined by the angular motion of this shaft. This movement refers to the angle of the gear in rhombic drive mechanism engines while taking the name of the crank angle in crankshaft engines. In this study, thermodynamic comparison was performed in a single cylinder, four-stroke spark ignition engine with crank-drive and alternative rhombic drive mechanisms. Maximum cylinder pressure was obtained at 371° for both rhombic drive and crank mechanism. The maximum cylinder pressure of the crank mechanism is 63.1 bar while the maximum cylinder pressure of the rhombic drive mechanism is 64.5 bar. While in the rhombic drive mechanism engine, the amount of heat lost from the cylinder wall is 15.27 J in one cycle, this value is calculated as 13.68 J with a crank mechanism for a cycle.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: emreyilmaz@hakkari.edu.tr, faksoy@aku.edu.tr, seyfiolat@hitit.edu.tr, hsolmaz@gazi.edu.tr, cancinar@gazi.edu.tr / Tel: +90 312 202 86 51

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde kara taşıtlarında kullanılan en yaygın güç kaynağı olan içten yanmalı motorlar, ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren makinelerdir. Yakıt türü fark etmeksizin, içten yanmalı bir motor temel olarak motor bloğu, silindir kapağı, piston, biyel ve krank mili olmak üzere beş temel elemandan meydana gelmektedir. Motorun ana elemanlarından olan piston-biyel-krank mekanizması, içten yanmalı motorlarda meydana gelen titreşimlerin temel kaynağını oluşturmaktadır. Bununla birlikte, piston-biyel-krank mekanizması piston yan yüzeyinde meydana gelen sürtünme kuvvetinin artması ve dolayısıyla motor gücünün düşmesinde de başrol oynamaktadır [1].

Motor bloğu bütün motor parçalarına doğrudan veya dolaylı yoldan yataklık etmektedir. Şasiye takozlar vasıtasıyla bağlanmış olan motor bloğunun belirli ölçüde hareket kabiliyeti mevcuttur [2]. Genellikle motor bloğunun hareketi üç eksende öteleme ve bu üç eksen etrafında dönme hareketi olmak üzere altı serbestlik derecesi şeklinde ele alınmaktadır. Piston-krank-biyel mekanizmasının gaz basınç kuvvetinin etkisi ile gerçekleştirdiği doğrusal ve döngüsel hareketlerden kaynaklanan atalet kuvvetleri ve silindir kapağına etki eden gaz basınç kuvveti motor bloğunun çeşitli eksenlerde periyodik olarak doğrusal ve rotasyonel hareketler gerçekleştirmesine neden olur [3-9]. Bu periyodik hareketler motor titreşimi olarak isimlendirilmektedir ve buradan anlaşılacağı gibi motor titreşimlerinin oluşumunda en etkili unsurlar değişken gaz kuvvetleri ve hareketli parçaların yarattığı atalet kuvvetleridir.

İçten yanmalı motorlarda hareketli bütün parçalarda bir miktar sürtünme mevcuttur. Ancak en önemli sürtünme kuvveti piston ile silindir yüzeyi arasında meydana gelmektedir. İçten yanmalı bir motorda toplam yakıt enerjisinin yaklaşık %5'i pistonda meydana gelen sürtünmelere harcanmaktadır. Motordaki toplam sürtünme kaybının yaklaşık %20-30'u piston ile silindir arasında meydana gelmektedir [10, 11]. Doğrusal hareket gerçekleştiren supaplar ve piston gibi parçalarda sürtünme kuvveti hareket yönüne bağlı olarak sürekli yön değiştirmektedir [12]. Doğrusal hareket eden parçalarda sürtünme kuvvetinin büyüklüğü, parçanın hızı, yağın viskozitesi, yüzey pürüzlülüğü, yüzeye dik gelen kuvvet ve sıcaklık gibi parametrelerle doğrudan ilişkilidir. Piston-biyel-krank mekanizmasının piston yan yüzey kuvvetini artan motor yüküyle orantılı olarak artırılması piston ile silindir arasındaki sürtünmenin artmasına ve motor gücünün azalmasına neden olur.

Piston-biyel-krank mekanizmasının yarattığı karmaşık ve çok serbestlik derecesine sahip motor titreşimleri motora uygun takoz tasarımını güçleştirmektedir. Hemen her eksenlerdeki öteleme ve dönme hareketlerinin sönmülenebilmesi için karmaşık yapıda takozlara ihtiyaç duyulmaktadır. Piston-biyel-krank mekanizmasının tüm bu olumsuzlukları dikkate alındığında, içten yanmalı motorlar

için alternatif olabilecek bir hareket ve güç iletim mekanizmasının tasarlanması motor titreşimlerinin azaltılmasının yanında güç artışı da sağlayarak yakıt tüketiminin azaltılabilmesine imkân sağlayacaktır. Rhombic hareket mekanizması bu noktada içten yanmalı motorlar için ideal bir çözüm olabilir potansiyeline sahiptir.

Rhombic hareket mekanizması; mekanik bağlantıları azaltmak suretiyle mekanik kayıplar ve sürtünmelerden kaynaklanan verim kaybını ortadan kaldırmak, titreşimi azaltmak ve motor boyutlarını küçültmek amacıyla kullanılabilir. Rhombic hareket mekanizması ilk olarak 1900'lü yıllarda iki silindirli Lancaster otomobil motorlarında kullanılmıştır [13]. Bu hareket iletim mekanizması, 1953 yılında Meijer tarafından dıştan yanmalı bir motor olan Stirling motorlarına uygulanmış ve aynı zamanda Philips Firması tarafından üretilen motorlarda da kullanılmıştır [14-16]. Rhombic hareket iletim mekanizmalı motorların geliştirilmesi için 1958 yılında General Motors Firması bir program başlatmıştır. 1970'lere kadar başta askeri amaçlı jeneratör setleri olmak üzere, uzay araçlarında, torpil sürücülerinde, denizaltılarda, taşıtlarda ve lokomotiflerde kullanılmak üzere rhombic hareket mekanizması ile hareket iletimi sağlanan Stirling motorları üzerinde araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmıştır [15]. Rhombic hareket mekanizması; karşıt yönlerde dönen iki senkronize dişli üzerine yerleştirilmiş kol muylularından oluşmaktadır. Bu mekanizmada piston ve silindir arasında yan sürtünme kuvvetleri ve aşınmalar, yan kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden azalmaktadır. Ayrıca, rhombic hareket mekanizması titreşim ve sessizlik yönünden krank-biyel gibi diğer hareket iletim mekanizmalarından daha iyi performansa sahiptir [15, 17].

Literatürde rhombic mekanizmalı içten yanmalı motorlarla ilgili gerçekleştirilmiş herhangi bir çalışmaya rastlanılmamaktadır. Rhombic hareket mekanizması ile ilgili çalışmalar daha çok Stirling motorları ile ilgilidir. Stirling motorları için rhombic hareket mekanizması ve diğer hareket mekanizmalarının performans yönünden deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir [18-20]. Ayrıca rhombic mekanizmasının beta tipi bir Stirling motorunda kullanılması durumunda meydana gelebilecek krank mili dalgalanmalarının analizi ile ilgili bir dinamik analiz çalışması mevcuttur [21]. Ancak bu çalışmalarda elde edilen bütün veriler Stirling motorlarına özgü olduğu için içten yanmalı bir motor için temel teşkil edebilecek nitelikte değildir.

Modelleme yazılımlarının gelişimi sayesinde deneysel sonuçlarla bu yazılımdan elde edilen sonuçların birbirine çok yakın çıktığı literatürdeki birçok çalışma incelendiğinde görülmektedir [22-24]. Bu çalışmada, buji ile ateşlemeli tek silindirli bir motor için krank hareket mekanizmasına alternatif olabilecek rhombic hareket mekanizması tasarımı yapabilmek için her iki mekanizmanın termodinamik olarak karşılaştırılması MATLAB programı kullanılarak

yapılacaktır. Bu amaçla rhombic mekanizmasının sadece üst kısmı kullanılacak olup piston bir biyel vasıtasıyla rhombic üst koluna bağlanacaktır. Kinematik ilişkilerden yararlanılarak motorun termodinamik analizleri yapılacak ve elde edilen sonuçlar krank mekanizmasına sahip aynı hacim ve sıkıştırma oranındaki bir motorla karşılaştırılacaktır.

2. MOTORUN TERMODİNAMİK ANALİZİ (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE ENGINE)

Bu bölümünde imalatı planlanan tek silindirli, dört zamanlı, rhombic hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motor ile aynı sıkıştırma oranı, kurs boyu ve silindir hacmi vb. özelliklere sahip krank biyel mekanizmalı motorun termodinamik modellenmesi MATLAB programı kullanılarak yapıp elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma yapılan krank-biyel mekanizmalı motor, seri üretim bir motor olup Tablo 1’de teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 1. Krank-biyel mekanizmalı motorun teknik özellikleri

(Technical properties of engine with crank-connecting rod)

Motor tipi	Buji ile ateşlemeli, 4 zamanlı
Silindir sayısı	1
Silindir hacmi (cm ³)	338
Silindir çapı x Kurs boyu (mm)	82 x 64
Sıkıştırma oranı	8,5:1
Maksimum motor devri (dev/dak)	3800
Kam yerleşimi	OHC
Supap kalkma miktarı (mm)	7
Maksimum motor gücü	8,1 kW (3800 dev/dak’da)
Maksimum moment	23,7 Nm (2600 dev/dak’da)

Her iki motor için yapılan modellerde termodinamik olarak gerçek çevrim dikkate alınmıştır. Ayrıca çevrimin her safhasında silindir içerisindeki dolgunun özgül ısılarının sıcaklıkla değiştiği göz önüne alınmıştır. Yakıt olarak izo-oktan (C₈H₁₈) kullanılmıştır. Hava fazlalık katsayısı (λ) değeri 1, sıkıştırma oranı ise 8,5 olarak alınmıştır. Silindirde gerçekleşen reaksiyonlar sonucu meydana gelen iç enerji, entalpi ve özgül ısıların değişimleri gerekli dönüşümler yapıldıktan sonra BURCAT tabloları kullanılarak elde edilmiştir. Bu dönüşüm aşağıda açıklanmıştır.

Tablo 2. Matematiksel model içerisinde kullanılan karışanların türleri ve indisleri
(Types and indices of interferences used in mathematical model)

Tür	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	C ₈ H ₁₈
İndis (i)	1	2	3	4	5

Hava içerisindeki gazların ve yakıtın entalpilerinin sıcaklığa bağlı olarak hesaplanabilmesi için;

$$h_i(T) = R_{mol} \cdot T \cdot \left(a_{i1} + a_{i2} \cdot \frac{T}{2} + a_{i3} \cdot \frac{T^2}{3} + a_{i4} \cdot \frac{T^3}{4} + a_{i5} \cdot \frac{T^4}{5} + \frac{b_i}{T} \right) \quad (1)$$

Eş. 1 denklemi her bileşen için ayrı ayrı kullanılmıştır[25-27].

Eş. 1’deki ‘a’ katsayısının bileşenlere ve indislere bağlı değişimi Tablo 3’de, ‘b’ katsayısının bileşenlere ve indislere bağlı değişimi Tablo 4’de verilmiştir. Bu katsayılar Eş. 1’de yerlerine konularak her bir bileşenin entalpileri hesaplanmıştır. Entalpileri hesaplanan her bir bileşenin iç enerjilerini (u) de hesaplamak gerekmektedir. İç enerji ile entalpi arasında Eş. 2’deki gibi bir ilişki mevcuttur[28-30].

$$u = h + p \cdot V \quad (2)$$

Eş. 2’de verilen $p \cdot V$ yerine ideal gaz denkleminde de bildiğimiz eşiti $R \cdot T$ yazılırsa;

$$u = h - R \cdot T \quad (3)$$

Eş. 3 olur. Modelde kullanılan her bir bileşenin iç enerjisinin bulunabilmesi için

$$u_i(T) = h_i(T) - R \cdot T \quad (4)$$

Eş. 4 denkleminde yararlanılmıştır[28, 30].

Karışımı oluşturan her bir bileşen için entalpi ve iç enerji ayrı ayrı hesaplanmıştır. (Eş. 5, Eş. 6, Eş. 7) Daha sonra karışımı oluşturan her bileşenin mol yüzdeleri de dikkate alınarak;

$$\sum h_{kar} = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [h_1 \cdot N_{CO_2} + h_2 \cdot N_{H_2O} + h_3 \cdot N_{O_2} + h_4 \cdot N_{N_2} + h_5 \cdot N_{C_8H_{18}}] \quad (5)$$

$$\sum u_{kar} = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [u_1 \cdot N_{CO_2} + u_2 \cdot N_{H_2O} + u_3 \cdot N_{O_2} + u_4 \cdot N_{N_2} + u_5 \cdot N_{C_8H_{18}}] \quad (6)$$

$$N_{kar} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{O_2} + N_{N_2} + N_{C_8H_{18}} \quad (7)$$

Toplam entalpi ve iç enerjileri hesaplanmıştır. Bu denklemlerde; h_{kar} Karışımın toplam entalpisi (kJ/kmol), u_{kar} Karışımın toplam iç enerjisi (kJ/kmol), N_{kar} Karışımın mol miktarı (kmol) ve N_{CO_2} , N_{H_2O} , N_{O_2} , N_{N_2} ve $N_{C_8H_{18}}$ sırasıyla bileşenlerin karışım içerisindeki mol miktarıdır.

Termodinamik modelde silindir duvarlarından soğutma suyuna konveksiyon ve kondüksiyon yoluyla geçen ısı miktarı hesaplanmıştır. Hesaplama yapılırken Nusselt denklemi kullanılmıştır (Eş. 8) [31-33].

Tablo 3. C_8H_{18} yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar ($T < 1000$ K için)
(Coefficients of the gas components released after combustion, C_8H_{18} fuel, air constituents for the temperatures of $T < 1000$ K)

Bileşen Türü	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
CO ₂	0.23568130e+01	0.89841299e-02	-0.71220632e-05	0.24573008e-08	-0.14288548e-12	-.48371971e+05
H ₂ O	0.41986352e+01	-0.20364017e-02	0.65203416e-05	-0.54879269e-08	0.17719680e-11	-.30293726e+05
O ₂	3.78245636e+00	-2.99673416e-03	9.84730201e-06	-9.68129509e-09	3.24372837e-12	-.06394356e+03
N ₂	3.53100528e+00	-1.23660988e-04	-5.02999433e-07	2.43530612e-09	-1.40881235e-12	-.04697628e+03
C ₈ H ₁₈	8.15741071e-01	7.32647307e-02	1.78301503e-05	-6.93592790e-08	3.21630852e-11	-.04774255e+04

Tablo 4. C_8H_{18} yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar ($T > 1000$ K için)
(Coefficients of the gas components released after combustion, C_8H_{18} fuel, air constituents for the temperatures of $T > 1000$ K)

Bileşen Türü	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5	b_6
CO ₂	0.46365111e+01	0.27414569e-02	-0.99589759e-06	0.16038666e-09	-0.91619857e-14	-0.49024904e+05
H ₂ O	0.26770389e+01	0.29731816e-02	-0.77376889e-06	0.94433514e-10	-0.42689991e-14	-0.29885894e+05
O ₂	3.66096065e+00	6.56365811e-04	-1.41149627e-07	2.05797935e-11	-1.29913436e-15	-1.21597718e+03
N ₂	2.95257637e+00	1.3969004003	-4.92631603e-07	7.86010195e-11	-4.60755204e-15	-9.23948688e+02
C ₈ H ₁₈	1.76160941e+01	5.13323108e-02	-1.65307266e-05	2.43232275e-09	-1.35572757e-13	-3.63461118e+04

$$h_g = 5,388.10^{-4} \cdot (1 + 1,24 \cdot \bar{V}_p) \cdot T_n^{\frac{1}{3}} \cdot P_n^{\frac{2}{3}} + 0,421 \cdot \left[\frac{\left(\frac{T_n}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{1000} \right)^4}{T_n - T_w} \right] \quad (8)$$

Eş. 8’de ‘ \bar{V}_p ’ ortalama piston hızını, ‘ T_n, P_n ’ sırasıyla anlık sıcaklık ve basıncı, ‘ T_w ’ ise silindir duvar sıcaklığını ifade etmektedir. Ayrıca modelleme yapılırken motor parçalarının sürtünmesinden dolayı meydana gelen verim kaybı dikkate alınmıştır.

Sisteme ısı verilmesi işlemi gerçek çevrime yakın olması amacıyla Wiebe fonksiyonu (Eş. 9) ile yapılmıştır [29, 34-38].

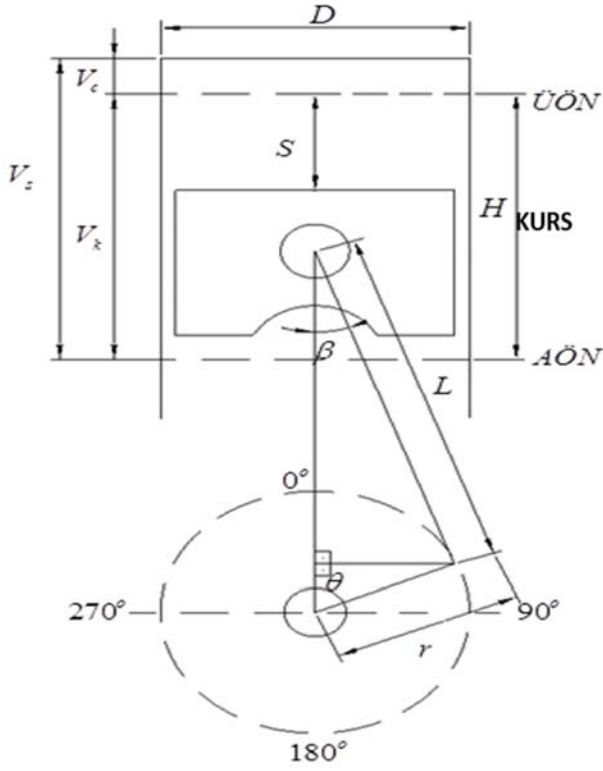
$$X_b = 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (9)$$

Burada ‘ X_b ’ yanan yakıt kütlelerinin yüzdesini, ‘ $\theta_{ve\theta_o}$ ’ sırasıyla anlık krank açısı ve yanma başlangıcındaki krank açısını, ‘ $\Delta\theta$ ’ ise yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısını ifade etmektedir. Ayrıca ‘a’ ve ‘m’ sabit katsayılarıdır [39,

40] ve Heywood bu katsayıları $a = 6,908$ ve $m = 2$ olarak belirlemiştir [34]. Termodinamik modellemenin gerçeğe yakın olması için silindir içerisindeki toplam dolgu miktarını hesaplarken; emme zamanında içeri alınan yakıt hava karışımı ve egzoz işlemi sonrası silindir içerisinde kalan egzoz gazları miktarı da dikkate alınmıştır. Bu sebeple her iki mekanizma içinde volümetrik verim %70 olarak alınmıştır. Modellemeler yapılırken içten yanmalı motorda bir çevrim (720°) dikkate alınmıştır. Analizlerde ısı verme işleminin 50° sürdüğü kabul edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda hem rhombic hareket mekanizmalı hem de krank biyel mekanizmalı motorun krank açısına (0-720°) bağlı olarak basınç, hacim, sıcaklık, ısı transferi miktarı, açığa çıkan ısı, kümülatif açığa çıkan ısı, net iş, ısı taşınım katsayısı ve PV diyagram grafikleri çizilmiştir. Ayrıca motor performansları karşılaştırılıp yorumlanmıştır.

2.1. Krank-Biyel Mekanizmalı Motorun Kinematik İlişkileri (Kinematic Relations for the Engine with Crank-Drive Mechanism)

Şekil 1’de pistonun krank-biyel mekanizmasına bağlı hareketi görülmektedir. Krank-biyel mekanizmasında pistonun her krank açısında aldığı yol eşit değildir. Şekil 1’deki β açısı büyüdükçe piston krank açısı değişiminde daha az yol kat eder. β açısının küçülmesi ile daha fazla yol kat eder.



Şekil 1. Crank-biyel mekanizmalı motorun geometrisi
(Geometry of engine with the crankshaft mechanism)

Şekil 1'deki motorun kurs hacmi;(Eş. 10)

$$V_k = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \quad (10)$$

Yanma odası hacmi; (Eş. 11)

$$V_c = \frac{V_k}{\varepsilon - 1} \quad (11)$$

Toplam silindir hacmi ise; (Eş. 12)

$$V_s = V_k + V_c \quad (12)$$

olarak hesaplanır. Burada silindir çapı (D), kurs boyu (H), sıkıştırma oranı (ε) ile gösterilmiştir. Pistonun yer değiştirmesi; (Eş. 13-18)

$$S = L + r - r \cdot \cos \theta - L \cdot \cos \beta \quad (13)$$

$$L \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \theta \quad (14)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \theta \quad (15)$$

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \quad (16)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (17)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \theta \right)^2} \quad (18)$$

Eş. 14, 15, 16 ve 17, Eş. 13'de yerlerine yazılırsa pistonun krank açısına bağlı hareket denklemi, Eş. 19

$$S(\theta) = L + r - r \cdot \cos \theta - L \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \theta \right)^2} \right) \quad (19)$$

olarak elde edilir. Burada; ' θ ' krank açısı ($^\circ$), ' $S(\theta)$ ' pistonun krank açısına bağlı yer değişimi (m), ' r ' krank yarıçapı (m), ' L ' biyel uzunluğu (m) dur. Toplam silindir hacminin krank açısına bağlı değişimi ise Eş. 20'deki gibidir.

$$V_T = V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S(\theta) \quad (20)$$

2.2. Rhombic Hareket İletim Mekanizmalı Motorun Kinematik İlişkileri

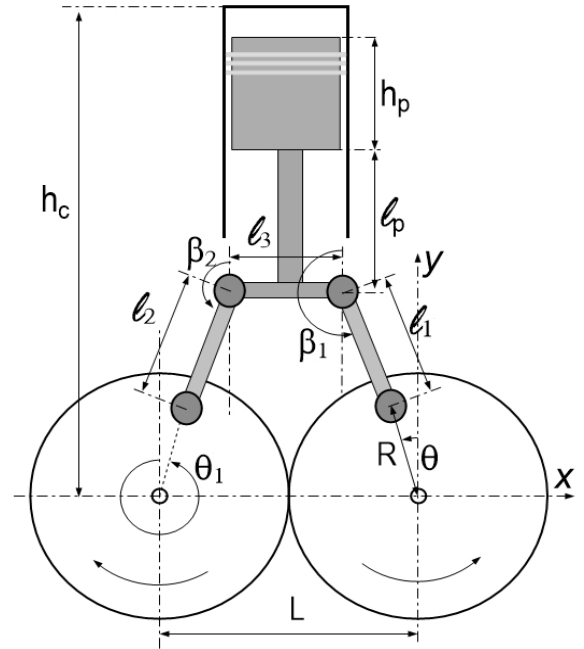
(Kinematic Relations for the Engine with Rhombic-Drive Mechanism)

Sağ ve sol dişli açıları arasında,

$$\theta_1 = 2\pi - \theta \quad (21)$$

Eş. 21'deki gibi bir ilişki bulunmaktadır. Dolayısıyla sol dişlinin açısal hız ve ivmesi,

$$\dot{\theta}_1 = -\dot{\theta} \quad (22)$$



Şekil 2. Rhombic hareket iletim mekanizmalı motorun geometrisi

(Geometry of engine with the rhombic-drive mechanism)

$$\ddot{\theta}_1 = -\ddot{\theta} \quad (23)$$

Eş. 22, Eş. 23 olarak tanımlanabilir. Şekil 2’de motorun anlık bir konumu verilmiştir. Bu konum için elde edilen kinematik eşitlikler motorun tüm çevrimi boyunca geçerlidir. Modellemede işaret problemi oluşmaması amacıyla, açısız hareket gerçekleştiren bütün elemanların açısı düşey eksen kullanılarak saat yönünün tersi pozitif olacak şekilde tanımlanmıştır. Sağ rhombus kolunun düşey eksen ile gerçekleştirdiği açı, (Eş. 24)

$$\frac{L-L_3}{2} = \ell_1 \sin(\beta_1 - \pi) + R \sin \theta \quad (24)$$

ilişkisi kullanılarak belirlenebilir. Son eşitlikten β_1 ,

$$\beta_1 = \pi + \arcsin \left[\frac{L-L_3}{2\ell_1} - \frac{R}{\ell_1} \sin \theta \right] \quad (25)$$

Eş. 25 olarak belirlenir. Benzer şekilde sol rhombus kolunun düşey eksen ile yaptığı açı β_2 , (Eş. 26)

$$\frac{L-L_3}{2} = \ell_2 \sin(\pi - \beta_2) + R \sin(2\pi - \theta_1) \quad (26)$$

kinematik ilişkisi kullanılarak, (Eş. 27)

$$\beta_2 = \pi - \arcsin \left[\frac{L-L_3}{2\ell_2} - \frac{R}{\ell_2} \sin(\theta) \right] \quad (27)$$

şeklinde elde edilmiştir. Matematik modelin oluşturulmasında ve çözümünde rhombus kollarının açılarının yanı sıra açısal hız ve açısal ivmelerine de ihtiyaç duyulmaktadır. Eş. 25 ve 27’de verilen sağ ve sol rhombus kollarının açı tanımlamalarının zamana göre türevleri alınarak, sağ ve sol rhombus kollarının açısal hızları sırasıyla, (Eş. 28 ve Eş. 29)

$$\dot{\beta}_1 = -\frac{R}{\ell_1} \dot{\theta} \frac{\cos \theta}{\cos(\beta_1 - \pi)} \quad (28)$$

$$\dot{\beta}_2 = \frac{R}{\ell_2} \dot{\theta} \frac{\cos(\theta)}{\cos(\pi - \beta_2)} \quad (29)$$

elde edilir. Son iki eşitliğin zamana göre türevinin alınmasıyla sağ ve sol rhombus kollarının açısal ivmeleri elde edilir. (Eş. 30, Eş. 31)

$$\ddot{\beta}_1 = \frac{\dot{\beta}_1^2 \ell_1 \sin(\beta_1 - \pi) + R \dot{\theta}^2 \sin(\theta) - R \ddot{\theta} \cos(\theta)}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \quad (30)$$

$$\ddot{\beta}_2 = \frac{\frac{R}{\ell_2} \ddot{\theta} \cos(\theta) - \frac{R}{\ell_2} \dot{\theta}^2 \sin(\theta) - \dot{\beta}_2^2 \sin(\pi - \beta_2)}{\cos(\pi - \beta_2)} \quad (31)$$

Pistonun silindir içerisindeki hareketinin tanımlanması hem dinamik model açısından hem de silindir içi basınç profilinin elde edilebilmesi bakımından önemlidir. Sağ dişli merkezi koordinat merkezi olarak seçildiğinden pistonun silindir içerisindeki doğrusal hareketi,

$$y_p = h_p + \ell_p + \ell_r \cdot \cos \theta + R \cdot \sin \beta \quad (32)$$

Eş. 32 olarak tanımlanabilir. Piston hız ve ivmesi son eşitlikten zamana bağlı birer mertebe türev alınarak, (Eş. 33, Eş. 34)

$$\dot{y}_p = -\ell_r \cdot \sin \theta \cdot \dot{\theta} + R \cdot \cos \beta \cdot \dot{\beta} \quad (33)$$

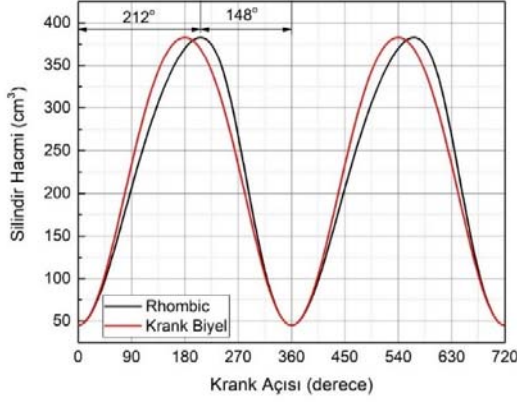
$$\ddot{y}_p = -\ell_r \cdot \cos \theta \cdot \ddot{\theta} - \ell_r \cdot \sin \theta \cdot \dot{\theta} - R \cdot \sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot \dot{\beta} + R \cdot \cos \beta \cdot \ddot{\beta} \quad (34)$$

3. TERMODİNAMİK MODELLERİN SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ (EVALUATION OF THE RESULTS OF THERMODYNAMIC MODELS)

Rhombic ve krank mekanizmalı motor için motor parametreleri karşılaştırma işleminin daha doğru yapılabilmesi amacıyla kurs boyları, kurs hacimleri, toplam silindir hacimleri ve sıkıştırma oranları aynı olacak şekilde belirlenmiştir. İçten yanmalı motorlarda güç bir milden alınmakta ve motor hareketi bu milin açısal hareketi ile tanımlanmaktadır. Bu hareket krank mekanizmalı motorlarda krank açısı adını alırken rhombic mekanizmalı motorlarda dişli açısını ifade etmektedir. Bu çalışmada daha anlaşılır olması bakımından her iki mekanizma için de motor hareketleri krank açısı tabiri ile adlandırılacaktır. Değerlendirmede kolaylık sağlaması için kinematik ilişkiler her iki mekanizmada krank açısı sıfır iken piston ÜÖN’de olacak şekilde düzenlenmiştir. Ancak mekanizmalardaki farklılığın doğası gereği AÖN’lar aynı krank açılarında meydana gelmemektedir.

Şekil 3’de rhombic ve krank mekanizmalı buji ile ateşlemeli motorlar için silindir hacminin değişimi görülmektedir. Her iki motorun da toplam silindir hacmi 383 cm³’tür. Krank açısı 0° ve 360°’de iken her iki mekanizma için pistonlar ÜÖN’de bulunmaktadır. Krank mekanizmasında krank kolunun hareketi nedeniyle piston AÖN’ye 180°’de ulaşmaktadır. Ancak rhombic mekanizmasında pistonun AÖN’ye ulaşması için 212°’lik bir krank hareketi gerekmektedir. Bu durum emme zamanının krank mekanizmalı motora göre en az 32° daha fazla olması anlamına gelmektedir. Emme zamanının daha geniş bir krank açısına yayılması bu zamanda pistonun ortalama hızının krank mekanizmalı motora göre düşük seyretmesine neden olacaktır. Bu sırada emme portundan silindir içerisine girmekte olan dolguda meydana gelen akış kayıpları ortalama piston hızının düşmesi ile azalacaktır. Bu durum pistonun üst taraftan etki eden vakumun ve dolayısıyla pompalama kayıplarının azalması anlamına gelmektedir. Bu durumda rhombic mekanizması kullanılması motorun

volümetrik verimini arttıracacağı da ifade edilebilir. Ancak bu çalışmada emme sürecinde basınç sabit kabul edildiğinden akış ve pompalama kayıpları dikkate alınmamıştır. Bu nedenle bu durum için bir değerlendirme yapılamamıştır.

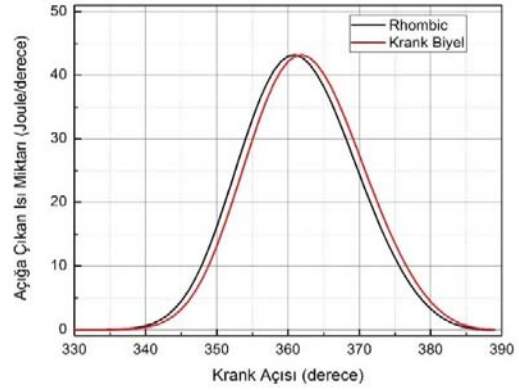


Şekil 3. Rhombic ve krank mekanizmaları için silindir hacminin krank açısına bağlı değişimi
(Variation of cylinder volume due to crank angle for rhombic and crank mechanisms)

Krank mekanizmalı motorlarda 180-360° aralığı sıkıştırma zamanı olarak bilinmektedir. Rhombic mekanizmalı motorda pistonun AÖN'ya ulaşması daha geç gerçekleştiğinden sıkıştırma sürecinin 148°'de tamamlanması gerekmektedir. Emme zamanında düşen ortalama piston hızının sıkıştırma sürecinde krank mekanizmasına göre daha fazla olması gerekmektedir. Isı transferi için krank mekanizmasına göre daha az süre kalması nedeniyle ısı kayıpları azalacaktır ancak sıkıştırma işleminin daha hızlı yapılması nedeniyle dengeli hal değişimi şartlarından daha da uzaklaşılacaktır.

Şekil 4'de rhombic ve krank mekanizmaları kullanılan motorlarda silindir içerisinde açığa çıkan ısı miktarının krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 5'de ise kümülatif ısı miktarının değişimi gösterilmiştir. Silindir içerisinde derece başına açığa çıkan maksimum ısı miktarı her iki mekanizmada da 43.18 J/°'dir. Derece başına açığa çıkan ısı miktarı içten yanmalı motorlarda yanma mekanizması ve motorun vuruntulu çalışması hakkında önemli bilgiler içermektedir. Derece başına açığa çıkan ısı miktarının çok yüksek olması yanma işleminin çok hızlı gerçekleşmesine neden olmaktadır. Bu durum ideal çevrim şartlarına yaklaşılması anlamına gelmesine rağmen pratikte böylesine yüksek bir ısı açığa çıkışı basıncın da hızla yükselmesine neden olarak ve vuruntulu oluşumuna sebebiyet verecektir. Şekil 4 ve Şekil 5'de Wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ve yanma işleminin 50° devam ettiği kabul edilmiştir. Bu nedenle vuruntu eğiliminden bahsetmek mümkün değildir. Yanma işleminin rhombic mekanizmalı motorda 339°'de krank mekanizmalı motorda ise 340°'de başladığı kabul edilerek Wiebe fonksiyonu kullanılmıştır. Yanma başlangıçlarının farklı alınmasının nedeni silindir

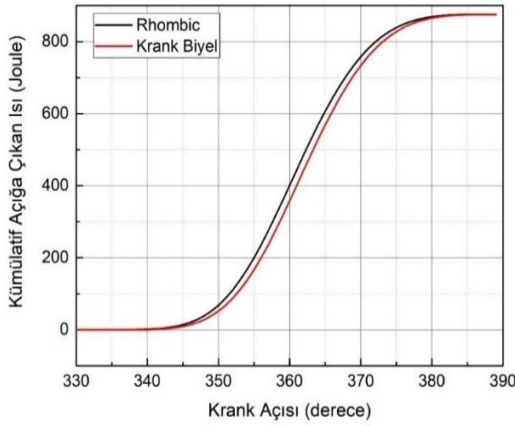
içerisinde oluşan maksimum basıncın her iki mekanizmada da aynı krank açısında meydana gelmesini sağlayabilmektir. Şekil 4 ve şekil 5'de görüldüğü gibi açığa çıkan ısı miktarları ve bunların kümülatifleri her iki mekanizma için de aynı olmakla birlikte rhombic mekanizmasında yanma işlemi 1° önce başlatıldığından aralarında sadece bir faz farkı bulunmaktadır. Toplam silindir hacmi 383 cm³ olan motorda mekanizma tipi fark etmeksizin lambda 1 şartını sağlayabilmek amacıyla silindire bir çevrimde gönderilen toplam yakıt miktarı 19,89 mg'dır. %98 olarak kabul edilen yanma verimi de dikkate alındığında silindir içerisinde açığa çıkan toplam ısının 875,263 J olması gerekmektedir. Şekil 3 incelendiğinde bu değer sağlandığı görülmektedir.



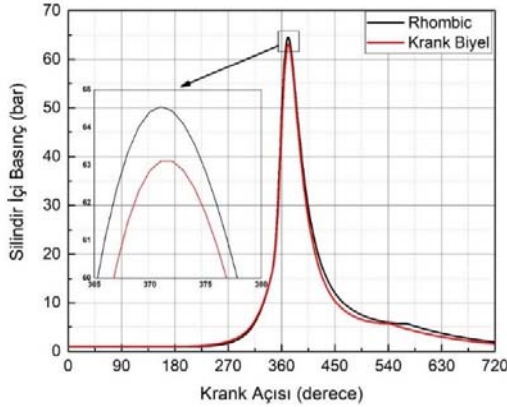
Şekil 4. Açığa çıkan ısı miktarlarının krank açısına bağlı değişimi
(The heat release rate due to crank angle variation)

Şekil 6'da silindir içi basıncının krank açısına bağlı değişim görülürken Şekil 7'de ise silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi görülmektedir. Hem rhombic hem de krank mekanizmasında maksimum silindir basıncı 371°'de elde edilmiştir. Krank mekanizmalı motorda maksimum silindir basıncı 63,1 bar iken rhombic mekanizmalı motorda maksimum silindir basıncının 64,5 bar olduğu görülmektedir. Silindire verilen ısı miktarı aynı olmasına rağmen rhombic mekanizması kullanıldığında silindir basıncının daha yüksek elde edilmesinin nedeninin sıkıştırma sürecindeki kinematik farklılıktan kaynaklandığı düşünülmektedir. Sıkıştırma sürecince rhombic mekanizmalı motorda ortalama piston hızının daha yüksek olması nedeniyle silindir duvarından kaybedilen ısı miktarının da daha az olması beklenmektedir. Bu durumda silindir sıcaklık ve basıncı daha yüksek seviyelere çıkmaktadır. Silindir sıcaklığının rhombic mekanizmasında daha yüksek seviyelere ulaştığı Şekil 6'da görülmektedir. Rhombic mekanizmasında silindir sıcaklığının 20 K daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Şekil 7'de de görülebileceği gibi maksimum basıncın yüksek olması nedeniyle genişleme zamanı boyunca rhombic mekanizması kullanılan motorda basınç krank mekanizmalı motorda göre daha yüksek seyretmektedir. Bu durum genişleme zamanında yapılan iş miktarının rhombic mekanizmasında daha yüksek olduğunu ifade etmektedir. Genişleme boyunca krank mekanizmalı

motorda 589 J iş yapılırken rhombic mekanizmalı motorda 590,4 J iş üretimi gerçekleşmiştir. Şekil 9'da görülen net iş grafiğinde, genişleme boyunca rhombic mekanizmalı motordaki iş üretiminin daha düşük seyretmesinin nedeni bir krank açısına karşılık hacimdeki değişimin daha küçük olmasından kaynaklanmaktadır. Herhangi anlık bir krank açısı için yanıtıcı olan bu grafikte iş zamanının tamamına bakıldığında rhombic mekanizmalı motorda genişleme sürecinin daha uzun sürdüğü görülmektedir. Bu nedenle rhombic mekanizmalı motorda genişleme boyunca üretilen iş miktarı daha fazla olmuştur.



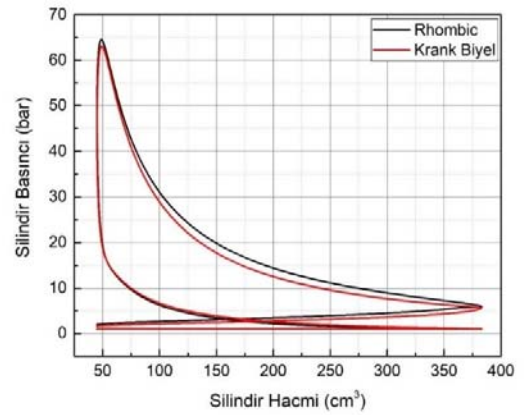
Şekil 5. Kümülatif ısı miktarının krank açısına bağlı değişimi
(The amount of cumulative heat variation due to crank angle)



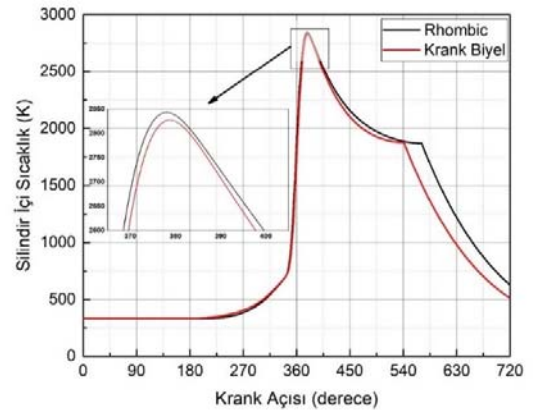
Şekil 6. Rhombic ve krank mekanizmaları için silindir basıncının krank açısına bağlı değişimi
(Variation of cylinder pressure due to crank angle for rhombic and crank mechanisms)

Şekil 7'de görülen p-V diyagramlarında emme çizgileri aynı olmasına rağmen egzoz zamanındaki basınçlar karşılaştırıldığında rhombic mekanizmalı motorda basıncın daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 8'de de görülebilen bu durum rhombic mekanizmalı motorda genişleme sürecinin daha uzun sürmesinden kaynaklanmaktadır. Bu durum egzoz zamanında pistonu verilmesi gereken iş miktarını, dolayısıyla pompalama kaybını artırıcı bir etki

yaratacaktır. Bu durum çevrimin net işinin azalmasına neden olacaktır. Şekil 9'da görülen net iş eğrilerinde egzoz zamanında rhombic mekanizmalı motorda iş eğrisinin daha sert düştüğü ve çevrimin sonundaki net işler karşılaştırıldığında rhombic mekanizmalı motorun net işinin daha az olduğu görülmektedir. Rhombic mekanizmalı motorda bir çevrimdeki net iş üretimi 304,8 J iken krank mekanizmalı motorda bu değer 319,8 J olarak hesaplanmıştır. Bu durum motor momentinin de azalmasına neden olmuştur. Rhombic mekanizmalı motorda moment 22,26 Nm iken krank mekanizmalı motorda 23,46 Nm olarak hesaplanmıştır. Bu durumda özgül yakıt tüketimleri de sırasıyla 255,9 g/kWh ve 242,9 g/kWh olarak hesaplanmıştır.



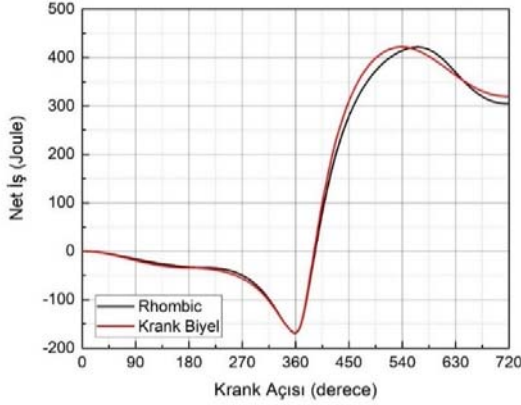
Şekil 7. Rhombic ve krank mekanizmaları için silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi
(Variation of cylinder pressure due to cylinder volume for rhombic and crank mechanisms.)



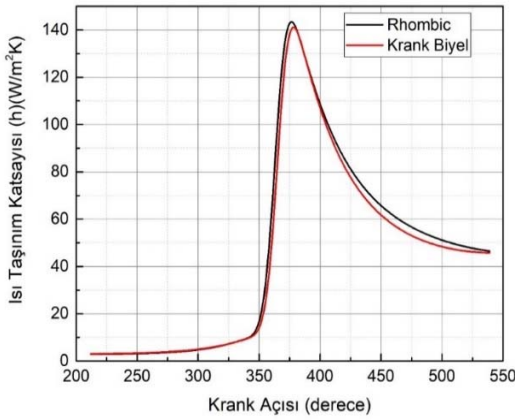
Şekil 8. Rhombic ve krank mekanizmaları için silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi
(Variation of cylinder temperature due to crank angle for rhombic and crank mechanisms)

Silindir sıcaklığı, basıncı ve ortalama piston hızına bağlı olan Nusselt eşitliği ile hesaplanan ısı taşınım katsayısının rhombic ve krank mekanizmalı motorlardaki değişimi Şekil

10°'da görülmektedir. Rhombic mekanizmalı motorda ısı taşınım katsayısı krank mekanizmalı motordan çok az bir miktar fazladır. Bunun nedeni silindir sıcaklığının rhombic motorda bir miktar daha yüksek olmasıdır. Her iki mekanizma için de maksimum ısı taşınım katsayısı maksimum basıncın elde edilmesinden sonra oluşmuştur. Maksimum ısı taşınım katsayısı 140 W/m²K civarındadır. Silindir duvarından kaybedilen ısı miktarları karşılaştırıldığında rhombic mekanizmalı motordaki ısı kaybının daha fazla olduğu belirlenmiştir. Rhombic mekanizmalı motorda bir çevrimde silindir duvarından kaybedilen ısı miktarı 15,27 J iken bu değer krank mekanizmalı motorda bir çevrim için 13,68 J olarak hesaplanmıştır. Özellikle çevrimin ortalama sıcaklığının daha yüksek olması ve iş zamanının daha geniş bir krank açısına yayılması nedeniyle ısı transferi için gerekli imkân sağlandığından rhombic mekanizmalı motorda ısı kayıpları daha fazla olmuştur.



Şekil 9. Rhombic ve krank mekanizmaları için net işin krank açısına bağlı değişimi
(Variation of net work due to crank angle for rhombic and crank mechanisms)



Şekil 10. Rhombic ve krank mekanizmaları için ısı taşınım katsayısının krank açısına bağlı değişimi

(Variation of heat transfer coefficient due to crank angle for rhombic and crank mechanisms)

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Gerçekleştirilen termodinamik analiz neticesinde yapılan karşılaştırmalar incelendiğinde rhombic mekanizmalı motorun krank mekanizmasına göre termodinamik olarak bir üstünlüğünün olmadığı görülmüştür. Bununla birlikte rhombic motorun krank mekanizmalı motora göre büyük bir dezavantajı da bulunmamaktadır. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta emme zamanında basıncın atmosferik basınca eşitlenmesidir. Motorun volümetrik verimi her iki motor için de %70 olarak sabit kabul edilmiştir. Rhombic mekanizmalı motorda emme sürecinin daha geniş bir krank açısı aralığına yayılması gerçekte bu motorda elde edilecek volümetrik verimin daha yüksek olmasına imkân verecektir. Bu nedenle volümetrik verim dikkate alınarak daha iyi bir analiz gerçekleştirilebilir. Ayrıca bu analiz kapsamında piston sürtünme kayıpları dikkate alınmamıştır. Krank mekanizmasındaki en büyük kayıplardan biri piston yan yüzey yaslanma kuvvetinden kaynaklanan sürtünme kayıplarıdır. Bu kayıplar motordaki toplam sürtünme kayıplarının yaklaşık %20-30'unu oluşturmaktadır. Rhombic mekanizmalı motorda yaslanma kuvvetleri ortadan kalktığı için sürtünme kayıplarında yaklaşık %50'lik bir azalma görülebilir. Termodinamik analizler sonucunda rhombic hareket mekanizmalı motor için elde edilen değerler kullanılarak ilerleyen süreçte motorun dinamik analizleri gerçekleştirilecektir. Dinamik analiz sonuçlarından yararlanılarak motor parçalarının dayanım analizleri gerçekleştirilecek ve motorun gerçek boyutları elde edilip teknik resimleri çizilecektir. Bu sayede motorun imalatı gerçekleştirilebilecek ve yapılacak deneyler sayesinde gerçekleştirilen analizleri doğruluğu gözlemlenebilecektir. Termodinamik analizler neticesinde bu çalışma ülkemizin yerli otomobil imalatı hedefleri doğrultusunda yerli motor imalatı için ön çalışma olarak kabul edilebileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Solmaz H., Dört Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli Ve Titreşimlerinin İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2014.
2. Öztürk E., İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 51-55, 2011.
3. Arabacı, Emre., A Novel Extended Expansion Engine Mechanism. International Journal of Automotive Science and Technology 2 (2): 16-23, 2018.
4. Boysal A., and Rahnejat, H. Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model. Applied Mathematical Modelling, 21: 481-493, 1997.
5. Rahnejat H., Multi-body dynamics: vehicles, machines and mechanisms. Professional Engineering Publishing, SAE, London, 1998.

6. Wang R., A Study of Vibration Isolation of Engine Mount System. M.Sc Thesis, Concordia University, 25-74, 2005.
7. Heisler H., Advanced engine technology. Arnold Press, London, 79-135, 1985.
8. Hartog J.P.D., Mechanical Vibrations 3rd edition. McGraw-Hill, USA, 100-165, 1947.
9. Song Z., A Dynamics model for automotive diesel engines. Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison, 5-68, 1991.
10. Kim M., Friction force measurement and analysis of rotating liner engine. Ph.D. Thesis, The University of Texas, Austin, 2005.
11. Taylor C., Engine Tribology. Elsevier Science Publishers, B.V.J., 1993.
12. Drew, S. J., Hesterman, D. C., & Stone, B. J.. The torsional excitation of variable inertia effects in a reciprocating engine. Mechanical systems and signal processing, 13(1), 125-144, 1999.
13. Shendage D.J., Kedare S.B., Bapat S.L., An Analysis of Beta Type Stirling Engine With Rhombic Drive Mechanism, Renewable Energy, 36: 289–297, 2011.
14. Finkelstein T., Allan J. O., Air Engines, The American Society of Mechanical engineers, New York, 2004.
15. Walker G., Stirling Engines, United States by Oxford University Press, 1980.
16. Erol D., Düşük Sıcaklık Farkıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2009.
17. Çınar C., Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmali ve Performans Analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2001.
18. Çınar C., Aksoy F., Okur M., Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı Ve Performans Testleri. Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 28(4): 795-801, 2013.
19. Yang, HS., Chin C., Shang H. A complete model for dynamic simulation of a 1-kW class beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. Energy 161: 892-906, 2018.
20. Kongtragool B, Wongwises S. A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 7: 131–54, 2003.
21. Chin-Hsiang C., Ying-Ju Y., Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism, Renewable Energy, 37: 161-173, 2012.
22. Verma S., Das LM., Spark advance modeling of hydrogen-fuelled spark ignition engines using combustion descriptors. Journal of engineering for gas turbine and power, 140 (8), 081501, 2018.
23. Yontar AA., Doğu Y., Flame radius effects on a sequential ignition engine characteristics. International journal of automotive engineering and Technologies, 7 (1) 29-37, 2018.
24. Yontar AA., Doğu Y., Investigation of ignition advance effects for CNG usage in a sequential dual ignition gasoline engine by using in-cylinder combustion cfd analysis, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 34(2), 1087-1100, 2019, <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.460506>
25. Winterbone DE., Turan A., Advanced thermodynamics for engineers, Butterworth-Heinemann, 711-720, 2015.
26. Burcat A., Ruscic B., Third millenium ideal gas and condensed phase thermochemical database for combustion (with update from active thermochemical tables). Chemistry&Technion-Israel Inst. Of Tech., United States, doi:10.2172/925269.
27. Assael MJ., Trusler JPM., Tsolakis TF., Thermophysical properties of fluids. Imperial college press, London, 314-330, 1998.
28. Çengel YA., Boles MA., Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla. (Çeviri editörü: Ali Pınarbaşı), Palme yayıncılık, Ankara, 150-400, 2015.
29. Ferguson CR., Kirkpatrick AT., Internal combustion engine applied thermosciences. John Wiley&Sons, London, 2014.
30. Challen B., Baranescu R., Diesel engine reference book second edition. Buterworth-Heinemann, Oxford, 22-24, 1999.
31. Ipci D., Karabulut H., Thermodynamic and dynamic modeling of a single cylinder four stroke diesel engine, ,applied Mathematical Modelling, 40 (5-6), 3925-3937, 2016.
32. Quintero HF., Romero CA., Vanegas Useche LV., Thermodynamic and dynamic analysis of an internal combustion engine with a noncircular-gear based modified crank-slider mechanism, 12th IFToMM World Congress, Besançon France, 1-6, 2007.
33. Spitsov O., Heat transfer inside internal combustion engine: modelling and comparison with experimental data. Msc Thesis, Laappeenranta University of Technology, 10-80, 2013.
34. Heywood JB., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.
35. Loganathan S., MartinMLJ., Nagalingam B., Prabhu L., Heat release rate and performance simulation of DME fuelled diesel engine using oxygenate correction factor and load correction factor in double Wiebe function. Energy, 150, 77-91, 2018.
36. Hu S., Wang H., Yang C., Wang Y., Burnt fraction sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function. Applied thermal engineering, 115, 170-177, 2017.
37. Yıldız M., Çeper BA., Zero dimensional single zone engine modelling of an SI engine fuelled with methane and methane-hydrogen blend using single and double Wiebe function: A comparative study. International journal of hydrogen energy, 42 (40), 25756-25765, 2017.
38. Yaşar H., Soyhan HS., Walmsley H., Head B., Soruşbay C., Double Wiebe function: An approach for single-

zone HCCI engine modelling. Applied thermal engineering, 28 (11-12), 1284-1290, 2008.

- 39.** Polat S., Dört zamanlı tek silindrikl değişken sıkıştırma oranlı bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile teorik olarak simülasyonu ve performans analizi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, 20-80, 2010.

- 40.** Şahin Z., Benzin motoru çevrimlerinin bilgisayar modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, 10-70, 1996.