



**RHOMBİC MEKANİZMALI BUJİ İLE ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN
TASARIMI ve ANALİZLERİ**

Emre YILMAZ

**DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

EYLÜL 2018

Emre YILMAZ tarafından hazırlanan RHOMBİC HAREKET MEKANİZMALI BUJİ İLE ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN TASARIMI ve ANALİZLERİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Can ÇINAR

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Prof. Dr. Murat CİNİVİZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Selçuk Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Doç. Dr. Fatih AKSOY

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Afyon Kocatepe Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Doç. Dr. Hamit SOLMAZ

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 07/09/2018

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Emre YILMAZ

07/09/2018

RHOMBİC HAREKET MEKANİZMALI BUJİ İLE ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN TASARIMI ve ANALİZLERİ

(Doktora Tezi)

Emre YILMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Eylül 2018

ÖZET

Bu çalışmada, tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir motor için krank-biyel mekanizmasının dezavantajlarını azaltabilecek alternatif bir hareket mekanizması olarak rhombic hareket mekanizmasının tasarımı, termodinamik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Rhombic hareket ve krank-biyel mekanizması kullanılan motorların karşılaştırılmasında kurs boyu, kurs hacmi, silindir hacmi ve sıkıştırma oranı gibi motor parametreleri aynı alınmıştır. Termodinamik modellerde silindir duvarlarından soğutma suyuna konveksiyon yoluyla aktarılan ısı miktarları hesaplanırken Nusselt denkleminden yararlanılmıştır. Isı yayılımı işlemi gerçek çevrime yakın olması amacıyla Wiebe fonksiyonu ile tanımlanmıştır. Yakıt olarak izo-oktan (C_8H_{18}) kullanılmıştır. Termodinamik analizler esnasında her iki mekanizma için de hava fazlalık katsayısı (λ) değeri 1, sıkıştırma oranı 8,5 olarak alınmıştır. Hem rhombic hareket mekanizmalı hem de krank-biyel mekanizmalı motor için, krank mili açısına ($0-720^\circ$) bağlı olarak basınç, hacim, sıcaklık, ısı transferi miktarı, açığa çıkan ısı, kümülatif açığa çıkan ısı, net iş, ısı taşınım katsayısı grafikleri çizilmiş ve açıklanmıştır. Rhombic mekanizmalı motor için dişli hız dalgalanmalarını içeren tek serbestlik dereceli dinamik bir model oluşturulmuştur. Termodinamik analiz sonuçlarına göre, krank-biyel mekanizmalı motorda maksimum silindir basıncı 63,1 bar iken, rhombic-hareket mekanizmalı motorda 64,5 bar olarak elde edilmiştir. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda moment 22,26 Nm iken krank-biyel mekanizmalı motorda 23,46 Nm olarak hesaplanmıştır. 3000 rpm'de sürtünmelere harcanan momentin 3,05 Nm olduğu belirlenmiştir. Bu durumda sürtünme gücü 0,96 kW ve efektif güç 6,05 kW olarak hesaplanmıştır. Buradan sürtünme kaybı %15,9 olarak belirlenmiştir. Dayanım analizlerinde piston tepesine etki eden basınç emniyet katsayısı da dikkate alınarak 9 MPa olarak uygulanmıştır. En yüksek gerilmenin 310,41 MPa değeri ile rhombic kollarında meydana geldiği gözlemlenmiştir. Yapılan analizler sonucunda piston malzemesi olarak alüminyum alaşımı, biyel, bağlantı parçası, rhombic kolları, krank kolları ve dişliler için AISI 1040 çeliği ve burç yataklar içinde bronz malzemeler seçilmiştir.

Bilim Kodu : 93003

Anahtar Kelimeler : Buji ile ateşlemeli motor, rhombic hareket mekanizması, motor tasarımı, termodinamik analiz, dinamik analiz

Sayfa Adedi : 151

Danışman : Prof. Dr. Can ÇINAR

DESIGN AND ANALYSIS OF A SPARK IGNITION ENGINE WITH RHOMBIC DRIVE MECHANISM

(Ph. D. Thesis)

EmreYILMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

September 2018

ABSTRACT

In this study, design, thermodynamic and dynamic analysis of the rhombic drive mechanism which is an alternative drive mechanism capable to reduce disadvantages of crank mechanism, has been conducted for a single cylinder, four stroke, spark ignited engine. In the comparison process of the engines, parameters such as stroke length, stroke volume, cylinder volume and compression ratio have been taken equal for engines having rhombic drive and crank mechanism. In the thermodynamic models, the Nusselt equation was used to calculate the amount of heat transferred from the cylinder walls to the cooling water by convection. Heat release process was defined by the Wiebe function in order to be close to real cycle. Isooctane (C_8H_{18}) was used as fuel. Excess air ratio (λ) was 1 and compression ratio was 8,5 during thermodynamic analyses. Pressure, volume, temperature, amount of heat transfer, heat release, cumulative heat release, net work and heat transfer coefficient graphs versus to crank angle degree ($0-720^\circ$) were presented for both rhombic and crank mechanism engine. A single degree of freedom dynamic model including gear speed fluctuations were modeled for rhombic mechanism engine. According to thermodynamic analysis results, maximum cylinder pressure of the crank mechanism engine was 63,1 bar while the maximum cylinder pressure of the rhombic drive mechanism engine was obtained as 64,5 bar. The moment of the rhombic drive engine was 22,26 Nm while it was calculated as 23,46 Nm for crank mechanism engine. It was determined that the frictional moment was 3,05 Nm at 3000 rpm. In this case the frictional power and effective power was calculated as 0,96 and 6,05 kW respectively. As a result frictional loss was determined as 15.9 %. By regarding safety factor, 9 Mpa The maximum pressure of 9 MPa, which was obtained from thermodynamic and dynamic analysis, applied to the piston top. By taking into account the safety coefficient, 9 MPa pressure was applied on the piston top in the strength analyzes. It was observed that the highest tension was found in rhombic arms as 310,41 MPa. As a result of the analyzes, aluminum alloy was selected as piston material, AISI 1040 steel was selected for connecting rod, linkage, rhombuses, crank and gears, and bronze material was selected for bushings.

Science Code : 93003

Key Words : Spark ignition engine, rhombic drive mechanism, engine design, thermodynamic analysis, dynamic analysis

Page Number : 151

Supervisor : Prof. Dr. Can ÇINAR

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada engin bilgilerinden faydalandığım çok değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Can ÇINAR'a, tez çalışmam boyunca bana yol gösteren Tez İzleme Komitesi üyeleri Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Öğretim Üyesi Sayın Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU ve Selçuk Üniversitesi Makina Mühendisliği Öğretim Üyesi Sayın Prof. Dr. Murat CİNİVİZ'e, tezin başından sonuna kadar her anımda yardımlarını esirgemeyen, hiçbir zaman beni geri çevirmeyen değerli hocam Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Öğretim Üyesi Doç. Dr. Hamit SOLMAZ'a, yine çalışmalarım esnasında hep yanımda olan Afyon Kocatepe Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Öğretim Üyesi Doç. Dr. Fatih AKSOY, Burdur Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Öğretim Üyesi Dr. Öğr. Üyesi Ahmet UYUMAZ ve Hitit Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği Öğretim Üyesi Doç. Dr. Seyfi POLAT'a, manevi olarak her zaman beni destekleyen annem Leyla YILMAZ ve babam Turan YILMAZ'a, çalışmam boyunca büyük bir sabır ve anlayışla yanımda olan sevgili eşim Emel YILMAZ'a ve en büyük motivasyon kaynağım olan oğullarım Emir Arda YILMAZ'a ve Emir Batu YILMAZ'a sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. Wankel Motorlar	5
2.1.1. Wankel motorların çalışma prensibi	7
2.1.2. Wankel motorların avantaj ve dezavantajları.....	7
2.2. Serbest Pistonlu Motorlar	9
2.3. Turbo Döngüsel Motorlar (Pars Motoru).....	12
2.4. Geleneksel Atkinson Çevrimi Krank Mekanizması	13
2.5. Rhombic-Hareket Mekanizması	14
2.6. Literatür Özetleri	15
3. RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BUJİ İLE ATEŞLEMELİ MOTORUN TASARIMI ve ANALİZLERİ	33
3.1. Termodinamik Modelleme	33
3.1.1. Motor geometrileri.....	34
3.1.2. Havanın kimyasal ve fiziksel özellikleri	39

	Sayfa
3.1.3. Yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	41
3.1.4. Hava fazlalık katsayısının (λ) belirlenmesi	41
3.1.5. Silindire alınan dolgunun sıcaklığı ve miktarı	42
3.1.6. Silindirdeki karışımın fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	44
3.1.7. Özgül ısıların değişimi.....	49
3.1.8. Silindir içerisinde kalan egzoz gazı sıcaklığı ve miktarı	51
3.1.9. Wiebe fonksiyonu	53
3.1.10. Isı transferi.....	54
3.2. Dinamik Modelleme.....	59
3.2.1. Rhombic mekanizmasının kinematiği	61
3.2.2. Hareket denklemlerinin elde edilmesi	63
3.2.3. Pistona etki eden kuvvetler ve pistonun hareket denklemi	64
3.2.4. Rhombic kollarının hareket denklemleri.....	69
3.2.5. Çıkış mili hareket denklemi	74
3.3. Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümü.....	77
3.3.1. Taylor serisi ve analitik çözümün karşılaştırılması	80
3.4. Motor Parçalarının Tasarımı.....	86
3.4.1. Piston	88
3.4.2. Biyel.....	90
3.4.3. Bağlantı pimi	91
3.4.4. Bağlantı parçası.....	91
3.4.5. Rhombic kolları.....	92
3.4.6. Krank milleri	93
4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	95

Sayfa

4.1. Termodinamik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	95
4.2. Dinamik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	104
4.3. Yapısal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	113
4.3.1. Basma analizi sonuçlarının değerlendirilmesi	114
4.3.2. Çekme analizi sonuçlarının değerlendirilmesi	122
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	127
KAYNAKLAR	129
EKLER.....	136
EK-1. Piston.....	137
EK-2. Piston Pimi	138
EK-3. Piston Kolu.....	139
EK-4. Bağlantı Parçası	140
EK-5. Rhombic Kolu	141
EK-6. Sağ Krank.....	142
EK-7. Sol Krank	143
EK-8. Sağ Helis Dişli	144
EK-9. Sol Helis Dişli	145
ÖZGEÇMİŞ	146

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Geleneksel ve karşıt motorun hareketli parçalarının sayıları	17
Çizelge 2.2. Scotch-yoke mekanizmalı motorun teknik özellikleri	26
Çizelge 3.1. Krank-biyel mekanizmalı motorun teknik özellikleri.....	33
Çizelge 3.2. İzooktan yakıtının kimyasal özellikleri.....	41
Çizelge 3.3. Matematiksel model içerisinde kullanılan karışanların türleri ve indisleri.	44
Çizelge 3.4. C_8H_{18} yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar ($T < 1000$ K için)	47
Çizelge 3.5. C_8H_{18} yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar ($T > 1000$ K için)	48
Çizelge 3.6. Dört farklı basınç profili için Fourier katsayıları.....	68
Çizelge 3.7. Sarkaç sisteminin özellikleri	84
Çizelge 3.8. Motor parametreleri ve sürtünme katsayıları.....	86
Çizelge 3.9. Alüminyum alaşım malzeme özellikleri	89
Çizelge 3.10. AISI 1040 çelik malzeme özellikleri	90

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Mazda R26B motorunun kesit görünümü	6
Şekil 2.2. Mazda R26B motorunun rotor ve yanma odasının kesit görünümü.....	6
Şekil 2.3. Tek pistonlu hidrolik serbest pistonlu motor	9
Şekil 2.4. Hidrolik çift pistonlu serbest-pistonlu motor.....	10
Şekil 2.5. Eş zamanlı mekanizmalı karşıt pistonlu serbest-pistonlu motor	10
Şekil 2.6. Serbest-pistonlu gaz jeneratörü.....	10
Şekil 2.7. Toyota FPEG sistemi.....	11
Şekil 2.8. Pars motorun parçaları.....	12
Şekil 2.9. Atkinson çevrimli motorun p-V diyagramı	13
Şekil 2.10. Atkinson çevrimli motorun patent şekli	14
Şekil 2.11. Rhombic hareket mekanizmalı içten yanmalı motorun parçaları	15
Şekil 2.12. Çift rotor-kam sürücülü (RCD) sisteminin parçaları	16
Şekil 2.13. Rotor ve gövdesinin bileşenleri	17
Şekil 2.14. VCR sisteminin hareketleri.....	19
Şekil 2.15. Geliştirilmiş VCR sistemli motorun kesiti	20
Şekil 2.16. (a) VCR sistemi, (b) geliştirilmiş VCR sistemi geometrileri	21
Şekil 2.17. (a) Buji ile ateşlemeli, (b) sıkıştırma ile ateşlemeli motor mekanizmaları...	22
Şekil 2.18. Eliptik Trammel bağlantı parçası.....	23
Şekil 2.19. Çift çapraz kaydırıcılı motorun kesit görünümü.....	24
Şekil 2.20. Scoth-Yoke krank mekanizmalı piston-krank-biyel tertibatı	25
Şekil 2.21. Klasik krank-biyel ve Scotch-yoke mekanizmalarının karşılaştırılması	26
Şekil 2.22. Değişken sıkıştırma oranlı motor.....	28
Şekil 2.23. Değişken sıkıştırma oranı mekanizması ve motorun 3 boyutlu görünümü ..	29

Şekil	Sayfa
Şekil 2.24. Gomecsy değişken sıkıştırma oranı sistemi.....	31
Şekil 3.1. Krank-biyel mekanizmalı motorun geometrisi.....	35
Şekil 3.2. Rhombic hareket mekanizmalı motorun geometrisi.....	37
Şekil 3.3. Özgül ısıların sıcaklıkla bağlı değişimi	49
Şekil 3.4. İçten yanmalı motor silindirindeki ısı transferi	55
Şekil 3.5. Rhombic mekanizmalı motorun katı modeli ve koordinat sistemi.....	60
Şekil 3.6. Rhombic mekanizmasının şematik çizimi ve koordinat sistemi.....	61
Şekil 3.7. Pistona etki eden kuvvetler	64
Şekil 3.8. Silindir basınçları ile Fourier serisi sonuçlarının karşılaştırılması	67
Şekil 3.9. Rhombus kollarına etki eden kuvvetler	70
Şekil 3.10. Dişlilere etki eden kuvvetler	75
Şekil 3.11. Taylor serisi çözüm şeması.....	79
Şekil 3.12. Sarkaç	81
Şekil 3.13. Analitik ve Taylor serisi çözümlerinin karşılaştırılması.....	84
Şekil 3.14. Hata miktarının adım aralığına göre kıyaslanması	85
Şekil 4.1. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için silindir hacminin krank açısına bağlı değişimi	96
Şekil 4.2. Açığa çıkan ısı miktarlarının krank açısına bağlı değişimi	97
Şekil 4.3. Kümülatif ısı miktarının krank açısına bağlı değişimi	97
Şekil 4.4. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi	99
Şekil 4.5. Rhombic ve krank mekanizmaları için silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi	100
Şekil 4.6. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi	101
Şekil 4.7. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için net işin krank açısına bağlı değişimi	101

Şekil	Sayfa
Şekil 4.8. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için ısı taşınım katsayısının krank açısına bağlı değişimi	102
Şekil 4.9. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalarında silindir duvarından kaybedilen ısı miktarlarının değişimi	103
Şekil 4.10. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalarında ısı verim ve torkun krank açısına bağlı değişimi	104
Şekil 4.11. Motor hızının sürtünmeli ve sürtünmesiz şartlar altında zamana bağlı değişim.....	105
Şekil 4.12. Farklı motor hızlarında çıkış mili hız dalgalanmaları.....	106
Şekil 4.13. Motor hızının ve piston konumunun bir çevrimdeki değişimi	108
Şekil 4.14. Volan-dişli kütle atalet momentlerinin motor hız dalgalanmaları üzerindeki etkisi	109
Şekil 4.15. Silindir gaz basınç kuvvetinin farklı basınç profilleri için krank açısına bağlı değişimi	110
Şekil 4.16. Farklı basınç profilleri için motorun ivmelenme ve hız dalgalanmalarının değişimi	111
Şekil 4.17. Piston ve bağlantı kolu kütlelerinin motor hız dalgalanmasına etkisi.....	112
Şekil 4.18. Piston hız ve ivmesinin bir çevrimdeki değişimi.....	112

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Wankel motoru.....	7
Resim 2.2. VCR sistemi parçaları	18
Resim 2.3. Neander Motors tarafından geliştirilen hareket mekanizması	30
Resim 3.1. Tasarımı yapılan rhombic hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motor ..	88
Resim 3.2. Tasarlanan pistonun izometrik ve kesit görünümleri.....	89
Resim 3.3. Biyelin izometrik görünümü	90
Resim 3.4. Bağlantı piminin izometrik görünümü	91
Resim 3.5. Bağlantı parçasının izometrik görünümü	92
Resim 3.6. Rhombic kolunun izometrik görünümü	93
Resim 3.7. Tasarımı yapılan krank milinin izometrik görünümü	94
Resim 4.1. SOLIDWORKS programında çizilip ANSYS programına aktarılan motor parçalarının izometrik görünümü.....	114
Resim 4.2. ANSYS programı malzeme kütüphanesinden parçalar için malzeme tayini	115
Resim 4.3. Motor parçalarının mesh edilmiş hali	116
Resim 4.4. Sistemin sabitleme yerleri	117
Resim 4.5. Basıncın uygulama bölgesi ve miktarı.....	118
Resim 4.6. Yapısal analiz sonucu motor parçaları üzerinde meydana gelen gerilmeler.	119
Resim 4.7. Pistonun yapısal analiz çözümü	119
Resim 4.8. Biyel kolunun yapısal analiz çözümü.....	120
Resim 4.9. Bağlantı parçasının yapısal analiz çözümü	120
Resim 4.10. Pimin yapısal analiz çözümü	121
Resim 4.11. Rhombic kolunun yapısal analiz çözümü	121
Resim 4.12. Burcun yapısal analiz çözümü	122
Resim 4.13. Piston, biyel ve bağlantı parçasının ağırlık merkezi.....	123

Resim	Sayfa
Resim 4.14. Basınç uygulama bölgesi.....	123
Resim 4.15. Yapısal analiz sonucu	124
Resim 4.16. Rhombic kolunun yapısal analiz çözümü	124
Resim 4.17. Bağlantı parçasının yapısal analiz çözümü	125
Resim 4.18. Pimin yapısal analiz çözümü	125



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Wiebe fonksiyonun sabit katsayısı
a_{lx}	Sol dişlinin x eksenine göre ivmesi, m/s^2
a_{ly}	Sol dişlinin y eksenine göre ivmesi, m/s^2
a_{rx}	Sağ dişlinin x eksenine göre ivmesi, m/s^2
a_{ry}	Sağ dişlinin y eksenine göre ivmesi, m/s^2
F_{ch}	Karter basınç kuvveti, N
F_{clx}	Krank milinden sol rhombic koluna gelen yatay kuvvet, N
F_{cly}	Krank milinden sol rhombic koluna gelen dikey kuvvet, N
F_{crx}	Krank milinden sağ rhombic koluna gelen yatay kuvvet, N
F_{cry}	Krank milinden sağ rhombic koluna gelen dikey kuvvet, N
F_g	Silindir içi gaz basınç kuvveti, N
F_{lcx}	Rhombic kolundan krank miline gelen yatay kuvvet, N
F_{lcy}	Rhombic kolundan krank miline gelen dikey kuvvet, N
F_{lpy}	Rhombic kolundan sol pime gelen dikey kuvvet, N
F_{prx}	Sağ pimden rhombic koluna iletilen yatay kuvvet, N
F_{plx}	Sol pimden rhombic koluna iletilen yatay kuvvet, N
F_{rcx}	Rhombic kolundan krank miline iletilen yatay kuvvet, N
F_{rcy}	Rhombic kolundan krank miline iletilen dikey kuvvet, N
F_{rpy}	Rhombic kolundan sağ pime gelen dikey kuvvet, N
h_c	Dişli merkezi ile ÜÖN arasındaki mesafe, m

Simgeler**Açıklamalar**

h_p	Piston boyu, m
I_c	Krank milinin kütle atalet momenti, kg.m^2
I_l	Sol dişlinin kütle atalet momenti, kg.m^2
ℓ_r	Sağ dişlinin kütle atalet momenti, kg.m^2
ℓ_1	Sağ rhombic kol merkezleri arasındaki mesafe, m
ℓ_2	Sol rhombic kol merkezleri arasındaki mesafe, m
ℓ_p	Biyel boyu, m
L	Dişli çarkların merkezleri arasındaki mesafe, m
L_3	Bağlantı parçasının pim merkezleri arasındaki mesafe, m
m	Wiebe fonksiyonun sabit katsayısı
m_l	Sol rhombic kolunun kütlesi, kg
m_r	Sağ rhombic kolunun kütlesi, kg
m_p	Piston kütlesi, kg
M_{cl}	Sol krank milinin momenti, Nm
M_{cr}	Sağ krank milinin momenti, Nm
M_d	Döndürme momenti, Nm
M_s	Marş momenti, Nm
M_q	Harici yük momenti, Nm
R	Krank yarıçapı, m
x_{ℓ_1}	Sol rhombic kolunun yatay eksenindeki yer değiştirmesi, m
$\dot{x}_{\ell_1}$	Sol rhombic kolunun yatay eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{x}_{\ell_1}$	Sol rhombic kolunun yatay eksenindeki ivmesi, m/s^2
x_{ℓ_2}	Sağ rhombic kolunun yatay eksenindeki yer değiştirmesi, m
$\dot{x}_{\ell_2}$	Sağ rhombic kolunun yatay eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{x}_{\ell_2}$	Sağ rhombic kolunun yatay eksenindeki ivmesi, m/s^2
y_{ℓ_1}	Sol rhombic kolunun dikey eksenindeki yer değiştirmesi, m

Simgeler**Açıklamalar**

$\dot{y}_{\ell_1}$	Sol rhombic kolunun dikey eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{y}_{\ell_1}$	Sol rhombic kolunun dikey eksenindeki ivmesi, m/s ²
y_{ℓ_2}	Sağ rhombic kolunun dikey eksenindeki yer değıştirmesi, m
$\dot{y}_{\ell_2}$	Sağ rhombic kolunun dikey eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{y}_{\ell_2}$	Sağ rhombic kolunun dikey eksenindeki ivmesi, m/s ²
y_p	Pistonun dikey eksenindeki yer değıştirmesi, m
$\dot{y}_p$	Pistonun dikey eksenindeki hızı, m/s
$\ddot{y}_p$	Pistonun dikey eksenindeki ivmesi, m/s ²
β_1	Sağ rhombic kolu açısı, rad
$\dot{\beta}_1$	Sağ rhombic kolunun açısal hızı, rad/s
$\ddot{\beta}_1$	Sağ rhombic kolunun açısal ivmesi rad/s ²
β_2	Sol rhombic kolu açısı, rad
$\dot{\beta}_2$	Sağ rhombic kolunun açısal hızı, rad/s
$\ddot{\beta}_2$	Sağ rhombic kolunun açısal ivmesi rad/s ²
θ	Krank açısı, rad
$\dot{\theta}$	Krank mili açısal hızı, rad/s
$\ddot{\theta}$	Krank mili açısal ivmesi, rad/s ²
θ_0	Yanma başlangıcındaki krank açısı, rad
θ_1	Sol dişli açısı, rad
$\dot{\theta}_1$	Sol dişli açısal hızı, rad/s
$\ddot{\theta}_1$	Sol dişli açısal ivmesi, rad/s ²
$\Delta\theta$	Yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısı, rad
Δt	Zaman aralığı, s
Δx	Adım aralığı, m

Kısaltmalar**Açıklamalar**

<i>A.Ö.N.</i>	Alt ölü nokta
<i>İ.O.E.B.</i>	İndike ortalama efektif basınç
<i>LPG</i>	Sıvılaştırılmış petrol gazı
<i>Ü.Ö.N.</i>	Üst ölü nokta
VCR	Değişken sıkıştırma oranı



1. GİRİŞ

Günümüzde enerjiye duyulan ihtiyacının karşılanabilmesi için yeni teknolojiler geliştirilmekte, alternatif enerji kaynaklarının kullanım alanları arttırılmakta ve mevcut sistemlerin enerji dönüşüm verimlilikleri iyileştirilmektedir. Başta motorlu taşıtlarda kullanımı olmak üzere enerji kaynaklarının önemli bir kısmı fosil kökenli yakıtlardan karşılanmaktadır. Fosil kökenli yakıtların sınırlı rezervleri, her geçen gün artan enerji maliyetleri, sera gazlarının sebep olduğu çevre kirliliğinin telafi edilemeyecek sınırlara ulaşması ve hükümetlerin uygulamaya koyduğu emisyon sınırlamaları içten yanmalı motorlar üzerinde yapılan çalışmaların temelini oluşturmaktadır [1,2].

İçten yanmalı motorların icadından günümüze kadar bilim insanları ve şirketlerin Ar-Ge merkezleri tarafından özellikle enerji verimliliğinin iyileştirilmesi ve zararlı egzoz gazlarının azaltılması için çok sayıda çalışma gerçekleştirilmiştir. İçten yanmalı motorların teknolojik gelişmelerine rağmen enerji dönüşüm verimliliğinde istenilen seviyelere ulaşamaması en büyük handikapıdır. Bilindiği gibi sera gazı emisyonu olan CO₂'nin azaltılmasında en etkili yaklaşım enerji dönüşüm verimliliğini arttırmaktadır [3]. İçten yanmalı motorlarda enerji dönüşüm verimliliğinin arttırılabilmesi amacıyla özellikle son yıllarda yapılan çalışmalar, sıkıştırma oranının arttırılması, değişken supap zamanlaması sistemleri, düşük sıcaklık yanma çevrimleri, Atkinson/Miller çevrimi uygulamaları ve motor kayıplarının azaltılmasına yöneliktir. Motor verimi doğrudan sıkıştırma oranına bağlı olduğundan araştırmacıların büyük bir kısmı yüksek sıkıştırma oranına sahip motorlar ve değişken sıkıştırma oranına sahip motor tasarımları üzerinde çalışmışlardır [4-7]. Buji ile ateşlemeli motorlarda sıkıştırma oranının arttırılabilmesi benzin yakıtının oktan sayısına bağlıdır. Çok yüksek oktan sayısı yakıtın üretim maliyetlerini arttırmaktadır. Bu nedenle buji ile ateşlemeli motorlarda vuruntu probleminden dolayı sıkıştırma oranı dizel motorlardaki gibi arttırılamamakta ve ısı verimleri daha düşük olmaktadır. Fakat kolay tutuşabilme, yanmanın kontrol edilebilir olması, sessiz çalışma ve ilk harekete geçiş kolaylığından dolayı buji ile ateşlemeli motorlar günümüzde özellikle binek otomobillerde yaygın olarak kullanılmaktadır [8].

İçten yanmalı motorlarda yapısal modifikasyonlarla kayıpları azaltarak enerji dönüşüm verimliliğini arttırmaya yönelik araştırmalar az sayıda da olsa gerçekleştirilmektedir. 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 %20-30'u piston ile silindir arasında meydana gelmektedir [9,10]. Doğrusal hareket gerçekleştiren supaplar ve piston gibi parçalarda sürtünme kuvveti hareket yönüne bağlı olarak sürekli yön değiştirmektedir [11]. 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 arttırması piston ile silindir arasındaki sürtünmenin artmasına ve motor gücünün azalmasına neden olur.

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 doğrusal ve rotasyonel hareketler gerçekleştirmesine neden olur [12-18]. Bu periyodik hareketler motor titreşimi olarak isimlendirilmektedir. 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 olabileme potansiyeline sahiptir.

İçten yanmalı motorlarda rhombic hareket mekanizması; mekanik kayıplar ve sürtünmelerden kaynaklanan verim kaybını ortadan kaldırmak, titreşimi azaltmak ve motor boyutlarını küçültmek amacıyla kullanılabilir. Rhombic hareket mekanizması; karşıt yönlerde dönen iki senkronize dişli üzerine yerleştirilmiş kol muylularından oluşmaktadır. Bu mekanizmada piston ve silindir arasında yanal sürtünme kuvvetleri ve aşınmalar, yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden azalmaktadır. Ayrıca, rhombic hareket mekanizması titreşim ve sessizlik yönünden krank-biyel mekanizmasından daha iyi performansa sahiptir [19,20].

İçten yanmalı motorlarda verimliliğin artırılması ve yakıt tüketiminin azaltılması hibrit araçlar için de önem taşımaktadır. Ayrıca piston-biyel-krank mekanizmasının yol açtığı dezavantajların azaltıldığı bir motor hibrit araçlar için önemli bir güç kaynağı olabilme potansiyeline sahiptir. Yapılacak tez çalışmasında elde edilecek verilerin ülkemizin yerli motor projeleri için de önemli bir altyapı oluşturacağı düşünülmektedir.

Bu tez çalışmasının temel amacı içten yanmalı motorlarda kullanılmak üzere, krank-biyel mekanizmasının dezavantajlarını azaltabilecek alternatif bir hareket mekanizmasının tasarım ve analizlerinin yapılmasıdır. Dıştan ısı vermeli motorlarda yaygın bir şekilde kullanılan, rhombic hareket mekanizmasının içten yanmalı motorlar için ideal bir hareket ve güç iletim mekanizması olabileceği düşünülmektedir. Rhombic mekanizmasının en büyük avantajının yanal kuvvetleri asgari düzeye indirerek yatay ve açısız blok titreşimlerini azaltacak olabilmesidir. Bu temel amaç doğrultusunda belirlenen ve gerçekleştirilen basamaklar ve yöntemler şu şekildedir:

1. Rhombic hareket mekanizmalı motorun taslak katı modeli SOLIDWORKS çizim programı ile yapılmıştır. Bu taslak modelleme parçalar arasındaki hareket ilişkilerinin daha anlaşılır olması bakımından kolaylık sağlamıştır. Termodinamik, dinamik ve dayanım analizleri için bu çizimler ve hareket ilişkileri kullanılmıştır.
2. Taslak çizimlerin tamamlanmasından sonra motorun kinematik analizi (bağımlı çalışan parçaların hareket ilişkileri) gerçekleştirilmiştir. Bu aşamada elde edilen kinematik denklemler hem termodinamik hem de dinamik analizde kullanılmıştır.
3. Termodinamiğin I. Kanunundan yararlanılarak motorun termodinamik analizleri MATLAB programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Termodinamik analiz sonuçlarına göre rhombic kollarının uzunlukları, sıkıştırma oranı ve hacim değişimleri gibi parametreler incelenerek net iş ve dolayısıyla aynı zamanda motor performansı teorik olarak optimize edilmiştir. Termodinamik analiz sonucunda elde edilen basınç dataları dinamik analizde silindir içi basınç girdisi olarak kullanılmıştır.
4. Benzer bir yaklaşım, klasik piston-biyel-krank mekanizmalı buji ile ateşlemeli motor için tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar rhombic hareket mekanizmalı motorun sonuçları ile karşılaştırılmıştır.
5. Taslak çizimden elde edilen yaklaşık kütleler ve kinematik denklemlerden yola çıkarak, piston, bağlantı kolu, rhombic kolları ve güç aktarma dişlisi gibi parçaların hareket denklemleri türetilmiştir. Hareket denklemlerinin türetilmesinde Newton'un hareket

kanunları kullanılmıştır. Başlangıçta motor bloğu sabit kabul edilerek sadece çıkış milindeki hız ve tork dalgalanmaları incelenmiştir.

6. Dinamik modelin ilk kısmı tamamlandıktan sonra motor bloğunun üç serbestlik dereceli modeli kurulmuştur. Bu amaçla motor bloğuna ait üç adet hareket denklemi türetilmiştir. Dinamik model oluşturulurken mühendislik hesaplama programlarından FORTRAN programı kullanılmıştır.

7. Hareket denklemlerinin elde edilmesinde, silindir gaz basıncı, karter basıncı, piston yüzeyi kuru ve hidrodinamik sürtünmesi, kol ve ana yatak sürtünmeleri, marş momenti gibi değişkenler dikkate alınmıştır. Bu aşamada yer çekiminin etkisi göz ardı edilecektir. Yer çekiminin motor titreşimleri üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı daha önceki çalışmalarda bildirilmiştir [4,21,22].

8. Elde edilen nonlinear hareket denklemlerinin çözümü için modelleme programında Taylor Serisi yaklaşımı kullanılmıştır.

9. Dinamik analiz sonuçları kullanılarak parçalara gelen azami kuvvetler belirlenmiş, elde edilen bu kuvvetler emniyet katsayıları da dikkate alınarak parçaların dayanım analizleri için kullanılmıştır. Analizler sonucunda parça et kalınlıklarında ve boyutlarında gerekli optimizasyonlar yapılarak rhombic hareket mekanizmalı motorun gerçek boyutlandırması ve katı modelin nihai şekli tamamlanmıştır. Dayanım analizlerinin yapılması için ANSYS yazılımı kullanılmıştır.

Tüm bu işlemler sonucunda tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli, rhombic hareket mekanizmalı içten yanmalı motorun termodinamik, dinamik ve dayanım özellikleri belirlenmiş. Bu doğrultuda rhombic hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli bir motor tasarlanmış, gerçek boyutları belirlenerek teknik resimleri verilmiş ve imal edilecek duruma getirilmiştir.

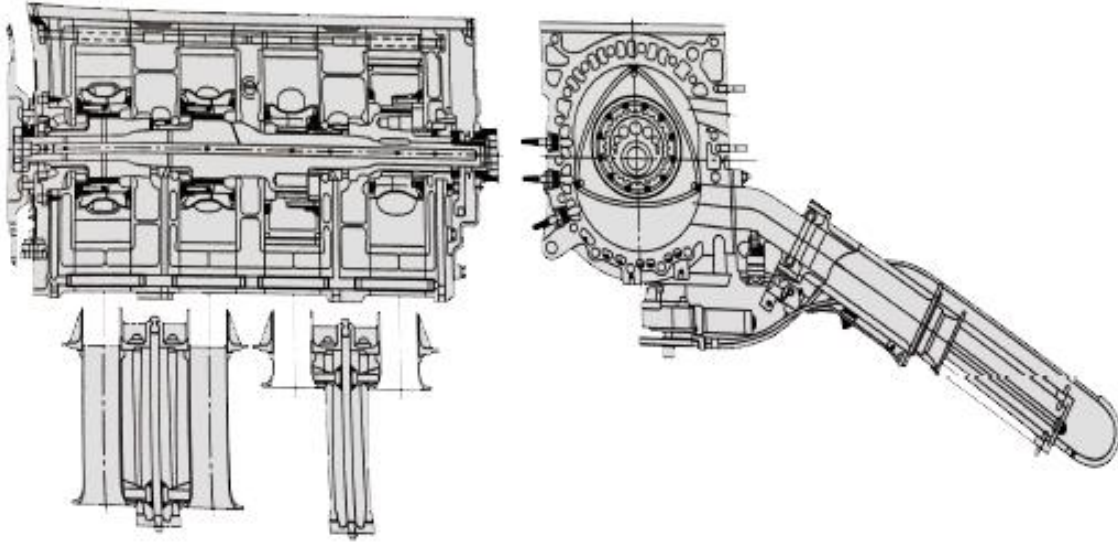
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Temeli 1876 yılında Nikolaus August Otto tarafından oluşturulan içten yanmalı motorlar, yakıtların yanması sonucunda açığa çıkan ısı enerjisini çeşitli mekanizmalar kullanarak mekanik enerjiye çeviren ısı makinalarıdır. İcadından günümüze kadar gelen içten yanmalı motorların büyük bölümü pistonun silindir içerisinde ileri geri hareketi ile çalışmasından dolayı pistonlu motorlar diye isimlendirilir. Bu harekete sahip içten yanmalı motorlar geliştirilmeye başlanmasından bu yana motor tasarımına hâkim olmuşlardır [23-26]. Piston krank-biyel mekanizmasından farklı mekanizmaların kullanıldığı içten yanmalı motorlar da yaygın olmamakla birlikte kullanılmaktadır. Bu motorlar veya kullanılan mekanizmalar;

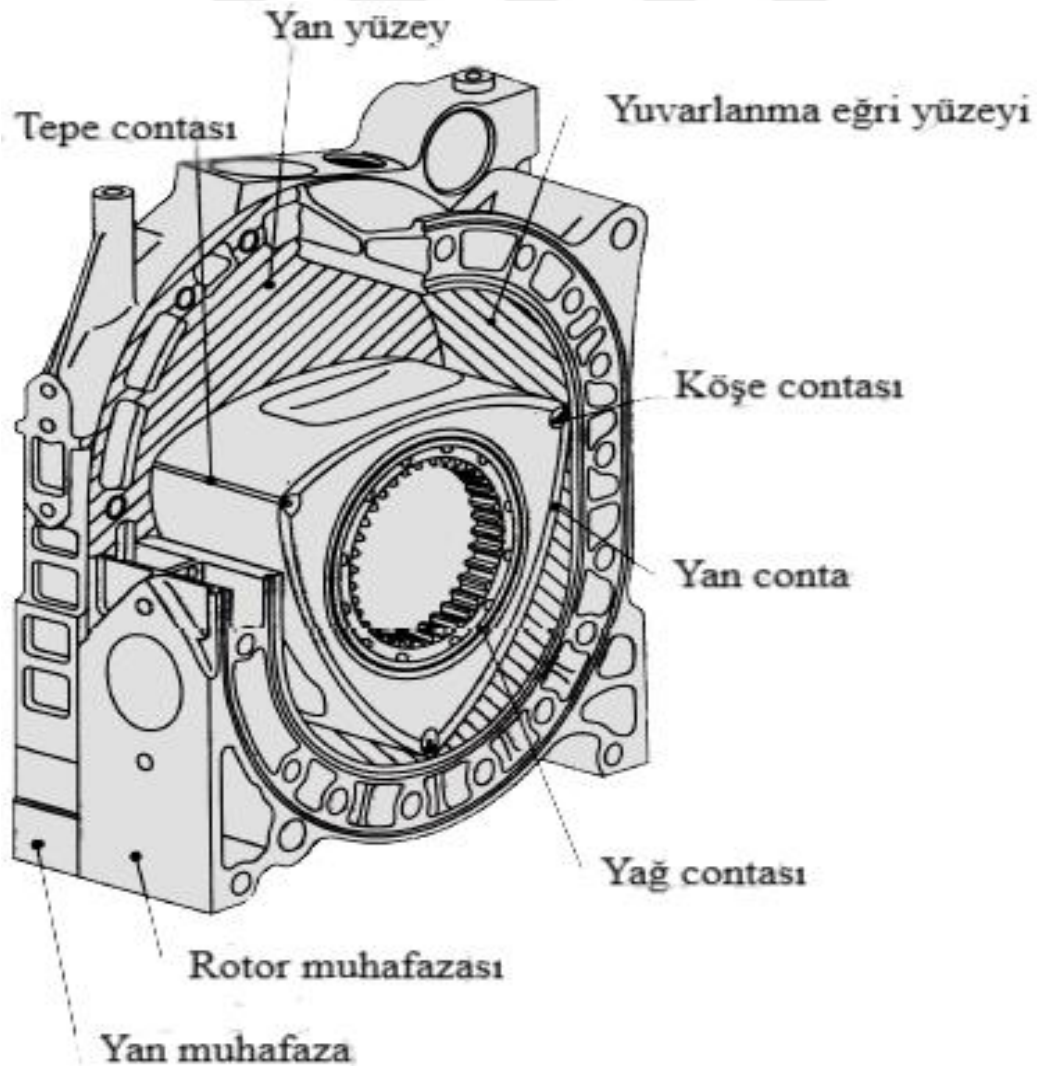
- Wankel motor ve hareket mekanizması
- Serbest pistonlu içten yanmalı motor
- Turbo döngüsel motor
- Geleneksel Atkinson çevrimi krank mekanizması
- Rhombic hareket mekanizması
- Pistonlu motorlarda kullanılan diğer mekanizmalar olarak sınıflandırılabilir.

2.1. Wankel Motorlar

Almanya Neckarsulm'daki bir otomotiv firmasında çalışan Felix WANKEL tarafından 1954 yılında geliştirilen bu motorların ilk prototipi 1957 yılında üretilmiştir. 1963 yılında NSU Spider marka bir araca monte edilmiştir. Motor yarışlarında büyük başarılar elde eden Wankel motorları sızdırmazlık, aşınma ve gürültü sorunlarından dolayı yaygınlaşamamıştır. 1991 yılında Fransa'da gerçekleştirilen 24 saatlik dayanım yarışmasını dört rotorlu R26B Wankel motoruna sahip bir Mazda aracı kazanmıştır [27]. Sıkıştırma oranı 10:1 olan bu motor, 2,6 litre kurs hacminde, su soğutmalı, üç buji ve değişken uzunlukta teleskopik emme manifolduna sahiptir. Şekil 2.1'de bu motorun kesit görünümü [27], Şekil 2.2'de ise aynı motorun rotor ve yanma odasının kesit görüntüsü verilmiştir [27].



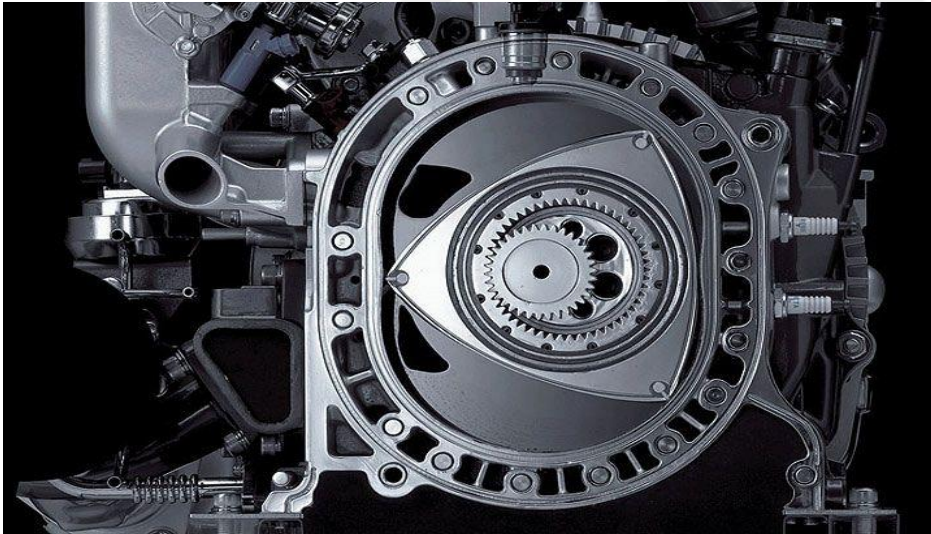
Şekil 2.1. Mazda R26B motorunun kesit görünümü



Şekil 2.2. Mazda R26B motorunun rotor ve yanma odasının kesit görünümü

2.1.1. Wankel motorların çalışma prensibi

Wankel motoru, eş merkezli olmayan bir rotor (döner piston) ve krank mili (eksantrik) çevresine yapılmış statordan (bloktan) meydana gelmektedir. Bu motorun rotoru; eksantrik mili üzerinde dönmektedir. Eksantrik mili ise motorun merkezindeki bir noktaya göre dairesel hareketle dönmektedir. Bununla birlikte krank mili üzerinde hareket eden rotor eliptik bir hareket gerçekleştirmektedir. Wankel motorlarını dört zamanlı içten yanmalı motorlardan ayıran bir diğer özelliği supap sistemi ve bu sisteme hareket veren kam mili bulunmamasıdır [27-29]. Emme zamanında taze yakıt-hava dolgusunun girişi egzoz zamanında yanma sonu ürünlerinin dışarı atılması iki zamanlı motorlardaki gibi portlar sayesinde gerçekleşmektedir. Rotor üzerinde elde edilen güç, doğrudan krank mili ile aktarma organlarına iletilmektedir. Pistonlu motorlardaki bulunan piston pimi, biyel gibi bağlantı parçaları olmadığından daha az sürtünen parça mevcuttu. Resim 2.1’de Wankel motorun kesit görüntüsü verilmiştir.



Resim 2.1. Wankel motoru [30]

2.1.2. Wankel motorlarının avantaj ve dezavantajları

Wankel motorlarının yaygınlaşmasının önündeki en büyük dezavantaj sızdırmazlık problemidir. Piston, krank-biyel mekanizmalı içten yanmalı motorlarda yuvarlak piston kenarlarından kompresyonun kartere kaçmasını önlemek için yuvarlak kompresyon segmanları kullanılırken yanma odasının sızdırmazlığı da silindir kapağının, silindir gövdesine özel conta ve civatalarla sıkılmasıyla sağlanmaktadır. Döner pistonlu motorlarda

ise rotorun her 120° 'deki hareketi esnasında pistonun ucunda ve rotorun yan yüzeylerinde kompresyon kaçakları en önemli sorunlardan biridir. Bunun yanında rotorun yağlanması sırasında yağın yanma odasına kaçmaması için özel yağ keçelerinin veya yağ segmanlarının kullanılması gerekmektedir. Wankel motorlarında sızdırmazlık için kullanılan segman ve keçelerinin toplamı piston, krank-biyel mekanizmalı motorlarınkinden daha azdır. Buna rağmen Wankel motorların yapısı ve verimliliğini sağlayan segman ve keçelerin imalatı çok daha zor ve maliyetlidir. Wankel motorunun en önemli sorunlarından bir diğeri de rotorun hızla açılan egzoz portu önünden kayarak geçmesiyle oluşan gürültüdür. Ancak bu durum Wankel motorlarında kullanılan egzoz sistemi ile ses dalgalarının dağıtılmasıyla kısmen azaltılabilmektedir [30].

Wankel motorlarında karşılaşılan bir diğerk problem de sıkıştırılmış yakıt-hava karışımının ateşleme odasında art arda iki kademedeyanma gerçekleşerek ısı ve basınç dalgalanmalarının bujiler üzerinden egzoz portlarına doğru akması esnasında malzeme üzerinde fazla ısının kalmasıdır. Her ne kadar ateşleme odasına emme portlarından temiz ve soğuk bir hava akımı ve yakıt girişı soğutmaya yardımcı olsa da silindir ve rotor üzerinde kalan ısı malzemelerin aşırı derecede genişlemesine sebep olmaktadır. Bu durum malzemelerin sızdırmazlık sağlamasında büyük güçlükler meydana getirmektedir. Ayrıca geleneksel krank-biyel mekanizmalı içten yanmalı motorların 100 yılı aşkın süredir kullanılıyor olması, sürekli geliştirilen bu motorlar hakkında yaygın tecrübenin bulunması alternatif motorların rekabet gücünü azaltmakta ve geliştirilmeleri için dezavantaj teşkil etmektedir. Ayrıca sınırlı yağlama ve malzemeler üzerindeki yüksek ısı rotor aşınmasını hızlandırmaktadır.

Wankel motorlarının sıkıştırma oranı krank-biyel mekanizmalı motorlara nazaran çok daha yüksek olup yanma sonunda yüksek basınçlı alev cephesinin kat ettiği yol daha uzundur. Bu sebepten dolayı her ateşlemede daha fazla yanma gücü elde edilir. Wankel motorlarda ateşleme odası iki bölümden oluşmaktadır ve ikinci bölümün yanma odası daha küçüktür. Bu durumda ateşleme odasının birinci bölümünde başlayan yanma, ikinci bölümde daha dar bir ateşleme odasına girince yanma basıncı daha yüksek değerlere ulaşır ve bu esnada alev cephesi türbülanslı bir şekilde rotorun yüzeyine basınç yaparak dönme hareketini sağlamaktadır. Wankel motorlar, farklı oktan sayısına ve farklı kimyasal özelliklere sahip yakıtlara göre farklı sıkıştırma oranlarına uygun imal edilebildiklerinden çok çeşitli yakıtlarla kullanılabilmektedir. Wankel motorlarının bazı yapısal eksiklikleri giderilirse bu motorlardan daha yüksek hız ve tork değerleri elde edilebilmektedir. Bunun nedeni içten yanmalı

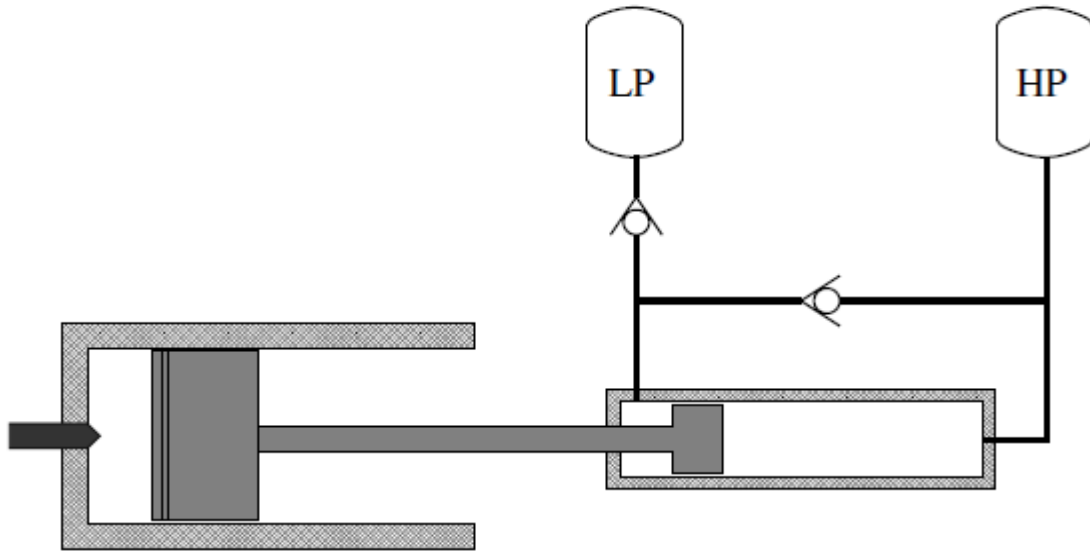
motorlara göre motor parçalarının kütlelerinden dolayı meydana gelen atalet kuvvetleri çok daha düşük değerlerdedirler.

2.2. Serbest Pistonlu Motorlar

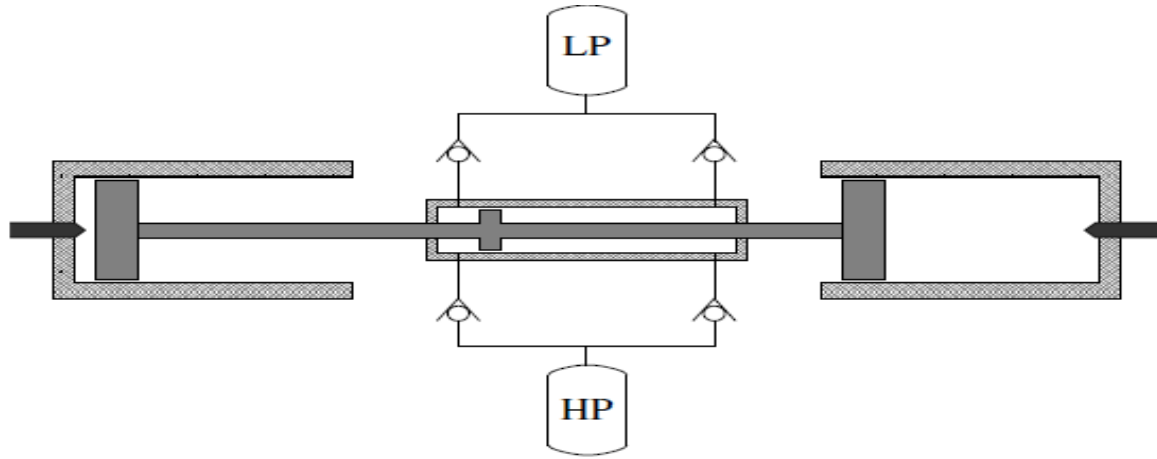
Pescara tarafından 1922 yılında çalışmalarına başlanmış olup ve 1925 yılında buji ile ateşlemeli, 1928 yılında da sıkıştırma ile ateşlemeli serbest pistonlu motor prototipleri geliştirilmiştir. Bu motor üzerindeki çalışmalar Pescara serbest pistonlu hava kompresörünün geliştirilmesine de imkân sağlamıştır [31]. Çalışmalarına devam eden Pescara 1941 yılında çok aşamalı serbest pistonlu hava kompresörünün patentini almıştır [31-33]. Serbest pistonlu motorlar piston/silindir tasarımlarına göre;

- Tek pistonlu (Şekil 2.3)
- Çift pistonlu (Şekil 2.4)
- Karşıt pistonlu (Şekil 2.5)

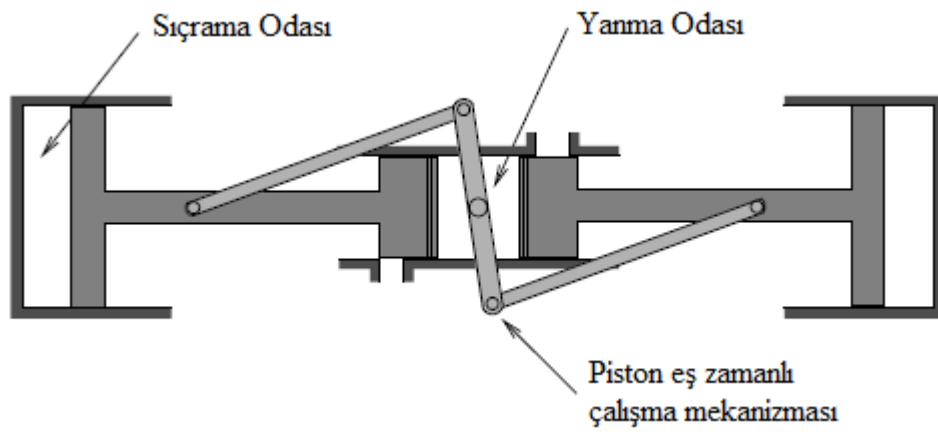
olmak üzere üç kategoriye ayrılmaktadır. Bu motorların diğer bir tasarımında ise yükün mekanik olarak motora bağlı bir yük cihazından değil de bir egzoz türbininden alındığı serbest pistonlu gaz jeneratörleri kullanılmaktadır (Şekil 2.6).



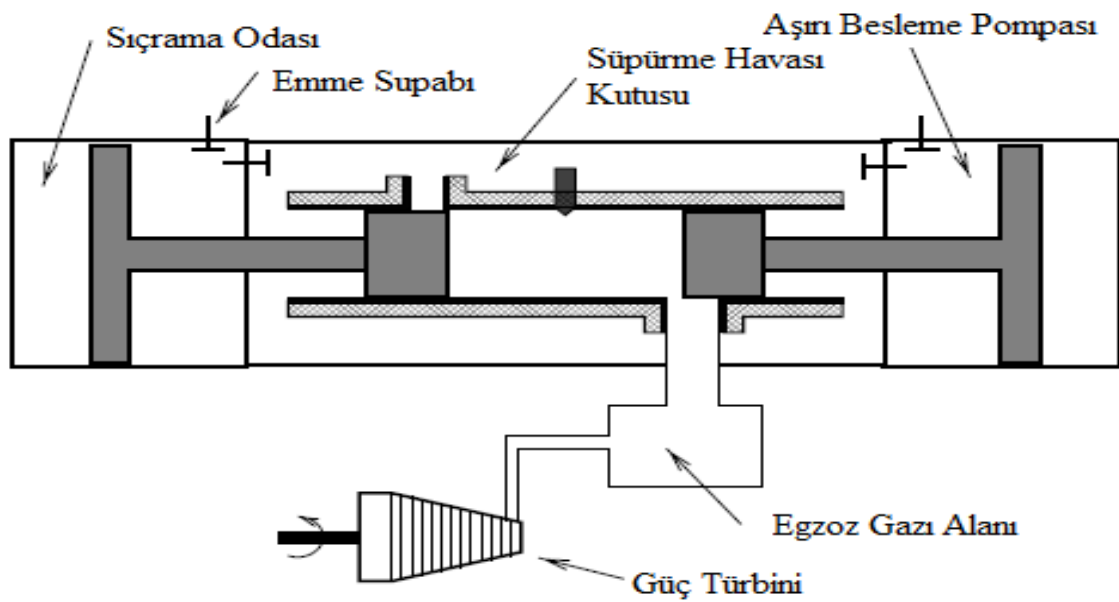
Şekil 2.3. Tek pistonlu hidrolik serbest pistonlu motor [31,34]



Şekil 2.4. Hidrolik çift pistonlu serbest-pistonlu motor [31,35]



Şekil 2.5. Piston eş zamanlı çalışma mekanizmalı karşıt pistonlu serbest-pistonlu motor [31]



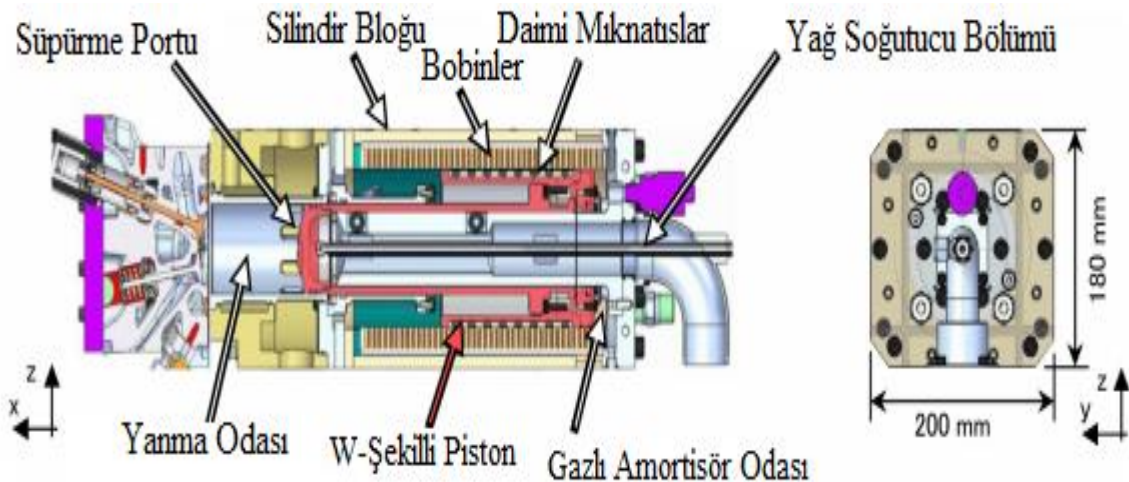
Şekil 2.6. Serbest pistonlu gaz jeneratörü [31]

Serbest pistonlu motorlar hibrit taşıtların menzil ve maksimum hızlarının artırılması için de çeşitli firmalar tarafından araştırılmaktadır. Serbest pistonlu lineer jeneratör üç bölümden meydana gelmektedir. Bunlar;

- Karşılıklı iki pistonun bulunduğu yanma odası,
- Biyel koluna bağlanan, stator ve hareketli mıknatıslardan oluşan lineer jeneratör,
- Pistonun geri gelmesini sağlayan sıçrama odasıdır.

Bu jeneratörlerde krank mili kullanılmadığından daha hafif, küçük ve az elemana sahip motor yapılabilmektedir. Değişken sıkıştırma oranlarında çalışabilme kabiliyetine sahiptir ve bu sayede farklı yakıt türleri ile çalışabilmektedir. Toyota firması 2014 yılında Amerika’da serbest pistonlu lineer jeneratörün (FPEG) prototipini sergilemiştir. Bu jeneratörün ısı verimi %42 olarak rapor edilmiştir [36]. Şekil 2.7’de verilen FPEG sisteminin çalışması şu şekilde açıklanmıştır.

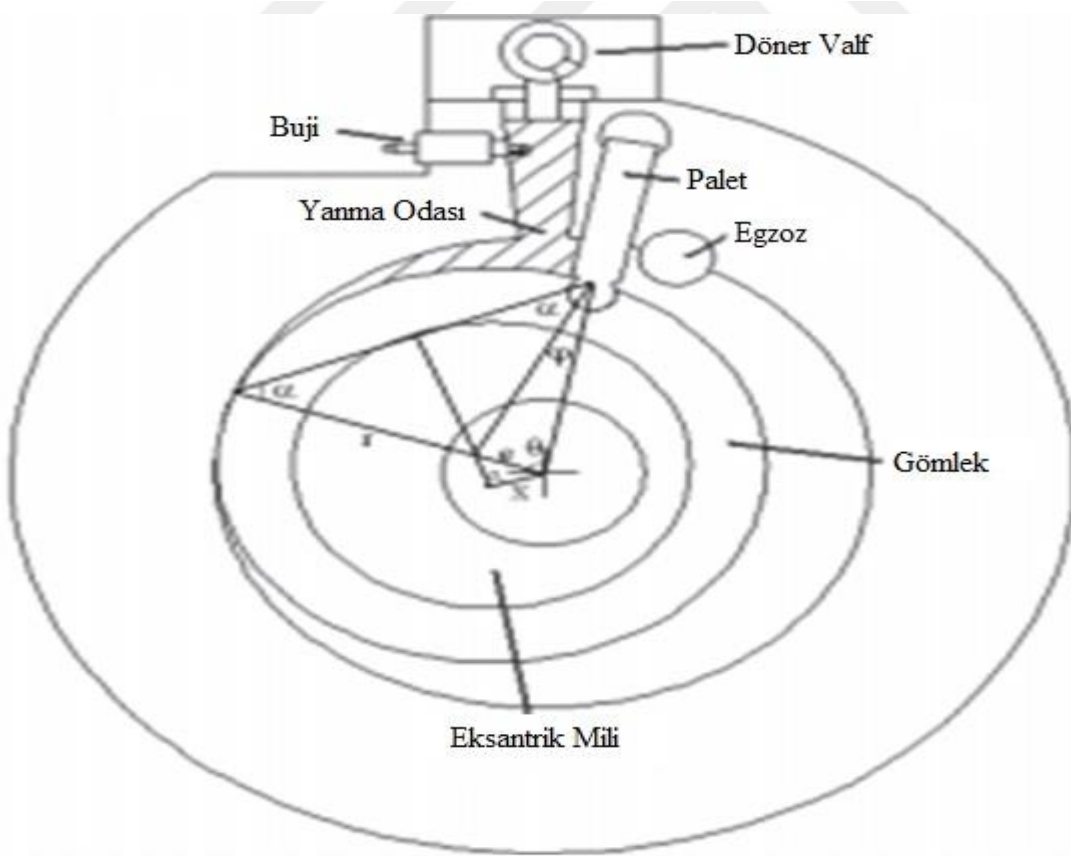
Yanma odasında alınan yakıt-hava karışımı yanması sonucu meydana gelen yüksek basınç pistonu gazlı amortisör odasına doğru iter. Pistonun bu hareketiyle gazlı amortisör sıkışır. Bu esnada yeni çevrim için taze hava-yakıt karışımı yanma odasını doldurur ve taze dolgunun kinetik enerjisi yardımıyla yanan egzoz gazları yanma odasını tamamen terk eder. Sıkışan gazlı amortisör hareketli parçaları tekrar eski konumuna getirmek için gerekli olan enerjiyi sağlar ve piston ilk konumuna gelir. Bu esnada yanma odasındaki taze dolgu sıkışır ve yeniden yakılır. Böylece motorun bir çevrimi gerçekleşmiş olur.



Şekil 2.7. Toyota FPEG sistemi [36]

2.3. Turbo Döngüsel Motor (Pars Motoru)

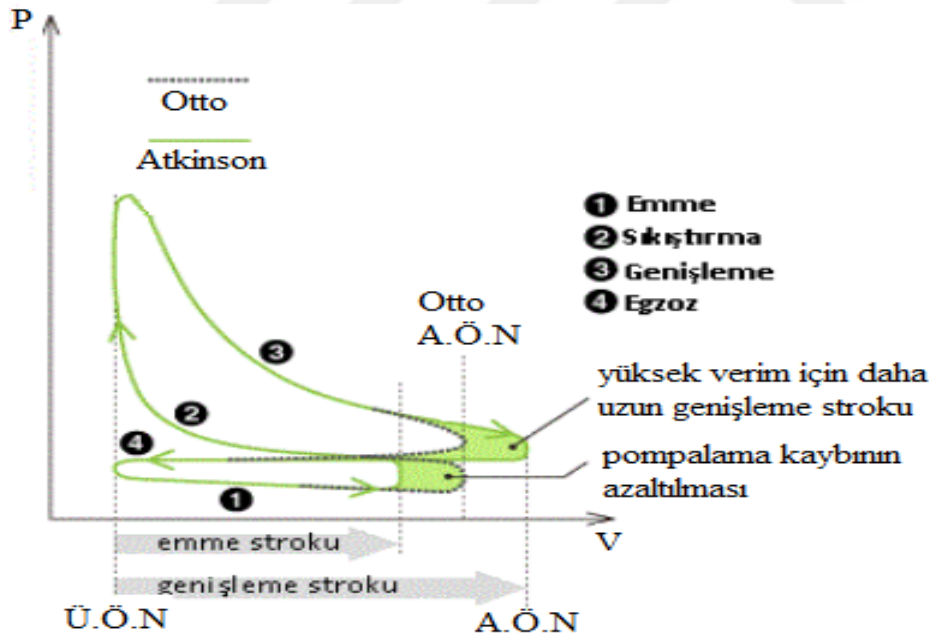
Akmandor tarafından 2006 yılında Amerika Patent ve Marka Ofisi'nden termodinamik çevrimi ile ilgili patenti alınan turbo döngüsel Pars motoru, benzer yapıya sahip türbin ve kompresör ile yanma odası olmak üzere üç ana kısımdan meydana gelmektedir. Akmandor'un prototipini üretmeyi başardığı ve gelişimini halen sürdürdüğü Pars motoru, düşük üretim maliyeti ve montaj kolaylığı ile gaz türbinlerine göre daha modüler ve verimli bir yapıya sahiptir. Bu motorlarda düşük yakıt tüketimi ile yüksek güç elde etmek mümkündür [37]. Ayrıca krank-biyel mekanizmalı motorlara göre çok daha yüksek hızlara çıkabilen Pars motoru, az sayıda parçadan oluşmasından dolayı düşük atalet kuvvetine sahiptir [38]. Bu avantajları sayesinde başta insansız hava araçları ve savunma sanayi olmak üzere, küçük hacimli motor ve jeneratör sistemlerinde ve birçok endüstriyel uygulama alanında kullanılabileceği belirtilmektedir [38]. Şekil 2.8'de Pars motorunun şematik görünümü verilmiştir.



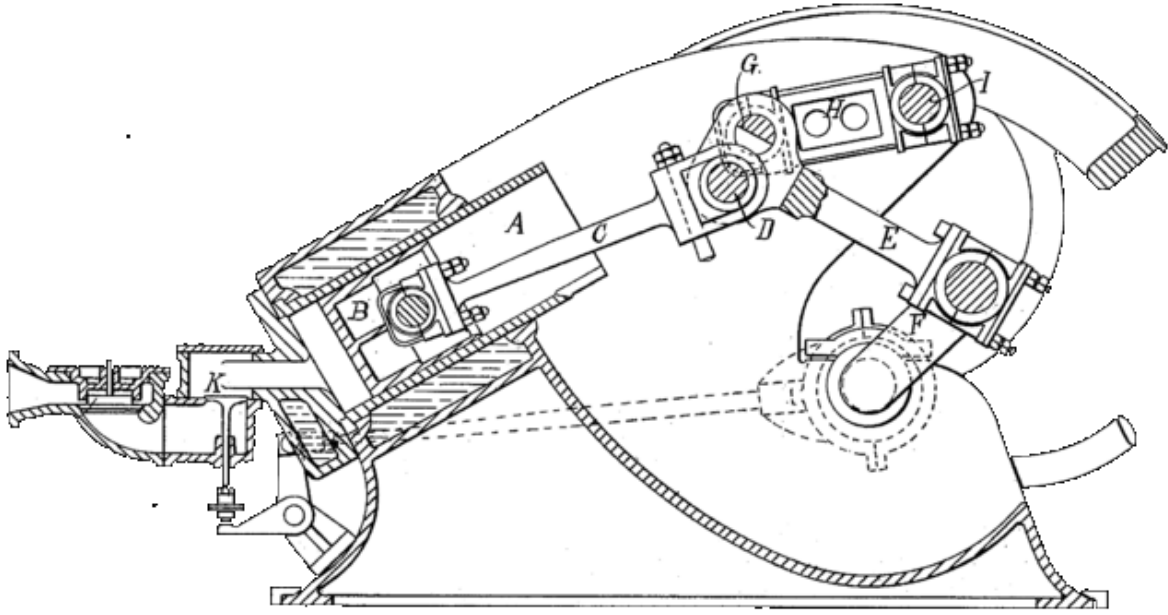
Şekil 2.8. Pars motorun parçaları [38]

2.4. Geleneksel Atkinson Çevrimi Krank Mekanizması

İngiliz mühendis James ATKINSON, kendi adını verdiği motoru 1882 yılında icad edip, 1887 yılında patentini almıştır [39,40]. Orijinal Atkinson çevrime sahip bu motor uzun bir genişleme ve kısa sıkıştırma kursuna sahiptir (Şekil 2.9). Motorda bunu sağlayabilmek için Atkinson tarafından asimetrik bir hareket mekanizması kullanılmıştır [41]. Kullanılan mekanizmanın patent görünümü Şekil 2.10'da verilmiştir. Şekil 2.10 incelendiğinde sistemin yapısı oldukça karmaşıktır. Uzun genişleme ve kısa sıkıştırma kursları karmaşık bir mekanizma ile elde edilmektedir. Atkinson motorunun karmaşık yapısına ve düşük güç yoğunluğuna rağmen termik verimi yüksektir [40]. Ayrıca Atkinson çevrimli motorlar buji ile ateşlemeli motorlara göre daha az yakıt tüketimine sahiptir [42]. Günümüz otomotiv endüstrisi tarafından geliştirilen değişken supap zamanlaması (VVT) sistemleri ile Atkinson çevrimini elde etmek mümkün hale gelmiştir. Fakat Atkinson çevrimli motorlar buji ile ateşlemeli motorlara göre daha düşük efektif güç üretebildikleri için günümüzde genellikle hibrit taşıtlarda kullanılmaktadır [40,42].



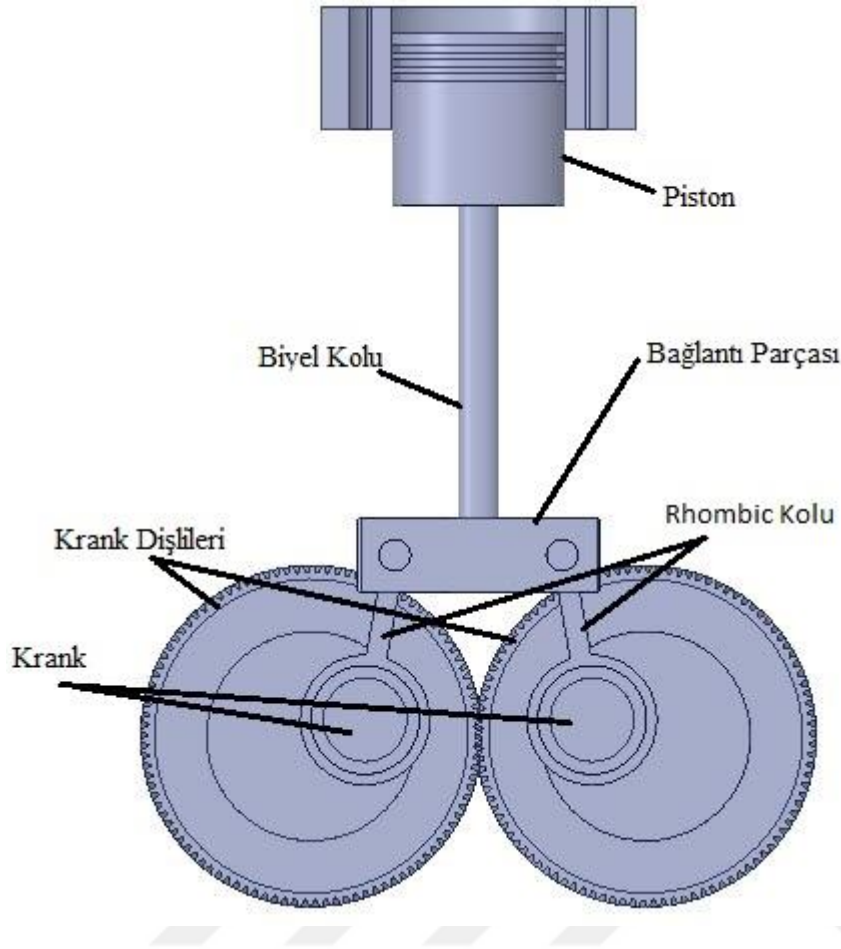
Şekil 2.9. Atkinson çevrimli motorun p-V diyagramı [42]



Şekil 2.10. Atkinson çevrimli motorun patent şekli [43]

2.5. Rhombic-Hareket Mekanizması

Rhombic-hareket mekanizması, dıştan ısı vermeli Stirling motorlarında ilk olarak R. J. Meijer tarafından 1953 yılında kullanılmıştır. Bu hareket iletim mekanizması vasıtasıyla krank-biyel mekanizmasında biyelin açısal hareketinden dolayı meydana gelen yanıl kuvvetler dengelenmektedir. Dolayısıyla yanıl sürtünmeler ortadan kalkmakta ve piston-silindir yüzeylerindeki aşınıl miktarı azalmaktadır. Bu mekanizmanın kullanıldığı motorda biyel doğrusal hareket yapmakta rhombic kolları açısal hareketi gerçekleştirmektedir [44]. Rhombic-hareket mekanizmalı motorlar krank-biyel mekanizmalı motorlara göre daha düşük titreşim seviyelerine ve dolayısıyla daha az gürültüye sahiptirler [19]. Literatür incelendiğinde rhombic-hareket mekanizmasının ilk defa 1900’lü yıllarda Lanchester marka bir otomobilde kullanıldığı rapor edilmektedir. Bu tez çalışması rhombic hareket mekanizmasının içten yanmalı motorlarda krank-biyel mekanizması yerine kullanılabilirliğini detaylı bir şekilde araştıran ilk çalışmadır. Şekil 2.11’de tasarımı yapılan rhombic-hareket mekanizmalı motor parçaları ile birlikte verilmiştir.



Şekil 2.11. Rhombic-hareket mekanizmalı içten yanmalı motorun parçaları

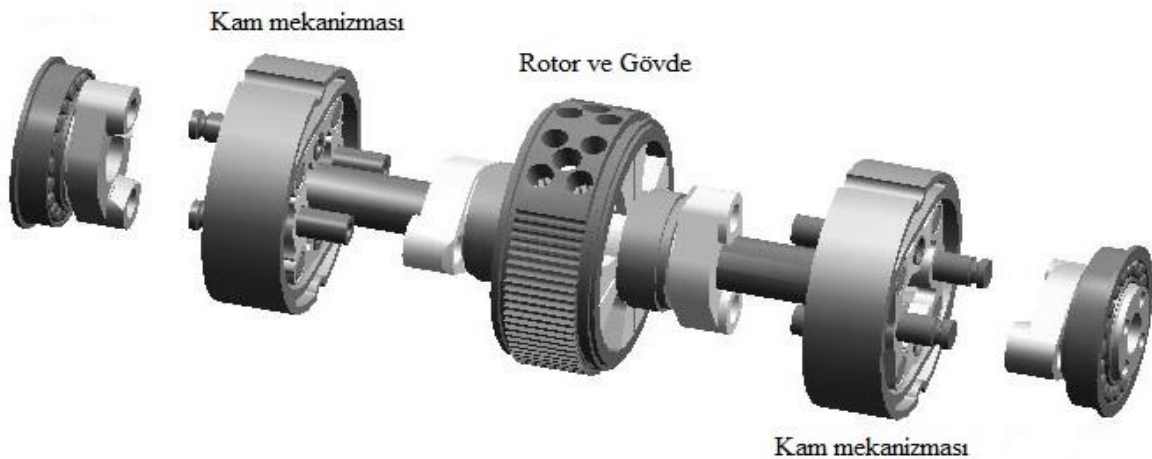
2.6. Literatür Özetleri

Tezin bu kısmında içten yanmalı motorlarda krank-biyel mekanizmasına alternatif olarak kullanılan mekanizmaların araştırılması yapılmıştır. Literatür detaylı bir şekilde incelenmiş olup rhombic mekanizmasının içten yanmalı motorlarda kullanımına birkaç kaynak dışında rastlanmamıştır.

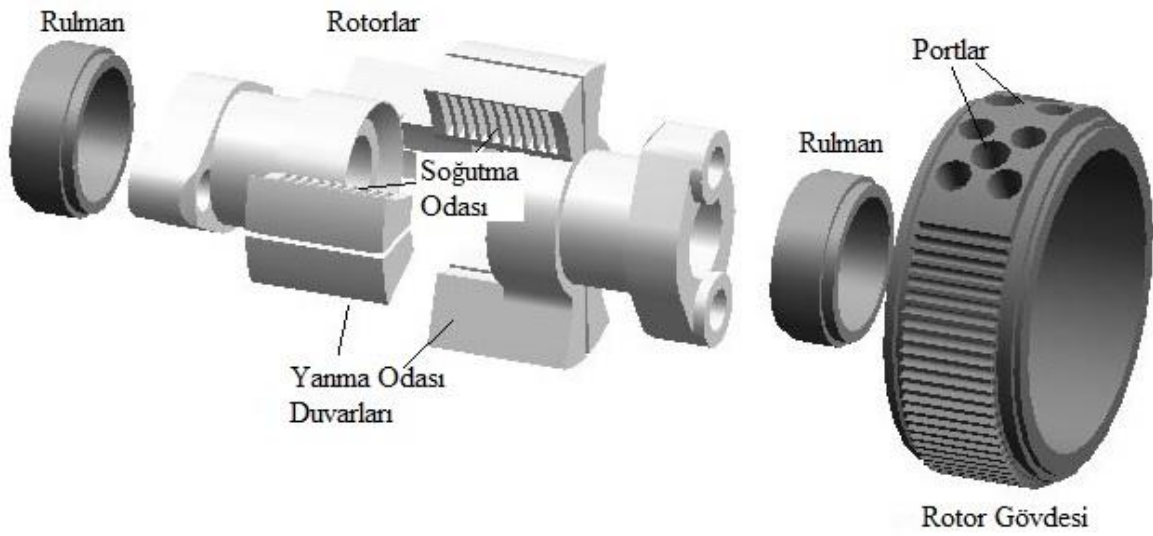
Pedersen tarafından 2000 yılında Trammel adı verilen alternatif bir içten yanmalı motor krank mekanizması tasarlanmış ve bazı rulman ve dişli kuvvetlerini analiz ederek ilk prototipi imal edilmiştir. Trammel mekanizmasında bir planet dişli ve eliptik makaralı rulman kullanılarak yan yüklerin önemli bir kısmı ortadan kaldırılmış ve atalet kuvvetleri doğrudan bloğa transfer edilmiştir. İki veya daha fazla silindirli motorlarda krank uzunluğunun ve kütesinin azalması, az sayıda yataklama ve yatak sürtünmesinin azalması bu mekanizmanın avantajı olarak rapor edilmiştir [45]. Geleneksel piston kafası ve segmanlarla iki rijit piston çiftinden, yarım tepe

apına ve 2,5 stroklu silindir bileşenlerine sahip iki pinyon dişlili bir yörünge­sel krank, 1:2 oranında pinyonlar eşleşmesi için karşı ağırlıklar ve iki segmanlı dişliye sahip iki yarım krandan oluşan Trammer motor krank mekanizmasında yüksek gerilimli yerleri çelikten düşük young modüllü alüminyum bloğa dağıtma amacıyla stress halkaları kullanılmıştır [45].

Zang ve arkadaşları tarafından yeni bir döner motorun parçalarının kinematiği araştırılmıştır. Bu çalışmada döner motorun silindir hacmini oluşturan “yer değıştirci” kısmının detyalı kinematik analizi gerçekleştirilmiştir. Yer değıştirci mekanizması ayrıca tork iletimini sağlamaktadır. Ayrıca bu mekanizmaya uygun bir kam profilini belirlemek için analitik yöntem kullanmışlardır. Yer değıştirme mekanizması ve kam profilinin birbiri ve diğer parçalarla arasındaki kinematik ilişkileri türetmişlerdir. Bu sayede verimlilik, yapısal güvenilirlik ve hareket kabiliyeti açısından en iyi performansı sağlayan kam profilini belirlemişlerdir. Bu yer değıştirme mekanizmasını rotor-kam sürücüsü (RCD) sistemi olarak adlandırmışlardır. Krank-biyel mekanizmalı ve Wankel motorların çalışabilmesi için birçok parçaya ihtiyaç duyulurken RCD sistemine sahip döner motorlar daha az parça ile çalışabilmektedirler [46]. Zhang ve arkadaşları en iyi performansı sağlayan kam profilini belirlemek için kullandıkları optimizasyon yaklaşımı sonucunda optimum kam profilini, sinüsoidal kam profilindeki RCD sisteminin hareket kabiliyetini maksimum itici hızı bakımından %5, maksimum itici ivmesi bakımından %12 ve maksimum itici sadmesi bakımından %25 arttırdığını rapor etmişlerdir. Şekil 2.12’de çalışmada verilen çift rotorlu-kam sürücülü (RCD) sistemin parçaları ve Şekil 2.13’de de rotor ve gövdesinin bileşenleri görölmektedir.



Şekil 2.12. Çift rotor-kam sürücülü (RCD) sistemin parçaları [46]



Şekil 2.13. Rotor ve gövdesinin bileşenleri [46]

Waissi tarafından içten yanmalı motorlarda hareketli parçaları azaltmaya yönelik bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada sıra tipi bir motorla karşıt motor adı verilen bir motor karşılaştırılmıştır. Önerilen motorun hem buji ile ateşlemeli hem de sıkıştırma ile ateşlemeli, iki ve dört zamanlı motorlarda kullanılabileceğini belirtmiştir. Motorun balansı, piston ivmesi, piston hızı, silindir duvarındaki piston kuvveti ve sürtünme kayıpları önerilen motor için hesaplanmış ve sonuçları klasik motorla karşılaştırmıştır. Çizelge 2.1’de geleneksel ve karşıt motorların hareketli parçalarının sayısı verilmiştir [47].

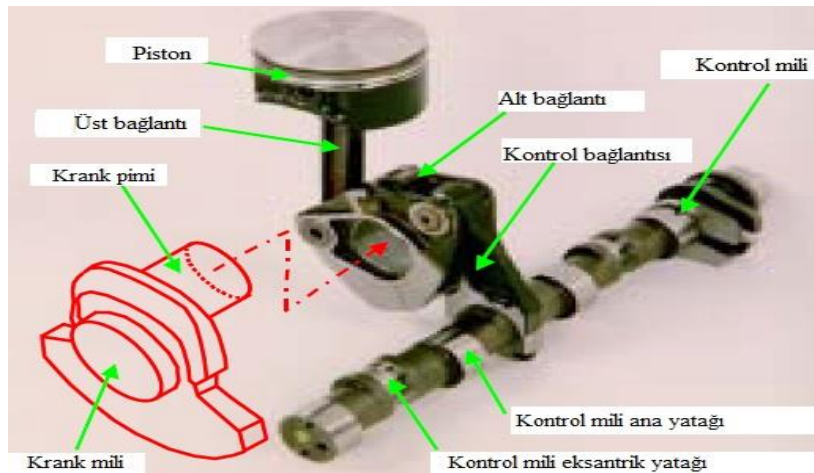
Çizelge 2.1. Geleneksel ve karşıt motorun hareketli parçaların sayıları [47]

Parça	Geleneksel Sıra Tipi 4 Silindirli Motor	Karşıt 2 Pistonlu Motor
Piston	4	2
Bağlantı Kolu	4	Yok
Pim	4	Yok
Krank Mili	1	Yok
Aks Mili	Yok	1
Rulman Halkası	Yok	2
Rulman	13	5
TOPLAM	26	10

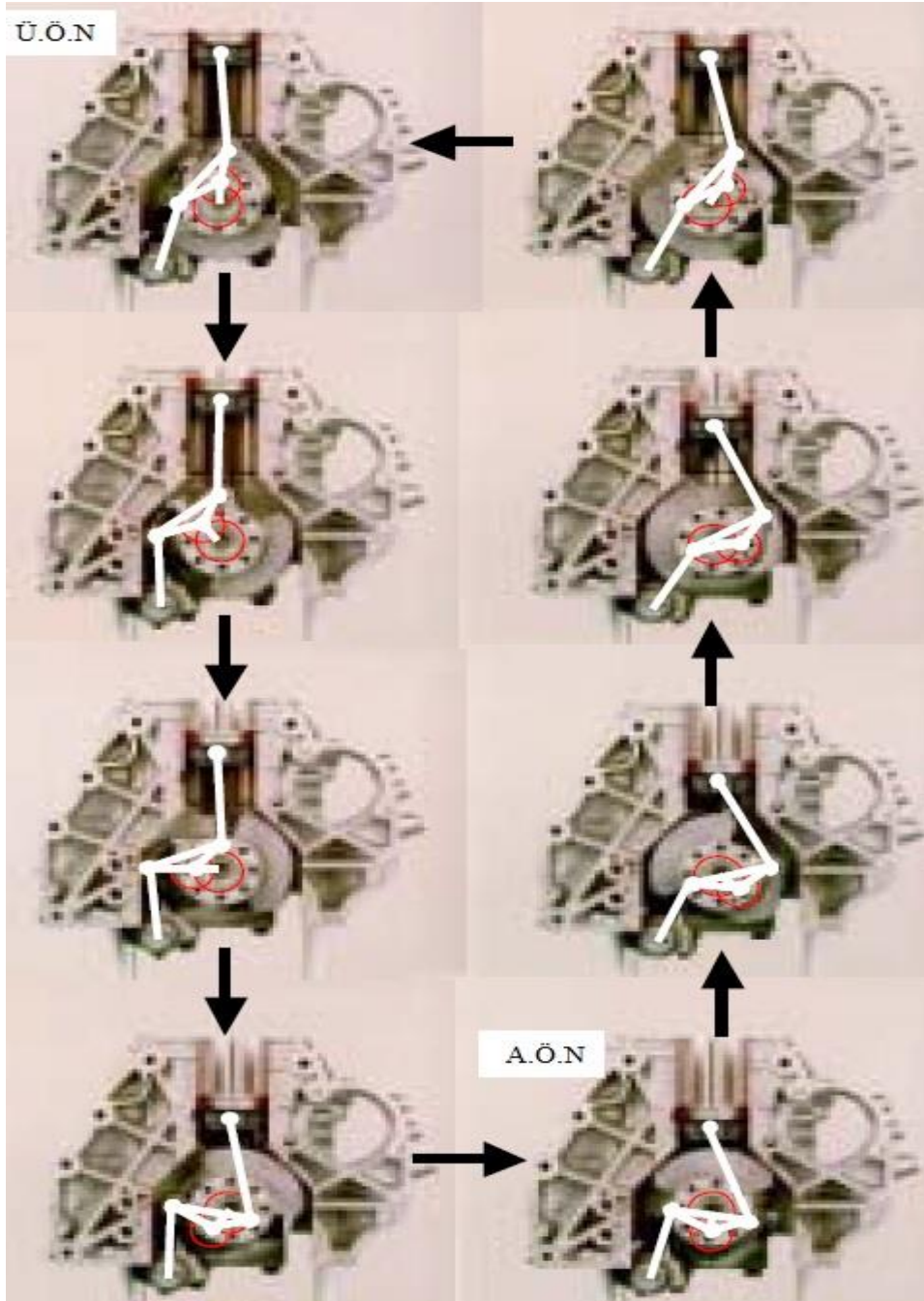
Moteki ve arkadaşları [48] çok parçalı bağlantıya sahip yeni bir piston, krank-biyel mekanizmalı değişken sıkıştırma oranlı (VCR) bir motor tasarlamışlardır. Bu çoklu mekanizma pistonun üst ölü noktadaki konumunu değiştirerek motorun sıkıştırma oranını sürekli olarak değiştirmeye imkân sağlamaktadır. Değişken sıkıştırma oranı elde edebilmek için yapılan çalışmalarda fazla parçalı bağlantı elemanların aşınmayı arttırması, ağırlığın ve motor hızının artması, pistonun hızlanmasının kötüleşmesinden dolayı artan motor titreşimleri dezavantaj olarak görülmektedir [48]. Moteki ve arkadaşları parçalı bağlantıya sahip yeni sistemlerinde bu dezavantajları ortadan kaldırmak ve uygun bir bağlantı geometrisi bulmak için detaylı bir optimizasyon çalışması üzerinde durmuşlardır. Çalışmalar sonucunda uygun bir VCR sistemi tasarlayıp dezavantajları ortadan kaldırdıklarını ve ek avantajlar elde ettiklerini belirtmişlerdir [48]. Bu avantajları;

1. İkinci dereceden titreşimlerin azaltılması,
2. Genişleme zamanında piston yaslanma yüzeyindeki basınç kuvvetini azaltarak daha az sürtünme kaybı,
3. Kompakt yapılı bir motor olarak açıklanmıştır.

Resim 2.2’de VCR sisteminin parçaları, Şekil 2.14’te krank mili ile bağlantılı mekanizmanın hareketleri görülmektedir. Alt bağlantı parçası krank pimine bağlı olduğundan, krank pimi ile birlikte dönerken kontrol pimi etrafında dönmektedir. Üst bağlantı pistonla bağlanarak pistonla birlikte yukarı aşağı hareket ederken piston pimi etrafında dönmektedir. Ayrıca kontrol bağlantısı alt bağlantı parçasının yatay hareketi ile hareket eden kontrol milinin eksantrik yatağı etrafında dönmesini sağlamaktadır.



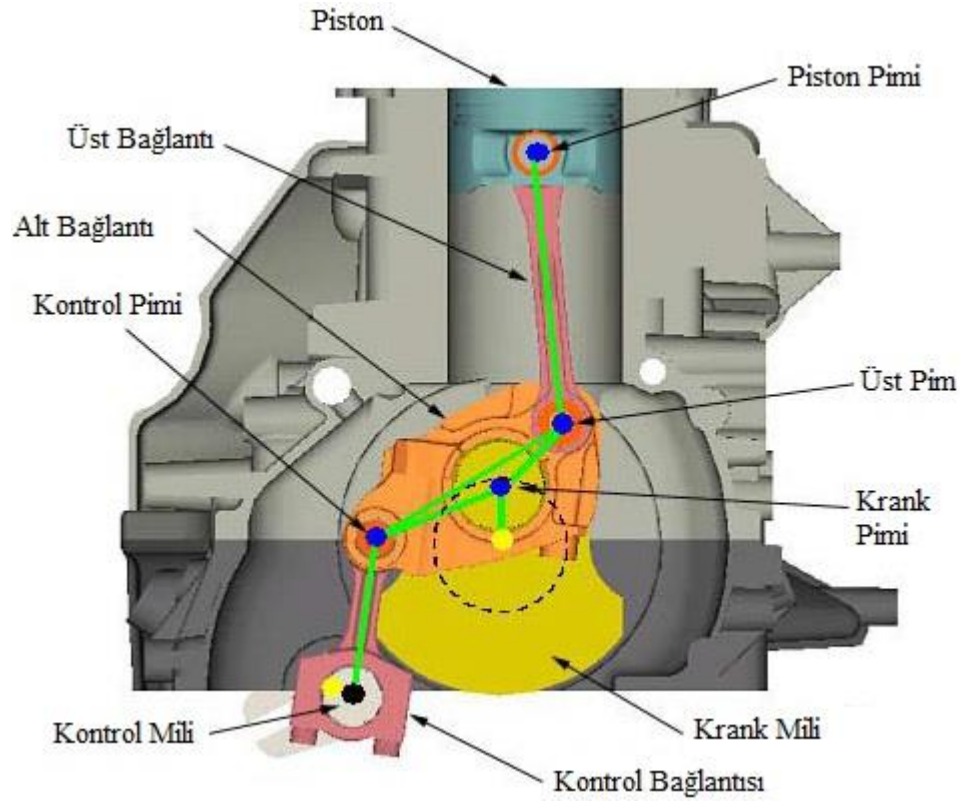
Resin 2.2. VCR sistemi parçaları [48]



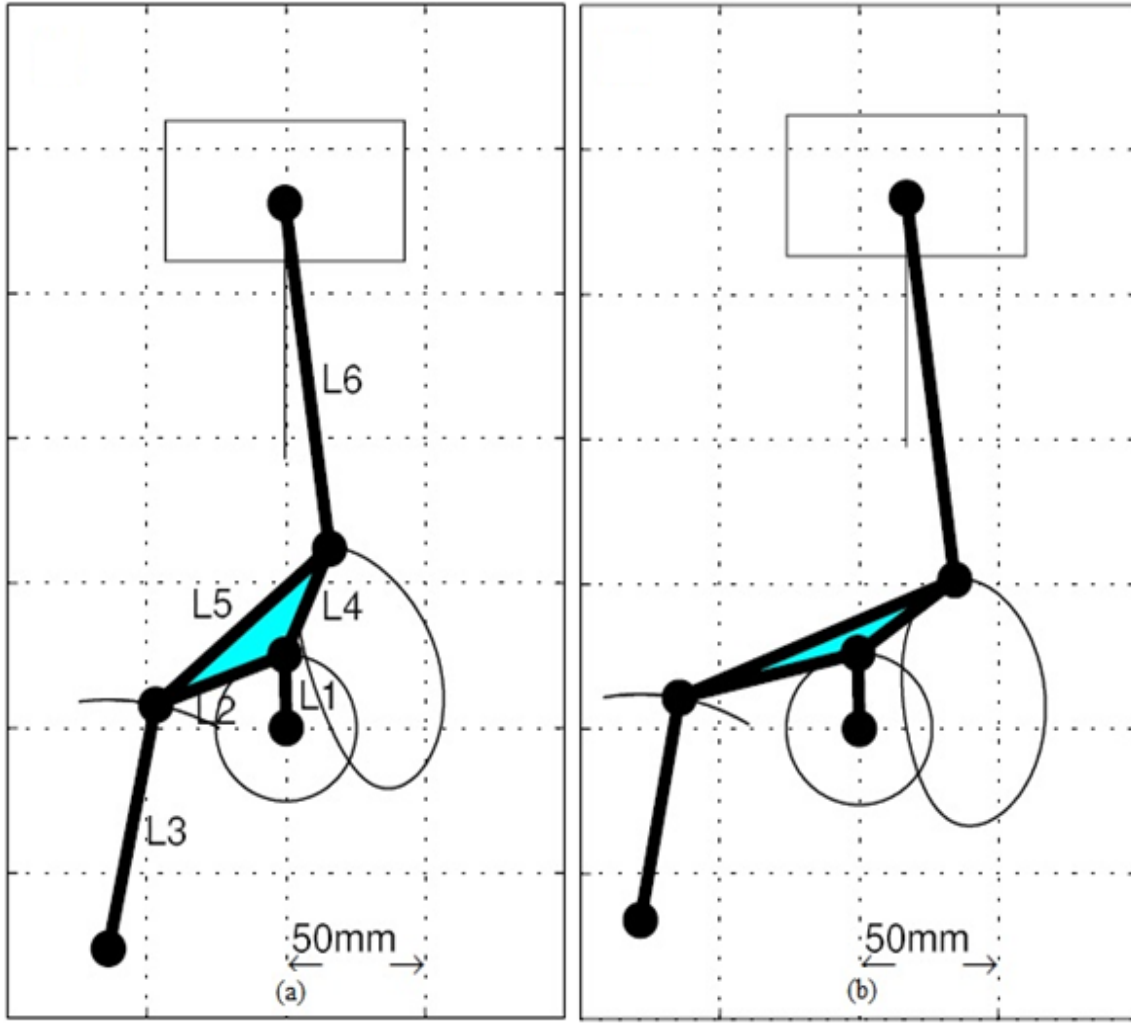
Şekil 2.14. VCR sisteminin hareketleri [48]

Takahashi ve arkadaşları [49] Moteki ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmayı devam ettirerek çok bağlantılı değişken sıkıştırma oranı mekanizmalı motorun gürültü ve titreşimlerini daha da azalmayı hedeflemişlerdir. Bu amaçla yeni bir VCR sistemi kullanarak motorun büyüklüğünü ve ağırlığını arttırmamayı başarmışlardır. Yeni mekanizmada silindir merkezinin konumu mevcut içten yanmalı motorunkinden bir miktar kaydırılarak genişleme zamanında piston yaslanma yüzeyindeki basınç kuvvetini daha da azaltarak sürtünme kaybını azaltmışlardır. Ayrıca yeni mekanizma sayesinde piston hızlanmasının kötüleşmesinin de

önüne geçmişlerdir [49]. Şekil 2.15’de motorun VCR sistemiyle kesit görüntüsü, Şekil 2.16’da ilk [48] ve geliştirilmiş [49] mekanizmaların geometrileri verilmiştir.



Şekil 2.15. VCR sistemli motorun kesiti [49]

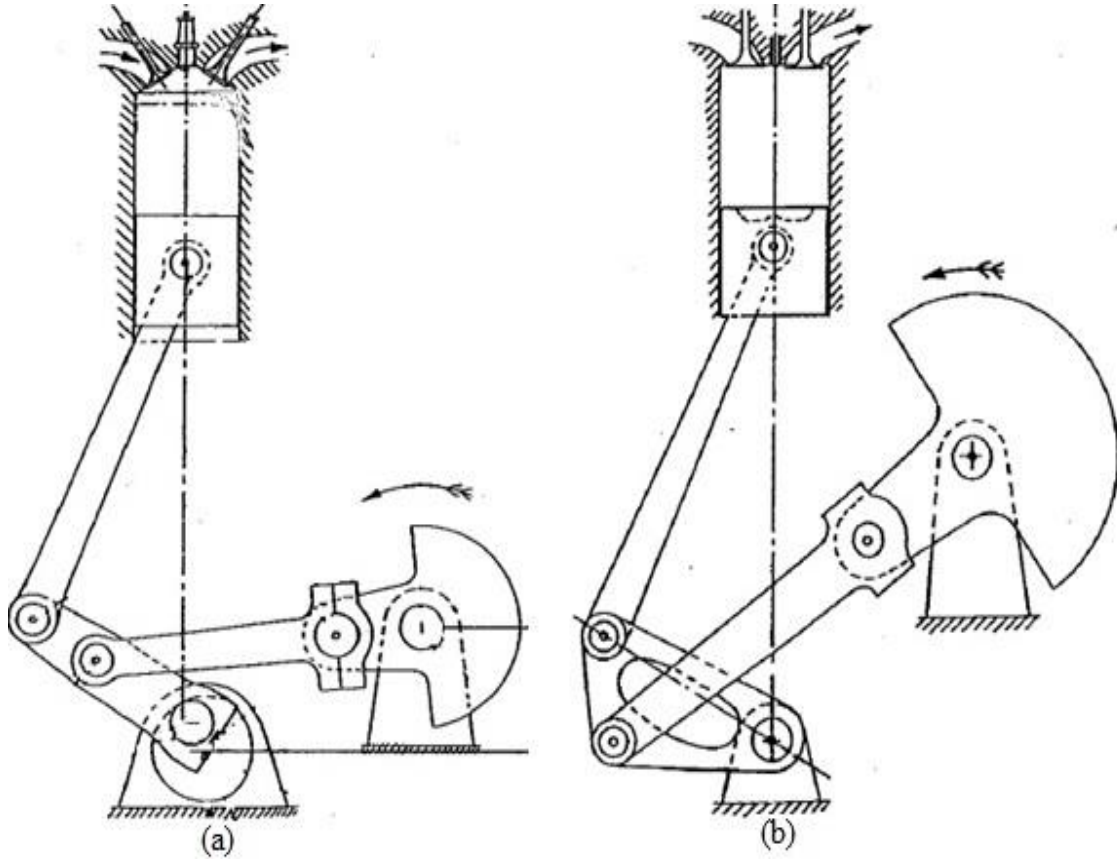


Şekil 2.16. (a) VRC sistemi [48], (b) Geliştirilmiş VCR sistemi geometrileri [49]

Kentfield yaptığı çalışmada dört zamanlı sıkıştırma ile ateşlemeli bir motorda daha kısa emme ve sıkıştırma zamanı ve daha uzun genişleme ve egzoz zamanı sağlamak için pistonu krank miline bağlayan yeni bir bağlantı mekanizması kullanmış ve motoru termodinamik açıdan incelemiştir. Sıkıştırma ile ateşlemeli motorda, motor iç sürtünmelerini de hesaba katarak özgül yakıt tüketiminde geleneksel sıkıştırma ile ateşlemeli motora göre %8’lik bir azalma olduğunu belirtmiştir [50].

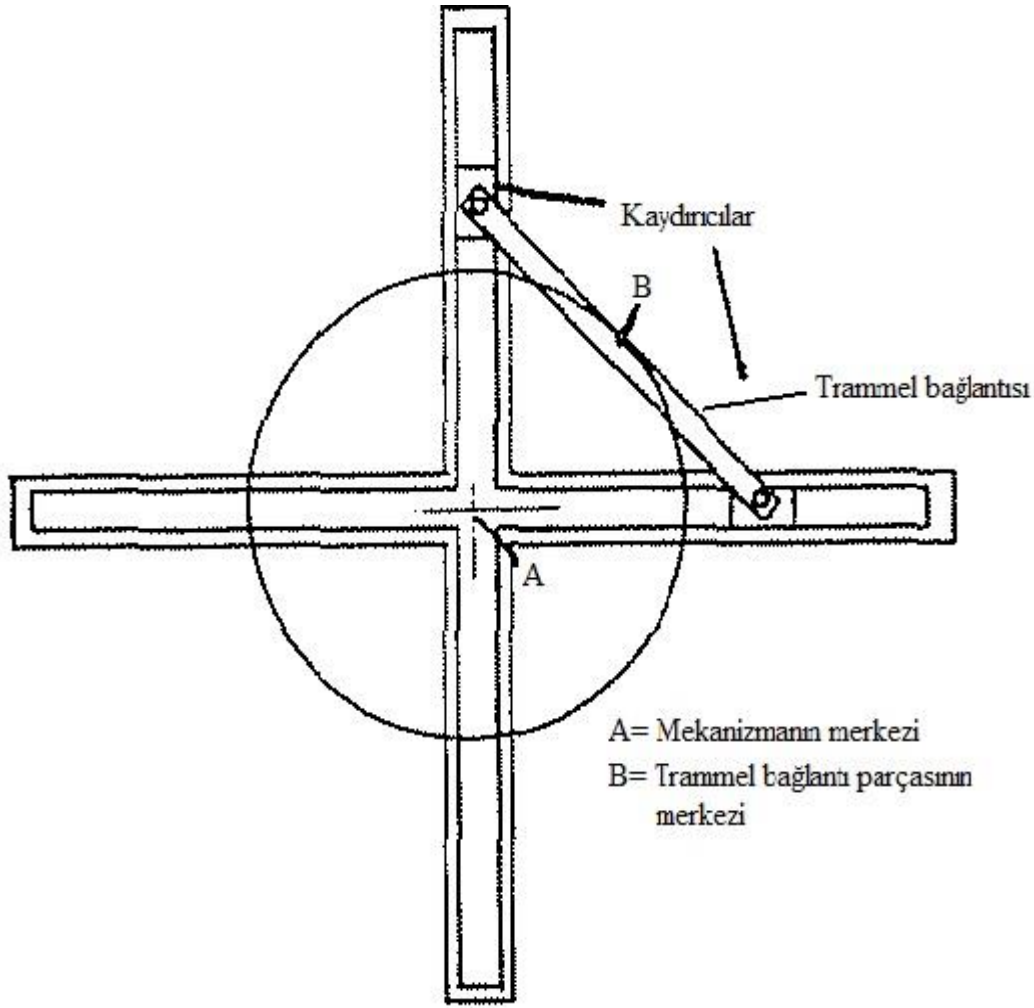
Kentfield, buji ile ateşlemeli motorda da benzer mekanizma kullanarak genişleme ve egzoz zamanlarını uzatıp emme ve sıkıştırma zamanlarını azaltmıştır. Bu mekanizma motor çalışırken motorun genişleme oranının ayarlanabilmesine olanak sağladığından buji ile ateşlemeli motora göre daha esnek çalışmaya imkân verdiğini belirtmiştir. Ayrıca seçilen genişleme oranından bağımsız olarak sabit bir sıkıştırma oranının korunmasına da izin verdiği rapor edilmiştir. Bu mekanizma sayesinde tam yükün %30’unda fren ortalama özgül yakıt

tüketiminde yaklaşık %20 azalma olduğunu belirtmiştir. Kullanılan mekanizmalar sayesinde egzoz emisyonlarında da azalma sağladığını belirtmiştir [50].



Şekil 2.17. (a) Buji ile ateşlemeli ve (b) sıkıştırma ile ateşlemeli motor mekanizmaları [50]

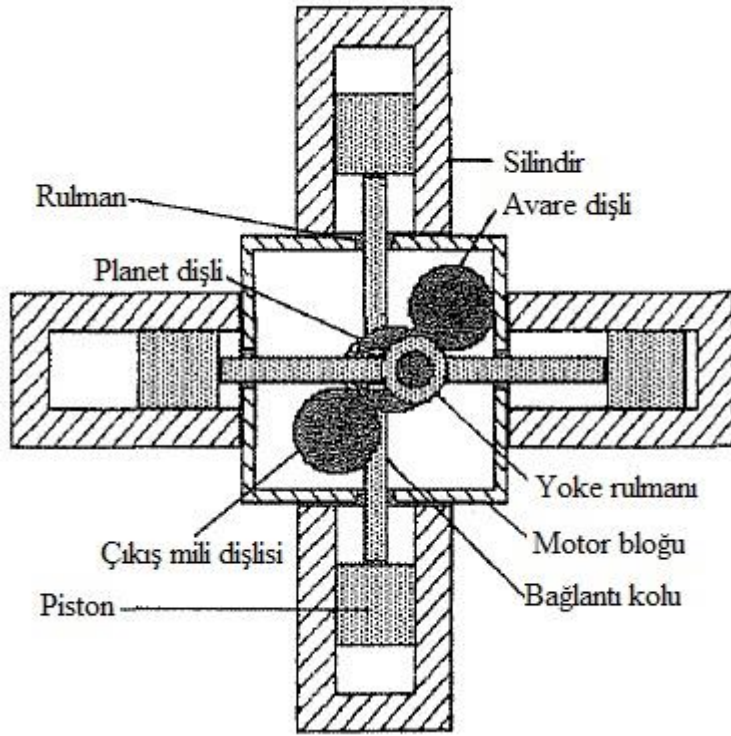
Smith ve arkadaşları eliptik trammel (çapraz kaydırıcı) bağlantı parçası kullanarak tasarladıkları motora Stiller-Smith mekanizmalı motor adını vermişlerdir. Bu motorun detaylı kinematik analizini gerçekleştirmişlerdir [51]. Şekil 2.18’de eliptik trammel bağlantısıyla birbirine bağlanan iki adet piston görülmektedir. Bu mekanizma sayesinde pistonlar doğrusal hareket etmektedir ve hareketleri sınırlandırılmıştır. Kullandıkları trammel bağlantısının sabit uzunluğu sayesinde pistonların klasik içten yanmalı bir motorun piston kursunun yarısı kadar hareket etmesi gerektiğini rapor etmişlerdir. Bu mekanizmanın bir diğer avantajı da güç aktarma sisteminde kendinden destekli planet dişli sistemi kullanarak geleneksel motora göre daha güçlü ve kullanışlı bir enerji aktarım sistemine sahip bir motor elde edilebildiğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında elde ettikleri veriler sayesinde kullanılabilecek dişlileri ve güç aktarma sistemi elemanlarını tasarlayıp iki adet çalışan prototip üretmişlerdir [51].



Şekil 2.18. Eliptik trammel bağlantı parçası

Smith ve arkadaşları önceki [51] çalışmalarını ilerleterek çift çapraz kaydırıcılı motora etki eden kuvvetleri analitik olarak çözümlemişlerdir (Şekil 2.19). Mevcut bir prototip yapılandırmasında elde edilen verileri kullanarak dengeli ve dengesiz iki adet motoru karşılaştırmışlardır [52]. Çalışmalarında tam yükte, 3000 rpm motor hızında ve çıkış milindeki torku sabit olarak ele almışlardır. Yerçekimi etkilerini ortadan kaldırabilmek için her iki motoru da yatay konumlandırmışlardır. Dengesiz motorda dört adet sarsıntı kaynağı belirlemişlerdir. Bunlar;

- Motor hızından kaynaklanan sarsıntı kuvveti,
- Motor ivmelenmesinden kaynaklanan sarsıntı kuvveti,
- Motor ivmelenmesinden kaynaklanan sarsıntı torku,
- Bağlantı kolunun düzlem dışı konumlandırılmasından kaynaklı sarsıntı torkudur [52].

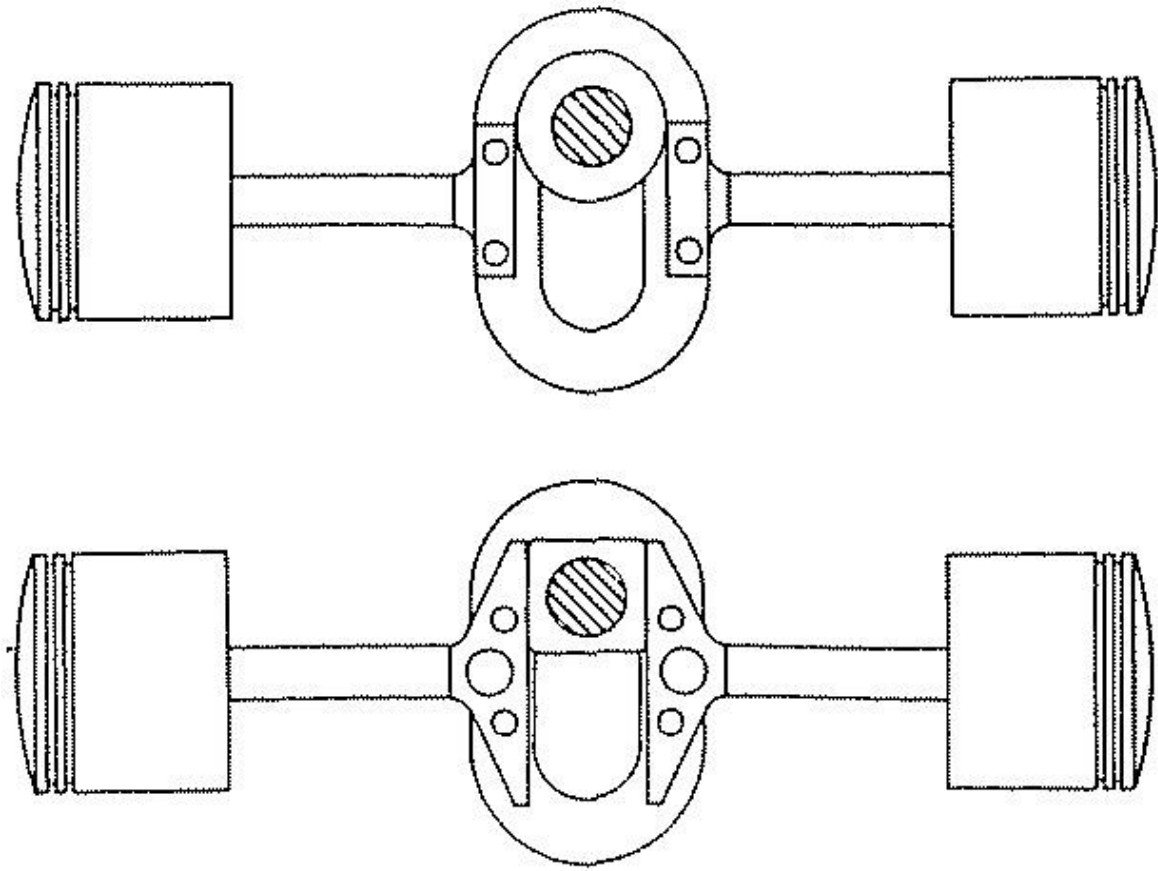


Şekil 2.19. Çift çapraz kaydırıcılı motorun kesit görünümü [52]

Lee ve arkadaşları yaptıkları önceki çalışmalarla [51] ve [52] geliştirdikleri Stiller-Smith mekanizmalı motorun termodinamik analizleri gerçekleştirmişlerdir [53]. Daha verimli pistonlu kompresörler ve içten yanmalı motorlar için bu mekanizmanın büyük bir potansiyele sahip olduğunu belirtmişlerdir. Termodinamik analizlerde geleneksel krank-biyel mekanizması ile Stiller-Smith mekanizmasını karşılaştırmışlardır. Termodinamik analizleri gerçekleştirirken silindir içindeki basıncın her noktada eşit olduğunu ve silindir içerisindeki gazların sabit bir özgül ısıya sahip ideal bir gaz olarak davrandığını kabul etmişlerdir. Yaptıkları analiz sonucunda krank-biyel ve Stiller-Smith mekanizmalarının krank mili açısına bağlı hacim ve basınç değişimlerini karşılaştırmışlar ve birbirine çok yakın grafikler elde etmişlerdir. Stiller-Smith mekanizmasının sadeliğinden ve daha düşük maliyetinden dolayı tercih edilebileceğini belirtmişlerdir [53].

Kirk, 1985 yılında yaptığı çalışmada iki zamanlı, buji ile ateşlemeli, Scotch-Yoke krank mekanizmalı bir motor tasarımı gerçekleştirmiştir [54]. Bu motorda birbirine karşılıklı 90° açı farkıyla ayarlanmış bir scotch-yoke mekanizması kullanılmıştır (Şekil 2.20). 4 silindirli radyal tip tam yağlama sistemine sahip, doğal olarak dengeli ve düşük titreşimli hafif hava taşıtları için uygun olabileceğini belirttiği tüm tasarım kriterlerini karşılayan ve test sonuçlarını sunduğu bir prototip üretmiştir. 30 saat süreyle çoğunlukla tam yük koşullarında

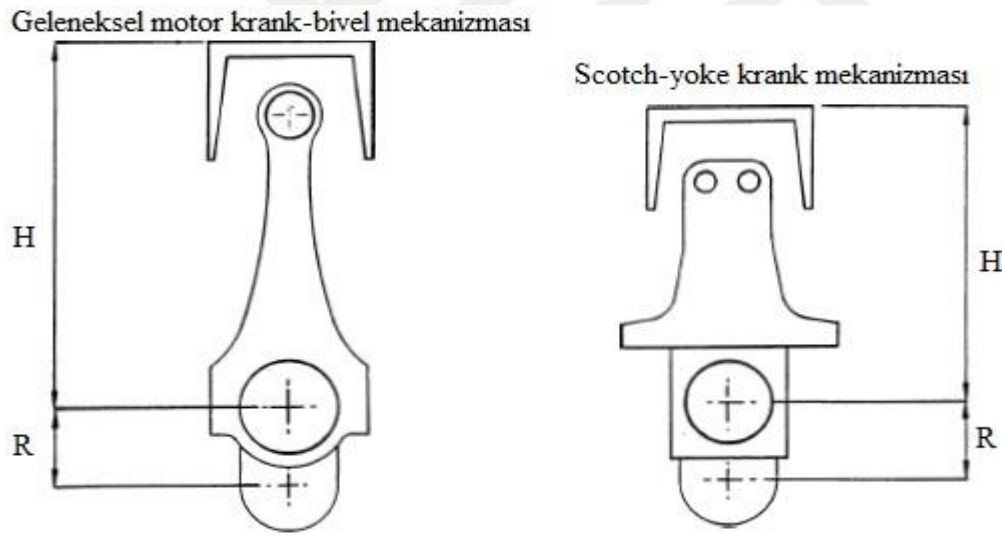
prototipi çalıştırmış ve performansında herhangi bir olumsuzluk gözlemlenmemiştir [54]. Krank-biyel mekanizmalı motora göre kabul edilebilir gaz basınç kuvveti ve hızlanmaya sahip olduğunu belirttiği prototipten düşük titreşim ve daha iyi bir dönme hızı elde ettiğini belirtmiştir. Kullandığı krank pimi ve scotch-yoke krank mekanizması arasındaki boşlukları 30 saat sonunda kontrol etmiş ve herhangi bir aşınma gözlemlenmemiştir [54]. Aynı zamanda segmanlarda ve contalarda da sızdırmazlık konusunda bir problem olmadığını gözlemlemiştir.



Şekil 2.20. Scotch-Yoke krank mekanizmalı piston-krank-biyel tertibatı

Aitken ve arkadaşları çalışmalarında geleneksel krank-biyel mekanizmalı içten yanmalı motor ile CMC Scotch Yoke motor adını verdikleri motor arasındaki farklılıkları belirtmişlerdir [55]. Piston hareketi ve dengesi bakımından krank-biyel mekanizmalı motora göre Scotch-yoke krank mekanizmasının daha avantajlı olduğunu ortaya koymuşlardır. Scotch-yoke mekanizmalı motorda piston ile krank arası mesafe krank-biyel mekanizmalıdan daha kısa olmasına rağmen iki motorda da yanma sonucu aynı birincil ve ikicil kuvvet değerleri elde edilmiştir. Scotch-yoke krank mekanizmalı motorda pistonun

biraz daha yavaş hareket ettiğini ve pistonun mekanizmasının doğası gereği ölü noktalarda daha uzun süre kaldığını gözlemlemişler. Fakat bu durumun motorun performansı açısından herhangi bir dezavantaj teşkil etmediği belirtilmiştir [55]. Ölçülerdeki bu kısalma motor ağırlığını azaltmış, yakıt tüketiminde ve egzoz emisyonlarında iyileşme sağlanmıştır [55]. Şekil 2.21’de iki mekanizmanın boyutlarının karşılaştırılması verilmiştir. Çizelge 2.2’de ise Aitken ve arkadaşlarının imal ettikleri motorun teknik özellikleri verilmiştir [55]. Aitken ve arkadaşları motoru imal etmeden önce Scotch-yoke krank mekanizmasının parçalarının dayanım analizlerini yaparak bütün parçaların optimizasyonunu gerçekleştirip gerçek boyutlarını belirleyerek imalatlarını gerçekleştirmişlerdir. Şekil 2.21’de verilen uzunlukların toplamı Scotch-yoke krank mekanizmasında 289 mm, krank-biyel mekanizmalıda ise 377 mm olarak verilmiştir. Bu durumda Scotch-yoke mekanizmasının krank-biyel mekanizmasından 604 g daha hafif olduğunu ve bunun %30’luk bir azalamaya tekabül ettiğini belirtmişlerdir.



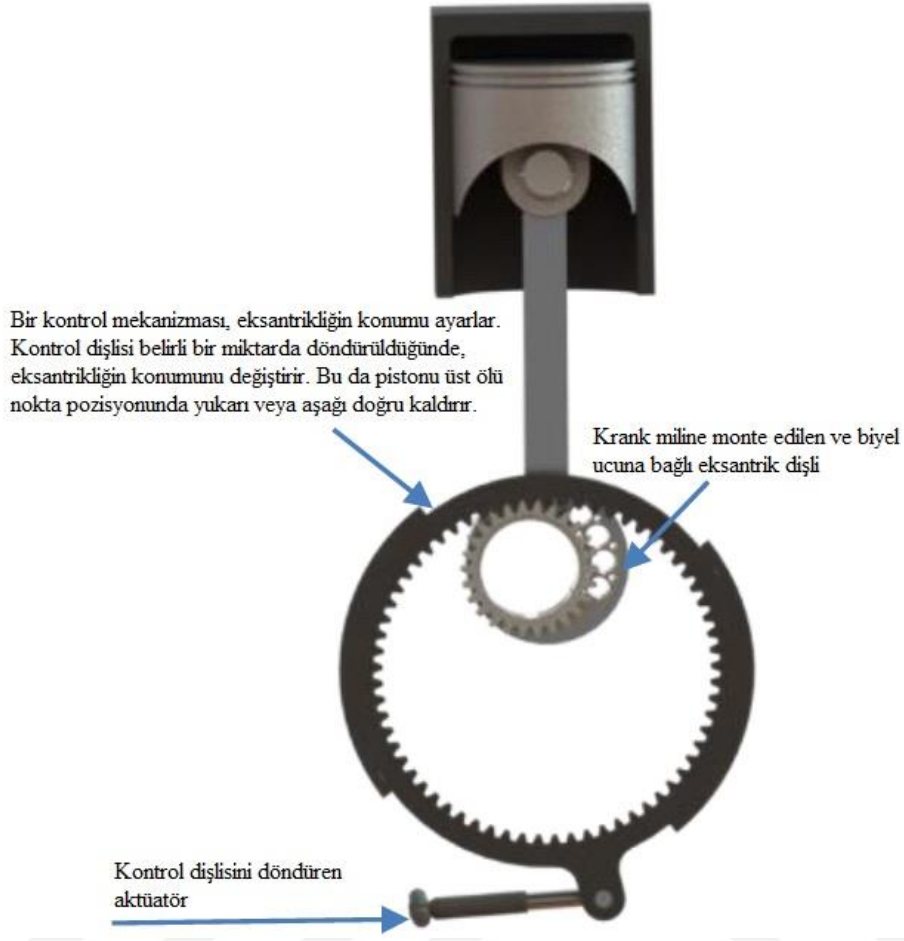
Şekil 2.21. Geleneksel krank-biyel ve Scotch-yoke mekanizmalarının karşılaştırılması [55]

Çizelge 2.2. Scotch-yoke mekanizmalı motorun teknik özellikleri [55]

Motor tipi	Buji ile ateşlemeli, 4 zamanlı
Silindir sayısı	8
Silindir hacmi (L)	2,995
Silindir çapı x Kurs boyu (mm)	80 x 74,5
Maksimum motor gücü	147 kW (6000 rpm’de)
Maksimum moment	265 Nm (4000 rpm’de)

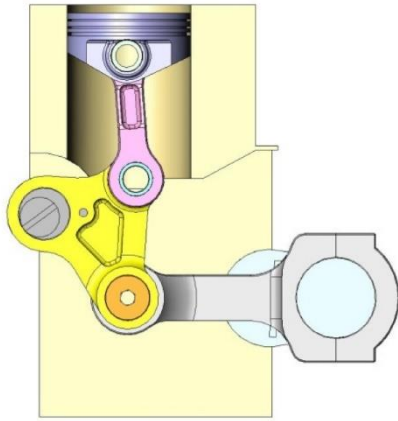
Close ve arkadaşları Scotch-yoke mekanizmalı motorları hakkında yapılan çalışmaların değerlendirmesini yapmışlardır [56]. Scotch-yoke mekanizmasına sahip motorların, diğer mekanizmalı dört ve iki zamanlı motorlara göre daha küçük ve hafif olduklarını belirtmişlerdir. Silindir sayısının değişmesinin de bu durumu etkilemediğini belirtmişlerdir. Ayrıca sürtünme kayıplarının yaklaşık %14 oranında azaldığını da belirtmişlerdir. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorlara göre daha fazla temas yüzeyine sahip olmasına rağmen scotch-yoke mekanizmalı motorda sürtünmelerin daha az olduğunu belirtilmiştir [56]. Ford firmasının V6 motoru yerine Scotch-yoke mekanizmalı motoru dört kapılı sedan aracında kullandığını belirtilmiştir. Ayrıca Scotch-yoke mekanizmalı motorun sürtünme ve hafiflikte sağladığı avantajların yakıt tüketimini ve parçaların aşınmasını da azalttığını belirtilmiştir [56].

Pohjalainen ve Larmi çalışmalarında sıkıştırma oranını hızlı ve kolay bir şekilde değiştirebilen yeni bir krank mekanizması tasarlamışlardır [57]. Bu sistemde bir eksantrik dişli krank miline monte edilmiştir. Eksantrik dişli ayrıca biyel başına geçirilmiş olup, eksantriklik miktarı dönen bir kontrol dişlisi tarafından ayarlanmaktadır. Kontrol dişlisini kumanda eden bir aktuator tarafından eksantrikliğin miktarı değiştirilerek kurs uzunluğunu kontrol edebilmektedir. Böylece sıkıştırma oranını ya yakıt verimliliği ya da motor gücünü ve torkunu optimize ederek mevcut yük koşullarına en uygun olacak şekilde ayarlanabilmektedir [57]. Ayarlamalar her silindir için ayrı ayrı gerçekleştirilebilmektedir. Sistemin en yüksek ve en küçük sıkıştırma oranının arasındaki geçiş 10 ms'de ayarlanabilmektedir. Çalışmada özellikle kısmi yüklerde CO₂ emisyonlarının ve yakıt tüketiminin azaltılması üzerinde durulmuştur. Ayrıca değişken sıkıştırma oranı sisteminin sürücü girdisi olmaksızın farklı yakıt türleriyle çalışmaya olanak sağladığı belirtilmiştir. Motor titreşim seviyelerinin krank-biyel mekanizmalı motorla aynı seviyelerde olduğu belirtilmiştir [57]. Pohjalainen ve Larmi'nin tarafından tasarlanan sistem Şekil 2.22'de görülmektedir.

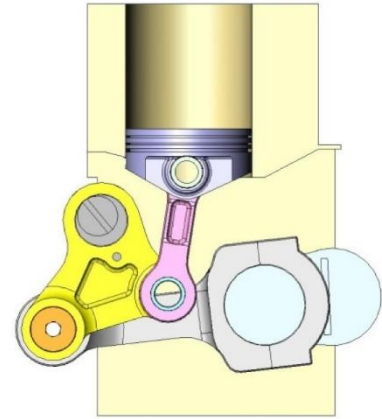


Şekil 2.22. Değişken sıkıştırma oranlı motor

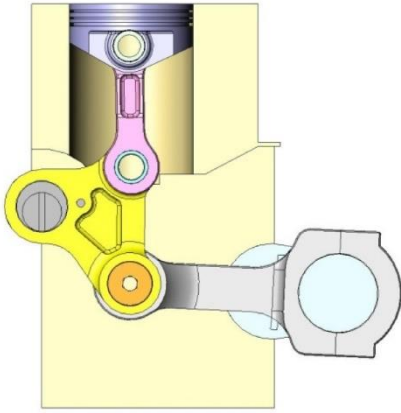
Boretti ve Scalzo [58] yaptıkları çalışmada yakıt tüketimini ve egzoz emisyonlarını azaltmak için Atkinson çevrimine imkân sağlayan genleşme oranının sıkıştırma oranından farklı olduğu buji ile ateşlemeli bir motorun tasarımını yapmışlardır. Tasarlanan sistemde kurs oranı ve maksimum-minimum silindir hacimleri motor yükü ve hızı ile değiştirilerek en iyi yakıt dönüşüm verimi sağlanmaktadır. Ayrıca silindir hacminin maksimum ve minimum arasında değiştirilebilmesi motorun tam yük çıkış torkunda da artış sağlayacağı belirtilmiştir [58]. GT-SUITE ile yapılan simülasyon çalışmasında 2 litre silindir hacmine sahip 4 silindirli, turboşarjlı ve direkt enjeksiyonlu benzinli bir motorda bu mekanizma sayesinde hafif ve orta yüklerde yakıt tüketiminde ve CO₂ emisyonlarında önemli iyileşmeler elde edilmiştir. Şekil 2.23’de Boretti ve Scalzo’nun tasarladıkları düşük ve yüksek sıkıştırma oranı mekanizması ve üç silindirli bir motorda 3 boyutlu görünümü verilmiştir.



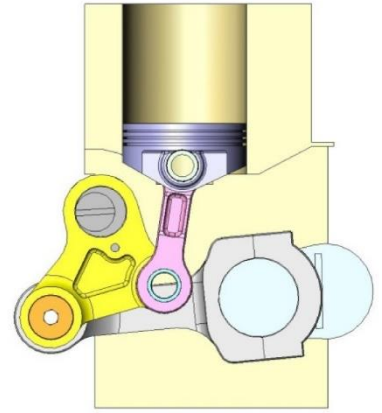
Ü.Ö.N'da düşük sıkıştırma oranı



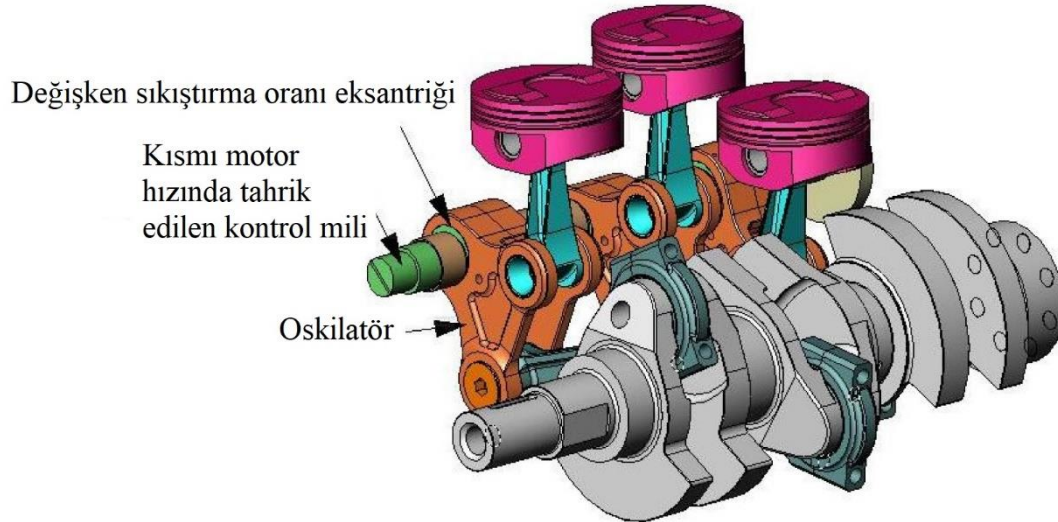
A.Ö.N'da düşük sıkıştırma oranı



Ü.Ö.N'da yüksek sıkıştırma oranı



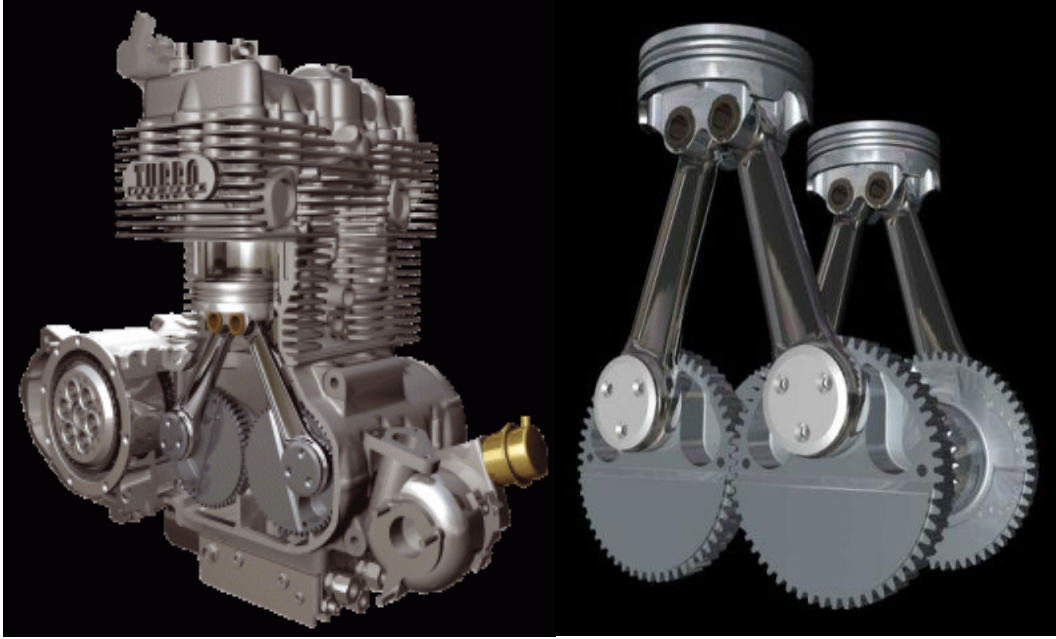
A.Ö.N'da yüksek sıkıştırma oranı



Şekil 2.23. Değişken sıkıştırma oranı mekanizması ve motorda 3 boyutlu görünümü

2003 yılında Neander Motors firması tarafından dizel bir motora krank-biyel mekanizmasından farklı bir hareket mekanizması tasarlanıp üretilmiştir [59]. Bu sistemde rhombic mekanizmasına benzer birbirine göre ters yönde hareket eden iki adet

biyel ve biyelerin bağlandığı iki özdeş dişli kullanılmıştır (Resim 2.3). Firma ürettikleri bu motorun motorsikletlerde, ATV ve deniz taşıtlarında kullanılabileceği belirtmişlerdir. Neander Motors tarafından tasarımı ve üretimi yapılan bu motorun yüksek verim ile yakıt tüketimi, ağırlık ve titreşimlerinin krank-biyel mekanizmalı motorlara göre daha düşük olduğu belirtilmiştir. Firma tarafından Resim 2.3’de görülen mekanizmaya sahip motorlarda 12 BG’den 110 BG’ye kadar bir ve iki silindirli, turboşarjlı, sıkıştırma ile ateşlemeli dizel motorlarının üretimi yapılmıştır [59]. Mekanizmanın çalışma mantığı rhombic-hareket iletim mekanizmasına benzemektedir. Bu sisteminde rhombic-hareket iletim mekanizmasından farkı olarak biyel kolları doğrudan pistona bağlanmıştır. Firma 2009 yılında bu motor ve mekanizma sayesinde Almanya İş ve Ulaştırma Bakanlığı tarafından en iyi motor ödülüne layık görülmüştür.



Resim 2.3. Neander Motors tarafından geliştirilen hareket mekanizması [59]

Gomecsys firması tarafından değişken sıkıştırma oranına olanak sağlayan bir mekanizma tasarlanmıştır [60]. Bu sistemde biyelin krank mili ucuna eksantrik dişli bağlanmıştır. Sistem eksantrik mili üzerinden bir sonsuz dişli ile tahrik edilmektedir. Tasarlanan mekanizma ile bütün silindirler eşit olarak kontrol edilmektedir, her silindir için ayrı bir kontrol mekanizması bulunmamaktadır. Kullanılan sonsuz dişli nedeniyle sıkıştırma oranının değiştirme süresi 180 ms sürdüğü belirtilmiştir. Bu sistem sayesinde düşük maliyetle CO₂ emisyonlarını %8 oranında azaltıldığı, genişleme zamanının uzamasıyla gerçek çevrime

yakın çevrim döngüsü elde edildiği, ek sürtünmelerin olmayacağı, mevcut motorlara kolay adapte edilebileceği ve dişli gürültüsü olmayacağı belirtilmiştir [60].



Şekil 2.24. Gomecsy değişken sıkıştırma oranı sistemi [60]



3. RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BUJİ İLE ATEŞLEMELİ MOTORUN TASARIMI ve ANALİZLERİ

3.1. Termodinamik Modelleme

Tezin bu bölümünde tasarımı yapılacak ve gerçek boyutlarının belirleneceği tek silindirli, dört zamanlı, rhombic hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motor ile aynı sıkıştırma oranı, kurs boyu ve silindir hacmine sahip krank-biyel mekanizmalı motorun termodinamik modellenmesi yapıp elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma yapmak için kullanılan krank-biyel mekanizmalı motor, seri üretim bir motor olup, teknik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Krank-biyel mekanizmalı motorun teknik özellikleri

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 (rpm)	3800
Kam yerleşimi	OHC
Supap kalkma miktarı (mm)	7
Soğutma sistemi	Hava soğutmalı
Maksimum motor gücü	8,1 kW (3800 rpm’de)
Maksimum moment	23,7 Nm (2600 rpm’de)

Her iki motor için yapılan modellerde gerçekçi sonuçlar elde edebilmek için içten yanmalı motorların termodinamik analizi için kullanılan gerçek çevrim dikkate alınmıştır. Ayrıca çevrimin tüm safhalarında silindir içerisindeki dolgunun özgül ısılarının sıcaklıkla değiştiği göz önüne alınmıştır. Bu aşamada BURCAT tablolarından yararlanılmıştır.

Termodinamik modellerde silindir duvarlarından soğutma suyuna konveksiyon ve kondüksiyon yoluyla aktarılan ısı miktarları hesaplanmıştır. Hesaplama yapılırken Nusselt

denkleminde yararlanılmıştır. Bununla birlikte modelleme yapılırken hareketli motor parçalarının sürtünmesinden dolayı meydana gelen kayıplar dikkate alınmıştır.

Sisteme ısı verme işlemi gerçek çevrime yakın olması amacıyla Wiebe fonksiyonu ile yapılmıştır. Yakıt olarak izo-oktan (C_8H_{18}) kullanılmıştır. Termodinamik analizler esnasında her iki mekanizma için de hava fazlalık katsayısı (λ) değeri 1, sıkıştırma oranı 8,5 olarak alınmıştır.

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 dikkate alınmıştır. Her iki mekanizma için volümetrik verim %70 olarak alınmıştır.

Termodinamik modeller MATLAB programı kullanılarak yapılmıştır. Matlab programı mühendislikte oldukça geniş bir alanda kullanılmakta olup, basit komutlar sayesinde her türlü mühendislik hesaplaması yapabilir, çok işlevsellikli komutları sayesinde çevrimlerin modellenmesi çok rahattır. Ayrıca çıktı olarak detaylı grafikler verebilmesinden dolayı bu program tercih edilmiştir.

Modellemeler yapılırken içten yanmalı motorda bir çevrim (720° KMA) dikkate alınmıştır. Analizlerde ısı verme işleminin 50° krank mili açısı (KMA) sürdüğü kabul edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda hem rhombic hareket mekanizmalı hem de krank-biyel mekanizmalı motorun krank mili açısına ($0-720^\circ$) bağlı olarak basınç, hacim, sıcaklık, ısı transferi miktarı, açığa çıkan ısı, kümülatif açığa çıkan ısı, net iş, ısı taşınım katsayısı grafikleri çizilmiş ve açıklanmıştır. Ayrıca her iki mekanizma motor performansları ve p-V diyagramları bakımından da karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar avantaj ve dezavantajları yönünden yorumlanmıştır.

3.1.1 Motor geometrileri

Krank-biyel mekanizmalı motorun kinematik ilişkileri

Şekil 3.1’de pistonun krank-biyel mekanizmasına bağlı hareketi görülmektedir. Krank-biyel mekanizmasında pistonun her krank açısında aldığı yol eşit değildir. β açısı büyüdükçe

olarak hesaplanır. Burada silindir çapı (D), kurs boyu (H), sıkıştırma oranı (ε) ile gösterilmiştir.

Pistonun yer değiştirmesi;

$$S = L + r - r \cdot \cos \theta - L \cdot \cos \beta \quad (3.4)$$

$$L \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \theta \quad (3.5)$$

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \theta \quad (3.6)$$

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \quad (3.7)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (3.8)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \theta \right)^2} \quad (3.9)$$

olarak elde edilir. Eş. (3.6), (3.7), (3.8) ve (3.9), Eş. (3.4)' de yerlerine yazılırsa pistonun krank açısına bağlı hareketi aşağıdaki gibi olur [9].

$$S(\theta) = L + r - r \cdot \cos \theta - L \cdot \left(\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \theta \right)^2} \right) \quad (3.10)$$

Bu eşitlikte;

θ : Krank açısı ($^\circ$)

$S(\theta)$: Pistonun krank açısına bağlı yer değişimi (m)

r : Krank yarıçapı (m)

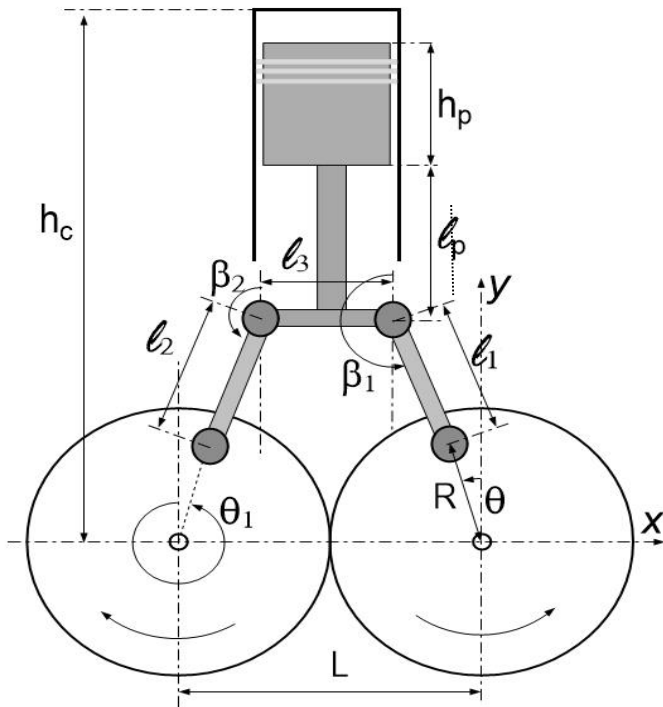
L : Biyel uzunluğu (m)' dur.

Toplam silindir hacminin krank mili açısına bağlı değişimi ise Eş. (3.11)'de verilmiştir.

$$V_T = V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S(\theta) \quad (3.11)$$

Rhombic hareket iletim mekanizmalı motorun kinematik ilişkileri

Şekil 3.2’de motorun anlık bir konumu verilmiştir. Bu konum için elde edilen kinematik eşitlikler motorun tüm çevrimi boyunca geçerlidir. Modellemede işaret problemi oluşmaması amacıyla, açısal hareket gerçekleştiren bütün elemanların açısı düşey eksen kullanılarak saat yönünün tersi pozitif olacak şekilde tanımlanmıştır.



Şekil 3.2. Rhombic hareket mekanizmalı motorun geometrisi

Sağ ve sol dişli açıları arasında,

$$\theta_1 = 2\pi - \theta \quad (3.12)$$

şeklinde bir ilişki bulunmaktadır. Sol dişli açısal hız ve ivmesi,

$$\dot{\theta}_1 = -\dot{\theta} \quad (3.13)$$

$$\ddot{\theta}_1 = -\ddot{\theta} \quad (3.14)$$

olarak tanımlanabilir. Sağ rhombus kolunun düşey eksen ile gerçekleştirdiği açı,

$$\frac{L-L_3}{2} = \ell_1 \sin(\beta_1 - \pi) + R \sin \theta \quad (3.15)$$

ilişkisi kullanılarak belirlenebilir. Son eşitlikten β_1 ,

$$\beta_1 = \pi + \arcsin \left[\frac{L-L_3}{2\ell_1} - \frac{R}{\ell_1} \sin \theta \right] \quad (3.16)$$

olarak belirlenir. Benzer şekilde sol rhombus kolunun düşey eksen ile yaptığı açı β_2 ,

$$\frac{L-L_3}{2} = \ell_2 \sin(\pi - \beta_2) + R \sin(2\pi - \theta_1) \quad (3.17)$$

kinematik ilişkisi kullanılarak,

$$\beta_2 = \pi - \arcsin \left[\frac{L-L_3}{2\ell_2} - \frac{R}{\ell_2} \sin(\theta) \right] \quad (3.18)$$

şeklinde elde edilmiştir. Matematik modelin oluşturulmasında ve çözümünde rhombus kollarının açıların yanı sıra açısal hız ve açısal ivmelerine de ihtiyaç duyulmaktadır. Eş. (3.16) ve (3.18)'de verilen sağ ve sol rhombus kollarının açı tanımlamalarının zamana göre türevleri alınarak, sağ ve sol rhombus kollarının açısal hızları sırasıyla,

$$\dot{\beta}_1 = -\frac{R}{\ell_1} \dot{\theta} \frac{\cos \theta}{\cos(\beta_1 - \pi)} \quad (3.19)$$

$$\dot{\beta}_2 = \frac{R}{\ell_2} \dot{\theta} \frac{\cos(\theta)}{\cos(\pi - \beta_2)} \quad (3.20)$$

elde edilir. Son iki eşitliğin zamana göre türevinin alınmasıyla sağ ve sol rhombus kollarının açısal ivmeleri,

$$\ddot{\beta}_1 = \frac{\dot{\beta}_1^2 \ell_1 \sin(\beta_1 - \pi) + R\dot{\theta}^2 \sin(\theta) - R\ddot{\theta} \cos(\theta)}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \quad (3.21)$$

$$\ddot{\beta}_2 = \frac{\frac{R}{\ell_2} \ddot{\theta} \cos(\theta) - \frac{R}{\ell_2} \dot{\theta}^2 \sin(\theta) - \dot{\beta}_2^2 \sin(\pi - \beta_2)}{\cos(\pi - \beta_2)} \quad (3.22)$$

olarak elde edilir. 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,

$$y_p = h_p + \ell_p + \ell_r \cdot \cos \theta + R \cdot \sin \beta \quad (3.23)$$

olarak tanımlanabilir. Piston hız ve ivmesi son eşitlikten zamana bağlı birer merteye türev alınarak,

$$\dot{y}_p = -\ell_r \cdot \sin \theta \cdot \dot{\theta} + R \cdot \cos \beta \cdot \dot{\beta} \quad (3.24)$$

$$\ddot{y}_p = -\ell_r \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\theta} - \ell_r \cdot \sin \theta \cdot \ddot{\theta} - R \cdot \sin \beta \cdot \dot{\beta} \cdot \dot{\beta} + R \cdot \cos \beta \cdot \ddot{\beta} \quad (3.25)$$

olarak hesaplanır.

3.1.2. Havanın kimyasal ve fiziksel özellikleri

Hava, büyük çoğunluğu azot olmakla birlikte oksijen ve eser miktarlarda su buharı, karbondioksit ve asal gazlardan oluşan bir gaz karışımıdır. Tamamen kuru ve açık havanın içindeki gazların hacim yüzdeleri şöyledir. Hava;

% 78,08 azot,

% 20,95 oksijen,

% 0,93 argon,
 % 0,03 karbondioksit,
 % 0,015 neon,
 % 0,0005 helyum,
 % 0,00011 kripton
 % 0,000008 ksenon karışımlardan oluşur [61].

Atmosferik hava ise karışımın içerisinde bir miktar su buharı içerir, bu nedenle atmosferik hava diye adlandırılır. İçerisinde su buharı bulunmayan hava ise kuru hava diye tanımlanır. Havayı su buharıyla kuru havanın bir karışımı olarak ele almak yapılacak olan termodinamik analizdeki çözümü basitleştir. Çünkü su buharının oranı farklı coğrafi koşullarda (denizlerden, göllerden vb.) oluşan buharlaşma ve yoğuşma sonucu değişirken kuru havanın bileşimi sabit kalmaktadır [61,62]. Literatürde birçok uygulamada hesaplamayı kolaylaştırabilmek amacı ile havanın %79'unun azotdan, %21'inin de oksijenden oluştuğu kabul edilmekte ve çözümler bu kabul doğrultusunda yapılmaktadır.

Kuru havanın moleküler ağırlığı;

$$M = 0,7808 \cdot 28,013 + 0,2095 \cdot 31,999 + 0,0093 \cdot 39,948 + 0,0003 \cdot 44,01 \quad (3.26)$$

$$M = 28,9611 \text{ kg/kmol}$$

şeklinde hesaplanır [61,63].

Yanma sırasında oksijen ile azotun hacimsel oranı ise Eş. (3.27)'deki gibi hesaplanmaktadır [63]. Hesaplama yapılırken eser miktarda olan gazlar azot gibi ele alınmıştır ve havanın bileşeni %79 N_2 ve %21 O_2 olarak belirlenmiştir.

$$\frac{N_2}{O_2} = \frac{79}{21} = 3,76 \quad (3.27)$$

Havanın toplam mol ağırlığı Eş. (3.28)'de verilmiştir.

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3,76 \text{ kmol } N_2 = 4,76 \text{ kmol havadır.} \quad (3.28)$$

3.1.3. Yakıtın fiziksel ve kimyasal özellikleri

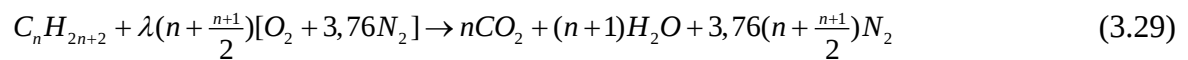
Yakıt enerjisinin, yakıt ile hava arasında gerçekleşen kimyasal reaksiyonla ısı enerjisine dönüştürüldüğü içten yanmalı motorlarda yakıt olarak sıvı hidrokarbonlar, alkoller, havagazı, metan, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), biyogaz, doğalgaz ve hidrojen kullanılmaktadır. Bu çalışmada gerçekçi bir model oluşturabilmesi, yakıtın istenilen sıcaklıktaki termal özelliğinin kolaylıkla bulunabilmesi ve gerçeğe yakın değerlerin elde edilebilmesi için BURCAT tablolarında özellikleri verilmiş olan izo-oktan yakıt olarak seçilmiştir. Çizelge 3.2’de izo-oktan yakıtının kimyasal özellikleri verilmiştir [64].

Çizelge 3.2. İzo-oktan yakıtının kimyasal özellikleri [64]

Yakıtın Adı	İzooktan
Moleküler Formülü	C ₈ H ₁₈
Moleküler Yapısı	
Moleküler Ağırlığı	114,23 g/mol
Yoğunluğu	0,69 g/cm ³ (20 °C)
Erime Noktası	-107 °C
Kaynama Noktası	99 °C (1013 hPa)
Tutuşma Sıcaklığı	410 °C
Parlama Noktası	-12 °C
Çözünürlüğü	0,56 mg / L (25 °C)

3.1.4. Hava fazlalık katsayısının (λ) belirlenmesi

İçten yanmalı motorlarda yakıtın oksijenle reaksiyona girerek oksitlenmesi olayına yanma denir. Hidrokarbon yakıtları C_nH_{2n+2} formundadır. Hidrokarbon yakıtların oksijenle kimyasal tepkimesi [62];



eşitliği ile ifade edilebilir. Eş. (3.29) incelendiğinde ‘bir’ mol hidrokarbon yakıtın yanması için $\lambda(n + \frac{n+1}{2})$ mol havaya ($O_2 + 3,76N_2$) ihtiyaç vardır. İçten yanmalı motorlarda yakıtı yakmak için gerekli olan oksijen atmosferde bulunan hava kullanılarak temin edilir. Oksijenle birlikte havanın bileşiminde bulunan azot, argon, karbonmonoksit, karbondioksit vb. atmosferik gazlarda silindir içerisine alınır ve yanma esnasında kimyasal reaksiyona katılırlar. Fakat içeri alınan bu gazların büyük bir yüzdesini azot ve oksijen oluşturmaktadır. Bu yüzden kimyasal hesaplamalar yapılırken havanın molar yüzdelerinin yaklaşık olarak %79 azot ve %21 oksijen olduğu kabul edilir. Bu sebepten atmosferik havanın içindeki eser miktardaki diğer gazlar termodinamik modellerde hesaplamaya katılmazlar. Bu yüzden yakıtın hava ile tam yanmasında meydana gelen kimyasal tepkimeler Eş. (3.29)’daki yanma denklemi ile gösterilebilir [65].

Bu denklemde;

n : Bir mol yakıtın içerisindeki karbon ve hidrojen atomu sayılarını

λ : Hava fazlalık katsayısını

ifade etmektedir. 100 yıldan uzun bir zamandır kullanılan buji ile ateşlemeli motorların büyük çoğunluğunda yanma olayı genellikle $\lambda = 1$ ve civarında olduğu homojen hava yakıt karışımlarında meydana gelmektedir [27]. Bu yüzden bu tez çalışmasında oluşturulan Termodinamik modelde $\lambda = 1$ alınmıştır ve sabit kabul edilmiştir.

3.1.5. Silindire alınan dolgunun sıcaklığı ve miktarı

Volümetrik verime bağlı olarak silindir içerisine yakıt-hava karışımının emme zamanı boyunca motorun kurs hacmi kadar alındığı kabul edilmiştir. Yanma işlemi sonucunda bir sonraki çevrimde silindir içerisinde egzoz gazları kalacaktır. Kalan egzoz gazları ile emme zamanı boyunca alınan taze hava yakıt karışımı karışarak yanma odasında yeni bir dolgu oluşturmaktadır. Bu durum içeriye aldığımız taze yakıt-hava karışımının sıcaklığını yükseltmektedir. Ayrıca kalan egzoz gazlarından dolayı yanma odasındaki dolgunun bileşenleri değişmektedir. Modeller oluşturulurken bu durum da dikkate alınarak volümetrik verim %70 kabul edilmiştir. Ayrıca artık gazların kimyasal özellikleri de programa girilerek daha gerçekçi bir modelleme yapılmaya çalışılmıştır. Silindir içerisine alınan taze havanın %79’unun N_2 ve %21’inin O_2 ’den ibaret olduğu dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Modelde içeri alınan taze havanın bileşenlerinin mol miktarı;

$$N_{N_2} = \frac{P \cdot V_k}{R \cdot T} \eta_v \cdot N_2 \quad (3.30)$$

$$N_{O_2} = \frac{P \cdot V_k}{R \cdot T} \eta_v \cdot O_2 \quad (3.31)$$

olur. Eş. (3.30) ve (3.31)'de verilen denklemlerde;

N_{N_2} , N_{O_2} : Silindir içerisine alınan havanın bileşenlerinin mol miktarı (kmol)

N_2 , O_2 : Havanın bileşenlerinin yüzdeleri (N_2 :0,79, O_2 :0,21)

P : Atmosfer basıncı (kPa)

T : Atmosfer sıcaklığı (K)

V_k : Kurs hacmi (m³)

η_v : Volümetrik verim (%)

R : Evrensel gaz sabitidir.

Buradan havanın mol miktarı;

$$N_{hava} = N_{N_2} + N_{O_2} \quad (3.32)$$

olarak hesaplanır. Egzoz gazının mol miktarı ise;

$$N_{eg} = N_{CO_{2eg}} + N_{H_2O_{eg}} + N_{O_{2eg}} + N_{N_{2eg}} \quad (3.33)$$

olur. Buradan toplam dolgunun mol miktarı ise;

$$N_{Top.dol} = N_{eg} + N_{hava} \quad (3.34)$$

olarak yazılabilir.

Silindir içerisindeki toplam dolgunun sıcaklığı (K) ise [61,66,67];

$$T_{Top.dol} = T + \left(\frac{N_{eg} \cdot (T_{eg} - T)}{N_{eg} + N_{hava}} \right) \quad (3.35)$$

olarak hesaplanır.

3.1.6. Silindirdeki karışımın fiziksel ve kimyasal özellikleri

Silindirdeki karışımın fiziksel ve kimyasal özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Bu karışımın özelliklerini belirleyebilmemiz için karışımın içindeki bütün karışanların teker teker özelliklerinin bulunması gerekmektedir. Bulunan bu özellikler mol miktarları dikkate alınarak hesaplanmalı ve modeller bu değerler doğrultusunda oluşturulmalıdır. Herhangi bir karışımın istenilen sıcaklıktaki termal özelliklerinin bulunabilmesi için JANAF veya BURCAT tablolarından yararlanılabilir. Bu tablolar bileşiklerin, atomların ve yaygın kullanılan kimyasalların her bir sıcaklık değeri için entalpilerini, iç enerjilerini, sabit hacimdeki ve sabit basınçtaki özgül ısılarını, viskozitelerini vb. birçok değerlerini göstermektedir. MATLAB programında bu tabloların direkt olarak kullanımında bir takım zorluklar meydana geldiğinden, tablodaki değerler kullanılarak matematiksel formüller elde edilmiş ve MATLAB programında kullanılmıştır. Bu matematiksel formüller silindirdeki karışımın istenilen sıcaklıktaki kimyasal özelliklerini vermektedir.

Silindirde gerçekleşen reaksiyonlar sonucu meydana gelen iç enerji, entalpi ve özgül ısı değişimleri gerekli dönüşümler yapıldıktan sonra BURCAT tabloları kullanılarak elde edilmiştir. Bu dönüşüm aşağıda açıklanmıştır.

Çizelge 3.3. Matematiksel model içerisinde kullanılan karışanların türleri ve indisleri

Tür	CO_2	H_2O	O_2	N_2	C_8H_{18}
İndis (i)	1	2	3	4	5

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

$$h_i(T) = R_{mol} \cdot T \cdot \left(a_{i1} + a_{i2} \cdot \frac{T}{2} + a_{i3} \cdot \frac{T^2}{3} + a_{i4} \cdot \frac{T^3}{4} + a_{i5} \cdot \frac{T^4}{5} + \frac{b_i}{T} \right) \quad (3.36)$$

denklemini her bileşen için ayrı ayrı kullanılmıştır [65,68,69].

Eş. (3.36)'daki 'a' katsayısının bileşenlere ve indislere bağlı değişimi Çizelge 3.4'de, 'b' katsayısının bileşenlere ve indislere bağlı değişimi Çizelge 3.5'de verilmiştir. Bu katsayılar Eş. (3.36)'da yerlerine konularak her bir bileşenin entalpileri hesaplanmıştır. Entalpileri hesaplanan her bir bileşenin iç enerjilerini (u) de hesaplamak gerekmektedir. İç enerji ile entalpi arasında Eş. (3.37)'deki gibi bir ilişki mevcuttur [62,70,71].

$$u = h + p \cdot V \quad (3.37)$$

Eş. (3.37)'de verilen $p \cdot V$ yerine ideal gaz denkleminde de bildiğimiz eşiti $R \cdot T$ yazılırsa;

$$u = h - R \cdot T \quad (3.38)$$

olur. Modelde kullanılan her bir bileşenin iç enerjisinin bulunabilmesi için

$$u_i(T) = h_i(T) - R \cdot T \quad (3.39)$$

denkleminde yararlanılmıştır [62,71].

Karışımı oluşturan her bir bileşen için entalpi ve iç enerji ayrı ayrı hesaplanmıştır. Daha sonra karışımı oluşturan her bileşenin mol yüzdeleri de dikkate alınarak;

$$\sum h_{kar} = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [h_1 \cdot N_{CO_2} + h_2 \cdot N_{H_2O} + h_3 \cdot N_{O_2} + h_4 \cdot N_{N_2} + h_5 \cdot N_{C_8H_{18}}] \quad (3.40)$$

$$\sum u_{kar} = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [u_1 \cdot N_{CO_2} + u_2 \cdot N_{H_2O} + u_3 \cdot N_{O_2} + u_4 \cdot N_{N_2} + u_5 \cdot N_{C_8H_{18}}] \quad (3.41)$$

$$N_{kar} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{O_2} + N_{N_2} + N_{C_8H_{18}} \quad (3.42)$$

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)

N_{CO_2} , N_{H_2O} , N_{O_2} , N_{N_2} ve $N_{C_8H_{18}}$: Bileşenlerin karışım içerisindeki mol miktarıdır.



Çizelge 3.4. C_8H_{18} yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar ($T < 1000$ K için)

C_8H_{18}	N_2	O_2	H_2O	CO_2	Bileşen Türü
8.15741071e-01	3.53100528e+00	3.78245636e+00	0.41986352e+01	0.23568130e+01	q_1
7.32647307e-02	-1.23660988e-04	-2.99673416e-03	-0.20364017e-02	0.89841299e-02	q_2
1.78301503e-05	-5.02999433e-07	9.84730201e-06	0.65203416e-05	-0.71220632e-05	q_3
-6.93592790e-08	2.43530612e-09	-9.68129509e-09	-0.54879269e-08	0.24573008e-08	q_4
3.21630852e-11	-1.40881235e-12	3.24372837e-12	0.17719680e-11	-0.14288548e-12	q_5
-3.04774255e+04	-1.04697628e+03	-1.06394356e+03	-0.30293726e+05	-0.48371971e+05	q_6

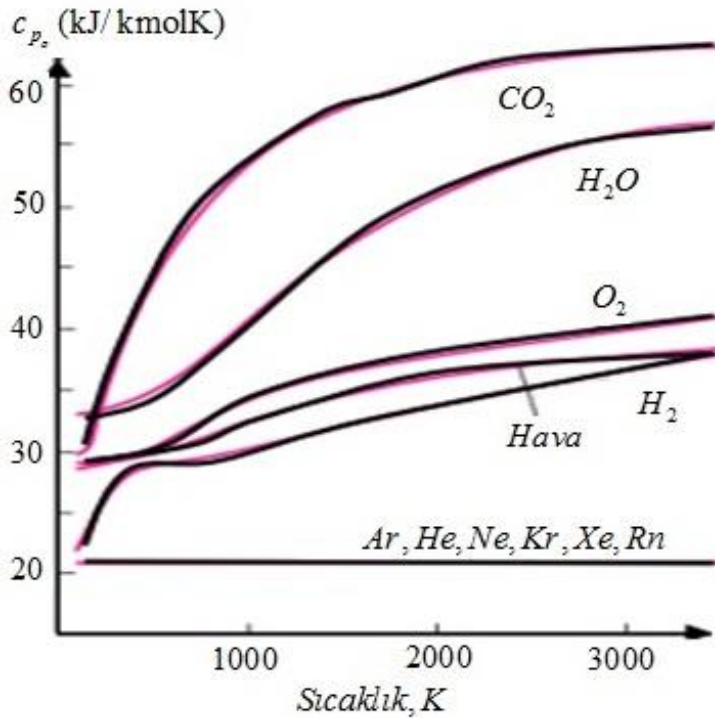
Çizelge 3.5. C_8H_{18} yakıtına, hava bileşenlerine ve yanma sonrası açığa çıkan gaz bileşenlerine ait katsayılar ($T > 1000$ K için)

C_8H_{18}	N_2	O_2	H_2O	CO_2	Bileşen Türü
1.76160941e+01	2.95257637e+00	3.66096065e+00	0.26770389e+01	0.46365111e+01	b_1
5.13323108e-02	1.39690040e-03	6.56365811e-04	0.29731816e-02	0.27414569e-02	b_2
-1.65307266e-05	-4.92631603e-07	-1.41149627e-07	-0.77376889e-06	-0.99589759e-06	b_3
2.43232275e-09	7.86010195e-11	2.05797935e-11	0.94433514e-10	0.16038666e-09	b_4
-1.35572757e-13	-4.60755204e-15	-1.29913436e-15	-0.42689991e-14	-0.91619857e-14	b_5
-3.63461118e+04	-9.23948688e+02	-1.21597718e+03	-0.29885894e+05	-0.49024904e+05	b_6

3.1.7. Özgöl ısıların değışimi

Herhangi bir kimyasal maddenin birim kütlesinin sıcaklığını bir derece arttırmak için bir miktar enerji gerekmektedir. Kimya biliminde bu enerji özgöl ısı olarak tanımlanmıştır. Termodinamik biliminde ise gazlar için iki adet özgöl ısı ifadesi kullanılmaktadır. Bunlar sabit hacimde özgöl ısı (c_v) ve sabit basınçta özgöl ısılarıdır (c_p) [62,67]. Sabit basınçta özgöl ısının sabit hacimdeki özgöl ısıya oranı ise adyabatik üs olarak bilinmekte ve ' k ' ile sembolize edilmektedir.

Termodinamik hesaplamalar yapılırken oda sıcaklığında alınan özgöl ısıların sıcaklıkla değışmediğı kabulü yapılmaktadır. Fakat gerçekte kimyasal bileşenlerin özgöl ısıları sıcaklığa bağılı olarak değışmektedir. Şekil 3.3'de bazı kimyasal bileşiklerin özgöl ısılarının sıcaklığa bağılı olarak değışimi gösterilmektedir. ' k ' değerin küçülmesi diğeri bir deyişle özgöl ısıların sıcaklık arttıkça artması, motorda yanma işlemi sonucu maksimum sıcaklığının azalması sonucunda motordan elde edilen net iş ve ısı veriminde azalmaktadır [63].



Şekil 3.3. Özgöl ısıların sıcaklıkla değışimi [61,62]

Sabit hacimde özgül ısıнын sıcaklığa bağılı olarak denklemi [72];

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = \left(\frac{u_2 - u_1}{T_2 - T_1} \right) \quad (3.43)$$

olur. Aynı şekilde sabit basınçta özgül ısıнын denklemi ise [69,72];

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \left(\frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1} \right) \quad (3.44)$$

olarak yazılır. Bu denklemlerde;

c_v : Sabit hacimdeki özgül ısı, kJ/kmolK

c_p : Sabit basınçtaki özgül ısı, kJ/kmolK

u : İç enerji, kJ/kg

h : Entalpi kJ/kg'dır.

Sabit basınçtaki özgül ısıнын, sabit hacimdeki özgül ısıya oranı 'k' Eş. (3.45)'deki verilmiştir [62,72].

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.45)$$

Yanma işlemi için silindir içerisine alınan bütün kimyasal bileşenlerin özgül ısıları

$$C_{vi}(T) = \left(\frac{u_{i2} - u_{i1}}{T_2 - T_1} \right) \quad (3.46)$$

$$C_{pi}(T) = \left(\frac{h_{i2} - h_{i1}}{T_2 - T_1} \right) \quad (3.47)$$

olarak yazılır. Eş. (3.46) ve (3.47) yardımıyla ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Daha sonra hesaplanan her bileşenin sabit hacimdeki toplam özgül ısısı;

$$\sum C_v = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [C_{v1} \cdot N_{CO_2} + C_{v2} \cdot N_{H_2O} + C_{v3} \cdot N_{O_2} + C_{v4} \cdot N_{N_2} + C_{v5} \cdot N_{C_8H_{18}}] \quad (3.48)$$

denklemini yardımıyla sabit basınçtaki toplam özgül ısı ise;

$$\sum C_p = \frac{1}{N_{kar}} \cdot [C_{p1} \cdot N_{CO_2} + C_{p2} \cdot N_{H_2O} + C_{p3} \cdot N_{O_2} + C_{p4} \cdot N_{N_2} + C_{p5} \cdot N_{C_8H_{18}}] \quad (3.49)$$

denklemini yardımıyla hesaplanmıştır. Bu denklemlerde;

N_{kar} : Karışımın mol miktarı (kmol)

N_{CO_2} , N_{H_2O} , N_{O_2} , N_{N_2} ve $N_{C_8H_{18}}$: Bileşenlerin karışım içerisindeki mol miktarıdır.

3.1.8. Silindir içerisinde kalan egzoz gazı sıcaklığı ve miktarı

Bir çevrimde egzoz zamanı sonunda yaklaşık olarak yanma odası hacmi kadar egzoz gazı (art gaz) silindir içerisinde kalmaktadır. Emme zamanında kalan bu art gazlar silindir içerisine alınan taze yakıt-hava karışımı ile karışarak yeni bir dolgu meydana getirirler. Art gazlar silindir içerisine alınan yakıt-hava karışımından çok daha yüksek sıcaklığa sahip olduğundan sıkıştırma zamanı başlangıcında silindir içerisindeki dolgunun sıcaklığı belli bir oranda artmaktadır. Termodinamik analiz için yapılan matematik modelde çevrimin başlayabilmesi için sıkıştırma zamanı başlangıcında dolgunun molar bazda miktarının, sıcaklığının ve basıncının bilinmesi gerekmektedir.

Egzoz supabının açıldığı ve kapandığı andaki sıcaklıklar Eş. (3.50) ve (3.51)'de verilen denklemlerle hesaplanmıştır [61,67];

$$T_{eg} = T_{ega} \cdot \left(\frac{P_{eg}}{P_{ega}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (3.50)$$

$$T_{egk} = T_{eg} \cdot \left(\frac{P}{P_{eg}} \right)^{\left(\frac{n-1}{n} \right)} \quad (3.51)$$

Bu denklemlerde verilen;

T_{ega} : Egzoz supabı açılma sıcaklığı, K

T_{eg} : Egzoz supabının açıldığı andaki sıcaklık, K

T_{egk} : Egzoz supabının kapandığı andaki sıcaklık, K

P : Atmosfer basıncı, kPa

P_{ega} : Egzoz supabı açıldığı andaki basıncı, kPa

P_{eg} : Egzoz karşı basıncı, kPa

n : Politropik üs'dür.

Egzoz zamanı sonunda silindir içerisinde kalan art gazların miktarını hesaplamak için ideal gaz denklemi kullanılmıştır. Hesaplamalar molar bazda yapılmıştır.

İdeal gaz denklemi Eş. (3.52)'de verilmiştir [62];

$$p \cdot V = N \cdot R \cdot T \quad (3.52)$$

Art gazların hacmi yanma odası hacmine eşit olduğundan;

$$N_{eg} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R \cdot T_{eg}} \quad (3.53)$$

mol miktarı hesaplanabilir. Bu denklemde;

N_{eg} : Egzoz gazı mol miktarı, kmol

P_{eg} : Egzoz gazının basıncı, kPa

V_2 : Yanma odası hacmi, m³

R : Evrensel gaz sabitidir. (8,314 kJ/kmolK)

T_{eg} : Egzoz gazının sıcaklığı, K'dır.

Art gazların içerisindeki bileşenlerin mol miktarları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Ayrıca bileşenlerin art gazlar içerisindeki yüzdeleri de hesap yapılırken dikkate alınmıştır.

$$N_{CO_{2eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R \cdot T_{eg}} \cdot CO_{2eg} \quad (3.54)$$

$$N_{H_2O_{eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R \cdot T_{eg}} \cdot H_2O_{eg} \quad (3.55)$$

$$N_{O_{2eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R \cdot T_{eg}} \cdot O_{2eg} \quad (3.56)$$

$$N_{N_{2eg}} = \frac{P_{eg} \cdot V_2}{R \cdot T_{eg}} \cdot N_{2eg} \quad (3.57)$$

Eş. (3.54) -(3.57)'de verilen denklemlerde;

$N_{CO_{2eg}}, N_{H_2O_{eg}}, N_{O_{2eg}}, N_{N_{2eg}}$: Bileşenlerin egzoz gazı içerisindeki mol miktarı, kmol

$CO_{2eg}, H_2O_{eg}, O_{2eg}, N_{2eg}$: Bileşenlerin egzoz gazı içerisindeki yüzdeleri %'dir.

3.1.9. Wiebe fonksiyonu

İçten yanmalı motorlarda yanan yakıt yüzdesinin bulunmasında çok çeşitli yöntemler önerilmiştir. Kullanılan en yaygın yöntemlerden ilki Wiebe fonksiyonudur. Ivan Ivanovitch Wiebe tarafından 1967 yılında önerilen bu fonksiyon [23,70,73-76].

$$X_b = 1 - \exp \left[-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right] \quad (3.58)$$

olarak ifade edilmektedir. Bu denklemde;

X_b : Yanan yakıt kütlelerinin yüzdesi, %

θ : Anlık krank açısı, °

θ_0 : Yanma başlangıcındaki krank açısı, °

$\Delta \theta$: Yanmanın gerçekleştiği toplam krank açısı, °'dır.

Ayrıca fonksiyonda verilen ‘ a ’ ve ‘ m ’ sabit katsayılarıdır [61,77]. Heywood bu katsayıları $a=6,908$, $m=2$ olarak belirlemiştir [23].

3.1.10 Isı transferi

İçten yanmalı motorlarda yakıtın yanma işlemi sonunda kimyasal enerjisi ısı enerjisine dönüşmektedir. Açığa çıkan bu ısı enerjisinin yaklaşık olarak %20–35’i birbiri ile sürtünerek çalışan motor parçalarının soğutulması amacı ile kullanılan soğutucu akışkana ve yağlama yağına geçmektedir. Bu durum motorun veriminin ve performansının önemli derecede azalmasına sebep olmaktadır [78].

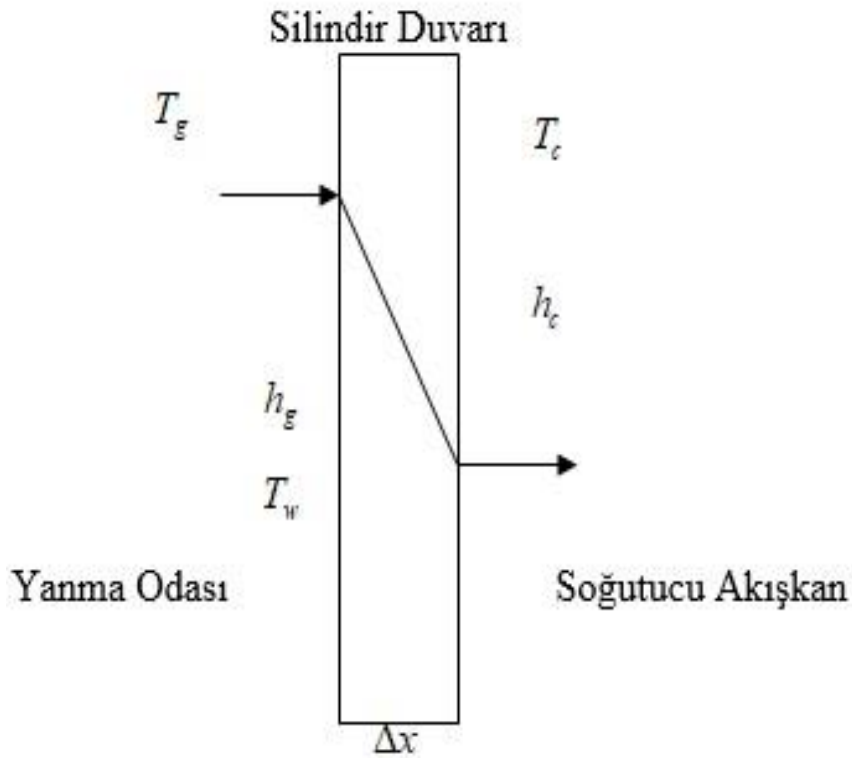
Herhangi bir sistemde ısı transferi;

1. Kondüksiyon (iletim)
2. Konveksiyon (taşınım)
3. Radyasyon (ışınım) yoluyla olmak üzere üç şekilde gerçekleşmektedir.

İçten yanmalı motorlarda ısı transferi;

- Silindir içerisindeki gazların ısısı konveksiyon yoluyla silindir duvarına,
- Silindir duvarının iç kısmından kondüksiyon yolu ile silindir duvarının dış kısmına,
- Silindir duvarının dış kısmından konveksiyon yolu ile soğutucu akışkana geçmektedir (Şekil 3.4).

Ayrıca radyasyon yoluyla da ısı transferi gerçekleşmektedir. Fakat literatürdeki çalışmaların çoğunda bu radyasyon yoluyla olan ısı transferi ihmal edilmektedir.



Şekil 3.4. İçten yanmalı motor silindirindeki ısı transferi

Şekildeki T_g silindir içerisindeki gazın sıcaklığını, T_c , soğutucu akışkanın sıcaklığını, T_w , silindir yüzey sıcaklığını, h_g , silindir içerisindeki gazlarla silindir iç yüzeyi arasındaki ısı taşınım katsayısını, h_c , soğutucu akışkanla silindir dış yüzeyi arasındaki ısı taşınım katsayısını, k_s , silindir duvarının ısı iletim katsayısını, Δx , silindir duvarının kalınlığını ifade etmektedir.

Silindirden olan ısı transferi, [61,78].

$$Q = \frac{A \cdot (T_g - T_w)}{\left[\left(\frac{1}{h_g} \right) + \left(\frac{\Delta x}{k_s} \right) + \left(\frac{1}{h_c} \right) \right]} \quad (3.59)$$

olarak hesaplanmaktadır [61,78].

Bu eşitlikteki;

Q : Transfer edilen ısı miktarı, W

A : Silindirin yüzey alanı, m^2

T_g : Silindirin içerisindeki gaz sıcaklığı, K

T_w : Silindirin yüzey sıcaklığı, K'dır.

İçten yanmalı motorlarda ısı transferi miktarını hesaplamak için, Nusselt (1923), Eichelberg (1939), Pflaum (1961), Annand (1963), Woschni (1965), Hohenberg (1979) gibi bilim insanları çeşitli eşitlikler önerilmiştir [61].

Silindir içerisindeki gazların ısı transferi miktarını hesaplamak için denklemde kullanılan ısı taşınım katsayısı sıcaklığa, basınca, silindir boyutlarına ve piston hızına bağlı olarak değişmektedir. Bilim insanları ısı taşınım katsayısını elde etmek için birtakım deneyler ve yanma modelleri kurarak farklı formüller elde etmişlerdir.

1965 yılında Woschni ısı taşınım katsayısını hesaplamak için [23,61,79-81]:

$$h_g = 3,26 \cdot D^{-0,2} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,55} \cdot W^{0,8} \quad (3.60)$$

eşitliğini önermiştir.

Bu denklemde;

h_g : Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı, W/m^2K

D : Silindir çapı, m

P : Silindir basıncı, kPa

T : Silindir sıcaklığı, K

W : Silindir içerisindeki gazların ortalama hızı, m/s'dir.

Silindir içerisindeki gazların ortalama hızı [23,79,81]:

$$W = \left[c_1 \cdot \bar{U}_p + c_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_r}{P_r \cdot V_r} \cdot (P - P_m) \right] \quad (3.61)$$

denklemini ile hesaplanmaktadır.

Eş. (3.61)'de;

$\bar{U}_p$: Ortalama piston hızı, m/s

V_d : Toplam silindir hacmi, m³

T_r : Referans sıcaklık, K

P_r : Referans basınç, kPa

V_r : Referans hacim, m³

P_m : Silindir basıncı, kPa

P : Anlık basınç, kPa

c_1, c_2 : Katsayılarıdır.

Woschni'ye göre dört zamanlı, direkt enjeksiyonlu, su soğutmalı içten yanmalı bir motor için en uygun c_1 ve c_2 katsayıları [23]:

Emme ve egzoz işlemleri için	$c_1 = 6,18$	$c_2 = 0$
Sıkıştırma ve genişleme işlemleri için	$c_1 = 2,28$	$c_2 = 0$
Yanma işlemi içinse	$c_1 = 2,28$	$c_2 = 3,24 \times 10^{-3}$

P_m basıncı ise Eş. (3.62)'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$P_m = P_r \cdot \left(\frac{V_r}{V} \right) \quad (3.62)$$

Bu denklemde;

P_r : Referans basınç, kPa

V_r : Referans hacim, m³'dir.

1939 yılında Eichelberg içten yanmalı motorların ısı transferi miktarını hesaplayabilmek için ısı taşınım katsayısını hesaplamada [82,83]:

$$h_g = 7,8 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{U}_p^{0,3333} \cdot P^{0,5} \cdot T^{0,5} \quad (3.63)$$

denklemini önermiştir.

Bu eşitlikte;

h_g : Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı, W/m²K

$\bar{U}_p$: Ortalama piston hızı, m/s

P, T : Anlık basınç ve sıcaklık, kPa, K

Hohenberg ise 1979 yılında ısı taşınım katsayısı için Eş. (3.64)'ü önermiştir [84-86]:

$$h_g = a \cdot V^{-0,06} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (C_m + b)^{0,8} \quad (3.64)$$

Bu eşitlikte;

h_g : Silindir içerisindeki gazların ısı taşınım katsayısı, W/m²K

V : Anlık hacim, m³

P : Anlık basınç, kPa

T : Anlık sıcaklık, K

C_m : Ortalama piston hızı, m/s

a, b : Sabit katsayılardır.

Ayrıca Hohenberg Eş. (3.64)'deki 'a' ve 'b' sabit katsayıları için sırasıyla 130 ve 1,4 değerlerini önermiştir [87].

Nusselt ısı taşınım katsayısını hesaplayabilmek için,

$$h_g = 5,388.10^{-4} \cdot (1 + 1,24 \cdot \bar{V}_p) \cdot T_n^{\frac{1}{3}} \cdot P_n^{\frac{2}{3}} + 0,421 \cdot \left[\frac{\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4}{T_n - T_w} \right] \quad (3.65)$$

eşitliğini önermiştir [88-90].

Eş. (3.65)'de;

$\bar{V}_p$ = Ortalama piston hızı, m/s

T_n = Anlık sıcaklık, K

P_n = Anlık basınç, kPa

T_w = Silindir duvar sıcaklığı, K

olarak kullanılmıştır.

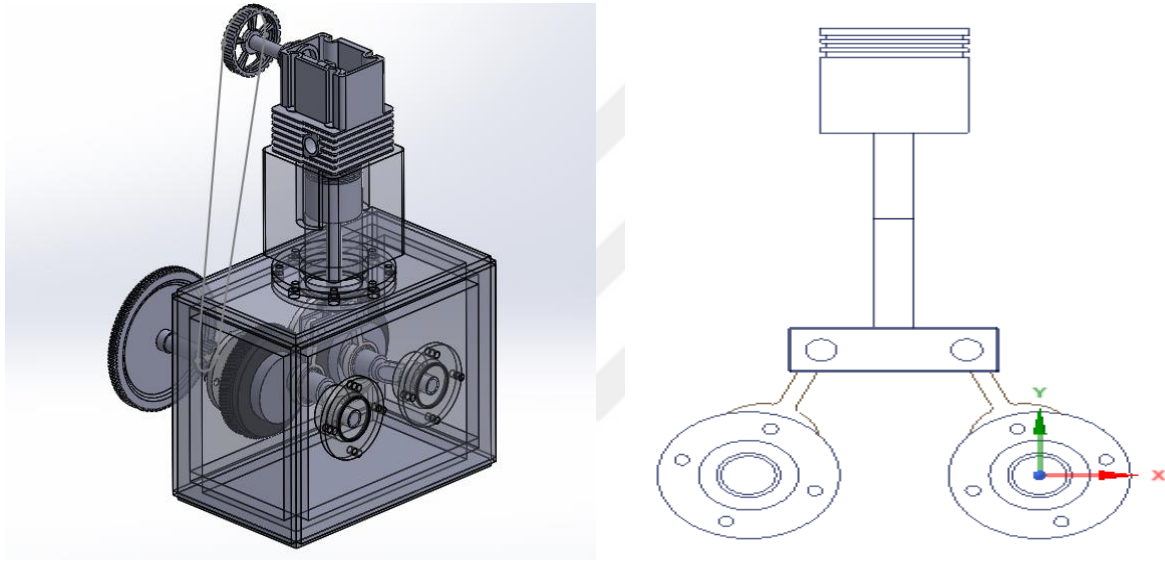
3.2. Dinamik Modelleme

İçten yanmalı motorlarda yanma sonucunda açığa çıkan ısı enerjisi ile piston üzerinde iş yapılarak, pistonun silindir içerisinde doğrusal hareket gerçekleştirmesi sağlanmaktadır. Geleneksel krank-biyel mekanizmalı motorlarda pistonun gerçekleştirdiği doğrusal hareket, biyel vasıtasıyla krank miline iletilerek dairesel hareket elde edilmektedir. Bu sırada biyel, pim merkezi etrafında açısal bir salınım hareketi gerçekleştirmektedir. Mekanizmanın doğası gereği oluşan bu açısal hareket, hem piston üzerinde bir yan yüzey yaslanma kuvvetinin oluşmasına hem de motor bloğunu yatay ekseninde titreşime zorlayan bir kuvvetin meydana gelmesine neden olmaktadır. Pistona etki eden bu yaslanma kuvveti piston yan yüzeylerinde sürtünmeleri arttırmakta ve güç düşüşüne yol açmaktadır. Ayrıca motor bloğuna da etki eden bu yan yüzey kuvvetleri motor bloğunu krank mili dönüş yönünün tersine döndürmeye zorlayarak blok açısal titreşimlerine neden olmaktadır.

Rhombic mekanizması birbirine zıt yönde hareket eden iki dişli ve bu dişlilere bağlanan rhombus kollarından oluşmaktadır. Sağ ve sol dişliye bağlanan rhombus kolları skalar olarak aynı açısal ivme ile hareket etmekte ancak vektörel olarak bakıldığında bu kollardaki ivmeler birbirine zıt yönde meydana gelmektedir. Bu nedenle üretim hatalarının olmadığı bir rhombic mekanizmalı motorda, pistonun bağlı olduğu üst rhombus koluna yatay doğrultuda etki eden kuvvetler birbirini dengelemekte ve piston üzerine herhangi bir yatay kuvvet etki etmesini engellemektedirler. Klasik içten yanmalı motorlarda meydana gelen sürtünme kayıplarının yaklaşık %20-30'u piston silindir arasındaki sürtünmelerden kaynaklanmaktadır [9,10]. Rhombic mekanizmalı içten yanmalı motorda pistona etki eden herhangi bir yanal kuvvet olmadığından piston silindir arasındaki sürtünmeler azalacak ve sonuç olarak motor verimi ve gücü artacaktır.

Bu bölümde tek silindirli, rhombic mekanizmalı, buji ile ateşlemeli bir motorun dinamik analizi için gerekli olan hareket denklemleri türetilmiştir. Uzayda hareket eden katı bir cisim ele alındığında, bu cismin x, y ve z eksenlerinde öteleme hareketi ve bu eksenler etrafında

dönme hareketi gerçekleştirdiği düşünüldüğünde cismin toplam altı serbestlik derecesine sahip olduğu söylenebilir. Bu çalışmada da motor bloğu katı bir cisim olarak ele alınmıştır. Ancak modellemesi yapılan motor tek silindirli olduğundan ve mekanizmanın doğası gereği yatay bir zorlama kuvveti bulunmamasından, motor bloğunun sadece düşey eksenindeki öteleme hareketi ve moment aktarımı nedeniyle z eksenini etrafında açısal dönme hareketi dikkate alınmıştır. Şekil 3.5’de motorun katı modeli ve koordinat sistemini gösteren şematik çizimi görülmektedir. Dolayısıyla motor bloğunun iki serbestlik derecesine sahip olduğu kabul edilmiştir



Şekil 3.5. Rhombic mekanizmalı motorun katı modeli ve koordinat sistemi

Silindir içi gaz basıncındaki değişimler ve hareketli parçaların atalet etkileri nedeniyle klasik içten yanmalı motorlarda krank milinde meydana gelen hız dalgalanmaları, rhombic mekanizmalı motorda da aynı etkilerden dolayı görülecektir. Dolayısıyla krank mili hız dalgalanmaları da dâhil edildiğinde ele alınan model toplamda üç serbestlik derecesine sahiptir. Rhombic mekanizmalı tek silindirli içten yanmalı motorun dinamik modelinin oluşturulması için yapılan kabuller şu şekildedir;

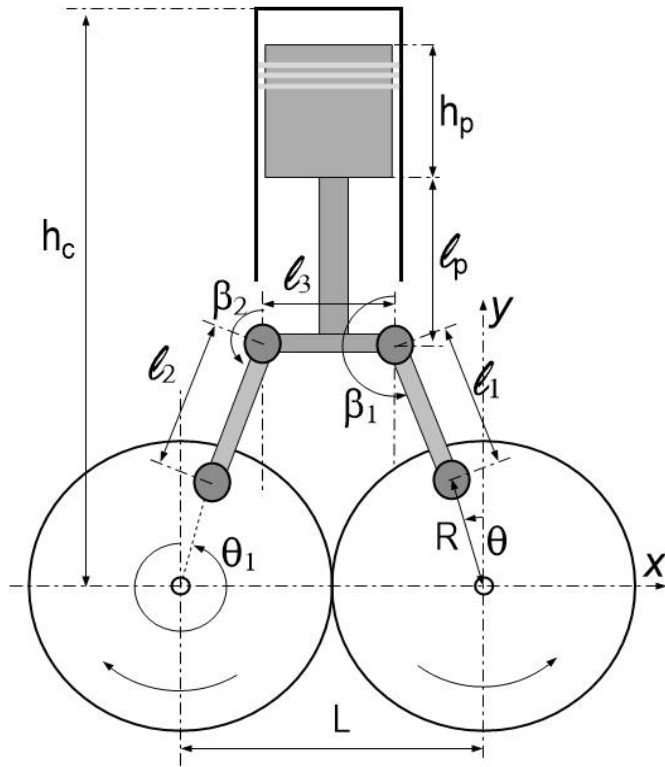
1. Motor tek silindirli, dört zamanlı ve buji ile ateşlemeli bir motordur.
2. Koordinat merkezi sağ dişli dönme merkezine yerleştirilmiştir.
3. Motor bloğunun y ekseninde öteleme ve z eksenini etrafında dönme hareketi gerçekleştirdiği kabul edilmiştir.
4. Hareketli tüm parçaların açısal ve doğrusal ataletleri dikkate alınmıştır.

5. Hareketli parçalar arasında ikincil hareketlere sebep olabilecek boşlukların olmadığı kabul edilmiştir.
6. Yer çekimi ivmesinden kaynaklanan etkiler göz ardı edilmiştir.

Rhombic-hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motorun dinamik modeli oluşturulurken, silindir içi gaz basınç kuvveti, piston silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme kuvveti, dişli yataklarında meydana gelen hidrodinamik sürtünmeler, hareketli parçaların doğrusal ve açısal ataletleri dikkate alınmıştır. Bu kuvvetlerin belirlenebilmesi için hareketli parçaların konum, hız ve ivme gibi büyüklüklerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle hareket denklemlerinin elde edilmesinden önce, ihtiyaç duyulan kinematik ilişkiler türetilmiştir.

3.2.1. Rhombic mekanizmasının kinematiği

Rhombic-hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motorun dinamik modelinin kurulabilmesi için koordinat merkezi rhombic mekanizmasında bulunan sağ dişlinin dönme merkezine yerleştirilmiştir. Şekil 3.6'da rhombic-hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motorun şematik gösterimi, bazı uzunluklar için kullanılan semboller ve koordinat sistemi görülmektedir. Sağ dişli saat yönünün tersinde hareket ederken sol dişli saat yönünde hareket etmektedir. Bu nedenle kinematik ilişkilerin elde edilmesinde dönme açısı sağ dişlinin dönme miktarı θ olarak alınmıştır. $\theta = 0$ iken sağ ve sol rhombus kollarının alt yatakları tam olarak düşey eksenin üzerinde yer almaktadır. Sol dişli açısı ise θ_1 olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.6. Rhombic mekanizmasının şematik çizimi ve koordinat sistemi

Termodinamik analizde verilen Eş. (3.12)'den başlayarak Eş. (3.25)'e kadar olan eşitlikler dinamik analiz de de aynen kullanılmıştır. Eş. (3.24) ve Eş. (3.25)'de pistonun hız ve ivme denklemleri türetilmiş termodinamik analizde kullanılmıştır.

Rhombus kolları hem açısal hem de doğrusal hareket gerçekleştirmektedirler. Bu kolların kütle ataletlerini dikkate alabilmek için açısal hareketlerinin yanında kütle merkezlerinin gerçekleştirdiği doğrusal hareketlerinin de tanımlanması gerekmektedir. Sağ ve sol rhombus kollarının ağırlık merkezlerinin düşey ekseninde gerçekleştirdikleri öteleme hareketleri,

$$y_{\ell_1} = R \cos \theta + \frac{\ell_1}{2} \cos(\beta_1 - \pi) \quad (3.66)$$

$$y_{\ell_2} = R \cos \theta + \frac{\ell_2}{2} \cos(\pi - \beta_2) \quad (3.67)$$

eşitlikleri ile tanımlanabilir. Rhombus kollarının düşey eksenindeki hızları,

$$\dot{y}_{\ell_1} = -R \sin(\theta) \dot{\theta} - \frac{\ell_1}{2} \sin(\beta_1 - \pi) \dot{\beta}_1 \quad (3.68)$$

$$\dot{y}_{\ell_2} = -R \sin \theta \dot{\theta} + \frac{\ell_2}{2} \sin(\pi - \beta_2) \dot{\beta}_2 \quad (3.69)$$

olur. Kolların düşey eksenindeki ivmeleri ise,

$$\ddot{y}_{\ell_1} = -R \cos(\theta) \dot{\theta}^2 - R \sin(\theta) \ddot{\theta} - \frac{\ell_1}{2} \cos(\beta_1 - \pi) \dot{\beta}_1^2 - \frac{\ell_1}{2} \sin(\beta_1 - \pi) \ddot{\beta}_1 \quad (3.70)$$

$$\ddot{y}_{\ell_2} = -R \cos \theta \dot{\theta}^2 - R \sin \theta \ddot{\theta} - \frac{\ell_2}{2} \cos(\pi - \beta_2) \dot{\beta}_2^2 + \frac{\ell_2}{2} \sin(\pi - \beta_2) \ddot{\beta}_2 \quad (3.71)$$

eşitlikleri ile tanımlanmıştır. Rhombus kollarının yatay eksenindeki ötelemeleri ise,

$$x_{\ell_1} = -R \sin \theta - \frac{\ell_1}{2} \sin(\beta_1 - \pi) \quad (3.72)$$

$$x_{\ell_2} = R \sin \theta + \frac{\ell_2}{2} \sin(\pi - \beta_2) - L \quad (3.73)$$

olarak tanımlanabilir. Son iki eşitlik kullanılarak rhombus kollarının yatay eksenindeki hız ve ivmeleri,

$$\dot{x}_{\ell_1} = -R \cos \theta \dot{\theta} - \frac{\ell_1}{2} \cos(\beta_1 - \pi) \dot{\beta}_1 \quad (3.74)$$

$$\dot{x}_{\ell_2} = R \cos \theta \dot{\theta} - \frac{\ell_2}{2} \cos(\pi - \beta_2) \dot{\beta}_2 \quad (3.75)$$

$$\ddot{x}_{\ell_1} = R \sin \theta \dot{\theta}^2 - R \cos \theta \ddot{\theta} + \frac{\ell_1}{2} \sin(\beta_1 - \pi) \dot{\beta}_1^2 - \frac{\ell_1}{2} \cos(\beta_1 - \pi) \ddot{\beta}_1 \quad (3.76)$$

$$\ddot{x}_{\ell_2} = -R \sin \theta \dot{\theta}^2 + R \cos \theta \ddot{\theta} - \frac{\ell_2}{2} \sin(\pi - \beta_2) \dot{\beta}_2^2 - \frac{\ell_2}{2} \cos(\pi - \beta_2) \ddot{\beta}_2 \quad (3.77)$$

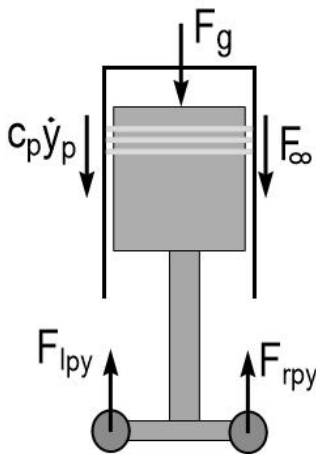
şeklinde ifade edilebilir.

3.2.2. Hareket denklemlerinin elde edilmesi

İçten yanmalı motorlarda hareketli parçalar atalet kuvvetlerinin yanında, silindir içi gaz basınç kuvveti, piston silindir arası hidrodinamik ve kuru sürtünme kuvveti, muylularda meydana gelen hidrodinamik sürtünme momentleri ve motora etki eden harici yük momenti gibi kuvvet ve momentlere maruz kalmaktadırlar. Bu bölümde dinamik modelin kurulabilmesi için gerekli olan hareket denklemleri Newton'un İkinci Yasası kullanılarak elde edilmiştir.

3.2.3. Pistona etki eden kuvvetler ve pistonun hareket denklemi

Klasik içten yanmalı motorlarda pistona etki eden gaz basıncı kuvveti biyel vasıtasıyla krank mili üzerinde bir döndürme momenti yaratmaktadır. Bu sırada biyelin gerçekleştirdiği açısal hareket nedeniyle piston yan yüzeylerinde bir yaslanma kuvveti meydana gelmektedir. Rhombic mekanizması kullanılan bir içten yanmalı motorda piston yine açısal hareket gerçekleştiren kolların etkisi altındadır. Ancak kollardaki açısal hareket birbirine zıt yönde gerçekleştiğinden piston yan yüzey kuvvetinin oluşması engellenmektedir. Şekil 4.3'te pistona etki eden kuvvetler görülmektedir.



Şekil 3.7. Pistona etki eden kuvvetler

Pistona yanma odası tarafından gaz basınç kuvveti, rhombus kollarının tepki kuvvetleri, segman kuvveti ve hidrodinamik sürtünme kuvveti etki etmektedir. Sürtünme kuvvetleri

piston hareketine zıt yönde oluşmaktadır. Bu kuvvetleri dikkate alarak pistonun hareket denklemi,

$$m_p \ddot{y}_p = F_{rpy} + F_{lpy} + F_{ch} - F_g - c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p) \quad (3.78)$$

şeklinde yazılabilir. Son eşitlikte pistonun ivmesi kinematik olarak belirli olduğundan, bu eşitlik rhombus kollarının tepki kuvvetlerini belirlemek için kullanılabilir. Son eşitlikten,

$$F_{rpy} + F_{lpy} = m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p) \quad (3.79)$$

yazılabilir. Dişliler silindire simetrik yerleştirildiğinden ve rhombus kollarının uzunlukları eşit olduğundan,

$$F_{rpy} = F_{lpy} \quad (3.80)$$

olur.

Dolayısıyla Eş. (3.81),

$$F_{rpy} = F_{lpy} = \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \quad (3.81)$$

şeklinde yazılabilir. Son eşitlikte F_g silindir gaz basınç kuvvetini, F_{ch} karter gaz basınç kuvvetini, F_∞ segmanlardan kaynaklanan sürtünme kuvvetini ve $c_p \dot{y}_p$ hidrodinamik sürtünme kuvvetini ifade etmektedir. Kartar gaz basınç kuvveti birçok çalışmada 1 bar olarak sabit alınmıştır [4,11,91]. Bu çalışmada da karter gaz basınç kuvvetinin sabit ve 1 bar olduğu kabul edilmiştir.

Silindir içi gaz basınç kuvveti

Pistona etki eden silindir gaz basınç kuvvetinin dinamik modelde kullanılabilmesi için krank açısına bağlı olarak tanımlanması gerekmektedir. Dinamik modelde pistona etki eden gaz basınç kuvveti için, üçüncü bölümde termodinamik modelden elde edilen silindir içi basınç

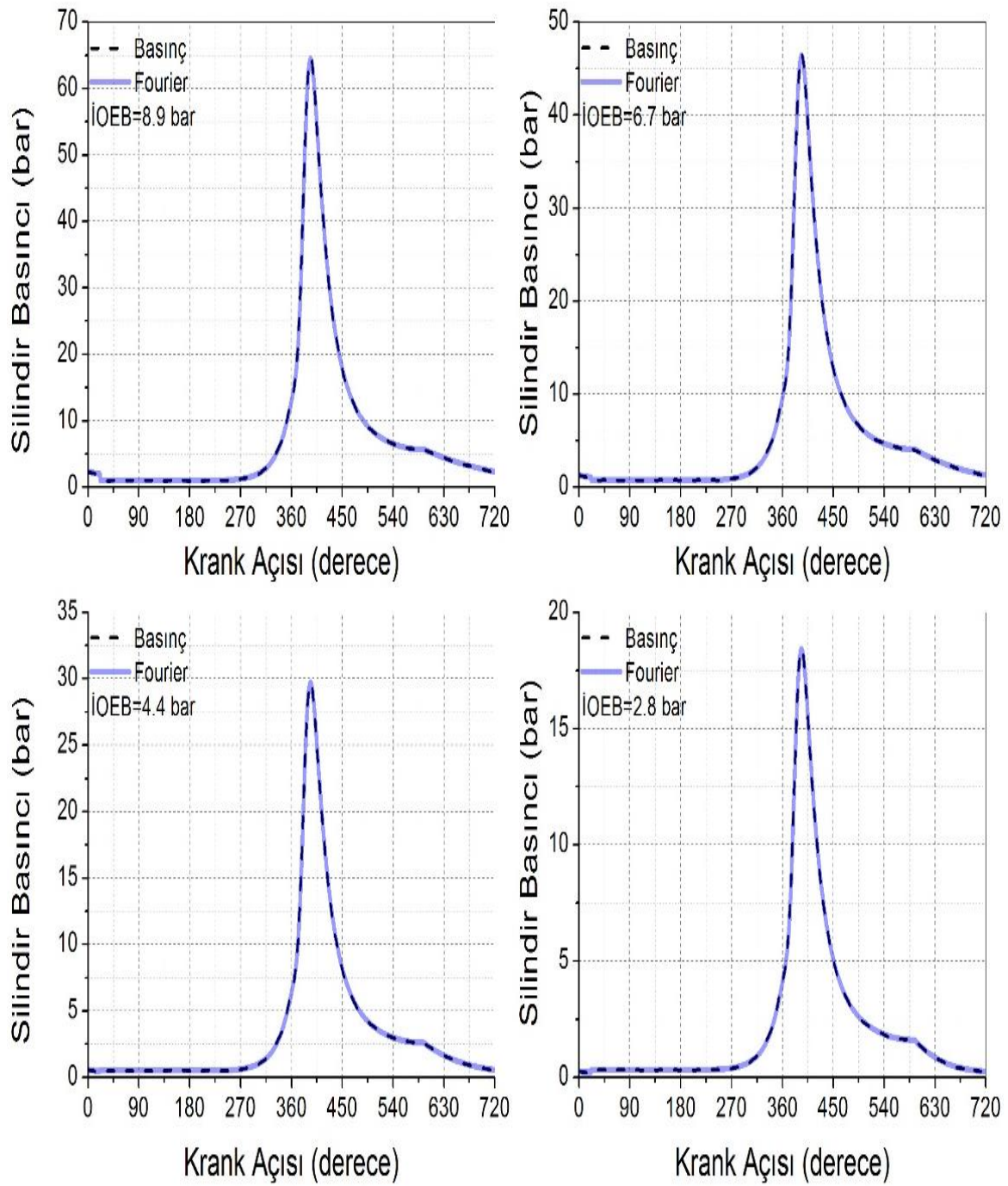
profilleri kullanılmıştır. Termodinamik modelden elde edilen dört farklı indike ortalama efektif basınç değerine sahip basınç profilleri motorun düşük ve yüksek yük durumlarındaki titreşim davranışlarını incelemek için kullanılmıştır.

Termodinamik modelden elde edilen basınç profilleri bir derece krank açısı aralığında bir çevrim için elde edilmiştir. Ancak dinamik model zamana bağlı olduğundan, silindir basıncını herhangi bir krank açısında tanımlayabilen bir ifadeye ihtiyaç duyulmaktadır. Farklı silindir basınç profillerinin dinamik modele etkisini inceleyebilmek için indike ortalama efektif basınçları sırasıyla 8,9, 6,7, 4,4 ve 2,8 bar olan basınç dataları kullanılmıştır.

Bu nedenle termodinamik modelden elde edilen basınç verileri Fourier serisine açılarak,

$$P(\theta) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n (A_k \cos k\theta + B_k \sin k\theta) \quad (3.82)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada $P(\theta)$ krank açısına bağlı basıncı, A_k ve B_k ise Fourier katsayılarını ifade etmektedir. Farklı ortalama efektif basınçlara sahip basınç profilleri için A_k ve B_k değerleri Çizelge 3.6'da verilmiştir. Termodinamik modelden elde edilen basınç verileri ile Fourier serisine açılmış halleri Şekil 3.8'de görülmektedir. Şekil incelendiğinde basınç profillerinin Fourier serisi ile tanımlanabildiği görülmektedir.



Şekil 3.8. Silindir basınçları ile Fourier serisi sonuçlarının karşılaştırılması

Çizelge 3.6. Dört farklı basınç profili için Fourier katsayıları

İÖEB	2,8 bar		4,4 bar		6,7 bar		8,9 bar	
Katsayılar	Ak	Bk	Ak	Bk	Ak	Bk	Ak	Bk
0	443,28	0	719,042	0	1134,518	0	1587,072	0
1	-305,30	-115,24	-483,39	-193,96	-739,72	-315,80	-1009,37	-450,40
2	202,96	113,177	326,169	177,397	511,427	267,889	713,493	361,565
3	-167,88	-94,100	-271,02	-158,82	-422,675	-260,96	-584,172	-375,57
4	127,031	100,546	200,203	162,868	307,166	253,019	421,806	347,675
5	-87,691	-87,384	-141,74	-142,40	-222,411	-226,74	-309,234	-319,99
6	66,558	75,472	106,723	124,055	165,635	195,920	228,765	272,436
7	-50,924	-68,613	-80,785	-112,92	-124,835	-180,57	-171,985	-255,13
8	34,795	62,236	55,667	100,742	86,377	157,369	119,346	217,487
9	-24,923	-51,763	-40,357	-85,515	-63,407	-137,23	-88,260	-194,38
10	19,200	46,368	30,294	75,773	46,416	119,188	63,578	165,349
11	-13,219	-41,150	-21,077	-67,435	-32,790	-107,52	-45,446	-151,71
12	8,394	35,799	13,591	58,222	21,266	91,227	29,489	126,280
13	-6,549	-30,209	-10,488	-50,032	-16,385	-80,491	-22,783	-114,21
14	4,647	27,649	7,159	44,849	10,743	70,046	14,506	96,868
15	-2,480	-23,649	-4,138	-38,844	-6,748	-62,162	-9,670	-87,995
16	1,632	20,421	2,615	33,300	4,010	52,172	5,460	72,091
17	-1,495	-17,642	-2,301	-29,143	-3,561	-46,875	-4,980	-66,599
18	0,5705	16,029	0,8574	25,848	1,225	40,093	1,571	55,009
19	-0,1218	-13,126	-0,3478	-21,730	-0,8206	-35,076	-1,437	-50,002
20	0,3215	11,614	0,4039	18,864	-0,4432	29,362	0,4154	40,300
21	-0,2226	-10,050	-0,3522	-16,550	-0,6325	-26,650	-1,018	-37,985
22	-0,1807	8,840	-0,2553	14,222	-0,3980	21,920	-0,5950	29,853
23	-0,6410	-7,032	-0,1645	-11,754	-0,4124	-19,201	-0,7685	-27,653
24	0,2174	6,508	0,2445	10,441	0,2048	15,994	0,0908	21,636
25	-0,3614	-5,367	-0,1425	-8,868	-0,4090	14,412	-0,7913	-20,746
26	0,2658	4,586	0,0567	7,367	0,0546	11,243	0,0024	15,109
27	-0,3391	-3,648	-0,5536	-6,138	-0,9484	-10,163	-1,450	-14,839
28	0,2431	3,494	0,3486	5,497	0,4429	8,195	0,4800	10,793
29	0,1663	-2,570	-0,3719	-4,333	0,7813	-7,242	-1,315	-10,683
30	0,3237	2,272	0,4814	3,610	0,6484	5,361	0,7595	6,973

Fourier serisi ile tanımlanan silindir basıncı pistona etki eden gaz basınç kuvvetinin belirlenmesinde kullanılmıştır. Gaz basınç kuvveti,

$$F_g(\theta) = A_p P(\theta) \quad (3.83)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte F_g pistonu etki eden gaz basınç kuvvetini, A_p ise piston tepesi yüzey alanını ifade etmektedir.

Sürtünme kuvvetleri

İçten yanmalı motorlarda piston-silindir arasında meydana gelen sürtünme, motorda meydana gelen toplam sürtünme kaybının önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. İçten yanmalı motorların dinamik modellemesinde sürtünmeleri dikkate almak modelin doğruluğunu ve geçerliliğini arttırmaktadır [4,91-93]. Klasik içten yanmalı motorlarda piston ile silindir arasında hem hidrodinamik hem de kısmi kuru sürtünme meydana gelmektedir. Bu iki tip sürtünmeye asperity sürtünmesi ismi de verilmektedir [94,95]. Kuru sürtünme Coulomb sürtünmesi olarak da bilinmektedir ve yüzeye dik doğrultuda etki eden kuvvetin neticesinde ortaya çıkmaktadır. Klasik krank mekanizmalı motorlarda piston yaslanma kuvveti nedeniyle meydana gelen kuru sürtünme, rhombic mekanizmalı motorda yaslanma kuvvetinin olmaması nedeniyle ortadan kalkmaktadır. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda piston yaslanmasına bağlı bir sürtünme kuvveti bulunmamaktadır. Ancak yağlama yağının viskoz özelliklerinden kaynaklanan hidrodinamik bir sürtünme mevcuttur. Hidrodinamik sürtünme kuvveti,

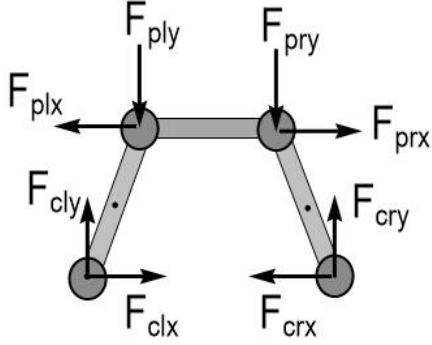
$$F_{\mu} = C_p \dot{y}_p \quad (3.84)$$

eşitliği ile tanımlanmaktadır. Burada C_p piston-silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısını ifade etmektedir. Daha önce gerçekleştirilen dinamik modelleme çalışmalarında bu değer yaklaşık 0,001 olarak alınmıştır [4,91]. Eş. (3.78)'de görülen F_{∞} segmanların silindir duvarına uyguladığı baskıdan kaynaklanan sabit bir sürtünme kuvvetidir. Bu kuvvet önceki yapılan çalışmalarda 30-60 N aralığında kabul edildiği görülmektedir [4,96].

3.2.4. Rhombic kollarının hareket denklemleri

Rhombic-hareket mekanizmasında kullanılan rhombus kolları, klasik içten yanmalı motorlardaki biyel gibi hem doğrusal hem de açısal hareket gerçekleştirmektedirler. Alt uçları dişlilere bağlı olan rhombus kolları dişlilerin dönmesi nedeniyle salınım hareketi gerçekleştirirler. Bu salınım hareketi kütle merkezinin yatay ve düşey ekseninde ivmeli

hareket gerçekleştirmesine neden olmaktadır. Dolayısıyla rhombus kolları için iki doğrusal birde açısal hareket denklemi yazılması gerekmektedir.



Şekil 3.9. Rhombus kollarına etki eden kuvvetler

Şekil 3.9’da rhombus kollarına krank ve piston tarafından etki eden kuvvetler görülmektedir. Piston tarafından sağ rhombus koluna etki eden kuvvet rhombus kolu doğrultusundadır ve

$$\vec{F}_{pr} = F_{prx} \mathbf{i} - F_{rpy} \mathbf{j} \quad (3.85)$$

olarak ifade edilebilir. Benzer şekilde sağ dişlinin rhombus koluna uyguladığı kuvvet,

$$\vec{F}_{cr} = -F_{crx} \mathbf{i} + F_{cry} \mathbf{j} \quad (3.86)$$

şeklindedir. Son iki kuvvet kullanılarak sağ rhombus kolunun hareket denklemi,

$$\vec{F}_{pr} + \vec{F}_{cr} = m_r \vec{a}_r \quad (3.87)$$

olarak yazılır. Vektörel formda olan son eşitlik,

$$F_{prx} \mathbf{i} - F_{rpy} \mathbf{j} - F_{crx} \mathbf{i} + F_{cry} \mathbf{j} = m_r \ddot{x}_{\ell_1} \mathbf{i} + m_r \ddot{y}_{\ell_1} \mathbf{j} \quad (3.88)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Bu eşitlikte aynı birim vektöre sahip terimler ayrıştırılarak,

$$m_r \ddot{x}_{\ell_1} = F_{prx} - F_{crx} \quad (3.89)$$

$$m_r \ddot{y}_{\ell_1} = F_{cry} - F_{pry} \quad (3.90)$$

yazılabilir. Son iki eşitlikten sağ rhombus koluna dişli tarafından etki eden yatay ve düşey kuvvet,

$$F_{crx} = F_{prx} - m_r \ddot{x}_{\ell_1} \quad (3.91)$$

$$F_{cry} = m_r \ddot{y}_{\ell_1} + F_{pry} \quad (3.92)$$

olarak yazılabilir. Eş. (3.90)'daki F_{prx} kuvvetinin belirlenebilmesi için bir denkleme daha ihtiyaç duyulmaktadır. Bu denklem rhombus kolunun açısal momentum denkleminde elde edilmiştir. Cisimlerdeki dönme miktarı cismin her yerinde aynı miktarda gerçekleştiğinden açısal momentum denkleminin kurulabilmesi için rhombus kolunun ağırlık merkezine göre moment alınmıştır. Dolayısıyla sağ rhombus kolunun açısal hareket denklemi,

$$I_r \ddot{\beta}_1 = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \ell_1 \sin(\beta_1 - \pi)/2 & -\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)/2 & 0 \\ -F_{crx} & F_{cry} & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ -\ell_1 \sin(\beta_1 - \pi)/2 & \ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)/2 & 0 \\ F_{prx} & -F_{pry} & 0 \end{vmatrix} + c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}_1) - c_{km}\dot{\beta}_1 \quad (3.93)$$

olarak yazılabilir. Burada c_{km} muylulardaki hidrodinamik sürtünme katsayısıdır. Son eşitlik Eş. (3.93) ve (3.94) yerine yazılarak düzenlenirse F_{prx} kuvveti,

$$F_{prx} = \frac{m_r \ddot{y}_{\ell_1}}{2} \tan(\beta_1 - \pi) + F_{pry} \tan(\beta_1 - \pi) + \frac{m_r \ddot{x}_{\ell_1}}{2} + \frac{c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}_1) - c_{km}\dot{\beta}_1 - I_r \ddot{\beta}_1}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \quad (3.94)$$

olarak elde edilir. Eş. (3.91) düzenlenerek dişlinin sağ rhombus koluna uyguladığı kuvvet,

$$\begin{aligned} \vec{F}_{cr} = & - \left(\frac{m_r \ddot{y}_{\ell_1}}{2} \tan(\beta_1 - \pi) + F_{pry} \tan(\beta_1 - \pi) \right) i \\ & - \left(\frac{m_r \ddot{x}_{\ell_1}}{2} + \frac{c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}_1) - c_{km}\dot{\beta}_1 - I_r \ddot{\beta}_1}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \right) i \\ & + \left(m_r \ddot{y}_{\ell_1} + \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_{\infty} \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \right) j \end{aligned} \quad (3.95)$$

olarak tanımlanabilir. Sağ rhombus kolunun sağ dişliye uyguladığı kuvvet son eşitlikte tanımlanan kuvvetle skalar olarak aynı ancak zıt yönlüdür. Bu nedenle sağ rhombus kolunun sağ dişliye uyguladığı kuvvet,

$$\vec{F}_{rc} = F_{crx} i - F_{cry} j \quad (3.96)$$

olarak yazılabilir. Son eşitlik düzenlenerek,

$$\begin{aligned} \vec{F}_{rc} = & \left(\frac{m_r \ddot{y}_{\ell_1}}{2} \tan(\beta_1 - \pi) + F_{pry} \tan(\beta_1 - \pi) \right) i \\ & - \left(\frac{m_r \ddot{x}_{\ell_1}}{2} + \frac{c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}_1) - c_{km}\dot{\beta}_1 - I_r \ddot{\beta}_1}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \right) i \\ & - \left(m_r \ddot{y}_{\ell_1} + \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_{\infty} \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \right) j \end{aligned} \quad (3.98)$$

elde edilir.

Sol rhombus koluna etki eden kuvvet ise,

$$\vec{F}_{pl} = -F_{plx} i - F_{lpy} j \quad (3.99)$$

olarak ifade edilebilir. Sağ dişlinin rhombus koluna uyguladığı kuvvet,

$$\vec{F}_{cl} = F_{clx} i + F_{cly} j \quad (3.100)$$

şeklindedir. Son iki kuvvet kullanılarak sol rhombus kolunun hareket denklemi,

$$\vec{F}_{pl} + \vec{F}_{cl} = m_l \vec{a}_l \quad (3.101)$$

şeklinde yazılır. Son eşitlikten birim vektörler taraf tarafa ayrıştırılarak,

$$m_l \ddot{x}_{\ell_2} = F_{clx} - F_{plx} \quad (3.102)$$

$$m_l \ddot{y}_{\ell_2} = F_{cly} - F_{ply} \quad (3.103)$$

yazılabilir. Son iki eşitlikten sol rhombus koluna dişli tarafından etki eden yatay ve düşey kuvvet sırasıyla,

$$F_{clx} = m_l \ddot{x}_{\ell_2} + F_{plx} \quad (3.104)$$

$$F_{cly} = m_l \ddot{y}_{\ell_2} + F_{ply} \quad (3.105)$$

olarak yazılabilir. Sol rhombus kolunun açısal hareket denklemi,

$$I_r \ddot{\beta}_2 = \begin{vmatrix} i & j & k \\ -\ell_2 \sin(\pi - \beta_2)/2 & -\ell_2 \cos(\pi - \beta_2)/2 & 0 \\ F_{clx} & F_{cly} & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ \ell_2 \sin(\pi - \beta_2)/2 & \ell_2 \cos(\pi - \beta_2)/2 & 0 \\ -F_{plx} & -F_{ply} & 0 \end{vmatrix} + c_{km}(-\dot{\theta} - \dot{\beta}_2) - c_{km} \dot{\beta}_2 \quad (3.106)$$

olarak yazılabilir.

Son eşitlik düzenlenerek F_{plx} kuvveti,

$$F_{plx} = F_{lpy} \tan(\pi - \beta_2) - \frac{m_l \ddot{x}_{\ell_2}}{2} + \frac{m_l \ddot{y}_{\ell_2}}{2} \tan(\pi - \beta_2) - \frac{c_{km}(-\dot{\theta} - \dot{\beta}_2) + c_{km}\dot{\beta}_2 - I_r \ddot{\beta}_2}{\ell_2 \cos(\pi - \beta_2)} \quad (3.107)$$

olarak elde edilir. Sol dişlinin sol rhombus koluna uyguladığı kuvvet,

$$\vec{F}_{cl} = \left(\begin{aligned} &\frac{m_l \ddot{x}_{\ell_2}}{2} + F_{lpy} \tan(\pi - \beta_2) + \frac{m_l \ddot{y}_{\ell_2}}{2} \tan(\pi - \beta_2) \\ &-\frac{c_{km}(-\dot{\theta} - \dot{\beta}_2) + c_{km}\dot{\beta}_2 - I_r \ddot{\beta}_2}{\ell_2 \cos(\pi - \beta_2)} \end{aligned} \right) i + \left(m_l \ddot{y}_{\ell_2} + \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \right) j \quad (3.108)$$

olarak ifade edilir. Sol rhombus kolunun sol dişliye uyguladığı kuvvet,

$$\vec{F}_{lc} = -F_{clx} i - F_{cly} j \quad (3.109)$$

olduğundan,

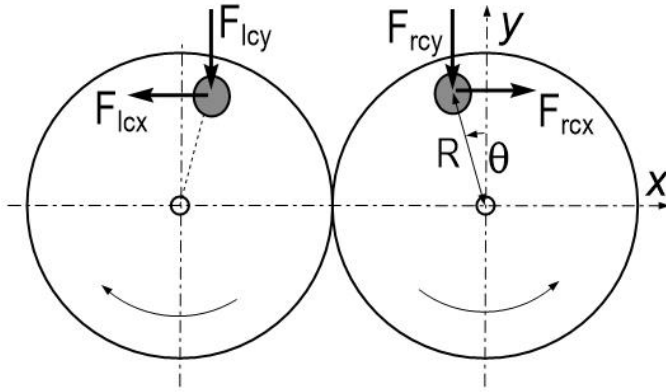
$$\vec{F}_{lc} = - \left(\begin{aligned} &\frac{m_l \ddot{x}_{\ell_2}}{2} + F_{lpy} \tan(\pi - \beta_2) + \frac{m_l \ddot{y}_{\ell_2}}{2} \tan(\pi - \beta_2) \\ &-\frac{c_{km}(-\dot{\theta} - \dot{\beta}_2) + c_{km}\dot{\beta}_2 - I_r \ddot{\beta}_2}{\ell_2 \cos(\pi - \beta_2)} \end{aligned} \right) i - \left(m_l \ddot{y}_{\ell_2} + \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \right) j \quad (3.110)$$

elde edilir.

3.2.5. Çıkış mili hareket denklemi

Rhombic mekanizmalı motorda güç çıkışının sağ dişli üzerinden yapıldığı kabul edilmiştir. Gaz kuvveti, sürtünme kuvvetleri ve momentleri, hareketli parçaların atalet etkileri altında

bulunan dişlilerde zamana bağlı değişen bu kuvvetler nedeniyle bir miktar hız dalgalanması meydana gelmektedir. Hız dalgalanmalarının en büyük nedeni gaz basınç kuvveti ve atalet etkileridir. Şekil 3.10'da sağ ve sol dişliye etki eden kuvvetler görülmektedir. Rhombus kollarından dişli üzerinde yer alan pimlere etki eden bu kuvvetlerin bileşkeleri Eş. (3.92) ve (3.105)'de verilmiştir. Bu kuvvetler sağ ve sol dişlide sırasıyla M_{cr} ve M_{cl} döndürme momentlerini oluşturmaktadır.



Şekil 3.10. Dişlilere etki eden kuvvetler

$\vec{F}_{lr}$ kuvveti sağ dişliyi döndürmeye zorlayan kuvvettir. Bu kuvvetin sağ dişli üzerinde yarattığı moment,

$$M_{cr} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ -r \sin \theta & r \cos \theta & 0 \\ F_{crx} & -F_{cry} & 0 \end{vmatrix} \quad (3.111)$$

ile hesaplanabilir. Buradan sağ dişliye etki eden moment,

$$M_{cr} = -r \cos \theta \left(\frac{m_r \ddot{y}_{\ell_1}}{2} \tan(\beta_1 - \pi) + F_{pry} \tan(\beta_1 - \pi) \right) - \frac{m_r \ddot{x}_{\ell_1}}{2} + \frac{c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}_1) - c_{km}\dot{\beta}_1 - I_r \ddot{\beta}_1}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \quad (3.112)$$

$$+ r \sin \theta \left(m_r \ddot{y}_{\ell_1} + \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \right)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Benzer şekilde sol dişliye sol rhombus kolu tarafından uygulanan bileşke kuvvet $\vec{F}_{lr}$ 'nin sol dişli üzerinde yarattığı moment ise,

$$M_{cr} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ r \sin \theta & r \cos \theta & 0 \\ -F_{clx} & -F_{cly} & 0 \end{vmatrix} \quad (3.113)$$

ile hesaplanabilir. Buradan sol dişliye etki eden moment,

$$M_{cr} = r \cos \theta \left(\frac{m_l \ddot{x}_{\ell_2}}{2} + F_{lpy} \tan(\pi - \beta_2) + \frac{m_l \ddot{y}_{\ell_2}}{2} \tan(\pi - \beta_2) \right) - \frac{c_{km}(-\dot{\theta} - \dot{\beta}_2) + c_{km}\dot{\beta}_2 - I_r \ddot{\beta}_2}{\ell_2 \cos(\pi - \beta_2)} - r \sin \theta \left(m_l \ddot{y}_{\ell_2} + \frac{m_p \ddot{y}_p - F_{ch} + F_g + c_p \dot{y}_p - F_\infty \operatorname{sgn}(\dot{y}_p)}{2} \right) \quad (3.114)$$

şeklinde belirlenir. Rhombus kollarının yarattığı bu momentler dışında, sağ ve sol dişliye marş sırasında bir marş momenti M_s , ana yataklar ve kol muylularındaki hidrodinamik sürtünme momentleri ve dış kaynağa aktarılan harici yük momenti M_q etki etmektedir. Helisel dişlilerde güç aktarma kaybı %1'den küçük olduğundan bu modelde dişliler arasındaki sürtünme modelin karmaşıklığını azaltabilmek için ihmal edilmiştir [97-99]. Motordan sadece bir mil vasıtasıyla güç çıkışı alınacağından sağ dişlinin çıkış miline bağlı olduğu kabul edilmiştir. Sol dişliye etki eden momentler dişli aktarımı yoluyla sağ dişliye aktarılacağından eşdeğer kütle atalet momenti yaklaşımı yapılarak her iki dişlinin atalet etkilerinin sağ dişli üzerinde toplandığı kabul edilmiştir. Dişlilere etki eden momentler dikkate alınarak Newton'un ikinci yasası,

$$\sum M = I_{e\dot{\theta}} \ddot{\theta} \quad (3.115)$$

kullanılmak suretiyle çıkış milinin hareket denklemi,

$$I_{e\dot{\theta}} \ddot{\theta} = M_{cl} + M_{cr} + M_s - M_q - 2c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}) - 2c_\mu \dot{\theta} \quad (3.116)$$

şeklinde olur. Çözüm yöntemi olarak Taylor serisi metodu kullanılacağından, son eşitlikten ivme terimi çekilerek ve M_{cl}, M_{cr} momentleri yerine yazılarak,

$$\ddot{\theta} = \frac{r}{I_{eş}} \sin \theta (m_r \ddot{y}_{\ell_1} - m_l \ddot{y}_{\ell_2}) + \frac{M_s - M_q}{I_{eş}} - \frac{2c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}) + 2c_{\mu}\dot{\theta}}{I_{eş}} + \frac{r}{I_{eş}} \cos \theta \left(\begin{aligned} & \frac{m_l \ddot{x}_{\ell_2}}{2} + \frac{m_r \ddot{x}_{\ell_1}}{2} + \frac{m_l \ddot{y}_{\ell_2}}{2} \tan(\pi - \beta_2) - \frac{m_r \ddot{y}_{\ell_1}}{2} \tan(\beta_1 - \pi) \\ & + F_{py} \tan(\pi - \beta_2) - F_{pry} \tan(\beta_1 - \pi) \\ & - \frac{c_{km}(-\dot{\theta} - \dot{\beta}_2) + c_{km}\dot{\beta}_2 - I_r \ddot{\beta}_2}{\ell_2 \cos(\pi - \beta_2)} - \frac{c_{km}(\dot{\theta} - \dot{\beta}_1) - c_{km}\dot{\beta}_1 - I_r \ddot{\beta}_1}{\ell_1 \cos(\beta_1 - \pi)} \end{aligned} \right) \quad (3.117)$$

yazılabilir.

3.3. Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümü

Dinamik modellerin çözümünde sayısal yöntemlerin kullanılması oldukça yaygın bir yaklaşımdır. Dinamik modellerin başlangıç değer problemi olması ve genellikle nonlineer denklem takımlarından oluşması nedeniyle analitik çözümleri oldukça zor ve zahmetlidir. Bu nedenle Taylor serisi, Runge-Kutta ve geliştirilmiş Runge-Kutta gibi metotlar dinamik modellerin çözümünde sıklıkla kullanılmaktadır. Her bir yöntemin çözüm algoritması birbirinden farklı olduğundan çözüm süreleri ve hassasiyetleri de buna bağlı değişmektedir. Taylor serisi ve Runge-Kutta metotlarının hareket denklemlerinin çözümünde düşük adım aralığı kullanıldığı zaman hassasiyet ve çözüm süresi bakımından yakın sonuçlar verdiği ifade edilmiştir. Taylor serisi metodunda zaman adım aralığının iyice küçültülmesi ile çözüm hassasiyeti oldukça iyileşmektedir [4,96]. Bu çalışmada yeterli hassasiyeti sağlaması ve iteratif çözüme olanak tanınması nedeniyle Taylor serisi metodu kullanılmıştır.

Bir fonksiyonun herhangi bir noktadaki değerini hesaplayabilmek için Taylor serisi kullanılabilir. Fonksiyonun değerini belirli bir noktada Taylor serisi ile belirleyebilmek için istenen noktada fonksiyonun türevlerinin tanımlı olması gerekmektedir. Taylor serisini elde edebilmek için,

$$y(t) = c_0 + c_1(t - t_0) + c_2(t - t_0)^2 + c_3(t - t_0)^3 + c_4(t - t_0)^4 + \dots \quad (3.118)$$

şeklinde bir polinom dikkate alınabilir. Bu polinomda t_0 herhangi bir başlangıç anını ifade etmektedir ve fonksiyonun türevlerinin t_0 'da tanımlı olması gerekmektedir. Fonksiyonun türevleri,

$$\dot{y}(t) = c_1 + 2c_2(t-t_0) + 3c_3(t-t_0)^2 + 4c_4(t-t_0)^3 + \dots \quad (3.119)$$

$$\ddot{y}(t) = 2c_2 + 3 \cdot 2c_3(t-t_0) + 4 \cdot 3c_4(t-t_0)^2 + 5 \cdot 4c_5(t-t_0)^3 \dots \quad (3.120)$$

$$\ddot{\ddot{y}}(t) = 3 \cdot 2c_3 + 4 \cdot 3 \cdot 2c_4(t-t_0) + 5 \cdot 4 \cdot 3c_5(t-t_0)^2 + \dots \quad (3.121)$$

$$\ddot{\ddot{\ddot{y}}}(t) = 4 \cdot 3 \cdot 2c_4 + 5 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2c_5(t-t_0) + \dots \quad (3.122)$$

şeklinde olacaktır. Fonksiyonun herhangi bir noktadaki değeri bu fonksiyonun sonsuz sayıdaki türevinin ile tanımlanabilir. Sonsuz sayıda terim kullanmak mümkün olmadığı gibi terim sayısının belirli bir değerden fazla artması durumunda hesaplayıcıda yuvarlama hataları da artacaktır. Bu nedenle genellikle Taylor serisi belirli bir terime kadar açılır ve geri kalan terimler kesme hatası olarak ifade edilir. Bu durumda hesaplamada yapılan hata göz ardı edilebilecek kadar küçük mertebelidir. Terim sayısı modelin hassasiyetine bağlı olarak arttırılabilir. Eş. (3.119)-(3.122) aralığındaki fonksiyon ve türev denklemlerinde $t = t_0$ değeri verilerek,

$$c_0 = y(t_0) \quad (3.123)$$

$$c_1 = \frac{\dot{y}(t_0)}{1!} \quad (3.124)$$

$$c_2 = \frac{\ddot{y}(t_0)}{2!} \quad (3.125)$$

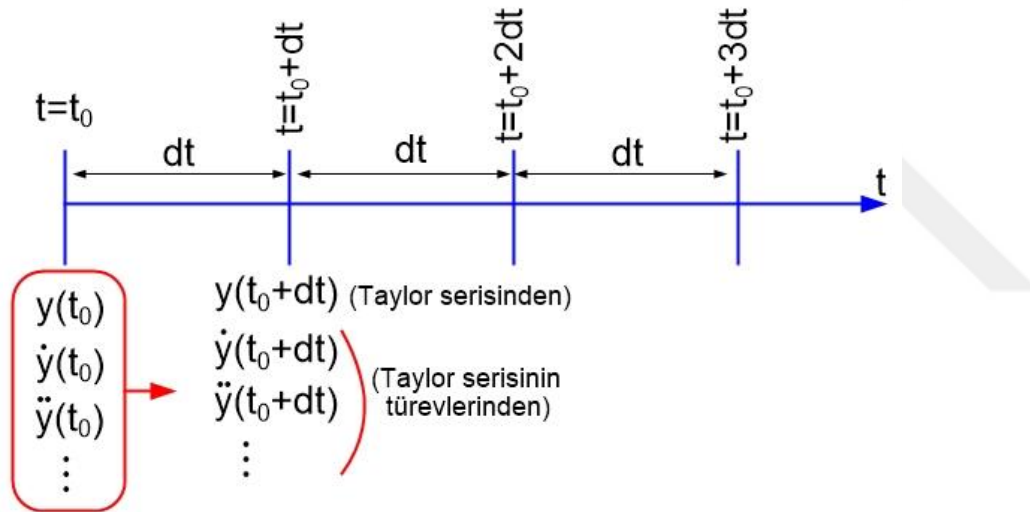
$$c_3 = \frac{\ddot{\ddot{y}}(t_0)}{3!} \quad (3.126)$$

$$c_4 = \frac{\ddot{y}(t_0)}{4!} \quad (3.127)$$

katsayıları bulunur. Bu katsayılar Eş. 3.118'deki polinomda yazılarak,

$$y(t) = y(t_0) + \frac{\dot{y}(t_0)}{1!}(t-t_0) + \frac{\ddot{y}(t_0)}{2!}(t-t_0)^2 + \frac{\ddot{y}(t_0)}{3!}(t-t_0)^3 + \frac{\ddot{y}(t_0)}{4!}(t-t_0)^4 + \dots \quad (3.128)$$

şeklinde Taylor serisi elde edilebilir.



Şekil 3.11. Taylor serisi çözüm şeması

Taylor serisi ile diferansiyel denklemlerin çözümünde başlangıç değerleri kullanılarak bir sonraki adımda fonksiyonun kendisi Taylor serisinden belirlenir. Çözülen diferansiyel denklem yüksek mertebeden bir denklem ise bir sonraki adım için diferansiyel denklemin daha düşük mertebeli türevleri Taylor serisinin türevi alınmak sureti ile elde edilebilir. Ancak diferansiyel denklemin mertebesinden olan türev ana denklemin kendisinden hesaplanmaktadır. Şekil 3.11'de Taylor serisi ile diferansiyel denklem çözümüne ilişkin bir şema görülmektedir. Çözümde hatayı azaltabilmek için adım aralığı küçültülebilir veya daha fazla terim ihtiva eden bir seri kullanılabilir.

Bu çalışmada krank milinin açısal hareket denklemi ikinci mertebeden bir diferansiyel denklemdir. Bu denklemin Taylor serisi ile çözümü için ikinci mertebeye kadar seri açılmıştır. Krank milinin açısal hızı,

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \frac{\dot{\theta}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 + O(h^3) \quad (3.129)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada ikinci terimden sonrası kesme hatası olup hatanın mertebesi h^3 'dür. Hareket denklemi ikinci mertebeden bir diferansiyel denklem olduğundan krank milinin açısal hızı son eşitliğin türevi alınarak,

$$\dot{\theta}_i = \dot{\theta}_{i-1} + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{1!} \Delta t + O(h^2) \quad (3.130)$$

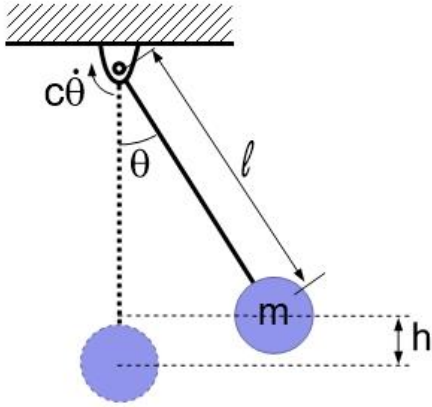
ile hesaplanabilir. Burada h^3 mertebesindeki hata adım aralığının küçültülmesi ile telafi edilebilmektedir. Krank mili açısal ivmesi için ise Eş. (3.117)'deki krank mili açısal hareket denkleminin kendisi kullanılacaktır. Çözümde zaman adım aralığı olarak $\Delta t = 0.00005$ s seçilmiştir. Hareket denkleminin çözümünde kullanılan başlangıç şartları ise,

$$\begin{aligned} t = 0 &\rightarrow \theta = 0 \\ t = 0 &\rightarrow \dot{\theta} = 0 \end{aligned} \quad (3.131)$$

şeklindedir.

3.3.1. Taylor serisi ve analitik çözümünün karşılaştırılması

Bu bölümde Taylor serisi metodunun uygulaması ve analitik sonuçla karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.8'de görülen sarkaç kütesiz rijit bir çubuk ve bu çubuğum ucuna bağlanmış m kütesinden oluşmaktadır. Sarkacın dönme merkezinde viskoz bir sönümleyici bulunmaktadır.



Şekil 3.12. Sarkaç

Sarkacın hareket denklemi,

$$I\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + mg\ell \sin \theta = 0 \quad (3.132)$$

şeklinde olur. Kütlenin dönme merkezine göre kütle atalet momenti $I = m\ell^2$ olup yerine yazılır ve eşitlik tekrar düzenlenirse,

$$\ddot{\theta} + \frac{c}{m\ell^2} \dot{\theta} + \frac{g}{\ell} \sin \theta = 0 \quad (3.133)$$

olur. Sarkacın küçük salınım hareketleri yaptığı kabulü ile $\sin \theta \cong \theta$ yazılabilir. Dolayısıyla hareket denkleminin son hali,

$$\ddot{\theta} + \frac{c}{m\ell^2} \dot{\theta} + \frac{g}{\ell} \theta = 0 \quad (3.134)$$

olacaktır. Bu denklemin genel çözümü,

$$\theta = e^{-\frac{c}{2m\ell^2}t} \left[Ae^{\left(\sqrt{\frac{c^2}{4m^2\ell^4} - \frac{g}{\ell}}\right)t} + Be^{\left(-\sqrt{\frac{c^2}{4m^2\ell^4} - \frac{g}{\ell}}\right)t} \right] \quad (3.135)$$

şeklindedir. Son eşitliğin bir titreşim hareketi olabilmesi için kareköklü terimin negatif olması gerekmektedir. Son eşitlikten kritik sönüm oranı kareköklü terimini içi sıfıra eşitlenerek,

$$c_k = 2m\ell^2 \sqrt{\frac{g}{\ell}} \quad (3.136)$$

olarak belirlenir. Sönüm oranı sistemin sönüm değerinin kritik sönüm değerine oranı olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla sönüm oranı,

$$\xi = \frac{c}{2m\ell^2 \sqrt{\frac{g}{\ell}}} \quad (3.137)$$

şeklinde belirlenir. Sistemin doğal frekansı ise,

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{\ell}} \quad (3.138)$$

şeklindedir. Son iki terim Eş. (3.134)'de kullanılarak,

$$\ddot{\theta} + 2\omega\xi\dot{\theta} + \omega^2\theta = 0 \quad (3.139)$$

elde edilir. Son eşitliğin karakteristik ifadesi,

$$S^2 + 2\xi\omega S + \omega^2 = 0 \quad (3.140)$$

şeklindedir. Düşük sönümlü bir sistem kabulü ile denklemin kökleri,

$$S_1 = -\xi\omega + \omega i\sqrt{1-\xi^2} \quad (3.141)$$

$$S_2 = -\xi\omega - \omega i\sqrt{1-\xi^2} \quad (3.142)$$

şeklinde olur ve genel çözüm,

$$\theta = e^{-\xi\omega t} \left[C_1 \cos \omega\sqrt{1-\xi^2} t + C_2 \sin \omega\sqrt{1-\xi^2} t \right] \quad (3.143)$$

şeklinde elde edilir. C_1 ve C_2 katsayılarını bulmak için başlangıç şartlarından faydalanılmaktadır. Başlangıç şartları,

$$\begin{aligned} t=0 & \rightarrow \theta = \theta_0 \\ t=0 & \rightarrow \dot{\theta} = \dot{\theta}_0 \end{aligned} \quad (3.144)$$

olarak tanımlanırsa,

$$C_1 = \theta_0 \quad (3.145)$$

$$C_2 = \frac{\dot{\theta}_0 + \omega\xi\theta_0}{\omega\sqrt{1-\xi^2}} \quad (3.146)$$

olarak elde edilir ve sarkacın dönme hareketi analitik olarak,

$$\theta = e^{-\xi\omega t} \left[\theta_0 \cos \omega\sqrt{1-\xi^2} t + \frac{\dot{\theta}_0 + \omega\xi\theta_0}{\omega\sqrt{1-\xi^2}} \sin \omega\sqrt{1-\xi^2} t \right] \quad (3.147)$$

eşitliği ile tanımlanır. Sistemin hareket denkleminin Taylor serisi metodu ile çözümü için açısıl yer değiştirme,

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \frac{\dot{\theta}_{i-1}}{1!} \Delta t + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{2!} \Delta t^2 \quad (3.148)$$

şeklinde seriye açılabilir. Açısıl hız ifadesi ise,

$$\dot{\theta}_i = \dot{\theta}_{i-1} + \frac{\ddot{\theta}_{i-1}}{1!} \Delta t \quad (3.149)$$

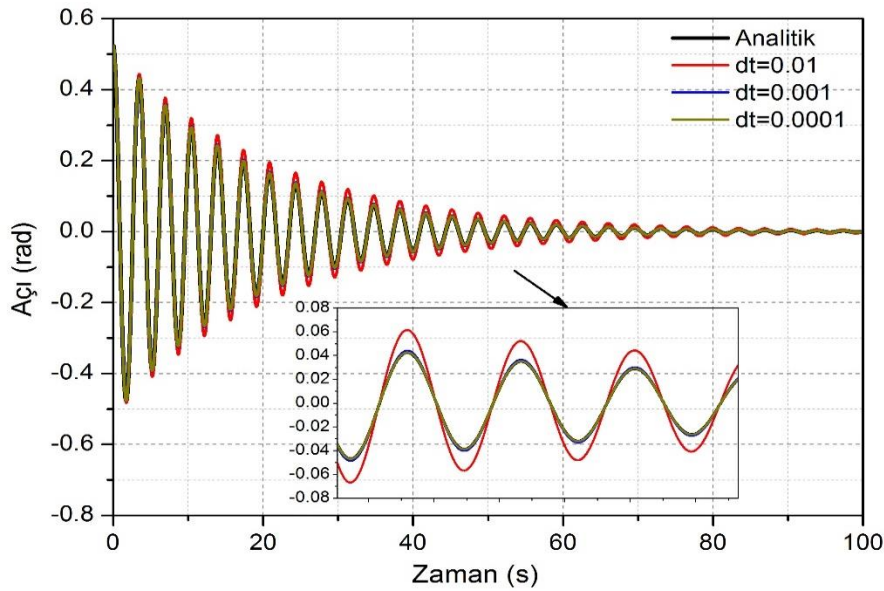
serisinden elde edilir. Açısal ivmeyi ifade eden ikinci mertebe türev Eş. (3.139)'un kendisinden çekilerek,

$$\ddot{\theta} = -2 \xi \omega \dot{\theta} - \omega^2 \theta \quad (3.150)$$

kullanılabilir.

Çizelge 3.7. Sarkaç sisteminin özellikleri

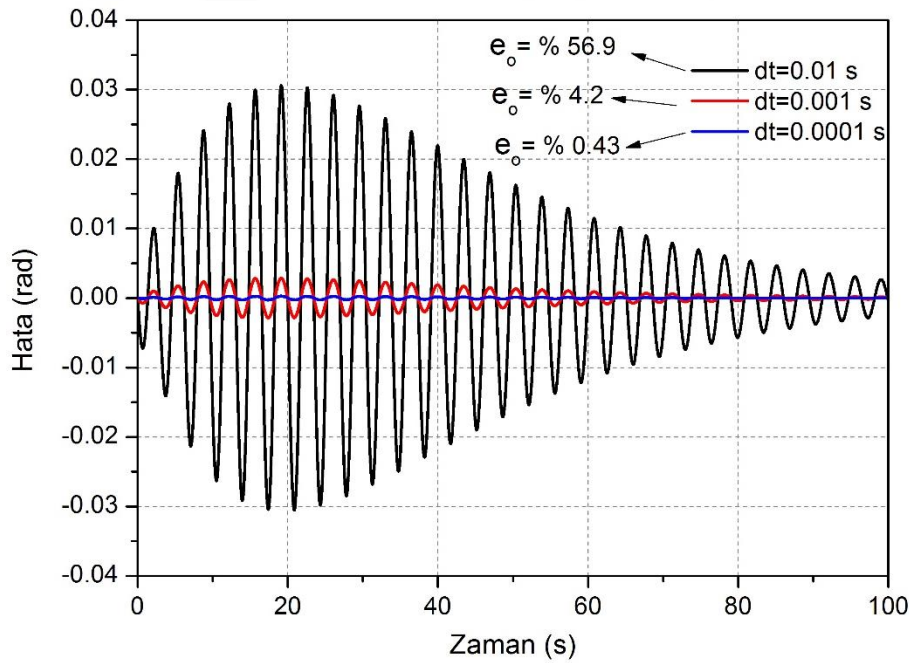
Sistem Özellikleri	
Kütle, m , kg	10
Uzunluk, ℓ , m	3
Damper sabiti, c , Nm/rad	10
Kritik sönüm, c_k , Nm/m	325,49
Sönüm oranı, ξ	0,03
Doğal frekans, ω , Hz	1.8
Başlangıç Değerleri	
Konum, rad	0,523
Hız, rad/s	0



Şekil 3.13. Analitik ve Taylor serisi çözümlerinin karşılaştırılması

Şekil 3.13'de sarkacın hareket denkleminin analitik ve farklı adım aralıklarında gerçekleştirilen Taylor serisi çözümleri sonucunda elde edilen açısal konum grafiği

görülmektedir. Sayısal çözüm için üç terimli bir Taylor serisi kullanılmıştır. Dolayısıyla hata sayısal çözümde kesme hatası $O(h^3)$ mertebesinde. Zaman adım aralığı olarak 0,01 s, 0,001 s ve 0,0001 s alınarak gerçekleştirilen Taylor serisi çözümünde adım aralığı azaldıkça sayısal çözümüm analitik çözüme yaklaştığı belirlenmiştir. 0,001 s ve 0,0001 s adım aralıkları için analitik ve sayısal çözüm sonuçlarının oldukça yakın olduğu Şekil 3.13’de görülmektedir. Şekil 3.14’de farklı zaman adım aralıkları için hata miktarları görülmektedir. Adım aralığı azaldıkça hata miktarının da azaldığı görülmektedir. Ortalama hata 0,01 s adım aralığı için %56,9 iken 0,001 s ve 0,0001 s adım aralıklarında sırasıyla %4,2 ve %0,43 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.14. Hata miktarının adım aralığına göre kıyaslanması

Dinamik modeli oluşturulan rhombic-hareket mekanizmalı motorun parametreleri ve sürtünme katsayıları Çizelge 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Motor parametreleri ve sürtünme katsayıları

Motor Parametreleri	Silindir sayısı	1
	Krank yarıçapı, r , (m)	0,0268
	Piston çapı, D , (m)	0,082
	Pistonun uzunluğu, h_p , (m)	0,082
	Bağlantı kolunun uzunluğu, ℓ_p , (m)	0,15
	Rhombic uzunluğu, ℓ_1, ℓ_2 , (m)	0,081
	Volan ve krank mili toplam kütle atalet momenti, I_a , (m^2kg)	0,026
	Dişli merkezleri arasındaki mesafe, (m)	0,162
	Rhombic kolunun pim eksenine göre kütle atalet momenti, I_b , (m^2kg)	0,0003
	Rhombic kolunun kütlesi, m_r , (kg)	0,23
	Piston ve bağlantı kolu toplam kütlesi, m_p , (kg)	1,35
	Marş momenti, M_s , (Nm)	50
Sürtünme Katsayıları	Segman sürtünme kuvveti, F_s , (N)	40
	Piston ile silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, c_p ,	2,5
	Bağlantı kollarındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, c_0 , (Nms/rad)	0,05
	Rhombic kollarındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, c_{km} , (Nms/rad)	0,0025
	Çözüm için kullanılan adım aralığı, (s)	0,0000

3.4. Motor Parçalarının Tasarımı

Düşük güç gerektiren tek silindirli içten yanmalı motorlar endüstrinin değişik alanlarına uyarlanabilirliğinden; jeneratörlerden, tarım makinalarına, model taşıtlardan motorsikletlere ve sulama sistemlerine kadar birçok alanda tercih edilmektedir. Ayrıca bilim insanları tarafından da Ar-ge faaliyetlerinde de en çok tercih edilen motor çeşididir. Bilim insanları tarafından bu motorlarla;

- Motor performans testleri,
- Yakıt ve emisyon testleri,
- Motor hareketli parçaları arasındaki sürtünme ve aşınma testleri,
- Motorlarda meydana gelen sıcaklık, basınç ve gerilmelerin incelenmesi,
- Yakıt karışımlarının ve diğer parametrelerin motor performansına etkilerinin incelenmesi,
- Yeni nesil motorların iyileştirilmesi ve geliştirilmesi vb. çalışmalar gerçekleştirilmektedirler.

Tez çalışmasının bu bölümünde termodinamik ve dinamik analizleri gerçekleştirilen tek silindirli motorun SOLIDWORKS programında çizimleri gerçekleştirilmiş ve daha sonra bu

çizimler ANSYS programına aktarılmıştır. ANSYS programında bu parçaların dayanım analizleri gerçekleştirilmiş ve motorun gerçek boyutları belirlenmiştir. ANSYS programındaki analizler sonlu elemanlar metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

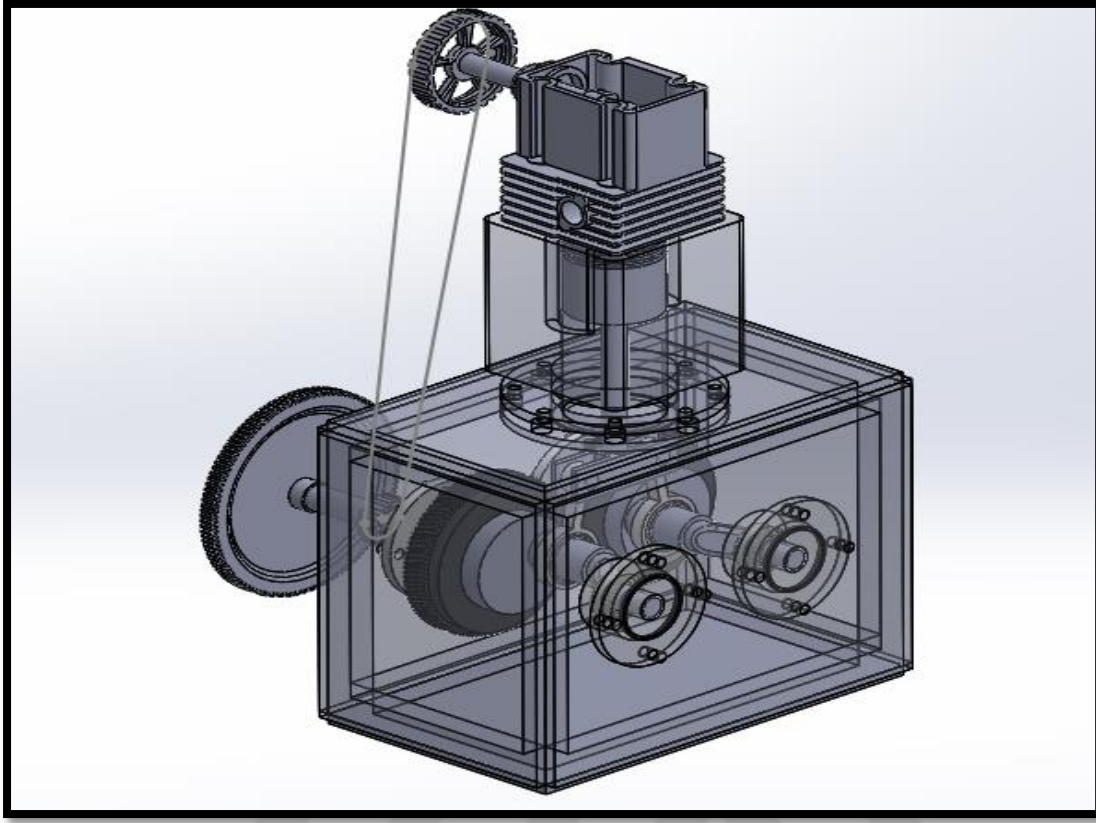
August OTTO ve Rudolf DIESEL'in öncülük ettikleri içten yanmalı motorlar 100 yılı aşkın bir süredir kullanılmaktadır. Bu motorlar geçen süre zarfında sürekli bir değişim ve gelişim içindedir. Gündelik hayatta enerji ihtiyacının büyük çoğunluğunu sağlayan bu motorların değişim ve gelişimi günümüz modern dünyasında bilgisayar ortamında gerçekleştirilmektedir. Bilgisayar destekli tasarım yöntemleri, tasarım süreçlerini büyük ölçüde değiştirmiştir. Bu yöntemler tasarımcılara hem maliyetleri düşürme hemde tasarım sürelerini büyük ölçüde azaltma imkanı sağlamışlardır.

Tasarımcılar bilgisayar yardımıyla;

- Kısa sürede prototip oluşturabilme
- Isı ve akış analizi yapabilme
- Parçaların dayanım ve güvenlik analizlerini yapabilme
- Sistemlerin dinamik ve kinematic modellerini oluşturabilme
- Sonlu elemanlar modeli oluşturabilme
- Sistemlerin simülasyonunu gerçekleştirebilme vb. imkanlara sahip olmuşlardır.

Bu analizlerin ısı, akış ve mekanik kısımlarında sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır. Mekanik analizler tasarımı yapılacak ürünün herhangi bir elemanının (parçasının) normal çalışma şartlarında karşılaşılabileceği bütün şartları dikkate alarak yapılan analizlerdir. Bu analizler sonucunda ürünün gerçek boyutları belirlenir ve ürün üretime hazır hale getirilmiş olur.

338 cm³ süpürme hacmine sahip tek silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli motorda krank-biyel mekanizmasının dezavantajlarını azaltmak için kullanılan rhombic-hareket mekanizması ve tasarımı yapılan rhombic mekanizmalı motorun şematik görünümü Resim 3.1'de verilmiştir.



Resim 3.1. Tasarımı yapılan rhombic hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli motor

Termodinamik ve dinamik analizleri gerçekleştirilen motorun parçalarının SOLIDWORKS programında yapılan çizimleri, ANSYS programında yapılan dayanım analizleri, parçaların boyutlandırılması ve malzeme özellikleri aşağıda verilmiştir.

3.4.1. Piston

Motorun en önemli parçalarından biri pistondur. Yanma odasının alt tarafını kapatarak hem kendisi hem de segmanlar aracılığı ile yanmış basınçlı gazların silindirin diğer tarafına geçmesini önler. Yanma sonucu oluşan yüksek basıncı biyel aracılığı ile krank miline iletir. Sıcak gazlar ve yüksek basınç ile doğrudan temas halinde bulunan pistondan istenen özellikler;

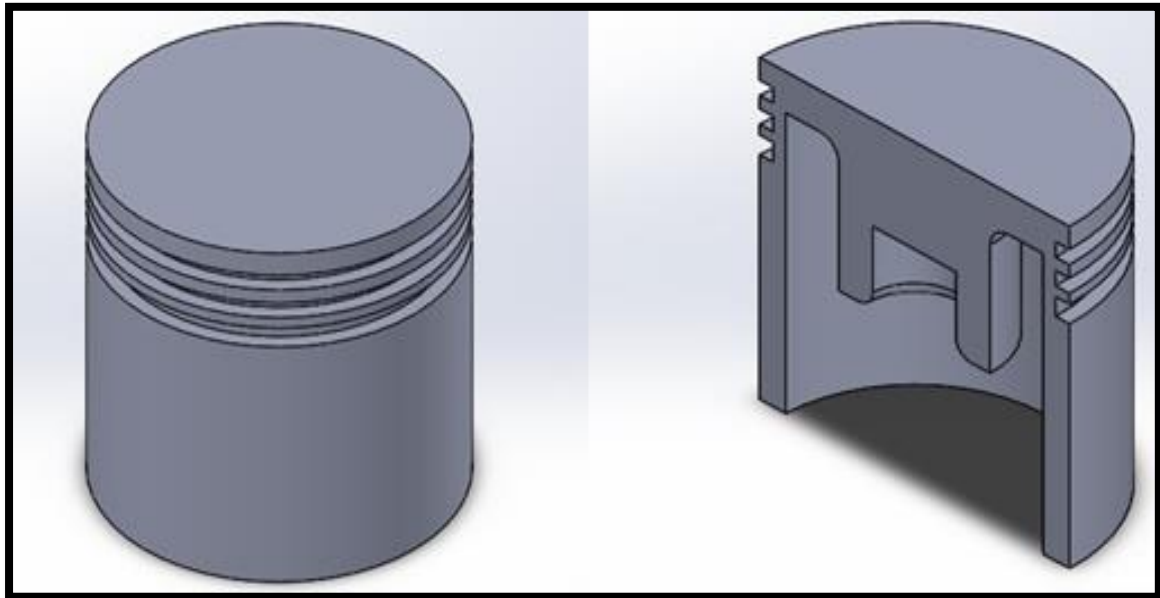
- Yüksek ısı iletkenliğine sahip olmalıdır.
- Genleşme katsayısı küçük olmalıdır.
- Aşınmaya karşı dayanıklı olmalıdır.
- Çalışma sıcaklığı ve basıncına uygun dayanımı gösterebilmelidir.

- Atalet kuvvetlerinin minimum olabilmesi için piston hafif olmalıdır.

Günümüzde pistonlar alüminyum alaşımından imal edilmektedir. Alüminyum alaşımlı pistonlar hafifliğinin yanı sıra ısı iletimi yüksek, korozyona karşı dayanıklı ve işlemesi kolaydır. Ancak alüminyum alaşımlı pistonlarda dayanım düşük olup, ısıl genleşmesi fazladır. Bu sorun alaşıma ilave edilen katkı maddeleri ve yapısal özellikler ile en aza indirilmektedir. Tasarlanan motorda piston malzemesi olarak alüminyum alaşımı seçilmiştir. Seçilen malzemenin özellikleri Çizelge 3.9’da ve resmi Resim 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.9. Alüminyum alaşım malzeme özellikleri

Alüminyum Alaşım	
Yoğunluk	$2,770 \text{ g / cm}^3$
Termal Genişleme Katsayısı	$2,3 \times 10^{-5} \text{ C}^{-1}$
Young Modülü	$710 \times 10^3 \text{ MPa}$
Poisson Oranı	0,33
Bulk Modülü	$6,9608 \times 10^4 \text{ MPa}$
Shear Modülü	$2,6692 \times 10^4 \text{ MPa}$
Akma Mukavemeti	280 MPa
Nihai Akma Mukavemeti	310 MPa



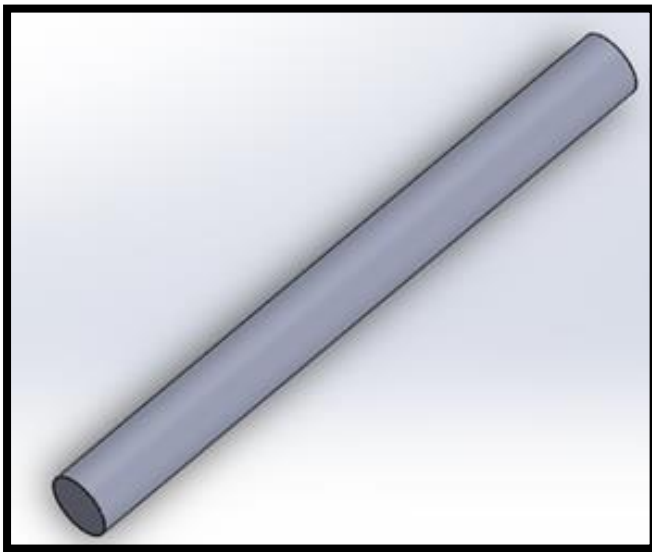
Resim 3.2. Tasarlanan pistonun izometrik ve kesit görünümleri

3.4.2. Biyel

Biyel, pistonun doğrusal hareketini krank milinde dairesel harekete çevirmeye yardım eder. Motorun normal çalışma koşullarında değişken yüklere maruz kalan parçalarının başında biyeler gelmektedir. Biyeler dayanımı yaklaşık 370 MPa olan, AISI 1040 çelikten pres altında ve kalıp içinde dövülerek yapılır. Biyelde kullanılan malzemenin özellikleri ve resim aşağıda verilmiştir. Biyel tasarımında kullanılan malzemenin özellikleri Çizelge 3.10'da, resmi Resim 3.3'de verilmiştir.

Çizelge 3.10. AISI 1040 çelik malzeme özellikleri

AISI 1040 Çelik	
Yoğunluk	7,845 g / cm ³
Termal Genişleme Katsayısı	1,13x10 ⁻³ C ⁻¹
Young Modülü	200000 MPa
Poisson Oranı	0,29
Bulk Modülü	1,5873x10 ⁵ MPa
Shear Modülü	7,7519x10 ⁴ MPa
Akma Mukavemeti	370 MPa
Nihai Akma Mukavemeti	595 MPa

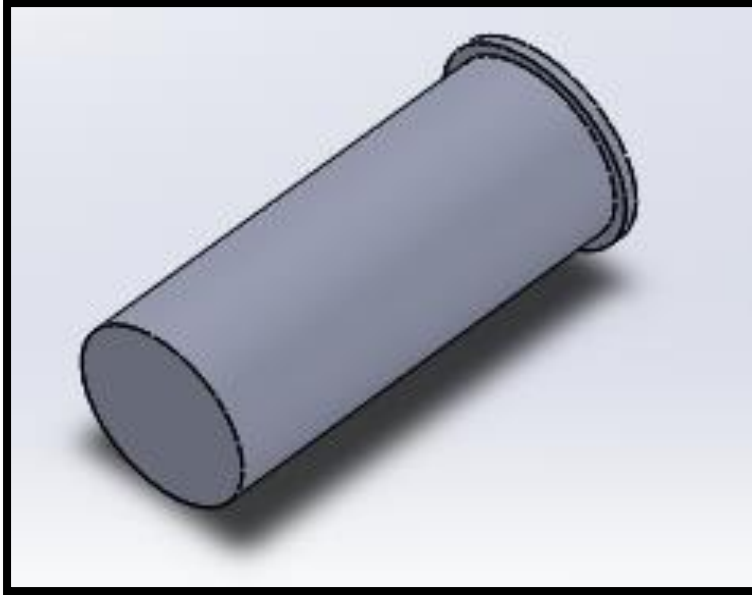


Resim 3.3. Biyelin izometrik görünümü

3.4.3. Bağlantı pimi

Pim, bağlantı parçası ve rhombic kollarını birbirine bağlayan parçadır (Resim 3.4). Pistonda oluşan kuvveti rhombic koluna iletmektedir.

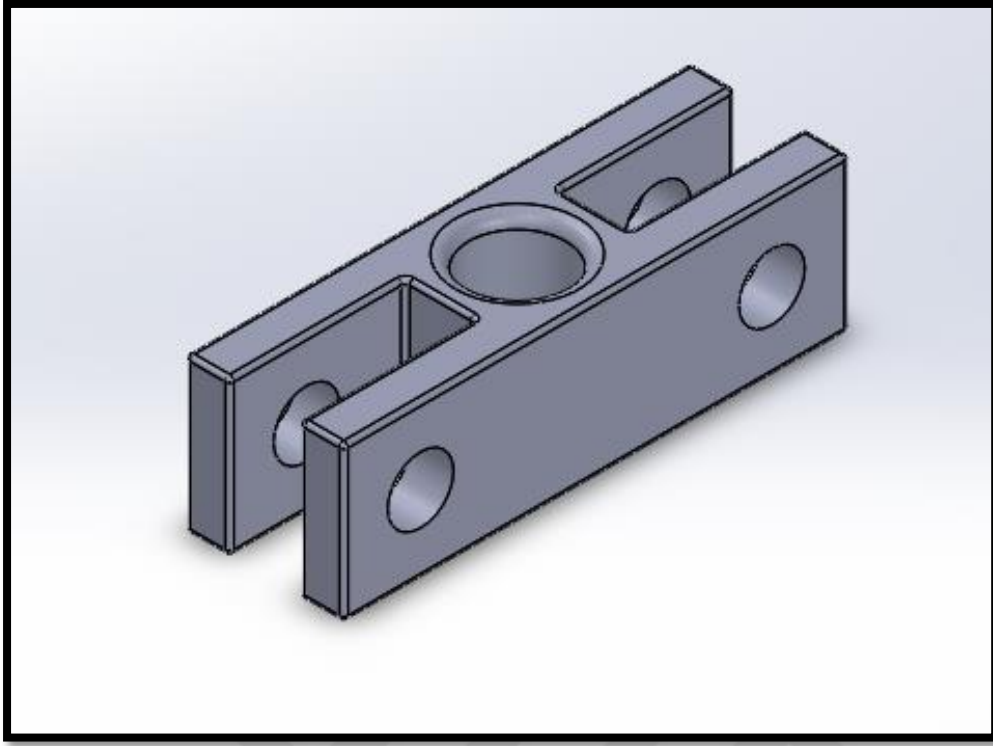
Bağlantı pimi gelen kuvvetlere dayanabilmesi için dayanıklı ve hafif malzemelerden imal edilir. Bu malzemeler genellikle krom, alüminyum ve vanadyum içeren çelik alaşımlardır. Dış yüzeyleri sert ve aşınmaya karşı dayanıklı, iç yüzeyleri yumuşak olmalıdır. Bağlantı piminin tasarımıda AISI 1040 çeliği kullanılmıştır.



Resim 3.4. Bağlantı piminin izometrik görünümü

3.4.4. Bağlantı parçası

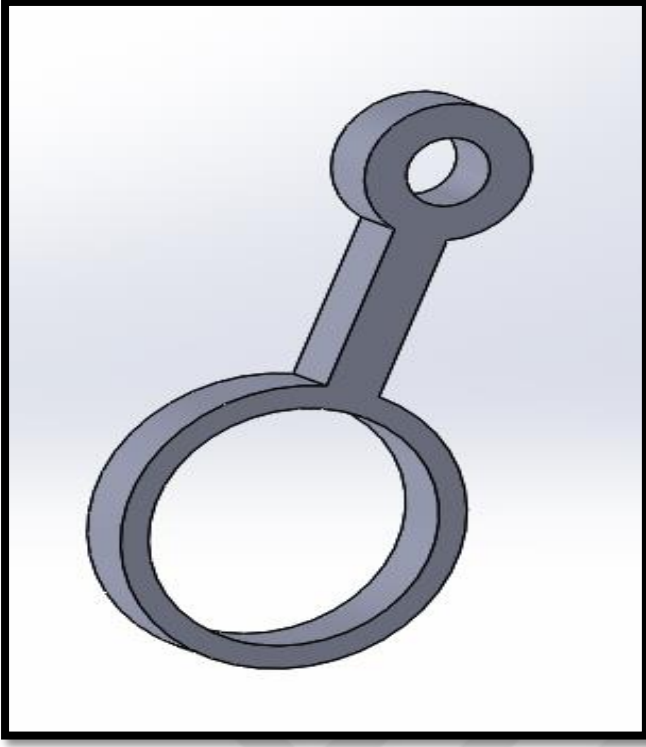
Resim 3.5’de görülen bağlantı parçası pimlere ve biyele yataklık ederek pistondan gelen kuvveti rhombic kollarına iletmektedir. Biyele yataklık etmesi sebebiyle büyük kuvvetlere maruz kalmaktadır. Bu nedenle bağlantı parçalarının dayanımı yüksek malzemeden yapılması gerekmektedir. Tasarımda AISI 1040 çelik malzeme kullanılmıştır.



Resim 3.5. Bağlantı parçasının izometrik görünümü

3.4.5. Rhombic kolları

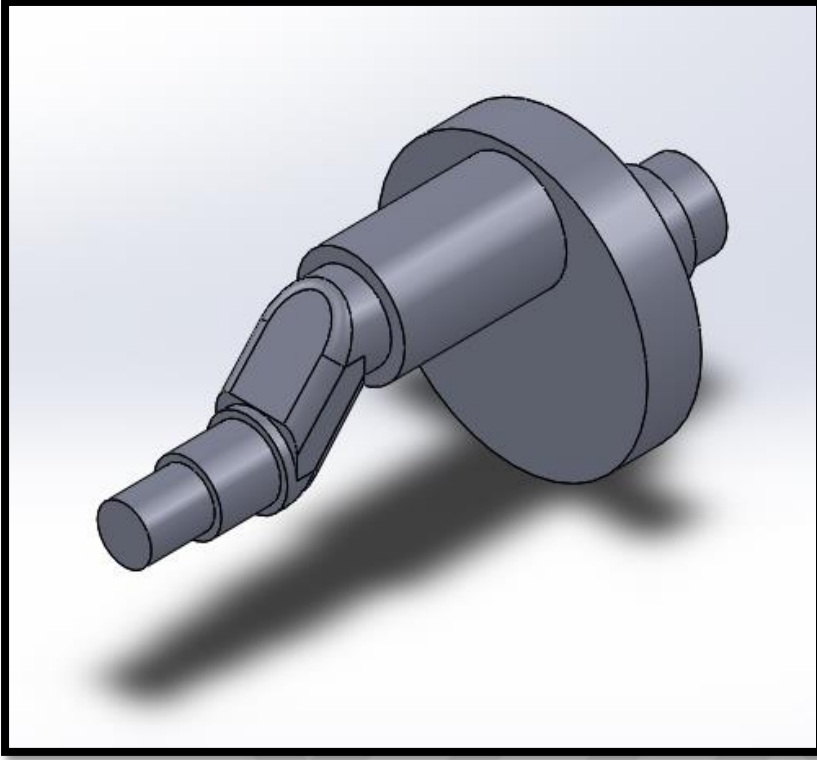
Resim 3.6’da görülen rhombic kolları krank mili ve bağlantı parçası üzerinde bulunan pimler arasında bağlantı kurarak hareket iletimini sağlar. Gaz kuvveti ve çekme kuvvetine maruz kaldığından dayanımı yüksek malzemeden imal edilmesi gerekmektedir. Tasarımda AISI 1040 çelik malzeme kullanılmıştır.



Resim 3.6. Rhombic kolunun izometrik görünümü

3.4.6. Krank milleri

Krank mili motorun ana milidir. Pistonlar tarafından biyel aracılığıyla iletilen doğrusal kuvvetleri dairesel harekete çeviren motor parçasıdır. Krank milinin üzerinde kam mili hareketi için dişli ya da dişli kayış çarkı bulunmaktadır. Güç zamanı dışında biyel ve pistonla hareket vermektedir. Tasarımı yapılan motorda rhombic hareket mekanizmasının sementasyon çeliğinden tasarlanan iki dişlisi Resim 3.7’de görülen krank mili üzerine yataklanmıştır.



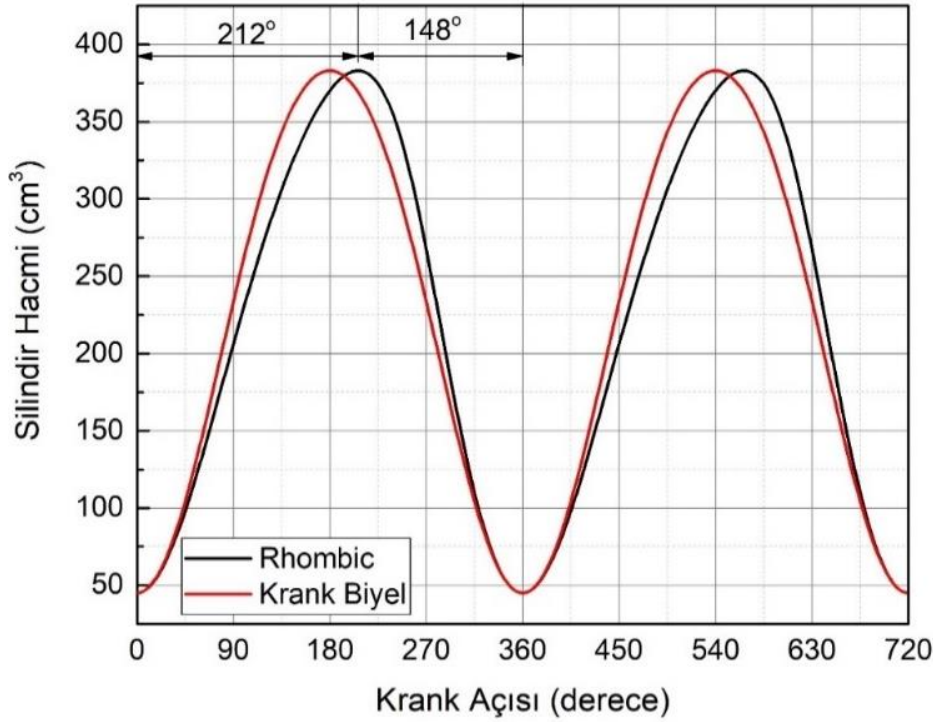
Resim 3.7. Tasarımı yapılan krank milinin izometrik görünümü

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

4.1. Termodinamik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bu bölümde rhombic-hareket ve krank-biyel olmak üzere iki farklı hareket mekanizması için tek silindirli, buji ile ateşlemeli motorun termodinamik yönden karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalı motorlar için karşılaştırma işleminin daha doğru yapılabilmesi amacıyla kurs boyları, kurs hacimleri, silindir hacimleri ve sıkıştırma oranları aynı olacak şekilde belirlenmiştir. İçten yanmalı motorlarda güç bir milde alınmakta ve motor hareketi bu milin açısal hareketi ile tanımlanmaktadır. Bu hareket krank mekanizmalı motorlarda krank açısı adını alırken rhombic hareket mekanizmalı motor için dişli açısı olarak ifade edilmiştir. Bu çalışmada daha anlaşılır olması bakımından her iki mekanizma için de motor hareketleri krank açısı tabiri ile adlandırılmıştır. 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 açılarındaki meydana gelmemektedir.

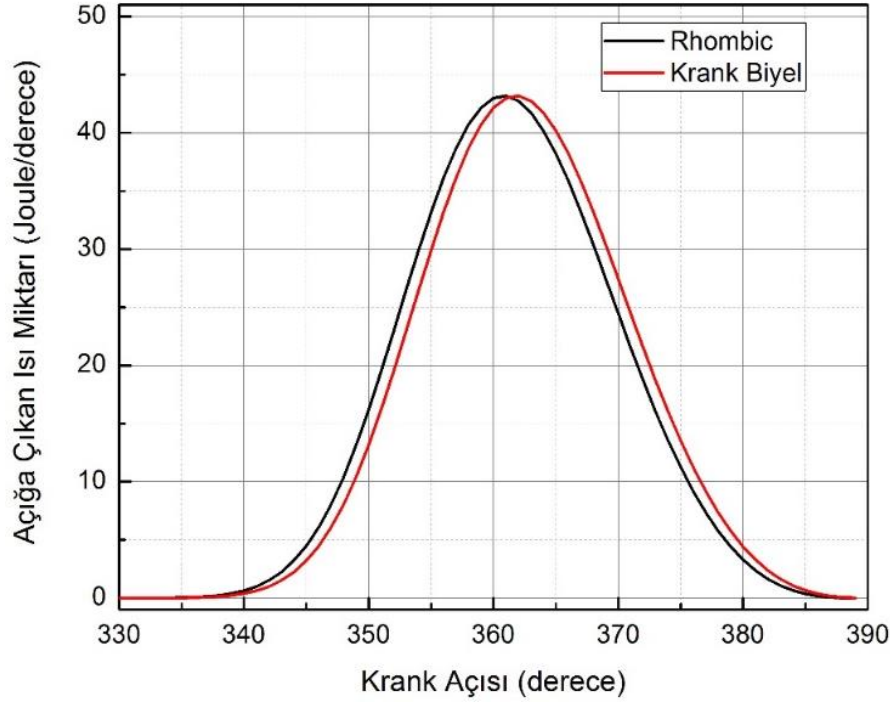
Şekil 4.1’de rhombic-hareket ve krank mekanizmalı içten yanmalı motorlar için silindir hacminin değişimi görülmektedir. Her iki motorun da toplam silindir hacmi 383 cm^3 ’tür. Krank açısı 0° ve 360° ’de iken her iki mekanizma için pistonlar ÜÖN’de bulunmaktadır. Krank-biyel mekanizmasında kol muylusunun hareketi ile piston AÖN’ya 180° ’de ulaşmaktadır. Ancak rhombic hareket mekanizmasında pistonun AÖN’ya ulaşması için 212° ’lik bir krank hareketi gerekmektedir. Bu durum emme zamanının krank mekanizmalı motora göre 32° daha fazla olması anlamına gelmektedir.



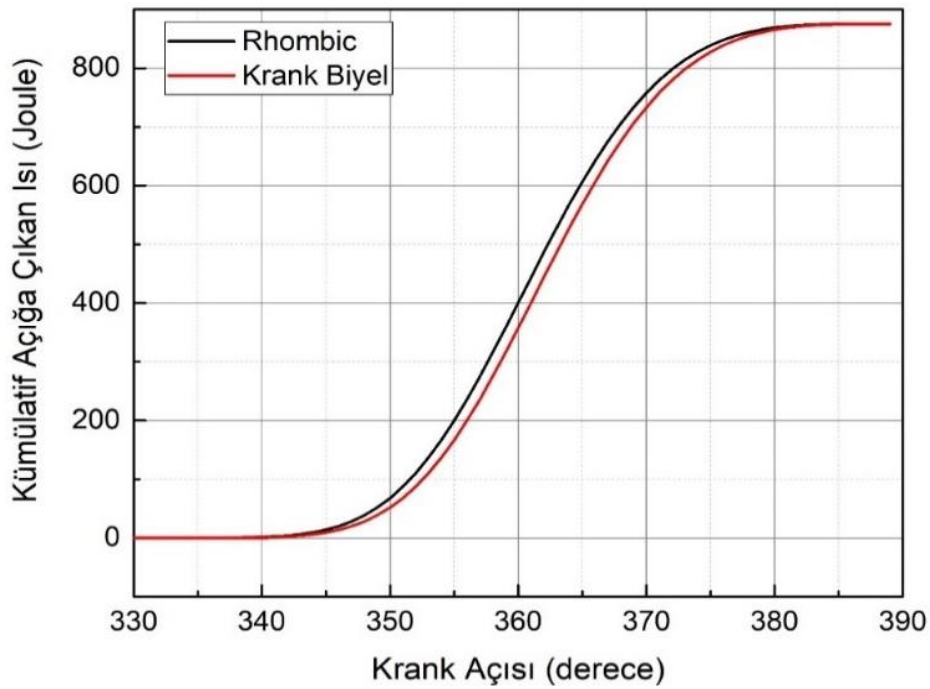
Şekil 4.1. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için silindir hacminin krank açısına bağlı değişimi

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 pistona üst taraftan etki eden vakumun ve dolayısıyla pompalama kayıplarının azalması anlamına gelmektedir. Bu durumda rhombic mekanizması kullanılmasının motorun volümetrik verimini arttıracığı 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 yapılmamıştır. Krank-biyel mekanizmalı motorlarda 180°-360° aralığı teorik sıkıştırma zamanı olarak bilinmektedir. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda pistonun AÖN'ya ulaşması daha geç gerçekleştiğinden sıkıştırma sürecinin 148°'de tamamlanması gerekmektedir. Emme zamanında düşen ortalama piston hızının sıkıştırma sürecinde krank-biyel mekanizmasına göre daha fazla olması gerekmektedir. Isı transferi için krank-biyel 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 4.2’de rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları kullanılan motorlarda silindir içerisinde açığa çıkan ısı miktarının krank açısına bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 4.3’de ise kümülatif ısı miktarının krank açısına bağlı değişimi gösterilmiştir.



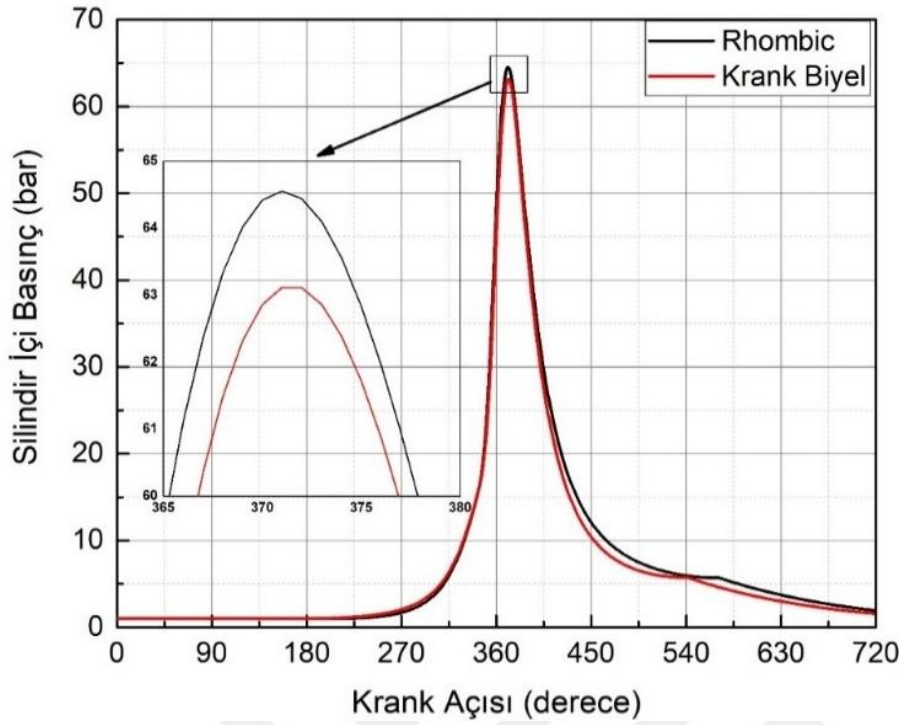
Şekil 4.2. Açığa çıkan ısı miktarlarının krank açısına bağlı değişimi



Şekil 4.3. Kümülatif ısı miktarının krank açısına bağlı değişimi

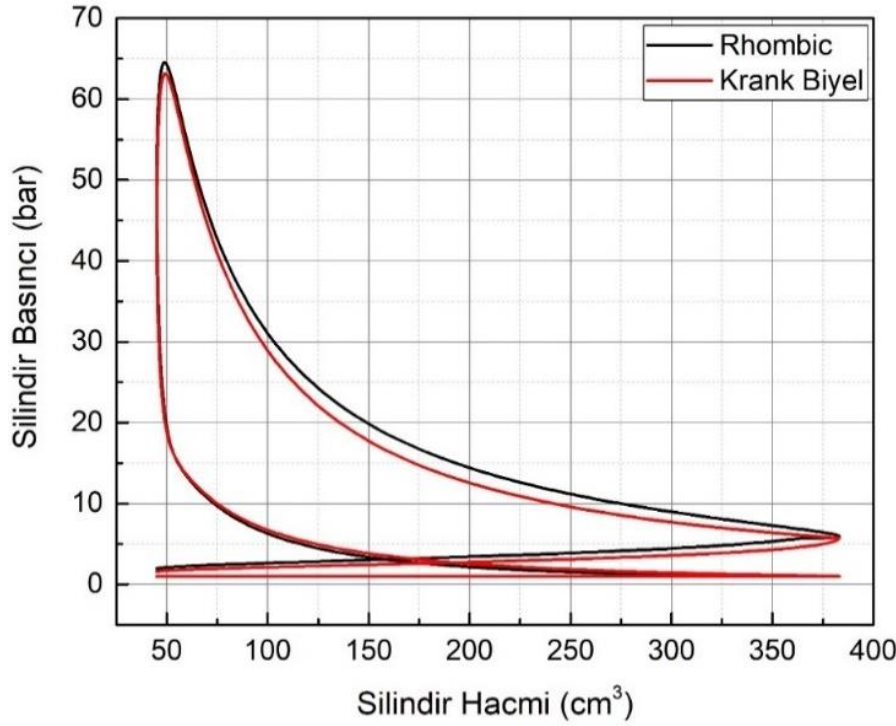
Silindir içerisinde derece başına açığa çıkan maksimum ısı miktarı her iki mekanizmada da 43,18 J/°'dir. Krank açısı başına açığa çıkan ısı miktarı içten yanmalı motorlarda yanma mekanizması ve motorun vuruntulu çalışması hakkında önemli bilgiler içermektedir. Krank açısı başına açığa çıkan ısı miktarının çok yüksek olması yanma işleminin çok hızlı gerçekleşmesine neden olmaktadır. Bu durum ideal çevrim şartlarına yaklaşılmaması anlamına gelmesine rağmen pratikte böylesine yüksek bir ısı açığa çıkışı basıncın da hızla yükselmesine neden olarak vuruntu oluşumuna sebebiyet verecektir. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 Wiebe fonksiyonu ile elde edilmiş ve yanma işleminin 50° devam ettiği kabul edilmiştir. Bu nedenle vuruntu eğiliminden bahsetmek mümkün değildir. Yanma işleminin rhombic-hareket mekanizmalı motorda 339°'de krank-biyel 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 4.2 ve Şekil 4.3'de görüldüğü gibi açığa çıkan ısı miktarları ve bunların kümülatifleri her iki mekanizma için de aynı olmakla birlikte rhombic mekanizmasında yanma işlemi 1° KMA önce başlatıldığından aralarında sadece bir derece 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 4.7 incelendiğinde bu değerin sağlandığı görülmektedir.

Şekil 4.4'de silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi görülürken Şekil 4.5'de ise silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi görülmektedir. Hem rhombic-hareket hem de krank-biyel mekanizmasında maksimum silindir basıncı 371°'de elde edilmiştir. Krank-biyel mekanizmalı motorda maksimum silindir basıncı 63,1 bar iken rhombic-hareket 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.



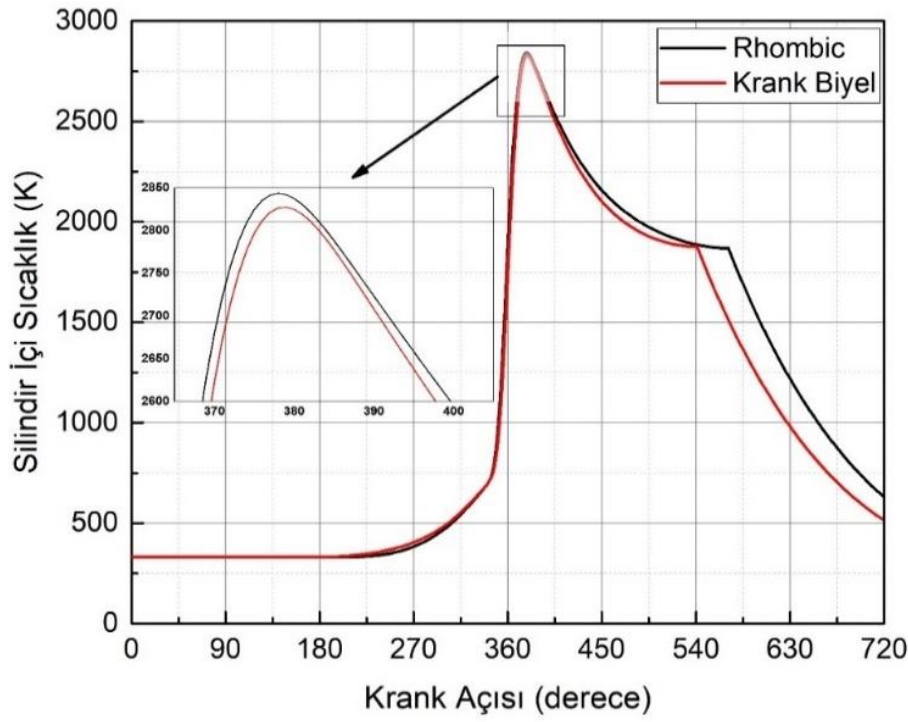
Şekil 4.4. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için silindir içi basıncın krank açısına bağlı değişimi

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-hareket mekanizmasında daha yüksek seviyelere ulaştığı Şekil 4.6'da görülmektedir. Rhombic-hareket mekanizmasında silindir sıcaklığının 20 K daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Şekil 4.5'de de görülebileceği gibi maksimum basıncın yüksek olması nedeniyle genişleme zamanı boyunca rhombic mekanizması kullanılan motorda basınç krank-biyel mekanizmalı motorda göre daha yüksek seyretmektedir. Bu durum genişleme zamanında yapılan iş miktarının rhombic-hareket 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 4.7'de görülmekte olan 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.

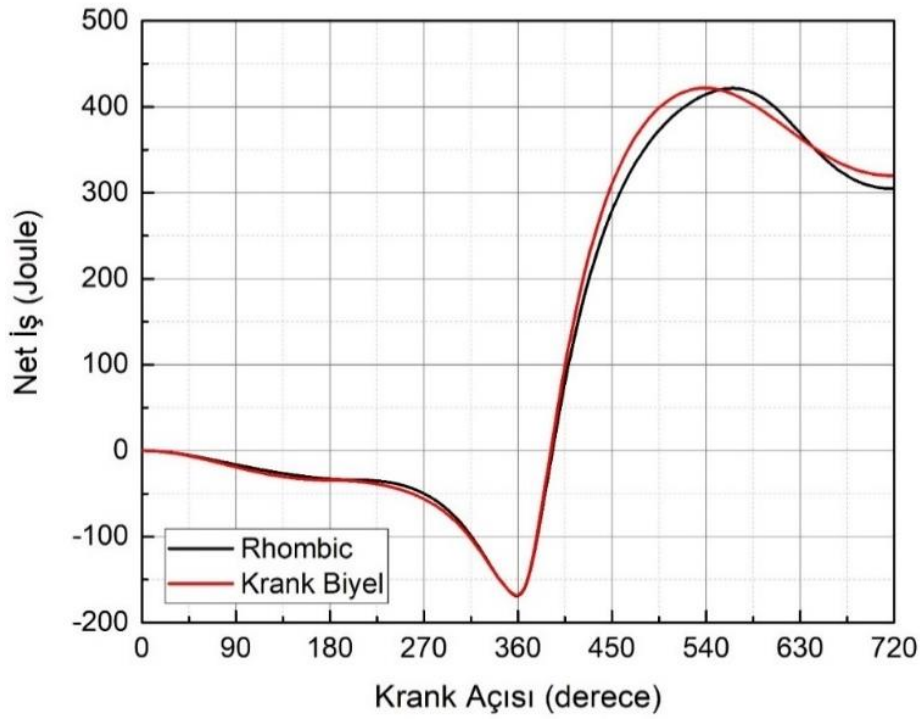


Şekil 4.5. Rhombic ve krank mekanizmaları için silindir basıncının silindir hacmine bağlı değişimi

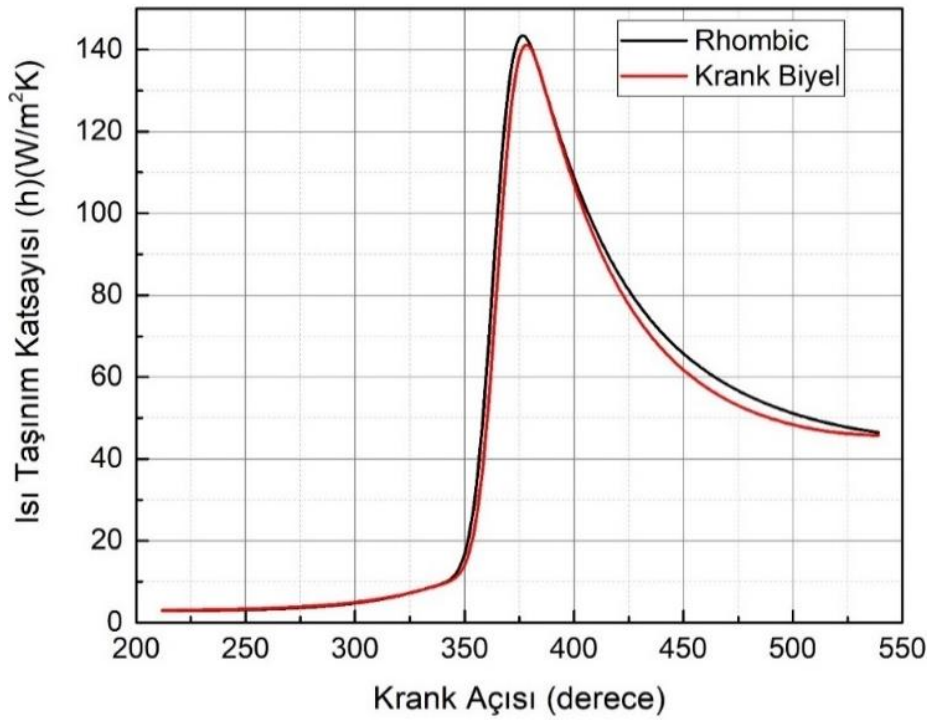
Şekil 4.5’de görülen p-V diyagramlarında emme çizgileri aynı olmasına rağmen egzoz zamanındaki basınçlar karşılaştırıldığında rhombic-hareket mekanizmalı motorda basıncın daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 4.4’te de görülen bu durum rhombic-hareket mekanizmalı motorda genişleme sürecinin daha uzun sürmesinden kaynaklanmaktadır. Bu durum egzoz zamanında pistona verilmesi gereken iş miktarını, dolayısıyla pompalama kaybını arttırıcı bir etki yaratacaktır. Bu durum çevrimin net işinin azalmasına neden olacaktır. Şekil 4.7’de görülen net iş eğrilerinde egzoz zamanında rhombic-hareket mekanizmalı motorda iş eğrisinin daha sert düştüğü ve çevrimin sonundaki net işler karşılaştırıldığında rhombic-hareket mekanizmalı motorun net işinin daha az olduğu görülmektedir. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda bir çevrimdeki net iş üretimi 304,8 J iken, krank-biyel mekanizmalı motorda bu değer 319,8 J olarak hesaplanmıştır. Bu durum motor momentinin de azalmasına neden olmuştur. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda moment 22,26 Nm iken krank-biyel 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 4.6. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için silindir sıcaklığının krank açısına bağlı değişimi

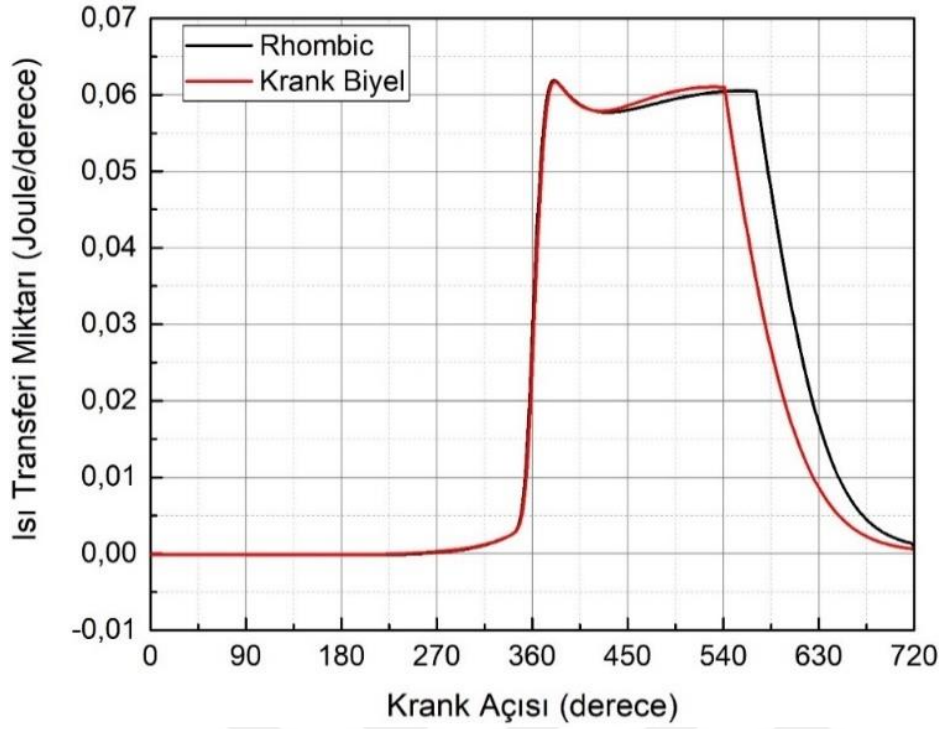


Şekil 4.7. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için net işin krank açısına bağlı değişimi



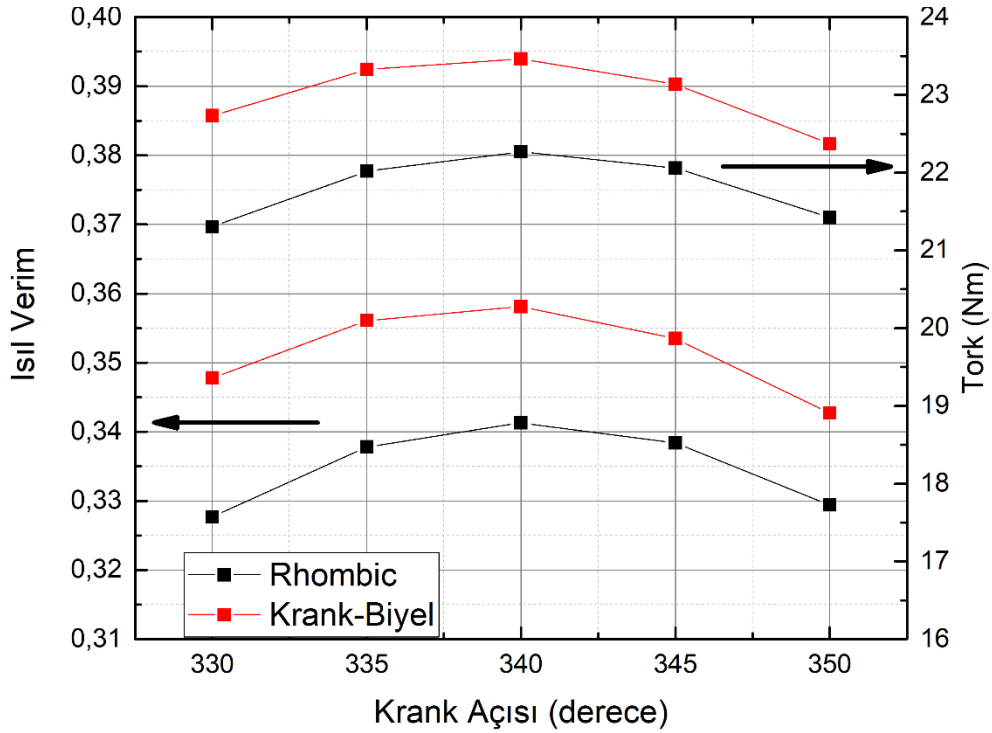
Şekil 4.8. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları için ısı taşınım katsayısının krank açısına bağlı değişimi

Silindir duvarlarından kaybedilen ısıyı hesaplayabilmek için ısı taşınım katsayısı Nusselt eşitliği ile belirlenmiştir. Silindir sıcaklığı, basıncı ve ortalama piston hızına bağlı olan Nusselt eşitliği ile hesaplanan ısı taşınım katsayısının rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalı motorlardaki değişimi Şekil 4.8’de görülmektedir. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda ısı taşınım katsayısı krank-biyel mekanizmalı motordan çok az bir miktar fazladır. Bunun nedeni silindir sıcaklığının rhombic hareket mekanizmalı 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 $140 \text{ W/m}^2\text{K}$ civarındadır. Silindir duvarından kaybedilen ısı miktarları karşılaştırıldığında rhombic-hareket mekanizmalı motordaki ısı kaybının daha fazla olduğu belirlenmiştir. Şekil 4.9’da incelendiğinde Rhombic-hareket mekanizmalı motorda bir çevrimde silindir duvarından kaybedilen ısı miktarı $15,27 \text{ J}$ iken bu değer krank-biyel mekanizmalı motorda bir çevrim için $13,68 \text{ J}$ olarak hesaplanmıştır. Özellikle çevrimin ortalama sıcaklığının daha yüksek olması ve iş zamanının daha geniş bir krank açısına yayılması nedeniyle ısı transferi için gerekli imkânlar sağlandığından rhombic-hareket mekanizmalı motorda ısı kayıpları daha fazla olmuştur.



Şekil 4.9. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalarında silindir duvarından kaybedilen ısı miktarlarının değişimi

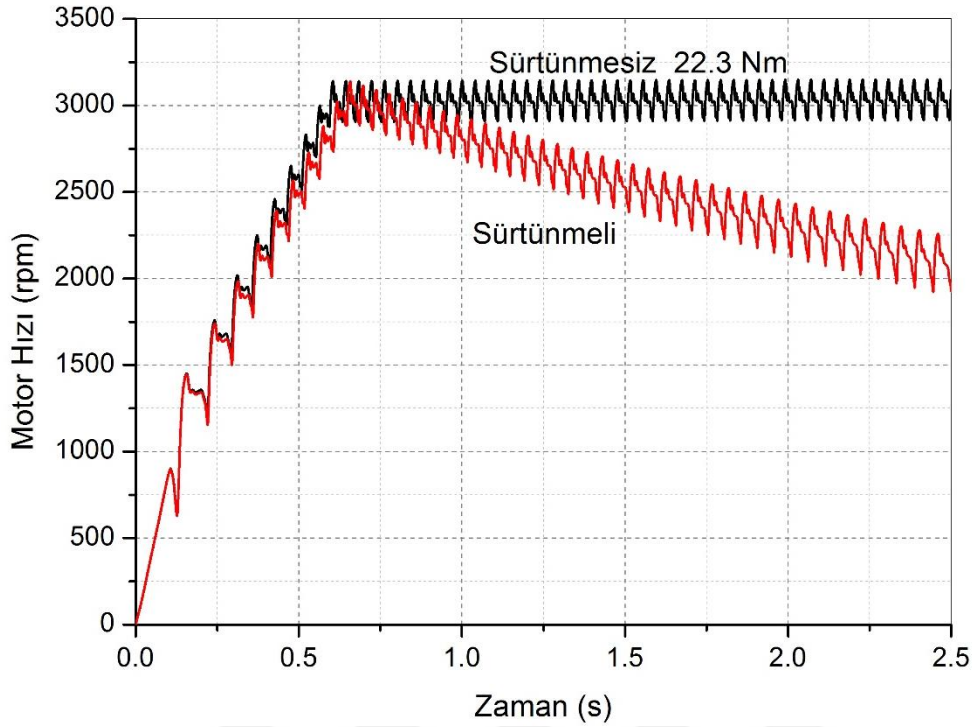
Şekil 4.10'da rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmaları kullanıldığında ısı verimin ve torkun nasıl değiştiği gözlemlenmektedir. Şekil incelendiğinde yanma başlangıcını 340° KMA'da başlatmak ısı verim açısında da maksimum tork açısından da her iki mekanizma içinde en yüksek değerlerin elde edilmesini sağlamıştır. Yanmayı 340° KMA'da başlatınca maksimum silindir basıncının da piston ÜÖN'ü 10° KMA geçtikten sonra elde edildiği gözlemlenmiştir. 340° krank açısında krank-biyel ve rhombic-hareket mekanizmalarında ısı verim yaklaşık olarak sırasıyla 0,34 ve 0,36, tork ise sırasıyla yaklaşık olarak 22 Nm ve 23,5 Nm olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.10. Rhombic-hareket ve krank-biyel mekanizmalarında ısı verim ve torkun krank açısına bağlı değişimi

4.2. Dinamik Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

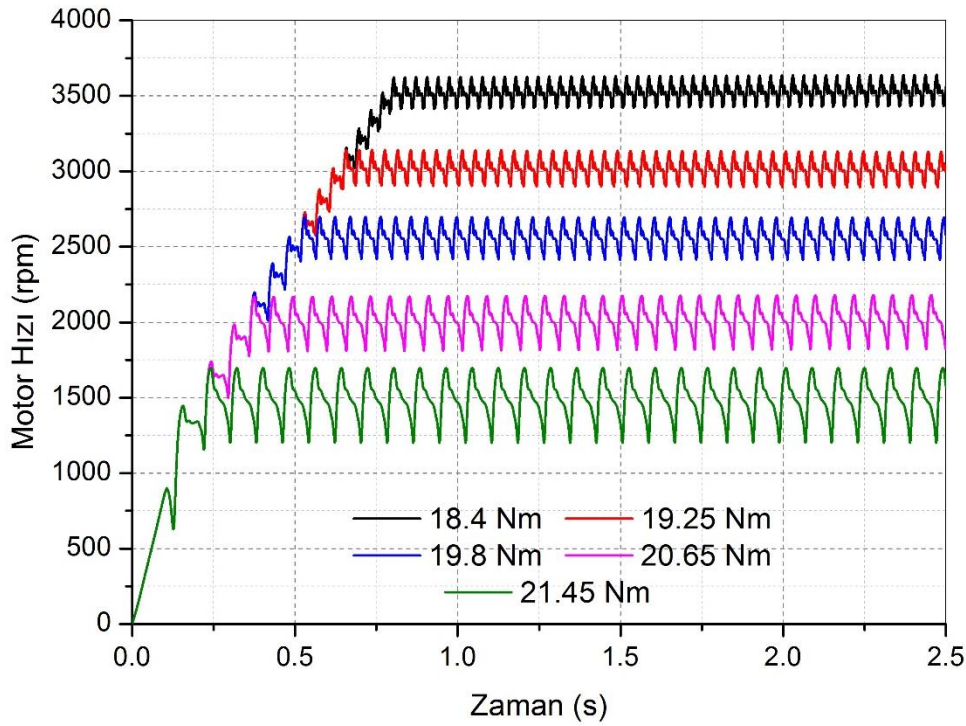
Bu bölümde dinamik modeli oluşturulan rhombic-hareket mekanizmalı motorun analiz sonuçları incelenmiştir. Rhombic mekanizması için kurulan tek serbestlik dereceli model, hareketli parçaların kütle ve kütle atalet momentlerini, sürtünme kuvvet ve momentlerini, silindir içi ve karter gaz basınçlarını ihtiva etmektedir. Hareket denkleminin çözümü için oluşturulan Fortran kodu ile simüle edilen motor dinamik modelinden, farklı silindir gaz basınç profillerinin, kütle ve kütle atalet momentlerinin motor performansı ve çıkış mili hız dalgalanması üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 4.11’de dinamik modelde sürtünmenin dikkate alındığı ve göz ardı edildiği durumlarda motor hızının zamana bağlı değişimi görülmektedir. Dinamik model oluşturulurken piston ve silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme, kol ve ana yataklardaki hidrodinamik sürtünmeler modele dahil edilmiştir. Helisel dişlilerde mekanik verim genellikle %99,5’in üzerinde olduğundan dişliler arasındaki sürtünme ihmal edilmiştir [93-95].



Şekil 4.11. Motor hızının sürtünmeli ve sürtünmesiz şartlar altında zamana bağlı değişimi

Şekil 4.11’de görülen her iki durumda da 8,9 bar indike ortalama efektif basınç profili kullanılmış ve ortalama motor hızı 3000 rpm’e ulaştığında motora harici bir moment uygulanmıştır. İlk durumda motorda sürtünmeler ihmal edilip 22,3 Nm’lik harici bir yük uygulanmıştır. Bu şartlar altında motorun ürettiği moment ile harici moment birbirini dengelediğinden ortalama motor hızının sabit kaldığı görülmektedir. Termodinamik analiz sonuçlarına göre motorun ürettiği moment 22,6 Nm olarak belirlenmiştir. Burada sürtünmeler ihmal edildiğinden atalet kuvvet ve momentlerinin motorun üreteceği moment üzerinde bir etkisi bulunmadığına göre termodinamik analizden elde edilen moment ile dinamik analiz sonuçlarından elde edilen moment birbirine eşit olmalıdır. Momentler arasındaki bu küçük fark dinamik modelde kullanılan hareket denkleminin çözümü sırasında meydana gelen yuvarlama ve kesme hatalarından kaynaklanabilir. İkinci durumda hareket denkleminin çözümünde sürtünmeler de hesaba katılmış ve Şekil 4.11’de görüldüğü gibi 3000 rpm’de motora yine 22,3 Nm harici yük uygulanması ile birlikte motor devrinin azalmaya başladığı görülmektedir. Bu durum motorun ürettiği momentin sürtünmeler nedeniyle azalması ve artık harici momenti dengeleyememesinden kaynaklanmaktadır. Motorun ne kadar harici moment karşılayabileceği, başka bir ifadeyle, kaç Nm tork üretebileceği motora uygulanan harici yük motor hızı 3000 rpm’de sabitlenene kadar kademeli olarak azaltılarak tespit edilmiştir. Bu şartlar altında motorun taşıyabileceği yük

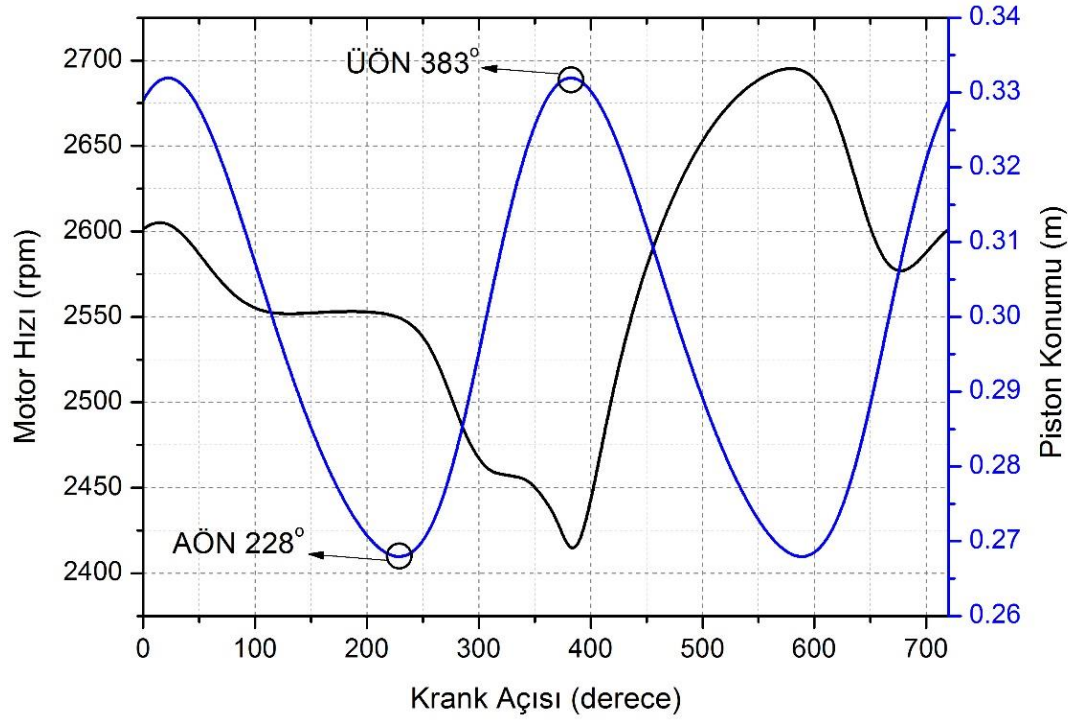
kapasitesinin 19,25 Nm olduğu belirlenmiştir. Aynı motor devrinde sürtünmesiz ve sürtünmeli momentler arasındaki fark sürtünmelere harcanan momenti verecektir. 3000 rpm’de sürtünmelere harcanan momentin 3,05 Nm olduğu belirlenmiştir. Bu durumda sürtünme gücü 0,96 kW ve efektif güç 6,05 kW olarak hesaplanmıştır. Buradan sürtünme kaybı %15,9 olarak belirlenmiştir. Rhombic-hareket mekanizmalı motorda piston yan yüzey kuvveti meydana gelmediğinden, piston-silindir sürtünmeleri azalmaktadır. Ancak mekanizmada kullanılan ana ve kol yatak sayısının krank mekanizmalı bir motora göre artması buradaki kazancı bir miktar azaltmaktadır. Şekil 4.11 incelendiğinde sürtünmeli ve sürtünmesiz şartlarda motorun hızlanma rejiminde de bir miktar farklılık görülmektedir. Sürtünmesiz şartlarda motor 3000 rpm ortalama hıza 0,59 s’de ulaşırken, sürtünmeli şartlarda 0,64 s’de ulaşmaktadır.



Şekil 4.12. Farklı motor hızlarında çıkış mili hız dalgalanmaları

Şekil 4.12 farklı ortalama motor hızları için çıkış milinde meydana gelen hız dalgalanmalarının zaman bağlı değişimini göstermektedir. Şekilde görülen tüm veriler termodinamik analizden elde edilen 8,9 bar İOEB profili kullanılarak elde edilmiştir. Başlangıç anında motor hızı sıfırdır ve motorun ilk harekete geçebilmesi için motora 5 rad boyunca 50 Nm’lik marş momentı uygulanmıştır. $\theta > 5 \text{ rad}$ dişli açısından sonra marş momentı ortadan kaldırılmış ve motor silindir içi gaz basınç kuvveti ile hızlanmaya devam

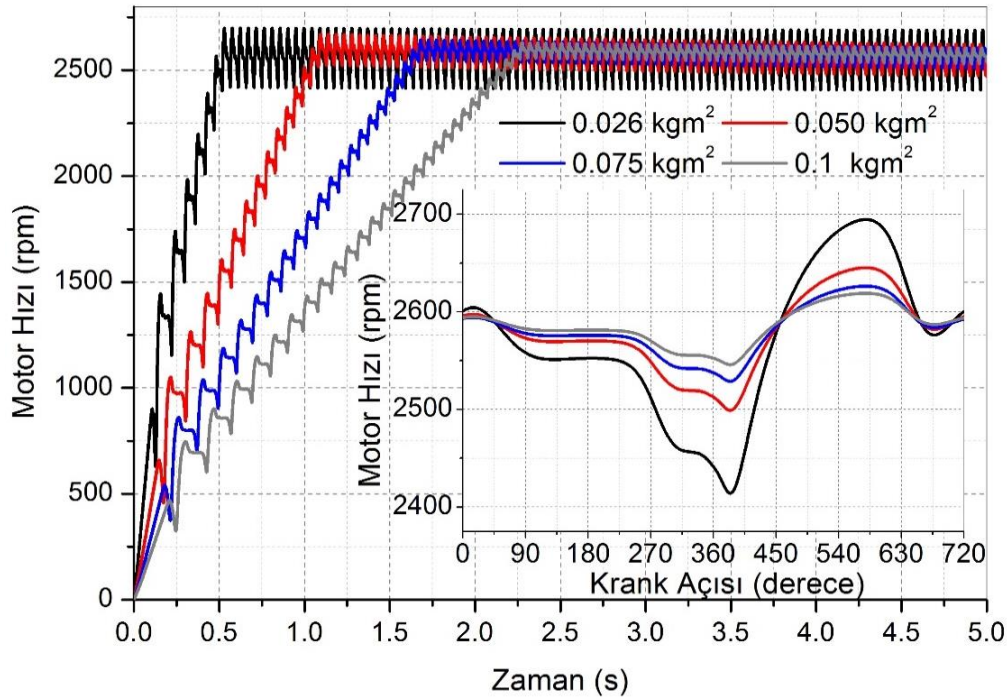
etmiştir. Marş anından istenilen motor ortalama hızına ulaşıncaya kadar motora harici bir moment uygulanmamıştır. İstenilen motor hızına ulaşıldığında motora harici bir moment uygulanarak motor hızının sabit kalması sağlanmıştır. Ortalama motor hızları 1500, 2000, 2500, 3000 ve 3500 rpm olmak üzere 5 farklı motor devrinde sabitlenmiştir. Motoru 8,9 bar İOEB profilini kullanarak bu hızlarda sabit tutabilmek için sırasıyla 21,45, 20,65, 19,8, 19,25 ve 18,4 Nm harici yük uygulanmıştır. Ortalama motor hızı azaldıkça motor hızını sabit tutabilmek için gerekli olan harici momentin arttığı görülmektedir. Pratikte içten yanmalı motorlarda motor momenti maksimum tork devrine kadar artmakta ve daha sonra tekrar azalma eğilimine girmektedir. Bu durum volümetrik verim ile doğrudan ilişkilidir. Bu analizde volümetrik verim her motor devri için sabit kabul edildiğinden silindir basınç profili motor devrine bağlı olarak değişmemektedir. Dolayısıyla termodinamik olarak her devirde motorun aynı momenti üretmesi gerekmektedir. Ancak bu dinamik analizde motor devrinin azalmasına bağlı olarak artan motor momenti, motor hızı ile birlikte azalan sürtünme kayıplarından kaynaklanmaktadır. Sürtünme kayıpları motor devri ile azaldığından, aradaki fark motor momentine artış olarak yansımaktadır. Şekil 4.12 incelendiğinde ortalama motor hızı arttıkça hız dalgalanmalarının azaldığı görülmektedir. 3500, 3000, 2500, 2000 ve 1500 rpm ortalama motor hızları için hız dalgalanmaları sırasıyla %5,9, %7,8, %11,2, %18 ve %33 olarak belirlenmiştir. Hız dalgalanmalarında volan kütle atalet momenti ve silindir içi gaz basıncı oldukça önemlidir. Şekil 4.12 elde edilirken analizde kütle atalet momenti olarak dişlilerin kütle atalet momenti olan $0,026 \text{ kgm}^2$ değeri kullanılmıştır. Ancak analiz sonuçları özellikle düşük devirlerde hız dalgalanmasının yüksek olduğunu ve dolayısıyla bu motor için ayrıca bir volana ihtiyaç olduğunu açıkça göstermektedir.



Şekil 4.13. Motor hızının ve piston konumunun bir çevrimdeki değişimi

Şekil 4.13’de motor hızının ve piston konumunun bir çevrimdeki değişimi görülmektedir. Grafikte görülen hız dalgalanması eğrisi ortalama motor hızı 2500 rpm’e ulaştıktan sonra kararlı rejim bölgesinden alınan bir çevrimlik data ile elde edilmiştir. Yine aynı bölgeden alınan piston konumu da grafikte görülmektedir. Çevrimin başında rhombic mekanizmasının doğasından kaynaklı olarak egzoz sonu ve hemen ardından emme başlangıcı gelmektedir. Piston AÖN’ya ininceye kadar emme işlemi gerçekleştirilmekte ve daha sonra 383° dişli açısına kadar sıkıştırma gerçekleştirilmektedir. Hemen ardından ise genişleme ve tekrar AÖN’dan sonra egzoz işlemi ile çevrim tamamlanmaktadır. Silindir basıncının etkisi ile faydalı iş üretimi bu dört zamandan sadece genişleme zamanında elde edilmekte bu sırada silindir gaz basınç kuvveti piston üzerinde iş yapmaktadır. Diğer tüm zamanlarda ise pistonu dışarıdan iş verilerek ölü zamanların atlatılması gerekmektedir. Çevrimin başında emme ve sıkıştırma işlemleri sırasında motor hızının azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni çıkış mili kinetik enerjisinin emme ve sıkıştırma için harcanarak azalmasıdır. Bu sırada dişliler ve volan sahip olduğu enerjinin bir miktarını kaybettiğinden motorun hızı azalmaktadır. Sıkıştırma sonunda silindir gaz basıncının etkisi ile piston büyük bir kuvvet ile aşağı doğru itilerek hız kazanmaktadır. Pistonun bu hareketi rhombic mekanizması ile dişlilerde ve çıkış milinde dairesel harekete dönüşmektedir. Bu sırada dişlilere kinetik enerji kazandığından motor hızı hızlıca artmaktadır. Ancak genişleme zamanından sonra, egzoz zamanı boyunca

yine dişlilerin kinetik enerjisi egzoz işlemi için harcandığından motor hızı azalma eğilimine girmektedir. Buradan anlaşılabileceği gibi silindir içi gaz basıncındaki maksimum değerler ile dişli ve volanın kütle atalet momentleri hız dalgalanmalarına etki etmektedir. Dönen elemanların kütle atalet momenti arttıkça depolayabilecekleri enerji miktarı artacağından ölü zamanların atlatılması kolaylaşacak ve hız dalgalanmaları azalacaktır.

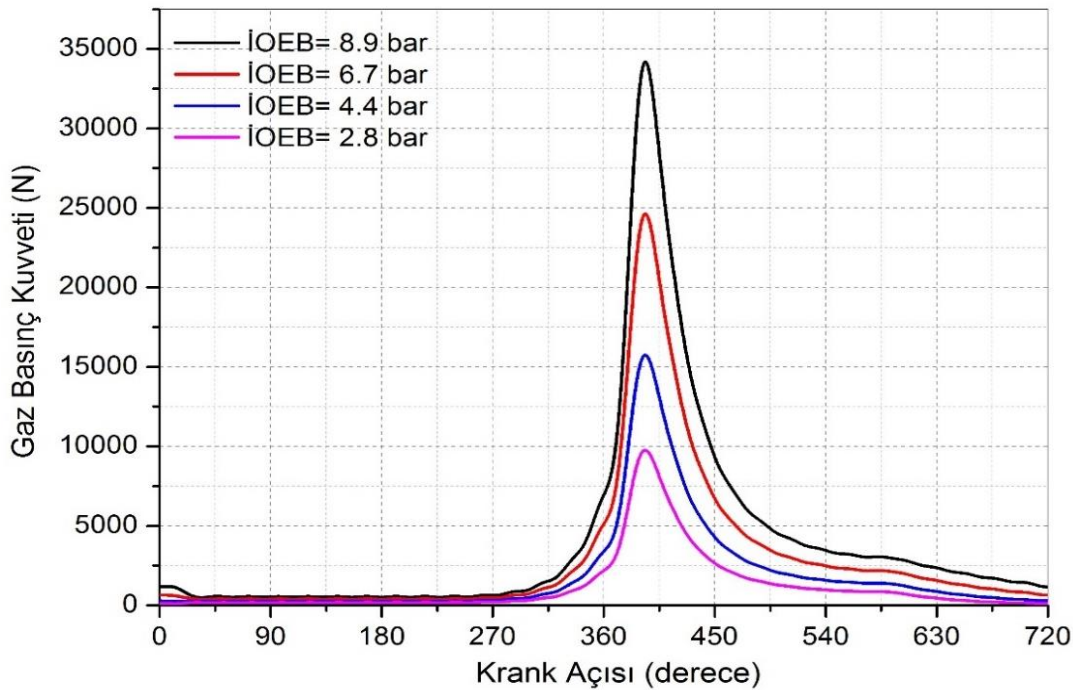


Şekil 4.14. Volan-dişli kütle atalet momentlerinin motor hız dalgalanmaları üzerindeki etkisi

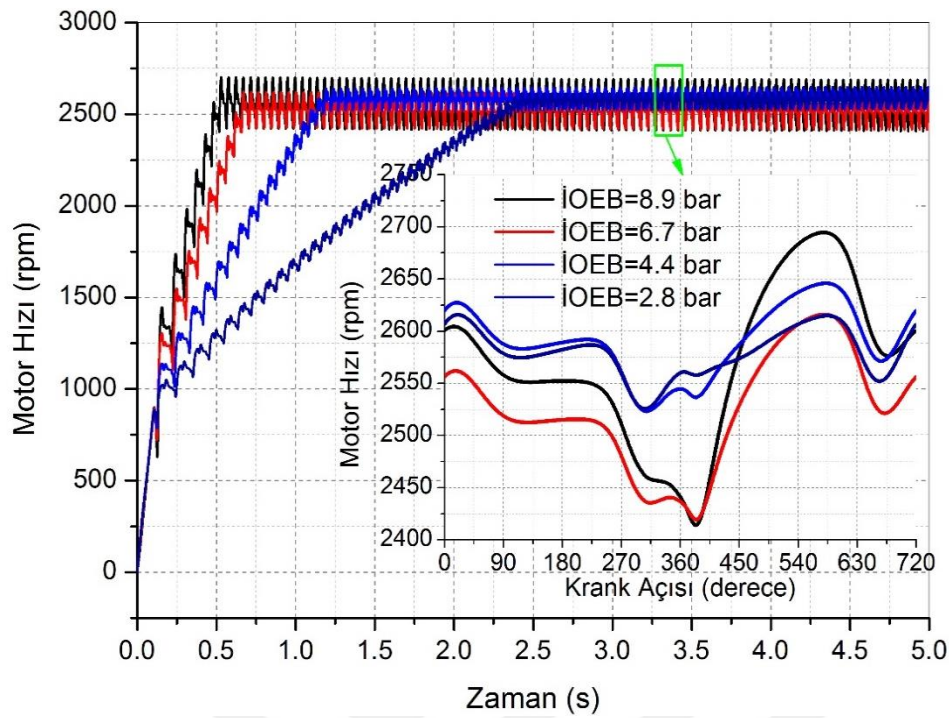
Şekil 4.14'de farklı volan-dişli toplam kütle atalet momentinin motorun hız dalgalanmaları ve hızlanma süreci üzerindeki etkileri görülmektedir. Rhombic mekanizmalı motorun tasarımında kullanılan dişlilerin toplam kütle atalet momentleri $0,026 \text{ kgm}^2$ olarak belirlenmiştir. Analizde ayrıca $0,05$, $0,075$ ve $0,1 \text{ kgm}^2$ kütle atalet momentlerine sahip dişli volan grubunun kullanılması durumundaki hız dalgalanmaları da incelenmiştir. Şekil 8.9 bar İOEB silindir içi basınç profili kullanılarak elde edilmiştir. Her durum için motor 2500 rpm ortalama hızına ulaşana kadar motora harici bir yük uygulanmamıştır. Şekil 4.14'de görüldüğü üzere kütle atalet momenti arttıkça motorun 2500 rpm ortalama hıza ulaşma süresi uzamıştır. $0,026$, $0,05$, $0,075$ ve $0,1 \text{ kgm}^2$ kütle atalet moment değerleri için ivmelenme süreleri sırasıyla $0,52$, $1,04$, $1,65$ ve $2,2 \text{ s}$ olduğu tespit edilmiştir. Buna karşılık kütle atalet momentinin artması motor hız dalgalanmalarını azaltmıştır. $0,026$, $0,05$, $0,075$ ve $0,1 \text{ kgm}^2$ kütle atalet moment değerleri için 2500 rpm ortalama motor hızında motor hız

dalgalanmaları sırasıyla, %11,2, %5,5, %3,7 ve %2,8 olarak belirlenmiştir. Kütle atalet momenti değerinin 0,026'dan 0,5 kgm²'ye yaklaşık iki kat artırılması motor ivmelenme süresini iki kat arttırırken hız dalgalanmalarını da iki kat azaltmıştır. Şekil 4.12'de de açıklandığı üzere tasarımı gerçekleştirilen motorda sadece dişlilerin kullanılması özellikle 1500 rpm gibi düşük motor devirlerinde motor hız dalgalanmalarının kabul edilemeyecek seviyelere ulaşmasına neden olmaktadır. Bu nedenle kütle atalet momentini arttırmak amacıyla ilave bir volan kullanılması gerekmektedir. Ancak bu durum motorun toplam ağırlığının da artmasına neden olacaktır.

Şekil 4.15'de farklı İOEB profilleri için silindir içi gaz basınç kuvvetinin krank açısına bağlı değişimleri görülmektedir. 8,9, 6,7, 4,4 ve 2,8 bar olmak üzere dört farklı İOEB profili motor yükünün motor hız dalgalanmalarına etkisini incelemek amacıyla kullanılmıştır. Şekilde görüldüğü üzere motor yükünün de bir tanımı olan İOEB değeri arttıkça pistona uygulanan ortalama ve maksimum gaz basınç kuvveti artmaktadır. 8,9, 6,7, 4,4 ve 2,8 bar İOEB profillerinin kullanılması durumunda pistona etki eden maksimum gaz basınç kuvvetleri sırasıyla, 34, 24,5, 15,7 ve 9,7 kN olarak belirlenmiştir. Çevrimin doğası gereği değişken olan gaz basınç kuvveti motor hız dalgalanmalarına etki ederken, gaz basınç kuvvetinin ortalama değeri motor momenti ve ivmelenme süresini etkilemektedir.

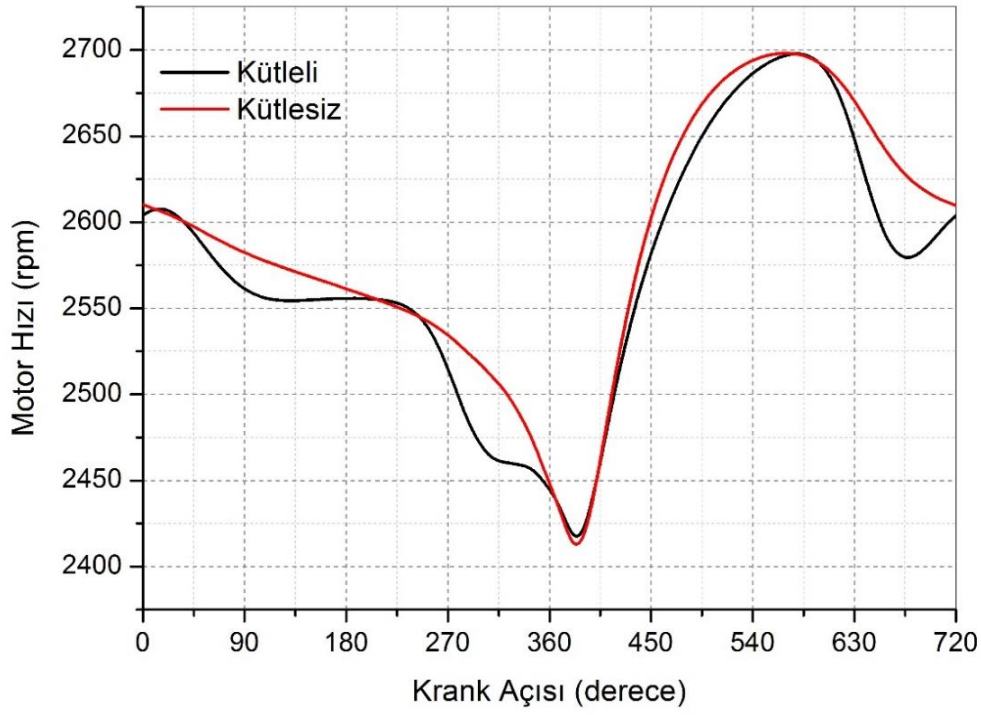


Şekil 4.15. Silindir gaz basınç kuvvetinin farklı basınç profilleri için krank açısına bağlı değişimi

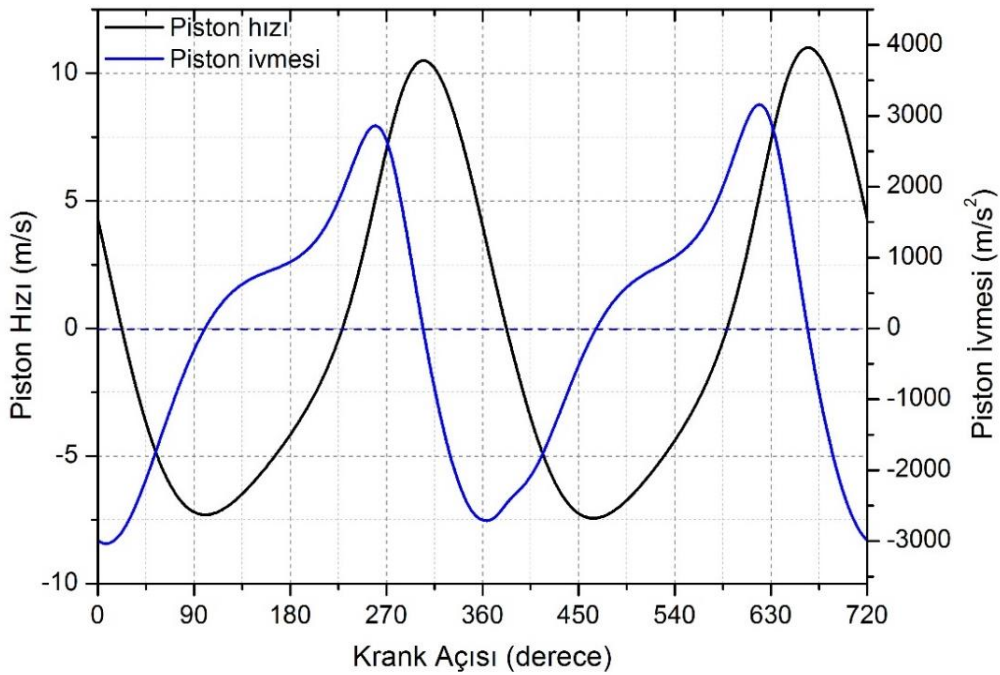


Şekil 4.16. Farklı basınç profilleri için motorun ivmelenme ve hız dalgalanmalarının değişimi

Şekil 4.16'da İOEB profillerinin motorun ivmelenmesi ve hız dalgalanmaları üzerindeki etkisi görülmektedir. Analiz 2500 rpm ortalama motor hızında gerçekleştirilmiş olup motor bu hıza ulaşana kadar motora herhangi bir harici yük tatbik edilmemiştir. 2500 rpm ortalama motor hızına ulaştıktan sonra 8,9, 6,7, 4,4 ve 2,8 bar İOEB profillerinin kullanılması durumunda motor hızını 2500 rpm'de sabit tutabilmek için sırasıyla 19,8, 14,27, 7,35 ve 2,9 Nm'lik harici momentler uygulanmıştır. İOEB değeri net işin ve aynı zamanda motor yükünün bir göstergesi olduğundan İOEB azaldıkça motorun taşıyabileceği moment azalmıştır. Ayrıca İOEB değeri azaldıkça pistonu etki eden ortalama gaz kuvveti de azaldığından motorun ivmelenme süresi uzamıştır. Şekil 5.6'da görüldüğü üzere 8,9, 6,7, 4,4 ve 2,8 bar İOEB profilleri kullanıldığında ivmelenme süreleri sırasıyla 0,48, 0,65, 1,15 ve 2,4 s olarak belirlenmiştir. İOEB değeri arttıkça ivmelenme süresi azalırken aynı ortalama motor hızında motor hız dalgalanmalarının arttığı görülmektedir. 8,9, 6,7, 4,4 ve 2,8 bar İOEB profilleri için motor hız dalgalanmaları sırasıyla %11,2, %7,7, %4,6 ve %3,4 olarak belirlenmiştir. İOEB değeri azaldıkça emme ve sıkıştırma sürecinde yaşanan hız düşüşünün azaldığı görülmektedir. Bu durum İOEB değeri azaldıkça aynı motor hızında piston ivmesinin daha etkin bir hale gelmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.17. Piston ve bağlantı kolu kütlesinin motor hız dalgalanmasına etkisi



Şekil 4.18. Piston hız ve ivmesinin bir çevrimdeki değişimi

Şekil 4.17’de piston ve bağlantı kolu kütlesinin motor hız dalgalanmasına bir çevrimdeki etkisi görülmektedir. Analiz 8,9 bar İOEB profili kullanılarak gerçekleştirilmiş ve ortalama motor hızı 2500 rpm’e ulaştığında motora harici yük uygulanmıştır. Piston ve bağlantı kolu

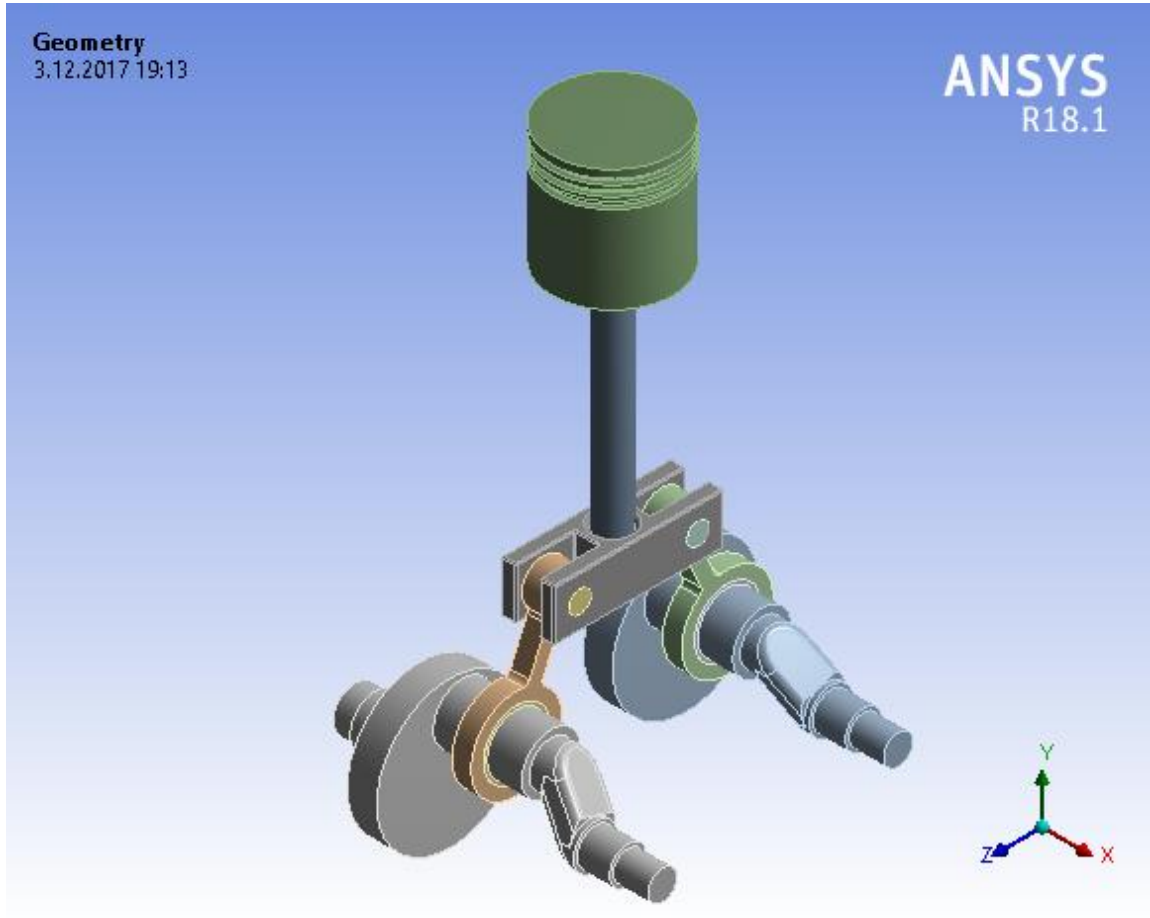
kütlesi ihmal edilerek gerçekleştirilen analizde emme ve sıkıştırma boyunca motor hızının düzenli bir şekilde azaldığı, yanma işlemiyle birlikte motor hızının hızla arttığı ve egzoz zamanında tekrar azalmaya bağladığı görülmektedir. Piston ve bağlantı kolu kütlesi dikkate alındığında ise özellikle ölü zamanlardaki hız dalgalanmaları dikkat çekmektedir. Bu durum piston hız ve ivmesi ile açıklanabilir. Şekil 4.18’de pistonun bir çevrimdeki hız ve ivme grafiği görülmektedir. Şekil 4.17’de kütlelerin dikkate alındığı durumda motor hızının 90°’ye kadar hızla düştüğü daha sonra sabit kalma eğilimine girdiği görülmektedir. Bu anda piston hız ve ivmesi incelendiğinde aynı dişli açısına kadar pistonun negatif yönde hızlanma eğiliminde olduğu ve yaklaşık 90° dişli açısında maksimuma ulaştığı görülmektedir. Piston ivmesi bu sırada sıfır olmakta ve pozitif yönde artmaktadır. Bu krank açısına kadar motor hızındaki azalma pistonun negatif yönde hızlanma sürecinde olmasından kaynaklanmakta ve bu nedenle piston ataleti motor hızının azalmasına neden olmaktadır. 90° dişli açısından sonra ise pistonun yavaşlamaya başlamasıyla birlikte ivme yön değiştirdiğinden piston ataleti dişliler üzerinde bir döndürme momenti etkisi yarattığından motor hızı belirli bir süre sabit kalma eğilimi göstermektedir. Benzer durumlar sıkıştırma ve egzoz zamanlarında da açıkça görülmektedir. Genişleme zamanında ise silindir gaz basınç kuvvetinin piston ataletine göre çok daha büyük olması nedeniyle burada sadece genişlemenin sonuna doğru küçük bir fark ortaya çıkmaktadır.

4.3. Yapısal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Tezin bu kısmında termodinamik ve dinamik analizler sonucu belirlenen değerler yardımıyla bir önceki kısımda çizimleri gerçekleştirilen parçaların ANSYS programı vasıtasıyla dayanım analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler basma ve çekme olarak iki farklı şekilde yapılmıştır. ANSYS programında analizler yapılırken piston tepesine gelen kuvvet motor parçalarına tek tek değil bir bütün olarak ele alınarak uygulanmıştır. Bütün parçalarda farklı et kalınlıkları ve uzunluklar verilerek analizler gerçekleştirilmiş olup tezde sadece uygun ölçülerdekiler sonuçlar koyulmuştur. Ayrıca analizler esnasında motor parçaları için birçok farklı malzeme denenmiş olup hem maliyet için hem de ağırlık için pistonda alüminyum alaşımı, burçlarda bronz ve diğer motor malzemelerinde ise AISI 1040 çeliği seçilmiştir.

4.3.1. Basma analizi sonuçlarının değerlendirilmesi

Resim 4.1’de analizi yapılacak parçaların SOLIDWORKS programından ANSYS’e aktarılmış hali verilmiştir. ANSYS programında analiz türü olarak yapısal analiz seçilmiştir. Termodinamik ve dinamik analizler sonucu elde edilen veriler kullanılarak dayanım analizleri gerçekleştirilmiştir.



Resim 4.1. SOLIDWORKS programında çizilip ANSYS programına aktarılan motor parçalarının izometrik görünümü

Engineering Data Sources				
	A	B	C	D
1	Data Source		Location	Description
2	★ Favorites			Quick access list and default items
3	General Materials			General use material samples for use in various analyses.
4	General Non-linear Materials			General use material samples for use in non-linear analyses.

Outline of General Materials				
	A	B	C	D
1	Contents of General Materials	Add		Source
4	Aluminum Alloy			General_Materials.xml

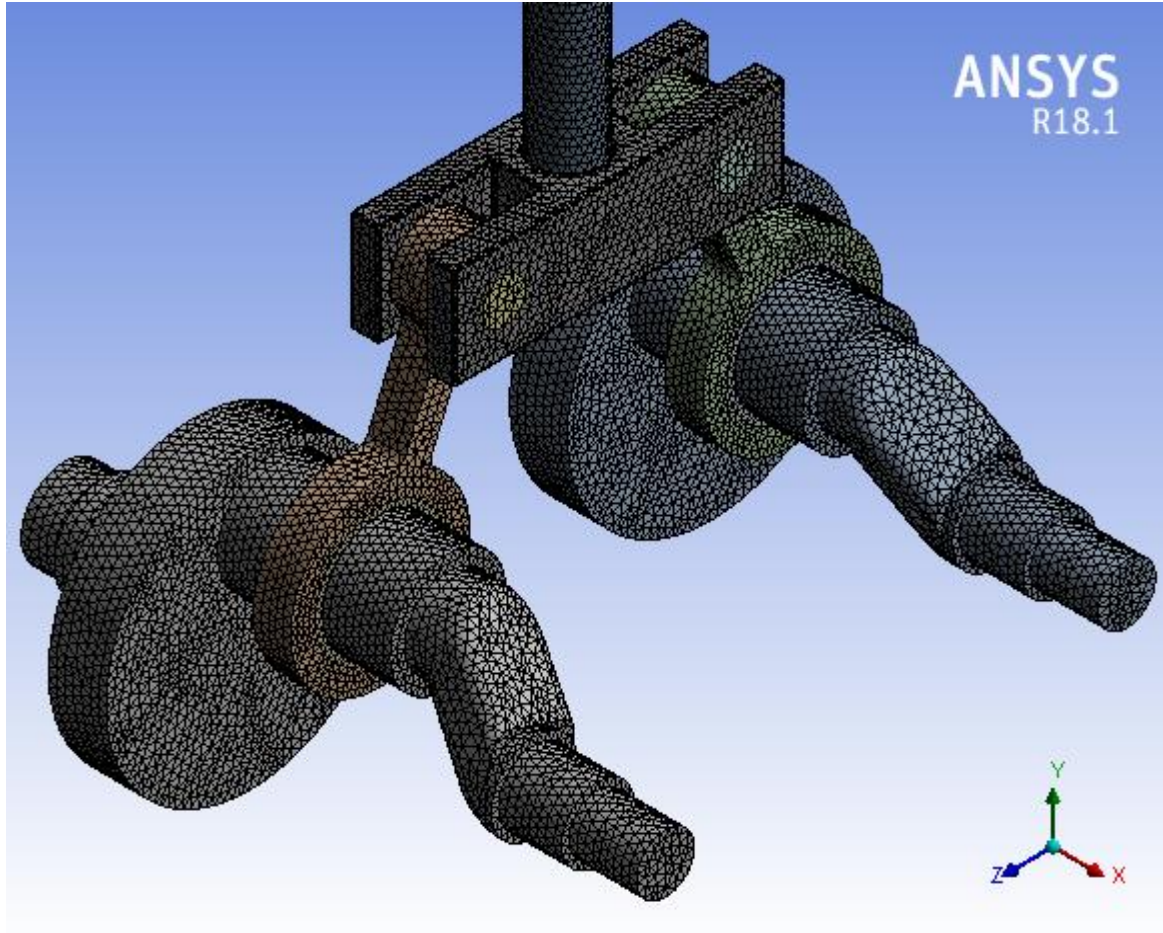
Properties of Outline Row 4: Aluminum Alloy			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	2770	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	2.3E-05	C ⁻¹
5	Isotropic Elasticity		
6	Derive from	Young's ...	
7	Young's Modulus	7.1E+10	Pa
8	Poisson's Ratio	0.33	

Resim 4.2. ANSYS programı malzeme kütüphanesinden parçalar için malzeme tayini

Motor parçalarına AISI 1020, 1030, 1035, sementasyon çeliği, küresel grafitli dökme demir, alüminyum alaşımı, pirinç, bronz gibi farklı malzemeler atanarak analizler yapılmış ve analizler sonucunda en uygun malzemenin piston için alüminyum alaşımı, burçlar için bronz ve geriye kalan diğer parçalar içinse AISI 1040 çeliği seçilmiştir. Seçimler yapılırken;

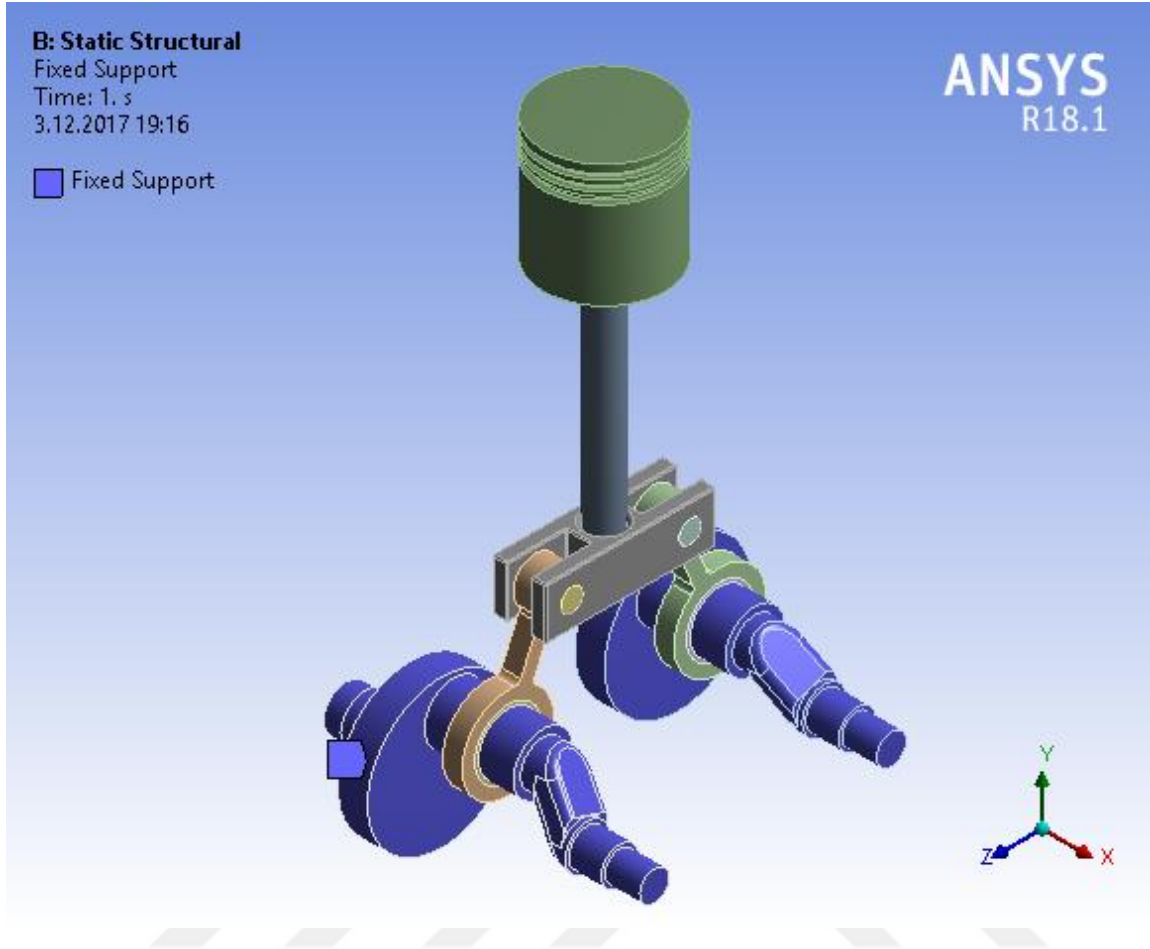
- Malzemenin fiyatı,
- Temin edilebilme kolaylığı,
- Fiziksel ve kimyasal özellikleri,
- İşlenebilirliği gibi parametreler dikkate alınmıştır.

Motor parçalarına mesh uygulamasında, mesh metodu olarak ‘tetrahedrons’ seçilmiş olup, daha doğru sonuçlar elde edebilmek ve hata payını azaltmak için mesh boyutu da 3 mm olarak uygulanmıştır Resim 4.3’de motor parçalarına mesh uygulaması görülmektedir.



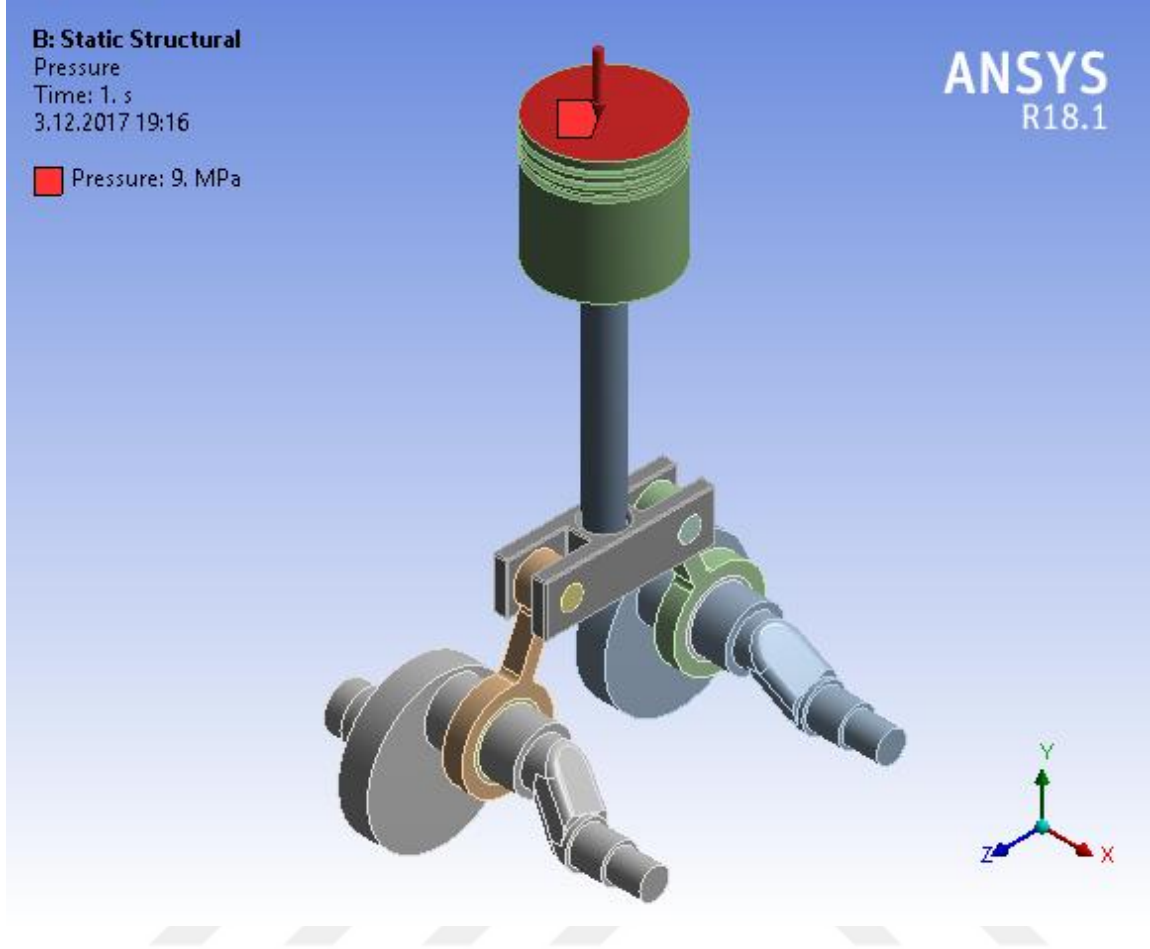
Resim 4.3. Motor parçalarının mesh edilmiş hali

Yapısal analizleri gerçekleştirebilmek için sistemi sabitleyebileceğimiz yerler krank milleri olarak belirlenmiştir. Bu yerler programda sınır şartı olarak sisteme uygulanmıştır. Resim 4.4’de sisteme sınır şartının uygulandığı noktalar gösterilmiştir.



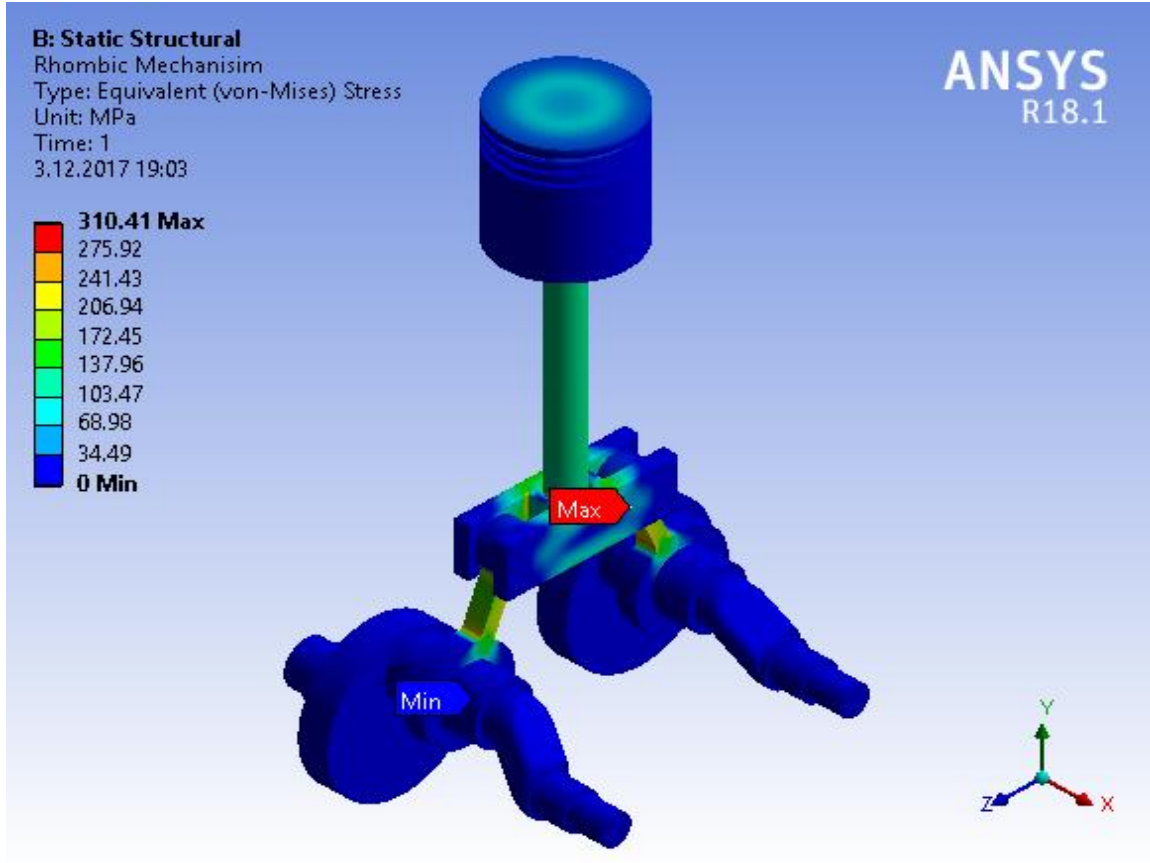
Resim 4.4. Sistemin sabitleme yerleri

Termodinamik ve dinamik analizler sonucunda piston tepesine etki eden maksimum basınç 64,5 bar civarında çıkmıştır. Emniyet katsayısını da dikkate alarak analizlerde 9 MPa basınç piston tepesine etki ettirilmiştir (Resim 4.5). Parçalar analizin gerçekleştirilebilmesi için krank millerinden sabitlenmiştir. Analiz sonucunda parçalara etki eden maksimum ve minimum basınçlar tek tek ekran görüntüleri alınarak aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

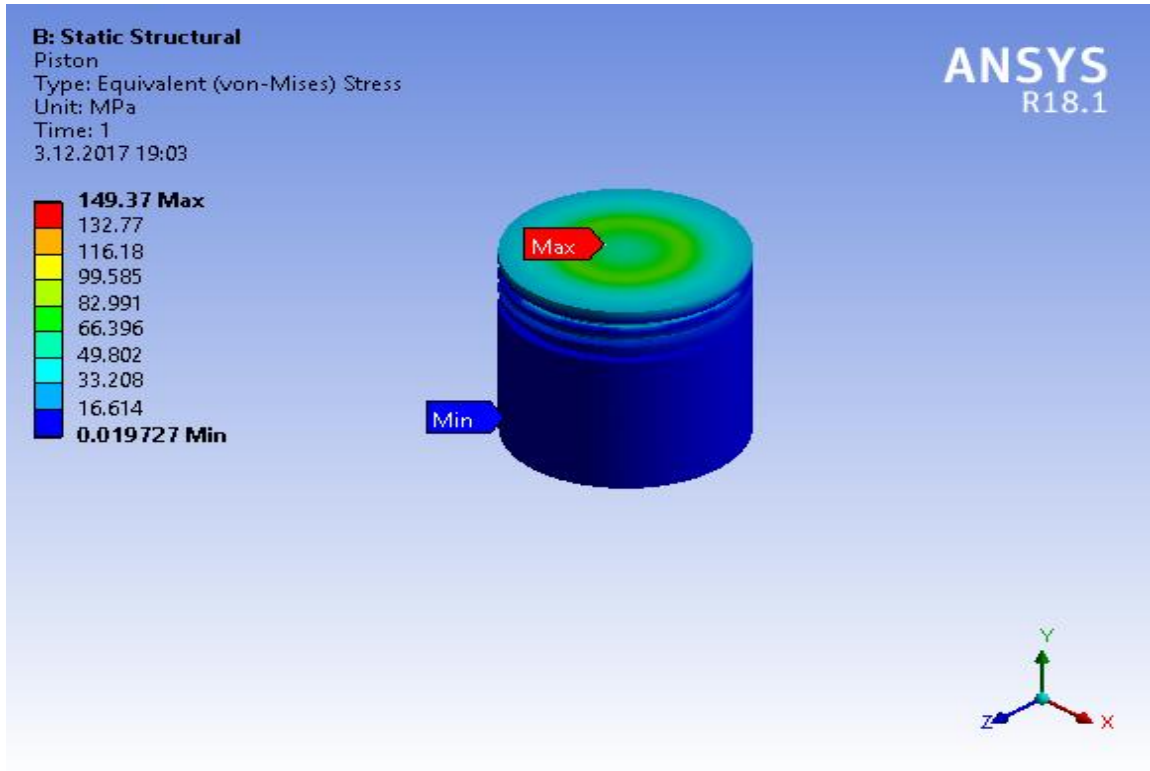


Resim 4.5. Basıncın uygulama bölgesi ve miktarı

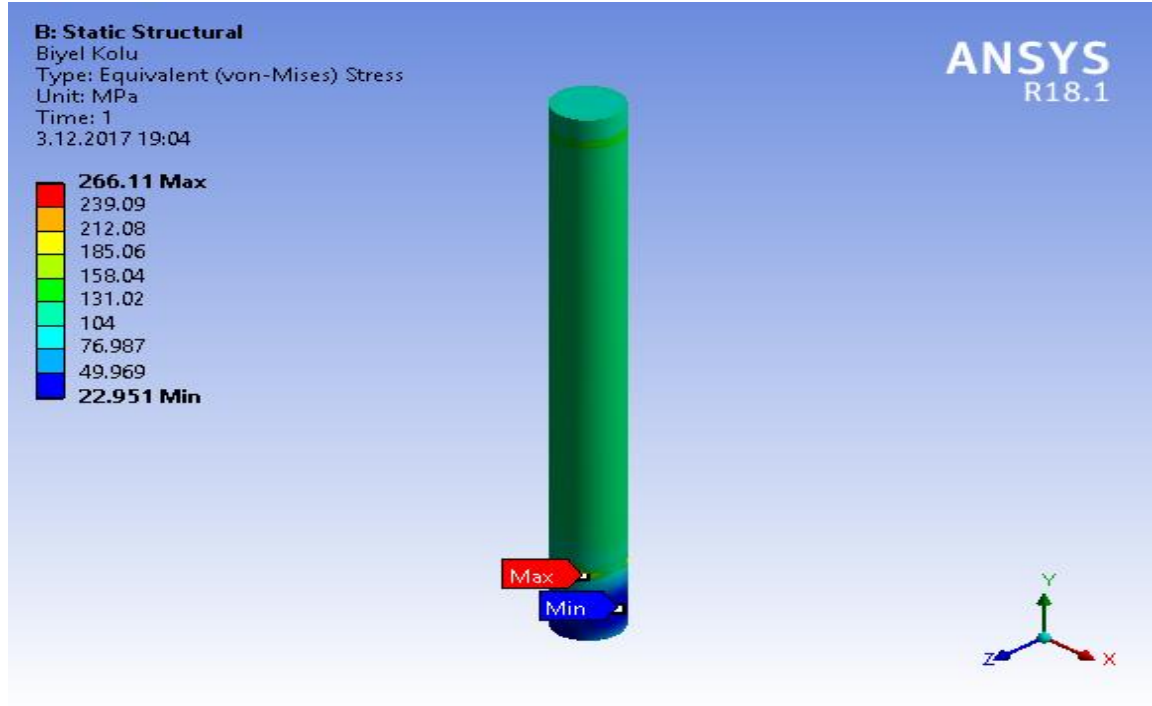
Bütün bu girdilerden sonra yapılan analizler sonucunda motor parçaları üzerinde meydana gelen en yüksek ve düşük gerilme değerleri Resim 4.6’de görülmektedir. En yüksek gerilme 310,41 MPa değeri ile rhombic kollarında meydana geldiği Resim 4.11’de görülmektedir. AISI 1040 çeliğin akma mukavemeti 370 MPa olduğundan rhombic kolları, bağlantı parçası, biyel ve krank milleri için bu malzeme seçilmiştir. Seçim yapılırken öncelikle motor ölçüleri optimize edilmiştir. AISI 1040 çeliğinin özellikleri daha önce Çizelge 3.9’da verilmişti. Resim 4.7 incelendiğinde pistonda maksimum gerilmenin 149,37 MPa ile piston tepesinde meydana geldiği görülmektedir. Bu nedenle de piston malzemesi olarak Çizelge 3.8’de özellikleri belirtilen alüminyum alaşım malzeme seçimi gerçekleştirilmiştir. Resim 4.8’de biyel koluna, Resim 4.9’da bağlantı parçasına, Resim 4.10’da da pime etki eden basınç değerleri görülmektedir. Bu üç motor parçası için AISI 1020 çelik malzemesi de seçilebilir. Resim 4.12’de yatak malzemesi olarak 2 mm kalınlığında bronz burç kullanılmıştır. Bu parçaya gelen maksimum gerilme değeri 119,58 MPa olarak gözlemlenmiştir.



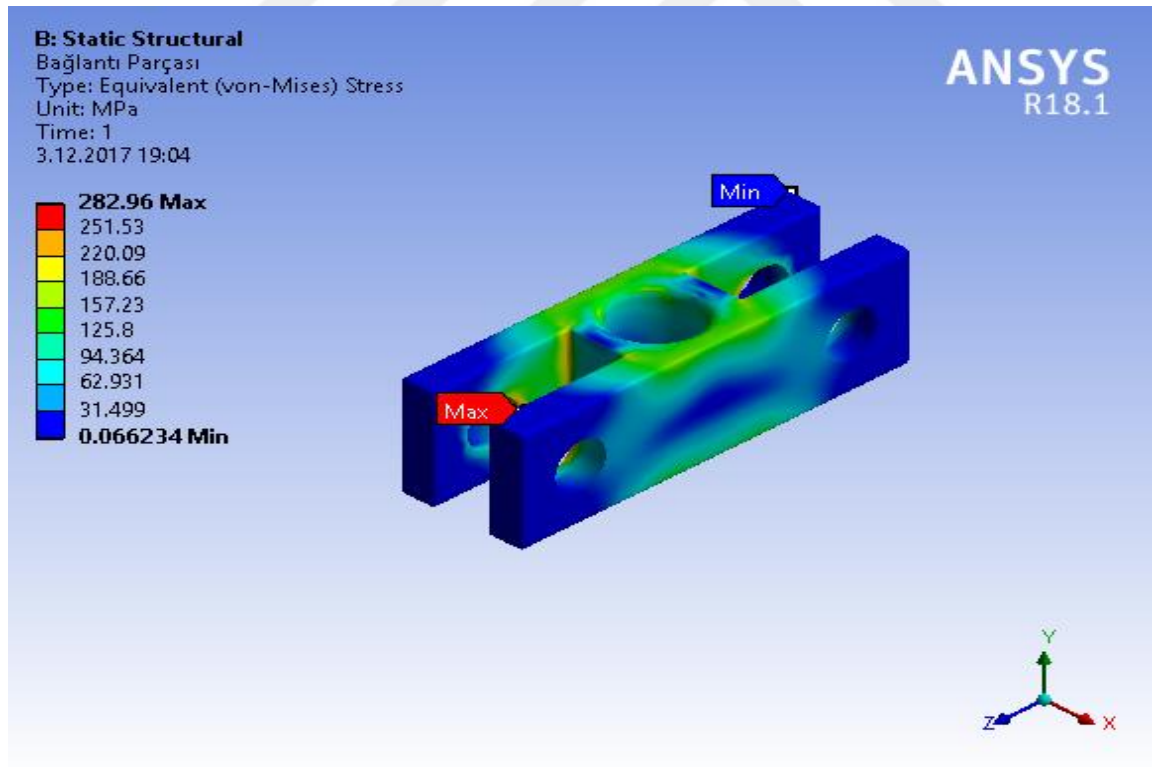
Resim 4.6. Yapısal analiz sonucu motor parçaları üzerinde meydana gelen gerilmeler



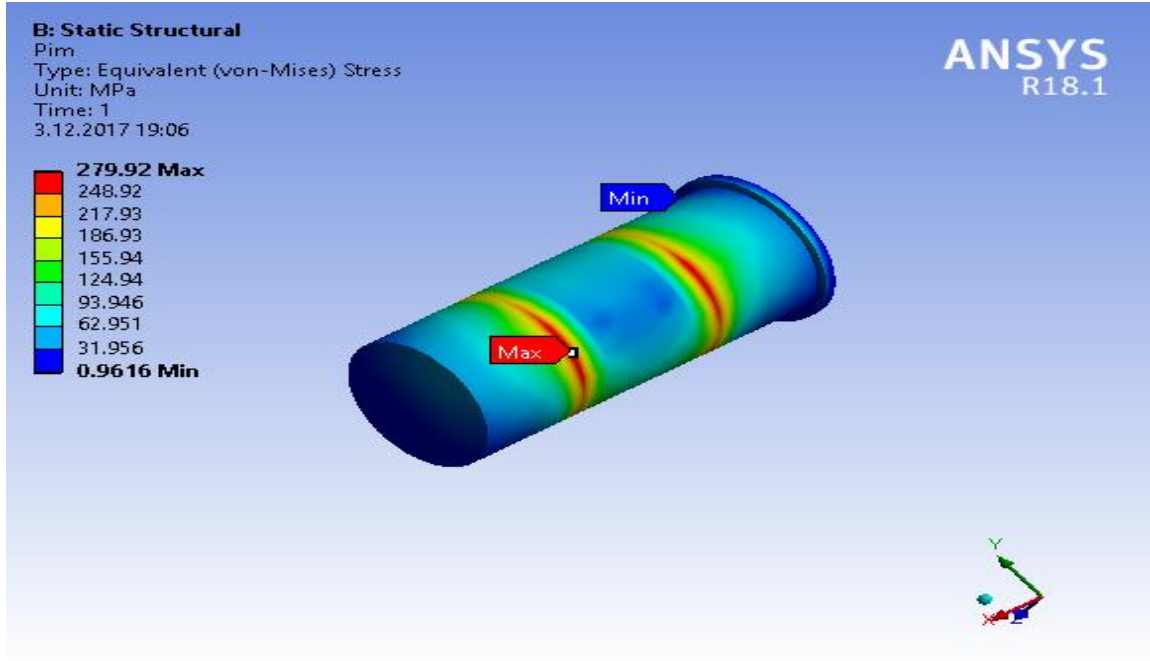
Resim 4.7. Pistonun yapısal analiz çözümü



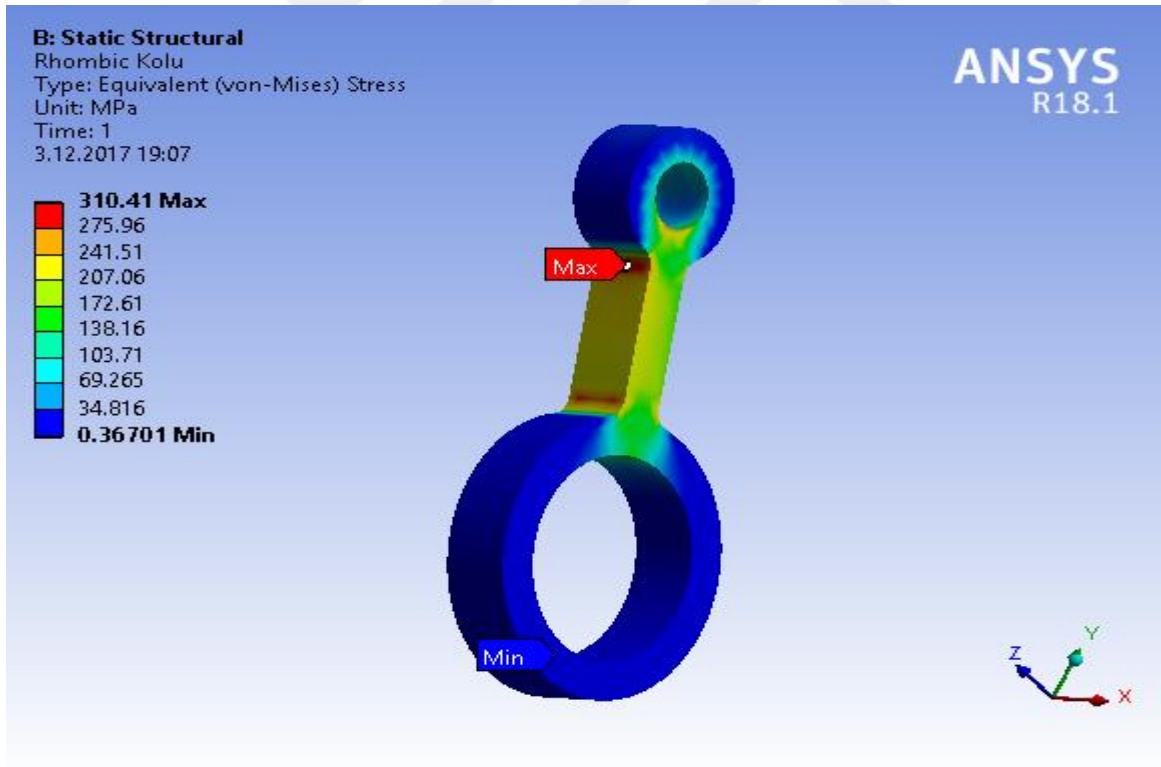
Resim 4.8. Biyel kolunun yapısal analiz çözümü



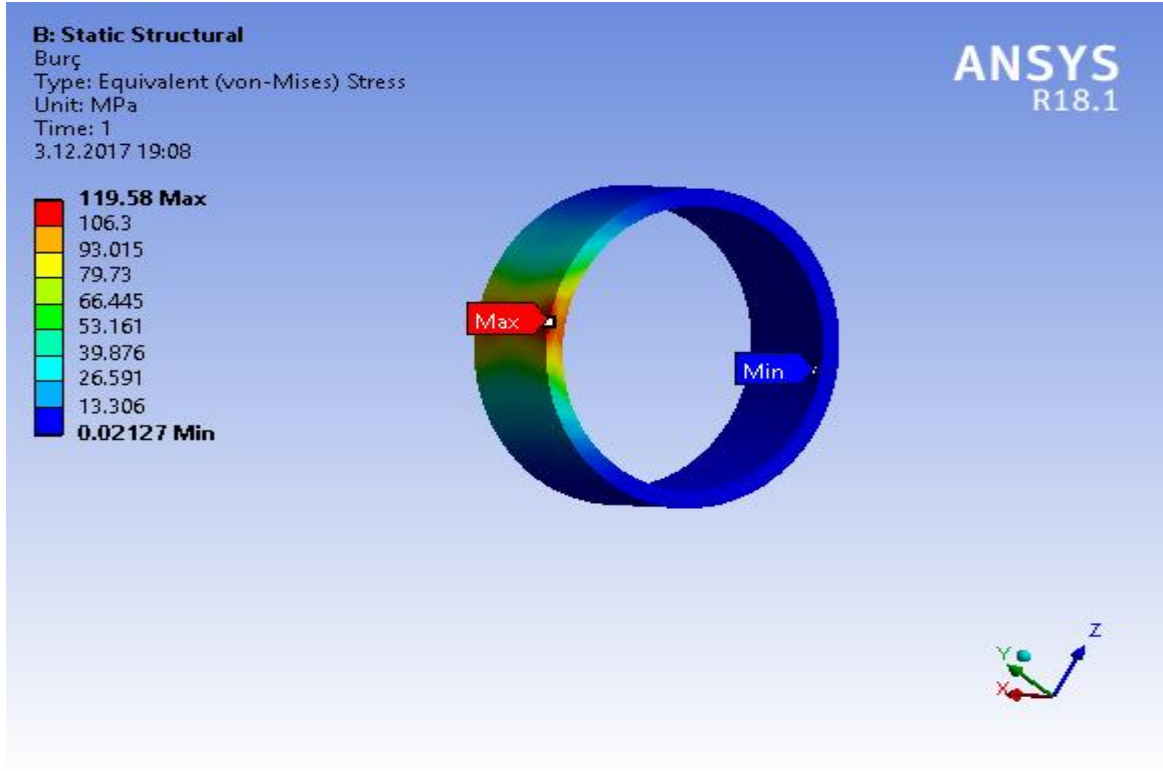
Resim 4.9. Bağlantı parçasının yapısal analiz çözümü



Resim 4.10. Pimin yapısal analiz çözümü



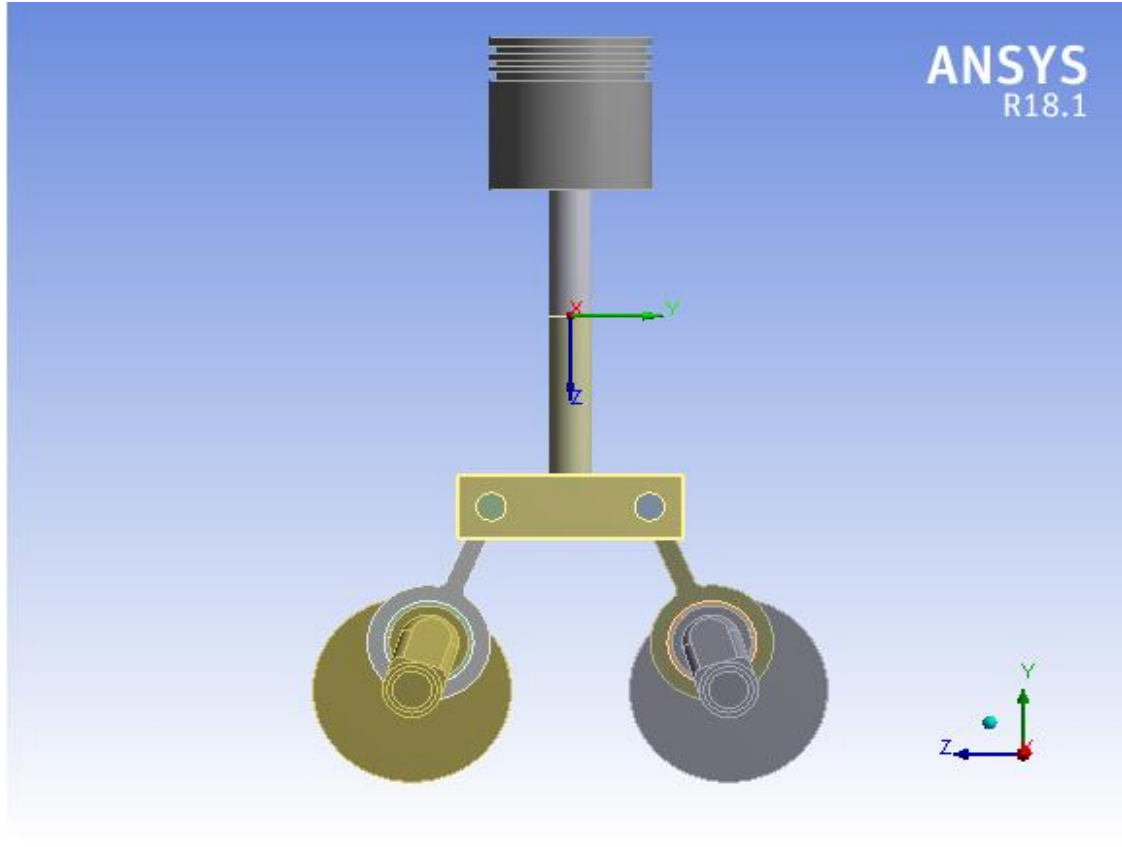
Resim 4.11. Rhombic kolunun yapısal analiz çözümü



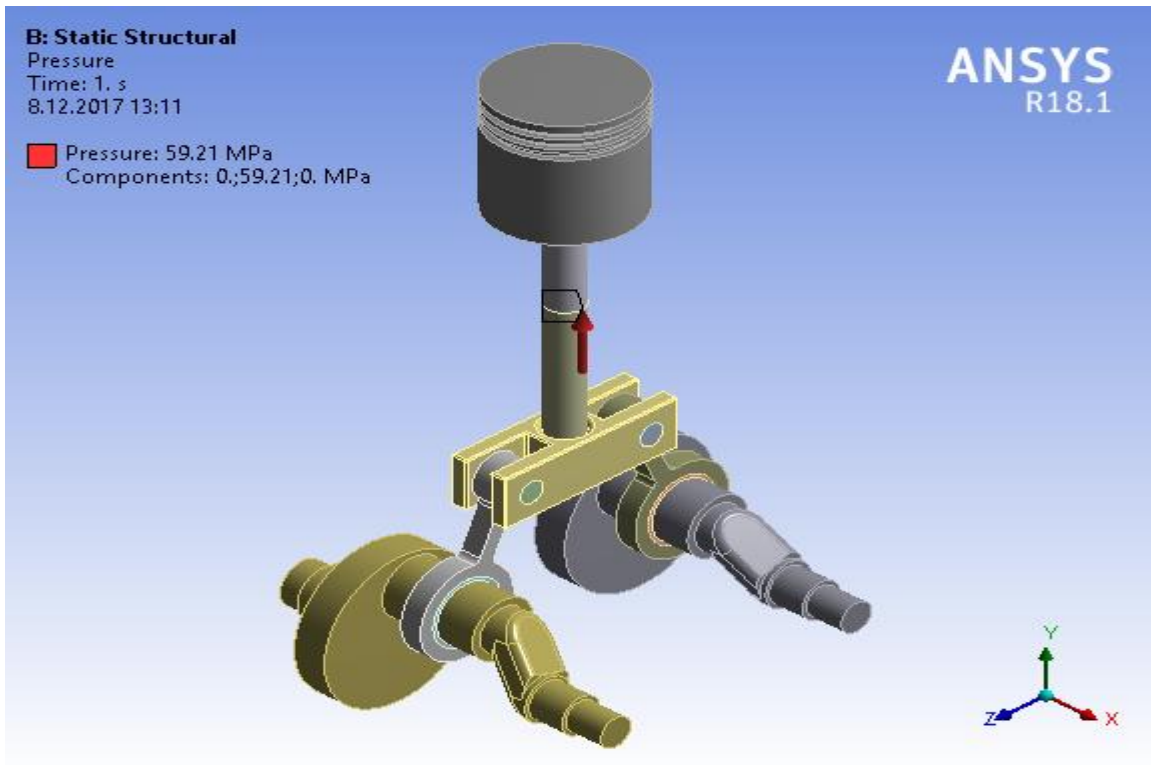
Resim 4.12. Burcun yapısal analiz çözümü

4.3.2 Çekme analizi sonuçlarının değerlendirilmesi

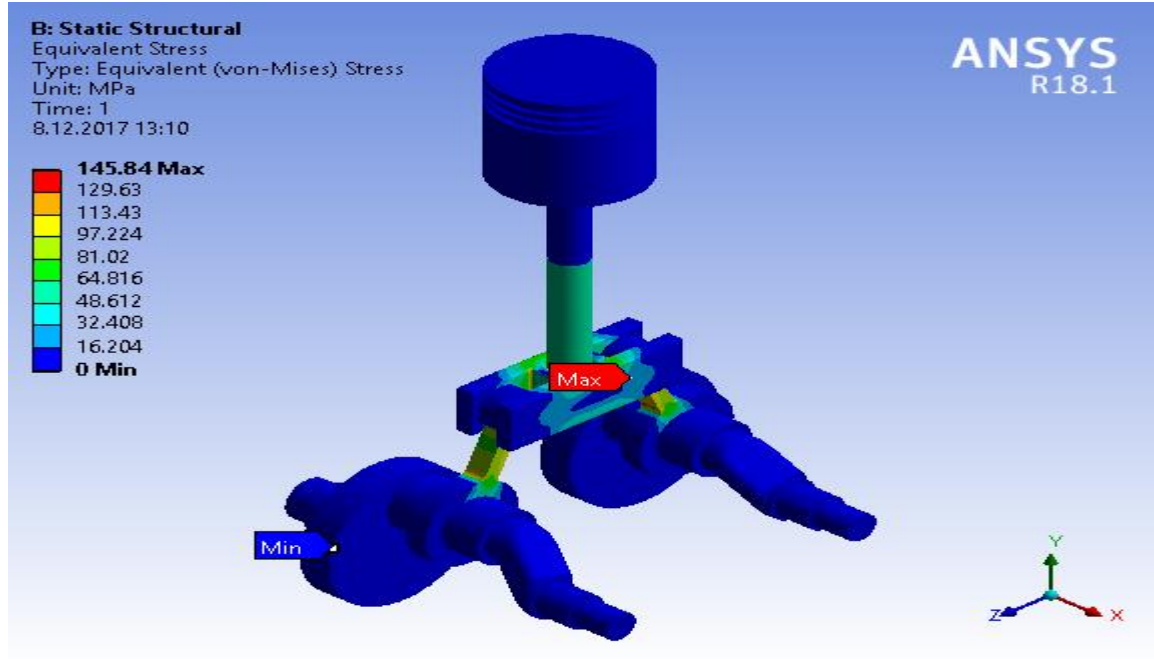
Resim 4.13’de motor parçalarından piston, biyel ve bağlantı parçasının ağırlık merkezi gösterilmiştir. Belirlenen bu ağırlık merkezine etki eden kuvvete karşılık gelen basınç değeri uygulanmış olup Resim 4.14’de verilmiştir. Çekme analizinde de basma analizindeki mesh değerleri kullanılmıştır. Mesh uygulaması yapıldıktan sonra Resim 4.15’de analiz sonuçları verilmiştir. Yapılan analiz sonucunda maksimum çekme gerilmesi 145,84 MPa ile rhombic kollarında meydana gelmiştir. Çekme gerilmesi değerleri seçilen AISI 1040 çeliği için çekme mukavemeti değerinden düşük olduğundan herhangi bir sorun teşkil etmediği gözlemlenmiştir. Ayrıca piston için seçilen alüminyum ve burç için seçilen bronz malzemelerinin çekme gerilmesi değerleri analiz sonuçlarının üzerinde olduğundan bu malzemelerin kullanılmasında da herhangi bir sorun olmadığı anlaşılmıştır. Yapılan analizler sonucunda motor parçalarının gerçek boyutları belirlenmiş ve piston, biyel, pim, bağlantı kolu, rhombic kolları, burç ve krank mili ile dişlilerin teknik resimleri tezin EK’ler bölümünde verilmiştir.



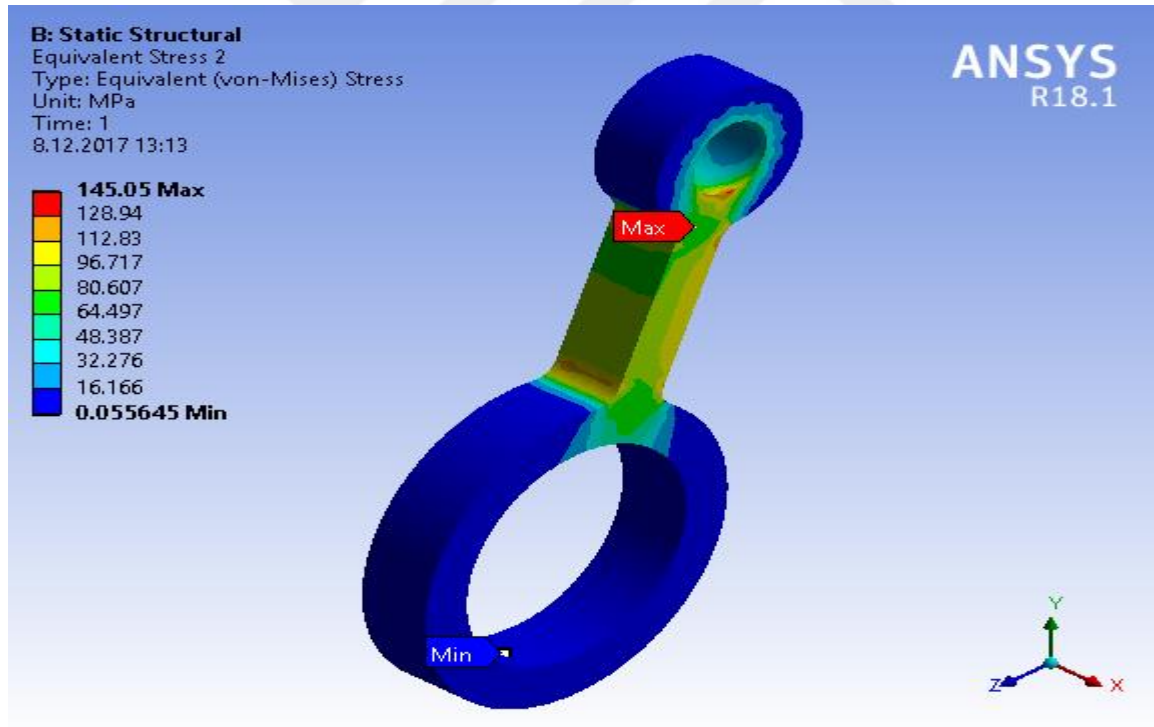
Resim 4.13. Piston, biyel ve bağlantı parçasının ağırlık merkezi



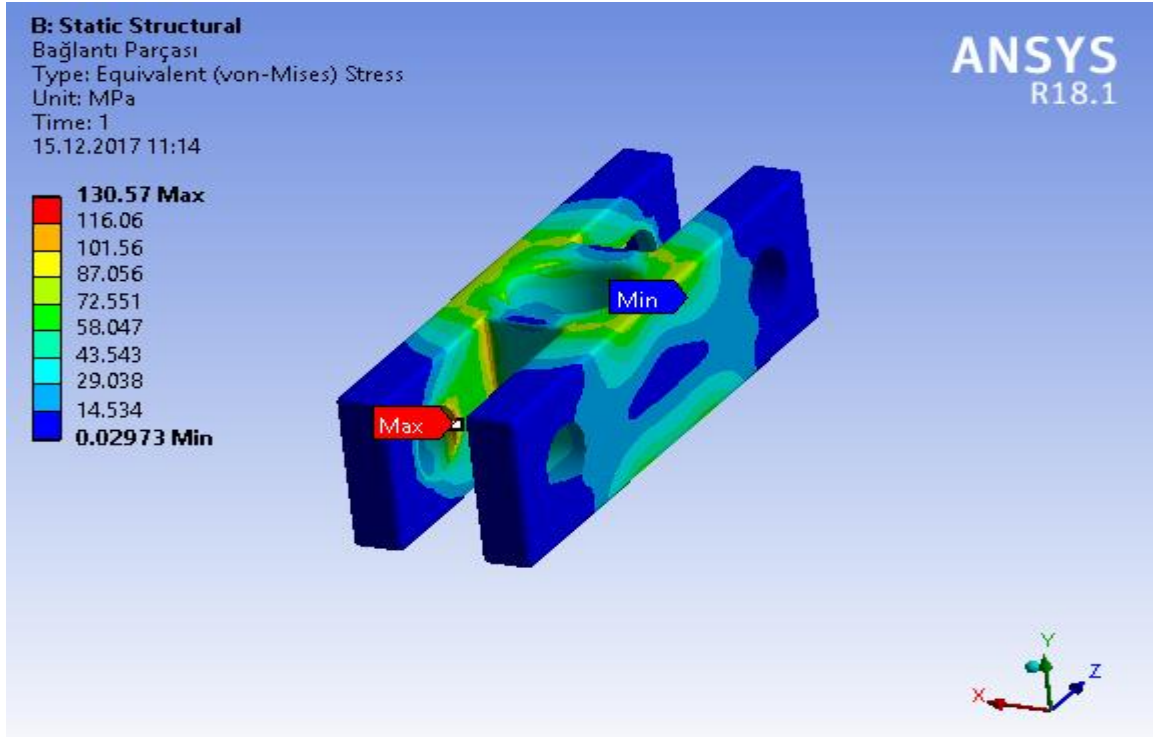
Resim 4.14. Basınç uygulama bölgesi



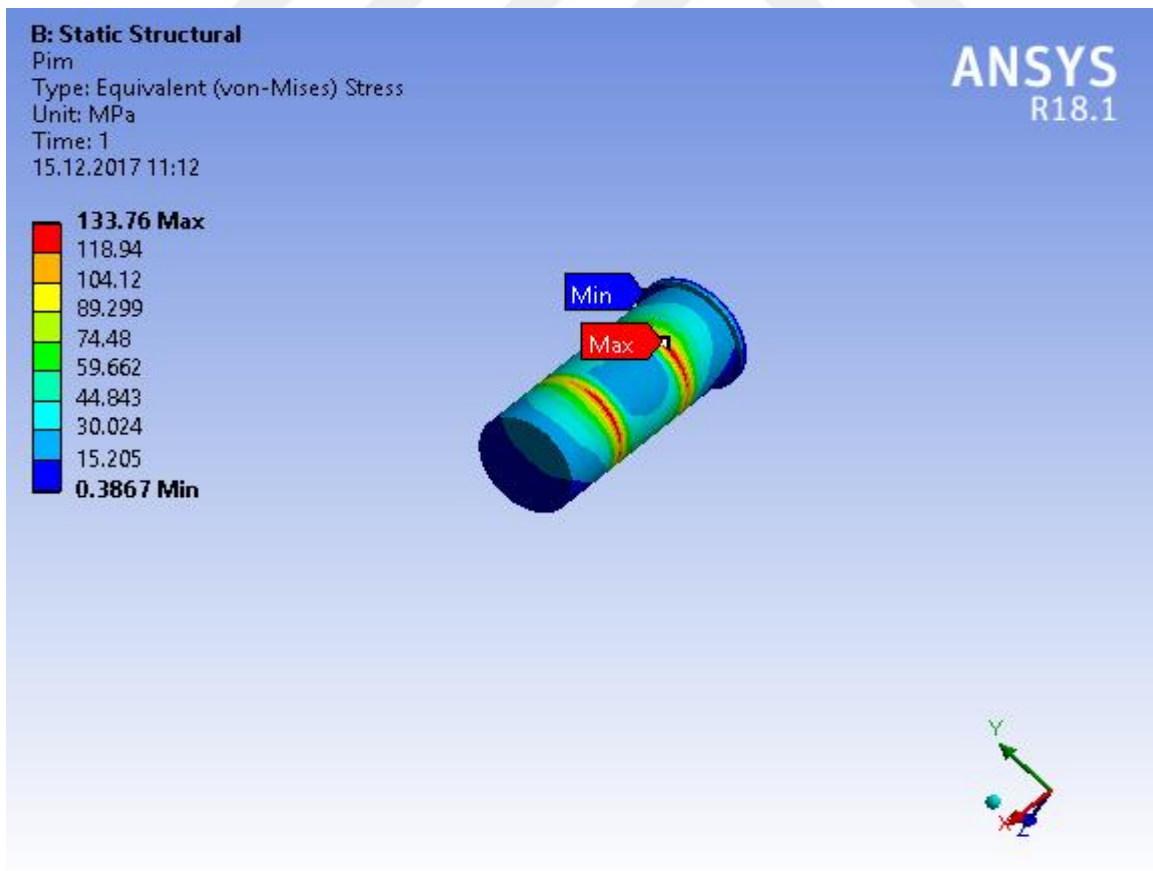
Resim 4.15. Yapısal analiz sonucu



Resim 4.16. Rhombic kolunun yapısal analiz çözümü



Resim 4.17. Bağlantı parçasının yapısal analiz çözümü



Resim 4.18. Pimin yapısal analiz çözümü



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada tek silindirli dört zamanlı buji ile ve sıkıştırma ile ateşlemeli motorlarda kullanılan krank-biyel hareket mekanizmasına alternatif olabilecek rhombic-hareket mekanizmalı buji ile ateşlemeli bir motorun tasarımı ve termodinamik, dinamik ve dayanım analizleri yapılmış ve motor parçalarının boyutları belirlenmiştir. Termodinamik analizleri MATLAB programı, dinamik analiz FORTRAN programı ve dayanım analizleri de ANSYS programı ile gerçekleştirilmiştir. Boyutları belirlenen motor parçaları ise SOLIDWORKS programında çizilmiştir.

Termodinamik analizde aynı motor parametrelerine sahip krank-biyel ve rhombic-hareket mekanizmalı motorlar karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen termodinamik analiz neticesinde yapılan karşılaştırmalar incelendiğinde rhombic-hareket mekanizmalı motorun krank-biyel mekanizmasına göre termodinamik olarak bir üstünlüğünün olmadığı görülmüştür. Bununla birlikte rhombic-hareket mekanizmalı motorun krank-biyel 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-hareket 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 termodinamik analizlerde volümetrik verimin değişimi dikkate alınabilir. Ayrıca bu analiz kapsamında piston sürtünme kayıpları dikkate alınmamıştır. Krank-biyel 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 analiz neticesinde rhombic-hareket motordan 22,6 Nm tork elde edilmiştir. Dinamik analizde sürtünmeler dikkate alındığında bu değer 19,25 Nm'ye düştüğü görülmüş ve %15,9'luk sürtünme kaybının meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca rhombic-hareket mekanizmalı motorun dinamik analizi incelendiğinde düşük devirlerde motorun hız dalgalanmaların çok yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu durumda rhombic-hareket mekanizmalı motorda çıkış mili dişlilerinin ya et kalınlığının artırılması gerekmektedir ya da ilave bir volan kullanmak

gerekecektir. Dişlilerin kütle atalet momenti arttırıldığında hız dalgalanmalarının uygun seviyelere düştüğü dinamik analizler sonucunda gözlemlenmiştir.

Yapılan analizler sonucunda motor parçalarının tasarımı gerçekteşirilmiş ve Teknik resimleri tezin ek'ler kısmında verilmiştir. Yapılan dayanım analizlerine ek olarak ısı ve akış analizleri gerçekteşirilebilir bu sayede motorun parçalarının optimizasyonu yapılabilir. Elde edilen tasarım analizleri sonucunda boyutları belirlenen motorun detaylı maliyet analizi gerçekteşirilebilir. İmalatına karar verilirse ülke ekonomisine büyük bir katkı sağlanmış olur. Tasarımı yapılan motor parçalarının imalatı yapılarak, teorik hesaplarda kullanılan yakıt ile denebilir ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak simulasyonun ne kadar gerçekteşi olduğu belirlenebilir. Rhombic hareket mekanizmalı motor için yapılan dinamik analizler, aynı parametreler dikkate alınarak krank biyel mekanizmalı motor içinde yapılıp, her iki mekanizma karşılaştırılabilir. Bu sayede termodinamik açıdan yapıldığı gibi dinamik aıdanda her iki mekanizmanın karşılaştırması yapılarak avantaj ve dezavantajları ortaya konulabilir. Yine ANSYS program kullanılarak motor parçalarının ömür testleri gerçekteşirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., ve Altın, M. (2013). Üç-Fazlı Dizel Emülsiyon Yakıtlarının Motor Performansı Ve Egzoz Emisyonlarına Etkisi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 23 (1), 127-134.
2. Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Yamık, H., and Polat, S. (2014). Experimental examination of the effects of military aviation fuel JP-8 and biodiesel fuel blends on the engine performance, exhaust emissions and combustion in a direct injection engine. *Fuel Processing Technology*, 128, 158-165.
3. Wakabayashi, R., Takiguchi, M., Shimada, T., Mizuno, Y., and Yamauchi, T. (2003). The effects of crank ratio and crankshaft offset on piston friction losses (No. 2003-01-0983). *SAE Technical Paper*.
4. Solmaz, H., (2014). *Dört Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorunun Dinamik Modeli Ve Titreşimlerinin İncelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 6-90.
5. Çelikten, İ., Mutlu, E., and Solmaz, H. (2012). Variation of performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with diesel, rapeseed oil and hazelnut oil methyl ester blends. *Renewable Energy*, 48, 122-126.
6. Icingur, Y., and Solmaz, H. (2011). Determination of drag coefficients of various automobile models in a low speed wind tunnel. *Journal of the faculty of engineering and architecture of Gazi University*, 26 (2), 454-459.
7. Solmaz, H., and Çelikten, İ. (2012). Estimation of number of vehicles and amount of pollutants generated by vehicles in turkey until 2030. *Gazi University Journal of Science*, 25 (2), 495-503.
8. Uyumaz, A., (2014). *Homojen Dolgulu Sıkıştırma İle Ateşlemeli Bir Benzin Motorunda Supap Kalkma Miktarının Yanma ve Performansa Etkilerinin İncelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 15-75.
9. Kim, M. (2005). *Friction force measurement and analysis of rotating liner engine*. Ph. D. Thesis, The University of Texas, Austin, 3-62.
10. Taylor, C. (1993). *Engine Tribology*. London, Elsevier Science Publishers, 12-26.
11. Karabulut, H., Öztürk, E., ve Çınar, C. (2011). Tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun dinamik modeli ve titreşimlerinin incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26, 173-183.
12. Karabulut, H. (2012). Dynamic model of a two-cylinder four-stroke internal combustion engine and vibration treatment. *International Journal of Engine Research*, 13, 616-627.
13. Boysal, A., and Rahnejat, H. (1997). Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model. *Applied Mathematical Modelling*, 21, 481-493.

14. Rahnejat, H. (1998). *Multi-Body Dynamics: Vehicles, Machines and Mechanisms*. London, Professional Engineering Publishing, SAE, 5-25.
15. Wang, R. (2005). *A study of vibration isolation of engine mount system*. M. Sc Thesis, Concordia University, Montreal, 25-74.
16. Heisler, H. (1985). *Advanced engine technology*. London, Arnold Press, 79-135.
17. Hartog, J.P.D. (1947). *Mechanical Vibrations 3rd edition*. New York, McGraw-Hill, 100-165.
18. Song, Z. (1991). *A Dynamics model for automotive diesel engines*. Ph. D. Thesis, University of Wisconsin, Madison, 5-68.
19. Walker, G. (1980). *Stirling Engines*. Oxford, Oxford University Press, 1-50.
20. Çınar, C. (2001). *Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmali ve Performans Analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-75.
21. Hoffman, D.M.W. (1999). *In-line internal combustion engine Dynamics and vibration*. Ph. D. Thesis, The University of Michigan, Michigan, 5-182.
22. Hoffman, D.M.W., and Dowling, D.R. (1999). *Modeling fully coupled rigid engine Dynamics and vibrations*. 1999 SAE Noise and Vibrations Conference, 2: Traverse City, MI, Warrendale, PA, 747-755.
23. J. B. Heywood. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Book Company, 5-280.
24. D. Abata, W. Bryzik, J. Macbeth and R. Kamo. (1986). *The adiabatic engine: Global developments*. California, SAE publications SP-650, 1-175.
25. W. Bryzik and R. Kamo. (1984). *The adiabatic engine: Past, present and future developments*. California, SAE publications SAE-PT-28, 1-20.
26. L. C. R. Lilly. (1984). *Diesel engine references book*. London, Butterworth and Co. Ltd, 15-45.
27. Pulkrabek, W. W. *İçten yanmalı motorlar mühendislik temelleri* (Çev. H. Yaşar, E. Büyükkaya, H. S. Soyhan, İ. Taymaz). İzmir: Güven Bilimsel. (Eserin orijinali 1994 'de yayımlandı), 70-72.
28. Wankel F. (1965) *Rotary piston machines*. London, Iliffe and sons ltd., 3-50.
29. Warren, S. and Yang, D. (2013). Design of rotary engines from the apex seal profile (Abbr.: Rotary engine design by apex seal). *Mechanism and Machine Theory*, 64, 200-209.
30. İnternet: Soysal Ş., Mühendisler hibrit yerine turboşarj desteği kullanma taraftarı URL:<http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Ftr.motor1.com%2Fnews%2F128907%2Fmazda-rx-wankel-yapisal-sorunlar%2F&date=2018-08-01>, Son Erişim Tarihi: 01.08.2018.

31. Mikalsen, R., and Roskilly, A. P. (2007). A review of free-piston engine history and applications. *Applied Thermal Engineering*, 27 (14-15), 2339-2352.
32. Farmer, H. O. (1947). Free-piston compressor-engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 156 (1), 253-271.
33. Pateras, P. R. (1928). *U.S. Patent No. 1,657,641*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
34. Brunner, H., Winger, A., Feuser, A., Dantlgraber, J., and Schäffer, R. (2004). *Thermohydraulische Freikolbenmaschine als Primäraggregat für mobilhydraulische Antriebe*. 4th Int. In Fluid Power Conference “Intelligent Solutions by Fluid Power”. Dresden, 1-12.
35. Tikkanen, S., Herranen, M., Savela, R., and Vilenius, M. (1999). *Simulation of a hydraulic free piston engine: A dual piston case*. In Scandinavian international conference on fluid power. 339-349.
36. Kosaka, H., Akita, T., Moriya, K., Goto, S., Hotta, Y., Umeno, T., and Nakakita, K. (2014). *Development of free piston engine linear generator system part 1-investigation of fundamental characteristics* (No. 2014-01-1203). SAE Technical Paper.
37. Seymen, K., (2012). *Turbo döngüsel bir türbinde hilal paletteki sürtünme ve basınç kaçakları ile güç ilişkisinin deneysel olarak incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 10-62.
38. Okur, M., ve Şahin, F. (2013). Turbo döngüsel bir motorda döner valf ve elektromanyetik valf uygulamalarının türbin gücüne etkisi. *Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University*, 28, (1).
39. Atkinson, J. (1887). Gas engine. *Patent No.: US, 367, 496*.
40. Zhao, J. (2017). Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines—A review. *Applied Energy*, 185, 300-319.
41. Üst, Y. (2009). A comparative performance analysis and optimization of the irreversible atkinson cycle under maximum power density and maximum power conditions. *International Journal of Thermophysics*, 30 (3), 1001-1013.
42. Özdemir, A. O., (2014). *İçten yanmalı bir motorda Atkinson çevriminin performans analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 20-65.
43. İnternet:URL:http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fpubchem.ncbi.nlm.nih.gov%2Fcompound%2F2_2_4-Trimethylpentane&date=2018-08-01, Son Erişim Tarihi: 01.08.2018.
44. Arslan, M., (2016). *Rejeneratörlü beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun performans testleri*. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon, 15-56.
45. Pedersen, L. G. (2000). Trammel Engine Crank Mechanism. *SAE Technical Paper* (No. 2000-01-3073).

46. C. Zhang, D. Free, and D. Keith. (2000). *Fundamental study of kinematics of a novel rotary engine*. SAE 200 World Congress. Detroit, Michigan.
47. Gary R. Waissi. (1995, 27 Feb.- 2 March) *Internal combustion (IC) engine with minimum number of moving parts*. International congress and exposition. Detroit, Michigan.
48. Moteki, K., Aoyama, S., Ushijima, K., Hiyoshi, R., Takemura, S., Fujimoto, H., and Arai, T. (2003). A study of a variable compression ratio system with a multi-link mechanism. *SAE Technical Paper*, (No. 2003-01-0921).
49. Takahashi, N., Aoyama, S., Moteki, K., and Hiyoshi, R. (2005). A study concerning the noise and vibration characteristics of an engine with multiple-link variable compression ratio mechanism. *SAE Technical Paper*, (No. 2005-01-1134).
50. Kentfield, J. A. C. (2002). Extended, and Variable, Stroke Reciprocating Internal Combustion Engines. *SAE Technical Paper*, (No. 2002-01-1941).
51. Smith, J. E., Craven, R. P., and Cutlip, R. G. (1986). The Stiller-Smith mechanism: a kinematic analysis. *SAE Technical Paper*, (No. 860535).
52. Smith, J. E., Nesbit, S., and Churchill, R. (1987). The Stiller-Smith, cross-slider engine: a balanced engine concept. *SAE Technical Paper*, (No. 870614).
53. Lee, K., Clark, N., George, A., Petrucci, V., and Smith, J. E. (1987). Thermodynamic implications of the Stiller-Smith mechanism. *SAE Technical Paper*, (No. 870615).
54. Kirk, J. D. (1985). Design of a two-stroke cycle spark ignition engine employing a Scotch-yoke crankshaft mechanism. *SAE Technical Paper*, (No. 851518).
55. Aitken, A., Daniel, M., and Fountain, G. (1990). The CMC Scotch Yoke engine-a family of engines for automotive use. *SAE Technical Paper*, (No. 901532).
56. Close, W. H., Fountain, G. H., and Daniel, M. R. L. (1992). The new collins compact scotch yoke engine. *SAE Technical Paper*, (No. 920675).
57. Pohjalainen, T., and Larimi, M. (2015). Novel Crank Mechanism Increasing Engine Efficiency and Reducing CO₂ Emissions. *SAE Technical Paper*, (No. 2015-01-1259).
58. Boretti, A., and Scalzo, J. (2013). *Novel crankshaft mechanism and regenerative braking system to improve the fuel economy of passenger cars*. In Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Springer, Berlin, Heidelberg, 19-44.
59. İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.neander-motors.com%2Fen%2F&date=2018-08-10>, Son Erişim Tarihi: 10.08.2018.
60. İnternet:URL:<http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fgomecsys.com%2F&date=2018-08-10>, Son Erişim Tarihi: 10.08.2018.
61. Polat, S., (2010). *Dört zamanlı, tek silindirli, değişken sıkıştırma oranlı bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile teorik simülasyonu ve performans analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 20-80.

62. Çengel Y. A., ve Boles M. A. *Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla* (Çev. Pınarbaşı, A., Buyruk, E., Özalp, C., Bilgin A., Günerhan, H., Basan, S.) İzmir: Güven Bilimsel. (Eserin orijinali 1996 'da yayımlandı), 150-200.
63. Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., and Bailey, M. B. (2010). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. New Jersey, John Wiley & Sons, 640-800.
64. İnternet:URL:http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fpubchem.ncbi.nlm.nih.gov%2Fcompound%2F2_2_4-Trimethylpentane&date=2018-08-01, Son Erişim Tarihi: 01.08.2018.
65. Winterbone, D. E., and Turan, A. (2015). *Advanced Thermodynamics for engineers*, Butterworth-Heinemann, 711-720.
66. Öztürk, E. (2003). "İki zamanlı direkt püskürtmeli bir dizel motorunun bilgisayar yardımı ile performans analizi" Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 5-60.
67. Erduranlı, P., (2003). "Buji ile ateşlemeli tek silindirli değişken sıkıştırma oranlı bir motorun teorik simülasyonu" Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 15-70.
68. Burcat, A., and Ruscic, B. *Third millenium ideal gas and condensed phase thermochemical database for combustion (with update from active thermochemical tables)*. Haifa, Chemistry, & Technion - Israel Inst. of Tech, 3-29.
69. Assael, M. J., Trusler, J.P. M., and Tsolakis, T. F., (1998). *Thermophysical properties of fluids*, London, Imperial College press, 314-330.
70. Ferguson, C. R., and Kirkpatrick, A. T., (2014). *Internal combustion engine applied thermosciences*, New Jersey, John Wiley & Sons, 20-230.
71. Challen, B. and Baranescu, R., (1999). *Diesel engine reference book second edition*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 22-24.
72. Moran, M. J., (1999). *Engineering thermodynamics*, Florida, Crc press, 50-65.
73. Loganathan, S., Martin, M. L. J., Nagalingam, and B., Prabhu, L. (2018). 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.
74. Hu, S., Wang, H., Yang, C., and Wang, Y. (2017). Burnt fraction sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function. *Applied Thermal Engineering*, 115, 170-177.
75. Yıldız, M., and Çeper, B. A. (2017). Zero-dimensional single zone engine modeling 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.

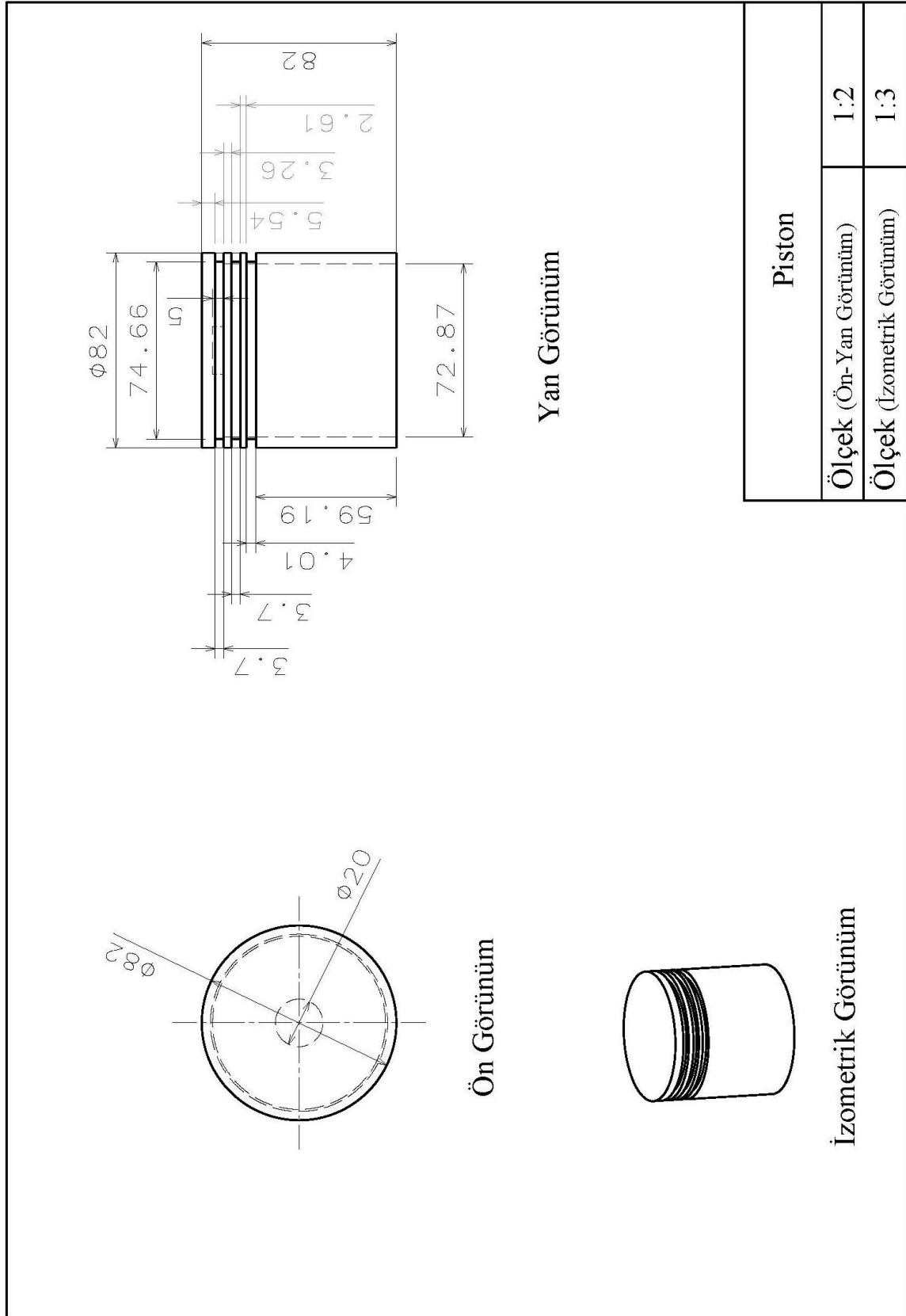
76. Yasar, H., Soyhan, H. S., Walmsley, H., Head, B., and Sorousbay, C. (2008). Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling. *Applied Thermal Engineering*, 28(11-12), 1284-1290.
77. Şahin, Z., (1996). *Benzin motoru çevrimlerinin bilgisayar modellemesi* Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 5-65.
78. Pulkrabek, W. W., (2004). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey, Prentice Hall, 190-220.
79. Tanov, S., Pachano, L., Andersson, Ö., Wang, Z., Richter, M., Pastor, J. V., and García, A. (2018). Influence of spatial and temporal distribution of Turbulent Kinetic Energy on heat transfer coefficient in a light duty CI engine operating with Partially Premixed Combustion. *Applied Thermal Engineering*, 129, 31-40.
80. Woschni, G. (1967). A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. *SAE Technical paper*, (No. 670931).
81. Irimescu, A., Merola, S. S., Tornatore, C., and Valentino, G. (2015). Development of a semi-empirical convective heat transfer correlation based on thermodynamic and optical measurements in a spark ignition engine. *Applied Energy*, 157, 777-788.
82. Eichelberg, G. (1939). Some new investigations on old combustion engine problems. *Engineering*, 148, 547-550.
83. Lounici, M. S., Loubar, K., Balistrrou, M., and Tazerout, M. (2011). Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. *Applied Thermal Engineering*, 31(2-3), 319-328.
84. Ögüçlü, Ö., (1998). “*Thermodynamics model of the cycle of spark ignition engine*”, Msc thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences of Dokuz Eylül University, İzmir, 20-62.
85. Broekaert, S., De Cuyper, T., De Paepe, M., and Verhelst, S. (2017). Evaluation of empirical heat transfer models for HCCI combustion in a CFR engine. *Applied Energy*, 205, 1141-1150.
86. Solmaz, H. (2015). Combustion, performance and emission characteristics of fusel oil in a spark ignition engine. *Fuel Processing Technology*, 133, 20-28.
87. Zeng, P. and Assanis D. N., (2004). “Cylinder pressure reconstruction and its application to heat transfer analysis”, *SAE Technical Paper*, 2004-01-0922.
88. Ipci, D., and Karabulut, H. (2016). Thermodynamic and dynamic modeling of a single cylinder four stroke diesel engine. *Applied Mathematical Modelling*, 40 (5-6), 3925-3937.
89. Quintero, H. F., Romero, C. A., Vanegas and Useche, L. V. (2007, 18-21 June). *Thermodynamic and dynamic analysis of an internal combustion engine with a noncircular-gear based modified crank-slider mechanism*. In 12th IFToMM World Congress, Besançon, 1-6.

90. Spitsov, O., (2013). *Heat transfer inside internal combustion engine: modelling and comparison with experimental data*. Master Thesis. Lappeenranta University of Technology, Lappeenranta, 5-55.
91. Öztürk, E., (2011). *İçten yanmalı motorlarda titreşimlerin incelenmesi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 5-80.
92. Hadi, R. (2002). *The Identification of The Inertial Characteristics of An ICE Through Steady State Vibration Measurement*, Ph. D. Thesis, Wayne State University, Detroit, 10-60.
93. Tao, J. S., Liu, G. R., and Lam, K. Y. (2000). Design optimization of marine engine-mount system. *Journal of Sound and vibration*, 235(3), 477-494.
94. Balu, P. J., (2009). *Friction science and technology: from concepts to applications*. Florida, CRC press, 9-20.
95. Edara, R. (2008). Reciprocating engine piston secondary motion-literature review. *SAE Technical Paper*, (No. 2008-01-1045).
96. Solmaz, H., and Karabulut, H. (2015). A mathematical model to investigate the effects of misfire and cyclic variations on crankshaft speed fluctuations in internal combustion engines. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(4), 1493-1500.
97. Li, S., Vaidyanathan, A., Harianto, J., and Kahraman, A. (2009). Influence of design parameters on mechanical power losses of helical gear pairs. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 3 (2), 146-158.
98. Petry-Johnson, T., Kahraman, A., Anderson, N. E., and Chase, D. (2008). An experimental and theoretical investigation of power losses of high-speed spur gears. *Journal of Mechanical Design*, 130 (6), 062601.
99. Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N. E., and Maddock, D. G. (2007). Prediction of mechanical efficiency of parallel-axis gear pairs. *Journal of Mechanical Design*, 129 (1), 58-68.

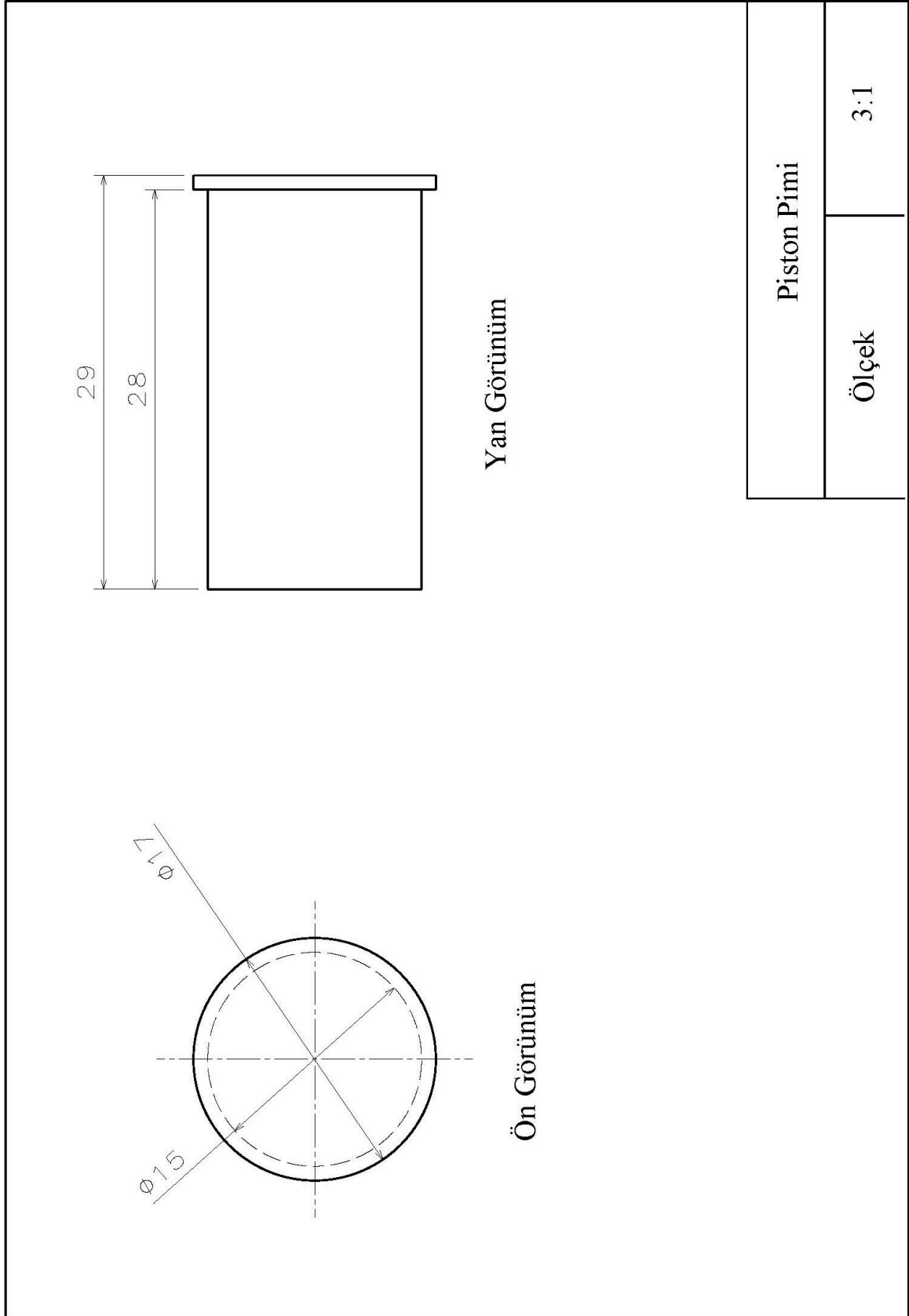




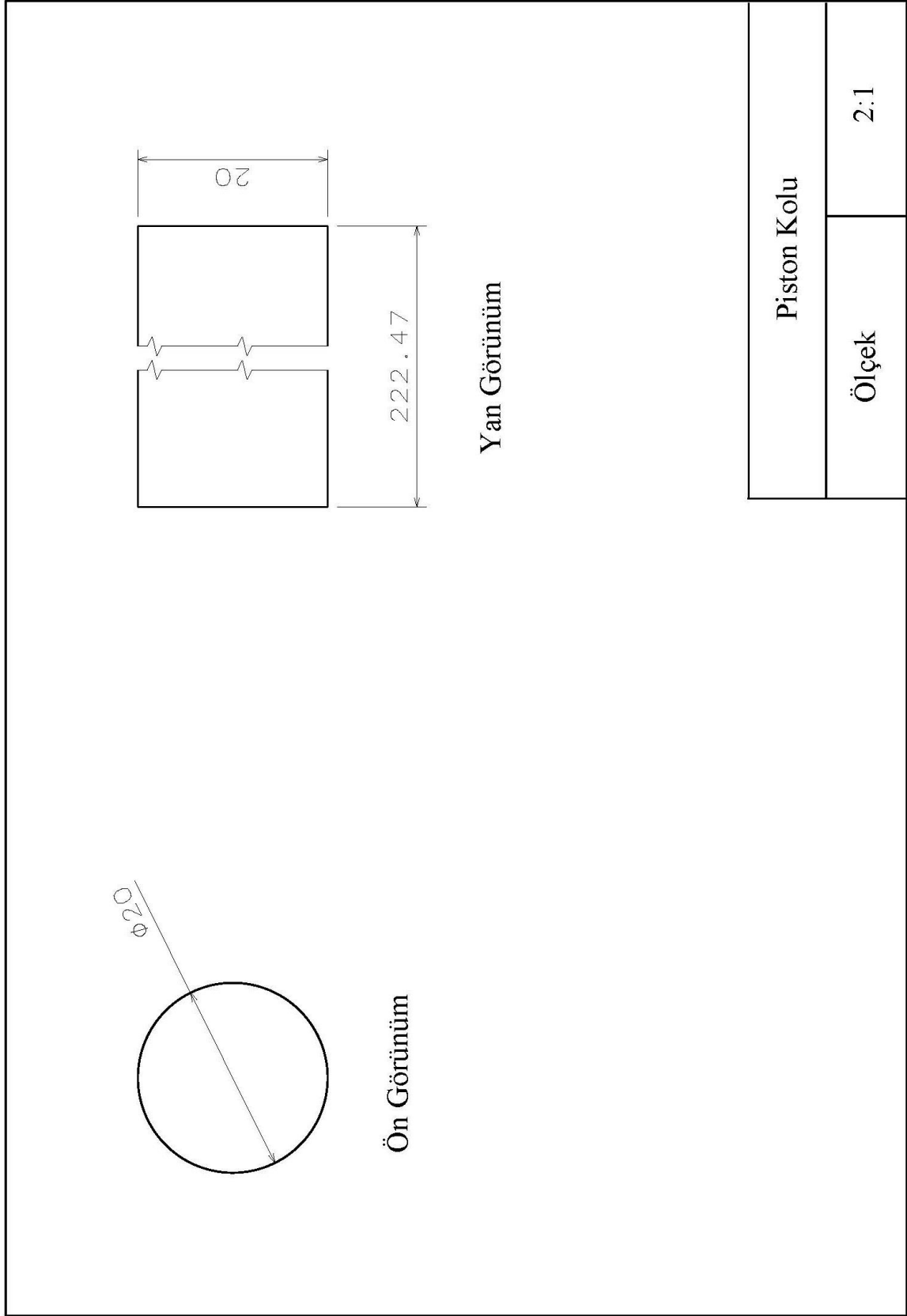
EK-1. Piston



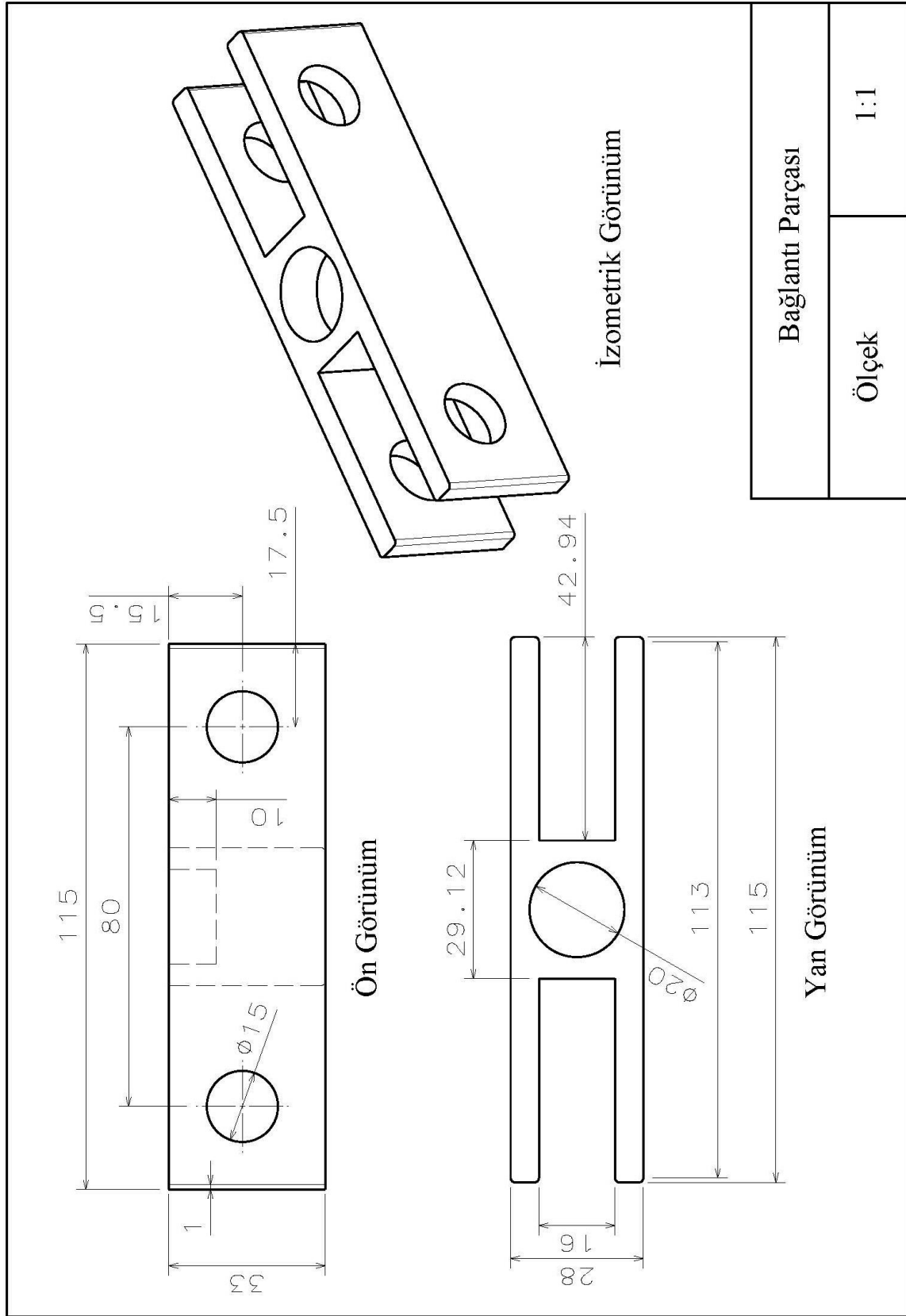
EK-2. Piston Pimi



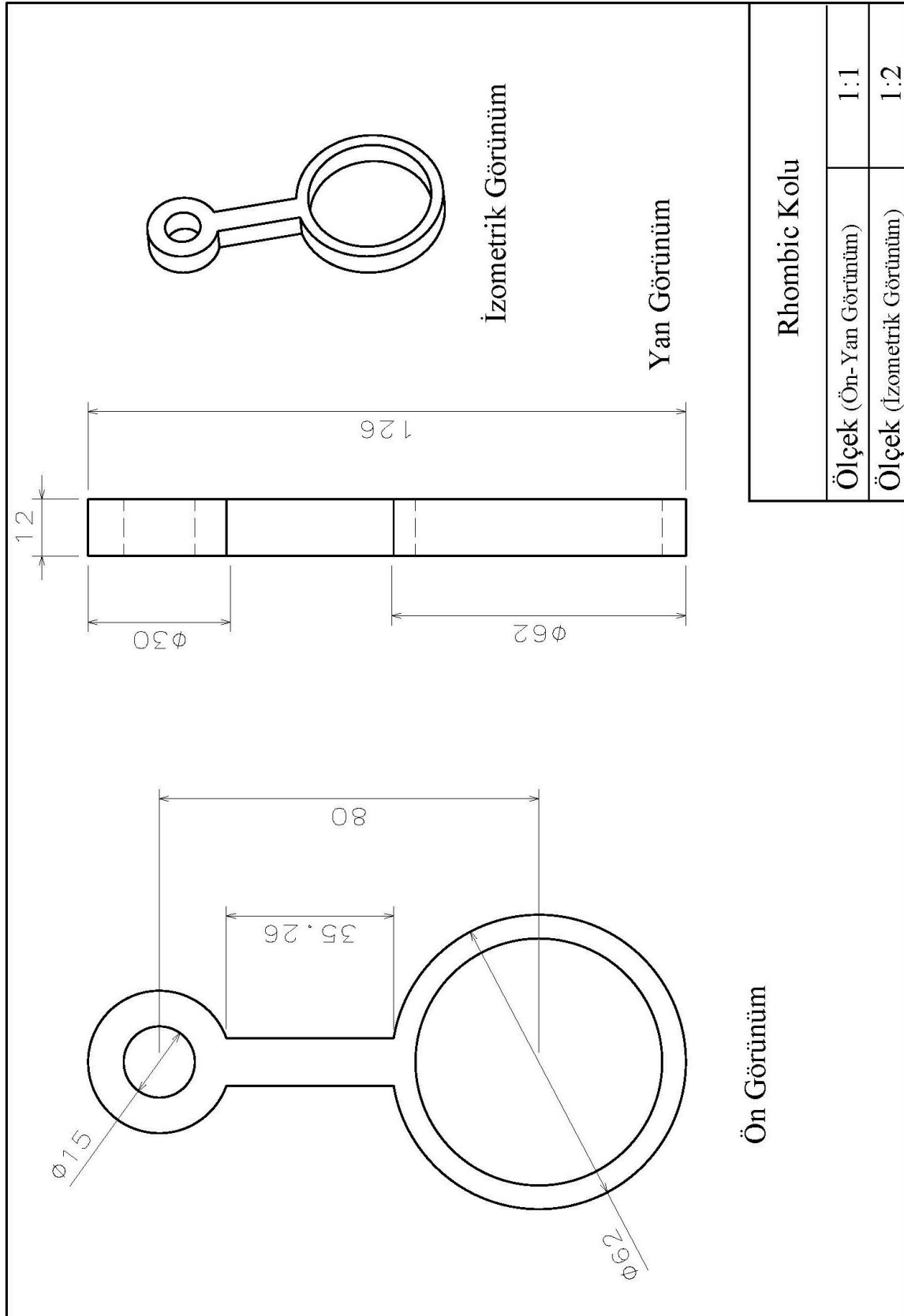
EK-3. Piston Kolu



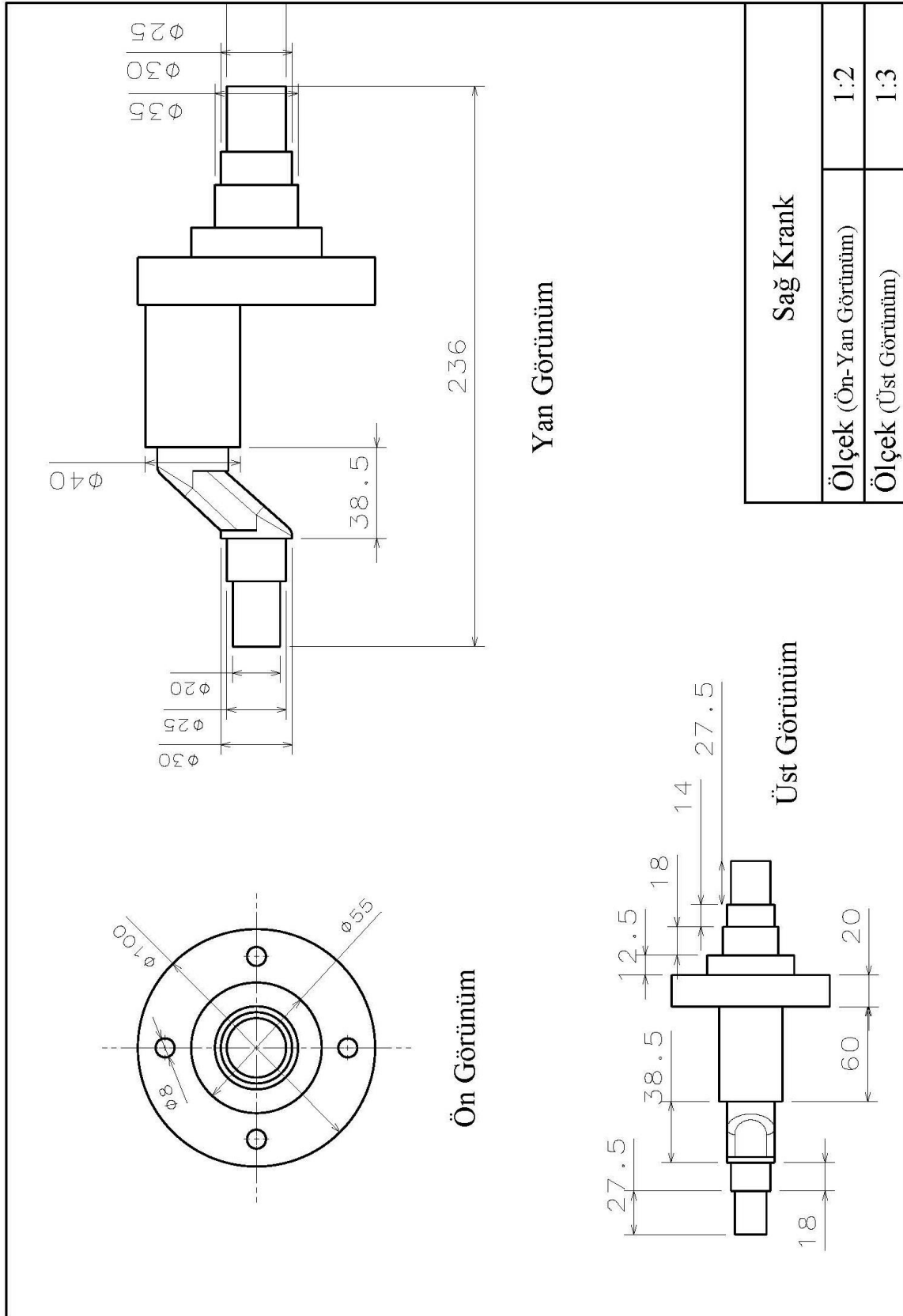
EK-4. Bağlantı Parçası



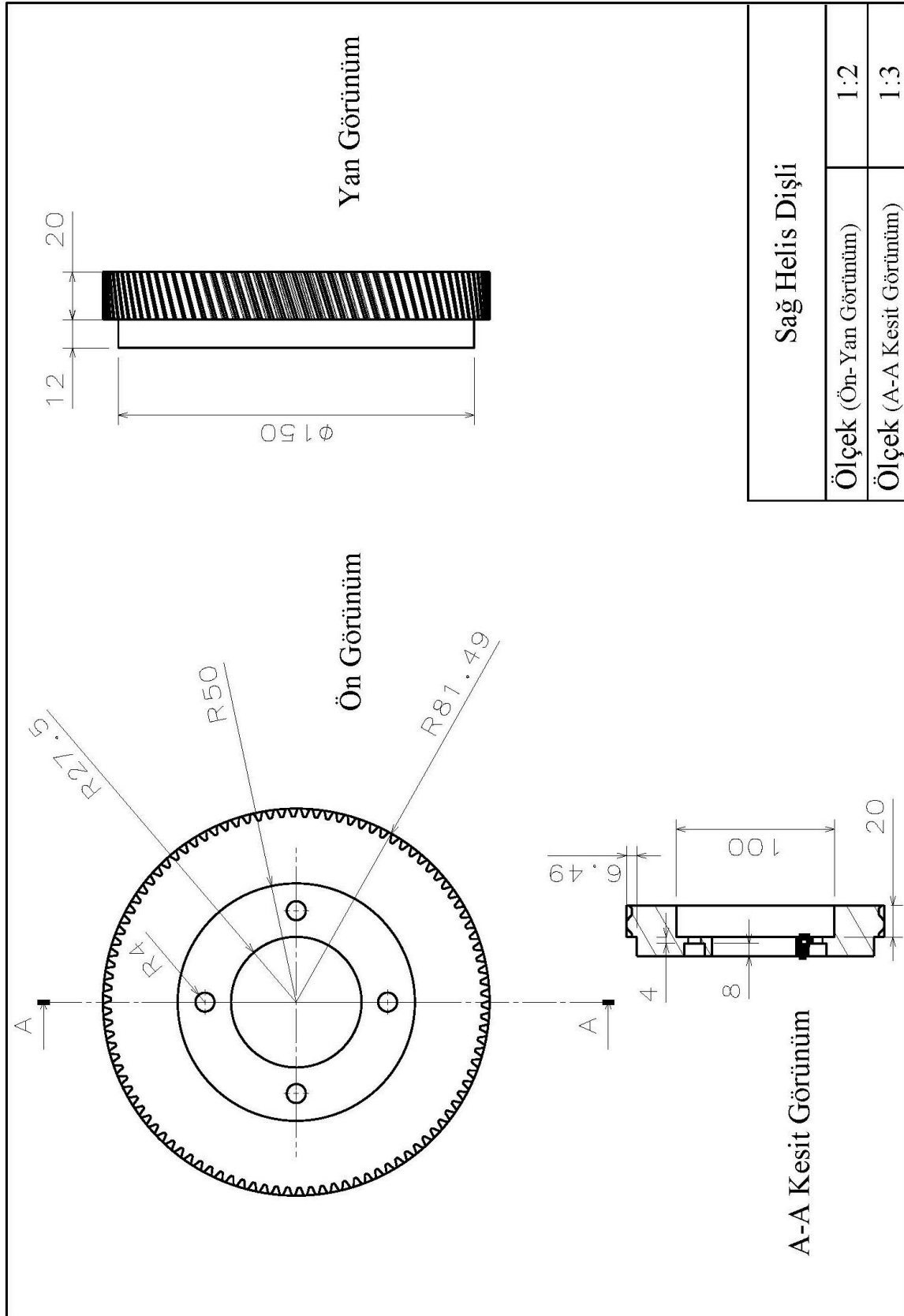
EK-5. Rhombic Kolu



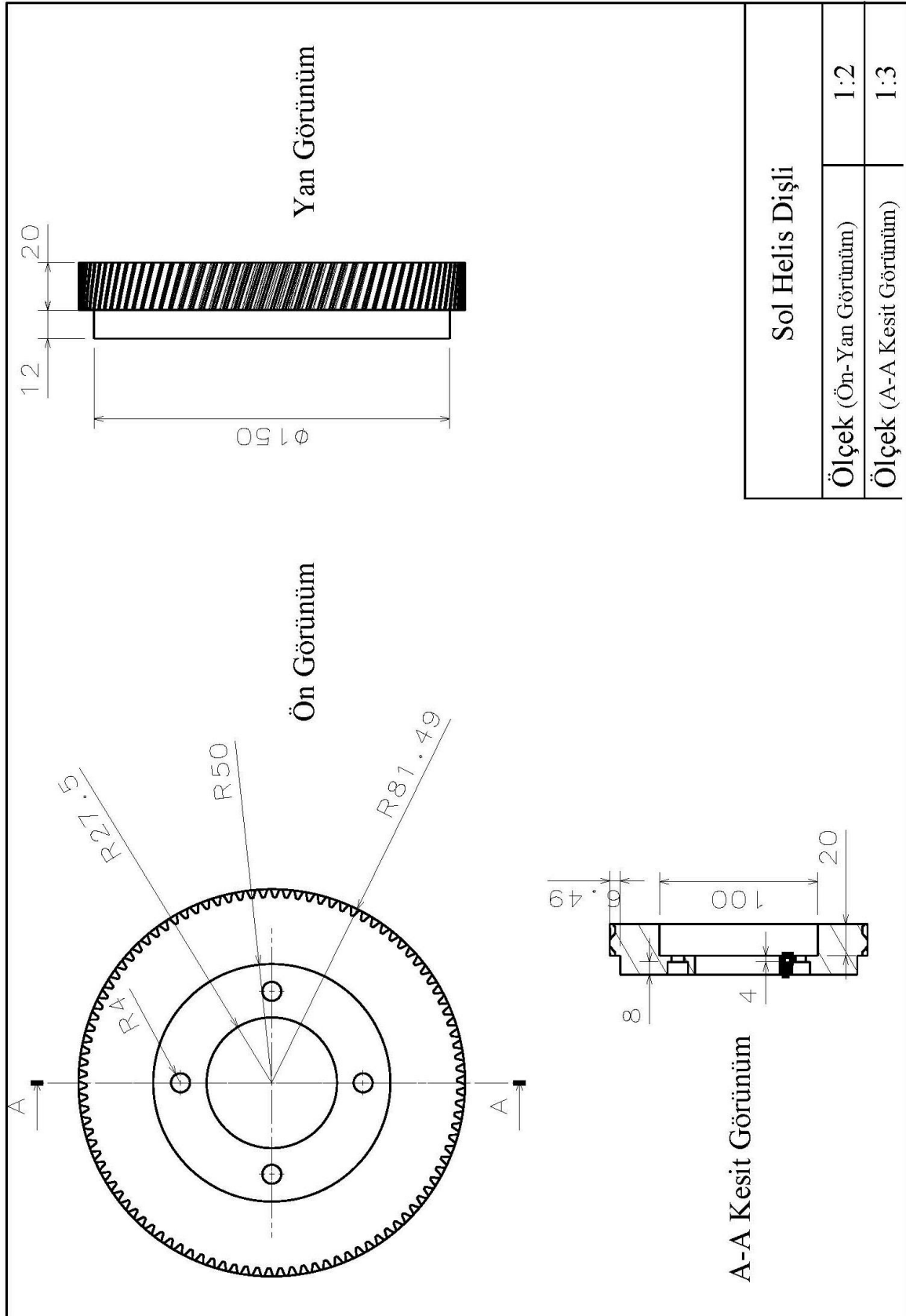
EK-6. Sağ Krank



EK-8. Sağ Helis Dişli



EK-9. Sol Helis Dişli



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YILMAZ, Emre
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 02.09.1981, Bursa
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 202 86 51
 Faks : 0 (312) 202 37 10
 e-mail : emreylmz@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makine Eğitimi	2013
Lisans	Kocaeli Üniversitesi /Otomotiv	2005
Lise	Bursa Hürriyet Anadolu Teknik	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2010-Halen	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

SCI, SCI-EXP., SSCI, AHCI Tarafından Taranan Makaleler

1. Çınar, C., Aksoy, F., Solmaz, H., Yılmaz, E., and Uyumaz, A. (2018). Manufacturing and Testing of an α -type Stirling Engine. *Applied Thermal Engineering*, 130(1373-1379).
2. Çınar, C., Uyumaz, A., Polat, S., Yılmaz, E., Can, Ö., and Solmaz, H. (2016). Combustion and performance characteristics of an HCCI engine utilizing trapped residual gas via reduced valve lift. *Applied Thermal Engineering*, 100 (586-594).

3. Çelik, M., Solmaz, H., Yücesu, H. S., and Yılmaz, E. (2016). Examination of the effects of n-heptane addition to the canola methyl ester on engine performance and combustion characteristics. *Journal of Thermal Science and Technology*, 36, 9-16.
4. Solmaz, H., Yamık, H., Uyumaz, A., Polat, S., ve Yılmaz, E. (2016). Direkt Enjeksiyonlu Bir Dizel Motorunda Dizel Ve Jet-A1 Yakıt Karışımlarının Yanma, Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkileri Üzerine Deneysel Bir Çalışma. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36 (2) (51-60).
5. Polat, S., Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Topgül, T., and Yücesu, H. S. (2016). Numerical Study on the Effects of EGR and Spark Timing to Combustion Characteristics and NOx Emission of a GDI engine. *International Journal of Green Energy*, 13 (1) (63-70).
6. Arabacı, E., İçingür, Y., Solmaz, H., Uyumaz, A., and Yılmaz, E. (2015). Experimental investigation of the effects of direct water injection parameters on engine performance in a six-stroke engine. *Energy Conversion and Management*, 98 (89-97).
7. Calam, A., Solmaz, H., Uyumaz, A., Polat, S., Yılmaz, E., and İçingür, Y. (2015). Investigation of Usability of the Fusel Oil in a Single Cylinder Spark Ignition Engine. *Journal of Energy Institute*, 88 (3) (258-265).
8. Çınar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Şahin, F., Yılmaz, E., and Polat, S. (2015). Effects of intake air temperature on combustion, performance and emission characteristics of a HCCI engine fuelled with the blends of 20 % n-heptane and 80 % isooctane fuels. *Fuel Processing Technology*, 130 (275-281).
9. Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Yamık, H., and Polat, S. (2014). Experimental Examination of the Effects of Military Aviation Fuel JP-8 and Biodiesel Fuel Blends on the Engine Performance, Exhaust Emissions and Combustion in a Direct Injection Engine. *Fuel Processing Technology*, 128 (158-165).
10. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., Uyumaz, A., Şahin, F., and Salman, M. S. (2014). Preparation of Diesel Emulsion Using Auxiliary Emulsifier Mono Ethylene Glycol and Utilization in a Turbocharged Diesel Engine. *Energy Conversion and Management*, 86 (973-980).
11. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., and Altın, M. (2013). Effect Of The Three-Phase Diesel Emulsion Fuels On Engine Performance And Exhaust Emissions. *Journal Of The Faculty Of Engineering and Architecture of Gazi University*, 23 (127-134).

Ulusal Hakemli Ve Dğr Bil., Sanatsal Dergilerde Yayınlanan Makaleler

1. Uyumaz, A., Boz, F., Yılmaz, E., Solmaz, H., ve Polat, S. (2017). Taşıt Egzoz Emisyonlarını Azaltma Yöntemlerindeki Gelişmeler. *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, Özel 1 (15-24).

2. Uyumaz, A., Solmaz, H., Boz, F., Yılmaz, E., ve Polat, S. (2017). Reaktif Kontrollü Sıkıştırma İle Ateşlemeli (RCCI) Bir Motorda Lamdanın Yanma Karakteristiklerine Etkileri. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 17 (1146-1156).
3. Polat, S., Uyumaz, A., İpci, D., Yücesu, H. S., Solmaz, H., ve Yılmaz, E. (2015). Doğalgaz Yakıtlı HCCI Bir Motorda Hidrojen İlavesinin Yanma Karakteristikleri Üzerindeki Etkilerinin Nümerik Olarak İncelenmesi. *Makina Teknolojileri E-Dergi*, 2 (15-26).
4. İpci, D., Yılmaz, E., Aysal, F. E., ve Solmaz, H. (2015). Bir Kara Taşıt Modeli Etrafındaki Akış Yapısının Sayısal Olarak İncelenmesi. *Makine Teknolojileri E-Dergi*, 2 (51-64).
5. İpci, D., Yılmaz, E., Aksoy, F., Uyumaz, A., Polat, S., and Solmaz, H. (2015). The Effects of iso-propanol and n-heptane Fuel Blends on HCCI Combustion Characteristics and Engine Performance. *Makine Teknolojileri E-Dergi*, 1 (49-56).
6. Altın, M., Koca, A., Solmaz, H., ve Yılmaz, E. (2013). Türkiye’de Otomobillerden Kaynaklanan Lastik Atık Miktarının İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 2 (16), 51-56.

Bilimsel Toplantı - Kongre ve Görevler

Uluslararası Sempozyumlarda/Kongrelerde/Konferanslarda Sunulan Bildiriler/Posterler

1. Solmaz, H., Yılmaz, E., Polat, S., İpci, D., Veznedar, F., Oğuz, H., Toprak, K., ve Aksoy, F. (2018, 7-8 Mayıs). *Tek Silindirli Dört Zamanlı Buji ile Ateşlemeli Rhombic Hareket İletim Mekanizmalı Bir İçten Yanmalı Motorun Tasarımı ve Analizi*. OTEKON 2018, Bursa.
2. Yılmaz, E., Uyumaz, A., Aksoy, F., Yücesu, H. S., Halis, S., ve Solmaz, H. (2018, 7-8 Mayıs). *Nötralize Atık Kızartma Yağı Dizel Karışımlarının Motor Performansı ve Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi*. OTEKON 2018, Bursa
3. Halis, S., Solmaz, H., Yılmaz, E., Calam, A., Nacak, Ç., ve Yücesu, H. S. (2018, 7-8 Mayıs). *Fuzel Yağı Dizel Karışımlarının Sıkıştırma ile Ateşlemeli Bir Motorda Performans ve İS Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi*. OTEKON 2018, Bursa
4. Aksoy, F., Özgören, Y. Ö., Çınar, C., Yılmaz, E., Babagiray, M., Kurt, B., ve Solmaz, H. (2018, 7-8 Mayıs). *Beta Tipi Bir Stirling Motorunda Kromoksit Termal Bariyer Kaplama Kullanımının Motor Performansına Etkisi*. OTEKON 2018, Bursa
5. Solmaz, H., Boz, F., Uyumaz, A., Yücesu, H. S., Yılmaz, E., ve Polat, S. (2017, 18-20 Mayıs). *Oktan Sayısının HCCI Bir Motorda Çalışma Aralığı ve Yanma Karakteristiklerine Etkisi*. UMYOS International Vocational Schools Symposium, Bosna Hersek.

6. Uyumaz, A., Boz, F., Şahin, F., İpci, D., Yılmaz, E., ve Solmaz, H. (2017, 18-20 Mayıs). *Hava Fazlalık Katsayısı ve Püskürtme Zamanlamasının RCCI Motordaki Etkileri Üzerine Deneysel Bir Çalışma*. UMYOS International Vocational Schools Symposium Bosna Hersek
7. Uyumaz, A., Boz, F., Yılmaz, E., Solmaz, H. ve Polat, S. (2017, 11-13 Mayıs). *Taşıt Egzoz Emisyonlarını Azaltma Yöntemlerindeki Gelişmeler*, MESTEK 2017 4. Ulusal Meslek Yüksekokulları Sosyal ve Teknik Bilimler Kongresi, Burdur.
8. Uyumaz, A., Solmaz, H., Yılmaz, E., Aydoğan, B., Boz, F., ve Yücesu, H. S. (2017, 11-13 Mayıs). *PRF60 İle Çalışan RCCI Bir Motorda Emme Havası Giriş Sıcaklığının Yanma ve Motor Performansı Üzerindeki Etkileri*, International Congress of the New Approaches and Technologies for Sustainable Development, Isparta.
9. Uyumaz, A., Solmaz, H., Boz, F., Yılmaz, E., Aydoğan, B., ve Yücesu, H.S. (2017, 21-24 Eylül). *RCCI Bir Motorda Enjeksiyon Zamanlamasına Bağlı Yanma ve Motor Performans Karakteristikleri*. Academia Scientific Meeting International Congress of the New Approaches and Technologies for Sustainable Development, Isparta.
10. Yürüsoy, M., Namver, H., Yücesu, H. S., Aksoy, F., Halis, S., Yılmaz, E., and Solmaz, H. (2017, 19-22 October). *Biodiesel Production Process Optimization From Hazelnut Oil*. 8th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ.
11. Duman, M., Şahin, F., Solmaz, H., Polat, S., and Yılmaz, E. (2017, 19-22 October). *Measurement of Ion Current in an HCCI Engine*. 8th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ.
12. Halis, S., Yılmaz, E., Solmaz, H., Yücesu, H. S., Yürüsoy, M., Namver, H., and Aksoy, F., (2017, 19-22 October). *The Effects Of Hazelnut Oil Methyl Ester On Engine Performance And Exhaust Emissions*. 8th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ.
13. Yılmaz, E., Solmaz, H., Polat, S., Uyumaz, A., and İpci, D. (2016, 20-22 April). *An investigation of engine performance and exhaust emissions of diesel emulsion fuels containing water at different ratios*. 1st International Conference on Engineering and Technology and Applied Science, Afyon
14. Çelik, M., Yücesu, H. S., Yılmaz, E., ve Solmaz, H. (2015, 09-11 Eylül). *Biyodizel İçerisine Organik Esaslı Mangan Katkı Maddesi İlavesinin Motor Performansı Egzoz Emisyonlarına Etkilerinin İncelenmesi*. 13. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Bursa.
15. Çınar, C., Uyumaz, A., Polat, S., Solmaz, H., and Yılmaz, E. (2015, 03-04 June). *Influence of Residual Gas Fraction on Performance and Combustion Characteristics in a HCCI Engine with Reduced Valve Lift*. Second International Research Conference on Engineering, Science and Management, Dubai.

Ödül - Proje – Buluş**Ödül**

1. III. İş Fikri Yarışması Teşvik Ödülü (2015)

Proje

1. Haşhaş Yağından Üretilen Biyodizelin Motor Performansına Etkisi. (2017) *Afyon Kocatepe Üniversitesi*, Bilimsel Araştırma Projesi.
2. HCCI (Homojen Dolgulu Sıkıştırma ile Ateşlemeli) Bir Motorda Negatif Supap Bindirmesinin Yanma, Performans ve Emirsyonlar Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi. (2017) *Hitit Üniversitesi*, Bilimsel Araştırma Projesi.
3. Nötralize atık kızartma yağından biyodizel üretim sürecinin optimizasyonu ve motor performans testleri. (2016) *Afyon Kocatepe Üniversitesi*, Bilimsel Araştırma Projesi.

Hobiler

Futbol oynamak, Seyahat etmek, Kitap okumak.



GAZİ GELECEKTİR..