

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**BETA TİPİ STIRLING MOTORLARI İÇİN HAREKET
MEKANİZMASI OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SALİH BURAK EROĞLU

DENİZLİ, TEMMUZ - 2020

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**



**BETA TİPİ STIRLING MOTORLARI İÇİN HAREKET
MEKANİZMASI OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SALİH BURAK EROĞLU

DENİZLİ, TEMMUZ - 2020

KABUL VE ONAY SAYFASI

SALİH BURAK EROĞLU tarafından hazırlanan “**BETA TİPİ STIRLING MOTORLARI İÇİN HAREKET MEKANİZMASI OPTİMİZASYONU**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 20.07.2020 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman

Doç. Dr. Erkan ÖZTÜRK
Pamukkale Üniversitesi

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Eylem YILMAZ ULU
Pamukkale Üniversitesi

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Emre ARABACI
Burdur Mehmet Akif ERSOY Üniversitesi

.....

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. Uğur YÜCEL

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Bu tez çalışması Pamukkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 2019FEBE040 nolu proje ile desteklenmiştir.

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.



SALİH BURAK EROĞLU

ÖZET

**BETA TİPİ STIRLING MOTORLARI İÇİN HAREKET MEKANİZMASI
OPTİMİZASYONU
YÜKSEK LİSANS TEZİ
SALİH BURAK EROĞLU
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ
(TEZ DANIŞMANI: DOÇ. DR. ERKAN ÖZTÜRK)**

DENİZLİ, TEMMUZ - 2020

Stirling motorlarının geçmişi 1800'lü yıllara dayanmasına rağmen, günümüzde gerek kullanım ve gerekse de araştırma yoğunluğu açısından, sistemin dezavantajlarından olan güç/ağırlık oranının düşük olması, aşınma, sızdırmazlık, vb. nedenlerle mevcut sistemlere nazaran yaygın bir kullanım alanının olmadığı görülmektedir.

Stirling motorlarında üretilen iş miktarını artırmak amacıyla farklı çalışmalar yapılmıştır. Bu kapsamda, yeni hareket iletim mekanizmalarının tasarlanması ile piston ve displacer hareketleri kontrol edilerek mekanik ve termodinamik olarak kazançların elde edildiği görülmektedir. Krank-biyel, eliptik krank mili ve kam mili sistemlerinin uygulandığı çalışmalarda kam mili mekanizmasının, Carnot çevrimine yakın bir basınç-hacim grafiği elde edildiğini göstermiştir. Bu sayede mekanizmanın değiştirilerek üretilen iş değerinin artırılacağı görülmüştür.

Bununla birlikte, hiposikloid mekanizmasındaki maksimum basınç ve üretilen iş değerlerinin, aynı şartlar altındaki krank-biyel mekanizmasındaki değerlere kıyasla daha yüksek olduğu, yapılan çalışmalarda gösterilmiştir. Servo-motor ile kontrol edilen bir Stirling motorunda, klasik mekanizmalı sistemdeki ısı verime göre yükselme olduğu da kaydedilmiştir. Özetle, hareket iletim mekanizmalarının değiştirilmesiyle termodinamik olayların izotermal ve izokorik ilkelere uygun sonuçların elde edilebildiği anlaşılmaktadır.

Tasarlanan sistemlere ait basınç-hacim grafikleri incelendiğinde, bekleme zamanı (faz farkı) ve sabit kalma süresinin uygun değer aralıklarında gerçekleştiği de göz önüne alınarak üretilen iş değerinin artacağı yorumu yapılabilir.

Bu tez çalışması, Stirling motorları üzerinde uygulanabilecek en uygun hareket iletim mekanizmasının seçilerek, sistem üzerindeki termodinamik etkilerin araştırılması amacıyla düzenlenmiştir. Tez dahilinde planlanan araştırmaların neticesinde ulaşılabilecek verilerin, Stirling motorlarının mekanik tasarımları ile analiz ve optimizasyon işlemlerine katkıda bulunup, yapılacak olan çalışmalara kaynak sağlaması da ön görülmektedir. Optimize edilen aktarma elemanlarının boyutlandırılmasında, sistem için en uygun verim ile iş değerlerini sağlayan ölçüler esas alınarak analize dahil edilmiştir. Bununla birlikte hazırlanmış olan bilgisayar yazılımıyla, farklı çalışma koşulları için, termodinamik analizlerin yapılmasının

mümkün olduğu görülmüştür. Aynı ortam şartlarına bağlı kalmak kaydıyla elde edilen iş değerleri, krank biyel mekanizmasında 17.39 Joule, özgün mekanizmada ise 25.87 Joule olduğu belirlenmiştir. Buradan hareketle özgün mekanizmanın, krank-biyel sistemine göre izotermal yaklaşım için %48.76 oranında bir çevrimlik iş artışı sağladığı tespit edilmiştir.

ANAHTAR KELİMELELER: Stirling, Optimizasyon, Hiposikloid, Krank-biyel, Termodinamik Çevrim

ABSTRACT

OPTIMIZATION OF DRIVE MECHANISM FOR BETA TYPE STIRLING ENGINES

MSC THESIS

SALIH BURAK EROGLU

PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

AUTOMOTIVE ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. ERKAN OZTURK)

DENİZLİ, JULY 2020

Although the history of Stirling engines dates back to 1800s, today, in terms of both usage and research concentration, low power / weight ratio, which is one of the disadvantages of the system, wear, sealing, etc. For reasons, it is seen that there is no widespread use compared to existing systems.

Different studies have been carried out to increase the amount of work produced in Stirling engines. In this context, by designing new motion transmission mechanisms, it is seen that mechanical and thermodynamic gains are obtained by controlling piston and displacer movements. In studies in which crankshaft, connecting rod, elliptical crankshaft and camshaft systems were applied, a camshaft mechanism showed a pressure-volume graph close to the Carnot cycle. In this way, it is seen that the value of the work produced by changing the mechanism can be increased.

However, it has been shown in studies that the maximum pressure and produced work values in the hypocycloid mechanism are higher than the values in the crank-connecting rod mechanism under the same conditions. It has also been noted that a Stirling engine controlled by a servo-motor has an increase in thermal efficiency in a conventional mechanism system. In summary, it is understood that by changing the motion conduction mechanisms, it is possible to obtain results in accordance with isothermal and isochoric principles of thermodynamic events.

When the pressure-volume graphs of the designed systems are analyzed, it can be interpreted that the produced work value will increase considering the waiting time (phase difference) and the time to remain constant within the appropriate value ranges.

This thesis study was designed to investigate the thermodynamic effects on the system by selecting the most suitable movement transmission mechanism that can be applied on Stirling engines. It is also foreseen that the data to be obtained as a result of the research planned within the thesis will contribute to the mechanical designs of Stirling engines, analysis and optimization processes and provide resources for the studies to be carried out. In the dimensioning of the optimized transfer elements, they are included in the analysis based on the measurements that provide the optimum efficiency and work values for the system. However, with the

computer software prepared, it has been seen that it is possible to make thermodynamic analysis for different working conditions. Work values obtained by adhering to the same environmental conditions were determined to be 17.39 Joules in the crank connecting rod mechanism and 25.87 Joules in the original mechanism. From this point of view, it has been determined that the original mechanism provides a cyclical job increase of 48.76% for the isothermal approach compared to the crank-connecting rod system.

KEYWORDS: Stirling, Optimization, Hypocycloid, Crank-rod, Thermodynamic Cycle

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER	v
ŞEKİL LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ	x
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖNSÖZ	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Bilgisi	3
1.2. Çalışmanın Özgünlüğü	25
2. STIRLING MOTORLARI	26
2.1. Tek Etkili Motorlar	26
2.1.1. Alfa	26
2.1.2. Beta.....	27
2.1.3. Gama	28
2.2. Çift Etkili Motorlar	29
2.2.1. Franchot	30
2.2.2. Siemens	30
2.3. Sıvı Pistonlu Motorlar	31
2.4. Serbest Pistonlu Sıcak Hava Motorları	31
2.5. Hareket Aktarım Mekanizmaları	32
2.5.1. Krank- Biyel	32
2.5.2. Rhombic	34
2.5.3. Ross Yoke.....	34
2.5.4. Scotch Yoke	35
2.5.5. Swash Plate.....	36
2.5.6. Wankel.....	37
2.5.7. Wobble Yoke.....	37
3. ÇEVİRİM TERMODİNAMİĞİ	39
3.1. Carnot Çevrimi	45
3.2. Stirling Çevrimi	47
3.3. Çevrimlerin Karşılaştırılması	53
4. MEKANİZMA KİNEMATİĞİ	56
4.1. Krank - Biyel	56
4.2. Manivela.....	58
4.2. Rhombic	60
5. YÖNTEM	62
5.1. Kullanılan Ekipman ve Analiz Araçları	62
5.2. Referans Programlarının Hazırlanması ve Değerlendirilmesi.....	63
5.3. Optimizasyon Metodu	65
5.4. Özgün Mekanizma	69
6. BULGULAR	78
6.1. Optimizasyonun Birinci Aşaması.....	78
6.2. Optimizasyonun İkinci Aşaması	79
6.3. Optimizasyonun Üçüncü Aşaması	82

6.4. Basınç, Hacim ve Konum Verileri	86
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	91
8. KAYNAKLAR.....	93
9. EKLER	101
EK A İzotermal Analiz Programı	102
EK B Animasyonlarda Kullanılan Uyarı Engelleyici Program.....	108
EK C Mekanizma için Animasyon Programı	109
10. ÖZGEÇMİŞ.....	113

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: R.Stirling tarafından geliştirilen motor sistemi.....	3
Şekil 1.2: Philips şirketi tarafından geliştirilen motor.....	5
Şekil 1.3: Philips Corp. Stirling jeneratör motoru	6
Şekil 1.4: FORD M.C.tarafından geliştirilen 1975 model eğik plakalı Torino Stirling motoru	7
Şekil 1.5: 300 W gücündeki Scotch-Yoke mekanizmalı Stirling motoru.....	8
Şekil 1.6: Çift yer değiştirme pistonlu Stirling motoru.....	9
Şekil 1.7: Karabulut ve diğ. tarafından tasarlanan manivela bağlantılı Stirling motoru	9
Şekil 1.8: Rhombic sistem şeması.....	10
Şekil 1.9: Aksoy tarafından tasarlanan Stirling motoru	11
Şekil 1.10: MSI bünyesinde geliştirilen anakart için Stirling soğutucusu	11
Şekil 1.11: Farklı sürücü mekanizmalarına ait deplasman ve basınç-hacim diyagramları	12
Şekil 1.12: Ecoboy-SCM81 Stirling Motoru	13
Şekil 1.13: Cheng ve Yang tarafından yapılan çalışmanın şematik verileri	14
Şekil 1.14: Albahloul ve diğ. tarafından yapılmış olduğu çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması	16
Şekil 1.15: Ranieri tarafından izotermal analizi yapılan Alfa tipi Stirling motoruna ait karşılaştırmalı basınç-hacim grafiği	17
Şekil 1.16: Ranieri' e ait çalışmada yer alan Beta ve Gama tipi Stirling motorlarının karşılaştırmalı basınç-hacim grafiği	17
Şekil 1.17: Philips şirketi tarafından geliştirilen dört silindri Stirling motoru	18
Şekil 1.18: Gopal tarafından kullanılmış olan servo-motor kontrollü Stirling motoruna ait şema	20
Şekil 1.19: Gopal tarafından incelenen motora ait karşılaştırmalı termik verim grafiği.....	20
Şekil 1.20: Gopal çalışmasında elde ettiği karşılaştırmalı basınç-hacim grafiği	21
Şekil 1.21: Gopal'a ait çalışmada kaydedilen güç pistonu ve displacer için farklı faz açılarındaki deplasmanlar	21
Şekil 1.22: Gopal'a ait çalışmada kaydedilen güç pistonu ve servo- kontrollü displacer için farklı faz açılarındaki deplasmanlar	22
Şekil 1.23: Gopal'a ait çalışmasında 750 dev/dak için elde ettiği ve teorik termodinamik gücün faz açısına bağlı değişimi.....	23
Şekil 1.24: Klasik altı zamanlı motor krank-biyel sistemi.....	23
Şekil 1.25: Değişken stroklu altı zamanlı zamanlı motor krank-biyel sistemi	24
Şekil 1.26: Değişken stroklu altı zamanlı motor krank muylusu konum-açı grafiği	24
Şekil 2.1: Alfa tipi Stirling motoru	27
Şekil 2.2: Beta tipi Stirling motoru	28
Şekil 2.3: Gama tipi Stirling motoru	29

Şekil 2.4: Franchot tipi Stirling motoru	30
Şekil 2.5: Siemens tipi Stirling motoru	30
Şekil 2.6: Sıvı pistonlu Stirling motoru.....	31
Şekil 2.7: Serbest pistonlu Stirling motoru	32
Şekil 2.8: Philips Corp. bünyesinde geliştirilen Stirling-jeneratörü	33
Şekil 2.9: Stirling motorlarında kullanılabilen örnek krank-biyel mekanizması.....	33
Şekil 2.10: Rhombic sürücü mekanizması	34
Şekil 2.11: Ross-Yoke sürücü mekanizması.....	35
Şekil 2.12: Scotch-Yoke sürücü mekanizması.....	35
Şekil 2.13: Swash Plate mekanizması.....	36
Şekil 2.14: Wankel mekanizmasına sahip Stirling motoru	37
Şekil 2.15: Wobble-Yoke mekanizması.....	38
Şekil 3.1: Gerçek ve ideal Otto çevrimine ait P-V, T-S grafikleri ile pistonların zamana göre konumları.....	41
Şekil 3.2: İdeal Diesel çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri.....	41
Şekil 3.3: İdeal Karma çevrime ait P-V ile T-S grafikleri.....	41
Şekil 3.4: Beta tipi Stirling motorunda gerçekleşen çevrimde pistonların zamana göre konumlarını gösteren şema.....	43
Şekil 3.5: Ericsson çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri	45
Şekil 3.6: Carnot çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri	46
Şekil 3.7: Stirling çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri	47
Şekil 3.8: Stirling ve Carnot çevrimlerinin karşılaştırmalı P-V ile T-S grafikleri.....	54
Şekil 3.9: Stirling çevrimine ait basınç- hacim grafiği	54
Şekil 4.1: Krank-biyel mekanizmasına ait kinematik şema.....	57
Şekil 4.2: Manivela mekanizmasına ait kinematik şema	59
Şekil 4.3: Rhombic mekanizmasına ait kinematik şema.....	60
Şekil 5.1: Krank-biyel mekanizması için İzotermal analize göre elde edilen basınç/ hacim grafiği	65
Şekil 5.2: Eşdeğer programdan elde edilen basınç/ hacim grafiği.....	65
Şekil 5.3: Genetik algoritma ile optimizasyon akış şeması.....	66
Şekil 5.4: Genetik algoritmanın oluşturulmasında kullanılan üst programa ait aralık tanımlama kodları	67
Şekil 5.5: Yorucu arama stratejisinin uygulandığı sonuç değerleri havuzundan bir örnek.....	68
Şekil 5.6: Güç pistonu için hiposikloid planet mekanizmasına ait kinematik şema.....	69
Şekil 5.7: Displacer için hiposikloid planet mekanizmasına ait kinematik şema.....	70
Şekil 5.8: Hiposikloid planet mekanizması ve pistonlara ait genel kinematik şema.....	74
Şekil 6.1: Optimizasyonun birinci aşamasında, güç pistonu ve displacer biyel kaçıklık miktarlarına göre elde edilen indike iş değerleri.....	79
Şekil 6.2: Optimizasyonun ikinci aşamasında 0-150 derece tanım aralığında ve 10 birim ilerleme hassasiyetinde, faz açısına bağlı olarak değişen iş değerleri.....	80

Şekil 6.3: Optimizasyonun ikinci aşamasında elde edilen biyel kaçıklık yarıçaplarının faz açısına göre oluşturduğu indike iş değerleriaralığının.....	82
Şekil 6.4: Optimizasyonun üçüncü aşamasında 60-100 derece tanım aralığında ve 1 birim ilerleme hassasiyetinde, faz açısına bağlı olarak değişen iş değerleri.....	83
Şekil 6.5: Optimizasyonun ikinci aşamasında elde edilen biyel kaçıklık yarıçaplarının faz açısına göre oluşturduğu indike iş değerleriaralığının.....	85
Şekil 6.6: Krank-biyel ve Özgün mekanizma için İzotermal yaklaşımli basınç-hacim grafiği.....	87
Şekil 6.7: Optimum Özgün Mekanizma için açık indikatör diyagramı	87
Şekil 6.8: Krank-biyel mekanizmasında displacer ve güç pistonuna ait alt ve üst noktaların krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik.....	88
Şekil 6.9: Krank-biyel mekanizmasında pistonlar tarafından oluşturulan sıcak, soğuk ve toplam hacimlerin krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik.....	88
Şekil 6.10: Özgün mekanizmada displacer ve güç pistonuna ait alt ve üst noktaların krank mili açısına bağlı değişimini gösteren grafik	89
Şekil 6.11: Özgün mekanizmada pistonlar tarafından oluşturulan sıcak, soğuk ve toplam hacimlerin krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik.....	90

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1: Stirling ve Carnot çevrimlerinde meydana gelen termodinamik olaylar.....	55
Tablo 5.1: Özgün ve krank-biyel mekanizmalarına ait sabit değerler	64

SEMBOL LİSTESİ

AÖN	:	Alt ölü nokta
ABS	:	Akrilonitril Bütadien Stiren
Ac	:	Displacer silindiri kesit alanı [m ²]
ACB	:	Displacer alt bölge büyük kısım kesit alanı [m ²]
ACT	:	Displacer ve piston alt bölge küçük kısım kesit alanı [m ²]
APB	:	Güç pistonu alt bölge kesit alanı [m ²]
ARD	:	Displacer rodu kesit alanı [m ²]
ARP	:	Güç pistonu rodu kesit alanı [m ²]
ART	:	Rejeneratör alanı [m ²]
BDHX	:	Hiposikloid analiz için displacer pim merkezinin (BD noktası) yatay eksenindeki koordinatı [m]
BDHY	:	Hiposikloid analiz için displacer pim merkezi (BD noktası) düşey eksenindeki koordinatı [m]
BPHX	:	Hiposikloid analiz için güç pistonu pim merkezinin (BP noktası) yatay eksenindeki koordinatı [m]
BPHY	:	Hiposikloid Analiz için Güç Pistonu Pim Merkezi (BP Noktası) düşey eksenindeki koordinatı [m]
Cp	:	Özgül basınç [kJ/ kgK]
Cv	:	Özgül Hacim [kJ/ kgK]
Corp.	:	Corporation
DA	:	Derece ve radyan dönüşüm çarpanı
Dd	:	Displacer çapı [m]
DDd	:	Displacer alt çapı [m]
DDP	:	Piston tepesi üst çapı [m]
DE	:	Kinematik analiz için iç enerji değişimi [kJ]
Dp	:	Güç pistonu çapı [m]
DRd	:	Displacer rot çapı [m]
DRP	:	Güç pistonu rot çapı [m]
dP	:	Hacim değişimi
dV	:	Basınç değişimi
Dz	:	Bir açı değeri için geçen zaman [s]
ESA	:	Eurepan Space Agency (Avrupa Uzay Ajansı)
Ec	:	Soğuk hacim entalpisi [kJ/ kmol]
EH	:	Sıcak hacim entalpisi [kJ/ kmol]
H	:	Konvektif ısı taşınım katsayısı [W/ m ² K]
HGM	:	Hypocycloid gear mechanism (Hiposikloid dişli mekanizması)
Hc	:	Soğuk hacim yüksekliği [m]
Hd	:	Displacer yüksekliği [m]
Hh	:	Sıcak hacim yüksekliği [m]
Hp	:	Güç pistonu yüksekliği [m]
HPB	:	Güç pistonu alt tepesi ile piston pimi arasındaki mesafe [m]
HPt	:	Güç pistonu üst tepesi ile piston pimi arasındaki mesafe [m]
HP	:	Motor gücü [HP]
i	:	Krank biyel mekanizmasında displacer tabanı ile rod kolu yuvası arası mesafe
Joule	:	İndike iş değeri
JPL	:	Jet Propulsion Laboratory

KMA	:	Krank mili açısı [derece]
L_D	:	Displacer biyel uzunluğu [m]
L_P	:	Güç pistonu biyel uzunluğu [m]
L_R	:	Rhombic mekanizmasında kullanılan yer değiştirme pistonu rod uzunluğu [m]
L_{RD}	:	Displacer rod uzunluğu [m]
L_{RP}	:	Güç pistonu rod uzunluğu [m]
m	:	İş akışkanının kütlesi [kg]
M. C.	:	Motor Company
M_T	:	Toplam kütle [kg]
NASA	:	North America Space Agency (Kuzey Amerika Uzay Ajansı)
P	:	Basınç [bar]/ [Pa]
PETG	:	Polietilen Teraftalat Glikol
PLA	:	Poli Laktik Asit
PVA	:	Poli Vinil Alkol
P	:	Basınç [bar]/ [Pa]
P_B	:	Güç pistonu tabanının krank eksenine mesafesi [m]
P_T	:	Güç pistonu tepesinin krank eksenine mesafesi [m]
Q	:	Çevrim ısısı [J]
Q_C	:	Soğuk hacim bölge ısısı [J]
Q_H	:	Sıcak hacim bölge ısısı [J]
Q_{in}	:	Stirling çevriminde sisteme giren ısı [J]
Q_{out}	:	Stirling çevriminde sistemden atılan ısı [J]
Q_R	:	Rejeneratif bölge ısısı [J]
q_{in}	:	Sisteme giren ısı [J]
q_{out}	:	Sistemden atılan ısı [J]
Q_R	:	Rejeneratif bölge ısısı [J]
R_D	:	Displacer krankının yarıçapı [m]
R_{DL}	:	Displacer için planet dişli yarıçapı [m]
R_G	:	İdeal gaz sabiti [kJ/ kgK]
R_P	:	Güç pistonu krankının yarıçapı [m]
R_{PL}	:	Güç pistonu için planet dişli yarıçapı [m]
R_R	:	Pistonların dönüş noktalarının yön değiştirme bölgesinin keskinlik derecesini veren yarıçap [m]
R_{TD}	:	Displacer için planet dişli merkezi ile yörünge merkezi arası mesafe [m]
R_{TP}	:	Güç pistonu için planet dişli merkezi ile yörünge merkezi arası mesafe [m]
R_Y	:	yörünge yarıçapı [m]
s	:	Entropi [kJ/ K]
S_M	:	Slot yatağı ile displacer biyelini birbirini bağlayan parça uzunluğu [m]
STL	:	Stereolithography
T	:	Sıcaklık [K]
T_H	:	Sıcak kaynak sıcaklığı [K]
T_L	:	Soğuk kaynak sıcaklığı [K]
T_{max}	:	Maksimum ortam sıcaklığı [K]
T_{min}	:	Minimum ortam sıcaklığı [K]
T_{OT}	:	Ortalama sıcaklık [K]
T_w	:	Cidar sıcaklığı [K]

U	:	İç enerji [kJ]
U_c	:	Displacer silindirinin tepe noktası ile krank mili merkezi arasındaki mesafe [m]
U_{DB}	:	Rejeneratör alt noktası ile krank merkezi arasındaki mesafe [m]
U_{DT}	:	Rejeneratör üst noktası ile krank merkezi arasındaki mesafe [m]
U_{HS}	:	Displacer silindir üstü ile krank mili merkezi arasındaki mesafe [m]
U_{RB}	:	Rejeneratör alt noktası ile krank merkezi arasındaki mesafe için başlangıç değeri [m]
U_{RT}	:	Rejeneratör üst noktası ile krank merkezi arasındaki mesafe için başlangıç değeri [m]
Ü	:	Üst ölü nokta
V	:	Kapalı sistemin hacmi [m ³]
V_{RT}	:	Rejeneratör hacmi [m ³]
V_T	:	Toplam hacim [m ³]
W_{net}	:	Çevrim boyunca yapılan net iş [W]
X_{AD}	:	Displacer planet dişli merkez noktasının(A) x eksenine göre konumu [m]
X_{AP}	:	Güç pistonu planet dişli merkez noktasının(A) x eksenine göre konumu [m]
X_{Dis}	:	Hiposikloid sistemlerde displacer bağlantı noktasının x bileşeni
X_{PD}	:	Displacer planet dişli hiperbolik çizim noktasının (P) x eksenine göre konumu [m]
X_{Pis}	:	Hiposikloid sistemlerde güç pistonu bağlantı noktasının x bileşeni
X_{PP}	:	Güç pistonu planet dişli hiperbolik çizim noktasının (P) x eksenine göre konumu [m]
Y_{AD}	:	Displacer planet dişli merkez noktasının (A) y eksenine göre konumu [m]
Y_{AP}	:	Güç pistonu planet dişli merkez noktasının (A) y eksenine göre konumu [m]
Y_{Dis}	:	Hiposikloid sistemlerde displacer bağlantı noktasının y bileşeni
Y_{PD}	:	Displacer planet dişli hiperbolik çizim noktasının (P) y eksenine göre konumu [m]
Y_{Pis}	:	Hiposikloid sistemlerde güç pistonu bağlantı noktasının y bileşeni
Y_{PP}	:	Güç pistonu planet dişli hiperbolik çizim noktasının (P) y eksenine göre konumu [m]
α_{DH}	:	Displacer planeti p noktasının yer değiştirme miktarını gösteren merkez açısı [rad]
α_{PH}	:	Güç pistonu planeti p noktasının yer değiştirme miktarını gösteren merkez açısı [rad]
β_{DH}	:	Displacer pim merkezi ile düşey eksen arasındaki açı [rad]
β_{PH}	:	Güç pistonu pim merkezi ile düşey eksen arasındaki açı [rad]
γ	:	Özgün mekanizmadaki planet dişlinin yatay eksenle yaptığı açı [rad]
γ	:	Manivela mekanizmasında slot yatağı ile düşey eksen arasındaki açı [rad]
ΔS	:	Entropi değişimi [kJ/ K]
ΔU	:	İç Enerji değişimi [kJ]
θ	:	Krank muylusu ile düşey eksen arasındaki açı [rad]
ψ	:	Planet dişli üzerindeki p noktası için dönme açısı [rad]

- ξ : Güç pistonu ve displacer arasındaki faz açısı [rad]
 $\eta_{th, car}$: Carnot çevrimi için ısı verim
 $\eta_{th, eric}$: Ericsson çevrimi için ısı verim
3D : 3 Dimension (3 Boyutlu)

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın yapılması ve yürütülmesinde bilgi ve tecrübesi ile beni yönlendiren, desteklerini esirgemeyen, ihtiyaç duyduğum her an yardımcı olan çok değerli danışman hocam Doç. Dr. Erkan ÖZTÜRK'e, çalışmalarım süresince en büyük destekçim olan aileme, teşekkürü bir borç bilirim.

1. GİRİŞ

Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte, birçok alanda çeşitli ilerlemeler kaydedilmiştir. Bu durum, beraberinde yeni ihtiyaçların da oluşmasına yol açmıştır. İçten ve dıştan yanmalı motor sistemlerindeki gelişmeler, yakıt ve mekanizma hususlarında müşterek çalışmaların yapılmasını gerekli kılmıştır.

1816'da R. Stirling tarafından iki adet sabit sıcaklık ve hacim fazında teorik çevrimini gerçekleştiren bir sıcak hava motoru tasarlanmıştır. 19.yüzyıl şartlarında, dıştan yanmalı motorların çıkış gücünün düşük olması ve petrol kaynaklarının talepleri karşılayabilmesinden dolayı, sıcak hava motorları ile ilgili büyük gelişmeler sağlanamamıştır (Yücesu, 1996). Sıcak hava motorları ile ilgili yürütülen çalışmalar, fosil temelli kaynakların azalması ve daha çevreci kanunların yürürlüğe girmesiyle, düşük emisyonlu olma, asgari düzeyde bakım gerektirme, kullanılabilir yakıt bandının geniş olması, titreşim ve gürültü seviyesinin makul seviyelerde bulunması gibi müspet yanlarından ötürü 20. ve özellikle de 21.yüzyıl itibariyle hız kazanmış ve önceki yıllara nazaran daha yaygın bir kullanım alanına sahip olmuştur.

Sıcak hava motorları ile ilgili çalışmalar, 1800'lü yıllarda başlamış ve halen günümüzde farklı alanlarda devam etmektedir. Yapılan çalışmaların yaklaşık olarak 200 yıl boyunca devam etmesinin sebebi, enerji ihtiyacının mütemediyen artmasıdır. Başta güneş enerjisinden faydalanılarak elektrik üretimi, tarımsal sulamada kullanılmak üzere tasarlanan pompalar, denizaltı sistemlerinin güç üretim birimi, otomotive sistemlerde güç üretim ünitesi, uzay sistemleri ve kalp pilleri olmak üzere birbirinden farklı birçok alanda bu ihtiyaçları karşılaması düşünülen sıcak hava motorları geliştirilmiştir (Akhan, 2008).

Her sistemde olduğu gibi, sıcak hava motorlarının da muhtelif avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Bu durum özetlenecek olursa (Incropera, 2006; Öz, 2008)

Avantajları,

- Teorik olarak ısı verimi yüksektir.
- Kullanılabilir yakıt bandı çok geniştir (gaz, sıvı, katı, güneş, termal).
- Çevrimler arası moment değişimi az olduğu için aşınma, titreşim ve gürültü oranı düşüktür.
- Zararlı gaz salınım oranı çok düşüktür.
- Sistemde kullanılan yağ, sadece aşınma önleyici olarak görev yaptığından daha uzun ömürlüdür.
- İçten yanmalı motorlarda kullanılan supap, zamanlama, ateşleme, enjeksiyon, ve benzeri gibi karmaşık sistemlere ihtiyaç duyulmaz.

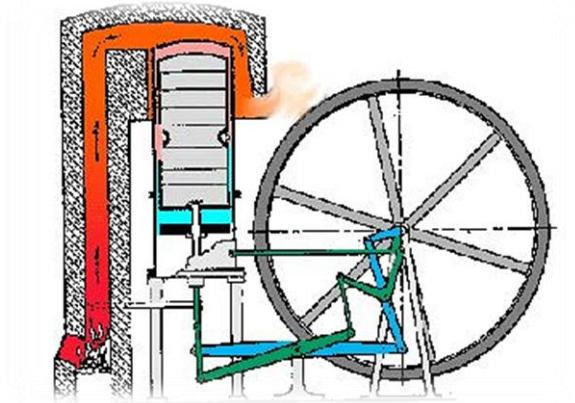
Dezavantajları,

- Güç /Ağırlık oranının, içten yanmalı motorlara nazaran daha düşük olması.
- Hareketli parçalar arasındaki sızdırmazlık sorununun olması ve ölü hacimlerin yok edilememesi.
- Kaçaklar nedeniyle, çalışma gazının eksilmesi ve bunun sonucunda şarj basıncında istikrarın elde edilemeyerek verimin azalması.
- Sistem parçalarında oluşan ani ısı değişimleri nedeniyle malzemelerin mukavemetlerin zamanla yitirmeleri.
- Çalışma akışkanının Hidrojen gibi küçük moleküllü bir gaz olması durumunda, sızdırmazlık sorununu gidermek için ek sistemlere ihtiyaç duyulması

Stirling motorlarının avantajlı ve dezavantajlı yönleri bulunmaktadır. Motor sistemleri üzerinde yapılacak çalışmalarda, mekanik ve termodinamik kurallar çerçevesinde senkronize olarak tasarım parametreleri belirlenmelidir. Sürücü mekanizması, soğutma ve ısıtma sistemleri, sızdırmazlık elemanlarının seçimi gibi değişkenler bir bütün halinde kabul edilip tasarım aşamasına geçilebilir. Örneğin, bu tez çalışmasında olduğu gibi sürücü mekanizmasının geliştirilmesinin akabinde termodinamik analiz de yapılarak indike iş değerindeki artış oranının değerlendirilmesi uygun olacaktır.

1.1. Literatür Bilgisi

Stirling motorunun ilk tasarımı 1816 yılında Robert Stirling tarafından gerçekleştirilmiştir. Tek silindirli olan bu motor su pompalarını işletmek için kullanılmıştır (Üstün, 2000). R. Stirling, tasarladığı ve imal ettiği motorun patentini 1817’de almıştır. Şekil 1.1’de motora ait şematik resim görülmektedir. Bu motor aynı zamanda “Economiser” olarak da adlandırılmıştır. Sıcak hava motorları ile ilgili yapılan bu çalışma, 1759 yılında H. Wood tarafından tanımlanan açık çevrimli sistem ile 1801 yılında Glazebrook’ un kapalı çevrimli sistemlerinin temelleri üzerine kurulmuştur (Erol, 2017).



Şekil 1.1: R. Stirling tarafından geliştirilen motor sistemi (Gras, 2005).

1983’te düşük sıcaklık farklarında çalışabilecek Stirling motoru prensibi ilk defa Prof. Kolin tarafından ortaya konulmuş ve bu ilkeye göre tasarlanmış olan motor, yine aynı yıl Dubrovnik’ te teşhir edilmiştir. Sıcak su ile ısıtılan bu motor 20⁰C sıcaklık farkında ilk hareketi almıştır. 50⁰C sıcaklık farkında 50 dev/dak devirde dönebilen motorda, strafordan imal edilen kare şeklinde yüzey alanı geniş ve kesiti ince bir yer değiştirme pistonu kullanılmıştır. 1990 yılında Senft, Wisconsin Üniversitesinde yapmış olduğu bir araştırmada aşırı düşük sıcaklık farkı ile çalışan P-19 modeli olarak adlandırdığı motoru 1.004 sıkıştırma oranı ile tasarlamış ve imalatını yapmıştır. Bu motor insan elinin sıcaklığında 100 dev/dak motor devrinde çalışmaktadır (Erol, 2017).

1853 yılında, John Ericsson tarafından 2200 ton ağırlığında, 1.8 m kursa sahip, güç pistonu çapı 4.8 m olan, teorik 478 kW ve deneysel olarak 239 kW indike gücüne sahip dört adet Stirling gemi motoru üretilmiştir. Pistonlar arası faz farkı 90⁰ olarak

belirlenmiştir. Bu motorlar, o tarihe kadar üretilen motorların en büyükleri olarak kaydedilmiştir (Woerlen, 2020).

Philips Corp. 1938 yılında sıcak hava motor teknolojisine yönelik araştırma ve geliştirme faaliyetlerine başlamıştır. Çalışmalar kapsamında üretilen ilk motor 200 W gücündedir ve Şekil 1.2’de görülmektedir. Akabinde farklı tiplerde motorlar da tasarlanmıştır. Örnek olarak, 360 HP çıkış gücüne sahip 360-15 serisindeki motor gösterilebilir (Gras, 2005). İlerleyen zamanlarda Philips Corp. mevcut tasarımlarla kıyaslandığında ağırlıkça %50, hacimce %125 oranında iyileşme sağlayan bir model üzerinde çalışmıştır. Ayrıca, yine aynı zaman diliminde Rider tarafından oldukça yenilikçi bir tasarım geliştirilmiştir. Bu çalışmada, hareket iletiminde 5 kollu krank-biyel mekanizması tercih edilmiştir. Tasarımdaki kollar, tek silindirli motorlar için uygundur. Bu tip motorların karter basıncı, atmosfer basıncına yakındır ve sistemde yüksek çalışma/ şarj basıncı tercih edilmez. Sürtünme kuvvetlerini azaltmak için Rhombic sürücü mekanizması geliştirilmiştir. MAN-MWM şirketi, ağır hizmet tipi araçlarda kullanılmak üzere Rhombic sürücü sistemleri üzerine çalışmalar yapmıştır. 1968 yılında ise, United Stirling, 4 silindirli, V tipi, rejeneratörlü ısı borulu ve çift hareketli sıcak hava motorları üzerinde geliştirme faaliyetlerinde bulunmuştur (Urieli, 1977).

James Stirling, daha önce tasarlanan sıcak hava motorunun, mühendis olarak çalıştığı Dundee Döküm fabrikasında kullanılmak üzere sanayileşmesi yolunda çalışmalarda bulundu. Geliştirilen motor 1922 yılına kadar su pompalama ve elektrik üretimi gibi endüstriyel alanlarda uygulanmıştır. Ancak rekabet ortamı ve elektrik makinelerindeki gelişmeler nedeniyle, yapılan çalışmalar devam ettirilememiştir. 1847 senesinde, Robert Stirling’ in geliştirmiş olduğu ile deneysel model tasarımının çalışma ilkesi, Lord Kelvin tarafından bilimsel olarak açıklanmıştır (Gras, 2005). 1816 –1850 yıllarında 2 ve 3 silindirli motorlar üretilmiş ve ölü hacim oranının yüksek olmasından ötürü verim açısından tek silindirli olanlara nazaran büyük bir ilerleme kaydedilememiştir. 1923 yılında, 800 kg ağırlığında, 25 lt süpürme hacmine sahip, 1.5 kW indike güç çıkışı sağlayan ve %3 ısı verime sahip motorlar üretilmiştir (Urieli, 1977).

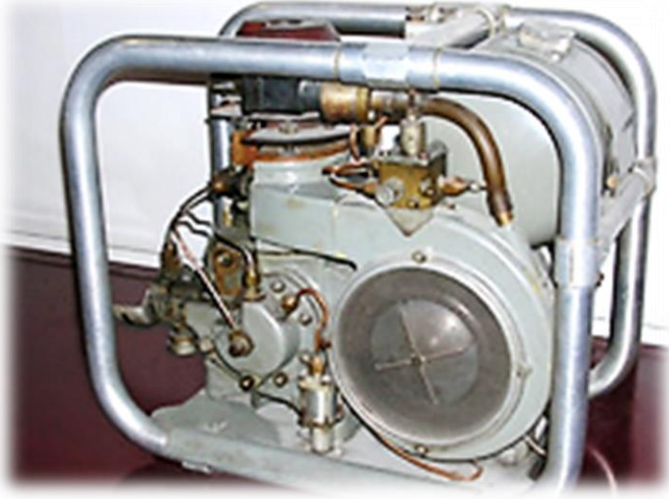


Şekil 1.2: Philips şirketi tarafından geliştirilen (Gras, 2005).

Lehmann, tek silindirli, yatay ve rejeneratörsüz bir sıcak hava motoru tasarlamıştır. Motor sisteminde rejeneratörün kullanılmaması, kütle ve ısı transferini azaltmasına rağmen ölü hacmin asgari düzeye çekilmesini sağladığı için verimde artış sağlanmıştır (Toda, 1995). Bu çalışma neticesinde, ölü hacim miktarı ile verim arasında ters orantı olduğu sonucu çıkarılabilir.

John Ericsson tarafından, ilk kez güneş enerjisi ile çalışan 9 adet Stirling motoru imal edilmiştir. Bu motorlar, deneysel veri elde etmek amacıyla kullanılmıştır. Üretilen prototiplerde iş akışkanı olarak bazılarında buhar, bazılarında ise hava tercih edilmiştir. Yapılan çalışma, daha sonraki yıllarda SunPower adlı şirketin, 1- 25 kW arasında serbest pistonlu güneş enerjisini kullanan Stirling motorlarını üretmesi ve geliştirmesine de temel oluşturmuştur (Walker, 1980).

Philips Corp. bünyesinde, Meijer tarafından yer değiştirme (süpürme) pistonuna sahip sistemler için kullanılabilir olan Rhombic sürücü mekanizması (hareket iletim mekanizması) geliştirildi. Şekil 1.3'te görülen bu sistemin en önemli avantajları, yanal kuvvetlerin dengelenmesi sayesinde aşınma ve gürültü durumlarının asgari seviyeye indirgenmiş olmasıdır. Sistemde senkronize olarak çalışan iki adet dişli ve bu dişlilere eş merkezli olarak bağlanmış dengeleme ağırlıkları bulunmaktadır. Piston kolları ise oluşan öteleme hareketini, mafsallı bağlantılar ile dişlilere iletir ve böylece öteleme hareketi (aynı zamanda karma hareket) dönme hareketine çevrilerek iş aktarımı tamamlanmış olur (Demiralp, 2000).

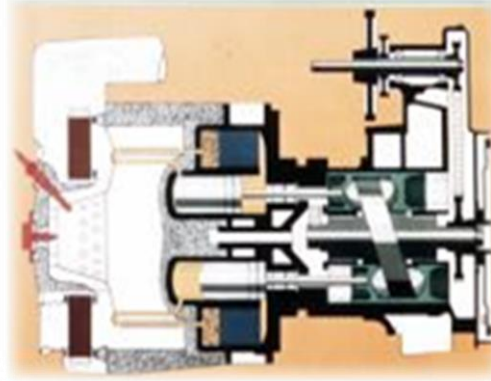


Şekil 1.3: Philips Corp. Stirling jeneratör motoru (Veraat, 2005).

General Motors şirketi, Philips lisansını kullanarak Rhombic sürücülü sıcak hava motorlarının askeri alanda (denizaltı ve torpil sistemleri) kullanımına yönelik çalışmalar yapmıştır. Bunun yanı sıra jeneratör ve uzay sistemlerinde, otomobillerde ve lokomotiflerde kullanılmak üzere de çeşitli araştırma ve faaliyetlerde bulunulmuştur. 1970'li yıllarda teşhir için serbest pistonlu, süpürme ve güç pistonları arasında herhangi mekanik bir bağlantısı olmayan küçük bir sıcak hava motoru imal edilmiştir. Bu motorlarda mekanik bağlantı sistemleri bulunmaz ve sönümleyici olarak da sürtünme kuvvetleri ve iş akışkanı kullanılır. Yapay kalpler için üretilen minyatür motorlar sağlık kuruluşları tarafından desteklenmiştir. 1978 yılında NASA tarafından, JPL bünyesinde yaptırılan bir çalışmada, karşılıklı ve yatay olarak çalışan çift krank milli mekanizmalı 9 kW indike güç çıkışı sağlayan bir Stirling motoru imal edilmiştir. 1974 yılında, MAN-MWM şirketi, sualtı güç sistemleri için indike güç değerleri 370 ve 740 kW arasında olan tasarımlar üzerine çalışmalar yapmıştır. 1987 yılında, ESA tarafından, fotovoltaik sistemlerin yerine kullanılması için güneş enerjisi ile çalışan sıcak hava motorlarının geliştirilmesine yönelik çalışmalara başlamıştır (Yücesu, 1996).

1972'de FORD M.C., eğik plakalı hareket sistemleri üzerine çalışmalar yürütmüştür. Eğik plakalı hareket sistemi sayesinde aktarım elemanlarının sayısı azaldığı için boyutta küçülme sağlanmış, dengeleme ile birlikte daha düzgün bir tork çıkışı elde edilmiştir. Ancak yüksek üretim maliyeti, hidrodinamik yağlama gereksinimi ve düşük devirlerde yüksek sürtünme kuvvetlerinin olduğu gözlenmiştir.

Şekil 1.4'te, Ford Torino modelinde kullanılan motora ait şema yer almaktadır (Urieli, 1977).



4-98 84 HP MOTOR

*Uzunluk 0.63 m

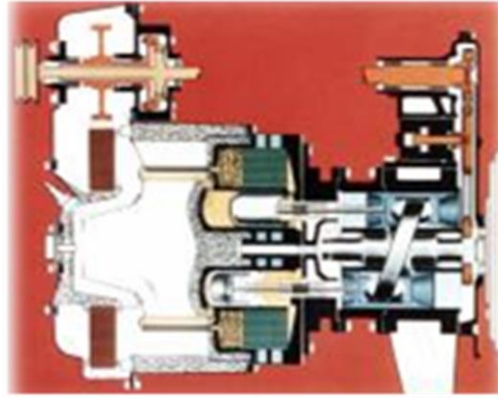
*Derinlik 0.52 m

*Yükseklik 0.58 m

*Ağırlık 196 kg.

*Kurs hacmi 98 cc

*Devir 5400 d/d



4-215 170 HP MOTOR

*Uzunluk 0.92 m

*Derinlik 0.66 m

*Yükseklik 0.69 m

*Ağırlık 323 kg.

*Kurs hacmi 215 cc

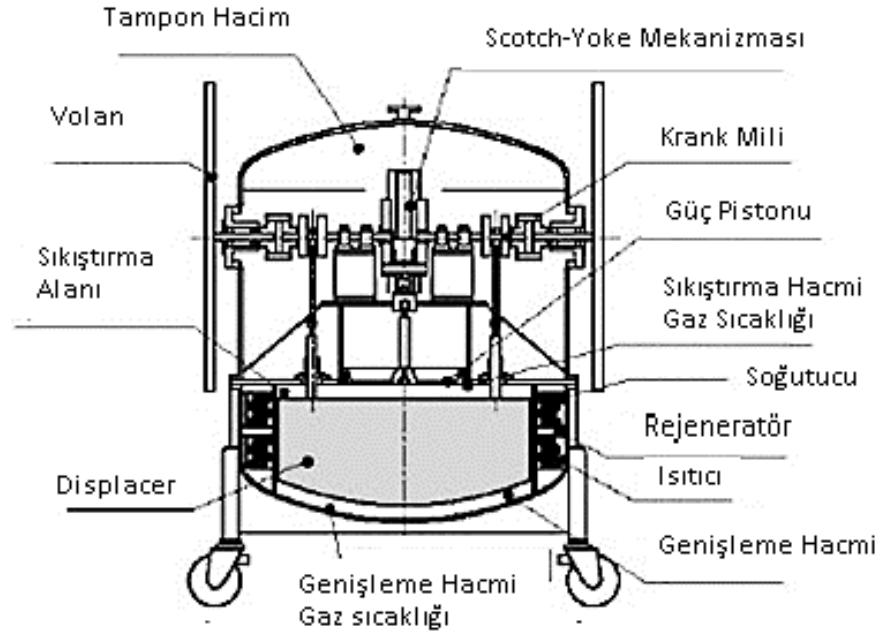
*Devir 4500 d/d

Şekil 1.4: FORD M.C tarafından geliştirilen 1975 model eğik plakalı Torino Stirling Motoru (Veraat, 2005).

Özbekistan Fizikoteknik Enstitüsü'nde, Güneş enerjisi ünitelerinde kullanılmak amacıyla, 500 W çıkış gücü değerinde, çift silindirli bir Stirling motoru geliştirilmiş ve denemelerden başarılı sonuçların alındığı belirtilmiştir. Geliştirilen prototipin ısıtıcı sıcaklığı 873 K, soğutucu sıcaklığı 293 K, faz açısı 90^0 ve motor devri 1000-1200 dev/dak dır (Trukhov ve diğ. 1987).

Toda ve diğ. (1995) tarafından Scotch-Yoke mekanizmalı, 300 W çıkış gücü üretebilen, düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Şekil 1.5'te, imal edilen motorun şematik resmi yer almaktadır. Kullanılan mekanizma sayesinde hareketli parça sayısı azaltılmış, kuvvetlerin dengelenmesiyle sürtünme kuvvetlerinde düşüş gözlenmiştir. Bununla birlikte alt ölü noktalarda

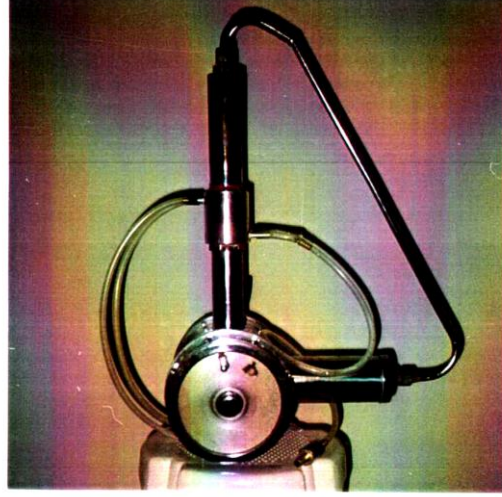
bekleme süreleri daha uzun olduğu için uygunlaştırma çalışmalarında dezavantaja neden olmuştur.



Şekil 1.5: 300 W gücündeki Scotch Yoke mekanizmalı Stirling motoru (Iwamoto ve diğ. 1997).

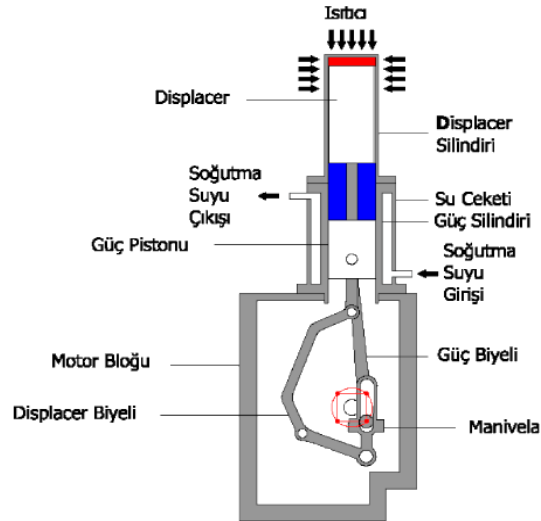
Mini-Ecoboy adı verilen Stirling motoru, Rhombic hareket iletim mekanizmalı olarak tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Deneylede çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak 600°C ve 700°C de ısıtıcı sıcaklıklarında yapılmıştır. Motor gücü 600°C sıcak uç sıcaklığında ve 1550 dev/dak devirde, 2 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor gücü ise, 700°C sıcak uç sıcaklığında ve 1880 dev/dak'da 5 W olarak elde edilmiştir (Hirata, 2000).

Üstün (2000), Alfa tipi bir sıcak hava motoru imal etmiştir. Şekil 2.6'da görülmekte olan sistemde krank-biyel mekanizması kullanılmış olup dengelenme hususunda farklı çalışmaların yapılarak daha iyi sonuçlar alınabileceğine işaret etmiştir. 2 bar şarj basıncında, 784 dev/dak motor devrindeki indike motor gücü 64.9 W olarak ölçülmüştür. Sistem veriminin, çalışma basıncının 1-1.5 bar aralığında olması halinde en yüksek değerlerini aldığı belirtilmiştir. Bununla birlikte ısı giriş sıcaklığının mümkün olduğunca yüksek tutulması halinde, çıkış gücü ve momenti üzerinde olumlu tesirinin olacağı kaydedilmiştir. Yapılan çalışmada, sızdırmazlık, dengeleme ve ısı transferi gibi kriterlerde iyileştirmeye gidilmesi gerektiği belirtilmiştir.



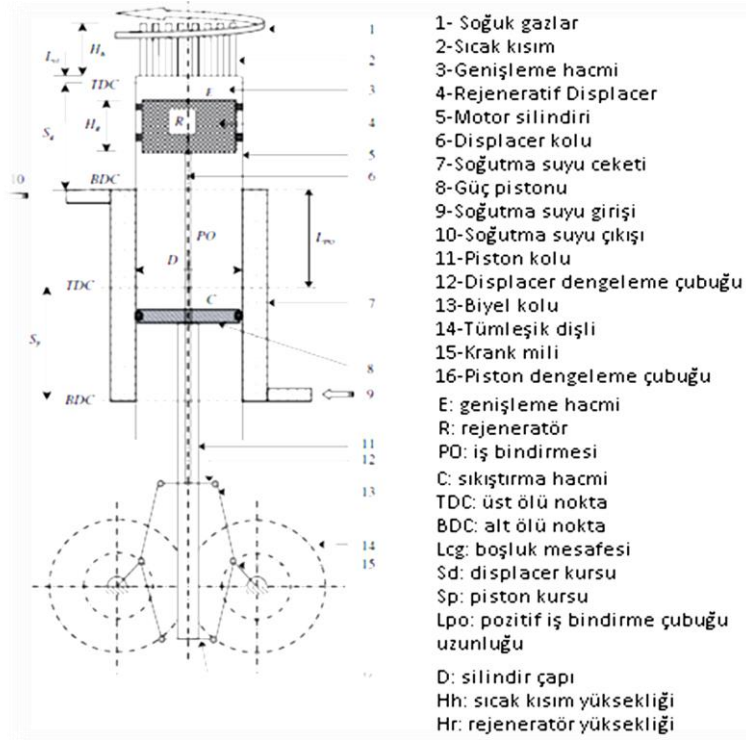
Şekil 1.6: Çift yer değiştirme pistonlu Stirling Motoru (Üştün, 2000).

Şekil 1.7’de krank-biyel mekanizmalı, Beta tipi bir Stirling motoru görölmektedir. Tasarlanan mekanizmanın gerçekteştirdiği çevrimin teorik içi; Rhombic hareket iletim mekanizmalı olarak adlandırılan ve en büyük içi üreten mekanizma ile kıyaslandığında, hemen-hemen eşit olduğu görölmüştür. İmal edilen motorun testleri sonucunda 4 bar şarj basıncında, 260⁰ C lik giriş sıcaklığında, 266 dev/dak motor devrinde en yüksek tork, 3.99 Nm iken maksimum çıkış gücünün de 183 W olduğu görölmüştür. Çalışmada, şarj basıncının ancak belirli bir değere kadar pozitif etki yaptığı sonucuna da varılmıştır (Karabulut ve diğ., 2010).



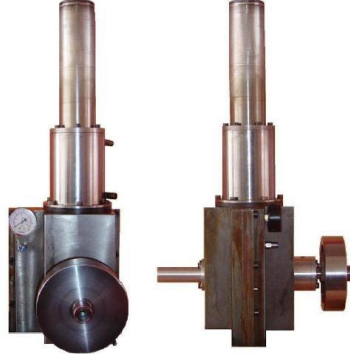
Şekil 1.7: Karabulut ve diğ. tarafından tasarlanan manivela bağlantılı Stirling motoru (Karabulut ve diğ. 2008).

Eid (2009) tarafından Rhombic hareket iletim mekanizmalı, rejeneratif yer değiştiricili bir Beta tipi Stirling motorunun teorik analizleri yapılarak tasarlanmıştır. Şekil 1.8’de çalışmada kullanılan motorun Şematik resmi bulunmaktadır. Motor boyutları Schmidt analizi kullanılarak tayin edilmiştir. Çalışma neticesinde, ktle dengeleyicisi kullanmanın, %10 civarında bir verim artışına yardımcı olduğu gözlenmiştir.



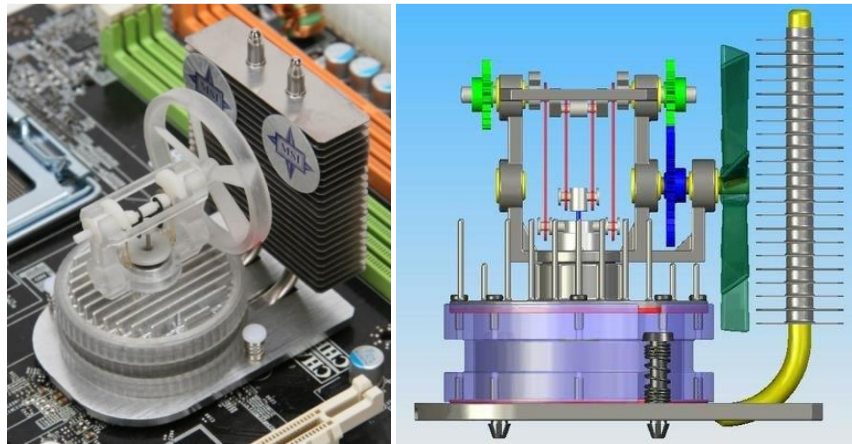
Şekil 1.8: Rhombic sistem Şeması (Eid, 2009).

Aksoy (2011), “Bir Stirling Motoruna Güneş Enerjisi Uygulanması” adlı doktora çalışmasında, Şekil 1.9’da görülmekte olan Beta tipi bir Stirling motorunu, nodal analiz yöntemi kullanarak incelemiştir. Hareket mekanizmaları olarak manivela, krank-biyel ile Rhombic sistemlerinin basınç- hacim karakteristikleri karşılaştırmıştır. Bakır, Almiyumu ve Paslanmaz elik olmak üzere  farklı malzemenin kullanıldığı sistemlerin g ile verim değerleri incelenmiştir. Güç değerleri bakır için 22 W, almiyumu için 64.37 W, paslanmaz elik için ise 39.95 W olarak llmştr. Diğer  varyasyondan farklı olarak konik paslanmaz kavitenin kullanıldığı tasarımdan elde edilen g değerinin ise 40.74 W olduğu belirtilmiştir. Verim oranları ise bakırda %2.95, almiyumda %8.67 ve paslanmaz çelikte %6.41 şeklinde kaydedilmiştir.



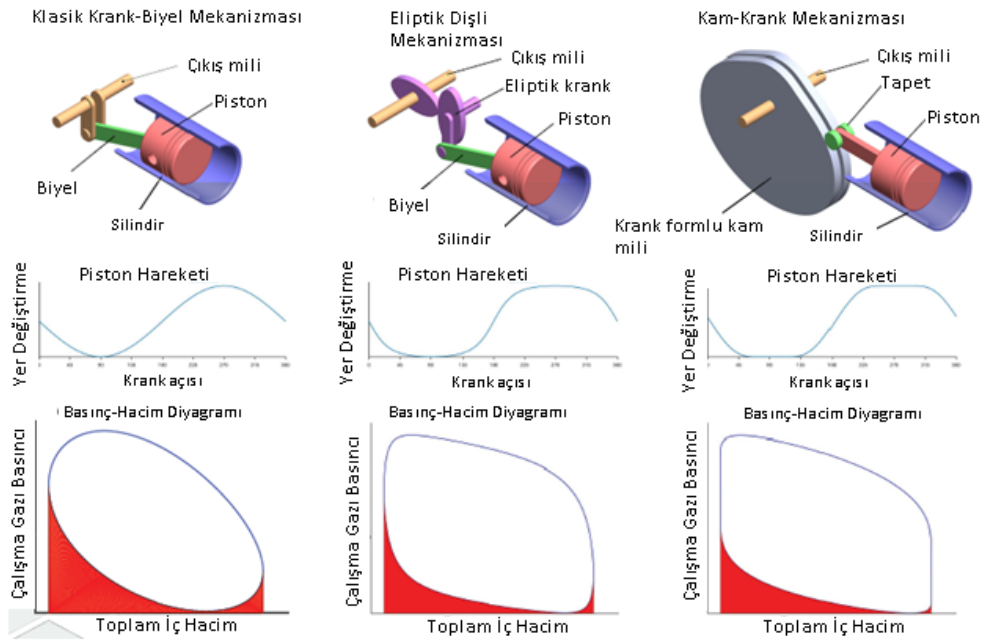
Şekil 1.9: Aksoy tarafından tasarlanan Stirling motoru (Karabulut ve diğ. 2008).

Tayvan merkezli Micro Star International (MSI) firması tarafından, ana kart üzerindeki elektronik bileşenleri soğutma amacıyla düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir Stirling motoru tasarlanmıştır. Bu motor, elektronik bileşenler üzerindeki ısı enerjisini kullanarak sistem dışına çeker soğutma sağlar. Soğutucu sistem "Hava Gücü Soğutucusu" olarak da adlandırılmaktadır. Sistem, mekanizma olarak serbest pistonlu ve krank-biyel mekanizmalı sıcak hava motorları olarak nitelendirilebilir. Temel işlev olarak, yonga kümesinin (elektronik devreler) ısısını, motor sisteminin silindir(tüp) kısmına aktarır. Tüp içindeki hava ısındığında piston iş yaparak, genişleme meydana gelir ve fan döndürülür. Akabinde fan içindeki hava soğur ve sıkıştırma safhasına geçilerek çevrim tamamlanır. Yapılan çalışmalarda, daha iyi bir hava pistonu ve krank-biyel tasarımıyla, ısı enerjisinde %70'in üzerinde aktarımının sağlandığı görülmüştür. Geliştirilen sistem, sürekli güç akışı sağlandığı ve haricen enerji gerektirmediği için maliyet açısından da çok uygundur. Sistem, Şekil 1.10'da görülmektedir (MSI, 2014).



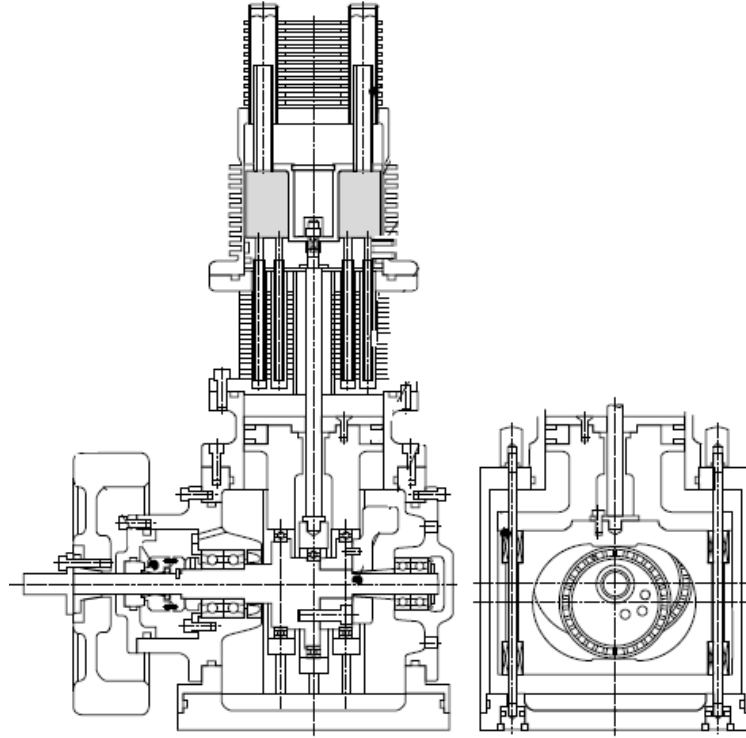
Şekil 1.10: MSI bünyesinde geliştirilen anakart için Stirling soğutucusu (MSI, 2014).

Nicol-Seto ve Nobes (2019), farklı hareket iletim sistemlerini araştırmışlardır. Sürücü sistemlerinin mekanik verim, akışkan hareketliliği ve ısı transferi gibi parametrelerle olan ilişkisi incelenerek yer değiştirme ile basınç-hacim grafikleri gösterilmiştir. Çalışmada konvansiyonel krank-biyel, eliptik dişli ve kam profilli krank olmak üzere üç farklı sürücü sistemi modellenmiş ve analiz edilerek karşılaştırılmıştır. Şekil 1.11’de 3 farklı sistem ve bunlara ait krank açısına bağlı piston yer değiştirmesi ile birlikte basınç-hacim diyagramları görülmektedir. Bu diyagramlar incelendiğinde en büyük taralı alanın ve dolayısıyla en büyük işin kam profilli krank sürücüsü ile sağlandığı anlaşılmaktadır.



Şekil 1.11: Farklı sürücü mekanizmalarına ait deplasman ve basınç-hacim diyagramları (Nicol-Seto ve Nobes, 2019).

Hirata ve diğ. (1997) tarafından, Ecoboy-SCM81 olarak adlandırılan Scotch Yoke hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motoru tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. K. Hirata; Scotch Yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motorlarında herhangi bir yağlama cihazı olmadan küçük boyutlu motorların imalatını gerçekleştirmede büyük avantaj sağladığını belirtmiştir. Tasarlanan ve imalatı gerçekleştirilen motorda çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak yapılan deneylerde 700°C (973 K) ısıtıcı sıcaklığında 0.8 MPa şarj basıncında 1300 dev/dak motor devrinde 74 W güç elde etmiştir. Bu şartlarda motora bağlanan jeneratörden 52 W elektrik gücü elde edilmiştir. Şekil 1.12’de, geliştirilen motorun ait şema görülmektedir.



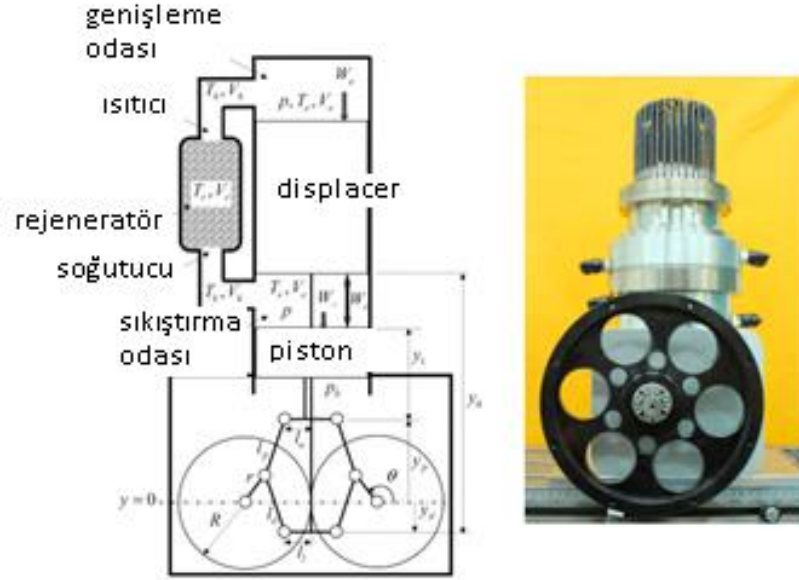
Şekil 1.12: Ecoboy-SCM81 Stirling motoru (Hirata ve diğ. 1997).

Ecoboy-SCM81 projesi kapsamında krank-biyel, eğik plaka ve Rhombic sistemi olmak üzere üç farklı sürücü mekanizması analiz edilerek sonuçları karşılaştırılmıştır. Piston hareketlerinin, sıcaklık ve dolayısıyla da verimi etkilediği vurgulanmıştır. Kinematik analiz sonuçlarına göre en uygun sistemin Rhombic mekanizması olduğu bildirilmiştir (Podešva ve Poruba, 2016).

Cheng ve Yang (2014), “Optimization of Rhombic Drive Mechanism Used in Beta-type Stirling Engine Based on Dimensionless Analysis” isimli çalışmasında boyutsuz bir model geliştirilmiştir. Akabinde Rhombic sürücü mekanizmasının analizleri ve optimizasyonu ile yapılmıştır. Termodinamik analiz için Schmidt yaklaşımı kullanılmıştır. Teorik ve deneysel veriler arasında %5.2 oranında bir farklılığın olduğu belirtilmiştir. Şekil 1.13’te mekanizmaya ait görsel yer almaktadır. Mekanizma için geçerli geometrik parametreleri bulunarak tasarımlar için en uygun değerler gösterilmiştir.

Karabulut ve diğ. (2016), Rhombic sürücülü, Beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı ile imalatını gerçekleştirmişlerdir. Üretim ile birlikte performans testleri gerçekleştirilmiştir. Termodinamik model ile birlikte nodal analize de yer verilmiştir. Tasarımı yapılan motorda, diğer Rhombic mekanizmalarından farklı olarak düz

dişliler yerine daha sessiz ve yüksek devirlerde çalışabilen, sementasyon çeliğinde üretilmiş helisel dişliler kullanılmıştır. Bu dişliler krank milleri üzerine çift yönlü olacak şekilde yataklanmıştır. Bunun neticesinde de şarj basıncı uygulanması ile birlikte oluşan tek taraflı yaslanma problemi elimine edilmiştir.



Şekil 1.13: Cheng ve Yang tarafından yapılan çalışmanın şematik verileri(Cheng ve Yang, 2014)

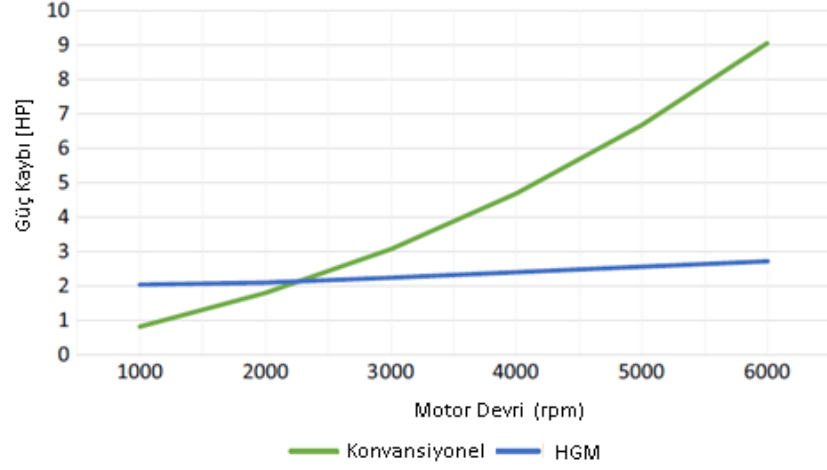
Ruch ve diğ. (1991) tarafından yapılan çalışmada, pistonlu motorlarda klasik olarak kullanılan krank-biyel ve diğer sistemlere alternatif olarak hiposikloid mekanizmasının kinematik analizi gösterilmiştir. Potansiyel iyileştirmelerin neticesinde motor dengesinde artışında olduğu ve basınç-hacim eğrisinin istenen düzeye çekilmesiyle sürtünme ve vuruntu olaylarının minimize edildiği vurgulanmıştır. Piston hareketlerinde ise ideale yakın sonuçların elde edilebileceği belirtilmiştir.

Aziz ve Chassapis (2016), içten yanmalı motorlara uygulanabilecek gelişmiş bir hiposikloid dişli mekanizmasının tasarımını ve analizlerini yaparak krank-biyel sistemindeki basınç-hacim ve yer değiştirme verileri ile karşılaştırmışlardır. Buna göre eliptik yolun oluşması sonucunda üretilen iş ve verim değerlerinde yükselme sağlandığı belirtilmiştir. Krank biyel sisteminde oluşan 900 psi maksimum basınç değerinin, aynı şartlarda hiposikloid sistemde 1205 psi değerine kadar yükseldiği gösterilmiştir.

McMullin tarafından hazırlanan “Hypocycloids and Hypotrochoids” adlı çalışmada, hiposikloidler ve episikloidler ile ilgili farklı teoremler açıklanmıştır. Oluşturulan denklemler ile meydana gelen eğriler gösterilerek aralarındaki model-bağıntı farkı ortaya konmuştur (McMullin, 2014).

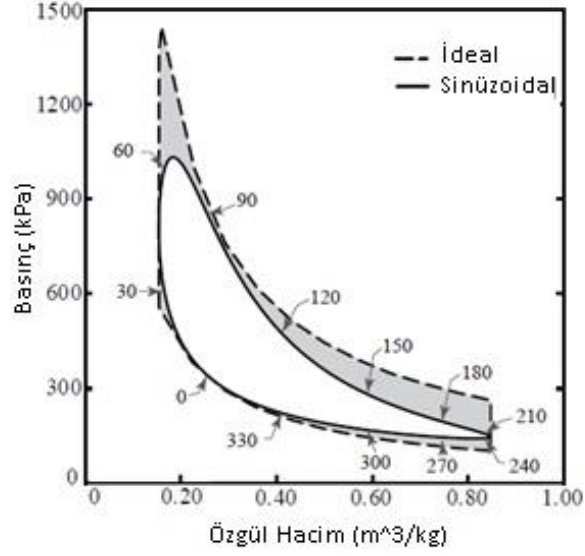
İpci ve Karabulut (2018), “Thermodynamic, dynamic and flow friction analysis of a Stirling engine with Scotch yoke piston driving mechanism” başlıklı makalesinde Alfa tipi bir Stirling motorunun dinamik ve termodinamik analizini yapmışlardır. Scotch-Yoke mekanizmasının kullanıldığı sistemde, termodinamik analizde nodal yaklaşım tercih edilmiştir. 1400 dev/dak dönme devrinde, 1000 K ısı derecesinde ve 6 bar şarj basıncında 2 kW çıkış gücü ile %31 ısıl verim değerleri elde edilmiştir.

2019 yılında geliştirilen ve içten yanmalı motorlara uygulanabilen Hiposikloid dişli mekanizması üzerine ikincil bir araştırma yapılmıştır. Daha önce Aziz ve Chasapis tarafından yapılan araştırmadan farklı olarak sürtünme ve yataklama elemanları arasındaki etkileşim incelenmiştir. Sürtünme modeli oluşturularak iç dişli kafesi, rulmanların sürtünme kayıpları ve toplam sistem sürtünmesi ile ilgili matematiksel model oluşturulmuştur. Devamında ise ortaya çıkan modeller karşılaştırılmıştır. Çalışma neticesinde, önerilen sistemin kaymalı krank yataklardan farklı olarak yeni bir mekanizma olan HGM sisteminin, sürtünme ve güç kaybı açısından üstün yönleri irdelenmiştir. Söz konusu sistemde oluşan kayıpların ise krank-biyel sistemlerine nazaran minimize edildiği belirtilmiştir. Şekil 1.14’te yer alan grafikte, motor hızına bağlı oluşan sürtünme kayıplarının karşılaştırması yer almaktadır. Bu grafiğe göre klasik krank biyel sistemindeki güç kaybının maksimum 9 HP ye kadar yükselirken, geliştirilen Hiposikloid sürücü mekanizmasındaki değerinin 2.9 HP olduğu görülmektedir. Buradan hareketle sürtünme kayıplarının, Hiposikloid sistemle yaklaşık olarak %65 gibi bir oranda azalma sağlandığı sonucuna ulaşılabilmektedir (AlBahloul ve diğ. 2019).

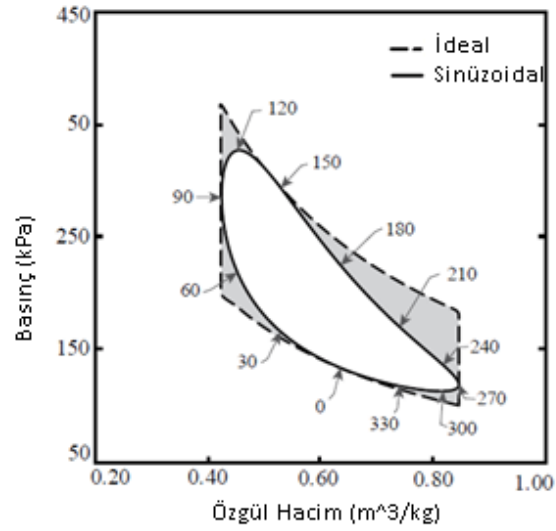


Şekil 1.14: AlBahloul ve diğ. tarafından yapılan çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması (AlBahloul ve diğ., 2019)

Ranieri ve diğ. (2018), 100 ml çalışma hacmine sahip Alfa tipi bir Stirling motoru üzerinde çalışma izotermal analiz yapmıştır. Motordaki pistonlar arası faz farkı 90° KMA'dır. Analiz neticesinde sinüzoidal hareketin sistem tarafından üretilen net iş ve ısı verim üzerindeki etkilerinin karşılaştırılmıştır. Bununla birlikte, mukayese çevrimi olan Carnot ile Alfa, Beta ve Gama tipi motorlara ait basınç hacim grafikleri verilerek aralarındaki farklar grafik ile gösterilmiştir. Alfa tipi motorda 90° KMA için termik verim %34.4 olarak tespit edilmiştir. Faz farkının 60° KMA olması halinde ise ısı veriminin %36.4 ile en yüksek değerine ulaştığı belirtilmiştir. Bunun yanı sıra sinüzoidal hareketlerin, verimin azalmasına sebep olduğu da açıklanmıştır. Şekil 1.15 ve 1.16'da yer alan grafiklerde ideal çevrim ile Alfa, Beta ve Gama tipi motorların basınç-ölgül hacim değerleri yer almaktadır. Buna göre Alfa tipi motordaki sıkıştırma oranının, diğerlerine nazaran daha yüksek olmasının, verim üzerinde olumlu bir etkisinin olduğu sonucu çıkarılabilir.



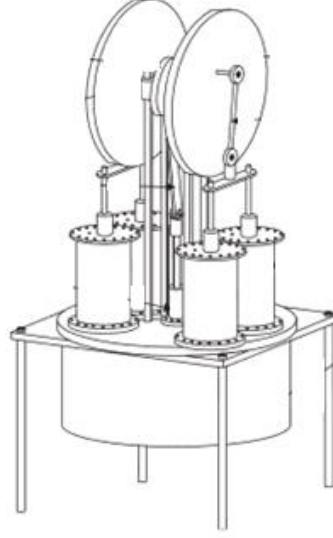
Şekil 1.15: Ranieri tarafından izotermal analizi yapılan Alfa Tipi Stirling motoruna ait karşılaştırmalı Basınç-Hacim Grafiği (Ranieri ve diğ. 2018).



Şekil 1.16: Ranieri'e ait çalışmada yer alana Beta ve Gama Tipi Stirling motorlarının Karşılaştırmalı Basınç-Hacim Grafiği (Ranieri ve diğ. 2018).

Kongtragool ve Wongwises (2007), ısı enerjisinin LPG esaslı yakıt ile karşılandığı, Gama tipinde iki ayrı düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir Stirling motorlarının etkinlik testlerini gerçekleştirmiştir. Motorda iki adet güç pistonu bulunmaktadır. Açık hava basıncında, 589 K kafa sıcaklığında yapılan testlerde en yüksek çıkış gücü olan 11.8 W değeri, 133 dev/dak motor devrinde elde edilmiştir. Şekil 1.17'de dört adet güç pistonuna sahip Stirling motoruna ait şematik çizim yer almaktadır. Azami tork değeri ise 67.7 dev/dak hızında 1.222 Nm olarak

kaydedilmiştir. İncelenen diğer motorda dört adet güç pistonu bulunmaktadır. Maksimum güç 42.1 dev/dak dönme hızında 32.7 W ölçülmüştür. Bir diğer ölçüt olan tork ise 25.8 dev/dak hızında 10.55 Nm'dir.



Şekil 1.17: Philips şirketi tarafından geliştirilen dört silindirli Stirling motoru (Kongtragool ve Wongwises, 2007).

L-27 adlı Stirling motoru tasarlanmış ve imal etmiştir. Bu motorun displacer çapı 130 mm, sıcaklık farkı 5⁰C, devri 700 dev/dak şeklindedir. Sisteme rejeneratör dâhil edilmiştir. Isı enerjisi elde etmek için güneş tercih edilmiştir. Güneş ışınlarını toplamak ve odaklamak için ise konik reflektör sistemi tasarlanmıştır. Yapılan çalışmada kinematik Stirling motorlarının mekanik verimleri ile ilgili nazari araştırmalar bulunmaktadır (Senft, 1987).

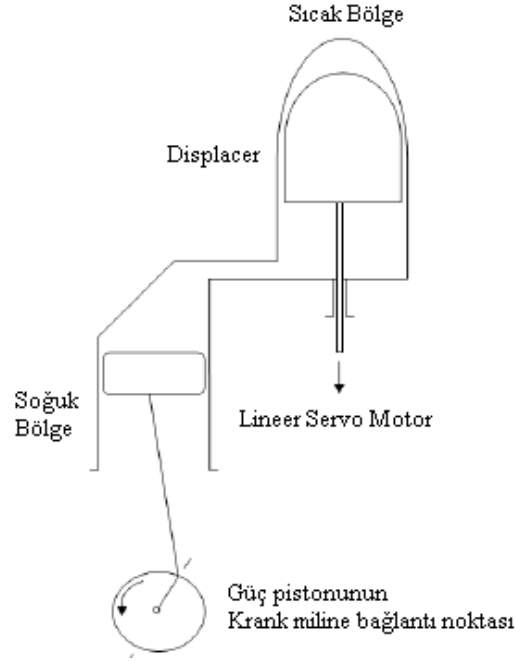
Pırasacı (2002), ısı kaynağı olarak güneş enerjisini kullanan bir Stirling motoru geliştirerek elektrik üretimi için kullanılabilir bir sistemin tasarımını ve iyileştirilmesine yönelik bir çalışma yapmıştır. Ortam şartlarına göre alt ve üst sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Sıkıştırma oranları ise, basınç-hacim değişiminin en uygun olduğu bölgelerdeki sınır koşullarına göre optimize edilmiştir. Çıkış verimini yükseltmek için de ölü hacimlerin mümkün olduğunca asgari düzeyde tutulduğu hakkında bilgi verilmiştir. Sistemin çıkış gücü ise 19.98 kW olarak ölçülmüştür. Alfa tipindeki bu motorda 3 ayrı piston kullanılarak basınç-hacim değişimlerinin kontrol edilmesi ve bu sayede daha yüksek bir güç çıkışı ile verim elde edilmeye yönelik çalışmalar yapılmıştır. Normal şartlar altında, kinematik ilişkiler gereği sabit bir hacmin oluşturulması mümkün değildir. Ancak ilave pistonlar ile bu durum iyileşme

sağlanmıştır. Ayrıca, çalışmada izotermal yaklaşımın kullanıldığı ve gerçek değerlerin elde edilemediği belirtilerek farklı metotların uygulanması gerektiği belirtilmiştir.

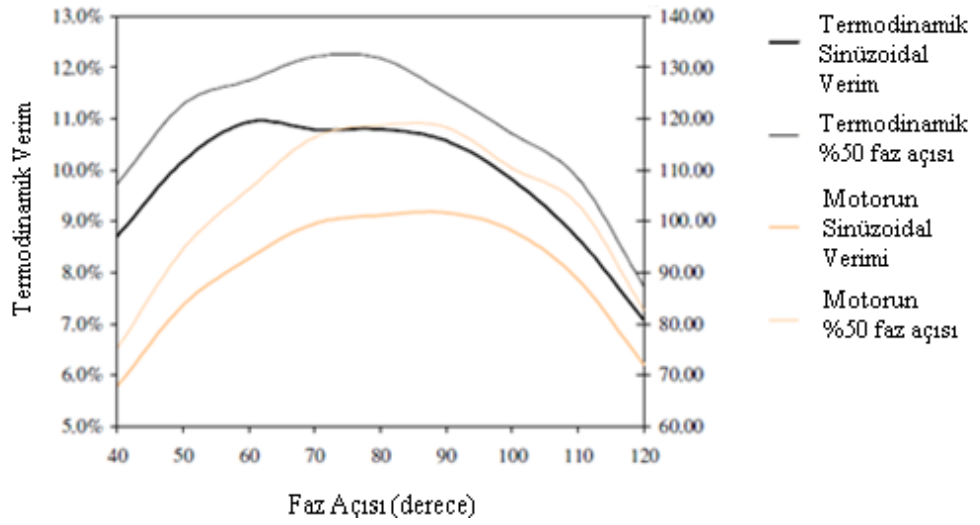
Çınar (2004) tarafından Gama tipi bir Stirling motoru deneysel olarak incelenmiştir. Farklı şarj basınçları ve ısıtıcı sıcaklıklarında, motorun güç ve devir değerlerine ilişkin veriler sunulmuştur. 58 W değerindeki maksimum iş değeri, 1000°C ısıtıcı sıcaklığı, 441 dev/dak motor devri ve 3 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Deney varyasyonları sırasında şarj basıncının uygun değer aralığının 2.5-3 bar olduğu belirtilmiştir. Şarj basıncının yükselmesi, iş gazı kütlelerinin artmasına ve dolayısıyla ısı transferinin yetersiz kalarak maksimum döngü sıcaklığının düşmesine neden olduğu fikri sunulmuştur. Çalışmada kanallı ve düz hatlı olmak üzere iki farklı displacer kullanılmış ve etkileri karşılaştırılmıştır. Buna göre kanallı tasarımın ısı transferi yüzey alanının daha büyük olması sebebiyle çıkış gücünde %20 oranında bir yükselme olduğu belirtilmiştir.

Stirling motorlarında çalışma akışkanı olarak kullanılacak üç farklı gazın, etkinlik üzerindeki inceleyen deneysel bir çalışma yapılmıştır. Seçilen akışkanlar; hava, Argon ve Helyum şeklindedir. Gazların farklı olmasının yanı sıra kaynak sıcaklıkları ve şarj basınçları da değiştirilerek çeşitli varyasyonlar oluşturulmuştur. 128 W maksimum çıkış gücü değeri; 4 bar şarj basıncı, çalışma akışkanı Helyum, 1000°C kaynak sıcaklığı ve 893 dev/dak motor devri şartlarında elde edilmiştir. Deneyler esnasında, motor devrinin optimum aralıktan çıkararak artması neticesinde ısı transfer oranı düşerek çıkış gücünün azalmasına neden olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, hava ve Argon nazaran ısı iletim katsayısı daha yüksek olan Helyumun kullanılması, güç değerinin arttığı belirtilmiştir (Çınar ve Koca, 2005).

Gopal (2012), Şekil 1.18'de şematik çizimi görülmekte olan Stirling motoru üzerinde, elektromekanik kontrol ile ilgili yapmış olduğu çalışmaları konu edinmiştir. Tanımladığı motorda faz ve strok kontrolü ile doğrusal olmayan hacim değişiminin oluşturulacağını belirtmiştir. Servo-motor ile Displacer pistonunun faz kontrolü etkisinin gözlemlendiği bir test düzeneği geliştirilmiştir. Düzenekteki ısı enerjisi bobin manyetik alanı ile elde edilmiştir. Açısız konum, sıcaklık ve basınç verilerinin işlenmesiyle termik verimde %15 kadar bir artışın olduğu deneysel olarak gösterilmiştir. Şekil 1.19'da, 750 dev/dak motor devrinde ve 800°C ısıtıcı sıcaklığı şartlarında elde edilen karşılaştırmalı grafik incelenebilir.

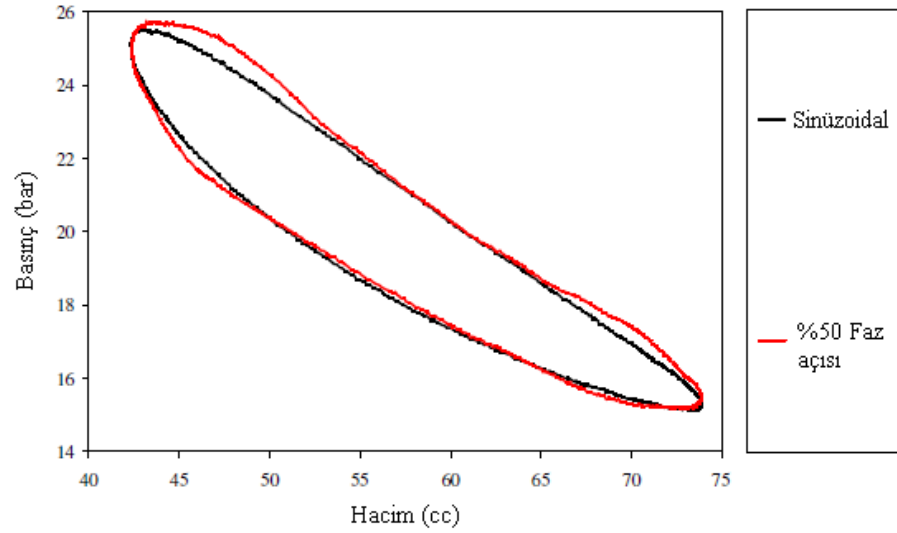


Şekil 1.18: Gopal tarafından kullanılmış servo-motor kontrollü Stirling motoruna ait şema (Gopal, 2012).

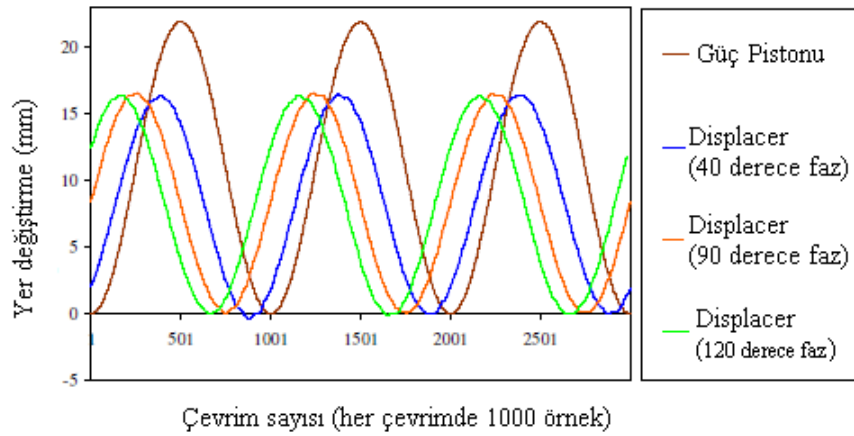


Şekil 1.19: Gopal tarafından incelenen motora ait karşılaştırmalı termik verim grafiği (Gopal, 2012).

Gopal, tarafından geliştirilen motora ait, 750 dev/dak devir ve 800⁰C ısıtıcı sıcaklığı şartlarında elde edilen karşılaştırmalı basınç-hacim diyagramı Şekil 1.20'de görülmektedir. Grafikte klasik sinüzoidal hareket ile servo-kontrollü ve %50 faz açılı yer değiştirmenin oluşturduğu fark açıkça görülmekte olup, displacer kontrollü sistemin daha fazla güç ürettiği sonucu çıkmaktadır. Şekil 2.21'de ise güç pistonu aynı şartlarda kalması halinde, displacere sırasıyla 40, 90 ve 120⁰ faz farkı verilmesiyle oluşan sinüzoidal kıyaslama grafiği görülmektedir (Gopal, 2012). Buradan hareketle displacerdeki faz farkının, hareketin etkilediği sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 1.20: Gopal'ın çalışmasında elde ettiği karşılaştırmalı basınç-hacim grafiği (Gopal, 2012).

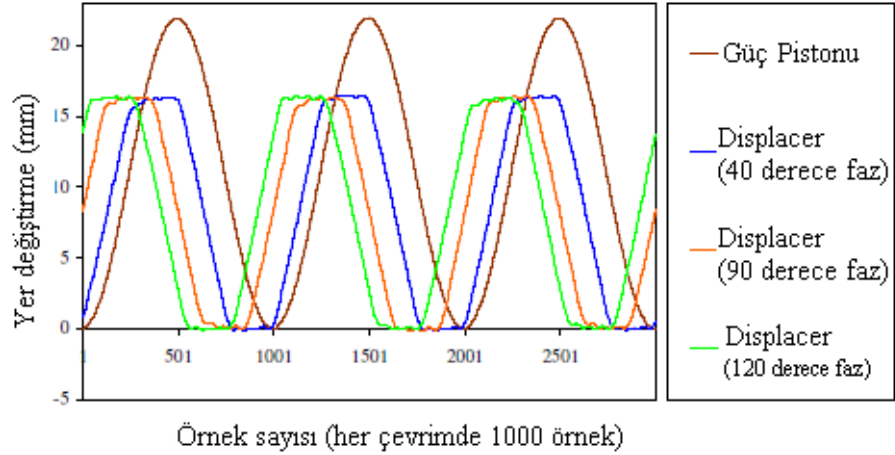


Şekil 1.21: Gopal'a ait çalışmada kaydedilen güç pistonu ve displacer için farklı faz açlarındaki deplasmanlar (Gopal, 2012).

Sinüzoidal şekilde hareket eden displaceri, servo-kontrol ile hareketler değiştirilebilir duruma getirilmiştir. Şekil 1.22'de, farklı faz açılarında ve displacerin servo-kontrollü modunda iken meydana gelen deplasmanlar görülmektedir. Grafikten de anlaşılacağı üzere, displacerin kontrol edilmesiyle ölü noktalarda bekleme süresi uzamıştır (Gopal, 2012).

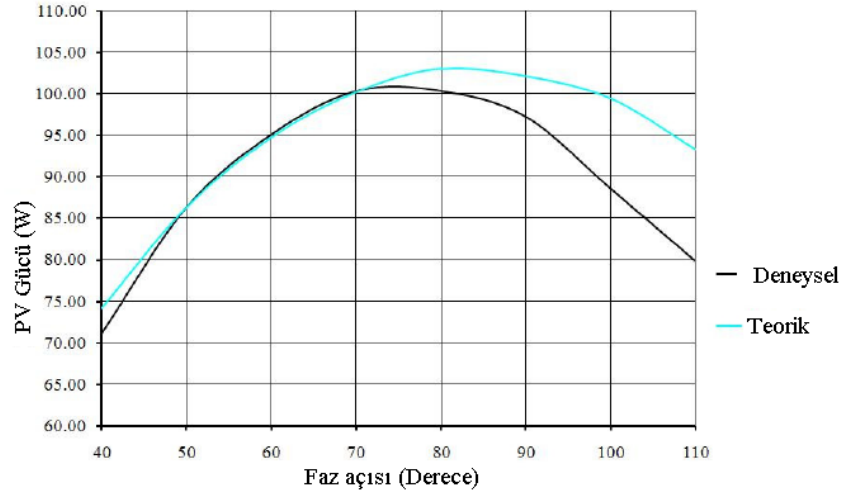
Servo-motor kullanılarak displacer hareketleri kontrol edilmiştir. Bu yöntem sayesinde non-lineer bir piston hareketi oluşturulmuştur. Bunun yanı sıra faz değişimi de uygulanarak çeşitli konfigürasyonların elde edilmesi sağlanmıştır. Bu konfigürasyonlar vasıtasıyla, displacerin bekleme zamanı ve sabit kalma süresi

üzerinde kontrol sağlanmıştır. Netice olarak, termodinamik olayların izotermal ve izokorik ilkelere mümkün olduğunca yaklaşması durumu ortaya çıkmıştır. Basınç hacim eğrileri incelendiği takdirde, bekleme zamanı (faz farkı) ve sabit kalma süresinin uygun değer aralıklarında gerçekleştiği de göz önüne alınarak çıkış gücünde ve termik verimde yükselme olacağı sonucuna ulaşılmıştır (Gopal, 2012).



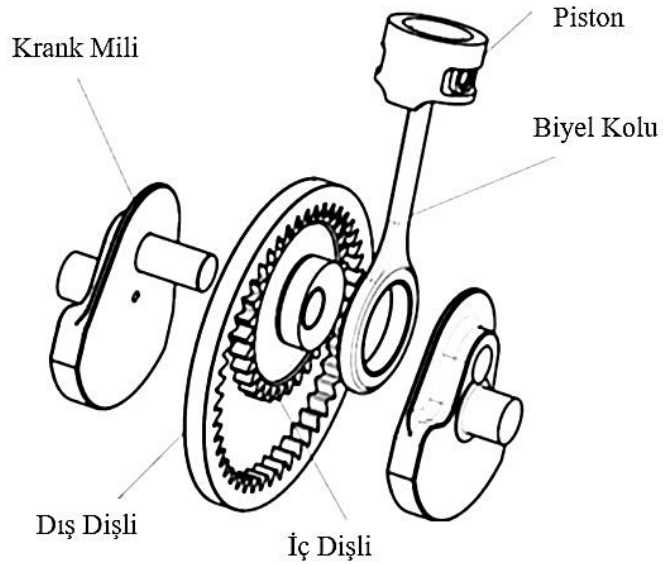
Şekil 1.22: Gopal' a ait çalışmada kaydedilen güç pistonu ve servo-kontrollü displacer için farklı faz açılarındaki deplasmanlar (Gopal, 2012).

Şekil 1.23'te, benzetim ve deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen termodinamik gücün, faz açısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Bu değişimler sinüzoidal hareketler neticesinde meydana gelmiştir. Grafığe göre, yaklaşık 73° faz açısına kadar deneye dayalı ve teorik sonuçlar arasında fark olmadığı anlaşılmaktadır. Bununla birlikte, 73° açı değerinden sonra büyük değişimlerim olduğu görülmektedir (Gopal, 2012). Şekil 1.23'te yer alan grafik incelendiği takdirde, maksimum güç noktasındaki değer sapmasının %3 olduğu belirtilmiştir. Faz açısının en yüksek değeri olan 100° 'deki fark ise %17 olarak zikredilmiştir. Gopal, bu farkın displacerin non-lineer hareketinden kaynaklandığını ve araştırılması gerektiğini ifade etmiştir.

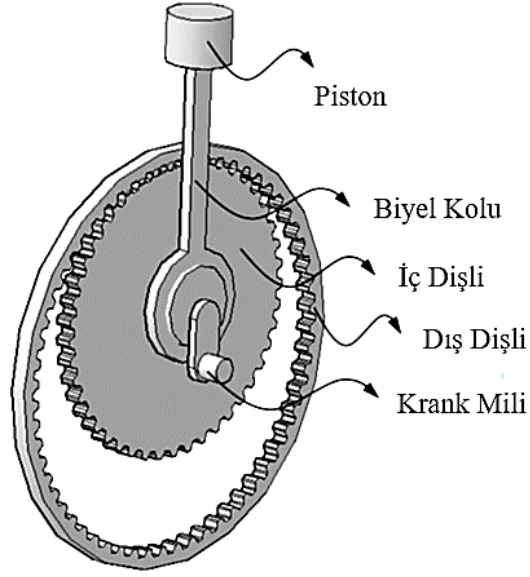


Şekil 1.23: Gopal'ın çalışmasında 750 dev/dak için elde ettiği deneysel ve teorik termodinamik gücün faz açısına bağlı değişimi (Gopal, 2012).

Arabacı ve Kılıç (2018), değişken kursa sahip altı zamanlı bir motor mekanizması üzerine teorik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Motor mekanizması yapı olarak hiposikloid dişli mekanizması temellidir. Şekil 1.24' te klasik altı zamanlı, Şekil 1.25'te ise yapılan çalışma kapsamında geliştirilen tasarıma ait şemalar görülmektedir. Bu çalışmada, termodinamik model hazırlanarak idealleştirilmiş ve dinamik analizleri yapılmıştır. Şekil 2.16'da mekanizmanın çalıştırılmasıyla elde edilen, krank mili ile biyel kolu bağlantı noktasının konum grafiği görülmektedir. Buradan hareketle bağlantı noktasının konumunun her döngüde değiştiği ifade edilmiştir.

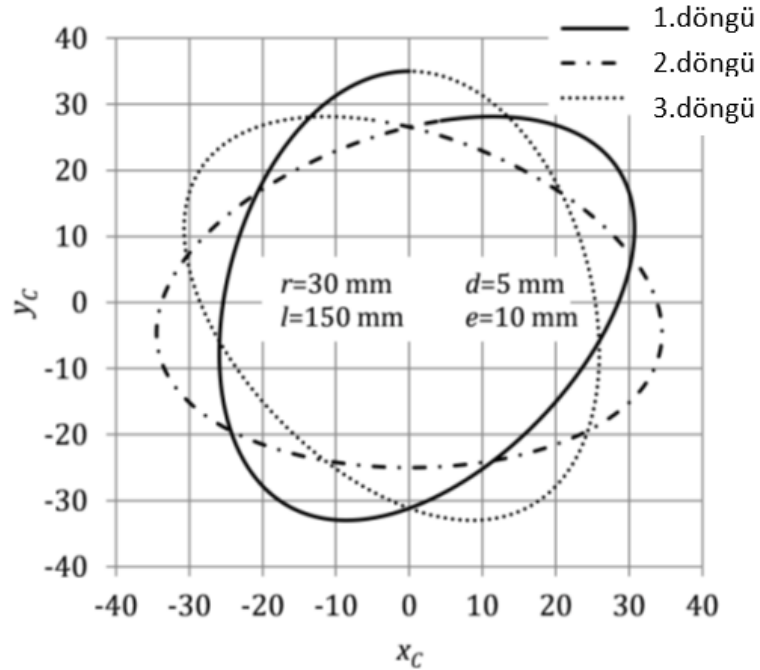


Şekil 1.24: Klasik altı zamanlı motor krank-biyel sistemi (Giovanni Catalano, 2018; (Arabacı ve Kılıç, 2018).)



Şekil 1.25: Değişken stroklu dört zamanlı motor krank-biyel sistemi (Arabacı ve Kılıç, 2018).

Analizlerin tamamlanmasıyla klasik ve değişken kurslu mekanizmaların karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sonuçlara göre değişken kurslu mekanizmadaki çıkış torkunda %10 artış, krank mili üzerine etkileyen yük değerinde ise %1 oranında yükselme olduğu belirtilmiştir.



Şekil 1.26: Değişken stroklu altı zamanlı motor krank muylusu konum-açı grafiği (Arabacı ve Kılıç, 2018).

1.2. Çalışmanın Özgünlüğü

Yapılan çalışmalarda, Stirling motorlarında net iş alanının artırılmasıyla güç artışı sağlanabildiği, bununla birlikte verimde sıcak ve soğuk hacim sıcaklıklarına bağlı bir değişim söz konusu olduğu belirtilmiştir. Sabit hacim yaklaşımı ile net iş alanının artırılabilceği bazı çalışmalarda ayrıntılı olarak Bölüm-1' de, (Gopal, 2012)' ye ait çalışmada açıklanmıştır.

Farklı mekanizmalar için üretilen indike iş değerinin karşılaştırılmasında mekanik ve termodinamik etkenler göz önünde bulundurulmalıdır. Tez çalışması kapsamında geliştirilen hareket mekanizmasının kıyaslanmasında bu ölçüt dikkate alınmıştır.

Bu çalışmada, öncelikle bir Stirling motoru için izotermal analiz yapılarak ideale yakınsanmış bir termodinamik çevrim grafiği elde edilmiştir. Akabinde de bu çevrimi sağlayacak olan hareket iletim mekanizması tasarlanarak mekanik optimizasyonu yapılmıştır. Bu sayede iş artışını sağlayacak optimum mekanizma için gerekli uzuv ölçüleri elde edilmiştir. Yapılan teorik çalışmalar sonucunda elde edilen kinematik veriler ışığında, mekanizmanın bilgisayar ortamında 3D modellemesi yapılmış ve olası çakışmalar tespit edilerek negatif basınç oluşumu incelenmiştir.

2. STIRLING MOTORLARI

Sıcak hava motorları, tasarlandıkları ilk günden itibaren çeşitli şekillerde ve farklı amaçlar için kullanılmıştır. Motorlar genel itibariyle; tek etkili, çift etkili, sıvı pistonlu ve serbest pistonlu olmak üzere 4 ana grupta incelenebilir. Bir sıcak hava motorunu kısaca tarif etmek gerekirse, bir gaz ve bir de mekanik iş pistonunun silindir içerisinde hareket etmesiyle, dıştan yanmalı motor ilkesine göre çalışan sistemdir. Motorların türüne göre ısıl verimleri, kinematik ilişkileri, çıkış güçleri, ölü hacim miktarları ve çalışma basınçları gibi parametrelerde farklılıklar oluşmaktadır (Akhan, 2008).

2.1. Tek Etkili Motorlar

Tek etkili Stirling motorlarındaki sistem basıncı, pistonların sadece bir yüzüne etki etmektedir. Sistem kapalı olduğu için kontrol hacminin her yerine dağılmış vaziyettedir. Tek etkili motorlar; güç pistonu, yer değiştirme pistonu (süpürme pistonu/ displacer) ve rejeneratörden teşkil edilmiştir. Sistemde oluşan hacimler ise şunlardır, sıkıştırma hacmi, genişleme hacmi ve rejeneratör hacmidir. Tek etkili motorlarda krank-biyel ve Rhombic gibi sürücü mekanizmalarının yanında çeşitli türlerdeki kinematik bağlantılar da kullanılabilir. Tek etkili sıcak hava sistemleri Alfa, Beta ve Gama olmak üzere üç ayrı grupta tasnif edilebilir (Akhan, 2008).

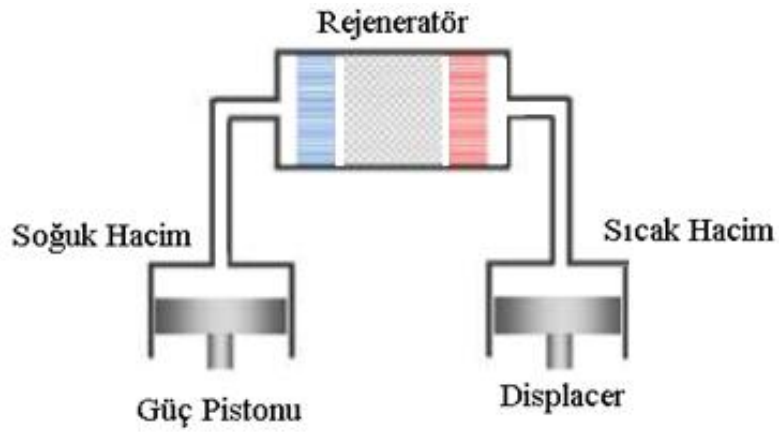
2.1.1. Alfa Tipi

Alfa tipi motorlardaki çalışma gazı, pistonların tek yüzeyine etki etmektedir. Biri sıkıştırma, diğeri ise genişleme işini yapmak üzere iki adet piston bulunmaktadır. Başka bir deyişle, biri negatif diğeri pozitif iş yapan iki adet güç pistonu aynı anda çalışır. Hacimler arasındaki bağlantıyı sağlayan bir adet rejeneratör bulunmaktadır. Rejeneratörün görevi, hareket eden akışkandaki ısıyı hapsetmek ve güç pistonu üst ölü noktaya doğru ilerleyerek akışkanı sıcak hacme doğru hareketlendirdiğinde bu ısıyı

akışkına tekrar geri vermektir. Şekil 2.1’de Alfa tipi motor görülmektedir (Akhan, 2008).

Alfa tipi motorların genel zellikleri Şu Şekildedir;

- Gc/hacim oranı yüksektir
- Sızdırmazlık problemi vardır
- Düşük sıcaklıklarda çalışır
- Isı pompası olarak kullanılabilirler
- Sıkıştırma esnasında ihtiyaç duyulan enerjinin bir bölümü volan ataletinden sağlanır.



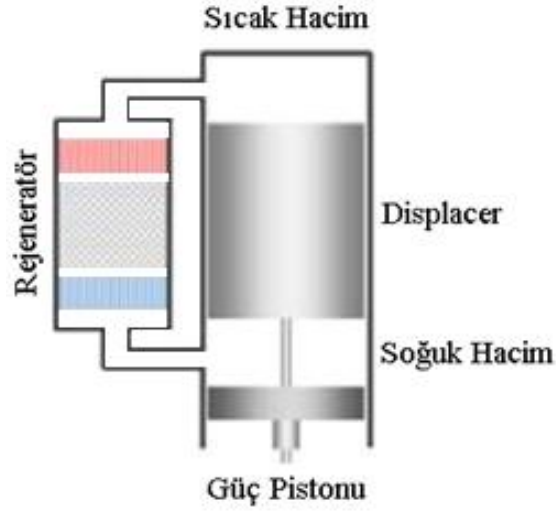
Şekil 2.1: Alfa tipi Stirling motoru (ınar ve Can, 2018).

2.1.2. Beta Tipi

Beta tipi sıcak hava motorlarının yapısı, alfa motorlarına göre oldukça farklıdır. Yine iki adet piston kullanılmasına karşın, görevleri ve alışma Şartları birbirinden farklıdır. Yer değiştirme ve gc pistonları eş merkezli olarak, aynı silindir içerisine yataklandırılmıştır. Gc pistonu üzerindeki hacim daima soğutulurken, yer değiştirme pistonu (süpürme pistonu/ displacer) tam tersine ısıtılmaktadır. Rejeneratörün ısı giriş kısmı displacerin üst bölümüyle, ısı çıkış kısmı ise displacerin alt ve gc pistonunun tepe kısımları etkileşim halindedir. Şekil 2.2’de görülen Beta tipi sıcak hava motorlarının genel zellikleri Şu Şekildedir (Akhan, 2008);

- Silindirin sıcak hacmi oluşturan uç kısmı ısıtılır.

- Güç ve displacer pistonları eş merkezlidir.
- Rejeneratör silindir içine ya da dışına yerleştirilebilir.
- Isı giriş ve çıkışları tek bir silindir üzerinde olduğundan ötürü, ısı yalıtımı çok önemlidir
- Yer değiştirme pistonunun görevi, iş akışkanının sıcak ve soğuk hacimler arasında sevkini sağlamaktır.

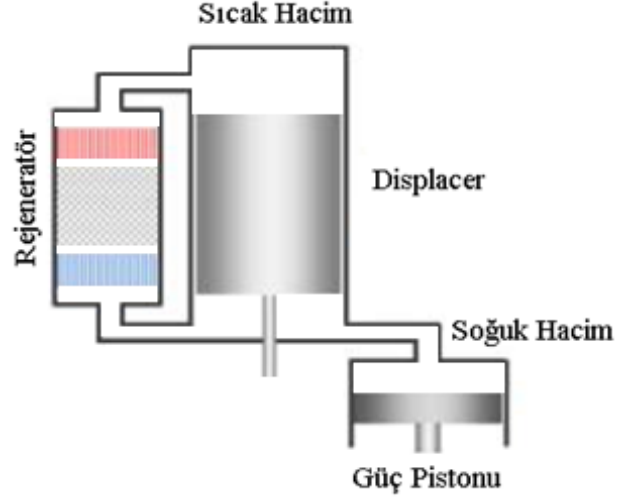


Şekil 2.2: Beta tipi Stirling motoru (Çınar ve Can, 2018).

2.1.3. Gama Tipi

Şekil 2.3'te görülmekte olan Gama tipi motorlarda, silindirler ve pistonlar birbirlerinden ayrı olarak konumlandırılmıştır. Güç ve yer değiştirme pistonlarının hareket etmesiyle iş akışkanı yer değiştirir ve çevrim başlar. Rejeneratör bölgesi, yer değiştirme ve güç pistonlarının tepe bölgesi ile temas halinde olabilir. Bununla birlikte, Beta tipi motorlarda olduğu gibi displacere iki yönlü olarak da tasarım yapılabilir. Gama tipi motorların özellikleri aşağıdaki gibidir;

- Sıkıştırma oranı düşüktür.
- Ölü hacim oranı düşüktür.
- Rejeneratör farklı şekillerde konumlandırılabilir.



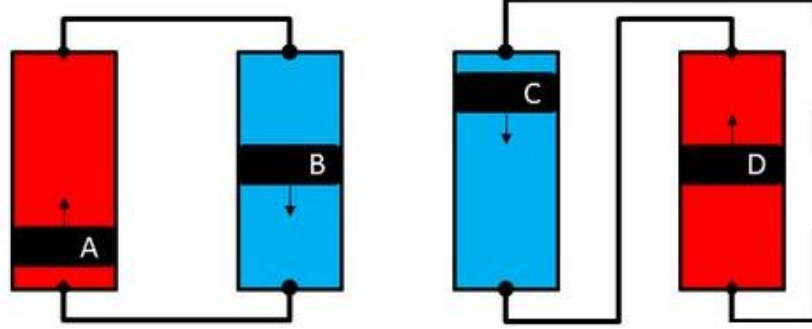
Şekil 2.3: Gama tipi Stirling motoru (Çınar ve Can, 2018).

2.2. Çift Etkili Motorlar

Çift etkili motorların temel özelliği, pistonların hem alt hem de üst kısımlarının çalışma gazı ile iştirak hâlinde olmasıdır. Basınç kuvvetinin pistonlara iki yönden de etki etmesi, sistem unsurlarının mekanik anlamda da ilişkilendirilmesini sağlamaktadır. Tek etkili motorlardaki gibi pistonların güç ve yer değiştirme şeklinde tasnifi söz konusu değildir. Ardı ardına dizilen silindirlere birinin sıkıştırma hacmi, diğerinin genişleme hacmi ile rejeneratör vasıtasıyla bağlantılıdır. Çift etkili motorlar ile tek etkili sistemler karşılaştırıldığında, çift etkili sıcak hava motorlarının daha az hareketli parçaya sâhiptir. Bu sistemlerdeki silindir sayısı, sıcak ve soğuk hacimler ile rejeneratörün tek bir düzenekte çalışır halde olmasından dolayı motor sayısına eşit olarak kabul edilebilir. Çift etkili motorlar ile ilgili çalışmalar 19. yüzyılda başlamış olup en nihayetinde otomobil motoru olarak kullanılmıştır. Çift etkili motorlar, tasarımcıların farklı özellikler kazandırması sonucunda Franchot ve Siemens olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır (Walker, 1965).

2.2.1. Franchot

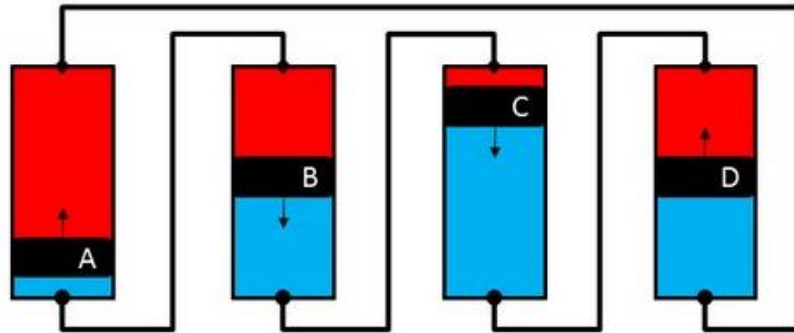
Bu motorların teorisini, ilk defa 1853 yılında mühendis Franchot tanımlanmıştır. 1885 yılında da Babcock tarafından tasarlanıp üretilmiştir. Şekil 2.4'te şematik resmi görülen Franchot motorunda 2 genişleme ve 2 sıkıştırma olmak üzere toplamda 4 adet çalışma hacmi bulunmaktadır.



Şekil 2.4: Franchot tipi Stirling Motoru (Hoegel ve diğ. 2012).

2.2.2. Siemens

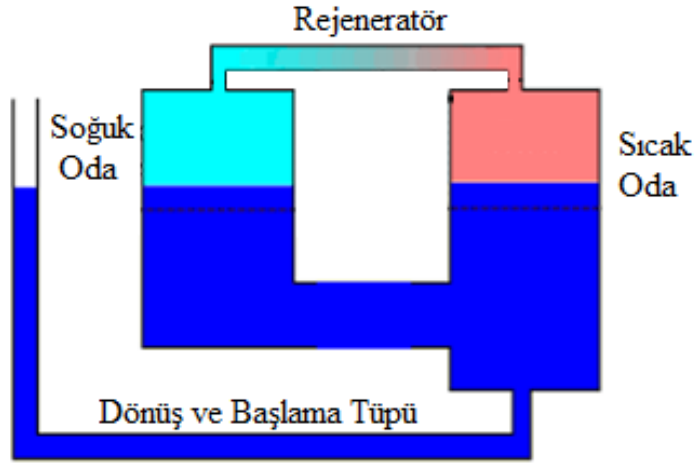
Teorinin temeli, 1859'da W. Siemens tarafından ortaya konulmuştur. Üstün'ün belirttiği üzere, Philips ve Ford M.C. iştiraki ile dört silindirli, eğik plakalı sürücü mekanizmalı, bir Siemens motoru geliştirilerek üretilmiştir. Şekil 2.5'te görülen sistemde, pistonların üstünde kalan bölümler genişleme, altında kalan bölgeler ise sıkıştırma hacimlerini meydana getirmiştir. Piston kollarının soğuk bölgede olması nedeniyle sızdırmazlık sorununun bir miktar ortadan kaldırılmasıyla birlikte çıkış gücünde yükselme olduğu belirtilmiştir (Akhan, 2008).



Şekil 2.5: Siemens tipi Stirling Motoru (Hoegel ve diğ. 2012).

2.3. Sıvı Pistonlu Sıcak Hava Motorları

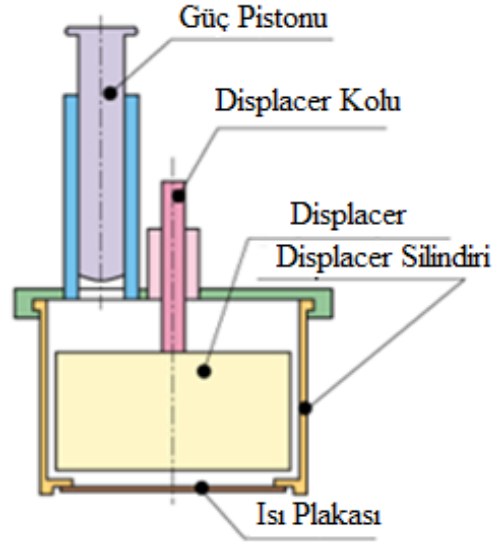
Sistemdeki cam tüp içinde su ve buhar karışımı bulunmaktadır. Isı girişi yapıldığında gaz ısınır ve su kolonu genişerek hareket eder. Genişlemenin ardından da soğuma aşamasına geçilir ve akabinde de su kolonu, sıvının kendi ağırlığı ile geri itilir. Böylece döngü tamamlanmış olur. Yeni bir döngünün başlamasıyla da rezonans durumu meydana gelir. Sıvı pistonlu motorlarda herhangi hareketli bir parça bulunmaz. Şekil 2.6'da bu sisteme ait şema görülmektedir.



Şekil 2.6: Sıvı pistonlu Stirling motoru (Dude, 2018).

2.4. Serbest Pistonlu Sıcak Hava Motorları

Bu sistemde, hareketli unsurlar arasında bir hareket iletim mekanizması bulunmaz. Piston lineer bir şekilde hareket ettiği için lineer alternatör kullanılarak elektrik üretimi sağlanır. Şekil 2.7'deki serbest pistonlu bir sıcak hava motorunun kesiti incelenebilir.



Şekil 2.7: Serbest pistonlu Stirling motoru (Hirata, 1995).

2.5. Hareket Aktarım Mekanizmaları

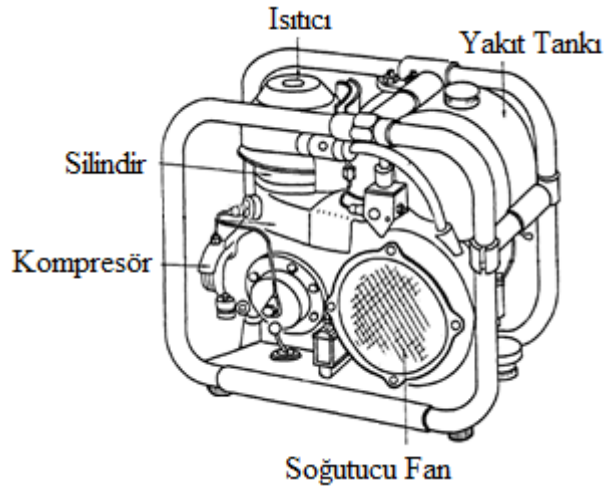
Sıcak hava motorlarında üretilen enerjinin dönüştürülmesi ve buna müteakip aktarılması gerekmektedir. Farklı tiplerde tasarlanan motorlar, beraberinde de çeşitli hareket iletim mekanizmalarının geliştirilmesini zorunlu kılmıştır. Bununla birlikte, örneğin tek etkili Beta tipi bir motor için krank-biyel mekanizması kullanıldığı gibi Rhombic sürücü de tercih edilebilir. Ancak Alfa tipi motorlarda Rhombic mekanizmanın kullanılması oldukça güçtür. Sıcak hava motorlarında; Krank-biyel, Rhombic Ross Yoke, Scotch Yoke, Swash Plate, Wankel, ve Wobble Yoke olmak üzere 7 temel sürücü kullanılmaktadır.

2.5.1. Krank - Biyel

İçten yanmalı motorlarda ekseriyetle tercih edilen hareket aktarım mekanizması olan krank-biyel, dıştan yanmalı motorlarda da kullanım yeri bulmuştur. 1951 yılında, Philips C. bünyesinde, beta tipi ve krank biyel mekanizmalı bir sıcak hava motoru geliştirilmiş olup, alternatörü destekleyen kompakt bir jeneratör olarak uygulanmıştır. Şekil 2.8'deki şema incelenebilir. Krank-biyel mekanizmasının, az sayıda silindire sahip motorlarda kullanımının uygun olmasına karşın, silindir sayısı arttığında, mekanizma ağırlığında yükselme ve akabinde fazladan sürtünme ile atalet

olacağı için uygun olmayacağı belirtilmiştir (Erol, 2017). Şekil 2.9’da, Stirling motorlarında kullanılabilen bir krank-biyel mekanizmasını temsil eden görsel yer almaktadır. Yapılan farklı çalışmalar sonucunda, krank-biyel mekanizmasının verimliliğinin, diğer sistemlere nazaran iyi bir mertebede olduğu belirlenmiştir.

Beta motoru için düşünüldüğünde, pistonların eş merkezli olarak yataklanması, yanal kuvvetlerin (sürtünme) oluşumunu asgari düzeye indirgemektedir. Bu tür hareket iletim sistemlerinde, karter basıncı çok önemlidir. Kartar basıncı ile çıkış gücünün ters özellikli olması, tasarımlarda dikkat edilmesi gereken hususlardandır (Erol ve diğ. 2017).



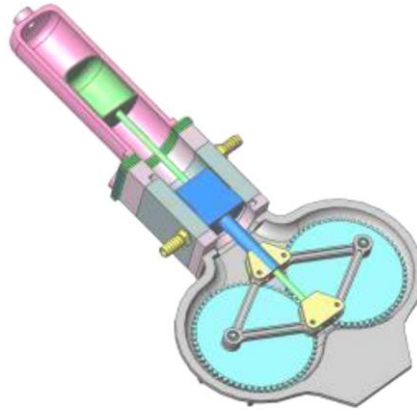
Şekil 2.8: Philips Corp. bünyesinde geliştirilen Stirling jeneratörü (Erol, 2017).



Şekil 2.9: Stirling motorlarında kullanılabilen örnek krank-biyel mekanizması (Erol, 2011).

2.5.2. Rhombic

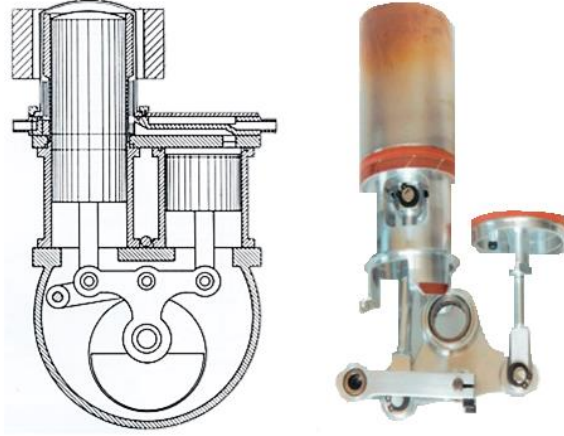
Şekil 2.10’da görülen, genellikle tek silindirli motorlarda kullanılan Rhombic mekanizma, beta tipi motorlar için uygundur. Birbirine zıt yönde dönen dişlilere bağlı, eksenel kaçık uzuvlar pistondan aldığı doğrusal hareketi dişlilere iletir. Nihayetinde de aksenal hareket üretilerek iş yaptırılır. Pistonların eş merkezli olarak konumlanması ve mekanizmanın harmonik şekilde hareket etmesi, yanıl sürtünme kuvvetlerini asgari düzeye indirgemektedir. Bunun neticesinde ses ve aşınım bakımından büyük faydalar sağlanmaktadır.



Şekil 2.10: Rhombic sürücü mekanizması (Wikipedia, 2019).

2.5.3. Ross Yoke

Ross Yoke mekanizması 1976 yılında Ross tarafından tasarlanmıştır. Mekanizmada toplamda 4 adet uzuv bulunuyor olup, bunlar; dairesel düzleme, pistonlara ve motor bloğuna yataklanmıştır. Displacer aşağı doğru hareket ettiğinde, güç pistonu yukarı doğru ilerler ve çıkış mili dönmeye başlar. Bloktaki kol, bu dönüşü kontrol eder. Akabinde pistonlar ters yönde hareket etmeye başladığında, krank mili dönüşünü tamamlar ve çevrim sonlanır. Şekil 2.11’de Ross Yoke mekanizmasının şeması görülmektedir. Bu sistemlerde, yanıl kuvvetler dengelendiği için silindir cidarlarındaki aşınım miktarı azalmaktadır.

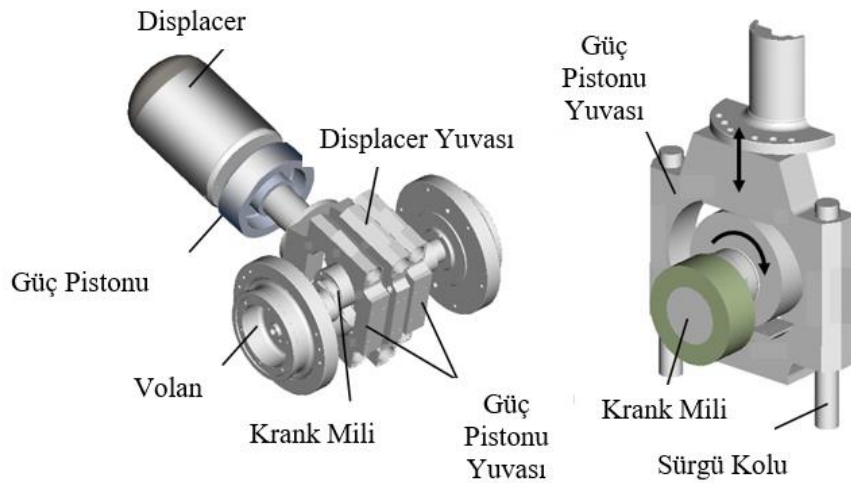


Şekil 2.11: Ross-Yoke sürücü mekanizması (Erol ve diğ., 2017)

2.5.4. Scotch Yoke

Bu mekanizma, Parsons tarafından tasarlanmıştır. Mekatronik kontrol düzeneklerinde ve supap sistemlerinde kullanılan mekanizma, 1995 yılında tarafından düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir sıcak hava motoruna uygulanmıştır (Iwamoto ve diğ. 1997).

Scotch Yoke sisteminde, içinde eksenden kaçık bir ara mil bulunduğu dikdörtgenel kapalı bir bölge bulunmaktadır. Ara mil ise ana muyluya bağlıdır. Piston hareketiyle önce ara mil ve sonrasında da ana muylu hareket ettirilir. En nihayetinde de doğrusal hareket, dönel harekete çevrilmiş olur. Şekil 2.12’de Scotch Yoke mekanizması görülmektedir.

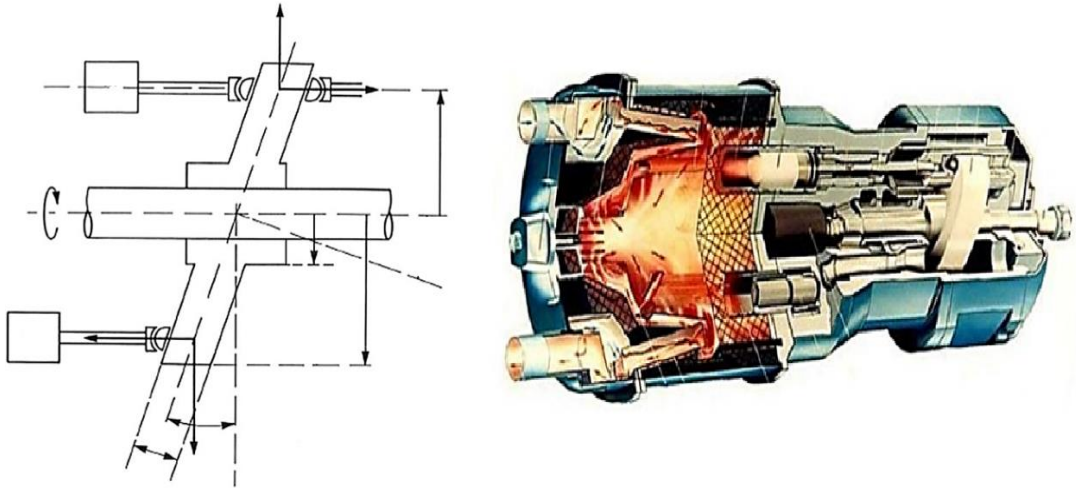


Şekil 2.12: Scotch-Yoke sürücü mekanizması (Kitazaki, 2017).

2.5.5. Swash Plate

Eğik plaka sürücüleri, negatif ve pozitif kompresyon işinin gerektiği yerlerde kullanılan sistemlerdir. Örneğin iklimlendirme sistemlerinde kompresör şeklindeyken, akışkan hareketlendirme sistemlerinde hidrolik pompa olarak kullanılmaktadırlar. Bu mekanizmalar, sıcak hava motorlarında da tercih edilmiştir. Eğik plakalı motorlar birkaç silindirin birbirini müteakiben müşterek olarak çalışması yoluyla güç üretmektedir. Philips ve Ford tarafından geliştirilen STM-210 motoru, eğik plakalı sürücü sistemine sahiptir. Bu motordaki biyel kolları daha uzun bir şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede plakalardan gelen çapraz kuvvetlerin etkisi azaltılmıştır. Şekil 2.13'te gösterilen, eğik plakalı motorların sistemsel özellikleri aşağıdaki gibidir (Üstün, 2000),

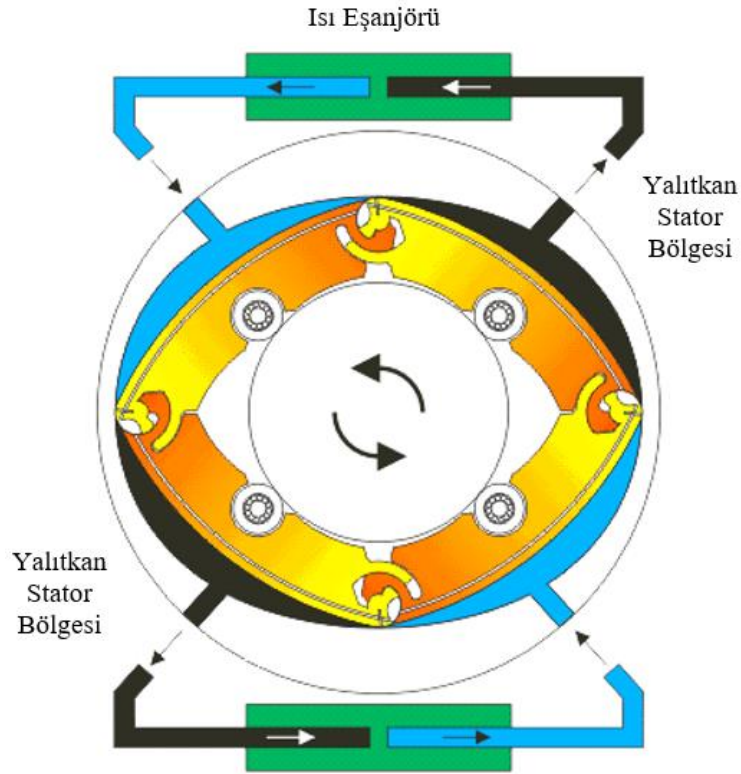
- Dinamik dengeleme kolaydır.
- Boyut küçültmesine imkan veren tasarımlara müsaittir.
- Tork karakteristiği ihtiyaçları karşılar.
- Parça sayısı az olduğu için hafiftir.
- Hidrodinamik yağlama sistemine ihtiyaç duyar.
- Genel olarak sistemsel sürtünme kuvvetiyle birlikte pistonlar üzerinde yanal tepki kuvvetleri oluşur.



Şekil 2.13: Swash Plate mekanizması (Harveages, 1991; Lundholm, 2003).

2.5.6. Wankel

Wankel (dönel) tipi motorlar, içten yanmalı motorlarda kullanılmıştır. Sistem, elektrik motorlarına benzer şekilde rotor(hareketli kısım) ve statordan(sabit) oluşmuştur. Stator içerisindeki rotor ile birlikte 3 ayrı hacim meydana gelir. İçten yanmalı motorlarda, yanma işlemi bu hacimlerde meydana gelir ve rotor döndürülerek iş elde edilir. Dıştan yanmalı motorlarda ise buna benzer olarak sıkıştırma ve genişleme olayları, oluşan hacimlerde meydana gelir. Her turda 2 çevrim gerçekleştiği için çıkış gücü iyi değerlere sahiptir (Walker, 1965). Şekil 2.14'te 2 rotora sahip bir sıcak hava motoru görülmektedir.

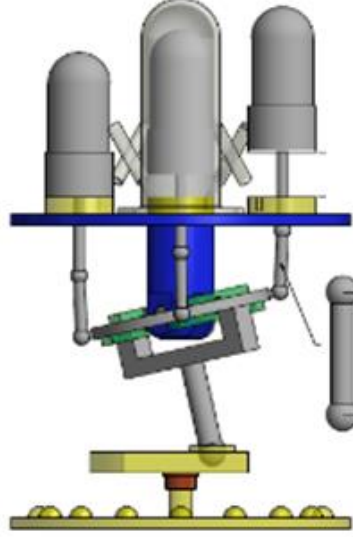


Şekil 2.14: Wankel mekanizmasına sahip Stirling motoru (Saint-Hilaire 2004).

2.5.7. Wobble Yoke

Yapı olarak manivela mekanizması ile eğik plaka sisteminin bir sentezi olan bu sistemde, pistonların sırayla iş üretmesi sonucunda aynı tablaya bağlı olan kollar, salınım hareketi yaparak tablayı küresel bir şekilde hareket ettirir. Oluşan hareket, küresel mafsalla sisteme entegre edilen çıkış miline aktarılır. En nihâyetinde de çıkış

milinden güç alınmış olur. Wobble-Yoke sistemi, Şekil 2.15'te görüldüğü üzere yukarıdan aşağıya doğru; pistonlar, küresel mafsallı kollar, külbütör tablası, küresel mafsallı aktarma kolu ve çıkış mili şeklinde teşkilatlandırılmıştır.



Şekil 3.15: Wobble-Yoke mekanizması (Baran ve diğ. 2014).

3. ÇEVİRİM TERMODİNAMIĞI

İçten ve dıştan yanmalı motorlarda, çevrimlerin gerçekleşmesi sırasında birbiriyle bağımlı ya da birbirinden bağımsız birçok olay meydana gelmektedir. Faz geçişlerinin ve gerçekleşen olayların analiz edilebilmesi için, ortam şartları ve mekanizmalar ile ilgili çeşitli idealleştirmelerin ve kabullerin yapılması gerekmektedir. Aksi takdirde hem analizlerin yapılması esnasında, hem de test safhasında büyük problemlerle karşılaşmak kaçınılmaz olacaktır. Çevrimler, termodinamik yasalara uygun olarak gaz ya da sıvı maddeler ile gerçekleşmektedir. Güç üreten termodinamik makineler ideal ve tersinir olmak üzere iki çeşit çevrime göre çalışır. İdeal çevrim; gerçek çevrimin içten tersinmezliklerden ve diğer etmenlerden hariç tutulması durumunda, gerçek çevrime yakın ama tümüyle içten tersinir faz geçişlerinden oluşan çevrimdir. Tersinir çevrim; Carnot gibi tümünden tersinir bir çevrime göre çalışan makineler, aynı sıcaklık hudutlarında çalışan makinelerden en yüksek termik verime sahip olanıdır. Modellemeler ve idealleştirmeler yapılırken analiz sonuçları, gerçek koşullardan uzaklaşacaktır (Çengel, 2013). Termodinamik çevrimlerde kullanılan genel kabuller ve basitleştirmeler ise şu şekildedir,

- Çevrimde, sürtünme yoktur. Bu sebeple, çalışma akışkanının borulardan veya eşanjör, rejeneratör gibi unsurlardan geçişi esnasında basınç düşüşü olmaz.
- Sıkıştırma ve genişleme durumu, sanki-dengeli olarak gerçekleşir.
- Sistem tamamen yalıtılmış olup, ısı transferleri göz ardı edilebilir.

Termodinamik motorlar, yakıtın yanma türüne göre İçten Yanmalı ve Dıştan Yanmalı olmak üzere iki gruba ayrılır. Adından da anlaşılacağı üzere yakıtın silindir içerisinde yanmasıyla içten, harici bir yerde yanmasıyla da dıştan yanmalı motor sistemi meydana gelmektedir.

Bununla birlikte, Rhombic sürücülü Philips Corp. yapımı Stirling motorunda olduğu gibi ilke ve şekilce birbirinden farklı olan motorlar da bulunmaktadır. Philips Corp. tarafından geliştirilen Stirling motorunda, yakıt enjektör vasıtasıyla yanma odasına püskürtülerek yanma başlatılır. Akabinde ısı transferiyle yer değiştirme ve güç

pistonları hareketlenerek Stirling çevrimi başlatılarak güç elde edilir. Bu motor, yakıtın silindir içinde yakılmasıyla içten yanmalı, pistonlar ile yanma odası arasında yalıtım olması sebebiyle de yanmalı motor olarak nitelendirilebilir. Ancak tasarım göz önüne alınırsa, dıştan yanmalı motor olarak nitelendirme yapmak daha uygundur (Öz, 2008).

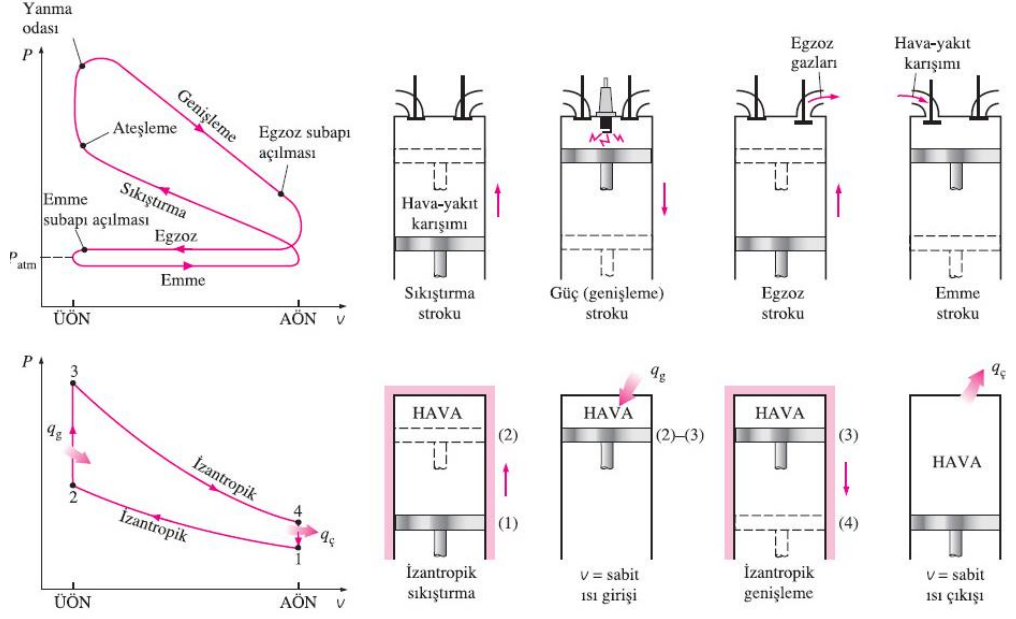
İçten yanmalı motorlarda, yanma olayı silindir kapağı ve piston tepesi arasında oluşturulan ve pistonla bağlı olarak hacimce değişken bir yanma odasında gerçekleşir. Açığa çıkan ısı enerjisi, krank-biyel mekanizmasıyla mekanik enerjiye dönüştürülür. Analizlerde kullanılan kabuller şu şekildedir (Öz, 2008);

- Çalışma gazı havadır ve her aşamada ideal gaz gibidir.
- Havanın fiziksel ve kimyasal özellikleri sabittir
- Çevrim kapalı bir sistemde oluşur ve tersinirdir
- Sisteme giren ısı, ısı transferi yoluyla gerçekleşir.

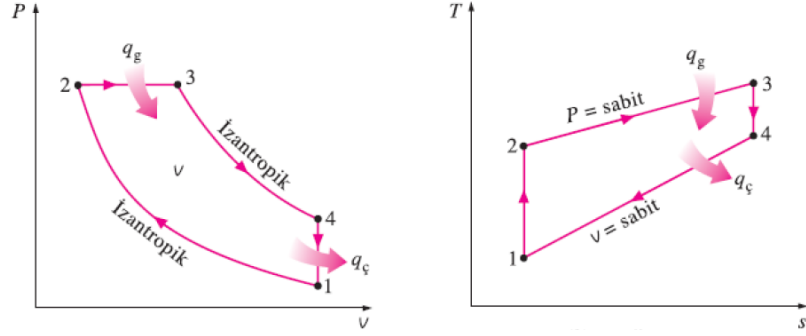
İçten yanmalı motorlarda, Otto, Dizel ve Karma (Seiliger) olmak üzere 3 adet idealleştirilmiş çevrim bulunmaktadır. Şekil 3.1'de görüldüğü üzere, İdeal Otto çevrimindeki olaylar sırasıyla; (1-2): izentropik sıkıştırma, (2-3): sabit hacimde ısı girişi, (3-4): izentropik genişleme, (4-1): sabit hacimde ısı atımı şeklindedir.

İdeal Dizel çevriminde, Otto çevrimine benzer olayla gerçekleşir. Aradaki fark, ısı girişinin sabit hacimde değil, sabit basınçta yapılmasıdır. Şekil 3.2'den hareketle çevrimdeki olaylar; (1-2): izentropik sıkıştırma, (2-3): sabit basınçta ısı girişi, (3-4): izentropik genişleme, (4-1): sabit hacimde ısı atımı olarak gerçekleşir.

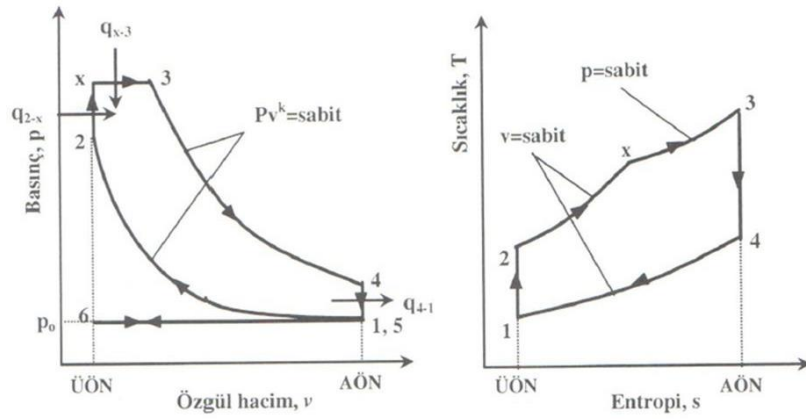
İdeal Karma çevrimi, Otto ve Dizel çevrimlerinin bir sentezidir. Isı girişi hem sabit hacimde, hem de sabit basınçta yapılmaktadır. Şekil 3.3 incelenebilir. Çevrimdeki olaylar; (1-2): izentropik sıkıştırma, (2-3): sabit basınçta ısı girişi, (3-4): izentropik genişleme, (4-1): sabit hacimde ısı atımı şeklinde cereyan eder.



Şekil 3.1: Gerçek ve İdeal Otto Çevrimine ait P-V, T-s grafikleri ile pistonların zamana göre konumları (Çengel, 2013).



Şekil 3.2: İdeal Diesel çevrimine ait P-V ile T-s grafikleri (Çengel, 2013).



Şekil 3.3: İdeal Karırma çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri (Arıkan, 2016).

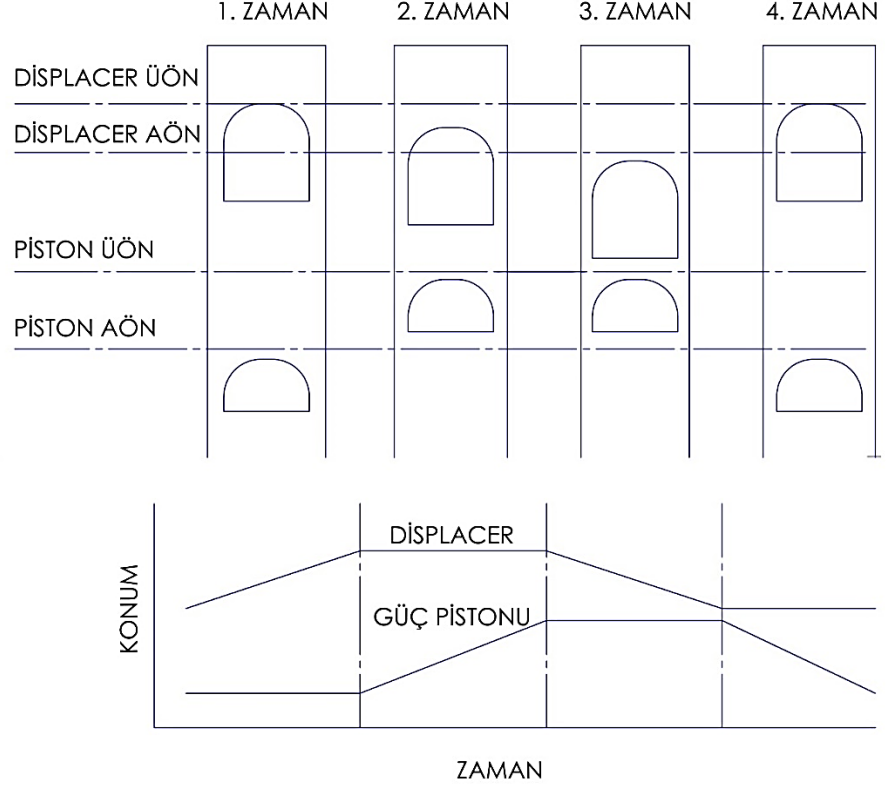
Dıştan yanmalı motorlarda, yanma işlemi silindirin dışında gerçekleşmekte, üretilen enerjisi ise ısı geçişiyle silindir içine alınmaktadır. Isı yardımıyla pistonlar iş

yapar ve 3. Bölümde bahsedilen çeşitli hareket iletim mekanizmalarıyla çıkış gücü üretilmiş olur. Dıştan yanmalı motorlar ile ilgili bilinmesi gerek bazı hususlar şu şekildedir (Çengel, 2013);

- Isıl enerji kaynağı olarak her türlü yakıt kullanılabilir.
- Motor kapalı bir çevrime göre çalışır.
- İçten yanmalı sistemlerdeki gibi pompalama kayıpları yoktur.
- İş akışkanını miktarı, sızdırmazlık sorunları nedeniyle zaman içerisinde azalabilir
- Zararlı emisyon oranı düşüktür.
- Yanma için gereken süre, içten yanmalı motorlara nazaran daha uzun olabilir.
- Sistemin termik verimi yüksek olmasına karşın genelinde üretilen güç miktarı, içten yanmalı motorlara göre çok düşüktür.

Dıştan yanmalı motorlar için analizlerde uygulanabilen, Carnot, Ericsson ve Stirling olmak üzere 3 çeşit çevrim vardır.

Şekil 3.4'te yer alan şemada, Beta tipi bir Stirling motorunda gerçekleşen çevrim esnasında süpürme ve güç pistonlarının zamana göre konumları verilmiştir. Isıtma ve soğutma çevrimlerinin izokorik, sıkıştırma ve genişlemenin ise politropik olduğu kabul edildiği takdirde çevrim esnasında oluşan hareketler ve akışkan özellikleri 4 sayfaya ayırmak suretiyle incelenebilir. İsimleri ise şu şekildedir;



Şekil 3.4: Beta tipi Stirling motorunda gerçekleşen çevrimde pistonların zamana göre konumlarını gösteren şema

Safhalarda gerçekleşen olaylar ise aşağıdaki gibi özetlenebilir;

- **1. Zaman Sabit hacimde ısı çıkışı:** geri getirici kuvvet etkisiyle, displacer/ süpürme pistonu ÜÖN'ya, güç pistonu ise AÖN'ya doğru hareket etmeye başlar. Sıcak hacimdeki gazlar, rejeneratörden geçerek soğuk hacme doğru ilerler. Bu esnada mevcut ısı enerjisi rejeneratöre verilir.
- **2. Zaman İzotermal sıkıştırma:** akışkanın tamamı soğuk hacimdedir pistonlar sırasıyla Displacer ÜÖN ve güç pistonu AÖN konumlarında bulunurlar. Geri getirici kuvvetin (yay, mekanizma hareketi, vb.) etkisiyle güç pistonu ÜÖN'ya doğru hareket etmeye başlar ve akışkan soğuk hacimde sıkışır.
- **3. Zaman Sabit hacimde ısı girişi:** hacim sabit iken sıcak odaya/ hacme ısı girişi yapılmaktadır. Soğuk hacimde sıkışan akışkan bir müddet sonra rejeneratörden üzerinden sıcak odaya doğru ilerler. Rejeneratörden geçiş esnasında, bir önceki çevrimde bıraktığı ısıyı geri

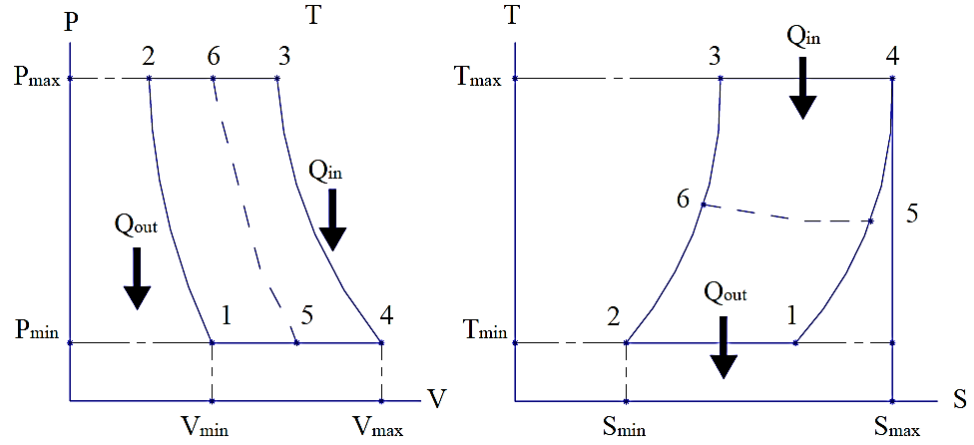
kazanır. Ön ısıyı almış olan akışkan sıcak hacme ulaşarak ısı enerjisi depolamaya başlar. Isınan akışkan/ gaz süpürme pistonunu hareket ettirir ve AÖN'ya doğru hareketlendirir. Bu esnada güç pistonu kendi ÜÖN pozisyonunda olduğunda, kısa bir süreliğine pistonlar ölü noktalarına ulaşır ve bu konumlarında bulunurlar. Böylece gazların tamamı sıcak hacme taşınmış olur.

- 4. Zaman İzotermal genişleme: soğuk hacmin basıncı maksimum seviyeye ulaşır ve güç pistonu kendi alt ölü noktasına doğru ilerler. Bu nedenle hacim artar ve basınç azalır. Gazların yaklaşık olarak tamamının soğuk odaya iletilmesiyle çevrim tamamlanmış.

Yukarıda açıklanan olaylar neticesinde Carnot çevriminin verimine eş bir Stirling çevrimi elde edilir. Stirling çevriminde oluşan izotermal ve izokorik safhalar, ideale yaklaştığı ölçüde basınç-hacim diyagramında oluşan alanı artırır ve böylece yüksek iş değerlerine ulaşılabilir. Bu durum, yüksek sıkıştırma değerlerini sağlamak suretiyle gerçekleştirilebilir.

Ericsson çevrimin teorisi, 1833'te H. Ericsson tarafından oluşturularak patentlenmiştir. Carnot çevriminden farklı olarak sisteme rejeneratör eklenmiş ve verimin artırılması hedeflenmiştir. Şekil 3.5'te Ericsson çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları görülmektedir. Isı giriş ve çıkışları sabit sıcaklıkta, rejenerasyon ise sabit basınçta gerçekleşmektedir. Rejenerasyon işlemi, aslında bir geri kazanımdır. Akışkan, değiştiriciden geçerken mevcut ısını elemana verir. Ters yönde hareketlendiğinde ise vermiş olduğu ısıyı tekrar geri alarak değişimlerin izotermal bir şekilde gerçekleştirilmesi sağlanır.(3.1) eşitliğinde, Ericsson çevriminin ısı verimi görülmektedir.

$$\eta_{th,eric} = \frac{(T_H - T_L)}{T_H} = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right) \quad (3.1)$$



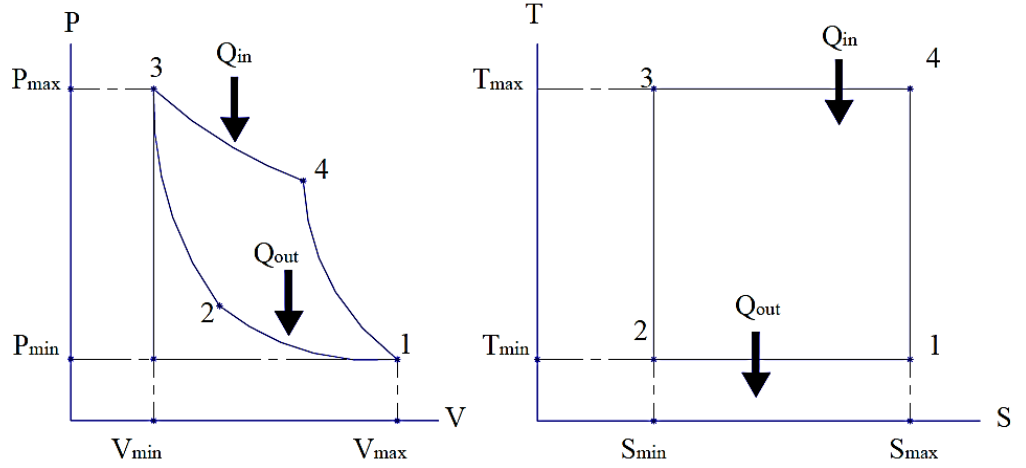
Şekil 3.5: Ericsson çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri

5 ve 6 ile gösterilen noktalar rejenerasyon noktalarıdır. Hal değişimlerinde meydana gelen olaylar şu şekildedir;

- (1-2) Isı atımının gerçekleştiği izotermal sıkıştırma işlemi yapılır.
- (2-3) Sabit basınçta rejenerasyon: iş akışkanı, rejeneratörden geçerken mevcut ısını sistem içi transfer yoluyla rejeneratöre verir.
- (3-4) Isı girişinin sağlandığı izotermal genişleme: Sıcaklık etkisiyle genişleme işleminin başlar. Sıcaklık ve basınç değerleri düşme eğilimi gösterir.
- (4-1) Sabit basınçta rejenerasyon: iş akışkanı, rejeneratörden geçerken, vermiş olduğu ısı enerjisini geri transfer yoluyla rejeneratörden alır ve pistonun AÖN'ya ulaşmasıyla çevrim sona erer.

4.1. Carnot Çevrimi

1824 yılında S. Carnot tarafından tanımlanan çevrimdir. Çevrim, iki izotermal ve iki izentropik olmak üzere 4 safhadan oluşur. Carnot çevrimi ideal bir çevrimdir ve ısı makinelerindeki hedef, mümkün olduğunca bu çevrimine yaklaşımdır. Şekil 3.6'da, ideal ve teorik Carnot çevrimine ait P-V ile T-s diyagramları görülmektedir.



Şekil 3.6: Carnot çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri

Carnot çevriminde, T_H yüksek sıcaklık derecesi ve T_L düşük sıcaklık derecesidir. Carnot çevriminin uygulanması imkânı yoktur. Sebebi ise çok büyük ısı değiştiricilerine ve uzun çevrim sürelerine gereksinim duyulmasıdır. Ancak, Carnot çevrimi ideal sistemlerin kıyaslandığı bir standart oluşturabilir.

Isı girişi ve çıkışları izotermal koşullarda gerçekleşir. Hal değişimlerinde meydana gelen olaylar şu şekildedir (Akhan, 2008);

- (1-2) Isı atımının gerçekleştiği izotermal sıkıştırma: Sıcaklığın azalmasıyla piston ÜÖN'ya doğru hareket eder hacim azalır ve basınç artar.
- (2-3) İzentropik sıkıştırma: Hacim azalmaya devam eder ve sıcaklık en yüksek değerine ulaşır.
- (3-4) Isı girişinin sağlandığı izotermal genişleme: Sıcaklık etkisiyle genişleme işleminin başlar. Sıcaklık ve basınç değerleri düşme eğilimi gösterir.
- (4-1) İzentropik genişleme: Piston AÖN'ya ulaşınca genişleme safhası tamamlanır ve çevrim sona erer.

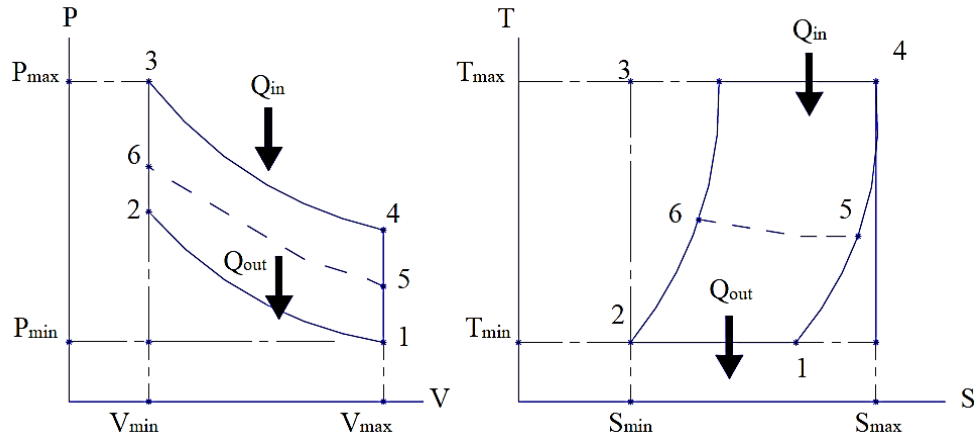
(3.2) eşitliğinde, çevrimden elde edilen net iş, (3.3) eşitliğinde ise ısı verim görülmektedir. Buna göre T_H değerinin artması ya da T_L değerinin azalmasıyla ısı verimin artacağı söylenebilir.

$$W_{\text{net}} = (q_{\text{in}} - q_{\text{out}}) \quad (3.2)$$

$$\eta_{th,car} = \frac{(q_{in} - q_{out})}{q_{in}} = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right) \quad (3.3)$$

4.2. Stirling Çevrimi

Stirling çevrimi, meydana gelen hâl değişimlerinin kısmi benzerliği sebebiyle Carnot ve Ericsson çevrimlerinin sentezi olarak addedilebilir. Faz geçişleri tümünden tersinir olarak sabit sıcaklık ve basınçta gerçekleşmektedir. Ericsson’da olduğu gibi rejeneratörün kullanılması verimi artırmaktadır. 5 ve 6 ile gösterilen noktalar rejenerasyon noktaları olup çevrime ait diyagramlar, Şekil 3.7’de görülmektedir.



Şekil 3.7: Stirling çevrimine ait P-V ile T-S grafikleri

Çevrimin verimi, Ericsson verimine eşittir. Hâl değişimlerinde meydana gelen olaylar ile termodinamik hâl denklemlerinin oluşturulması aşağıdaki gibidir (Akhan, 2008);

- (1-2) Isı atımının gerçekleştiği izotermal sıkıştırma işlemi yapılır.

$$T_1 = T_2 = T_L = T_{min} \quad (3.4)$$

$$T_3 = T_4 = T_H = T_{max} \quad (3.5)$$

$$V_1 = V_4 = V_{max} \quad (3.6)$$

$$V_2 = V_3 = V_{min} \quad (3.7)$$

Kabul edilen eşitlikler (3.4), (3.5), (3.6) ve (3.7) eşitliklerindeki gibi olmak üzere, izotermal koşullar geçerli olduğu için, iç enerji değişiminin sifira eşitliği kabul edilirse ideal gaz denklemi (3.8) eşitliğindeki gibi yazılabilir.

$$\frac{P_1 V_1}{P_1 V_2} = \frac{mRT_1}{mRT_2} \quad (3.8)$$

(3.8) eşitliğindeki m ve R değerleri sadeleştirildikten sonra çapraz çarpım yapılarak (3.9) elde edilir.

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right) = P_1 \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right) \quad (3.9)$$

$$Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + W_{1-2} \quad (3.10)$$

(3.10) denklemindeki enerji korunumu denklemindeki iç enerji değişimi $\Delta U_{1,2}$ sıfırdır. Bu sebeple yapılan iş, ısı değişimine eşit olur. Karşılıklı olarak entegrasyon işlemleri yapıldığında ve logaritmalar alındığında sırasıyla (3.11) ve (3.12) denklemleri elde edilir. (3.13) eşitliğinde ise dış ortama verilen ısı miktarı görülmektedir.

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = PdV = \left(\frac{mRT}{V} \right) dV \quad (3.11)$$

$$Q_{1-2} = \int_1^2 (mRT)/V dV \quad (3.12)$$

$$Q_{1-2} = P_1 V_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = mRT_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \quad (3.13)$$

(3.14) eşitliğinde, temel entropi denklemi görülmektedir. Buradan hareketle her iki taraf integre edilerek (3.15) ve (3.16) denklemleri elde edilir. Entropi değişimini veren denklem ise (3.17) eşitliğinde görülmektedir.

$$S = \frac{Q}{T} \quad (3.14)$$

$$\int_1^2 dS = \int_1^2 \frac{\delta Q_{1,2}}{T} \quad (3.15)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{mRT \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{T} \quad (3.16)$$

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = mRT \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \quad (3.17)$$

- (2-3) Sabit basınçta rejenerasyon: iş akışkanı, rejeneratörden geçerken, vermiş olduğu ısı enerjisini geri transfer yoluyla rejeneratörden alır. (3.4), (3.5), (3.6) ve (3.7) eşitliklerinde yer alan ortam koşullarında, sabit hacimde ve iş yapılmadığı kabul edilirse ideal gaz denklemi (3.18) eşitliğindeki gibi düzenlenebilir.

$$\frac{P_2 V_2}{P_3 V_3} = \frac{mRT_2}{mRT_3} \quad (3.18)$$

(3.18) eşitliğindeki m ve R değerleri sadeleştirildikten sonra iç ve dış satırlara çarpaz çarpım uygulanarak (3.19) elde edilir.

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right) = P_2 \left(\frac{T_{\max}}{T_{\min}}\right) \quad (3.19)$$

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} + W_{2-3} \quad (3.20)$$

(3.20) eşitliğinde yer alan enerjinin korunumu denklemindeki iş değeri olan $W_{2,3}$ sıfırdır. Buna göre, aynı denklem (3.21)' deki şekilde yeniden yazılarak ısı değişimi şeklinde ifade edilebilir. Taraflar integre edildikten ve logaritma işlemleri yapıldığında (3.22) denklemi bulunur. Eşitlik yeniden düzenlendiği takdirde rejeneratörden alınan ısı miktarını gösteren (3.23) denklemi elde edilir.

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} = mc_v dT \quad (3.21)$$

$$Q_{2-3} = \int_2^3 mc_v dT \quad (3.22)$$

$$Q_{2-3} = \Delta U_{2-3} = mc_v(T_3 - T_2) \quad (3.23)$$

(3.14) eşitliğindeki entropi denkleminde, her iki tarafın integrali alınarak (3.24) ve (3.25) denklemleri elde edilir. Entropi değişimini ifade eden parametrik denklem ise (3.26) eşitliğinde görülmektedir.

$$\int_2^3 dS = \int_2^3 \frac{\delta Q_{2-3}}{T} \quad (3.24)$$

$$S_3 - S_2 = \int_2^3 (mc_v(T_3 - T_2)) \quad (4.25)$$

$$\Delta S_{2-3} = S_3 - S_2 = mc_v \ln(T_3 - T_2) \quad (4.26)$$

- (3-4) Isı girişinin sağlandığı izotermal genişleme: Sıcaklık etkisiyle genişleme işlemini başlar. Sıcaklık ve basınç değerleri düşme eğilimi gösterir. (3.4), (3.5), (3.6) ve (3.7) eşitliklerinde gösterilen denklemlerdeki proses şartlarında, sabit hacimde ve iş yapılmadığı kabul edildiğinde, mükemmel gaz denklemi (3.27) eşitliğindeki gibi yazılabilir.

$$\frac{P_3 V_3}{P_4 V_4} = \frac{mRT_3}{mRT_4} \quad (3.27)$$

(3.27) eşitliğindeki m ve R değerleri sadeleştirilerek yeniden düzenlenir ve (3.28) denklemi elde edilir.

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{P_4} \right) = P_3 \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right) \quad (3.28)$$

$$Q_{3-4} = \Delta U_{3-4} + W_{3-4} \quad (3.29)$$

(3.29) eşitliğinde, enerji korunum denklemi görülmektedir. Bu denklemde yer alan iç enerji değişimi $\Delta U_{3,4}$ sıfırdır. Enerji denklemi yeniden yazıldığında (3.30) eşitliği elde edilir. Karşılıklı olarak integreasyon işlemleri yapıldığında ve logaritmalar alındığında (3.31) ve (3.32) denklemleri bulunur. (3.32) denklemi, dış ortamdan alınan ısı miktarını göstermektedir.

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = PdV = \left(\frac{mRT}{V}\right) dV \quad (3.30)$$

$$Q_{3-4} = \int_3^4 \left(\frac{mRT}{V}\right) dV \quad (3.31)$$

$$Q_{3-4} = P_3 V_3 \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = mRT_3 \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (3.32)$$

(3.14) eşitliğindeki temel entropi denkleminde, tarafların integrali alındığı takdirde (3.33) ve (3.34) denklemleri bulunur. Entropi değişimini ifade eden denklem ise (3.35) eşitliğinde görülmektedir.

$$\int_3^4 dS = \int_3^4 \frac{\delta Q_{3,4}}{T} \quad (3.33)$$

$$S_4 - S_3 = \int_3^4 \frac{mRT \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)}{T} \quad (4.34)$$

$$\Delta S_{3-4} = S_4 - S_3 = mR \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) \quad (4.35)$$

- (4-1) Sabit basınçta rejenerasyon: iş akışkanı, rejeneratörden geçerken mevcut ısını sistem içi transfer yoluyla rejeneratöre verir ve çevrim sona erer. rejeneratörden alır. (3.4), (3.5), (3.6) ve (3.7) eşitliklerindeki sınır şartlarında, sabit hacimde ve iş yapılmadığı kabulüne göre ideal gaz denklemi (3.36) eşitliğindeki formda yazılabilir.

$$\frac{P_4 V_4}{P_1 V_1} = \frac{mRT_4}{mRT_1} \quad (3.36)$$

(3.36) eşitliğindeki m ve R değerleri sadeleştirildikten sonra çapraz çarpım yapılarak (3.37) elde edilir.

$$P_1 = P_4 \left(\frac{T_1}{T_4} \right) = P_4 \left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}} \right) \quad (3.37)$$

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} + W_{4-1} \quad (4.38)$$

Enerjinin korunumunu ifade eden (3.38) eşitliğinde yer alan iş değeri $W_{4,1}$ sıfırdır. Bu denklem açıldığı takdirde (3.39) eşitliğindeki formda yazılabilir. Karşılıklı olarak integrasyon ve logaritma işlemleri yapıldığında (3.38) ve (3.39) denklemleri elde edilir. Eşitlik (3.39)' da yer alan denklem, akışkandan rejeneratöre verilen ısı miktarını göstermektedir.

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} = mc_v dT \quad (3.39)$$

$$Q_{4-1} = \int_4^1 m C_v dT \quad (3.38)$$

$$Q_{4-1} = \Delta U_{4-1} = mc_v(T_1 - T_4) \quad (3.39)$$

(3.14) eşitliğinde yer alan entropi denkleminde integrasyon uygulandığı takdirde sırasıyla (3.40) ve (3.41) denklemleri bulunur. Entropi değişimini ifade eden denklem ise (3.42) eşitliğinde görülmektedir.

$$\int_4^1 dS = \int_4^1 \frac{\delta Q_{4-1}}{T} \quad (3.40)$$

$$S_1 - S_4 = \int_4^3 (mc_v(T_1 - T_4)) \quad (3.41)$$

$$S_{4-1} = S_1 - S_4 = mc_v \ln(T_1 - T_4) \quad (3.42)$$

3.3. Çevrimlerin Karşılaştırılması

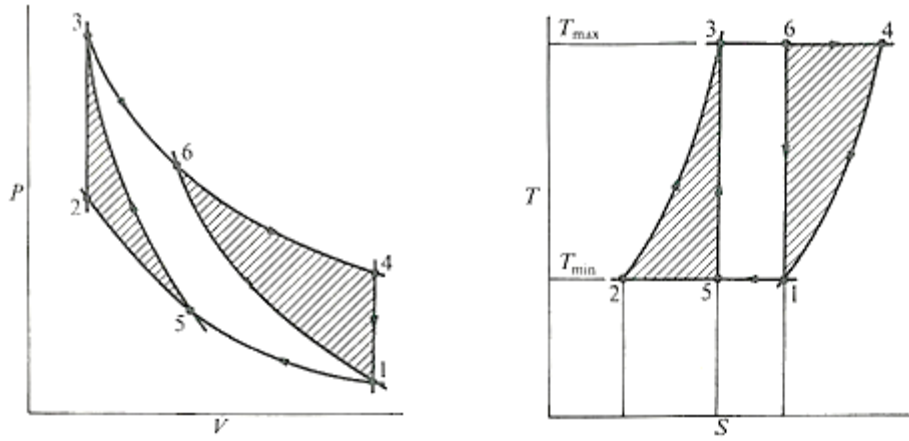
Carnot çevrimi tümünden tersinir olan dört farklı hal değişiminden oluşmaktadır. Isı giriş ve çıkışları izotermal iken hacim değişimleri izentropiktir. Carnot çevrimi kapalı ya da sürekli akışlı açık sistemlerine de uygulanabilmektedir. Carnot çevrimi, diğer çevrimlerden farklı olarak, elde edilebilecek en yüksek ısı verim değerine sahiptir. Pratikte, ısı geçişleri analiz kabullerinde olduğu gibi sabit olarak gerçekleşmez. Bu sebeple Carnot çevrimi de dâhil olmak üzere hiçbir çevrim gerçek şartlara uymaz. Ancak Carnot çevriminden, bir makinenin ulaşabileceği en yüksek verimini gösterdiği için ideal çevrimlerin karşılaştırılmasında bir ölçüt ve standart olarak istifade edilmesi durumu ortaya çıkmaktadır.

Otto ve Diesel çevrimleri içten tersinir özelliktedir. Ancak gerçek şartlar göz önüne alındığında ısı hareketlerinin sabit sıcaklıkta gerçekleşmiyor olması, tersinmezlik özelliği kazandırmaktadır. Sabit sıcaklık ve basınç çevrimlerinin tersinmez olması, ısı veriminin düşmesine sebebiyet vermektedir (Çengel 2013).

Stirling çevrimindeki hal değişimleri, Carnot çevriminden farklı olarak izentropik değil, sabit hacimde meydana gelmektedir. Ericsson çevriminde ise, Carnot çevriminden farklı olarak izentropik değişimlerin yerine izobarik rejenerasyon oluşmaktadır. Stirling ve Ericsson çevrimlerinin uygulamada gerçekleştirilmesi zordur. Rejeneratör, soğutucu, vb. sistemlerdeki ısı transferi çok küçük boyutlardaki farklarla gerçekleşmektedir. Bunun yanı sıra yüzey alanlarının belirli bir noktadan sonra artırılmaması, rejeneratör etkinliğinin %100 olmaması, basınç kayıp ve düşümlerinin meydana gelmesi gibi sebeplerden dolayı bu Stirling ve Carnot çevrimlerinin pratikte gerçekleşmesi oldukça zordur (Çengel, 2013).

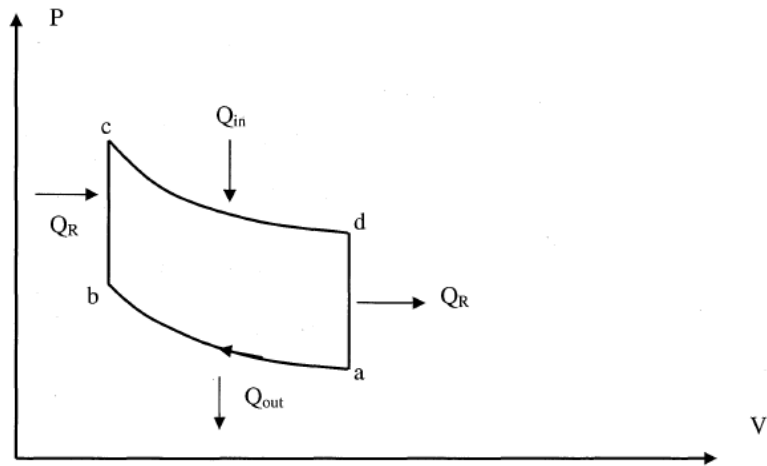
Şekil 3.8’de, Stirling ve Carnot çevrimlere ait basınç- hacim ile sıcaklık-entropi grafiklerinin karşılaştırması görülmektedir. Grafikteki taralı bölge ile sınırlı alan Stirling, beyaz bölgeler ise Carnot çevrimini temsil etmektedir. Basınç- hacim grafikleri incelendiği takdirde, Stirling çevrimindeki, 2-3 ve 4-1 aralıklarındaki ısı transferi periyodlarının sabit hacimde gerçekleştiği görülmektedir. Buna karşın Carnot

çevriminde hacim sabit tutulamamaktadır ve ısı transfer süresi, Stirling çevrimine göre az olmaktadır. Netice itibariyle Carnot çevrimindeki ısı kaybı süresinin az olması, verim üzerinde pozitif bir etki oluşturmaktadır. Stirling ve Carnot çevrimlerine ait sıcaklık-entropi diyagramları incelendiğinde ise faz değişim aralıklarındaki (1-2 ve 3-4) sıcaklığın sabit kaldığı ve entropi miktarının arttığı görülmektedir. Bunun yanı sıra hal değişimindeki sıcaklık değeri Stirling çevriminde parabolik, Carnot çevriminde ise lineer olarak yükselmektedir.



Şekil 3.8: Stirling ve Carnot çevrimlerinin karşılaştırmalı P-V ile T-S grafikleri (Rizzo, 1993).

Şekil 3.9’da kapalı bir çevrimine ait basınç-hacim grafiği görülmektedir. Bu grafiğe göre a-b ile aralığında sıkıştırma, b-c aralığında sıkıştırma veya hal değişimi, c-d aralığında genişleme ve d-a aralığında ise genişleme veya hal değişimi meydana gelmektedir. Bununla birlikte hal değişim bölgelerinde ısı transferi olmaktadır.



Şekil 3.9: Stirling çevrimine ait basınç- hacim grafiği (Shaw, 2008).

Tablo 3.1’de, Şekil 3.9’da yer alan basın.-hacim diyagramında gerçekleşen termodinamik olayların, Stirling ve Carnot çevrimi aralıklarına göre isimleri verilmiştir. Buradan hareketle, söz konusu olan çevrimlerde iki adet izotermal sıkıştırma/ genişleme yapılmaktadır. Kalan aralıklardaki termodinamik olaylarda ise, Carnot çevriminde adyabatik ve Stirling çevriminde (izokorik) eş hacimde gerçekleşmektedir.

Tablo 3.1: Stirling ve Carnot çevrimlerinde meydana gelen termodinamik olaylar (Shaw, 2008).

	a-b”	b-c	c-d	d-a
Carnot	İzotermal	Adyabatik	İzotermal	Adyabatik
Çevrimi	sıkıştırma	sıkıştırma	genişleme	genişleme
Stirling	İzotermal	İzokorik hal	İzotermal	İzokorik hal
Çevrimi	sıkıştırma	değişimi	genişleme	değişimi

4. MEKANİZMA KİNEMATİĞİ

Pistonun alt ve üst ölü noktalarındaki yer değiştirmesinin minimize edilmesi verimi artıracak en önemli faktörlerden biridir. Bu sebeple, tasarlanan mekanizmalardaki kinematik ilişkilerin, ölü noktalarda en az deplasmanı sağlayacak şekilde kurulması gerekmektedir. Motor kinematığı bölümünde; Manivela, Rhombic ve tez çalışmasının ana konusu olan Hiposikloid Planet hareket aktarım sistemlerine ait kinematik bağıntılar incelenecektir.

4.1. Krank - Biyel

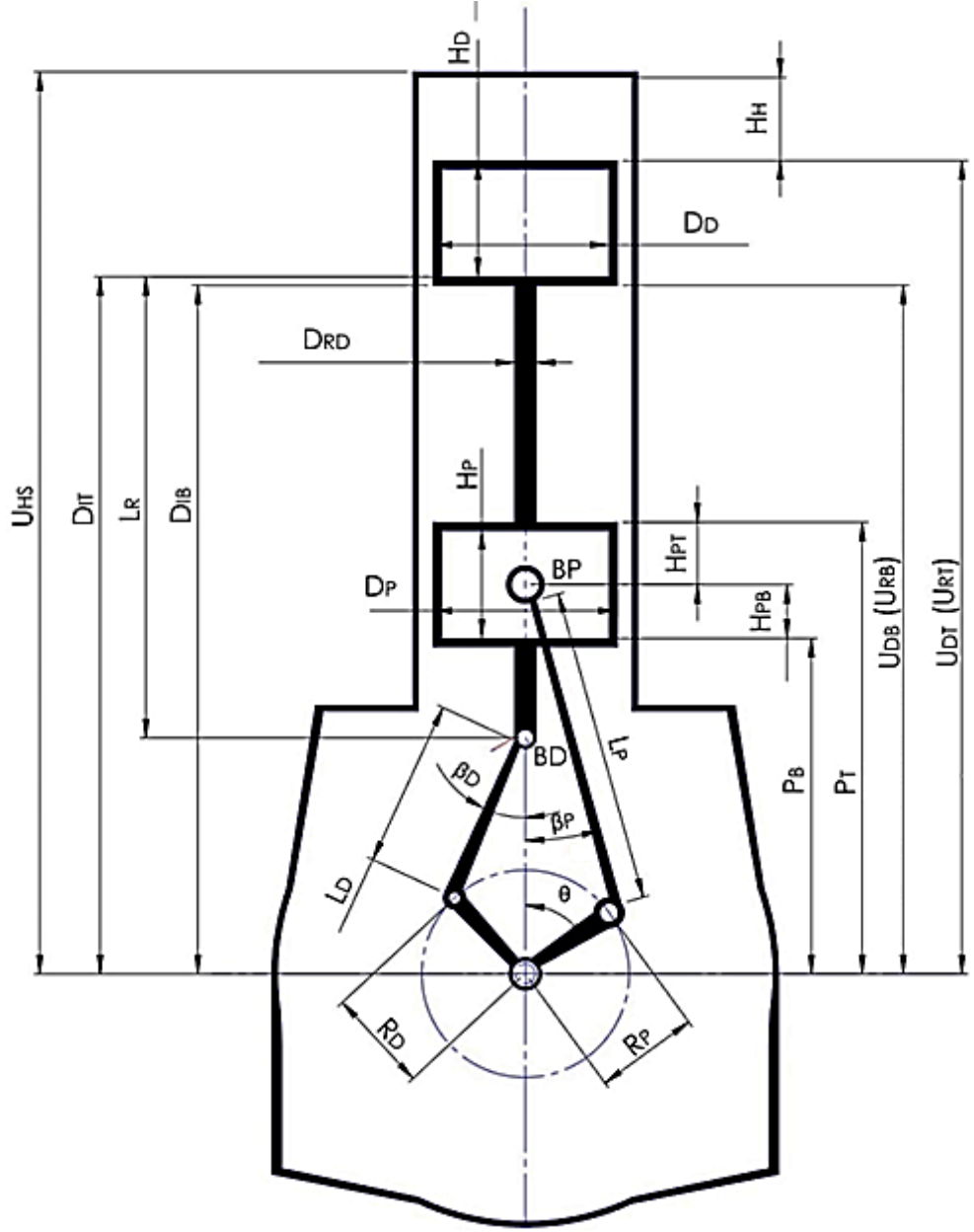
Şekil 4.1’de, krank-biyel mekanizmasına ait kinematik şema görülmektedir. Sistemde iki ayrı muyluya bağlantılı olan güç pistonu ve displacer kolları bulunmaktadır. Muylular arası faz farkı yaklaşık olarak 90^0 ‘dir. β_D ile β_P , biyel kolları ile düşey eksen arasındaki açığı ifade ederken θ açısı kol muylusu açısını göstermektedir. θ açısı, bir çevrim için toplamda 360^0 dir.

U_{DT} , silindir üst noktası ile krank eksenini, U_{DB} ise displacer alt noktası ile krank mili dönme merkezi arasındaki mesafedir ve (4.1) ve (4.2) eşitlikleri yardımıyla hesaplanabilir. U_{DT} ve U_{DB} değerleri sabit olmayıp açığa bağlı olarak değişmektedir. U_{RB} , rejeneratör alt noktası ve U_{RT} ise rejeneratör üst noktası ile krank eksenini arasındaki uzaklık olup sabit değerli olup (4.3) eşitliği ile bulunabilir. R_P ve R_D sırasıyla güç pistonu ve displacer krank yarıçapıdır. L_P ve L_D ise güç pistonu ile displacer için biyel kolu uzunluğunu ifade eder. H_D displacer yüksekliği, U_{RT} rejeneratörün tepesi ile krank eksenini arasındaki mesafedir. (4.3) eşitliğinde rejeneratörün alt tabanı ile krank eksenini arasındaki sabit mesafeyi belirten denklem yer almaktadır.

$$U_{DT} = H_D + L_R \cos(\beta_D) - R_D \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \quad (4.1)$$

$$U_{DB} = U_{DT} - H_D \quad (4.2)$$

$$U_{RB} = U_{RT} - H_D \quad (4.3)$$



Şekil 4.1: Krank-Biyel mekanizmasına ait kinematik şema

Displacer biyel kolu ile düşey eksen arasındaki açı bağıntısını veren eşitlik (4.4), güç pistonu biyeli ile düşey eksen arasında oluşan açığı gösteren denklem ise (4.5) eşitliklerinde görülmektedir.

$$\beta_D = a \sin\left(\left(\frac{R_D}{L_D}\right) \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right)\right) \quad (4.4)$$

$$\beta_P = a \sin\left(\left(\frac{R_P}{L_P}\right) \sin(\theta)\right) \quad (4.5)$$

Displacer tabanında, displacer kolunun bağlandığı noktada oluşan yuva sebebiyle küçük bir hacim meydana gelmektedir. (4.6) denkleminde, oluşan hacmin maksimum tepe mesafesi olan D_{IT} görülmektedir. D_{IB} ile gösterilen kısım ise displacer için taban noktasıdır ve (4.7) denklemi ile ifade edilmektedir.

$$D_{IT} = L_R + L_D \cos(\beta_D) - R_D \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) + i \quad (4.6)$$

$$D_{IB} = L_R + L_D \cos(\beta_D) - R_D \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \quad (4.7)$$

Sırasıyla piston tepesi ile tabanının krank mili merkezine olan mesafeleri (4.8) ve (4.9) eşitliklerinde görülmektedir.

$$P_T = H_{PT} + L_P \cos(\beta_P) - R_P \cos(\theta) \quad (4.8)$$

$$P_B = -H_{PB} + L_P \cos(\beta_P) + R_P \cos(\theta) \quad (4.9)$$

4.2. Manivela

Şekil 4.2’de, krank-biyel mekanizmasına ait kinematik şema verilmiştir. Mekanizmada; displacer, güç pistonu, slot yatağı, manivela ve biyel kolları bulunmaktadır. Güç pistonu biyeli slot yatağı içerisinde harmonik hareket yapmaktadır. L_R , displacere bağlanan güç pistonu içinden geçerek karter bölgesine kadar ulaşan bağlantı kolunun uzunluğudur. Slot yatağı ile düşey eksen arasındaki γ açısı (4.10) denkleminde görülmektedir (Aksoy, 2008). Şekil 4.2’de yer alan S_M , slot yatağı ile displacer biyelini birbirini bağlayan parçanın uzunluğudur. Aşağıda görülmekte olan diğer bağıntılarda ise sıcak ve soğuk hacim mesafeleri yer almaktadır.

$$\gamma = \frac{\text{atan}(0.7071 + \sin(\theta))}{2.5 + \cos(\theta)} \quad (4.10)$$

L_M slot yatağının güç pistonu pimi ile manivela kolunun bağlantı noktası arasında kalan açığa bağlı olarak değişen mesafedir. E_C ve E_H ise sırasıyla sıcak ve soğuk oda yükseklikleri olup (4.11) ile (4.12) eşitliklerindeki gibi hesaplanabilir.

$$U_{DB} = R_R \cos(\theta) - L_R \cos(\beta) + U_{DR} \quad (5.14)$$

$$U_{DT} = R_R \cos(\theta) - L_R \cos(\beta) + U_{DR} + U_D \quad (4.15)$$

5. YÖNTEM

5.1. Kullanılan Ekipman ve Analiz Araçları

Tez çalışması kapsamında, nümerik analizler için MATLAB programı kullanılmıştır. Uygulamaların yapıldığı bilgisayarın teknik özellikleri; 1 TB HDD, 4 GB RAM, Intel İ5 işlemci, Windows 10 işletim sistemi ve NVIDIA 940M serisi ekran kartı şeklindedir. Bilgisayar ile yapılan nümerik analizler, yaklaşık olarak 40 saat sürmüştür. Optimizasyon işlemleri sonucunda üretilen sayısal veriler, MS-Excel programı ile düzenlenmiştir. Analiz işlemlerinin tamamlanmasının ardından tasarım doğrulama safhasına geçilmiştir. Doğrulama çalışmalarında DS Solidworks programı ile kinematik ilişkilere göre katı modellemeler yapılmıştır.

5.2. Referans Programlarının Hazırlanması ve Değerlendirilmesi

Bu çalışmada kullanılan izotermal analiz programı, (Aksoy, 2011) in doktora tezinden alıntılanmıştır.

FORTRAN ortamında hazırlanmış olan İzotermal analiz programı, MATLAB formatına dönüştürülmüş ve uyumluluğu kontrol edilmiştir. İzotermal analiz programında incelenen sistemin krank-biyel, tez çalışması kapsamında geliştirilen mekanizmanın ise özgün bir tasarım olmasından dolayı karşılaştırmaların yapılabilmesi ve doğru sonuçların elde edilebilmesi için eşdeğer kodlar hazırlanmıştır. Buradan itibaren doğrulama işlemleri tamamlanmış özgün mekanizmanın analizi için kullanılacak program elde edilmiştir. Bu bağlamda gerçekleştirilen işlemlerin sırası ise aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Krank-biyel sistemine ait İzotermal analiz programının MATLAB ortamına uygun hale getirilmesi
- Özgün tasarımın için Kinematik analiz programının hazırlanması
- Özgün tasarımın için İzotermal analiz programının hazırlanması
- Özgün tasarımın, krank-biyel sistemine eşdeğer hale getirilmesi ve sonuçların her iki mekanizma için de karşılaştırılarak değerlendirilmesi

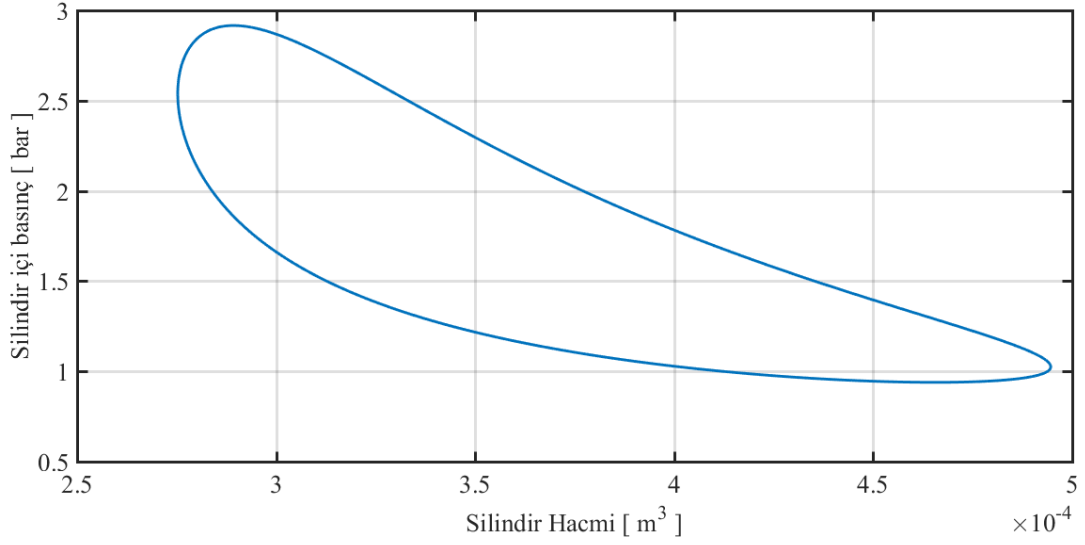
Analiz ve animasyon programlarına ait kodlar EK A, EK B ve EK C’de verilmiştir. Eşdeğer programda, kol ve piston uzunluklarının, faz açılarının, süpürme hacimlerinin ve silindir yüksekliklerinin aynı değerlerde olması esas alınmıştır. Böylece basınç ve hacim değişimlerinin birbiriyle örtüşmesi, bu sayede İzotermal analiz programının doğru biçimde çalışması noktasında herhangi bir sorunun olmaması amaçlanmıştır. Tablo 5.1’de, krank biyel ve özgün mekanizmalara ait kol uzunlukları, faz açıları ile silindir yükseklği değerleri görülmektedir.

Referans verilerin oluşturulmasında öncelikle, Şekil 5.1’de yer alan krank-biyel sistemine ait basınç / hacim grafiği elde edilmiştir. Tablo 5.1’de yer alan değerler kullanılarak, kinematik olarak özgün tasarımın, izotermal olarak ise krank-biyel mekanizmasının esas alındığı eşdeğer programın çalıştırılmasıyla Şekil 5.2’de görülmekte olan eşdeğer sisteme ait basınç/ hacim grafiği elde edilmiştir. Grafiklerdeki değerler noktasal olarak incelendiği takdirde süpürme hacimlerinin her

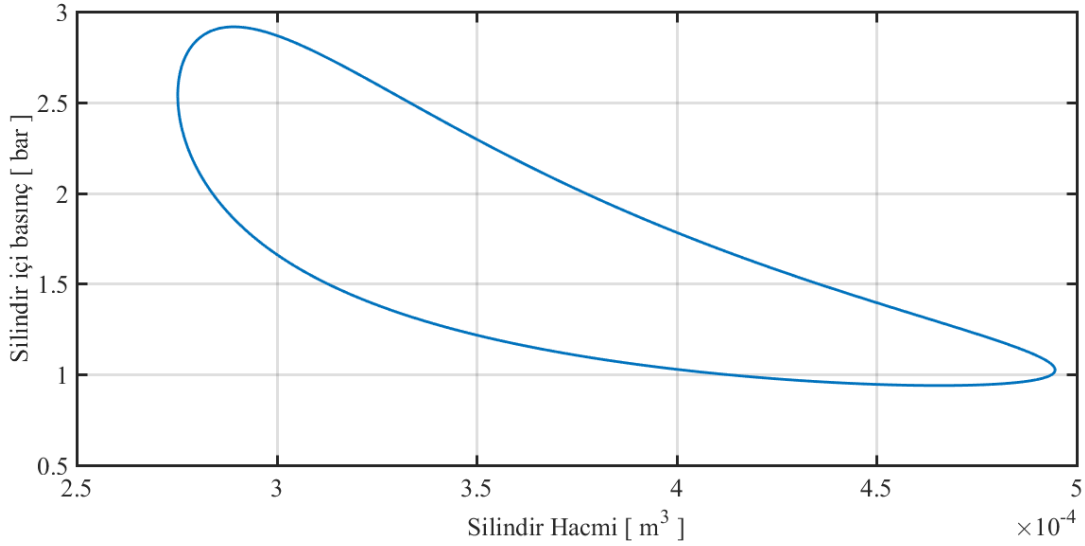
iki mekanizma için de aynı olduğu görülmüştür. Buna göre, hazırlanan özgün mekanizma programının eşdeğerliliğinin doğrulandığı ve yapılacak olan analizlerde doğru sonuçlar vereceği anlaşılmaktadır.

Tablo 5.1: Özgün ve krank-biyel mekanizmalarına ait sabit değerler

Mekanizma	Silindir Tepesi ile Dönme Eksenine Arasındaki Mesafe [m]	Displacer Rod Uzunluğu [m]	Güç Pistonu Biyel Uzunluğu [m]	Displacer Biyel Uzunluğu [m]	Güç Pistonu Optimize Eğrilik Yarıçapı [m]	Displacer Optimize Eğrilik Yarıçapı [m]	Optimize Faz Açısı [derece]	Güç Pistonu Optimize Dönme Fazı Açısı [derece]	Displacer Optimize Dönme Fazı Açısı [derece]
ÖZGÜN MEKANİZMA	0.5	0.24	0.2	0.08	0.015	0.015	90	0	30
KRANK BİYEL MEKANİZMASI	0.5	0.24	0.2	0.08	YOK	YOK	YOK	YOK	YOK



Şekil 5.1: Krank-biyel mekanizması için İzotermal analize göre elde edilen basınç/ hacim grafiği



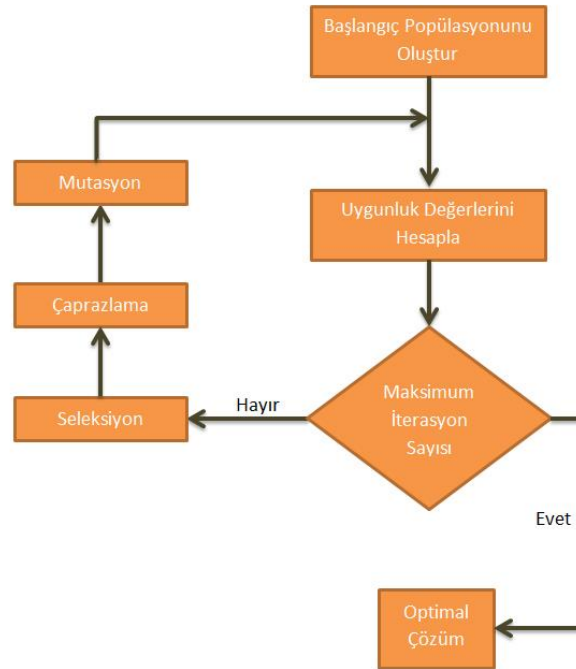
Şekil 5.2: Eşdeğer programdan elde edilen basınç/ hacim grafiği

5.3. Optimizasyon Metodu

Bölüm 5.2’de yöntemi açıklandığı üzere hazırlanan özgün mekanizma için izotermal ve kinematik analiz programları birleştirilir ve tek seferde çalışabilecek duruma getirilir. Böylece optimizasyon işlemlerinde en yüksek iş değerinin elde edildiği varyasyondaki faz farkı, açılı ve kol uzunlukları gibi değerlerin çok bilinmeyenli denklem sistemiyle çözümüne altyapı oluşturulur. Optimizasyon, veri hazırlama ve arama olmak üzere iki ana safhada gerçekleştirilir. Birinci safha için

optimizasyonda kullanılan veri hazırlama metodu “Genetik Algoritma” olarak belirlenmiştir. Genetik algoritma, zor problemlerin çözümü için geliştirilmiş, varlık temelli bulgusal bir yöntemdir (Goldberg, 1989). Bu yöntemde çözüm, mevcut çözümlerden oluşan başlangıç varyasyonu ile gerçek bir uzayda rastlantısal olarak araştırılır (Kamali, 2011). Genetik algoritma yönteminde, problem verilerinin sembolik olarak genler ile gösterildiği varsayılır. Genler bir araya gelerek kromozomları oluşturmaktadır. Kromozomlar ise varyasyonları temsil etmektedir. Söz konusu metotta, analiz edilen değişken sayısı ile çözüm süresi doğru orantılıdır. Genetik algoritma ile optimizasyonunda, çözüm alanının yalnızca belirli bir kısmının tarandığı ve tercih edildiği takdirde senkronize olarak arama yapıldığından dolayı diğer yöntemlere kıyasla çözüme daha çabuk ulaşılabildiği söylenebilir (Lopez-Gonzalez ve Fernández 2000).

Şekil 5.3'te genetik algoritma yöntemi ile optimizasyon işlemlerine ait akış şeması görülmektedir. Bu şemaya göre, öncelikle başlangıç için veri havuzu oluşturulur ve ilk varyasyon oluşturulur. Program ikinci iterasyondan itibaren havuzda yer alan verileri kullanarak yeni popülasyonlar meydana getirilir. Sınır değerlerine ulaşıldığı takdirde program sonlandırılır.



Şekil 5.3: Genetik algoritma ile optimizasyon akış şeması (Elen, 2014).

Şekil 5.4'te, tez çalışmasında kullanılan üst programa ait kodların bir bölümü görülmektedir. Sırasıyla güç pistonu-displacer eğrilik yarıçapları, faz açısı ve güç pistonu-displacer optimize dönme açıları aynı iç içe döngü olacak şekilde tanımlanmıştır. Bununla birlikte eğrilik yarıçapları için 0-15 mm, faz açısı için 0-90⁰, dönme açıları için de 90-(-90)⁰ olacak şekilde tanım aralığı tayin edilmiştir. Bu şekilde toplamda 656100000 adet varyasyonun oluşturulacağı görülmektedir.











```
for iRR_P=1:16
    iRR_P
    degRR_P=0+(iRR_P-1)*1;
    for iRR_D=1:16
        iRR_D
        degRR_D=5+(iRR_P-1)*1;
        for iFAZ=1:91
            iFAZ
            degFAZ=0+(iFAZ-1)*1;
            for iFAZ_ALFA_P=1:181
                iFAZ_ALFA_P
                degFAZ_ALFA_P=0+(iFAZ_ALFA_P-1)*1+(-90);
                for iFAZ_ALFA_D=1:181 %181
                    degFAZ_ALFA_D=0+(iFAZ_ALFA_D-1)*1+(-90);
```

Şekil 5.4: Genetik algoritmanın oluşturulmasında kullanılan üst programa ait aralık tanımlama kodları

İkinci ana safhada ise, oluşturulan veri havuzundaki bilgiler arama yöntemlerinden birisi kullanılarak süzülür ve optimum değerlere ulaşılır. Yaygın olarak kullanılan arama yöntemleri;

- Yorucu (exhaustive)
- Rastgele (random)
- Açgözlü (greedy)
- Belirleyici (deterministic)

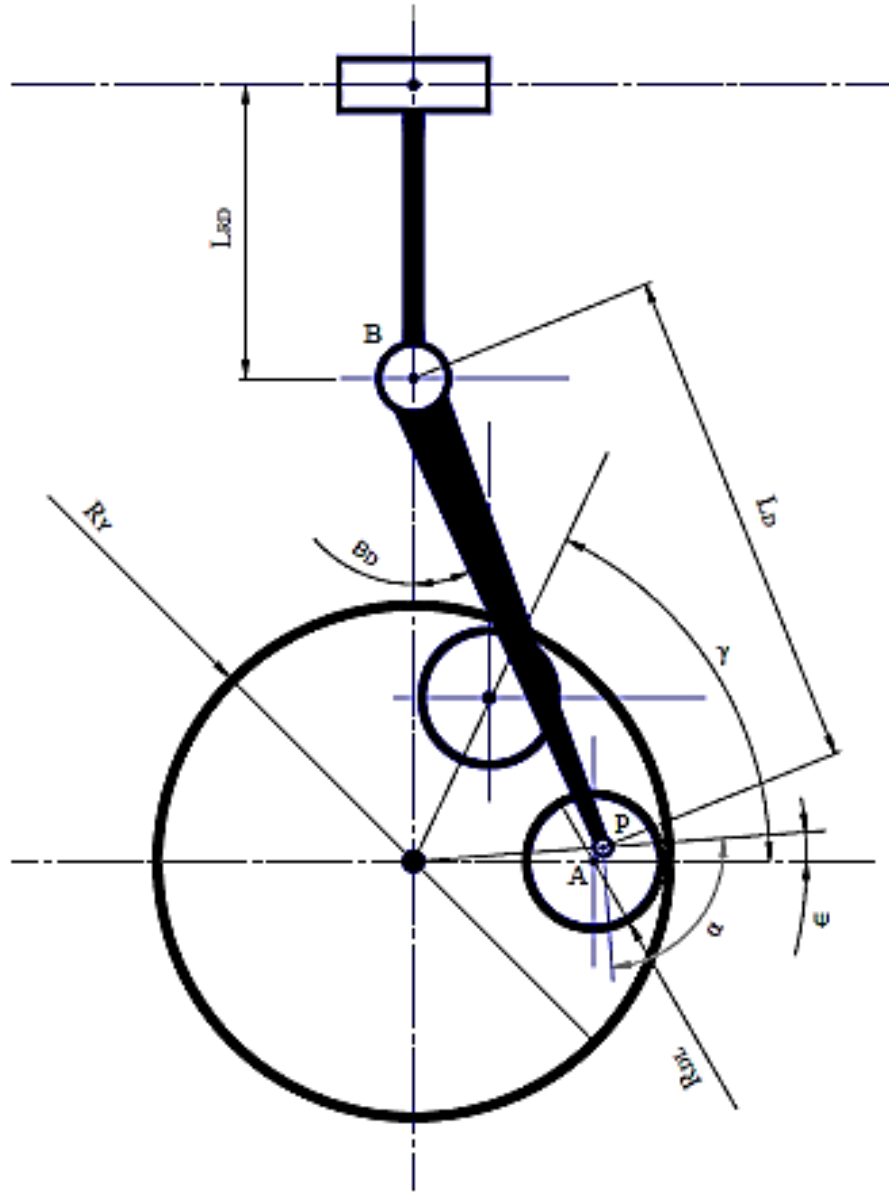
şeklinde (Spaulding, 1998). Tez çalışmasında, yorucu arama stratejisi kullanılmıştır. Bu stratejiye göre varyasyonların tümü taranır ve amaç fonksiyonuna en yakın sonuç / sonuçlar tespit edilir. Şekil 5.5'te üst programın çalıştırılmasıyla, analiz sonuçlarının dosya ismine senkronize olarak kaydedildiği klasördeki veriler görülmektedir. Sonuçların alınmasının ve son değerlendirmelerin ardından optimum bölgedeki veriler tespit edilerek arama safhası sona erdirilerek optimizasyon süreci tamamlanmış olur.

 OPT_20_15_15_70_0_10	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_-10	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_20	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_-20	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_30	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_-30	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_40	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_-40	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_50	16.05.2020 06:42
 OPT_20_15_15_70_0_-50	16.05.2020 06:42

Şekil 5.5: Yorucu arama stratejinin uygulandığı sonuç değerleri havuzundan bir örnek

oluşturmanın temeli, planet ve yörünge yarıçapları arasında 3 kat kuralını uygulamaktır. Başka bir deyişle, yörünge yarıçapının, planet yarıçapının 3 katı olması gerekmektedir ve n ile ifade edilir ve (5.1) eşitliğindeki gibi gösterilebilir. Bu n sayısı, 3 ten farklı olması durumunda farklı şekiller de elde edilebilmektedir. R_Y , yörünge yarıçapını, R_{PL} ve R_{DL} ise sırasıyla piston ve displacere ait planet dişlilerin yarıçaplarını ifade etmektedir (Hsu, 2008). H_{PT} , güç pistonu merkezinin tepe ile olan mesafesini belirtmektedir.

$$n = \frac{R_Y}{R_{PL}} = \frac{R_Y}{R_{DL}} = 3 \quad (5.1)$$



Şekil 5.7: Displacer için hiposikloid planet mekanizmasına ait kinematik şema

P noktası hareket etmeye başladığında deplasman oluşur. Muylu ile yatay eksen arasındaki γ , birincil yer değiştirme sonucunda oluşan açı α , ikincil yer değiştirmedeki açı ise ψ şeklindedir. α açısı (5.2) denkleminde görülmektedir. A noktası, planet dişlinin, O noktası ise yörüngenin merkezidir. Güç pistonu için düşünüldüğü takdirde P noktasının, koordinat düzlemine göre yatay bileşeni olan (5.3) eşitliği ile belirlenebilir.

$$\alpha = \left(\frac{R_Y - R_{PL}}{R_{PL}} \right) \gamma + \psi \quad (5.2)$$

$$X_{pis} = (R_Y - R_{PL}) \cos(\gamma) + R_{PL} \cos\left(\frac{R_Y - R_{PL}}{R_{PL}}\gamma\right) \quad (5.3)$$

(5.1) denkleminde yer alan "n" değeri için düzenleme yapıldığı takdirde parametrik olarak gösterilen (6.6) eşitliği elde edilir.

$$X_{pis} = \left(1 - \frac{1}{n}\right) \cos(\gamma) + \left(\frac{1}{n}\right) \cos((n-1)\gamma) R_Y \quad (5.4)$$

Hiposikloid / deltiod eğrinin elde edilmesi için yarıçap oranı olan "n" sayısının 3 alınması gerekmektedir. (5.4) eşitliğinde, n yerine 3 yazılarak yeniden düzenleme yapılır ve (5.5) denklemi oluşturulur.

$$X_{pis} = \left(\left(\frac{2}{3}\right) \cos(\gamma) + \left(\frac{1}{3}\right) \cos(2\gamma) \right) R_Y \quad (5.5)$$

(5.6) eşitliği, güç pistonuna ait P noktasının, koordinat düzlemine göre düşey bileşeni ifade etmektedir. (5.1) eşitliğinde yer alan n değerine göre yeniden düzenlendiğinde (5.7) denklemi elde edilir.

$$Y_{pis} = (R_Y - R_{PL}) \sin(\gamma) - R_{PL} \sin\left(\frac{R_Y - R_{PL}}{R_{PL}}\gamma\right) \quad (5.6)$$

$$Y_{pis} = \left(1 - \frac{1}{n}\right) \sin(\gamma) - \left(\frac{1}{n}\right) \sin((n-1)\gamma) R_Y \quad (5.7)$$

Hiposikloid/ deltiod eğrinin elde edilmesi için yarıçap oranı olan "n" sayısının 3 alınması gerektiği açıklanmıştı. (5.7) denkleminde, n yerine 3 yazılarak yeniden

düzenleme yapıldığında (5.8) eşitliği bulunur. (5.9) eşitliği, displacerin P noktasının, koordinat düzlemine göre yatay bileşenini simgelemektedir.

$$Y_{\text{dis}} = \left(\frac{2}{3}\right) \sin(\gamma) - \left(\frac{1}{3}\right) \sin(2\gamma) R_Y \quad (5.8)$$

$$X_{\text{dis}} = (R_Y - R_{DL}) \cos(\gamma) + R_{DL} \cos\left(\frac{R_Y - R_{DL}}{R_{DL}}\gamma\right) \quad (5.9)$$

(5.9) eşitliği, (5.1) de yer alan n değerine göre yeniden düzenlendiği takdirde parametrik olarak ifade edilen (5.10) eşitliği elde edilir.

$$X_{\text{dis}} = \left(1 - \frac{1}{n}\right) \cos(\gamma) + \left(\frac{1}{n}\right) \cos((n-1)\gamma) R_Y \quad (5.10)$$

Hiposikloid eğrinin oluşturulması için yarıçaplar oranının (n) 3 olarak kabul edilir. (6.10) eşitliğinde n sayısı yerine 3 yazıldığı takdirde (6.11) eşitliği elde edilir.

$$X_{\text{dis}} = \left(\left(\frac{2}{3}\right) \cos(\gamma) + \left(\frac{1}{3}\right) \cos(2 * \gamma)\right) R_Y \quad (5.11)$$

(5.12) eşitliği, displacerin P noktasının, koordinat düzlemine göre düşey bileşenini simgelemektedir.

$$Y_{\text{dis}} = (R_Y - R_{DL}) \sin(\gamma) - R_{DL} \sin\left(\frac{R_Y - R_{DL}}{R_{DL}}\gamma\right) \quad (5.12)$$

(5.12) eşitliği, (5.1) denkleminde yer alan n değeri için yeniden düzenlenerek (5.13) eşitliğindeki forma dönüştürülür.

$$Y_{\text{dis}} = \left(1 - \frac{1}{n}\right) \sin(\gamma) - \left(\frac{1}{n}\right) \sin((n-1)\gamma) R_Y \quad (5.13)$$

(5.13) denkleminde, n yerine 3 yazılarak ikincil düzenleme yapılır ve (5.14) eşitliği elde edilir.

$$Y_{dis} = \left(\frac{2}{3}\right) \sin(\gamma) - \left(\frac{1}{3}\right) \sin(2\gamma) R_Y \quad (5.14)$$

Şekil 5.8’de, bu tez çalışmasının konusu olan hiposikloid iletim mekanizmasına sahip motor sistemine ait şema yer almaktadır. Yapılan kinematik tasarımda hem güç pistonu, hem de displacer için yardımcı kollar eklenmiştir. Kolların uç bağlantı kısımlarında ise biyel kolları bulunmaktadır ve planet dişlilere uygun kısımlardan bağlanmıştır. Burada L_{RP} ve L_{RD} sırasıyla güç pistonu ve displacer için kullanılan yardımcı kol uzunluklarını ifade etmektedir. β_{PH} ile β_{DH} açıları ise sırasıyla güç pistonu ile displacer biyelerinin, koordinat düzlemine göre düşey eksen ile yaptığı açılardır. R_{YP} güç pistonuna ait yörünge, R_{YD} displacere ait yörüngeyi ifade etmektedir.

Termodinamik analiz için kurulan kinematik ilişkilerden bir diğeri de planet dişli merkezi mesafeleridir. Bunlardan R_{TD} displacer için, R_{TP} ise güç pistonu için planet dişli merkezi ile yörünge merkezi arası mesafelerdir. Güç pistonu için düşünüldüğü takdirde taşıyıcı dişli noktasının (A) koordinat sisteminin düşey eksenine göre konumu (5.15), yatay eksenine göre konumu ise (5.16) eşitliğinde görülmektedir.

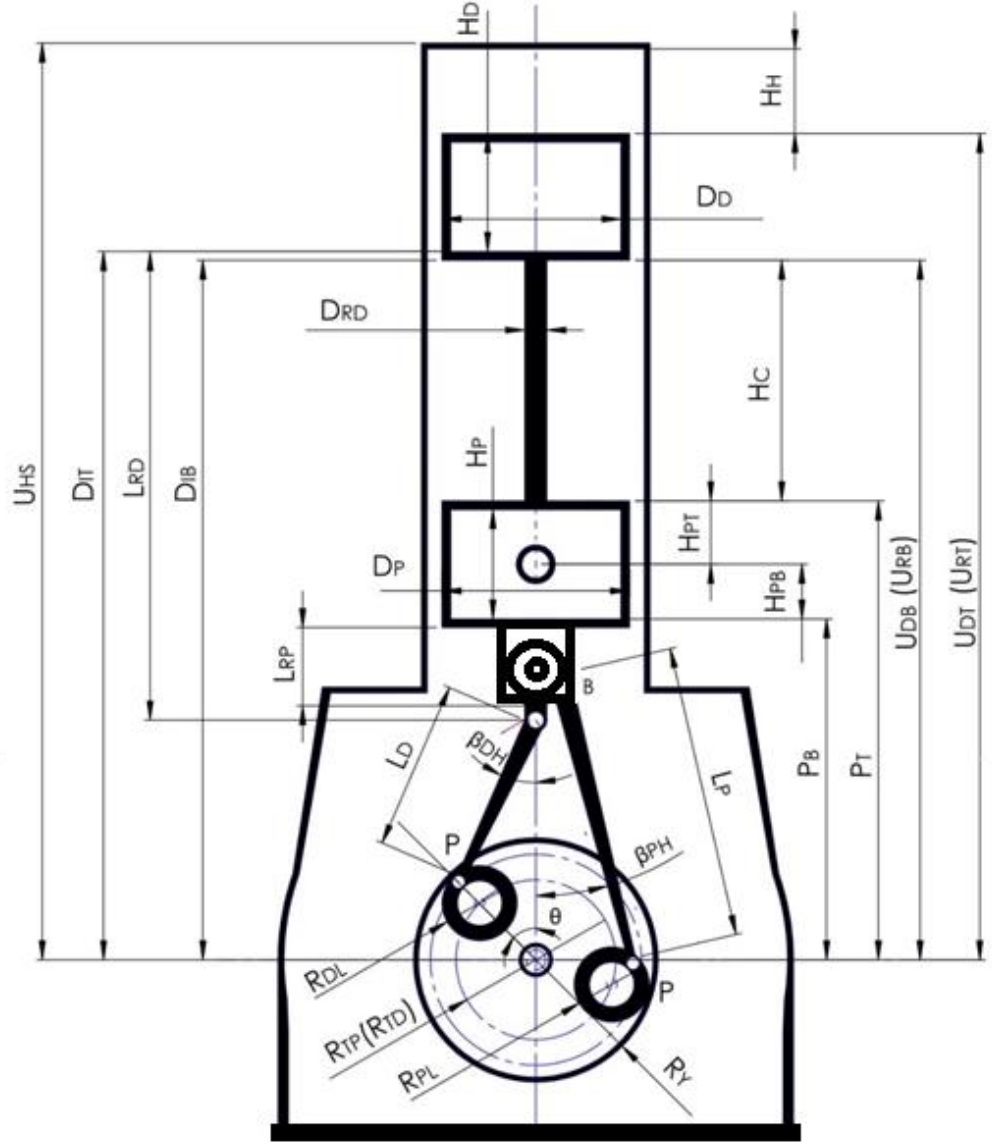
$$Y_{AP} = (R_{YP} - R_{PL}) \sin(\gamma) \quad (5.15)$$

$$X_{AP} = (R_{YP} - R_{PL}) \cos(\gamma) \quad (5.16)$$

Güç pistonu planet dişli hiperbolik çizim noktasının (P) koordinat sisteminin düşey eksenine göre konumu (5.17), yatay eksenine göre konumu (5.18) eşitliğinde görülmektedir.

$$Y_{PP} = Y_{AP} - R_{PL} \sin(\alpha) \quad (5.17)$$

$$X_{PP} = X_{AP} + R_{PL} \cos(\alpha) \quad (5.18)$$



Şekil 5.8: Hiposikloid mekanizması ve pistonlara ait genel kinematik şema

Displacere ait taşıyıcı dişli noktasının (A) koordinat düzleminin düşey eksenine göre konumu (5.19), yatay eksenine göre konumu ise (5.20) eşitliğinde verilmiştir.

$$Y_{AD} = (R_{YP} - R_{DL})\sin(\gamma) \quad (5.19)$$

$$X_{AD} = (R_{YP} - R_{DL})\cos(\gamma) \quad (5.20)$$

Displacer planet dişli hiperbolik çizim noktasının (P) koordinat sisteminde, düşey eksene göre konumu (5.21), yatay eksene göre konumu (5.22) eşitliklerinde yer alan denklemlerde görülmektedir.

$$Y_{PD} = Y_{AP} - R_{DL}\sin(\alpha) \quad (5.21)$$

$$X_{PD} = X_{AP} + R_{DL}\cos(\alpha) \quad (5.22)$$

β açısı, biyel kolları ile koordinat sisteminin yatay eksen arasında oluşan açıdır. β_{PH} güç pistonu için, β_{DH} ise displacer için biyel kolu açısı olup sırasıyla (5.23) ve (5.24) eşitliklerinde görülmektedir.

$$\beta_{PH} = \text{asin}\left(\frac{X_{PP}}{L_P}\right) \quad (5.23)$$

$$\beta_{DH} = \text{asin}\left(\frac{X_{PD}}{L_D}\right) \quad (5.24)$$

Pistonlar ve biyel kolları, geliştirilen mekanizmada birbirine doğrudan bağlanmamıştır. Bunun yerine ara kollar kullanılarak kinematik çarpışmalar önlenmiştir. Güç pistonu biyelinin, ara kol ile olan bağlantı noktası B_{PH} , displacer biyelinin ara kol bağlantı noktası ise B_{DH} ile gösterilmektedir. (5.25) ve (5.26) eşitliklerinde B_{PH} noktası için sırasıyla koordinat eksenine göre yatay (B_{PHX}) ve düşey (B_{PHY}) bileşenlere ait açıya bağlı konum denklemleri görülmektedir.

$$B_{PHX} = X_{PP} - L_P \sin(\beta_{PH}) \quad (5.25)$$

$$B_{PHY} = Y_{PP} + L_P \cos(\beta_{PH}) \quad (5.26)$$

(5.27) ve (5.28) denklemlerinde B_{DH} noktası için sırasıyla koordinat eksenine göre yatay (B_{DHX}) ve düşey (B_{DHY}) bileşenler için geçerli olan konum denklemleri verilmiştir.

$$B_{DHX} = X_{PD} - L_D \sin(\beta_{DH}) \quad (5.27)$$

$$B_{DHY} = Y_{PD} + L_D \cos(\beta_{DH}) \quad (5.28)$$

Krank milinin hareket etmesiyle, bağlantı noktaları deplasmana uğrar. Bu durum neticesinde α açısı oluşturmaktadır ve güç pistonu için α_{PH} , displacer için α_{DH} olarak gösterilir. (5.29) eşitliğinde α_{PH} , (5.30) eşitliğinde ise α_{DH} açılarının krank mili dönme açısına bağlı olarak değişimini gösteren bağıntılar görülmektedir. (5.30) eşitliğinde farklı olarak ξ ile gösterilen faz açısı bulunmaktadır. Bu açı, güç pistonu ve displacer arasındaki konumsal gecikmeyi sağlayan ve açı cinsinden ifade edilen değişimdir.

$$\alpha_{PH} = \frac{\theta(R_Y - R_{PL})}{R_{PL}} + \pi \quad (5.29)$$

$$\alpha_{DH} = \frac{\theta(R_Y - R_{DL})}{R_{DL}} + \pi + (\xi) \quad (5.30)$$

Hiperbolik çizim noktası olarak nitelendirilen P noktasının konumları, güç pistonu ve displacer için (5.31), (5.32), (5.33) ve (5.34) eşitliklerindeki gibi ifade edilebilir. Bununla birlikte taşıyıcı eksenin, mekanizmaya dahil edilmesiyle eşitliklerin yeniden revize edilmesi gerekmektedir. (5.31) ile (5.32) denklemleri, sırasıyla güç pistonu P noktasının, taşıyıcı eksen referansına göre düşey ve yatay konum grafiklerini göstermektedir. (5.33) ve (5.34) denklemlerinde ise, displacer P noktasının, taşıyıcı eksene göre sırasıyla düşey ve yatay konumlarını ifade etmektedir.

$$Y_{PP} = R_{TP} \cos(\theta) + R_{PL} \cos(\theta) \quad (5.31)$$

$$X_{PP} = R_{TP} \sin(\theta) - R_{PL} \sin(\theta) \quad (5.32)$$

$$Y_{PD} = R_{TD} \cos(\theta) + R_{DL} \cos(\theta) \quad (5.33)$$

$$X_{PD} = R_{TP} \sin(\theta) - R_{DL} \sin(\theta) \quad (5.34)$$

U_{DT} , rejeneratör tepe noktası ile krank eksenini, U_{DB} ise rejeneratör alt noktası ile krank mili dönme merkezi arasındaki uzaklıktır. U_{DT} mesafesi (5.35), U_{DB} mesafesi

ise eşitlikleri yardımıyla hesaplanabilir. U_{DT} ve U_{DB} değerleri sabit olmayıp açığa bağlı olarak değişmektedir.

$$U_{DT} = H_D + L_{RD} + L_D \cos(\beta_{DH}) + Y_{PD} \quad (5.35)$$

$$U_{DB} = L_{RD} + L_D \cos(\beta_{DH}) + Y_{PD} \quad (5.36)$$

(5.37) denkleminin, rejeneratör tepesi ile krank eksenini arasındaki mesafeyi verir ve U_{RT} ile gösterilir. (5.38) eşitliği, rejeneratör tabanı ile krank eksenini arasındaki mesafeyi verir ve U_{RB} olarak ifade edilir. H_D displacer, L_D displacer biyeli, L_{RD} ise displacer rodu uzunluğunu ifade etmektedir.

$$U_{RT} = H_D + L_{RD} + L_D + Y_{PP} \quad (5.37)$$

$$U_{RB} = L_{RD} + L_D + Y_{PP} \quad (5.38)$$

Silindir tepesinin, krank eksenine olan uzaklığı U_{HS} ile gösterilir ve (5.39) eşitliği ile hesaplanır. Güç pistonu için, krank eksenini ile tepe bölgesi mesafesi P_T , taban bölgesi arası mesafe ise P_B ile gösterilir ve sırasıyla (5.40) ile (5.41) eşitliklerindeki gibi ifade edilebilir. H_H sıcak hacim, H_C ise soğuk yüksekliğidir. L_{RP} ise güç pistonu rodu uzunluğunu ifade etmektedir. L_P güç pistonu biyelinin uzunluğudur.

$$U_{HS} = U_{RT} + H_H \quad (5.39)$$

$$P_T = H_P + L_{RP} + L_P \cos(\beta_{PH}) + Y_{PP} \quad (5.40)$$

$$P_B = L_{RP} + L_P \cos(\beta_{PH}) + Y_{PP} \quad (5.41)$$

$$H_C = U_{DB} - P_T \quad (5.42)$$

6. BULGULAR

Yapılan optimizasyonlar ve izotermal analizler neticesinde çeşitli bulgular elde edilmiştir. İzotermal yaklaşım esasına dayalı olarak optimizasyon programı oluşturularak en yüksek iş değerinin elde edildiği varyasyonlarındaki kol ve biyel uzunlukları, yarıçap değerleri, basınç, hacim, sıkıştırma oranı, faz açıları ve kurs hacimleri için toplamda 8057 adet veri kaydedilmiştir. Optimizasyon işlemleri, çözüm süresinin kısaltılması ve hassasiyetin artırılması için birinci, ikinci ve üçüncü aşama olmak üzere 3 kısımda gerçekleştirilmiştir.

İlk aşamada, faz açısı $60-90^0$ aralığında, biyel kolları için kaçıklık miktarları, 1 birim ilerleme hassasiyetinde ve 0-15 mm aralığında optimizasyon yapılmıştır.

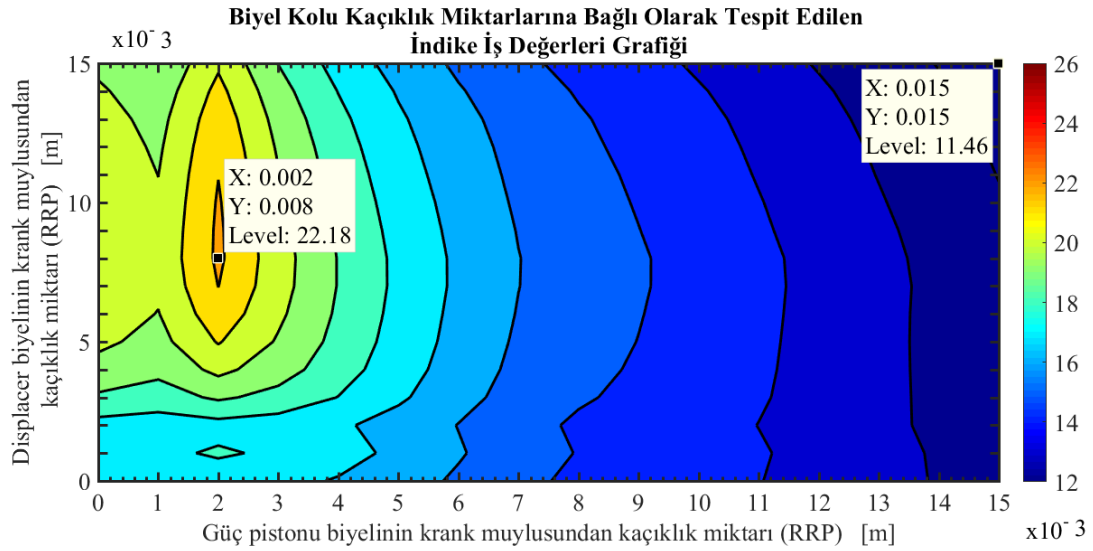
İkinci aşamada, birinci safha için belirlenen tanım aralığı, optimum noktaya çekilerek faz açısı $0-150^0$ tanım aralığında 10 birim ilerleme hassasiyetinde analiz edilmiştir.

Üçüncü aşamada ise, optimize edilen biyel kolu açıklık miktarlarına göre faz açısı tanım aralığı $60-100^0$ olacak şekilde 1 birim ilerleme hassasiyetinde incelenerek, ara bölgelerde bulunan optimum iş değeri tespit edilmiştir. Maksimum iş değerinin tespit edilmesiyle optimizasyon işlemi sonlandırılmıştır.

6.1. Optimizasyonun Birinci Aşaması

Optimizasyonun birinci aşamasında, güç pistonu biyelinin krank muylusundan kaçıklık miktarı (RRP) ve displacer biyelinin krank muylusundan kaçıklık miktarı (RRD) için 0-0.015 mm tanım aralığı ve 1'er birim ilerleme hassasiyeti, fazı açısı için sabit 90^0 de analiz yapılmış ve 256 adet varyasyon elde edilmiştir. Şekil 6.1'de, güç pistonu ve displacer biyel kolu kaçıklık oranlarına göre elde edilen iş değerlerine ait grafik görülmektedir. Maksimum iş değeri $RRP=0.002$ m ve $RRD=0.008$ m için 22.18 Joule olarak hesaplanmıştır. Minimum iş değeri ise $RRP=0.015$ m ve $RRD=0.015$ m için 11.46 Joule olarak tespit edilmiştir. Grafik incelendiği takdirde, turuncu ve yeşil bölgelerin yoğun olduğu $0 < RRP < 0.004$ ve $0.003 < RRD < 0.015$ koşullarındaki

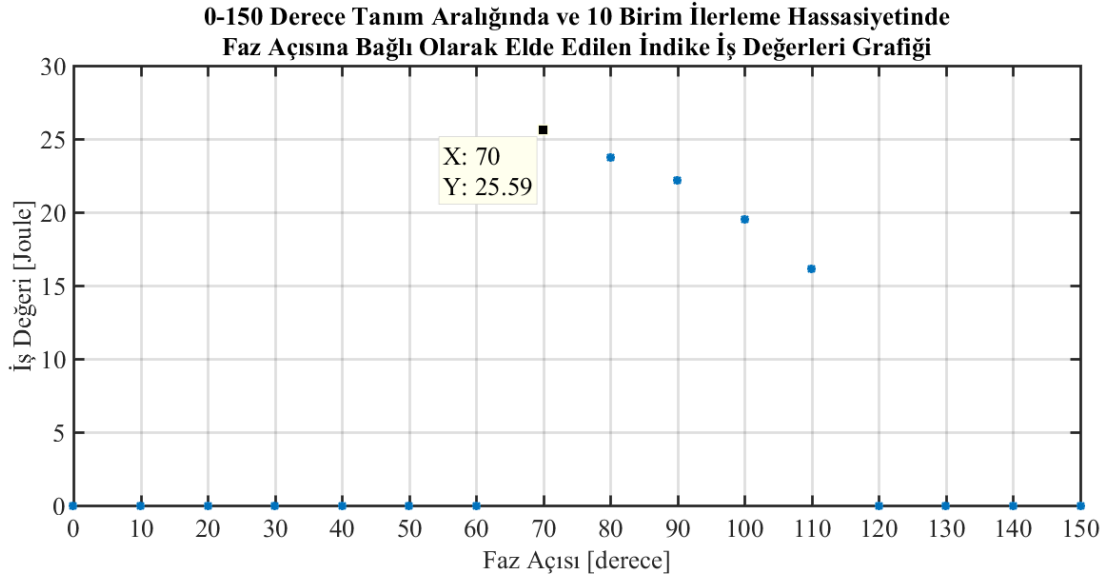
bölgenin yeniden taranarak iş değerinin optimize edilebileceği görülmüştür. Bu şartlara göre ikinci aşama için referans değerler oluşturulmuştur.



Şekil 6.1: Optimizasyonun birinci aşamasında, güç pistonu ve displacer biyel kaçıklık miktarlarına göre elde edilen indike iş değerleri

6.2. Optimizasyonun İkinci Aşaması

İkinci aşamada, fazı açısı $0-150^{\circ}$ tanım aralığında ve 10 birim ilerleme hassasiyetinde, güç pistonu biyelinin krank muylusundan kaçıklık miktarı (RRP) $0-0.004$ m, displacer biyelinin krank muylusundan kaçıklık miktarı (RRD) için $0.003-0.015$ m tanım aralığı ve 1'er birim ilerleme hassasiyeti, için analiz yapılmış ve 1040 adet veri bulunmuştur. Şekil 6.2'de, faz açısına bağlı olarak elde edilen indike iş değerlerine ait grafik görülmektedir. Grafikte yer alan noktalar incelendiği takdirde; $70, 80, 90, 100$ ve 110° faz açılarında toplamda 5 farklı iş değeri tespit edilmiştir. Bu grafiğe göre; $0-60^{\circ}$ ve $110-150^{\circ}$ aralıklarında iş değeri sıfıra eşit çıkmıştır. Belirtilen aralıkta, biyel ve kol mesafeleri yetersiz kalarak kapalı bir çalışma hacmi meydana gelmemiştir. Bunun sonucunda, basınç bölgesi oluşmamış ve iş çıkışı sağlanamamıştır. İncelenen tanım aralığının iş üretimi olan $70-110^{\circ}$ bölgesi ikinci aşamanın optimum alanı olarak kabul edilmiştir. Maksimum iş, 25.56 Joule ile 70° faz açısında elde edilmiştir.



Şekil 6.2: Optimizasyonun ikinci aşamasında, 0-150 derece tanım aralığında ve 10 birim ilerleme hassasiyetinde, faz açısına bağlı olarak değişen iş değerleri

Şekil 6.3' te, ikinci optimizasyon aşamasında elde edilen biyel kaçıklık yarıçaplarının, faz açısına göre oluşturduğu indike iş değerlerine ait 5 adet bölge grafiği yer almaktadır.

Şekil 6.3 (a)' da 70^0 faz açısı için, biyel kaçıklık yarıçapına bağlı olarak elde edilen iş değerleri görülmektedir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı (RRP) 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı (RRD) 0.01 m olduğu durumda 25.59 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 18.5 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.3 (b)' de 80^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri verilmiştir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.01 için, 23.72 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 18.69 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.3 (c)' de 90^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri yer almaktadır. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.01 m olduğu durumda 22.18 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli

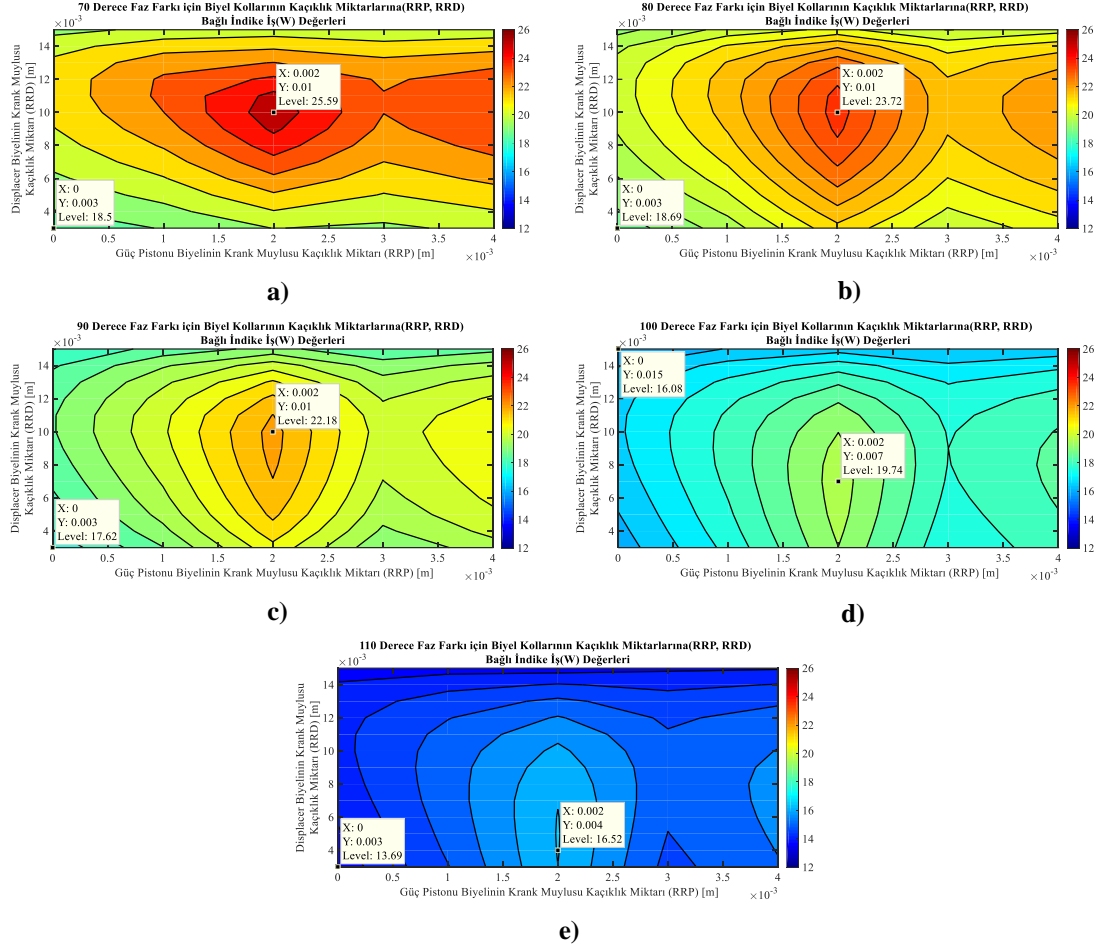
kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 17.62 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.3 (d)' de 100^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri görülmektedir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.007 m olduğu durumda 19.74 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.015 m durumunda 16.08 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.3 (e)' de 110^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri verilmiştir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.004 m olduğu durumda 16.52 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 13.69 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.3' te yer alan grafiklere en, gerçekleştirilen analizden elde edilen en yüksek iş değeri 70^0 faz açısında 25.59 Joule, en düşük iş değeri ise 110^0 faz açısında 13.69 Joule olarak kaydedilmiştir.

İncelenen değer aralıklarından elde edilen sonuçlara göre, maksimum iş değeri için, faz açısının artmasına rağmen güç pistonu biyeli kaçıklık yarıçapının 0.002 m de sabit kaldığı ve displacer biyeli kaçıklık yarıçapının ise 0.004-0.01 m aralığında değiştiği görülmüştür. Bununla birlikte en yüksek iş, biyel kaçıklık yarıçaplarının 0.015 m den daha küçük değerlerinde elde edilmiştir. Optimum aralıkların belirlenmesi sonucunda 10 adım ilerleme sıklığında, 70^0 faz açısı için maksimum iş değerine (25.59 Joule) ulaşılmıştır.

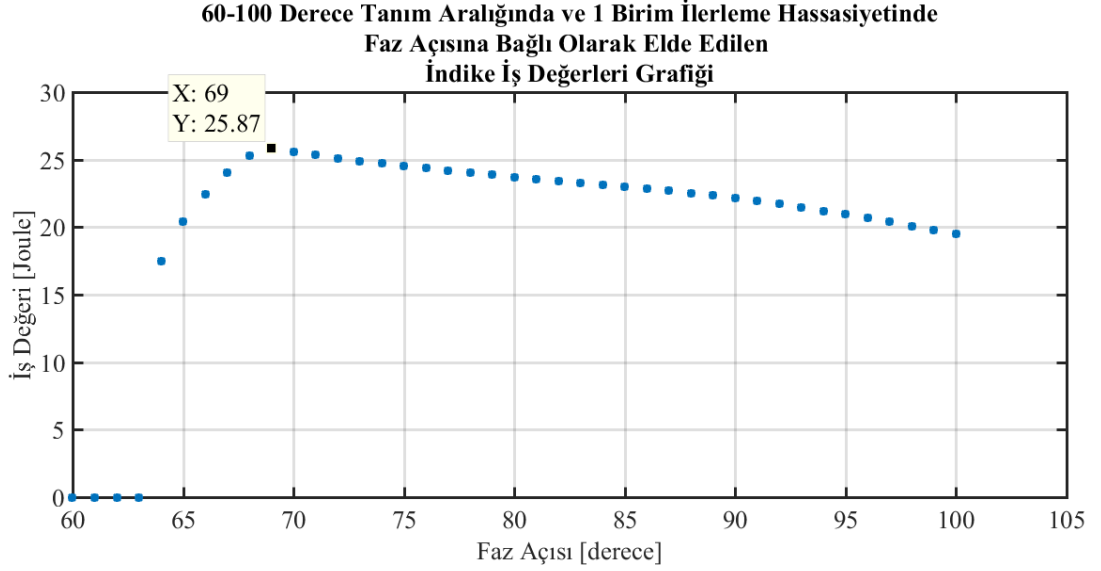


Şekil 6.3: Optimizasyonun ikinci aşamasında elde edilen biyel kaçıklık yarıçaplarının faz açısına göre oluşturduğu indike iş değerleri: **a)** 70 derece için değerler, **b)** 80 derece için değerler, **c)** 90 derece için değerler, **d)** 100 derece için değerler, **e)** 110 derece için değerler

6.3. Optimizasyonun Üçüncü Aşaması

Üçüncü ve son optimizasyon aşamasında, fazı açısı 60-100° tanım aralığında ve 1 birim ilerleme hassasiyetinde, güç pistonu biyelinin krank muylusundan kaçıklık miktarı (RRP) 0-0.004 m, displacer biyelinin krank muylusundan kaçıklık miktarı (RRD) için 0.003-0.015 m tanım aralığı ve 1'er birim ilerleme hassasiyeti, displacer ve güç pistonu yuvarlanma faz açısı 0° için analiz yapılmış ve analiz neticesinde 2665 adet veri bulunmuştur. Şekil 6.4' te, faz açısına bağlı olarak elde edilen indike iş değerlerine ait grafik görülmektedir. Grafikte yer alan noktalar incelendiği takdirde; 65, 69, 73, 80, 90 ve 100° faz açılarında toplamda 6 farklı iş değeri tespit edilmiştir. Bu grafiğe göre; 60-63° aralığında iş değeri sıfıra eşit çıkmıştır. Belirtilen aralıkta, biyel ve kol mesafeleri yetersiz kalarak kapalı bir çalışma hacmi meydana gelmemiştir.

Bunun sonucunda, basınç bölgesi oluşmamış ve iş çıkışı sağlanamamıştır. İncelenen tanım aralığının iş üretimi olan 64-100⁰ bölgesi aşamanın optimum alanı olarak kabul edilmiştir. Maksimum iş, 25.87 Joule ile 69⁰ faz açısında elde edilmiştir. İkinci safhada, optimum bölgenin 70⁰ civarında olduğu anlaşılmış ve üçüncü safha için bahsi geçen bölgenin daha hassas bir şekilde taranarak mevcut iş değerinin üstünde bir sonuç elde edileceği ön görülmüştür.



Şekil 6.4: Optimizasyonun üçüncü aşamasında, 60-100 derece tanım aralığında ve 1 birim ilerleme hassasiyetinde, faz açısına bağlı olarak değişen iş değerleri

Şekil 6.5' te, optimizasyonun son aşamasında (üçüncü aşama) elde edilen biyel kaçıklık yarıçaplarının, faz açısına göre oluşturduğu indike iş değerlerine ait 6 adet bölge grafiği görülmektedir.

Şekil 6.5 (a)' da 65⁰ faz açısı için, biyel kaçıklık yarıçapına bağlı olarak elde edilen iş değerleri grafiği yer almaktadır. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı (RRP) 0.003 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı (RRD) 0.01 m olduğu durumda 22.51 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.001 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 0 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.5 (b)' de 69⁰ faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri grafiği verilmiştir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.01 için, 25.87 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna

karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 18.38 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.5 (c)' de 73^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri yer almaktadır. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.01 m olduğu durumda 24.9 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 18.73 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.5 (d)' de 80^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri görülmektedir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.01 m olduğu durumda 23.72 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 18.69 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

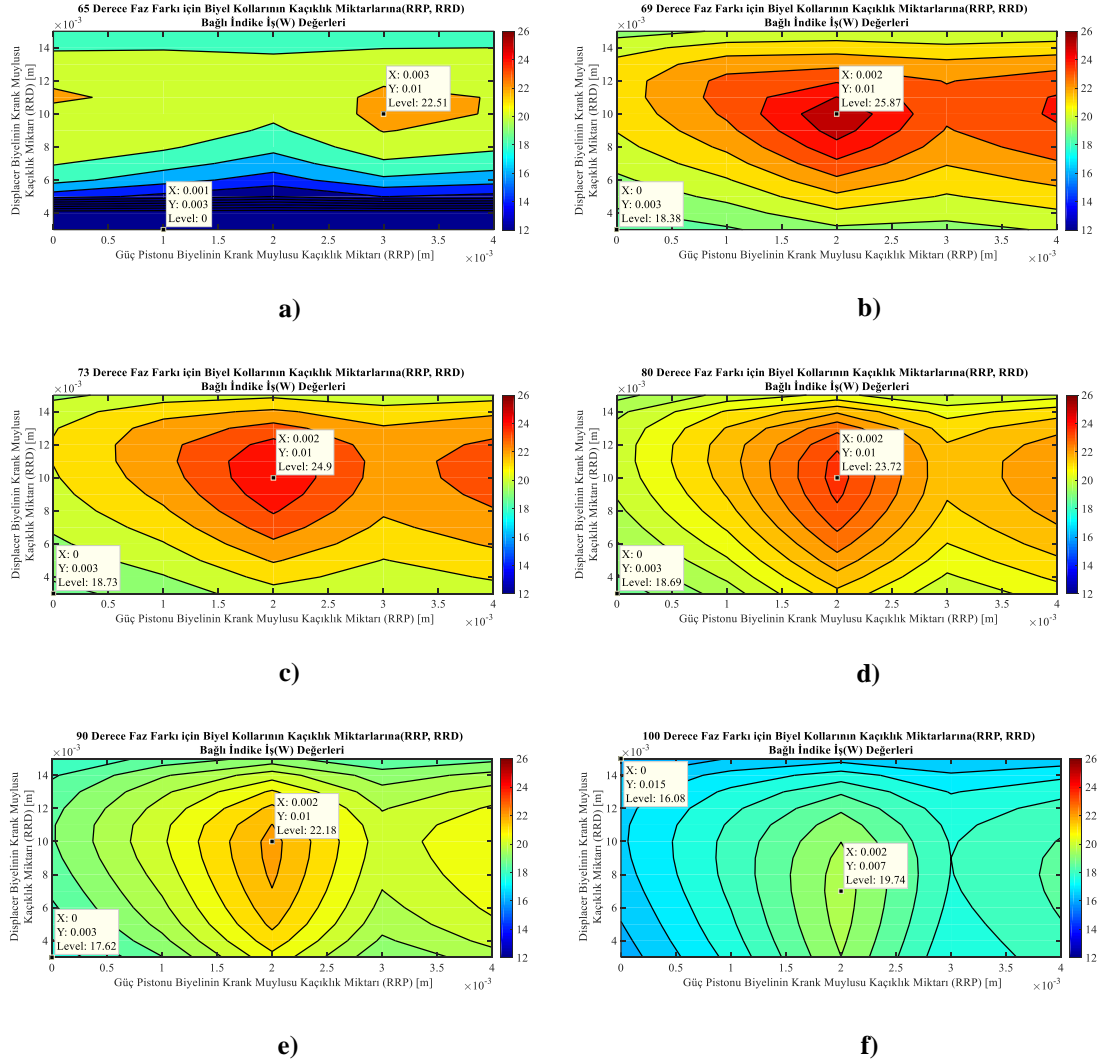
Şekil 6.5 (e)' de 90^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri verilmiştir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.01 m olduğu durumda 22.18 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.003 m durumunda 17.62 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.5 (f)' de 100^0 faz açısında, biyel kaçıklık yarıçapına göre elde edilen iş değerleri verilmiştir. Güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0.002 m ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.007 m olduğu durumda 19.74 Joule ile maksimum iş elde edilmiştir. Buna karşın, güç pistonu biyeli kaçıklık miktarı 0 ve displacer biyeli kaçıklık miktarı 0.015 m durumunda 16.08 Joule ile minimum iş değeri tespit edilmiştir.

Şekil 6.5' te yer alan grafiklere en, gerçekleştirilen analizden elde edilen en yüksek iş değeri 69^0 faz açısında 25.87 Joule, en düşük iş değeri ise 60^0 faz açısında 0 Joule olarak kaydedilmiştir.

İncelenen değer aralıklarından elde edilen sonuçlara göre, maksimum iş değeri için, faz açısının artmasına rağmen güç pistonu biyeli kaçıklık yarıçapının 0.002 ve 0.01 m, displacer biyeli kaçıklık yarıçapının ise 0.007-0.01 m aralığında değiştiği

görülmüştür. Bununla birlikte en yüksek iş, biyel kaçıklık yarıçaplarının 0.015 m den daha küçük değerlerinde elde edilmiştir. 1 adım ilerleme sıklığında, 69° faz açısı için iş değerinin maksimum (25.87 Joule) seviyeye ulaştığı görülmüştür.



Şekil 6.5: Optimizasyonun üçüncü aşamasında elde edilen biyel kaçıklık yarıçapların faz açısına göre oluşturduğu indike iş değerleri: **a)** 65 derece için değerler, **b)** 69 derece için değerler, **c)** 73 derece için değerler, **d)** 80 derece için değerler, **e)** 90 derece için değerler, **f)** 100 derece için değerler

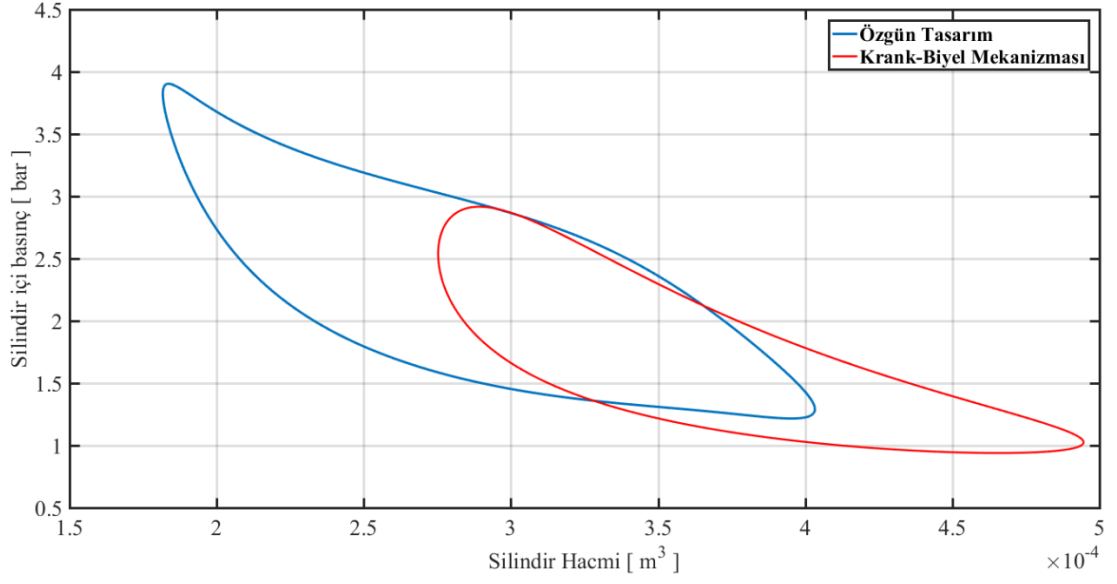
6.4. Basınç, Hacim ve Konum Verileri

Bu bölümde, bulunan kinematik veriler doğrultusunda Özgün mekanizma ile Krank-biyel mekanizmasına ait basınç-hacim, displacer üst ve alt nokta, güç pistonu tepe noktası ile sıcak, soğuk ve toplam hacimlere aynı grafikte yer verilmiştir. Bununla birlikte, elde edilen grafikler incelenerek arasında oluşan farklar değerlendirilmiştir.

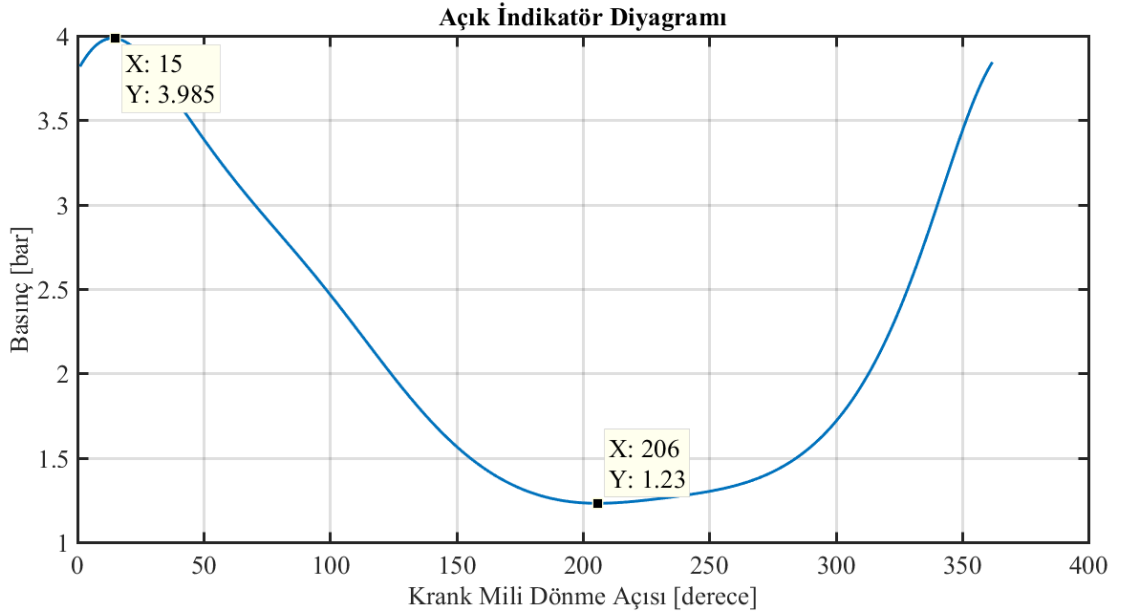
Krank-biyel ve optimum özgün tasarıma ait iş değerlerinin sağlıklı bir şekilde karşılaştırılabilmesi için, kurs hacimlerinin mümkün olduğunca birbirine yakın değerlerde tutulması amaçlanmıştır. Nümerik analiz neticesinde, krank-biyel sisteminin kurs hacmi $2.207 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, optimum özgün tasarımın kurs hacmi ise $2.215 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ olduğu görülmüştür. Kurs hacimlerinde büyük bir farklılık olmamasına rağmen, sıkıştırma oranının artmasıyla birlikte basınç aralığı yükselmiştir. Basınç aralığının değişimi, indike ortalama basıncı yükselterek, iş değerinin artmasını sağlamıştır. Krank-biyel sistemindeki çevrimlik iş değeri 17.39 Joule, optimum özgün tasarımdaki iş değeri ise 25.87 Joule olup, oluşturulan yeni mekanizma ile 8.48 Joule artış sağlanmıştır ve yüzde olarak %48.76 oranında gerçekleşmiştir.

Şekil 6.6'da, optimum Özgün tasarıma ve krank-biyel mekanizmasına ait basınç-hacim grafikleri bir arada verilmiştir. Grafiğe göre, piston ve displacer hareketlerinde sinüzoidal bir form oluşturan krank-biyel sistemi ile özgün tasarımın basınç-hacim değerleri arasında büyük farklılıkların olduğu görülmektedir. Krank-biyel sisteminde basınç aralığı 0.93-2.91 bar iken optimum Özgün mekanizmada 1.23-3.98 bar olarak elde edilmiştir.

Özgün optimum mekanizmada, bir çevrim boyunca gerçekleşen piston hareketleri neticesinde oluşan basınç değişimlerine ait açık indikatör diyagramı Şekil 6.7'de verilmiştir. Bu diyagrama göre, en yüksek basınç 15°KMA için 3.98 bar, en düşük basınç ise 206°KMA için 1.23 bar olarak tespit edilmiştir. $169-263^{\circ}\text{KMA}$ aralığında basıncın yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmüştür. Bu durumun, pistonların bekleme noktalarında geçirdiği süreden kaynaklandığı görülmektedir.



Şekil 6.6: Krank-biyel ve Özgün mekanizma için İzotermal yaklaşımli basınç-hacim grafiği

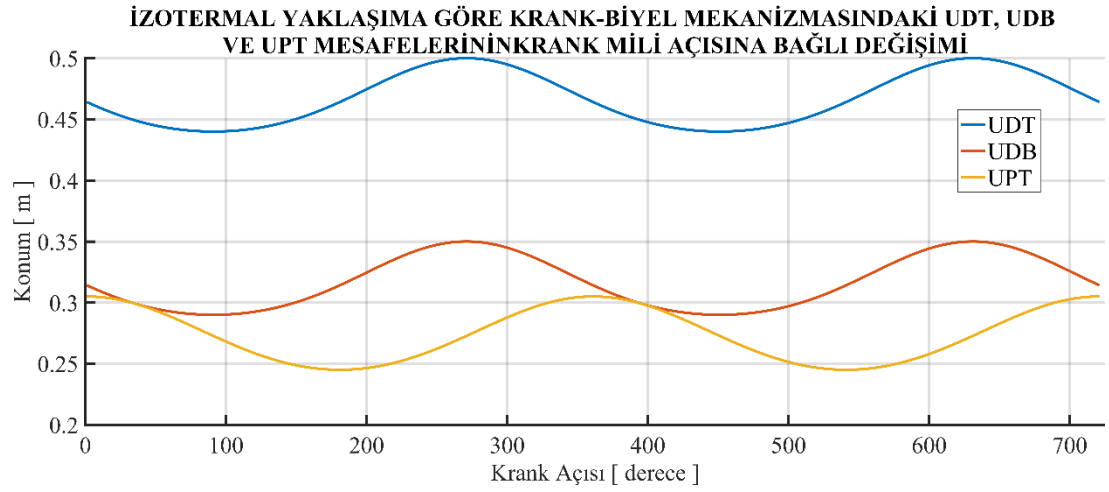


Şekil 6.7: Optimum Özgün mekanizma için açık indikatör diyagramı

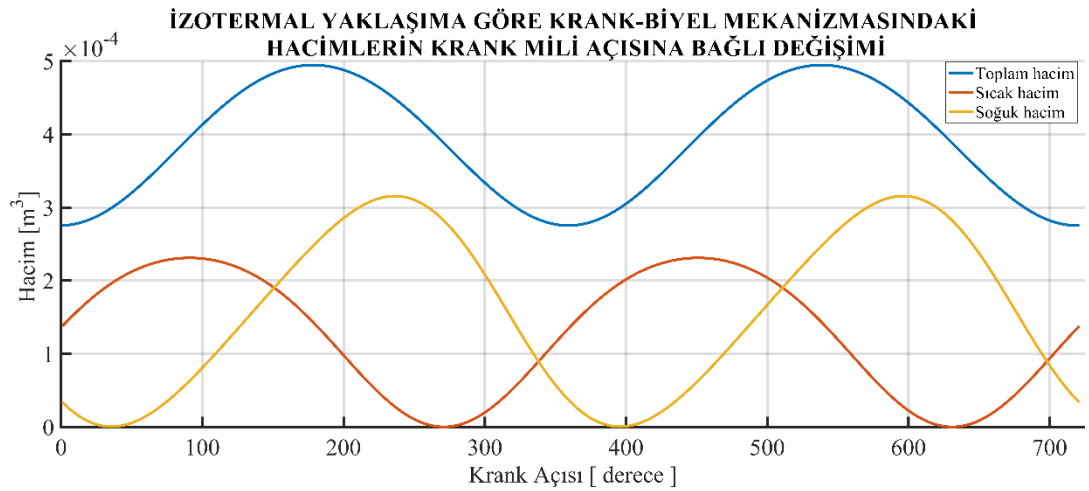
Şekil 6.8’de, izotermal yaklaşım kullanılarak incelenmiş olan Krank-biyel mekanizmasındaki displacer için üst ve alt, güç pistonu için ise sadece üst noktaların krank mili dönme açısına bağlı olarak meydana gelen yer değiştirmeleri yer almaktadır. Görüldüğü üzere tüm noktalar düzgün sinüzoidal hareket yapmaktadır. U_{DB} ile U_{PT} noktaları incelenecek olursa ölü noktalarda belirli bir süre sabit kalma durumunun söz konusu olduğu görülecektir. Bir çevrim için bekleme açıları, güç pistonu için $190^{\circ}KMA$ ve displacer için $280^{\circ}KMA$ ’dır. Bunun yanı sıra $20-60^{\circ}KMA$ ile $380-420^{\circ}KMA$ bölgelerinde birlikte hareket ederek sabit hacimde hal değişimleri oluşturma durumunun meydana geldiği anlaşılabilir. Netice itibariyle krank-biyel

sistemindeki displacer ve pistonun ortak gezintisi yaklaşık 35°KMA olarak gerçekleşmektedir.

Şekil 6.9'da, izotermal yaklaşıma göre incelenmiş olan krank-biyel mekanizmasındaki sıcak, soğuk ve toplam hacimlerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Toplam hacim ve sıcak hacim eğrisi incelendiği takdirde üniform sinüzoidal dalga şeklinde değiştiği görülecektir. Toplam, sıcak ve soğuk hacimlerin maksimum değerleri sırasıyla; $4.032 \cdot 10^{-4}$, $2.31 \cdot 10^{-4}$, $2.14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ olarak tespit edilmiştir. Toplam, sıcak ve soğuk hacimlerin minimum değerlerinin ise; $1.81 \cdot 10^{-4}$, 0 , $3.29 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ olduğu görülmüştür.

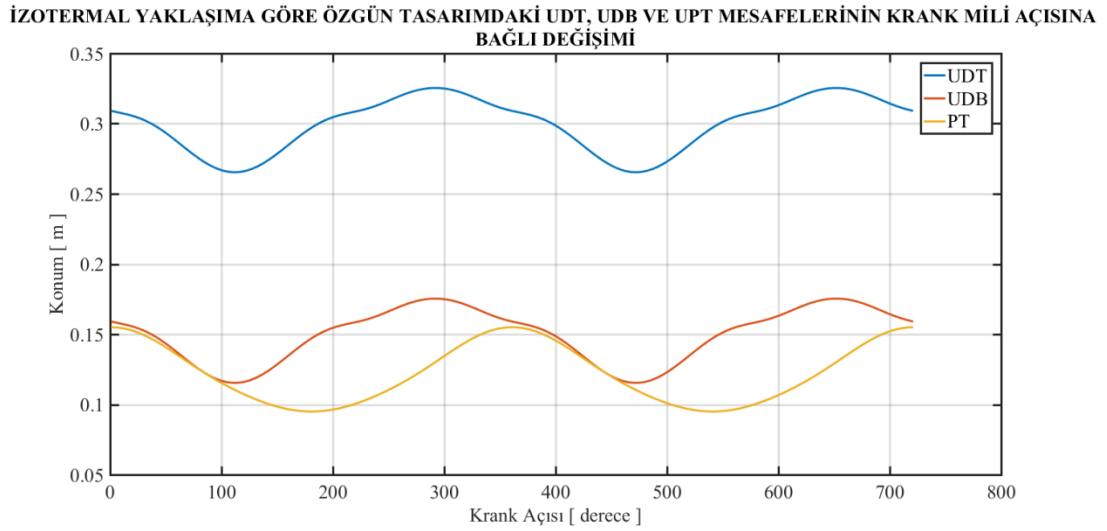


Şekil 6.8: Krank-biyel mekanizmasında displacer ve güç pistonuna ait alt ve üst noktaların krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik



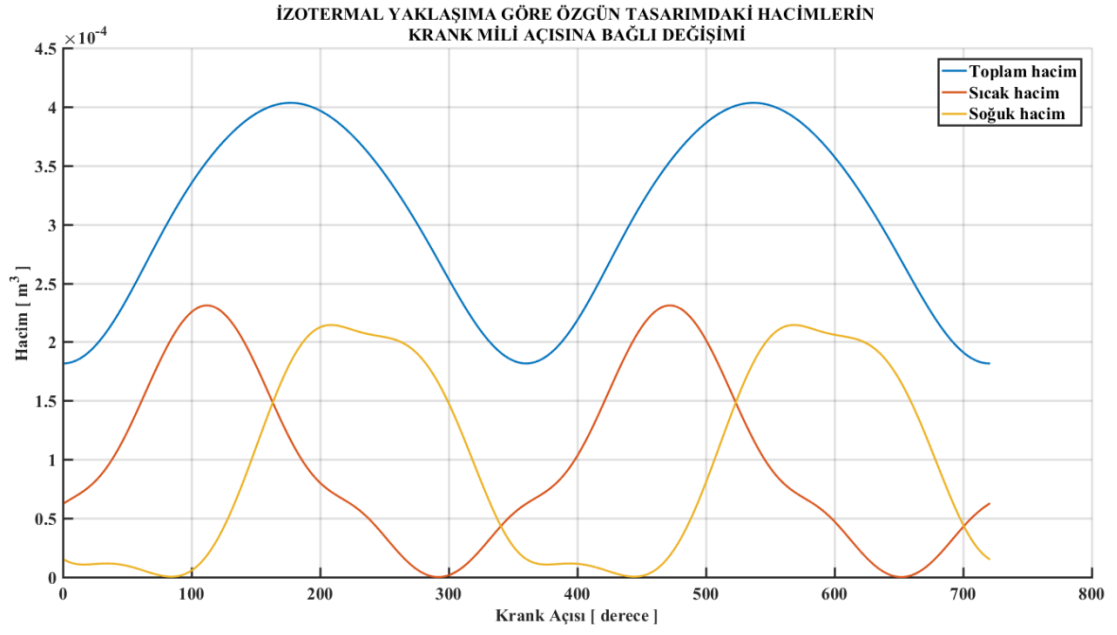
Şekil 6.9: Krank-biyel mekanizmasında pistonlar tarafından oluşturulan sıcak, soğuk ve toplam hacimlerin krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik

Şekil 6.10'da, izotermal analiz yöntemi esas olmak üzere, Özgün mekanizmadaki displacer için üst ve alt, güç pistonu için ise sadece üst noktaların krank mili dönme açısına bağlı olarak meydana gelen yer değiştirme grafiği verilmiştir. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere, tepe noktaları düzgün sinüzoidal hareket yapmamaktadır. U_{DB} ile U_{PT} noktaları esas alınır, ölü noktalarda sabit kalma süresinin, krank-biyel sistemine göre arttığı görülmektedir. Bir çevrim için bekleme açıları, güç pistonu için $100-200^{\circ}KMA$ ve displacer için $170-200^{\circ}KMA$ 'dır. Bunun yanı sıra $0-120^{\circ}KMA$ ile $380-480^{\circ}KMA$ bölgelerinde birlikte hareket ederek, sabit hacimlerin oluştuğu görülmektedir. Özgün mekanizmada, piston ve displacer ortak gezintisi yaklaşık $100^{\circ}KMA$ olarak gerçekleşmektedir.



Şekil 6.10: Özgün mekanizmada displacer ve güç pistonuna ait alt ve üst noktaların krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik

Şekil 6.11'de, yine izotermal yaklaşım kullanılarak incelenmiş olan optimum özgün mekanizmadaki sıcak, soğuk ve toplam hacimlerin krank mili açısına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Krank-biyel sisteminden farklı olarak hacimler non-sinüzoidal formdadır. Bunun sebebi ise, kinematik ilişkilerden kaynaklanan bekleme konumlarının ve sürelerinin değişkenlik göstermesidir.



Şekil 6.11: Özgün mekanizmada pistonlar tarafından oluşturulan sıcak, soğuk ve toplam hacimlerin krank mili açısına bağlı olarak değişimini gösteren grafik

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında, krank- biyel ve özgün tasarım olmak üzere iki farklı mekanizma kinematik ve termodinamik olarak analiz edilerek karşılaştırılması yapılmıştır. Bunun yanı sıra İzotermal yaklaşım kullanılarak çalışmalarda elde edilen değerlerin doğrulaması yapılmıştır.

İzotermal yaklaşımlı analizlere göre krank- biyel mekanizması için kullanılan uzuv ölçüleri, yarıçap değerlerinin kullanılmasıyla elde edilen basınç, hacim, sıkıştırma oranı ve kurs hacimleri şu şekildedir;

- Krank yarıçapı: 0.03 m
- Çevrimlik net iş: 17.39 Joule
- Silindir tepesi- merkez arası yükseklik: 0.50 m
- Displacer rod uzunluğu: 0.24 m
- Güç pistonu biyel uzunluğu: 0.20 m
- Displacer biyel uzunluğu: 0.08 m
- Sıkıştırma oranı: 1.7967
- Maksimum silindir hacmi: 0.00049 m³
- Minimum silindir hacmi: 0.00027 m³
- Kurs hacmi: 0.00022 m³
- Maksimum basınç: 2.91 bar
- Minimum basınç: 0.93 bar

Optimize edilen Özgün mekanizma için, İzotermal esasa dayalı termodinamik analizlerde kullanılan ölçüler ve elde edilen sonuçlar ise aşağıdaki gibidir;

- Güç pistonu biyeli aksel kaçıklık miktarı: 0.002 m
- Displacer biyeli aksel kaçıklık miktarı: 0.010 m
- Çevrimlik net iş: 25.87 Joule
- Optimize faz açısı: 69⁰
- Güç pistonu için dönme faz açısı: 0⁰
- Displacer için dönme faz açısı: 0⁰
- Silindir tepesi- merkez arası yükseklik: 0.326 m

- Displacer rod uzunluğu: 0.106 m
- Güç pistonu biyel uzunluğu: 0.052 m
- Displacer biyel uzunluğu: 0.048 m
- Sıkıştırma oranı: 2.182
- Maksimum silindir hacmi: 0.00040 m³
- Minimum silindir hacmi: 0.00018 m³
- Kurs hacmi: 0.00021 m³
- Maksimum basınç: 3.985 bar
- Minimum basınç: 1.230 bar

İzotermal analiz neticesinde belirlenen bir çevrimlik iş değerinin, Krank- biyel sistemi için 17.39 Joule, özgün mekanizma için ise 25.87 Joule olduğu görülmüştür. Buradan hareketle, silindir ve piston çaplarının, kurs hacminin ve ortam sıcaklıklarının yaklaşık olarak sabit kalması koşuluna göre, Stirling motorları için geliştirilen sürücü mekanizmasındaki kol uzunlukları ve dişli oranlarının optimize edilmesiyle üretilen iş değerinde %48.76 oranında bir yükselme olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte kinematik farklılıklardan dolayı krank-biyel mekanizması ve özgün tasarım arasında, kurs hacimleri için %0.45 oranında bir farklılık oluşmuştur. Bu farklılığın sonuçlara önemli bir etkisinin olmadığı düşünülmüştür.

Özgün mekanizma, İzotermal yaklaşıma göre değerlendirildiğinde, iş değerinde sağlanan %48.76 oranındaki yükselmenin temel sebebinin, ölü noktalarda bekleme süresinin artması olduğu düşünülmektedir. Bekleme süresinin artması, ısı transferinin daha verimli bir şekilde gerçekleşmesinin önünü açmaktadır.

5. KAYNAKLAR

A. Dude, “Fluid Engine[online]”, (20 Mart 2019), https://en.wikipedia.org/wiki/Fluidyne_engine, (2019).

Akhan, H., “Güneş Enerjili Bir Sıcak Hava Motoru Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2008).

Aksoy, F., “Bir Stirling Motoruna Güneş Enerjisi Uygulanması”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Ankara, (2008).

Aksoy, F., Solmaz H., Çınar, C. and Karabulut, H., “1.2 kW beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism”, *International Journal of Energy Research*, <https://doi.org/10.1002/er.3714>, (2017).

Albahloul, M. A., Aziz, E. S. and Chassapis, C., “Mechanical efficiency prediction methodology of the hypocycloid gear mechanism for internal combustion engine application”, *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 221-233, (2019).

Arabacı, E. And Kılıç, B. “Novel Over-Expanded Six-Stroke Engine Mechanism”, *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 7, (2), 320-338, (2018).

Arıkan, U., “Teorik Motor Çevrimleri[online]”, (15 Mart 2020), <https://slideplayer.biz.tr/slide/10181835/>, (2016).

Aziz, E. and S., Chassapis, C., “Enhanced Hypocycloid Gear Mechanism for Internal Combustion Engine Applications ”, *Journal .of Mechanical Design Transactions of the ASME*, 138, (12), 1-9, (2016).

Baran, P., Kukuca, P., Brezani, M., and Kovalcik, A., “Simulations Of Non-convetional Desingnes With Regard to CompressionAbility For Use In Stirling Engine”, *International Scientific Journal MachinesTechnologies Materials*, 40-43, (2014).

Cooperation, MSI., “World’s First Powerless Air Cooler on a Motherboard! MSI Presents the ‘Air Power Cooler[online]”, (23 Mayıs 2019), <http://stirlingengineforum.com/viewtopic.php?t=1618>, (2008).

Çengel, Y. and Boles, M.A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, İzmir, Güven Bilimsel, (2013).

Cheng, C. and Yang, H. “ Optimization of rhombic drive mechanism used in beta-type Stirling engine based on dimensionless analysis”, *Energy*, 64, 970-978, (2014).

Çınar, C., Kaya, O., Aksoy, F., Topgül, T. ve Şahi, F., “Değişken Faz Açılı Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Termodinamik Analizi”, 14th International Combustion Symposium INCOS2018, (2018).

Çınar, C., “Hava Şarjlı Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Deneysel Olarak İncelenmesi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 10 , 51-55, (2004).

Çınar, C., Koca, A. and Karabulut, H., “Farklı Çalışma Gazlarının Stirling Motorunun Performansına Etkilerinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Bilimleri Dergisi*, 20, 247-250, (2005).

David E. Goldberg. (1989). *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*, ABD: Addison-Wesley Publishing Company, (1989).

Demiralp, M., “Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 3-25, (2000).

Erol, D., “Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları”, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 3, 51–74, (2011).

Eid, E., “Performance of a beta-configuration heat engine having a regenerative displacer”, *Renewable Energy*, 34(11), 2404–2413, (2009).

Elen, A., “Genetik algortima tarihinde[online]”, (10 Nisan 2020), <https://tr.wikipedia.org/w/index.php?title=Dosya:GAelen.jpg&filetimestamp=20140413030746&>, (2014).

Erol, D., “Düşük Sıcaklık farkıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı”, *Journal of Chemical Information and Modeling*, 8, (9), 1–58, (2017).

Erol, D., Yaman, H. and Doğan, B., “A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1044-1067, (2017).

Giovanni Catalano, G., “Compact And Modular Atkinson Cycle Engine[online]”, (10 Nisan 2020), <https://contest.techbriefs.com/2016/entries/automotive-transportation/7029>, (2018).

Gopal, V.K., “Active Stirling Engine” , Phd Thesis, Electrical Engineering in the University of Canterbury, New Zeland, (2013).

Gras, P., “Robert STIRLING[online]”, (8 Eylül 2018), <http://www.robertstirlingengine.com/history.php>, (2008).

Hargreaves C., M., *The Stirling Engine*, New York: Elsevier Pub. Co., (1991).

Hirata, K. “Structure of free piston type Stirling engine[online]”, (13 Şubat 2020), <http://www.bekkoame.ne.jp/~khirata/english/fpse.htm>, (1995).

Hirata, K., “Development of a Small 50W Class Stirling Engine”, International Symposium on Marine Engineering, 235-240, (2000).

Hirata, K., Iwamoto, S., Toda, F. and Hamaguchi K, “Performance Evaluation for A 100 W Stirling Engine”, *Proceeding of 8th International Stirling Engine Conference*, 19-28, (1997).

Hoegel, B., Pons, D., Gschwendtner, M. and Tucker, A. “Theoretical investigation of the performance of an Alpha Stirling engine for low temperature applications Theoretical investigation of the performance of an Alpha Stirling engine for low temperature applications”, (eds: Dirk P and Mathieu S.), (2012).

Hsu M. H. “Planetary Hypocycloid (Epicycloid) Mechanisms Design”, *IAENG International Journal of Applied Mathematics*, 38:4, 2008.

Ipci D. and Karabulut H., “Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type Stirling engine and numerical treatment,” *Energy Conversion Management.*, Vol. 169, 34–44, (2018).

Iwamoto, S., Toda, F., Hirata, K., Takeuchi, M., and Yamamoto, T., “Comparison of Low- and High Temperature Differential Stirling Engines” *Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference*, 29–38, (1997).

Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E. and Yücesu, H.S., “Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanisms”, *Renewable Energy* ,35: 138–143 (2010).

Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., Solmaz, H., Özgören, Y. Ö. and Arslan, M., “Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorun Tasarımı ve Performans Testleri”, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31, (4), 879-888, (2016).

Karabulut, H., Yüsesu, H.S., Çınar, C. and Aksoy, F., “Doğal Gazla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı ve Testleri”, Tübitak Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı Proje No:105M256, Ankara, 1- 75 (2008).

Kongtragool, B. and Wongwises, S., “Performance of Low-Temperature Differential Stirling Engines” *Renewable Energy*, 32, 547–566, (2007).

Kitazaki, M., “Development of Zero Emission Generating System Stirling Engine[online]” (12 Mart 2020), https://www.yanmar.com/global/about/technology/technical_review/2017/02_7_5.html, (2017).

Lawson, B., “The Stirling Engine.[online]”, (21 Mart 2019) https://www.mpoweruk.com/stirling_engine.htm, (2005).

Lopez-Gonzalez, E. and Fernández, M. A. R., “Genetic Optimisation of a Fuzzy Distribution Model”, *International Journal of Physical Distribution & Logistics Management* 30,(7/8), 681-696, (2000).

Lundholm G., “The experimental V4X Stirling engine a pioneering development”, *Proceedings of the 11th International Stirling Engine conference*, (2003).

McMullin, L., “Hypocycloids and Hypotrochoids[online]”, (26 Şubat 2020), <https://teachingcalculus.com/2014/07/07/hypocycloids-and-hypotrochoids/>, (2014).

Nicol, S., M. and Nobes, D., “Drive Mechanism for the improvement of Stirling Cycle Heat Engines”, *University of Alberta Future Energy Systems*, Canada, (2018).

Öz İ., H., Borat S., Sürmen A., İçten Yanmalı Motorlar, İstanbul: Birsen Yayınevi, (2008).

Pırasacı, T., “Güneş Enerjisi ile Çalışan, Stirling Motorlu Elektrik Enerjisi Üretim Sistemi”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi *Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2002).

Podesva, J. and Poruba, Z., “The Stirling Engine Mechanism Optimization”, *Perspectives in Sciences*, 7, 341- 346, (2016).

Rahmani, S., Mousavi, S., M. and Kamali, M., J., “Modeling of road-traffic noise with the use of genetic algorithm”, *Applied Soft Computing*, 11, (1), 1008-1013, (2011).

Ranieri, S., Prado, G., A., O. and MacDonald, B., D., “ Efficiency Reduction in Stirling Engines Resulting from Sinusoidal Motion”, Vol:11, *Energies*, (2018).

Rizzo, JG., *The Stirling Engine Manual*, Somerset: Camden Miniature Steam Services, (1997).

Ruch D., M., ve diğ., “Design of a Modified Hypocycloid Engine” , *SAE Transactions*, Vol. 100, Section 3: JOURNAL OF ENGINES, pp. 1547-1564, (1991).

Saint-Hilaire, R., “Quasiturbine Stirling Engine[online]”, (12 Şubat 2020) <http://quasiturbine.promci.qc.ca/QTStirling.html>, (2004).

Shaw, J., E., “ Comparing Carnot, Stirling, Otto, Brayton and Diesel Cycles”, *Transactions of the Missouri Academy of Science*, 42, 1-6, (2008).

Senft, J., R., “Mechanical Efficiency of Kinematic Heat Engines” *Journal of the Franklin Institute*, 324, 273–290, (1987).

Spaulding, K., A., “Natural Metaphoric Optimization Algorithms”. Msc Thesis, The University of Texas at Austin, USA, (1998).

Toda, F., et al., "Development of 300W Class Low Temperature differential Stirling Engine Proceedings", *7th ICSC*, Tokyo, JSME, 211, (1995).

Trukhov, V. S., Tursunbaev, I. A., Orda, E. P., Lerner, M. K. and Chuvichkin, V. A. "Development and Investigation of a Stirling Engine for an Autonomous Solar Energy unit", (1987).

Urieli, I., "A Computer Simulation of Stirling Cycle Machines", Phd. Thesis, University of Witwatersrand School of the Mechanical Engineering, Johannesburg, (1977).

Üstün, S., "Çift Yer Değiştirme Pistonlu V Tipi Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmali", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Ankara, (2000).

Veraart, F., "Motor Research Derailed[online]", (9 Nisan 2019), <http://www.inventingeurope.eu/philips/motor-research-derailed>, (2005).

Walker, G., "Some Aspects of the Design of Stirling Cycle Machines", Phd. Thesis, University of Durham, England, (1980).

Walker, G., "Stirling Engines", USA: United States by Oxford University Press., (1980).

Wikipedia., "Optimizasyon[online]", (21 Nisan 2020), <https://tr.wikipedia.org/wiki/Optimizasyon>, (2016).

Wikipedia., "Rhombic Drive[online]", (7 Mart 2020), https://en.wikipedia.org/wiki/Rhombic_drive, (2019).

Woerlen, I., "Ericssons Caloric Ship[online]", (3 Şubat 2020), <http://hotairengines.org/stirling-engines-inventors/ericsson>, (2020).

Yücesu, S., “Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı”,
Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Eğitimi Ana
Bilim Dalı, Ankara, (1996).

EKLER

8. EKLER

EK A İzotermal Analiz Programı

```
%% PROGRAM ADI : İZOTERMAL YAKLAŞIMA GÖRE KRANK-BİYEL MEKANİZMASININ  
ANALİZ PROGRAMI
```

```
%% KABULLER VE BAŞLANGIÇ-SINIR DEĞERLERİ
```

```
clc  
clear  
format long  
tic % ZAMAN SAYACI  
JM=3601; % SAYAÇ MAKSİMUM DEĞERİ  
W1=0; % İZOTERMAL İŞ İÇİN BAŞLANGIÇ DEĞERİ  
AR=2/10000; % DİSPLACER RODU KESİT ALANI  
AC=38.5/10000; % SİLİNDİR KESİT ALANI  
MT=0.36/1000; % TOPLAM KÜTLE  
RG=288; % İDEAL GAZ SABİTİ  
DT=pi/180; % DERECE-RADYAN DÖNÜŞTÜRÜCÜ  
VIS=15*10(-6); % VİSKOZİTE  
PAT=101336; % ATMOSFER BASINCI  
TC=350; % SICAK KAYNAK SICAKLIĞI  
TH=1000; % SOĞUK KAYNAK SICAKLIĞI  
GAP=0/1000;  
PIS=0.1;
```

```
%% Rejeneratif Sıcaklıklar
```

```
TR1=375.0;  
TR2=400.0;  
TR3=425.0;  
TR4=450.0;  
TR5=475.0;  
TR6=500.0;  
TR7=525.0;  
TR8=550.0;  
TR9=575.0;  
TR10=600.0;  
TR11=625.0;  
TR12=650.0;  
TR13=675.0;  
TR14=700.0;  
TR15=725.0;  
TR16=750.0;  
TR17=775.0;  
TR18=800.0;  
TR19=825.0;  
TR20=850.0;  
TR21=875.0;  
TR22=900.0;  
TR23=925.0;  
TR24=950.0;  
TR25=975.0;
```

```
%% Rejeneratif Hacimler
```

```
VR1=4.0/1000000.0;  
VR2=4.0/1000000.0;
```

EK A (Devam) İzotermal Analiz Programı

```
VR3=4.0/1000000.0;
VR4=4.0/1000000.0;
VR5=4.0/1000000.0;
VR6=4.0/1000000.0;
VR7=4.0/1000000.0;
VR8=4.0/1000000.0;
VR9=4.0/1000000.0;
VR10=4.0/1000000.0;
VR11=4.0/1000000.0;
VR12=4.0/1000000.0;
VR13=4.0/1000000.0;
VR14=4.0/1000000.0;
VR15=4.0/1000000.0;
VR16=4.0/1000000.0;
VR17=4.0/1000000.0;
VR18=4.0/1000000.0;
VR19=4.0/1000000.0;
VR20=4.0/1000000.0;
VR21=4.0/1000000.0;
VR22=4.0/1000000.0;
VR23=4.0/1000000.0;
VR24=4.0/1000000.0;
VR25=4.0/1000000.0;
```

```
%% UZUNLUKLAR
```

```
LD=0.08;
ROT=0.24;
LP=0.2;
RP=0.03;
RD=0.03;
HP=0.15;
DIS=0.15;
HCY=0.50;
```

```
% DİSPLACER BİYEL UZUNLUĞU
% DİSPLACER ROT UZUNLUĞU
% GÜÇ PİSTONU BİYEL UZUNLUĞU
% GÜÇ PİSTONU KRANK YARI ÇAPI
% DİSPLACER KRANK YARI ÇAPI
% GÜÇ PİSTONU YÜKSEKLİĞİ
% DİSPLACER YÜKSEKLİĞİ
% DİSPLACER SİLİNDİR ÜSTÜ İLE
KRANK MİLİ MERKEZİ
ARASINDAKİ MESAFE
```

```
%% A. TERMODİNAMİK ANALİZ İÇİN AÇILARIN VE YÜKSEKLİKLERİN
BELİRLENMESİ
```

```
for j=1:JM+1
%% AÇILAR
TET=(j-1)*DT;
% GÜÇ PİSTONUNUN DÜŞEY EKSENLE YAPTIĞI AÇI
BP(j)=asin((RP/LP)*sin(TET));
% DİSPLACERİN DÜŞEY EKSENLE YAPTIĞI AÇI
BD(j)=asin((RD/LD)*sin((pi/2)+TET));
%% MESAFELER
% DİSPLACER TEPESİNİN KRANK MİLİ EKSENİNE MESAFESİ
UDT(j)=RD*cos((pi/2)+TET)+LD*cos(BD(j))+DIS+ROT;
% DİSPLACER TABANININ KRANK MİLİ EKSENİNE MESAFESİ
UDB(j)=RD*cos((pi/2)+TET)+LD*cos(BD(j))+ROT;
% GÜÇ PİSTONU TEPESİNİN KRANK MİLİ EKSENİNE MESAFESİ
UPT(j)=RP*cos(TET)+LP*cos(BP(j))+HP/2;
```

```
end
```

EK A (Devam) İzotermal Analiz Programı

```
%% B. HACİMLER
for i=1:JM+1
    VC(i)=(AC-AR)*(UDB(i)-UPT(i));           % SOĞUK HACİM
    VH(i)=AC*(HCY-UDT(i));                   % SICAK HACİM
end

%% C. BASINÇ
MC(1)=MT;   % TOPLAM KÜTLE İLK ELEMANI
P1(1)=PAT;  % ATMOSFERİK BAŞLANGIÇ BASINCI

for j=2:JM+1
    %% TOPLAM KÜTLE
    MC(j)=MC(j-1)+(PAT-P1(j-1))*pi*0.07*GAP^3*DT/(12*VIS*PIS);

    %% TOPLAM BASINÇ

    P1(j)=MC(j)*RG/(VC(j)/TC+VR1/TR1+VR2/TR2+VR3/TR3+VR4/TR4+VR5/TR5+...
        VR6/TR6+VR7/TR7+VR8/TR8+VR9/TR9+VR10/TR10+VR11/TR11+VR12/TR12+...
        VR13/TR13+VR14/TR14+VR15/TR15+VR16/TR16+VR17/TR17+VR18/TR18+...
        VR19/TR19+VR20/TR20+VR21/TR21+VR22/TR22+VR23/TR23+VR24/TR24+VR25/TR2
        5+...
        VH(j)/TH);

    %% TOPLAM HACİM
    VT1(j)=VC(j)+VR1+VR2+VR3+VR4+VR5+VR6+VR7+VR8+VR9+VR10+VR11+...
        VR12+VR13+VR14+VR15+VR16+VR17+VR18+VR19+VR20+VR21+VR22+VR23+...
        VR24+VR24+VR25+VH(j);
end

%% D. NET İŞ
for k=3241:JM

    W1=W1+(VT1(k+1)-VT1(k))*P1(k);

end

%% E. GRAFİKLER

%% E.1. Sıcak, Soğuk ve Toplam Hacim Grafikleri
vt=VT1(JM-721:JM);
vh=VH;
vc=VC;
vh_1=vh(1,1:721) % sıcak hacim aralığı
vc_1=vc(1,1:721) % soğuk hacim aralığı
vt_1=vt(1,1:721) % toplam hacim aralığı
figure
hold on
grid on
title('İZOTERMAL YAKLAŞIMA GÖRE KRANK-BİYEL MEKANİZMASINDAKİ
HACİMLERİN KRANK MİLİ AÇISINA BAĞLI DEĞİŞİMİ')
plot(vt_1) % toplam
plot(vh_1) % sıcak
```

EK A (Devam) İzotermal Analiz Programı

```
plot(vc_1) % soğuk
ylabel('Hacim [m^3] [ m ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')
legend('vt_1','vh_1','vc_1')

%% E.2. UDB, UDT, UPT Grafikleri
figure
hold on
grid on
title('İZOTERMAL YAKLAŞIMA GÖRE KRANK-BİYEL MEKANİZMASINDAKİ UDT,
UDB VE UPT MESAFELERİNİN KRANK MİLİ AÇISINA BAĞLI DEĞİŞİMİ')
plot(UDT(1,1:721)) % UDT aralığı
plot(UDB(1,1:721)) % UDB aralığı
plot(UPT(1,1:721)) % UPT aralığı
ylabel('Konum [ m ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')
legend('UDT','UDB','UPT')

%% E.3. İzotermal Yaklaşım için Krank-Biyel Mekanizması Basınç-Hacim
Grafliği
hold on
% figure
grid on
plot(VT1(3241:JM),P1(3241:JM)/100000)
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASININ İZOTERMAL YAKLAŞIMLI BASINÇ-HACİM
GRAFİĞİ')
ylabel('Silindir içi basınç [ bar ]')
xlabel('Silindir hacmi [ m^3 ]')

%% E.4. Krank-Biyel Mekanizması Toplam Hacim Grafliği
plot(vt_1)
grid on
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASI İÇİN TOPLAM HACİM GRAFİĞİ ')
ylabel('Toplam Hacim [ m^3 ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')

%% E.5. Krank-Biyel Mekanizması Sıcak Hacim Grafliği
plot(vh_1)
grid on
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASI İÇİN SICAK HACİM GRAFİĞİ ')
ylabel('Toplam Hacim [ m^3 ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')

%% E.6. Krank-Biyel Mekanizması Soğuk Hacim Grafliği
plot(vc_1)
grid on
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASI İÇİN SOĞUK HACİM GRAFİĞİ ')
ylabel('Toplam Hacim [ m^3 ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')

%% E.7. Krank-Biyel Mekanizması UDT Grafliği
plot(UDT(1,1:361))
grid on
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASI İÇİN UDT GRAFİĞİ ')
ylabel('Toplam Hacim [ m^3 ]')
```

EK A (Devam İzotermal Analiz Programı)

```
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')

%% E.8. Krank-Biyel Mekanizması UDB Grafiği
plot(UDB(1,1:361))
grid on
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASI İÇİN UDB GRAFİĞİ ')
ylabel('Konum [ m ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')

%% E.9. Krank-Biyel Mekanizması UPT Grafiği
plot(UPT(1,1:361))
grid on
title('KRANK BİYEL MEKANİZMASI İÇİN UPT GRAFİĞİ ')
ylabel('Konum [ m ]')
xlabel('Krank Açısı [ derece ]')

%% F. PROGRAM SÜRÜM FARKLILIĞI NEDENİYLE ÇIKAN UYARININ KAPATILMASI
İÇİN KULLANILAN ALT PROGRAM
TurnOffWarnings

%% G. ANİMSYONLU BASINÇ-HACİM GRAFİĞİ
hold on
subplot(1,2,2)
axis([2*10^-4 6*10^-4 0 4]);
pause(0.3);
frame_h = get(handle(gcf), 'JavaFrame');
set(frame_h, 'Maximized', 1);
vt=VT1(JM-721:JM);
p=P1(JM-721:JM)/100000;

for i=1:361

    hold on
    plot(vt(i),p(i), '*')
    pause(0.1)

end

%% H. DİSLACER VE GÜÇ PİSTONU İÇİN ÇARPIŞMA DURUMLARININ
BELİRLENMESİ

% Güç pistonu tepesi ile Displacer tabanı arasındaki çarpışma
durumunun belirlenmesi
CARPMA_1=UDB-UPT;
if min(CARPMA_1)<0
    fprintf('GÜÇ PİSTONU İLE DİSLACER ARASI ÇARPISMA VAR')
end

% Silindir tepe noktası ile Displacer tepesi arasındaki çarpışma
durumunun belirlenmesi
CARPMA_2=HCY-UDT;
if min(CARPMA_2)<0
    fprintf('SİLİNDİR İLE DİSLACER ARASI ÇARPISMA VAR')
end
```

EK A (Devam) İzotermal Analiz Programı

```
%% I. ANİMASYONLAR
%Animasyon kodlarının programa dahil edilmesi
subplot(1,2,2)
animasyon_IZO_KRANK_ORJ

%% J. REFERANS VE SONUÇ DEĞERLERİ

display('Net İş');W1
display('Maksimum Hacim:');VT_MAX=max(vt)
display('Minimum Hacim:');VT_MIN=min(vt)
display('Toplam Hacim Farkı:'); DELTA_VT=max(vt)-min(vt)
display('Maksimum Sıcak Hacim:');VH_MAX=max(VH)
display('Minimum Sıcak Hacim:');VH_MIN=min(VH)
display('Sıcak Hacim Farkı:'); DELTA_VH=max(VH)-min(VH)
display('Maksimum Soğuk Hacim:');VC_MAX=max(VC)
display('Minimum Soğuk Hacim:');VC_MIN=min(VC)
display('Soğuk Hacim Farkı:'); DELTA_VC=max(VC)-min(VC)
display('Maksimum Basınç:');P_MAX=max(p)
display('Minimum Basınç:');P_MIN=min(p)
display('HCY Değeri:');HCY=HCY
display('HP Değeri:');HP=HP
display('DIS Değeri:');DIS=DIS
display('ROT Değeri:');ROT=ROT
display('LP Değeri:');LP=LP
display('LD Değeri:');LD=LD
display('RP Değeri:');RP=RP
display('RD Değeri:');RD=RD
display('Maksimum UDT:');UDT_MAX=max(UDT)
display('Minimum UDT:');UDT_MIN=min(UDT)
display('Maksimum UDB:');UDB_MAX=max(UDB)
display('Minimum UDB:');UDB_MIN=min(UDB)
display('Maksimum UPT:');UPT_MAX=max(UPT)
display('Minimum UPT:');UPT_MIN=min(UPT)
display('Sıkıştırma Oranı:');SO=max(VT1(3241:JM))/min(VT1(3241:JM))

%% K. BULGULAR VE ATANAN DEĞERLER
BA_Degerler=[W1 VT_MAX VT_MIN DELTA_VT VH_MAX VH_MIN DELTA_VH VC_MAX
VC_MIN DELTA_VC P_MAX P_MIN HCY HP DIS ROT LP LD SO];

%% L. ZAMAN SAYACI BİTİMİ
toc
```

EK B Animasyonlarda Kullanılan Uyarı Engelleyici Program

```
% Kaynak-1 :
http://www.mathworks.com/help/matlab/matlab_prog/suppress-
warnings.html
% Kaynak-2 : https://www.mathworks.com/matlabcentral/answers/163129-
warning-message-when-save-figure

function TurnOffWarnings
    try

        % Bu uyarıyı kapat "Warning: Image is too big to fit on screen;
displaying at 33%"
        warning('off', 'Images:initSize:adjustingMag');

        % Mevcut dizin hakkındaki uyarının kapatılması:
        %"Warning: Directory already exists."
        warning('off', 'MATLAB:MKDIR:DirectoryExists');

        % Uyarının kapanmasıyla "Warning: Added specified worksheet."
Command Window'da görülmez.
        % "Uyarı: Belirtilen çalışma sayfası eklendi." komut
penceresinde belirir.
        warning('off', 'MATLAB:xlswrite:AddSheet');

        % roipolyold komutunun kullanımdan kaldırılmasıyla ilgili
uyarının kapatılması:
        % "Warning: Function ROIPOLYOLD will be removed in the future.
Use ROIPOLY instead"
        warning('off', 'images:removing:function');

        % Wavread () yönteminin kullanımdan kaldırılmasıyla ilgili
uyarının kapatılması:
        % "Warning: WAVREAD will be removed in a future release. Use
AUDIOREAD instead."
        warning('off', 'MATLAB:audiovideo:wavread:functionToBeRemoved');

        % Wavread () yönteminin kullanımdan kaldırılmasıyla ilgili
uyarının kapatılması:
        % "Warning: figure JavaFrame property will be obsoleted in a
future release. For more information see the JavaFrame resource on
the MathWorks web site."
        warning('off',
'MATLAB:HandleGraphics:ObsoletedProperty:JavaFrame');
        % İçinde boşluk olan sütun başlıklarında okumak için readtable
() kullanılırsa, değişken adlarıyla ilgili uyarıyı kapatılır
        % "Warning: Variable names were modified to make them valid
MATLAB identifiers."
        warning('off', 'MATLAB:table:ModifiedVarnames');

    catch ME
        errorMessage = sprintf('Error in function %s() at line
%d.\n\nError Message:\n%s', ...
            ME.stack(1).name, ME.stack(1).line, ME.message);
        fprintf(1, '%s\n', errorMessage);
        uiwait(warndlg(errorMessage));
    end
    return; % from TurnOffWarnings
```


EK C Mekanizma için Animasyon Programı

```
%% PROGRAM ADI : KRANK-BİYEL MEKANİZMASI ANİMASYONU

% Yarıçap Değerleri
radius_pin_P=4*(10^-3); % ANİMASYONDA KULLANILACAK
PİSTON PİM MERKEZİ DAİRE YARIÇAPI
radius_pin_D=4*(10^-3); % ANİMASYONDA KULLANILACAK
DİSPLACER PİM MERKEZİ DAİRE YARIÇAPI
radius_pin_O=5*(10^-3); % ANİMASYONDA KULLANILACAK
DÖNME MERKEZİ EKSEN YARIÇAPI
radius_pin_MPO=3*(10^-3); % ANİMASYONDA KULLANILACAK
BİYEL MUYLU MERKEZİ EKSENİ YARIÇAPI
radius_pin_MER=30*(10^-3); % ANİMASYONDA KULLANILACAK
BİYEL DÖNME MERKEZİ YARIÇAPI

% Eksen Ayarlama ve Konumlama Komutları
% axis(gca, 'image'); % görünüm oranı
% axis(gca, 'tight'); % görünüm oranı
% axis(gca, 'equal'); % görünüm oranı
% axis(gca, 'square'); % görünüm oranı
% axis(gca, 'fill'); % görünüm oranı
% axis(gca, 'vis3d'); % görünüm oranı
% axis(gca, 'normal'); % görünüm oranı
% Clear the axes.
% cla
% Fix the axis limits.
% xlim([-80 80])
% ylim([-100 1200])
% Set the axis aspect ratio to 1:1.
% axis square
% figure
% hold on
% axis([-0.2 0.2 -0.2 0.6]);

TurnOffWarnings % Program sürüm farklılığı nedeniyle çıkan uyarının
kapatılması için kullanılan alt program
figure
hold on
grid on
% subplot(1,2,2)
axis([-0.14 0.14 -0.09 0.55]);
pause(0.01);
frame_h = get(handle(gcf), 'JavaFrame');
set(frame_h, 'Maximized', 1);

%% -Kullanılacak Boyutlar

DP=94*10^(-3);
DD=90*10^(-3);

HD=DIS;
HPB=HP/2;
HPT=HP/2;

LR=ROT;

%% -Animasyonda Kullanılacak Açılar
```

EK C (Devam) Mekanizma için Animasyon Programı

```
FI_EK=90*DT;
FI=-0*DT+FI_EK;
FAZ=90*DT; % FAZ FARKI
GAMA=0:pi/180:24*pi;
ALFA_P=GAMA-FI;
ALFA_D=(GAMA+FAZ)-FI;

% Güç Pistonu için P Noktası Koordinatları
YP_P=RP*sin(ALFA_P);
XP_P=RP*cos(ALFA_P);

% Displacer için P Noktası Koordinatları
YP_D=RD*sin(ALFA_D);
XP_D=RD*cos(ALFA_D);

%% -Silindir çizgisinin oluşturulması
P_Silindir_1=line([-DP/1.8 -DP/1.8],[0.08 HCY],'Color','green'); %
Silindir alt kenar çizgisi (ÜST KISIM)
P_Silindir_2=line([-DP/1.8 DP/1.8],[HCY HCY],'Color','green'); %
Silindir tepe çizgisi (SAĞ KISIM)
P_Silindir_3=line([DP/1.8 DP/1.8],[HCY 0.08],'Color','green'); %
Silindir üst kenar çizgisi (ALT KISIM)

%% -Program

for i=1:361 %(JM+1)

%% 1.          GÜÇ PİSTONU ANİMASYONU

    BETA_P_P(i)=asin(XP_P(i)/(LP));
    B_P_X(i)=XP_P(i)-LP*sin(BETA_P_P(i));
    B_P_Y(i)=YP_P(i)+LP*cos(BETA_P_P(i));

    plot(XP_P(i),YP_P(i),'.')
    biyel_P=line([XP_P(i) B_P_X(i)],[YP_P(i)
B_P_Y(i)],'Color','red');

    P_piston_1=line([(B_P_X(i)-DP/2) (B_P_X(i)-DP/2)],[(B_P_Y(i)-
HPB) (B_P_Y(i)+HPT)],'Color','red');
    P_piston_2=line([(B_P_X(i)-DP/2)
(B_P_X(i)+DP/2)],[(B_P_Y(i)+HPT) (B_P_Y(i)+HPT)],'Color','red');
    P_piston_3=line([(B_P_X(i)+DP/2)
(B_P_X(i)+DP/2)],[(B_P_Y(i)+HPT) (B_P_Y(i)-HPB)],'Color','red');
    P_piston_4=line([(B_P_X(i)+DP/2) (B_P_X(i)-DP/2)],[(B_P_Y(i)-
HPB) (B_P_Y(i)-HPB)],'Color','red');

%% 2.          DİSPLACER ANİMASYONU

    BETA_P_D(i)=asin(XP_D(i)/(LD));
    B_D_X(i)=XP_D(i)-LD*sin(BETA_P_D(i));
    B_D_Y(i)=YP_D(i)+LD*cos(BETA_P_D(i));

    plot(XP_D(i),YP_D(i),'.')
```

EK C (Devam) Mekanizma için Animasyon Programı

```
biyel_D=line([XP_D(i) B_D_X(i)], [YP_D(i) B_D_Y(i)]);
rod_D=line([0 0], [B_D_Y(i) B_D_Y(i)+LR]);

D_piston_1=line([(B_D_X(i)-DD/2) (B_D_X(i)-DD/2)], [(B_D_Y(i)+LR)
(B_D_Y(i)+LR+HD)]);
D_piston_2=line([(B_D_X(i)-DD/2)
(B_D_X(i)+DD/2)], [(B_D_Y(i)+LR+HD) (B_D_Y(i)+LR+HD)]);
D_piston_3=line([(B_D_X(i)+DD/2)
(B_D_X(i)+DD/2)], [(B_D_Y(i)+LR+HD) (B_D_Y(i)+LR)]);
D_piston_4=line([(B_D_X(i)+DD/2) (B_D_X(i)-DD/2)], [(B_D_Y(i)+LR)
(B_D_Y(i)+LR)]);

%% 3. DİĞER BİLEŞENLER

% Piston Muylusu
muylu_P=line([0 XP_P(i)], [0 YP_P(i)], 'Color', 'red');

% Displacer Muylusu
muylu_D=line([0 XP_D(i)], [0 YP_D(i)], 'Color', 'blue');

% axis square;

% Güç pistonu için pim merkezinin oluşturulması
center_XP=XP_P(i)-LP*sin(BETA_P_P(i));
center_YP=YP_P(i)+LP*cos(BETA_P_P(i));
circle_Pis=viscircles([center_XP, center_YP],
radius_pin_P, 'Color', 'red');

% Displacer için pim merkezinin oluşturulması
center_XD=XP_D(i)-LD*sin(BETA_P_D(i));
center_YD=YP_D(i)+LD*cos(BETA_P_D(i));
circle_Dis=viscircles([center_XD, center_YD],
radius_pin_D, 'Color', 'blue');

% Dönme Merkezi Ekesininin Oluşturulması
center_XO=0;
center_YO=0;
circle_CEN=viscircles([center_XO, center_YO],
radius_pin_O, 'Color', 'green');

% Piston Muylusu Biyel Bağlantı Ekseni
center_MP_X=XP_P(i);
center_MP_Y=YP_P(i);
circle_MP=viscircles([center_MP_X, center_MP_Y],
radius_pin_MPO, 'Color', 'red');

% Displacer Muylusu Biyel Bağlantı Ekseni
center_MD_X=XP_D(i);
center_MD_Y=YP_D(i);
circle_MD=viscircles([center_MD_X, center_MD_Y],
radius_pin_MPO, 'Color', 'blue');

% Dönme Merkezi Dış Çember Çizimi
center_MDM_X=0;
```

EK C (Devam) Mekanizma için Animasyon Programı

```
center_MDM_Y=0;
circle_MDM=viscircles([center_MDM_X , center_MDM_Y],
radius_pin_MER, 'Color', 'black');

%% 4.                EKSEN VE ADIM ARALIĞI

% Grafiği 90 derece saat yönünde döndürme komutu
set(gca, 'View', [-90 90])

% İşlemlerin adım adım görülmesi için kullanılan komut
pause(0.01)
%pause

%% 5.                ÇİZGİ VE ŞEKİLLERİN BİR ÖNCEKİ DEĞERLERİNİN
ELİMİNE EDİLMESİ

% Güç pistonuna ait bir önceki değerlerin silinerek animasyon
oluşturulması
delete(biyel_P);
delete(muylu_P);
delete(P_piston_1);
delete(P_piston_2);
delete(P_piston_3);
delete(P_piston_4);
delete(circle_Pis);

% Displacere ait bir önceki değerlerin silinerek animasyon
oluşturulması
delete(biyel_D);
delete(muylu_D);
delete(rod_D);
delete(D_piston_1);
delete(D_piston_2);
delete(D_piston_3);
delete(D_piston_4);
delete(circle_Disp);

% Diğer çizgilerin bir önceki değerlerinin silinerek animasyon
oluşturulması
delete(circle_CEN);
delete(circle_MP);
delete(circle_MD);

end
```

10. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Salih Burak EROĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi : DENİZLİ / 15.03.1995

Lisans Üniversite : PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ /
TEKNOLOJİ FAKÜLTESİ/ OTOMOTİV
MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ
(2013-2017)

Y. Lisans Üniversite : PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ / FEN
BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ/ OTOMOTİV
MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
(2017-2020)

Elektronik posta : sburakeroglu@gmail.com

İletişim Adresi : Mehmetçik Mahallesi Muammer Aksoy
Caddesi No:49/4 Pamukkale- DENİZLİ

Cep Telefonu : (0544) 726 79 47