

**RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR
STİRLİNG MOTORUNUN TASARIMI VE
PERFORMANS ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ersen AKYEL

DANIŞMAN

Doç. Dr. Fatih AKSOY

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Ekim 2015

Bu tez çalışması 113M192 numaralı proje ile TUBİTAK tarafından desteklenmiştir.

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR STİRLİNG
MOTORUNUN TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ**

Ersen AKYEL

DANIŞMAN

Doç. Dr. Fatih AKSOY

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Ekim 2015

TEZ ONAY SAYFASI

Ersen AKYEL tarafından hazırlanan “Rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun tasarımı ve performans analizi” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 12/10/2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Fatih AKSOY

Başkan	: Doç. Dr. Fatih AKSOY Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,	İmza
Üye	: Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,	İmza
Üye	: Yrd. Doç. Dr. Özer CAN Pamukkale Üniversitesi Teknoloji Fakültesi,	İmza

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....
Prof. Dr. Hüseyin ENGİNAR
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

13/10/2015

Ersen AKYEL

ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

**RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR STİRLİNG MOTORUNUN
TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ**

Ersen AKYEL
Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Fatih AKSOY

Bu çalışmada, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testleri yapılmıştır. Motordan elde edilen gücü artırmak, gürültü ve titreşim seviyesini azaltmak amacıyla motorda rhombic hareket mekanizması kullanılmıştır. Kinematik ilişkiler ile nodal analiz yöntemi kullanılarak farklı ısı taşınım katsayıları için termodinamik analiz yapılmıştır. Deneysel sonuçlar 500±5, 600±5 ve 700±5 °C sıcak uç sıcaklıklarında ve 1, 2, 3 ve 4 bar şarj basıncında gerçekleştirilmiştir. Isı LPG yakıtlı bir ısıtıcı tarafından sağlanmıştır. Deneysel sonuçlara göre motorun maksimum gücü 700±5 °C sıcak uç sıcaklığı ve 3 bar şarj basıncı için 466 dev/dak motor devrinde 244 W olarak elde edilmiştir. Motorun maksimum momentini 700±5 °C sıcak uç sıcaklığı ve 3 bar şarj basıncı için 273 dev/dak motor devrinde 5,73 Nm olarak elde edilmiştir.

2015, xi + 90 sayfa

Anahtar Kelimeler: Stirling motoru, rhombic hareket mekanizması, performans, nodal analiz

ABSTRACT
M.Sc. Thesis

DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS OF A STIRLING ENGINE WITH
RHOMBIC DRIVE MECHANISM

Ersen AKYEL

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Fatih AKSOY

In this research, a beta type Stirling engine having rhombic drive mechanism was designed, manufactured and tested. Rhombic drive mechanism was used to reduce engine dimensions and efficiency loss caused by friction and mechanical losses. Kinematic relations were described for the calculation of volume variations. Engine performance parameters were determined by using a nodal analysis method for different convective heat transfer coefficients. The tests were carried out at 500 ± 5 °C, 600 ± 5 °C and 700 ± 5 °C hot end temperatures and 1, 2, 3 and 4 bar charge pressures. The heat was supplied by a LPG burner. According to the experimental conclusions, maximum output power was obtained 244 W at 466 rpm for 700 ± 5 °C hot end temperature and 3 bar charge pressure. Maximum torque was obtained 5,73 Nm at 273 rpm for 700 ± 5 °C hot end temperature and 3 bar charge pressure.

2015, xi + 90 pages

Keywords: Stirling engine, rhombic drive mechanism, performance, nodal analysis

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Fatih AKSOY'a ve araştırma ve yazım süresince yardımlarını esirgemeyen Sayın Muhammed ARSLAN'a, her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu çalışma "113M192" numaralı ve "Rejeneratörlü ve Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve Performans Analizi" isimli TÜBİTAK projesi tarafından desteklenmiştir. Katkılarından dolayı TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme saygı, sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Ersen AKYEL

AFYONKARAHİSAR, 2015

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
RESİMLER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ.....	3
2.1 Stirling Motorlarının Tarihi Gelişimi	3
2.2 Stirling Motoru Çeşitleri	10
2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları.....	10
2.2.1.1 Alfa Tipi Stirling Motorları	10
2.2.1.2 Beta Tipi Stirling Motorları	13
2.2.1.3 Gama Tipi Stirling Motorları	16
2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları.....	19
2.2.3 Serbest Pistonlu Stirling Motorları	20
2.2.4 Düşük Sıcaklık Farkı İle Çalışan Stirling Motorları.....	22
2.3 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları	23
2.3.1 Krank-Biyel Hareket İletim Mekanizması	24
2.3.2 Sallanan Sürücü Mekanizması	24
2.3.3 Döner (Wankel) Tip Hareket Mekanizması	25
2.3.4 Eğik Plakalı Döndürme Mekanizması.....	26
2.3.5 Ross Yoke Mekanizması	26
2.3.6 Manivela Mekanizması	27
2.3.7 Rhombic Sürücü Mekanizması.....	28
2.4 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları.....	29
2.4.1 Stirling Motorlarının Avantajları.....	29

2.4.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları	30
2.5 Stirling Motorlarının Kullanım Alanları	30
3. TERMODİNAMİK ANALİZ.....	32
3.1 Stirling Çevriminin Teorik Analizi	32
3.2 Motorun Termodinamik Analizi	36
3.2.1 Termodinamik Model: Kinematik İlişkiler ve Nodal Analiz	37
3.2.2 Motorun Nodal Analizi.....	40
4. STİRLİNG MOTORU ve TEST DÜZENEGİ	44
4.1 Stirling Motoru.....	44
4.1.1 Motor Bloğu	44
4.1.2 Motor Bloğu Üst ve Ana Kapakları.....	45
4.1.3 Motor Bloğu Alt ve Yan Kapakları	46
4.1.4 Krank Mili Ana Yatakları.....	46
4.1.5 Krank Milleri ve Dişliler	47
4.1.6 Rhombic Biyel Kolları ve Ara Bağlantı Elemanları.....	48
4.1.7 Yer Değiştirme Silindiri	49
4.1.8 Yer Değiştirme Pistonu ve Rodu	50
4.1.9 Güç Silindiri	50
4.1.10 Güç Pistonu	51
4.2 Test Düzeneği.....	51
4.2.1 Prony Tip Dinamometre	52
4.2.2 Encoder.....	53
4.2.3 Yük Hücresi (Load-Cell).....	53
4.2.4 Sıcaklık Alıcıları (Termocouple).....	54
4.2.5 İnfrared Termometre.....	54
4.2.6 Dijital Basınç Göstergesi	55
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	56
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	60
7. KAYNAKLAR	62
ÖZGEÇMİŞ.....	68
EKLER	69

SİMGELER DİZİNİ

Simgeler

A_c	Silindir kesit alanı (m^2)
A_i	Isı transferi yüzeyinin nodal değerleri (m^2)
A_r	Yer değiştirme pistonu rodunun kesit alanı (m^2)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (J/kgK)
E_i	Nodal hacme giren ve çıkan entalpilerin toplamı (J/kg)
h_i	Isı taşınım katsayısının nodal değerleri (W/m^2K)
h_d	Yer değiştirme pistonu uzunluğu (m)
h_p	Piston uzunluğu (m)
ℓ_p	Piston rodu uzunluğu (m)
ℓ_r	Altıgen kenar uzunluğu (m)
m_t	Toplam çalışma gazı kütlesi (kg)
m_i	Çalışma gazı kütlelerinin nodal değerleri (kg)
p	Çalışma hacmi basıncı (Pa)
R_r	Rhombic dişli yarıçapı (m)
R	Gaz sabiti (J/kgK)
T_c	Soğuk uç sıcaklığı (K)
T_h	Sıcak uç sıcaklığı (K)
T_{Ri}	Rejeneratördeki nodal sıcaklıklar (K)
T_{wh}	Sıcak bölge duvar sıcaklığı (K)
T_{wc}	Soğuk bölge duvar sıcaklığı (K)
T_{wi}	Rejeneratördeki nodal bölgelerdeki duvar sıcaklıkları (K)
T_i	Çalışma gazı sıcaklığının nodal değerleri (K)
u_{pt}	Dişli merkezi ile piston üst noktası arasındaki mesafe (m)
u_{db}	Dişli merkezi ile displacer alt ucu arasındaki mesafe (m)
u_{dt}	Dişli merkezi ile displacer üst ucu arasındaki mesafe (m)
u_{dr}	Displacer biyel kolunun uzunluğu (m)
u_c	Silindir uzunluğu (m)
u_d	Displacerin uzunluğu (m)
V_c	Soğuk Hacim (m^3)
V_h	Sıcak Hacim (m^3)
V_{cr}	Motorun sıkıştırma hacmi (m^3)
V_{hr}	Motorun genişleme hacmi (m^3)
V_{Ri}	Rejeneratördeki nodal hacimler (m^3)

Simgeler(Devam)

β_r	Rhombic biyel kollarının düşeyle yaptığı açı (rad)
θ_r	Motorun dişli dönme miktarı (rad)
Δm_i	Belirli bir zaman dilimindeki nodal kütle değişimi (kg)
ΔT_i	Belirli bir zaman dilimindeki nodal sıcaklık değişimi (K)
ΔQ_{rej}	Rejeneratör ve çalışma gazı arasında belirli bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
ΔQ_{in}	Sıcak bölge ile çalışma gazı arasında belirli bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
ΔQ_{out}	Soğuk bölge ile çalışma gazı arasında belirli bir zaman ısı değişimi (J)
Δt	Zaman aralığı (s)
Ω	Keyfi sabit

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Sir George Cayley tarafından imal edilen motor	3
Şekil 2.2 Ericson Motoru	4
Şekil 2.3 Stirling motoru	5
Şekil 2.4 Alfa (α) tipi motorlar	11
Şekil 2.5 Alfa (α) tipi motorun çalışma prensibi	12
Şekil 2.6 Krank-biyel mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları	14
Şekil 2.7 Tek etkili beta (β) tipi Stirling motoru çalışma prensibi	14
Şekil 2.8 Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları	17
Şekil 2.9 Gama tipi motoru	18
Şekil 2.10 Çift etkili Stirling motorları	20
Şekil 2.11 Serbest pistonlu Stirling motoru	21
Şekil 2.12 Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi.	21
Şekil 2.13 Krank hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	24
Şekil 2.14 Sallanan sürücü tip Stirling motoru	25
Şekil 2.15 Döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru	25
Şekil 2.16 Ross Yoke hareket iletim mekanizması	27
Şekil 2.17 Rhombic sürücü mekanizması	29
Şekil 3.1 Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları.....	32
Şekil 3.2 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı	34
Şekil 3.3 Stirling çevriminde pistonun konumları.	35
Şekil 3.4 Tasarımı yapılan rhombic sürücü mekanizmalı Stirling motoru.....	36
Şekil 3.5 Rhombic mekanizmalı beta-tipi motorun şematik görünümü.....	37
Şekil 3.6 Farklı ısı taşınım katsayılarında rhombic biyel boyunun motor gücüne etkisi	41

Şekil 3.7 Rhombic hareket mekanizmalı motorun soğuk, sıcak ve toplam hacim değişimleri	42
Şekil 3.8 2 bar şarj basıncında farklı ısı taşınım katsayıları için P-V diyagramları	43
Şekil 4.1 Motorun şematik resmi.	44
Şekil 4.2 Helisel Dişliler.	48
Şekil 5.1 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (500 °C sıcak uç sıcaklığı)	56
Şekil 5.2 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (600 °C sıcak uç sıcaklığı)	57
Şekil 5.3 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (700 °C sıcak uç sıcaklığı)	57
Şekil 5.4 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (500 °C sıcak uç sıcaklığı)	58
Şekil 5.5 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (600 °C sıcak uç sıcaklığı)	59
Şekil 5.6 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (700 °C sıcak uç sıcaklığı)	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Test motorun teknik özellikleri.....	38
---	----

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 2.1 Düşük sıcaklık farkıyla çalışan Kinematik ve Ringbom Stirling motorları..	23
Resim 2.2 Manivela hareket mekanizması.....	28
Resim 4.1 Motor bloğu	45
Resim 4.2 Motor bloğu ana ve üst kapakları	45
Resim 4.3 Motor bloğu alt ve yan kapakları	46
Resim 4.4 Krank mili ana yatakları.....	47
Resim 4.5 Krank milleri.....	47
Resim 4.6 Rhombic ara bağlantı elemanları	48
Resim 4.7 Rhombic biyel kolları	49
Resim 4.8 Yer değiştirme silindiri	49
Resim 4.9 Yer değiştirme pistonu ve rodu.....	50
Resim 4.10 Güç silindiri	51
Resim 4.11 Güç pistonu	51
Resim 4.12 Test düzeneği.	52
Resim 4.13 Prony tip dinamometre.....	53
Resim 4.14 Encoder	53
Resim 4.15 Yük hücresi	54
Resim 4.16 Sıcaklık algılayıcıları (Termocouple)	54
Resim 4.17 İnfrared termometre	55
Resim 4.18 Dijital basınç göstergesi	55

1. GİRİŞ

Günümüzde en temel gereksinimlerden birisi enerjidir. Toplumların gelişmesinde enerjinin rolü oldukça fazladır. Enerji modern uygarlığın gelişimini hızlandırmış ve ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin bir göstergesi haline gelmiştir. Gelişmekte olan ülkelerin nüfusu dünya nüfusunun dörtte üçü kadar olmasına rağmen, bu ülkelerin dünya enerji tüketiminde payları %33 oranındadır. Bu ülkelerin enerji talepleri ekonomik büyümeleri ile orantılı bir şekilde artmaktadır (Alkan 2009).

Enerji kaynakları, farklı yöntem ve teknikler ile ekonomik amaçlarla enerji edilen kaynaklar olarak adlandırılmaktadır. Enerji kaynakları niteliklerinin değiştirilip değiştirilmemesi bakımından “birincil” ve “ikincil” enerji kaynakları olarak ikiye ayrılır. Doğada buldukları şekliyle doğrudan kullanılabilen enerji kaynakları birincil enerji kaynaklarıdır. Kömür, petrol, doğalgaz, güneş vb. kaynaklar birinci enerji kaynaklarına örnek verilebilir. Birincil enerji kaynakları başka enerji şeklini elde etmek için kullanıldığında elde edilen enerji kaynağı ikincil enerji kaynakları olarak adlandırılır (Can 2011).

Birincil enerji kaynakların temelini oluşturan fosil enerji kaynaklarının çevreyi olumsuz etkileri; çevreye zarar vermeyecek, kolay bulunabilir ve tehlikelerden arındırılmış yenilebilir enerji kaynaklarını ön plana çıkarmıştır (Erol 2009). Yenilenebilir enerji kaynağı olarak üzerinde çalışılan en yaygın enerji kaynakları biyokütle, güneş ve rüzgârdır. Biyokütle enerjisi giderek azalan fosil yakıtlara alternatif olarak gösterilen en önemli enerji kaynağıdır. Güneş ve rüzgar ise elektrik üretimi konusunda ön plana çıkan kaynaklardır. Bunların yanında dalga enerjisi, jeotermal enerji ve gelgit enerjisi önemli araştırma konularındadırlar (Şekercioğlu ve Yılmaz 2012, Antonia *et al.* 2001, Carrasco *et al.* 2006).

Yeni enerji kaynaklarının yanı sıra mevcut yanma teknolojilerinin geliştirilmesi ile enerji verimliliğinin artırılması ve alternatif motorlar ile daha yüksek verimli enerji dönüşümlerinin gerçekleştirilmesi de hedeflenmektedir. Stirling motorları hemen hemen her ısı kaynağı ile çalışabilen dıştan ısıtmalı motorlardır. 1816 yılında Robert Stirling

tarafından icat edilen Stirling motorları odun, kömür, fosil yakıtlar, atık ısılar, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve radyoizotop madde gibi enerji kaynakları ile çalışabilmektedir (Karabulut *et al.* 2013, Kontragool and Wongwises 2003, Çınar *et al.* 2013). Az sayıda parçadan oluşan basit yapısı, zararlı egzoz emisyonu üretmemesi ve düşük gürültü seviyelerinde çalışması Stirling motorunun dikkat çeken özelliklerindedir (Karabulut *et al.* 2010, Çınar 2014). Stirling motorlarının önemli özelliklerinden bir diğeri ise teorik termik verimlerinin Carnot verimine eşit olmasıdır (Walker 1980, Feng *et al.* 1998, Costea and Feidt 1998).

Bu çalışmada, rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Deneylerde çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Stirling motoru LPG yakıtlı bir ısıtıcı ile farklı sıcaklıklarda test edilmiş ve motor performansı belirlenmiştir.

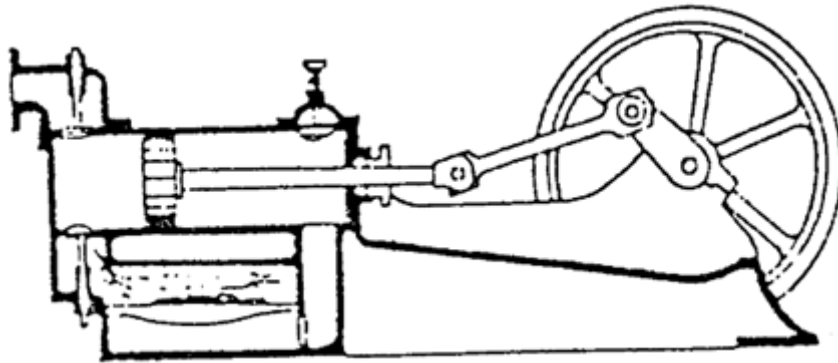
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

2.1 Stirling Motorlarının Tarihi Gelişimi

Sıcak hava motoru ya da ısı (kalorifik) motorlar olarak adlandırılan motorlar 19 yüzyılın sonlarında daha yüksek özgül güce sahip içten yanmalı motorların geliştirilmesine kadar mekanik güç üretiminde kullanılmışlardır (Finkelstein and Organ 2001). Günümüze kadar farklı tiplerde imal edilen sıcak hava motorları üç temel biçimde sınıflandırılabilir (Demiralp 2000).

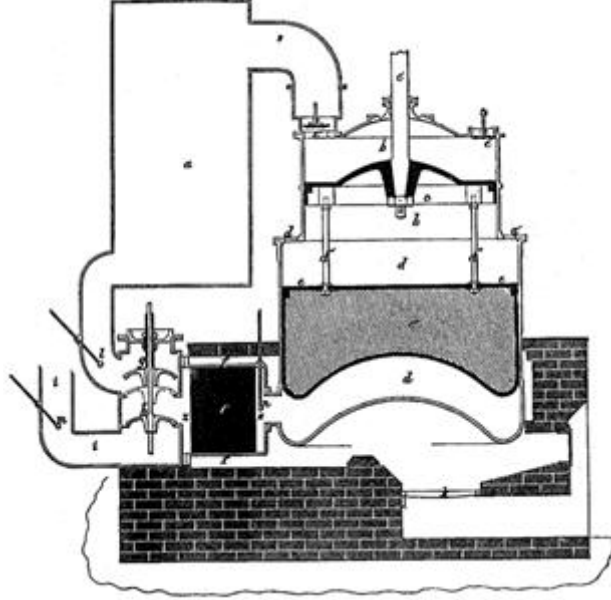
- Açık çevrimli sıcak hava motorları: Çalışma maddesi her çevrimde silindir içerisine alınır ve silindir dışına yerleştirilen bir ısıtıcı ile direkt olarak ısıtılır.
- Açık çevrimli dış ısı kaynaklı sıcak hava motorları: Çalışma maddesi her çevrimde silindir içerisine alınır ve dışarıdan bir kaynakla ısıtılır.
- Kapalı çevrimli sıcak hava motorları: Silindir içerisinde gerçekleşen her bir çevrimde aynı çalışma maddesi kullanılır (Server 1996).

Açık çevrimli sıcak hava motorları sınıfına göre çalışan ilk ısı motoru 1807 yılında Sir George Cayley tarafından imal edilmiştir (Finkelstein and Organ 2001, Demiralp 2000, Server 1996). Şekil 2.1’de Sir George Cayley tarafından imal edilen motor görülmektedir.



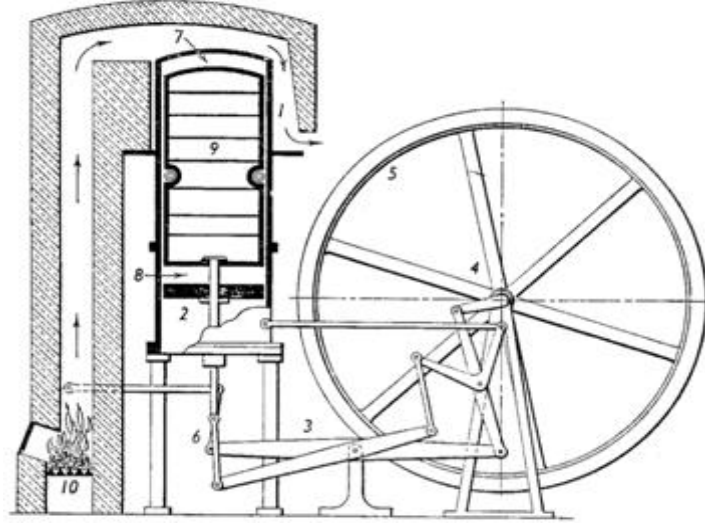
Şekil 2.1 Sir George Cayley tarafından imal edilen motor (Finkelstein and Organ 2001).

Açık çevrimli dış ısı kaynaklı sıcak hava motorları ile ilgili ilk prototip 1853 yılında Ericsson tarafından 2200 tonluk bir gemi için geliştirilmiştir. Güç pistonlarının çapı 4,2 m ve kursu 1,8 m olan bu motorlardan 478 kW indike güç vermeleri planlanmıştır (Çetinkaya 2002, Meijer 1960, Aksoy 2011).



Şekil 2.2 Ericsson Motoru (Finkelstein and Organ 2001).

Kapalı çevrimli sıcak hava motorlarının ilki İngiliz rahip Robert Stirling tarafından geliştirilmiştir (Demiralp 2000, Server 1996). Stirling motorları farklı sıcaklık seviyelerinde çalışma maddesinin çevrimsel olarak sıkıştırılması ve genişletilmesinden oluşan kapalı rejeneratif termodinamik bir çevrimle çalışan bir makinedir (Walker 1980). Şekil 2.3'te Robert Stirling tarafından imal edilen motor görülmektedir.



Şekil 2.3 Stirling motoru (Finkelstein and Organ 2001).

1923 yılına kadar Stirling motorları ile ilgili yapılan çalışmalardan elde edilen en yüksek motor gücü ve termal verim sırasıyla 1.5 kW ve %3 olarak elde edilmiştir (Walker 1980).

1937 yılında Philips Araştırma Laboratuvarları'nda güç kaynağı bulunmayan yerlerdeki radyo ve benzer amaçla kullanılan aletlerin elektrik ihtiyacı karşılamak amacı ile Stirling motorları imal edilmeye başlanmıştır (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

1953 yılında Philips-Eindhoven'de Meijer tarafından altı kenar hareket mekanizması (rhombic-drive mechanism) Stirling motoruna uygulanmıştır. Bu mekanizma ile piston silindir arasındaki yanıl kuvvetler karşılıklı olarak dengelenmekte, sürtünme ve aşınma azalmaktadır (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001, Karabulut *et al.* 2000).

1960'lı yıllarda William Beale mekanik karmaşıklığı ve sızdırmazlık problemlerini minimize etmek amacı ile serbest pistonlu Stirling motoru teorisini geliştirmiştir. Bu motorda yer değiştirme ve güç pistonu arasında mekanik bağlantı bulunmamaktadır (Özgören 2004).

1978 yılında NASA tarafından California'da bulunan Jet Propulsion Laboratuvarları'nda yaptırılan çalışmada çift krank mili mekanizmalı bir Stirling motoru imal edilmiştir. Bu motordan 9 kW çıkış gücü alınmıştır (Özgören 2004).

1980-1985 yılları arasında otomobillerde kullanılması amacı ile Mod I ve Mod II olarak adlandırılan iki adet motor Amerika Birleşik Devletleri DOE tarafından imal edilmiştir. MOD II'nin performansı içten yanmalı motorlar ile karşılaştırılmış, yakıt ekonomisi, moment ve emisyon karakteristikleri yönünden başarılı bulunmuştur (Özgören 2004, Simetkosky 1985, Richey 1986).

1983 yılında White tarafından düşük sıcaklık farkı ile çalışan (LTD) Stirling motorunun patenti alınmış ve aynı yıl ilk prototip profesör Ivo Kolin tarafından imal edilmiştir (Aksoy 2011).

1983 yılında ilk Ringbom tipi düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motoru imal edilmiştir. Bu motordan 80 °C sıcaklık farkı ve 125 dev/dak motor devrinde 1 W çıkış gücü elde edilmiştir (Senft 2004).

1987 yılında Özbekistan Fizikoteknik Enstitüsü'nde güneş enerjisi ünitelerinde kullanılmak amacıyla 500 W'lık çift silindirli bir Stirling motoru geliştirilmiştir. Bu motordan 873 K ısıtıcı sıcaklığı, 293 K soğutucu sıcaklığında test edilmiştir (Trukhov and Tursunbaev 1987).

Karabulut vd. (2000) 260 cm³ süpürme hacmine sahip V tipi bir Stirling motorunu 600-1100°C sıcak kaynak sıcaklıkları ve 1-4 bar şarj basınçları arasında test etmişlerdir. Testlerde maksimum motor gücünü 1100 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 2,5 bar şarj basıncında 65 W olarak elde etmişlerdir (Karabulut *et al.* 2000).

Demiralp (2000) tarafından gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve motor performans testleri gerçekleştirilmiştir. Testlerde maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığında ve 2 bar şarj basıncında 21,46 W olarak elde edilmiştir (Demiralp 2000).

Özgören (2004) beta tipi bir Stirling motorunun tasarımını ve imalatını gerçekleştirmiştir. Yer değiştirme pistonu üzerine termal bariyer kaplamanın motor performansına etkilerini farklı sıkıştırma oranları için araştırmıştır. Deneylede maksimum motor gücü kaplamalı yer değiştirme pistonu ve helyum gazı kullanılarak 3,5 şarj basıncında 83,12 W olarak elde edilmiştir (Özgören 2004).

Çınar ve Karabulut (2005) 276 cm³ süpürme hacmine sahip gama tipi bir Stirling motorunu imal etmişlerdir. Çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanarak test etmişlerdir. Deneylede maksimum motor gücünü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 4 bar şarj basıncında çalışma maddesi helyum kullanılarak 128,3 W olarak elde etmişlerdir (Çınar ve Karabulut 2005).

Çınar vd. (2006) 192 cm³ süpürme hacmine sahip beta tipi bir Stirling motorunu imal etmişlerdir. Deneylede atmosferik koşullarda ve 800, 900, 1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığında 5,98 W olarak elde edilmiştir (Çınar *et al.* 2007).

Kongtragool ve Wongwises (2007) tarafından yapılan çalışmada, gama tipi çift güç pistonlu düşük sıcaklık farklı Stirling motorunun performansı ısı kaynağı olarak projeksiyon bir lamba kullanılarak incelenmiştir. Maksimum motor gücü 436 K ısıtıcı sıcaklığında ve 52,1 dev/dak motor devrinde 1,69 W olarak elde edilmiştir (Kontragool and Wongwises 2007).

Kongtragool ve Wongwises (2008) gama tipi düşük sıcaklık farkı ile çalışan bir Stirling motorunu atmosferik koşullarda ısı kaynağı olarak dört adet projeksiyon lamba kullanılarak test etmiştir. Deneylede, 439 K ısıtıcı sıcaklığında ve 20 dev/dak motor devrinde maksimum 6,2 W çıkış gücü elde edilmiştir (Kontragool and Wongwises 2008).

Tavakolpour vd. (2008), gama tipi düşük sıcaklık farkı ile çalışan bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. İmal edilen motor 0,044 m güç pistonu kursu, 0,13 m güç pistonu çapı, 0,055 m yer değiştirme pistonu kursu ve

0,41 m yer değiştirme pistonu çapına sahiptir. 110 °C sıcak kaynak ve 25 °C soğuk kaynak sıcaklığında yapılan deneylerde maksimum motor gücü 14 dev/dak motor devrinde 0,27 W olarak elde edilmiştir (Tavakolpour *et al.* 2008).

Karabulut vd. (2009), gama tipi krank-biyel hareket mekanizmalı bir Stirling motorunda yer değiştirme pistonu üzerini mekik ısı transferini azatmak amacı ile termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamışlardır. Çalışma maddesi olarak hava kullanıldığı deneyler 700, 800 ve 900 °C ısıtıcı sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Kaplamalı yer değiştirme pistonu kullanımı ile motor gücünde %25'lik bir artış elde edilmiştir (Karabulut *et al.* 2009a).

Karabulut vd. (2009), manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunu LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılarak ve 200 °C sıcak uç sıcaklığında test etmişlerdir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılan deneylerde maksimum motor gücü 2,8 bar şarj basıncında sırası ile 51,93 W olarak elde edilmiştir (Karabulut *et al.* 2009b).

Karabulut vd. (2010), manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunu helyum gazı kullanılarak 180, 220 ve 260 °C sıcak uç sıcaklıklarında test etmişlerdir. Deneylerde maksimum motor gücü ve momentini 4 bar şarj basıncı ve 260 °C sıcak uç sıcaklığında sırası ile 183 W ve 3,99 Nm olarak elde edilmiştir (Karabulut *et al.* 2010).

Cheng ve Yang (2011) motor gücü üzerinde esas çalışma parametrelerinin etkilerini incelemişlerdir. Deneylerde motor gücü 200 dev/dak motor devrinde 4,4 W olarak elde etmişlerdir (Cheng and Yang 2011).

Karabulut ve Aksoy (2011) düşük sıcaklıklarda çalışan beta tipi bir Stirling motorunun performans testlerini gerçekleştirmiştir. Çalışma akışkanı olarak helyum ve ısı kaynağı olarak güneş enerjisi kullanmışlardır. Deneyleri 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında 185 ±5 °C kaviti sıcaklığı ve 820 ±30 °C W/m² güneş radyasyonunda gerçekleştirmişlerdir. Motorun maksimum momentini, gücünü ve motor verimini 4,7 şarj basıncında sırasıyla 1,09 Nm, 22,01 W ve %2,95 olarak elde etmişlerdir (Karabulut ve Aksoy 2011).

Çınar vd. (2013) rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımını, imalatını ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Motoru LPG yakıtlı bir ısıtıcıyla farklı şarj basınçlarında çalışma akışkanı olarak hava ve helyum kullanarak test etmişlerdir. 450 °C sıcak uç sıcaklığında, 2 bar şarj basıncında ve çalışma maddesi olarak helyum ile 575 dev/dak'da 95,77 W maksimum elde etmişlerdir (Çınar *et al.* 2013).

Cheng vd. (2013) beta tipi 300 W gücünde bir Stirling motoru geliştirmiş ve test etmişlerdir. Motor performansını tahmin etmek için ideal olmayan adyabatik bir model geliştirmişlerdir. Motorun maksimum gücü, 8 bar şarj basıncı, 850 °C sıcaklıkta ve 1400 dev/dak motor devrinde 390 W olarak elde edilmiştir (Cheng *et al.* 2013).

Karabulut ve Solmaz (2014) beta tipi rhombic hareket mekanizmalı ve manivela hareket mekanizmalı motoru termodinamik açıda karşılaştırmışlardır. Manivela hareket mekanizmalı motorda $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı taşınım katsayısı ve 1000 K sıcaklığında motorun verimini %28 olarak elde etmişlerdir ve bu verim 1460 W güce karşılık gelmiştir. Aynı koşullarda Rhombic hareket mekanizmalı motorda verimi %35 olarak elde etmişlerdir ve bu verim 1216 W güce karşılık gelmiştir (Karabulut ve Solmaz 2014).

Hachem vd. (2015) gama tipi bir Stirling motorunda şarj basıncı (3, 5, 10 bar), sıcak uç sıcaklığı (300, 400, 500 °C) ve motor devrinin (160, 360, 600 dev/dak) motor performansına etkisini incelemek için nümerik bir model geliştirmişlerdir. Maksimum motor gücünü 500 °C sıcaklık, 10 bar basınç ve 640 dev/dak'da 570 W olarak elde etmişlerdir (Hachem *et al.* 2015).

Duan vd. (2015) beta tipi bir Stirling motorunu test etmişlerdir. Testleri elektrikli bir ısıtma sistemi kullanarak laboratuvar koşullarında gerçekleştirmişlerdir. Maksimum motor gücünü 600 °C ve 15 bar şarj basıncında 288 W olarak elde etmişlerdir (Duan *et al.* 2015).

2.2 Stirling Motoru Çeşitleri

1816 yılında Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru ile aynı çalışma prensibi ile çalışan birçok motor imal edilmiştir. Bu motorlar arasında ölü hacmin azaltılması, imalat ve bakım masraflarının en aza indirilmesi ve termik verimlerinin artırılması gibi sebeplerle tasarım farklılıkları mevcuttur (Özgören 2004).

Stirling motorları genel olarak kendi aralarında tek etkili ve çift etkili olmak üzere iki ana grupta sınıflandırılırlar (Walker 1980, Çınar 2001).

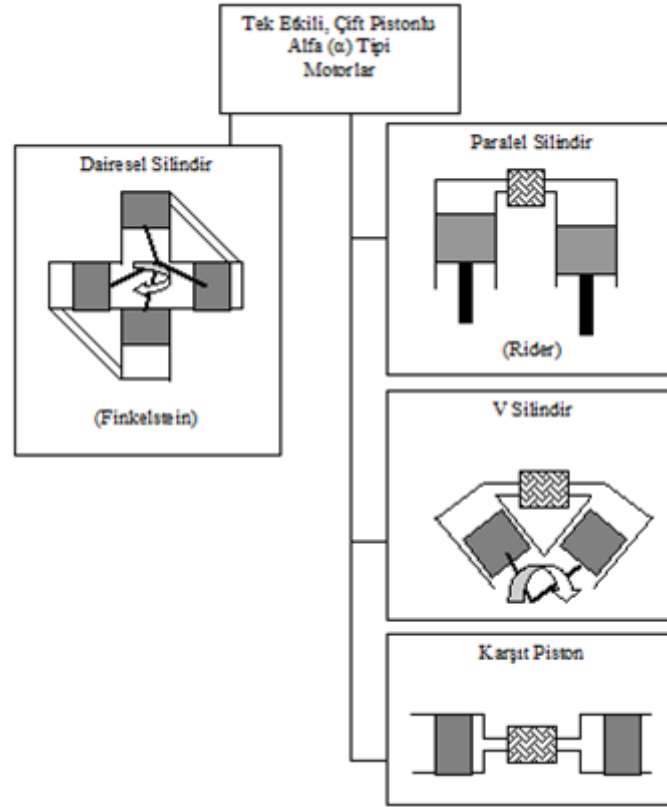
2.2.1 Tek Etkili Stirling Motorları

Tek etkili Stirling motorları farklı veya aynı silindirlerde bulunan genişleme hacmi, sıkıştırma ve bu hacimleri birleştiren ısı değiştiricilerinden oluşmaktadır. Silindirler içerisinde çalışan elemanlar piston-piston çifti olabileceği gibi piston-yer değiştirme pistonu (displacer) çiftide olabilirler. Hareket iletiminde krank-biyel, rhombic vb. hareket iletim mekanizmaları kullanılabilir. Tek etkili Stirling motorları alfa, beta ve gama olmak üzere üç sınıfta gruplandırılabilir (Walker 1980).

2.2.1.1 Alfa Tipi Stirling Motorları

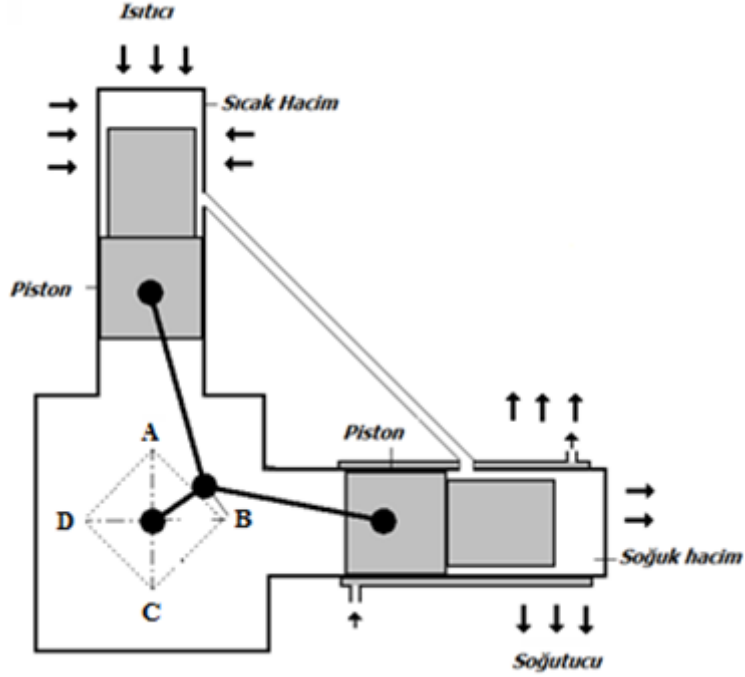
Alfa (α) tipi Stirling motorları ısıtıcı, soğutucu, rejeneratör, ayrı iki silindir ve iki pistondan oluşmaktadır. Pistonlar genellikle birbiri ile 90° faz açısı oluşacak şekilde bağlanmıştır (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

Alfa (α) tipi motorlar dairesel silindir, paralel silindir, V silindir ve karşıt piston olmak üzere dört grupta sınıflandırılmaktadır. Tek etkili alfa (α) tipi Stirling motoru Şekil 2.4'te görülmektedir (Walker 1980).



Şekil 2.4 Alfa (α) tipi motorlar (Walker 1980).

Alfa (α) tipi motorlarda genişleme ve sıkıştırma silindiri olmak üzere iki silindir bulunmaktadır. Bu silindirlerin her birinde birer piston yer almaktadır. Bu silindirler birbirine ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu olarak adlandırılan ısı eşanjörleri birleştirilmiştir. Silindirler V şeklinde yerleştirilmiştir. Şekil 2.5'te Alfa (α) tipi Stirling motorunun şematik resmi gösterilmektedir.



Şekil 2.5 Alfa (α) tipi motorun çalışma prensibi (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Kol muylusu A noktasında iken sıcak silindirin pistonu kendi kursunun ÜÖN'ünde ve AÖN'üne hareket etme pozisyonundadır. Soğuk silindirin pistonu ise kendi kursunun ortalarında ve ÜÖN'üne doğru hareket etmektedir. Kol muylusu A noktasından B noktasına geldiğinde soğuk silindirin pistonu ÜÖN'üne ulaşır, sıcak silindirin pistonu ise kendi kursunun ortasına gelir. Bu süreçte soğuk silindirdeki çalışma maddesi sabit hacimde sıcak silindire aktarılır. Çalışma maddesi ısıtıcı ve rejeneratörden ısı alarak sıcaklığı yükselir. Bu süreç sabit hacimde sisteme ısı girişi işlemidir.

Kol muylusu B noktasından C noktasına hareket ederken her iki pistonunda kendi kurslarının AÖN'lerine doğru hareket eder. Kol muylusu C noktasına geldiğinde çalışma maddesinin büyük bir kısmı sıcak silindirde iken; küçük bir kısmı ise soğuk silindirde. Bu işlem sırasında çalışma maddesinin büyük bir kısmı sıcak silindirin cidarından ısı alarak silindir içinde genişler ve sıcaklığını korumaya çalışır. Bu süreç sabit sıcaklıkta genişleme işlemi olarak adlandırılır.

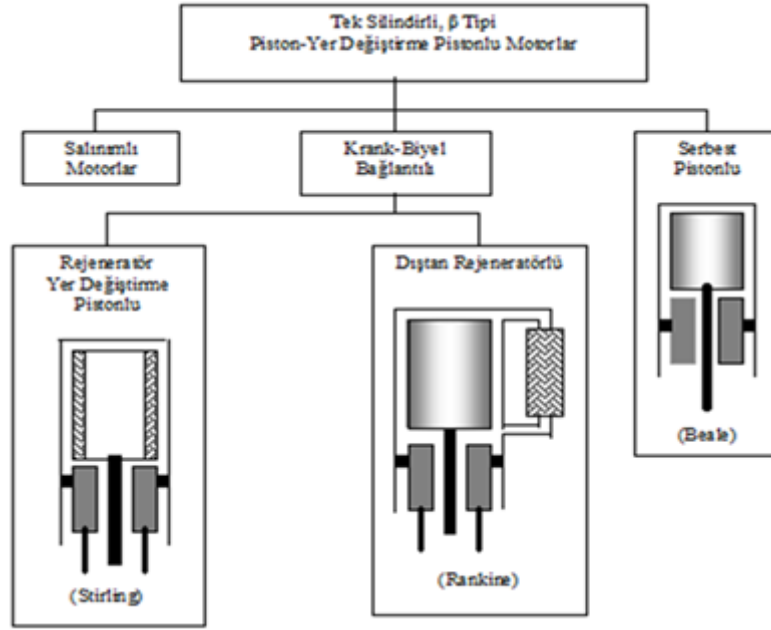
Kol muylusu C noktasından D noktasına hareket ederken soğuk silindirin pistonu AÖN'üne, sıcak silindirin pistonu ise ÜÖN'üne doğru hareket eder. Bu işlem sırasında soğuk silindirin hacmi sıcak silindirin hacmindeki azalma kadar artmakta ve iki silindirin

toplam hacmi sabit kalmaktadır. Bu süreç sabit hacimde soğutma işlemi olarak adlandırılmaktadır.

Kol muylusu D noktasından A noktasına doğru ilerlerken her iki pistonunda kendi kurslarının ÜÖN' larına doğru hareket eder. Kol muylusu A noktasına ulaştığında sıcak silindirin hacmi sıfır olurken, soğuk silindirin hacmi yarıya inmektedir. Çalışma akışkanının neredeyse tamamı soğuk silindirde sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma esnasında çalışma maddesi soğuk silindirin cidarlarına ısı verir ve sıcaklığı sabit kalır. Bu süreç sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi olarak adlandırılır. Kol muylusu A noktasına ulaştığında çevrim tamamlanmış olur (Aksoy 2011, Çınar 2001, Karabulut *et al.* 2000).

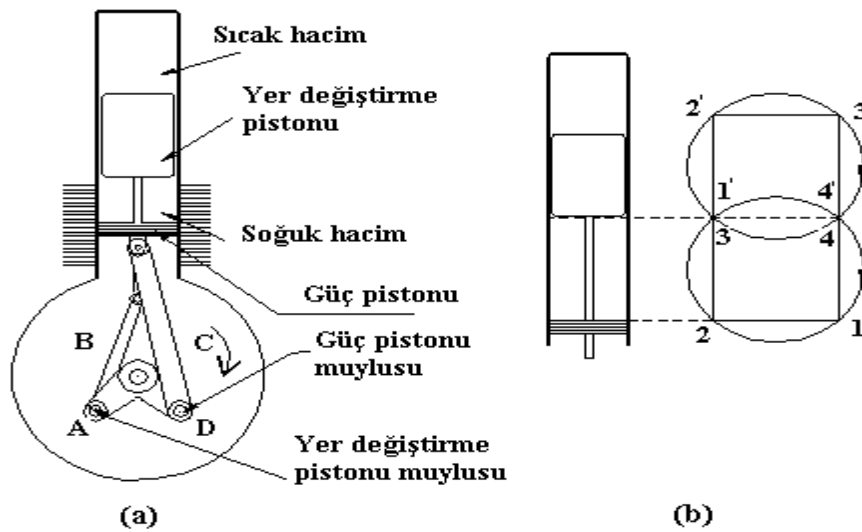
2.2.1.2 Beta Tipi Stirling Motorları

Tek etkili ve tek silindirli beta tipi Stirling motorlarında çevrim, aynı silindirde bulunan bir güç pistonu ve bir yer değiştirme pistonu ile gerçekleştirilmektedir. Krank biyel mekanizması ile hareket iletimi sağlayan beta tipi Stirling motorları, rejeneratör yer değiştirme pistonlu (Stirling) ve dıştan rejeneratörlü (Rankine-Napier) olmak üzere iki grupta sınıflandırılmaktadır. Dıştan rejeneratörlü Stirling motorlarında ayrı bir rejeneratör kullanımı ölü hacmi artırmıştır. Şekil 2.6'da krank-biyel hareket mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları görülmektedir.



Şekil 2.6 Krank-biyel mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları (Walker 1980).

Beta (β) tipi Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu rodu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Sıcak hacim yer değiştirme pistonunun üst kısmında ki bölge, soğuk hacim ise güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında ki bölgedir. Beta tipi motorlarda yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında kalan boşluk aynı zamanda rejeneratör görevi de yapmaktadır. (Aksoy 2011, Çınar 2001). Şekil 2.7' de tek etkili beta (β) tipi Stirling motoru görülmektedir.



Şekil 2.7 Tek etkili beta (β) tipi Stirling motoru çalışma prensibi (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Şekil 2.7’de ki güç pistonu ve yer değiştirme pistonunu sabit hacimde soğutma işleminin başlangıcıdır. Bu pozisyonda güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun her ikisi birden AÖN civarındadır. Güç pistonu AÖN civarında sabit kalmakta, yer değiştirme pistonu ise AÖN'dan uzaklaşma pozisyonundadır. Çalışma maddesinin yarısı soğuk hacimde yarısı sıcak hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusu A noktasından B noktasına hareket ederken güç pistonu yerinde kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonu ile piston arasındaki soğuk hacim maksimum değerine ulaşacak, sıcak hacim ise minimum değerinde olacaktır. Bu durumda çalışma maddesinin neredeyse tamamı soğuk hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusunun A noktasından B noktasına hareketi sırasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu süreç sabit hacimde soğutma işlemi olarak adlandırılmaktadır. Bu sürecin sonunda güç pistonunun tepesi ve yer değiştirme pistonunun eteği Şekil 2.7.b'de görülen 2 noktasına gelmektedir (Aksoy 2011, Çınar 2001, Martini 1978).

Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasından C noktasına giderken yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında sabit kalmakta, güç pistonu ise AÖN’ dan ÜÖN’ ya doğru hareket etmektedir. Bu hareket sırasında soğuk hacimde bulunan çalışma maddesi sıkıştırılmaktadır. Bu süreçte çalışma maddesinden soğuk cidarlara ısı akışı olmakta ve sabit sıcaklıkta kaldığı kabul edilmektedir. C noktasında yer değiştirme pistonunun eteği ve güç pistonunun tepesi 3 noktasında bulunmaktadır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Martini 1978).

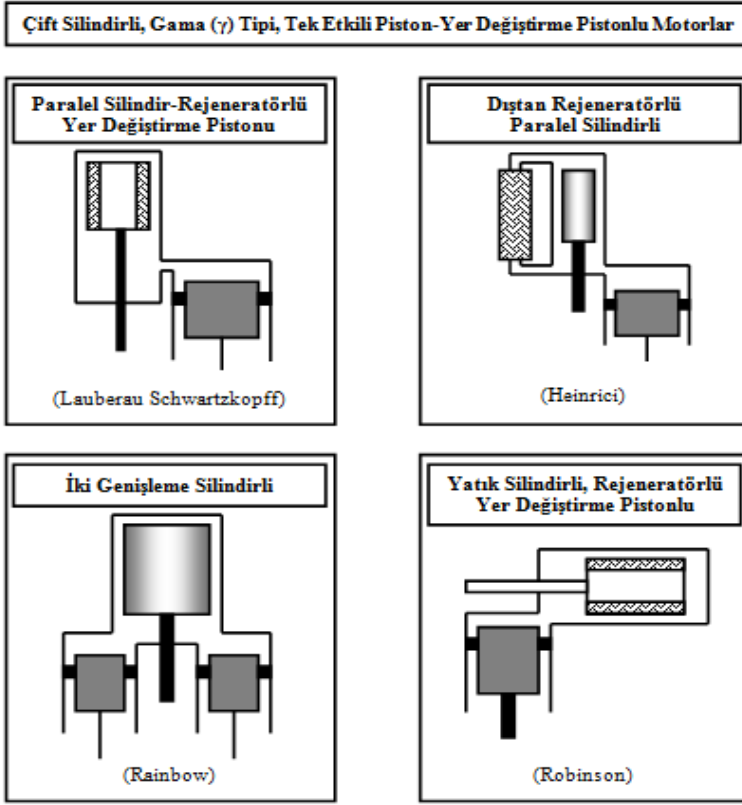
Yer değiştirme pistonu muylusu C noktasından D'ye giderken güç pistonu ÜÖN civarında sabit kalmaktadır. Yer değiştirme pistonu ÜÖN'dan AÖN'ya doğru kendi kursunun yarısından fazla hareket etmektedir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kalmakta ve soğuk hacimde bulunan çalışma maddesi sıcak hacme geçmektedir. Bu süreçte çalışma maddesi sabit hacimde ısıtılmaktadır. Sürecin sonunda güç pistonunun tepesi ile yer değiştirme pistonunun eteği arasında birbirine temas etmeyecek kadar küçük bir boşluk kalmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonunun eteği ve güç pistonunun tepesi 4 noktasında olacaktır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun bu

pozisyonunda çalışma maddesinin hemen-hemen tamamı sıcak hacimde sıkıştırılmış, yüksek basınç ve sıcaklıkta iş yapmaya hazır bulunmaktadır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Martini 1978).

Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonu AÖN civarında sabit kalmaktadır. Güç pistonu ise kendi kursunun yarısından fazla AÖN'ya doğru hareket ederek iş zamanının gerçekleştirmektedir. Bu süreç sırasında çalışma maddesi ısıtılarak genişlediği için bu sürece sabit sıcaklıkta genişleme işlemi denir. Bu sürecin sonunda çevrim tamamlanmaktadır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Martini 1978).

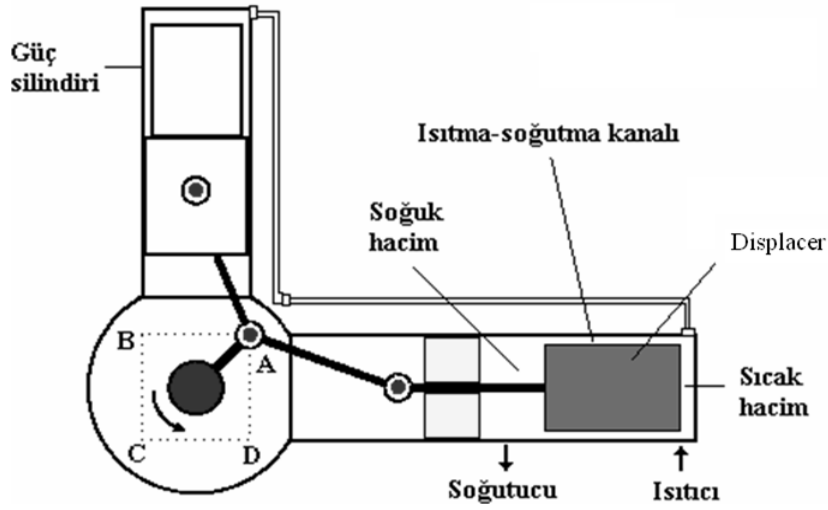
2.2.1.3 Gama Tipi Stirling Motorları

Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları Lauberau-Schwartzkopff, Heinrici, Rainbow ve Robinson olmak üzere dört grupta sınıflandırılmaktadır. Lauberau-Schwartzkopff tipinde rejeneratör yer değiştirme pistonu üzerinde bulunmaktadır. Heinrici tipi motorlarda güç ve yer değiştirme silindirleri birbirine paralel şekilde bağlanmaktadır. Soğuk ve sıcak hacimler harici bir rejeneratör kullanılarak birbirine bağlanmıştır. Rainbow tipi Stirling motorunda iki tane güç pistonu ve bir tane yer değiştirme pistonu bulunmaktadır. 19. yüzyılda yaygın olarak kullanılan Robinson tipi Stirling motorlarında ise yer değiştirme ve güç silindirleri 90° faz farkı ile yerleştirilmiştir (Walker 1980). Şekil 2.8'de tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları görülmektedir.



Şekil 2.8 Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları (Aksoy 2011, Çınar 2001, Walker 1973).

Gama (γ) tipi motorlarda, güç pistonu ve yer değiştirme pistonu farklı silindirlere bulunmaktadır. Güç pistonunun bulunduğu silindir soğuk tutulmaktadır. Yer değiştirme pistonunun üst kısmı sıcak alt kısmı ise soğuk olarak muhafaza edilmektedir. Şekil 2.9’da gama (γ) tipi motorunun şematik resmi görülmektedir (Aksoy 2011, Çınar 2001).



Şekil 2.9 Gama tipi motoru (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Kol muylusu A noktasında iken hem güç pistonu hem de yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında olup, güç pistonu ÜÖN' ya yaklaşmakta, yer değiştirme pistonu ise ÜÖN' dan uzaklaşmaktadır. Çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde olup çevre sıcaklığının biraz üstünde bir sıcaklığa sahiptir. Kol muylusu A noktasından B noktasına giderken neredeyse güç pistonu ÜÖN' da sabit kalmaktadır. Yer değiştirme pistonu ise aşağıya doğru hareket ederek soğuk hacimde bulunan çalışma maddesini sıcak hacme aktarır. Bu süreçte çalışma maddesi yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında bulunan ısıtma-soğutma kanalından geçerken kanalın cidarlarından ısı alarak sıcaklığını yükseltir. Yer değiştirme pistonu kuyruğunun hacmi göz ardı edilirse, işlem esnasında soğuk hacim azalırken sıcak hacim aynı miktarda artmaktadır. Bu sebeple bu süreçte çalışma maddesinin sabit hacimde ısı aldığı kabul edilmektedir. Kol muylusu B noktasına ulaştığında çalışma maddesinin tamamı sıcak hacimde toplanmış olup basınç ve sıcaklık maksimumdur (Aksoy 2011, Çınar 2001, Urelli and Rallis 1975, Beale and Lane 1996).

Kol muylusu B noktasından C noktasına giderken, yer değiştirme pistonu neredeyse sabit kalmaktadır. Güç pistonu ise AÖN' ya doğru hareket ederek iş zamanını gerçekleştirir. Çalışma maddesi hem genişleyerek iş yapmakta hem de ısıtma-soğutma kanalından geçerken ısı almaktadır. Bu süreçte çalışma maddesinin sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilmektedir. Kol muylusu C noktasına ulaştığında çalışma maddesinin yarısı sıcak hacimde diğer yarısı güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin

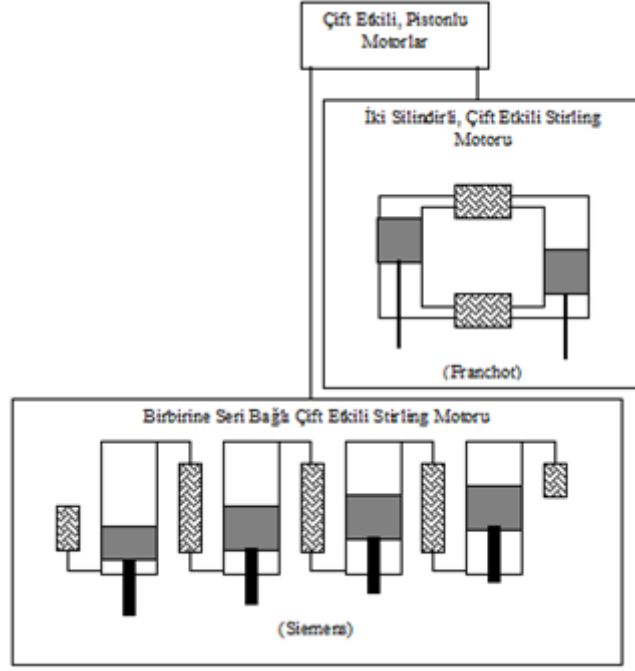
tamamının sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığına yakındır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Urelli and Rallis 1975, Beale and Lane 1996).

Kol muylusu C noktasından D noktasına doğru giderken, güç pistonu AÖN civarında sabit kabul edilebilir. Yer değiştirme pistonu ise AÖN' dan ÜÖN' ya doğru hareket ederek sıcak hacimdeki çalışma maddesini soğuk hacme aktarır. Bu süreçte çalışma maddesi sabit hacimde soğutulur. Kol muylusu D noktasına ulaştığında çalışma maddesinin büyük bir kısmı soğuk hacimde, geri kalanı ise güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin basıncı minimum seviyesindedir. Soğuk hacimde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı çevre sıcaklığının biraz üzerinde, güç silindirinde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı da sıcak kaynak sıcaklığının biraz aşağısındadır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Urelli and Rallis 1975, Beale and Lane 1996).

Kol muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonunun ÜÖN civarında sabit kaldığı kabul edilebilir. Güç pistonu ise AÖN' dan ÜÖN' ya doğru hareket ederek çalışma maddesini sıcak hacimden soğuk hacme aktarır. Çalışma maddesi bir taraftan sıkıştırılırken bir taraftan da ısıtma-soğutma kanalından geçerken kanalın cidarlarına ısı bırakmaktadır. Bu süreç çalışma maddesinin sabit sıcaklıkta ısı vermesi olarak kabul edilmektedir. Biyel muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Urelli and Rallis 1975, Beale and Lane 1996).

2.2.2 Çift Etkili Stirling Motorları

Çift etkili Stirling motorları silindir sayılarına göre sınıflandırılmaktadır. Bu motorların tek etkili motorlara göre en önemli avantajı hareketli parçalarının az olmasıdır. Hareketli parçaların az olması hareketli parçalarının kinematığını basitleştirmektedir. Ayrıca imalat maliyetleri de azalmaktadır. Bu motorlarının motor boyutlarının küçültülmesinde esnek bir yapıya sahip olmaması en önemli dezavantajıdır (Walker 1980, Çınar 2001).

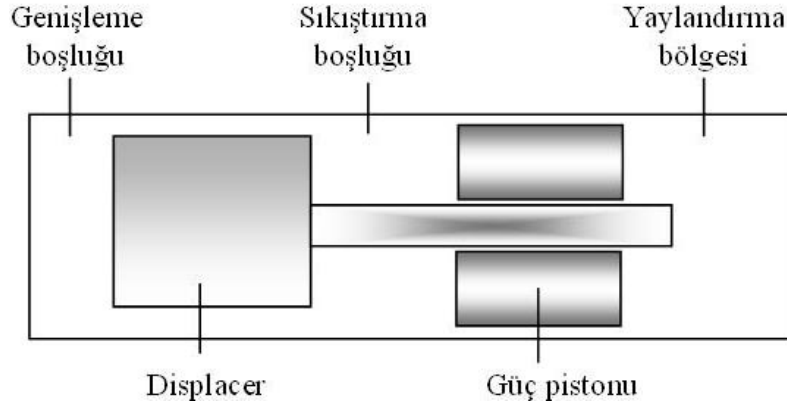


Şekil 2.10 Çift etkili Stirling motorları (Walker 1980, Çınar 2001).

2.2.3 Serbest Pistonlu Stirling Motorları

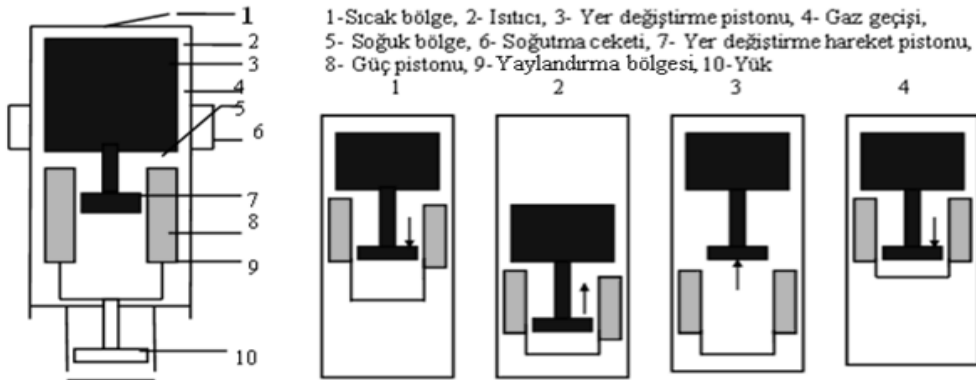
Serbest pistonlu Stirling motoru ilk olarak 1960'lı yıllarda Prof. Beale tarafından tasarlanmıştır (Çınar 2001, Lane and Beale 1997, Boucher *et al.* 2007). Serbest pistonlu Stirling motorlarının geliştirilmesinin temel amacı sızdırmazlık problemlerini azaltmaktır (Boucher *et al.* 2007).

Serbest pistonlu Stirling motorlarında silindir cidarları ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör olarak görev yapar. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu arasında hiçbir mekanik bağlantı yoktur. Piston ileri geri salınımı ile sıkıştırma-genişlemeyi oluşturur. Çalışma maddesini sıcak ve soğuk bölgeler arasında hareket ettiren yer değiştirme pistonu çevrim için gerekli olan ısı akışını sağlar (Aksoy 2011). Serbest pistonlu Stirling motorları tamamen kapalı bir sistem olup bazı hallerde motorun ürettiği mekanik enerji alıcıya motorun blok titreşimleri aracılığı ile aktarılmakta, bazı hallerde de alıcı motor bloğunun içerisine yerleştirilmekte, piston ile birlikte yekpare hareket etmektedir (Karabulut *et al.* 2013). Serbest pistonlu Stirling motorunun şematik resmi Şekil 2.11'de görülmektedir.



Şekil 2.11 Serbest pistonlu Stirling motoru (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Motorun çalışma prensibi şematik olarak Şekil 2.12’de görülmektedir. 1-2 işleminde sıcak hacimde bulunan çalışma maddesi iş pistonunu aşağıya doğru iter. Bu işlemde yer değiştirme pistonu güç pistonu ile birlikte aşağıya doğru hareket eder. 2-3 işleminde yaylandırma bölgesindeki basınç pistonun yukarısındaki basınçtan daha büyüktür. Bu sebeple yaylandırma bölgesindeki basınç yer değiştirme pistonunu sıcak bölgeye doğru hareket ettirir. Çalışma maddesi yer değiştirme pistonu tarafından sıcak bölgeden soğuk bölgeye aktarılır ve iç basınç düşer. 3-4 işleminde yaylandırma bölgesi basıncının etkisi ile iş pistonu yukarı doğru itilir ve çalışma maddesini soğuk bölgede sıkıştırır. 4-1 işlemi sabit hacimde ısıtma işlemidir. Şekil 2.12’deki 4 numaralı pozisyonda yaylandırma bölgesindeki basınç düşük, çalışma hacmi tarafındaki basınç yüksektir. Bu basınç farkının etkisi ile yer değiştirme pistonu aşağıya doğru itilir ve soğuk hacimdeki çalışma maddesinin sıcak hacme aktarılması sağlanır (Aksoy 2011, Çınar 2001).



Şekil 2.12 Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Serbest pistonlu Stirling motorları lineer bir alternatörle elektrik üretimi, ısı pompası veya soğutma makinesi olarak kullanılabilir (Karabulut *et al.* 2013). Serbest pistonlu Stirling motorları basit mekanik tasarım, düşük aşınma, yüksek enerji dönüşüm verimi, kolay ilk hareket, yüksek performans, uzun ömür ve düşük maliyet gibi avantajlara sahiptir. Çıkış gücünün dairesel olarak alınmaması pompa ve kompresör gibi sistemlerde kullanımında bir dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır (Aksoy 2011).

2.2.4 Düşük Sıcaklık Farkı İle Çalışan Stirling Motorları

Sıcak ve soğuk bölgeler arasında çok küçük sıcaklık farkı ile çalışan motorlar düşük sıcaklık farkı (LTD) Stirling motorları olarak adlandırılmaktadır (Erol 2009, Çınar *et al.* 2012). Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motoru ilk olarak 1983 yılında İvo Kolin tarafından geliştirilmiştir (Kontragool and Wongwises 2003). Bu motorlar güneş enerjisi ve jeotermal sıcak su uygulamalarında, atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesinde ve güneş enerjisini doğrudan işe dönüştürülmesinde kullanılabilir (Erol 2009, Çınar *et al.* 2012).

Düşük sıcaklık farkı ile çalışan motorlar;

- Yer değiştirme pistonunun süpürme hacmi, güç pistonuna göre çok büyüktür.
- Yer değiştirme pistonu ve silindirinin çapı büyüktür.
- Yer değiştirme pistonunun boyu kısadır.
- Yer değiştirme silindirinin soğuk ve sıcak uçlarındaki etkili ısı transferi yüzey alanı büyüktür.
- Yer değiştirme pistonunun kursu küçüktür.
- Çalışma devirleri düşüktür (Çınar ve Karabulut 2005).

Stirling motorlarında çalışma maddesinin sıcak ve soğuk bölgelerinin ayrılması ve termal yönde ısı kayıplarını azaltılması ile sıcak bölgeden soğuk bölgeye kondüksiyonla olan ısı iletimi azaltılabilir. Sıcaklık farkını azaltmak için yer değiştirme pistonunun boyu azaltılabilir. Ancak yer değiştirme pistonunun hacminin kısılması ile silindir ve yer değiştirme pistonunun çapının büyütülmesi gereklidir. Düşük sıcaklık

farkı ile çalışan Stirling motorları için geniş yüzey alanlı ve düşük kurs boyuna sahip yer değiştirme pistonu uygun özelliktedir (Erol 2009).

Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları kinematik ve ringbom olarak iki sınıfa ayrılmaktadır. Kinematik düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorlarında yer değiştirme ve güç pistonları mekanik olarak krank miline bağlanmıştır. Ringbom tipi motorda güç pistonu mekanik olarak krank miline bağlanırken, yer değiştirme pistonu ile krank mili arasında herhangi bir mekanik bağlantı bulunmamaktadır (Erol 2009). Resim 2.1’de düşük sıcaklık farkı ile çalışan kinematik ve Ringbom Stirling motorları görülmektedir.



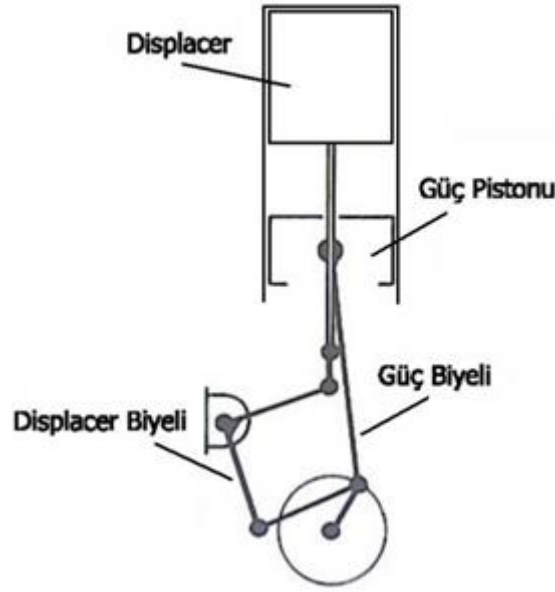
Resim 2.1 Düşük sıcaklık farkıyla çalışan Kinematik ve Ringbom Stirling motorları (Erol 2009).

2.3 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları

Stirling motorlarında krank-biyel, sallanan sürücü mekanizması, eğik plaka (Swash Plate) hareket iletim mekanizması, Scotch Yoke hareket iletim mekanizması, Ross Yoke hareket iletim mekanizması ve Rhombic hareket iletim mekanizması kullanılmaktadır.

2.3.1 Krank-Biyel Hareket İletim Mekanizması

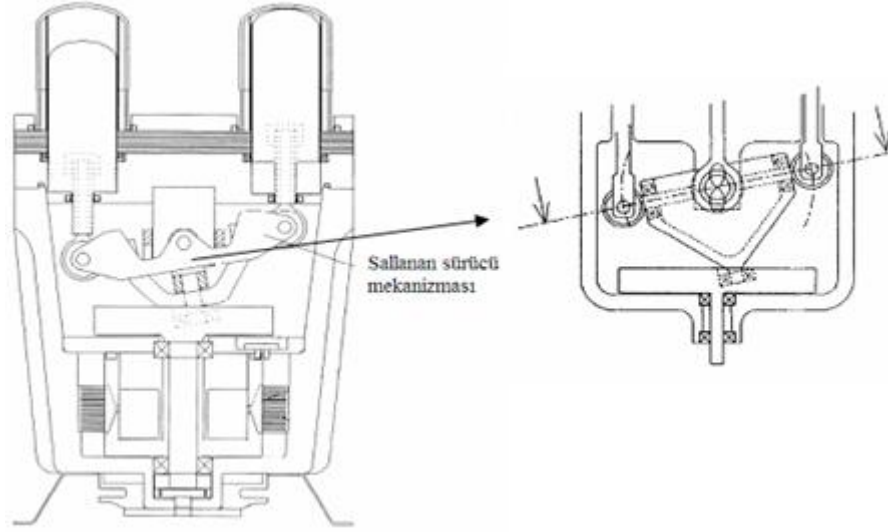
Krank-biyel mekanizması Stirling motorlarında imalat kolaylığı dolayısı ile yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu mekanizmada karter içerisindeki basınç motor performansını etkilemektedir. Kartar içerisindeki basıncın çok fazla artması motor çıkış gücünün azalmasına sebep olmaktadır (Aksoy 2011, Çınar 2001). Şekil 2.13'te krank hareket mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.13 Krank hareket mekanizmalı Stirling motoru.

2.3.2 Sallanan Sürücü Mekanizması

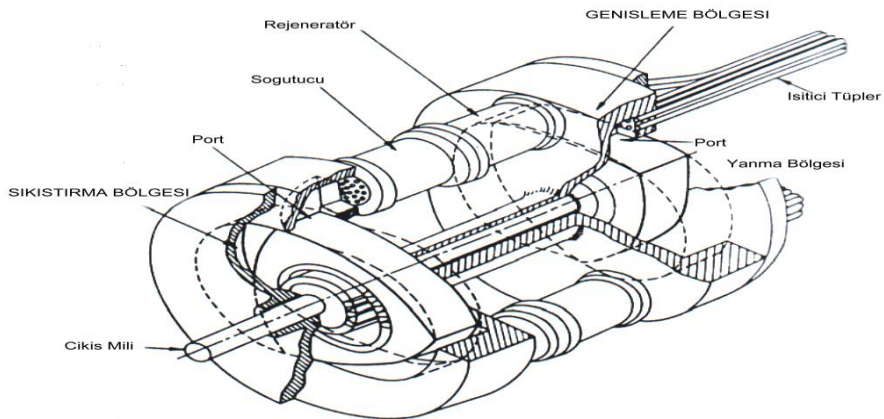
Şekil 2.14'te sallanan sürücü mekanizması görülmektedir. Bu mekanizmanın tasarımında küresel dört çubuk bağlantısı yer almaktadır. Bu mekanizma da her bir bağlantı yaklaşık olarak aynı sabit nokta etrafında dönmektedir ve bu noktalar konsantrik küresel bir yörünge çizmektedir. Sallanan sürücü mekanizmasının en büyük avantajı düşük maliyetidir. Bu mekanizma Stirling motorları dışında kompresörlerde de kullanılmaktadır (Aksoy 2011, Çınar 2001, Erol 2009).



Şekil 2.14 Sallanan sürücü tip Stirling motoru (Erol 2009).

2.3.3 Döner (Wankel) Tip Hareket Mekanizması

Şekil 2.15'te döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir. Bu tip motorlar ortak mil ucunda yataklanan biri sıkıştırma diğeri ise genişleme hacmini oluşturan iki adet rotordan oluşmaktadır. İki adet rejeneratör sisteme simetrik olarak yerleştirilmiştir. Rotorlar buldukları hacimde üç ayrı bölge oluşturmakta, her boşlukta iki sıkıştırma ya da iki genişleme süreçleri gerçekleşmektedir. Motorun her dönüşünde iki adet çevrim olduğu için motor gücü artmaktadır (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).



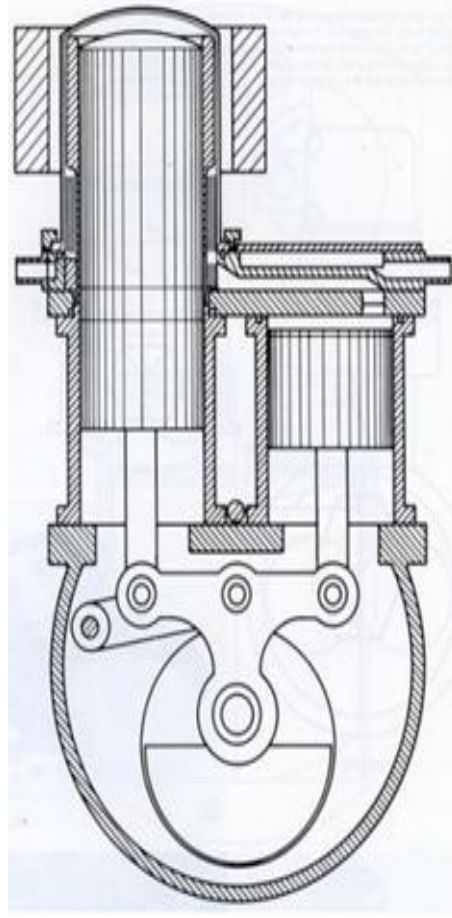
Şekil 2.15 Döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

2.3.4 Eğik Plakalı Döndürme Mekanizması

Genellikle kompresörlerde ve hidrolik pompalarda kullanılan eğik plaka döndürme mekanizması (Swash Plate), Stirling motorlarına da başarılı bir şekilde uygulanmaktadır. Eğik plaka mekanizması çok silindirli motorlarda kullanılmakla birlikte, mekanizma boyutları ve ağırlığı Rhombic hareket iletim mekanizmasından daha küçük ve hafif olması sebebiyle yüksek güç istenilen motorlarda tercih edilmektedir. Motor boyutlarını küçültme imkanı, kolay dengeleme, bir çok uygulama için moment karakteristiğinin uygun olması ve seri üretime uygunluğu gibi avantajlarının yanı sıra bu mekanizmaların kullanımında yağlama problemleri sebebiyle sürtünme kuvvetleri artmakta ve eğik plakaya karşı olan reaksiyon kuvveti nedeniyle piston kollarının yan yükleri artmaktadır.

2.3.5 Ross Yoke Mekanizması

Ross Yoke mekanizması Stirling motorları için ilk defa 1976 yılında Andy Ross tarafından tasarlanmıştır. Bu tip mekanizmada yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden piston ve silindir arasında sürtünme ve aşınma miktarı azaltılmaktadır (Erol 2009). Şekil 2.16'da Ross Yoke mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.16 Ross Yoke hareket iletim mekanizması (Erol 2011).

2.3.6 Manivela Mekanizması

Manivela mekanizması bir yatak ve iki koldan oluşmaktadır. Kollardan birisinin ucunda bir yatak mevcut olup yer değiştirme pistonu biyeline bağlanmıştır. Diğer kolda bir slot yatak mevcut olup krank milinin kol muylusuna bağlanmıştır. Krank milinin kol muylusu hem manivelaya hem de pistonu hareket vermektedir (Cheng and Yang 2011).

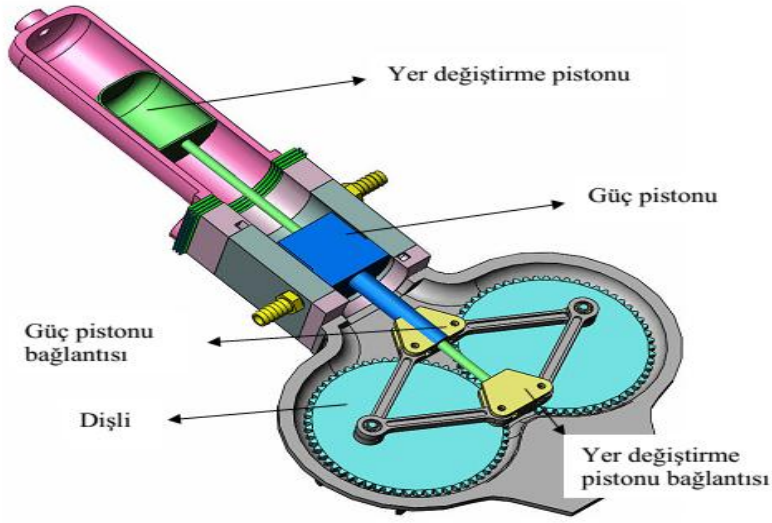


Resim 2.2 Manivela hareket mekanizması.

2.3.7 Rhombic Sürücü Mekanizması

1900 lü yıllarda, Lanchester otomobil motorlarında ilk olarak Rhombic sürücü mekanizması kullanılmıştır. Bu mekanizma Stirling motorlarında ilk olarak 1953 yılında Philips Araştırma Merkezi'nde Meijer tarafından kullanılmıştır (Erol 2009).

Bu motor 88 mm silindir çapı, 60 mm güç pistonu kursu ve 140 bar maksimum basınca sahipti. 700 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 15 °C soğutucu sıcaklığında çalışma maddesi olarak hidrojen kullanılarak yapılan deneylerde 30 kW çıkış gücü elde edilmiştir (Walker 1980). Şekil 2.17'de rhombic sürücü mekanizmalı bir Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.17 Rhombic sürücü mekanizması (Erol 2009).

Rhombic sürücü mekanizması, motor boyutlarını küçültmek, mekanik bağlantıları azaltmak, dolayısıyla sürtünme ve mekanik kayıplardan doğan verim kaybını ortadan kaldırmak amacıyla kullanılmaktadır. Rhombic sürücü mekanizması, iki senkronize dişli tarafından birleştirilen ve karşıt yönlerde dönen bağlantı mekanizmasından oluşmaktadır. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonunu bağlantı parçaları birbirine 90° faz farkı ile çalışacak şekilde bağlanmıştır. Güç pistonu biyeli üst bağlantı parçasına, yer değiştirme pistonu biyeli ise alt bağlantı parçasına bağlanmıştır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu basit harmonik hareketle çalışmaktadır. Bu tip mekanizmada yanıl kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden piston ve silindir arasında ve yer değiştirme pistonu rodu ile güç pistonu rodu arasında yanıl sürtünme ortadan kaldırılmaktadır. Motor parçalarındaki aşınım miktarı azaltılmaktadır. Titreşim ve sessizlik yönünden de diğer mekanizmalardan daha iyi performansa sahiptir (Walker 1980, Erol 2009).

2.4 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

2.4.1 Stirling Motorlarının Avantajları

- Katı, sıvı ve gaz her türlü yakıtı ve ısı kaynağını kullanabilir. Güneş enerjisi, termal ısı kaynakları ve nükleer enerji ile çalışabilir.

- Motora ısı verme işlemi, motor çalışmaya başlamadan önce başladığı için ilk harekete geçirilmeleri kolaydır.
- İçten yanmalı motorlara kıyasla termik verimleri yüksektir.
- İçten yanmalı motorlara kıyasla ateşleme, yakıt ve supap sistemi gibi yardımcı sistemlerin olmaması sebebiyle imalat kolaylığı vardır ve az bakım gerektirir.
- Yağlama yağının soğutma görevi olmadığından içten yanmalı motorlara kıyasla yağlama ile olan ısı kaybı daha azdır, ayrıca yağ sarfiyatı daha az ve yağ değişim aralığı daha uzundur.
- Dıştan ve kontrollü yanma sebebiyle NO_x, CO, HC ve partikül emisyonları içten yanmalı motorlara oranla daha az ve kontrolü daha kolaydır (Yücesu 1996).
- Sisteme ısı sürülmesi sürekli olduğu için gürültü içten yanmalı motorlara oranla daha azdır. Basınç değişimlerinin sinüzoidal olması, emme ve egzoz supapları gibi mekanik parçaların olmaması da gürültüyü azaltmaktadır.
- Temel olarak genişleme ve sıkıştırma hacimleri ile ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden meydana geldiği için çok değişik mekanik düzenlemelerde ve farklı boyutlarda imal edilebilir (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

2.4.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları

- Aynı güce sahip içten yanmalı motorlara göre daha büyük kütle ve boyutlara sahiptirler.
- Piston-silindir arasında ve krank mili çıkışında sızdırmazlık problemi vardır.
- Isıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler nedeni ile yavaşlama ve hızlanma ivmeleri düşüktür.
- Ar-ge çalışmaları hali hazırda devam etmektedir ve seri imalatı henüz yapılmamaktadır (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

2.5 Stirling Motorlarının Kullanım Alanları

Günümüzde Stirling motorlarının uygulama alanları aşağıda verilmiştir.

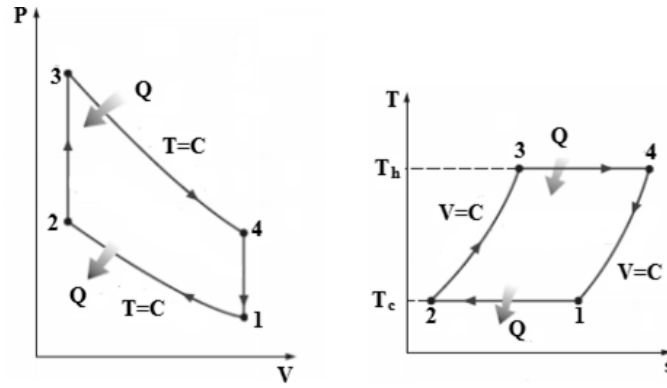
- Güneş enerjisinden elektrik üretiminde,

- Soğutma makinesi olarak,
- Isı pompası olarak,
- Yardımcı güç kaynağı olarak,
- Nükleer güç istasyonlarında,
- Uzay araçlarının elektrik ihtiyacını karşılamada,
- Tarım alanlarında su pompalamada (Aksoy 2011)

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

3.1 Stirling Çevriminin Teorik Analizi

İki sabit sıcaklık ve iki sabit hacim işleminden oluşan teorik Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları Şekil 3.1’de verilmiştir. İdeal Stirling çevriminin analizi çalışma maddesi olarak ideal bir gazın kullanıldığı kabul edilerek yapılmaktadır.



Şekil 3.1 Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları (Şekercioğlu ve Yılmaz 2012).

Stirling çevriminde;

- 1-2 süreci:** Sabit sıcaklıkta sıkıştırma (sistemden dış ortama ısı geçişi)
- 2-3 süreci:** Sabit hacimde harici bir kaynaktan (T_h) sisteme ısı verilmesi
- 3-4 süreci:** Sabit sıcaklıkta genişleme ve sisteme ısı verilmeye devam edilmesi
- 4-1 süreci:** Sabit hacimde dış ortama ısı geçişidir.

Sisteme sabit hacim durum değişimi (2-3) boyunca verilen ısı;

$$q_{2-3} = C_v(T_h - T_c) \quad (3.1)$$

Sisteme sabit sıcaklık durum değişimi (3-4) boyunca verilen ısı;

$$q_{3-4} = RT_h \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] \quad (3.2)$$

Çevrimde $V_4=V_1$ ve $V_3=V_2$ olduğundan;

$$q_{3-4} = RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.3)$$

olur. Sistemden sabit hacim durum değişimi (4-1) boyunca çekilen ısı;

$$q_{4-1} = C_v(T_h - T_c) \quad (3.4)$$

Sistemden sabit sıcaklık durum değişimi (1-2) boyunca çekilen ısı;

$$q_{1-2} = RT_c \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.5)$$

olarak yazılabilir. Bu eşitliklerden sisteme verilen toplam ısı;

$$q_s = q_{2-3} + q_{3-4} \quad (3.6)$$

Sistemden atılan toplam ısı;

$$q_R = q_{4-1} + q_{1-2} \quad (3.7)$$

olur. İşe çevrilen ısı miktarı ise;

$$q_{net} = q_s - q_r \quad (3.8)$$

olduğundan,

$$q_{net} = (T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.9)$$

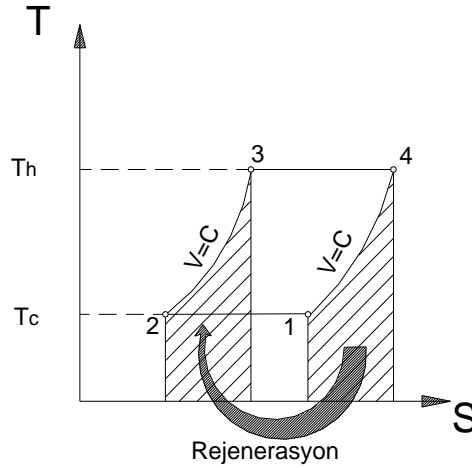
olur. Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{C_v (T_h - T_c) + R T_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.10)$$

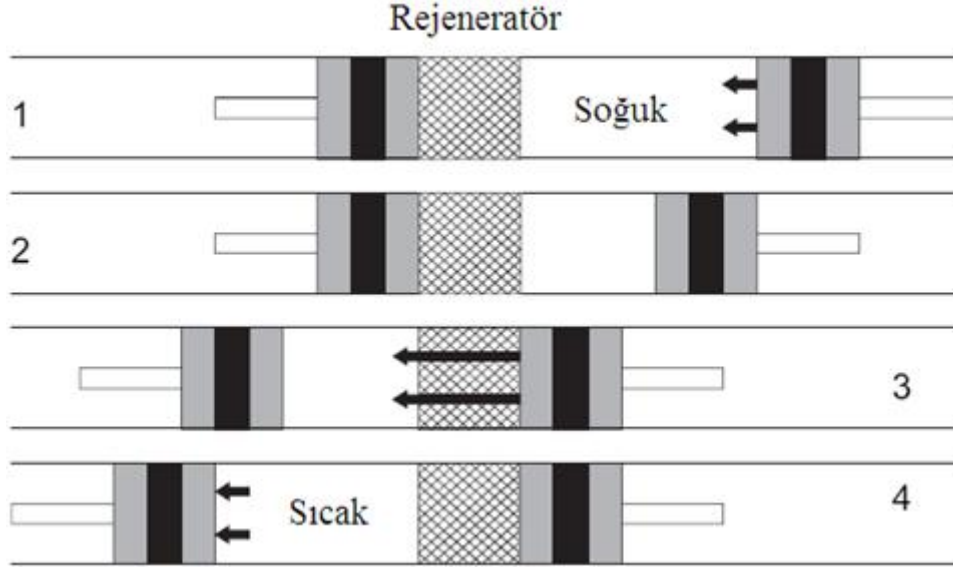
olacaktır (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Teorik Stirling çevrimine bir rejeneratör eklenmesi durumunda; 4-1 sabit hacim işlemi boyunca dışarıya atılan ısının tamamı, rejeneratör olarak adlandırılan ısı deposuna verilir. Daha sonra 2-3 sabit hacim işlemi boyunca bu enerji sisteme iade edilir. Rejeneratör, çalışma maddesinin sıcak bölgeden soğuk bölgeye hareketi esnasında soğutucuda transfer edilen ısıyı depolar. Soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişi esnasında depoladığı ısıyı çalışma maddesine geri verir. Rejeneratör soğutucu yoluyla atılan ısıyı sisteme geri kazandırdığı için ısı tasarrufu sağlar ve sistemin verimini yükseltir.

Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı Şekil 3.2’de, pistonların silindir içerisindeki konumları ise Şekil 3.3’de gösterilmiştir. Şekil 3.2’den anlaşılacağı gibi, sisteme ısı verme 3-4 sabit sıcaklık işlemi, sistemden ısı alınması da sadece 1-2 sabit sıcaklık işlemi boyunca gerçekleşmektedir.



Şekil 3.2 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı (Şekercioğlu ve Yılmaz 2012).



Şekil 3.3 Stirling çevriminde pistonun konumları (Urelli and Rallis 1975).

Bu durumda sisteme verilen ısı;

$$q_s = RT_h \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] = RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.11)$$

Sistemden atılan ısı

$$q_s = RT_c \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.12)$$

İşe dönüşen net ısı;

$$q_{net} = (T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.13)$$

olur. Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{q_{NET}}{q_s} = \frac{(T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.14)$$

olacaktır. Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında;

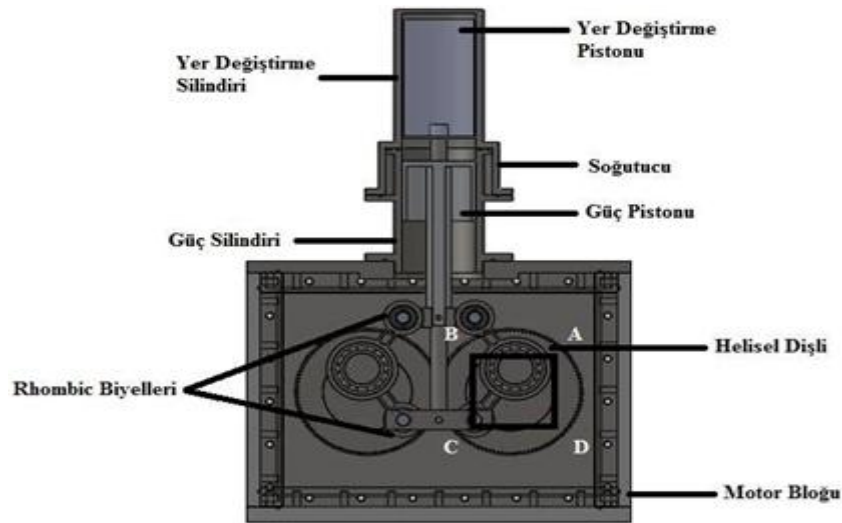
$$\eta_t = \frac{(T_h - T_c)}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (3.15)$$

olur (Aksoy 2011, Çınar 2001).

3.2 Motorun Termodinamik Analizi

Şekil 3.4'te tasarımı yapılan rhombic hareket mekanizmalı motor görülmektedir. Motor, bir güç silindiri ve pistonu, bir yer değiştirme silindiri ve pistonu, rhombic hareket mekanizması ve ara bağlantı parçalarından meydana gelmektedir.

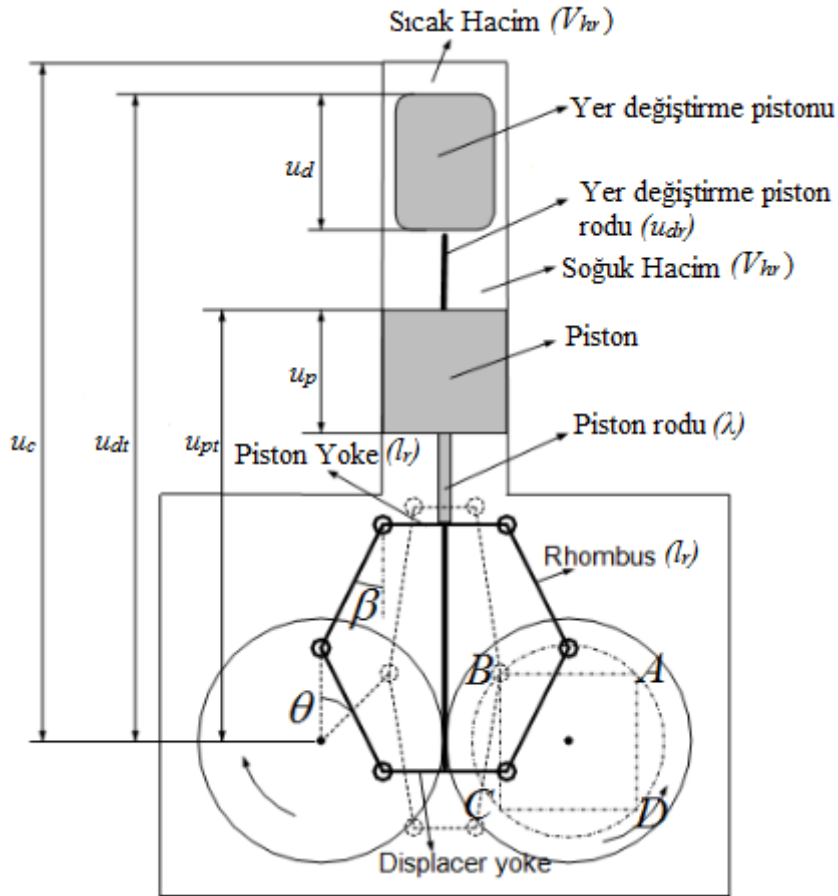
Şekil 3.4'te A-B arasında, sabit hacimde sisteme ısı verilmekte ve çalışma maddesi ısıtılmaktadır. B-C arası, sabit sıcaklıkta genişleme işlemidir. B-C arasında yer değiştirme ve güç pistonları beraberce ÜÖN'dan AÖN'ya hareket ederek iş zamanını meydana getirmektedir. Bu süreçte sisteme dışarıdan ısı verilmektedir. B-C arasında soğuk hacim minimum değerde kalmaktadır. C-D arasında dış ortama ısı geçişi olmakta ve sabit hacimde çalışma maddesinin soğutulması gerçekleştirilmektedir. D-A arası, sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemidir. Bu süreçte çalışma maddesinin tamamının soğuk hacimde sıkışması sağlanır ve çalışma maddesinden dışarıya ısı verilir.



Şekil 3.4 Tasarımı yapılan rhombic sürücü mekanizmalı Stirling motoru.

3.2.1 Termodinamik Model: Kinematik İlişkiler ve Nodal Analiz

Beta-tipi Stirling motorlarında çalışma gazı sıcak hacim, rejeneratör hacmi ve soğuk hacim bölgelerinde sürekli olarak yer değiştirmektedir. Yer değiştirme pistonu hareketi bu yer değiştirme hareketini temin ederken, güç pistonu çalışma gazını sıkıştırır ve genişlemesi sırasında alt ölü noktaya doğru inerek iş üretilmesini sağlar. Kinematik ilişkilerin tanımlanmasında dişli açıları referans alınmıştır. Tasarımı yapılan motorun kinematik ilişkileri ve teknik özellikleri sırasıyla Şekil 3.5 ve Çizelge 3.1'de görülmektedir.



Şekil 3.5 Rhombic mekanizmalı beta-tipi motorun şematik görünümü.

Çizelge 3.1. Test motorun teknik özellikleri.

Parametre	Özellikler			
Gaz Sabiti (J/kgK)	287.0			
Soğuk Uç Sıcaklığı (K)	300.0			
Sıcak Uç Sıcaklığı (K)	800.0			
Rejeneratör Hacmi (cm ³)	90.0			
Rejeneratör Alanı (cm ²)	1200.0			
Silindir Çapı (m)	0.086			
Motor Devri (dev/dak)	1000.0			
Yer Değiştirme Piston Rodu Kesit Alanı (cm ²)	2.5447			
Rhombic Rod Uzunluğu (mm)	50	66	80	94
Silindir Uzunluğu (m)	0.427	0.453	0.655	0.677
Piston Rod Uzunluğu (m)	0.07	0.07	0.12	0.12
Yer Değiştirme Rodu Uzunluğu (m)	0.290	0.322	0.4	0.427
Yer Değiştirme Piston Uzunluğu (m)	0.155	0.155	0.285	0.285
Güç Pistonu Uzunluğu (m)	0.12	0.12	0.12	0.12

Rhombic biyel kollarının düşey eksen ile yaptığı açının belirlenebilmesi için,

$$R_r = \frac{\ell_r}{2.666} \quad (3.16)$$

$$\beta_r = \arcsin \left(\frac{1}{2} - \frac{R_r}{\ell_r} \sin \theta_r \right) \quad (3.17)$$

eşitlikleri kullanılabilir. Burada θ_r , β_r , ℓ_r ve R_r sırasıyla dişli açısını, rhombic biyel kollarının düşey ile yaptığı açıyı, rhombic biyel kol uzunluğunu ve dönme yarıçapını ifade etmektedir. Rhombic biyel kollarının ve ara bağlantı elemanlarının boyları birbirine eşit alınmıştır. Dişlilerin merkezi referans noktası olarak kabul edilerek, yer değiştirme ve güç pistonları konumları şu şekilde tanımlanabilir,

$$u_{pt} = R_r \cos \theta_r + \ell_r \cos \beta_r + \ell_p + \frac{h_p}{2} \quad (3.18)$$

$$u_{db} = R_r \cos \theta_r - \ell_r \cos \beta_r + u_{dr} \quad (3.19)$$

$$u_{dt} = R_r \cos \theta_r - \ell_r \cos \beta_r + u_{dr} + u_d \quad (3.20)$$

Burada u_{pt} , u_{db} ve u_{dt} sırasıyla dişli merkezi ile piston tepe noktası, yer değiştirme pistonu alt noktası ve yer değiştirme üst noktası arasında kalan mesafeleri tanımlamaktadır. Bu mesafeler kullanılarak rhombic motorun soğuk ve sıcak hacimleri sırasıyla,

$$V_{cr} = (A_c - A_r)(u_{db} - u_{pt}) \quad (3.21)$$

$$V_{hr} = A_c(u_c - u_{dt}) \quad (3.22)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir.

Termodinamik analizde toplam çalışma hacmi 22 nodal bölgeye ayrılmıştır. Bu bölgeler sıcak hacim bölgesi, soğuk hacim bölgesi ve rejeneratörde yer alan yirmi adet bölgeden oluşan bir açık sistemdir. Akış kayıpları göz ardı edilerek bütün nodal hacimlerde çalışma gazının basıncı eşit kabul edilmiştir. Çalışma gazı basıncının anlık değerleri

$$p = \frac{m_t R_g}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_h}{T_h} + \sum_{i=3}^{n-2} \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad (3.23)$$

ile hesaplanmaktadır.

Nodal hacimlerdeki zamana bağlı sıcaklık değişimini hesaplayabilmek için, termodinamiğin birinci kanununun açık sistemler için verilen,

$$\Delta T_i = \frac{h_i A_i (T_{w,i} - T_i) \Delta t - \Delta m_i c_v T_i + E_i - p \Delta V_i + \Delta T_i \Omega}{m_i c_v + \Omega} \quad (3.24)$$

şekli kullanılmıştır. Son eşitlikte bulunan Ω keyfi bir sabittir. Eğer Ω sıfır seçilirse eşitliklerin nümerik çözümü yakınsamaz ve çözüm elde edilemez. Anlık kütle değerleri (m_i) ideal gazların genel hal denkleminde hesaplanabilir. Eş. 3.25'deki E_i nodal hacme giren ya da çıkan entalpi akışını ifade etmektedir ve

$$E_i = -c_p \frac{T_i + T_{i+1}}{2} (\Delta m_{i+1} + \Delta m_{i+2} + \dots + \Delta m_n) - c_p \frac{T_{i-1} + T_i}{2} (\Delta m_1 + \Delta m_2 + \dots + \Delta m_{i-1}) \quad (3.25)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir. Bir zaman diliminde motora verilen ve motordan atılan ısılar,

$$\Delta Q_{in} = h A_1 (T_{wh} - T_h) \Delta t \quad (3.26)$$

$$\Delta Q_{out} = h A_{22} (T_{wc} - T_c) \Delta t \quad (3.27)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir. Rejeneratördeki anlık ısı değişimi ise,

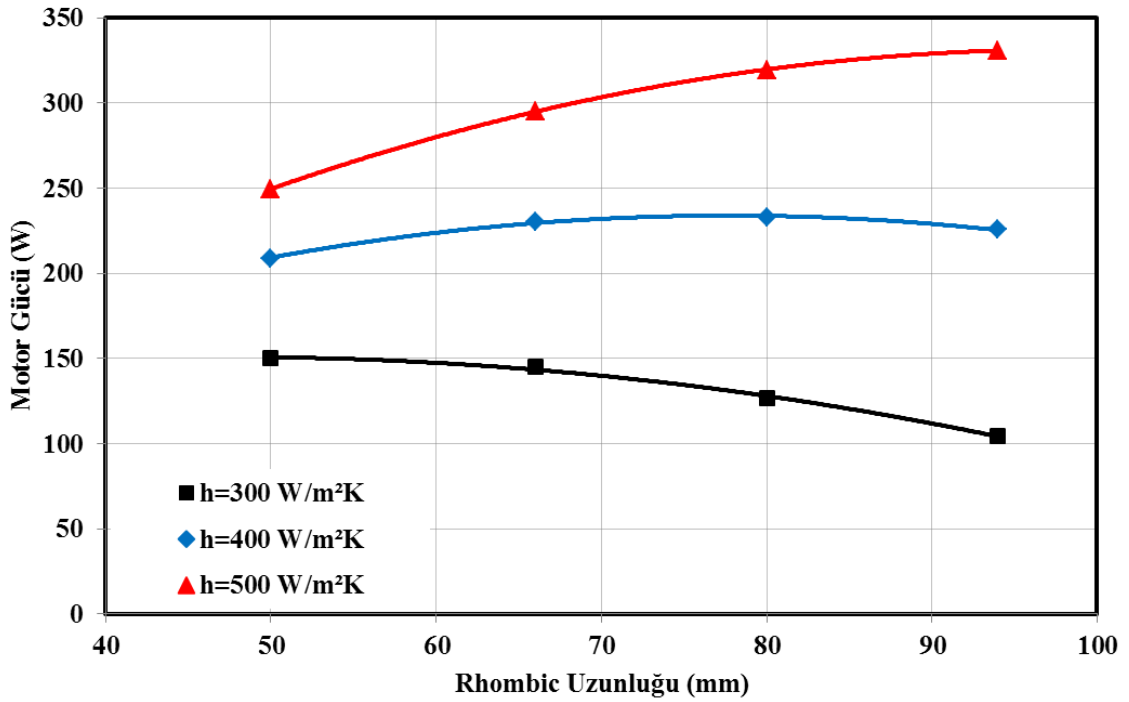
$$\Delta Q_{rej} = h \Delta t \sum_{i=2}^{21} A_i (T_{wi} - T_i) \quad (3.28)$$

olarak tanımlanabilir (Solmaz ve Karabulut 2014).

3.2.2 Motorun Nodal Analizi

Şekil 3.6'da 2 bar şarj basıncında 300, 400 ve 500 W/m²K ısı taşınım katsayıları için rhombic biyel boyunun motor gücüne etkisi görülmektedir. Rhombic biyel kollarının

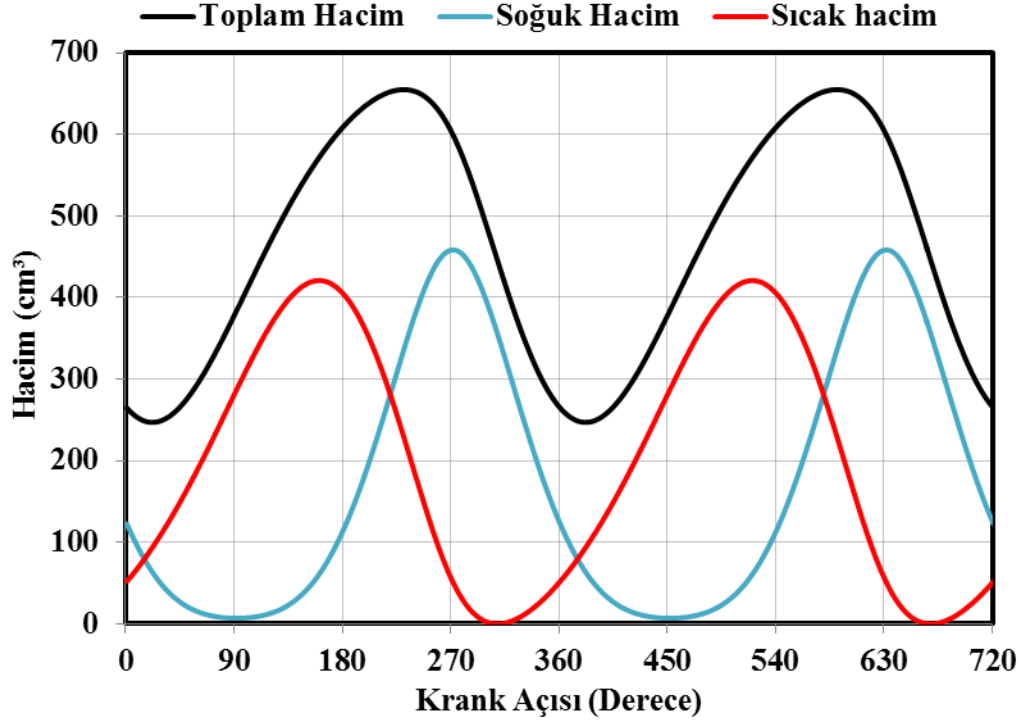
uzunluğu, 50 mm, 66 mm, 80 mm ve 94 mm olarak alınmıştır. Özgören ve Aksoy tarafından yapılan çalışmada 1000 dev/dak motor devrinde hava için ısı taşınım katsayısı 350-400 W/m²K arasında belirlenmiştir (Özgören ve Aksoy 2011). Maksimum motor gücü 400 W/m²K ısı taşınım katsayısı için 80 mm rhombic biyel kolu uzunluğundaki motorda 232,6 W olarak elde edilmiştir. Rhombic biyel boyunun artması ile hem krank yarıçapı hem de motor boyutları artmaktadır. Bu nedenle tasarımı yapılan motorda Rhombic biyel kolu 80 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 3.6 Farklı ısı taşınım katsayılarında rhombic biyel boyunun motor gücüne etkisi.

Şekil 3.7’de rhombic hareket mekanizmalı motorun soğuk, sıcak ve toplam hacim değişimleri görülmektedir. Rhombic mekanizmalı motorun toplam hacmi 680 cm³ tür. Genişleme işlemi 45°-135° krank açısı aralığında gerçekleşmektedir. Genişleme sürecinde sıcak hacim giderek artarken, soğuk hacim sabit kalmakta ve değişim miktarı azdır. Bu durum genişleme sırasında çalışma gazının neredeyse tamamının sıcak hacme geçerek ısı almasına böylece ideal çevrimdeki sabit sıcaklıkta genişleme işlemine yaklaşılmasına imkan sağlamaktadır. 135°-225° krank açısı aralığında sabit hacimde soğutma işlemi gerçekleşmektedir. Bu süreçte soğuk hacim artmakta ve sıcak hacim

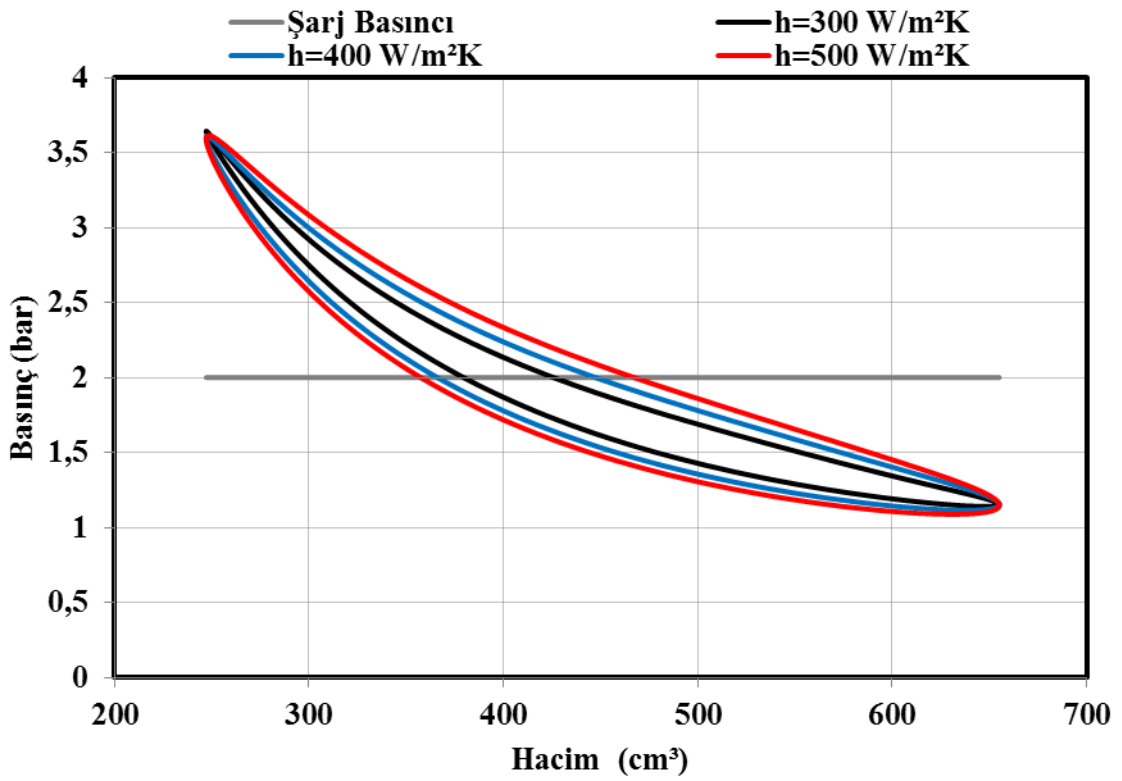
azalmaktadır. Ancak toplam hacmin hızla artmaya devam ettiği görülmektedir. Bu durum pistonun aşağıya doğru hareketine ve dolayısı ile faydalı iş üretmeye devam ettiğini göstermektedir.



Şekil 3.7 Rhombic hareket mekanizmalı motorun soğuk, sıcak ve toplam hacim değişimleri.

225°-315° krank açısı aralığı sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemidir. Sıkıştırma işleminin tamamen soğuk hacimde gerçekleşmesi istenmektedir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda sıkıştırma işlemine başlandığında sıcak hacim azalmaya devam etmektedir. Bu durumda sıkıştırma işi büyük olacaktır. Ancak bu sırada sıcak hacimden soğuk hacme doğru geçen çalışma maddesinin hareketi ısı transfer katsayısının artmasına neden olmakta ve akışkanın daha kolay soğutulabilmesini böylece sıkıştırma işinin bir miktar azalmasını sağlayabilmektedir (Solmaz ve Karabulut 2014). 315°-45° krank açısı aralığında ısıtma işlemi gerçekleşmektedir. Teorik olarak bu işlemin sabit hacimde gerçekleşmesi istenilmektedir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda periyodun başlangıcında motorun toplam hacminin halen azaldığı ve dolayısıyla sıkıştırma işleminin devam ettiği görülmektedir. Bu sırada soğuk hacimden sıcak hacme doğru geçen çalışma gazı ısıtma performansının düşmesine neden olmaktadır.

Şekil 3.8'de Rhombic hareket mekanizmalı motorun nodal analiz sonucu elde edilen P-V diyagramları görülmektedir. Eğriler 300, 400 ve 500 W/m²K ısı taşınım katsayıları için 2 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun sıkıştırma oranı 2,65 olarak hesaplanmıştır. Analiz sonucunda 200, 300 ve 400 W/m²K ısı taşınım katsayıları için motor güçleri sırasıyla 128,8 W, 233,4 W ve 318,9 W olarak elde edilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun genişleme sürecinde basınç azalma oranının düşük olması ve soğutma işlemi sırasında pistonun bir miktar daha genişlemeye devam etmesi çevrimlik iş üretiminde önemli bir avantaj sağlamaktadır.

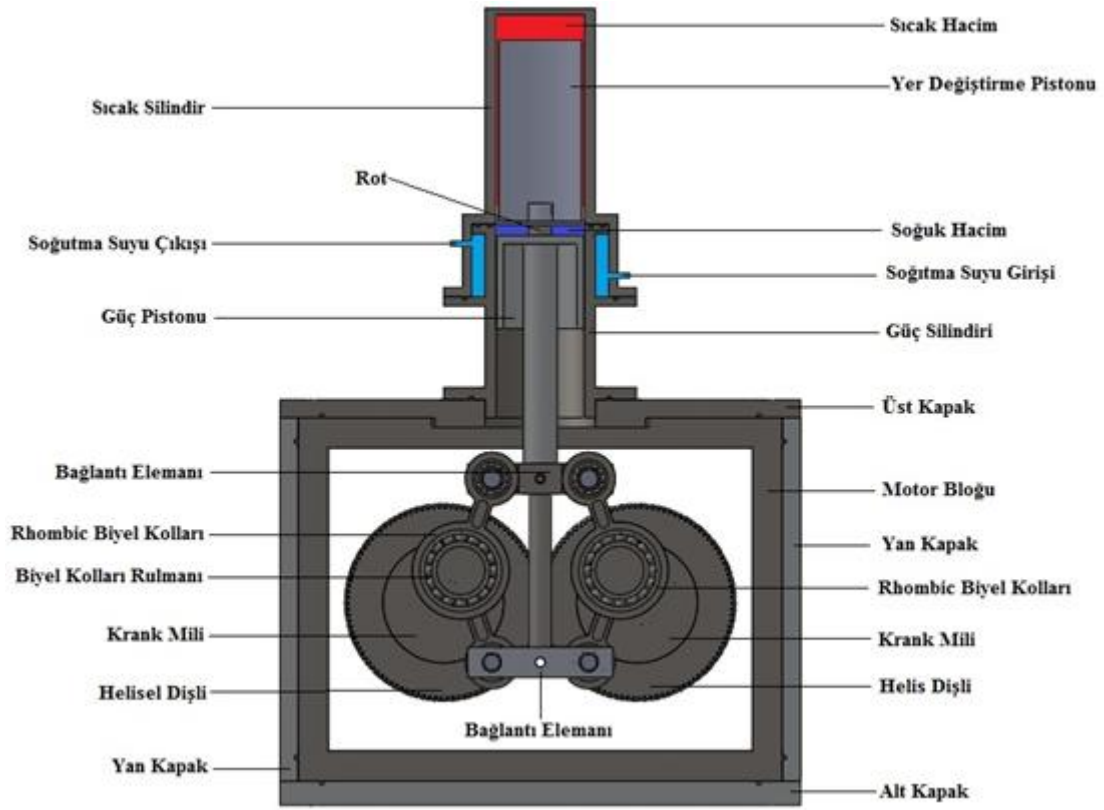


Şekil 3.8 2 bar şarj basıncında farklı ısı taşınım katsayıları için P-V diyagramları.

4. STİRLİNG MOTORU ve TEST DÜZENEGİ

4.1 Stirling Motoru

İmalatı yapılan Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru motor bloğu, motor bloğu kapakları, krank mili yatakları, krank milleri, dişliler, biyel kolları ve ara bağlantı elemanları, güç pistonu, güç silindiri, yer değiştirme pistonu, rod, yer değiştirme silindiri ve volandan oluşmaktadır. Şekil 4.1’de motorun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 4.1 Motorun şematik resmi.

4.1.1 Motor Bloğu

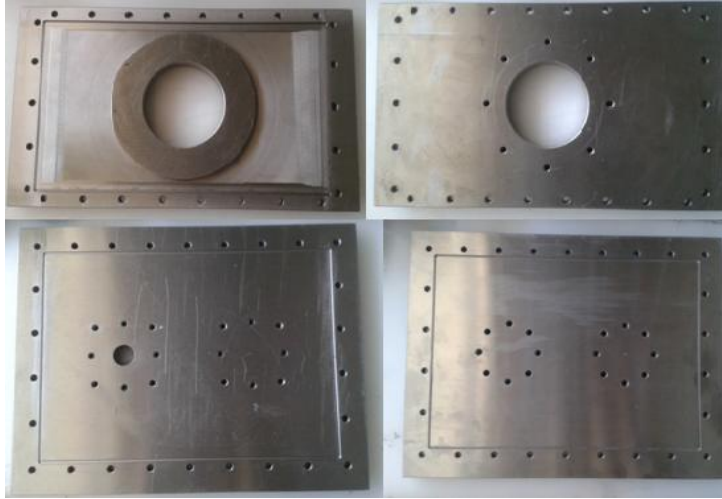
Resim 4.1’de motor bloğu ana gövdesi görülmektedir. Motor bloğu ana gövdesi 25x25 mm kalınlığında Ç1040 malzemelerin kaynakla birleştirilmesi ile imal edilmiştir. Motor bloğu ana gövdesi birleşme yüzeyleri çalışma maddesi kaçaklarını en aza indirmek için hassas bir şekilde taşlanmıştır.



Resim 4.1 Motor bloğu.

4.1.2 Motor Bloğu Üst ve Ana Kapakları

Motorun krank millerini ve silindirinin bağlandığı kapaklar 1040 plakalardan imal edilmiştir. Kapak yüzeyleri hassas bir şekilde taşlanmış ve çalışma maddesi kaçaklarını önlemek için O-ring kanalı açılmıştır. Motor bloğu üst ve ana kapakları Resim 4.2’de görülmektedir.



Resim 4.2 Motor bloğu ana ve üst kapakları.

4.1.3 Motor Bloğu Alt ve Yan Kapakları

Motor bloğu alt ve yan kapakları alüminyum 5050 malzemededen hassas bir şekilde imal edilmiştir. Motor bloğundan çalışma maddesi kaçaklarını önlemek amacı ile her bir kapak üzerine o-ring kanalı açılmıştır. Çalışma maddesinin motor bloğuna şarj edilebilmesi ve basıncın ölçülebilmesi için yan kapak üzerine bir çek valf ve bir manometre monte edilmiştir. Motor bloğu alt ve yan kapakları Resim 4.3'te görölmektedir.



Resim 4.3 Motor bloğu alt ve yan kapakları.

4.1.4 Krank Mili Ana Yatakları

Krank mili ana yatakları Ç1040 malzemededen imal edilmiştir. Krank mili ana yatakları üzerine alın ve silindirik olmak üzere iki adet rulman yerleştirilmiştir. Krank mili ana yataklarını motor bloğuna bağlamak için 4 adet cıvata deliği açılmıştır. Gaz kaçaklarını önlemek amacı ile krank mili ana yatakları üzerine O-ring kanalları açılmıştır. Krank mili ana yatakları Resim 4.4'te görölmektedir.



Resim 4.4 Krank mili ana yatakları.

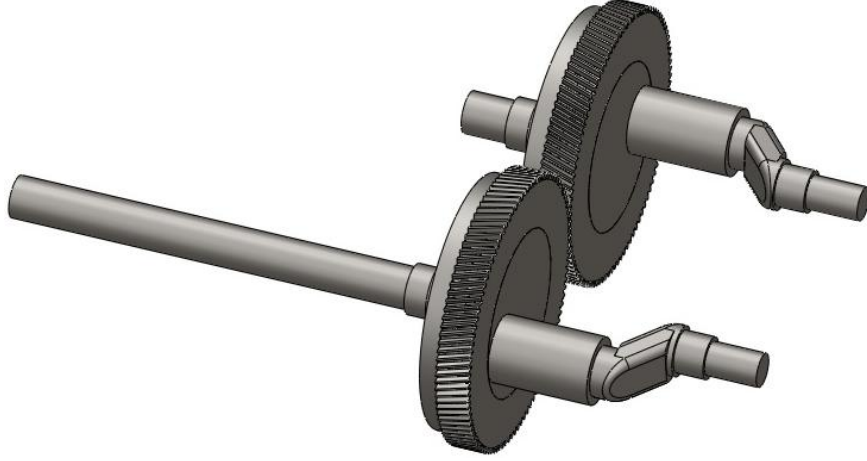
4.1.5 Krank Milleri ve Dişliler

Resim 4.5'te krank milleri görülmektedir. Krank mili 4140 ıslah çeliğinden tek parça halinde yapılmıştır. Krank mili ana ve kol muylu yüzeyleri hassas bir şekilde taşlanmıştır.



Resim 4.5 Krank milleri.

Şekil 4.2'de rhombic sürücü mekanizmasının iki dişlisi görülmektedir. Dişliler sementasyon çeliğinden imal edilmiş ve 52 Rockwell C derecesinde sertleştirilmiştir. Krank mili üzerine dişliler cıvata ile bağlanmıştır. Krank mili ve dişliler motor bloğuna ana yataklar yardımıyla bağlanmış ve krank milindeki sürtünme kayıpları ve aksenal gezintiyi azaltmak için her yatakta iki adet rulman kullanılmıştır.



Şekil 4.2 Helisel Dişliler.

4.1.6 Rhombic Biyel Kolları ve Ara Bağlantı Elemanları

Rhombic hareket mekanizmasının ara bağlantı elemanları Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Yer değiştirme ve güç pistonları rhombic biyel kollarına ara bağlantı elemanları vasıtası ile bağlanmaktadır. Resim 4.6'da rhombic ara bağlantı elemanları görülmektedir.



Resim 4.6 Rhombic ara bağlantı elemanları.

Rhombic biyel kolları alüminyum 7000 serisi malzemeden imal edilmiştir. Rhombic biyel kolları sürtünme kayıplarını azaltmak amacı ile muylulara rulmanlar vasıtası ile bağlanmıştır. Resim 4.7'de rhombic biyel kolları görülmektedir.



Resim 4.7 Rhombic biyel kolları.

4.1.7 Yer Değiştirme Silindiri

Resim 4.8’de görülen yer değiştirme silindiri sıcaklık ve korozyona dayanıklı paslanmaz ASTM 304 çelikten imal edilmiştir. Yer değiştirme silindirinin alt kısmı soğuk bölge, üst kısmı sıcak bölge olup, soğuk bölge bir su ceketi ile soğutulmaktadır. Soğuk bölge güç silindirinin üzerine geçmektedir ve güç silindiri ile arasında sızdırmazlık için o-ring kullanılmıştır.



Resim 4.8 Yer değiştirme silindiri.

4.1.8 Yer Değiştirme Pistonu ve Rodu

Resim 4.9’da ASTM 304 paslanmaz çelik borudan imal edilmiş yer değiştirme pistonu görülmektedir. Paslanmaz borunun içerisinden ve dışarisından talaş kaldırılarak et kalınlığı yeterince inceltildikten sonra (1 mm) iki ucuna paslanmaz çelikten yapılmış kapaklar kaynatılmıştır. Kapaklardan birisi aynı zamanda yer değiştirme pistonunun roduna bağlanmasını sağlayacak olan vidalı kısma sahiptir. Motorda harici bir rejeneratör kullanılmamıştır. Yer değiştirme pistonu ve silindirinin yan yüzeyleri rejeneratör olarak görev yapmaktadır. Yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında 0,7 mm çalışma boşluğu bırakılmıştır.



Resim 4.9 Yer değiştirme pistonu ve rodü.

4.1.9 Güç Silindiri

Resim 4.10’da güç silindiri görülmektedir. Güç silindiri yağ çeliğinden imal edilmiş, sertleştirilmiş ve pistonun çalıştığı iç yüzeyi hassas olarak honlanmıştır. Üst kısmında çalışma maddesinin soğutulmasını sağlamak amacıyla yer değiştirme silindirinin su ceketini oturmaktadır. Sızdırmazlık sağlamak amacıyla güç silindirinin üst ve alt ucuna o-ring kanalı açılmıştır.



Resim 4.10 Güç silindiri.

4.1.10 Güç Pistonu

Resim 4.11’de görülen güç pistonu 7000 serisi alüminyum alaşımından imal edilmiştir. Dış yüzeyi hassas olarak tornalanmış ve güç silindirine 0,09 mm boşlukla alıştırılmıştır. Güç pistonu rhombic hareket mekanizmasına bağlanan rodu ile yekpare olarak imal edilmiştir. Yer değiştirme pistonunun rodu güç pistonunun ortasından geçmektedir.

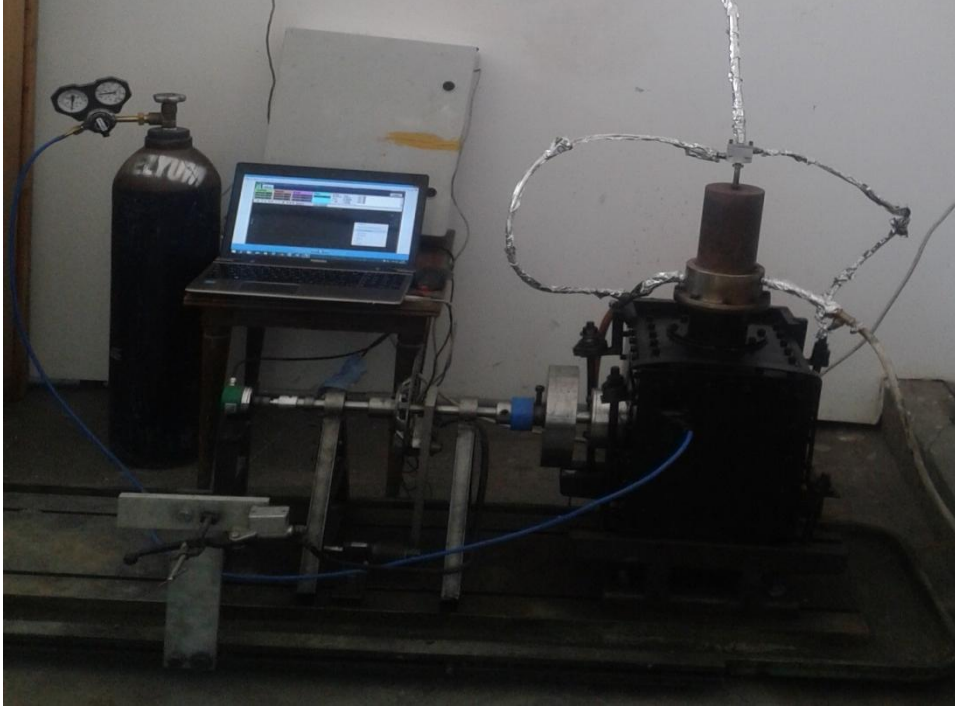


Resim 4.11 Güç pistonu.

4.2 Test Düzeneği

İmalatı gerçekleştirilen motorun montaj işlemi tamamlanmış ve mekanik problemler giderildikten sonra çalışma maddesi hava kullanılarak test edilmiştir. Deney düzeneği prony tip dinamometre, yük hücresi, enkoder, infrared termometre ve veri kayıt yazılım

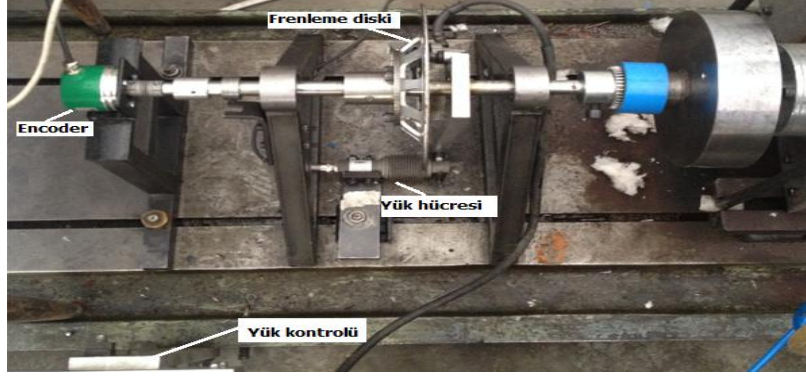
programından oluşmaktadır. Deneyler, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Stirling Motor Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Deney düzeneği Resim 4.12'de görülmektedir.



Resim 4.12 Test düzeneği.

4.2.1 Prony Tip Dinamometre

Motor momenti prony tip sürtülmeli bir frenleme mekanizması kullanılarak ölçülmüştür. Dinamometre tertibatında, üzerinde frenleme diski bulunan bir mil, fren diskini sıkıştırarak yüklemeyi sağlayan bir hidrolik frenleme tertibatı, bir load cell ve frenleme kuvvetini load celle ileten bir moment kolundan oluşmaktadır. Dinamometre ana mili iki uçta çelik konsol üzerinde rulmanlarla yataklanmıştır.



Resim 4.13 Prony tip dinamometre.

4.2.2 Encoder

Resim 4.14'te test sisteminde kullanılan LİKA marka encoder görülmektedir. Hem motor devrinin dev/dak cinsinden ölçülmesini hem de 0-360 derece aralığında 5000 veri göndererek load-cell ve termocouple sıcaklık alıcılarından bilgisayara veri aktarımında taşıyıcı rol oynamaktadır.



Resim 4.14 Encoder.

4.2.3 Yük Hücresi (Load-Cell)

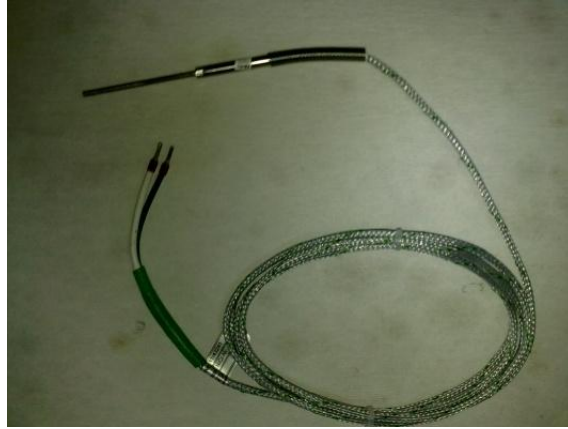
Resim 4.15'te yük hücresi görülmektedir. ESIT marka olan yük hücresi 0'dan 20 kg'a kadar ölçüm yapabilmektedir. Yük hücresinin bir tarafı sabit diğer tarafı ise dinamometre kuvvet kolunun kasıtsız olarak baskı uygulaması için kuvvet koluna bağlantı yapmayacak şekilde sadece kuvvet kolunun yük uygulandığında serbestçe baskı yapmasına olanak tanıyacak konumda bağlanmıştır.



Resim 4.15 Yük hücresi.

4.2.4 Sıcaklık Alıcıları (Termocouple)

Resim 4.16’da sıcaklık algılayıcıları görülmektedir. ELİMKO firmasının ürettiği sıcaklık alıcıları 1000 °C’ye kadar ölçüm yapabilme yeteneğine sahip “K” tipidir. Sıcak ve soğuk bilgilerdeki yüzeylere temas edebilecek şekilde motorun sıcak ve soğuk bölgelerine bağlantıları yapılmıştır.



Resim 4.16 Sıcaklık algılayıcıları (Termocouple).

4.2.5 İnfrared Termometre

Test esnasında motorun çeşitli noktalarındaki sıcaklık ölçümleri için 50- 800 °C arasında $\pm\%1$ hassasiyetinde ölçüm yapabilen DT-8863 marka bir infrared termometre kullanılmıştır. Resim 4.17’de infrared termometre görülmektedir.



Resim 4.17 İnfared termometre.

4.2.6 Dijital Basınç Göstergesi

Resim 4.18’de görülen dijital basınç göstergesi şarj basıncını göstermektedir. Stirling motorunda şarj basıncı karterden verildiği için karterle bağlantılı olan dijital basınç göstergesi test süresince şarj basıncının bilgisayardan bağımsız olarak görülmesini sağlamaktadır.

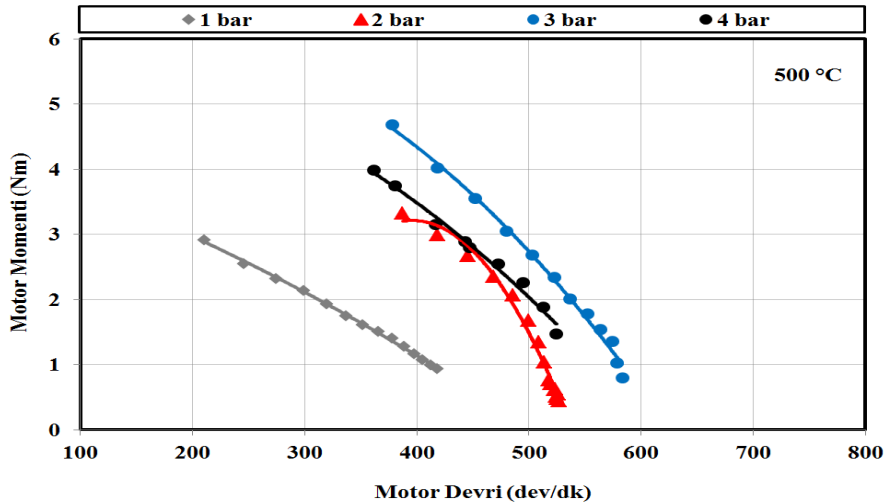


Resim 4.18 Dijital basınç göstergesi.

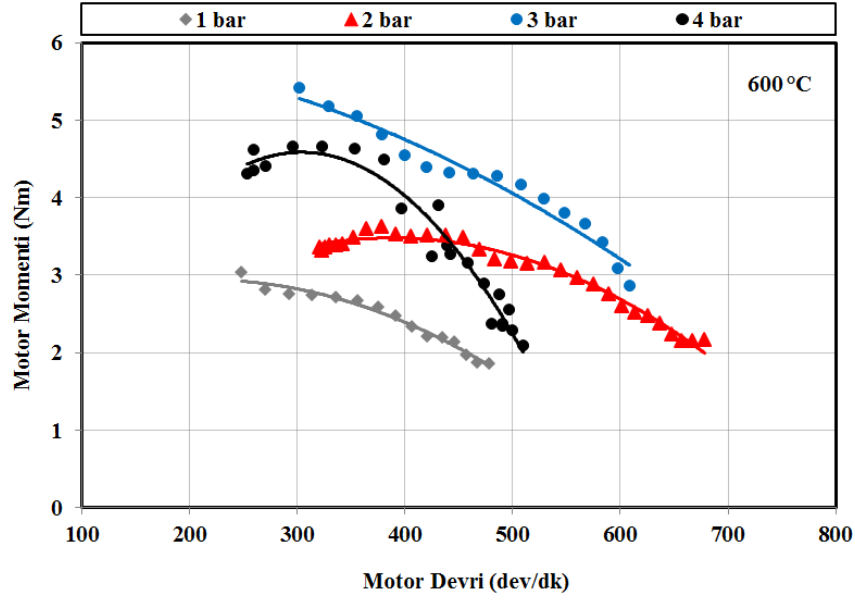
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

İmalatı yapılan motor çalışma maddesi olarak hava ile LPG (sıvılaştırılmış petrol gazı) yakıtlı bir ısıtıcı kullanılarak test edilmiştir. Deneyler 500 ± 5 °C, 600 ± 5 °C ve 700 ± 5 °C sıcak kaynak sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı 27 ± 2 °C olarak ölçülmüştür. Motor bloğuna 1, 2, 3 ve 4 bar şarj basınçlarında şarj basıncı uygulanmıştır. Bilgisayar destekli test düzeneği ile motor gücü ve motor momenti değişimleri farklı şarj basıncı ve ısıtıcı sıcaklıkları için motor devrine bağlı olarak elde edilmiştir.

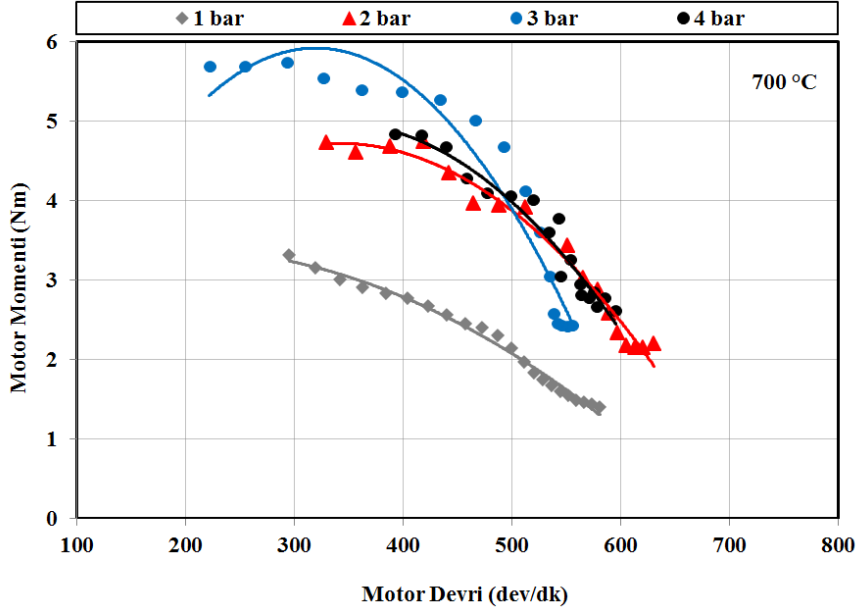
Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri farklı şarj basınçları 500 ± 5 °C, 600 ± 5 °C ve 700 ± 5 °C sıcak uç sıcaklıkları için sırası ile Şekil 5.1, Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te verilmiştir. Tüm sıcak uç sıcaklıklarında maksimum motor momentleri 3 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Maksimum motor momentleri; 500 ± 5 °C sıcak kaynak sıcaklığında 378 dev/dak motor devrinde 4,68 Nm, 600 ± 5 °C sıcak kaynak sıcaklığında 301 dev/dak motor devrinde 5,42 Nm ve 700 ± 5 °C sıcak kaynak sıcaklığında 273 dev/dak motor devrinde 5,73 Nm olarak elde edilmiştir. Motor momenti düşük motor devirlerinde maksimum iken motor devrinin artmasına bağlı olarak azalmaktadır. Düşük motor devirlerinde ısıtma-soğutma süresi daha uzundur. Motor devrinin artması ile bu süre azalmaktadır. Isıtma-soğutma süresinin azalması çalışma maddesine aktarılan ısı enerjisinin azalmasına sebep olmaktadır. Böylece motor momenti azalmaktadır.



Şekil 5.1 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (500 °C sıcak uç sıcaklığı).



Şekil 5.2 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (600 °C sıcak uç sıcaklığı).

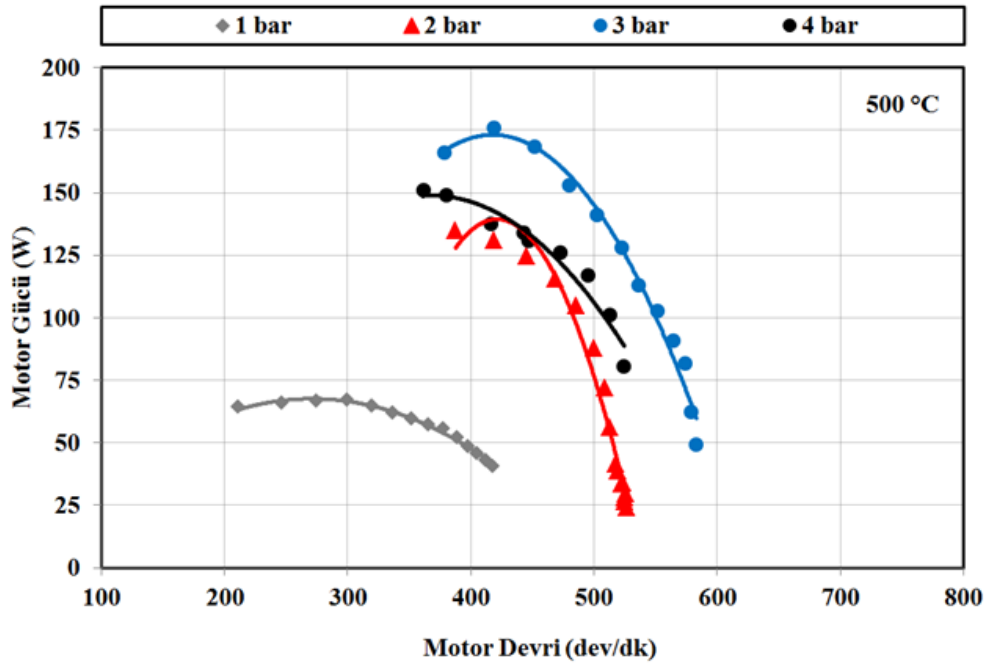


Şekil 5.3 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (700 °C sıcak uç sıcaklığı).

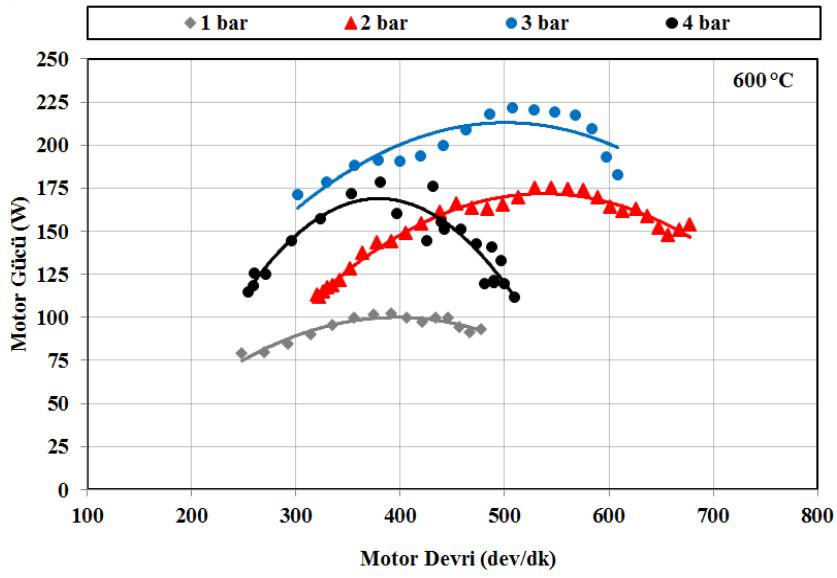
Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri farklı şarj basınçları 500±5 °C, 600±5 °C ve 700±5 °C sıcak uç sıcaklıkları için sırası ile Şekil 5.4, Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da verilmiştir. Maksimum motor güçleri her sıcaklık için 3 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Maksimum motor güçleri; 500±5 °C sıcak kaynak sıcaklığında 418 dev/dak motor devrinde 176 W, 600±5 °C sıcak kaynak sıcaklığında 507 dev/dak motor

devrinde 221 W ve 700 ± 5 °C sıcak kaynak sıcaklığında 466 dev/dak motor devrinde 244 W olarak elde edilmiştir. Motor gücü, motor devri ve motor momentinin bir fonksiyonudur. Motor devri ve motor momentine bağlı olarak motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve daha sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresinin azalmasının yanı sıra ısı transfer yüzey alanı yetersiz kalmakta ve motor gücü belirli bir değerden sonra azalmaktadır.

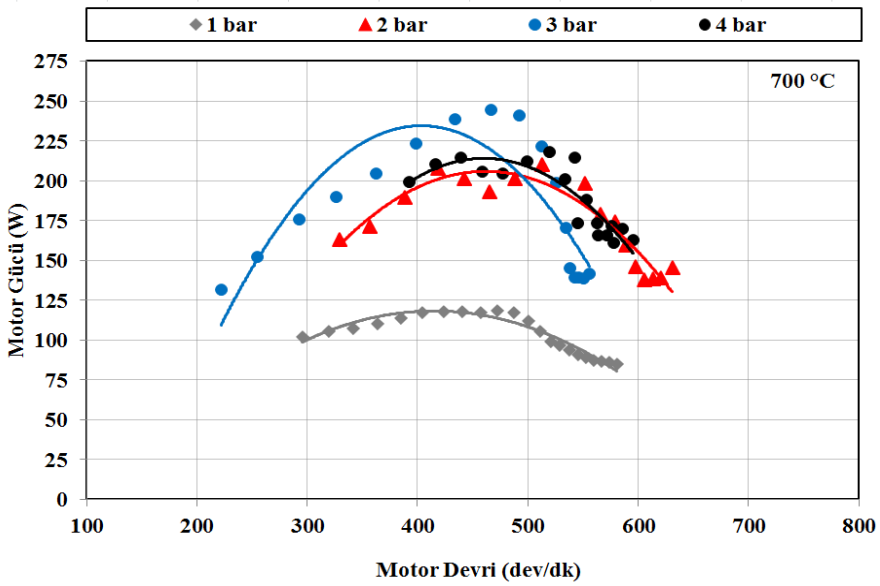
Ayrıca sıcak uç sıcaklığındaki artış ile motor gücü ve momentini artmaktadır. Bu artış ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları arasındaki farkın ve çevrim başına çalışma maddesine aktarılan ısı miktarının artmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.4 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (500 °C sıcak uç sıcaklığı).



Şekil 5.5 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (600 °C sıcak uç sıcaklığı).



Şekil 5.6 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (700 °C sıcak uç sıcaklığı).

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Petrol kaynaklı yakıtlara olan bağımlılık günden güne artmaktadır. Stirling motorları her türlü ısı kaynağı ile çalışabilen dıştan yanmalı bir ısı makinesidir. Bu yüzden petrol kaynaklı yakıtlara olan bağımlılığı azaltmakta önemli bir seçenektir.

Stirling motorları içten yanmalı motorlara göre düşük emisyon ve gürültü seviyesine ve daha az parça sayısına sahiptir. Bu yüzden Stirling motorları gelecekte alternatif enerji kaynaklarının kullanımının artmasıyla daha temiz bir çevre için ümit vericidir.

Bu çalışmada, rhombic hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testleri yapılmıştır. Motor boyutlarını küçültmek, mekanik bağlantıları azaltmak, dolayısıyla sürtünme ve mekanik kayıplardan doğan verim kaybını azaltmak amacıyla rhombic sürücü mekanizması kullanılmıştır. Mekanizma, karşıt yönlerde dönen iki senkronize dişli ve bağlantı mekanizmasından oluşmaktadır. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonunu bağlantı parçaları birbirine 90° faz farkı ile çalışacak şekilde bağlanmıştır. Ayrıca motorda kaçakların önüne geçmek amacıyla o ringler kullanılmıştır.

Tasarlanan motor için, kinematik eşitlikler kullanılarak sıcak, soğuk ve toplam hacim değişimleri hesaplanmıştır. Farklı iç yüzey ısı taşınım katsayıları için nodal analiz metodu kullanılarak motorun performansı belirlenmiştir. Termodinamik analizde toplam çalışma hacmi, sıcak hacim bölgesi, soğuk hacim bölgesi ve rejeneratörde yer alan yirmi adet bölge olmak üzere 22 nodal bölgeye ayrılmıştır. 300, 400 ve 500 W/m²K ısı taşınım katsayılarında 50, 66, 80 ve 94 mm rhombic biyel boyunda performans değerleri belirlenmiştir. Rhombic biyel boyunun artışına bağlı olarak motor boyutlarında arttığı için rhombic biyel kolu 80 mm olarak alınmıştır.

Motorda yer değiştirme pistonunun rodu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Rejeneratör bölgesi olarak yer değiştirme silindiri ile pistonu arasında kalan bölge kullanılmıştır. Motorun sıcak ucu LPG yakıtlı bir ısıtıcıyla ısıtılmıştır. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Yapılan deneylerde motorun maksimum gücü 700±5 °C

sıcak uç sıcaklığı ve 3 bar şarj basıncı için 466 dev/dak motor devrinde 244 W olarak elde edilmiştir. Motorun maksimum momenti 700±5 °C sıcak uç sıcaklığı ve 3 bar şarj basıncı için 273 dev/dak motor devrinde 5,73 Nm olarak elde edilmiştir.

Düşük devirlerde motor momenti yüksek iken; devrin artmasıyla motor momenti azalmaktadır. Motor devri arttıkça ısıtma-soğutma süresi kısalmakta ve motor momenti azalmaktadır. Motor gücü, motor momentine bağlı olan bir parametredir. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresinin azalmasının yanı sıra ısı transfer yüzey alanı yetersiz kalmakta ve motor gücü belirli bir değerden sonra azalmaktadır.

Motor gücünün arttırılabilmesi amacıyla motorda bazı değişiklikler yapılabilmektedir. Stirling motorlarında daha yüksek ısı iletim katsayısına sahip çalışma akışkanının (helyum, hidrojen vb.) kullanılması ile motordan elde edilen güç arttırılabilmektedir. Ayrıca motorun daha çabuk hızlanmasını sağlamak ve kilogram başına düşen güç miktarını arttırmak için kullanılan malzemelerinde önemi büyüktür. Daha hafif malzemelerden yapılan motorlarda veya ısı iletim katsayısı yüksek olan malzemelerin kullanılmasıyla daha fazla güç elde edilebilmektedir. Ayrıca soğuk ve sıcak uç arasındaki sıcaklık farkının fazla olması, çalışma akışkanına transfer edilen ısı miktarını ve motordan elde edilen gücü arttırmaktadır.

Stirling motorları içten yanmalı motorlar kadar güç üretememesine rağmen çevre kirliliğini ortadan kaldıracak alternatif bir motor olma yolunda ilerlemektedir. Yeterli desteğin sağlanmasıyla daha temiz bir enerji dönüşüm sistemi için Stirling motorları daha çok ilgi çekecektir.

7. KAYNAKLAR

- Aksoy, F., (2011). “Bir Stirling motoruna güneş enerjisi uygulanması”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Ala, S., (1996). “Rejeneratörlü stirling makinaları ve gözenekli metal ortamdan oluşan rejeneratörlerin karakteristiklerinin araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Alkan, M. A., (2009). “Türkiye’deki Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Eğitimi ve Öğretimi”, Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyonkarahisar, 1-20.
- Antonia, V. H., Timothy, E. L., Jennifer, L. E. and Daniel, M. K., (2001). Renewable energy: A viable choice. *Environment: Science and Policy for Sustainable*, **43**: 8-20.
- Beale, W. T. and Lane, N. W., (1996). “Stirling Engines For Gas Fired Micro-Cogen and Cooling”, Strategic Gas Forum, Detroit, Michigan.
- Boucher, J., Lanzetta, F. and Nika, P., (2007). Optimization of a dual free piston Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, **27**: 802-811.
- Can, S., (2011). “Alternatif enerji kaynakları potansiyelinin yönetilmesi: Çanakkale ili örneği”, Yüksek Lisans Tezi, Çanakkale Onsekiz Mart Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Çanakkale, 1-10.
- Carrasco, J. M., Bialasiewicz, J. T., Guisado, R. C. P. and Leon, J. I., (2006). Power-electronic systems for grid integration of renewable energy sources: A survey. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, **53**: 1002-1016.

- Cheng, C. H., Yang, H. S. and Keong, L., (2013). Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine. *Energy*, **59**: 590-599.
- Cheng, C. H. and Yang, H. S., (2011). Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines. *Energy*, **36**: 5899-5908.
- Costea, M. and Feidt, M., (1998). The effect of the overall heat transfer coefficient variation on the optimal distribution of the heat transfer surface conductance or area in a Stirling engine. *Energy Conversion Management*, **39**: 1753–1761.
- Çetinkaya, S., (1999). “Gaz Türbinleri” Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 33-37, 45-46.
- Çınar, C., (2014). Design and manufacturing of a hermetic Stirling engine. *Proc IMechE Part E:J Process Mechanical Engineering*, **228**: 14-20.
- Çınar, C., Aksoy, F. ve Okur, M., (2013). Design, manufacturing and performance tests of a stirling engine with rhombic drive mechanism. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, **28**: 795-801.
- Çınar, C., Aksoy, F. ve Erol, D., (2012). The effect of displacer material on the performance of a low temperature differential Stirling engine. *International Journal of Energy Research, in-press*, **36**: 911-917.
- Çınar, C., Topgül, T. ve Yücesu, H. S., (2007). Stirling çevrimi ile çalışan beta tipi bir motorun imali ve performans testleri. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, **22**: 411-415.
- Çınar, C. ve Karabulut, H., (2005). Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renewable Energy*, **30**: 57-66.
- Çınar, C., (2001). “Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı imali ve performans analizi” Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-50.

- Demiralp, M., (2000). “Gama tipi bir Stirling motorun tasarımı ve imalatı”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-9.
- Derviş, E., (2011). Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları. *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **3**: 51-74.
- Derviş, E., (2009). “Düşük Sıcaklık Farkıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Duan, C., Sun, C., Shu, S., Ding, G., Jing, C. and Chang, J., (2015). Similarity design and experimental investigation of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism. *International Journal of Energy Research*, **39**: 191–201.
- Feng, W., Lingen, W., Chih, W. and Fengrui, S., (1998). Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration. *Energy Conversion and Management*, **39**: 727-732.
- Finkelstein, T. and Organ, A.J., (2001). “Air Engines The History, Science, and Reality of the Perfect Engine”, ASME Press, New York, 1-30.
- Hachem, H., Gheith, R., Aloui, F. And Nasrallah, S. B., (2015). Numerical characterization of a γ -Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters. *Energy Conversion and Management*, **96**: 532-543.
- Karabulut, H., Solmaz, H., Okur, M. ve Şahin, F., (2013). Dynamic and thermodynamic analysis of a gamma type free-piston stirling engine. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, **28**: 265-273.
- Karabulut, H. ve Aksoy, F., (2011). Güneş Enerjisi ile Çalışan Bir Stirling Motorunun Performans Testleri. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **8**: 55-62.

- Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E. ve Yücesu, H. S., (2010). Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy*, **35**: 138–143.
- Karabulut, H., Çınar, C. ve Aksoy, F., (2009a). The investigation of the effect of thermal barrier coating on the performance of Stirling engine. *Int. J. Energy Res.*, **33**: 267–273.
- Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C. ve Aksoy, F., (2009b). An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources. *Applied Energy*, **86**: 68–73.
- Karabulut, H., Yücesu, H. S., ve Koca, A., (2000). Manufacturing and testing of a V-type stirling engine. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, **24**: 71-76.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., (2008). A four power-piston low-temperature differential stirling engine powered using simulated solar energy as a heat source. *Solar Energy*, **82**: 493-500.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., (2007). Performance of a twin power piston low temperature differential stirling engine powered by a solar Simulator. *Solar Energy*, **81**: 884-895.
- Kongtragool, B. and Wongwises, S., (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **7**: 131-154.
- Lane, N. W. and Beale, W. T., (1997). “Free-Piston Stirling Design Features”, Eighth International Stirling Engine Conference, University of Ancona, Italy.

- Martini, W. R., (1978). "Stirling Engine Design Manual", U.S. Department of Energy, DOE/NASA/3152-78/1,NASA CR-13518.
- Meijer, R. J., (1960). "The philips stirling thermal engine", Thesis, Technische Hogeschool Delft, 99-103.
- Özgören, Y. Ö. ve Aksoy, F., (2011). Beta Tipi Bir Stirling Motorunda Rejeneratördeki Konvektif Isı Taşınım Katsayısı Değerlerinin Belirlenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **8**: 65-75.
- Özgören, Y. Ö., (2004). "Stirling motorlarında ısı kayıplarının azaltılması için termal bariyer kullanımı", Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-54.
- Richey, A. E., (1986). "Mod II automotive Stirling engine design description and performance projections", SAE Paper, No: 860059.
- Senft, J. R., (2004). "An Introduction to Low Temperature Differential Stirling Engines", Moriya Press, USA.
- Simetkosky, M., (1985). "Mod I Automotive Stirling Engine Mechanical Development", SAE Paper, No: 840462.
- Solmaz, H. ve Karabulut, H., (2014). Performance comparison of a novel configuration of beta-type Stirling engines with rhombic drive engine. *Energy Conversion and Management*, **78**: 627-633.
- Şekercioğlu, S. ve Yılmaz, M., (2012). Renewable energy perspectives in the frame of Turkey's and UE's energy policies. *Energy Conversion and Management*, **63**: 233-238.

- Tavakolpour, A. R., Zomorodian, A. and Golneshan, A. A., (2008). Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator. *Renewable Energy*, **33**: 77-87.
- Trukhov, V. S. and Tursunbaev, I. A., (1987). Development and investigation of a stirling engine for an autonomous solar energy units. *Applied Solar Energy*, **23**: 71-75.
- Urelli, U. and Berchowitz, D. M., (1984). "Stirling Cycle Machine Anaysis", Adam Hilger Ltd., Bristol.
- Urelli, I. and Rallis, C. J., (1975). "Stirling Cycle Engine Development. A Review", University of Wittwatersrand, Department of Mechanical Engineering, Report No: 67.
- Yücesu, H. S., (1996). "Küçük güçlü güneş enerjili bir Stirling motoru tasarımı", Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Walker, G., (1980). "Stirling Engines", United States by Oxford University Press.
- Walker, G., (1973). "Stirling Cycle Machines", Clarendon Press, Oxford, 1-50.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ersen AKYEL
Doğum Yeri ve Tarihi : İZMİR-Bornova (20.04.1990)
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : 0507 564 46 67/ersenakyel@kromsanmetal.com

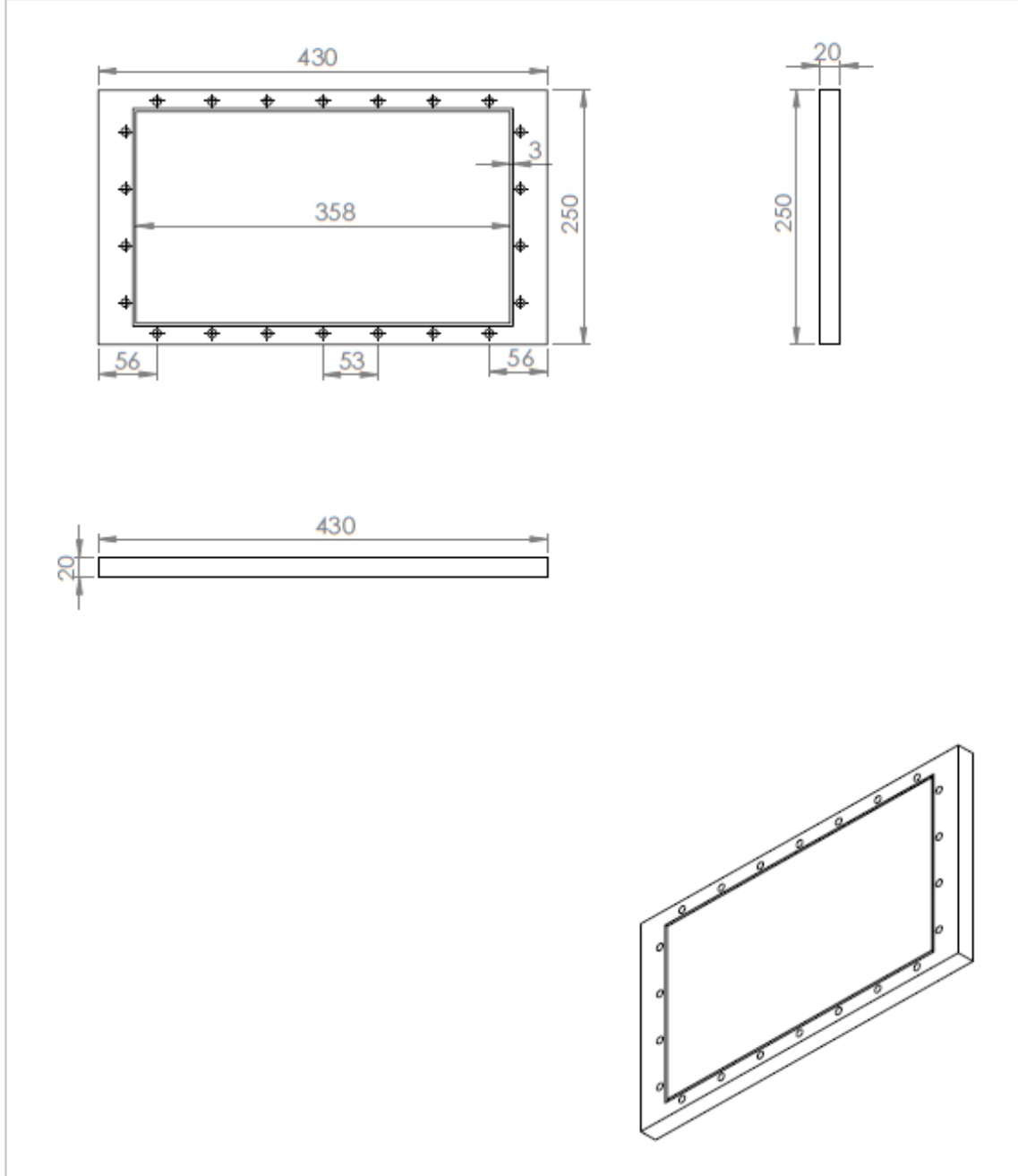
Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Manisa Lisesi (2004 – 2007)
Lisans : Doğu Akdeniz Üniversitesi (2007 – 2012)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi (2012 – 2015)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Kromsan Metal Kaplama San. Tic. Ltd. Şti.
(2012-)

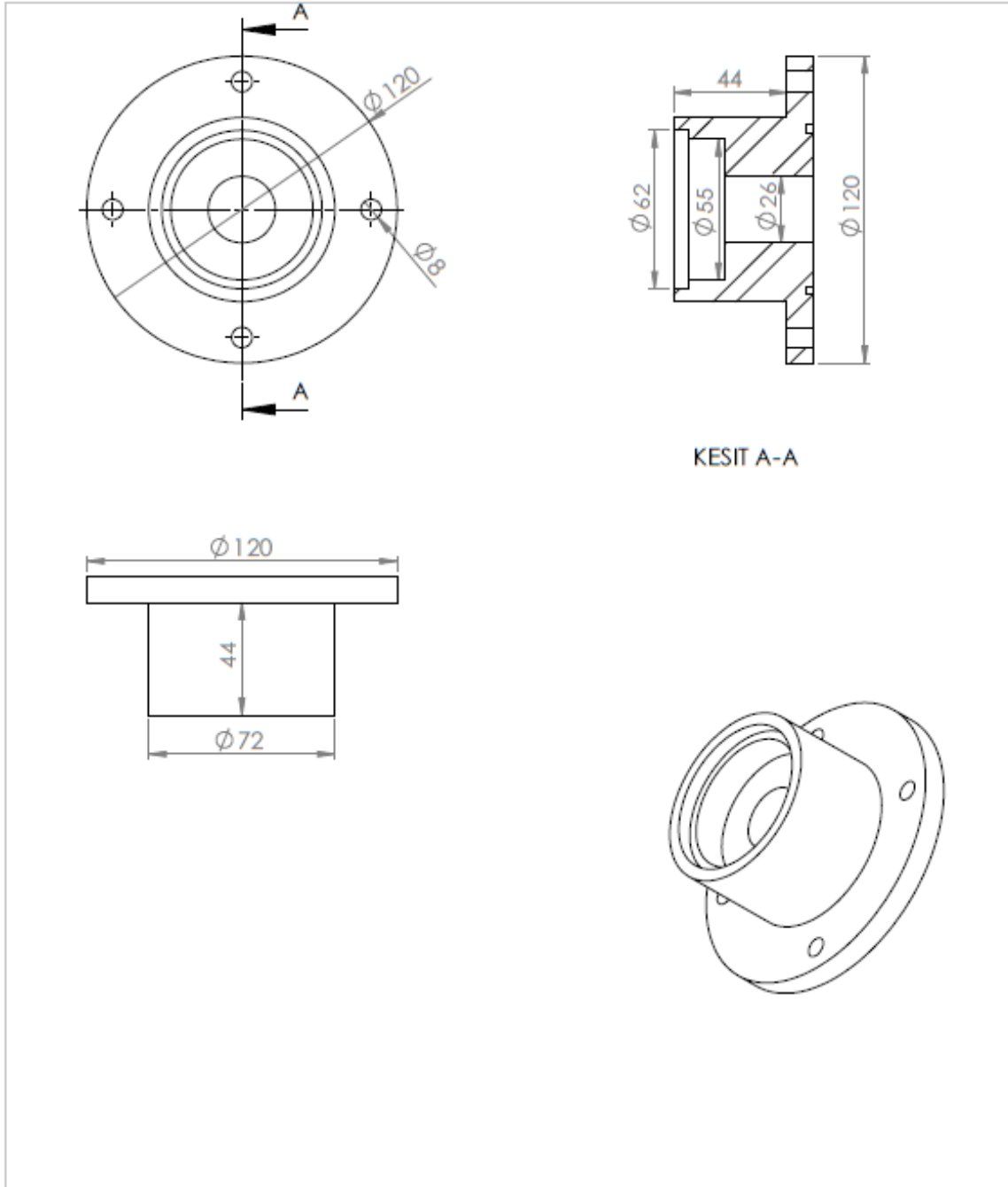
EKLER

EK-1 Alt Kapak



				TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH		STIRLING	
				Alt Kapak	
			MALZEME:		

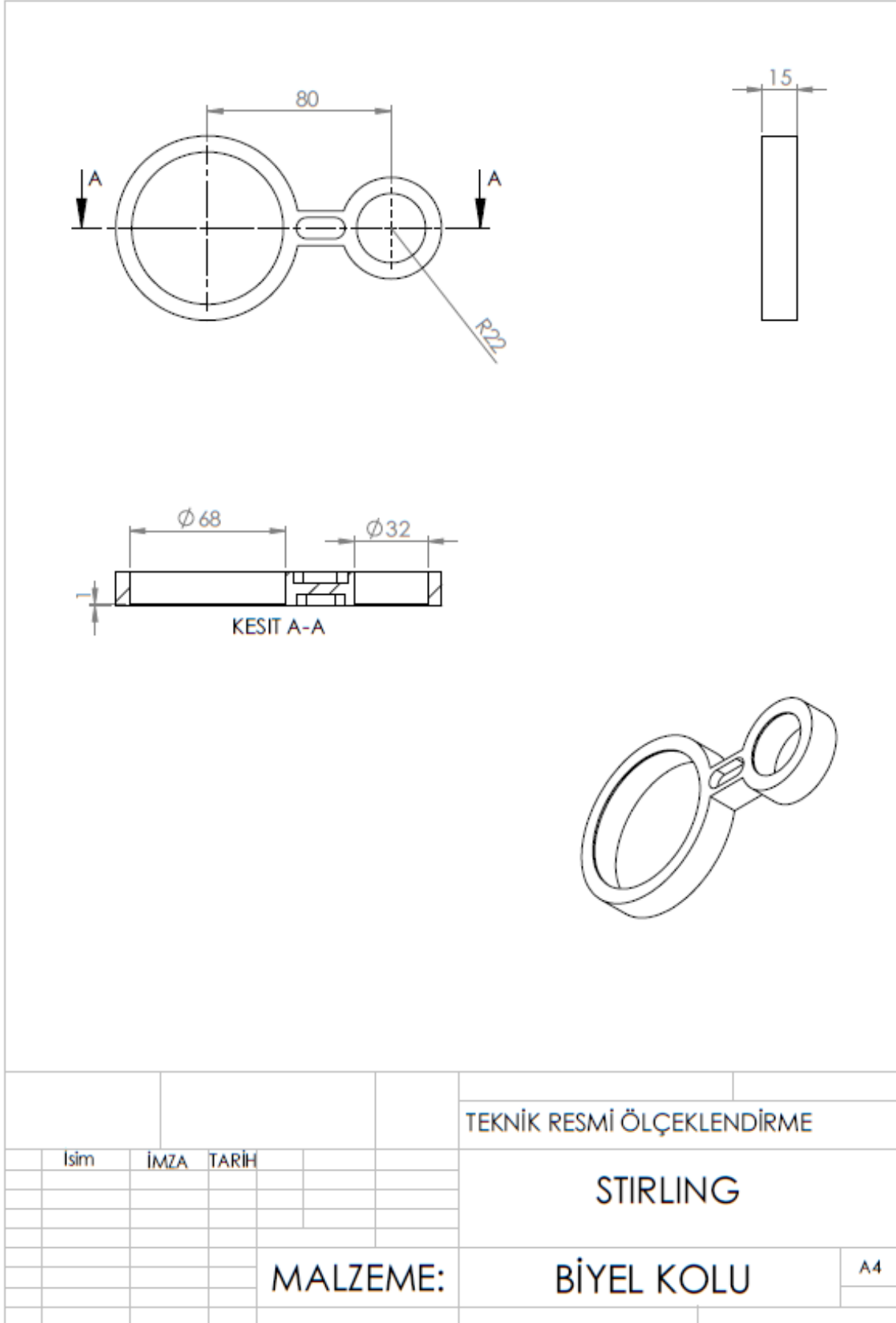
EK-2 Ana kapak yatağı



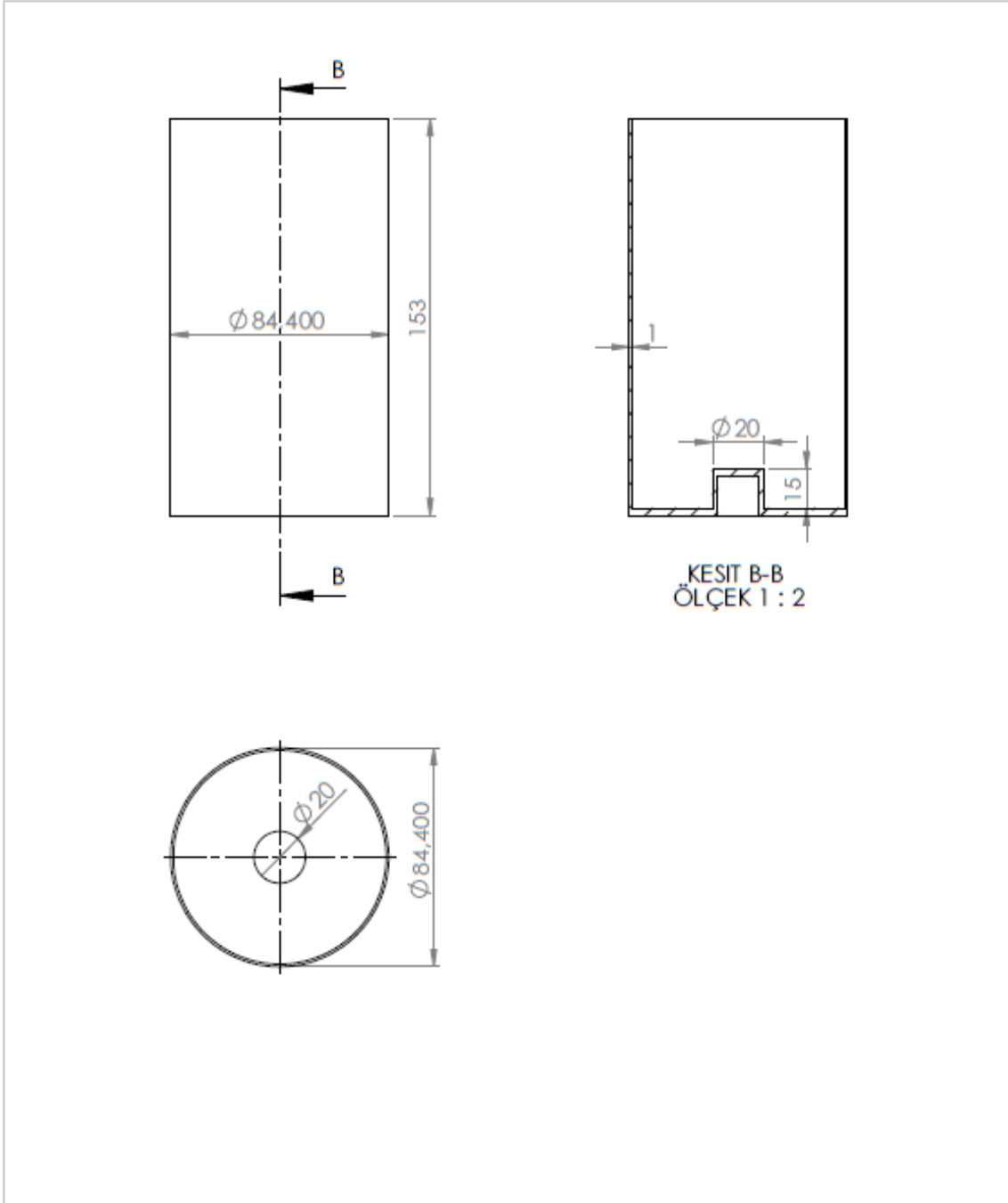
KESİT A-A

				TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH		STIRLING	
				Ana Kapak Yatağı	
			MALZEME:		A4

EK-5 Biyel kolu

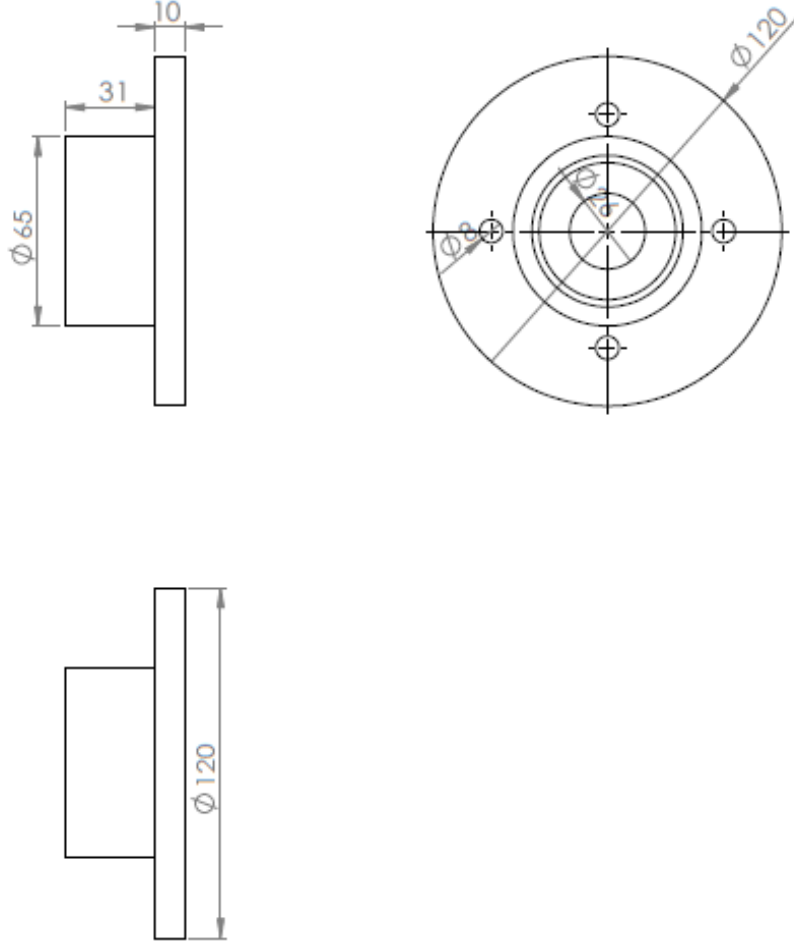


EK-7 Displacer



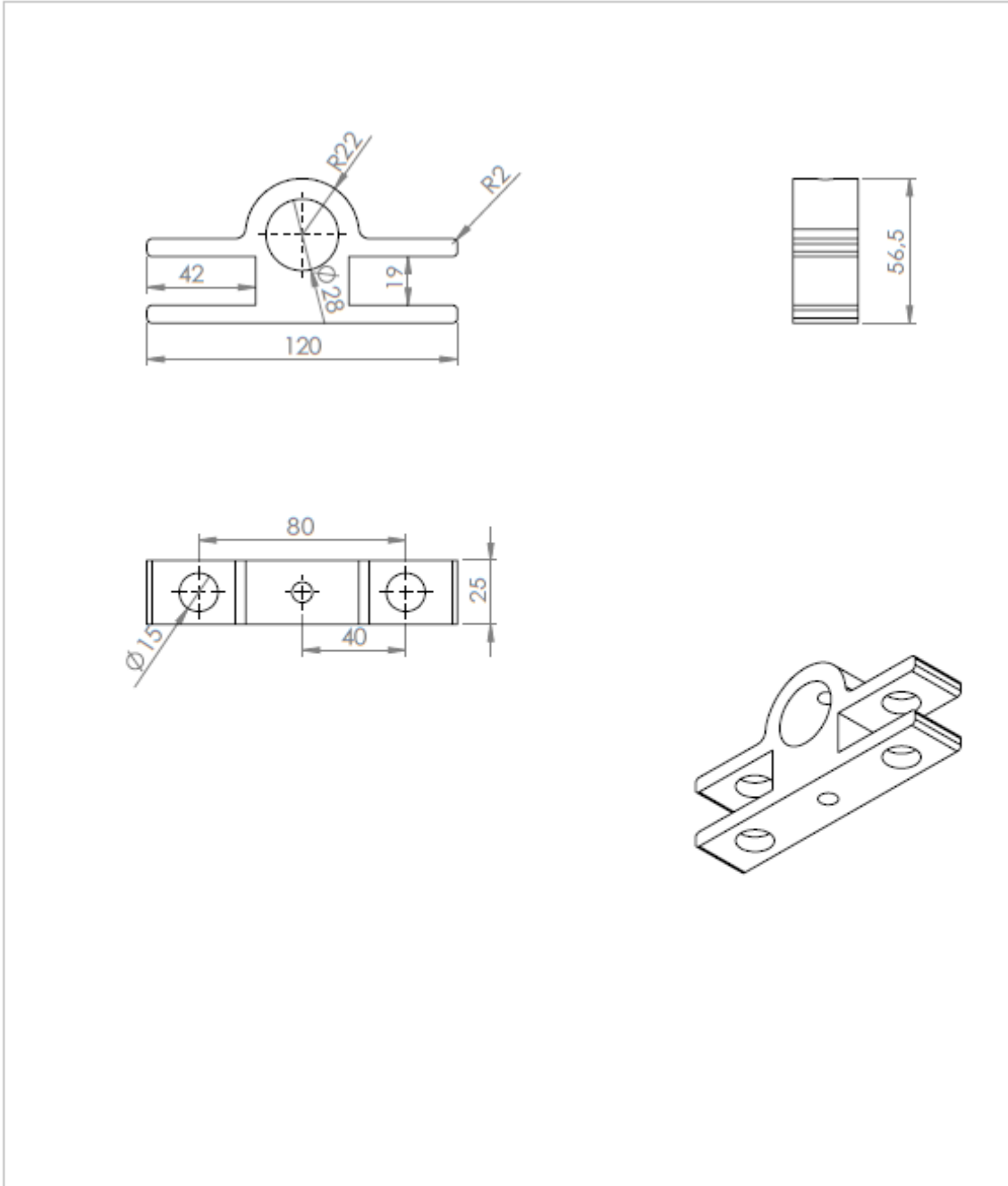
				TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH		STIRLING	
				Displacer	
			MALZEME:	A4	

EK-12 Ön kapak yatağı



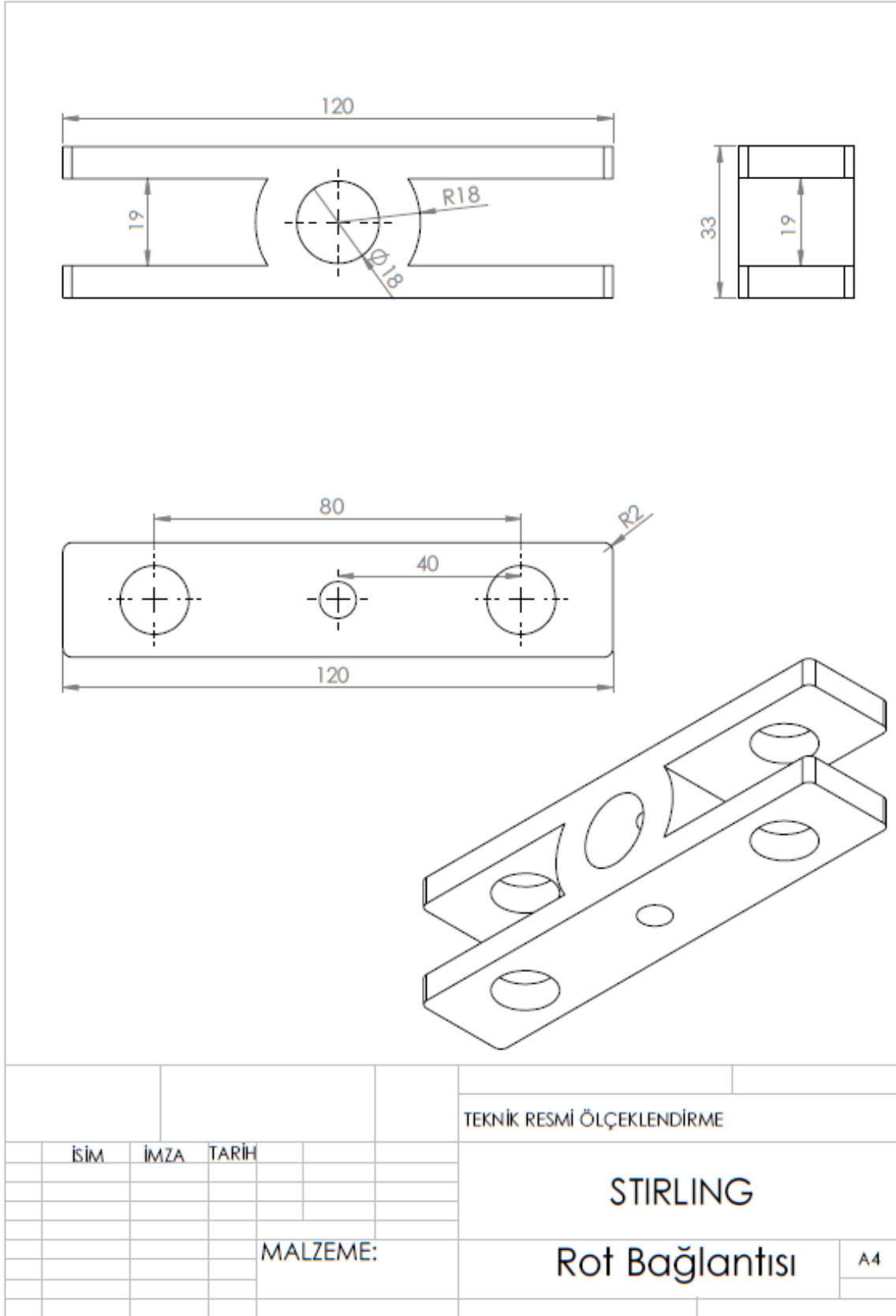
						TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME		
İSİM	İMZA	TARİH				STIRLING		
						Ön Kapak Yatağı		
						MALZEME:		
						A4		

EK-13 Piston bağlantısı

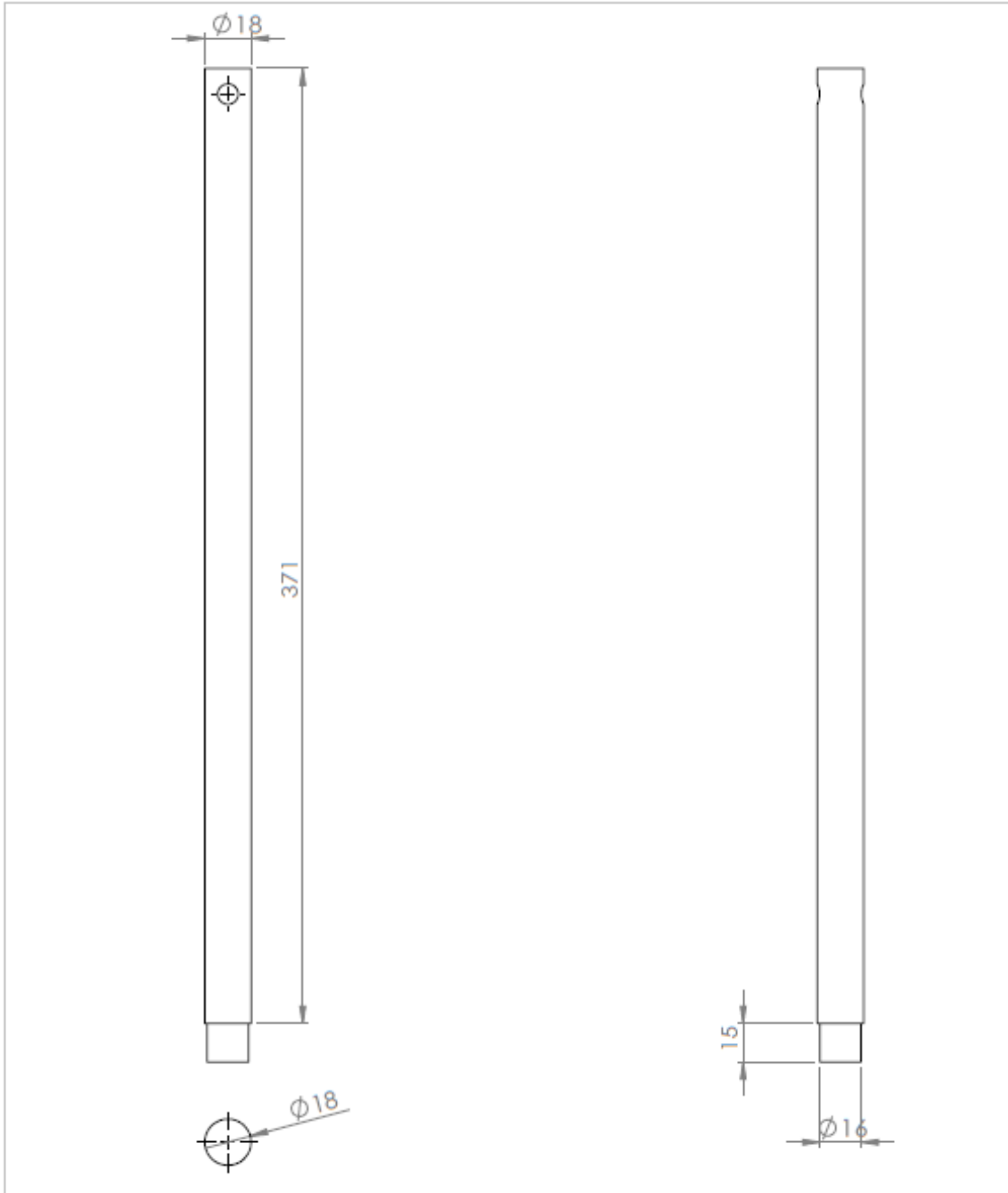


			TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH	STIRLING	
MALZEME:			Piston Bağlantısı	
			A4	

EK-14 Rot bağlantısı

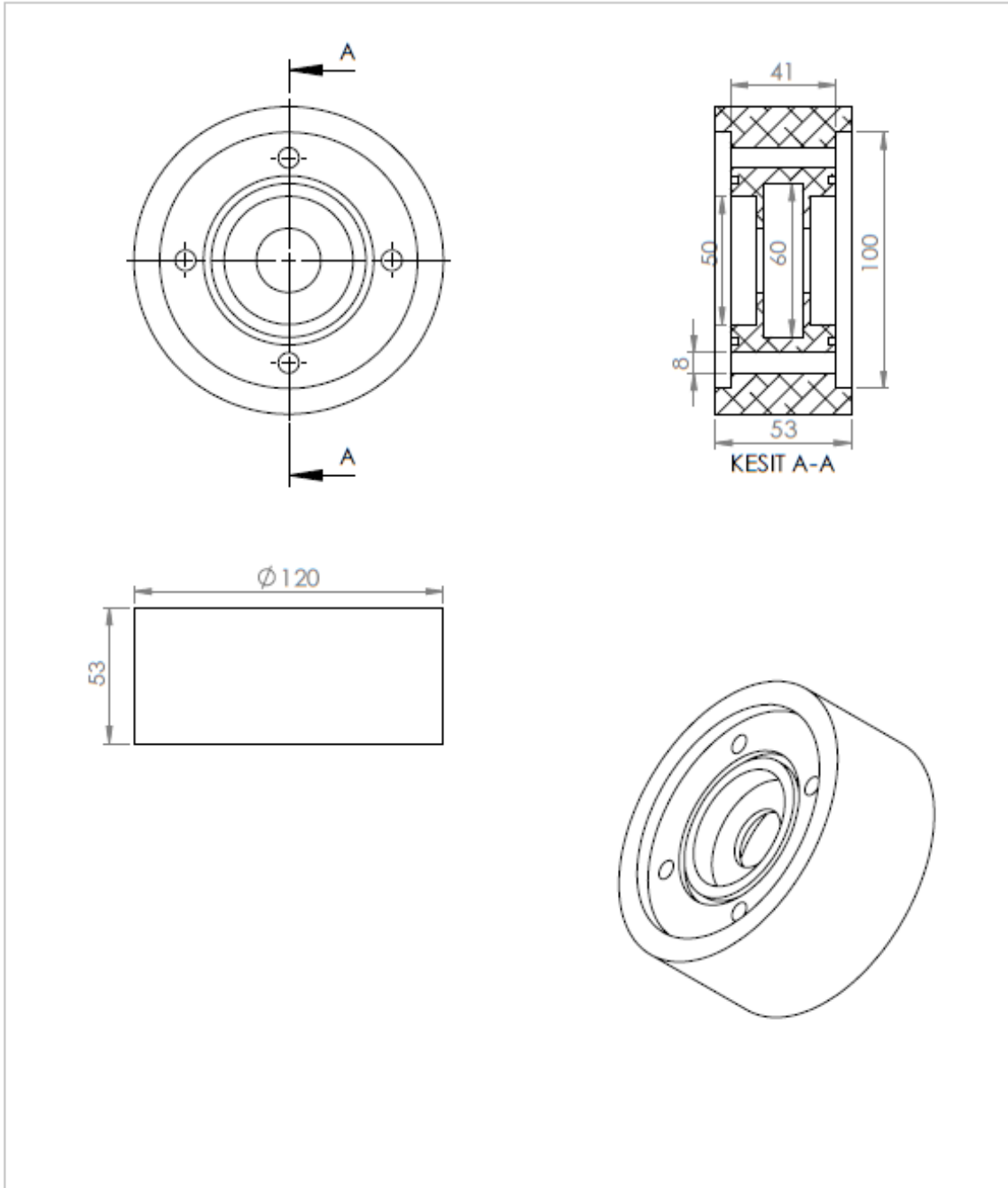


EK-15 Rot



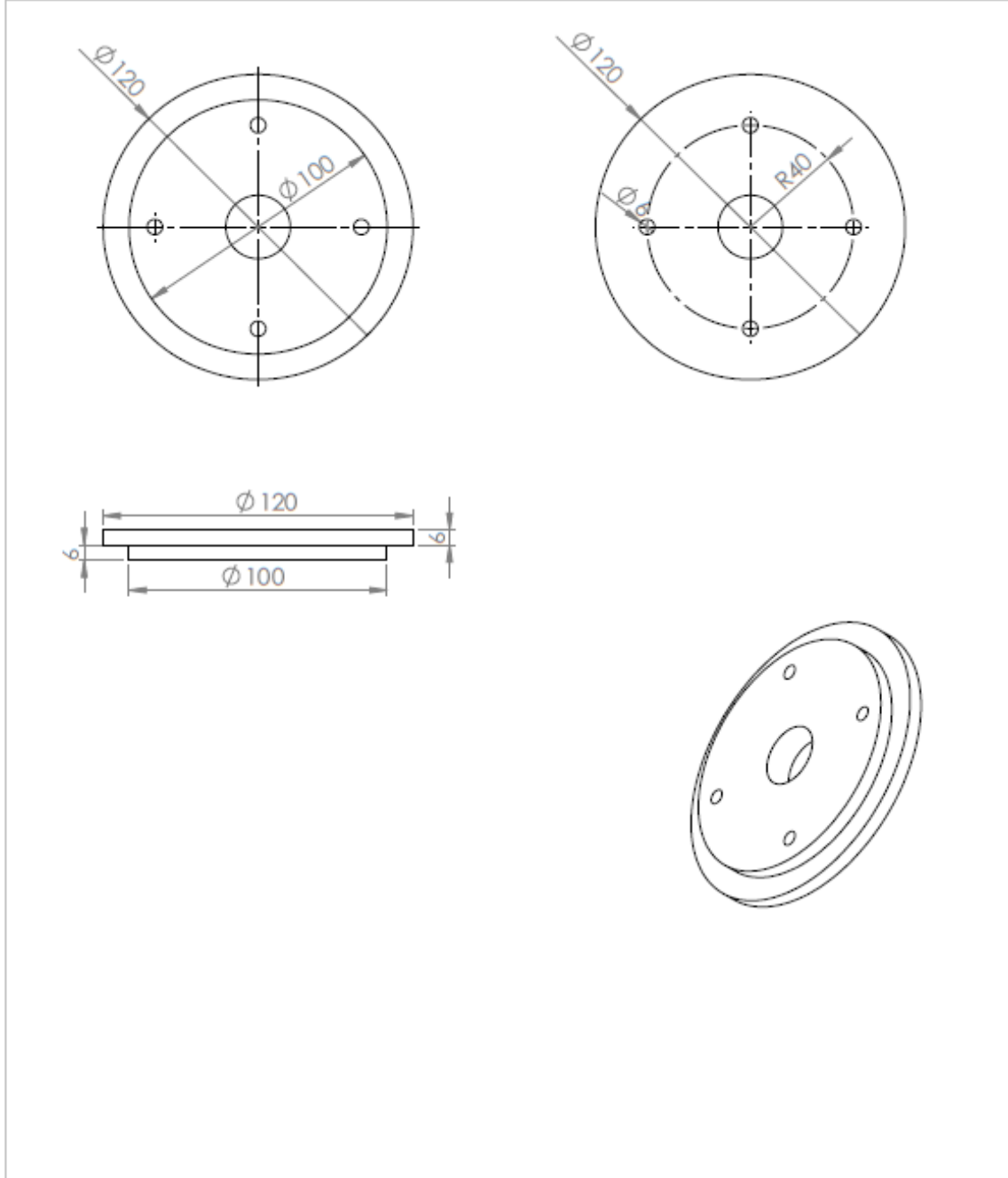
				TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH		STIRLING	
				Rot	
			MALZEME:	A4	

EK-18 Sızdırmazlık elemanı



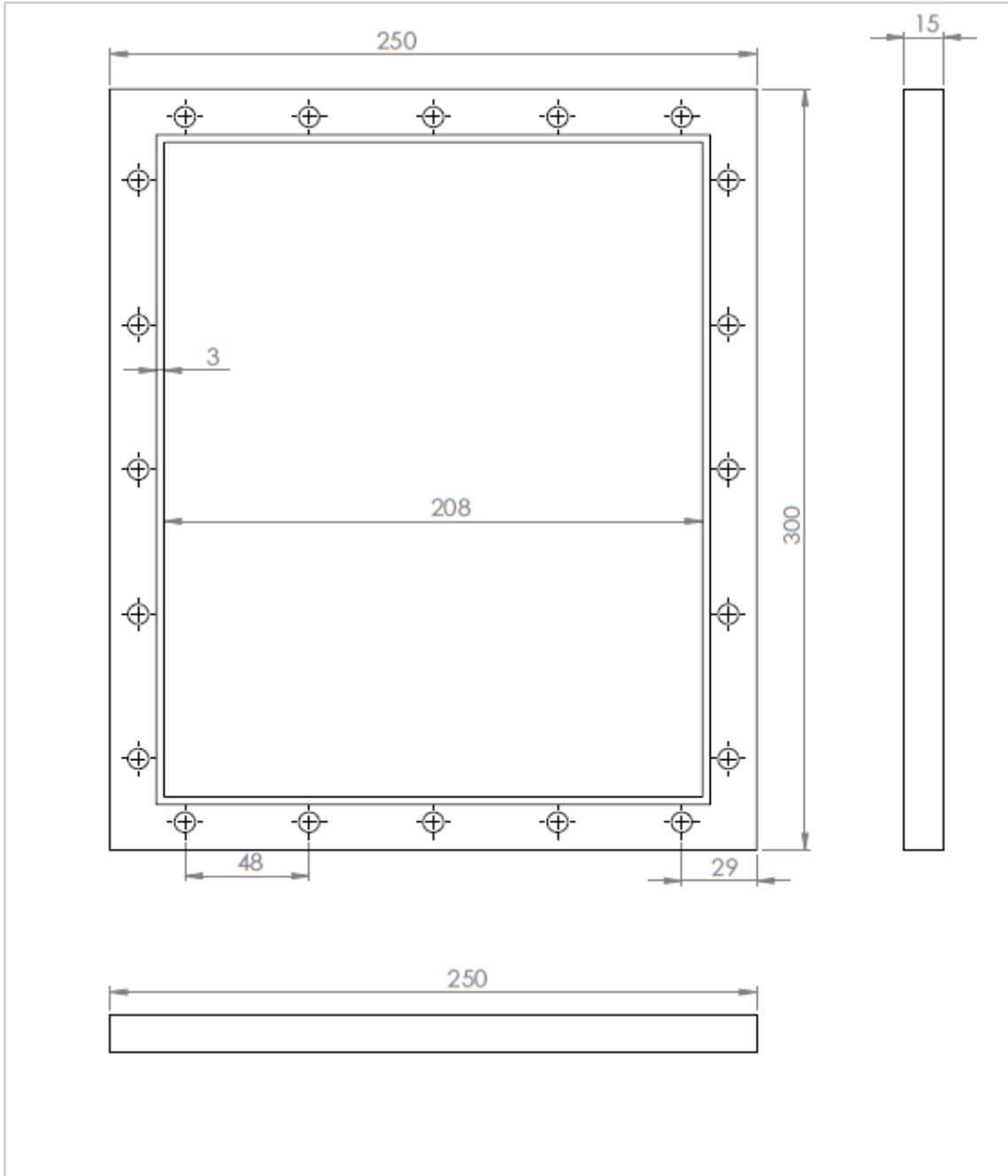
				TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH		STIRLING	
				Sızdırmazlık Elemanı A4	
			MALZEME:		

EK-19 Sızdırmazlık kapak



			TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME		
İSİM	İMZA	TARİH	STIRLING		
			Sızdırmazlık Kapak		
			MALZEME:		A4

EK-20 Sol kapak



				TEKNİK RESMİ ÖLÇEKLENDİRME	
İSİM	İMZA	TARİH		STIRLING	
				Sol Kapak	
			MALZEME:		A4

