

**REJENERATÖRLÜ BETA TİPİ RHOMBIC
HAREKET MEKANİZMALI BİR STIRLING
MOTORUNUN PERFORMANS TESTLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Muhammed ARSLAN

DANIŞMAN

Doç. Dr. Fatih AKSOY

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Mayıs 2016

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

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

REJENERATÖRLÜ BETA TİPİ RHOMBIC HAREKET
MEKANİZMALI BİR STIRLING MOTORUNUN PERFORMANS
TESTLERİ

Muhammed ARSLAN

DANIŞMAN

Doç. Dr. Fatih AKSOY

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Mayıs 2016

TEZ ONAY SAYFASI

Muhammed ARSLAN tarafından hazırlanan “Rejeneratörlü beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun performans testleri” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 23/05/2016 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 : Doç. Dr. Hamit SOLMAZ
Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, İmza

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN
Afyon Kocatepe 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.

23/05/2016

Muhammed ARSLAN

ÖZET
Yüksek Lisans Tezi

REJENERATÖRLÜ BETA TİPİ RHOMBIC HAREKET MEKANİZMALI BİR
STIRLING MOTORUNUN PERFORMANS TESTLERİ

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

Bu tezde, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testleri gerçekleştirilmiştir. Rhombic hareket mekanizmasında helisel dişli kullanımı ve krank milleri üzerinde dişlilerin çift taraflı yataklanması ile mekanik kayıpların azaltılması amaçlanmıştır. Isıl kazanç sağlamak amacı ile sıcak ve soğuk uçlar arasına rejeneratör yerleştirilmiştir. Basınç ve ölü hacim kayıplarını azaltmak için boru bağlantısız rejeneratör tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Rhombic hareket mekanizmalı motorun termodinamik analizi nodal analiz metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Rhombic biyel uzunluğunun motor performansına etkisi farklı ısı taşınım katsayıları için incelenmiştir.

Motorda ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör ile çift yataklı rhombic hareket iletim mekanizmasının motor momenti ve motor gücü üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Rejeneratörsüz ve rejeneratörlü olmak üzere iki yerdeğiştirme silindiri tasarlanmış, motor karakteristikleri farklı şarj basınçları ve sıcak uç sıcaklıkları için belirlenmiştir. Rejeneratörsüz rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunda helyum kullanılarak yapılan ve sıcak uç sıcaklığı 800 °C, şarj basıncı 4 bar olan deney koşullarında maksimum motor momenti 565 dev/dk motor devrinde 18,5 Nm ve maksimum motor gücü ise 732 dev/dk motor devrinde 1214 W olarak elde edilmiştir. Rejeneratörün etkisini incelemek için yeni bir silindir mekanizması tasarlanmış ve hacimleri 60 cm³ (rejeneratör - I) ve 120 cm³ (rejeneratör - II) olan iki farklı rejeneratör

hacmi belirlenmiştir. Her iki rejeneratörün doluluk oranı %15 olarak seçilmiştir. Her iki rejeneratör hacminde çapları 0,15 mm olan paslanmaz çelik tel hasır dokuma şeklinde sarılmış malzeme %15 doluluk oranında kullanılmıştır. Farklı rejeneratör hacimleri (rejeneratörsüz, rejeneratör-I ve rejeneratör-II) için 800 °C sıcak uç sıcaklığı ve çalışma maddesi helyum kullanılarak testler yapılmıştır. Deneylerde maksimum motor momenti ve gücü rejeneratör-I kullanılarak 5 bar şarj basıncında sırası ile 741 dev/dk motor devrinde 26,11 Nm ve 1099 dev/dk motor devrinde 2353 W olarak elde edilmiştir. Rejeneratör kullanımı ile motor gücünde %28,53'lük bir artış elde edilmiştir.

2016, xvi + 94 sayfa

Anahtar Kelimeler: Rhombic hareket mekanizması, Stirling motoru, Rejeneratör

ABSTRACT
M.Sc. Thesis

THE PERFORMANCE TESTS OF A BETA TYPE RHOMBIC DRIVE STIRLING
ENGINE WITH REGENERATOR

Muhammed ARSLAN
Afyon Kocatepe University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Assoc. Prof. Fatih AKSOY

In this thesis, a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism was designed, manufactured and tested. By bearing the gears from both side on the crankshaft and using helical gears in the rhombic drive mechanism, the reduction of frictional losses was accomplished. A regenerator was placed between the hot and cold ends to provide heat gain. In the regenerator, pipe connection was not used between the cold and hot end to decrease pressure and dead volume losses.

Thermodynamic analysis of the rhombic driven engine was performed using nodal analysis method. The effects of rhombus length on the performance of the engine was realized for different heat transfer coefficients.

In the engine, the effects of heater, cooler, regenerator and double-side bearing rhombic drive mechanism on the engine torque and power were experimentally investigated. Two different displacers cylinder were designed. One of them was designed without regenerator. The other was designed as a regenerative displacer cylinder. Engine characteristics were determined for different charge pressures and hot end temperatures. Maximum engine torque was obtained as 18,5 Nm at 565 rpm engine speed and the maximum engine power was obtained as 1214 W at 732 rpm engine speed, at working conditions of 800 °C hot end temperature, 4 bar charge pressure by using helium as working fluid in the cylinder without regenerator. Two different regenerators were

designed to investigate the effects of the regenerator volume on the engine performance. The volumes of the regenerators were determined as 60 cc (regenerator - I) and 120 cc (regenerator - II). Porosity ratio of the regenerators were determined as 15%. Stainless steel wires having a diameter of 0,15 mm was meshed as a woven straw and used as a regenerator material. The experiments were performed using different regenerators (for no regenerator, regenerator – I and regenerator - II) at 800 °C hot end temperature using helium. The results were compared with the tests of the cylinder without regenerator. Maximum engine torque was obtained as 26,11 Nm at 741 rpm engine speed and the maximum engine power was obtained as 2353 W at 1099 rpm engine speed, at 5 bars helium charge pressure with regenerator – I. The engine power was increased by 28,53 % using the regenerator.

2016, xvi + 94 pages

Keywords: Rhombic drive mechanism, Stirling engine, Regenerator

TEŞEKKÜR

Yaptığım alıőmalarım boyunca tecrubesini, bilgisini ve samimiyetini eksik etmeyen değerli danıőmanım Do. Dr. Fatih AKSOY'a teşekkür ederim. Bilgilerinden faydalandığım ve birçok konuda yardım eden değerli hocalarım Prof. Dr. Can ÇINAR, Doç. Dr. Hamit SOLMAZ, Yrd. Doç. Dr. Yaşar Önder ÖZGÖREN ve Nihat Erkan SAĞLAM'a, deneylerde her türlü yardımda bulunan sevgili abim Ünal TUNÇ'a ve bu tez çalışması boyunca maddi manevi hiçbir imkân ve yardımlarını eksik etmeyen annem, babam ve abime sonsuz saygı, sevgi ve teőekkürlerimi sunarım.

Bu alıőma "113M192" numaralı ve "Rejeneratörlü Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri" isimli TÜBİTAK projesi tarafından desteklenmiştir. Katkılarından dolayı TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

Muhammed ARSLAN

AFYONKARAHİSAR, 2016

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	vi
SİMGELER DİZİNİ.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
RESİMLER DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ	1
2. STIRLING MOTORLARI ve ÖZELLİKLERİ	5
2.1 Stirling Motorlarının Çeşitleri	5
2.1.1 Tek Etkili Stirling Motorları.....	5
2.1.1.1 Alfa Tipi Stirling Motorları	6
2.1.1.2 Beta Tipi Stirling Motorları	8
2.1.1.3 Gama Tipi Stirling Motorları	10
2.1.2 Çift Etkili Stirling Motorları.....	12
2.1.3 Serbest Pistonlu Stirling Motorları	13
2.1.4 Düşük Sıcaklık Farkıyla Çalışan Stirling Motorları.....	15
2.2 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları.....	16
2.2.1 Rhombic Hareket İletim Mekanizması.....	16
2.2.2 Krank Biyel Hareket İletim Mekanizması.....	19
2.2.3 Eğik Plaka Hareket İletim Mekanizması	20
2.2.4 Sallanan Sürücü Tip Hareket İletim Mekanizması.....	21
2.2.5 Ross Yoke Hareket İletim Mekanizması	21
2.3 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları	22
2.3.1 Stirling Motorlarının Avantajları.....	22
2.3.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları	23
3. TERMODİNAMİK ANALİZ	24
3.1 Stirling Motoru Termodinamik Çevrimi.....	24

3.2	Literatür Özetleri.....	28
3.3	Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Çalışma Prensipleri.....	36
3.4	Termodinamik Model: Kinematik ve Termodinamik İlişkiler	37
3.4.1	Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Kinematik İlişkileri	38
3.4.2	Termodinamik İlişkiler	39
3.5	Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Termodinamik Analizi.....	40
4.	MATERYAL ve METOT	48
4.1	Stirling Motorunun Temel Parçaları	48
4.1.1	Motor Bloğu Ana Gövdesi	49
4.1.2	Motor Bloğu Üst ve Ana Kapakları.....	49
4.1.3	Motor Bloğu Alt ve Yan Kapakları	50
4.1.4	Krank Mili Ana Yatakları.....	50
4.1.5	Krank Milleri ve Dişliler	51
4.1.6	Rhombic Biyel Kolları ve Ara Bağlantı Elemanları.....	52
4.2	Rejeneratörsüz Stirling Motorunun Parçaları	53
4.2.1	Yer Değiştirme Silindiri	54
4.2.2	Yer Değiştirme Pistonu ve Rodu	54
4.2.3	Güç Silindiri	55
4.2.4	Güç Pistonu	56
4.3	Rejeneratörlü Olarak Tasarlanan İlk Stirling Motorunun Parçaları.....	56
4.3.1	Güç Silindiri ve Güç Silindiri Üst Parçası.....	57
4.3.2	Soğutucu	58
4.3.3	Yer Değiştirme (Displacer) İç Silindir	59
4.3.4	Yer Değiştirme (Displacer) Üst ve Alt Silindirleri.....	59
4.3.5	Güç Pistonu	60
4.3.6	Yer Değiştirme Pistonu	61
4.3.7	Yer Değiştirme Pistonu Rodu.....	61
4.4	Rejeneratörlü Olarak Tasarlanan İkinci Stirling Motorunun Parçaları.....	62
4.4.1	Yer Değiştirme (Displacer) Üst ve Alt Silindirleri.....	63
4.5	Test Düzenegi	64
4.5.1	Prony Tip Dinamometre	65
4.5.2	Encoder.....	65

4.5.3 Yük Hücresi (Load-Cell)	66
4.5.4 Termokupl	66
4.5.5 Infrared Termometre.....	66
4.5.6 Basınç Göstergesi	67
4.5.7 Rejeneratör Malzemesi	67
4.5.8 Isıtıcı	68
4.5.9 Veri Kayıt Yazılımı	69
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ.....	71
5.1 Rejeneratörsüz Silindir İle Yapılan Deneyler	71
5.2 Rejeneratörlü Silindir İle Yapılan Deneyler	76
6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA	83
7. KAYNAKLAR.....	87
7.1 İnternet Kaynakları	93
ÖZGEÇMİŞ.....	94

SİMGELER DİZİNİ

Simgeler

A_1	Sıcak ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_2	Soğuk ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_c	Silindir kesit alanı (m^2)
A_i	Isı transferi yüzeyinin nodal değerleri (m^2)
A_r	Yer değiştirme pistonu kolunun 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	Güç pistonunun uzunluğu (m)
l_d	Yer değiştirme pistonu bağlantı kolunun uzunluğu (m)
l_{dr}	Yer değiştirme pistonu kolunun uzunluğu (m)
l_r	Rhombic biyel kolu uzunluğu (m)
m_t	Toplam çalışma gazı kütlesi (kg)
m_i	Çalışma gazı kütlesinin nodal değerleri (kg)
p	Çalışma hacmi basıncı (Pa)
ppi	Her inçteki boşluk sayısı
R_r	Rhombic hareket mekanizmalı motorun krank yarıçapı (m)
R_g	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 güç pistonu üst noktası arasındaki mesafe (m)
u_{db}	Dişli merkezi ile yer değiştirme pistonu alt ucu arasındaki mesafe (m)
u_{dt}	Dişli merkezi ile yer değiştirme pistonu üst ucu arasındaki mesafe (m)
u_{dr}	Yer değiştirme pistonu kolunun uzunluğu (m)
u_c	Dişli merkezi ile silindir tepesi arasındaki mesafe (m)
u_d	Yer değiştirme pistonu uzunluğu (m)
V_{hc}	Genişleme hacmi (m^3)
V_{cc}	Sıkıştırma hacmi (m^3)
V_{cr}	Motorun sıkıştırma hacmi (m^3)
V_{hr}	Motorun genişleme hacmi (m^3)
V_{Ri}	Rejeneratördeki nodal hacimler (m^3)
θ_r	Dişli dönme miktarı (rad)
Δm_i	Bir zaman dilimindeki nodal kütle değişimi (kg)
ΔT_i	Bir zaman dilimindeki nodal sıcaklık değişimi (K)
ΔQ_{rej}	Rejeneratöre çalışma gazı arasında bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
ΔQ_{in}	Sıcak bölge ile çalışma gazı arasında bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)

Simgeler(Devam)

ΔQ_{out}	Soğuk bölge ile çalışma gazı arasında bir zaman dilimindeki ısı değişimi (J)
Δt	Zaman aralığı (s)
Ω	Keyfi sabit

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Stirling motoru	5
Şekil 2.2 Bir alfa tipi Stirling motorunun şematik resmi	6
Şekil 2.3 Alfa tipi Stirling motorunun çalışma prensibi.....	8
Şekil 2.4 Bir beta tipi Stirling motorunun şematik resmi.....	9
Şekil 2.5 Beta tipi Stirling motorunun çalışma prensibi	10
Şekil 2.6 Bir gama tipi Stirling motorunun şematik resmi.....	11
Şekil 2.7 Gama tipi Stirling motorunun çalışma prensibi	12
Şekil 2.8 Çift etkili Stirling motorları	13
Şekil 2.9 Serbest pistonlu Stirling motoru	14
Şekil 2.10 Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi	14
Şekil 2.11 Rhombic hareket iletim mekanizması.....	17
Şekil 2.12 Krank biyel hareket iletim mekanizması	20
Şekil 2.13 Eğik plaka hareket iletim mekanizması	20
Şekil 2.14 Sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizması.....	21
Şekil 3.1 Stirling çevrimi P-v ve T-s diyagramları	24
Şekil 3.2 Stirling çevriminin termodinamik süreçleri	25
Şekil 3.3 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı	27
Şekil 3.4 Beş bölgeli model üzerinden Stirling motorunun izotermal analizi.....	29
Şekil 3.5 Rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi motorun kesit görünümü.....	37
Şekil 3.6 Rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi motorun şematik görünümü.....	39
Şekil 3.7 Rhombic biyel boyuna bağlı olarak motor gücünün değişimi	42

Şekil 3.8 2 bar şarj basıncında farklı ısı taşınım katsayıları için P-V diyagramı	42
Şekil 3.9 Şarj basıncına bağlı olarak farklı ısı taşınım katsayıları için motor güçlerinin değişimi	43
Şekil 3.10 Rejeneratör hacimlerinin şematik gösterimi	44
Şekil 3.11 Rejeneratör malzemesinin bağıl yoğunluğa bağlı olarak özgül yüzey alanlarının değişimi	45
Şekil 3.12 Motor devrine bağlı olarak motor gücünün farklı toplam rejeneratör hacimleri için değişimi	46
Şekil 3.13 Farklı rejeneratör hacimleri için motor güçlerinin değişimi	47
Şekil 4.1 Stirling motorunun temel parçalarının şematik görünümü	48
Şekil 4.2 Helisel dişliler	52
Şekil 4.3 Rejeneratörsüz Stirling motorunun şematik görünümü	53
Şekil 4.4 Rejeneratörlü Stirling motorunun şematik görünümü.....	57
Şekil 4.5 Güç silindiri ve güç silindiri üst parçası.....	58
Şekil 4.6 Soğutucu.....	58
Şekil 4.7 Güç pistonu ve kesit resmi	61
Şekil 4.8 Yer değiştirme pistonu rodu.....	62
Şekil 4.9 Rejeneratörlü olarak tasarlanan ikinci Stirling motorunun parçaları	62
Şekil 5.1 400 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi	72
Şekil 5.2 500 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi	72
Şekil 5.3 600 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi	73

Şekil 5.4 800 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi	73
Şekil 5.5 400 °C sıcak uç sıcaklığı için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi	74
Şekil 5.6 500 °C sıcak uç sıcaklığı için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi	75
Şekil 5.7 600 °C sıcak uç sıcaklığın için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi	75
Şekil 5.8 800 °C sıcak uç sıcaklığı için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi	76
Şekil 5.9 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (rejeneratörsüz).....	78
Şekil 5.10 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (rejeneratör-I).....	78
Şekil 5.11 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (rejeneratör-II)	79
Şekil 5.12 Şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor momentlerinin değişimi.....	80
Şekil 5.13 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (rejeneratörsüz)	81
Şekil 5.14 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (rejeneratör-I).....	81
Şekil 5.15 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (rejeneratör-II).....	82
Şekil 5.16 Şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor güçlerinin değişimi	82

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 Farklı tip rhombic biyeline sahip motorların teknik özellikleri	41
Çizelge 3.2 Rejeneratör yüzey alanları ve hacimleri.....	45
Çizelge 6.1 Çalışma parametrelerine bağlı olarak elde edilen maksimum moment ve maksimum güç değerleri	84

RESİMLER DİZİNİ

	Sayfa
Resim 2.1 Kinematik ve Ringbom Stirling motorları	16
Resim 2.2 Philips firmasına ait 4-235 modeli Stirling motoru	19
Resim 2.3 Ross Yoke hareket iletim mekanizması.....	22
Resim 4.1 Motor bloğu ana gövdesi	49
Resim 4.2 Motor bloğu ana ve üst kapakları	49
Resim 4.3 Motor bloğu alt ve yan kapakları	50
Resim 4.4 Krank mili ana yatakları.....	51
Resim 4.5 Krank milleri.....	51
Resim 4.6 Rhombic ara bağlantı elemanları	52
Resim 4.7 Rhombic biyel kolları	53
Resim 4.8 Yer değiştirme silindiri	54
Resim 4.9 Yer değiştirme pistonu ve rodu.....	55
Resim 4.10 Güç silindiri	55
Resim 4.11 Güç pistonu	56
Resim 4.12 Yer değiştirme iç silindiri	59
Resim 4.13 Yer değiştirme alt silindiri	60
Resim 4.14 Yer değiştirme üst silindiri	60
Resim 4.15 Yer değiştirme pistonu.....	61
Resim 4.16 Yer değiştirme alt silindiri	63
Resim 4.17 Yer değiştirme üst silindiri	64
Resim 4.18 Test düzeneği	64

Resim 4.19 Prony tip dinamometre.....	65
Resim 4.20 Encoder	65
Resim 4.21 Yük hücresi	66
Resim 4.22 Termokupl.....	66
Resim 4.23 Infrared termometre	67
Resim 4.24 Dijital basınç göstergesi	67
Resim 4.25 Rejeneratör malzemesi.....	68
Resim 4.26 Yanma odası ve bağlantı elemanları	69
Resim 4.27 Motor performans yazılımı arayüzü.....	70
Resim 5.1 Rejeneratör bölgesinin görünümü	77

1. GİRİŞ

Ülkelerin çağdaş yaşam seviyesine ulaşmaları ve gelişen teknolojiye sahip olabilmeleri için en önemli gereksinim enerjidir. Günümüzde ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin belirlenmesinde dikkate alınan en önemli hususlardan birisi kişi başına düşen enerji tüketimidir. Günümüzde birçok ülke enerji ihtiyaçlarını birincil enerji kaynağı olarak adlandırılmış kömür, petrol kökenli yakıtlar, doğalgaz gibi enerji kaynaklarından sağlamaktadır (Demiralp 2000).

Enerji ihtiyacının çok büyük bir kısmını karşılayan petrol kökenli yakıtlar küresel ısınmaya yol açmaktadır. Ayrıca uzun yıllar sonunda oluşmuş petrol kökenli yakıtlar enerji üretiminde kullanıldığında ortaya çıkan egzoz gazları sonucu su, hava, toprak gibi yaşamsal ortamlar kirlenmektedir. Özellikle atmosferdeki CO₂ miktarının artması küresel ısınmanın ana sebeplerindedir. Su, hava ve toprağın kirlenmesi ise doğayı, ekolojik sistemi ve insanoğlunun hayatını tehdit etmektedir (Aksoy 2011).

20. yüzyılda yaşanan enerji krizinden sonra birçok ülke yenilenebilir enerji kaynağı arayışlarını hızlandırmıştır. Ülkelerin bu arayışa girmelerinde ki amaç sürdürülebilir ve çevre dostu enerji elde etmektir. Bu sayede çevreye ve atmosfere verilen zarar önlenmiş olmaktadır (Aksoy 2011). Bilinen tüm enerji kaynakların temelini oluşturan güneş enerjisi, yenilenebilir enerji kaynaklarının ilk sırasındadır (Erol 2009, Aksoy 2011). Güneş enerjisi dışında yenilenebilir enerji kaynakları arasında jeotermal, rüzgâr, katı atık ve gelgit enerjisi yer almaktadır (Aksoy 2011).

Çevreye zararı olmayan ve birçok alternatif enerji kaynağıyla çalışabilen Stirling motorları bahsedilen bu sorunlara çözüm niteliğindedir. Dıştan yanmalı bir motor olan Stirling motoru elektrik üretiminde, uzay teknolojilerinde, sulama alanlarında kullanılabildiği gibi dışarıdan tahrik edilerek pompa ya da soğutma makinesi olarak da çalıştırılabilmektedir (Erol 2009).

Stirling motoru İskoç rahip Robert Stirling tarafından 1816'da icat edilmiş (Walker 1980) ve günümüze kadar bu motorlar üzerine yapılmış birçok araştırma ve geliştirme

çalışması bulunmaktadır. Özel amaçlar için birçok firma ve kurum Stirling motorunu kullanmaktadır (Demiralp 1994).

Sıcak ve soğuk uçlar arasındaki sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorlarında çalışma akışkanı güç pistonu ile sıkıştırılmakta ve displacer adı verilen yer değiştirme pistonu ile soğuk ve sıcak uçlar arasında hareket ettirilmektedir. Teorik olarak yüksek ve Carnot verimine yakın bir verime sahip olan Stirling motorlarından pratikte aynı verim elde edilememektedir. Motorun performansını rejeneratör, motor tipi, kullanılan hareket iletim mekanizması, motor hacmi, çalışma akışkanı gibi birçok parametre etkilemektedir (Uğurlu 2014).

Stirling motorları çalışma modu, motor konfigürasyonu ve hareket mekanizmalarına göre üç şekilde sınıflandırılmaktadır. Çalışma moduna göre Stirling motorlarının tek etkili, çift etkili, tek fazlı, çok fazlı vb. türleri mevcuttur (Thombare and Verma 2008). Stirling motorları hareket mekanizmalarına göre kinematik ve serbest pistonlu olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Serbest pistonlu Stirling motorlarında hareketli elemanlar arasında mekanik bir bağlantı yoktur ve basınç değişimleri ile sağlanan mekanik enerji alıcıya iletilmektedir (Çınar *et al.* 2007). Kinematik Stirling motorlarında hareket iletiminde krank-biyel, rhombic, sallanan sürücü, eğik plaka ve ross-yoke gibi hareket mekanizmaları kullanılmaktadır (Thombare and Verma 2008).

Kinematik ve serbest pistonlu Stirling motorlarında motor konfigürasyonları alfa, gama ve beta olmak üzere üç ana gruba ayrılabilir (Cheng and Yu 2012, Shendage *et al.* 2011). Alfa tipi Stirling motorlarında sıcak ve soğuk silindirlerde hareket eden pistonlar birbirine 90° lik faz farkı olacak şekilde bağlanmaktadır (Çınar 2007). Gama tipi motorlarda güç silindiri ve yer değiştirme silindiri olmak üzere iki ayrı silindir bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu çalışma maddesinin ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu boyunca yer değiştirme silindirinin soğuk ve sıcak hacimleri arasında hareketini gerçekleştirir. Güç pistonu çalışma maddesinin sıkıştırılmasını ve genişlemesini sağlar (Kongtragool and Wongwises 2003). Beta tipi motorlarda çevrim, aynı silindir içerisinde çalışan bir güç pistonu ve bir yer değiştirme pistonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Soğuk hacim güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında,

sıcak hacim ise yer değiştirme pistonunun üst kısmında bulunmaktadır (Thombare and Verma 2008).

Stirling motorlarında rejeneratör, bağlantı kanalları, borular, ısıtıcı ve soğutucu bölgelerinde belirli miktarda ölü hacim bulunmaktadır. Bu bölgelerdeki ölü hacimler motor gücünü olumsuz yönde etkilemektedir. Özellikle rejeneratördeki ölü hacim motor performansı bakımından büyük önem taşımaktadır. Rejeneratörde ölü hacim belirli bir düzeyde faydalı olurken, ölü hacim çok artarsa motor gücü azalmaktadır. Ölü hacim çok azaldığında ise akış kayıpları artmaktadır. Ölü hacim bölgesinde bulunan çalışma maddesi, basınç artışıında akışkanın sahip olduğu basınç kuvvetinin tamamının güç pistonu üzerine geçmesini engelleyerek motor gücünün düşmesine neden olmaktadır (Walker 1980).

Stirling motorlarında motor güç ve performansını artırmada en çok öne çıkan konular; ısı kayıpların azaltılması, çalışma akışkanının sıcak bölge-rejeneratör-soğuk bölge arasındaki geçişlerinin etkin bir şekilde gerçekleştirilmesi, ölü hacimlerin azaltılması, çalışma akışkanının basınç ve hız kayıplarının azaltılması, sızdırmazlık problemlerinin çözülmesi, hareket eden parçaların daha hafif hale getirilmesi, kinematik çözümlerle hacim değişimlerinin daha etkin hale getirilmesi, vibrasyonun azaltılmasıdır.

Bu tez çalışmasında, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motoru imal edilerek, motorun sıcak hacmi, rejeneratör hacmi ve soğuk hacminde ısı iletim koşullarını iyileştirici ve ısı kazancı sağlayacak çalışmalar yapılmıştır. Motorda rhombic hareket mekanizmasının dişlileri krank milleri üzerine yerleştirilerek dişlilerin çift yönde yataklandırılması sağlanmıştır. Bu sayede mekanik sürtünme kayıplarının en aza indirilmesi amaçlanmıştır.

Sıcak bölge içinde yer değiştirme silindirin iç yüzeylerine 3 mm derinliğinde ve 2 mm genişliğinde 80 adet kanal açılmıştır. Rejeneratör bölgesinde 0,15 mm kalınlığında paslanmaz çelik tellerden imal edilmiş tel örgü, rejeneratör malzemesi olarak kullanılmıştır. Soğutucu bölgesinde etkili bir soğutma sağlanabilmesi amacıyla 3 mm

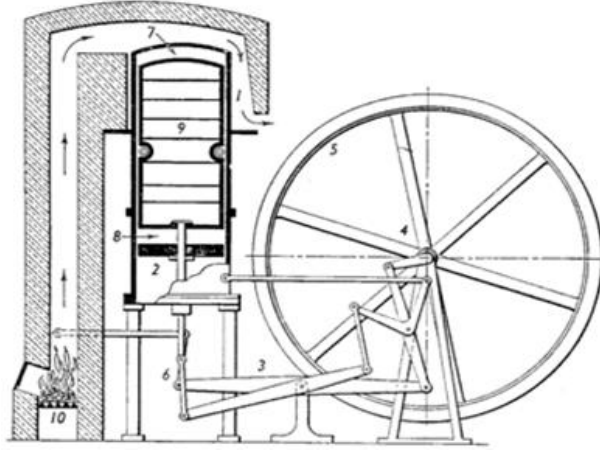
genişlik ve 4 mm derinliğinde 70 adet soğutucu kanal tasarlanmıştır. Ölü hacmi azaltmak ve soğutma performansını geliştirmek için güç silindiri ve güç silindiri üst parçası içerisine açılan her bir kanal içerisine 5 mm boyunda, 3 mm genişliğinde ve 45 mm derinliğinde 70 adet bakır çubuk yerleştirilmiştir.

Bu bağlantı şekli motorun güç ve performansını artırmada etkili olmuştur. Yapılan deneylerde motor performansının doğru ve sürekli bir şekilde ölçülebilmesi için bilgisayar kayıt ve test programı hazırlanmıştır. Bilgisayar ve sensörlerin bağlantılarını sağlamak için ara yüz oluşturulmuştur. Deneylerden elde edilen tüm veriler bilgisayar ortamında kayıt altına alınmıştır.

Bu çalışmada, rejeneratörsüz ve rejeneratörlü olmak üzere iki farklı Stirling motoru 1, 2, 3, 4, 5, 6 bar şarj basınçlarında, 400, 500, 600, 800 °C sıcak uç sıcaklıklarında ve çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak test edilecektir.

2. STIRLING MOTORLARI ve ÖZELLİKLERİ

1816 yılında Robert Stirling tarafından ilk kapalı çevrimli sıcak hava motoru imal edilmiştir (Walker 1980, Demiralp 2000, Ala 1996). Bu motorlar farklı sıcaklık farklarında çalışma akışkanının sıkıştırılıp genişletilmesiyle meydana gelen kapalı rejeneratif termodinamik bir çevrime sahip motorlardır (Walker 1980). Şekil 2.1’de Robert Stirling tarafından imal edilen motor görülmektedir.



Şekil 2.1 Stirling motoru (Finkelstein and Organ 2001).

2.1 Stirling Motorlarının Çeşitleri

Stirling motorları ile ilgili günümüze kadar farklı tipte tasarımlar ve geliştirmeler yapılmıştır. Bu tip motorlarda maliyet ve performans optimize edilmeye çalışılmıştır (Erol 2011). Stirling motorları dört sınıfa ayrılmaktadır. Bunlar,

- Tek etkili Stirling motorları
- Çift etkili Stirling motorları
- Serbest pistonlu Stirling motorları
- Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları (Walker 1980, Çınar 2001).

2.1.1 Tek Etkili Stirling Motorları

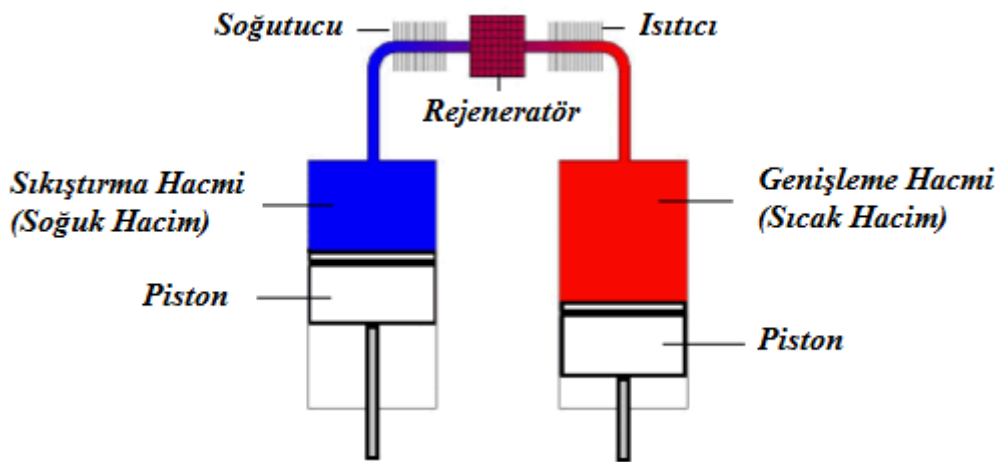
İlk tek etkili Stirling motoru 1815 yılında Robert Stirling tarafından kullanılmıştır. Tek

etkili Stirling motorlarında çalışma akışkanı sadece pistonun bir tarafıyla temas halindedir. Akışkan iki silindir arasında sirküle ettirilebildiği gibi ortak bir krank mili ve karter ile tek silindir içerisinde de sirküle ettirilebilmektedir. (Thombare and Verma 2008). Bu tip motorlarda tek veya çok silindir içerisine güç pistonu-güç pistonu çifti ya da güç pistonu-yer değiştirme pistonu çifti yerleştirilebilir. Bu motorlar ısı değiştiricisi, sıkıştırma ve genişleme hacimlerinden oluşmaktadırlar (Walker 1980).

Tek etkili Stirling motorları alfa (α), beta (β) ve gama (γ) tipi Stirling motorları olmak üzere üç sınıfa ayrılabilir.

2.1.1.1 Alfa Tipi Stirling Motorları

Alfa tipi Stirling motorları birbirinden ayrı iki silindir, iki piston, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden oluşmakta ve ayrı olan silindirler birbirine bağlanarak çalışma akışkanı her iki silindir arasında sirküle ettirilmektedir. Sistemde çalışma akışkanının resirküle edilebilmesi için pistonlar arasında belli bir miktar faz farkının olması gerekmektedir. Bu faz farkı ise genellikle 90° olarak seçildiğinden bu tip motorlara “V tipi motorlar” ismi de verilmektedir (Üstün 2000). Şekil 2.2’de bir alfa tipi Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.2 Bir alfa tipi Stirling motorunun şematik resmi (Erol 2011).

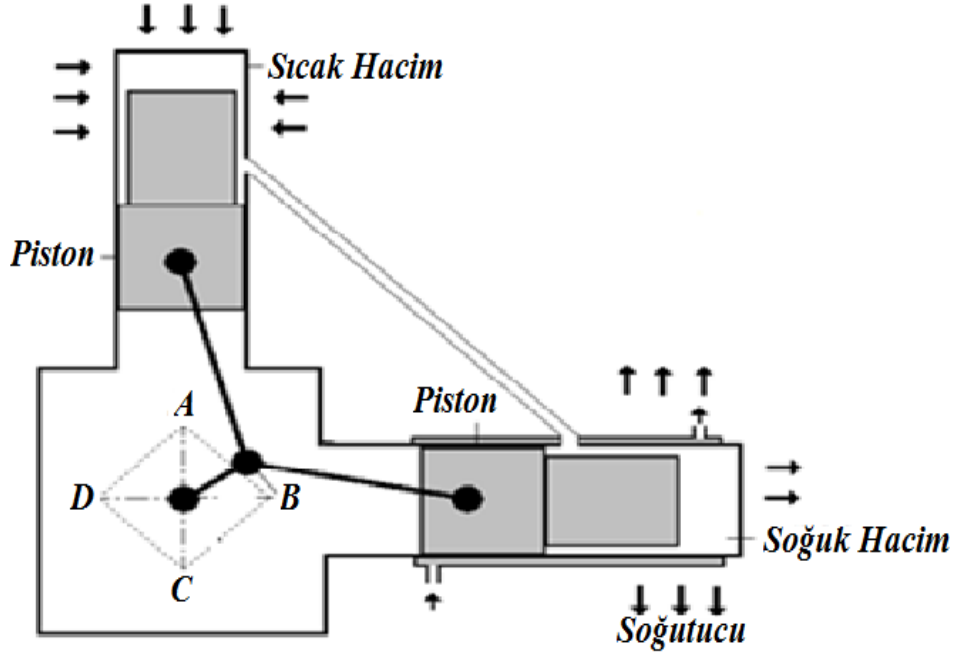
Şekil 2.3’te kol muylusu A noktasındayken sıcak silindirdeki piston kendi kursunun üst ölü noktasında ve alt önü noktaya doğru hareket etme durumundadır. Soğuk silindirde

ki piston ise kendi kursunun henüz ortalarında olup kendi kursunun üst ölü noktasına doğru hareket etmektedir. Muylu B noktasına doğru hareket ederken soğuk silindirde ki piston çalışma akışkanını sıcak silindire doğru hareket ettirmektedir. Bu süreçte çalışma akışkanı, sabit hacimde rejeneratörden ısı alarak sıcak silindire hareket ettiği için bu sürece sabit hacimde ısıtma işlemi adı verilmektedir.

Kol muylusu B noktasından C noktasına doğru hareket ederken her iki pistonda kendi kurslarının alt ölü noktalarına doğru hareket etmektedirler. Bu durumda çalışma akışkanının büyük bir çoğunluğu sıcak silindirde dir. Bu esnada çalışma akışkanı genişlemekte ve sıcak silindirde cidarlarından ısı çekmekte olduğundan bu sürece sabit sıcaklıkta genişleme işlemi adı verilmektedir.

Kol muylusu C noktasındayken sıcak silindirde ki piston kendi kursunun alt ölü noktasına ulaşmış ve üst ölü noktaya doğru hareket etmek üzeredir. Soğuk silindirde bulunan piston kendi kursunun ortalarında ve alt ölü noktaya doğru hareket etmektedir. Bu esnada sıcak silindirde ki piston çalışma akışkanını soğuk silindire doğru hareket ettirmektedir. Sıcak silindirde soğuk silindire gönderilen çalışma akışkanı sabit hacimde soğuk cidarlar tarafından soğutulduğu için bu sürece sabit hacimde soğutma işlemi adı verilmektedir.

Kol muylusu D noktasındayken soğuk silindirde ki piston kendi kursunun alt ölü noktasına ulaşmış ve üst ölü noktaya doğru hareket etmek üzeredir. Sıcak silindirde ki piston kendi kursunun ortalarında olup üst ölü noktaya doğru hareket etmektedir. Bu esnada sıcak silindirde ki çalışma akışkanı soğuk silindire doğru hareket etmekte ve neredeyse çalışma akışkanının tamamı soğuk silindirde sıkıştırılmaktadır. Bu esnada soğuk silindirde cidarları tarafından çalışma akışkanından ısı çekildiği için bu sürece sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi adı verilmektedir.



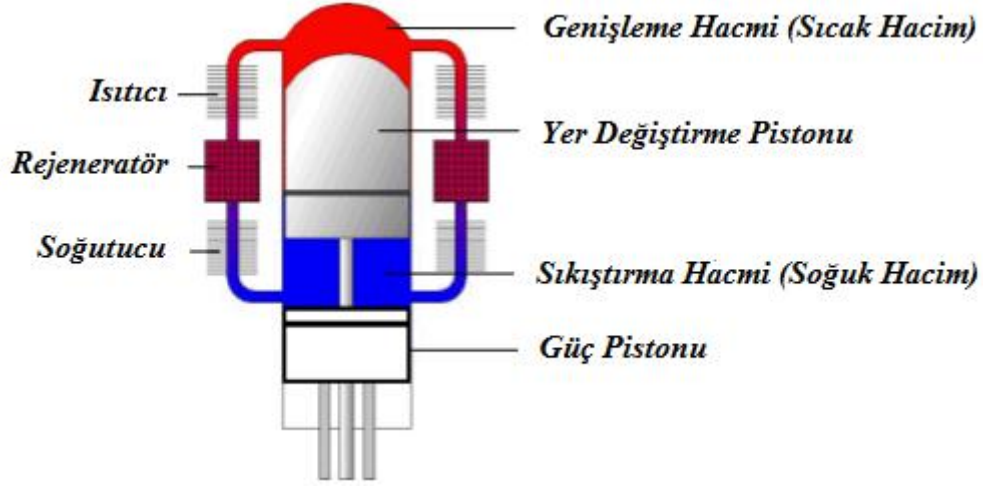
Şekil 2.3 Alfa tipi Stirling motorunun çalışma prensibi (Aksoy 2011, Çınar 2001).

2.1.1.2 Beta Tipi Stirling Motorları

Beta tipi Stirling motorlarında çevrim aynı silindir içerisinde çalışan bir güç pistonu ve bir yer değiştirme pistonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Aynı silindir içerisinde yer değiştirme pistonunun rodu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasındaki bölgeye soğuk hacim, yer değiştirme pistonunun üstünde kalan bölgeye ise sıcak hacim adı verilmektedir. Güç pistonu çalışma akışkanının hacmini değiştirirken, yer değiştirme pistonu ise çalışma akışkanının sıcak ve soğuk bölgeler arasında sirküle edilmesini sağlamaktadır. Sıcak hacimde ki çalışma akışkanı soğuk hacme doğru hareket ederken güç pistonunu aşağı doğru hareket ettirerek krank milinin dönmesini sağlamakta ve böylece iş üretimi gerçekleşmiş olmaktadır (Walker 1973, Erol 2011).

Beta tipi Stirling motorları rejeneratör bölgesinin yerine göre rejeneratör yer değiştirme pistonlu (Stirling) ve rejeneratör dıştan yer değiştirme pistonlu (Rankine-Napier) olarak ikiye ayrılmaktadır. Rejeneratör yer değiştirme pistonlu beta tipi motor 1816 yılında Robert Stirling tarafından tasarlanmıştır. Bu motorda rejeneratör bölgesi yer değiştirme pistonu ile silindir arasında kalan kısımdır. Rankine-Napier tipi motorda ayrı bir

rejeneratör kullanıldığından motorun ölü hacmi artmıştır (Walker 1980). Şekil 2.4'te bir beta tipi Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.4 Bir beta tipi Stirling motorunun şematik resmi (Erol 2011).

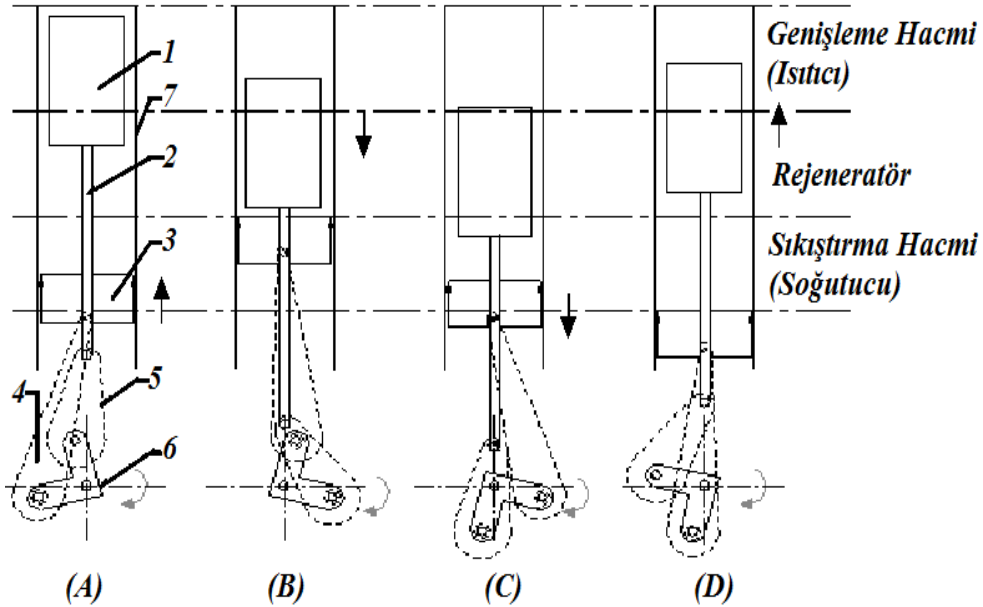
Şekil 2.5'te beta tipi Stirling motorunun çalışma prensibi verilmiştir. Şekilde ki A durumu, sabit sıcaklıkta sıkıştırma sürecidir. Yer değiştirme pistonunun kendi kursunun üst ölü noktası civarında sabit kaldığı kabul edilirken, güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktasına doğru hareket ederek çalışma akışkanını soğuk hacimde sıkıştırmaktadır. Bu esnada soğuk cidarlar tarafından çalışma akışkanından ısı çekilmektedir. Isı çekme işlemi ve sıkıştırma işlemi aynı anda meydana geldiği için çalışma akışkanının sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilmektedir (Özgören 2004).

B durumu, sabit hacimde ısıtma sürecidir. Yer değiştirme pistonu kendi kursunun alt ölü noktasına doğru hareket ederken, güç pistonunun kendi kursunun üst ölü noktası civarında sabit kaldığı kabul edilmektedir. Bu durumda çalışma akışkanı sabit hacimde soğuk hacimden sıcak hacme doğru hareket ettirilerek ısıtılmaktadır. Bu sürecin sonunda sistemin basıncı maksimumdur (Özgören 2004).

C durumu, sabit sıcaklıkta genişleme sürecidir. Bu durumda her iki pistonda kendi kurslarının alt ölü noktalarına doğru hareket etmektedirler. Yer değiştirme pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında sabit kalırken, yüksek basınca sahip çalışma akışkanı güç pistonunu iterek iş üretilmesini sağlamaktadır. Bu esnada çalışma akışkanı bir

yandan genişleyip bir yandan sıcak cidarlardan ısı almaya devam ettiği için sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilmektedir (Özgören 2004).

D durumu, sabit hacimde soğutma sürecidir. Yer değiştirme pistonu kendi kursunun üst ölü noktasına doğru hareket ederken, güç pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında sabit kalmaktadır. Yer değiştirme pistonunun hareketiyle sıcak hacimde bulunan çalışma akışkanı soğuk hacme doğru hareket etmektedir. Bu esnada soğuk cidarlar tarafından hacmi değişmeyen çalışma akışkanından ısı çekilmektedir (Özgören 2004).



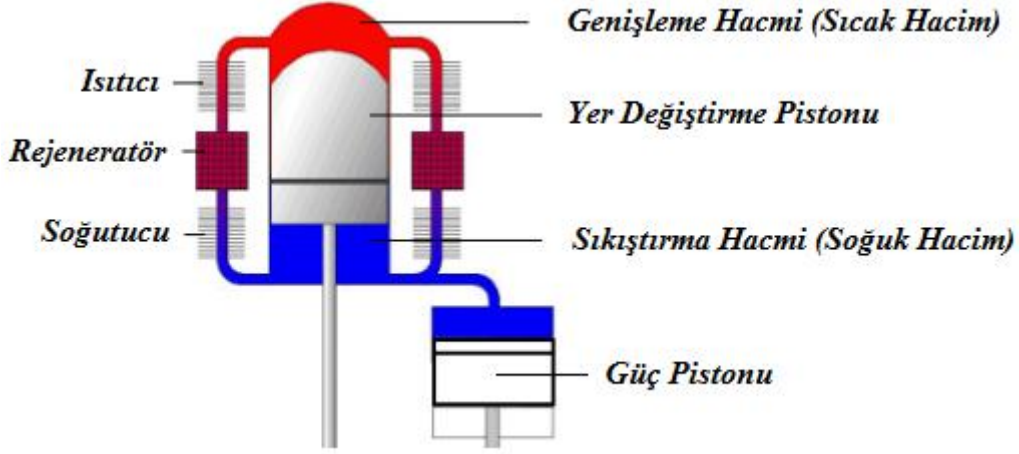
1. Yer Değiştirme Pistonu, 2. Yer Değiştirme Piston Rodu, 3. Güç Pistonu,
4. Güç Pistonu Biyeli, 5. Yer Değiştirme Piston Biyeli, 6. Krank Mili,
7. Yer Değiştirme ve Güç Silindiri

Şekil 2.5 Beta tipi Stirling motorunun çalışma prensibi (Özgören 2004).

2.1.1.3 Gama Tipi Stirling Motorları

Gama tipi Stirling motorları Şekil 2.6’da görüldüğü gibi iki farklı silindirden oluşmaktadır. Sistemde çevrim sıcak ve soğuk silindirler arasında güç pistonunun çalışma akışkanını sıkıştırıp genişletmesiyle ve yer değiştirme pistonunun çalışma akışkanını ısıtıp soğutmasıyla sağlanır. Beta tipi motorlarda olduğu gibi gama tipi

motorlarda da rejeneratör yer değiştirme silindirinine içine yerleştirilebildiği gibi silindirlerin dışına da yerleştirilebilir (ınar 2001).



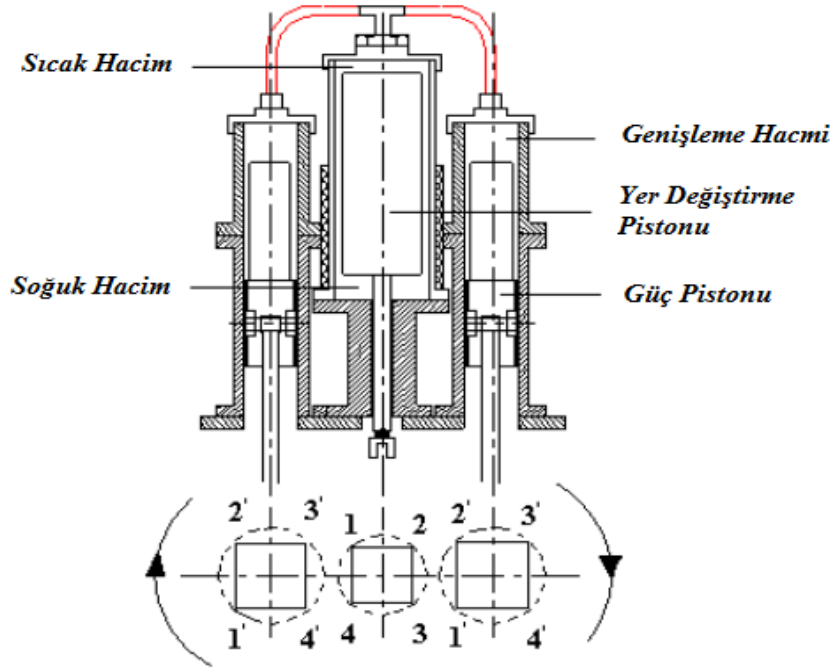
Şekil 2.6 Bir gama tipi Stirling motorunun şematik resmi (Erol 2011).

Şekil 2.7’de bir gama tipi Stirling motorunun çalışma prensibi görülmektedir. 1-2 işlemi, sabit sıcaklıkta sıkıştırma sürecidir. Güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktasına doğru hareket ederek soğuk hacimde bulunan çalışma akışkanını sıkıştırmaktadır. Yer değiştirme pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında sabit kalmaktadır. Çalışma akışkanını soğuk cidarlar tarafından soğutulurken sıkıştırıldığı için sıcaklığı sabit kabul edilmektedir (ınar 2004).

2-3 işlemi, sabit hacimde ısıtma sürecidir. Güç pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında sabit kalırken, yer değiştirme pistonu kendi kursunun alt ölü noktasına doğru hareket ederek soğuk hacimde bulunan çalışma akışkanını sıcak hacme doğru hareket ettirmektedir. Bu esnada sıcak cidarlardan ısı alan çalışma akışkanının hacmi sabit kalmaktadır (ınar 2004).

3-4 işlemi, sabit sıcaklıkta genişleme sürecidir. Güç pistonu sıcak hacimde ısınan çalışma akışkanını tarafından kendi kursunun alt ölü noktasına doğru itilerek iş üretimi sağlarken, yer değiştirme pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında sabit kalmaktadır. Çalışma akışkanını sıcak cidarlar tarafından ısıtılırken genişletildiği için sıcaklığı sabit kabul edilmektedir (ınar 2004).

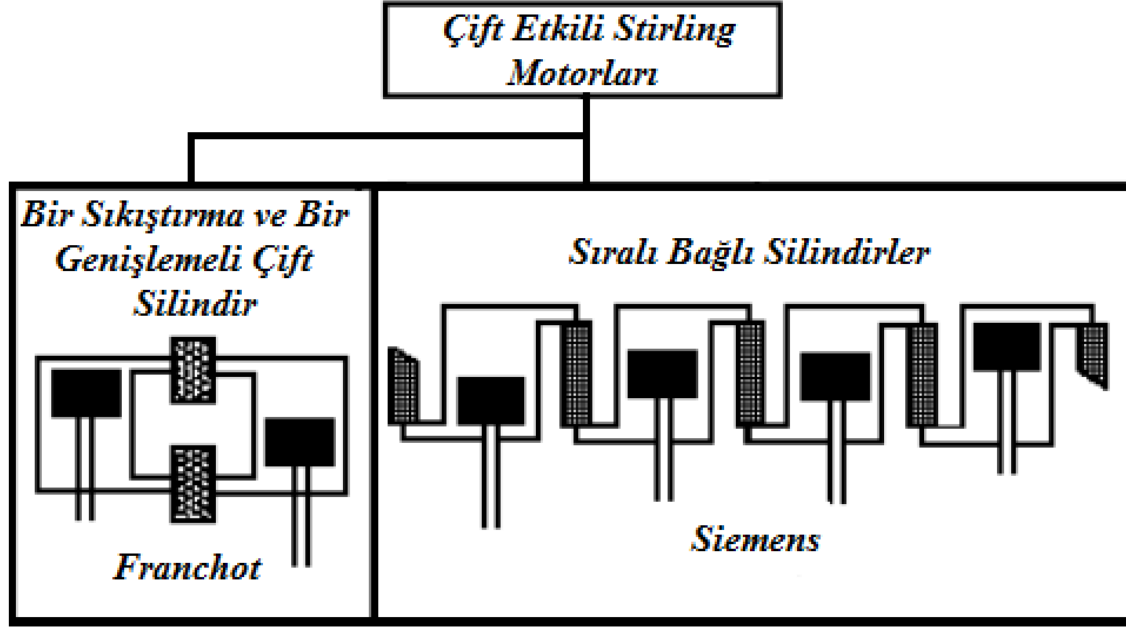
4-1 işlemleri, sabit hacimde soğutma sürecidir. Güç pistonu kendi kursunun alt ölü noktası civarında sabit kalırken, yer değiştirme pistonu kendi kursunun üst ölü noktasına doğru hareket etmekte ve çalışma akışkanını soğuk hacme doğru hareket ettirmektedir. Bu esnada soğuk cidarlar tarafından soğutulan çalışma akışkanının hacmi sabit kalmaktadır (Çınar 2004).



Şekil 2.7 Gama tipi Stirling motorunun çalışma prensibi (Çınar 2004).

2.1.2 Çift Etkili Stirling Motorları

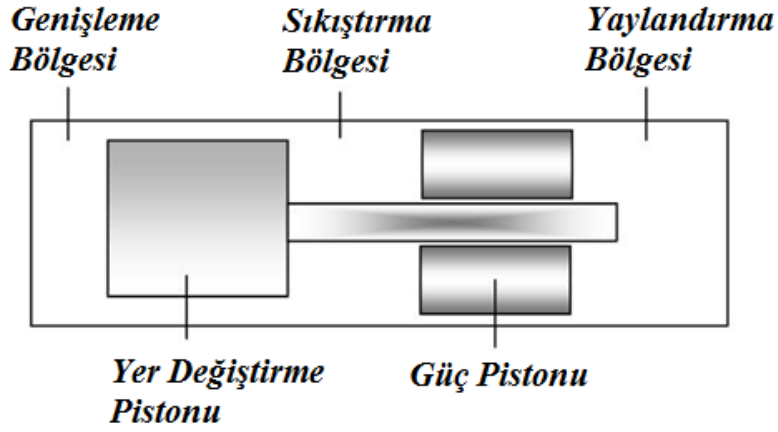
Çift etkili Stirling motorları 1885 yılında Babcock tarafından geliştirilmiştir. Çift etkili Stirling motorlarında çalışma akışkanının bir boşluktan diğerine hareket etmesi için pistonun iki tarafında kullanılır. Bu tip motorlarda parça sayısı tek etkili Stirling motorlarına göre daha azdır. Ayrıca sıkıştırma ve genişleme süreçleri arasındaki uygun farkı elde etmek için en az üç piston gerektiğinden, çift etkili Stirling motorları çok silindirlidir (Thombare and Verma 2008). 1853 yılında çift etkili Stirling motoru teorisi Fransız mühendis tarafından düşünülmüş ve ilk kez 1885 yılında Babcock tarafından imal edilmiştir. 20. yüzyılda ise Sir Williams Siemens dört silindirli çift etkili Stirling motoru fikrini ortaya atmıştır (Erol 2009).



Şekil 2.8 Çift etkili Stirling motorları (Erol 2011).

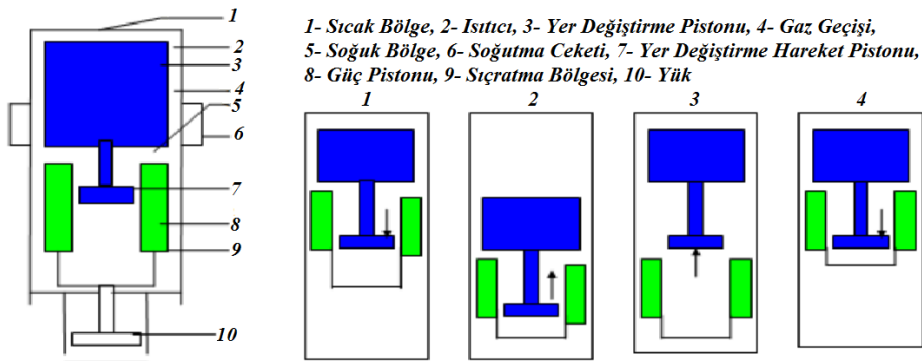
2.1.3 Serbest Pistonlu Stirling Motorları

Serbest pistonlu Stirling motorları, motordaki mekanik ve sızdırmazlık sorunlarını azaltmak amacıyla 1960'lı yıllarda Beale tarafından geliştirilmiş motorlardır (Boucher *et al.* 2007). Serbest pistonlu Stirling motorlarında çevrim, güç pistonu tarafından çalışma akışkanının sıkıştırılıp ve genişletilmesi, yer değiştirme pistonu tarafından çalışma akışkanının soğuk ve sıcak hacimler arasında hareket ettirilmesiyle gerçekleştirilmektedir. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu arasındaki senkronizasyon gaz basıncı ve yay kuvvetleriyle sağlanmaktadır. Parçalar arasında mekanik bir bağlantı bulunmamasıyla birlikte ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör görevini silindir cidarları üstlenmektedir (Aksoy 2011). Motorda çevrim mekanik salınımlarla gerçekleştiği için iyi bir performans sağlamak amacıyla çalışma koşullarında iyi olması gerekmektedir. Güç dağılımı, çalışma frekansı ve çıkış gücü gibi parametreler kararlı bir çalışma üzerinde etkili olmaktadır. Ayrıca motorda parça sayısı az olduğundan uzun süreli çalışabilirler (Özgören 2004).



Şekil 2.9 Serbest pistonlu Stirling motoru (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Motorun çalışma prensibi şematik olarak Şekil 2.10'da görülmektedir. 1-2 işleminde güç pistonu çalışma akışkanı tarafından aşağı doğru hareket ettirilirken, yer değiştirme pistonu ulaşabildiği en alt noktada sabit kalmaktadır. 2-3 işleminde güç pistonu ulaşabildiği en alt noktada sabit kalırken, yer değiştirme pistonu gaz basıncı etkisiyle yukarı doğru hareket ettirilmektedir. Bu esnada sıcak hacimde bulunan çalışma akışkanı yer değiştirme pistonunun hareketiyle soğuk hacme doğru hareket etmektedir. Bu yüzden sistemin basıncı düşmektedir. 3-4 işleminde, güç pistonu yaylandırma bölgesinde ki gaz yayı basıncının etkisiyle yukarı doğru hareket ettirilerek çalışma akışkanı soğuk hacimde sıkıştırılmaktadır. Bu esnada yer değiştirme pistonu ulaşabildiği en üst noktada sabit kalmaktadır. 4-1 işleminde, güç pistonu ulaşabildiği en üst noktada sabit kalırken, yer değiştirme pistonu gaz yayı etkisiyle aşağı doğru hareket ettirilmektedir. Soğuk hacimde bulunan çalışma akışkanı yer değiştirme pistonunun hareketiyle sıcak hacme doğru hareket etmektedir (Özgören 2004).



Şekil 2.10 Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi (Aksoy 2011, Çınar 2001).

Serbest pistonlu Stirling motorları düşük sürtünme ve aşınma seviyeleri, yüksek verim ve performans, uzun süreli çalışma, basit tasarım gibi birçok avantaja sahiptir (Aksoy 2011).

2.1.4 Düşük Sıcaklık Farkıyla alıan Stirling Motorları

1983 yılında İvo kolin tarafından tasarlanan düşük sıcaklık farkıyla alıan Stirling motorlarında sıcak ve soğuk bölgelerde ki sıcaklık farkı düşüktür (ınar *et al.* 2012). Bu yüzden jeotermal, güneş ve atık ısı enerjisi gibi uygulamalarda ne çıkmaktadır (Erol 2011). Düşük sıcaklık farkıyla alıan Stirling motorlarında sağlanması gereken en önemli özelliklerden birisi sıcak ve soğuk bölgeleri ayırmak ve ısı kayıpları engellemektir. Sıcaklık farkının azalması için yer değiştirme pistonunun boyunun azaltılması gerekmektedir. Bu durum sıkıştırma oranının da azalmasına sebep olmaktadır. Boyu kısılan yer değiştirme silindirinde aynı hacmi sağlamak için yer değiştirme pistonu ve silindirinin çapının büyütülmesi gerekmektedir. Bu yüzden büyük yer değiştirme silindir çapı, büyük piston çapı ve küçük kurs boyu, düşük sıcaklık farkıyla alıan Stirling motorları için ideal özelliklerdendir (zgren 2004).

Düşük sıcaklık farkıyla alıan Stirling motorları ringbom ve kinematik olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Kinematik motorlarda g ve yer değiştirme pistonları krank miline bağlanmaktadır. Ringbom tipi motorlarda ise sadece g pistonu krank miline bağlanmaktadır (Erol 2011).

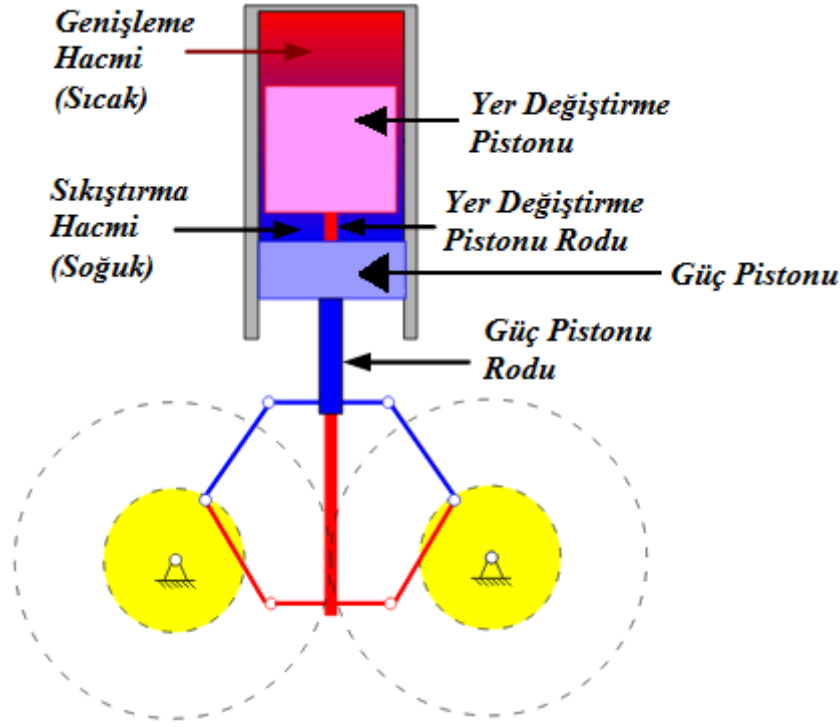


Resim 2.1 Kinematik ve Ringbom Stirling motorları (Erol 2011).

2.2 Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları

2.2.1 Rhombic Hareket İletim Mekanizması

Rhombic hareket mekanizması ilk olarak 1953 yılında Philips şirketinde çalışan R. J. Meijer tarafından Stirling motorlarında uygulanmıştır. Bu mekanizmanın kullanıldığı motorlar daha düşük ses ve titreşim seviyesine sahiptir (Walker 1980). Rhombic hareket mekanizması genellikle beta tipi Stirling motorlarında kullanılmaktadır. Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı motor güç ve yer değiştirme pistonu bağlantı elemanları, biyel kolları ile rodları ve birbirine zıt yönde hareket eden iki dişliden oluşmaktadır (Üstün 2000). Yer değiştirme pistonu rodu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu rodu aynı ekseninde çalıştığı için yağlama ihtiyacı yoktur (Cheng and Yu 2012). Bu mekanizmada yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelenmiştir. Bu sayede piston ile silindir arasındaki ve güç pistonu ile yer değiştirme pistonu rodları arasındaki sürtünme azalmakta ve aşınmalar minimum olmaktadır (Meijer 1960, Erol 2011). Şekil 2.11’de Rhombic hareket iletim mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.11 Rhombic hareket iletim mekanizması (Kwankaomeng *et al.* 2011).

Bu hareket iletim mekanizması, mekanik bağlantı ve sürtünme yüzeyini azaltmak, mekanik kayıplardan ve sürtünmeden kaynaklanan verim düşüşünü ortadan kaldırmak, daha küçük motor boyutlarında daha yüksek güçler elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Bu mekanizmada yer değiştirme pistonu ve güç pistonu bağlantı parçaları, güç pistonu, yer değiştirme pistonu, dişliler, güç pistonu ve yer değiştirme pistonu arasında 90° faz farkı olacak şekilde bağlanmaktadır. Güç pistonu rodu mekanizmanın üst bağlantı elemanına bağlanırken, yer değiştirme pistonu rodu mekanizmanın alt bağlantı elemanına bağlanmaktadır. Ayrıca bu mekanizmada pistonlar basit harmonik hareket gerçekleştirmektedir. Bu hareket iletim mekanizması sayesinde motorda yanal kuvvetler dengelenmekte, sürtünmeler azaltılmakta dolayısıyla verim artmaktadır (Erol 2011). Çok sayıda hareketli parçaya, yatak yüzeylerine ve eşleştirilmiş dişli çifti ihtiyacına sahip olması bu hareket iletim mekanizmasını kompleks hale getiren dezavantajlardır (Thombare and Verma 2008).

General Motors'un Philips lisansı ile 1958 yılında Stirling motorları için başlattığı çalışmada Rhombic hareket iletim mekanizmasının geliştirilmesi için bir program hazırlanmıştır. Bu program çerçevesinde geliştirilen Philips 1-98 modeli tek silindirli

rhombic hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunda 7,3 kW güç elde etmişlerdir (Walker 1980).

General Motors ve Philips firmaları tarafından 1963 yılında deniz araçlarında kullanılmak üzere tasarlanan Philips 4-235 boksör tipi bir Stirling motoru imal edilmiştir. Rhombic hareket mekanizması kullanılan motor 4 silindirli olarak imal edilmiştir (Walker 1980).

General Motors ve Philips firmaları Amerikan Hava Kuvvetlerine uzay uygulamalarında kullanılması için PD-46 model 3 kW gücünde ve güneş enerjisiyle çalışan rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motoru tasarlamış ve imal etmiştir. (Walker 1980, Finkelstein and Allan 2004).

MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg)-MWM (Motorenwerke Mannheim) firması 22 kW gücünde rhombic hareket mekanizmalı 1-400 modeli olarak adlandırılan bir Stirling motoru tasarlamışlar ve imal etmişlerdir (Walker 1980).

Andy Ross 1973 yılında 65 cm^3 , 1976 yılında da 12 cm^3 süpürme hacmine sahip beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motoru imal etmiştir (Ross 1993).

1971 yılında Philips firmasının tasarlayıp ürettiği 4-235 modeli 4 silindirli rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru bir otobüse yerleştirilmiş ve otobüs 1500 km yol katetmiştir. Çalışma akışkanı olarak helyumun kullanıldığı motordan 68 kW güç elde etmişlerdir. Resim 2.1'de Philips firmasına ait 4-235 modeli Stirling motoru görülmektedir.



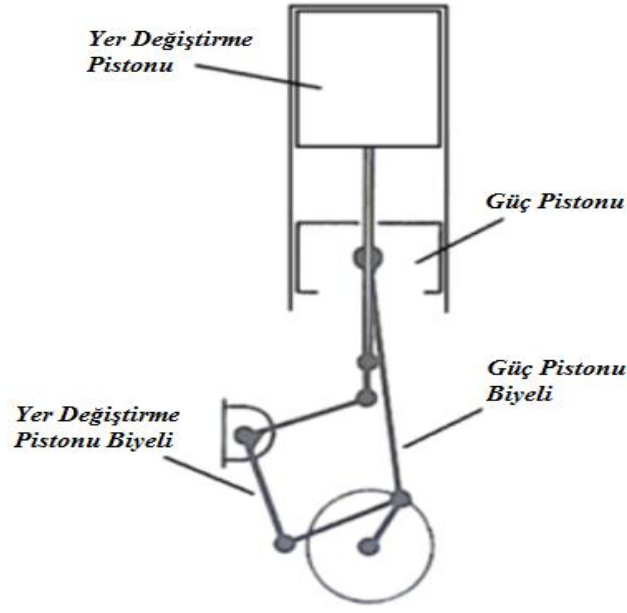
Resim 2.2 Philips firmasına ait 4-235 modeli Stirling motoru (Erol 2011).

2.2.2 Krank-Biyel Hareket İletim Mekanizması

Stirling motorlarında kullanılan en eski hareket mekanizmalarından birisi krank-biyel hareket iletim mekanizmasıdır. 19. yy sonlarına doğru krank-biyel mekanizması kullanılmaya başlanmıştır. Krank-biyel mekanizmasında yüksek şarj basınçlarında gaz kaçaklarının azaltılması ve belirli bir yönde piston üzerinde etkili olan kuvvetlerin dengelenmesi için çift etkili Stirling motorlarında kullanılmaktadır. Ancak bu durum ölü hacmin artmasına sebep olmaktadır.

Küçük Stirling motorlarında bu dezavantaj çalışma maddesi ile doldurulan ve sızdırmazlığı sağlanan bir motor bloğu içerisine krank biyel mekanizmasının yerleştirilmesiyle ortadan kaldırılmaktadır. Motorun özgül gücünü artırmak amacıyla yüksek şarj basınçlarının uygulanması büyük hacimli motorlarda ağır konstrüksiyonlara sebep olmaktadır (Meijer 1960).

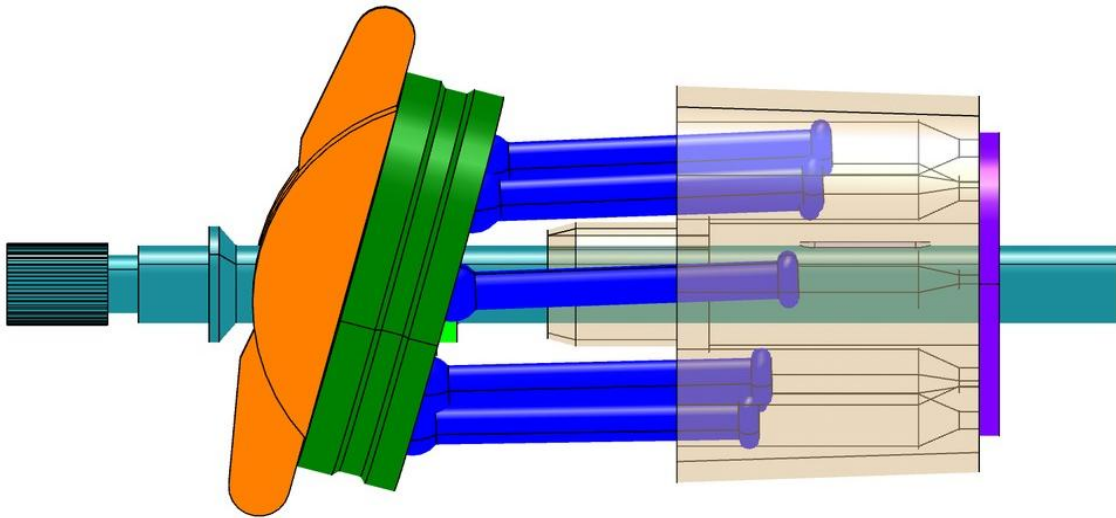
Yer değiştirme pistonunun roduna yataklanmasından dolayı yanal yönde sürtünme azdır. Fakat güç pistonuna yanal yönde kuvvet etkidiğinden sürtünme fazladır (Walker 1973). Şekil 2.12’de krank biyel hareket iletim mekanizması görülmektedir.



Şekil 2.12 Krank biyel hareket iletim mekanizması (Erol 2011).

2.2.3 Eğik Plaka Hareket İletim Mekanizması

Genellikle kompresörlerde kullanılan bu tip mekanizmalar Stirling motorlarında da kullanılmaktadır. Bu mekanizmada dengeleme kolaylığı, hafifliği ve küçük boyutlu olması gibi avantajlarından dolayı yüksek güç istenen motorlarda tercih edilmektedir. Bu avantajlarına rağmen yağlama ve sürtünme problemleri bulunmaktadır (Erol 2009). Şekil 2.13'te eğik plaka hareket iletim mekanizması görülmektedir.

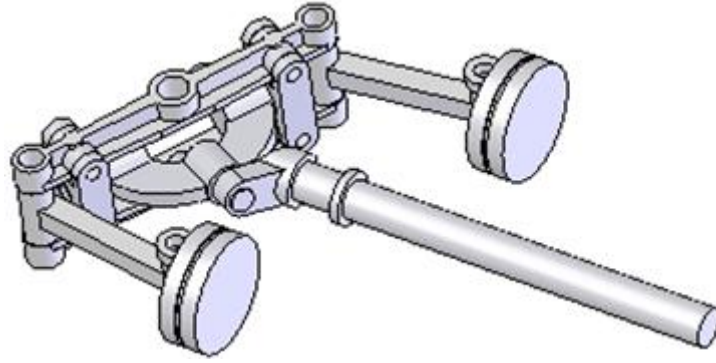


Şekil 2.13 Eğik plaka hareket iletim mekanizması (İnt. Kyn. 1).

1970'lerde Ford ve General Motor şirketleri tarafından otomobillerde kullanılması amacıyla Stirling motorlarında kullanılmıştır. Ayrıca Malmo, MAN-MWM ve United Stirling şirketlerince su altı güç sistemlerinde kullanılmıştır (Erol 2009).

2.2.4 Sallanan Sürücü Tip Hareket İletim Mekanizması

Sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizmasında iki adet piston rodu külbütör manivelasına bağlanmıştır ve külbütör manivelası her iki ucunu hareket ettirerek rodlar yoluyla pistonlara hareket vermektedir. Maliyeti oldukça düşük olan ve içten yanmalı motorlarda da kullanılan sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizması Şekil 2.14'te görülmektedir (Martini 1978, Çınar 2001).



Şekil 2.14 Sallanan sürücü tip hareket iletim mekanizması (İnt. Kyn. 2).

2.2.5 Ross Yoke Hareket İletim Mekanizması

Ross Yoke hareket iletim mekanizması 1976 yılında Andy Ross tarafından tasarlanmıştır. US4138897 patent numarasına sahiptir. Bu tip hareket iletim mekanizmalarında yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden motor parçaları arasındaki aşınmalar azaltılmıştır. Resim 2.3'te Ross Yoke hareket iletim mekanizması görülmektedir (Erol 2011).



Resim 2.3 Ross Yoke hareket iletim mekanizması (Erol 2011).

2.3 Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

2.3.1 Stirling Motorlarının Avantajları

- Çalıştırılması için her türlü ısı kaynağı kullanılabilirler.
- Motor çalışmaya başlamadan önce ısıtmaya başladığından ilk harekete kolay geçmektedirler.
- Verimleri içten yanmalı motorlara göre daha yüksektir.
- İçten yanmalı motorlarda ki ateşleme, yakıt ve supap sistemi gibi sistemlere ihtiyaçları olmadığı için daha az bakım ve maliyete sahiptirler.
- Dıştan yanma prensibine göre çalıştıkları için içten yanmalı motorlara göre daha az egzoz emisyonlarına sahiptirler (Yücesu 1996).
- Isıtma işlemi devamlı ve basınç değişimleri sinüsoidal olduğundan içten yanmalı motorlara göre düşük gürültü seviyelerine sahiptirler (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

2.3.2 Stirling Motorlarının Dezavantajları

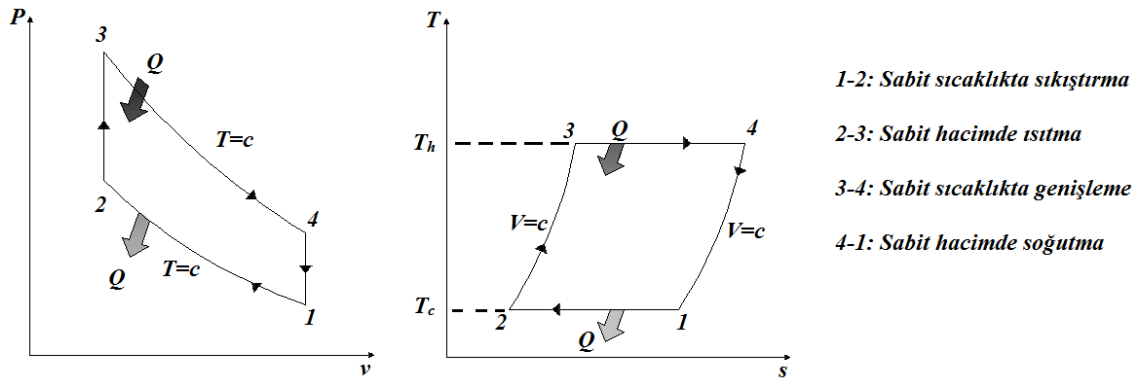
- Aynı boyutlardaki içten yanmalı motorlara göre daha az güç üretmektedirler.
- Sızdırmazlık problemlerine sahiptirler.
- Isıtıcı ve soğutucuda ki ısıl ataletlerden dolayı düşük yavaşlama ve hızlanma ivmelerine sahiptirler.
- Henüz herhangi bir seri üretimi yoktur (Walker 1980, Aksoy 2011, Çınar 2001).

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

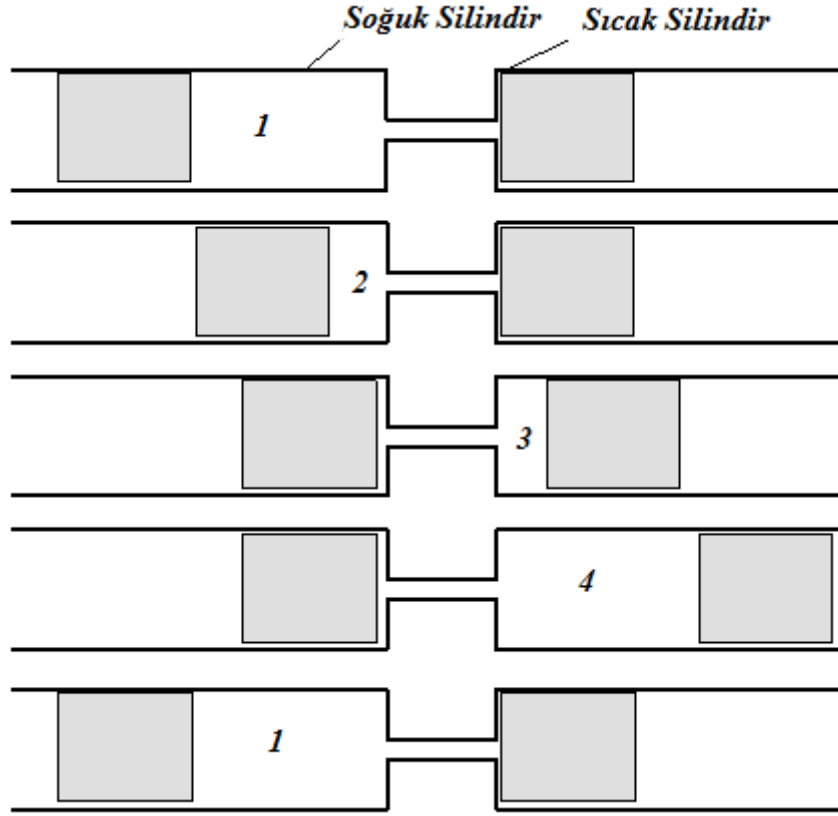
3.1 Stirling Motoru Termodinamik Çevrimi

Stirling motorlarının icadı termodinamik biliminin doğuşundan önce olduğu için Stirling çevriminin termodinamik analizi, Stirling motorunun mucidi tarafından yapılmamıştır (Aksoy 2011).

Şekil 3.1’de Stirling çevriminin P-v ve T-s diyagramları verilmiştir. Stirling motorlarının idealleştirilmiş çevrimi iki izotermal iki sabit hacim sürecinden oluşmaktadır. Çalışma akışkanı olarak bir ideal gazın kullanıldığı kabul edilerek ideal Stirling çevriminin analizi yapılabilir. Çevrimi oluşturan süreçlerden 1-2 aralığı sabit sıcaklıkta sıkıştırma sürecidir. Bu süreç boyunca soğuk bir kaynak tarafından çalışma akışkanından ısı çekilmektedir. 2-3 aralığı çalışma akışkanının sabit hacimde ısıtılması sürecidir. 3-4 aralığında çalışma maddesinin genişlemesiyle sabit sıcaklıkta genişletilerek iş elde edilmektedir. Bu süreç boyunca çalışma akışkanının sıcaklığının sabit kalmasını sağlamak için sıcak kaynaktan akışkana ısı aktarımı yapılmaktadır. 4-1 aralığı çalışma akışkanının sabit hacimde soğutulmasıdır (Aksoy 2011). Şekil 3.2’de Stirling çevrimi süreçleri piston-silindir takımında görülmektedir.



Şekil 3.1 Stirling çevrimi P-v ve T-s diyagramları (Aksoy 2011).



Şekil 3.2 Stirling çevriminin termodinamik süreçleri (Aksoy 2011).

Sistemden sabit sıcaklıkta 1-2 işlemi boyunca atılan ısı;

$$q_{1-2} = RT_1 \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.1)$$

Sisteme sabit hacimde 2-3 işlemi boyunca verilen ısı;

$$q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \quad (3.2)$$

Sisteme sabit sıcaklıkta 3-4 işlemi boyunca verilen ısı;

$$q_{3-4} = RT_3 \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] \quad (3.3)$$

Sistemden sabit hacimde 4-1 işlemi boyunca çekilen ısı;

$$q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1) \quad (3.4)$$

olarak yazılır. Sisteme verilen toplam ısı;

$$q_S = q_{2-3} + q_{3-4} \quad (3.5)$$

Sistemden dışarı atılan toplam ısı;

$$q_R = q_{1-2} + q_{4-1} \quad (3.6)$$

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

$$q_{3-4} = RT_3 \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.7)$$

olarak yazılabilir. Ayrıca $T_1=T_2=T_c$ ve $T_3=T_4=T_h$ olduğundan

$$(T_h - T_c) = (T_3 - T_2) = (T_4 - T_1) \quad (3.8)$$

alınabilir. İşe çevrilen ısı miktarı ise;

$$q_{NET} = q_S - q_R \quad (3.9)$$

olduğundan,

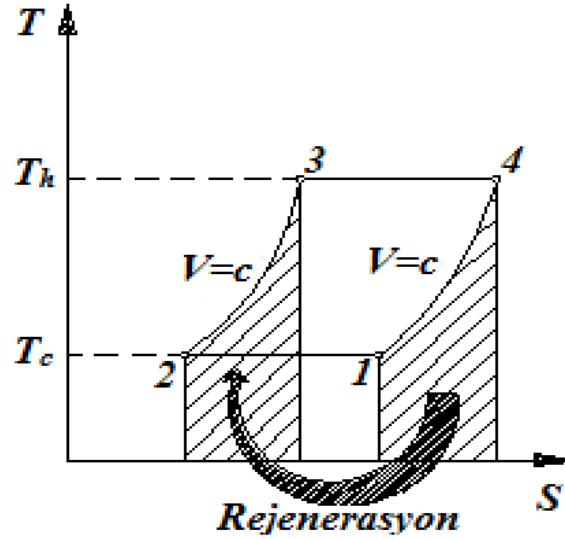
$$q_{NET} = (T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.10)$$

olur. Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_T = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{C_v(T_h - T_c) + RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.11)$$

olur (Aksoy 2011).

İdealleştirilmiş Stirling çevrimi rejeneratif bir çevrime dönüştürülebilmektedir. Bunun için çevrimin sabit hacimde soğutma sürecinde çalışma akışkanından çekilen ısı bir ısı depoda depolanarak sabit hacimde ısıtma sürecinde çalışma akışkanına geri kazandırılmaktadır. Bu yüzden rejeneratif Stirling çevriminde sıcak kaynaktan çalışma akışkanına ısı geçişi iş üretiminin gerçekleştiği sabit sıcaklıkta genişleme sürecinde olmaktadır. Rejeneratif çevrimde çalışma maddesinden soğuk kaynağa ısı geçişi sabit sıcaklıkta sıkıştırma sürecinde olmaktadır (Aksoy 2011). Şekil 3.3'te rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.3 Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı (Aksoy 2011).

Sisteme verilen ısı;

$$q_S = RT_h \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] = RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.12)$$

Sistemden atılan ısı;

$$q_R = RT_c \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.13)$$

İşe dönüşen net ısı;

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

olur. Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

$$\eta_T = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c)R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{RT_h \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.15)$$

olur. Sadeleştirme yapılırsa;

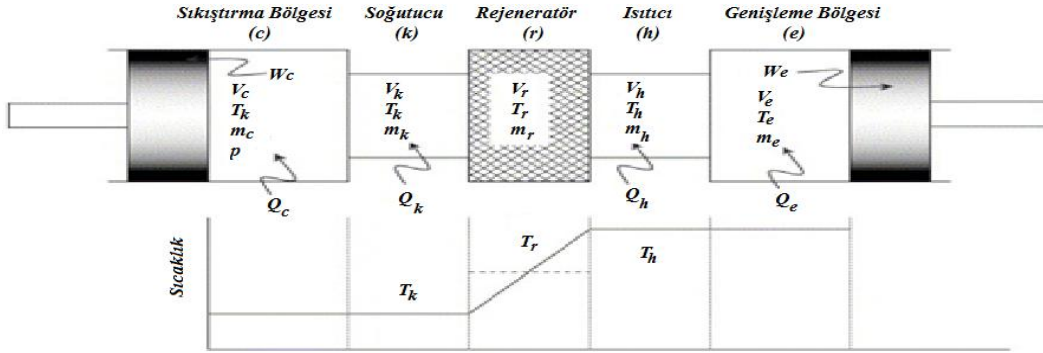
$$\eta_T = \frac{(T_h - T_c)}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (3.16)$$

olur (Aksoy 2011).

3.2 Literatür Özetleri

1871 yılında Gustav Schmidt Stirling motorlarının termodinamik açıdan performansının belirlenmesine yönelik izotermal analiz olarak adlandırılan bir analiz metodu geliştirmiştir. İzotermal analizde, sıcak hacimde bulunan çalışma akışkanının sıcaklığı kaynak sıcaklığına, soğuk hacimde bulunan çalışma akışkanının sıcaklığı soğuk kaynak sıcaklığına ve rejeneratörde bulunan çalışma akışkanının sıcaklığı ise her noktada rejeneratör sıcaklığına eşit kabul edilmektedir. Bu metotta tüm ısı kayıpları ihmal edilerek ısı girişinin genişleme hacminde ve ısı çıkışının ise sıkıştırma hacminde meydana geldiği kabul edilmiştir. Genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin belirlenmesinde kinematik ilişkiler kullanılmakta ve motorun alternatif hareket yapan parçalarının hareketlerinin harmonik olduğu kabul edilmektedir. Bu yöntem ile sisteme verilen ısı, sistemden alınan ısı, genişleme işi, sıkıştırma işi ve verimin kaba bir tahmini yapılabilmektedir (Walker 1980, Chen and Griffin 1983, Van Beukering and Fokker 1973, Michels 1976).

Martini (1978), Schmidt analizine göre daha gerçekçi bir yaklaşım olan beş bölge nodal-izotermal analizi geliştirmiştir. Bu analizde, nodal hacimlerde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı cidar sıcaklığına eşit ve sabit kabul edilmiştir. Rejeneratördeki gaz sıcaklığının lineer olarak değiştiği varsayılmıştır (Martini 1978, Karabulut *et al.* 2008). Şekil 3.4'te beş bölge ikinci mertebe model görülmektedir.



Şekil 3.4 Beş bölge model üzerinden Stirling motorunun izotermal analizi (Karabulut *et al.* 2008).

Martini tarafından yapılan izotermal analizde yapılan kabuller aşağıdaki gibidir.

1. Genişleme ve sıkıştırma bölgesindeki hacim değişimi esnasında çalışma maddesinin sıcaklığı üniformdur.
2. Çalışma akışkanının rejeneratör bölgesinden geçişi esnasında oluşan viskoz kayıplar göz ardı edilir ve rejeneratörün sıcaklığı zamana bağlı değildir.
3. Sıkıştırma bölgesinde sıcaklık T_c , genişleme bölgesinde sıcaklık T_h ve rejeneratördeki sıcaklıklar lineer değişken olarak kabul edilir.
4. Akış esnasında çalışma akışkanının kontrolsüz ivmelenmesine sebep olan basınç değişimleri ve sürtünmeler yoktur.
5. Çevrimde kaçak yoktur ve çalışma akışkanı kütlesi sabittir.
6. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri krank açısının bir fonksiyonudur.
7. Çalışma akışkanı ideal gaz kabul edilmiştir (Çınar 2001, Karabulut *et al.* 2008, Michels 1976, Karabulut *et al.* 2009, Urielli and Berchowitiz 1984).

İzotermal analizde basınç,

$$P = \frac{m_t R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (3.17)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır. Çalışma maddesinin iç enerjisi,

$$U = \frac{c_v}{R} (PV_1 + PV_2 + \dots + PV_n) = \frac{c_v}{R} PV_{Top} \quad (3.18)$$

ile hesaplanır. Eş. 3.18'de bulunan alt indis hücre numarasını göstermekte ve zaman sayıcısı ile karıştırılmaması gerekmektedir. İzotermal çevrim analizinde, krank açısı cinsinden 2π olan çevrim süresi sonlu sayıda parçalara ayrılır. Krank milinin belirli bir pozisyonundan başlanılarak hacim, basınç ve iç enerji çevrim boyunca çevrimin her bir kademesi için hesaplanır. Elde edilen hacim, basınç ve iç enerji verileri kullanılarak motorun çevrimlik net işi, sıcak kaynak ve rejeneratörden aldığı toplam ısı ve soğuk kaynak ve rejeneratöre verdiği toplam ısı hesaplanabilir. İzotermal nodal analizde motorun sıcak ve soğuk hacimlerinin katı cidarları sıcak ve soğuk kaynak olarak kabul edilmektedir.

Net işi hesaplamak için,

$$W = \sum_{i=1}^{i=k} P_i (V_i - V_{i-1}) \quad (3.19)$$

eşitliği kullanılabilir. Eş. 3.19'da kullanılan alt indisler sistemin zaman sayıcıları olup, hücre numaraları ile karıştırılmaması gerekir. Sıcak kaynaktan alınan ve soğuk kaynağa verilen ısıları hesaplamak için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W = (U_i - U_{i-1}) + P_i (V_i - V_{i-1}) \quad (3.20)$$

kullanılır. Eş. 3.20 ile çevrimin kademelerindeki iç enerji değişimleri hesaplandığında ΔQ bazen pozitif bazen negatif değer almaktadır. Pozitif olan değerler çalışma akışkanının ısıtıldığını, negatif olan değerler çalışma akışkanının soğutulduğunu göstermektedir. Pozitif işareti olan ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca çalışma maddesine verilen ısı hesaplanır. Negatif işaretli ΔQ 'lar kendi aralarında

toplanarak çevrim boyunca çalışma maddesinin kaybettiği ısı hesaplanır.

İzotermal analizde çalışma gazına verilen ısının ne kadarının sıcak kaynaktan ne kadarının rejeneratörden sağlandığı belirlenmemektedir. Ayrıca çalışma maddesinin ısı alışverişi, hücrelerin cidar sıcaklığı ile hücredeki gazın sıcaklığı eşit kabul edildiği için termik denge şartlarında gerçekleşmektedir. Termik denge şartlarında gerçekleşen ısı alışverişi gazın ve ısı alışverişi yaptığı çevrenin toplam entropisinin sabit kalması demektir. Bu olay izotermal çevrimin tam tersinir bir çevrim olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak izotermal çevrimin verimi Carnot verimine eşittir. İzotermal analizin denklemlerinin çözümü için bütün nodal hacimlerin tanımlı olması gerekir. Rejeneratörde bulunan nodal hacimler sabit değerlere sahiptir. Değişken hacimler olan sıcak ve soğuk hacimlerin kinematik ilişkiler ile tanımlanması gerekir. Kinematik ilişkiler de her motor için farklıdır (Karabulut *et al.* 2008).

Finkelstein (1960), tarafından Stirling motorlarının daha genelleştirilmiş bir termodinamik analizi oluşturulmuştur. Bu analizde, sıkıştırma ve genişleme hacimlerindeki gaz sıcaklıkları izotermal şartlardaki gaz sıcaklığından farklıdır. Schmidt izotermal analizinde motorun genişleme ve sıkıştırma hacmindeki gaz sıcaklıkları cidar sıcaklığına eşit ve sabit kabul edilir. Finkelsitein'in nodal analizinde ise bu sıcaklık izotermal ve adyabatik şartlarda ortaya çıkan sıcaklıkların ortalaması kabul edilmiştir. Bu analizde de sıcak hacimdeki gaz sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığına denk, soğuk hacimdeki gaz sıcaklığı soğuk kaynak sıcaklığına denk kabul edilmektedir (Karabulut *et al.* 2008).

Shock (1978), tarafından nodal analiz serbest pistonlu Stirling motorlarına uygulanmıştır. Bu analizde motor yirmi yedi kısma ayrılmıştır. Bu çalışmada, motorun genişleme hacmi 1, ısıtıcı 6, rejeneratör 11, soğutucu ise 6 bölüme ayrılmıştır. 25 ve 26. bölümler güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun hareketini sağlayan gaz yaylanma boşlukları, 27. bölüm ise çalışma boşluğudur (Karabulut *et al.* 2008, Shock 1978).

Tew vd. NASA için 1978 yılına kadar yapılmış olan termodinamik analizlerin kapsamlı bir literatür dökümünü yapmışlar ve en geliştirilmiş analiz olan nodal analizi altı kenar

hareket mekanizmalı (rhombic hareket mekanizması) bir motorun termodinamik tasarımında kullanmışlardır (Ladas ve Ibrahim 1994).

Karabulut (1998), tarafından yapılan bir çalışmada, nodal analize dayalı bir termodinamik simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu çalışmada alfa tipi ve silindirleri V şeklinde yerleştirilmiş bir motorun çalışma hacmi sırası ile soğuk silindir, soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı ve sıcak silindir olmak üzere 5 bölmeye ayrılmıştır. Isıtıcı ve soğutucu ikişer parçaya, rejeneratör 8 parçaya ayrılmıştır. Soğuk silindir ve sıcak silindir hacimleri hesaplanırken pistonların sinüzoidal hareket yaptığı kabul edilmiştir. Kullanılan matematik model; kütle korunumu, ideal gazların genel hal denklemi, Eş. 3.17 ve birinci kanunun basitleştirilmiş şekli olan,

$$\Delta Q + \Delta H_{giriş} - \Delta H_{çıkış} = \Delta W + \Delta U \quad (3.21)$$

eşitliğinden oluşmaktadır. Son eşitlikte bulunan ΔQ cıdarla gaz arasındaki ısı transferini göstermektedir. Bu ısının hesaplanabilmesi için konvektif ısı taşınım katsayısı gerekmede ve deneysel değerler kullanılmaktadır. Geliştirilen nodal program, net iş, sıcak kaynaktan alınan ısı, soğuk kaynağa verilen ısı, iç yüzey ısı transferi alanı ve verimin hesabı gibi kısımlardan oluşmaktadır (Karabulut 1998).

Erbay ve Yavuz (1999), sıkıştırma, genişleme ve rejenerasyon sürecindeki kayıpların kapalı rejeneratif çevrimle çalışan bir Stirling motorunun termodinamik performansı üzerinde ki etkilerini maksimum güç yoğunluğu tekniğini kullanarak incelemiştir. Sıkıştırma termal verimi, genişleme termal verimi, rejenerasyon termal verimi, sıkıştırma hacim oranı, genişleme hacim oranı ve sıcaklık oranına bağlı olarak maksimum gücü belirlemiştir (Erbay ve Yavuz 1999).

Kaushik ve Kumar (2000), bir Stirling motorunun termodinamik performansını sonlu-zaman termodinamiği yaklaşımını kullanarak belirlemiştir. Farklı ısı eşanjörlerinin ve ısı kaynağı sıcaklıklarının motor gücü ve verimi üzerine etkisini incelemiştir. 1300 K sıcak kaynak sıcaklığı, 300 K soğuk kaynak sıcaklığı ve 2,5 hacim oranı kullanılarak nümerik çözümler yapılmıştır. Rejeneratör veriminin artması ile giren ve

çıkan ısılar azalırken, rejeneratif ısı transferi ve termal verim artış göstermiştir. Isı eşanjörünün sıcak ucundaki veriminin artması ile çıkış gücü, giren, çıkan ve rejeneratif ısı transferleri artarken, ısı eşanjörünün soğuk ucundaki verimin artması ile bu parametreler azalmaktadır (Kaushik ve Kumar 2000).

Senft (2002), Schmidt analiz metodunu kullanarak gama tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Optimum koşullarda; süpürme hacim oranı, ölü hacim ve faz açısının motor çıkış gücüne etkisini incelemiştir. 0,5 sıcaklık oranı, 0,75 süpürme hacim oranı, 0,5 mekanik verim ve 0,5 ölü hacim oranı için maksimum iş 80-90° faz açısı arasında elde edilmiştir. Süpürme hacim oranının artması ile mekanik verim azalmıştır. Buna ilaveten, süpürme hacim oranının artması ile iş belirli bir değere kadar artış göstermekte ve daha sonra azalmaktadır (Senft 2002).

Karabulut vd. (2006), tarafından yapılan diğer bir çalışmada, gama tipi Stirling motorlarında özgül gücü artırmak ve dış hacmi azaltmak için güç silindiri ve yer değiştirme pistonu silindiri iç içe yerleştirilmiştir. Hazırlanan nodal analiz programında motorun iç hacmi 103 bölgeye ayrılmıştır. Diğer nodal analizlerden farklı olarak, bu analizde Eş. 3.21 sonlu fark şekline dönüştürülerek kullanılmıştır (Karabulut et al. 2006).

Kongtragool ve Wongwises (2006), izotermal analiz metodu kullanarak soğuk, sıcak ve rejeneratördeki ölü hacimlerinin bir Stirling motorunun performansına etkilerini incelemiştir. Net işin yalnızca ölü hacimlere bağlı olduğunu, ısı girişi ve motor veriminin ise hem rejeneratör verimine hem de ölü hacimlere bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Net işin ölü hacmin artması ile azaldığını tespit etmişlerdir. Ölü hacmin artması ve rejeneratör veriminin azalması ile motor verimi azalmıştır (Kongtragool and Wongwises 2006).

Parlak vd. (2009), gama tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizini Urielli ve Berchowit'ın çalışmalarında kullandığı yarı kararlı akış (sanki-kararlı akış) yaklaşımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Stirling motoru sıkıştırma, genişleme, soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratör hacmi olmak üzere 5 hacme bölünmüştür. Kütle ve enerjinin korunumu

yasası kullanılarak beş hacim bölgesindeki basınç, sıcaklık ve kütle değişimleri Fortran programında yazılan bir kod yardımıyla hesaplanmıştır. Bu model ile motorun termal verimi %25 olarak elde edilmiştir (Parlak *et al.* 2009).

Cheng ve Yu (2010), rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru için nümerik bir model geliştirmişlerdir. Modelde rejeneratif boşluk 0,0005 m iken ortalama %13,1 verime karşılık 16,75 W güç hesaplanmıştır. Maksimum verim, 0,0003 m rejeneratif boşlukta %16,5 olarak tahmin edilmiştir (Cheng and Yu 2010).

Chen vd. (2012), çift güç pistonlu helyum şarjlı gama tipi bir Stirling motoru imal etmişlerdir. Rejenerasyon etkinliği, güç pistonunun krank yarıçapı, çalışma gazının başlangıç basıncı ve dönme hızı olmak üzere 4 parametrenin motor performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Testler sonucu rejenerasyon etkinliğinin verim üzerinde, dönme hızının ise motor gücü üzerinde önemli etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir (Chen *et al.* 2012).

Cheng ve Yang (2014), beta tipi bir Stirling motorunda kullanılan rhombic hareket mekanizmasının optimizasyonu için boyutsuz teorik bir model geliştirmişlerdir. Bu modelden elde edilen veriler, deneysel verilerle karşılaştırılmış ve çıkış gücü için aralarındaki fark %5,2 olarak belirlenmiştir (Cheng and Yang 2014).

Karabulut ve Solmaz (2014), beta tipi rhombic hareket mekanizmalı ve manivela hareket mekanizmalı motoru termodinamik açıdan karşılaştırmışlardır. Manivela hareket mekanizmalı motorda $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı taşınım katsayısı ve 1000 K sıcaklığında motorun verimini %28 ve buna karşılık gelen motor gücü 1460 W olarak belirlenmiştir. Aynı koşullarda rhombic hareket mekanizmalı motorda %35 verime karşılık 1216 W güç tahmin edilmiştir (Solmaz ve Karabulut 2014).

Zainudin vd. (2015), beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir motorun performansını nümerik bir modelle tahmin etmişlerdir. Simulasyon sonucunda 300 dev/dk motor devrinde ve atmosfer basıncında 805 W güç elde etmişlerdir. Ayrıca maksimum gücün farklı sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıklarında maksimize edilebileceğini ve

basınçlandırma metodunun çalışma akışkanı kütlesinde artış olmasından dolayı termal enerji emilimini artırmada faydalı olduğunu belirtmişlerdir (Zainudin et al. 2015).

Mabrouk vd. (2015), yer değiştirme pistonu ve güç pistonunun çalışma boşluğu boyunca akışkan kaçağını tespit etmek için analitik bir model geliştirmişlerdir. Bu boşluklarda entalpi kayıplarını incelemişler ve geniş olan boşlukta entalpi kaybının gaz kaçağından dolayı daha fazla olduğunu; diğer yandan, bu boşlukların azalmasıyla mekanik sürtünmelerin arttığını belirtmişlerdir (Mabrouk *et al.* 2015).

Ni vd. (2015), Stirling motorları için güç ve ısı kayıplarını hesaba katan, gelişmiş basit analitik model (ISAM) olarak adlandırılan termodinamik bir model geliştirmiş ve bu modelden elde edilen verileri deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. 100 W gücünde beta tipi bir Stirling motorunu helyum ve nitrojen ile, 1,6-3 MPa basınç aralığında 260-1380 dev/dk motor devri aralığında test etmişlerdir. Motorun maksimum indike gücünü ve verimini 1120 dev/dk motor devrinde 2,96 MPa şarj basıncında helyum için 165 W ve %16,5, nitrojen için 139 W ve %12,2 olarak elde etmişlerdir. ISAM ile elde edilen veriler, helyum için %4,3-13,4, nitrojen için %1-7,1 sapma ile deneysel verilerle örtüşmektedir (Ni *et al.* 2016).

Luo vd. (2016), bir Stirling motorunun gücü ve verimi maksimize etmek ve güç kayıplarını minimize etmek için motor frekansı, ortalama efektif basınç, ısıtıcı kaynak sıcaklığı, rejeneratör matrisindeki ağ sayısı ve rejeneratör ağ çapının optimizasyonunu yapmışlardır (Luo *et al.* 2016).

Babaelahi ve Sayyadi (2016), ısıtıcı ve soğutucu için izotermal olmayan, kapsamlı ve ikinci dereceden politropik bir model (CPMS) geliştirmişlerdir. Bu model ile elde ettikleri verileri, deneysel dataların yanı sıra önceden geliştirilen modelin (PSVL) verileri ile karşılaştırmışlardır. CPMS modeli verilerinin güç ve verim için sırasıyla %1,13 ve %0,45 artış gösterdiğini ve PSVL verilerine göre %8,30 ve %3,42 hatalı olduğunu belirtmişlerdir (Babaelahi and Sayyadi 2016).

Li vd. (2016), güneş enerjili gama tipi bir Stirling motorunda termodinamik süreç ve

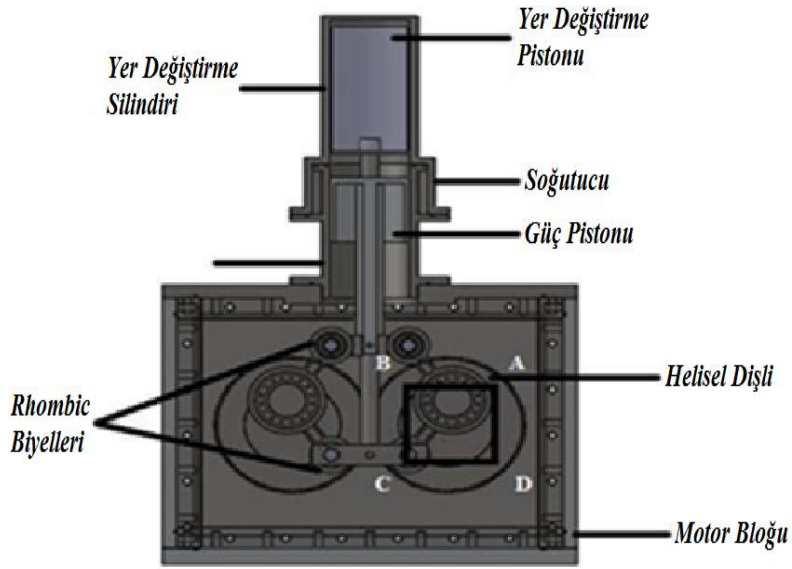
kayıpları analiz etmek amacıyla bir izotermal model ile sonlu hız metodunu birleştirmişlerdir. Motor performansı üzerinde viskoz sürtünmelerin, rejeneratör kusurlarının, ısı yüklemesinin, yer değiştirme pistonu hareketinin, çalışma boşluğu kaçaklarının ve sonlu hız pistonunun etkilerini incelemişlerdir. Testler sonucu çalışma boşluğu kaçaklarının ve rejeneratör kusurlarının en önemli enerji kaybına sebep olduklarını belirtmişlerdir (Li *et al.* 2016).

Ahmadi vd. (2016), sonlu zaman termodinamik analiz metodu yerine sonlu hız termodinamik analiz metodu kullanılmışlardır. Bu analizde ısı kaynağı sıcaklığı, rejenerasyon etkinliği, volümetrik oran, piston stroku ve dönme hızının etkilerini incelemişlerdir. Basınç kayıplarını hesaba katarak optimum dönme hızında maksimum çıkış gücünü hesaplamışlardır. Sonlu hız metodu ile elde edilen verilerin deneysel verilerle daha uyumlu olduğunu belirtmişlerdir (Ahmadi *et al.* 2016).

3.3 Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Çalışma Prensibi

Stirling motorlarına rhombic mekanizması ilk olarak 1953 yılında Meijer tarafından uygulanmıştır (Meijer 1960). Rhombic mekanizması güç pistonu ve yer değiştirme pistonu üzerinde yaslanma kuvveti oluşturmadığından daha az sürtünme ile daha sessiz çalışabilmektedir (Aksoy ve Çınar 2013, Shendage *et al.* 2011). Şekil 3.5'te rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi bir Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir. İki adet dişli silindir eksenine simetrik olarak yerleştirilmiş ve birbirlerine zıt yönde hareket etmektedirler. Bütün köşeleri hareketli olan altıgen rhombic mekanizması iki köşesinden dişlilerin üzerine eşit krank yarıçaplarıyla birleştirilmiştir. Güç pistonu rodü altıgenin üst kısmında bulunan güç pistonu bağlantı koluna, yer değiştirme pistonu rodü ise güç pistonun içerisinden geçerek alt kısımda bulunan yer değiştirme pistonu bağlantı koluna bağlanmaktadır. Bu sayede hareket sırasında güç pistonu ve yer değiştirme pistonu sadece dikey hareket gerçekleştirmekte, herhangi bir yanal kuvvete maruz kalmamaktadırlar. Şekil 3.5'te sağ dişli üzerindeki pim A noktasından B noktasına ilerlerken sabit hacimde ısıtma işlemi gerçekleşmektedir. Bu sırada güç pistonu üst ölü nokta civarında sabit kalırken yer değiştirme pistonu aşağıya doğru hareket ederek soğuk hacimdeki çalışma gazının sıcak bölgeye geçmesini sağlar. B ve C noktaları

arasında güç pistonu ve yer değiştirme pistonu birlikte aşağıya doğru hareket ederek iş zamanını oluştururlar. Sisteme bu sırada ısı verme işlemi devam ettiğinden bu durum sabit sıcaklıkta genişleme işlemidir. C-D noktaları arasında ise güç pistonu alt ölü nokta civarında sabit kalırken yer değiştirme pistonu yukarı doğru hareket eder ve sıcak hacimdeki gazın soğuk hacme geçmesini ve soğutulmasını sağlar. Bu nedenle bu durum sabit hacimde soğutma işlemidir. D-A aralığında ise güç pistonu ve yer değiştirme pistonu beraber yukarı doğru hareket ederler ve çalışma gazının soğuk bölgede sıkışmasını sağlarlar. Dışarıya ısı atılması devam ettiğinden bu durum sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 3.5 Rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi motorun kesit görünümü.

3.4 Termodinamik Model: Kinematik ve Termodinamik İlişkiler

Beta-tipi Stirling motorlarında çalışma gazı sıcak hacim, rejeneratör hacmi ve soğuk hacim bölgelerinde sürekli olarak yer değiştirmektedir. Yer değiştirme pistonunun hareketi çalışma akışkanının sıcak ve soğuk hacimler arasında yer değiştirmesini sağlarken, güç pistonu çalışma gazının sıkıştırır ve genişlemesi sırasında alt ölü noktaya doğru inerek iş üretilmesini sağlar. Stirling çevrimi güç pistonu ve yer değiştirme pistonu hareketi ile oluşturulur. Kullanılan mekanizma tipine bağlı olarak çevrimlerde farklılıklar gözlenebilir. Bu nedenle analizlerde güç pistonuna ve yer değiştirme pistonuna hareket veren mekanizma ile ilgili kinematik ilişkilerin belirlenmesi

gerekmektedir.

3.4.1 Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Kinematik İlişkileri

Şekil 3.6'da rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir. Kinematik ilişkilerin tanımlanmasında dişli açıları referans alınmıştır. Buna göre rhombic biyel kollarının düşey eksen ile yaptığı açının belirlenebilmesi için,

$$R_r = \frac{l_r}{2,666} \quad (3.22)$$

$$\beta_r = \arcsin\left(\frac{1}{2} - \frac{R_r}{l_r} \sin\theta_r\right) \quad (3.23)$$

eşitlikleri kullanılabilir. Burada θ_r , β_r , l_r ve R_r sırasıyla dişli açısını, rhombic biyel kollarının düşey ile yaptığı açığı, rhombic biyel kol uzunluğunu ve dönme yarıçapını ifade etmektedir. Dişlilerin merkezi referans noktası olarak kabul edilerek, yer değiştirme pistonu ve güç pistonu konumları şu şekilde tanımlanabilir,

$$u_{pt} = R_r \cos\theta_r + l_r \cos\beta_r + \lambda + \frac{h_p}{2} \quad (3.24)$$

$$u_{db} = R_r \cos\theta_r - l_r \cos\beta_r + u_{dr} \quad (3.25)$$

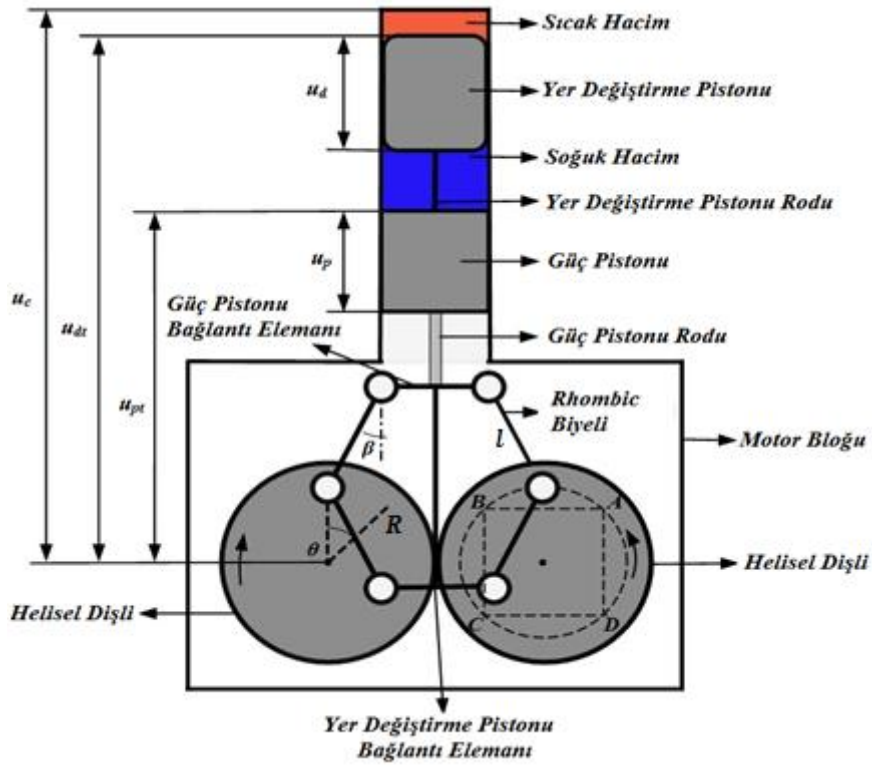
$$u_{dt} = R_r \cos\theta_r - l_r \cos\beta_r + u_{dr} + u_d \quad (3.26)$$

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

$$V_{cr} = (A_c - A_r)(u_{db} - u_{pt}) \quad (3.27)$$

$$V_{hr} = A_c(u_c - u_{dt}) \quad (3.28)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir.



Şekil 3.6 Rhombic hareket mekanizmalı beta-tipi motorun şematik görünümü.

3.4.2 Termodinamik İlişkiler

Analizlerde 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;

$$p = \frac{m_t R g}{\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_h}{T_h} + \sum_{i=3}^{n-2} \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad (3.29)$$

ile hesaplanmaktadır (Aksoy ve Çınar 2013, Karabulut *et al.* 2009, Solmaz ve Karabulut 2014, Karabulut *et al.* 2006).

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

$$\Delta T_i = \frac{h_i A_i (T_{w,i} - T_i) \Delta t - \Delta m_i c_v T_i + E_i - p \Delta V_i + \Delta T_i \Omega}{m_i c_v + \Omega} \quad (3.30)$$

şekli kullanılmıştır. Son eşitlikte bulunan Ω keyfi bir sabittir. Eğer Ω sıfır seçilirse eşitliklerin nümerik çözümü yakınsamaz ve çözüm elde edilemez. Tercihen $\Omega=1$ olarak seçilir. Anlık kütle değerleri (m_i) ideal gazların genel hal denkleminde hesaplanabilir. Eş. 3.31'deki E_i nodal hacme giren ya da nodal hacimden çıkan entalpi akışını ifade etmektedir ve

$$E_i = -c_p \frac{T_i + T_{i-1}}{2} (\Delta m_{i+1} + \Delta m_{i+2} + \dots + \Delta m_n) - c_p \frac{T_{i-1} + T_i}{2} (\Delta m_1 + \Delta m_2 + \dots + \Delta m_{i-1}) \quad (3.31)$$

eşitliği ile hesaplanabilir (Aksoy ve Çınar 2013, Karabulut *et al.* 2009, Solmaz ve Karabulut 2014, Karabulut *et al.* 2006, Özgören *et al.* 2012). Bir zaman diliminde motora verilen ve motordan atılan ısılar,

$$\Delta Q_{in} = h A_1 (T_{wh} - T_h) \Delta t \quad (3.32)$$

$$\Delta Q_{out} = h A_2 (T_{wc} - T_c) \Delta t \quad (3.33)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir. Rejeneratördeki anlık ısı değişimi ise,

$$\Delta Q_{rej} = h \Delta t \sum_{i=2}^{21} A_i (T_{wi} - T_i) \quad (3.34)$$

olarak tanımlanabilir.

3.5 Rhombic Hareket Mekanizmalı Motorun Termodinamik Analizi

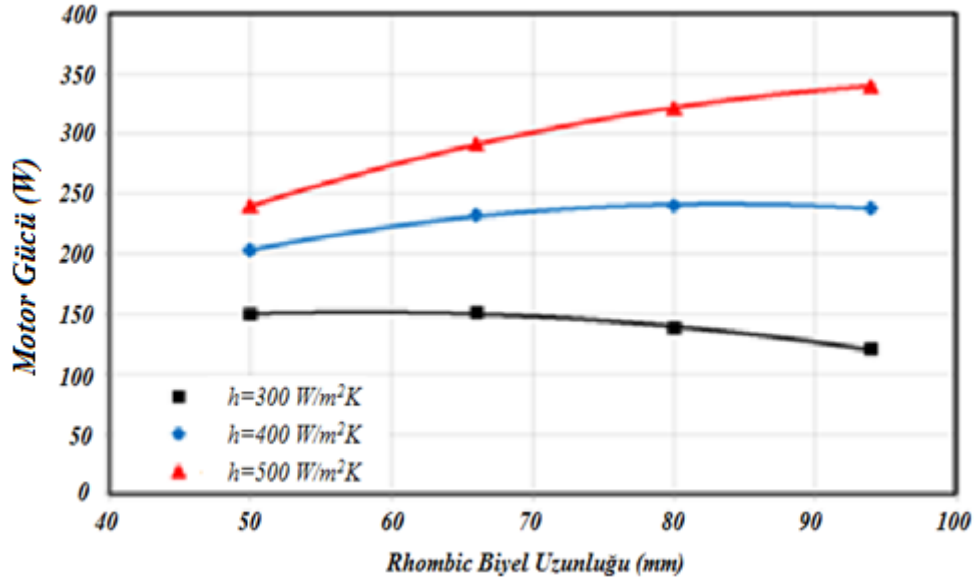
Tablo 3.1'de motorun termodinamik analizinde kullanılan temel boyutlar ve termodinamik özellikler verilmiştir. Bu temel özellikler kullanılarak motorun temel boyutlarının belirlenmesi ve rejeneratörün motor performansına etkisi incelenmiştir.

Çizelge 3.1 Farklı tip rhombic biyeline sahip motorların teknik özellikleri.

Parametre	Özellik			
<i>Gaz sabiti (J/kgK)</i>	287			
<i>Soğuk uç sıcaklığı (K)</i>	300			
<i>Sıcak uç sıcaklığı (K)</i>	800			
<i>Rejeneratör hacmi (cm³)</i>	115			
<i>Rejeneratör alanı (cm²)</i>	1280			
<i>Silindir çapı (m)</i>	0,086			
<i>Motor hızı (dev/dk)</i>	1000			
<i>Yer değiştirme pistonu rod kesit alanı (cm²)</i>	2,5447			
Rhombic biyel kolu uzunluğu (mm)	50	66	80	94
<i>Silindir uzunluğu (m)</i>	0,427	0,453	0,655	0,677
<i>Güç piston rodu uzunluğu (m)</i>	0,07	0,07	0,12	0,12
<i>Yer değiştirme pistonu rod uzunluğu (m)</i>	0,290	0,322	0,4	0,427
<i>Yer değiştirme pistonu uzunluğu (m)</i>	0,155	0,155	0,285	0,285
<i>Güç pistonu uzunluğu (m)</i>	0,12	0,12	0,12	0,12

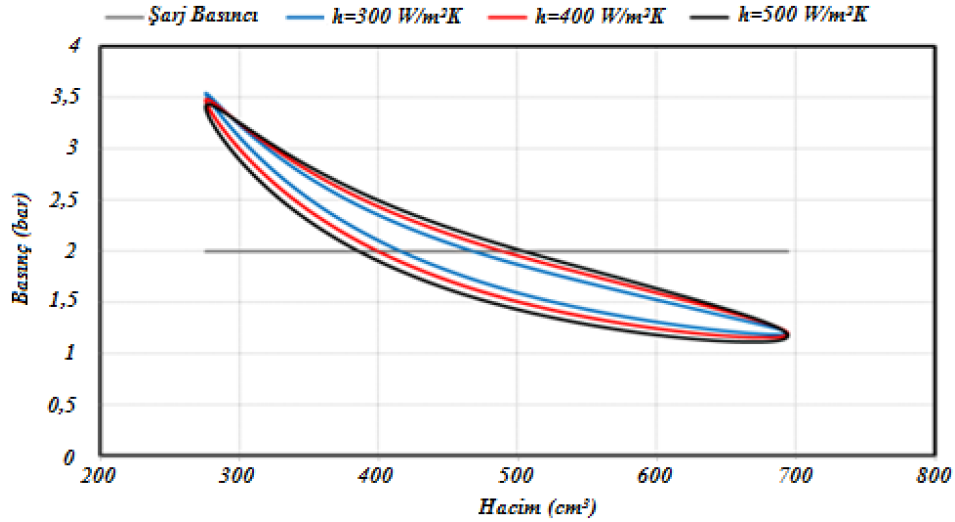
Motorun nodal analizinde sıcak kaynak sıcaklığı 800 K, soğuk kaynak sıcaklığı 300 K, rejeneratör hacmi 115 cm³, rejeneratör yüzey alanı 1280 cm², motor devri 1000 dev/dk alınmış ve çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır.

Şekil 3.7'de 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/dk motor devrinde hava için ısı taşınım katsayısı 350-400 W/m²K arasında belirlenmiştir (Özgören ve Aksoy 2012). Bu sonuç grup tarafından yapılan deneysel çalışmalarla da desteklenmiştir. Maksimum motor gücü 400 W/m²K ısı taşınım katsayısı için 80 mm rhombic biyel kolu uzunluğundaki motorda 240,41 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.



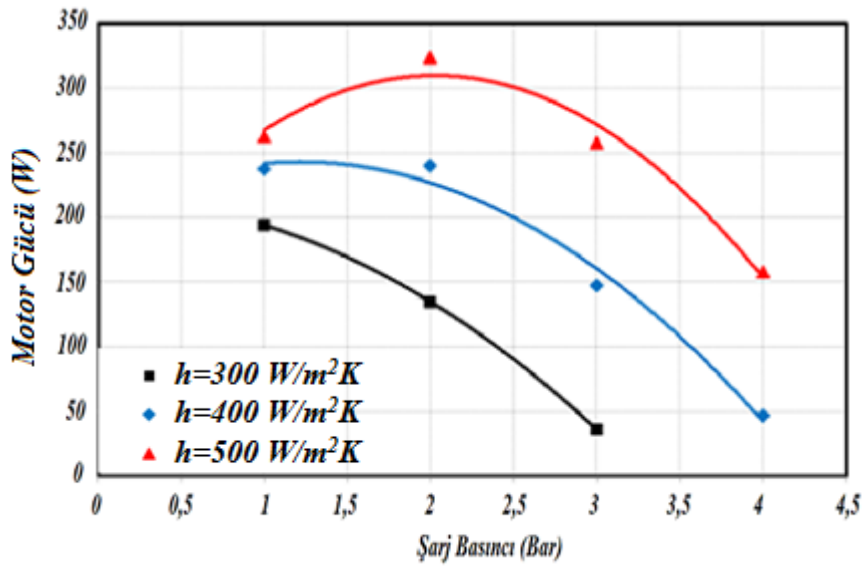
Şekil 3.7 Rhombic biyel boyuna bağlı olarak motor gücünün değişimi.

Şekil 3.8'de rhombic hareket mekanizmalı motorun P-V diyagramları 300, 400 ve 500 W/m²K ısı taşınım katsayıları için 2 bar şarj basıncında verilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun sıkıştırma oranı 2,51 olarak hesaplanmıştır. 300, 400 ve 500 W/m²K ısı taşınım katsayıları için motor güçleri sırasıyla 134,96 W, 240,416 W ve 324,29 W olarak elde edilmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorun genişleme sürecinde basınç azalma oranının düşük olması ve soğutma işlemi sırasında güç pistonunun 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 diyagramı.

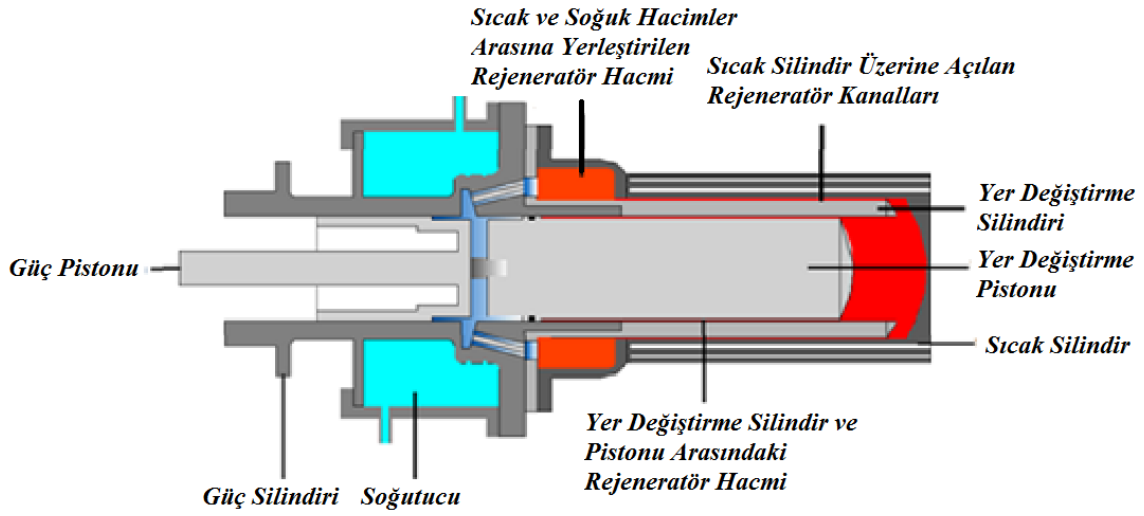
Şekil 3.9'da şarj basıncına bağlı olarak motor güçlerinin değişimleri farklı ısı taşınım katsayıları için verilmiştir. Sıcak ve soğuk uç sıcaklıklarının sırası ile 800 K ve 300 K olarak sabit tutulduğu analizlerde maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncında ve 500 W/m²K ısı taşınım katsayısında 324,29 W olarak elde edilmiştir. Şarj basıncının daha fazla artması ile çalışma maddesinin kütlesi arttığı için ısıtma performansı azalmakta ve buna bağlı olarak da motor gücü azalmaktadır. Motor performansının artırılabilmesi ve daha yüksek şarj basınçlarına çıkılabilmesi için ısı transfer yüzey alanı ve rejeneratör hacminin artırılması gerekmektedir.



Şekil 3.9 Şarj basıncına bağlı olarak farklı ısı taşınım katsayıları için motor güçlerinin değişimi.

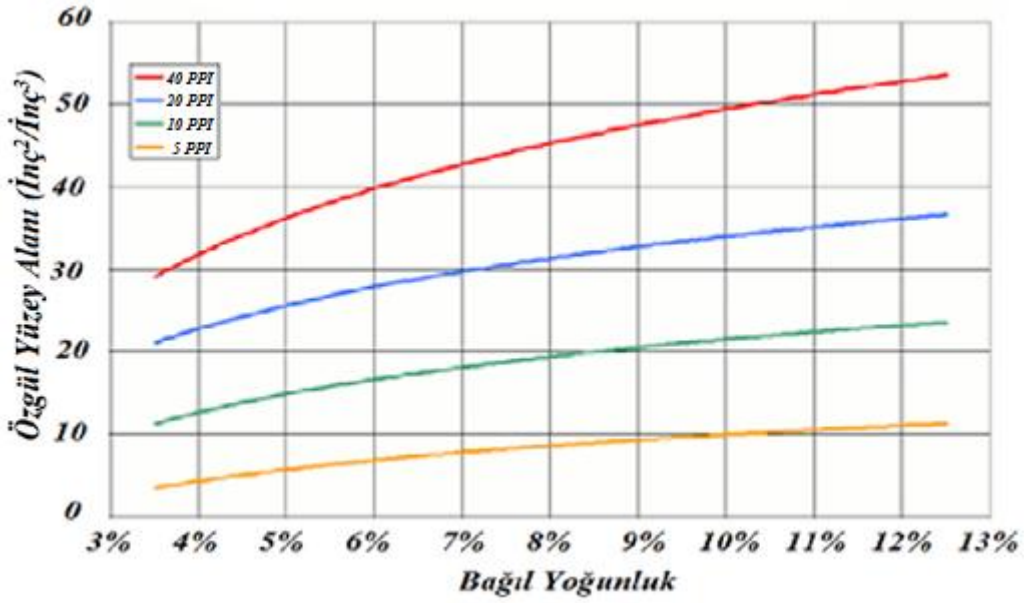
Rejeneratör malzemesi olarak metal köpük malzeme ya da tel örgü kullanılması planlanmıştır. Bu bölümde yapılan analizlerde metal köpük malzemeler referans alınarak rejeneratör hacmi ve rejeneratör yüzey alanı belirlenmiştir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda yer değiştirme pistonu ve yer değiştirme silindiri arasındaki boşluk rejeneratör hacmi olarak ele alınmıştır. Bu bölgenin hacmi 38,8 cm³ ve ısı transfer yüzey alanı ise 780 cm² dir. Yer değiştirme silindiri ve pistonu arasında rejeneratör olarak tanımlanan bölgenin hacmini ve ısı transfer yüzey alanını artırmak amacı ile sıcak silindir üzerine 2 mm derinliğinde ve 3 mm genişliğinde kanallar açılmıştır. Böylece toplam rejeneratör hacmi 115 cm³ ve ısı transfer yüzey alanı 1280 cm² ye çıkmıştır.

Şekil 3.10'da sıcak ve soğuk hacimler arasında rejeneratör bölgesi gösterilmiştir. Toplam rejeneratör hacmi, soğuk ve sıcak bölgeler arasında yerleştirilen rejeneratör hacmi, sıcak silindirdeki kanalların hacmi ve yer değiştirme silindiri ile pistonu arasındaki hacim olmak üzere üç hacmin toplamıdır. Sıcak ve soğuk bölge arasında yerleştirilen rejeneratör hacmi bölge içerisine konulan ara parçalar vasıtasıyla 6 farklı şekilde değiştirilebilmektedir. Sıcak ve soğuk bölge arasında yerleştirilen rejeneratör hacminin değiştirilmesi ile toplam rejeneratör hacmi 162, 209, 259, 311, 365, 421 ve 479 cm³ olarak değiştirilebilecektir.



Şekil 3.10 Rejeneratör hacimlerinin şematik gösterimi.

Şekil 3.11'de metal köpük malzemenin ısı transfer yüzey alanlarının rölatif yoğunluğa bağlı olarak değişimi farklı ppi (her inçteki boşluk sayısı) için verilmiştir. %8 rölatif yoğunluğa sahip metal köpük malzemenin rejeneratör malzemesi olarak kullanılması planlanmıştır. Şekilden yararlanarak %8 rölatif yoğunlukta 20 ppi ve 40 ppi malzemeler için yüzey alanları her bir rejeneratör hacmi için hesaplanmıştır. Rejeneratör hacimlerine karşılık gelen yüzey alanları Çizelge 3.2'de verilmiştir.



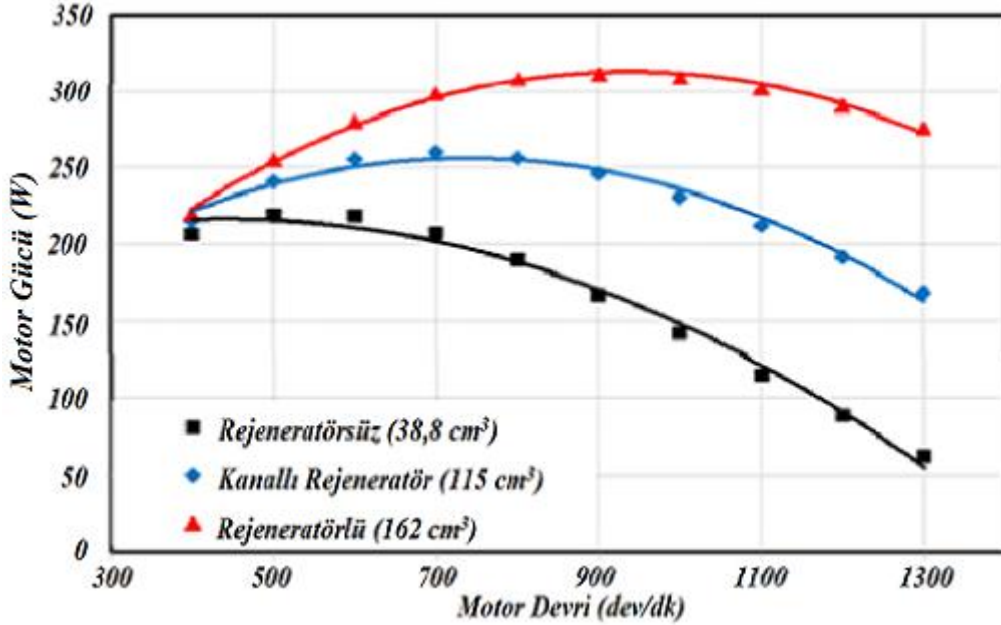
Şekil 3.11 Rejeneratör malzemesinin bağıl yoğunluğa bağlı olarak özgül yüzey alanlarının değişimi.

Çizelge 3.2 Rejeneratör yüzey alanları ve hacimleri.

Rejeneratör hacmi (cm^3)	%8-20 PPI için yüzey alanları (cm^2)	%8-40 PPI için yüzey alanları (cm^2)
38,8	780	780
115	1280	1280
162	1877	2118
209	2471	2953
259	3102	3839
311	3757	4761
365	4434	5711
421	5139	6703
479	5873	7734

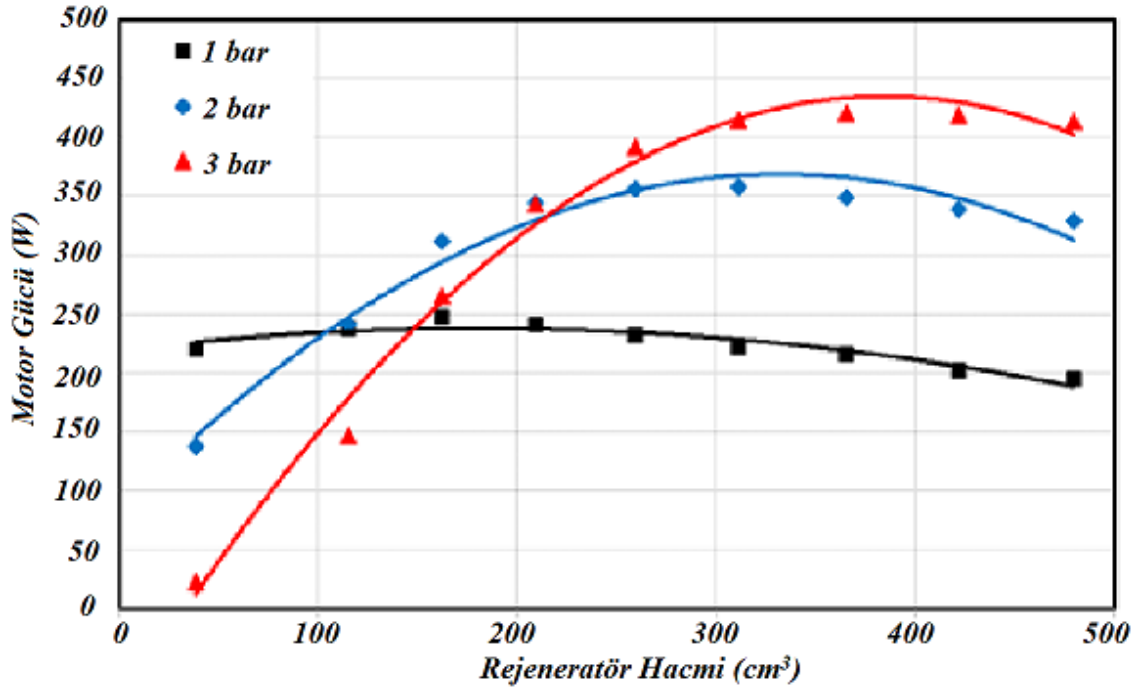
Şekil 3.12’de motor devrine bağlı olarak motor güçlerinin değişimi farklı rejeneratör hacimleri için 2 bar şarj basıncında verilmiştir. Rejeneratörsüz motorun maksimum gücü 500 dev/dk motor devrinde 219 W iken, aynı motor devrinde kanallı rejeneratör (115 cm^3) ile 241 W olarak elde edilmiştir. Rejeneratör bölgesine 20 ppi köpük malzeme ilave edilmesi ile ısı transfer yüzey alanı 1877 cm^2 ye artırılmaktadır. Böylece

toplam rejeneratör hacmi 162 cm³ ulaşmaktadır. Yapılan analizlerde 38 cm³ , 115 cm³ ve 162 cm³ toplam rejeneratör hacimleri için maksimum motor güçleri sırası ile 219 W, 260 W ve 312 W olarak elde edilmiştir. Rejeneratör hacminin ve ısı transfer yüzey alanının artması ile maksimum motor gücünün elde edildiği motor devri artmaktadır.



Şekil 3.12 Motor devrine bağlı olarak motor gücünün farklı toplam rejeneratör hacimleri için değişimi.

Şekil 3.13'te 400 W/m²K ısı taşınım katsayısı için farklı rejeneratör hacimlerinde motor gücünün değişimleri görülmektedir. 1 bar şarj basıncında 162 cm³ rejeneratör hacmi, 2 bar şarj basıncında 311 cm³ rejeneratör hacmi ve 3 bar şarj basıncında 365 cm³ rejeneratör hacmi için maksimum motor güçleri elde edilmiştir. Motorda rejeneratör hacminin artması ile ısı transfer yüzey alanı, şarj basıncının artması ile de çalışma maddesi kütlesi artmaktadır. 1 bar şarj basıncında 162 cm³ rejeneratör hacminden sonra motor gücünün azalmasına ölü hacimlerin rejeneratör hacmi ile artmasının sebep olduğu düşünülmektedir. Maksimum motor gücü 3 bar şarj basıncında 1000 dev/dk motor devrinde 421 W olarak elde edilmiştir.



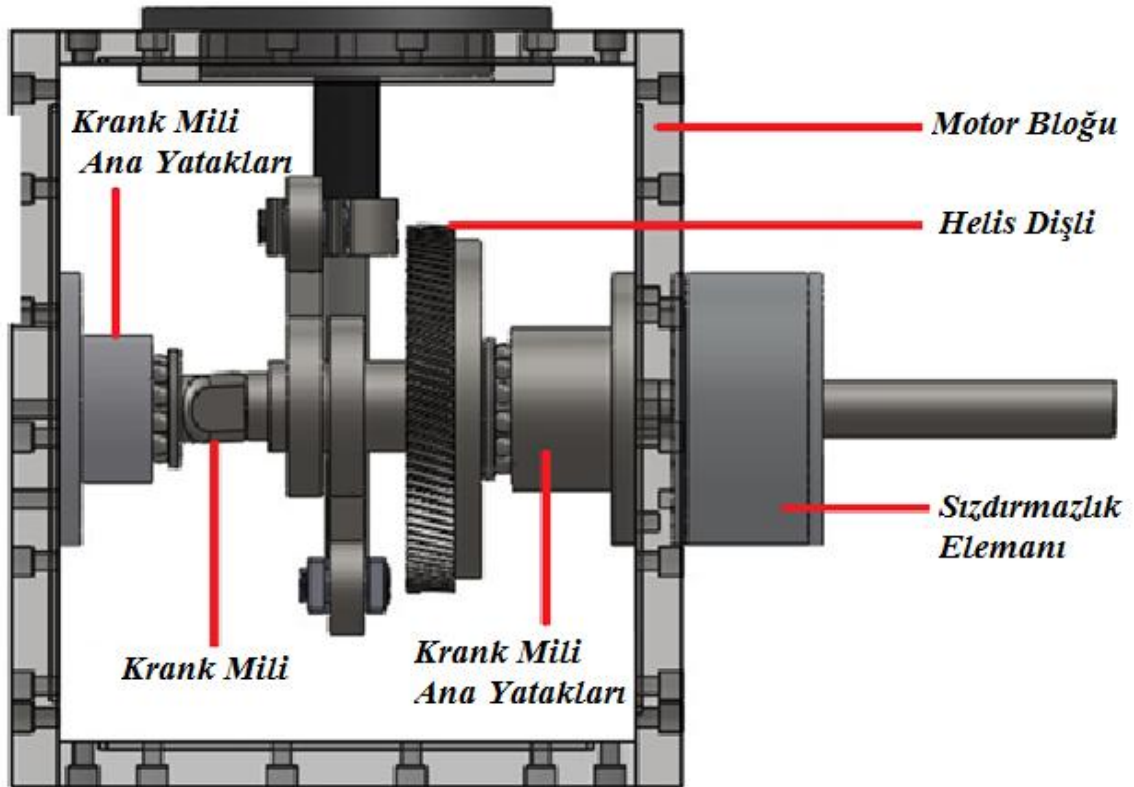
Şekil 3.13 Farklı rejeneratör hacimleri için motor güçlerinin değişimi.

4. MATERYAL ve METOT

Tasarımı ve imalatı yapılan motorun temel parçaları, hareket iletim mekanizması ve mekanizmanın yerleştirildiği motor bloğundan oluşmaktadır. Geliştirilen prototiplerde motor bloğu ve hareket iletim mekanizmasını oluşturan temel parçalarda değişiklik yapılmamıştır. Temel parçalar üzerine biri rejeneratörsüz ve ikisi rejeneratörlü olmak üzere üç farklı tasarım yapılarak motor parçalarının imalatı gerçekleştirilmiştir.

4.1 Stirling Motorunun Temel Parçaları

İmalatı yapılan rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun hareket iletim mekanizması ve mekanizmanın yerleştirildiği motor bloğu, motorun temel parçalarını oluşturmaktadır. Motorun temel parçaları motor bloğu, motor bloğu kapakları, krank mili yatakları, krank milleri, dişliler, biyel kolları, ara bağlantı elemanları ve volandan oluşmaktadır. Şekil 4.1'de imal edilen motorun temel parçalarının şematik resmi görülmektedir.



Şekil 4.1 Stirling motorunun temel parçalarının şematik görünümü.

4.1.1 Motor Bloğu Ana Gövdesi

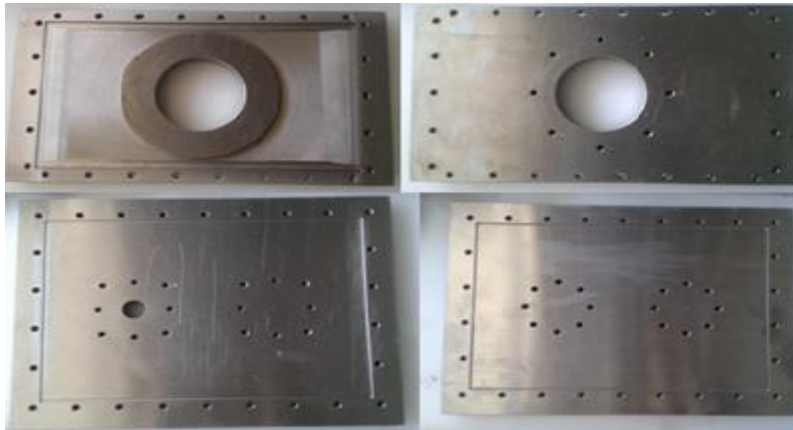
Resim 4.1’de motor bloğu ana gövdesi grlmektedir. Motor bloğu ana gövdesi 25x25 mm kalınlığında 1040 malzemelerin kaynakla birleştirilmesi ile imal edilmiştir. Motor bloğu ana gövdesi birleşme yüzeyleri çalışma maddesi kaçaklarını en aza indirmek için hassas bir şekilde taşlanmıştır.



Resim 4.1 Motor bloğu ana gövdesi.

4.1.2 Motor Bloğu st ve Ana Kapakları

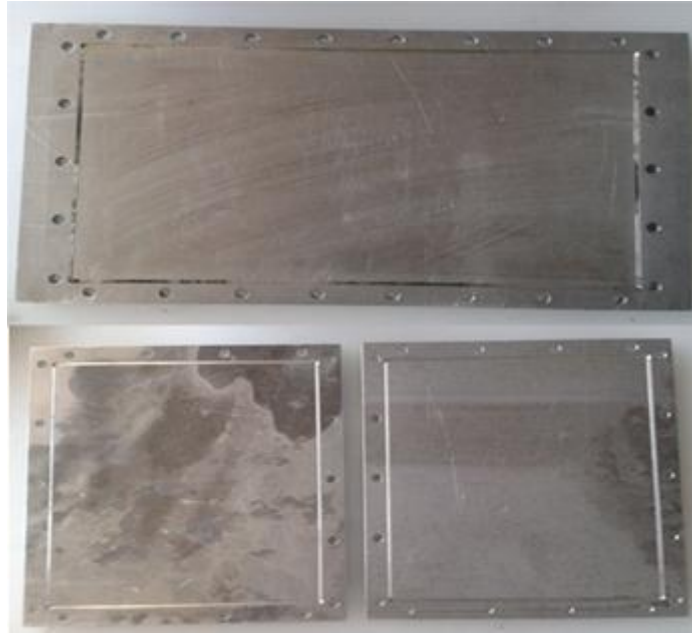
Motorun krank millerini ve silindirinin bağlandığı kapaklar 1040 plakalardan imal edilmiştir. Kapak yüzeyleri hassas bir şekilde taşlanmış ve çalışma maddesi kaçaklarını önlemek için O-ring kanalı açılmıştır. Motor bloğu üst ve ana kapakları Resim 4.2’de grlmektedir.



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 civata 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.

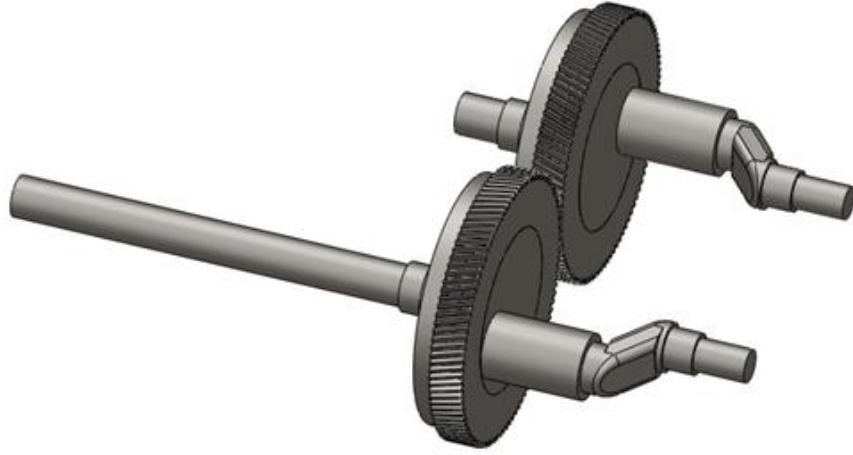
4.1.5 Krank Milleri ve Dişliler

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 hareket mekanizmasının iki dişlisi görülmektedir. Dişliler sementasyon çeliğinden imal edilmiş ve 52 Rockwell C derecesinde sertleştirilmiştir. Krank mili üzerine dişliler civata ile bağlanmıştır. Krank mili ve dişliler motor bloğuna ana yataklar yardımıyla bağlanmış ve krank milindeki sürtünme kayıpları ve aksenal gezintiyi ve millerdeki eğilme momentlerini azaltmak için her yatakta iki adet rulman kullanılmıştır.



Şekil 4.2 Helisel dişliler.

4.1.6 Rhombic Biyel Kolları ve Ara Bağlantı Elemanları

Yer değiştirme ve güç pistonları rhombic biyel kollarına ara bağlantı elemanları vasıtası ile bağlanmaktadır. Ç1040 malzemededen imal edilen ara bağlantı elemanları Resim 4.6’da görölmektedir.



Resim 4.6 Rhombic ara bağlantı elemanları.

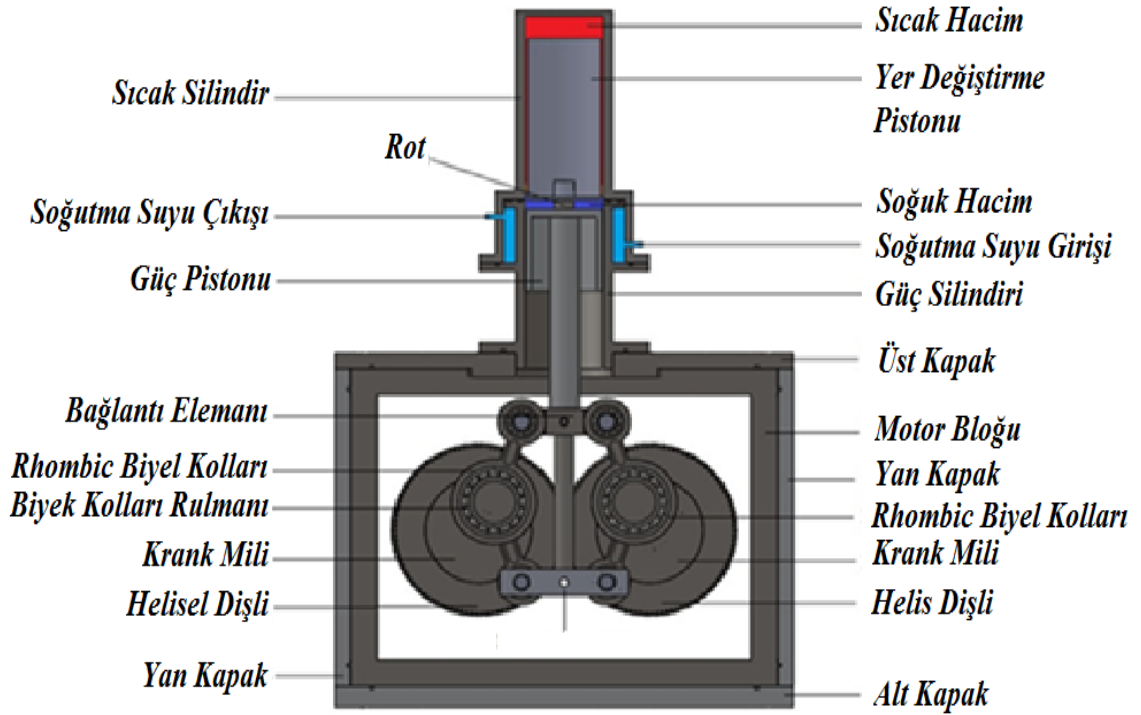
Rhombic biyel kolları alüminyum 7000 serisi malzemededen imal edilmiştir. Rhombic biyel kolları sürtünme kayıplarını azaltmak amacı ile muylulara rulmanlar vasıtası ile bağlanmıştır. Resim 4.7’de rhombic biyel kolları görölmektedir.



Resim 4.7 Rhombic biyel kolları.

4.2 Rejeneratörsüz Stirling Motorunun Parçaları

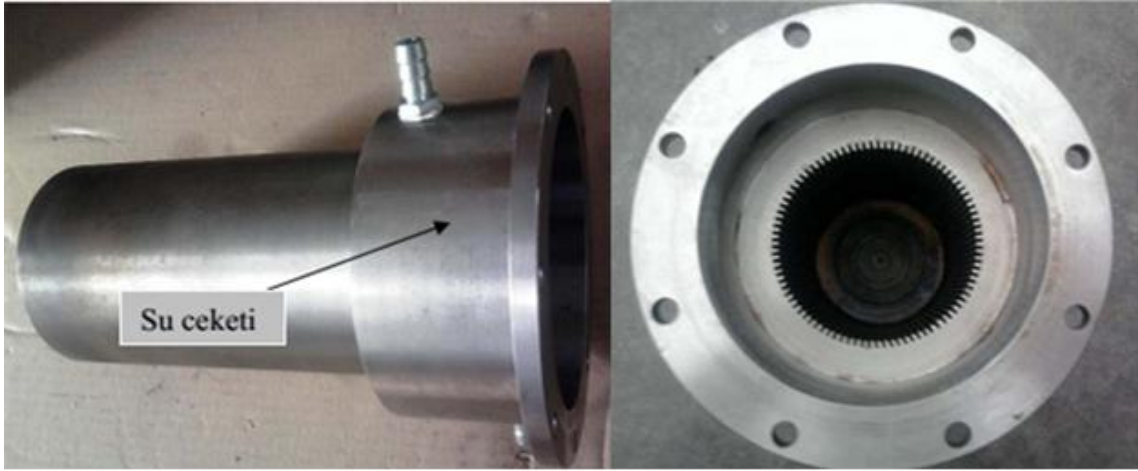
Beta tipi Stirling motorunun rejeneratörsüz tasarımında güç silindiri, güç pistonu, yer değiştirme silindiri, yer değiştirme pistonu ve rodu imal edilmiştir. İmal edilen motorun şematik görünümü Şekil 4.3'te görülmektedir.



Şekil 4.3 Rejeneratörsüz Stirling motorunun şematik görünümü.

4.2.1 Yer Değiştirme Silindiri

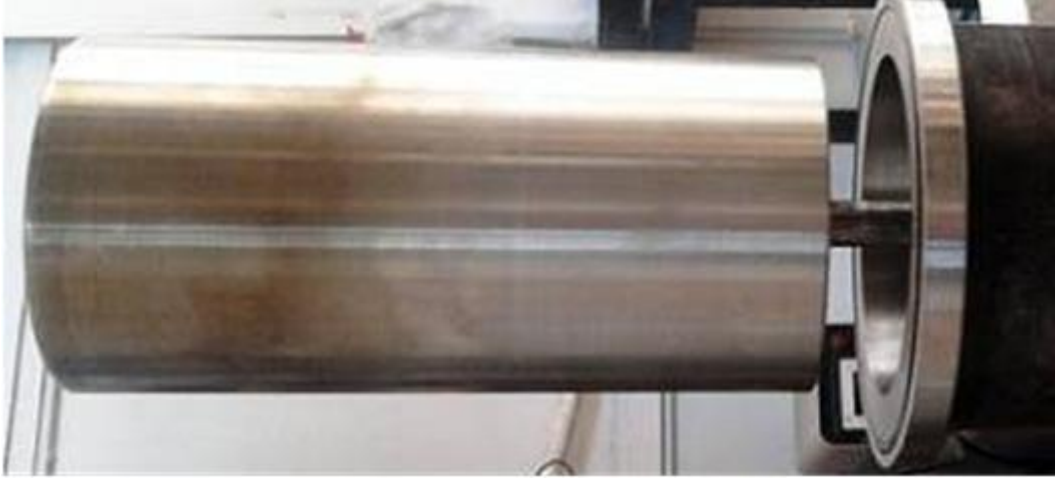
Resim 4.8’de görülen yer değiştirme silindiri sıcaklık ve korozyona dayanıklı paslanmaz ASTM 304 çelikten imal edilmiştir. Yer değiştirme silindirinin alt kısmı soğuk bölge, üst kısmı sıcak bölge olup, soğuk bölge bir su ceketi ile soğutulmaktadır. Soğuk bölge güç silindirinin üzerine geçmektedir ve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



Resim 4.8 Yer değiştirme silindiri.

4.2.2 Yer Değiştirme Pistonu ve Rodu

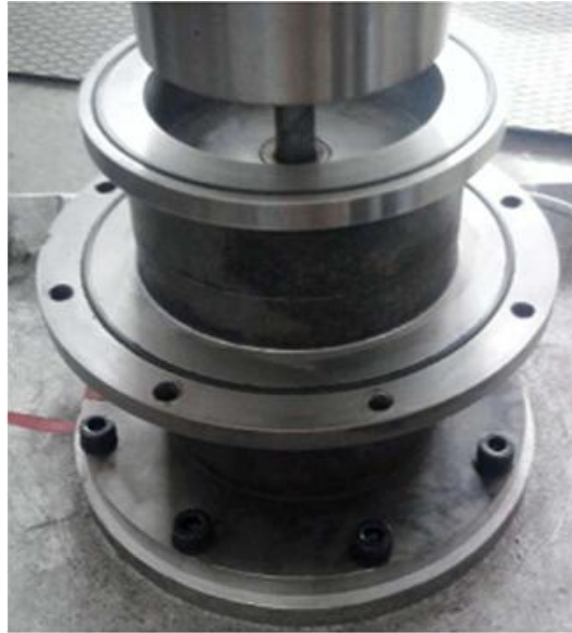
Resim 4.9’da ASTM 304 paslanmaz çelik borudan imal edilmiş yer değiştirme pistonu görülmektedir. Paslanmaz borunun içerisinden ve dışarisından talaş kaldırılarak et kalınlığı yeterince inceltildikten sonra (1 mm) iki ucuna paslanmaz çelikten yapılmış kapaklar kaynatılmıştır. Kapaklardan birisi aynı zamanda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



Resim 4.9 Yer değiştirme pistonu ve rodu.

4.2.3 Güç Silindiri

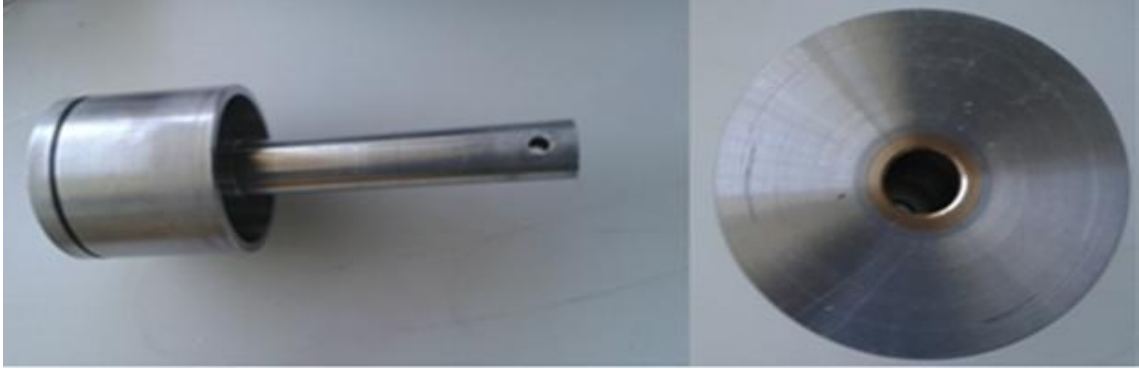
Resim 4.10’da güç silindiri görölmektedir. Güç silindiri yağ çeliğinden imal edilmiş, sertleştirilmiş ve güç pistonunun çalıştığı iç yüzeyi hassas olarak honlanmıştır. Üst kısmında çalışma maddesinin soğutulmasını sağlamak amacıyla yer değiştirme silindirinin su ceketi oturmaktadır. Sızdırmazlık sağlamak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



Resim 4.10 Güç silindiri.

4.2.4 Güç Pistonu

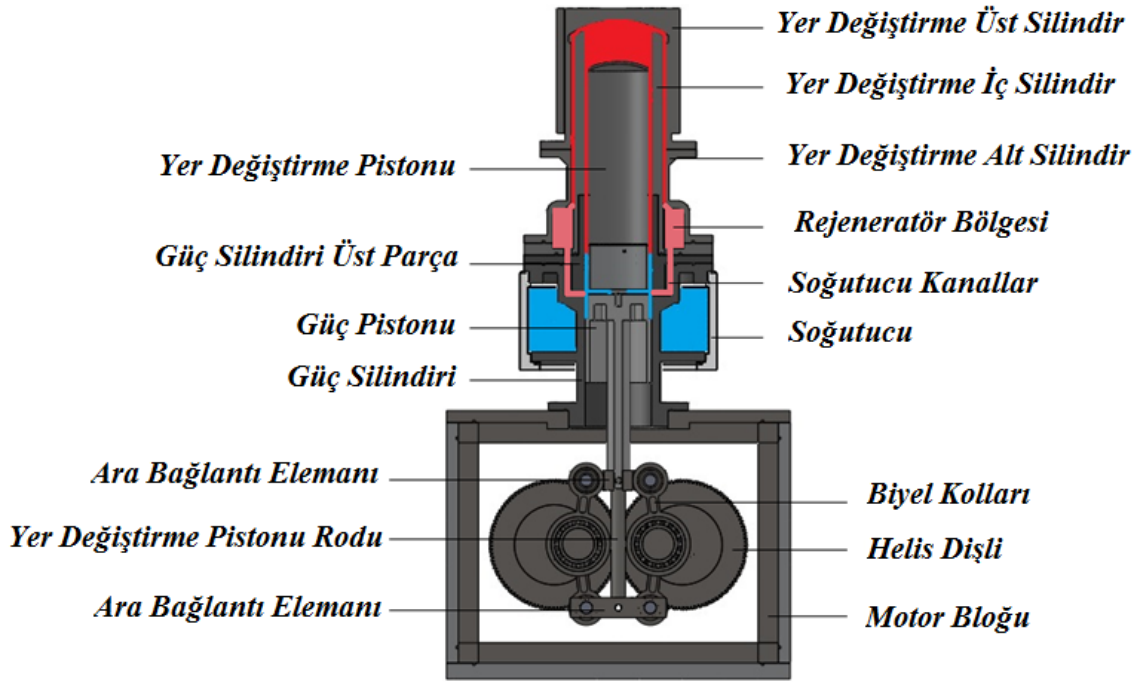
Resim 4.11’de görülen güç pistonu 7000 serisi alüminyum alaşımından imal edilmiştir. Dış yüzeyi hassas olarak tornalanmış ve güç silindirine 0,09 mm boşlukla alıştırılmıştır. Güç pistonu rhombic hareket mekanizmasına bağlanan rodu ile yekpare olarak imal edilmiştir. Yer değiştirme pistonunun rodu güç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



Resim 4.11 Güç pistonu.

4.3 Rejeneratörlü Olarak Tasarlanan İlk Stirling Motorunun Parçaları

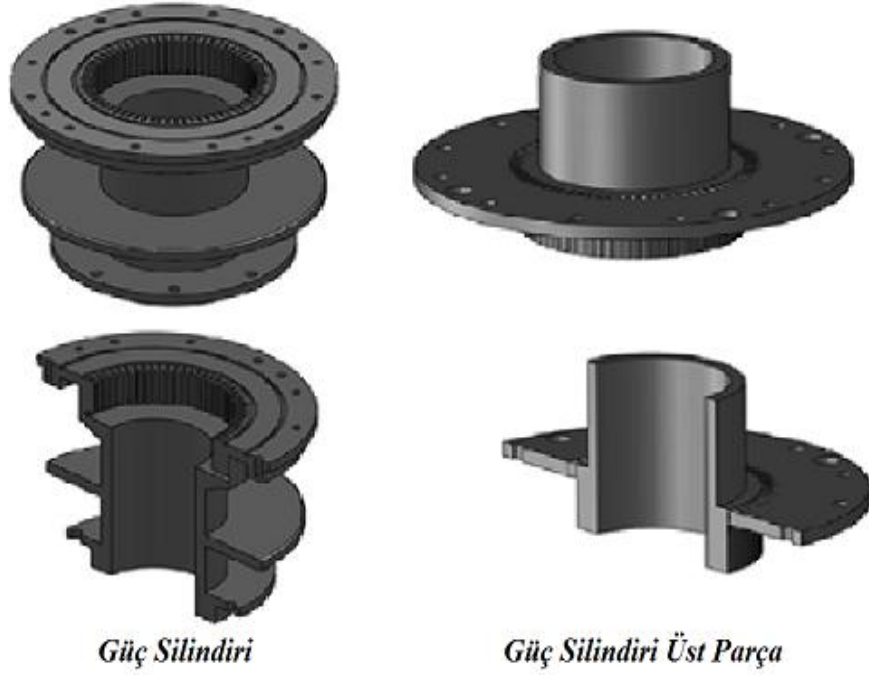
Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun rejeneratörlü olarak ilk tasarımını temel parçalar dışında güç silindiri, güç silindiri üst parça, soğutucu, yer değiştirme (displacer) iç silindiri, yer değiştirme (displacer) üst silindiri, yer değiştirme (displacer) alt silindiri, güç pistonu ve yer değiştirme pistonundan oluşmaktadır. Şekil 4.4’te tasarımı yapılan motorun şematik görünümü görülmektedir.



Şekil 4.4 Rejeneratörlü Stirling motorunun şematik görünümü.

4.3.1 Güç Silindiri ve Güç Silindiri Üst Parçası

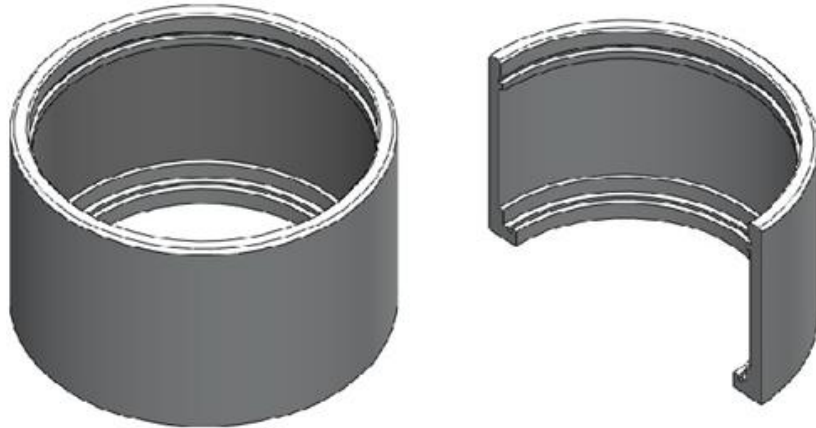
Şekil 4.5'te güç silindiri görülmektedir. Güç silindiri ve güç silindiri üst parça 8620 semente çeliğinden imal edilmiştir. Güç silindiri ve güç silindiri üst parça hassas bir şekilde işlenmiştir. Güç silindiri ve güç silindiri üst parçanın güç pistonu ve yer değiştirme pistonu ile temas edecek yüzeyleri krom ile kaplanmıştır. Güç silindiri ve güç silindiri üst parça içerisine 3 mm genişliğinde 8 mm boyunda ve 45 mm derinliğinde 70 adet soğutma kanalı açılmıştır. Rejeneratörden çıkan çalışma maddesinin bu kanallar içerisinde soğutulması sağlanarak soğutma performansının artırılması sağlanacaktır. Güç silindirine açılan kanalların etrafında soğutma suyunun sirkülasyonu sağlanmıştır. Güç silindiri sıkı bir şekilde güç silindiri üst parçasına geçirilmekte ve 4 civata ile iki parça birbirine bağlanmaktadır. Her iki parçanın iç yüzeyi hassas bir şekilde taşlanmıştır.



Şekil 4.5 Güç silindiri ve güç silindiri üst parçası.

4.3.2 Soğutucu

Şekil 4.6’da soğutucunun resmi görülmektedir. Soğutucu alüminyum malzemeden imal edilmiştir. Soğutucu iç yüzeyi ve güç silindiri dış yüzeyine diş açılmış ve iki parça birbirine ince dişlerle bağlanmıştır. Soğutucu akışkan kaçaklarını önlemek amacı ile O-ring kanalları açılmıştır.



Şekil 4.6 Soğutucu.

4.3.3 Yer Değiştirme (Displacer) İç Silindir

Resim 4.12’de yer değiştirme iç silindiri görülmektedir. Yer değiştirme iç silindiri paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Yer değiştirme iç silindiri güç silindirine civatalar ile bağlanmaktadır. Stirling motorunun sıcak bölgesinden soğuk bölgesine çalışma maddesinin akışını sağlamak amacı ile yer değiştirme iç silindir üzerine 9 adet akış kanalı açılmıştır.



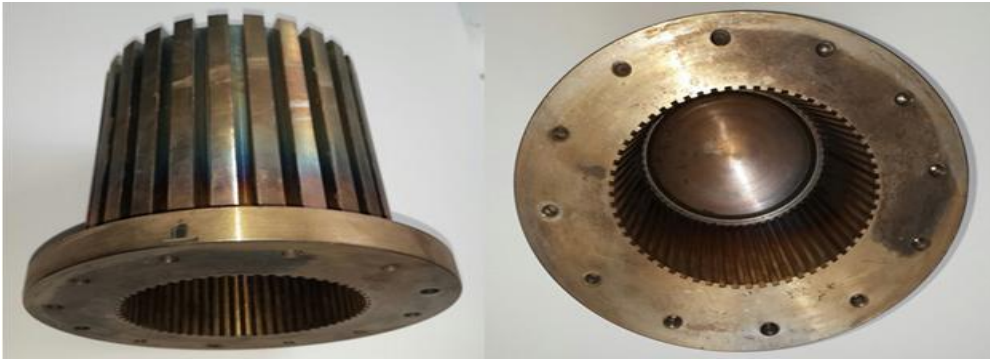
Resim 4.12 Yer değiştirme iç silindiri.

4.3.4 Yer Değiştirme (Displacer) Üst ve Alt Silindirleri

Yer değiştirme silindiri üst ve alt olmak üzere iki parçalı olarak paslanmaz ASTM 304 çelikten imal edilmiştir. Yer değiştirme silindiri üst parçanın dış yüzeyine ısı transfer yüzey alanını artırmak amacı ile kanatçıklar açılmıştır. Yer değiştirme üst ve alt silindirleri birbirine 12 civata ile bağlanmıştır. Sıcak hacimdeki çalışma maddesinin rejeneratöre geçişi sırasında ısı transferini artırabilmek amacı ile her iki silindirin iç yüzeyine 3 mm genişliğinde ve 2 mm derinliğinde 60 adet kanal açılmıştır. Rejenaratör malzemesi yer değiştirme alt silindir ve iç silindir arasına yerleştirilmektedir. Resim 4.13 ve Resim 4.14’te sırası ile yer değiştirme alt silindiri ve yer değiştirme üst silindirleri görülmektedir.



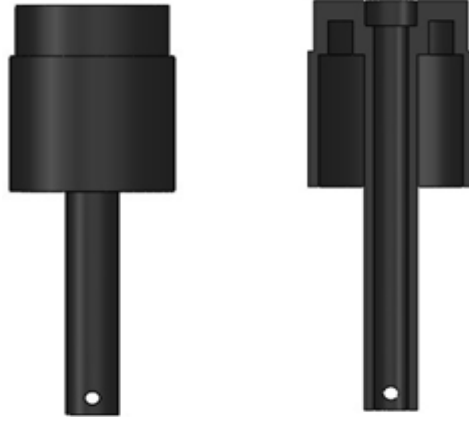
Resim 4.13 Yer değiştirme alt silindiri.



Resim 4.14 Yer değiştirme üst silindiri.

4.3.5 Güç Pistonu

şekil 4.7'de 7000 serisi alüminyum malzemedен imal edilecek güç pistonunun şematik görünümünü verilmiştir. Güç pistonu ve silindiri 0,07 mm arasındaki bir hassasiyette birbirine alıştırılacaktır. Güç pistonunun ortasında yer değiştirme pistonu rodu geçmektedir. Bu iki parça birbirine 0,03 mm çalışma boşluğunda alıştırılmıştır. Güç pistonunun üst kısmı çalışma maddesinin akışını kolaylaştırmak amacı ile kademeli bir şekilde yapılmıştır.



Şekil 4.7 Güç pistonu ve kesit resmi.

4.3.6 Yer Değiştirme Pistonu

Resim 4.15’te yer değiştirme pistonu görülmektedir. Yer değiştirme pistonu kubbe ve piston olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Piston alüminyum 7000 serisi malzemeden imal edilmiştir. Piston üzerine sızdırmazlığı sağlamak için 13 mm uzunluğunda sferro malzemeden segman imal edilmiştir. Yer değiştirme pistonu kubbesi ısı iletim katsayısının düşük olması ve mekik ısı transferini azaltması nedeniyle paslanmaz ASTM 304 borudan 1,5 mm et kalınlığında imal edilmiştir. Yer değiştirme pistonu kubbesi ile silindiri arasında 0,7 mm arasında çalışma boşluğu bırakılmıştır.



Resim 4.15 Yer değiştirme pistonu.

4.3.7 Yer Değiştirme Pistonu Rodu

Yer değiştirme pistonu rodu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Yer değiştirme

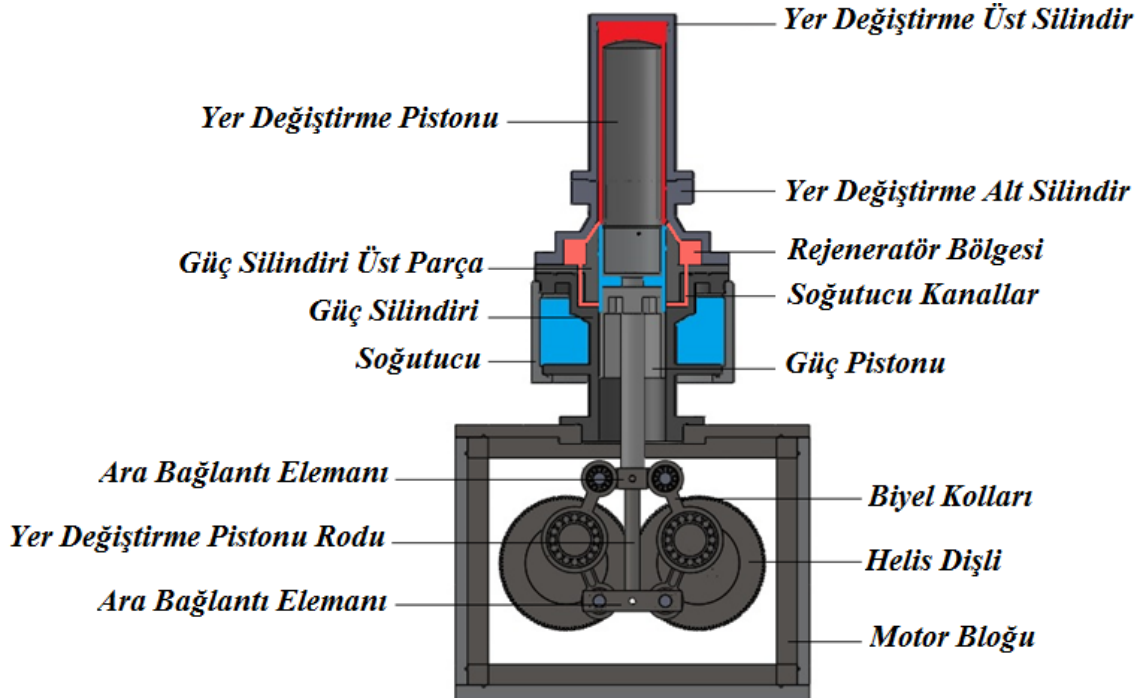
pistonu rodu civa çeliğinden imal edilmiştir. Rod üzerine açılan diş vasıtası ile yer değiştirme pistonuna bağlanmıştır. Şekil 4.8’de yer değiştirme pistonu rodu görülmektedir.



Şekil 4.8 Yer değiştirme pistonu rodu.

4.4 Rejeneratörlü Olarak Tasarlanan İkinci Stirling Motorunun Parçaları

Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun rejeneratörlü olarak ilk tasarımında motordan tepki alınamaması nedeniyle rejeneratörlü olarak ikinci bir tasarım yapılmıştır. Bu tasarımda rejeneratör hacmi azaltılmıştır. Ayrıca çalışma maddesinin direkt olarak sıcak silindir ile temasını sağlamak amacı ile yer değiştirme silindirleri yeniden imal edilmiştir. Şekil 4.9’da tasarımı yapılan motorun şematik görünümü görülmektedir.

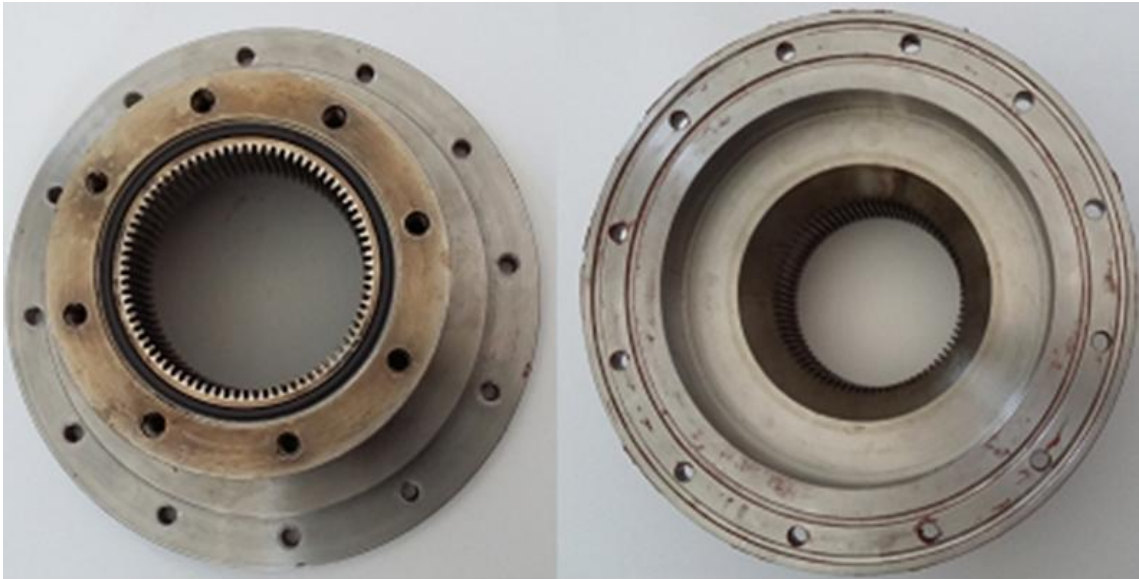


Şekil 4.9 Rejeneratörlü olarak tasarlanan ikinci Stirling motorunun parçaları.

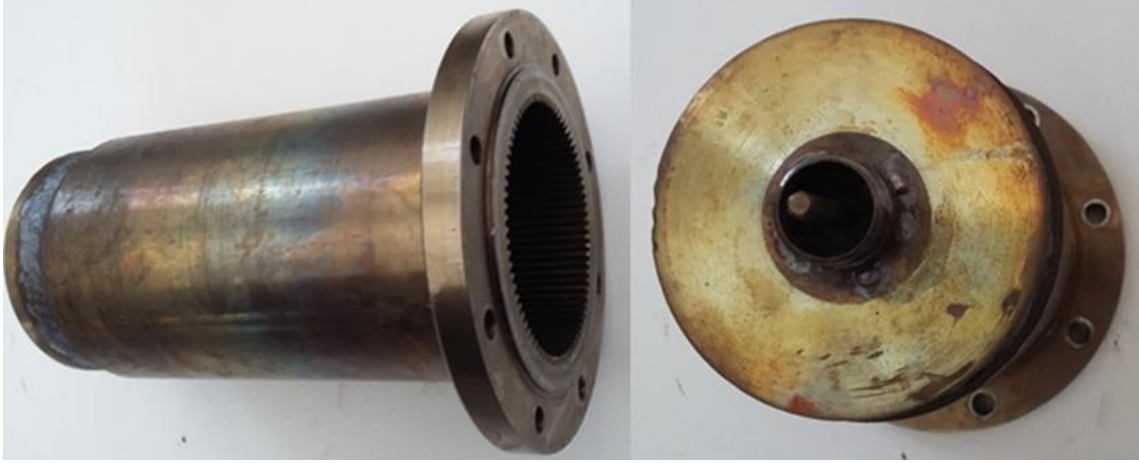
4.4.1 Yer Değiştirme (Displacer) Üst ve Alt Silindirleri

Resim 4.16 ve 4.17’de sırası ile yer değiştirme alt ve üst silindirleri görülmektedir. Yer değiştirme silindiri üst ve alt olmak üzere iki parçalı olarak paslanmaz ASTM 304 çelikten imal edilmiştir. Sıcak hacimdeki çalışma maddesinin rejeneratöre geçişi sırasında ısı transferini artırabilmek amacı ile yer değiştirme silindiri üst ve alt parçanın iç yüzeyine 3 mm derinliğinde 2 mm genişliğinde 80 adet kanal açılmıştır. Yer değiştirme üst ve alt silindirleri birbirine 12 civata ile bağlanmıştır. Rejeneratör malzemesi yer değiştirme alt silindir ve güç silindiri üst parça arasına yerleştirilmektedir.

Ölü hacmi azaltmak ve soğutma performansını geliştirmek için güç silindiri ve güç silindiri üst parçası içerisine açılan, 3 mm genişliğinde, 8 mm boyunda ve 45 mm derinliğinde 70 adet soğutma kanalı içerisine 5 mm boyunda, 3 mm genişliğinde ve 45 mm derinliğinde 70 adet bakır çubuk yerleştirilmiştir.



Resim 4.16 Yer değiştirme alt silindiri.



Resim 4.17 Yer değiştirme üst silindiri.

4.5 Test Düzenegi

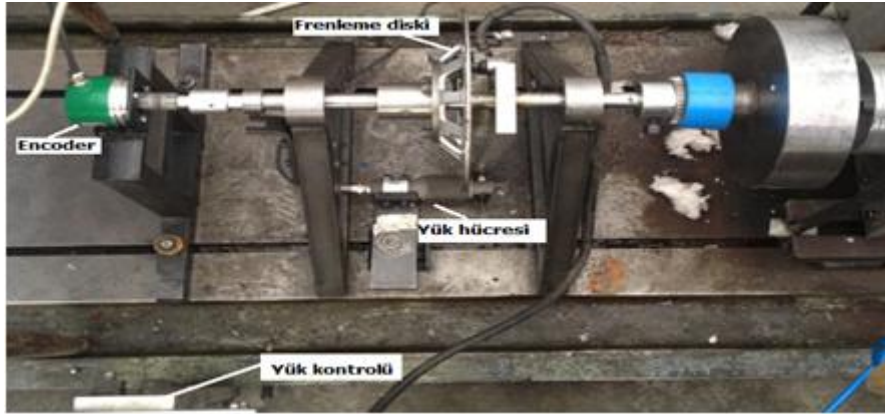
İmalatı yapılan motor parçaların montaj işlemi yapılmış ve mekanik problemler giderildikten sonra testleri gerçekleştirilmiştir. Deney düzenegi prony tip dinamometre, yük hücresi, enkoder, termokupl, infrared termometre, basınç sensörü ve veri kayıt yazılım programından oluşmaktadır. Deneyler, Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Stirling Motor Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Deney düzenegi Resim 4.18'de görülmektedir.



Resim 4.18 Test düzenegi.

4.5.1 Prony Tip Dinamometre

Motor momenti prony tip sürtünmeli frenleme mekanizmasına sahip bir dinamometre ile ölçülmüştür. Dinamometre, fren diskini sıkıştırarak yüklemeyi sağlayan bir hidrolik frenleme tertibatı, üzerinde frenleme diskinin bulunduğu ve iki ucundan rulmanlarla yataklandırılmı bir mil, bir load cell bir moment kolundan oluşmaktadır. (ınar *et al.* 2013). Resim 4.19’da prony tip dinamometre grlmektedir.



Resim 4.19 Prony tip dinamometre.

4.5.2 Encoder

Resim 4.20’de test sisteminde kullanılan LİKA marka encoder grlmektedir. Motor devrini dev/dk cinsinden ölçebilmekte ve 0-360 derece aralığında bilgisayara 5000 veri gönderebilmektedir. Bu sayede yk hücresi ve termokupl’dan bilgisayara veri transferinde taşıyıcı olarak görev almaktadır.



Resim 4.20 Encoder.

4.5.3 Yük Hücresi (Load-Cell)

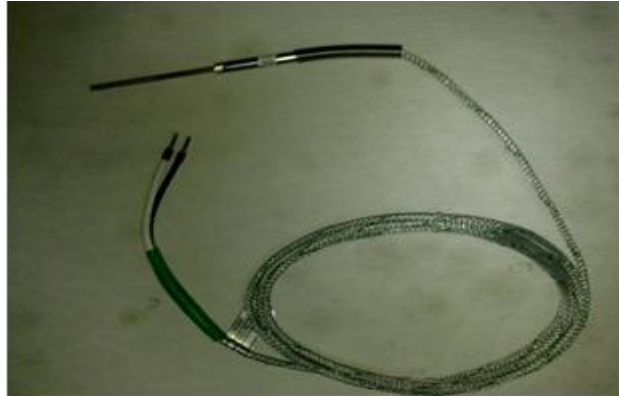
ESIT marka olan ve 0'dan 20 kg'a kadar ölüm yapabilen yk hücresi Resim 4.21'de grlmektedir. Cihaz bir tarafı sabit, diğer tarafı dinamometrenin kuvvet kolunun rahatça baskı yapabileceği Şekilde bağlanmıştır.



Resim 4.21 Yük hücresi.

4.5.4 Termokupl

Elimko firması tarafından imal edilen sıcaklık alıcıları 1000 °C sıcaklığa kadar ölüm yapabilmektedir. Motorun sıcak ve soğuk bölgelerine bağlanmaktadır. Termokupl Resim 4.22'de sıcaklık algılayıcıları grlmektedir.



Resim 4.22 Termokupl.

4.5.5 Infrared Termometre

Test esnasında motorun çeŐitli noktalarındaki sıcaklık ölümleri için 60-1000 °C

arasında $\pm\%2$ hassasiyetinde ölçüm yapabilen TFA ST-490 marka bir infrared termometre kullanılmıştır. Resim 4.23'te infrared termometre görülmektedir.



Resim 4.23 Infrared termometre.

4.5.6 Basınç Göstergesi

Resim 4.24'te basınç göstergesi görülmektedir. Motora karterden uygulanan şarj basıncının test süresince dijital olarak görülmesini sağlamaktadır.



Resim 4.24 Dijital basınç göstergesi.

4.5.7 Rejeneratör Malzemesi

Rejeneratörde kullanılması planlanan bakır ve alüminyum köpük malzemenin istenilen boyutlarda imal edilememesi nedeni ile paslanmaz çelik örgü rejeneratör malzemesi

olarak kullanılmıştır. Rejeneratör tel örgüde 0,15 mm çapında paslanmaz teller kullanılmış ve rejeneratör bölgesi bu malzeme ile doldurulmuştur. Resim 4.25'te rejeneratör malzemesi görülmektedir. Motorda Rejeneratör-I ve Rejeneratör-II olmak üzere 60 cm³ ve 120 cm³ hacme sahip iki farklı rejeneratör hacmi kullanılmıştır. Rejeneratör malzemesi olan tel örgü rejeneratör kabının ölçülerine göre sıkı düzende sarılıp yerleştirildiğinde her iki rejeneratör hacminin %15'ini kaplamaktadır. Başka bir deyişle her iki rejeneratördeki doluluk oranı %15 olarak belirlenmiştir. Rejeneratör malzemesinin kapladığı hacmin belirlenmesinde hassas ölçekli yağ ile doldurulmuş beher kaplarından yararlanılmıştır. Rejeneratör malzemeleri bu kaplara yerleştirilerek kapladıkları hacimler belirlenmiş ve rejeneratör doluluk oranları hesaplanmıştır.



Resim 4.25 Rejeneratör malzemesi.

4.5.8 Isıtıcı

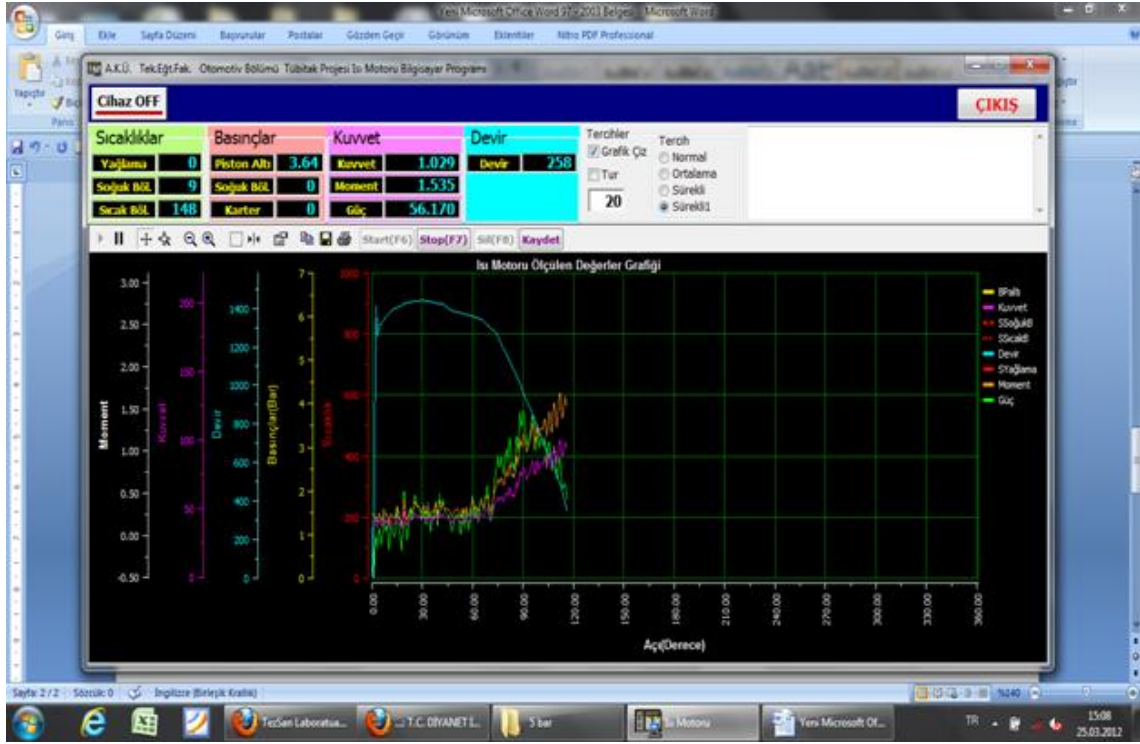
Stirling motoruna ısının verilebilmesi için geliştirilen 2 kW gücünde bir yanma odası temin edilmiştir. Yanma odasından ısı enerjisinin motora aktarılması için iki farklı silindir için ara bağlantı elemanları imal edilmiştir. Resim 4.26'da yanma odası ve bağlantı elemanları görülmektedir.



Resim 4.26 Yanma odası ve bağlantı elemanları.

4.5.9 Veri Kayıt Yazılımı

Motor performans yazılımı basınç sensörü, yük hücresi, encoder ve sıcaklık sensörlerinden elde edilen bilgiler ara yüz bölümünden geçtikten sonra bilgisayara kayıt edilmektedir. Motor performans yazılım programı ile motor devrine bağlı olarak motor gücü, motor momenti, sıcaklık verileri kayıt altına alınabilmektedir. Ayrıca silindir içi basınç verileri ortalama olarak alınabilmektedir. Resim 4.27’de motor performans yazılımı arayüzü görülmektedir.



Resim 4.27 Motor performans yazılımı arayüzü.

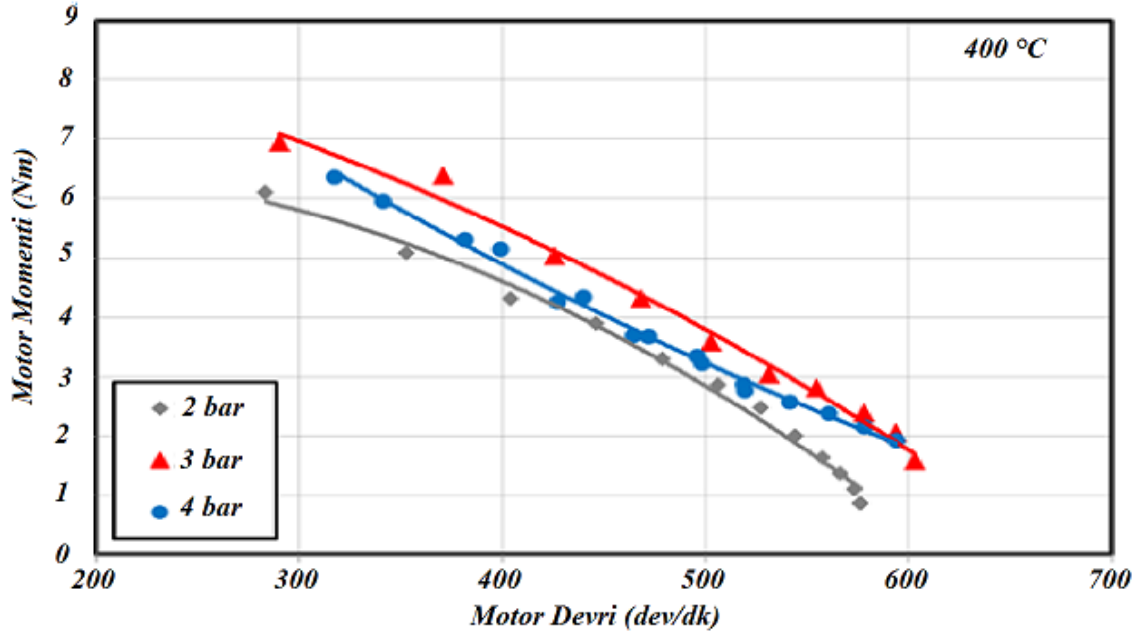
5. DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Motorun performans karakteristiklerinin belirlenmesi için yapılan deneylerde, rejeneratörlü ve rejeneratörsüz olmak üzere iki farklı silindir kullanılmıştır. Her bir silindir için gerçekleştirilen deneylerde çalışma maddesi olarak helyum kullanılmıştır. Motora ısı enerjisi LPG (sıvılaştırılmış petrol gazı) yakıtlı bir ısıtıcı kullanılarak verilmiştir. Bilgisayar kontrollü test düzeneği ile motor gücü ve motor momenti değişimleri farklı şarj basıncı ve ısıtıcı sıcaklıkları için motor devrine bağlı olarak elde edilmiştir.

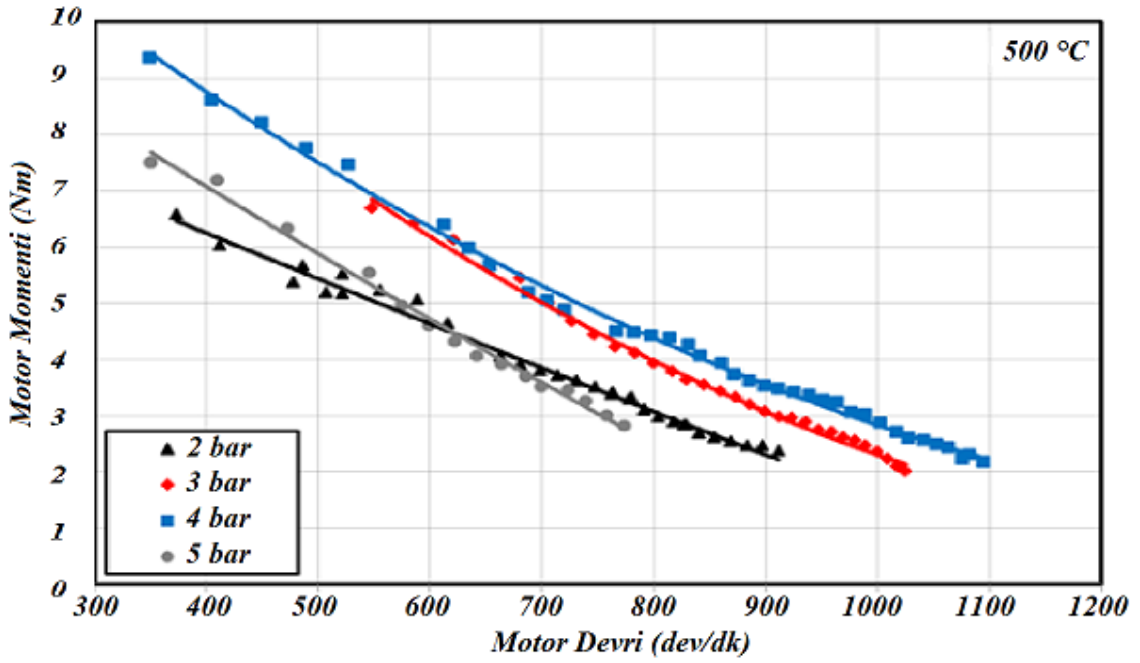
5.1 Rejeneratörsüz Silindir İle Yapılan Deneyler

Rejeneratörsüz silindir kullanılarak çalışma maddesi olarak helyum kullanılan deneyler 400 ± 5 °C, 500 ± 5 °C, 600 ± 5 °C ve 800 ± 5 °C sıcak uç sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, soğutma suyu çıkış sıcaklığı, suyun debisi kontrol edilerek 27 ± 2 °C'de sabit tutulmuştur. Çalışma maddesi helyum motor bloğuna 1, 2, 3 ve 4 bar şarj basınçlarında uygulanmıştır.

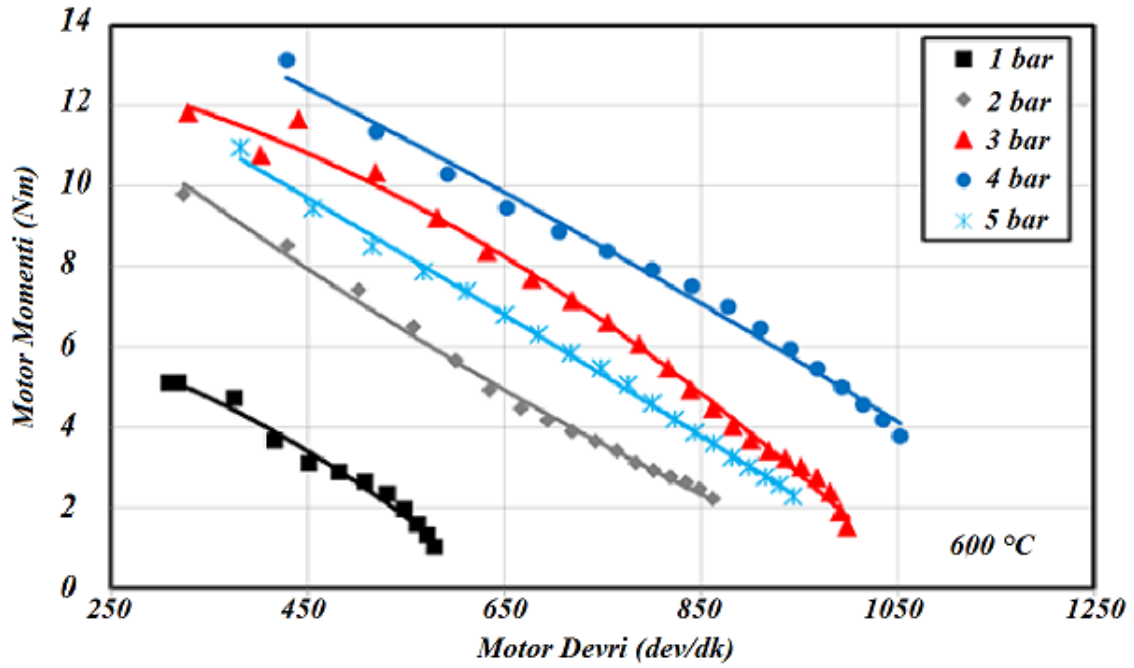
Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri farklı şarj basınçları ve 400 °C, 500 °C, 600 °C ve 800 °C sıcak uç sıcaklıkları için sırası ile Şekil 5.1, Şekil 5.2, Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te verilmiştir. 400 °C sıcak uç sıcaklığında maksimum motor momenti 3 bar şarj basıncında elde edilirken, 500 °C, 600 °C ve 800 °C sıcak uç sıcaklıklarında maksimum motor momentleri 4 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Maksimum motor momentleri; 400 °C sıcak uç sıcaklığında 290 dev/dk motor devrinde 6,93 Nm, 500 °C sıcak uç sıcaklığında 350 dev/dk motor devrinde 9,35 Nm, 600 °C sıcak uç sıcaklığında 428 dev/dk motor devrinde 13,14 Nm ve 800 °C sıcak uç sıcaklığında 565 dev/dk motor devrinde 18,5 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.



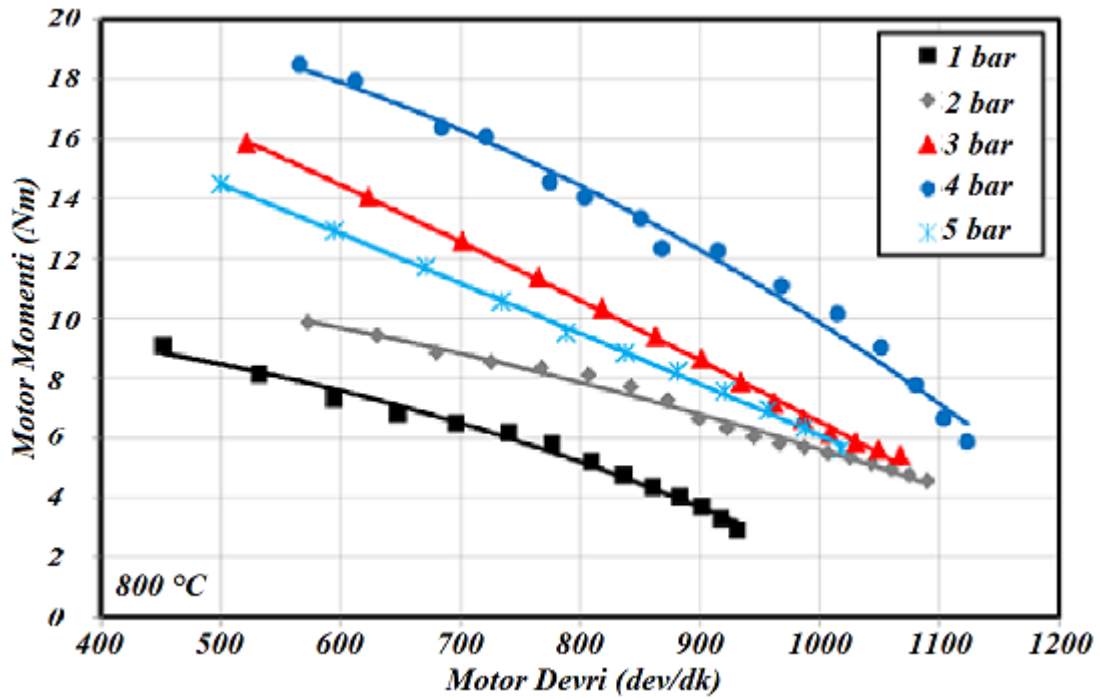
Şekil 5.1 400 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momentini değişimi.



Şekil 5.2 500 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momentini değişimi.



Şekil 5.3 600 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi.

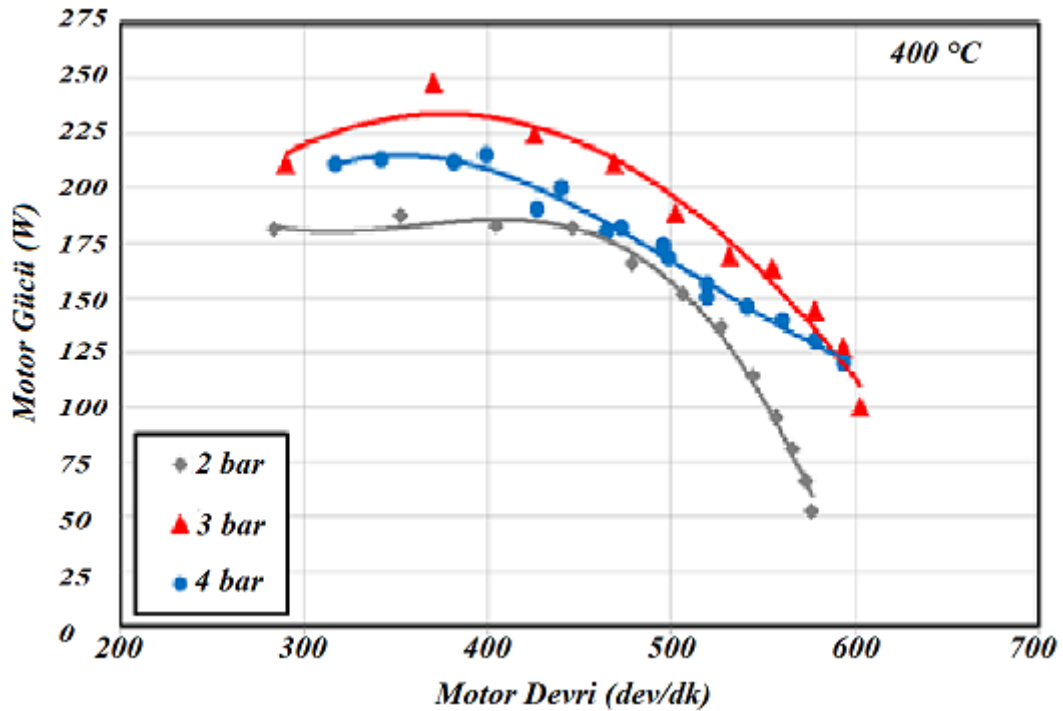


Şekil 5.4 800 °C sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi.

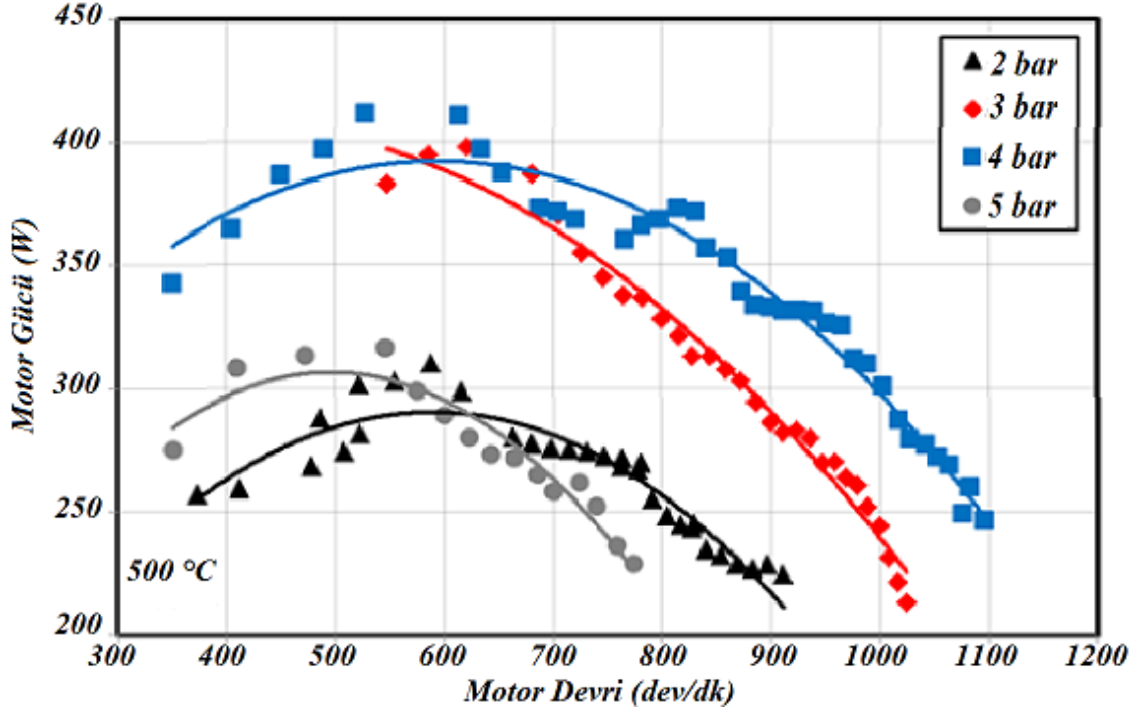
Çalışma maddesi helyum ile yapılan deneylerde, motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri farklı şarj basınçları ve 400 °C, 500 °C, 600 °C ve 800 °C sıcak uç sıcaklıkları için sırası ile Şekil 5.5, Şekil 5.6, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de verilmiştir. 400

°C sıcak uç sıcaklığında maksimum motor gücü 3 bar şarj basıncında elde edilirken diğer sıcak uç sıcaklıklarında maksimum motor güçleri 4 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Maksimum motor güçleri; 400 °C sıcak uç sıcaklığında 371 dev/dk motor devrinde 247,75 W, 500 °C sıcak uç sıcaklığında 527 dev/dk motor devrinde 411,68 W, 600 °C sıcak uç sıcaklığında 800 dev/dk motor devrinde 663,42 W ve 800 °C sıcak uç sıcaklığında 721 dev/dk motor devrinde 1214 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.

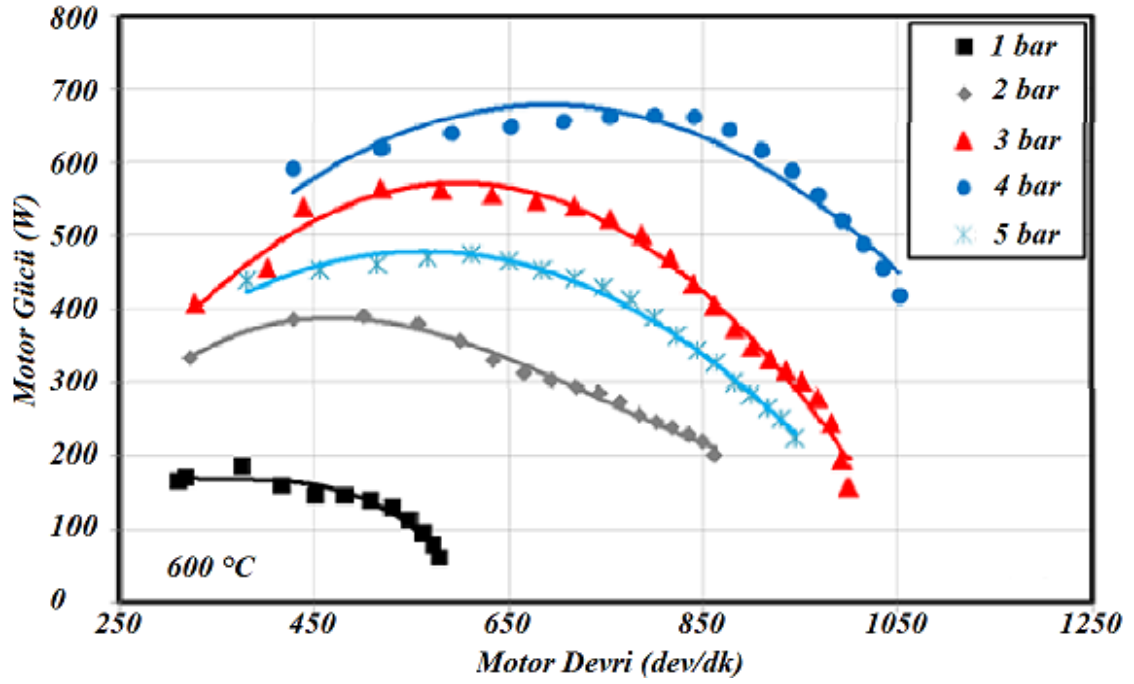
Şekil 5.5 - 5.8'de görüldüğü gibi, sıcak uç sıcaklığındaki yükselme ile motor gücü ve momentte sağlanan artış, ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları arasındaki farktan ve çevrim başına çalışma maddesine transfer edilen ısı enerjisinin artmasından kaynaklanmaktadır. Isıtıcı sıcaklığının arttırılması ile elde edilen bir başka önemli özellik ise maksimum momentin meydana geldiği motor devrinin yükselmesidir.



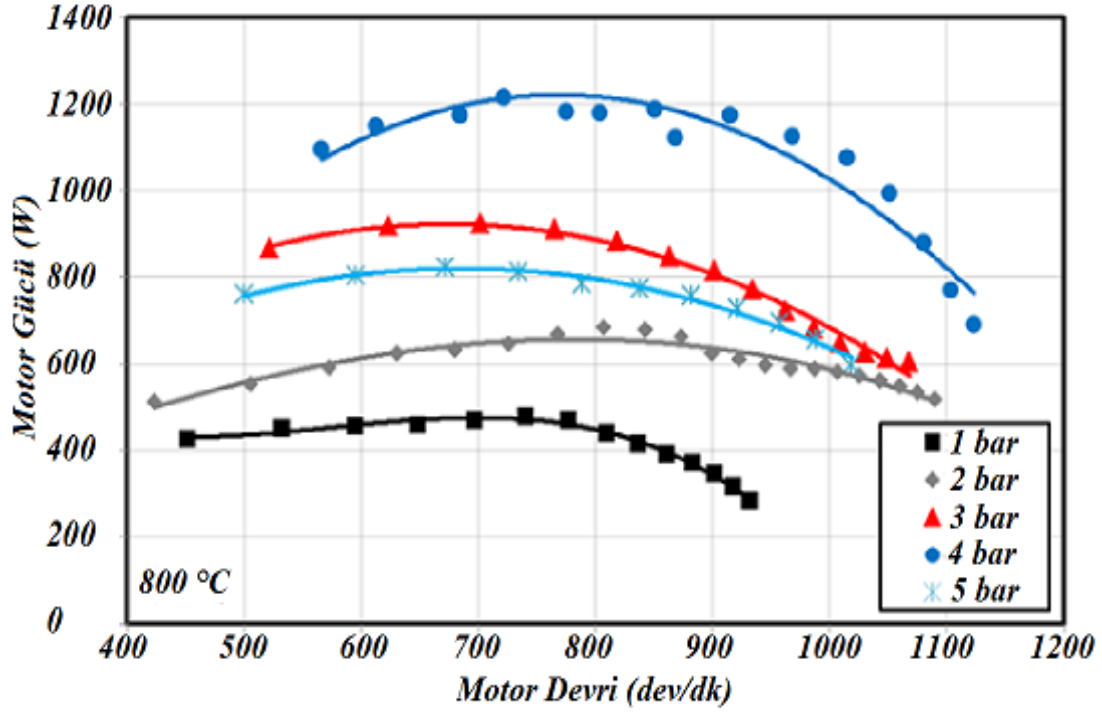
Şekil 5.5 400 °C sıcak uç sıcaklığı için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi.



Şekil 5.6 500 °C sıcak uç sıcaklığı için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi.



Şekil 5.7 600 °C sıcak uç sıcaklığın için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi.



Şekil 5.8 800 °C sıcak uç sıcaklığı için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi.

5.2 Rejeneratörlü Silindir İle Yapılan Deneyler

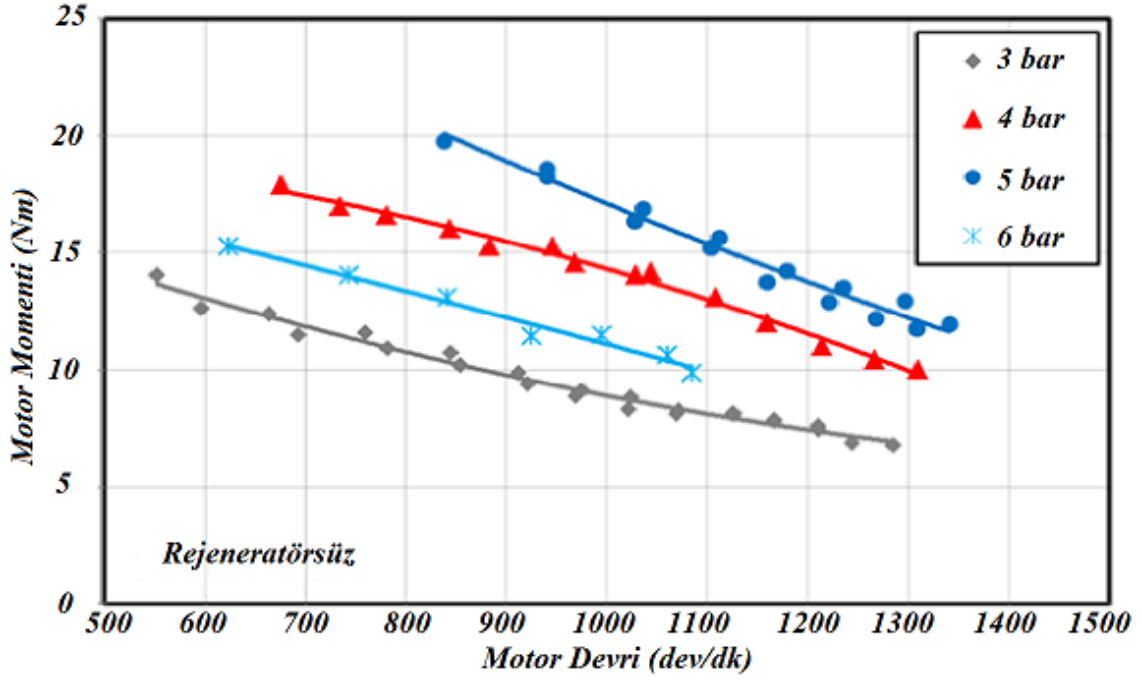
Rhombic hareket mekanizmalı motorda rejeneratör kullanabilmesi için imalatı yapılan rejeneratörlü ilk tasarım mekanik problemler giderildikten sonra test edilmiştir. Ancak motordan tepki alınamamıştır. Bu nedenle rejeneratör bölgesi yeniden tasarlanarak imal edilmiştir. Rejeneratör malzemesi olarak 0,15 mm kalınlığında paslanmaz çelik tel örgüler kullanılmıştır. Resim 5.1’de motorun rejeneratör bölgesi görülmektedir. Her iki rejeneratör bölgesi için doluluk oranı %15 olarak belirlenmiştir. Motorda mekanik problemler giderildikten sonra *rejeneratörsüz*, 60 cm³ rejeneratör hacmine sahip rejeneratör bölgesi (*rejeneratör I*) ve 120 cm³ rejeneratör hacmine sahip rejeneratör bölgesi (*rejeneratör II*) olmak üzere üç farklı durum için motor performans testleri gerçekleştirilmiştir.



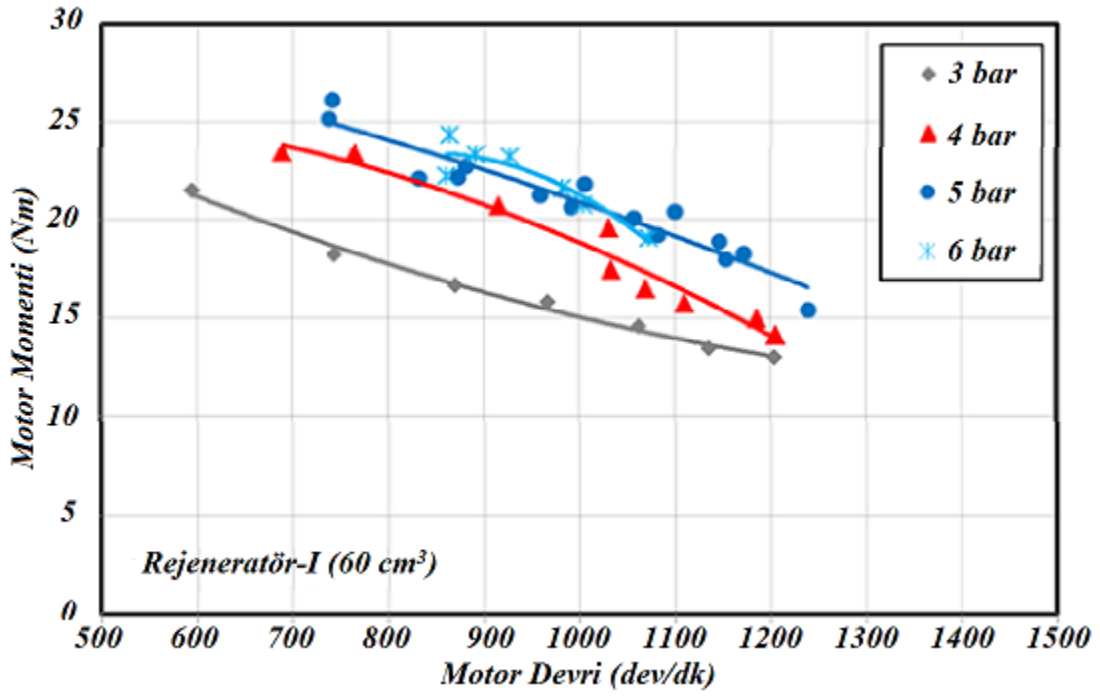
Resim 5.1 Rejeneratör bölgesinin görünümü .

Rejeneratörlü silindir kullanılarak yapılan deneylerde çalışma maddesi olarak helyum kullanılmış ve testler 800 ± 5 °C sıcak uç sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Rejeneratörlü silindir ile yapılan deneylerde de, soğutma suyu çıkış sıcaklığı, suyun debisi kontrol edilerek 27 ± 2 °C'de sabit tutulmuştur. Çalışma maddesi helyum motor bloğuna 2, 3, 4, 5 ve 6 bar şarj basınçlarında uygulanmıştır.

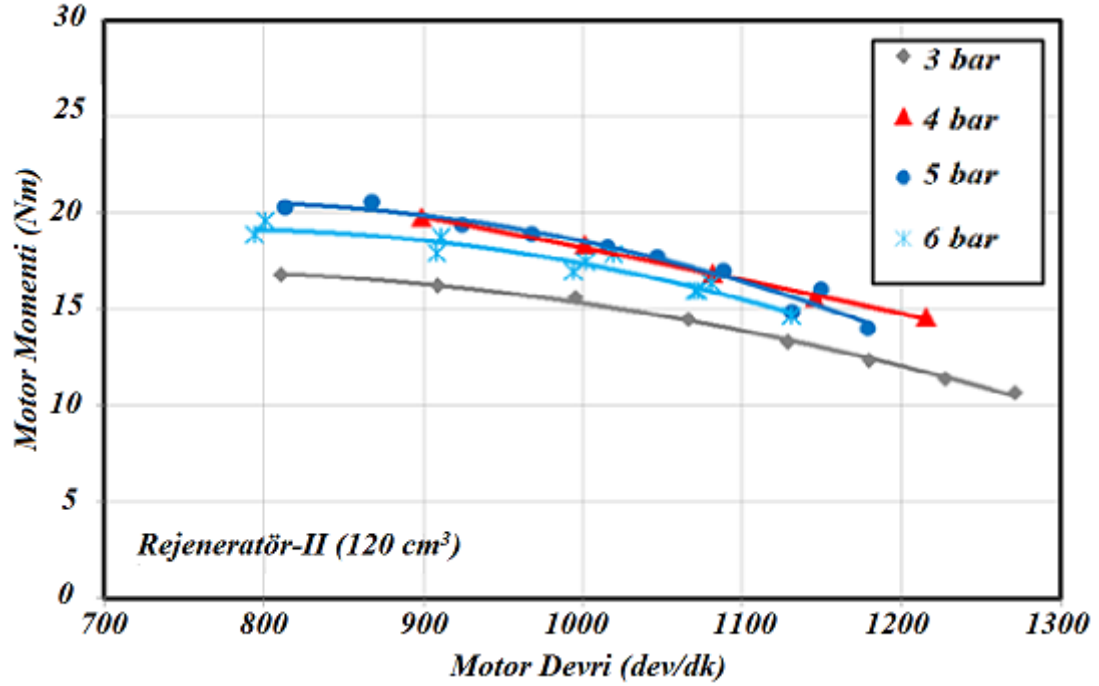
Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri, farklı şarj basınçlarında rejeneratörsüz, rejeneratör-I ve rejeneratör-II için Şekil 5.9, Şekil 5.10 ve Şekil 5.11'de sırasıyla verilmiştir. Rejeneratörsüz, rejeneratör I ve rejeneratör II kullanılarak yapılan deneylerde maksimum motor momentleri 5 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Maksimum motor momentleri; rejeneratörsüz için 837 dev/dk motor devrinde 19,74 Nm, rejeneratör-I için 741 dev/dk motor devrinde 26,11 Nm ve rejeneratör-II için 867 dev/dk motor devrinde 20,55 Nm olarak elde edilmiştir. Düşük motor devirlerinde motor momenti yüksek iken, motor devrinin artması ile motor momenti azalmaktadır. Motor devri ısıtma-soğutma süresini etkilemektedir. Düşük motor devirlerinde ısıtma-soğutma süresi uzun iken, bu süre motor devrinin artması ile azalmaktadır. Bu nedenle düşük motor devirlerinde daha yüksek moment elde edilmiştir.



Şekil 5.9 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (rejeneratörsüz).

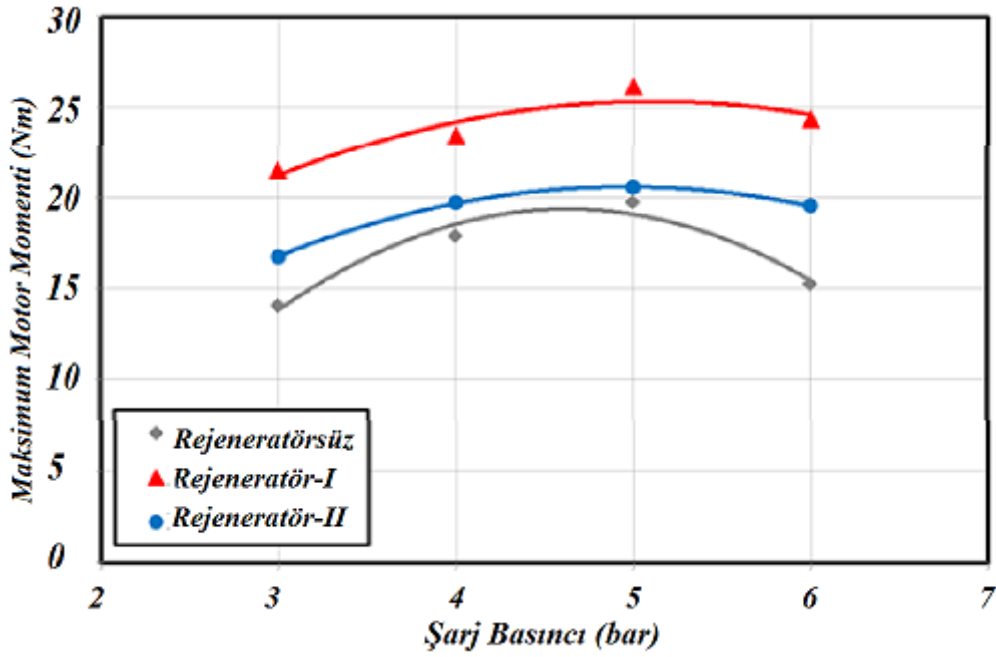


Şekil 5.10 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (rejeneratör-I).



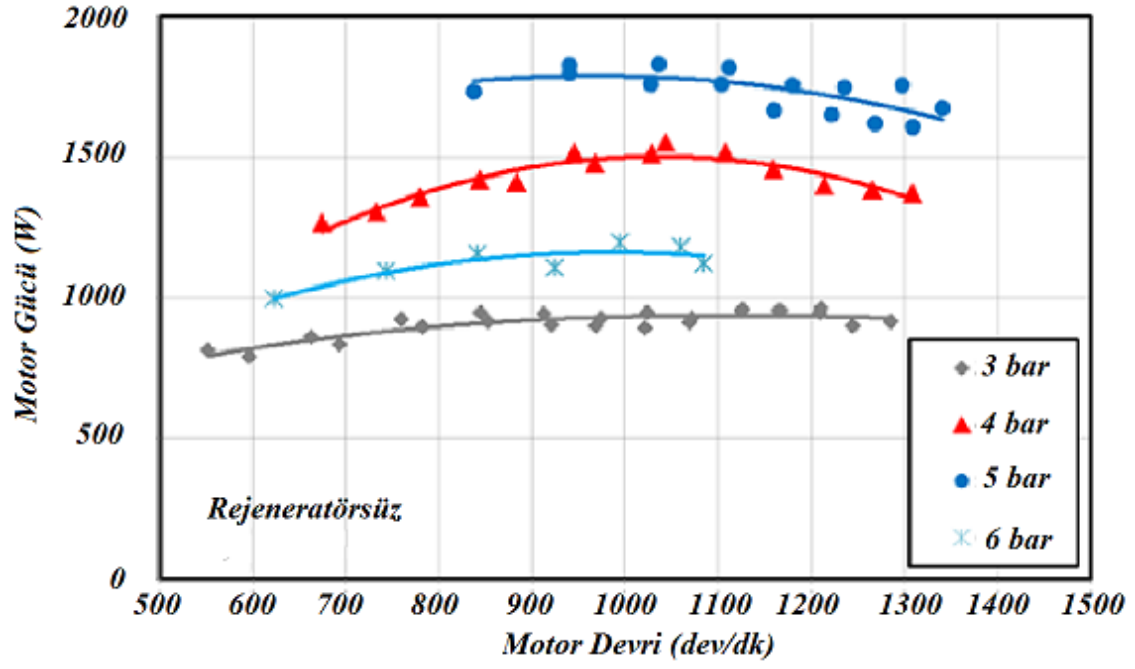
Şekil 5.11 Motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimi (rejeneratör-II).

Şekil 5.12’de şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor momentlerinin değişimi görülmektedir. Maksimum motor momentleri her üç rejeneratör bölgesi içinde 5 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Rejeneratör-I kullanılarak yapılan deneylerde elde edilen maksimum motor momentinde rejeneratörsüze göre %32 lik bir artış elde edilmiştir. Rejeneratör-II kullanımı ile maksimum motor momentinde rejeneratörsüze göre %4 lük bir artış gözlenmiştir. 60 cm³ rejeneratör hacminin kullanıldığı deneylerde motor momentinde belirgin bir artış gözlenirken, 120 cm³ rejeneratör hacminin kullanımı ile motor gücündeki artış miktarı azalmaktadır. Rejeneratör-II’nin kullanımı ile ısı transfer yüzey alanının artmasıyla birlikte ölü hacim de artmaktadır. Ölü hacimdeki bu artış motor momentinin azalmasına sebep olmaktadır.

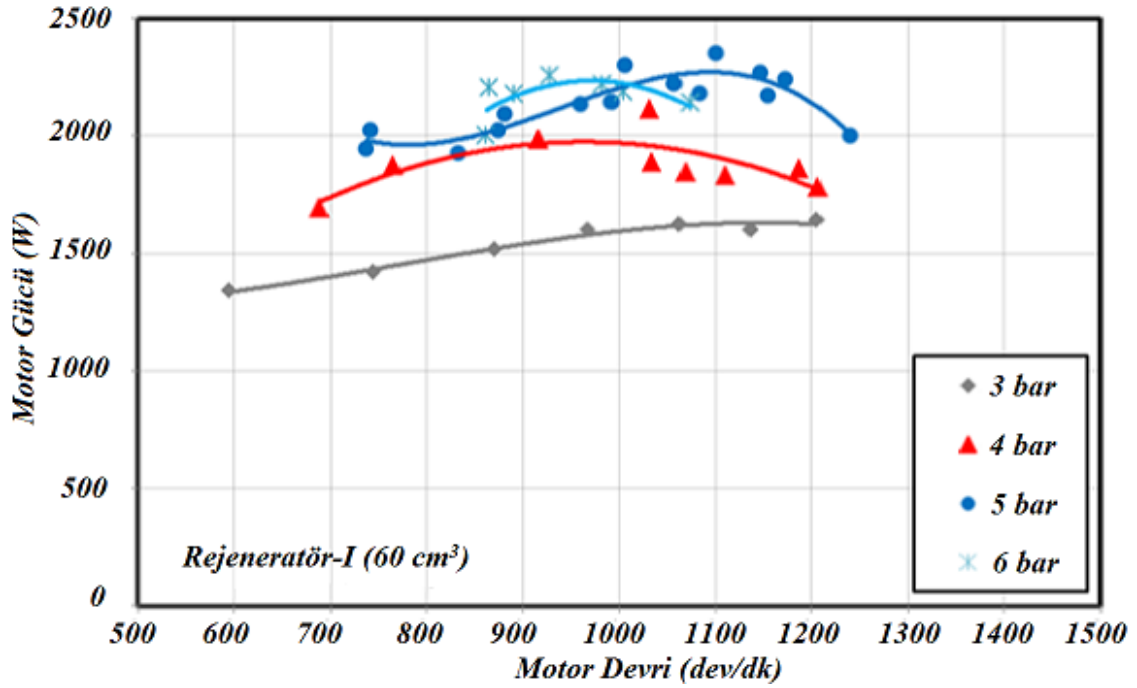


Şekil 5.12 Şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor momentlerinin değişimi.

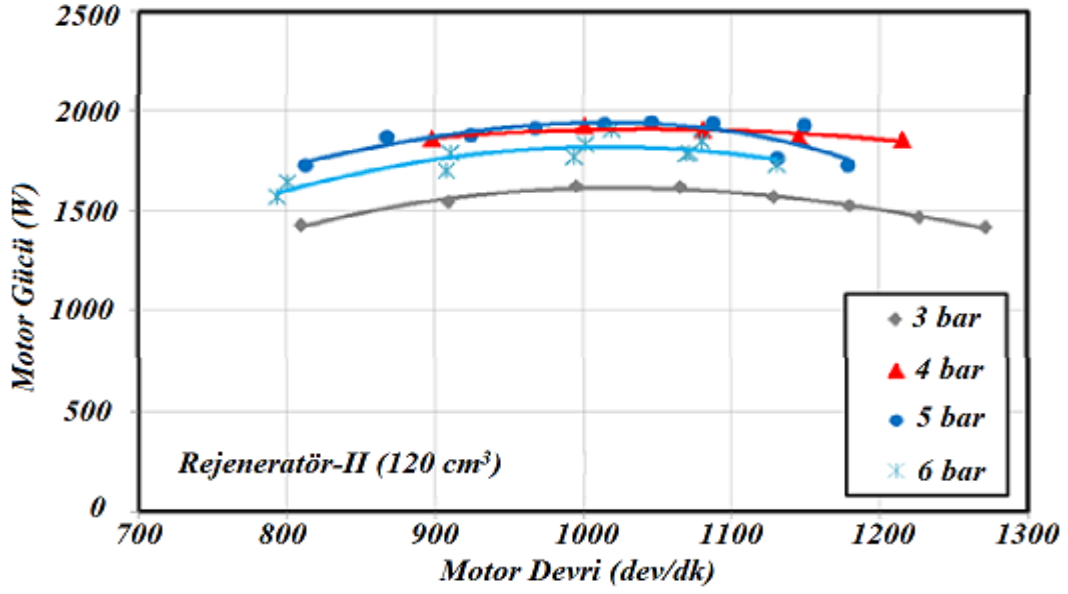
Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri farklı şarj basınçlarında rejeneratörsüz, rejeneratör-I ve rejeneratör-II için Şekil 5.13, Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'te sırasıyla verilmiştir. Rejeneratörsüz, rejeneratör I ve rejeneratör II kullanılarak yapılan deneylerde maksimum motor güçleri 5 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Maksimum motor güçleri; rejeneratörsüz için 1035 dev/dk motor devrinde 1831 W, rejeneratör-I için 1099 dev/dk motor devrinde 2353 W ve rejeneratör-II için 1046 dev/dk motor devrinde 1940 W olarak elde edilmiştir. Motor gücü motor hızının artışına bağlı olarak belirli bir değere kadar artış göstermekte ve daha sonra azalmaktadır. Motor gücü motor devri ve motor momentine bağlı olarak değişim göstermektedir. Motor devrinin artışına bağlı olarak ısı değişim süresinin azalması ve sürtünme kayıplarının artması motor gücünün azalmasına sebep olmaktadır.



Şekil 5.13 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (rejeneratörsüz).

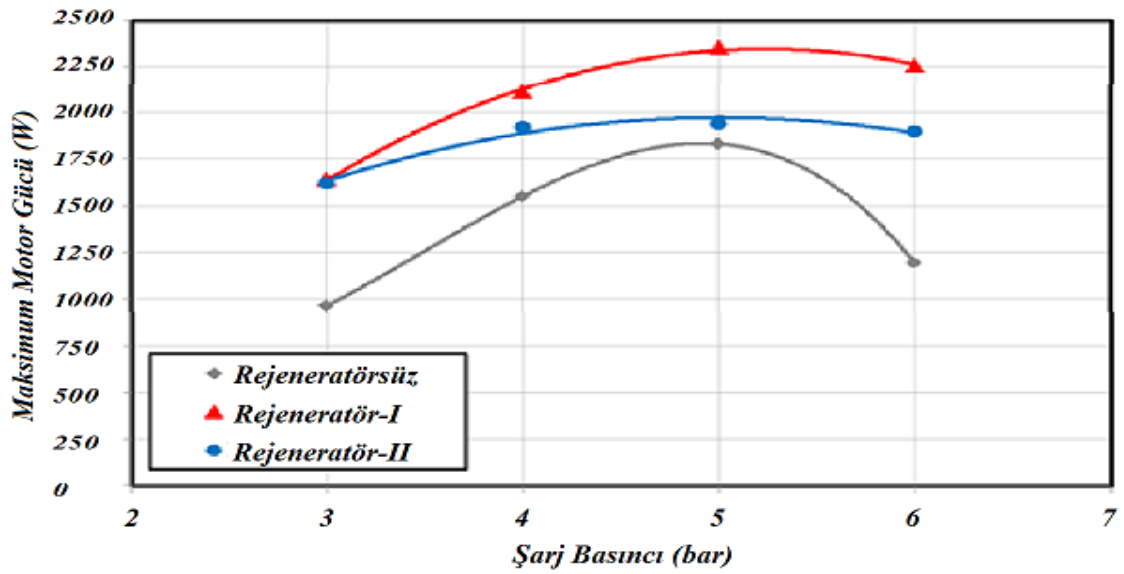


Şekil 5.14 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (rejeneratör-I).



Şekil 5.15 Motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimi (rejeneratör-II).

Şekil 5.16'da şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor güçlerinin değişimi görülmektedir. Maksimum motor güçleri her üç rejeneratör bölgesi içinde 5 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Rejeneratör-I kullanılarak yapılan deneylerde elde edilen maksimum motor gücünde rejeneratörsüze göre %28,53 lik bir artış elde edilmiştir. Rejeneratör-II kullanımı ile maksimum motor momentinde rejeneratörsüze göre %5,97 lik bir artış gözlenmiştir. 60 cm³ rejeneratör hacminin kullanıldığı deneylerde motor gücünde belirgin bir artış gözlenmiştir. Rejeneratör hacminin daha da artırılması ile motor gücü azalmaktadır.



Şekil 5.16 Şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor güçlerinin değişimi.

6. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, tasarımı ve imalatı yapılan beta tipi bir Stirling motorunda ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör ile çift yataklı rhombic hareket iletim mekanizmasının motor momenti ve motor gücü üzerindeki etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. İmalatı yapılan motorda rejeneratörlü ve rejeneratörsüz olmak üzere iki farklı silindir tasarımı için gerçekleştirilen deneylerde elde edilen bulgular aşağıda açıklanmıştır.

- Projede imalatı gerçekleştirilen motorda öncelikle, 80 mm rhombic biyel uzunluğu için rhombic hareket mekanizması çift yataklı olarak tasarlanmış ve yer değiştirme silindiri rejeneratörsüz olarak üretilmiştir. 80 mm rhombic biyel uzunluğuna sahip motorun performans karakteristikleri çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak belirlenmiştir.
- Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorunda rejeneratörün etkilerinin belirlenebilmesi için 60 cm^3 (rejeneratör - I) ve 120 cm^3 (rejeneratör - II) iki farklı rejeneratör hacmi belirlenmiştir. Her iki rejeneratörün doluluk oranı %15 olarak seçilmiştir. Her iki rejeneratör hacminde de çapları 0,15 mm olan paslanmaz çelik tel hasır dokuma şeklinde sarılmış malzeme kullanılmıştır. Motorda rejeneratör kullanımının performansa etkilerini belirlemek amacıyla öncelikle üzerinde rejeneratör bulunmayan ısıtıcı ve soğutucuyla deneyler yapılmıştır.

Çizelge 6.1’de tüm deneylerden elde edilen maksimum motor momenti ve maksimum motor güçleri verilmiştir. Deneylerin tamamı genel bir bakış açısıyla değerlendirildiğinde rejeneratör-I ile yapılan deneylerin motor momenti ve güç değerlerinin diğer deney şartlarına göre belirgin bir şekilde daha yüksek olduğu görülmektedir.

Çizelge 6.1 Çalışma parametrelerine bağlı olarak elde edilen maksimum moment ve maksimum güç değerleri.

<i>Motor ve Mekanizma Tipi</i>	<i>Çalışma Maddesi</i>	<i>Şarj Basıncı (bar)</i>	<i>Sıcak Uç Sıcaklığı (°C)</i>	<i>Soğutucu Sıcaklığı (°C)</i>	<i>Motor Devri (dev/dk)- Maksimum Motor Momenti (Nm)</i>	<i>Motor Devri (dev/dk)- Maksimum Motor Gücü (W)</i>
<i>Rejeneratörsüz motor (TUBİTAK 113M192)</i>	<i>Helium</i>	3	400	27	290-6,93	371- 247,75
		3	500	27	350-9,35	527-411,68
		3	600	27	428-13,14	800-663,42
		4	800	27	565-18,5	732-1214
		<i>Rejeneratörsüz</i>	800	27	837-19,74	1035-1831
<i>Rejeneratörlü (TUBİTAK 113M192)</i>		5				
		<i>Rejeneratörlü-I (60 cm³)</i>	800	27	741-26,11	1099-2353
		5				
		<i>Rejeneratörlü-II (120 cm³)</i>	800	27	867-20,55	1046-1940
		5				

Rejeneratörlü motorla elde edilen performans değerlerinin daha yüksek olması rejeneratör kullanımının ısı kazanımlarını artırdığının bir göstergesidir. Rejeneratör bölgesinde sabit hacimde sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçiş yapan çalışma akışkanı sahip olduğu ısı enerjisinin bir bölümünü, rejeneratör malzemesine konveksiyonla vermektedir. Daha sonraki periyotta çalışma akışkanı soğuk hacimden sıcak hacme geçerken daha önce rejeneratör malzemesine bıraktığı ısı enerjisinin bir bölümünü tekrar üzerine alarak sıcak hacme geçmektedir. Rejeneratör de gerçekleşen bu ısı kazanımı sayesinde çalışma akışkanına verilen ısı enerjisinde artış olmaktadır. Bu artışın büyüklüğü rejeneratör etkinliğine bağlıdır.

Rejeneratör etkinliği arttıkça ısı kazanç artmaktadır. Deneysel sonuçların yanı sıra termodinamik çevrim özelliği yönüyle bir değerlendirme yapılırsa; rejeneratör etkinliği %100 olan rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi Carnot çevrimi termik

verimine eşit olmaktadır. Rejeneratör etkinliğini etkileyen birçok parametre mevcuttur. En önemli parametreler, rejeneratörün malzemesi, akışkan hızı ve ölü hacmin büyüklüğüdür. Ölü hacim değerini rejeneratörün doluluk oranı ve toplam rejeneratör hacmi belirlemektedir. Testlerden elde edilen değerlere göre Rejeneratör-I (60 cm³ hacimli) kullanımının motor tork ve güç değerlerinin Rejeneratör-II (120 cm³ hacimli) kullanımına ait değerlerden daha fazla olduğu görülmektedir. Her iki rejeneratörde doluluk oranları aynı olduğuna göre Rejeneratör-II'nin ölü hacim değerinin fazla oluşunun motor performansını olumsuz etkilediği söylenebilir.

Motorun çevrimi boyunca döndürme momenti ve eğilme momenti rhombic mekanizmasını zorlamaktadır. Özellikle rhombic mekanizmasını eğilmeye zorlayan momentlerin etkisiyle sürtünerek çalışan parçalara ilave bir sürtünme yükü gelmektedir. Tek yataklı rhombic mekanizması bu yüklerin daha fazla etkisi altında kalmakta ve sürtünme dirençleri artmaktadır. Çift yataklı rhombic mekanizmasında miller her iki taraftan yataklandırıldığı için eğilme momentlerinin etkileri yataklar tarafından karşılanmaktadır. Bu sayede yataklar ve dişli mekanizmasında oluşabilecek ilave sürtünme dirençlerinin de önüne geçilmektedir.

Deneylelerden elde edilen sonuçlara göre aşağıdaki öneriler yapılabilir;

- Rejeneratörün doluluk oranının artırılması halinde ısı kazanç artırılabilir. Doluluk oranının artışı ölü hacmi azaltacaktır. Bu durum motor tork ve güç değerlerinin artmasını sağlayabilecektir. Ancak doluluk oranının artmasıyla akış kayıplarının da artabileceği göz önünde bulundurulmalıdır.
- Isıtıcı bölgede hacmi oluşturan çap ve yükseklik değerlerini değiştirmeden ısıtıcı bölgede ısı transferi yüzey alanının artışı ölü hacmi azaltacaktır. Isı transferi yüzey alanındaki bu artış sayesinde motor moment ve gücü de artacaktır. Isı transferi yüzey alanının artırılması daha dar ölçülere sahip daha fazla kanal gerekmektedir. Ölü hacimdeki azalış da motor güç ve performansını artıracaktır.
- Motorda soğutucu kanalların kullanımı sayesinde motor gücü artmıştır. Soğutucu hacim bölgesinin dış ölçüleri değiştirilmemek koşuluyla, soğutucu kanallarının sayısının artırılması sayesinde ısı transferi yüzey alanı artacak ve

ölü hacim azalacaktır. Böyle bir değişiklik sonucunda motor gücünün daha da artması muhtemeldir.

- Motorun güç pistonu ve silindiri arasındaki boşluk ve güç pistonu üzerinde yer değiştirme rodu yatağı boşluk değerlerinin azaltılması ve sızdırmazlığın artırılması durumunda motor performansı artabilir. Sızdırmazlığın artırılması sayesinde şarj basıncı arttığında motorun karter hacmine çalışma gazı daha az kaçak yapacaktır. Kaçağın azaltılması sayesinde çevrimde iş yapan çalışma akışkanındaki azalma değeri düşecektir. Çalışma akışkanının azalmaması sayesinde daha fazla iş üretimi gerçekleşecektir. Şarj basıncı yönünden bir değerlendirme yapıldığında ise çevrim basıncının şarj basıncının altına çok inmeyeceği öngörülebilir. Sızdırmazlığın etkili bir şekilde sağlanması durumunda motorda ilk harekete geçiş güçlüğü olması muhtemeldir. Bu durumda da motorda harici bir ilk hareket mekanizması (starter) yerleştirilmelidir.
- Rhombic hareket iletim mekanizmasında millerin ikişer yatak ile yataklandırılması motor moment ve güç değerini artırmıştır. Çift yataklandırma sayesinde milleri yataklar üzerinde eğilmeye zorlayan momentler dengelendiğinden yataklara ve dişlilere eğilmeden kaynaklanan sürtünme yükleri gelmemektedir. Bundan sonra yapılacak rhombic mekanizmalı motor uygulamalarında, bu projede geliştirilen çift taraftan yataklamalı mekanizmanın oldukça verimli bir şekilde kullanılabileceği görülmektedir.

7. KAYNAKLAR

- Ahmadi, M.H., Ahmadi, M.A., Pourfayaz, F., Bidi, M., Hosseinzade, H. and Feidt, M. (2016). Optimization of powered Stirling heat engine with finite speed thermodynamics. *Energy Conversion and Management*, **108**: 96-105.
- Aksoy, F., Çınar, C. (2013). Thermodynamic analysis of a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Energy Conversion and Management*, **75**: 319-324.
- 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.
- Babaelahi, M., Sayyadi, H. (2016). Analytical closed-form model for predicting the power and efficiency of Stirling engines based on a comprehensive numerical model and the genetic programming. *Energy*, **98**: 324-339.
- Beale, W.T., Lane, N.M. (1996). Stirling Engines For Gas Fired Micro-Cogen and Cooling. Strategic Gas Forum, Detroit, Michigan.
- Boucher, J., Lanzetta, F., Nika, P. (2007). Optimization of a dual free piston Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, **27**: 802-811.
- Chen, W.L., Wong, K.L., Po, L.W. (2012). A numerical analysis on the performance of a pressurized twin power piston gamma-type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, **62**: 84-92.
- Chen, N.C., Griffin, F.P. (1983). A review of Stirling engine mathematical models. Oak Ridge National Laboratory for the US Department of Energy.
- Cheng, C.H., Yang, H.S. (2014). Optimization of rhombic drive mechanism used in beta-type Stirling engine based on dimensionless analysis. *Energy*, **64**: 970-978.
- Cheng, C.H., Yang, H.S., Keong, L. (2013). Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine. *Energy*, **59**: 590-599.

- Cheng, C., Yu, Y. (2012). Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renew. Energy*, **37**: 161–173.
- Cheng, C.H., Yu, Y.J. (2010). Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renewable Energy*, **35**: 2590-2601.
- Çınar, C., Aksoy, F., Okur, M. (2013). Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı ve Performans Testleri. *Gazi Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **28**: 795-801.
- Çınar, C., Aksoy, F., 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., Topgöl, T., Yücesu, H.S. (2007). Stirling Çevrimi ile Çalışan Beta Tipi Stirling Motorun İmalatı ve Performans Testleri. *Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Gazi Üniversitesi*, **22**: 411-415.
- Çınar, C. (2007). Thermodynamic Analysis of an Alpha-Type Stirling Engine with Variable Phase Angle. *Journal of Mechanical Engineering Science*, **221**: 949-954.
- Çınar, C., Karabulut, H. (2005). Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renewable Energy*, **30**: 57-66.
- Çınar, C. (2004). Hava şarjlı küçük güçlü bir Stirling motorunun deneysel olarak incelenmesi. *Mühendislik Bilimleri Dergisi, Pamukkale Üniversitesi*, **10**: 51-55.
- Çınar, C. (2001). Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı, imali ve Performans Analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Demiralp, M. (2000). Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Demiralp, M. (1994). Güneş Enerjisinin Tarımsal Sulama Ve Elektrik Üretiminde Kullanılabilmesi İçin Tasarlanan Serbest Displacerli Bir Stirling Motorunun Çizim ve Prototip Hesapları. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- Erol, D. (2009). Düşük Sıcaklık Farklıyla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Erol, D. (2011). Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları. *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **3**: 51-74.
- Erbay, B., Yavuz, H. (1999). Optimization of the irreversible Stirling heat engine. *Int. J. Energy Res.*, **23**: 863-873.
- Finkelstein, T., Allan, J.O. (2004). Air Engines. The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1- 19.
- Finkelstein, T., Organ, A.J. (2001). Air Engines The History, Science, and Reality of the Perfect Engine. ASME Press, New York, 1-30.
- Hosseinzade, H., Sayyaadi, H. (2015). CAFS: The Combined Adiabatic–Finite Speed thermal model for simulation and optimization of Stirling engines. *Energy Conversion and Management*, **91**: 32-53.
- Karabulut, H., Solmaz, H., Okur, M., 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., Aksoy, F., Öztürk, E. (2009). Thermodynamic analysis of a b type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever. *Renewable Energy*, **34**: 202-208.
- Karabulut, H., Yücesu, H.S., Çınar, C., Aksoy, F. (2008). Doğal Gazla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı ve Testleri. Tübitak Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı, Proje No:105M256, Ankara, 1- 75.
- Karabulut, H., Yücesu, H.S., Çınar, C. (2006). Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer. *Renewable Energy*, **31**: 2188–2197.
- Karabulut, H., Yücesu, H.S., Koca, A. (2000). Manufacturing and testing of a V-type stirling engine. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, **24**: 71-76.
- Karabulut, H. (1998). Stirling Motorlarının Termodinamik Simülasyonu. *Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, **19**: 21-25.

- Kaushik, S.C., Kumar, S. (2000). Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses. *Energy*, **25**: 989–1003.
- Kongtragool, B., Wongwises, S. (2006). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator *Renewable Energy*, **31**: 345–359.
- Kongtragool, B., Wongwises, S. (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **7**: 131-154.
- Kwankaomeng, S., Kontrakool, B., Silpsakoolsook, B. (2011). Design and manufacture of a Rhombic-Drive Stirling engine. The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering, 19-21.
- Ladas, H.G., Ibrahim, O.M. (1994). Finite-Time View of Stirling Engine. *Energy*, **19**: 837-843.
- Lane, N.W., Beale, W.T. (1997). Free-Piston Stirling Design Features. Eighth International Stirling Engine Conference, University of Ancona, Italy.
- Li, R., Grosu, L., Conde, D.Q. (2016). Losses effect on the performance of a Gamma type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, **114**: 28-37.
- Luo, Z., Sultan, Z., Ni, M., Peng, H., Shi, B., Xiao, G. (2016). Multi-objective optimization for GPU3 Stirling engine by combining multi-objective algorithms. *Renewable Energy*, **94**: 114-125.
- Mabrouk, M.T., Kheiri, A., Feidt, M. (2015). Effect of leakage losses on the performance of a β type Stirling engine. *Energy*, **88**: 111-117.
- 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.
- Michels, A.P.J. (1976). The Philips Stirling Engine: A Study of its Efficiency as a Function of Operating Temperatures and Working Fluids. Proc. 11th I.E.C.E.C., Statline, Nevada, 12-17.

- Ni, M., Shi, B., Xiao, G., Peng, H., Sultan, U., Wang, S., Luo, Z., Cen, K. (2016). Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100 W b-type Stirling engine. *Applied Energy*, **169**: 768-787.
- Özgören, Y.Ö., Karabulut, H., Çetinkaya, S., Çınar, C., Bayrakçeken, H., Aksoy, F. (2012). Thermodynamic analysis of a beta type Stirling engine. *Energy Education Science and Technology Part A*, **29**: 827-836.
- Özgören, Y.Ö. (2004). Stirling Motorlarında Isı Kayıplarının Azaltılması İçin Termal Bariyer Kullanımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Parlak, N., Wagner, A., Elsner, M., Soyhan, H.S. (2009). Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. *Renewable Energy*, **34**: 266–273.
- Ross, A. (1993). Making Stirling Engines. Ross Experimental, 13425 Bell Rd, Marysville, Ohio 43040.
- Senft, J.R. (2002). Optimum Stirling engine geometry. *Int. J. Energy Res.*, **26**: 1087–1101.
- Shendage, D.J., Kedare, S.B., Bapat, S.L. (2011). An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Renewable Energy*, **36**: 289-297.
- Shock, A. (1978). Stirling Engine Nodal Analysis Program. *Journal of Energy*, **2**: 354-362.
- Solmaz, H., 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.
- Sripakagorn, A., Srikam, C. (2011). Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine. *Renewable Energy*, **36**: 1728-1733.
- Thombare, D.G., Verma, S.K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **12**: 1-38.
- Uğurlu, Y. (2014). Stirling Motorunda Gaz Hareketlerinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyonkarahisar.

- Urielli, U., Berchowitz, D.M. (1984). Stirling cycle machine analysis. Adam Hilger Ltd., Bristol.
- Urelli, I., Rallis, C.J. (1975). Stirling Cycle Engine Development- A Review. University of Wittwatersrand, Department of Mechanical Engineering, Report No: 67.
- Üstün, S. (2000). Çift Yer Değiştirme Pistonlu V Tipi Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Tasarım ve İmalı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-37.
- Van Beukering, H.C.J., Fokker, H. (1973). Present State of The Art of The Philips Stirling Engine. SAE Paper, No: 730646.
- Yücesu, H.S. (1996). Küçük güçlü güneş enerjili bir Stirling motoru tasarımı. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Zainudin, M.F., Bakar, R.A., Ming, G.L., Ali, T., Sup, B.A. (2015). Thermodynamic cycle evaluation of rhombic drive beta-configuration Stirling engine. *Energy Procedia*, **68**: 419-428.
- Walker, G. (1980). Stirling Engines. Clarendon Press, Oxford, 47-71, 73-103, 107- 121, 124-156, 160-199, 203-233, 254-287.
- Walker, G. (1973). Stirling-Cycle Machines. Clarendon Press, Oxford, University of Calgary, 1-50, 52-63, 86-102, 128-129.

7.1 İnternet Kaynakları

1- [http://www.dmg-](http://www.dmg-lib.org/dmglib/main/portal.jsp?mainNaviState=browse.images.viewer&id=38133023)

[lib.org/dmglib/main/portal.jsp?mainNaviState=browse.images.viewer&id=38133023](http://www.dmg-lib.org/dmglib/main/portal.jsp?mainNaviState=browse.images.viewer&id=38133023),
(08.09.2015)

2- <http://www.douglas-self.com/MUSEUM/POWER/axialsteameng/axialsteameng.htm>,
(08.09.2015)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Muhammed ARSLAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Boğazlıyan/Yozgat 11.08.1992
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) : 0 544 802 64 60/arslanmuhammed@windowlive.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Yozgat Anadolu Lisesi (2006-2010)
Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknoloji Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği (2010-2014)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı (2014-2016)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : GENMOT Crankshaft Industry'de kalite kontrol operatörlüğü (2013),
113M192 No'lu TÜBİTAK projesinde bursiyerlik (2014-2016).

Yayınları (SCI ve diğer) : Halit KARABULUT, Can ÇINAR, Fatih AKSOY, Hamit SOLMAZ, Yaşar Önder ÖZGÖREN, Muhammed ARSLAN ve Halil İbrahim EROĞLU, Hava Şarjlı Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 12(3), 27-35, 2015.