

BİR STİRLİNG MOTORUNA GÜNEŞ ENERJİSİ UYGULANMASI

Fatih AKSOY

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2011

ANKARA

Fatih AKSOY tarafından hazırlanan “BİR STİRLİNG MOTORUNA GÜNEŞ ENERJİSİ UYGULANMASI” adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Halit KARABULUT

.....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Halit KARABULUT

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Atilla KOCA

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Prof. Dr. Muhammet YÜRÜSOY

.....

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, A.K.Ü.

Doç. Dr. Can ÇINAR

.....

Makine Eğitimi, Anabilim Dalı, G.Ü.

Tarih: 15/06/2011

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Fatih AKSOY

BİR STİRLİNG MOTORUNA GÜNEŞ ENERJİSİ UYGULANMASI**(Doktora Tezi)****Fatih AKSOY****GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ****Haziran 2011****ÖZET**

Bu çalışmada, güneş enerjisi uygulamaları için daha önce bir TUBİTAK projesi kapsamında geliştirilmiş olan beta tipi bir Stirling motorunun güneş enerjisi ile testleri yapılmıştır. Deney sistemi Stirling motoru, frensel mercek, platform ve test ekipmanlarından oluşmaktadır. Güneş enerjisi doğrudan doğruya displacer silindirinin sıcak ucunda bulunan bir kavitinin içerisine odaklanmıştır. Bakır, alüminyum ve paslanmaz çelik olmak üzere üç farklı malzemeden yapılmış kavitelerin performans testleri yapılmıştır. Bakır kaviti ile yapılan testlerde, displacer strok boşluğunun üst yüzey sıcaklığı 185 °C olarak belirlenmiş, maksimum güç, moment ve toplam verim 4,7 bar şarj basıncında sırası ile 22 W, 1,09 Nm ve 2,95% olarak elde edilmiştir. Alüminyum kaviti ile yapılan testlerde, displacer strok boşluğunun üst yüzey sıcaklığı 425 °C olarak belirlenmiş, maksimum güç, moment ve toplam verim 6 bar şarj basıncında sırası ile 64,37 W, 2,93 Nm ve %8,67 olarak belirlenmiştir. Paslanmaz çelik kaviti ile yapılan testlerde, displacer strok boşluğunun üst yüzey sıcaklığı 205 °C olarak belirlenmiş, maksimum güç, moment ve toplam verim 5,4 bar şarj basıncında sırası ile 39,95 W, 1,67 Nm ve %5,45 olarak elde edilmiştir. Konik paslanmaz kaviti ile yapılan testlerde, displacer strok boşluğunun üst yüzey sıcaklığı 315 °C olarak belirlenmiş, maksimum güç, moment ve toplam verim 5 bar şarj basıncında sırası ile 40,74 W, 2,26 Nm ve %5,79 olarak belirlenmiştir. Elde edilen performans değerleri beklentilerden düşük kalmaktadır. Performansın düşük çıkmasına odaklayıcı kayıpları, kavitideki geri yansıma kayıpları ve radyasyon kayıplarının sebep olduğu tahmin edilmektedir.

Bilim Kodu : 708.1.091**Anahtar Kelimeler : Stirling motoru, Güneş enerjisi****Sayfa Adedi : 206****Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Halit KARABULUT**

SOLAR ENERGY APPLICATION A STIRLING ENGINE

(Ph.D. Thesis)

Fatih AKSOY

GAZİ UNIVERSITY

INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

June 2011

ABSTRACT

In this study, an experimental setup was constituted for solar energy application of a beta type Stirling engine developed in the project supported by The Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK). The experimental setup was consist of a Stirling engine, a fresnel lens, a platform and test equipments. Solar radiation was directly focused into a cavity taking part at the top of displacer cylinder. Performance tests were conducted with three different cavities made of copper, aluminum and stainless steel. For copper cavity the maximum power, torque and thermal efficiency were obtained as 22 W, 1.09 Nm and 2.95 %, respectively at 4.7 bars charge pressure and 185 °C hot end temperature of the displacer cylinder. For aluminum cavity the maximum power, torque and thermal efficiency were obtained as 64.37 W, 2.93 Nm and 8.67 %, respectively at 6 bars charge pressure and 425 °C hot end temperature. For the cavity made of stainless steel (ASTM 304) the maximum power, torque and thermal efficiency were obtained as 39.95 W, 1.67 Nm and 5.45 %, respectively at 5.4 bars charge pressure and 205 °C hot end temperature of the displacer cylinder. For the conical stainless steel (ASTM 304) cavity the maximum power, torque and thermal efficiency were obtained as 40.74 W, 2.26 Nm and 5.79 %, respectively at 5 bars charge pressure and 315 °C hot end temperature of the displacer cylinder. The efficiency of the system was found to be lower than expectation. It is estimated that the focusing error, back reflection of some solar radiations and thermal losses are major reasons of insufficient performance.

Science Code: 708.1.091

Key Words: Stirling Engine, Solar energy

Page Number: 206

Adviser : Prof. Dr. Halit KARABULUT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca, deneyim ve bilgisiyle beni yönlendiren değerli danışmanım Prof. Dr. Halit KARABULUT'a çok teşekkür ederim. Tez çalışmamın her aşamasında değerli fikirlerinden ve yardımlarından faydalandığım Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU ve Doç. Dr. Can ÇINAR'a; araştırmanın sağlıklı yürütülebilmesi için bana destek olan Doç. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN'e; Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Anabilim Dalındaki hocalarıma; imalat aşamasında bana destek olan N. Erkan SAĞLAM ve M. Kenan ÖZGÜRBÜZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin her aşamasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen anneme, babama, kardeşlerime, eşim Laçine Aksoy'a ve yeni dünyaya gelen oğlum Mehmet Mert Aksoy'a sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xviii
1. GİRİŞ	1
2. GÜNEŞ ENERJİ SİSTEMLERİ.....	5
2.1. Fotovoltaik Sistemler	5
2.2. Parabolik Oluklu Kollektör Sistemleri.....	8
2.3. Güneş Bacaları	11
2.4. Güneş Enerji Kule Sistemi	14
2.5. Parabolik Ayna-Isı Makinesi Güneş Enerji Sistemi.....	19
3. STİRLİNG MOTORLARI	25
3.1. Stirling Motorlarının Termodinamik Çevrimi	25
3.2. Stirling Motorlarının Tarihçesi	30
3.3. Stirling Motoru Çeşitleri	36
3.3.1. Tek etkili Stirling motorları	37
3.4. Hareket Mekanizmaları.....	48
3.4.1. Rhombic hareket mekanizması	48
3.4.2. Eğik plakalı döndürme mekanizması	49

Sayfa

3.4.3.	Sallanan sürücü tip hareket mekanizması	50
3.4.4.	Krank-biyel hareket mekanizması.....	50
3.4.5.	Döner (Wankel) tip hareket mekanizması.....	51
3.5.	Stirling Motorlarının Çalışma Karakteristikleri	52
3.5.1.	Güç ve verim ilişkisi	52
3.5.2.	Tork devir ilişkisi	53
3.5.3.	Periyodik tork değişimi	53
3.5.4.	Isıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları.....	54
3.5.5.	Ölü hacim.....	55
3.5.6.	Aerodinamik ve mekanik sürtünmeler	56
3.5.7.	Enerji dağılımı.....	57
3.5.8.	Gürültü	58
3.5.9.	İlk hareket	59
3.5.10.	Şarj basıncı ve farklı çalışma maddeleri	60
3.6.	Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları.....	62
3.6.1.	Stirling motorlarının avantajları	62
3.6.2.	Stirling motorlarının dezavantajları	63
3.7.	Stirling Motorlarının Kullanım Alanları	63
4.	TERMODİNAMİK ANALİZ.....	64
4.1.	Literatür Bilgileri	64
4.2.	Manivela Hareket Mekanizmalı Motorun Çalışma Prensibi.....	70
4.3.	Motorun Termodinamik Analizi	72
5.	ISI TRANSFERİ ANALİZİ.....	89
5.1.	Literatür Bilgileri	89
5.2.	Kaviti Isı Transferi Analizi.....	91

Sayfa

6. AYNA TASARIMI	99
7. STİRLİNG MOTORU VE TEST DÜZENEĞİ.....	105
7.1. Stirling Motoru.....	105
7.2. Motor bloğu	106
7.3. Krank mili	106
7.4. Manivela	108
7.5. Yer değiştirme pistonu.....	108
7.6. Yer değiştirme silindiri	109
7.7. Güç pistonu	110
7.8. Güç silindiri	111
7.9. Biyel kolları	112
7.10. Yer değiştirme pistonu kuyruğu.....	112
7.11. Kavitiler	113
7.12. Güneş odaklayıcıları	115
7.13. Test Düzeneği	118
8. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA	123
8.1. Güneş Simülatörü ile Yapılan Deneyler	123
8.2. Güneş Enerjisi ile Yapılan Deneyler.....	128
8.2.1. Bakır kaviti ile yapılan deneyler	129
8.2.2. Alüminyum kaviti ile yapılan deneyler.....	132
8.2.3. Paslanmaz kaviti ile yapılan deneyler	135
9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	145
EKLER.....	160
EK-1 İzotermal Analiz Programı	161
EK-2 Motorun Termodinamik Analiz Programı.....	168

Sayfa

EK-3 Motorun Isı transferi.....	174
EK-4 Ayna tasarımı	178
EK-5 Agustos ayı güneş verileri	179
EK-6 Motorun Yapım resimleri.....	180
EK-7 Deney Sonuçları	195
ÖZGEÇMİŞ	205

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. İzotermal analizde kullanılan özellikler.....	78
Çizelge 4.2. İzotermal analizde kullanılan toplam kütle, sıcaklık ve hacimler.....	80
Çizelge 7.1. Yansıtıcı malzemenin özellikleri.....	116

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Fotovoltaik hücrenin yapısı	5
Şekil 2.2. Fotovoltaik pilde elektrik alanı	6
Şekil 2.3. Güneş bacasının temel çalışma prensibi	11
Şekil 3.1. Stirling çevrimi p-v ve T-s diyagramları	25
Şekil 3.2 Stirling çevriminin termodinamik süreçleri	26
Şekil 3.3. Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı	28
Şekil 3.4. Cayley tarafından imal edilen ilk açık çevrimli sıcak hava motoru.....	30
Şekil 3.5. Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru	30
Şekil 3.6. Alfa (α) tipi Stirling motorları	38
Şekil 3.7. Alfa (α) tipi motorun çalışma prensibi.....	38
Şekil 3.8. Krank-biyel mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları	40
Şekil 3.9. Tek etkili beta (β) tipi Stirling motoru çalışma prensibi.....	41
Şekil 3.10. Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları.....	43
Şekil 3.11. Gama tipi motoru	44
Şekil 3.12. Serbest pistonlu Stirling motoru	46
Şekil 3.13. Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi	47
Şekil 3.14. Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru	48
Şekil 3.15. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru	49
Şekil 3.16. Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru	50
Şekil 3.17. Krank biyel hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	51
Şekil 3.18. Döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru	51

Şekil	Sayfa
Şekil 3.19. Philips Stirling motorunun motor hızına bağlı olarak güç ve verim değişimi	52
Şekil 3.20. Motor devrine bağlı olarak motor torku değişimi.....	53
Şekil 3.21. Stirling ve buji ateşlemeli motorların tork değişimleri	54
Şekil 3.22. Philips stirling motorunda ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarının motor çıkış gücü ve verime etkileri.....	55
Şekil 3.23. Ölü hacim oranına bağlı boyutsuz çıkış gücü değişimi	56
Şekil 3.24. Sürtünme kayıplarının motor çıkış gücü ve termik verime etkileri	57
Şekil 3.25. Stirling motorunda enerji akışı	58
Şekil 3.26. Stirling motorunun gürültü seviyeleri değişimi	59
Şekil 3.27. Bir Stirling motoru için ilk hareket mekanizması.....	60
Şekil 3.28. Ortalama çalışma basıncının motor çıkış gücüne etkileri	61
Şekil 3.29. Farklı çalışma akışkanları ile Stirling motorunda performans değerlerinin karşılaştırılması	61
Şekil 4.2. Prototipin şematik resmi	71
Şekil 4.3. Beta tipi Stirling motorunun hareket mekanizması	74
Şekil 4.4. Rhombic hareket mekanizması	76
Şekil 4.5. Manivelalı ve Rhombic hareket mekanizmalı motorların hacim değişimleri	77
Şekil 4.6. Krank, Rhombic ve manivela hareket mekanizmalı motorun basınç-hacim değişimi	82
Şekil 4.7. Manivelalı, Rhombic ve Krank tahrikli motorların aynı şarj basıncında p-V diyagramlarının karşılaştırılması.....	83
Şekil 4.8. Piston çalışma boşluğunun çevrimlik işe etkisi	84
Şekil 4.9. Şarj ve çalışma hacmi basıncı arasındaki ilişki	84
Şekil 4.10. İç yüzey ısı taşınım katsayısının çevrimlik işe etkisi.....	86

Şekil	Sayfa
Şekil 4.11. Isıtma ve soğutma kanalında sıcaklık değişimi	87
Şekil 4.12. Çevrimlik işin ısı taşınım katsayısı ve çalışma maddesi kütleğine bağlı değişimi	88
Şekil 4.13 Motor gücünün motor devri ile değişimi	88
Şekil 5.1. Açık ağızlı kaviti.....	89
Şekil 5.2. Üç farklı kaviti	90
Şekil 5.3. Isı transferi için kullanılan grid yapısı	93
Şekil 5.4. Kaviti z ekseninde sıcaklık dağılımı	98
Şekil 6.1. Bir parabolik kollektörün basit geometrik ilişkileri.....	99
Şekil 6.2. Geliştirilen parabolik kollektörün basit geometrik ilişkileri.....	100
Şekil 6.3. Birinci yansıtıcı.....	103
Şekil 6.4. İkinci yansıtıcı.....	104
Şekil 8.1. Motor momentinin motor devrine bağlı olarak değişimi (400W)	124
Şekil 8.2. Motor momentinin motor devrine bağlı olarak değişimi (1000W)	124
Şekil 8.3. Motor gücünün motor devrine bağlı olarak değişimi (400W).....	125
Şekil 8.4. Motor gücünün motor devrine bağlı olarak değişimi (400W).....	125
Şekil 8.5. Motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (400W).....	126
Şekil 8.6. Motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (1000W).....	126
Şekil 8.7. Şarj basıncına bağlı olarak motor gücü, momenti ve veriminin değişimi (400 W)	127
Şekil 8.8. Şarj basıncına bağlı olarak motor gücü, momenti ve veriminin değişimi (1000 W)	127
Şekil 8.9. Nodal analiz programında elde edilen p-v diyagramı.....	128
Şekil 8.10. 4 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	130

Şekil	Sayfa
Şekil 8.11. 4,7 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve..... momentlerinin değişimi	131
Şekil 8.12. 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi	132
Şekil 8.13. 4 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve..... momentlerinin değişimi	133
Şekil 8.14. 5 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve..... momentlerinin değişimi	134
Şekil 8.15. 6 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve..... momentlerinin değişimi	134
Şekil 8.16. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi	135
Şekil 8.17. 4,5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	137
Şekil 8.18. 5,4 bar şarj basıncında kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	137
Şekil 8.19. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi	138
Şekil 8.20. 3 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	139
Şekil 8.21. 4 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	140
Şekil 8.22. 5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	140
Şekil 8.23. 6 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi	141
Şekil 8.24. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (kararlı)	143
Şekil 8.25. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (kararsız).....	143

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Türkiye'nin yıllık toplam güneş radyasyon atlası.....	3
Resim 2.1. Parabolik oluklu kollektör	9
Resim 2.2. Güneş enerji kule sistemi	15
Resim 2.3. Parabolik ayna/ısı-motoru sistemi.....	20
Resim 5.1. Dış yüzey odaklamalı sistem	92
Resim 7.1. İmalatı yapılan beta tipi Stirling motoru	105
Resim 7.2 Motor bloğunun resimleri	106
Resim 7.3. Krank mili	107
Resim 7.4. Krank mili ve bağlı elemanlar.....	107
Resim 7.5. Manivela	108
Resim 7.6. Yer değiştirme pistonu	109
Resim 7.7. Konik yer değiştirme pistonu	109
Resim 7.8. Yer değiştirme silindiri	110
Resim 7.9. Güç pistonu	111
Resim 7.10. Geliştirilmiş güç silindiri	111
Resim 7.11. Yer değiştirme ve güç pistonu biyelleri	112
Resim 7.12. Yer değiştirme pistonu kuyruğu.....	113
Resim 7.13. Bakır kaviti	113
Resim 7.14. Alüminyum kaviti	114
Resim 7.15. Paslanmaz silindirik kaviti.....	115
Resim 7.16. Paslanmaz konik kaviti	115

Resim	Sayfa
Resim 7.17. İki yansıtıcı ve Stirling motorundan oluşan sistemi.....	116
Resim 7.18. 180 cm çapında birinci yansıtıcı	117
Resim 7.19. Fresnel mercek	118
Resim 7.20. Sabit dinamometre	119
Resim 7.21. Seyyar dinamometre	119
Resim 7.22. 12 kanallı M3D12X marka sıcaklık ölçer.....	120
Resim 7.23. İnfrared termometre	120
Resim 7.24. Piranometre	121
Resim 7.25. Halojen lambalar	121
Resim 7.26. Güneş enerji test düzeneği	122

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (j/kgK)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (j/kgK)
D	Piston çapı (m)
e_c	Soğuk hacmin uzunluğu (m)
e_h	Sıcak hacmin uzunluğu (m)
$H_p/2$	Piston tepesi ve pim eksenini arasındaki mesafe (m)
H_d	Displacer uzunluğu (m)
h	Isı taşınım katsayısı ($W / m^2 K$)
l_d	Displacer biyel kolu uzunluğu (m)
l_m	Manivelanın dönme merkezi ile krank mili kol muylusunun manivela koluna temas noktası arasındaki mesafe (m)
l_r	Displacer rot uzunluğu (m)
l_{rh}	Rhombic biyel uzunluğu (m)
l_p	Piston kolu uzunluğu (m)
m	Çalışma maddesinin kütlesi (kg)

P	Şarj basıncı (Pa)
R	Gaz sabiti (J/kg K)
R_{cr}	Krank yarıçapı (m)
S_L	Manivela kolunun biyele bağlantısının uzunluğu (m)
T	Sıcaklık (K)
U_c	Manivela sabitleme pimi ile silindir üst yüzeyi arasındaki mesafe (m)
U_{cr}	Rhombic dişli merkezi ile silindir üst yüzeyi arasındaki mesafe (m)
V	Hacim (cm ³)
W	Çevrimlik iş (j)
$\pi/2-\varphi$	Manivelanın kollarının birleşme açısı (rad)
β_p	Piston kolunun silindir eksenine ile yaptığı açı (rad)
β_d	Displacer kolunun silindir eksenine ile yaptığı açı (rad)
β_r	Rhombic biyelinin dişli eksenine ile yaptığı açı (rad)
γ	Manivelanın oluklu kısmının silindir eksenine arasındaki açı (rad)
θ	Krank milin toplam dönüş miktarı (rad)

δ Akış kanalı genişliği (m)

Kısaltmalar Açıklama

MTA Maden Tetkik ve Arama Enstitüsü

PV Fotovoltaik

1. GİRİŞ

Enerji tüketimi ülkelerin sosyal ve ekonomik gelişimini gösteren önemli bir unsurdur. Ülkelerin ekonomik gelişimi enerji tüketimi ile orantılı olarak değişim göstermektedir. Günümüzde insanoğlunun enerji ihtiyacının büyük çoğunluğu fosil kaynaklardan, hidrolik ve nükleer enerjiden sağlanmaktadır. Enerji kaynakları, üretildiği miktarlar göz önüne alınarak, “birincil enerji kaynakları” ve “ikincil enerji kaynakları” olarak iki grupta incelenebilir. Birincil enerji kaynaklarını fosil kaynaklar (kömür, petrol, vb.) ve nükleer enerji oluşturmaktadır. İkinci enerji kaynakları ise güneş enerjisi, jeotermal enerji, gel-git enerjisi, dalga enerjisi, rüzgar enerjisi, füzyon enerjisi vb. enerji kaynaklarından oluşmaktadır [1].

Günümüzde enerji ihtiyacının temininde, genellikle kömür, petrol, doğalgaz gibi yakıtlar kullanılmaktadır. Ancak bu yakıtların yakın bir gelecekte tükenme olasılığı oldukça fazladır. Endüstrinin gelişmesine paralel olarak bu kaynaklar azalmaktadır. Aynı şekilde, nükleer santrallerinin temel enerji kaynağı olan uranyum ve toryum rezervleri de oldukça sınırlıdır [2].

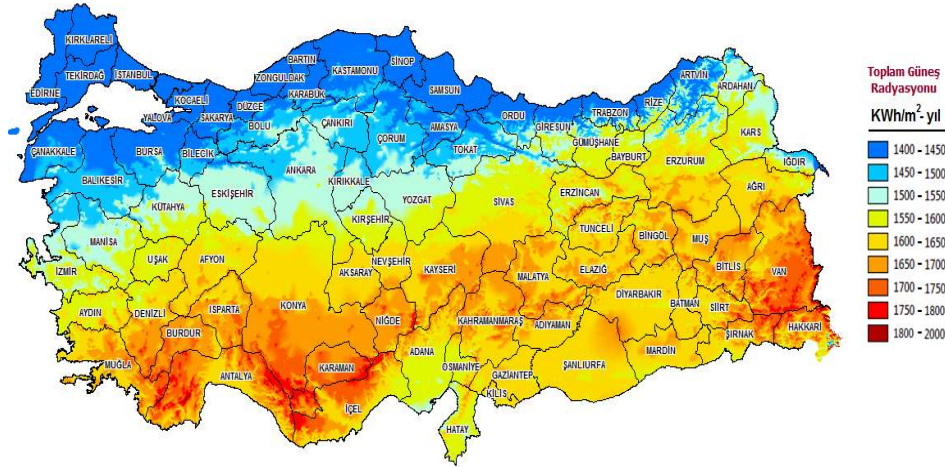
Dünya enerji ihtiyacının %88’ini karşılayan fosil yakıtların kullanımı çevre kirliliğinin artmasına ve küresel ısınmaya sebep olmaktadır. Kömür, doğalgaz ve petrol gibi binlerce yılda oluşmuş kaynaklar yaşam kalitesini artırmak amacıyla tüketildikçe; atıkları ile hava, su ve toprak kirletilmektedir. Buna ilave olarak yakıtlarının yanması ile meydana gelen egzoz gazları giderek artmakta ve çevreye büyük zararlar vermektedir. Atmosferdeki CO₂ miktarının artması ile küresel ısınma da artmaktadır. Ayrıca SO₂, NO_x, HC ve partikül parçacıklarının emisyonu da çevresel problemlere sebep olmaktadır. Yakıtların yarattığı olumsuzlukların sadece yaşanılan çevreyle sınırlı kalmayıp atmosfere de yayılmaya başladığında; kaçınılmaz olarak bu kirlilik ekolojik dengenin bozulmasına ve dünya yaşamını tehdit etmektedir. Hava kirliliğindeki bu ciddi değişimler doğal olarak insan sağlığını da olumsuz yönde etkilemektedir. Hem uranyum hem de toryum stratejik birer madde olmaları bakımından, savaş veya siyasi menfaatler söz konusu olduğu takdirde bu maddelere sahip ülkeler diğer ülkelere ambargo uygulayabilir veya sınırlamalar

getirilebilir. Bu yüzden nükleer enerji aynı zamanda bir bağımlılık olarak kabul edilebilir [2].

1970’li yıllarda yaşanan petrol krizi, gelişmiş ülkeleri yenilenebilir enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Yenilenebilir enerji teknolojisi sürekli ve temiz enerjiye ulaşmayı sağlamaktadır. Dünyanın her yerinde yenilenebilir enerji kaynaklarının bir ya da birkaç çeşidine rastlamak mümkündür. Bu kaynakların en büyük avantajlarından birisi de ekolojik dengeye zarar vermemesidir [2].

Güneş, rüzgar, jeotermal, biokütle, katı atık ve gelgit enerjileri yenilenebilir enerji kaynaklarını oluşturmaktadır. Bu enerji kaynakları arasında güneş enerjisi en önemli potansiyele sahiptir [3]. Yeryüzünden yaklaşık olarak 151.106 milyon km uzaklıktaki güneşin içerisinde sürekli olarak hidrojenin helyuma dönüştüğü füzyon reaksiyonları gerçekleşmekte ve oluşan kütle farkı ısı enerjisine dönüşerek uzaya yayılmaktadır. Ancak bu enerjinin çok küçük bir kısmı yeryüzüne ulaşmaktadır. Yeryüzüne ulaşan güneş ışıınımı değeri yaklaşık 1000 W/m^2 olarak kabul edilmektedir [4].

Türkiye 36° ve 42° enlemleri arasında kuzey yarımkürede yer aldığı için güneş enerji potansiyeli oldukça yüksektir [5]. Türkiye’nin yıllık güneş enerji potansiyeli 1,3 milyar ton petrole eşittir [6]. Türkiye’nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat, ortalama toplam ışıınım şiddeti günlük toplam $3,6 \text{ kWh/m}^2\text{-gün}$ olduğu tespit edilmiştir [7-9]. Resim 1.1’ de Türkiye’nin yıllık güneş radyasyonu atlası görülmektedir [10]. Şekilde görüldüğü gibi özellikle Güney Doğu Anadolu ve Akdeniz bölgeleri güneş enerjisi uygulamaları için oldukça elverişlidir.



Resim 1.1. Türkiye'nin yıllık toplam güneş radyasyon atlası [10]

Güneş enerjisinden elektrik üretiminde parabolik oluklu kolektörler, güneş enerji kule sistemleri, ayna-ısı makinesi sistemleri, güneş bacaları ve fotovoltaik sistemler kullanılmaktadır.

Parabolik oluklu kolektör sistemlerinde güneş radyasyonu bir ısı transfer akışkanını ısıtmak için bir cam tüp içerisinde yer alan bir metalik tüp üzerine odaklanır. Bir ısı eşanjörü içerisinde ısıtılmış akışkanın dolaşmasıyla, kızgın buhar üretilir. Kızgın buhar kullanılarak türbin-jeneratör sisteminde elektrik üretilir [11, 12].

Güneş enerji kule sistemi, bir kule, kulenin üzerine yerleştirilmiş bir alıcı, kulenin etrafına yerleştirilen heliostatlar, bir buhar jeneratörü ve bir buhar türbininden oluşmaktadır. Heliostatlar güneş ışınlarını güneş enerji kulesi üzerindeki alıcıya odaklamakta ve elde edilen termal enerji bir çalışma maddesi kullanılarak türbin-jeneratör sistemine aktarılmaktadır [11,12].

Ayna-ısı makinesi sisteminde güneş enerjisi bir alıcı üzerine odaklanır. Alıcı güneş radyasyonunu ısıya dönüştürür ve ısı bir ısı motorunun çalışma maddesine direkt olarak transfer edilebilir ya da alıcı bir çalışma maddesine ısıyı aktararak buhar türbini-elektrik jeneratörüne iletir [11,12]. Parabolik ayna-ısı makinesi sisteminde

Stirling ya da Brayton çevrimi ile çalışan ısı makineleri kullanılmaktadır [13]. Bu ısı makineleri arasında Stirling motoru en yaygın olanıdır [14].

Fotovoltaik piller, yüzeylerine gelen güneş ışınlarını doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren yarı iletken maddelerdir. Güneş pillerinin yüzey alanları 100 cm^2 civarında, kalınlıkları ise 0,2-0,4 mm arasındadır. Fotovoltaik pillerin yüzeylerine ışık düştüğünde elektrik gerilimi oluşturlar [15].

Güneş bacalarının temel bileşenlerini sistemin ortasına yerleştirilen kule (baca), kule etrafına yerleştirilen altında havanın güneş radyasyonu ile ısıtılmasını sağlayan cam toplayıcı ve ısınan havanın kinetik enerjisinden elektrik üreten rüzgar türbininden oluşturmaktadır [16].

Parabolik oluklu kollektör, güneş enerji kuleleri ve parabolik ayna-ısı makinesi sistemlerinin verimleri sırası ile %21, %23 ve %29'dir [17]. Fotovoltaik hücrelerin güneş enerjisini elektrik enerjisine dönüşüm verimi %5-20 arasında değişmektedir [18]. Bu sistemler arasında parabolik ayna/ısı-motoru sistemi ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmada, beta tipi bir Stirling motoruna güneş enerjisi uygulayarak motor performansının belirlenmesi amaçlanmıştır. Stirling motorunun performansı nodal analiz metodu kullanarak farklı ısı taşınım katsayıları için belirlenmiştir. Güneş enerjisini belirli bir bölgeye odaklamak amacı ile fresnel mercekle kullanılmıştır. Bu enerjiyi Stirling motorunun sıcak hacminde bulunan çalışma maddesine aktarmak amacı ile kaviti tasarlanmıştır. Kavitede oluşan iletimle ısı transferi 600 W/m^2 ısı akısı için belirlenmiştir. Kaviti alüminyum, bakır ve paslanmaz çelik olmak üzere üç farklı malzemeden imal edilmiştir. Kavitelerin motor performansına etkileri çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak farklı şarj basınçları için incelenmiştir.

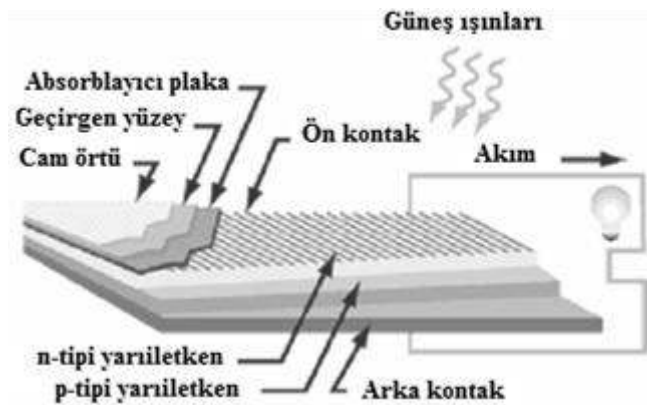
2. GÜNEŞ ENERJİ SİSTEMLERİ

Güneş enerjisinden elektrik üretiminde kullanılan fotovoltaik hücreler, parabolik oluklu kollektörler, güneş bacaları, güneş enerji kuleleri ve ayna/ısı-motoru sistemlerinin yapısı, çalışması, kullanım alanları ve diğer özellikleri aşağıda verilmektedir.

2.1. Fotovoltaik Sistemler

Güneş enerjisinden doğrudan elektrik üretimini sağlayan yapılara güneş pilleri ya da daha yaygın ismiyle fotovoltaik (Photovoltaic, PV) piller denilmektedir [20]. Fotovoltaik kelimesi Latince ışık anlamında kullanılan “Photo” ve elektriksel bir büyüklük olan gerilimin birimi “Volta” (Count Volta: 1745–1827 İtalyan fizikçi) kelimelerinin bileşiminden ortaya çıkmıştır [4,19,20].

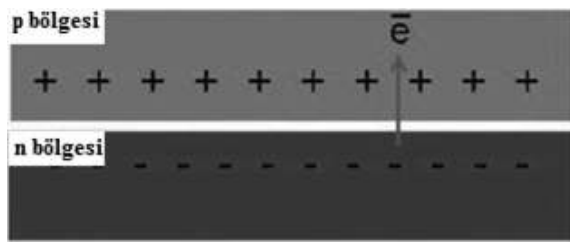
Fotovoltaik hücrelerin temelinde birbirine zıt kutuplara sahip iki yarı iletken katman bulunmaktadır. Bu yarı iletken katmanlar silisyum, kadmiyum tellür, galyum arsenit gibi malzemelerden üretilir. Ancak yarı iletken kısımların üretiminde genellikle silisyum kullanılır. Şekil 2.1.’de fotovoltaik pilin yapısı ve bölümleri görülmektedir [19].



Şekil 2.1. Fotovoltaik hücrenin yapısı [19].

Fotovoltaik pillerin çalışması şu şekilde özetlenebilir. Fotonlar halindeki ışık güneş piline temas ettiğinde dıştaki geçirgen tabakadan geçerek yarı iletken madde tarafından absorbe edilir. Böylece ışığın bünyesindeki enerji yarı iletken malzemeye geçmiş olur. Işığın absorbe edilmesiyle serbest kalan elektronların hareketi akımı oluşturur. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi fotovoltaik hücrenin yapısında yarı iletken bölümün alt ve üst taraflarına yerleştirilmiş olan ön ve arka metal kontaklar yarı iletkenlerin bulunduğu bölümde oluşan bu akımın dışarıya çekilerek kullanılmasına olanak tanır. Fotovoltaik hücre içinde fotovoltaik etkiyi yaratan, yani güneş ışığı soğurulduktan sonra elektron akışının ortaya çıkmasını sağlayan yarı iletken bölge ise kendi içinde iki kısımdan meydana gelmektedir [19].

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi fotovoltaik hücrelerdeki bu iki katmanlı yarı iletken bölgeyi p-n bölgesi olarak da adlandırabiliriz. Bu iki katmandan birincisi elektron sayısının azlığı nedeniyle pozitif yüklü olan n tipi silikon, ikincisi de elektron fazlalığıyla negatif yüklü olan p tipi silikondur. Bu iki katmandaki elektron azlığı ve fazlalığı bu bölgenin her iki tarafında bir elektrik alanının oluşmasına neden olur. Böylelikle fotovoltaik hücrenin aydınlanan yüzünün alanına ve yüzeye düşen ışığın şiddetine bağlı olarak bir elektrik akımı meydana gelir. Açık, güneşli bir havada 10 cm çapında bir fotovoltaik pil yaklaşık 1 Watt güç üretir. Pilin verimi kullanılan malzemeye bağlıdır [19].



Şekil 2.2. Fotovoltaik pilde elektrik alanı [19].

Güneşin dünyada bulunan nükleer ve jeotermal enerji kaynakları dışındaki diğer bütün enerji kaynaklarının ana kaynağı olduğu bilinen bir gerçek olmasına rağmen güneş enerjisini doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren sistemler oldukça yenidir [20]. 1839 yılında Edmond Becquerel, elektrolit içerisine daldırılmış elektrotlar

arasındaki gerilimin, elektrolit üzerine düşen ışığa bağımlı olduğunu gözlemlemiş ve fotovoltaiik olayını bulmuştur [1,3,4,15,20,21]. 1873 yılında selenyumun ısı iletkenliği Willoughby Smith tarafından keşfedilmiştir [4]. 1876 yılında Adams ve Day selenyum kristalleri ile fotovoltaiik etkiyi gözlemlemişlerdir [3,15,21]. 1914 yılında fotovoltaiik diyotların verimliliği %1 değerine ulaşmış ise de gerçek anlamda güneş enerjisini %6 verimlilikle elektrik enerjisine dönüştüren fotovoltaiik diyotlar ilk kez 1954 yılında silikon kristali üzerine gerçekleştirilmiştir [15].

1992-1994 yılları arasında Avustralya'ya 200 kW'lık çatı programı kapsamında ortalama kapasitesi 2,28 kW olan 100 adet fotovoltaiik sistem kurulmuştur. Her fotovoltaiik sistem yaklaşık olarak 15000 \$'a mal olmuştur [22].

Cardona ve Lopez, İspanya Malaga'daki 2 kW gücündeki fotovoltaiik sistemin 1997 yılı boyunca elde edilen verilerinden yararlanarak sistemin performansı ve sistemdeki enerji kayıpları hakkında bilgi vermişlerdir. Bu verilere göre sistem 2678 kWh yıllık ve 7,4 kWh günlük enerji üretmiştir. Sistemin verimi %6,1-%8 arasında değişim göstermiştir [23].

Wiemken ve arkadaşları (2001) Almanya'da 1000 çatı programı çerçevesinde 100 adet fotovoltaiik sistemden elde edilen verileri bireysel ve birleşik fotovoltaiik güç sistemi için incelemişlerdir. Birleşik güç sistemlerinin enerji çıkışının mevcut sisteminin güç seviyesinin maksimum %65'i kadar olduğunu belirlemişlerdir [24].

Cucumo ve arkadaşları (2005), Calabria Üniversitesinde yer alan 3 kW kapasiteli bir fotovoltaiik sistemin performansını incelemişlerdir. Sistemin verimi, deney parametrelerine bağılı olarak %2,9-%9,2 arasında değişim göstermiştir [25].

Li ve arkadaşları (2005), Hong Kong Şehir Üniversitesi'nde kurulan küçük ölçekli bir fotovoltaiik sistemin verim ve performans karakteristiklerini incelemişlerdir. Güneş ve fotovoltaiik sistem tarafından üretilen güç verileri sistematik olarak kayıt edilmiştir. Kasım, Aralık, Ocak ve Şubat aylarında sistemin ortalama günlük verimleri sırası ile %9,7; %8,7; 9,6 ve %9,4 olarak elde etmiştir [26].

Kim ve arkadaşları (2009) Kiemyung Üniversitesi'ne kurulan Osan ve Dongho isimli iki fotovoltaik sistemin performans karakteristiklerini incelemiştir. Dongho ve Osan fotovoltaik sistemlerinin yıllık enerji üretimleri sırası ile 25848 kWh ve 40094 kWh olarak elde edilmiştir. Dongho fotovoltaik sistemin güç üretim verimi %9 ile %15,3 arasında değişirken, Osan fotovoltaik sisteminin güç üretim verimi %10,8-%16,4 arasında değişim göstermiştir. Osan ve Dongho sistemlerinin elektrik üretim maliyetleri sırası ile 0,824\$/kW ve 0,531\$/kW olarak elde edilmiştir [27].

Kymakis ve arkadaşları (2009), Girit adasında yer alan bir fotovoltaik enerji sistemi verilerinden yararlanarak sistemin performansı ve enerji kayıplarını belirlemiştir. 2007 yılında yıllık ortalama enerji çıkışı 1336,4 kWh olarak elde edilmiştir [28].

2.2. Parabolik Oluklu Kollektör Sistemleri

Parabolik oluklu kollektör sistemi kollektör, alıcı ve buhar-gaz türbininden oluşmaktadır. Parabolik oluk şeklindeki kollektör bir odak çizgisi üzerine yerleştirilen bir tüpe güneş ışınlarını odaklamaktadır. Parabolik oluklu kollektörün yüzeyi metal folyo ya da ince aynalardan oluşan bir yansıtıcı malzeme ile kaplanmaktadır. Kollektörler güneş ışınlarını tek ekseninde takip etmektedirler. Kollektörün odak çizgisi üzerine paslanmaz çelik malzemeden imal edilen tüp şeklinde alıcı yerleştirilmiştir. Paslanmaz çelik boru oluşacak ısı kayıplarını azaltmak için cam boru içerisine yerleştirilmiştir [29]. Kollektörler güneş ışınlarını içerisinde çalışma maddesi bulunan alıcıya odaklamaktadırlar. Alıcı içerisinde dolaşan çalışma maddesi ısınmakta ve ısı eşanjörüne iletilerek yüksek basınçta kızgın buhar üretilmektedir. Kızgın buhar bir gaz türbini-jeneratör sisteminde kullanılarak elektrik üretilmektedir. Türbinde kalan buhar bir kondenserde yoğunlaştırılmakta ve buhar üretmek için ısı eşanjörüne geri gönderilmektedir. Çalışma maddesi ısı eşanjörlerinden geçtikten sonra güneş kollektörlerindeki alıcılara gönderilmekte ve çevrim yeniden başlamaktadır [30]. Resim 2.1'de parabolik oluklu güneş enerji sisteminin resmi görülmektedir.



Resim 2.1. Parabolik oluklu kollektör [30]

Parabolik oluklu kollektörlerin ilk pratik uygulaması 1870’li yıllara dayanmaktadır. John Ericsson 373 W gücünde küçük bir motora hareket vermek için $3,25 \text{ m}^2$ ’lik bir parabolik kollektör tasarlamış ve imal etmiştir. Buhar direkt olarak güneş kollektörünün içerisinde üretilmektedir. 1883 yılında, Ericsson bir güneş motorunu New York’da sergilemiştir. Bu sistemde 3,35 m uzunluğunda, 4,88 m genişliğinde bir parabolik oluklu kollektör kullanılmıştır. Sistemde güneş ışınları 15,88 cm çapında bir boruya odaklanmaktadır. Kollektör gümüşlenmiş düz camlardan yapılmıştır. Kollektör güneş ışınlarını manuel olarak izlemektedir. Yaz aylarındaki denemelerde motorun ortalama hızı 120 dev/dak civarında elde edilmiştir [31].

1912 yılında Shuman ve Boys, Nil nehri yakınlarında El Cario’nun güneyindeki küçük bir köy olan Meadi’de kullanılmak üzere bir su pompalama tesisi tasarlamışlar ve inşa etmişlerdir [31,32]. Parabolik oluklu kollektörlerin odak noktasına cam kaplı tüpler yerleştirmişlerdir. Güneş kollektörleri alıcı tüplerin içerisinde 0,1 MPa doymuş buhar üretmiştir. Sistemde beş adet parabolik oluklu kollektör bulunmaktadır. Kollektörler 1250 m^2 toplam yüzey alanına sahiptir [31]

1936 yılında, Abbot 0,37 kW’lık bir buhar motoru ve bir parabolik oluklu kollektör kullanarak güneş enerjisini mekanik enerjiye dönüştürmüştür. Sistemin verimi %15,5 olarak belirtilmiştir [31].

Coolidge güneş enerji sulama projesi kapsamında, 150 kW kapasiteye sahip parabolik oluklu enerji dönüşüm sistemi Arizona'nın Coolidge yakınlarında bir çiftliğe kurulmuştur. Bu sistem 1979 yılının Ekim ayı ve 1982 yılının Eylül ayları arasında çalışmıştır. Bu sistemde 48 adet parabolik oluklu kollektör kullanılmıştır [12].

500 kW kapasiteye sahip bir enerji dönüşüm sistemi Uluslararası Enerji Ajansı tarafından İspanya'nın Tabernas çölünde kurulmuş ve 1981 ile 1986 yılları arasında çalışmıştır. Bu sistemde çalışma maddesi olarak yağ kullanılmıştır. Sistemde fosil yakıtlı ısıtıcı da kullanılmamıştır [12].

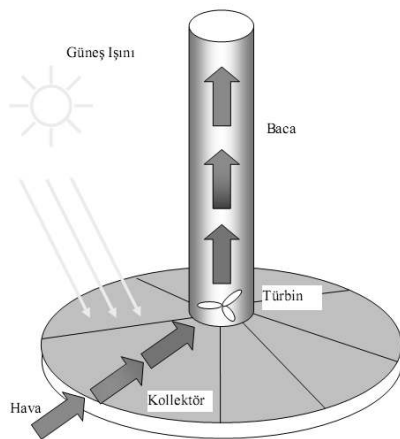
1984 yılında Luz şirketi tarafından 14 MW elektrik üretim kapasitesine sahip parabolik oluklu kollektör sistemi (SEGS I) güney California'da Mohave çölüne kurulmuştur. 1984-1990 yılları arasında altı adet 30 MW ve iki adet 80 MW kapasiteli olmak üzere sekiz parabolik oluklu kollektör sistemi ilave edilerek 354 MW'lık toplam kapasiteye ulaşılmıştır. SEGS sistemi yaklaşık 2 milyon m² kollektör yüzey alanına sahiptir. Sistemin yıllık enerji dönüşüm verimi %14-%18 arasında iken, maksimum verimi %22 civarında elde edilmiştir [17].

Nevada Solar1 parabolik oluklu güneş enerji sistemi, Amerika Birleşik Devletleri Nevada'da El Dorado vadisine kurulmuştur. Sistem her biri 470 m² yansıtıcı yüzey alanına sahip 760 adet parabolik kollektörden oluşmaktadır. 64 MW elektrik üretim kapasitesine sahip bu sistemin yıllık üretim kapasitesi 130 GWh'tir [33].

Andasol projeleri, Solar Millennium ve ACS Cobra tarafından geliştirilen Avrupa'nın ilk büyük ölçekli parabolik oluklu güneş enerji sistemidir. Her bir Andasol projesinin 50 MW kapasiteli ve yıllık 170 GWh elektrik üretmesi planlanmıştır. Andasol 1 ve Andasol 2, 1000 m yüksekliğinde Marqueesado de Zenete vadisine kurulmuştur [31]. Parabolik oluklu enerji dönüşüm sistemlerinin yıllık net enerji dönüşüm veriminin %14 olması ve hibrit sistem olması avantajları arasında yer almaktadır [34]. Ancak bu enerji dönüşüm sistemi 400 °C gibi düşük sıcaklıklarda çalışmakta ve enerji dönüşüm verimi %21 seviyelerinde bulunmaktadır [35].

2.3. Güneş Bacaları

Havanın kaldırma etkisinden yararlanılması ilgili çalışmalar Leonardo da Vinci'ye kadar dayanmaktadır [36]. Güneş bacası fikri ilk olarak 1970'li yıllarda Prof. Dr. Jörg Schlaich tarafından ortaya atılmıştır [37-39]. Bu sistem, konvansiyonel ısı sistemlerine nazaran oldukça farklı bir çalışma prensibine sahiptir. Bu sistemde üç temel fiziksel prensip olan sera etkisi, baca çekişi ve kinetik enerjiye dönüşüm söz konusudur. Dairesel cam kollektör altında bulunan hava, kollektör yüzeyine gelen güneş ışınımı sayesinde ısınır. Isınan hava ve dış ortamdaki soğuk hava arasında oluşan yoğunluk farkından dolayı, hava, kollektörün merkezine doğru yatay olarak taşınır. Kollektör merkezinde bulunan dikey baca ise çekişi hızlandırır ve hava üst ucu açık olan baca tarafından dış ortama atılır. Hızı artarak bacaya yönelen hava, bacanın giriş bölgesinde bulunan türbin ve buna bağlı olan jeneratörü döndürmek suretiyle elektrik enerjisi elde edilmiş olur. Bu çevrim güneş ışınımı ne kadar büyükse o kadar hızlı bir şekilde gerçekleşir. Baca aynı zamanda kollektör altındaki havayı emdiği için, açık bulunan kollektör yanlarından tekrar hava girer. Böylece sürekli çalışma sağlanmış olur. Güneş bacasının temel çalışma prensibi Şekil 2.3'de verilmiştir [36].



Şekil 2.3. Güneş bacasının temel çalışma prensibi [36].

Prof. Dr. Jörg Schlaich tarafından tasarlanan sistem 1980'li yılların başında İspanya'nın Manzanares bölgesine kurulmuştur. Bu sistem 122 m yarıçapında bir

kollektör, 194,6 m yüksekliğinde ve 10 m çapında bir bacadan oluşmaktaydı [40]. 50 kW güç üretim kapasitesine sahip sistem 1986 yılından 1989 yılına kadar başarı ile çalışmıştır [36].

1983 yılında Amerikalı araştırmacı Krisst, 6 m çapında kollektör ve 10 m yüksekliğinde bacaya sahip bir güneş bacasını test etmiştir. Test sonucunda 10 W enerji üretimi gerçekleştirmiştir [37].

1985 yılında Kulunk; 9 m² kollektör alanına, 3,5 cm yarıçapında ve 2 m yüksekliğinde bir bacadan oluşan küçük ölçekli bir güneş bacası imal etmiş ve 0,14 W elektrik gücü elde etmiştir [37].

Ong ve Chow tarafından yapılan çalışmada, bir güneş bacasının performansını belirlemek için bir matematik model geliştirilmiştir. Kararlı durum için ısı transfer eşitliklerini bir termal direnç devresi kullanarak düzenlemişler ve matris inversiyon kullanarak çözmüşlerdir. Ayrıca, hava boşluğu ve güneş radyasyonunun farklı güneş bacalarının performansı üzerine etkisini incelenmişlerdir [41].

Padki ve Sherif güneş bacasının performansını belirlemek için basit bir analitik model geliştirmişlerdir. Geliştirilen analitik modelin verim ve gücünü diferansiyel model ile farklı baca giriş alanları (0-1500 m) için karşılaştırmışlardır. İki model arasında %4-6 arasında hata payı elde edilmiştir [42].

Pasumarthi ve Sherif güneş bacasının performans karakteristiklerini belirlemek için hava hızı, hava sıcaklığı ve güneş bacasının çıkış gücü üzerine değişik parametrelerin etkilerini inceleyen bir matematik model geliştirmişlerdir [43].

Pasumarthi ve Sherif tarafından gerçekleştirilen diğer bir çalışmada ise üç farklı kollektör yapısına sahip güneş bacası üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Farklı uzaklıklarda üç farklı kollektör tipi için kollektör altındaki hava sıcaklığı ayrı ayrı ölçülmüş ve sonuçları matematik modelle karşılaştırmışlardır [44].

Ming Tingzhen ve arkadaşları, farklı parametrelerin baca ve atmosfer arasındaki statik basınç farkı, itici kuvvet, çıkış gücü ve verime etkilerini belirleyen kapsamlı bir analitik model geliştirmişlerdir. Ayrıca, İspanya Manzanares'deki güneş bacası prototipin kullanarak sistem performansı üzerine geometrik modifikasyonların etkilerini nümerik olarak incelemişlerdir. Nümerik ve analitik sonuçları karşılaştırmışlar ve birbiri ile uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. [38].

Metin (2005) güneş bacası içindeki doğal konveksiyon akışını sayısal olarak incelemiştir. Momentum, kütle ve enerjinin korunumu denklemleri uygun sınır şartlarında PHOENICS paket programı kullanılarak çözülmüştür. Isı akılarının, çevre sıcaklığının, kollektör yüksekliği ve uzunluğunun artması hava hızı ve sıcaklığını artırmıştır. Artan hava hızı ve sıcaklığının kütleli debiyi ve güneş bacası çıkış gücünü artırdığı gözlemlenmiştir [16].

Pretorius ve Kröger (2005) büyük ölçekli güneş bacaları için konvektif ısı transfer denklemleri, türbin giriş katsayıları, kollektör kalitesi ve çeşitli tip toprakların (kireç taşı, kum ve granit) performansa etkilerini incelemişlerdir [16,45].

Zhou ve arkadaşları, Manzanares'teki prototipten elde edilen verileri kullanarak maksimum çıkış gücü için optimum baca yüksekliğini teorik bir modelle ile belirlemişlerdir. 615 m optimum baca yüksekliği için 102,2 kW maksimum çıkış gücü tespit etmişlerdir [46].

Koonsrisuk ve Chitsomboon literatürde önerilen beş farklı teorik modelde geometrik ve güneş radyasyonu gibi çeşitli parametreleri kullanarak güneş bacası sisteminin performansını analiz etmişlerdir. Ayrıca, sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) ve Ansys CFX programı kullanarak güneş bacasının performansını hesaplamış ve teorik modellerle karşılaştırmıştır [47].

Bilgen ve Rheaaault yüksek enlemlerde güç üretimi için bir güneş baca sistemi tasarlamış ve performansını incelemişlerdir. Termodinamik çevrim ve aylık meteorolojik veriler temel alınarak bir matematik model geliştirilmiştir. Canada

Ottawa, Winnipeg ve Edmonton'daki veriler kullanılarak 5 MW termal performansa sahip üç sistem için çalışmalar gerçekleştirilmiştir [48].

Bernardes ve arkadaşları güneş bacasının çıkış gücünü ve çıkış gücü üzerine çeşitli yapım koşullarının ve ortam şartlarının etkilerini analiz etmek için bir matematik model geliştirmişlerdir. Matematik modelden elde edilen veriler Manzanares'deki prototipten alınan verilerle uyum içersindedir. Çıkış gücü baca yüksekliği, kollektör alanı ve kollektörün geçirgenliğinin artması ile artırılabilir. Bacanın yüksekliği, türbindeki basınç düşme faktörü, çap ve kollektör özellikleri güneş bacası tasarımında önemli parametreler olarak belirlenmiştir [49].

2.4. Güneş Enerji Kule Sistemi

Güneş enerji kuleleri parabolik oluklu kollektör sistemlerinden biraz farklı bir yaklaşıma sahiptir. Parabolik oluklu kollektörler bir sıra boyunca uzanan bir ısı toplama sistemi kullanırken, güneş enerji kuleleri ısıyı merkezi bir noktaya odaklamaktadır [50]. Resim 2.2.'de güneş enerji kule sistemi görülmektedir.



Resim 2.2. Güneş enerji kule sistemi [30]

Güneş enerji kule sistemi, bir kule üzerine yerleştirilen merkezi bir alıcı ve heliostat olarak adlandırılan özel aynalardan oluşmaktadır. Kule heliostatların merkezine yerleştirilmiş ve güneş ışınları kule üzerindeki merkezi alıcıya odaklanmaktadır.

Oluklu ya da parabolik aynalar heliostat olarak kullanılabilir. Ancak aynalar çok uzun odak uzunluğuna sahip oldukları için neredeyse düz görünmektedirler. Her ayna bağımsız olarak güneş ışınlarını takip etmekte ve gelen ışınlar alıcıya yönlendirilmektedir. Büyük miktarlarda elektrik üretmek için heliostat alanı oldukça büyük imal edilmektedir. Bir güneş enerji kule sisteminin en önemli parçası ısı toplama ve transfer sistemidir. Güneş enerji kulesinin üzerinde yer alan merkezi alıcı bir ısı transfer akışkanın aktığı tüplerden oluşmaktadır. Alıcı heliostatlardan gelen ısıyı absorbe ederek çalışma maddesine aktarmaktadır. Isınan çalışma maddesi buhar üretmek için bir ısı eşanjörüne pompalanmaktadır. Ancak modern tasarımların yapısında önemli bir fark vardır. Güneş enerji kulesindeki çalışma maddesi alıcıdan ısı eşanjörüne doğrudan pompalanmaz. Bunun yerine çalışma maddesini 24 saate kadar depolayabilecek iyi yalıtılmış yüksek sıcaklık depolama tankına gönderir. Çalışma maddesi sıcak depolama tankından ihtiyaç duyulduğunda buhar üretmek için ısı eşanjörüne pompalanır. Isı eşanjöründen çıkan çalışma maddesi düşük sıcaklık depolama tankında depo edilir. Böylece çalışma maddesi yeniden ısıtmak için alıcıya gönderilir. Bu sayede güneş ışığının olmadığı zamanlarda da sürekli güç üretimi sağlanabilmektedir [50].

Güneş radyasyonunu çoklu ayna yüzeylerine ya da büyük sayıda heliostat kullanarak toplama fikri oldukça eskilere dayanmaktadır. 1896 yılında, Barr güneş ışınlarını vagonların üzerindeki parabolik aynaları kullanarak kule üzerindeki ısı motoruna yönlendirmek için bir patent almıştır [12].

Francia (1967) İtalya’da Genova üniversitesinde bir merkezi alıcı sistemin pilot modelini geliştirmiştir. Bu sistemde, kulenin üzerindeki yaklaşık 650 °C sıcaklıkta buhar üreten bir alıcıya, güneş radyasyonunu yansıtma için 271 heliostat kullanılmıştır [12].

Georgia Teknoloji Enstitüsü’nde, 400 kW kapasiteli bir sistem test edilmiştir. Bu sistem toplam 532 m² toplam alana sahip ve her biri 111 cm çapında 550 heliostattan oluşmaktadır. Kule 21,3 m uzunluğunda ve heliostatların merkezine yerleştirilmiştir.

Ayrıca sistemde, bir bilgisayar kontrollü veri toplama sistemi ve bir ısı yayma sistemi (heat rejection system) bulunmaktadır [12].

1978 yılında New Mexico Albuquerque’de DOE tarafından 5 MW kapasiteye sahip bir güneş enerji kulesi yapılmış ve Sandia laboratuvarlarında çalıştırılmıştır. Bu sistemde 8250 m² toplam reflektör alanına sahip 222 adet heliostat kullanılmıştır. Alıcıya 288 °C’de su buharı sağlanmaktadır [12].

1981 yılının Mart ayında Fransa’nın güneyindeki Targasonne’de THEMIS projesi kapsamında 2,5 MW’lık bir güneş enerji kule sistemi çalıştırılmıştır. Güneş radyasyonu her biri 54 m² yüzey alanına sahip 200 heliostat tarafından 100 m uzunluğundaki beton kulenin üzerindeki kaviti tipi bir alıcıya odaklanmaktadır. Alıcıda absorbe edilen enerji sayesinde yer seviyesindeki borulardaki erimiş tuz 450 °C’ye ısıtılmakta ve klasik buhar türbinine hareket vermek için buhar üretilmektedir [12].

İtalya’nın Sicilya bölgesine Eurelios güneş enerji kule sistemi kurulmuştur. Bu sistem, Avrupa Birliği Komisyonu tarafından desteklenmiş ve 1981 yılının mayıs ayında 1 MW güç üretmiştir. Eurelios güneş enerji sisteminde 6216 m² toplam alana sahip 182 adet heliostat bulunmaktadır. Heliostatlar 55 m yüksekliğinde bir kule üzerine yerleştirilen bir kaviti alıcının altına yerleştirilmiştir. Alıcı yaklaşık olarak 512 °C’de buhar üretmektedir. Bu sistemde ısı depolama malzemesi olarak HITEC tuz kullanılmıştır [12].

Japonya’nın Shikoku adasına 1 MW kapasiteye sahip bir güneş enerji kule sistemi kurulmuş ve 1981 yılının agustos ayında elektrik üretmeye başlamıştır. Her biri 16 m² yüzey alanına sahip 807 heliostat, 69 m yüksekliğindeki bir kule üzerindeki bir konik kaviti alıcı etrafına yerleştirilmiştir. Alıcı yaklaşık olarak 250 °C’de buhar üretmektedir [12].

1981 yılının kasım ayında, 500 kW’lık bir güneş enerji kule sistemi İspanya Almeria’da çalışmaya başlamıştır. Bu sistem, toplam kollektör yüzey alanı 3660 m²

olan 93 heliostat, 530 °C çalışma sıcaklığında ısı transfer akışkanı olarak sodyum kullanan bir kaviti alıcı, üç fazlı bir akım jeneratörüne bağlı bir buhar motoru ve bir sıcak-soğuk sodyum depolama tankından oluşmaktadır [12].

1982 yılında California Barstow yakınlarında çalışmaya başlayan Solar1 güneş enerji kule sistemi 10 MW elektrik gücü üretmek için kullanılan oldukça başarılı bir uygulamadır. Bu sistem, 72,538 m² toplam kollektör alanına sahip 1818 adet güneşi izleyen heliostata sahiptir. Alıcı 90,8 m çelik kule üzerine yerleştirilmiş ve ısı transfer akışkanı olarak su buharı kullanılmıştır. Enerji 19,8 m çapında ve 13,7 m yüksekliğinde içerisinde ısı transfer yağı bulunan bir tankta depolanmaktadır. Depo edilen sıcak yağdan klasik bir buhar türbini kullanılarak 274 °C sıcaklık ve 2,7 MPa basınçta buhar üretilmektedir [12].

1983 yılında İspanya’da CESA-1 isimli güneş enerji kule sistemi çalışmaya başlamıştır. Sistem, her biri 38 m² kollektör yüzey alanına sahip 300 heliostat ve 60 m yüksekliğinde beton bir kule üzerine yerleştirilen kaviti alıcıdan oluşmaktadır. Alıcı çalışma akışkanı olarak su kullanmakta ve 520 °C’deki buhar Rankine çevrimi ile çalışan bir ısı motoruna hareket vermektedir [12].

1983 yılında Almanya’da “Gasgekuhltes Sonnenturn Kraftwerk” olarak bilinen 20 MW’lık bir güneş enerji kule sistemi inşa edilmiştir. Her biri 40 m² kollektör yüzey alanına sahip 3000 heliostat güneş ışınlarını 200 m yüksekliğinde bir kulenin üzerine yerleştirilen iki alıcıya yansıtmaktadır. 800 °C’ye ısıtılan hava ısı transfer akışkanı olarak kullanılmıştır. Sistemde bir buhar türbini ve iki açık çevrim ile çalışan gaz türbini yer almaktadır [12].

Kribus, manyeto hidrodinamik çevrim, Brayton gaz türbini çevrimi ve Rankin buhar çevriminden oluşan üç kademeli çevrimin performansını birleşik çevrim ile karşılaştırmıştır. Üç kademeli çevrimin maksimum dönüşüm veriminin birleşik çevrimin veriminden daha yüksek olduğunu belirlemiştir [51].

Buck ve arkadaşları borulu tip ve açık volumetrik alıcıların bileşiminden oluşan yeni bir alıcı tasarlamışlardır. Buharlaştırma; borulu tip alıcının absorber tüplerine direkt olarak güneş radyasyonunun uygulanması ile gerçekleşirken, besleme suyu ön ısıtması ve kızgın buhar; bir açık volumetrik alıcıdan sıcak hava ile beslenen bir ısı eşanjörü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yeni tip alıcı 10 MW kapasiteli güneş enerji kule sisteminde test edilmiş ve sonuçlar sistemin orijinal alıcısı (açık volumetrik alıcı) ile karşılaştırılmıştır. Alıcılar 96 m yüksekliğindeki kule üzerine yerleştirilmiştir. Yeni tip alıcı kullanımı ile yıllık elektrik üretiminde %27'lik bir artış elde edilirken, heliostat alanı %11 daha azalmıştır [52].

Alexopoulos ve Hoffschmidt, Almanya'daki güneş enerji kule sistemleri hakkında detaylı bilgi vermiştir. Ayrıca Yunanistan ve Kıbrıs'ta bu sistemin uygulama potansiyeli incelenmiştir [53].

Berenguel ve arkadaşları bir güneş enerji kule sisteminde heliostat alanı için bir otomatik sapma doğrulama sistemi geliştirmişler ve uygulamışlardır. Bu amaçla geliştirdikleri algoritmayı kullanarak Plataforma Solar de Almeria'daki güneş enerji sistemini test etmişlerdir. Yapılan test sayısı oldukça az olmasına rağmen, elde edilen sonuçlar oldukça başarılı bulunmuştur. Geliştirilen yazılım operatörlerin sapma doğrulama görevlerine yardım etmektedir. Böylece operatörler heliostatları elle kumanda etmek yerine süreci kontrol etmektedirler [54].

Collado bir güneş enerji sistemindeki heliostat-alıcı-depolama alt sistemleri tarafından toplanan yıllık toplam enerjinin tahmini için basit bir model geliştirmiştir [55].

Fernandez-Reche Solar De Almera'daki heliostat alanından alınan yansıtma ölçümlerinin istatistiksel analizini yapmıştır. Analiz sonucunda, 1116 yansıtma yüzeyinin 12 adedi kullanılarak ölçümler gerçekleştirilmiştir. İstatistiksel hata %0,3 den daha az elde edilmiştir. Buna ilave olarak bu metotla elde edilen yansıtma ve standart sapma değerleri Fiat-Lux olarak adlandırılan bir heliostat alan simulasyon

programında kullanılmıştır. Fiat-Lux programı ile elde edilen veriler ölçümler sonucunda elde edilen sonuçlarla uyumlu bulunmuştur [56].

Caldes ve arkadaşları İspanya’da mevcut 50 MW ve 17 MW kapasiteli güneş enerji sistemlerinin ve 2010 yılına kadar 500 MW kapasiteye ulaşması beklenen güneş enerji sistemlerinin, sosyo-ekonomik etkilerini incelemişlerdir [57].

Wei ve arkadaşları güneş enerji kule sisteminde heliostatların yerleşim alanının tasarımı için yeni bir metot geliştirmişlerdir. Bu yeni metotta, heliostat sınırını alıcının geometrik açıklığı ve verim faktörüne bağlı olarak belirlenmiştir. Heliostat yerleşim alan dizaynı için yeni bir kod geliştirilmiştir. PS10 güneş enerji sisteminin heliostat yerleşimi yeni kod kullanılarak tasarlanmıştır. Aynı optik verime sahip iki sistem karşılaştırıldığında yeni sistemin tepki süresi daha hızlı elde edilmiştir [58].

2.5. Parabolik Ayna-Isı Makinesi Güneş Enerji Sistemi

Parabolik ayna/ısı-motoru güneş enerji sistemi güneş ışınlarından elde edilen termal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürerek elektrik enerjisi üreten sistemlerdir. Parabolik ayna/ısı-motoru sisteminde Stirling ya da Brayton çevrimi ile çalışan ısı makineleri kullanılmaktadır [13]. Bu ısı makineleri arasında Stirling motoru yaygın olarak kullanılmaktadır [14]. Bu sistemde güneş ışınları tek ya da iki eksenli parabolik aynalar kullanılarak bir alıcı üzerine yansıtılmaktadır. Alıcı ısıyı absorbe ederek, ısı makinesinin çalışma maddesine aktarır. Çalışma maddesi olarak hidrojen ya da helyum gazları kullanılmaktadır [59]. Resim 2.3’de bir parabolik ayna/ısı-motoru sistemi görülmektedir.

Shenandoh’da Georgia Power şirketi tarafından 114 parabolik yansıtıcıdan oluşan bir sistem kurulmuştur. Bu sistemde, güneş ışınları parabolik yansıtıcının odak noktasında yer alan alıcıya yansıtılmakta ve alıcı içerisindeki çalışma maddesi ısıtılmaktadır. Sistemin yapımına 1977 yılında başlanmış ve 1982 yılında tamamlanmıştır. 1985 yılında yapılan deneylerde, termal sistem ve kollektör alanı arasında uyumsuzluk belirlenmiştir [12].



Resim 2.3. Parabolik ayna/ısı-motoru sistemi [60]

1978 yılında kırsal alanlarda uygulanmak üzere 1 ve 1,9 kW gücünde güneş enerjili motorlar geliştirilmiştir [61]. 1 ve 1,9 kW gücündeki motorlardan sırası ile %5,5 ve %5,7 termal verim elde edilmiştir [61].

1980 yılında Fujita ve arkadaşları, üç farklı ayna/ısı-motoru güneş enerji sisteminin performanslarını karşılaştırmıştır. Sistemlerde bir Stirling motoru, bir Brayton çevrimi ile çalışan gaz türbini ve bir Brayton/Rankin birleşik çevrimi ile çalışan gaz türbini test edilmiştir. Stirling motorunun verimi 950 °C'nin altındaki sıcaklıklarda diğer motorlara göre daha yüksek değerdedir. Ancak 950 °C'nin üzerindeki sıcaklıklarda Brayton/Rankin birleşik çevrimi ile çalışan gaz türbininin verimi Stirling ve Brayton çevrimi ile çalışan motorların veriminden yüksek elde edilmiştir. Alıcı-motor birleşik sistemin verimleri karşılaştırıldığında düşük sıcaklıklarda Stirling motorunun verimi diğer iki motorunun veriminden oldukça yüksek değerde elde edilmiştir [62].

1982- 1985 yılları arasında Advanco tarafından güney California'da Vanguard sistemi inşa edilmiştir. Bu sistem 10,5 m çapında bir parabolik yansıtıcı (dish), bir alıcı ve United Stirling 4-95 Mark II kinematik Stirling motorundan oluşmuştur. Bu sistemde 18 aylık çalışma sırasında yağ pompası ve çek valflerde iki önemli problem meydana gelmiştir. Bu problemlere rağmen sistem 18 aylık süre içerisinde yaklaşık olarak 2000 saat çalışmıştır. Bu sistemin güneşten elektiriğe dönüşüm verimi %29,4 olarak bildirilmiştir [63].

1984 yılında Schlaich-Bergermann tarafından Suudi Arabistan'ın Riyad kentine 2 adet 50 kW'lık bir parabolik ayna/Stirling sistemi kurulmuştur. Sistem, 1,7 m çapında parabolik yansıtıcı, bir alıcı ve United Stirling 4-275 kinematik Stirling motorundan oluşmuştur [63].

1980'li yılların ortalarında McDonnell Douglas uzay şirketi (MDAC) tarafından bir parabolik ayna/Stirling sistemi kurulmuştur. Ticari amaçla üretilen bu sistemde; 11 m çapında 88 adet aynadan oluşan bir parabolik ayna, bir alıcı ve United Stirling 4-95 Mark II kinematik Stirling motoru kullanılmıştır [63].

Schlaich-Bergermann und Partner (SBP) tarafından 10 kW bir parabolik ayna/Stirling sistemi geliştirilmiştir. Bu sistemde 8,5 m çapında bir parabolik ayna, bir alıcı ve V-161 kinematik Stirling motoru kullanılmıştır. V-161 Stirling motoru 1500 dev/dak ve 3000 dev/dak motor devirlerinde sırası ile 10 ve 15 kW güç üretmiştir. Bu sistem 25000 saat test edilmiştir [63].

Cummins Power şirketi (CPG) parabolik ayna, ısı borulu alıcı ve serbest pistonlu bir Stirling motorundan oluşan 7 kW'lık bir parabolik ayna/Stirling sistemi geliştirilmiştir. Bu sistemde kullanılan serbest pistonlu Stirling motoru 5,2 kW güce ve %22 verime sahiptir [63].

Amerika Enerji Bakanlığı (DOE) desteği ile parabolik ayna/Stirling güneş enerji sistemi kurulmuştur. Deneysel veriler California Teknoloji Enstitüsü'nde elde edilmiş ve Selçuk (1985) tarafından değerlendirilmiştir. Ayna-Stirling güneş enerji sisteminin veriminin % 35 civarında olduğu belirtilmiştir [64].

Jaffe tarafından yapılan çalışmada Rankin, Brayton ve Stirling çevrimi ile çalışan motorlar ile elektrik üreten yedi farklı parabolik kollektörün performansları incelenmiştir. 500 geometrik konsantrasyon oranında parabolik kollektörlerin optik verimleri 0,32 ile 0,86 aralığında iken, 3000 geometrik konsantrasyon oranında 0,09-0,85 aralığında gözlenmiştir [65].

Keck ve arkadaşları, 7,5 m çapında metal membran kaplı bir parabolik kollektörden oluşan Stirling güneş enerji sistemini, kollektör tasarımı, kollektörün optik performansı ve Stirling motoru performansı açısından incelemişlerdir. Sistemde 1500 dev/dak motor hızında 9 kW güç üreten V-160 Stirling motoru kullanılmıştır. Stirling motorunun termal verimi yaklaşık 650 °C gaz sıcaklığında, 150 bar şarj basıncında ve çalışma maddesi olarak helyum kullanıldığında %30-35 olarak belirtilmiştir. İki eksende güneşi takip edebilen Stirling güneş enerji sisteminin gücü, 950 W/m² güneş radyasyonunda ve temiz kollektör yüzeyinde 7,7 kW olarak ölçülmüştür [66].

Stepanovich ve arkadaşları, 20,6 m² yansıtıcı yüzey alanına sahip kollektör, iki koordinatlı güneş takip sistemi, bir Stirling motoru ve elektrik üreticiden oluşan bir güneş enerji sistemi analiz etmişlerdir. Alfa tipi bir Stirling motorunun sıcak ucuna güneş enerjisinin aktarımı için 120 mm çapında ve 180 mm derinliğinde silindirik bir kaviti kullanmışlardır. Sabit akım jeneratörü V kayış yardımı ile Stirling motorunun volanına bağlanmıştır. 750-800 W/m² güneş radyasyonunda, 1080-1116 dev/dak devir aralığında, 590-620 °C ortalama sıcaklıkta ve 1,8-2,3 MPa şarj basıncı koşullarında Stirling güneş enerji sisteminin performansını incelemişlerdir. Motorun yük direnci gücü 490 W iken, pompalama ünitesinin gücü 426 W olarak elde edilmiştir. 3,5-4 m³/h kapasiteye sahip pompalama ünitesi Stirling güneş enerji sistemi ile suyu 12 m yukarıya pompalamıştır. Bu test sonuçlarından sonra sistemi iyileştirme çalışmaları yapılmış ve 850 W/ m² güneş radyasyonunda 910 W güç elde edilmiştir [67].

1992 yılında, Takushi ve arkadaşları NALSEM 500 olarak adlandırılan yarı serbest pistonlu Stirling motoru-alternatör sistemini Ulusal Uzay Araştırma Laboratuvarı'nda geliştirmişler ve 1993 yılında imal etmişlerdir. Stirling motorunun sıcak ucunu güneş enerjisi uygulamaları için ısı borulu olarak tasarlamışlardır. Ancak motorun sıcak ucuna ısı borulu sistem yerine her biri maksimum 150 W ısı yüküne sahip 12 adet elektrikli ısıtıcı bağlamışlardır. Meydana gelen kayıpları azalmak için lineer alternatörü yeniden tasarlamışlar ve alternatör verimini %80'lere kadar artırmışlardır. Deneysel çalışma; 30 bar şarj basıncında, 600-1800 dev/dak motor devri aralıklarında, 873 K ısıtıcı ve 298 K soğutucu sıcaklıklarında çalışma maddesi olarak

helyum kullanarak gerçekleştirilmiştir. Alternatör çıkış gücü ve sistem verimini sırası ile 430 W ve %20 olarak elde edilmiştir [68].

1994 yılında Cummins Power Şirketi tarafından 25 kW'lık bir parabolik ayna-Stirling sistemi geliştirilmiştir. Bu sistemde 120 kW'lık termal güce sahip bir parabolik ayna ve 4 silindirli çift etkili Aisen Seiki kinematik Stirling motoru kullanılmıştır. Stirling motorunda çalışma maddesi olarak helyum gazı kullanılmıştır. Bu sistem 1996 yılı bahar mevsiminde ısı borulu bir alıcı ile test edilmiş ve 22 kW güç elde edilmiştir [63].

Strachan ve arkadaşları, Stirling güneş enerji sistemini oluşturan parabolik kollektör, Stirling motoru, alıcı, alternatör ve kontrol sistemleri ile ilgili temel prensipleri tanımlamışlardır. Stirling güneş enerji sistemi ile ilgili Dünyada yapılan çalışmalar hakkında detaylı bilgiler verilmiştir [69].

Amerika Birleşik Devletleri Enerji Departmanı tarafından desteklenen ve NASA Lewis araştırma merkezi tarafından organize edilen projede iki farklı serbest pistonlu Stirling motoru Cummins Motor Şirketi tarafından üretilmiştir. Motorlar Stirling Teknoloji Şirketi tarafından test edilmiştir. Motorlarda sodyum ısı borulu alıcı kullanılmış ve sistemlerin verimleri %32 ve %30,7 olarak elde edilmiştir [70].

Eurodish projesi kapsamında 10 kW'lık ayna/Stirling güneş enerji sistemi Deutsches zentrum für Luft und Raumfahrt (DLR) Veschlaich Bergemann und Partner (SBP) tarafından geliştirilmiştir. Bu sistemde alfa tipi Stirling motoru kullanılarak 11,1 kW elektrik üretimi ve %21,6 sistem verimi elde edilmiştir [71,72].

Nepneu ve arkadaşları, Odeillo'da CNRS-PROMES laboratuvarlarına kurulan 10 kW'lık güneş enerji sisteminin termal modelini incelemiştir. DLR tarafından yapılan optik ölçümler kullanılarak parabolik kollektörde yansıma ve dökülme kayıpları hesaplanmıştır. Bir nodal metot kullanılarak kavitideki termal radyasyon, yansıma, konveksiyon ve kondüksiyon kayıpları hesaplanmıştır. Enerji dönüşüm sisteminde Solo Stirling 161 motor kullanılmış ve motor 32 kontrol hacmine bölünerek

termodinamik analizi yapılmıştır. Deneysel ve analiz sonuçları incelendiğinde sistemin net enerji dönüşüm verimleri sırası ile %22,5 ve %19,1 olarak elde edilmiştir [73].

Alaphilippe ve arkadaşları, açık sistem Ericsson motoru ve bir parabolik kollektör çiftinden oluşan bir sistemi modellemişlerdir. Sistem, $6,5 \text{ m}^2$ güneş kollektör alanı, 0,6 kollektör optik verimi ve 1000 W/m^2 güneş radyasyonu için 733 W maksimum çıkış gücü üretmiştir [74].

Kaushika ve Reddy, parabolik kollektördeki malzeme ve tasarımdaki son gelişmeleri göz önünde bulundurarak düşük maliyetli bir güneş buhar üretim sisteminin tasarımı, gelişimi ve performans karakteristiklerini incelemişlerdir. Parabolik kollektörün ağırlığını azaltmak için alüminyum malzemedan yapılan bir uydu anteni kullanılmıştır. Yansıtıcı yüzeyler arkası gümüş-alüminyum kaplanmış polimer filmden yapılmıştır. Geleneksel kaviti bu sistem için yetersiz görülmüş, yarı kaviti ve modifiye edilmiş kavitiyi termal olarak optimize etmişlerdir. Sistemin performans analizi sonucunda sistemin güneş enerjisinden buhar üretim verimi 450°C sıcaklıkta %70-80 arasında elde edilmiştir [75].

Singh ve arkadaşları, Stirling güneş enerji sisteminin optimum çalışma sıcaklığını belirlemek için bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Bu analizde konsantrasyon oranı, ısı kayıplar gibi güneş kollektör tasarım parametrelerinin ve motor tasarım parametrelerinin güneş enerji sisteminin verimi üzerine etkisini incelemişlerdir [76].

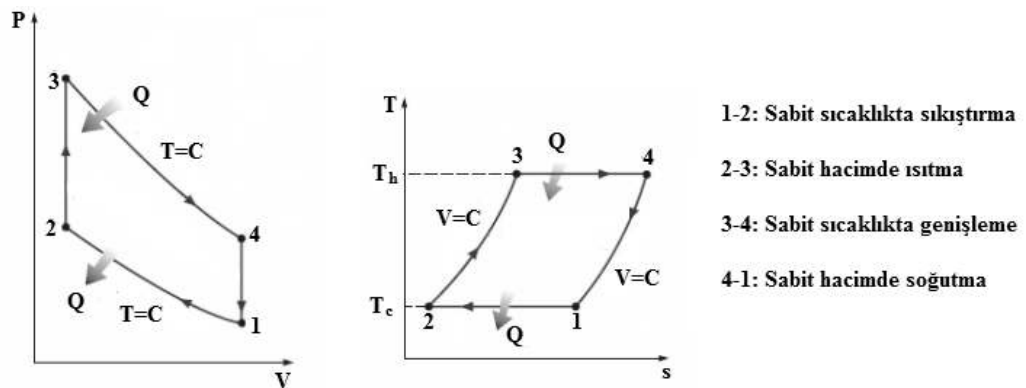
Chen ve arkadaşları, bir Stirling motoru ve bir güneş kollektöründen oluşan birleşik bir sistemin performansını belirlemek amacı ile bir model geliştirmişlerdir. Bu modeli kullanarak sistemin maksimum verimini ve güneş kollektörünün optimum çalışma sıcaklığını belirlemişlerdir [77].

3. STİRLİNG MOTORLARI

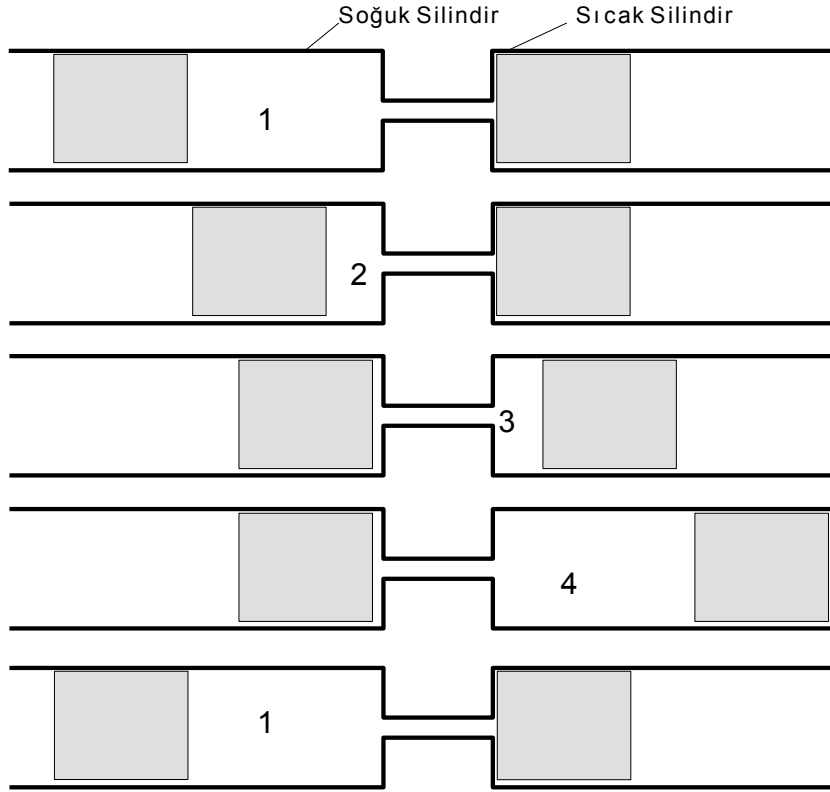
3.1. Stirling Motorlarının Termodinamik Çevrimi

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

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 birincisi çalışma akışkanının bir piston-silindir takımı içerisinde sabit sıcaklıkta sıkıştırılması olarak kabul edilebilir. Bu süreç boyunca sıcaklığın sabit kalması için çalışma akışkanından bir soğuk kaynağa ısı aktarılması gerekir. İkinci süreç çalışma akışkanının sabit hacimde ısıtılmasıdır. Üçüncü süreçte çalışma maddesi piston-silindir takımı içerisinde sabit sıcaklıkta genişştirilerek iş elde edilmektedir. Bu süreç boyunca çalışma akışkanının sıcaklığının sabit kalmasını sağlamak için sıcak kaynaktan akışkana ısı aktarımı yapılmaktadır. Dördüncü süreç çalışma akışkanının sabit hacimde soğutulmasıdır. Şekil 3.2’de Stirling çevrimi süreçleri piston-silindir takımında görülmektedir.



Şekil 3.1. Stirling çevrimi p-v ve T-s diyagramları



Şekil 3.2 Stirling çevriminin termodinamik süreçleri

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 $T_1=T_2$ ve $T_3=T_4$ olduğundan

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

alınabilir. İşe çevrilen ısı miktarı ise;

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

oldüğundan,

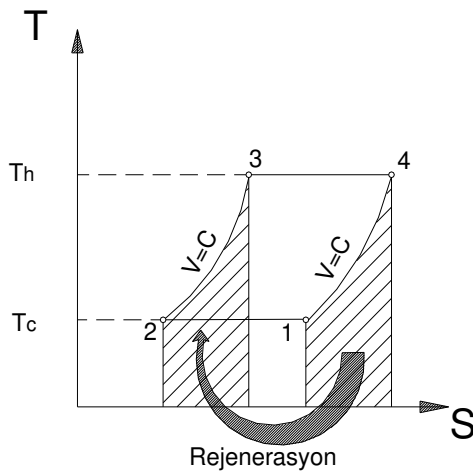
$$q_{NET} = (T_h - T_c) R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.10)$$

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.

İdealleştirilmiş Stirling çevrimi rejeneratif bir çevrime dönüştürülebilmektedir. Bunun için bir sabit hacim süreci olan dördüncü süreçte çalışma akışkanının soğutulması esnasında çalışma akışkanından alınan ısı, değişken sıcaklıklı bir ortamda saklanarak ikinci süreçte çalışma akışkanına geri iade edilmektedir. Bu sebeple rejeneratif Stirling çevriminde sıcak kaynaktan çalışma akışkanına ısı aktarımı safi iş sürecinde olmaktadır. Rejeneratif çevrimde çalışma maddesinden soğuk kaynağa ısı aktarımı safi sıkıştırma sürecinde olmaktadır. Şekil 3.3'de rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.3. Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı

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;

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

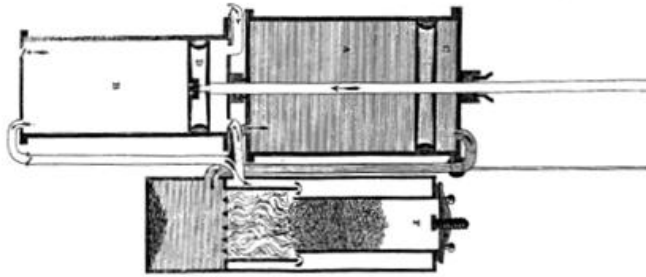
olur. Sadeleştirme yapılırsa;

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

olur [78].

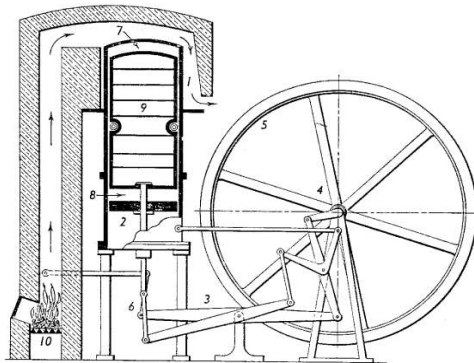
3.2. Stirling Motorlarının Tarihçesi

Sıcak hava motoru olarak adlandırılan motorların varlığı 1600'lü yıllara kadar dayanmaktadır [79]. Sir George Cayley açık çevrimli sıcak hava motorunu ilk olarak 1807 yılında imal etmiştir [80]. Şekil 3.4'de Cayley tarafından imal edilen ilk hava motoru görülmektedir.



Şekil 3.4. Cayley tarafından imal edilen ilk açık çevrimli sıcak hava motoru [81]

1816 yılında, bir rejeneratör, bir güç pistonu ve bir yer değiştirme pistonundan oluşan kapalı çevrimli sıcak hava motoru İskoç rahip Robert Stirling tarafından imal edilmiş ve bu motor bir taş ocağından su pompalamak için kullanılmıştır [80-84]. Şekil 3.5'de Robert Stirling tarafından imal edilen ve Stirling motoru olarak adlandırılan bu motor görülmektedir.



Şekil 3.5. Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru [81]

Robert Stirling ve kardeşi James, Stirling motorlarında özgül çıkış gücünü artırmak ve kaçakları azaltmak amacıyla çift etkili güç pistonu fikrini ortaya koymuşlardır [80].

1853 yılında, Ericsson tarafından 2200 tonluk bir gemi için dört adet sıcak hava motoru imal edilmiştir. Güç pistonlarının çapı 4,2 m ve kursu 1,8 m olan bu motorların 478 kW indike güç vermeleri planlanmış, ancak yapılan denemelerde bu gücün yarısını verebildikleri tespit edilmiştir [78, 80].

1868 yılında Lehmann ölü hacmi azaltmak amacıyla aynı silindir içerisinde güç ve yer değiştirme pistonları bulunan rejeranatörsüz bir Stirling motoru imal etmiştir [80].

19. yüzyılda içten yanmalı motorların icadı ile Stirling motorları üzerine yapılan çalışmalar kesintiye uğramıştır. Stirling motorlarının ticari olarak kullanımı Birinci Dünya Savaşı'na kadar oldukça azalırken, su pompalamak ve vantilatör fanlarına hareket vermek gibi bazı özel amaçlar için küçük boyutlarda kullanılmıştır [83].

1937 yılında Hollanda Eindhoven'de bulunan Philips Araştırma Laboratuvarları'nda güç kaynağı bulunmayan bölgelerdeki radyo ve benzer amaçla kullanılan aletler için elektrik üretmek amacı ile Stirling motorları üretilmeye başlanmıştır [83, 84, 85]. Stirling motorları üzerine yapılan çalışmalar İkinci Dünya Savaşı sırasında ve sonrasında da devam etmiştir [83, 84].

1948 yılında, çalışma maddesi olarak hava kullanılan Philips Stirling motorunda fren termal verimi yaklaşık olarak %15 olarak elde edilmiştir. 1952 yılına kadar Philips tarafından yapılan çalışmalar azalmıştır [86].

1953 yılında altı kenar hareket mekanizması (rhombic-drive mechanism) olarak adlandırılan yeni bir hareket mekanizması Philips-Eindhoven'de Meijer tarafından Stirling motorlarına uygulanmıştır. Bu hareket mekanizmalı motorlarda piston, silindir duvarlarına net bir yatay kuvvet uygulamamaktadır. Böylece, piston ve

silindir duvarı arasına esnek sızdırmazlık elemanı kullanımına olanak sağlamaktadır. Meijer hava, helyum ve hidrojen gibi farklı çalışma maddelerinin performansa etkilerini incelemiş ve en iyi performansı hidrojen ile elde etmiştir [83, 84, 87].

1958 yılında, General Motor Şirketi ve Philips firması arasında Stirling motorları ile ilgili patentlerin karşılıklı sağlanması ve on yıl için bilgi değişimini kapsayan bir lisans anlaşması imzalanmıştır. Lokomotif, jeneratör setleri, deniz altıları gibi ticari amaçlı uygulamalar için Stirling motorları üzerine çalışmalar yapılmıştır. Motorların ağırlığı ve büyüklüğü yerine sızdırmazlık, yağlama, gürültü, yanma, yakıcı-nozul tasarımı, rejeneratör, ön ısıtma ve dayanıklılık gibi problemlere odaklanılmıştır [86].

1962 yılında Parker ve Malik tarafından güneş enerjisi ile çalışan bir Stirling motoru geliştirmişlerdir. Tek silindirli ve altı kenar mekanizmasına sahip olan motorda çalışma maddesi olarak helyum kullanılmıştır. Güneş enerjisi silindir etrafındaki ısıtıcı tüplere, sıvı bir metal olan sodyum-potasyum karışımı vasıtası ile aktarılmıştır. Motor tarafından hareket ettirilen jeneratörün çıkış gücü 3000 1/min'de 3 kW olarak elde edilmiştir [83]

1960'lı yıllarda William Beale tarafından mekanik karmaşıklığı ve yüksek basınç sızdırmazlık problemlerini en aza indirmek için serbest pistonlu Stirling motoru teorisi ortaya atılmıştır. Bu motorda, yer değiştirme ve güç pistonu birbirine mekanik olarak bağlanmamıştır [83, 88].

1967 yılında, Stutgard MAN-MWM ve United Stirling Philips şirketinin lisans desteği ile çalışmalar yapmışlardır. 1970'li yılların başlarına kadar ağır vasıta, deniz ve su altı güç sistemleri için Stirling motorları imal etmişlerdir. Bu çalışmalar sırasında, güçleri 7,3 kW'dan 90 kW'a kadar değişen çeşitli motorlar üretilmiştir [83].

1971 yılında General Motors Şirketi, Philips ile olan anlaşmasını iptal etmiş, Ford Motor şirketi ile çalışmalara başlamıştır. 1977 yılında Amerika Birleşik Devletleri

Enerji Departmanı'nın 180 milyon dolarlık yatırımı ile otomobiller için bir Stirling motoru geliştirmişlerdir [83, 88].

1974 yılında Zacharias MAN-MWM ortaklığında sualtı güç sistemleri için 370 - 740 kW arasındaki güçlerde çok çeşitli motor projeleri üzerinde durulmuştur. 1975 yılında Amerika'da NASA-Lewis araştırma merkezinde otomotiv uygulamaları için Stirling projeleri başlatılmıştır [89].

1978 yılında NASA tarafından California'da bulunan Jet Propulsion Laboratuvarları'nda yaptırılan bir çalışmada yatay konumda karşılıklı olarak çalışan çift krank mili mekanizmalı 9 kW gücünde bir Stirling motoru imal edilmiştir [88].

Japonya'da 1976-1981 yılları arasında Japon Gemi İmalat Araştırma Kurumu, Ulusal Taşımacılık, Mitsubishi ve Daihatsu Dizel kuruluşlarının ortak çalışmaları ile 4 silindirli çift etkili 590 kW'lık bir gemi motoru yapılmıştır. 1982-1988 yılları arasında bu dört kuruluş ve Japon Enerji Geliştirme Kurumunun da desteği ile ısı pompaları ve jeneratör setleri için değişik türde Stirling motorları yapılmıştır. Japonya'da Stirling motorları ile ilgili çalışmaları tek merkezde yürütmek için 1992 yılında Japon Makine Mühendisleri Birliği'ne bağlı olarak RC110 Komitesi oluşturulmuştur [88].

1980-1985 yılları arasında Amerika Birleşik Devletleri DOE tarafından otomobillerde kullanılması amacı ile Mod I ve Mod II olmak üzere iki motor imal edilmiştir. Dört silindirli olan motorlar, güç-yer değiştirme pistonları ve iki adet krank milinden oluşmaktadır. Mod II'nin performansını çeşitli yönlerden benzin ve dizel motorları ile karşılaştırılmıştır. Yakıt ekonomisi, moment ve emisyon karakteristikleri yönünden başarılı bulunmuştur [89,90].

1983 yılında düşük sıcaklık farkı ile çalışan (LTD) Stirling motorunun patenti White tarafından alınmıştır [85]. Aynı yıl ilk prototip, Profesör Ivo Kolin tarafından imal edilmiştir. Sıcak su ile ısıtılan ve 50 °C sıcaklık farkında 50 dev/dak devirde

dönebilen motorda, strafordan imal edilen kare şeklinde çok geniş ve ince bir yer değiştirme pistonu kullanılmıştır [91].

1983 yılında, Kolin'den kısa bir süre sonra Senft tarafından ilk Ringbom tipi düşük sıcaklık farkında çalışabilen Stirling motoru imal edilmiştir. Bu motor 7 °C gibi çok düşük sıcaklık farkında ilk harekete geçmiş ve 80 °C sıcaklık farkında, 125 dev/dak motor devrinde 1 W çıkış gücü elde edilmiştir [92].

Karabulut ve arkadaşları (2000) 260 cm³ süpürme hacmine sahip V tipi bir Stirling motorunu imal etmişlerdir. Motor 600-1100°C sıcak kaynak sıcaklıkları ve 1-4 bar şarj basınçları arasında test edilmiştir. Maksimum motor gücünü 1100 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 2,5 bar şarj basıncında 65 W olarak elde etmişlerdir [87].

Demiralp (2000) tarafından gama tipi bir Stirling motoru tasarlamış ve imal edilmiştir. Stirling motorunun performans testleri 500-1000 °C sıcaklık ve 1-3 bar şarj basınç aralığında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığında ve 2 bar şarj basıncında 21,46 W olarak elde edilmiştir [93].

Özgören (2004) beta tipi bir Stirling motorunu imal etmiş ve yer değiştirme pistonunu termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamıştır. Termal bariyer kaplama ve farklı sıkıştırma oranlarının (1,4 ve 1,8) motor performansına etkilerini incelemiştir. Motorda çalışma maddesi olarak helyum ve hava kullanılmıştır. Performans testleri 800-1000 °C sıcak kaynak sıcaklıkları ve 1-4 bar şarj basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü kaplamalı yer değiştirme pistonu ve helyum gazı kullanılarak 3,5 şarj basıncında 83,12 W olarak elde edilmiştir [88].

Çınar ve Karabulut (2005) 276 cm³ süpürme hacmine sahip gama tipi bir Stirling motorunu imal etmişlerdir. Motorda ısı kaynağı olarak elektrikli bir ısıtıcı, çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanılmıştır. Motor 700-1000 °C sıcak kaynak sıcaklığı ve 1-4,5 bar şarj basınçlarında test edilmiştir. Maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 4 bar şarj basıncında çalışma maddesi helyum kullanılarak

128,3 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti aynı çalışma koşullarında 2 Nm olarak elde edilmiştir [94].

Çınar ve arkadaşları (2006) 192 cm³ süpürme hacmine sahip beta tipi bir Stirling motorunu imal etmişler ve atmosferik koşullarda performansını incelemişlerdir. Deneyler 800, 900 ve 1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 208 dev/dak motor devrinde 5,98 W olarak elde edilmiştir [95].

Kongtragool ve Wongwises (2007) tarafından yapılan çalışmada, ısı kaynağı olarak projeksiyon bir lamba kullanılarak gama tipi çift güç pistonlu düşük sıcaklık farklı Stirling motorunun performansı incelenmiştir. Bu motorda 436 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 52,1 dev/dak motor devrinde maksimum 1,69 W çıkış gücü ve 23,8 dev/dak motor devrinde maksimum 0,352 Nm moment elde edilmiştir [96].

Kongtragool ve Wongwises (2007) tarafından yapılan çalışmada, LPG yakıtlı bir ısıtıcı kullanılarak gama tipi, tek yer değiştirme pistonlu, iki güç pistonlu ve dört güç pistonlu olarak üretimi yapılmış iki ayrı LTD Stirling motorunun performansı test edilmiştir. İki güç pistonlu motordan atmosferik basınçta ve 589 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 133 dev/dak motor devrinde maksimum 11,8 W çıkış gücü ve 67,7 dev/dak motor devrinde maksimum 1,222 Nm moment elde edilmiştir. Dört güç pistonuna sahip diğer bir LTD Stirling motorundan, 771 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 42,1 dev/dak motor devrinde maksimum 32,7 W çıkış gücü ve 28,5 dev/dak motor devrinde maksimum 10,55 Nm moment elde edilmiştir [97].

Kongtragool ve Wongwises (2008) tarafından gama tipi dört adet güç pistonlu LTD Stirling motorunun performansı, atmosferik basınçta ve ısı kaynağı olarak dört adet projeksiyon lamba kullanılarak test edilmiştir. 439 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 20 dev/dak motor devrinde maksimum 6,2 W çıkış gücü ve maksimum 2,91 Nm moment elde edilmiştir [98].

Tavakolpour ve arkadaşları (2008), iki silindirli gama tipi düşük sıcaklık farkı ile çalışan bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Motorun güç pistonu kursu 0,044 m, güç pistonu çapı 0,13 m, yer değiştirme pistonu kursu 0,055 m ve yer değiştirme pistonu 0,41 m olarak boyutlandırılmıştır. Motor 110 °C sıcak kaynak ve 25 °C soğuk kaynak sıcaklığında maksimum motor gücü 14 dev/dak motor devrinde 0,27 W olarak elde edilmiştir [99].

Karabulut ve arkadaşları (2009), Stirling motorlarının performansını etkileyen mekik ısı transferini azaltmak amacı ile gama tipi bir Stirling motorunun yer değiştirme pistonu üzerini termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamışlardır. Kaplamalı ve kaplamasız pistonların performanslarını test ederek karşılaştırmışlar. Deneyler 700, 800 ve 900 °C ısıtıcı sıcaklıklarında ve çalışma maddesi olarak hava kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kaplamalı yer değiştirme pistonu kullanımı ile motor gücünde %25'lik bir artış elde etmişlerdir [100].

Karabulut ve arkadaşları (2009), manivela kontrollü hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motorunu test etmişlerdir. Testler, LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılarak ve 200 °C sıcak uç sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Maksimum motor gücü ve momenti 2,8 bar şarj basıncında sırası ile 51,93 W ve 1,17 Nm olarak elde edilmiştir [101]. Karabulut ve arkadaşları [2010], tarafından aynı motorda helyum gazı kullanılarak yapılan diğer bir çalışmada, testler 180, 220 ve 260 °C sıcak uç sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü ve momenti 4 bar şarj basıncı ve 260 °C sıcak uç sıcaklığında sırası ile 183 W ve 3,99 Nm olarak elde edilmiştir [102].

3.3. Stirling Motoru Çeşitleri

Sıcak hava motorlarını sınıflandırırken en önemli parametrelerden birisi çevrim tipleridir. Sıcak hava motorları çevrim tiplerine göre üç sınıfa ayrılmaktadır [80,82].

Açık çevrimli sıcak hava motorları: Çalışma maddesi her çevrimde silindir içerisine alınır ve silindir dışına yerleştirilen bir ısıtıcı ile direkt olarak ısıtılır.

Açık çevrimli dış ısı kaynaklı sıcak hava motorları: Çalışma maddesi her çevrimde silindir içerisine alınır ve dışarıdan bir kaynakla ısıtılır.

Kapalı çevrimli sıcak hava motorları: Silindir içerisinde gerçekleşen her bir çevrimde aynı çalışma maddesi kullanılır [80, 82].

Stirling motorları kapalı çevrimli sıcak hava motorları grubunda yer almaktadır [80]. Stirling motorları genel olarak kendi aralarında tek etkili ve çift etkili olmak üzere iki ana grupta sınıflandırılırlar [83, 84].

3.3.1. Tek etkili Stirling motorları

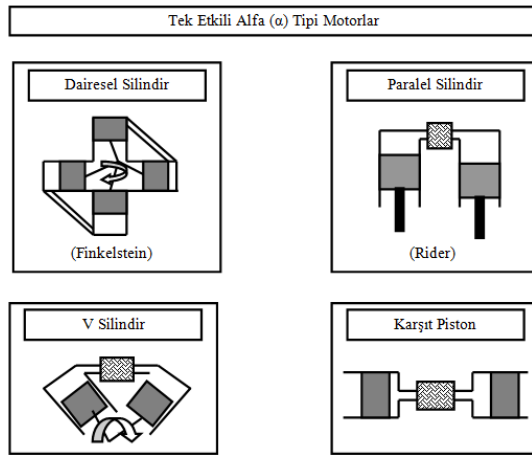
Tek etkili Stirling motorlarında genişleme ve sıkıştırma hacimleri aynı veya ayrı silindirler içerisinde gerçekleşebilmektedir. Bir silindir ya da silindirler içerisinde çalışan elemanlardan ikisi de piston olabileceği gibi, biri piston diğeri yer değiştirme pistonu olabilir [83].

Tek etkili Stirling motorları alfa, beta ve gama olmak üzere üç sınıfta gruplandırılabilir. Bu tip motorların çalışma prensipleri aşağıda açıklanmıştır.

Alfa tipi Stirling motorları

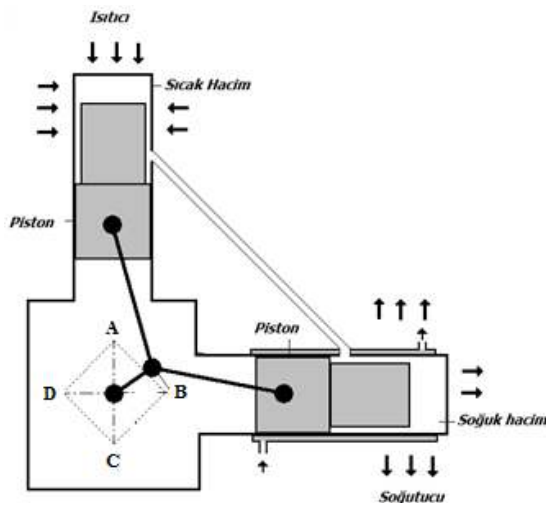
Alfa (α) tipi Stirling motorları birbirinden ayrı iki silindir, iki piston, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden oluşmaktadır. Çalışma maddesinin bir çevrim oluşturacak şekilde soğuk ve sıcak hacimler arasında sirkülasyonunu sağlayan pistonlar genellikle birbirine 90° faz açısı oluşacak şekilde bağlanmıştır [82-84].

Alfa (α) tipi Stirling motorları dairesel silindir, paralel silindir, V silindir ve karşıt piston olmak üzere dört gruba sınıflandırılabilir. Şekil 3.6'da tek etkili alfa (α) tipi Stirling motorunun çeşitleri görülmektedir.



Şekil 3.6. Alfa (α) tipi Stirling motorları [83,103]

Alfa (α) tipi motorlarda genişleme ve sıkıştırma silindiri olmak üzere iki silindir ve bunların içerisinde çalışan iki piston bulunmaktadır. Silindirler ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu olarak adlandırılan ısı eşanjörleri ile birbirine birleştirilmiştir. Şekil 3.7'de V silindir şeklinde yerleştirilmiş, Alfa (α) tipi Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 3.7. Alfa (α) tipi motorun çalışma prensibi [84]

Kol muylusu A noktasında iken sıcak silindirin pistonu $\ddot{O}N$ 'da bulunmakta olup aşağıya dönme pozisyonundadır. Soğuk silindirin pistonu ise silindirin ortalarında olup $\ddot{O}N$ 'ya doğru hareket etmektedir. Kol muylusu A noktasından B'ye geldiğinde soğuk silindirin pistonu $\ddot{O}N$ 'ya ulaşır. Sıcak silindirin pistonu ise silindirin ortasına gelir. Bu süreçte soğuk silindirdeki çalışma maddesi hacmi değişmemek şartıyla sıcak silindire aktarılmıştır. Geçiş esnasında rejeneratör ve ısıtıcıdan ısı alarak sıcaklığını yükseltmiştir. Sonuç olarak bu işlem sabit hacimde durum değiştirme işlemidir.

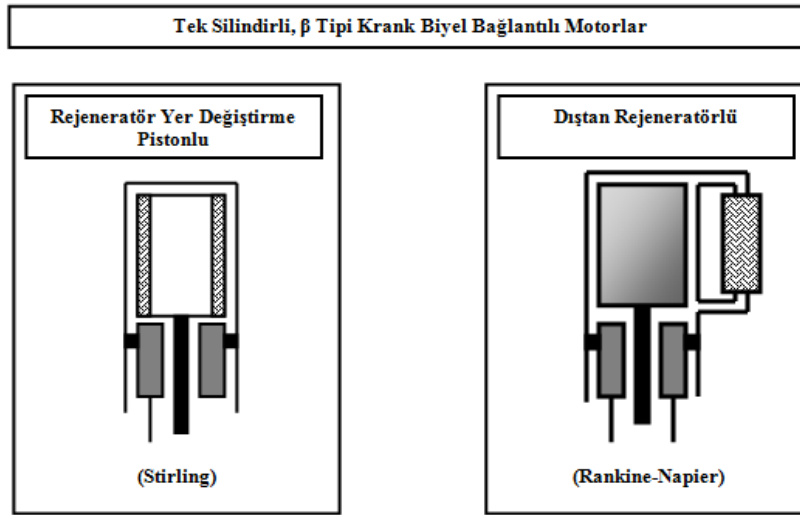
Kol muylusu B noktasından C' ye giderken her iki piston aşağıya doğru hareket eder. Kol muylusu C' ye geldiğinde çalışma maddesinin çoğunluğu sıcak silindirde, bir miktarı da soğuk silindirde bulunmaktadır. Bu işlem esnasında çalışma maddesinin çoğunluğu sıcak silindirde genişlediğinden sıcak silindirin cidarlarından ısı alarak sıcaklığını korumaya çalışır. Bu sebeple bu işlem sabit sıcaklık altında genişleme kabul edilmektedir.

Kol muylusu C noktasından D' ye giderken soğuk silindirin pistonu $A\ddot{O}N$ ' ya doğru, sıcak silindirin pistonu ise $\ddot{O}N$ ' ya doğru hareket etmektedir. Bu işlem esnasında iki silindirin toplam hacmi değişmemektedir. Sıcak silindirdeki hacim azalması kadar soğuk silindirde hacim genişlemesi olmaktadır. Kol muylusu D noktasına ulaştığında sıcak silindirde bulunan çalışma maddesinin yarısı hacim değişmemek şartıyla soğuk silindire aktarılmaktadır. Sonuç olarak kol muylusunun C' den D' ye hareketi sabit hacimde soğutma işlemini gerçekleştirmektedir.

Kol muylusu D noktasından A' ya giderken her iki piston $\ddot{O}N$ ' ya doğru hareket etmektedir. Kol muylusu A' ya ulaştığında sıcak silindirin hacmi sıfır olmakta, soğuk silindirin hacmi de yarıya düşmektedir. Çalışma maddesinin hemen hemen tamamı soğuk silindir içerisinde sıkıştırıldığından, soğuk silindirin cidarlarına ısı vererek sabit sıcaklıkta durum değişimi sağlanmaktadır. Kol muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır [84, 87].

Beta tipi Stirling motorları

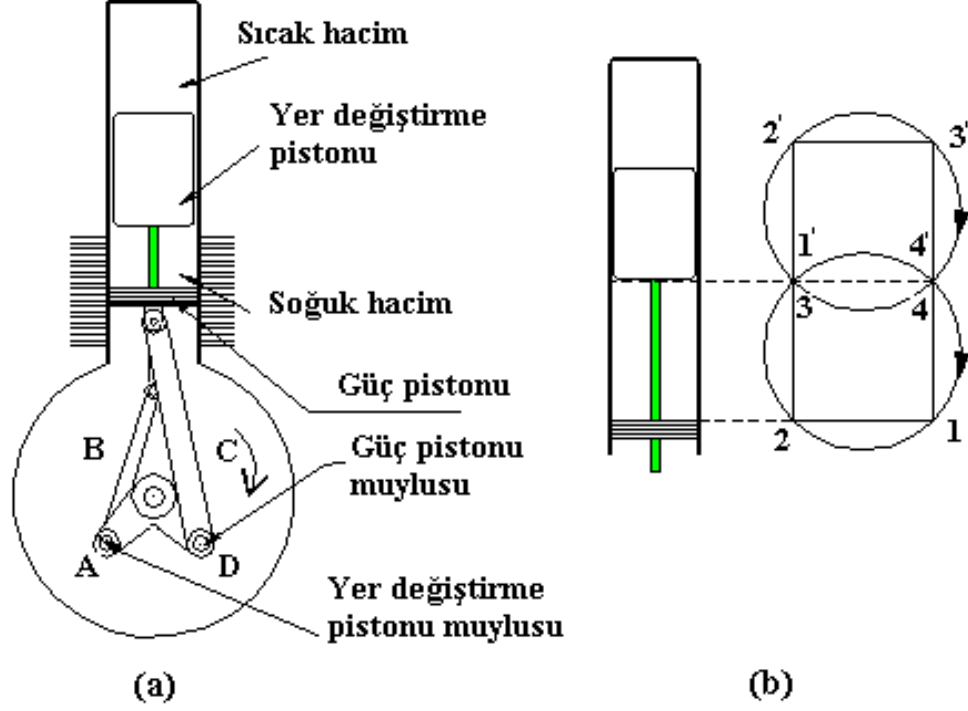
Tek etkili beta (β) tipi motorlarda çevrim aynı silindir içerisinde çalışan bir güç ve bir yer değiştirme pistonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Krank biyel mekanizması ile hareket iletimi sağlayan beta tipi Stirling motorları rejeneratör yer değiştirme pistonlu (Stirling) ve dıştan rejeneratörlü (Rankine-Napier) olmak üzere iki grupta sınıflandırılmaktadır. Rejeneratör yer değiştirme pistonlu Stirling motoru 1816 yılında Robert Stirling tarafından ilk olarak uygulanmıştır. Rankine-Napier tipi olarak bilinen dıştan rejeneratörlü Stirling motorlarında ayrı bir rejeneratör kullanıldığı için ölü hacim artmıştır [83]. Şekil 3.8’de krank-biyel hareket mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları görülmektedir.



Şekil 3.8. Krank-biyel mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları [103]

Şekil 3.9’da tek etkili beta (β) tipi Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir. Beta tipi Stirling motorlarında yer değiştirme pistonun kuyruğu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Soğuk hacim güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, sıcak hacim ise yer değiştirme pistonunun üst tarafında bulunmaktadır. Sıcak hacmin güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, soğuk hacmin yer değiştirme pistonunun üst tarafında bulunduğu motor tipleri de görülmektedir. Burada motorun çalışması açıklanırken birinci hal göz önünde bulundurulacaktır.

Yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında kalan boşluk aynı zamanda rejeneratör görevi de yapmaktadır [84].



Şekil 3.9. Tek etkili beta (β) tipi Stirling motoru çalışma prensibi [84]

Piston ve yer değiştirme pistonunun Şekil 3.9'da görölen pozisyonu sabit hacimde soğutma işleminin başlangıcıdır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun her ikisi birden AÖN civarında bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu AÖN'dan uzaklaşma, güç pistonu AÖN civarında sabit kalma pozisyonundadır. Çalışma maddesinin yarısı soğuk hacimde yarısı sıcak hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusu A noktasından B noktasına gelirken güç pistonu yerinde kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonu ile piston arasındaki soğuk hacim maksimum değere ulaşacak, sıcak hacim ise sıfır veya minimum değerde olacaktır. Bu durumda çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusunun A noktasından B noktasına hareketi esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kaldığından bu süreç sabit hacimde soğutma işlemidir. Bu işlemin sonunda güç pistonunun tepesi ve

yer değiştirme pistonunun eteği şekil 3.9.b'de grlen 2 noktasına gelmektedir [84, 104].

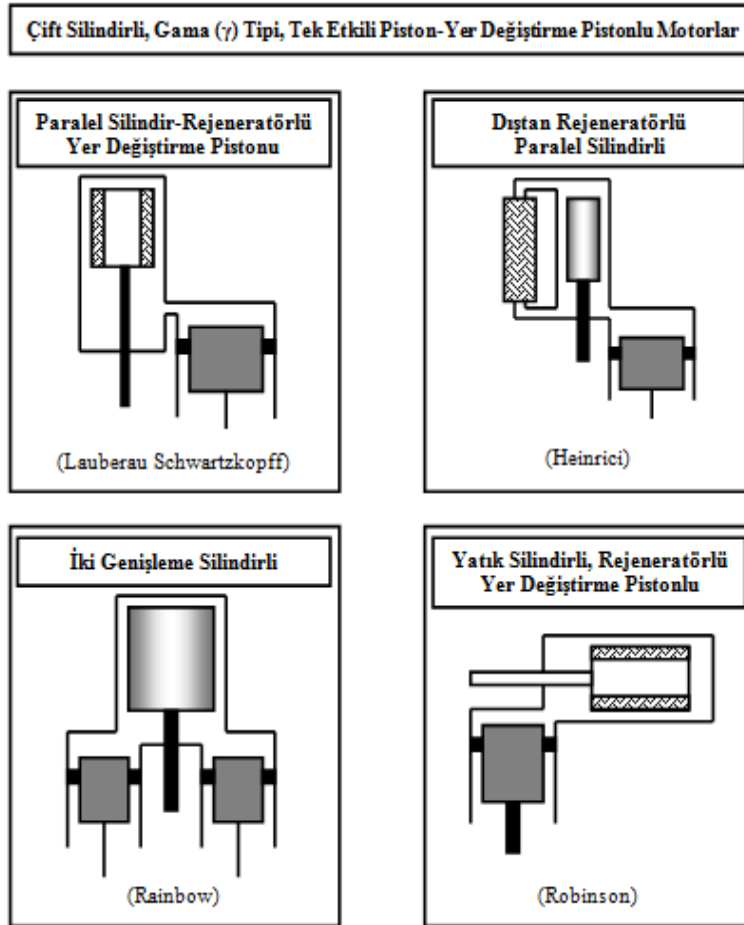
Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasından C noktasına giderken yer değiştirme pistonu N civarında sabit kalacak, g pistonu AN dan N ya doğru hareket edecektir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin hemen hemen tamamı yer değiştirme pistonu ile g pistonunun arasındaki soğuk hacimde sıkıştırma işlemine tabi tutulacaktır. İşlem esnasında çalışma maddesinden soğuk cidarlara ısı akışı olduğu için bu işlemin sabit sıcaklıkta gerçekleştiği kabul edilmektedir. Bu işlemin sonucunda yer değiştirme pistonunun eteği ve g pistonunun tepesi 3 noktasında bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonunun eteği ile g pistonunun tepesi arasındaki mesafe yer değiştirme pistonu kursunun yarısından fazladır [84, 104].

Yer değiştirme pistonu muylusu C noktasından D'ye giderken g pistonu N civarında sabit kalacak, yer değiştirme pistonu N'dan AN'ya doğru kendi kursunun yarısından fazla hareket edecektir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu işlem esnasında soğuk hacimde bulunan çalışma maddesi sıcak hacme geçecektir. Çalışma maddesi bu işlemde sabit hacimde ısıtılmaktadır. İşlemin neticesinde g pistonunun tepesi ile yer değiştirme pistonunun eteği arasında birbirine temas etmeyecek kadar küçük bir boşluk kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonunun eteği ve g pistonunun tepesi 4 noktasında olacaktır. G pistonu ve yer değiştirme pistonunun bu pozisyonunda çalışma maddesinin hemen-hemen tamamı sıcak hacimde sıkıştırılmış, yüksek basınç ve sıcaklıkta iş yapmaya hazır bulunmaktadır [84, 104].

Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonu AN civarında sabit kalacak, g pistonu kendi kursunun yarısından fazla AN'ya doğru hareket ederek iş zamanının gerçekleştirecektir. Bu işlemin sonunda çevrim tamamlanmaktadır [84, 104].

Gama tipi Stirling motorları

Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları Lauberau-Schwartzkopff, Heinrici, Rainbow ve Robinson olmak üzere dört grupta sınıflandırılmaktadır. Lauberau-Schwartzkopff tipinde rejeneratör yer değiştirme pistonu üzerinde bulunmaktadır. Heinrici tipi motorlarda güç ve yer değiştirme silindirleri birbirine paralel şekilde bağlanmaktadır. Soğuk ve sıcak hacimler harici bir rejeneratör kullanılarak birbirine bağlanmıştır. Rainbow tipi Stirling motorunda iki adet güç pistonu ve bir adet yer değiştirme pistonu bulunmaktadır. 19. yüzyılda yaygın olarak kullanılan Robinson tipi Stirling motorlarında ise yer değiştirme ve güç silindirleri 90° faz farkı ile yerleştirilmiştir [83]. Şekil 3.10'da tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları görülmektedir.



Şekil 3.10. Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları [83, 103]

ulaştığında çalışma maddesinin tamamı sıcak hacimde toplanmış olup basınç ve sıcaklık maksimumdur [83, 94, 105, 106].

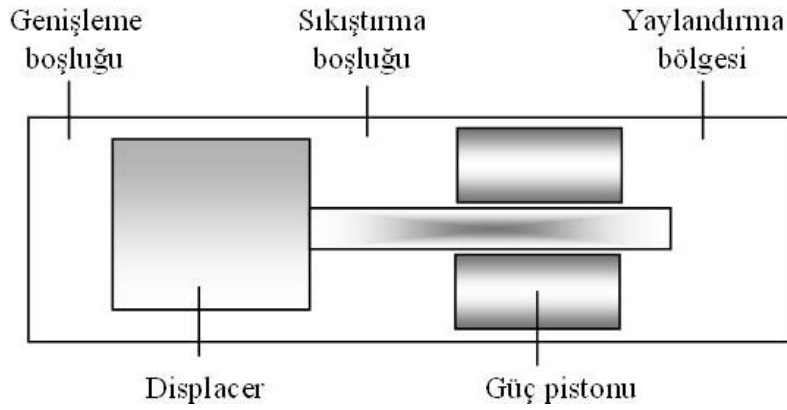
Biyel muylusu B noktasından C noktasına giderken, yer değiştirme pistonunun bulunduğu yerden AÖN' ya varıp tekrar bulunduğu yere gelecektir. Bu sebeple yer değiştirme pistonunun AÖN' da sabit kaldığı kabul edilmektedir. Güç pistonu ise AÖN' ya doğru krank çapına yakın bir mesafe kat ederek iş zamanını gerçekleştirir. İşlem esnasında çalışma maddesi hem genişleyerek iş yapmakta hem de ısıtma-soğutma kanalından geçerken ısı almaktadır. Bu işlemde çalışma maddesinin sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilmektedir. Biyel muylusu C noktasına vardığında çalışma maddesinin yarısı sıcak hacimde diğer yarısı güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin tamamının sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığına yakındır [83, 94, 105, 106].

Biyel muylusu C noktasından D noktasına doğru giderken, güç pistonu AÖN civarında sabit kabul edilebilir. Yer değiştirme pistonu ise AÖN' dan ÜÖN' ya doğru krank çapına yakın bir yol kat ederek sıcak hacimdeki çalışma maddesini soğuk hacme süpürür. Bu işlem çalışma maddesinin sabit hacimde soğutulmasıdır. Biyel kolu D noktasına vardığında çalışma maddesinin çoğunluğu soğuk hacimde, geri kalanı da güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin basıncı minimum seviyesindedir. Soğuk hacimde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı çevre sıcaklığının biraz üzerinde, güç silindirinde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı da sıcak kaynak sıcaklığının biraz aşağısındadır [83, 94, 105, 106].

Biyel muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonunun ÜÖN civarında sabit kaldığı kabul edilebilir. Güç pistonu ise AÖN' dan ÜÖN' ya doğru krank çapına eşit bir yol kat ederek önünde bulunan çalışma maddesini sıcak hacim üzerinden soğuk hacme aktarır. Bu işlemde çalışma maddesi bir taraftan sıkıştırılırken bir taraftan da ısıtma-soğutma kanalından geçerken kanalın cidarlarına ısı bırakmaktadır. İşlem çalışma maddesinin sabit sıcaklıkta ısı vermesi kabul edilmektedir. Biyel muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır [83, 94, 105, 106].

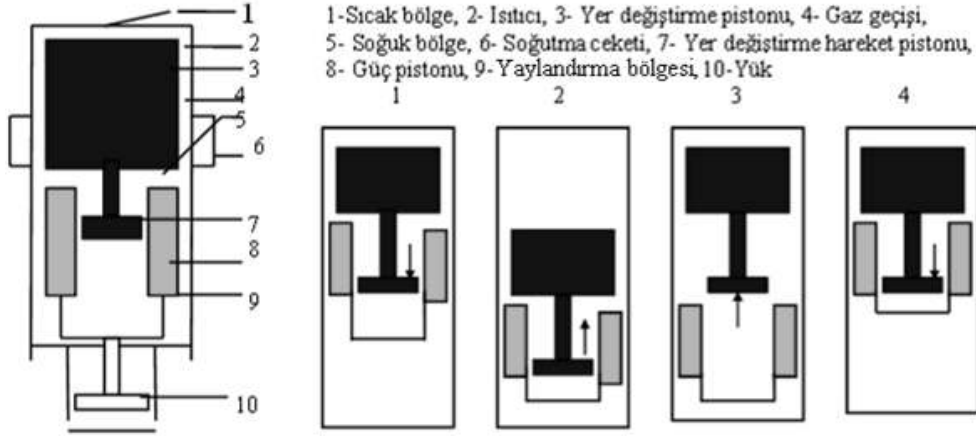
Serbest pistonlu Stirling motorları

Serbest pistonlu motorlar ilk defa 1960'lı yıllarda Ohio Üniversitesi'nde Prof. Beale tarafından tasarlanmıştır [107-110]. Tasarım olarak beta tipi Stirling motorlarına benzeyen serbest pistonlu motorlar, sızdırmazlık problemlerini azaltmak için geliştirilmiştir [108]. Şekil 3.12'de serbest pistonlu Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 3.12. Serbest pistonlu Stirling motoru [84]

Serbest pistonlu Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu ve güç pistonu arasında mekanik bir bağlantı yoktur. Silindir cidarlarının ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör olarak görev yapar. Çalışma maddesi olarak helyum ve hidrojen gibi ısı iletim katsayısı yüksek gazlar kullanılmaktadır. Pistonun ileri geri salınımı sıkıştırma-genişlemeyi meydana getirir ve yer değiştirme pistonu ise çalışma maddesini sıcak ve soğuk bölgeler arasında hareket ettirerek çevrim için gerekli olan ısı akışını sağlar. Motorun çalışma hacmi dışarıya kapalı olduğu için çalışma maddesinin kaçması sorunu tamamen çözülmüştür. Bu tip motorların bazılarında üretilen enerji motor gövdesinden titreşim olarak alınmaktadır [111]. Motorun çalışma prensibi şematik olarak Şekil 3.13'de görülmektedir.



Şekil 3.13. Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi [84]

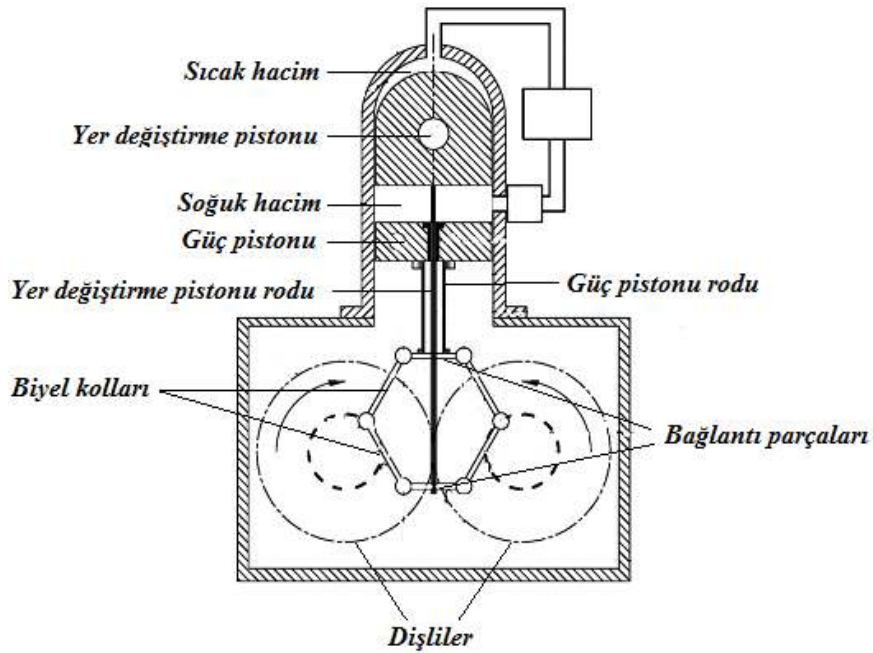
1-2 işleminde sıcak hacimde bulunan çalışma maddesi iş pistonunu aşağıya doğru iter. Bu işlemde yer değiştirme pistonu güç pistonu ile birlikte aşağıya doğru hareket eder. 2-3 işleminde yaylandırma bölgesindeki basınç pistonun yukarısındaki basınçtan daha büyüktür. Bu sebeple yaylandırma bölgesindeki basınç yer değiştirme pistonunu sıcak bölgeye doğru hareket ettirir. Çalışma maddesi yer değiştirme pistonu tarafından sıcak bölgeden soğuk bölgeye aktarılır ve iç basınç düşer. 3-4 işleminde yaylandırma bölgesi basıncının etkisi ile iş pistonu yukarı doğru itilir ve çalışma maddesini soğuk bölgede sıkıştırır. 4-1 işleminde sabit hacimde ısıtma işlemidir. Şekil 3.13'deki 4 numaralı pozisyonda yaylandırma bölgesindeki basınç düşük, çalışma hacmi tarafındaki basınç yüksektir. Bu basınç farkının etkisi ile yer değiştirme pistonu aşağıya doğru itilir ve soğuk hacimdeki çalışma maddesinin sıcak hacme aktarılması sağlanır [84, 111].

Serbest pistonlu Stirling motorları lineer bir alternatörle elektrik üretimi, ısı pompası veya soğutma makinesi olarak kullanılabilir [111]. Serbest pistonlu Stirling motorları basit mekanik tasarım, düşük aşınma, yüksek enerji dönüşüm verimi, kolay ilk hareket, yüksek performans, uzun ömür ve düşük maliyet gibi avantajlara sahiptir [108, 109]. Çıkış gücünün dairesel olarak alınamaması pompa ve kompresör gibi sistemlerde kullanımında bir dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır [108].

3.4. Hareket Mekanizmaları

3.4.1. Rhombic hareket mekanizması

1953 yılında Meijer tarafından icat edilen Rhombic hareket mekanizması [83] beta tipi Stirling motorlarında kullanılmaktadır [112]. Şekil 3.14’de rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir. Rhombic hareket mekanizması, güç ve yer değiştirme pistonu bağlantı parçaları ve rodları ile birbirine ters yönde hareket eden iki dişliden oluşmaktadır.

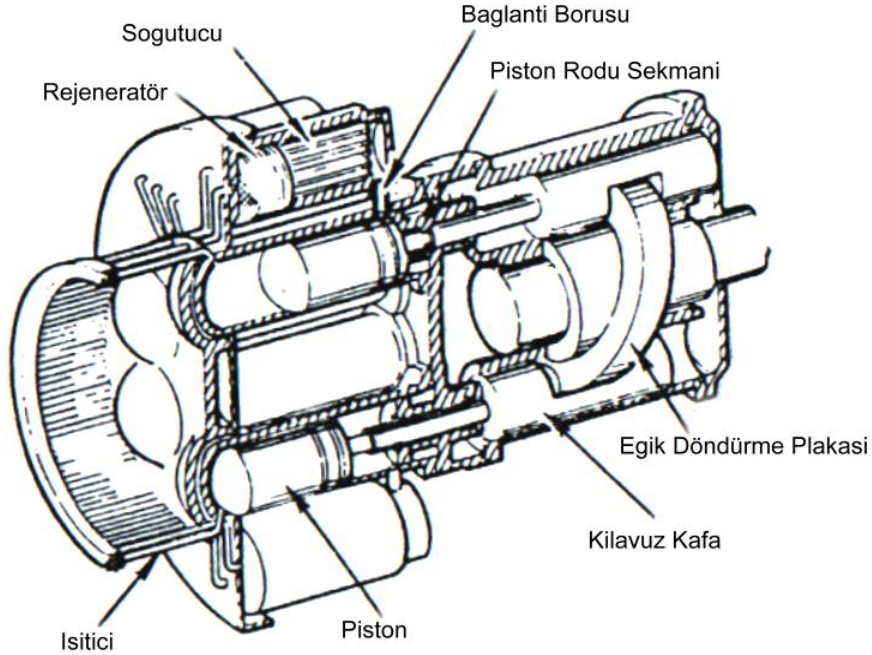


Şekil 3.14. Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru [112]

Rhombic hareket mekanizmasında yanıl kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden piston ve silindir arasında ve yer değiştirme pistonu rodı ile güç piston rodı arasında yanıl sürtünme direnci olmadığından sürtünme direnci azalmaktadır. Böylece piston ve silindir gibi parçalarda aşınıtı minimuma indirilmektedir [80, 83, 88].

3.4.2. Eğik plakalı döndürme mekanizması

Hidrolik pompa ve kompresörlerde yaygın olarak kullanılan eğik plaka mekanizması Stirling motorlarında otomotiv uygulamalarında kullanılmıştır. Pistonların karşısına eğik plaka yerleştirilmiştir [83]. Meijer tarafından eğik plaka açılarını değiştirerek motorun güç kontrolünü sağlamak amacı ile çalışmalar yapılmıştır [113]. 1970'lerde Philips lisansı ile otomobillerde kullanılmak amacı ile üretilmiş, Ford ve General Motor şirketleri tarafından denenmiştir. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motorları su altı güç sistemleri için Philips lisansından ayrı olarak United Stirling, Malmo ve MAN-MWM şirketleri tarafından da üretilmiştir [83, 88]. Şekil 3.15'de eğik plakalı döndürme mekanizmasına sahip bir Stirling motoru görülmektedir.

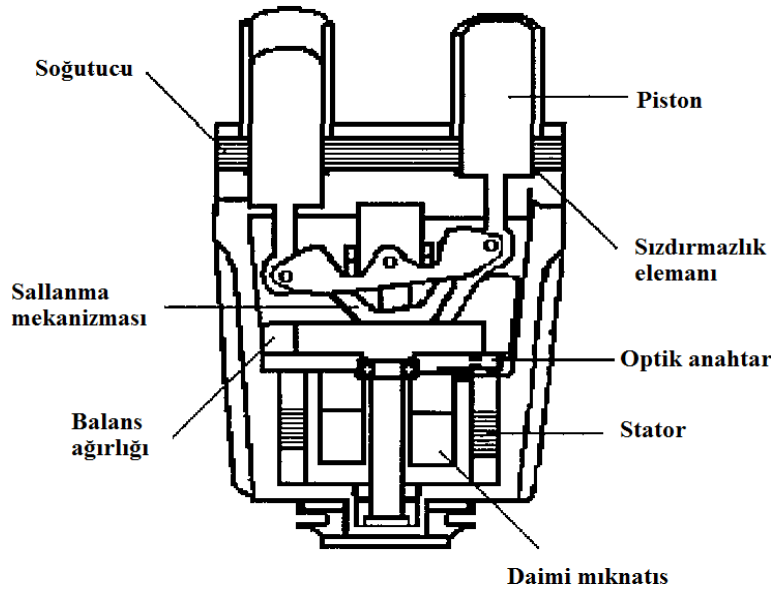


Şekil 3.15. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru [83, 88]

Eğik plaka mekanizması, motor boyutlarını küçültme, kolay dengelenme ve uygun tork karakteristiklerine sahiptir. Ancak hassas üretim işlemleri, hidrodinamik yağlama ve düşük hızlardaki sürtünme problemleri önemli dezavantajlarıdır [84].

3.4.3. Sallanan sürücü tip hareket mekanizması

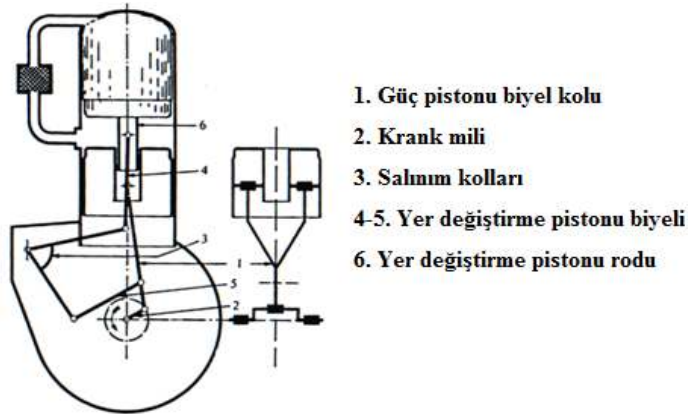
Sallanan sürücülü tip hareket mekanizma kullanılan bir motor Şekil 3.16’da görülmektedir. Bu tasarımda, yan yana yerleştirilmiş iki adet piston bir külbütör mekanizması vasıtası ile birbirine bağlanmıştır. İçten yanmalı motorlarda ve kompresörlerde kullanabilen bu mekanizmanın en büyük avantajı maliyetinin oldukça düşük olmasıdır [84, 111, 114].



Şekil 3.16. Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru [84]

3.4.4. Krank-biyel hareket mekanizması

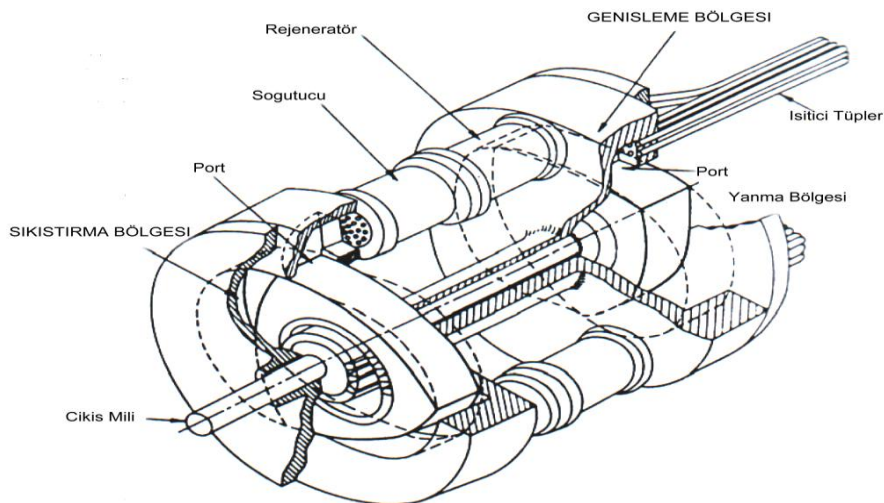
Şekil 3.17’de krank-biyel hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir. Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorlarının imalatı basit olduğu için küçük motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu mekanizmada krank mili haznesi (karter) içerisindeki basınç minimum olmalıdır [80]. Karter basıncının çok fazla artması motor çıkış gücünün azalmasına neden olmaktadır [80, 83].



Şekil 3.17. Krank biyel hareket mekanizmalı Stirling motoru [80]

3.4.5. Döner (Wankel) tip hareket mekanizması

Döner tip Stirling motorları ortak mil ucunda yataklanan biri sıkıştırma diğeri ise genişleme hacmini oluşturan iki adet rotordan oluşmaktadır. Sistemde simetrik olarak yerleştirilmiş iki adet rejeneratör bulunmaktadır. Rotorlar bulundukları hacimde üç ayrı bölge oluşturmaktadır. Her boşlukta iki sıkıştırma ya da iki genişleme süreçleri gerçekleşmektedir. Motorun her dönüşünde iki adet çevrim olduğu için motor gücü artmaktadır [83]. Şekil 3.18’de döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.

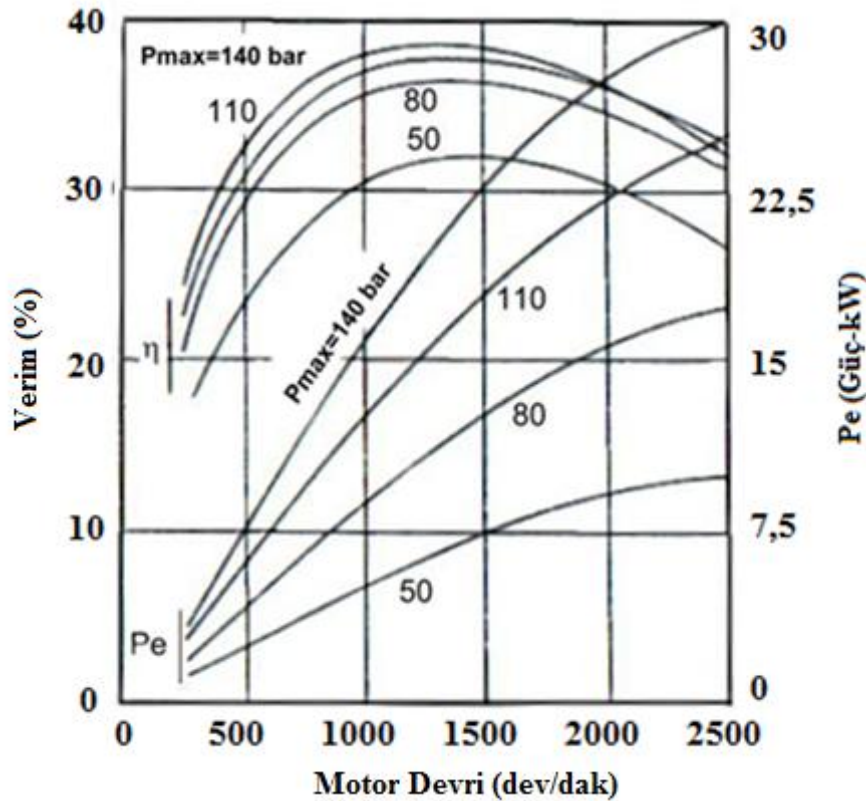


Şekil 3.18. Döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru [83]

3.5. Stirling Motorlarının Çalışma Karakteristikleri

3.5.1. Güç ve verim ilişkisi

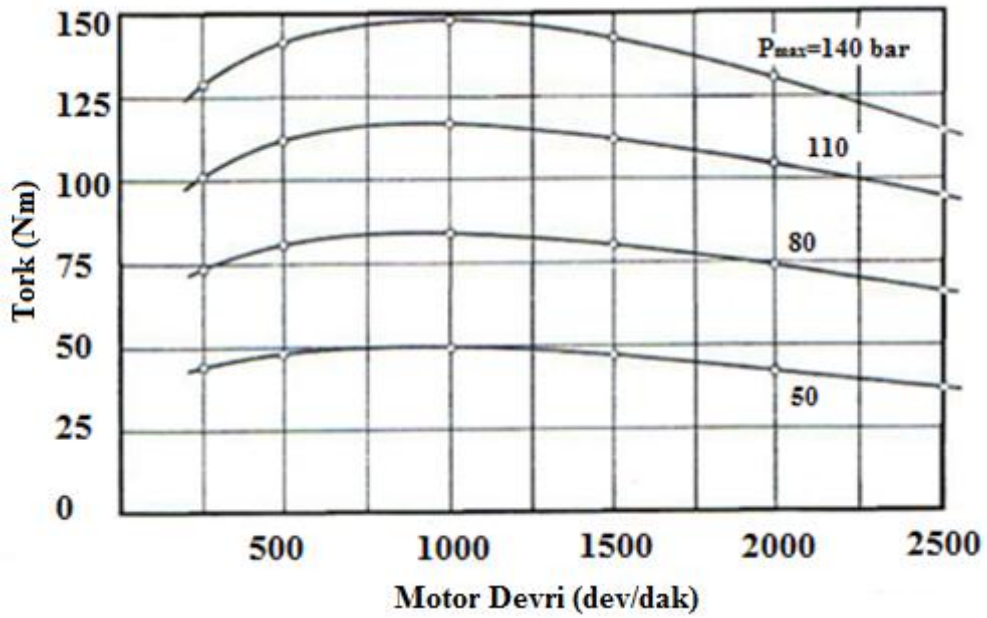
Şekil 3.19'da 30 kW gücünde, tek silindirli, rhombic hareket mekanizmalı bir Philips Stirling motorunun motor hızına bağlı olarak motor gücü ve termal veriminin değişimleri görülmektedir. Çalışma maddesi olarak hidrojen kullanılan motor, 2/1 sıkıştırma oranına sahiptir. Motor gücü motor devrine bağlı olarak artış göstermektedir. 2500 dev/dak motor devrinde yaklaşık olarak 30 kW maksimum motor gücü elde edilmiştir. Termik verim ise 1500 dev/dak'ya kadar artış göstermekte, bu motor devrinden sonra azalma göstermektedir. Maksimum verim ve maksimum motor gücü 140 bar şarj basıncında elde edilmiştir [83].



Şekil 3.19. Philips Stirling motorunun motor hızına bağlı olarak güç ve verim değişimi [83]

3.5.2. Tork devir ilişkisi

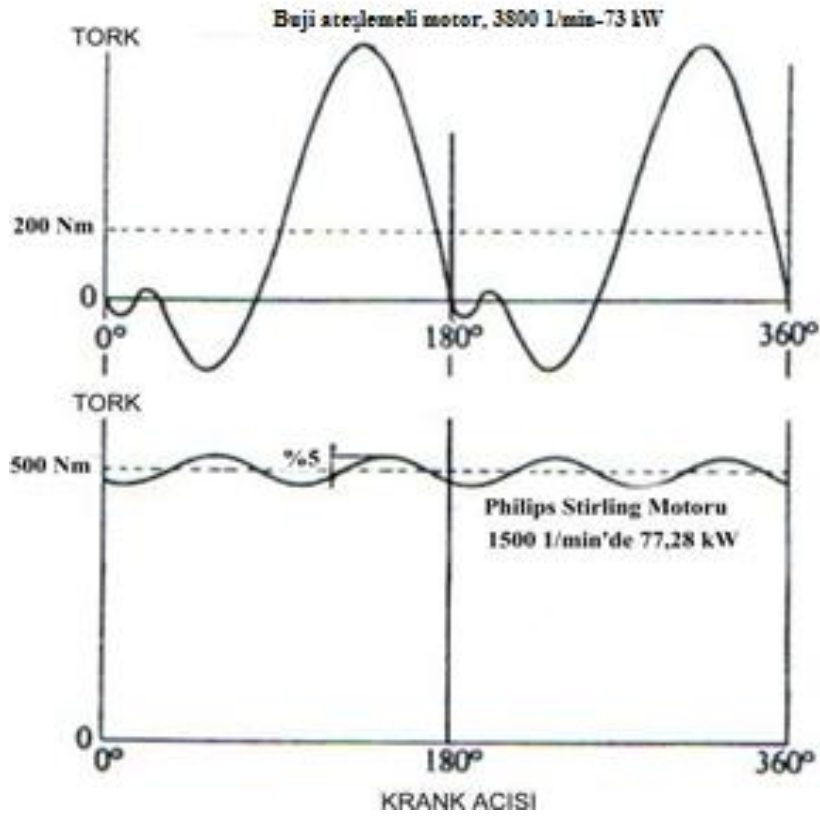
Şekil 3.20’de tek silindrili rhombic hareket mekanizmalı Philips Stirling motorunun motor devrine bağlı olarak motor torkunun değişimi görülmektedir. Maksimum motor torkunun 1000 dev/dak ve 140 bar maksimum motor basıncında 150 Nm olduğu görülmektedir. Bu motor devrinden sonra motor torku azalmaktadır. Düşük motor devirlerinde tork değişiminin çok az değişim göstermesi etkili bir hızlanma ve direnç kuvvetlerini yenebilme özelliğini sağlamaktadır [83].



Şekil 3.20. Motor devrine bağlı olarak motor torku değişimi [83]

3.5.3. Periyodik tork değişimi

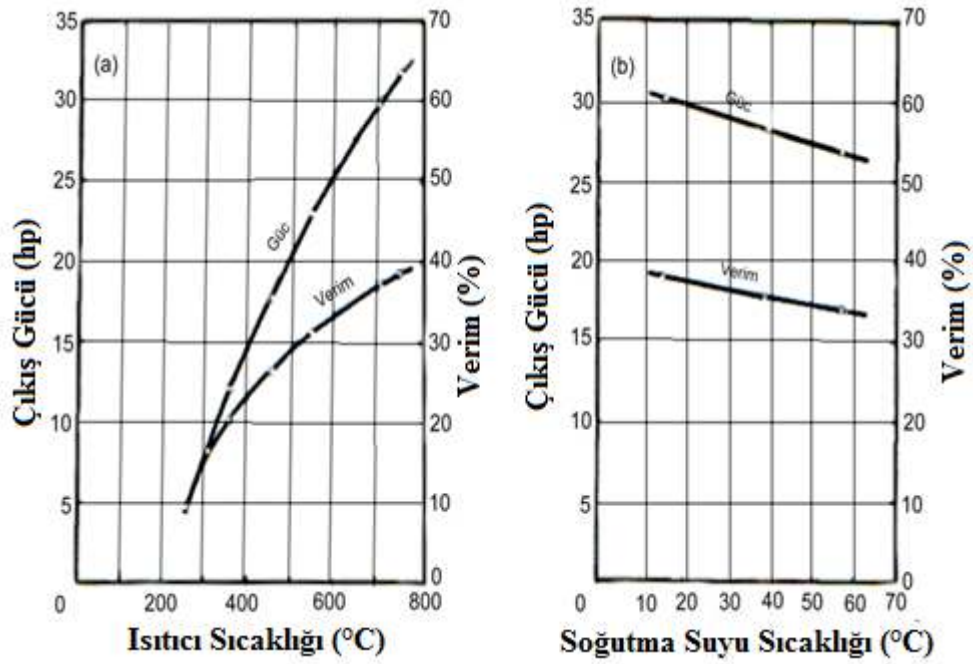
Şekil 3.21’de aynı motor gücündeki buji ile ateşlemeli bir motorla bir Stirling motorunun krank açısına bağlı olarak periyodik tork değişimleri görülmektedir. Buji ile ateşlemeli motorda tork değişim aralığı oldukça değişken iken, Stirling motorunda tork değişimi $\pm 5\%$ oranındadır. Stirling motorunda motorun her devrinde bir çevrim gerçekleşmesi ve basınç değişim aralığının küçük olması ($P_{\max}/P_{\min}=2$) tork değişiminin az olmasını sağlamaktadır [83, 84, 88].



Şekil 3.21. Stirling ve buji ateşlemeli motorların tork değişimleri [83]

3.5.4. Isıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları

Şekil 3.22’de ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarının fonksiyonu olarak çıkış gücü performans değerleri görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, ısıtıcı sıcaklığının artması ve soğutucu akışkan giriş sıcaklığının azalması motor gücü ve verimini artırmaktadır [83].

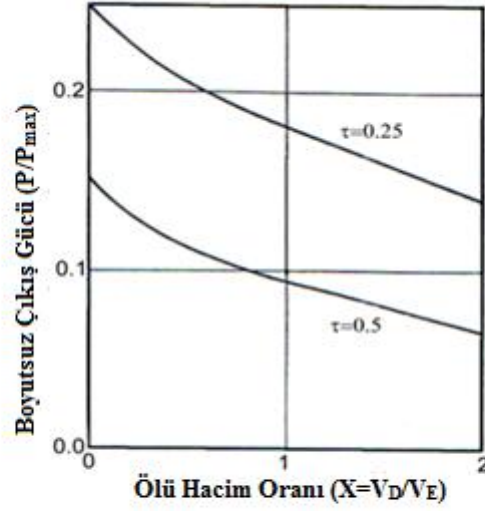


Şekil 3.22. Philips stirling motorunda ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarının motor çıkış gücü ve verime etkileri [83]

3.5.5. Ölü hacim

Stirling motorlarında ölü hacim rejeneratör, bağlantı kanalları, borular, ısıtıcı ve soğutucu bölgelerinde meydana gelmektedir. Ölü hacmin büyük çoğunluğu rejeneratörde oluşmaktadır. Rejeneratörde soğuk bölgeden sıcak bölgeye hareket eden çalışma maddesinin bir kısmı kalmakta ve basınç azalmasına sebep olmaktadır. Ölü hacmin çok azalması akış kayıplarını artırmaktadır [83, 84, 88].

Şekil 3.23’de ölü hacim oranına bağlı boyutsuz çıkış gücü değişiminin eğrileri görülmektedir. Burada $\tau = T_C / T_H$ minimum ve maksimum sıcaklıklar arasındaki oran, $X = V_D / V_E$ ölü hacim oranı, $(P / P_{\max, V_T})$ boyutsuz güç değeridir. Şekilde görüldüğü gibi, ölü hacim oranı arttıkça motor çıkış gücü azalmaktadır. Ayrıca, sıcaklık oranı küçüldükçe motor gücünün arttığı görülmekle beraber, ölü hacim oranının değişimine bağlı güç eğrileri aynı oranlarda değişim göstermektedir [83, 88].



P : Test anındaki çıkış gücü,

P_{max} : Ölçülen maksimum motor gücü,

V_D : Rejeneratördeki toplam hacim,

V_E : Genişleme bölgesindeki süpürme hacmi

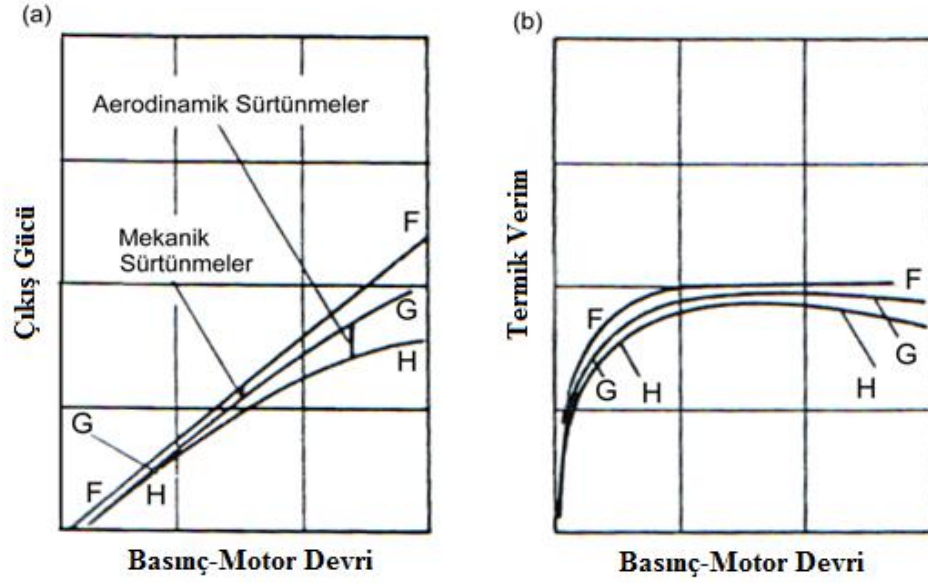
$\tau = T_C / T_H$: Sıcaklık oranı (T_C : Soğutucu sıcaklığı, T_H : Isıtıcı sıcaklığı)

Şekil 3.23. Ölü hacim oranına bağlı boyutsuz çıkış gücü değişimi [83, 88]

3.5.6. Aerodinamik ve mekanik sürtünmeler

Stirling motorlarında mekanik ve aerodinamik olmak üzere iki adet sürtünme direnci oluşmaktadır. Şekil 3.24’de aerodinamik ve mekanik sürtünmelerin termik verime ve motor gücüne etkisi görülmektedir. Aerodinamik sürtünme kayıpları, çalışma maddesi ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucudan geçerken meydana gelmektedir. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri arasındaki basınç farkı, genişleme bölgesindeki basınç değişiminin azalmasına neden olur ve net iş azalır. Basınç düşüklüğü akışkanın yoğunluğu, kütlesi ve akış hızının bir fonksiyonudur. Aerodinamik sürtünmeler motor gücünü ve termik verimi H-H eğrisine kadar azaltmaktadır [83, 84].

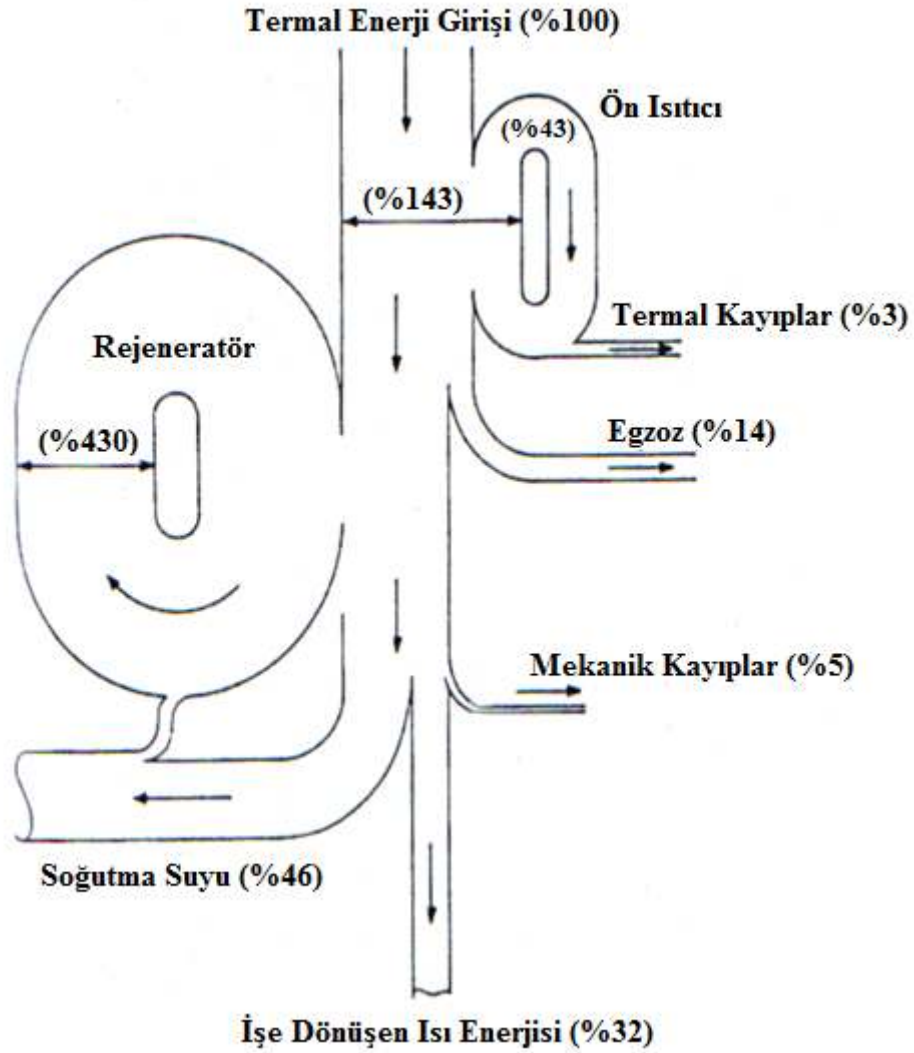
Mekanik kayıplar piston ve segmanların sürtünmesinden, yatak sürtünmelerinden, yağ pompası vb. sürtünmelerden kaynaklanır. G-G çizgisi ile gösterilen mekanik sürtünme, motor gücü ve termik verimi azaltır [83, 84].



Şekil 3.24. Sürtünme kayıplarının motor çıkış gücü ve termik verime etkileri [83, 88]

3.5.7. Enerji dağılımı

Şekil 3.25’de bir Stirling motoruna ait Sankey enerji dağılım diyagramı verilmiştir. Sisteme verilen termal enerji %100 olarak ifade edilmektedir. Stirling motorlarında yanma motor dışında gerçekleştiği için bir ön ısıtıcı kullanımı ile egzoz gazlarındaki enerji yeniden kullanılabilir. Ön ısıtıcı kullanımı ile sisteme %43’lük bir enerji girdisi olmaktadır. Toplam enerjinin %3’ü ön ısıtıcıdan, %14’ü egzoz gazlarından, %5’i mekanik sürtünme yoluyla ile dışarı atılmaktadır. Toplam enerjinin %32’sini çıkış milinden alınabilmektedir. Rejeneratörde çıkış gücünün 12 katı enerji depo edilmektedir [83].

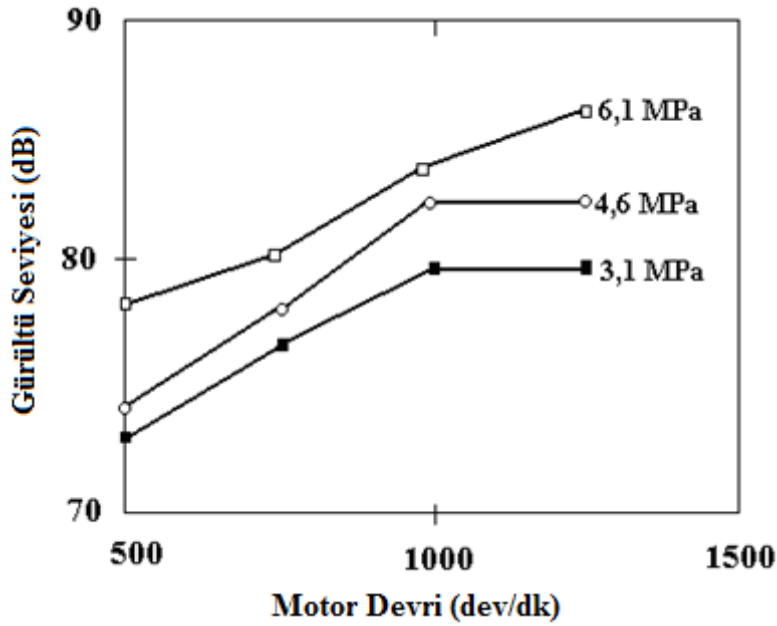


Şekil 3.25. Stirling motorunda enerji akışı [83]

3.5.8. Gürültü

Stirling motorlarında gürültü seviyeleri; supapların olmaması, ısı verme işleminin sürekli olması ve basınç değişiminin az olması nedeniyle içten yanmalı motorlara nazaran oldukça düşüktür. Stirling motorlarında gürültü seviyesinin artışına soğutma için ilave edilen parçalar sebep olabilir. Stirling motorları, gürültü seviyelerinin düşüklüğü nedeni ile lokomotif, askeri araçlar ve traktör gibi uygulamalarda kullanılabilmektedir [83,84].

Şekil 3.26'da çalışma maddesi olarak helyum kullanan bir Stirling motorunun farklı şarj basınçlarında gürültü seviyesi değişimleri görülmektedir. Şarj basıncı ve motor devrinin artması ile gürültü seviyeleri artış göstermektedir [83,84].

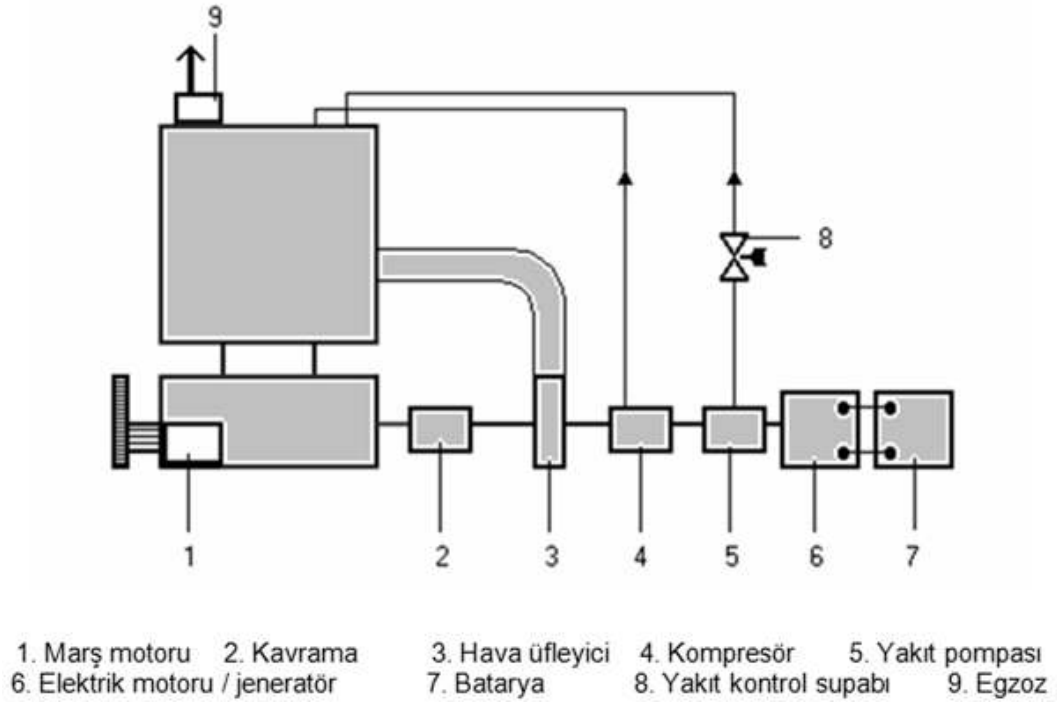


Şekil 3.26. Stirling motorunun gürültü seviyeleri değişimi [83]

3.5.9. İlk hareket

Stirling motorları soğuk ve sıcak bölge arasındaki sıcaklık farkı yardımıyla çalıştığı için motora ilk hareket verilmeden önce sıcak bölgeye ısı verilmesi gerekmektedir. Serbest pistonlu Stirling motorları sisteme ısı girişi ile kendi kendine harekete geçerken, diğer tip motorlarda ise el ya da ilave hareket mekanizması kullanımı ile sisteme ilk hareket verilmektedir.

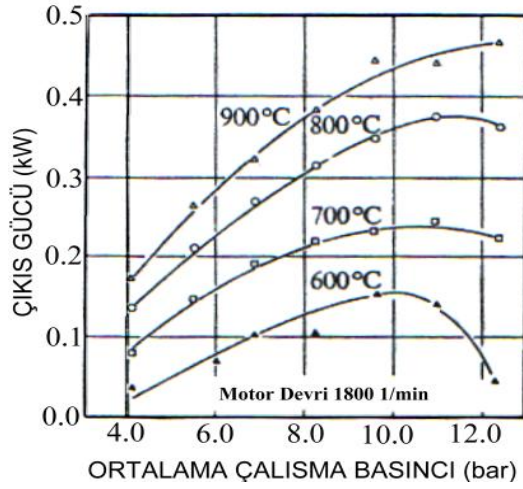
Şekil 3.27'de bir Stirling motoru için ilk hareket mekanizması görülmektedir. Silindir kafasını ısıtabilmek için yanmış gazlar bir elektrik motoru-jeneratör çifti tarafından fan ve yakıt pompasına hareket verilerek sağlanır. Belirli bir çalışma aralığının ardından motora ilk hareket bir marş motoru aracılığı ile verilmektedir [83,84].



Şekil 3.27. Bir Stirling motoru için ilk hareket mekanizması [83,84]

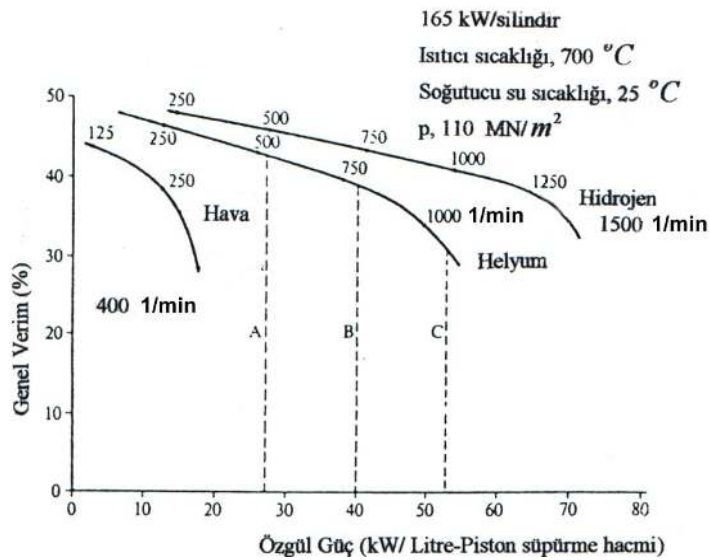
3.5.10.Şarj basıncı ve farklı çalışma maddeleri

Şekil 3.28’de hava ile çalışan küçük bir Stirling motorunun 1800 dev/dak sabit motor devrinde ortalama çalışma basıncına karşılık değişik ısıtıcı sıcaklıklarında motor çıkış gücü eğrileri verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, şarj basıncının artışı ile motor güçleri optimum şarj basıncına kadar artış göstermektedir. Bu değerden sonra şarj basıncının artması ile çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz gelmekte ve motor gücü azalmaktadır [83,88].



Şekil 3.28. Ortalama çalışma basıncının motor çıkış gücüne etkileri [83]

Şekil 3.29'da özgül motor gücüne bağlı olarak farklı çalışma maddelerinin kullanımının motor verimine etkisi verilmiştir. Çalışma maddesi olarak helyum ve hidrojen kullanımının düşük motor devirlerinde havaya göre çok az avantajlı veya hiç avantajlı olmadığını görülmektedir. Ancak motor devri ve özgül motor gücünün artmasına paralel olarak helyum ve hidrojenin çalışma maddesi olarak kullanımının motor veriminde belirgin bir artış sağlamaktadır [83].



Şekil 3.29. Farklı çalışma akışkanları ile Stirling motorunda performans değerlerinin karşılaştırılması [83]

3.6. Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

3.6.1. Stirling motorlarının avantajları

- Motor çalışmaya başlamadan önce içeri ısı sürüldüğü için ilk harekete geçirilmeleri kolaydır.
- Güneş enerjisi, gaz yakıtlar, sıvı yakıtlar, fosil yakıtlar, bio-dizel yakıtlar, nükleer enerji, termal ısı kaynakları vb. enerji kaynakları ile çalışabilir.
- Termik verimleri içten yanmalı motorlara kıyasla daha yüksektir.
- Parça aşınımları azdır. Isı dıştan verildiği için yanmanın oluşturacağı kirlenmeden motor parçaları etkilenmemektedir. İçten yanmalı motorlarda olduğu gibi yanmadan kaynaklanan ani basınç yükselmeleri olmadığından hareketli motor parçaları zarar görmemektedir.
- İçten yanmalı motorlara göre yardımcı sistemlerin az oluşu imalat kolaylığı ve ekonomi sağlar.
- Sisteme ısı sürülmesi sürekli olduğundan, emme ve egzoz supapları bulunmadığından ve basınç değişimleri sinüzoidal olduğundan, gürültüsüz ve titreşimsiz çalışır.
- Ateşleme ve enjeksiyon sistemleri ile supap gibi yardımcı parçalara ihtiyaç duyulmadığından az bakım gerektirir.
- Yağlama yağı soğutucu etkide bulunmadığından içten yanmalı motorlarda olduğu gibi ısı kaybı olmaz. Ayrıca yağ sarfiyatı daha az ve yağ değişim aralığı daha uzundur.
- Yanmanın kontrollü ve dışardan olması sebebi ile azotoksit, karbonmonoksit ve yanmamış hidrokarbon miktarı içten yanmalı motorlara göre daha azdır.
- Stirling motorları çok değişik mekanik düzenlemelerle, çok küçük ve çok büyük boyutlarda ve değişik güçlerde üretilebilir [78, 82, 83, 88].

3.6.2. Stirling motorlarının dezavantajları

- Aynı güce sahip içten yanmalı motorlara göre daha büyük kütle ve boyutlara sahiptir (Güç/Ağırlık oranı kötüdür).
- Çalışan parçalar arasında ve silindir ile piston arasında sızdırmazlık problemi vardır.
- Isıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler nedeni ile yavaşlama ve hızlanma ivmeleri düşüktür.
- Birçok bölümünde tasarım güçlüğü vardır ve deneysel bilgi gerektirir.
- Araştırma ve geliştirme çalışmaları hali hazırda devam ettiği için seri imalatı yapılamamaktadır, imalatı yapılabilenler ise karmaşık ve maliyeti yüksektir [78, 82, 83, 88].

3.7. Stirling Motorlarının Kullanım Alanları

Günümüzde enerji kaynakları hızlı bir şekilde azalmakta, alternatif enerji kaynakları üzerine yapılan çalışmalar önem kazanmaktadır. Dıştan ısı verme prensibine dayalı olarak çalışan Stirling motorlarında güneş, jeotermal gibi enerji kaynakları kolaylıkla kullanılabilir. Günümüzde Stirling motorlarının uygulama alanları aşağıda maddeler halinde belirtilmiştir.

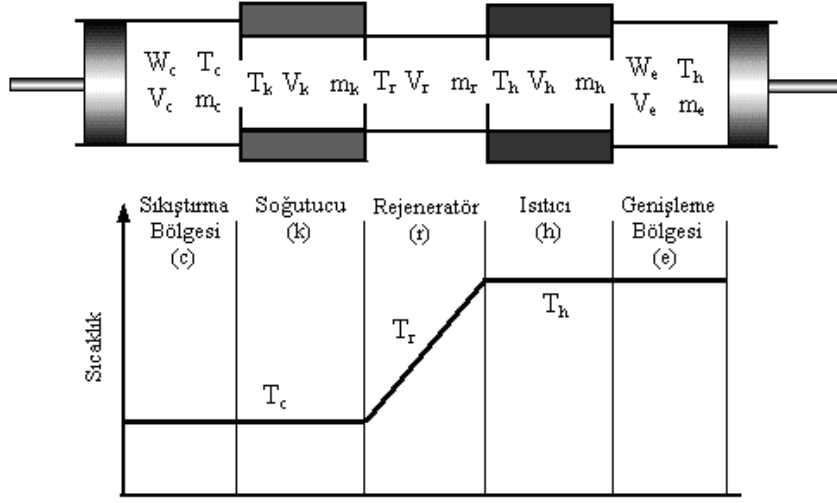
- Güneş enerjisinden elektrik üretiminde,
- Elektrik jeneratörlerinde
- Soğutma makinesi olarak,
- Isı pompası olarak
- Yardımcı güç motoru olarak,
- Nükleer güç istasyonlarında,
- Hidrolik pompalarda,
- Uzay araçlarının elektrik ihtiyacını karşılamada,
- Tarım alanlarında su pompalamada [78, 82, 83, 88].

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

4.1. Literatür Bilgileri

Stirling motorlarının termodinamik performansını belirlemeye yönelik ilk analiz 1871 yılında Gustav Schmidt tarafından geliştirilmiştir [83,115-117]. Bu metot izotermal analiz olarak adlandırılmaktadır. Bu analizde, sıcak hacimdeki gazlar sıcak kaynak sıcaklığında, soğuk hacimdeki gazlar soğuk kaynak sıcaklığında ve rejeneratördeki gaz sıcaklığı da her noktada rejeneratör sıcaklığına eşit sıcaklıkta kabul edilmektedir. İzotermal analizde, sisteme ısı girişinin genişleme hacminde, ısı çıkışının ise sıkıştırma hacminde meydana geldiği kabul edilmiş ve tüm ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Schmidt analizinde genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin değişimi kinematik ilişkiler kullanılarak yapılmıştır. Kinematik ilişkilerin oluşturulmasında motorun alternatif hareket yapan parçalarının hareketlerinin harmonik olduğu kabul edilmektedir. Bu metot sisteme verilen ısı, sistemden alınan ısı, genişleme işi, sıkıştırma işi ve verimin kaba bir tahminini mümkün kılmaktadır [83,118-120].

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 [104,111]. Şekil 4.1’de beş bölge ikinci mertebe model görülmektedir.



Şekil 4.1. Beş bölgeci model üzerinden Stirling motorunun izotermal analizi [111]

Martini tarafından yapılan İzotermal analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sıkıştırma ve genişleme bölgesinde hacim değişimi esnasında çalışma maddesinin sıcaklığı üniformdur.
2. Akışkanın rejeneratörden geçişi esnasında oluşan viskoz kayıplar göz ardı edilir ve rejeneratörün sıcaklığı zamanla değişmez. Sıkıştırma bölgesinde T_c ve genişleme bölgesinde T_h sıcaklıkları mevcut olup rejeneratördeki sıcaklık değişimi lineer kabul edilir.
3. Akış sürtünmesizdir, geçiş sırasında akışkanın serbest ivmelenmesine yol açan basınç değişimi yoktur.
4. Akışkan kütlesi çevrim boyunca sabittir, kaçaklar yoktur.
5. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri krank açısının fonksiyonu olarak açıklanabilir.
6. Çalışma maddesi ideal gaz kabul edilmiştir [84,111,120-122].

İzotermal analizde basınç,

$$P = \frac{m_t R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (4.1)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır. Çalışma maddesinin iç enerjisi,

$$U = \frac{c_v}{R} (PV_1 + PV_2 + \dots + PV_n) = \frac{c_v}{R} PV_{Top} \quad (4.2)$$

ile hesaplanır. Eş. 4.2’de bulunan alt indis hücre numarasını göstermektedir. Zaman sayıcısı ile karıştırılmaması gerekir. 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 cıdarları sıcak ve soğuk kaynak olarak kabul edilmektedir.

Net işi hesaplamak için,

$$W = \sum_{i=1}^{i=k} P_i (V_i - V_{i-1}) \quad (4.3)$$

eşitliği kullanılabilir. Eş. 4.3’de 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,

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W = (U_i - U_{i-1}) + P_i (V_i - V_{i-1}) \quad (4.4)$$

kullanılır. Eş. 4.4 ile çevrimin kademelerindeki iç enerji değişimleri hesaplandığında ΔQ ’nun bazı kademelerde pozitif, bazı kademelerde de negatif değerler aldığı

görülür. Pozitif olanlar ısıнын sıcak kaynaktan çalışma maddesine, negatif olanlar ısıнын çalışma maddesinden soğuk kaynağa aktığı gösterir. Pozitif işareti olan ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca çalışma maddesine verilen ısı hesaplanır. Yine negatif işaretli ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca çalışma maddesinin attığı ısı hesaplanır.

İzotermal analizde çalışma gazına verilen ısıнын ne kadarının sıcak kaynaktan ne kadarının rejeneratörden sağlandığı belirlenememektedir. Ayrıca çalışma maddesinin ısı alması ve vermesi hücrelerin cidar sıcaklığı ile hücredeki gazın sıcaklığı eşit kabul edildiği için termik denge şartlarında gerçekleşmektedir. Termik denge şartlarında gerçekleşen ısı alış verişi gazın ve ısı alış verişi yaptığı çevrenin toplam entropisinin sabit kalması demektir. Bu olay izotermal çevrimin tam tersinir bir çevrim olduğunu göstermektedir. Netice 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 motordan motora değişmektedir [111].

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 edilirken, Finkelsitein'in nodal analizinde 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 [111].

Finkelstein (1967) tarafından yapılan ve nodal analiz olarak adlandırılan bir analizde motorun toplam hacmi 13 nodal hacme ayrılmıştır. Bunlar genişleme hacmi 1, ısıtıcı 3, rejeneratör 5, soğutucu 3 ve soğuk hacim 1 olarak rapor edilmektedir. Nodal

hacimlerde anlık sıcaklıklar, sistem basıncı, çevrimlik iş, ısılar ve termik verim hesaplanmıştır. Genişleme ve sıkıştırma hacimlerini hesaplamak için analizi yapılan makinenin kinematik ilişkileri kullanılmıştır. Nodal hacimlerdeki anlık sıcaklıkları hesaplamak için termodinamiğin birinci kanununun açık sistemler için verilen şekli kullanılmıştır. Sistem basıncını hesaplamak için Eş. 4.1, kütleleri hesaplamak için genel gaz denklemi kullanılmıştır [111, 123].

Shock (1978) tarafından nodal analiz serbest pistonlu Stirling motorlarına uygulanmıştır. Bu analizde motor yirmi yedi kısma ayrılmıştır. Bu çalışmada, motorun genişleme hacmi bir, ısıtıcı altı, rejeneratör on bir, soğutucu ise altı bölüme ayrılmıştır. Yirmi yedinci bölüm çalışma boşluğu, yirmi altı ve yirmi beşinci bölümler piston ve displacer'in hareketini sağlayan gaz yayılma boşluklarıdır [111, 124].

Tew ve arkadaşları 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-drive) bir motorun termodinamik tasarımında kullanmışlardır [126].

Ladas ve İbrahim (1994) Stirling çevrimi ile çalışan bir Stirling motorunun sonlu zaman yaklaşımı kullanarak termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Kütle ve enerji denklemlerini nümerik olarak çözerek, rejenerasyon ve devir sayısının güç ve verime etkisini incelemişlerdir [126].

Karabulut (1998) tarafından yapılan bir çalışmada, nodal analize dayalı bir termodinamik simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu çalışmada alfa tipinden ve silindirleri V şeklinde yerleştirilmiş bir motorun çalışma hacmi sırası ile soğuk silindir, soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı ve sıcak silindir olmak üzere beş bölmeye ayırmıştır. Isıtıcı ve soğutucu ikişer parçaya, rejeneratör sekiz parçaya ayrılmıştır. Soğuk silindir ve sıcak silindir hacimleri hesaplanırken pistonların sinüzoidal hareket yaptığı kabul edilmiştir. Kullanılan matematik model; kütlenin korunumu, ideal gazların genel hal denklemi, Eş. 4.1 ve birinci kanunun basitleştirilmiş şekli olan,

$$\Delta Q + \Delta H_{giriş} - \Delta H_{çıkış} = \Delta W + \Delta U \quad (4.5)$$

eşitliğinden oluşmaktadır. Son eşitlikte bulunan ΔQ cıdarla gaz arasındaki ısı transferini göstermektedir. Bu ısının hesaplanabilmesi için konvektif ısı taşınım katsayısı gerekmekte 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 [127].

Karabulut ve arkadaşları (2006) tarafından yapılan diğer bir çalışmada, gama tipi Stirling motorlarında özgül gücü artırmak ve dış hacmi azaltmak için güç silindiri ve displacer silindiri iç içe yerleştirilmiştir. Hazırlanan nodal analiz programında motorun iç hacmi 103 bölgeye ayrılmıştır. Diğer nodal analizlerden farklı olarak, bu analizde Eş. 4.5 sonlu fark şekline dönüştürülerek kullanılmıştır [128].

Erbay ve Yavuz (1999) kapalı rejeneratif çevrimle çalışan bir Stirling motorunun termodinamik performansı üzerine sıkıştırma, genişleme ve rejenerasyon sürecindeki kayıpların etkilerini maksimum güç yoğunluğu tekniğini kullanarak incelemişlerdir. Sıkıştırma termal verimi, genişleme termal verimi, rejenerasyon termal verimi, sıkıştırma hacim oranı, genişleme hacim oranı ve sıcaklık oranına bağlı olarak maksimum gücü belirlemişlerdir [129].

Kaushik ve Kumar (2000) Stirling motorunun termodinamik performansını sonlu-zaman termodinamiği yaklaşımını kullanarak belirlemişlerdir. Farklı ısı eşanjörlerinin ve ısı kaynağı sıcaklığının motor gücü ve verimi üzerine etkisini incelemişlerdir. 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 atılan 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 [130].

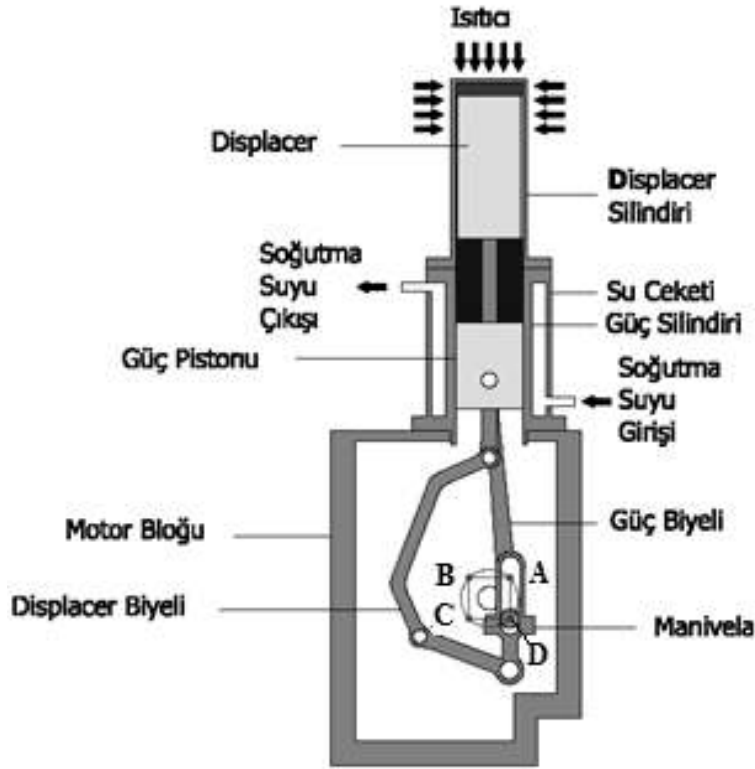
Senft (2002) Schmidt analiz metodunu kullanarak gama tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Optimum koşullarda; süpürme hacim oranı, ölü hacim ve faz açısının motor çıkış gücüne etkisini incelemiştir. 0,5 sıcaklık oranı, 0,75 süpürme hacim oranı, 0,5 mekanik verim ve 0,5 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 [131].

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 [132].

Parlak ve arkadaşları (2009) gama tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizini Urielli ve Berchowitz'in çalışmalarında kullandığı yarı kararlı akış (quasi-steady flow) yaklaşımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Stirling motoru sıkıştırma, genişleme, soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratör olmak üzere beş 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 [133].

4.2. Manivela Hareket Mekanizmalı Motorun Çalışma Prensibi

Şekil 4.2'de manivela hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun parçaları ve kısımları tanıtılmaktadır. Motor; bir güç pistonu, bir yer değiştirme pistonu, bir manivela, deveboynu şeklinde eğri bir yer değiştirme pistonu biyeli, iki parçalı bir piston biyeli, bir krank mili ve motor bloğundan oluşmaktadır.



Şekil 4.2. Prototipin şematik resmi

Krank mili kol muylusu A noktasında iken soğuk hacim maksimum, sıcak hacim minimumdur. Çalışma maddesi soğuk hacimde ve sıkıştırılmış haldedir. Kol muylusu A noktasından B noktasına giderken güç pistonu üst ölü nokta civarında önemsiz bir yer değiştirme hareketi yapar. Yer değiştirme pistonu ise aşağı doğru hareket ederek soğuk hacmi daraltır ve çalışma maddesinin sıcak hacme pompalanarak ısınması sağlanır. Bu süreç esnasında soğuk hacmin küçülme miktarı ile sıcak hacmin büyüme miktarı eşit olduğundan toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu sebeple gazın ısıtılması sabit sıcaklıkta gerçekleşmektedir.

Krank mili kol muylusu B noktasından C noktasına giderken güç ve yer değiştirme pistonları birlikte aşağı doğru hareket ederek iş zamanını gerçekleştirir. Bu sırada soğuk hacim önce sıfırlanır sonra tekrar büyümeye başlar. Fakat genel olarak soğuk hacmin minimum bir değerde sabit kaldığı kabul edilebilir. Sıcak hacimde genişlemekte olan çalışma maddesi sıcak hacmin cidarları ile ısı alışverişi yaptığı

için genişlemenin sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilebilir. Bu mekanizmanın avantajlarından birisi iş zamanında yer değiştirme ve güç pistonlarının aşağı doğru birlikte hareket etmesidir. Bu davranış çalışma gazının iş zamanında sıcak hacimde genişlemesini sağlamaktadır.

Krank mili kol muylusu C noktasından D noktasına giderken güç pistonu alt ölü nokta civarında küçük bir yer değiştirme hareketi yapar. Yer değiştirme pistonu ise hızla kendi kursunun üst ölü noktasına doğru hareket ederek sıcak hacmin küçülmesini soğuk hacmin büyümesini sağlar. Bu sırada, çalışma gazı sabit hacimde ısı vererek soğur ve basıncı düşer. Bu süreçte yer değiştirme pistonu sıcak hacimdeki gazın tamamını soğuk hacme süpürebilmektedir.

Krank mili kol muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonu kendi kursunun üst ölü noktası civarında küçük bir yer değiştirme hareketi yapar. Güç pistonu ise hızla yukarı hareket ederek çalışma gazının tamamının soğuk hacimde sıkışmasını sağlar ve çevrim tamamlanır [111].

4.3. Motorun Termodinamik Analizi

Manivela hareket mekanizmalı motorun termodinamik analizi iki çalışmada sunulmuştur [111, 121].

4.3.1. Manivela hareket mekanizmalı Stirling motorunun kinematik ilişkileri

Şekil 4.3’de manivela hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun kinematik ilişkileri görülmektedir. Güç pistonu biyelinin silindir eksenine ile yaptığı açı,

$$\beta_p = \sin^{-1} \left(\frac{R_{cr}}{l_p} \sin \theta \right) \quad (4.6)$$

şeklinde tanımlanabilir. Manivelanın slot yatağı taşıyan kolunun silindir eksenine ile yaptığı açı,

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{0,7071 + \sin \theta}{2,5 + \cos \theta} \right) \quad (4.7)$$

olarak ifade edilebilir. Yer değiştirme pistonu biyelinin silindir eksenini ile yaptığı açı,

$$\beta_p = \sin^{-1} \left(\frac{S_L}{l_d} \cos(\gamma - \varphi) - \frac{R_{cr}}{l_d} 0,7071 \right) \quad (4.8)$$

olarak ifade edilebilir. Krank kol muylusu ile manivelanın dönme merkezi arasındaki değişken mesafe,

$$l_m = \frac{R_{cr}(0,7071 + \sin \theta)}{\sin \gamma} \quad (4.9)$$

şeklinde ifade edilebilir. Güç ve yer değiştirme pistonlarının konumlarını tanımlamada sırası ile krank merkezi ve manivela merkezi orijin kabul edilebilir. Soğuk hacim yüksekliği,

$$e_c = l_d \cos \beta_d - S_L \sin(\gamma - \varphi) + l_R - l_m \cos \gamma - l_p \cos \beta_p - \frac{H_p}{2} \quad (4.10)$$

olarak ifade edilebilir. Sıcak hacim yüksekliği,

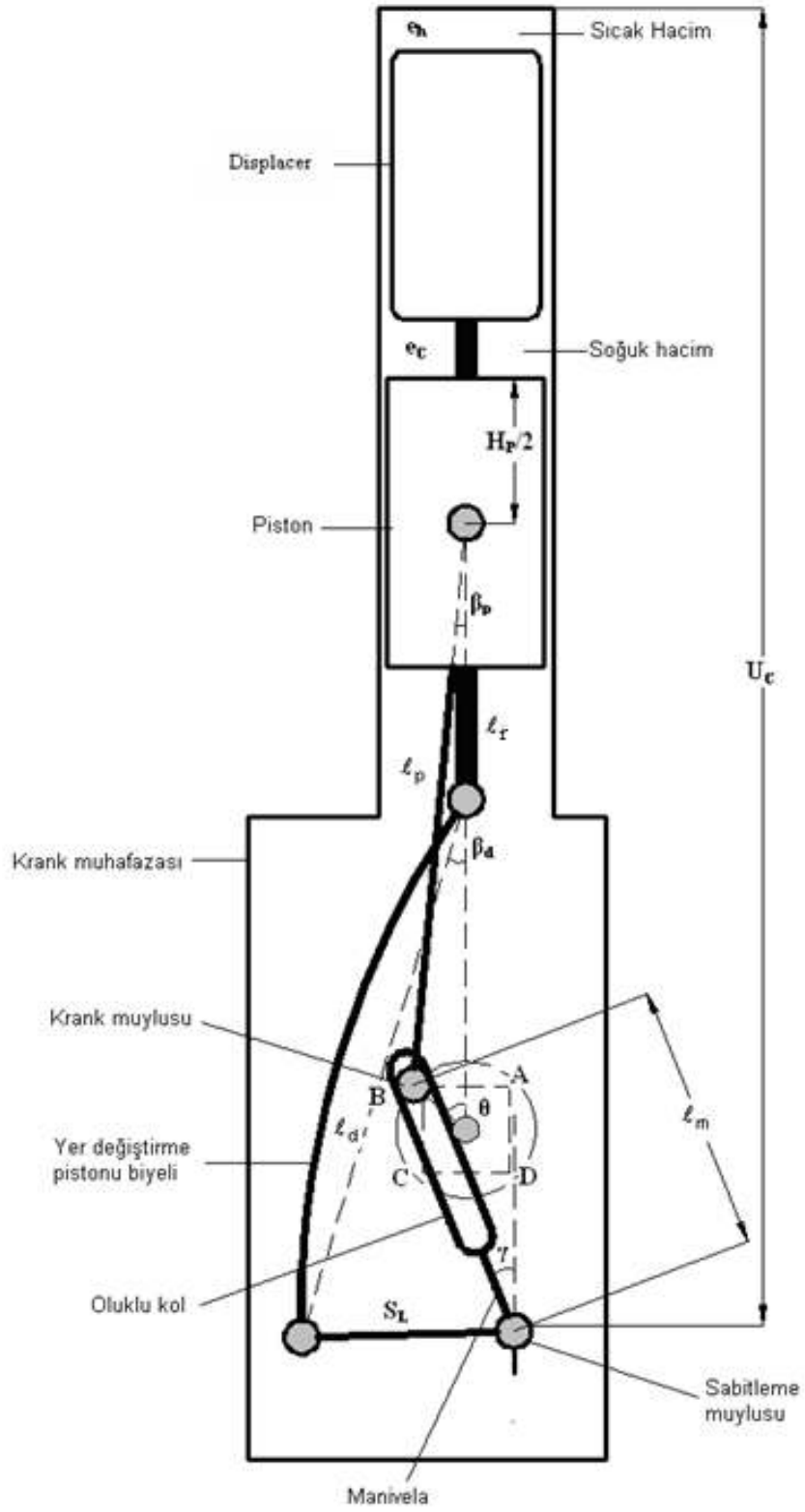
$$e_h = U_c - l_d \cos \beta_d + S_L \sin(\gamma - \varphi) - l_r - H_d \quad (4.11)$$

olarak elde edilir. Soğuk ve sıcak hacimler,

$$V_c = e_c(A_c - A_r) \quad (4.12)$$

$$V_h = e_h A_h \quad (4.13)$$

yardımı ile bulunur.



Şekil 4.3. Beta tipi Stirling motorunun hareket mekanizması

4.3.2. Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun kinematik ilişkileri

Manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru ile karşılaştırma yapmak amacı ile Rhombic hareket mekanizması kullanılmıştır. Şekil 4.4’de Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun kinematik ilişkileri görülmektedir. Rhombic biyel muylusu ile krank eksenini arasındaki mesafe,

$$R_{cr} = l_{rh}/2,666 \quad (4.14)$$

olarak ifade edilir. Rhombic biyelerin yaptığı açı,

$$\beta_p = \sin^{-1} \left(\frac{1}{2} - \frac{R_{cr}}{l_{rh}} \sin \theta \right) \quad (4.15)$$

bulunur. Soğuk hacim yüksekliği,

$$e_c = \left[(R_{cr} \cos \theta - l_{rh} \cos \beta_r + l_r) - \left(l_{pr} + R_{cr} \cos \theta + l_{rh} \cos \beta_r + \frac{H_p}{2} \right) \right] \quad (4.16)$$

olarak elde edilir. Sıcak hacim yüksekliği,

$$e_h = U_c - (R_{cr} \cos \theta - l_{rh} \cos \beta_r + l_r + H_d) \quad (4.17)$$

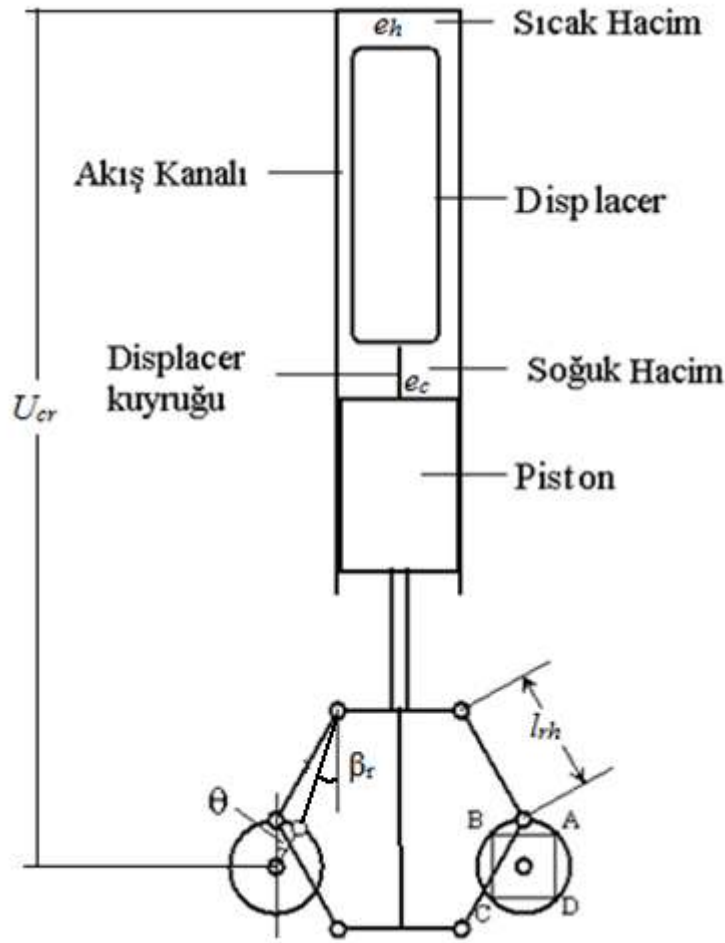
olarak elde edilir. Soğuk hacim,

$$V_c = e_c(A_c - A_r) \quad (4.18)$$

ifade edilir. Sıcak hacim,

$$V_h = e_h A_h \quad (4.19)$$

kullanılarak bulunur.

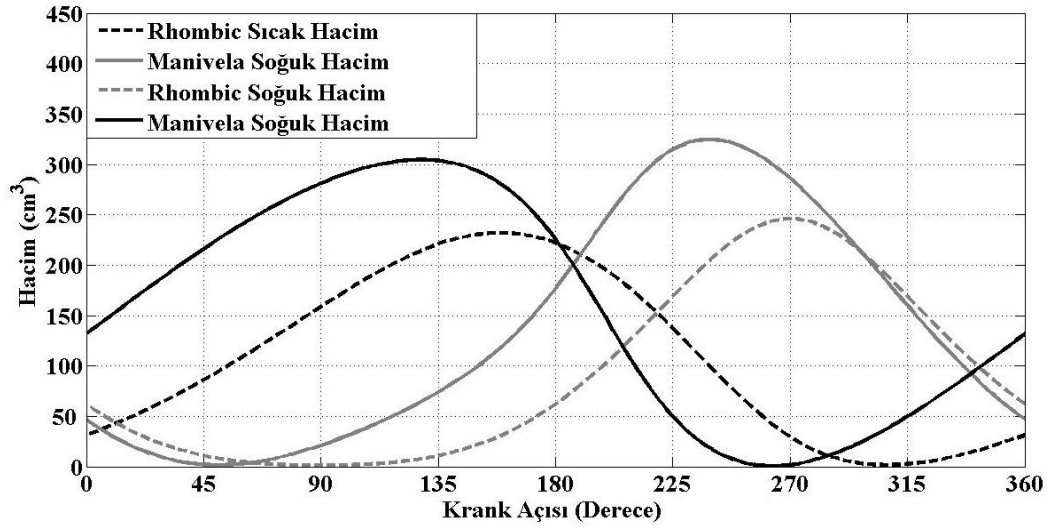


Şekil 4.4. Rhombic hareket mekanizması

4.3.3. Manivela ve Rhombic hareket mekanizmalı motorların kinematik ilişkilerinin karşılaştırılması

Şekil 4.5’de aynı piston kursuna sahip beta tipi manivela ve Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorlarının sıcak ve soğuk hacimlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Manivelalı Stirling motorunun hacim değişimleri Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motorunun hacim değişimlerinden daha büyük olduğu için manivelalı motorun sıkıştırma oranı Rhombic hareket mekanizmalı motora göre daha küçüktür. Her iki motorda soğuk ve sıcak hacmin minimum değerleri farklı krank açılarına karşılık gelmektedir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda minimum

soğuk hacim 90° krank açısına karşılık gelirken, manivela hareket mekanizmalı motorda 50° krank açısına karşılık gelmektedir. Rhombic hareket mekanizmalı motorda soğuk hacim $45-135^\circ$ arasında az miktarda değişim gösterirken, manivela hareket mekanizmasında belirgin değişimler görülmektedir. Bu aralık genişleme sürecini oluşturmaktadır. Bu süreç Rhombic hareket mekanizmasında daha uzun olduğu için daha fazla iş üretmektedir. Krankın $135-225^\circ$ arasındaki hareketi sabit hacimde soğutma sürecini oluşturmaktadır. Bu süreçte manivela hareket mekanizması kullanılması ile toplam hacimde fazla değişiklik oluşmamakta, sıcak hacmin azaltılması ve soğuk hacmin artırılması yoluyla daha iyi bir performans elde edilmektedir.



Şekil 4.5. Manivelalı ve Rhombic hareket mekanizmalı motorların hacim değişimleri

Sıkıştırma süreci krank açısının $225-315^\circ$ aralığında gerçekleşmektedir. Bu süreçte sıcak hacmin yeterince küçük olması ve sabit kalması istenirken soğuk hacmin büyük ve azalan olması istenmektedir. Sıkıştırma süreci 225° 'de başladığında, Rhombic hareket mekanizmasının soğuk ve sıcak hacimleri eşittir ve sıcak hacim azalmaktadır. Rhombic hareket mekanizmasında çalışma maddesinin bir kısmı sıcak hacimde sıkıştırılmaktadır. Manivela hareket mekanizmasında 225° 'de sıcak hacim yeterince azalmıştır. Sıkıştırma sürecinde sıcak hacim belirgin bir değişim göstermemektedir. Soğuk hacim bu aralıkta maksimum değerine ulaşmakta ve

azalmaktadır. Bu nedenle manivela hareket mekanizması soğuk hacimde çalışma maddesini sıkıştırırken diğer mekanizmalardan daha iyi bir performans sergilemektedir. 315–45° aralığında her iki hareket mekanizmasına sahip motorda iyi bir ısıtma süreci sağlamaktadır.

4.3.4. Motorun izotermal analizi

Bu kısımda manivela, krank ve Rhombic hareket mekanizmalı motorların termodinamik performansları kıyaslanmıştır. Kıyaslama işlemi P-v diyagramı üzerinde yapılmıştır. Çevrimlik net işlerin hesaplanmasında izotermal yaklaşım kullanılmıştır. Her üç motorun aynı sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıkları arasında çalıştığı kabul edilmekte, süpürme hacimleri ve motor devirleri birbirine eşit alınmaktadır. Manivela hareket mekanizmalı motorun izotermal analizinde kullanılan temel girdiler Çizelge 4.1’de görülmektedir. Diğer motorların izotermal analizinde kullanılan girdilerin verilmesi gereksiz olduğu için burada verilmemektedir.

Çizelge 4.1. İzotermal analizde kullanılan girdiler

Özellikler	Değerleri	Özellikler	Değerleri
Motor Devri (dev/dk)	1200	R (j/kgK)	288
Krank yarıçapı (m)	0,03	C _p (j/kgK)	1005
Piston çapı (m)	0,07	C _v (j/kgK)	717
Kuyruk çapı (m)	0,016	S _L (m)	0,12
Soğuk kaynak sıcaklığı (K)	350	l _d (m)	0,20
Sıcak kaynak sıcaklığı (K)	1000	l _r (m)	0,2285
Rejeneratör hacmi (cm ³)	100	l _p (m)	0,25
Rejeneratör alanı (cm ²)	1300	H _d (m)	0,15
Slindir kesit alanı (cm ²)	38,5	H _p (m)	0,06

Krank milinin belirli bir pozisyonundan başlayarak hacim, basınç ve iç enerji değişimleri çevrim boyunca çevrimin her bir adımı için hesaplanmaktadır. İzotermal analizde krank açısı cinsinden 2π radyan olan çevrim süresi sonlu parçalara ayrılır.

Mekanizmanın Şekil 4.3’de görülen pozisyonu başlangıç kabul edilmektedir. Krank açısı cinsinden 2π radyan olan çevrim süresi 360 parçaya ayrılmış ve her bir aralık için basınç, hacim, iş ve iç enerjinin diferansiyeli hesaplanmıştır. İzotermal analizde soğuk hacim 1, sıcak hacim 1 ve rejeneratör hacmi ise 25 hücreye ayrılmıştır. Geliştirilen izotermal analiz programı Ek 1’de verilmektedir.

Başlangıç pozisyonu için soğuk hacim yüksekliği (e_c) ve sıcak hacim yüksekliği (e_h) Eş. 4.10 ve Eş. 4.11 yardımıyla,

$$e_c(1) = 0,013 \text{ m}$$

$$e_h(1) = 0,030 \text{ m}$$

olarak hesaplanır. Bu değerler Eş. 4.12 ve Eş. 4.13’de kullanılarak soğuk ve sıcak hacimler,

$$V_c(1) = 131,603 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$V_h(1) = 46,784 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

olarak hesaplanır. Rejeneratörün bölmelerinin hacimleri sabit değerler olup hesap gerektirmemektedir. Sıcak ve soğuk hacmin belirlenen bu değerleri Eş. 4.1’de kullanılarak başlangıç pozisyonu için basınç,

$$P(1) = 243616 \text{ Pa}$$

olarak hesaplanır. Bu basıncı $P(1)$ hesaplamak için kullanılan toplam kütle, rejeneratör hacimleri, rejeneratör hücre sıcaklıkları, soğuk ve sıcak kaynak sıcaklıkları Çizelge 4.2’de verilmektedir.

Çizelge 4.2. İzotermal analizde kullanılan toplam kütle, sıcaklık ve hacimler

Özellik		Özellik		Özellik		Özellik	
M_T	0,36 gr			T_C	350 K	T_h	1000 K
V_{R1}	4 cm ³	V_{R14}	4 cm ³	T_{R1}	375 K	T_{R14}	700 K
V_{R2}	4 cm ³	V_{R15}	4 cm ³	T_{R2}	400 K	T_{R15}	725 K
V_{R3}	4 cm ³	V_{R16}	4 cm ³	T_{R3}	425 K	T_{R16}	750 K
V_{R4}	4 cm ³	V_{R17}	4 cm ³	T_{R4}	450 K	T_{R17}	775 K
V_{R5}	4 cm ³	V_{R18}	4 cm ³	T_{R5}	475 K	T_{R18}	800 K
V_{R6}	4 cm ³	V_{R19}	4 cm ³	T_{R6}	500 K	T_{R19}	825 K
V_{R7}	4 cm ³	V_{R20}	4 cm ³	T_{R7}	525 K	T_{R20}	850 K
V_{R8}	4 cm ³	V_{R21}	4 cm ³	T_{R8}	550 K	T_{R21}	875 K
V_{R9}	4 cm ³	V_{R22}	4 cm ³	T_{R9}	575 K	T_{R22}	900 K
V_{R10}	4 cm ³	V_{R23}	4 cm ³	T_{R10}	600 K	T_{R23}	925 K
V_{R11}	4 cm ³	V_{R24}	4 cm ³	T_{R11}	625 K	T_{R24}	950 K
V_{R12}	4 cm ³	V_{R25}	4 cm ³	T_{R12}	650 K	T_{R25}	975 K
V_{R13}	4 cm ³			T_{R13}	675 K		

Sistemin başlangıç pozisyonu için hücrelerde bulunan gaz kitlelerinin sahip olduğu iç enerjilerin toplamı Eş. 4.2 yardımıyla,

$$U(1) = 240,9 \text{ J}$$

olarak hesaplanır. Belirlenen bu değer motorun çalışma hacminin içerisindeki çalışma maddesinin başlangıç pozisyonu için toplam iç enerjisidir. Bu durumda başlangıç pozisyonu için sistemin bütün termodinamik değerleri belirlenmiş olmaktadır. Sistemin $\Delta\theta$ kadar döndürülmesi durumunda oluşan yeni pozisyon için, aynı şekilde soğuk hacim, sıcak hacim, basınç ve iç enerjinin alacağı değerler hesaplanır. Aynı işlemler tekrarlanarak 360°'lik çevrimin herbir pozisyonu için sıcak hacim, soğuk hacim, basınç ve iç enerjiler hesaplanır. Bu iş bittikten sonra bir çevrim boyunca oluşan iş hesaplanabilir. Bunun için Eş. 4.3 kullanılmaktadır. Çizelge verilen girdilere göre çevrim boyunca gerçekleşen iş,

$$W = 21,56 \text{ J}$$

olmaktadır. Çevrimin her adımı için hesaplamış olduğumuz iç enerjileri kullanarak çevreden çalışma maddesine ve çalışma maddesinden çevreye çevrim boyunca aktarılan ısılar hesaplanabilir. Bunun için önce çevrimi oluşturan bütün adımların ($\Delta\theta$) iç enerji değişiminin işaretlerini belirlemek gerekir. İç enerji değişimleri ve işareti,

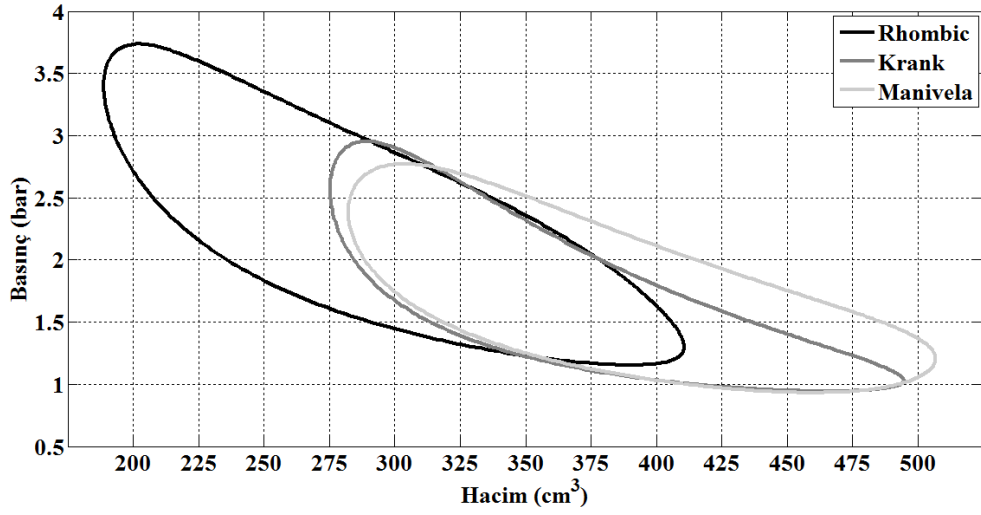
$$\Delta Q_i = U_{i+1} - U_i \quad (4.20)$$

ile belirlenir. ΔQ_i 'lerin eksi işaretli olanlarının toplamı çalışma maddesinden çevreye aktarılan ısıyı (Q_c) verir. ΔQ_i 'lerin artı işaretli olanlarının toplamı çevreden çalışma maddesine aktarılan ısıyı (Q_h) verir.

İzotermal analiz çevrimin verimi hakkında katı bir bilgi vermemektedir. Çünkü Q_c 'yi oluşturan ısının tamamı gazdan yalnız soğuk kaynağa aktarılan ısıyı göstermemektedir. Aynı şekilde, Q_h oluşturan ısıların tamamı sıcak kaynaktan gaza aktarılmamaktadır. Bununla birlikte, izotermal analizde gazın çevresi ile yaptığı ısı alışverişi termik denge şartlarında gerçekleştiğinden toplam universal entropi sıfır olmaktadır. Dolayısıyla izotermal analizin verimi Carnot verimine eşittir.

Şekil 4.6'de krank, Rhombic ve manivela hareket mekanizmalı motorların hacim değişimine bağlı olarak basınç değişimleri verilmiştir. Çalışma maddesi kütlesi ve güç pistonlarının süpürme hacimleri üç motor için eşit alınmıştır. Krank hareket mekanizmalı motorda güç ve yer değiştirme pistonlarının kursları birbirine eşit ve aralarında 90° faz farkı mevcuttur. Rhombic hareket mekanizmalı motorda hareket mekanizmasındaki kolların her biri 66 mm kenar uzunluğa sahiptir. Bu üç motor karşılaştırıldığında; Rhombic, manivela ve krank hareket mekanizmalı motorlarda sırası ile 26,31 J, 21,56 J ve 17,66 J işler elde edilmektedir. Krank hareket mekanizmasına sahip motorda basınç hacim grafiğinin sağ uç bölgesi daha sivri olduğu için soğutma sürecinde yer değiştirme pistonu çalışma maddesinin tamamını

sıcak hacimden soğuk hacme aktaramamaktadır. Rhombic hareket mekanizmalı motor en düşük ölü hacme, manivela hareket mekanizmalı motor ise en düşük sıkıştırma oranına sahiptir. Manivela hareket mekanizmalı motorun sıkıştırma oranının krank mekanizmalı motordan daha düşük olmasına rağmen daha fazla iş üretmesi, soğutma ve ısıtma sürecinin daha iyi gerçekleştiğini göstermektedir. Manivela hareket mekanizmalı motorun maksimum basınç noktasının daha düşük olması kompresyon kaçaklarının azalmasını sağlamaktadır.

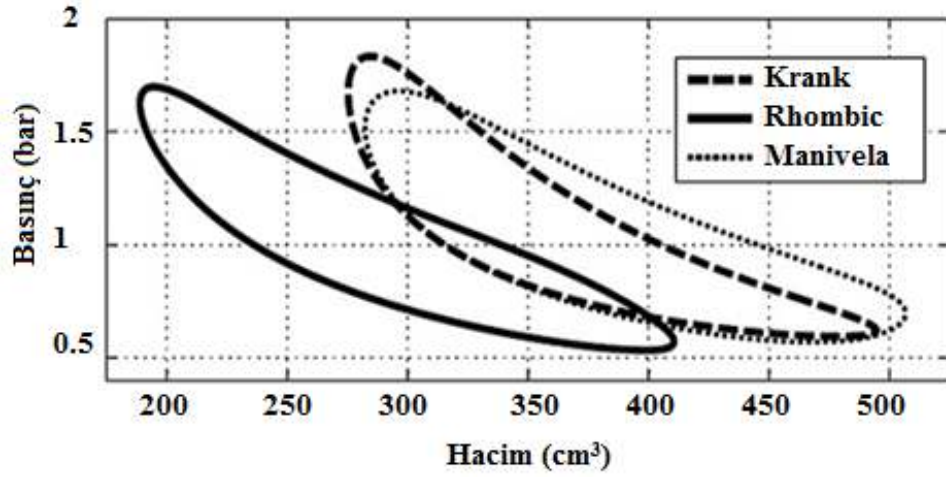


Şekil 4.6. Krank, Rhombic ve manivela hareket mekanizmalı motorun basınç-hacim değişimi

Şekil 4.7’de aynı şarj basınçları için Rhombic, krank ve manivela hareket mekanizmalı motorların basınç-hacim değişimleri görülmektedir. Stirling motorlarında çalışma maddesi motor bloğuna şarj edilmektedir. Bir çevrimlik süreçte; çalışma hacmi ve blok arasında oluşan basınç farkı nedeni ile çalışma hacminden motor bloğuna ve motor bloğundan çalışma hacmine kütle geçişleri olmaktadır. Her üç motorda da piston ile silindir arasındaki çalışma boşluğu 0,03 mm kabul edilmiştir. Kütle geçişleri,

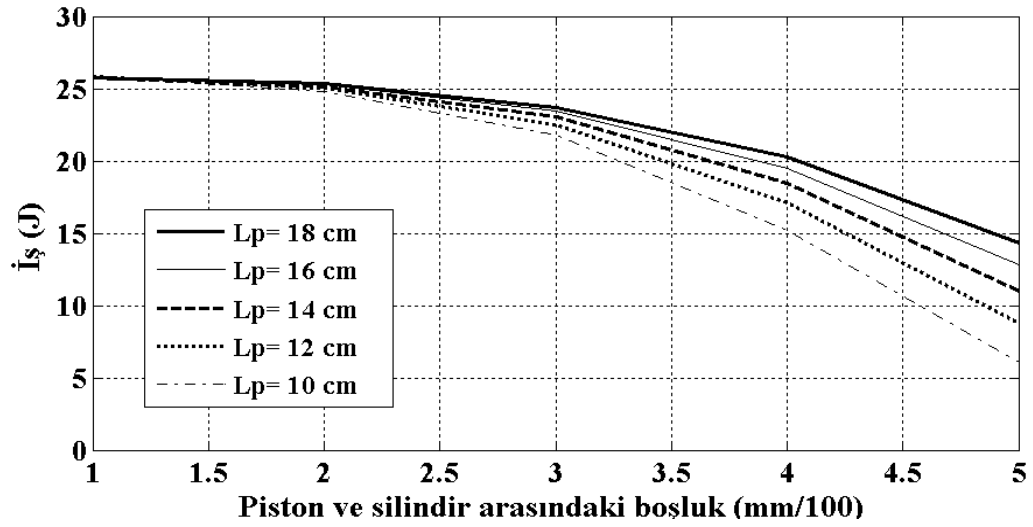
$$\frac{dm_t}{dt} = \frac{\pi D \delta^3}{12 \nu H_p} (P - P_{ch}) \quad (4.21)$$

kullanılarak 1 bar şarj basıncında motorların çevrimlik işleri belirlenmiştir. Manivela, krank ve Rhombic hareket mekanizmalı motorların çevrimlik işleri sırası ile 10,87 J, 8,46 ve 8,47 J olarak elde edilmiştir. Manivela hareket mekanizmalı motorun üst basıncının düşük olması nedeni ile çalışma maddesi kaçakları azalmakta ve motorun çevrimlik işi diğer iki motora göre daha yüksek olmaktadır. Kütle geçişlerinin sebep olduğu enerji kayıpları motor gücünü düşürmekte ve ilk hareket için daha yüksek ısıtıcı sıcaklığını gerektirmektedir.



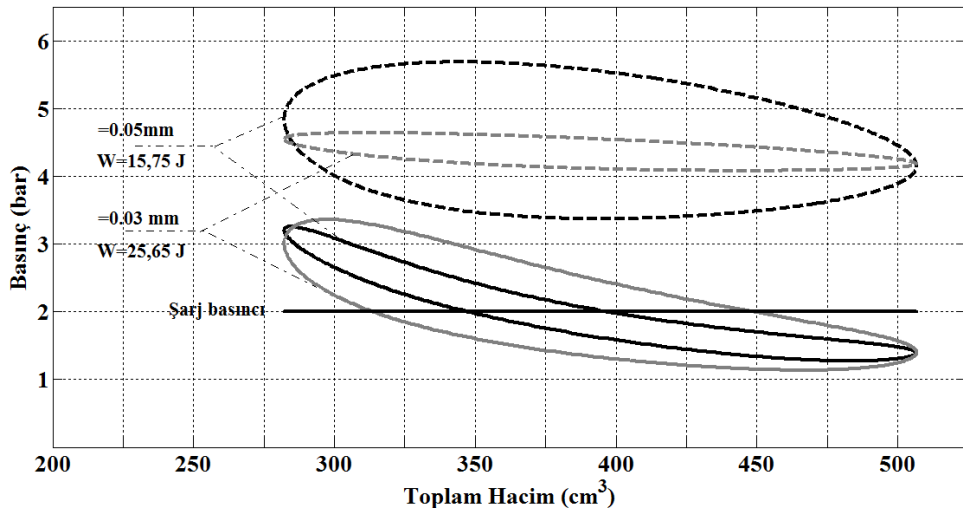
Şekil 4.7. Manivelalı, Rhombic ve Krank tahrikli motorların aynı şarj basıncında p-V diyagramlarının karşılaştırılması

Şekil 4.8’de 2 bar şarj basıncında çalışma boşluğuna bağlı olarak çevrimlik işin değişimi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, piston boyu uzadıkça çevrimlik iş artmaktadır. Çalışma boşluğu 0,03 mm’nin üzerinde olduğu zaman segman kullanmak gerekmektedir. Buna ilaveten, çalışma boşluğunun 0,03 mm’nin üzerinde verilmesinin önemli bir faydası görülmemektedir. Piston boyu 100 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.8. Piston çalışma boşluğunun çevrimlik işe etkisi

Şekil 4.9'da 0,03 ve 0,05 mm çalışma boşlukları için şarj basıncı ve çalışma hacmi basıncının karşılaştırılması verilmiştir. Piston ve silindir arasındaki çalışma boşluğu sıfır olamaz. Bu nedenle şarj ve çalışma hacmi basıncı arasındaki denge oldukça önemlidir. Şarj basıncı anlık basınçların integral ortalamasıdır. Blok basıncı yüksek olursa bloktan çalışma hacmine, tersi olursa çalışma hacminden bloğa kütle geçişi olmaktadır.



Şekil 4.9. Şarj ve çalışma hacmi basıncı arasındaki ilişki

4.3.5. Motorun nodal analizi

Nodal analizde izotermal analizde olduğu gibi motorun iç hacmi sonlu sayıda hücreye ayrılarak hücrelerdeki sıcaklık, kütle, basınç gibi termodinamik değerler belirli zaman aralıkları ile belirlenmektedir.

İşleme sistemin herhangi bir pozisyonundan başlamak mümkündür. Bu çalışmada sistemin başlangıç pozisyonu olarak Şekil 4.3'deki durum dikkate alınmaktadır. İlk iş olarak zamanın diferansiyeli tayin edilir. Bunu tayin ederken deneme yanılma yöntemi kullanılmaktadır. Motor belirli bir pozisyonundan başlayarak, belirli bir sabit hızla döndürülür. Her bir zaman aralığı için kinematik ilişkilerden faydalanarak değişken hücrelerin hacimleri, toplam hacim ve yüzey alanları belirlenir. İkinci iş olarak izotermal analizde olduğu gibi hücrelerdeki gaz sıcaklıklarının cidar sıcaklıkları ile dengede olduğu kabul edilerek hücrelerdeki gaz kütleleri, hücrelerdeki gaz kütlelerinin entalpileri, sistemin çalışma hacminin tamamının basıncı hesaplanır. Bu hesaplamalar yapılırken hücrelerdeki gaz kitlelerinin cidar sıcaklığı ile dengede olduğu kabul edilmektedir. Üçüncü iş olarak birinci zaman diliminin sonundaki termodinamik değerlerin hesabı ele alınır. Bu merhalede önce sistem iç basıncının yaklaşık hesabı yapılır. Bunun için Eş. 4.1 kullanılır. Eş. 4.1'de bulunan gaz sıcaklıklarının yerine cidar sıcaklıkları yazılabilir. Sonra nodal hücrelere Δt süresince giren ve çıkan entalpilerin net değeri,

$$E_i = -C_p \frac{T_i + T_{i+1}}{2} \sum_{j=i+1}^n \Delta m_j - C_p \frac{T_{i-1} + T_i}{2} \sum_{j=i}^{i-1} \Delta m_j \quad (4.22)$$

eşitliği ile hesaplanır. Eş. 4.22'deki birinci terim çıkan entalpiyi, ikinci terim ise giren entalpiyi göstermektedir. Sonra nodal hücrelerdeki sıcaklık değişimleri,

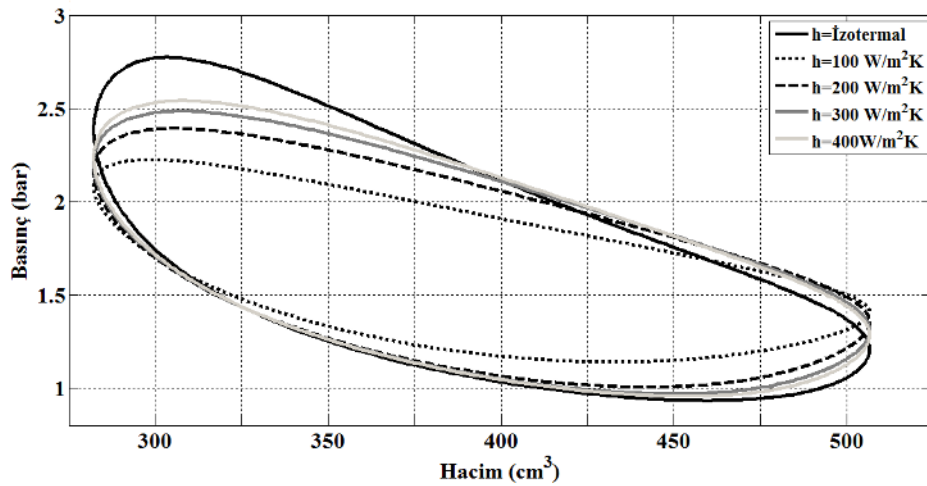
$$\Delta T = [h_i A_i (T_{w,i} - T_i) \Delta t - \Delta m_i C_v T_i + E_i - p \Delta V_i] / (m_i C_v) \quad (4.23)$$

ile hesaplanır. Bu sıcaklık değişimleri,

$$T_i = T_{i-1} + \Delta T \quad (4.24)$$

kullanılarak, hücrelerdeki sıcaklıkların yeni değerleri hesaplanır. Sonra tekrar sistem basıncı düzeltilir. Tekrar Eş. 4.22 kullanılarak giren ve çıkan entalpilerin net değeri hesaplanır. Eş. 4.23 ve 4.24 kullanılarak sıcaklık değişimleri hesaplanarak, hücrelerdeki sıcaklıkların düzeltilmesi yapılır. Bu iteratif işlem hücre sıcaklıklarında kararlı duruma ulaşıncaya kadar devam ettirilir. Sonra ikinci zaman dilimine geçilebilir. Aynı işlemler tekrarlanarak motorun en az 10 çevrimlik süre içerisindeki nodal termodinamik değerleri hesaplanır ve istenilen işlem tamamlanmış olur. Geliştirilen nodal analiz programı Ek 3’de verilmiştir.

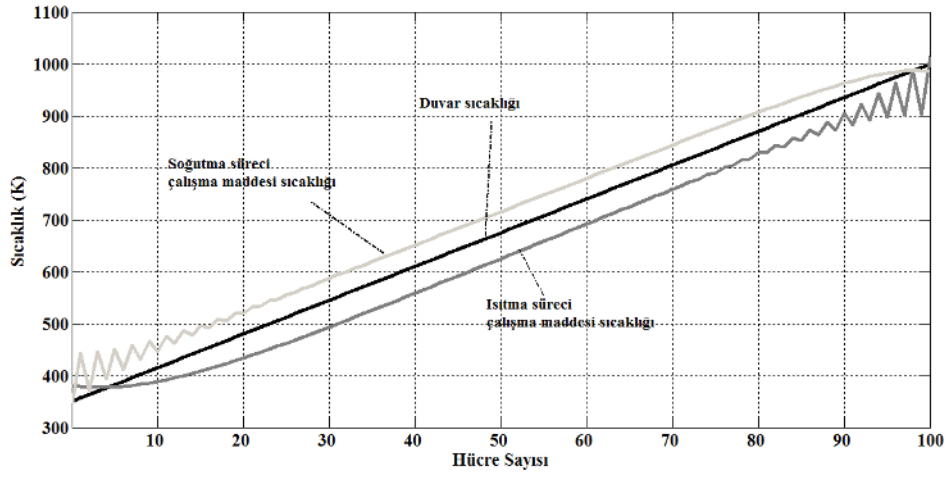
Şekil 4.10’da manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun farklı ısı taşınım katsayıları ve izotermal koşullarda elde edilmiş olan p-V diyagramları görülmektedir. İzotermal koşullarda ısı taşınım katsayısı sonsuzdur. Çalışma maddesi 0,36 gr hava olan motor 100, 200, 300 ve 400 W/m²K’lik ısı taşınım katsayılarına karşılık sırası ile 13,26, 17,97, 19,43 ve 20,05 J çevrimlik işler üretmektedir. İzotermal şartlarda üretilen iş 21,56 J olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.10. İç yüzey ısı taşınım katsayısının çevrimlik işe etkisi

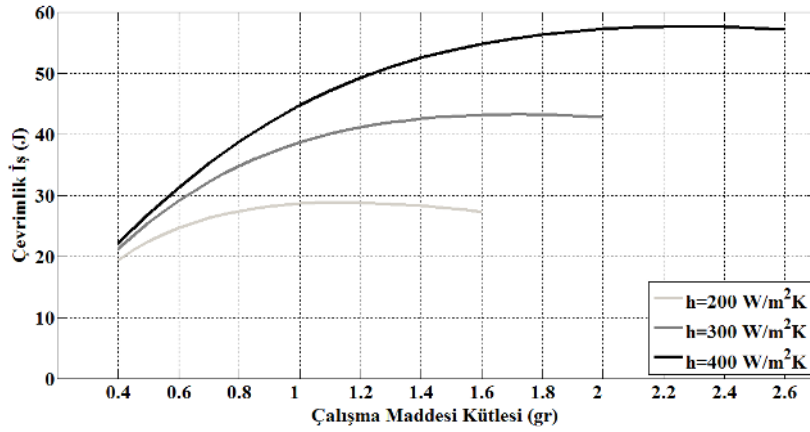
Şekil 4.11’de yer değiştirme silindiri ve pistonu arasında bulunan ısıtma ve soğutma kanalındaki soğuk hacimden sıcak hacme akışta ve sıcak hacimden soğuk hacme akışta olmak üzere oluşan anlık sıcaklık dağılımı görülmektedir. Her iki akışta da

kanalın girişindeki sıcaklık dağılımı düzgün iken çıkışta dalgalı fonksiyona dönüşmektedir. Isı taşınım katsayısının veya ısı transferi yüzeyinin büyük olduğu hallerde bu dalgalanmanın az olduğu, küçük olduğu hallerde ise dalga genliğinin arttığı görülmüştür. Bu olay çalışma maddesinin değişimini hesaplamada kullanılan birinci kanunun matematiksel olarak karakteristiğinin değişken olmasından kaynaklanmaktadır. Akışkan ilerlerken duvar sıcaklığı ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmakta belirli bir farktan sonra sıcaklık değişimini hesaplamada kullanılan eşitlik dalga denklemine dönüşmektedir.



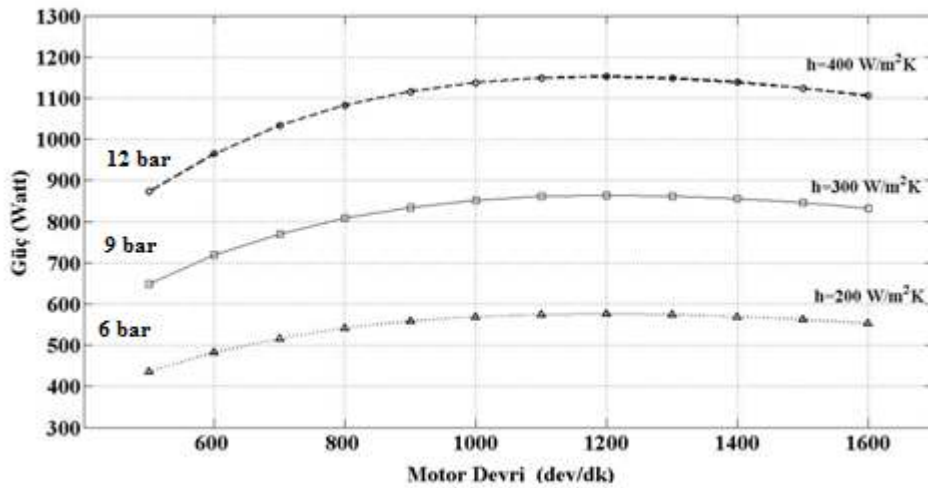
Şekil 4.11. Isıtma ve soğutma kanalında sıcaklık değişimi

Şekil 4.12’de 200, 300 ve 400 W/m²K’lik ısı taşınım katsayıları için çalışma maddesi kütleline bağlı olarak çevrimlik işin değişimi görülmektedir. Çalışma maddesi kütleline artması ile çevrimlik iş belirli bir değere kadar artmakta ve daha sonra azalmaktadır. Çalışma maddesi kütleline aşırı artması, çalışma maddesinin ısıtılması ve soğutulması için transfer edilen ısıya istenilen sıcaklık değişimini oluşturamamasına neden olmaktadır. Böylece, termik verim düşmekte ve çevrimlik iş azalmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi, ısı taşınım katsayısının artması ile maksimum işi veren kütlede artmaktadır. Buna ilaveten, ısı transfer alanının ve soğuk-sıcak kaynak arasındaki sıcaklık farkının artması aynı sonucu ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 4.12. Çevrimlik işin ısı taşınım katsayısı ve çalışma maddesi kütlesine bağlı değişimi

Şekil 4.13'de farklı ısı taşınım katsayıları için motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimleri görülmektedir. 200, 300 ve 400 W/m²K ısı taşınım katsayıları için sırası ile 1,15, 1,7 ve 2,3 gr çalışma maddesi kullanılmıştır. Maksimum motor güçleri tasarım parametresi olan 1200 dev/dak motor devrinde elde edilmiştir. 200, 300 ve 400 W/m²K ısı taşınım katsayıları için sırası ile 576, 863 ve 1152 W motor güçleri elde edilmiştir .



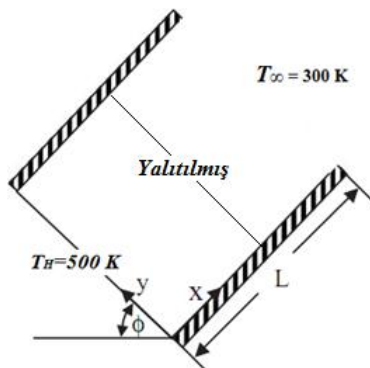
Şekil 4.13 Motor gücünün motor devri ile değişimi

5. ISI TRANSFERİ ANALİZİ

5.1. Literatür Bilgileri

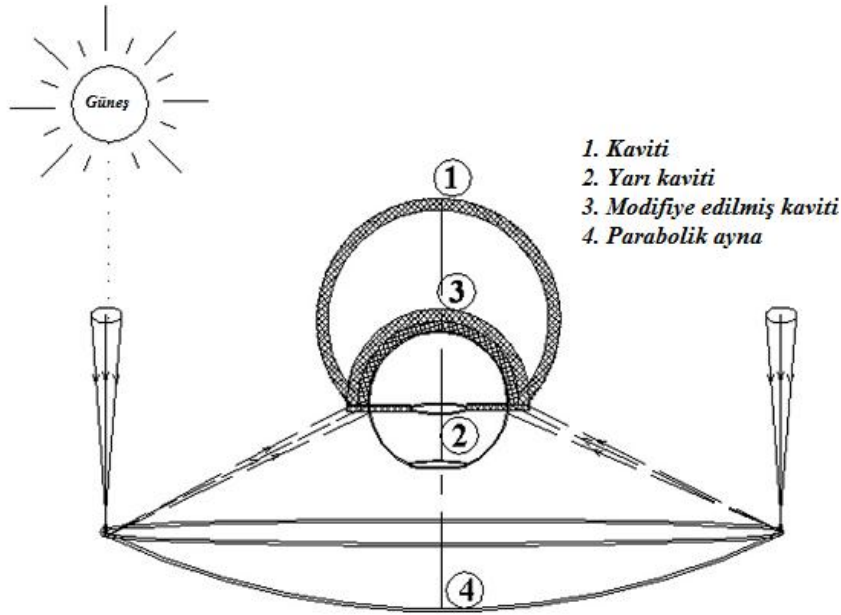
Polat ve Bilgen (2003) dikdörtgen bir kavitide iletim ve doğal konveksiyon ile olan ısı transferini birleştirilmiş bir şekilde incelemiştir. Kavitinin alt yüzeyine sabit bir ısı akısı uygulanırken, diğer dik yüzeyler ısıtılmış ve yalıtılmıştır. 10^6 - 10^{12} arasında Rayleigh sayısı, 1-60 arasında iletim oranı, 0,125-1 arasında kaviti görüş oranı, 0,05-0,2 arasında boyutsuz duvar kalınlıkları ve 0° - 45° arasında eğim açıları için kütle, momentum ve enerji eşitliklerini nümerik olarak çözmüşlerdir. Rayleigh sayısı, boyutsuz duvar kalınlıkları, görüş ve eğim açısının artması ile artış göstermektedir. Ancak iletim oranının artması ile hacim akış oranı azalmaktadır. Nusselt sayısı; Rayleigh ve boyutsuz duvar kalınlıklarının artması ile artış gösterirken, iletim oranının artması ile azalmaktadır [134].

Hinoiosa ve arkadaşları (2005), Şekil 5.1.'de görülen iki boyutlu açık bir kavitideki yüzey radyasyonu ve doğal konveksiyonu incelemiştir. Kaviti ağzının karşısındaki sıcaklığı 500 K alırken, çevre sıcaklığını 300 K almışlardır. Diğer duvarlar ise yalıtılmıştır. Kararlı şartlarda 10^4 - 10^7 arasında Rayleigh sayısı ve 0° - 180° arasında kaviti eğim açısı için çözümler gerçekleştirilmiştir. 180° kaviti eğim açısı hariç Rayleigh sayısının artması ile Nusselt sayısı artış göstermiştir [135].



Şekil 5.1. Açık ağızlı kaviti [135]

Sendhil Kumar ve Reddy (2008), Şekil 5.2’de görülen kaviti, yarı kaviti ve modifiye kaviti olmak üzere üç farklı geometrideki kavitilerde oluşan doğal konveksiyon kayıplarını nümerik olarak incelemiştir. Kavitilerdeki doğal konveksiyon ısı kayıplarını 0° (kaviti ağzı dikey yönde) ve 90° (kaviti ağzı yatayda ve aşağı doğru) arasındaki eğim açıları için araştırmışlardır. Her üç kaviti içinde 0° , 30° , 60° ve 90° eğim açıları arasında minimum ısı kaybı 90° eğim açısında bulunmuştur. 90° eğim açısında, modifiye edilmiş kaviti kullanımı ile ısı kayıplarında geleneksel kavitiye göre %25,42 azalma elde edilmiştir [136].



Şekil 5.2. Üç farklı kaviti [136]

Reddy and Sendhil Kumar (2008), modifiye edilmiş bir kavitedeki yüzey radyasyonu ve doğal konveksiyonu iki boyutlu numerik model kullanarak araştırmışlardır. Kavitedeki toplam ısı kayıpları üzerine geometri, emisivite ve çalışma sıcaklığının etkisini incelemişlerdir. Konvektif ısı kayıplarını kavitinin eğiminden etkilenirken, radyasyon ısı kayıpları kavitinin yüzey özelliklerinden etkilenmektedir. 400°C sıcaklık, 90° eğim ve 8 alan oranında, konveksiyon ve radyasyon kayıpları toplam ısı kayıplarının sırası ile %40,72 ve %59,28’i olarak elde edilmiştir [137].

Müftüoğlu ve Bilgen (2008) dikdörtgen bir kaviti içerisindeki doğal konveksiyon kayıplarını incelemişlerdir. Bir duvara güneş radyasyonu ve diğer bir duvara sabit sıcaklık uygulanmıştır. Geri kalan iki duvar ise yalıtılmıştır. Görüş oranı 0,5-2 arasında, eğim açısı 30° - 90° arasında ve Rayleigh sayısı 10^3 - 10^{12} arasında değiştirilmiştir. Kütle, momentum ve enerji denklemleri sonlu fark-kontrol hacim nümerik yaklaşımı kullanılarak çözülmüştür [138].

Reddy and Sendhil Kumar (2009), modifiye edilmiş kavitideki doğal konveksiyon kayıplarını tahmin etmek için üç boyutlu nümerik model geliştirmişler ve bu modeli iki boyutlu model ile karşılaştırmışlardır. Bir parametrik çalışma ile iki ve üç boyutlu geometriler için Nusselt sayı korelasyonları geliştirmişlerdir. Üç boyutlu nümerik modeli diğer kaviti modelleri ile karşılaştırmış ve uyumlu bulmuşlardır [139].

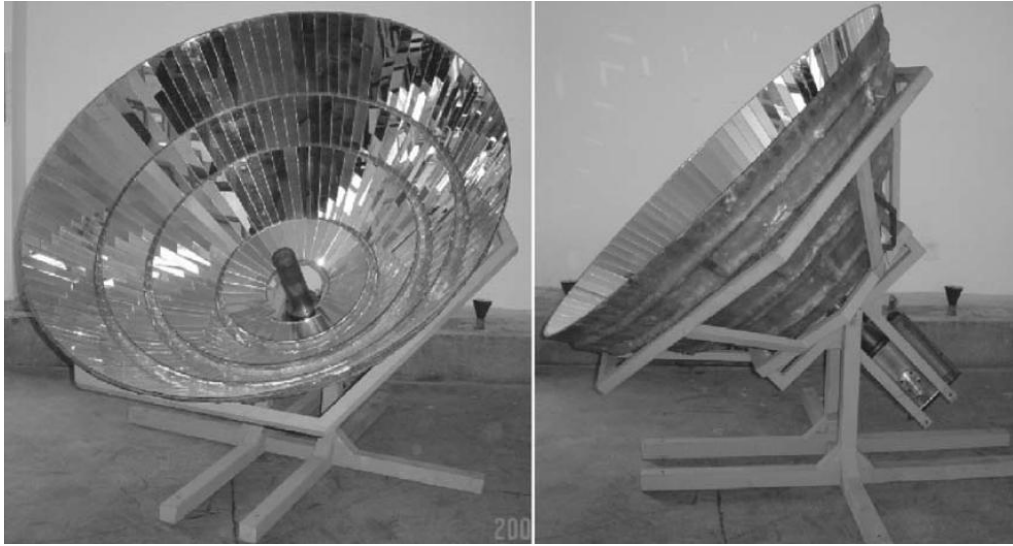
Prakash ve arkadaşları (2009), silindirik bir kavitide kararlı şartlardaki konvektif ısı kayıplarını nümerik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler, 50 - 75°C arasında çalışma maddesi giriş sıcaklıkları ve 0° (kaviti ağzı aşağı yönde), 30° , 45° ve 90° kaviti eğim açılarında gerçekleştirilmiştir. Nümerik çalışma 50 - 300°C arasında çalışma maddesi giriş sıcaklıkları ve 0° , 45° ve 90° kaviti eğim açılarında Fluent CFD programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve nümerik çalışmalar arasında maksimum sapma %14 olarak bulunmuştur [140].

5.2. Kaviti Isı Tranferi Analizi

Stirling motorlarında güneş enerjisinin çalışma maddesine aktarılması oldukça önemlidir. Güneş enerjisinin çalışma maddesine aktarılmasında sodyum ısı borulu, cam yer değiştirme silindirli ve yer değiştirme silindiri dış yüzeyine güneş enerjisi odaklayan sistemler kullanılmaktadır. Sodyum ısı borulu sistemde, güneş enerjisi yer değiştirme silindiri üzerine ya da ayrı bir üniteye yerleştirilen ısı borusu üzerine odaklanmakta ve ısı borusu içerisinde bulunan sodyum vasıtasıyla çalışma maddesine aktarılmaktadır. Isı borulu sistemin imalatı malzeme sınırlılıkları nedeni ile oldukça zordur [141]. Cam yer değiştirme silindiri kullanılan yöntemde güneş enerjisi yer değiştirme silindirinin üst yüzeyine odaklanmakta ve çalışma maddesine

aktarılmaktadır. Cam yer değiştirme silindiri kullanılan yöntemde geri yansıma ve radyasyon kayıpları oldukça yüksektir [142]. Son yöntemde ise güneş enerjisi bir ayna yardımıyla yer değiştirme silindiri dış yüzeyine odaklanmaktadır.

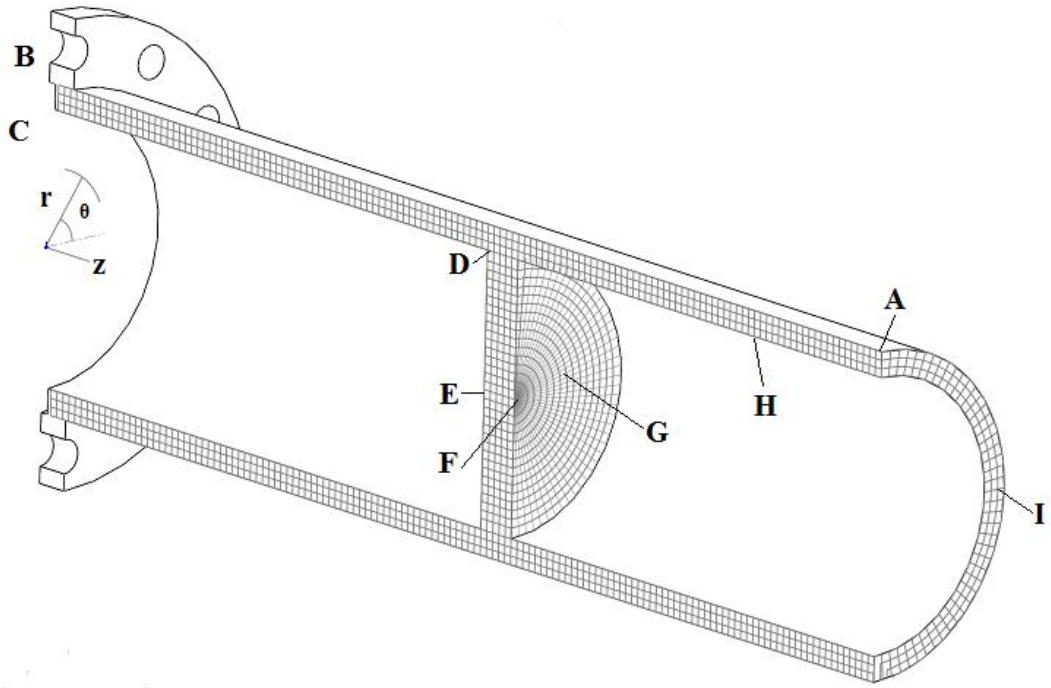
Karabulut ve arkadaşları (2009) manivela hareket mekanizmalı Stirling motorunun yer değiştirme silindiri dış yüzeyine güneş enerjisini odaklanmışlardır. Resim 5.1’de manivela hareket mekanizmalı Stirling motoru ve aynadan oluşan sistemin resmi görülmektedir. Bu sistemde 1,7 m çapında ayna kullanılarak güneş enerjisi 0,25-0,35 m uzunluğunda yer değiştirme silindiri dış yüzeyine odaklanmaktadır. Deneylerde, 2 bar şarj basıncında çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak 344 dev/dk motor devrinde 23,59 W motor gücü elde edilmiştir. Sistemin enerji dönüşüm verimi %1,7 olarak belirlenmiştir. Bu sistemin verimi geri yansıma ve radyasyon kayıpları nedeniyle oldukça düşük elde edilmiştir [143].



Resim 5.1. Dış yüzey odaklamalı sistem [143]

Sodyum ısı borulu, cam yer değiştirme silindiri ve yer değiştirme silindiri dış yüzey odaklamalı sistemlerde oluşan geri yansıma ve radyasyon kayıpları nedeni ile farklı bir tasarım (kaviti) yapılmıştır. Şekil 5.3’de görüldüğü gibi, güneş ışınları kaviti iç yüzeyine odaklayarak güneş enerjisinin geri yansıma ve radyasyon kayıpları minimize edilmeye çalışılmıştır.

Bu çalışmada tasarlanan kavitinin şematik resmi ve grid yapısı Şekil 5.3’de görülmektedir. Kavitideki ısı iletimi üç boyutlu ve zamana bağlı olarak incelenmiştir. Kavitinin dış yüzeyi (A-B), ağız yüzeyi (I) ve yer değiştirme silindiri birleşme yüzeyi (B-C) yalıtılmış kabul edilmiştir. Kavitinin flanş bağlantılı olan yüzeyi yer değiştirme silindiri ile bağlanmakta ve oluşan hacimde yer değiştirme pistonu çalışmaktadır. Bu hacimde çalışma maddesi olan havaya C-D ve D-E yüzeylerinden taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Güneş enerjisi kavitinin G ve H yüzeylerine odaklanmaktadır. Ortalama güneş ışınımının 600 W/m^2 olduğu düşünülerek, bu değer G ve H yüzeylerine sabit ısı akısı olarak uygulanmıştır. Güneş enerjisinin odaklandığı yüzeylerde radyasyon ve taşınım ile olan kayıplar göz ardı edilmiştir.



Şekil 5.3. Isı transferi için kullanılan grid yapısı

Silindirik geometride zamana bağlı iki boyutlu kondüksiyonu,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{\rho c}{k} \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad (5.1)$$

denklemini yönetmektedir. Kavitinin A-B yüzeyi yalıtılmış olduğu için bu yüzeyde,

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (5.2)$$

sınır şartı geçerlidir. Geri fark yaklaşımı kullanılarak Eş. 5.2'den,

$$T_{i+1,j,k} = T_{i,j,k} \quad (5.3)$$

elde edilir. Kavitinin B-C yüzeyi yalıtılmış olduğu için bu yüzeyde,

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (5.4)$$

sınır şartı geçerlidir. İleri fark yaklaşımı kullanılarak Eş. 5.4'den,

$$T_{i,j,k} = T_{i,j,k+1} \quad (5.5)$$

elde edilir. C-D sınırında taşınım ile akışkana ısı transferi olmaktadır. C-D sınırında sınır şartı olarak,

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_s - T_w) \quad (5.6)$$

kullanılabilir. Eş. 5.6 sonlu fark şeklinde yazılırsa,

$$T_{i,j,k} = \frac{T_{i+1,j,k} \left(\frac{k}{\Delta r} \right) + T_s h}{h + k/\Delta r} \quad (5.7)$$

elde edilir. D-E sınırında taşınım ile akışkana ısı transferi olmaktadır. D-E sınırında sınır şartı olarak,

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = h(T_s - T_w) \quad (5.8)$$

kullanılabilir. Eş. 5.8 sonlu fark şeklinde yazılırsa,

$$T_{i,j,k} = \frac{T_{i,j,k+1} \left(\frac{k}{\Delta z} \right) + T_s h}{h + k / \Delta z} \quad (5.9)$$

elde edilir. E-F çizgisi üzerinde sıcaklığın yarıçapa göre türevi sıfır olur. Çünkü burada sıcaklık bir maksimum oluşturur. Sınır şartı,

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (5.10)$$

olarak yazılır. Eş. 5.10 sonlu fark şeklinde yazılarak,

$$T_{i,j,k} = T_{i+1,j,k} \quad (5.11)$$

elde edilir. G yüzeyinde radyasyon ile ısı girişi olmaktadır. Giren ısı (Q) bilinen bir büyüklük olduğu için sınır şartı olarak,

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = Q \quad (5.12)$$

kullanılabilir. Eş. 5.12 sonlu fark şeklinde yazılarak,

$$T_{i,j,k+1} = T_{i,j,k} + Q(\Delta z / k) \quad (5.13)$$

elde edilir. H yüzeyinde radyasyon ile ısı girişi olduğu için sınır şartı olarak,

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = Q \quad (5.14)$$

kullanılabilir. Eş. 5.14 sonlu fark şeklinde yazılarak,

$$T_{i,j,k} = T_{i+1,j,k} + Q(\Delta r / k) \quad (5.15)$$

elde edilir. I yüzeyinde yalıtım sınır şartı,

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (5.16)$$

olarak yazılır. Eş. 5.16 sonlu fark şeklinde yazılırsa,

$$T_{i,j,k} = T_{i,j,k+1} \quad (5.17)$$

elde edilir. Eş. 5.1'in sonlu fark şekli,

$$\frac{T_{i,j,k}^{m+1} - T_{i-1,j,k}^{m+1}}{r\Delta r} + \frac{T_{i+1,j,k}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i-1,j,k}^{m+1}}{\Delta r^2} + \frac{T_{i,j+1,k}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i,j-1,k}^{m+1}}{r^2\Delta\theta^2} + \frac{T_{i,j,k+1}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i,j,k-1}^{m+1}}{\Delta z^2} - \frac{\rho c}{k} \frac{T_{i,j,k}^{m+1} - T_{i,j,k}^m}{\Delta t} = 0 \quad (5.18)$$

olup, Eş. 5.18 yeniden düzenlenirse,

$$\frac{1}{r\Delta r} (T_{i,j,k}^{m+1} - T_{i-1,j,k}^{m+1}) + \frac{1}{\Delta r^2} (T_{i+1,j,k}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i-1,j,k}^{m+1}) + \frac{1}{r^2\Delta\theta^2} (T_{i,j+1,k}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i,j-1,k}^{m+1}) + \frac{1}{\Delta z^2} (T_{i,j,k+1}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i,j,k-1}^{m+1}) - \frac{\rho c}{k\Delta t} (T_{i,j,k}^{m+1} - T_{i,j,k}^m) = \quad (5.19)$$

elde edilir. Bu denklem sisteminin çözümünde en etkili yöntem Least Square metodudur. Least Square metodunun uygulanabilmesi için Eş. 5.19 şeklinde düzenlenirse,

$$S = \left[\frac{1}{r\Delta r} (T_{i,j,k}^{m+1} - T_{i-1,j,k}^{m+1}) + \frac{1}{\Delta r^2} (T_{i+1,j,k}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i-1,j,k}^{m+1}) + \frac{1}{r^2\Delta\theta^2} (T_{i,j+1,k}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i,j-1,k}^{m+1}) + \frac{1}{\Delta z^2} (T_{i,j,k+1}^{m+1} - 2T_{i,j,k}^{m+1} + T_{i,j,k-1}^{m+1}) - \frac{\rho c}{k\Delta t} (T_{i,j,k}^{m+1} - T_{i,j,k}^m) \right] \quad (5.20)$$

elde edilir. Eş. 5.20 denkleminin karesi alınırsa,

$$A = [S]^2 \quad (5.21)$$

elde edilir. Eş. 5.21'in $T_{i,j,k}^{m+1}$ göre türevi alınırsa,

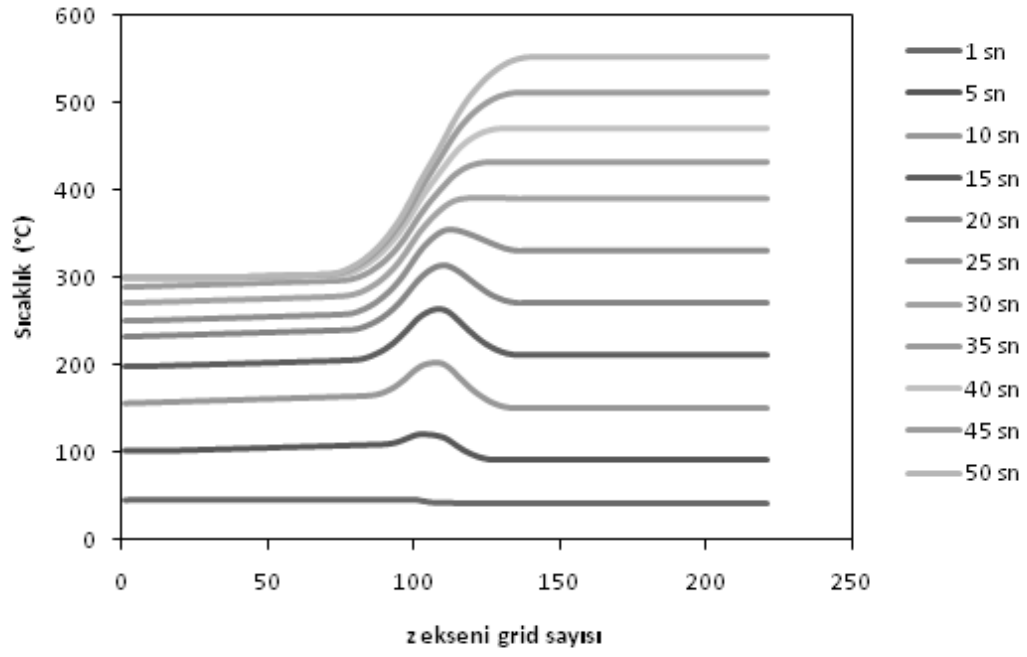
$$\frac{dA}{dT_{i,j,k}^{m+1}} = 2S \left[\frac{1}{r\Delta r} - \frac{2}{\Delta r^2} - \frac{2}{r^2\Delta\theta^2} - \frac{2}{\Delta z^2} - \frac{\rho c}{k\Delta t} \right] \quad (5.22)$$

elde edilir. Buradan,

$$T_{i,j,k}^{m+1} = T_{i,j,k}^{m+1} - \frac{dA}{dT_{i,j,k}^{m+1}} \Delta T \quad (5.23)$$

olarak yazılır. Eş. 5.20, Eş. 5.21, Eş. 5.22 ve Eş. 5.23 kullanılarak 1000 W/m²K ısı taşınım katsayısı, 2,026 W/mK ısı iletim katsayısı, 30 °C dış ortam sıcaklığı ve 300 °C silindirdeki çalışma maddesi sıcaklığı için $\Delta r = 0,001 \text{ m}$, $\Delta z = 0,001 \text{ m}$, $\Delta\theta = \pi/360 \text{ rad}$ ve $\Delta t = 1 \text{ s}$ aralıklarla çözümler iteratif olarak gerçekleştirilmiştir. Analizde z eksenini 201, r eksenini 51 ve θ eksenini ise 361 grid yapısına bölünmüştür. İteratif çözümler sıcaklıklar kararlı duruma ulaştıktan sonra sonlandırılmıştır.

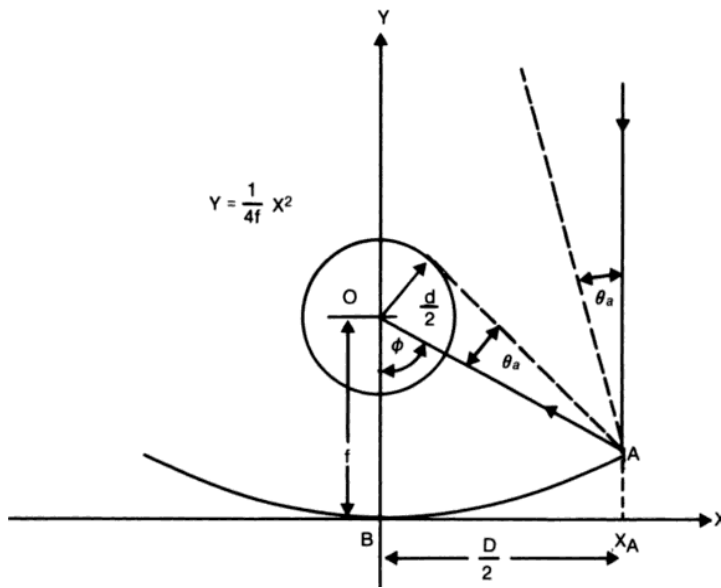
Şekil 5.4’de kavitinin iç yüzeyindeki sıcaklık dağılımının zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. Kavitinin alt bölgesinin sıcaklığı 45 sn sonunda 300 °C’ye ulaşmaktadır. Deneysel çalışmalarda aynı malzeme özelliğine sahip kaviti 300 °C’ye 120-200 sn arasında ulaşmaktadır. Teorik ve deneysel sıcaklık seviyeleri arasındaki farkın yalıtım malzemesi yüzeyi ve kaviti ağzından radyasyon ve taşınım ile olan ısı kayıplarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Isınma süreleri karşılaştırıldığında kayıpların oldukça büyük olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.4. Kaviti z ekseninde sıcaklık dağılımı

6. AYNA TASARIMI

Güneş kolektörleri arasında parabolik kolektörler yaygın olarak kullanılmaktadır. Parabolik kolektörler dish ya da oluklu şekilde imal edilebilirler. Parabol bir noktaya güneş ışınlarını odaklamada en uygun reflektör şeklidir. Şekil 6.1’de parabolik bir kolektörün geometrisi görülmektedir [144].



Şekil 6.1. Bir parabolik kolektörün basit geometrik ilişkileri [144]

Parabolik kolektör tasarımında;

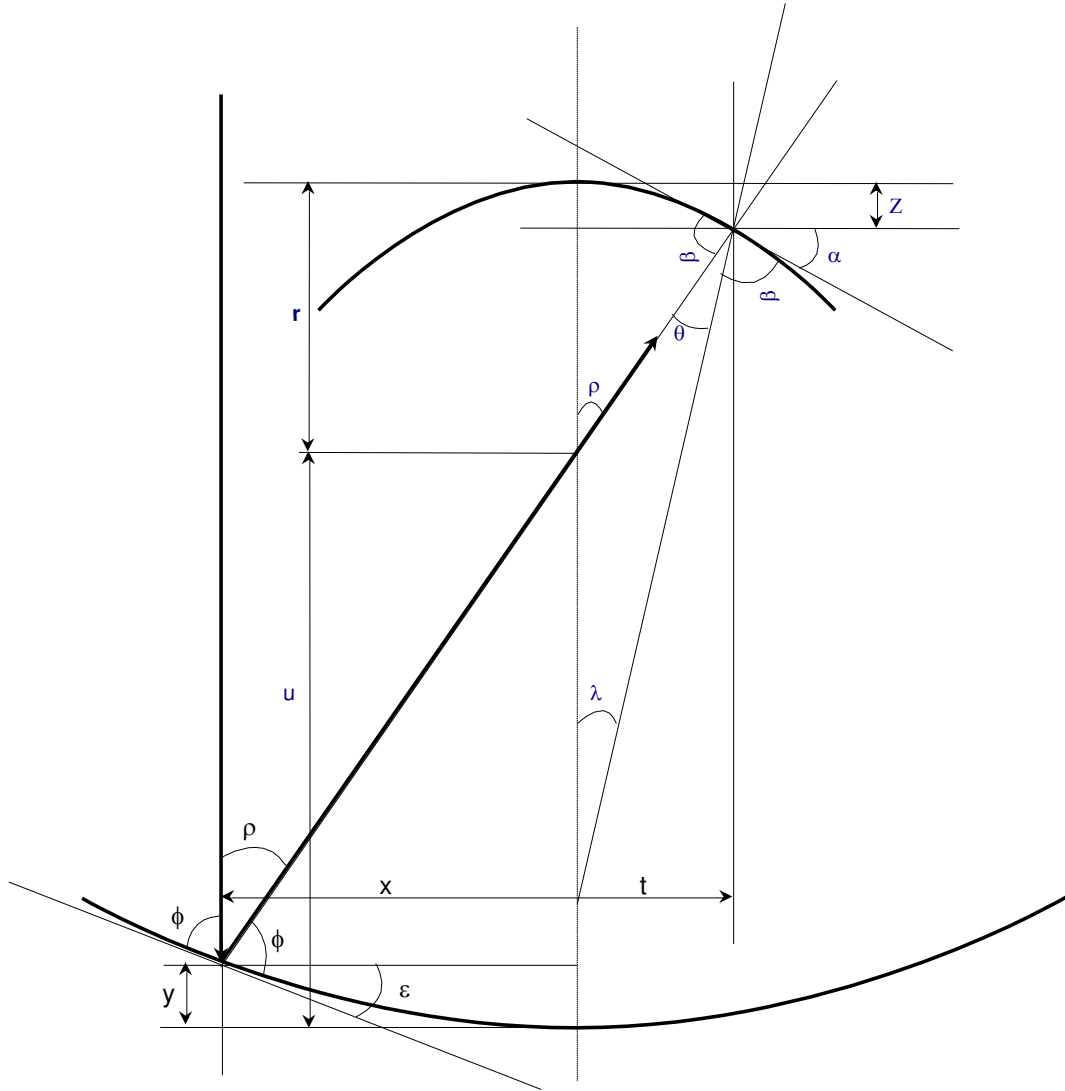
$$y = x^2 / 4f \quad (6.1)$$

eşitliği yaygın olarak kullanılmaktadır. Eş. 6.1’de f odak noktası uzunluğudur. Parabolik kolektörlerin verimi %85’lere ulaşmaktadır [36].

Koca (1997) güneş ışınlarını yüzeysel olarak odaklamak amacı ile 2 m^2 ağız açıklık alanı ve 1,6 m çapında bir kolektör tasarımı gerçekleştirmiştir. V tipi bir Stirling

motoru kullanılarak güneş enerjisi ile yapılan deneylerde %1 verim elde edilmiştir [145].

Bu çalışmada; biri büyük diğeri küçük olmak üzere iki parabolik aynadan oluşan bir parabolik kollektör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.2’de geliştirilen parabolik kollektörün basit geometrik ilişkileri görülmektedir.



Şekil 6.2. Geliştirilen parabolik kollektörün basit geometrik ilişkileri

Küçük aynadan büyük aynaya güneş ışınının yansıma açısı,

$$\tan \rho = \frac{t}{r-z} \quad (6.2)$$

bulunur. Kaviti içerisine yansıyan ışının küçük ayna ile yaptığı açı,

$$\tan \lambda = \frac{t}{u-z} \quad (6.3)$$

bulunur. Küçük aynada ışının yansıma noktasında oluşan açılar kullanılarak,

$$\rho + \beta - \alpha = \frac{\pi}{2} \quad (6.4)$$

$$\beta - \alpha + \theta + \lambda = \frac{\pi}{2} \quad (6.5)$$

$$2\beta + \theta = \pi \quad (6.6)$$

elde edilir. Eş. 6.5 ve 6.6 kullanılarak β açısı,

$$\beta = \frac{\pi}{2} + \lambda - \alpha \quad (6.7)$$

olarak bulunur. Eş. 6.7 ve 6.4 kullanılarak,

$$\rho + \lambda - 2\alpha = 0 \quad (6.8)$$

bulunur. Eş. 6.2. ve 6.3 den ρ ve λ çekilerek Eş. 6.8’de yerine yazılırsa,

$$\tan^{-1} \left(\frac{t}{r-z} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{t}{u-z} \right) - 2\alpha = 0 \quad (6.9)$$

elde edilir. Eş. 6.9’da α yerine $-\frac{dz}{dt}$ yazılırsa,

$$\tan^{-1} \left(\frac{t}{r-z} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{t}{u-z} \right) + 2 \frac{dz}{dt} = 0 \quad (6.10)$$

elde edilir. Büyük aynaya gelen ışının yansıma açısı,

$$\tan(\phi - \varepsilon) = \frac{u-y}{x} \quad (6.11)$$

bulunur. Büyük aynanın eğim açısı,

$$\tan \varepsilon = \frac{dy}{dx} \quad (6.12)$$

bulunur. Büyük aynada ışının yansıma noktasında oluşan açılar kullanılarak,

$$\phi + \varepsilon = \frac{\pi}{2} \quad (6.13)$$

$$\rho + \phi - \varepsilon = \frac{\pi}{2} \quad (6.14)$$

eşitlikleri elde edilir. Eş. 6.13 ve 6.14 kullanılarak,

$$\rho = 2\varepsilon \quad (6.15)$$

bulunur. Eş. 6.15 ve 6.12 kullanılarak,

$$\rho = 2 \tan^{-1} \frac{dy}{dx} \quad (6.16)$$

elde edilir. Eş. 6.13 ve 6.11 kullanılarak,

$$\tan \left[\frac{\pi}{2} - 2\varepsilon \right] = \frac{u-y}{x} \quad (6.17)$$

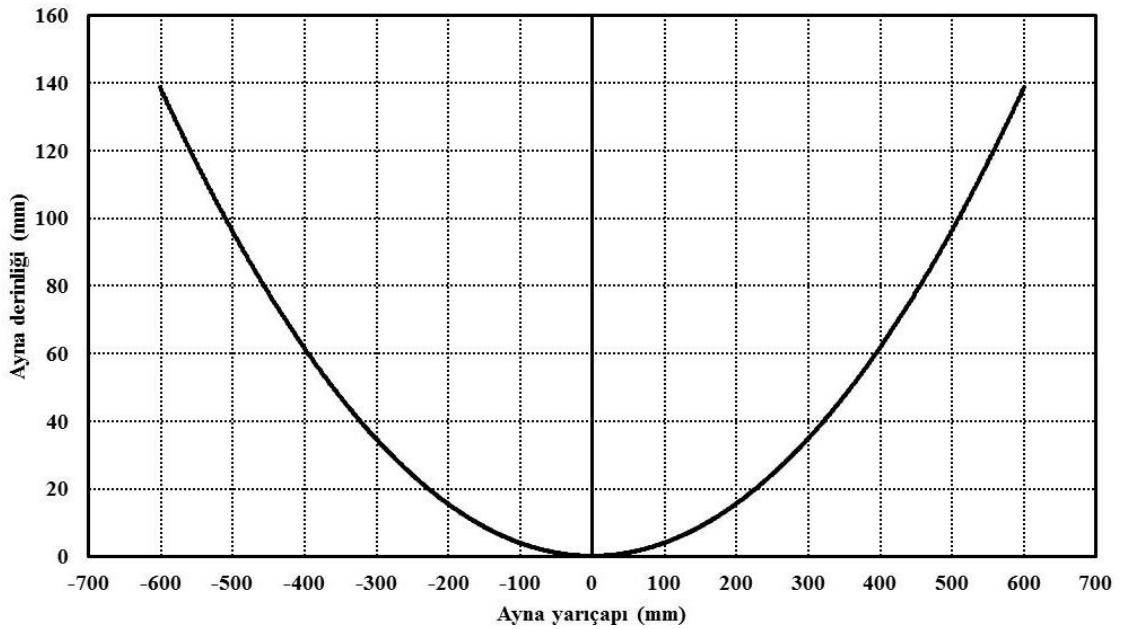
elde edilir. Eş. 6.17 yeniden düzenlenirse,

$$\varepsilon = \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{u-y}{x} \right) \quad (6.18)$$

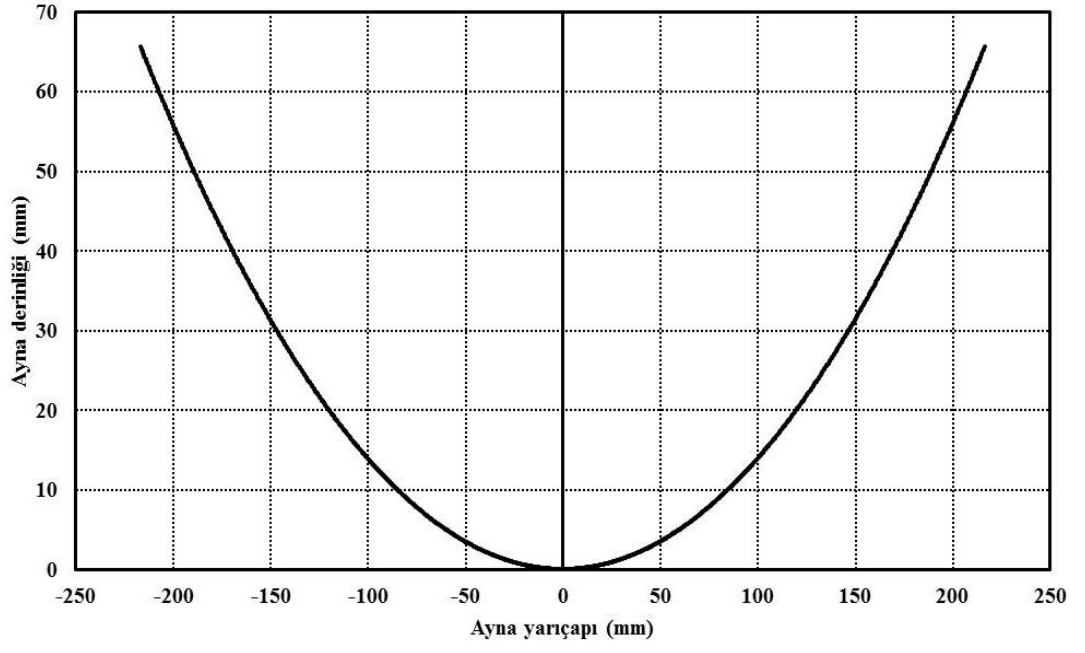
elde edilir. Eş. 6.18 ve 6.12 kullanılarak,

$$\frac{dy}{dx} = \tan \left[\frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{u-y}{x} \right) \right] \quad (6.19)$$

bulunur. Başlangıç şartlarında $x=0$ 'da $x = \Delta x$ için y , $\frac{dy}{dx}$, ρ , t , Δt , z ve $\frac{dz}{dt}$ bulunmuş ve müteakip adımlar takip edilerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.3'de 120 cm çapında birinci parabolik yansıtıcının profili görülmektedir. Birinci parabolik yansıtıcı $y = x^2/4f$ bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır. Bağıntıda x yatay eksendeki yarıçapı, f odak noktasını ve y ise dikey eksendeki derinliği belirtmektedir. Birinci yansıtıcı tasarımında parabolik kollektör için 65 cm odak uzunluğu ve 60 cm yarıçap olarak belirlenmiştir. Birinci yansıtıcı ortasına yerleştirilen motorun sıcak ucuna güneş ışınları ikinci yansıtıcı kullanılarak odaklanmaktadır. İkinci yansıtıcı boyutları Matlab programı yardımı ile 120 cm çapında büyük yansıtıcının tasarım parametreleri kullanılarak belirlenmiştir. Şekil 6.4'de ikinci yansıtıcının profili görülmektedir.



Şekil 6.3. Birinci yansıtıcı

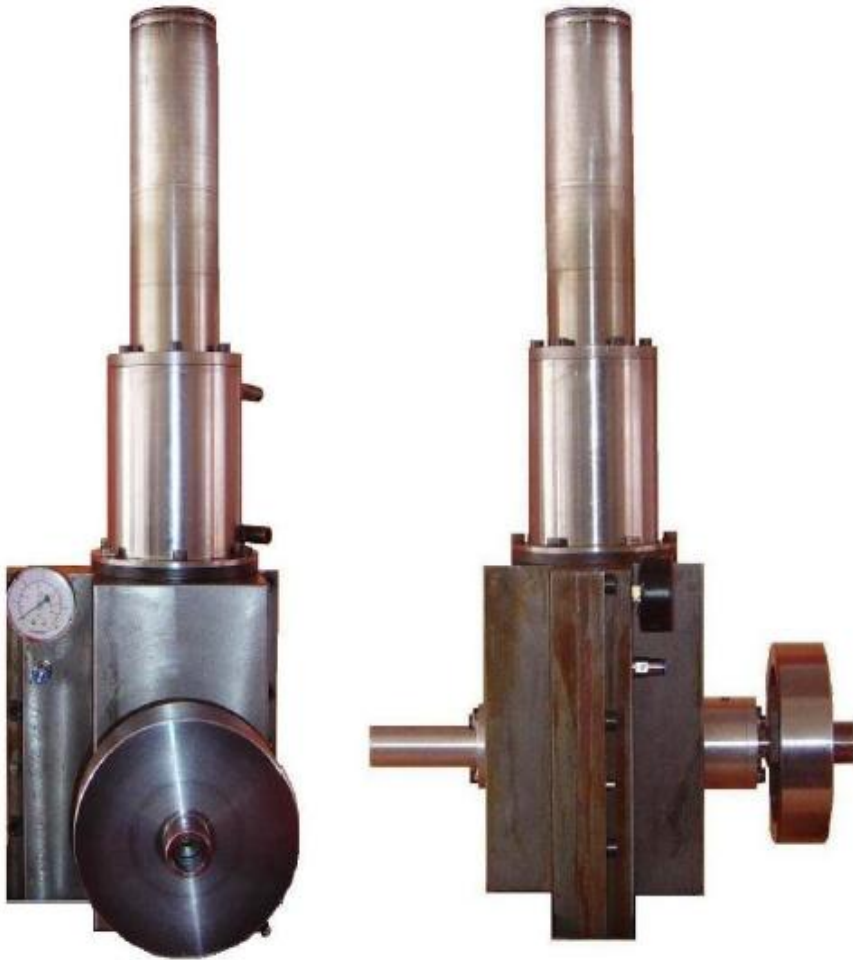


Şekil 6.4. İkinci yansıtıcı

7. STİRLİNG MOTORU VE TEST DÜZENEGİ

7.1. Stirling Motoru

Manivela hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motoru 105M256 numaralı “Doğalgazla çalışan bir Stirling motorunun tasarımı imalatı ve testleri” isimli TUBİTAK projesi kapsamında imal edilmiştir. Motor bloğu, krank mili ve taşıyıcı ayakları, yer değiştirme silindiri ve pistonu, güç silindiri ve pistonu ile piston kolları motorun temel parçalarını oluşturmaktadır. Resim 7.1’de beta tipi Stirling motorunun resmi görülmektedir.



Resim 7.1. İmalatı yapılan beta tipi Stirling motoru [111]

7.2. Motor bloğu

Resim 7.2’de motor bloğu görülmektedir. Motor bloğu küresel grafitli dökme demirden iki parçalı olarak imal edilmiştir. Parçaların ara yüzeyine çalışma maddesi kaçaklarını önlemek amacı ile bir o-ring kanalı açılmıştır. Krank milini yataklandırmak amacı ile motor bloğunun her iki parçasına da konik rulman yatakları yerleştirilmiştir. Motor bloğunun krank eksenini doğrultusundaki genişliği iki kademeli yapılarak bloğa doldurulan 1,5 lt yağ ile motor parçalarının yeterli seviyede yağlanması sağlanmıştır. Çalışma maddesinin bloğa şarj edilebilmesi ve basıncın tespit edilebilmesi için blok üzerine bir çek valf ve bir manometre monte edilmiştir [111].



Resim 7.2 Motor bloğunun resimleri [111]

7.3. Krank mili

Resim 7.3’de krank mili görülmektedir. Krank mili 4140 ıslah çeliğinden tek parça halinde yapılmış ve 52 Rockwell C derecesinde sertleştirilmiştir. Krank mili yatakları hassas bir şekilde taşlanmıştır [111].



Resim 7.3. Krank mili [111]

Resim 7.4’de krank milinin biyel kolları ve manivela ile bağlantısı verilmiştir. Krank mili kol muylusu hem piston biyeline hem de manivelaya hareket vermektedir. Krank mili kol muylusuna ortada manivela slot yatağı ve kenarlarda iki parçalı piston biyelinin yatakları yer alacak şekilde bağlanmışlardır. Krankın her iki ucu yalpasız dönecek şekilde konik rulmanlarla bloğa yataklandırılmıştır. Krankın her iki ucu blok dışına çıkmaktadır. Ancak krank milinin bir ucu motora dıştan bağlanan bir kapak ile tamamen kapatılmakta, diğer ucuna ise volan bağlanmaktadır. Krankın volan bağlanan muylusunun çevresine yağ hazneli sızdırmazlık tertibatı bağlanmıştır. Kol muylusunun ve ona bağlanan parçaların yarattığı balanssızlığı dengelemek için kol muylusunun karşı tarafına iki parçalı simetrik dengeleme kütlesi bırakılmıştır [111].



Resim 7.4. Krank mili ve bağlı elemanlar [111]

7.4. Manivela

Resim 7.5’de manivela görülmektedir. Manivela Böhler K100 soğuk iş takım çeliğinden tek parça halinde yapılmıştır. Manivela kolları mukavemeti artırmak ve ağırlığı azaltmak için I şeklinde işlenmiştir. Krank kol muylusuna kolay bir şekilde bağlayabilmek için slot yatağı iki parçalı yapılmıştır. Manivela motor bloğu içerisindeki yağa çarparak motor parçalarını yağlamaktadır. Manivela motor bloğuna bir mil vasıtası ile yataklandırılmıştır [111].



Resim 7.5. Manivela [111]

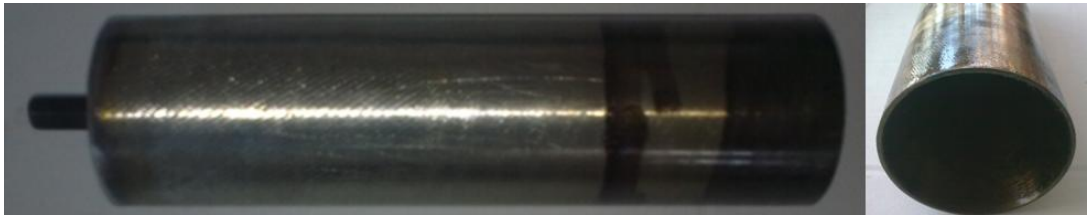
7.5. Yer değiştirme pistonu

Resim 7.6’da yer değiştirme pistonu görülmektedir. Yer değiştirme pistonu paslanmaz çelik boru ASTM 304 malzemeden imal edilmiştir. Paslanmaz çelik malzemenin ısı iletim katsayısının düşük olması mekik ısı transferini azaltmaktadır. Paslanmaz çelik borunun et kalınlığı içten ve dıştan talaş kaldırarak 1 mm’ye indirilmiştir. Borunun iki ucuna paslanmaz çelik malzemeden iki kapak yapılmış ve kaynakla birleştirilmiştir. Kapaklardan birisi yer değiştirme pistonunun yer değiştirme pistonu kuyruğuna bağlanmasını sağlamak için vidalı şekilde yapılmıştır. Yer değiştirme pistonu ve silindiri arasındaki çalışma boşluğu 0,7 mm bırakılmıştır [111].



Resim 7.6. Yer değiştirme pistonu [111]

Resim 7.7’de konik yer değiştirme pistonu görülmektedir. Konik kısım ASTM 304 paslanmaz  elik malzemeden hassas bir şekilde yapılmıştır. Yer değiştirme pistonunun silindirik kısmı paslanmaz  elik boru ASTM 304 malzemeden imal edilmiştir. Paslanmaz  elik borunun et kalınlığı i ten ve dıştan talaş kaldırarak 1 mm’ye indirilmiştir. Alt kapak paslanmaz  elik malzemeden yer değiştirme pistonunun yer değiştirme pistonu kuyruğuna bağlanması sağlamak için vidalı şekilde yapılmıştır. Alt kapak ve konik kısım boru malzemeye kaynatılmıştır. Yer değiştirme pistonu ve silindiri arasındaki çalışma boşluğu 0,7 mm bırakılmıştır.

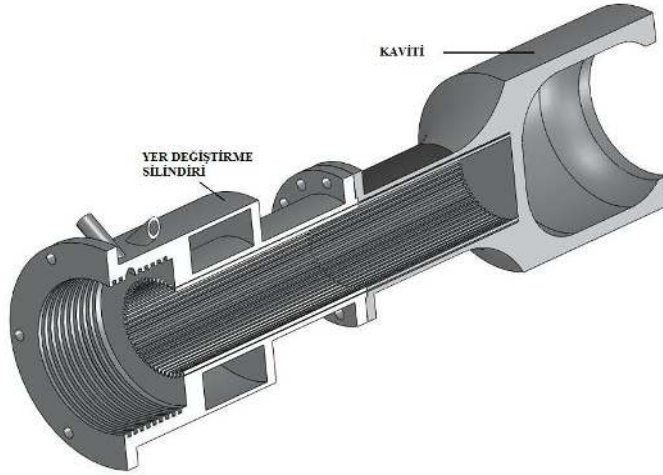


Resim 7.7. Konik yer değiştirme pistonu

7.6. Yer değiştirme silindiri

Resim 7.8’de yer değiştirme silindiri görülmektedir. Yer değiştirme silindiri sıcaklık ve korozyona dayanıklı ASTM 304 paslanmaz  elik malzemeden imal edilmiştir. Yer değiştirme silindirinin geniş flanşlı kısmı soğuk uç ve üst kısmı ise kavitinin bağlanması ile sıcak ucu oluşturmaktadır. Yer değiştirme silindiri soğuk ucunun içerisine g   silindiri girerek bir su ceketi oluşturmakta ve soğutma suyuna direkt

temas ederek soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Yer değiştirme iç yüzeyine 2 mm genişlik ve 3 mm derinlikte boydan boya uzanan kanallar açılmıştır [111].



Resim 7.8. Yer değiştirme silindiri

7.7. Güç pistonu

Resim 7.9’da güç pistonu görülmektedir. Güç pistonu 7075 alüminyum malzemeden yapılmıştır. Güç pistonunun üst yüzeyine gelen basınç kuvveti ve yan yüzeylere gelen yaslanma kuvvetlerin etkisi ile deforme olmasını önlemek için dış çepere 4 mm et kalınlığı verilmiştir. Yer değiştirme pistonu kuyruğu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Yer değiştirme pistonu kuyruğu 0,01 mm hassasiyetinde bir çalışma boşluğu ile güç pistonuna alıştırılmıştır. Güç pistonu iki biyel aracılığı ile krank miline bağlanmaktadır. Biyelleri güç pistonuna bağlamak için piston pimleri kullanılmıştır. Piston pimleri yağ çeliğinden imal edilmiş ve sertleştirildikten sonra taşlanmıştır. Piston pimi biyel ve güç pistonuna kaygan geçme olarak alıştırılmıştır. Güç pistonu ve güç silindiri arasında 0,03 mm çalışma boşluğu verilmiştir [111].



Resim 7.9. Güç pistonu [111]

7.8. Güç silindiri

Resim 7.10’da güç silindiri görülmektedir. Güç silindiri 4140 ıslah çeliğinden imal edilmiştir. Güç silindirinin iç kısmı hassas bir şekilde taşlanmıştır. Güç silindiri, yer değiştirme silindiri içerisine girmekte ve su ceketini oluşturmaktadır. Güç silindirinin her iki ucuna sızdırmazlık sağlaması için o-ring kanalları açılmıştır [111].



Resim 7.10. Geliştirilmiş güç silindiri [111]

7.9. Biyel kolları

Resim 7.11’de biyel kolları görülmektedir. Güç pistonu krank miline simetrik iki parçalı biyeler vasıtası ile bağlanmıştır. Biyel kolları Böhler K100 soğuk iş takım çeliğinden imal edilmiştir. Yer değiştirme pistonu kuyruğu manivela koluna deveboynu şeklinde bir biyel kolu kullanılarak bağlanmıştır. Piston biyelerinin ağırlığını azaltmak için kesiti I şeklinde işlenmiştir. Piston biyelerinin krank kol muylusuna bağlanan yatakları kepli yapılmıştır [111].



Resim 7.11. Yer değiştirme ve güç pistonu biyelleri [111]

7.10. Yer değiştirme pistonu kuyruğu

Resim 7.12’de yer değiştirme pistonu kuyruğu görülmektedir. Yer değiştirme pistonu kuyruğu yer değiştirme pistonu ve biyeli arasında yer almaktadır. Yer değiştirme pistonu kuyruğu 2080 yağ çeliğinden imal edilmiş ve ağırlığını azaltmak amacı ile milin içi boşaltılmıştır. Yer değiştirme pistonu kuyruğu 50 Rockwell C derecesinde sertleştirilmiş ve dış yüzeyi hassas bir şekilde taşlanmıştır. Yer değiştirme pistonu kuyruğu ve güç pistonu arasında 0,01 mm çalışma boşluğu verilmiştir. Yer değiştirme pistonu kuyruğu çapı 16 mm olarak belirlenmiştir [111].



Resim 7.12. Yer değiştirme pistonu kuyruğu [111]

7.11. Kavitiler

Kaviti yer değiştirme silindiri üst kısmına bir flanş yardımı ile bağlanmakta ve güneş enerjisi kaviti içerisine odaklanmaktadır. Kavitiler bakır, alüminyum ve paslanmaz çelik olmak üzere üç farklı malzemeden imal edilmiştir.

Resim 7.13’de bakır malzemeden imal edilen kaviti görölmektedir. Kaviti %3 zirkonyum katkılı bakır malzemeden imal edilmiştir. Bakır kaviti ağız çapı 100 mm olarak verilmiştir. Bakır kaviti içerisine yer değiştirme silindirinde olduğu gibi 2 mm genişlik ve 3 mm derinlikte kanallar açılmıştır.



Resim 7.13. Bakır kaviti

Resim 7.14’de alüminyum malzemeden yapılan kaviti görölmektedir. Kaviti 7075 serisi alüminyum malzemeden hassas bir şekilde imal edilmiştir. Kaviti ağız çapı 80 mm olarak verilmiştir. Güneş ışınlarının kaviteden geri yansımaları azaltmak amacı

ile ağız kısmı dudaklı bir şekilde imal edilmiştir. Alüminyum kaviti içerisine 2 mm genişlik ve 3 mm derinlikte kanallar açılmıştır.



Resim 7.14. Alüminyum kaviti

Resim 7.15 ve Resim 7.16’da paslanmaz çelik malzemeden silindirik ve konik şeklinde ağız yapısına sahip kaviteler sırası ile verilmiştir. Kaviteler ASTM 304 paslanmaz çelik malzemeden imal edilmiştir. Silindirik ağız yapısına sahip kaviti alüminyum kaviti aynı ölçülerde imal edilmiştir. Ancak güneş ışınlarından daha etkili bir şekilde yararlanmak ve yansıma kayıplarını azaltmak için konik şeklinde kaviti imal edilmiştir. Konik şeklindeki kaviti iki parça olarak imal edilmiştir. Konik kısım torna tezgahında hassas bir şekilde imal edilmiş ve iç yüzeyine ısı transfer yüzey alanını artırmak amacı ile kanallar açılmıştır. Diğer parça içerisine 2 mm genişlik ve 3 mm derinlikte boydan boya kanallar açılmıştır. İki parça kaynakla birleştirilmiştir.



Resim 7.15. Paslanmaz silindirik kaviti



Resim 7.16. Paslanmaz konik kaviti

7.12. Güneş odaklayıcıları

Güneş enerjisinin odaklanmasında iki farklı sistem kullanılmıştır. İlk sistem iki parabolik aynadan oluşmaktadır. Birinci yansıtıcı 120 cm çapında iken, ikinci yansıtıcı 46 cm çapındadır. Birinci yansıtıcı olarak alüminyum saçıdan imal edilmiş uydu alıcısı kullanılmıştır. İkinci yansıtıcı, tasarım parametrelerine uygun olarak 7000 serisi alüminyum malzemeden imal edilmiştir. İki yansıtıcının yüzeyleri %90-95 oranında yansıtma oranına sahip alüminyum alaşım malzeme ile kaplanmıştır. Yansıtıcı malzemenin özellikleri Çizelge 7.1’de görülmektedir.

Çizelge 7.1. Yansıtıcı malzemenin özellikleri

	Parametreler	Özellik
Mekanik	Gerilme direnci (MPa)	160-200
	Akma Dayanımı (MPa)	140-180
	Uzama 50%	≥ 2
	Bükülme yarıçapı	≥ 1.5
Optik	Toplam güneş yansıtma	90
	Toplam ışık yansıtma	95
	Ön yüz	PVD
	Arka yüz	Anotlanmış
Fiziksel	Yoğunluk (g/cm ³)	2.7

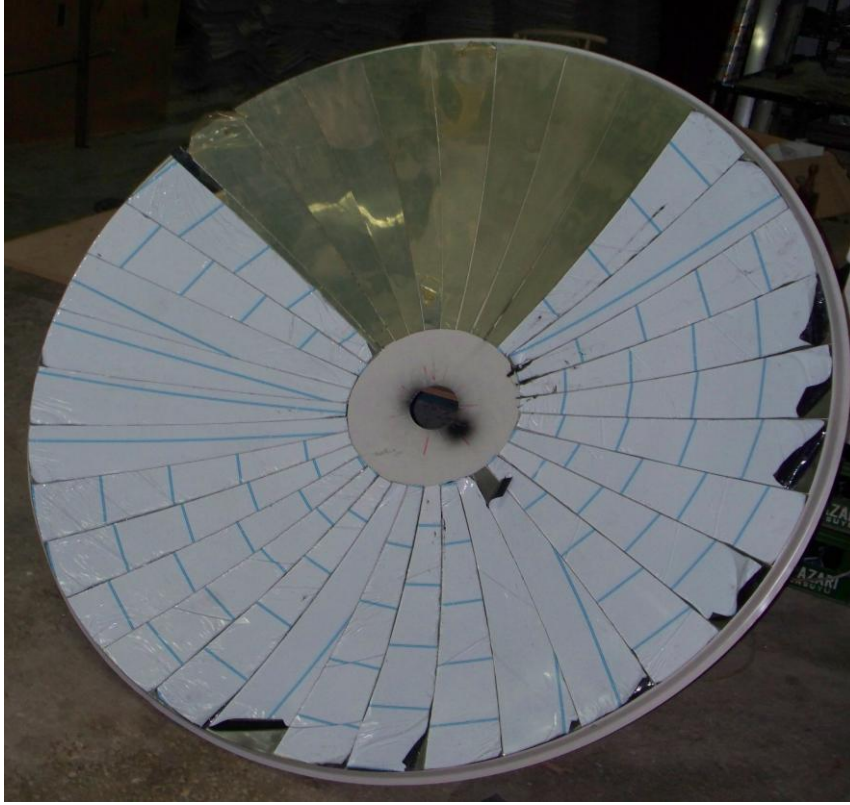
Birinci ve ikinci yansıtıcı üzerine alüminyum alaşım malzeme üzerine sırası ile 7,5° ve 10° aralıklarda kaplanmıştır. Stirling motoru ve iki yansıtıcı bir platform üzerine yerleştirilmiştir. Resim 7.17’de iki yansıtıcı ve Stirling motorundan oluşan sistem görülmektedir.



Resim 7.17. İki yansıtıcı ve Stirling motorundan oluşan sistem

Toplam yansıtıcı yüzey alanının yetersiz olması ve kayıpların fazla olmasının yol açtığı problemler nedeni ile birinci yansıtıcının çapı artırılmıştır. Birinci yansıtıcı için 180 cm çap belirlenmiş ve parabolik uydu anteni temin edilmiştir. Birinci yansıtıcı

yüzeyi 10° aralıklarla kaplanmıştır. Resim 7.18’de 180 cm çapındaki yansıtıcı görülmektedir.



Resim 7.18. 180 cm çapında birinci yansıtıcı

İki yansıtıcıdan oluşan sistemde odaklama problemleri ve enerji kayıpları nedeni ile fresnel mercek temin edilmiştir. Resim 7.19’da güneş enerjisini odaklamak amacı ile kullanılan fresnel mercek görülmektedir. Fresnel mercek tepegöz, fotoğraf makinesi vb. cihazlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada kullanılmak üzere 1 m^2 ve $1,4 \text{ m}^2$ olmak üzere iki farklı boyutta fresnel mercek temin edilmiştir.

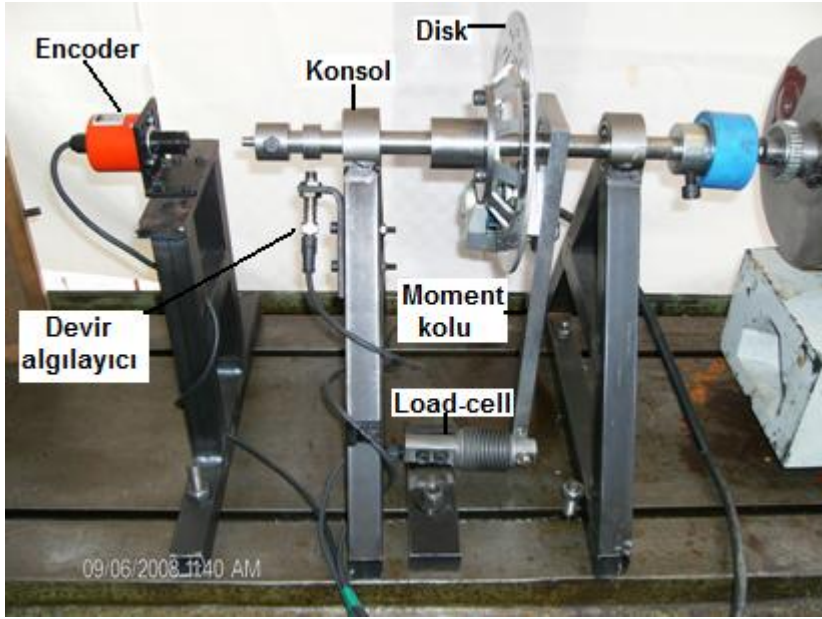


Resim 7.19. Fresnel mercek

7.13. Test Düzeneği

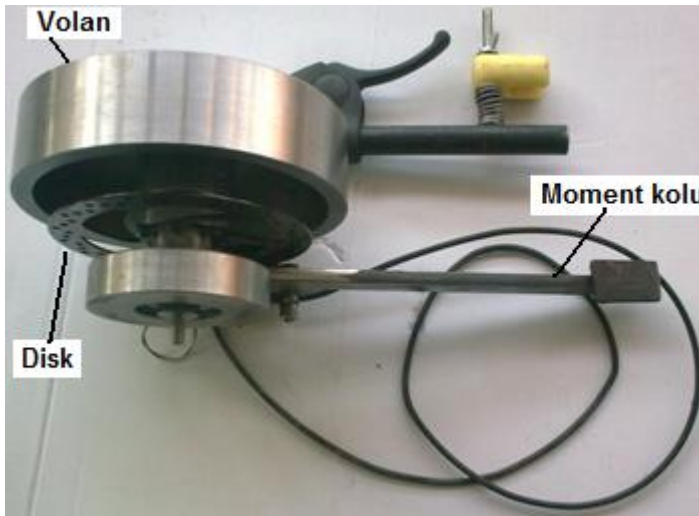
Güneş simülatörü halojen lamba ve güneş enerjisi ile yapılan deneylerde kullanılan test düzeneği bir dinamometre, bir takometre, termokupl, fresnel lens, bir pironometre ve bir infrared termometreden oluşmaktadır.

Resim 7.20’de güneş enerji simülatörü halojen lamba kullanılarak yapılan deneylerde kullanılan sabit dinamometre görölmektedir. Yükleme işlemi mekanik frenleme prensibine göre çalışan prony tip dinamometre ile yapılmıştır. Dinamometre üzerinde disk bulunan bir mil, milin rulmanlı yataklarını taşıyan iki konsol, diski sıkıştırarak yüklemeyi sağlayan bir hidrolik fren tertibatı, bir load cell ve frenleme kuvvetini load cell’e ileten bir moment kolundan oluşmaktadır. Kullanılan load cell ESİT BB20 olup % 0,03 ölçüm hassasiyetine sahiptir [111].



Resim 7.20. Sabit dinamo metre [111]

Resim 7.21’de güneş enerjisi uygulamalarında kullanılan seyyar dinamo metre görülmektedir. Seyyar dinamo metre volan üzerine bir mil vasıtası ile yataklandırılmış bir mil, diski sıkıştırarak yüklemeyi sağlayan bir mekanik fren tertibatı, bir load cell ve frenleme kuvvetini load celle ileten bir moment kolundan oluşmaktadır. Dinamo metre volan üzerine bağlanmış ve böylece motorla birlikte taşınabilir hale getirilmiştir.



Resim 7.21. Seyyar dinamo metre

Deneyler sırasında kaviti sıcaklığını ölçmek için 12 kanallı M3D12X marka sıcaklık ölçer ve DT-8859 high temperature marka infrared termometre kullanılmıştır. Resim 7.22 ve 7.23’de 12 kanallı M3D12X marka sıcaklık ölçer ve infrared termometre sırası ile görülmektedir. 12 kanallı M3D12X marka sıcaklık ölçere bağlanan termokupllar NiCr-Ni (Nikel (-) ve Nikelkrom (+)) ayaklardan oluşmaktadır ve 1200 °C’ye kadar ölçüm yapılabilir. İnfrared termometre 50-1600 °C arasındaki sıcaklıkları ± 2 derece hata ile ölçüm yapabilir. Deneylerde infrared termometre zaman zaman kontrol amaçlı kullanılmıştır.



Resim 7.22. 12 kanallı M3D12X marka sıcaklık ölçer



Resim 7.23. İnfrared termometre

Resim 7.24’de piranometre görülmektedir. Güneş enerjisi yoğunluğunu ölçmek için Kipp&Zonen marka ikinci sınıf bir piranometre kullanılmıştır. Piranometrede alınan

sonuçlar ile karşılaştırmak amacı ile Ankara ili ağustos 2010 güneş ışınlamı verileri Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nden temin edilmiştir. Bu veriler Ek 5'de verilmiştir.



Resim 7.24. Piranometre

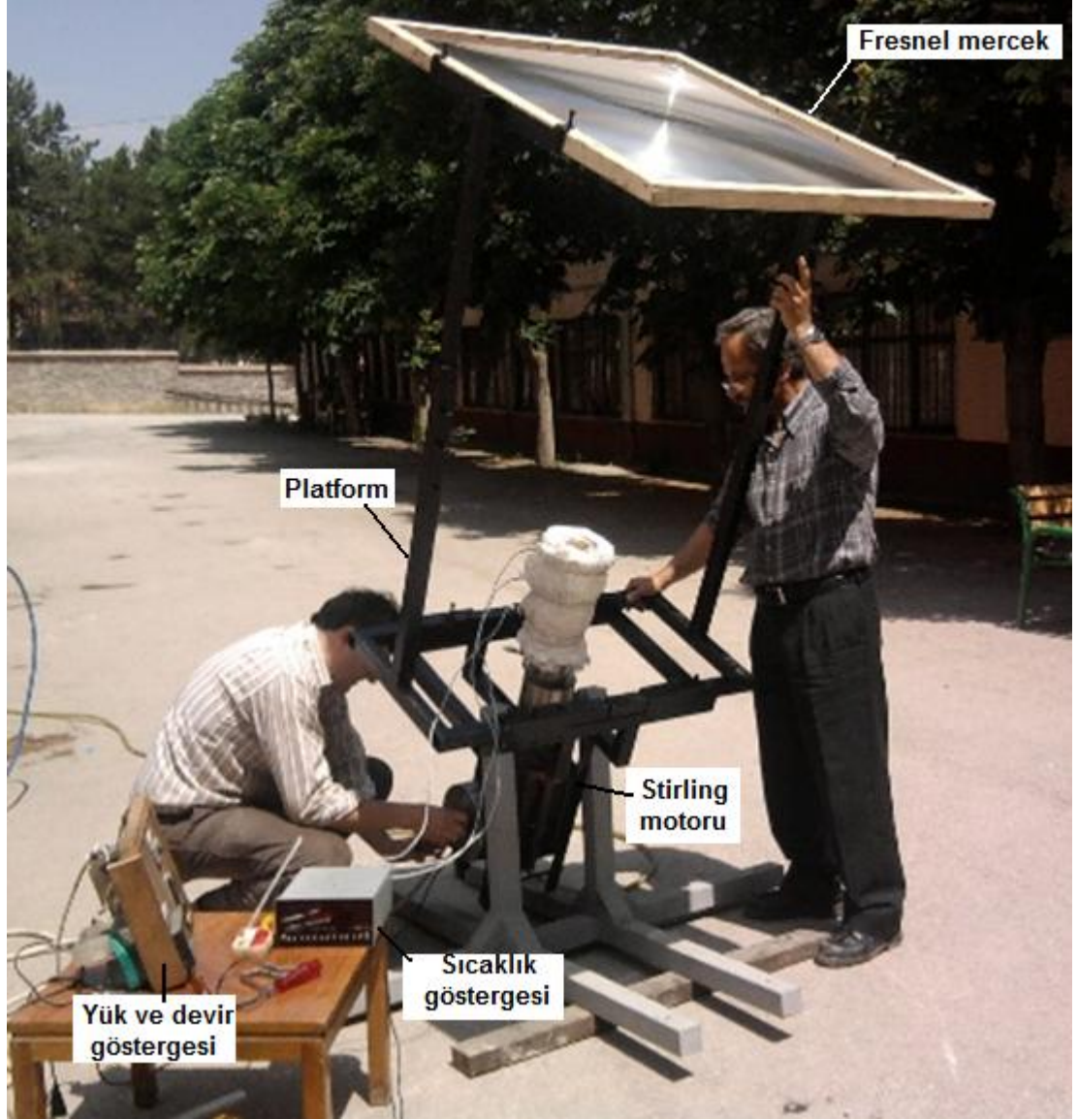
Resim 7.25'de güneş enerji simülatörü olarak kullanılan 400 W ve 1000 W gücünde halojen lambalar görülmektedir. Halojen lambalar kaviti içerisine temassız olarak yerleştirilmiştir.



Resim 7.25. Halojen lambalar

Güneş enerjisi uygulamasında kullanılmak üzere yurtdışından getirtilen fresnel mercek ve Stirling motoru bir platform üzerine yerleştirilmiştir. Platform farklı odaklama mesafeleri ve büyüklüklerine sahip fresnel merceklerde kullanılmak üzere

tasarlanmıştır. Resim 7.26’da fresnel lens ve Stirling motoru oluşan deney düzeneği görülmektedir.



Resim 7.26. Güneş enerji test düzeneği

8. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Deneysel çalışma iki aşamada yapılmıştır. Birinci aşamada motorun performans karakteristikleri güneş simülatörü olarak halojen lamba ile yapılan deneyler, ikinci aşamada ise güneş enerjisi ile yapılan deneyler sunulmuştur.

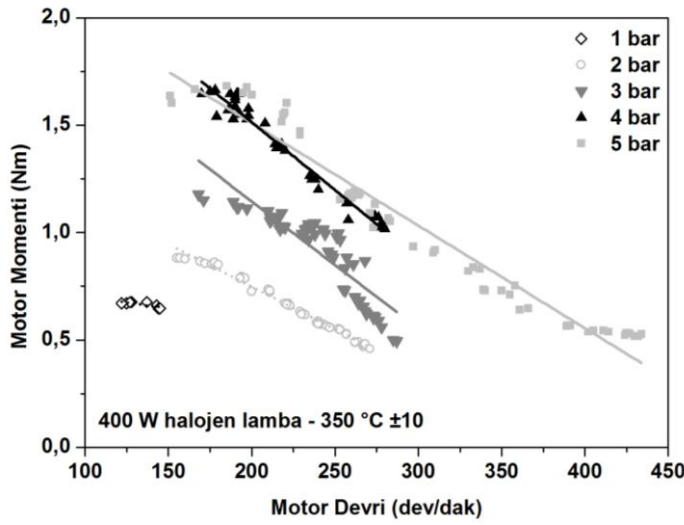
8.1. Güneş Simülatörü ile Yapılan Deneyler

Güneş enerji simülatörü olarak 400 W ve 1000 W'lık halojen lambalar kullanılmıştır. Kavitinin çevresi 1200 °C'ye dayanıklı yalıtım malzemesi kullanılarak yalıtılmış ve halojen lamba kaviti içerisine temassız olarak yerleştirilmiştir. Deneylerde çalışma maddesi olarak helyum kullanılmıştır. Deneyler 1-5 bar şarj basınçlarında 1 bar aralıklarla gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında kaviti sıcaklığı 400 W ve 1000 W'lık halojen lambalar için sırası ile 350 °C ± 10 ve 650 °C ± 10 olarak ölçülmüştür.

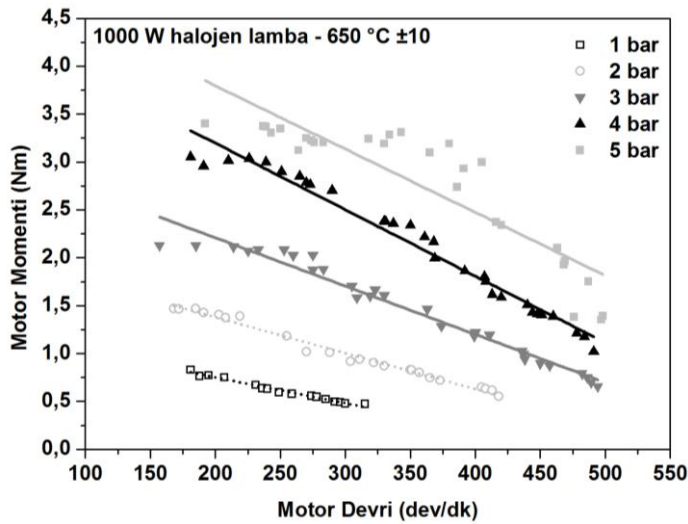
Şekil 8.1 ve 8.2'de motor devrine bağlı olarak motor momenti değişimleri 400 W ve 1000 W halojen lambalar için sırası ile verilmiştir. 400 W halojen lamba kullanımı ile maksimum motor momentleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 0,68; 0,88; 1,18; 1,66 ve 1,68 Nm olarak elde edilmiştir. 1000 W halojen lamba kullanımı ile maksimum motor momentleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 0,83; 1,47; 2,13; 3,05 ve 3,40 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 8.3 ve 8.4.'de motor devrine bağlı olarak motor gücü değişimleri 400 W ve 1000 W halojen lambalar için sırası ile verilmiştir. 400 W halojen lamba kullanımı ile 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için maksimum motor güçleri sırası ile 9,90; 16,17; 26,30; 33,01 ve 37,07 W olarak elde edilmiştir. 1000 W halojen lamba kullanımı ile 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için maksimum motor güçleri sırası ile 16,31; 31,89; 58,41; 85,77 ve 127,17 W olarak elde edilmiştir. Motor gücü motor

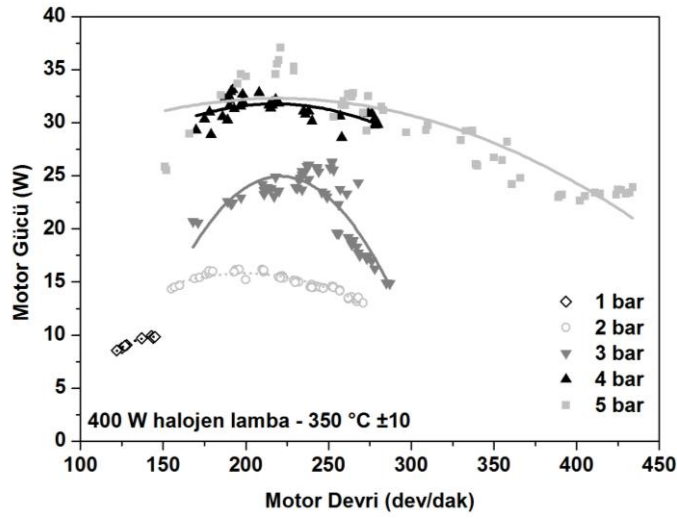
devri ve motor momentine bağlıdır. Motor devrinin artması ile motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu değerden sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi kısalmaktadır. Bu yüzden çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz kalmakta ve motor gücü azalmaktadır. Ayrıca, motor devrinin artmasına bağlı olarak mekanik kayıplar artmakta ve motor gücü azalmaktadır.



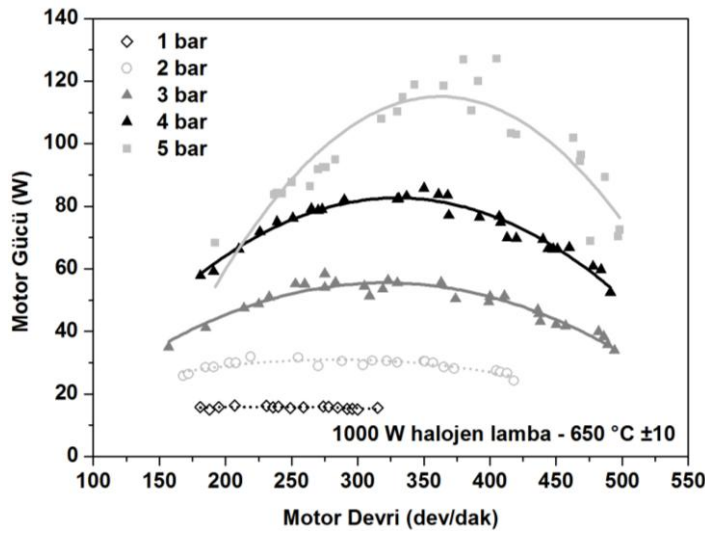
Şekil 8.1. Motor momentinin motor devrine bağlı olarak değişimi (400W)



Şekil 8.2. Motor momentinin motor devrine bağlı olarak değişimi (1000W)

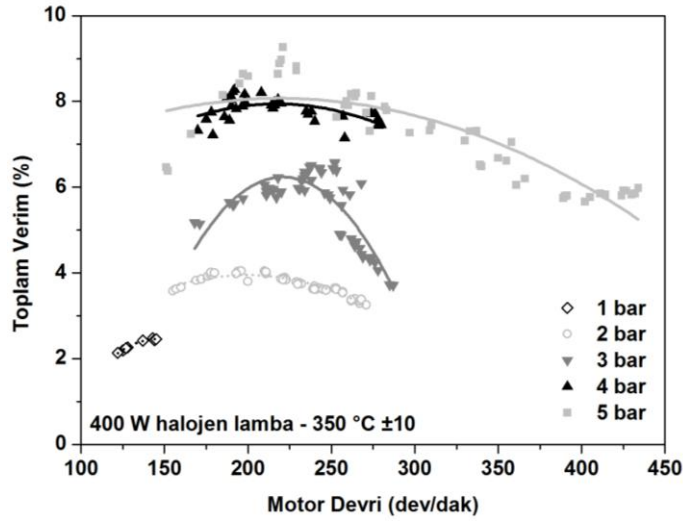


Şekil 8.3. Motor gücünün motor devrine bağlı olarak değişimi (400W)

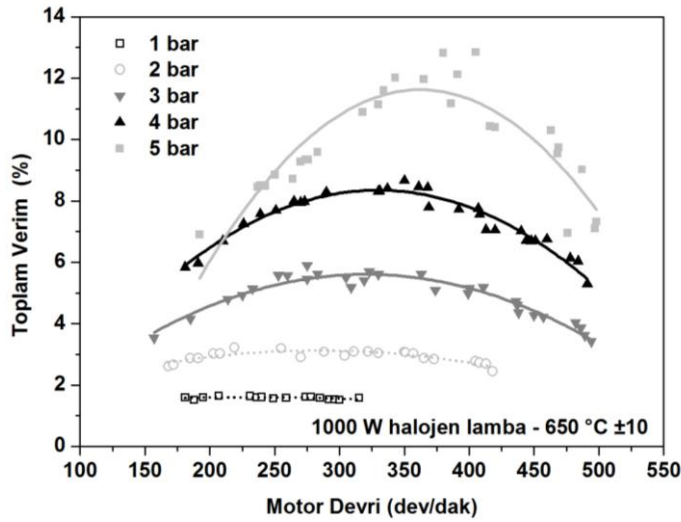


Şekil 8.4. Motor gücünün motor devrine bağlı olarak değişimi (1000W)

Şekil 8.5 ve 8.6'da motor devrine bağlı olarak toplam verimlerin değişimleri 400 ve 1000 W halojen lambalar için sırası ile verilmiştir. Toplam verim motor gücünün halojen lamba gücüne oranıdır. Toplam verim motor gücü ile ilişkili olduğu için motor gücü ve toplam verim eğrileri benzerlik göstermektedir. 400 W halojen lamba kullanımı ile 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için maksimum toplam verimler sırası ile %2,47; %4,04; %6,57; %8,27 ve %9,27 olarak elde edilmiştir. 1000 W halojen lamba kullanımı ile 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için maksimum toplam verimler sırası ile %1,65; %3,22; %5,90; %8,66 ve %12,85 olarak elde edilmiştir.

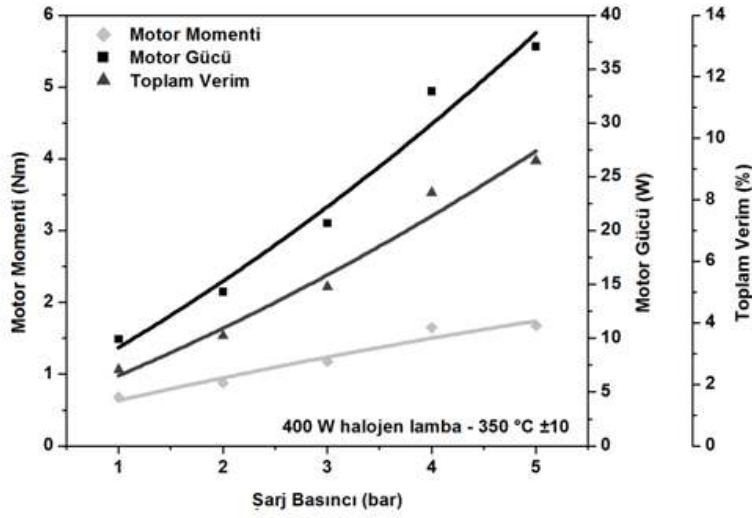


Şekil 8.5. Motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (400W)

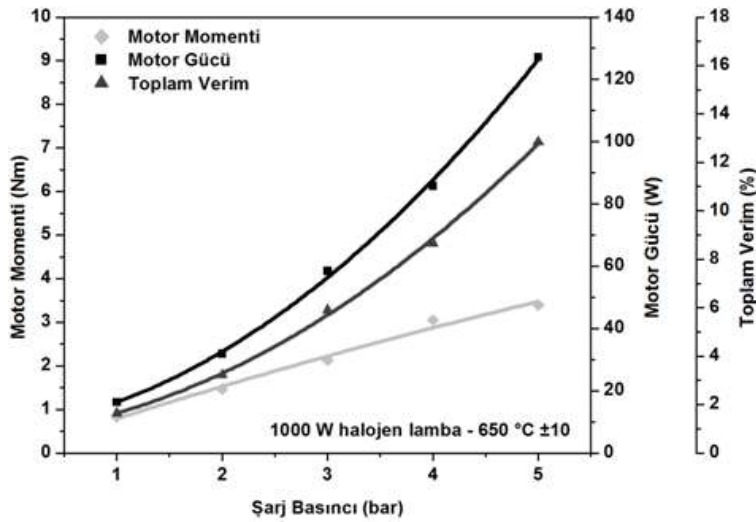


Şekil 8.6. Motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (1000W)

Şekil 8.7 ve Şekil 8.8'de şarj basıncına bağlı olarak maksimum motor gücü, momenti ve toplam veriminin değişimleri sırası ile 400W ve 1000 W'lık halojen lambalar için verilmiştir. Şarj basıncının artışına bağlı olarak motor gücü, momenti ve toplam verim artış göstermektedir. Bu durum motorun daha yüksek şarj basınçlarında performansının artacağını bir göstergesidir. Ancak motorda oluşabilecek kaçaklar nedeni ile 5 bar şarj basıncının üzerindeki basınçlarda deneyler yapılamamıştır.



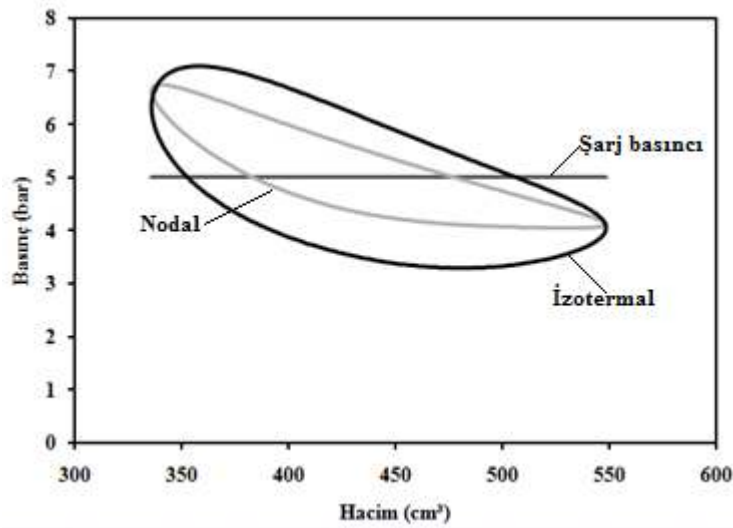
Şekil 8.7. Şarj basıncına bağlı olarak motor gücü, momenti ve veriminin değişimi (400 W)



Şekil 8.8. Şarj basıncına bağlı olarak motor gücü, momenti ve veriminin değişimi (1000 W)

1000 W halojen lamba kullanılarak 405 dev/dak motor devrinde motorun gücü ve çevrimlik işi sırası ile 127,17 W ve 18,84 J olarak elde edilmiştir. Nodal analiz programı kullanılarak test koşullarında çalışma maddesine transfer edilen ısı ve motorun verimi hesaplanmıştır. Şekil 8.9'da Ek 2'de verilen nodal analiz programı ile elde edilen p-v diyagramı görülmektedir. Nodal analiz programında motora transfer edilen ısı ve motorun termal verimi sırası ile 84,7 J ve %22,24 olarak elde

edilmiştir. Nodal analiz programı ile sisteme giren ısı 571,725 W olarak hesaplanmıştır. Halojen lambanın sisteme verdiği ısı 1000 W'tır. Kaviti içerisine yerleştirilen halojen lambanın yüksek sıcaklıklarda zarar görmemesi için kaviti üst yüzeyi açık bırakılmıştır. Bu yüzeyden çevreye ısı kayıpları olmaktadır. Çevreye olan ısı kayıpları nedeni ile motor performansı ve toplam verim azalmaktadır.



Şekil 8.9. Nodal analiz programında elde edilen p-v diyagramı

8.2. Güneş Enerjisi ile Yapılan Deneyler

Güneş enerjisi ile yapılan deneyler iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada iki yansıtıcıdan oluşan ayna sistemi kullanılmıştır. Ancak yeterli sıcaklığa ulaşamadığı için çift yansıtıcı sistemden vazgeçilmiştir. İkinci aşamada fresnel mercek kullanılarak deneyler gerçekleştirilmiştir.

Deneyler kararlı ve kararsız şartlarda gerçekleştirilmiştir. Motora ilk hareket verilmeden önce kaviti içerisine güneş enerjisi fresnel mercek kullanılarak odaklanmış ve kavitinin ısı enerjisini depo etmesi beklenmiştir. Motor harekete geçtiğinde yüksek ısı enerjisi nedeniyle motor belirli bir süre yüksek hızlarda çalışmaktadır. Bu süre sonunda depolanan enerji azalmakta ve direkt olarak güneşten elde edilen ısı enerjisi ile çalışmasına stabil bir şekilde devam etmektedir. Motor ilk

harekete geçtikten sonra depolanan ısı enerjisinin etkisi yüksek hızlarda çalışırken (yaklaşık olarak ilk 3 dk içerisinde) alınan değerler kararsız şartlar olarak adlandırılmıştır. Motor harekete geçtikten sonra stabil bir şekilde çalışmaya başladığı andan itibaren (yaklaşık 5 dk sonra) alınan sonuçlar kararlı şartlar olarak isimlendirilmiştir.

Güneş enerjisi ile yapılan deneylerde bakır, alüminyum ve paslanmaz çelik olmak üzere üç farklı malzemeden imal edilen kaviteler kullanılmıştır. Deneylerde çalışma maddesi olarak helyum gazı kullanılmıştır. Devlet Meteoroloji İşleri'nden elde edilen güneş ışınım verileri ($G_{güneş}$), fresnel merceğin yüzey alanı (A) ve fresnel merceğin yansıtma oranı (η_f) kullanılarak kavitiye gelen ışınım belirlenmiştir. Fresnel merceğin verimi deneysel olarak %65 olarak belirlenmiştir. Fresnel merceğin yüzey alanı (A) 1,4 m² dir. Güneşten kavitiye gelen ışınım;

$$G_{kaviti} = G_{güneş} \cdot A \cdot \eta_f \quad (8.1)$$

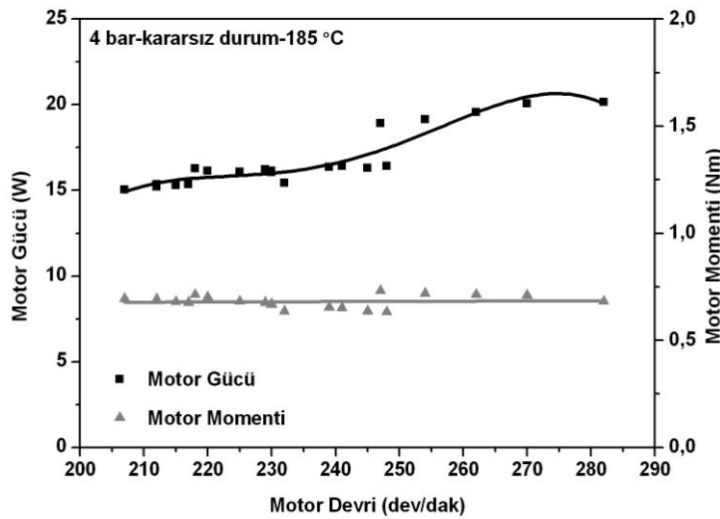
olarak elde edilir.

8.2.1. Bakır kaviti ile yapılan deneyler

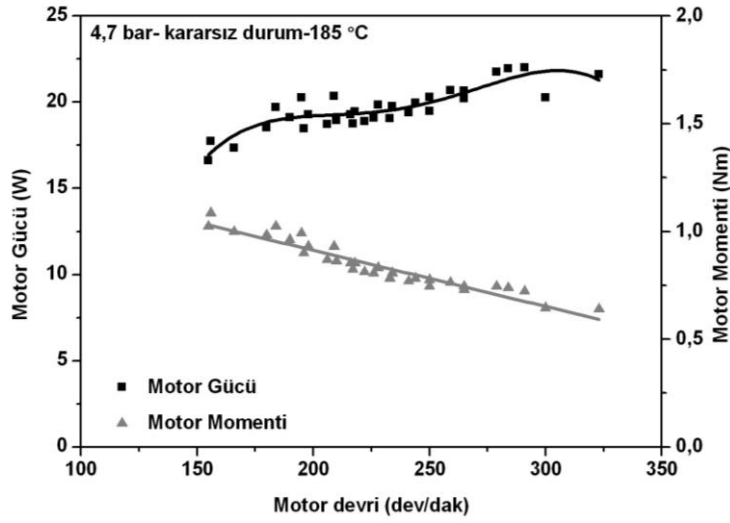
Bakır kaviti kullanılarak yapılan deneyler 820 W/m² güneş ışınımında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında kaviti alt noktasından yüzey sıcaklığı termokupl yardımı ile ölçülmüştür. Kaviti alt nokta sıcaklığı 167 °C' ye ulaştığında motor tepki vermeye başlamış ve ilk harekete geçmiştir. Deneyler 185 °C kaviti sıcaklığında ve kararlı olmayan şartlarda gerçekleştirilmiştir. Deneyler 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında çalışma maddesi helyum kullanılarak yapılmıştır.

Şekil 8.10 ve Şekil 8.11'da motor momenti ve gücünün değişimleri 4 ve 4,7 bar şarj basınçları için sırası ile verilmiştir. Maksimum motor güçleri 4 ve 4,7 bar şarj basınçları için sırası ile 20,14 W ve 22 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momentleri ise 4 ve 4,7 bar şarj basınçları için sırası ile 0,73 ve 1,09 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, motor devrinin artması ile azalmaktadır. Bu nedenle düşük motor devirlerinde daha yüksek moment elde edilmiştir. Motor gücü motor devri ve motor momentine bağlıdır. Motor devrinin artması ile motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu değerden sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi kısalmaktadır. Bu yüzden çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz kalmakta ve motor gücü azalmaktadır. Ayrıca, motor devrinin artışına bağlı olarak mekanik kayıplar artmakta ve motor gücü azalmaktadır.



Şekil 8.10. 4 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi



Şekil 8.11. 4,7 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi

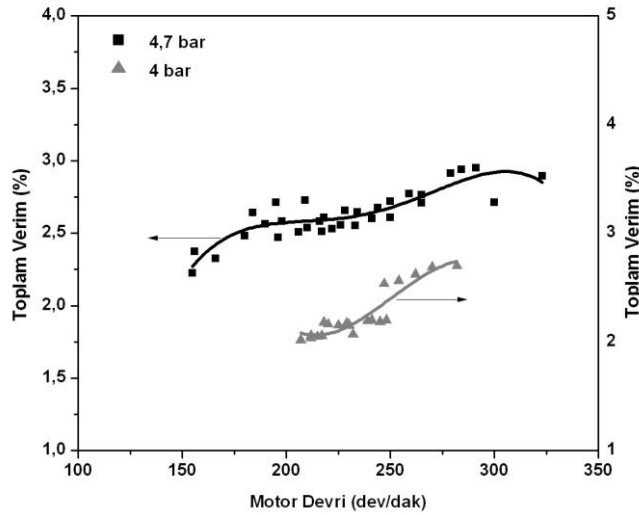
Şekil 8.12’de 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi verilmiştir. Deneysel çalışmanın gerçekleştiği zamanda güneş ışınımı $G_{\text{güneş}}=820 \text{ W/m}^2$ olarak tespit edilmiştir. Kavitiye gelen ışınım Eş. 8.1 yardımıyla $746,2 \text{ W/m}^2$ olarak belirlenmiştir. Toplam verim, motor gücünün kavitide absorbe edilen enerjiye oranıdır. Bu nedenle motor gücü ve toplam verim eğrileri birbirine benzerlik göstermektedir. 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında maksimum toplam verimler sırası ile %2,7 ve %2,95 olarak elde edilmiştir.

Laboratuar koşullarında, 1000 W’lık halojen lamba kullanılarak yapılan deneylerde maksimum toplam verim %13 olarak elde edilmiştir. Maksimum toplam verim ve kavitiye gelen güneş ışınımı kullanılarak maksimum elde edilebilecek motor gücü (P) hesaplanmıştır. 1000 W’lık maksimum toplam verim (η_m) ve kavitiye gelen ışınımı (G_{kaviti}) kullanılarak elde edilebilecek maksimum motor gücü,

$$P = G_{\text{kaviti}} \cdot \eta_m \quad (8.2)$$

hesaplanır. Maksimum motor gücü (P) $746,2 \text{ W/m}^2$ kavitiye gelen güneş ışınımında Eş. 8.2 kullanılarak 97 W olarak hesaplanmıştır. Bakır kaviti kullanılarak maksimum motor gücü ve toplam verim sırası ile 22 W ve %2,95 olarak elde edilmiştir. Bakır

kaviti kullanılarak elde edilen motor gücü oldukça düşüktür. Bakır kaviti yüzeyi ısıya maruz kaldıktan sonra oksitlenmiş ve güneş enerjisi uygulandığında oksitlenen yüzey üzerinde pul şeklinde dökülmeler meydana gelmiştir. Kaviti yüzeylerinin oksitlenmesinin gelen güneş ışınımının kavitinin iç bölgelerine ve çalışma maddesine aktarımını engellediği, kaviti ağız çapının büyük olmasının geri yansıma kayıplarını artırdığı ve bakır kavitinin ısıyı absorbe etme katsayısının motor performansını etkilediği düşünülmektedir. Ayrıca yalıtılmış yüzeylerden ve kaviti ağzından radyasyon ve taşınım ile olan ısı kayıplarında motor performansını etkilediği düşünülmektedir.

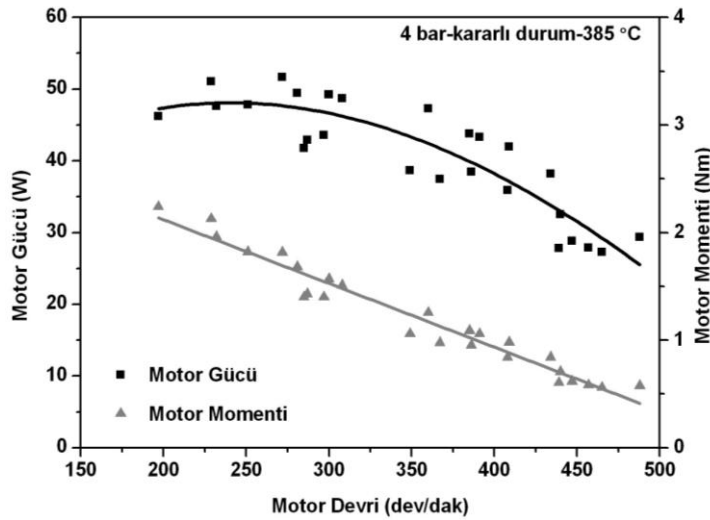


Şekil 8.12. 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi

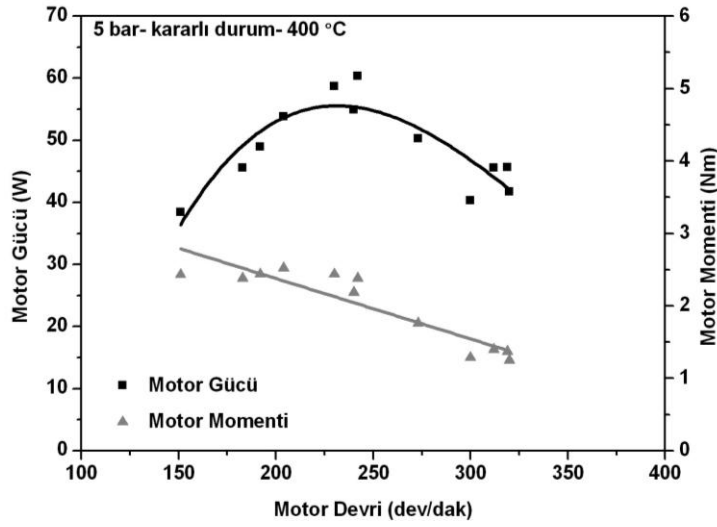
8.2.2. Alüminyum kaviti ile yapılan deneyler

Şekil 8.13, Şekil 8.14 ve Şekil 8.15’de motor devrine bağlı olarak motor gücü ve motor momentinin değişimleri 4, 5 ve 6 bar şarj basınçları için sırası ile verilmiştir. Alüminyum kaviti kullanılarak gerçekleştirilen deneyler 816 W/m^2 güneş ışınımında, $350\text{-}430 \text{ }^\circ\text{C}$ kaviti sıcaklık aralıklarında ve kararlı şartlarda gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor güçleri 4, 5 ve 6 bar şarj basınçlarında sırası ile 272 dev/dak motor devrinde 51,68 W, 242 dev/dak motor devrinde 60,31 W ve 218 dev/dak motor devrinde 64,37 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momentleri ise 4, 5 ve 6

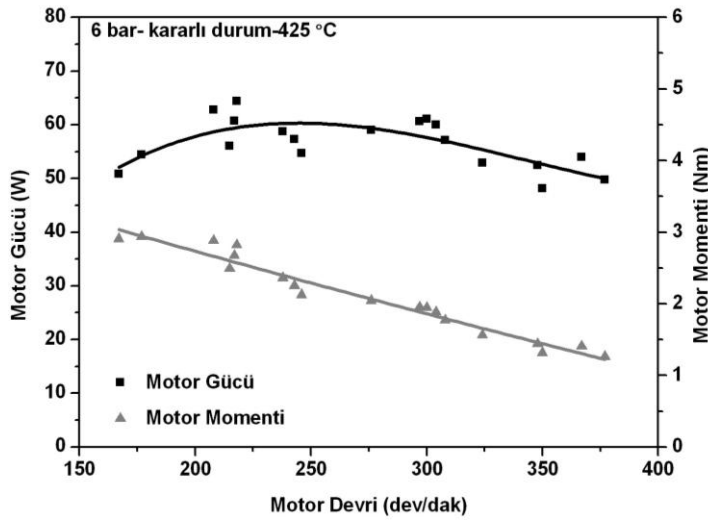
bar şarj basınçlarında sırası ile 197 dev/dak motor devrinde 2,24 Nm, 204 dev/dak motor devrinde 2,52 Nm ve 172 dev/dak motor devrinde 2,93 Nm olarak elde edilmiştir. Düşük motor devirlerinde motor momenti yüksek iken, motor devrinin artması ile motor momenti azalmaktadır. Motor devri ısıtma-soğutma süresini etkilemektedir. Düşük motor devirlerinde ısıtma-soğutma süresi uzun iken, motor devrinin artması ile azalmaktadır. Bu nedenle düşük motor devirlerinde daha yüksek moment elde edilmiştir. Motor gücü motor devri ve motor momentine bağlıdır. Motor devrinin artması ile motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu değerden sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi kısalmaktadır. Bu yüzden çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz kalmakta ve motor gücü azalmaktadır. Ayrıca motor devrinin artışına bağlı olarak mekanik kayıplar artmakta ve motor gücü azalmaktadır. Şarj basıncının artması ile motor gücü ve momenti artış göstermektedir. Maksimum motor gücü ve momenti 6 bar şarj basıncında elde edilmiştir. Bu değer üzerindeki basınçlar sızdırmazlık problemleri nedeni ile uygulanamamıştır. Maksimum motor gücü ve momenti alüminyum kaviti kullanılarak 6 bar şarj basıncında elde edilmiştir.



Şekil 8.13. 4 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi.



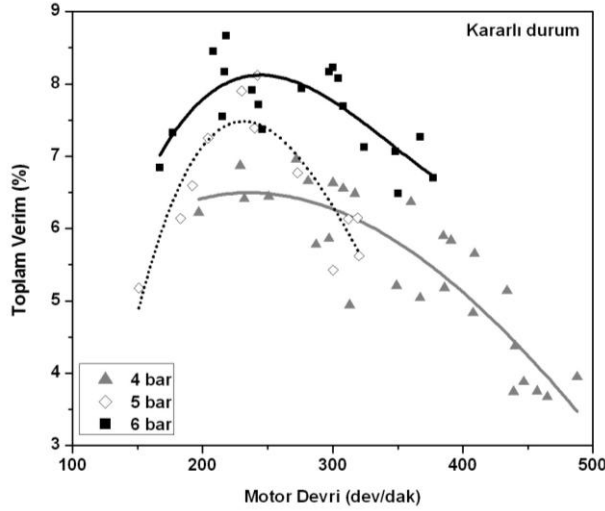
Şekil 8.14. 5 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi



Şekil 8.15. 6 bar şarj basıncında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi

Şekil 8.16'da 4, 5 ve 6 bar şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verimin değişimi verilmiştir. Güneş ışınlamı $G_{\text{güneş}}=816 \text{ W/m}^2$ olarak elde edilmiştir. Kavitiye gelen ışınlam Eş. 8.1 yardımıyla $742,56 \text{ W/m}^2$ olarak belirlenmiştir. Toplam verim motor gücünün kavitiye gelen ışınlamı oranıdır. Bu nedenle motor gücü ve motor verimi eğrileri birbirine benzerlik göstermektedir. 4, 5 ve 6 bar şarj

basınçlarında maksimum motor verimleri sırası ile %6,96; %8,12 ve %8,67 olarak elde edilmiştir.



Şekil 8.16. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi

Maksimum elde edilebilecek motor gücü (P); $742,56 \text{ W/m}^2$ kavitiye gelen güneş ışınımında, Eş. 8.2 kullanılarak $95,5 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Alüminyum kaviti kullanılarak maksimum motor gücü ve toplam verim $64,37 \text{ W}$ ve %8,67 olarak elde edilmiştir. Hesaplanan maksimum motor gücü (P) ve elde edilen motor gücü arasındaki farkın odaklama problemleri ve alüminyumun gelen ışınımı absorbe etme katsayısından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Ayrıca yalıtılmış yüzeylerden ve kaviti ağzından radyasyon ve taşınım ile olan ısı kayıplarında motor performansını etkilediği düşünülmektedir.

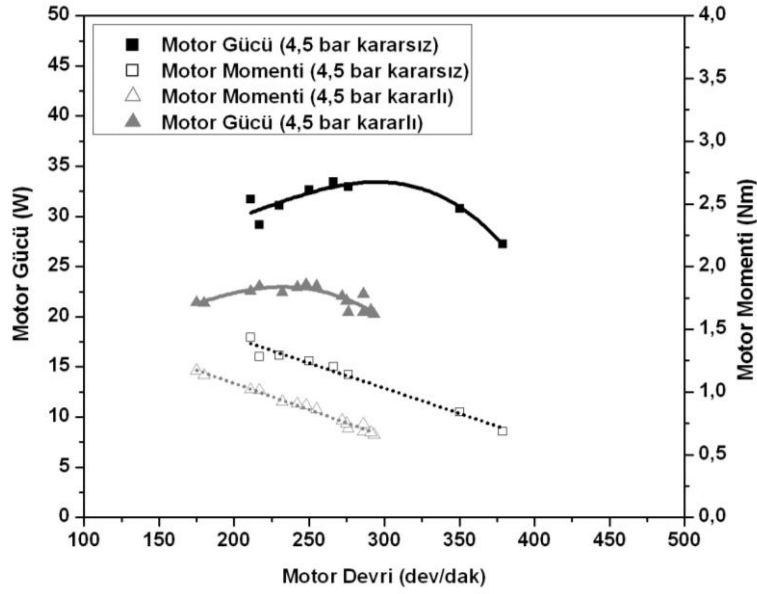
8.2.3. Paslanmaz kaviti ile yapılan deneyler

Paslanmaz çelik malzemeden silindirik ve konik olmak üzere iki farklı tasarımda imal edilmiştir. Güneş ışınlarının geri yansımından kaynaklanan enerji kaybını azaltmak ve geri yansıma enerjisinden de yararlanmak amacı ile konik kaviti tasarımı tercih edilmiştir. Konik kaviti tasarımı ile silindirik kavitiye göre ışınların geri

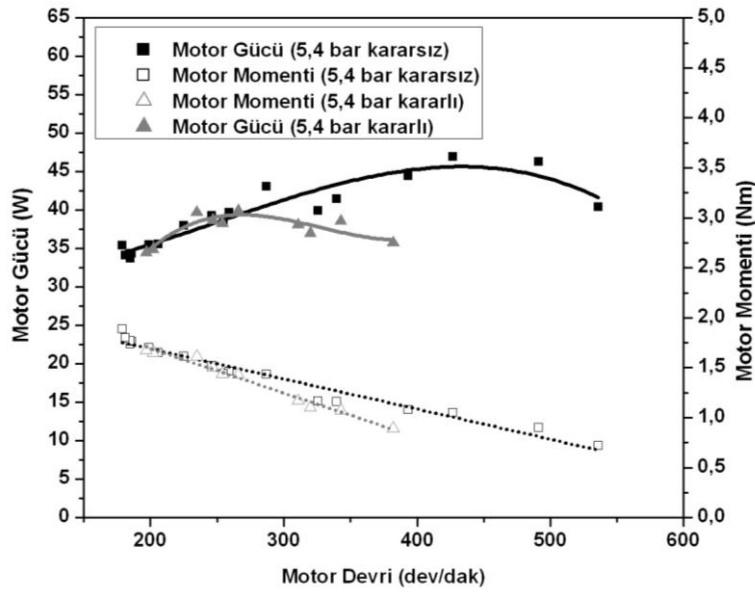
yansıma sayısı artırılmıştır. İki kaviti farklı günlerde ve farklı güneş ışınımı değerlerinde test edilmiş ve birbiri ile karşılaştırılmıştır.

Silindirik paslanmaz kaviti

Şekil 8.17 ve Şekil 8.18’de 4,5 ve 5,4 bar şarj basınçlarında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentinin değişimleri sırası ile verilmiştir. Deneyler 805 W/m^2 güneş ışınımında, kararlı şartlarda $205 \text{ }^\circ\text{C}$ ve kararsız şartlarda $255 \text{ }^\circ\text{C}$ kaviti sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. 4,5 bar şarj basıncında, maksimum motor gücü kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 248 dev/dak motor devrinde 23,21 W ve 266 dev/dak motor devrinde 33,42 W olarak elde edilmiştir. 4,5 bar şarj basıncında, Maksimum motor momenti ise kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 175 dev/dak motor devrinde 1,17 Nm ve 211 dev/dak motor devrinde 1,43 Nm olarak elde edilmiştir. 5,4 şarj basıncında, maksimum motor gücü kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 266 dev/dak motor devrinde 39,95 W ve 422 dev/dak motor devrinde 46,95 W olarak elde edilmiştir. 5,4 şarj basıncında, maksimum motor momenti ise kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 197 dev/dak motor devrinde 1,67 Nm ve 179 dev/dak motor devrinde 1,89 Nm olarak elde edilmiştir. Silindirik paslanmaz çelik kaviti kullanımı ile iki farklı şarj basıncında deneyler gerçekleştirilmiştir. Motora 5,4 bar şarj basıncının üzerinde şarj basıncı oluşulabilecek kaçaklar nedeni uygulanamamıştır. Kararlı ve kararsız şartlarda maksimum motor gücü ve momenti 5,4 şarj basıncında 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, motor devrinin artması ile azalmaktadır. Bu nedenle düşük motor devirlerinde daha yüksek moment elde edilmiştir. Motor gücü motor devri ve motor momentine bağlıdır. Motor devrinin artması ile motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu değerden sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi kısalmaktadır. Bu yüzden çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz kalmakta ve motor gücü azalmaktadır. Ayrıca motor devrinin artışına bağlı olarak mekanik kayıplar artmakta ve motor gücü azalmaktadır.



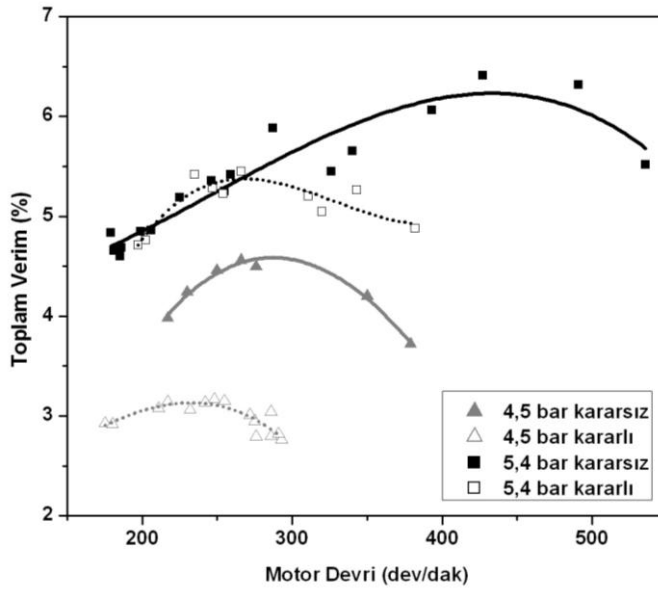
Şekil 8.17. 4,5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi



Şekil 8.18. 5,4 bar şarj basıncında kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi

Şekil 8.19'da 4,5 ve 5,4 bar şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak kararlı ve kararsız şartlarda toplam verimin değişimi verilmiştir. Güneş ışınlamı $G_{\text{güneş}}=805 \text{ W/m}^2$ 'dir. Eş. 8.1 kullanılarak paslanmaz kaviti içerisine gelen güneş ışınlamı $732,55 \text{ W/m}^2$ olarak elde edilmiştir. Toplam verim motor gücünün kavitide absorbe edilen

ısıya oranı olduğu için motor gücü ve toplam verim eğrileri birbirine benzerlik göstermektedir. 4,5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlarda maksimum motor verimleri sırası ile %3,17 ve %4,56 olarak elde edilmiştir. 5,4 bar şarj basıncında ise kararlı ve kararsız şartlarda maksimum toplam verimler sırası ile %5,45 ve %6,41 olarak elde edilmiştir.

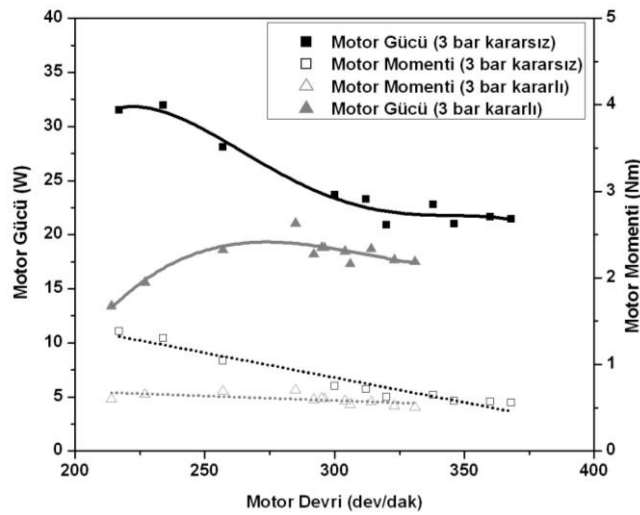


Şekil 8.19. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi

Maksimum elde edilebilecek motor gücü (P); $732,55 \text{ W/m}^2$ kavitiye gelen güneş ışınlamında, Eş. 8.2 kullanılarak $95,23 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Paslanmaz silindirik kaviti kullanılarak kararlı şartlarda maksimum motor gücü ve toplam verim sırası ile $39,95 \text{ W}$ ve %5,45 olarak elde edilmiştir. Hesaplanan maksimum motor gücü (P) ve elde edilen motor gücü arasındaki farkın odaklama problemleri ve paslanmaz çelik malzemenin güneş ışınlamını absorbe etme katsayısından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Ayrıca yalıtılmış yüzeylerden ve kaviti ağzından radyasyon ve taşınım ile olan ısı kayıplarında motor performansını etkilediği düşünülmektedir.

Konik paslanmaz kaviti

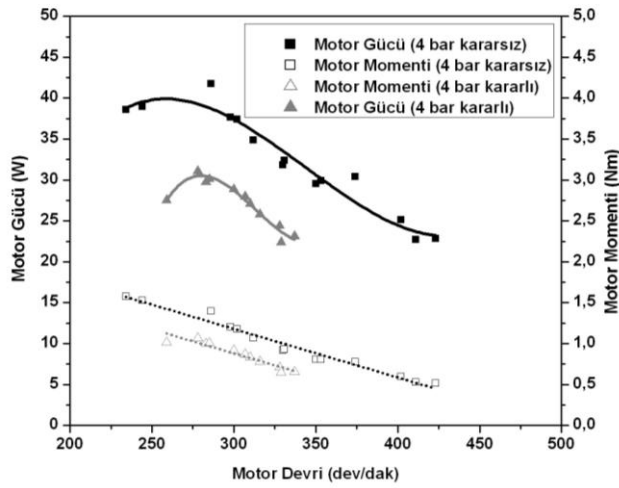
Şekil 8.20’de 3 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar için motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentinin değişimleri verilmiştir. Deneyler 773 W/m^2 güneş ışınlamında gerçekleştirilmiştir. Kaviti sıcaklığı kararlı şartlarda $329 \text{ }^\circ\text{C}$ ve kararsız şartlarda $397 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 285 dev/dak motor devrinde $21,03 \text{ W}$ ve 234 dev/dak motor devrinde $31,98 \text{ W}$ olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti ise kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 285 dev/dak motor devrinde $0,70 \text{ Nm}$ ve 217 dev/dak motor devrinde $1,39 \text{ Nm}$ olarak elde edilmiştir.



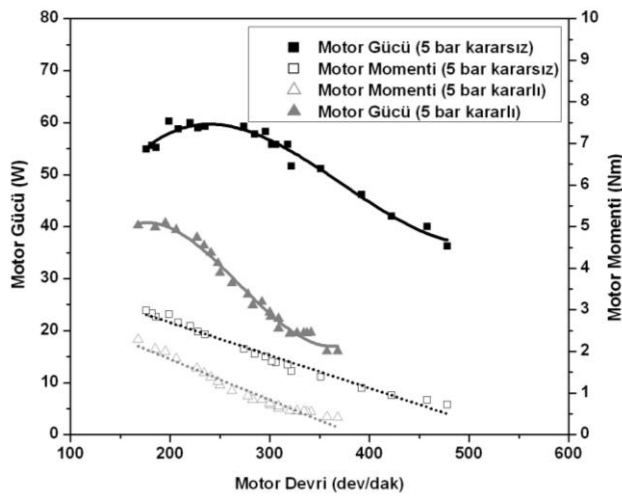
Şekil 8.20. 3 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi

Şekil 8.21’de 4 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentinin değişimleri verilmiştir. Kaviti sıcaklığı kararlı şartlarda $325 \text{ }^\circ\text{C}$ ve kararsız şartlarda $400 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 278 dev/dak motor devrinde $31,07 \text{ W}$ ve 286 dev/dak motor devrinde $41,78 \text{ W}$ olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti ise kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 278 dev/dak motor devrinde $1,07 \text{ Nm}$ ve 234 dev/dak motor devrinde $1,57 \text{ Nm}$ olarak elde edilmiştir.

Şekil 8.22’da 5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentinin değişimleri verilmiştir. Kaviti sıcaklığı kararlı şartlarda 315 °C ve kararsız şartlarda 393 °C olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 195 dev/dak motor devrinde 40,74 W ve 199 dev/dak motor devrinde 60,32 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momentini ise kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 168 dev/dak motor devrinde 2,29 Nm ve 176 dev/dak motor devrinde 2,98 Nm olarak elde edilmiştir.

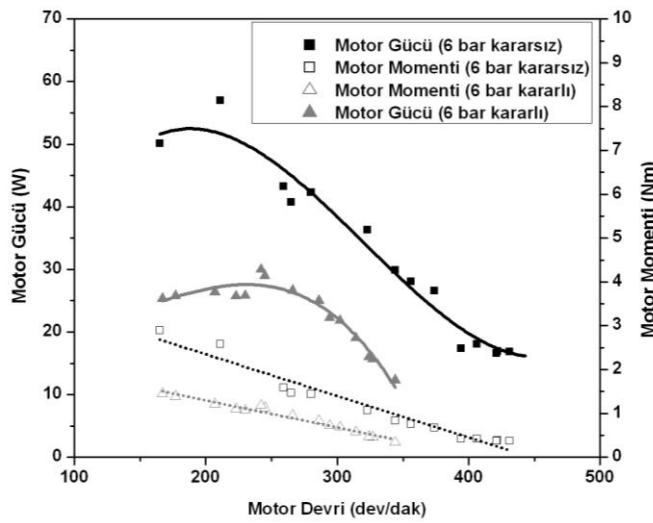


Şekil 8.21. 4 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi



Şekil 8.22. 5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi

Şekil 8.23’de 6 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentinin değişimleri verilmiştir. Kaviti sıcaklığı kararlı şartlarda 235 °C ve kararsız şartlarda 383 °C olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 242 dev/dak motor devrinde 29,99 W ve 211 dev/dak motor devrinde 57,03 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momentini ise kararlı ve kararsız şartlar için sırası ile 167 dev/dak motor devrinde 1,45 Nm ve 165 dev/dak motor devrinde 2,90 Nm olarak elde edilmiştir.

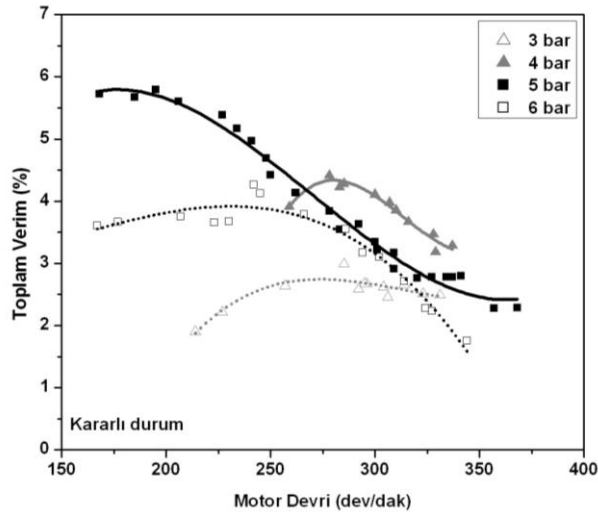


Şekil 8.23. 6 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlar altında motor devrine bağlı olarak motor gücü ve momentlerinin değişimi

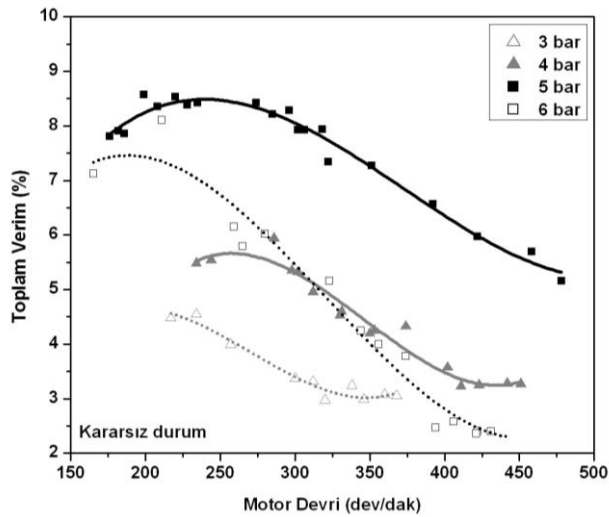
Deneyler konik paslanmaz kaviti kullanılarak 3, 4, 5 ve 6 bar şarj basınçlarında kararlı ve kararsız şartlarda gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü ve momentini kararlı ve kararsız şartlarda 5 bar şarj basıncında elde edilmiştir. 5 bar şarj basıncının üzerindeki basınçlarda motor gücü ve momentini azalmaktadır. Şarj basıncının artması ile çalışma maddesinin kütlesi artmakta ve kavitedeki ısı enerjisi yetersiz kalmaktadır. Ayrıca şarj basıncının artması ile kartere olan kaçakların artmasına paralel olarak negatif iş artış göstermektedir. Negatif işin artması motor gücünün azalmasına sebep olmaktadır. Kararsız şartlarda motorun ısınması için beklenmekte ve kaviti ısı enerjisini depo etmektedir. Motor harekete geçtiğinde yüksek ısı nedeniyle motor belirli bir süre yüksek hızlarda çalışmaktadır. Bu süre sonunda depolanan enerji azalmakta ve direkt olarak güneşten elde edilen enerji ile

çalışmasına kararlı bir şekilde devam etmektedir. Kararlı ve kararsız şartlar arasındaki motor performans farkı depolanan enerjiden kaynaklanmaktadır. 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, motor devrinin artması ile azalmaktadır. Bu nedenle düşük motor devirlerinde daha yüksek moment elde edilmiştir. Motor gücü motor devri ve motor momentine bağlıdır. Motor devrinin artması ile motor gücü belirli bir değere kadar artış göstermekte ve bu değerden sonra azalmaktadır. Motor devrinin artması ile ısı değişim süresi kısalmaktadır. Bu yüzden çalışma maddesine transfer edilen ısı yetersiz kalmakta ve motor gücü azalmaktadır. Ayrıca motor devrinin artışına bağlı olarak mekanik kayıplarda artmakta ve motor gücü azalmaktadır. Kararlı şartlarda maksimum motor gücü 3, 4, 5 ve 6 şarj basınçlarında sırası ile 21,03; 31,07; 40,74 ve 29,99 W olarak elde edilmiştir. Kararsız şartlarda maksimum motor güçleri 3, 4, 5 ve 6 şarj basınçlarında sırası ile 31,98; 41,78; 60,32 ve 57,03 W olarak elde edilmiştir. Her iki şartta da maksimum motor gücü 5 şarj basıncında elde edilmiştir. 3, 4 ve 5 bar şarj basıncında kaviti sıcaklığı 315-330 °C arasında iken, 6 bar şarj basıncında kaviti sıcaklığı 225 °C'ye kadar düşmüştür. Bu nedenle kararlı şartlardaki motor gücü ve momenti 6 bar şarj basıncında azalmıştır.

Şekil 8.24 ve Şekil 8.25'de farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak kararlı ve kararsız şartlarda toplam verimin değişimi sırası ile verilmiştir. Güneş ışınlamı $G_{\text{güneş}}=773 \text{ W/m}^2$ 'tir. Eş. 8.1 kullanılarak paslanmaz kaviti içerisine gelen güneş ışınlamı $703,43 \text{ W/m}^2$ olarak elde edilmiştir. Kararlı şartlarda maksimum toplam verimler 3, 4, 5 ve 6 bar şarj basınçları için sırası ile %2,99; %4,42; %5,79 ve %4,26 olarak elde edilmiştir. Kararsız şartlarda ise maksimum toplam verimler 3, 4, 5 ve 6 bar şarj basınçları için sırası ile %4,55; %5,94; %8,57 ve %8,11 olarak elde edilmiştir.



Şekil 8.24. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (kararlı)



Şekil 8.25. Farklı şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak toplam verim değişimi (kararsız)

Maksimum elde edilebilecek motor gücü (P); $703,43 \text{ W/m}^2$ kavitiye gelen güneş ışınımında, Eş. 8.2 kullanılarak $91,45 \text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Paslanmaz konik kaviti kullanılarak kararlı şartlarda maksimum motor gücü ve toplam verim $40,74 \text{ W}$ ve $\%5,79$ olarak elde edilmiştir. Hesaplanan maksimum motor gücü (P) ve paslanmaz konik kaviti ile elde edilen motor gücü arasındaki farkın odaklama problemleri ve paslanmaz çelik malzemenin güneş ışınımı absorbe etme katsayısından kaynaklandığı tahmin edilmektedir. Ayrıca yalıtılmış yüzeylerden ve

kaviti ağızından radyasyon ve taşınım ile olan ısı kayıplarında motor performansını etkilediği düşünülmektedir.

Deneyler, paslanmaz silindirik ve konik kaviteler kullanılarak sırası ile 805 W/m^2 ve 773 W/m^2 güneş ışınımında gerçekleştirilmiştir. Her iki kaviteye gelen güneş ışınımı yaklaşık olarak aynıdır. Paslanmaz silindirik kavite ile kararlı şartlarda maksimum motor gücü 5,4 bar şarj basıncında 39,95 W olarak elde edilirken, paslanmaz konik kavite ile 5 bar şarj basıncında 40,74 W olarak elde edilmiştir.

9. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Stirling motoru 1816 yılında İskoç rahip Robert Stirling tarafından icat edilmiştir. Kapalı bir rejeneratif çevrimle çalışan Stirling motorları üzerine icadından bugüne birçok araştırma yapılmıştır. Ancak yapılan çalışmalar içten yanmalı motorlar karşısında geri planda kalmıştır.

Bu tez çalışmasında, manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizi nodal analiz metodu kullanarak gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisini Stirling motoruna aktarmak için kullanılan kavitideki iletimle ısı transferi incelenmiştir. Stirling motoruna güneş enerjisi fresnel mercek kullanılarak uygulanmış ve motor performansı belirlenmiştir.

Çalışma maddesi kütlesi ve güç pistonlarının süpürme hacimleri eşit alınan manivela, krank ve Rhombic hareket mekanizmalı motorların krank açısına bağlı hacim, basınç ve iç enerji değişimleri izotermal analiz metodu kullanılarak belirlenerek, çevrimlik işler hesaplanmıştır. Üç farklı motor 0,03 mm çalışma boşluğunda karşılaştırılmış ve en yüksek çevrimlik iş manivela hareket mekanizmalı motor ile elde edilmiştir. Nodal analiz metodu ile motorun çalışma hacmi 100 nodal parçaya bölünmüştür. Bu analizde sıcak kaynak sıcaklığı 1000 K, soğuk kaynak sıcaklığı 350 K, güç pistonu kursu 60 mm, güç pistonu çapı 70 mm, motor devri 1200 dev/dak ve rejeneratör ısı transfer alanı 1300 cm^2 olarak alınmıştır. Nodal analizde ideal gazların hal denklemi, kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu eşitlikleri ile basınç, sıcaklık ve çevrimlik iş farklı ısı taşınım katsayıları kullanılarak hesaplanmıştır.

Güneş enerjisi kaviti kullanılarak yer değiştirme silindirinin sıcak bölgesine aktarılmaktadır. Kaviti içerisindeki iletimle olan ısı transferi üç boyutlu zamana bağlı olarak incelenmiştir. 600 W/m^2 ısı akısı için kavitideki iletimle ısı transferi belirlenmiştir.

Güneş enerjisini odaklanması iki farklı aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada, iki yansıtıcı yardımıyla güneş enerjisinin kaviti içerisine odaklanması

planlanmıştır. İki yansıtıcı geometrik eşitlikler kullanılarak tasarlanmıştır. Birinci yansıtıcı 120 cm çapında ve ikinci yansıtıcı 46 cm çapında imal edilmiş ve yansıtıcıların yüzeyleri %90-95 oranında yansıtma oranına sahip alüminyum alaşım malzeme ile kaplanmıştır. Yapılan testlerde kaviti sıcaklığı, odaklama problemleri ve enerji kayıpları nedeni ile istenilen seviyeye ulaşmamıştır. Birinci yansıtıcı çapı 180 cm'ye artırılmasına rağmen, istenen sonuçlar elde edilememiştir. İkinci aşamada yurtdışından 1,4 m² yüzey alanına, %65 yansıtma oranına sahip fresnel mercek temin edilmiştir. Fresnel mercek ve Stirling motoru bir platforma yerleştirilerek testler gerçekleştirilmiştir.

Güneş enerjisi ile motor performansını belirlemeden önce kaviti içerisine 400 W ve 1000 W gücündeki halojen lambalar yerleştirilmiş ve motor performansı tespit edilmiştir. 400 W'lık halojen lamba ile 5 bar şarj basıncında, maksimum motor gücü, momenti ve verimi sırası ile 37,07 W, 1,68 Nm ve %9,27 olarak elde edilmiştir. 1000 W halojen lamba için aynı şarj basıncında maksimum motor gücü, momenti ve verimi sırası ile 127,17 W, 3,40 Nm ve %12,85 olarak elde edilmiştir.

Fresnel lens kullanılarak yapılan güneş enerji testlerinde bakır, alüminyum, silindirik ve konik paslanmaz kaviti olmak üzere dört farklı kaviti kullanılmıştır. Bakır kaviti ile yapılan deneyler 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında, kararsız şartlarda ve 185°C kaviti sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. 4,7 bar şarj basıncında maksimum motor gücü, momenti ve toplam verim sırası ile 22 W, 1,09 Nm ve %2,95 olarak elde edilmiştir.

Alüminyum kaviti ile kararlı şartlarda, 816 W/m² güneş radyasyonunda ve 4, 5 ve 6 bar şarj basınçlarında gerçekleştirilen deneylerde, maksimum motor gücü, momenti ve toplam verim 5 bar şarj basıncında 64,37 W, 2,93 Nm ve %8,67 olarak elde edilmiştir.

Paslanmaz silindirik kaviti ile deneyler, 805 W/m² güneş radyasyonu, 4,5 ve 5,4 bar şarj basınçlarında kararlı ve kararsız şartlarda gerçekleştirilmiştir. 5,4 bar şarj basıncında, kararlı ve kararsız şartlarda maksimum motor güçleri sırası ile 39,95 W ve 46,95 W olarak elde edilmiştir. 5,4 bar şarj basıncında ise kararlı ve kararsız

şartlarda maksimum toplam verimler sırası ile %5,45 ve %6,41 olarak elde edilmiştir. Güneş ışınlarının geri yansımından kaynaklanan enerji kaybını azaltmak ve geri yansıma enerjisinden de yararlanmak amacı ile konik kaviti geliştirilmiştir. Konik kaviti tasarımı ile silindirik kavitiye göre ışınların geri yansıma sayısı artırılmıştır. Konik kaviti ile deneyler, 3, 4, 5 ve 6 bar şarj basınçlarında, kararlı ve kararsız şartlarda ve 773 W/m^2 güneş ışınımında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü ve momentleri kararlı ve kararsız şartlarda 5 bar şarj basıncında elde edilmiştir. 5 bar şarj basıncında kararlı ve kararsız şartlarda motor gücü sırası ile 40,74 W ve 60,32 W olarak elde edilirken, maksimum toplam verimler ise %5,79 ve %8,57 olarak elde edilmiştir.

Ülkemiz 36° ve 42° enlemleri arasında kuzey yarımkürede yer aldığı için güneş enerji potansiyeli oldukça yüksektir. Bu potansiyelin değerlendirilmesi oldukça önemlidir. Stirling motorlarının güneş enerji dönüşüm verimleri oldukça yüksektir. Bu motorlarının tarım, elektrik üretimi gibi alanlarda kullanımı ile alternatif enerji kaynağı olan güneşin kullanımı yaygınlaşacaktır.

Stirling motoru ve fresnel mercekten oluşan sistemde en önemli problemlerden birisi odaklama problemidir. Sisteme güneş takip sisteminin ilave edilmesi ile odaklama problemleri giderilebilir. Ayrıca, Stirling motorunda sızdırmazlık problemleri, titreşim problemleri ve kavitideki radyasyon ve taşınım ile ısı transferi kayıpları çözümlendiği takdirde bir evin elektrik ihtiyacını karşılaması mümkün olabilecektir.

KAYNAKLAR

1. Okay, Y., “Kütahya koşullarında fotovoltaik sistemin deneysel incelenmesi ve ekonomik analizi”, Yüksek Lisans Tezi, **Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 10-18 (2006).
2. Akkaya, S., “Yenilenebilir enerji kaynaklarının Türkiye açısından önemi ve bir rüzgar enerjisi uygulaması”, Yüksek Lisans Tezi, **Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Elazığ, 1-8 (2007).
3. Zan, B., “Bir fotovoltaik sistemden optimal gücün sağlanması”, Yüksek Lisans Tezi, **Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kırıkkale, 11-14 (2006).
4. Özkılıç Keleş, C., “Türkiye’de binalarda enerji verimliliği açısından fotovoltaik sistemlerin kullanılmasına yönelik bir inceleme”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 1-40 (2008).
5. Saylan, L., Şen, O., Toros, H., Arısoy, A., “Solar energy potential for heating and cooling systems in big cities of Turkey”, **Energy Conversion and Management**, 43 (14): 1829–1837 (2002).
6. Oğulata, R. T., “Potential of Renewable Energies in Turkey”, **J. Energy Engrg.**, 133 (1): 63-68 (2007).
7. Balat, H., “Contribution of green energy sources to electrical power production of Turkey: A review”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12 (6): 1652–1666 (2008).
8. Evrendilek, F., Ertekin, C., “Assessing the potential of renewable energy sources in Turkey”, **Renewable Energy**, 28 (15): 2303–2315 (2003).
9. Akpınar, A., Kömürcü, M. I., Kankal, M., Özölçer, İ. H., Kaygusuz, K., “Energy situation and renewables in Turkey and environmental effects of energy use”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12 (8): 2013–2039 (2008).
10. İnternet: Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü “Güneş Enerjisi Potansiyel Atlası” <http://repa.eie.gov.tr/MyCalculator/Default.aspx> (2010).
11. Minassians, A. D., “Stirling engines for low-temperature solar-thermal- electric power generation”, Ph.D. Dissertation, **California University Electrical Engineering and Computer Sciences**, Berkeley, 1-20 (2007).
12. Gasem Agha, R. K., “Solar thermal electricity generation”, Ph.D. Thesis, **University of Miami**, Florida, 1-15 (1993).
13. Farret, F. A., Godoy Simões, M., “Integration of Alternative Sources of Energy”, **A John Wiley & Sons Inc. Publication**, 118-128 (2006).

14. Breeze, P., "Power Generation Technologies", **Jordan Hill**, Oxford, 185-197 (2005).
15. Özgöçmen, A., "Güneş pilleri kullanarak elektrik üretimi", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 8-10 (2007).
16. Metin, İ., "Elektrik enerjisi üretiminde kullanılan güneş kulesi içindeki doğal konveksiyonun sayısal olarak incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 10-14 (2006).
17. Goswami, D. Y., Kreith, F., "Energy Conversion", **CRC Press**, 19-45 (2008).
18. Charalambous, P. G., Maidment, G. G., Kalogirou, S. A., Yiakoumetti, K., "Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review", **Applied Thermal Engineering**, 27: 275–286 (2007).
19. Koryürek, E., "Fotovoltaik sistemlerin binalarda kullanımı", Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 20-22 (2008).
20. Nakir, İ., "Fotovoltaik güneş panellerinde GTS ve MGTS kullanarak verimliliğin artırılması", Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 1-10 (2007).
21. Duman, C., "Fotovoltaik pillerin klimalara uygulanması", Yüksek Lisans Tezi, **Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Afyonkarahisar, 1-10 (2007).
22. Haas, R., Ornetzeder, M., Hametner, K., Wroblewski, A., Hübner, M., "Socio-economic aspects of the austrian 200 kWp-photovoltaic-rooftop programme", **Solar Energy**, 66 (3): 183-191 (1999).
23. De Cardona, M. S., López Mora, L. I., "Performance analysis of a grid-connected photovoltaic system", **Energy**, 24 (2): 93-102 (1999).
24. Wiemken, E., Beyer, H. G., Heydenreich, W., Kiefer K., "Power characteristics of PV ensembles: experiences from the combined power production of 100 grid connected PV systems distributed over the area of Germany", **Solar Energy**, 70 (6): 513-518 (2001).
25. Cucumo, M., De Rosa, A., Ferraro, V., Kaliakatsos, D., Marinelli, V., "Performance analysis of a 3 kW grid-connected photovoltaic plant", **Renewable Energy**, 31 (8): 1129-1138 (2006).
26. Li, D. H. W., Cheung, G. H. W., Lam, J. C., "Analysis of the operational performance and efficiency characteristic for photovoltaic system in Hong Kong", **Energy Conversion and Management**, 46 (7-8): 1107-1118 (2005).

27. Kim, J. Y., Jeon, G. Y., Hong, W. H., “The performance and economical analysis of grid-connected photovoltaic systems in Daegu, Korea”, *Applied Energy*, 86 (2): 265-272 (2009).
28. Kymakis, E., Kalykakis, S., Papazoglou, T. M., “Performance analysis of a grid connected photovoltaic park on the island of Crete”, *Energy Conversion and Management*, 50 (3): 433-438 (2009).
29. Kaltschmitt, M., Streicher, W., Wiese, A., “Renewable energy: technology, economics, and environment”, *Springer Verlag Berlin Heidelberg*, New York, 194-210 (2007).
30. Sargent, L., “Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts,” *NREL Report NREL/SR-550-3444*, Chicago, 35-45 (2003).
31. Fernández-García, A., Zarza, E., Valenzuela, L., Pérez, M., “Parabolic-trough solar collectors and their applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (17): 1695-1721 (2010).
32. Garg, H. P., Prakash, J., “Solar energy: fundamentals and applications”, *Tata McGraw-Hill*, 335-345 (2006).
33. Poullikkas, A., “Economic analysis of power generation from parabolic trough solar thermal plants for the Mediterranean region—A case study for the island of Cyprus”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (9): 2474–2484 (2009).
34. Mariyappan, J., “Solar Thermal Thematic Review”, *Draft Report for Global Environmental Facility*, 4-10 (2001).
35. Tyner, C. E., Kolb, G. J., Geyer, M., Romero, M., “Concentrating solar power in 2001”, *An IEA/SolarPACES Summary of Present Status and Future Prospects*, 5-12 (2001).
36. Koyun, A., “Güneş bacası ile enerji üretiminin incelenmesi”, Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 8-15 (2006).
37. Tingzhen, M., Wei, L., Guoling, X., Yanbin, X., Xuhu, G., Yuan, P., “Numerical simulation of the solar chimney power plant systems coupled with turbine”, *Renewable Energy*, 33 (5): 897–905 (2008).
38. Tingzhen, M., Wei, L., Guoling, X., “Analytical and numerical investigation of the solar chimney power plant systems”, *Int. J. Energy Res.*, 30 (11): 861–873 (2006).

39. Tingzhen, M., Wei, L., Yuan, P., Guoling, X., “Numerical analysis of flow and heat transfer characteristics in solar chimney power plants with energy storage layer”, *Energy Conversion and Management*, 49 (10): 2872–2879 (2008).
40. Zhou, X., Yang, J., Xiao, B., Hou, G., “Simulation of a pilot solar chimney thermal power generating equipment”, *Renewable Energy*, 32 (10): 1637–1644 (2007).
41. Ong, K. S., Chow, C. C., “Performance of a solar chimney”, *Solar Energy*, 74 (1): 1–17 (2003).
42. Padki, M. M., Sherif, S. A., “On a simple analytical model for solar chimneys”, *Int. J. Energy Res.*, 23 (4): 345–348 (1999).
43. Pasumarthi, N. and Sherif, S. A., “Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model-Part I: Mathematical model development”, *Int. J. Energy Res.*, 22 (3): 277–288 (1998).
44. Pasumarthi, N., Sherif, S. A., “Experimental and theoretical performance of a demonstration solar chimney model-Part II: experimental and theoretical results and economic analysis”, *Int. J. Energy Res.*, 22 (5): 443–461 (1998).
45. Pretorius, J. P., Kröger, D. G., “Critical evaluation of solar chimney power plant performance”, *Solar Energy*, 80 (5): 535–544 (2006).
46. Zhou, X., Yang, J., Xiao, B., Hou, G., Xing, F., “Analysis of chimney height for solar chimney power plant”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (1): 178–185 (2009).
47. Koonsrisuk, A., Chitsomboon, T., “Accuracy of theoretical models in the prediction of solar chimney performance”, *Solar Energy*, 83 (10): 1764–1771 (2009).
48. Bilgen, E., Rheault, J., “Solar chimney power plants for high latitudes”, *Solar Energy*, 79 (5): 449–458 (2005).
49. Dos S. Bernardes, M. A., Voß, A., Weinrebe, G., “Thermal and technical analyses of solar chimneys”, *Solar Energy*, 75 (6): 511–524 (2003).
50. Breeze, P. A., “Power Generation Technologies”, *Jordan Hill*, Oxford, 185–210 2005.
51. Kribus, A., “A high-efficiency triple cycle for solar power generation”, *Solar Energy*, 72 (1): 1–11 (2002).
52. Buck, R., Barth, C., Eck, M., Steinmann, W.D., “Dual-receiver concept for solar towers”, *Solar Energy*, 80 (10): 1249–1254 (2006).

53. Alexopoulos, S., Hoffschmidt, B., "Solar tower power plant in Germany and future perspectives of the development of the technology in Greece and Cyprus", *Renewable Energy*, 35 (7): 1352–1356 (2010).
54. Berenguel, M., Rubio, F. R., Valverde, A., Lara, P. J., Arahall, M. R., Camacho, E. F., Lopez, M., "An artificial vision-based control system for automatic heliostat positioning offset correction in a central receiver solar power plant", *Solar Energy*, 76 (5): 563–575 (2004).
55. Collado, F. J., "Quick evaluation of the annual heliostat field efficiency", *Solar Energy*, 82 (4): 379–384 (2008).
56. Fernandez-Reche, J., "Reflectance measurement in solar tower heliostats fields", *Solar Energy*, 80 (7): 779–786 (2006).
57. Caldes, N., Varela, M., Santamaria, M., Saez, R., "Economic impact of solar thermal electricity deployment in Spain", *Energy Policy*, 37 (5): 1628–1636 (2009).
58. Wei, X., Lu, Z., Wang, Z., Yu, W., Zhang, H., Yao, Z., "A new method for the design of the heliostat field layout for solar tower power plant", *Renewable Energy*, 35 (9): 1970–1975 (2010).
59. Taguchi D. S., "Conceptual modeling and analysis of a solar receiver for thermochemical hydrogen generation", Master Thesis, *Nevada University*, Las Vegas, 2-15 (2003).
60. Li, J., "Scaling up concentrating solar thermal technology in China", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (8): 2051–2060 (2009).
61. Gupta, R. K., Deshpande, A. M., Brave, K. M., "Development of 1 kW solar powered reciprocating engine for rural applications", *International Solar Energy Congress*, New Delhi, 2016–2020 (1978).
62. Fujita, T., Bowyer, J. M., Gajanana, B. C., "Comparison of advanced engines for parabolic dish solar thermal power plants", *15th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Washington, 1474–1482 (1980).
63. Mancini, R. T., "Solar-Electric Dish Stirling System Development", *Sandia National Labs.*, Albuquerque, (1997).
64. Selcuk, M. K., "Dish-Stirling module performance as evaluated from tests of various test bed concentrator / Stirling engine configurations", *Prepared for U.S. Department of Energy Jet Propulsion Laboratory*, California, (1985).
65. Jaffe, L. D., "Test result on parabolik dish concentrators for solar thermal power systems", *Solar Energy*, 42 (2): 173–187 (1989).

66. Keck, T., Schiel, W., Benz, R., “An Innovative dish/Stirling System”, ***Energy Conversion Engineering Conference, IECEC-90***. Proceedings of the 25th Intersociety, 6, 317-322 (1990).
67. Stepanovich, T. V., Abdullaevich, T. I., Ivanovich, L. A., “Autonomous solar power plant on the base of stirling engine”, ***ISEC***, Dubrovnik, (1991).
68. Takeshi, H., Tsutomu, F., Kunihsa, E., “Basic research on solar stirling power technology for future space applications”, ***SAE***, 1, 2681 (1999).
69. Strachan, J. W., Diver, R. B., Estrada, C., “Dish/Stirling Systems: Overview of an Emerging Commercial Solar Thermal Electric Technology”, ***SAND--95-2355C***; CONF-9510231—1, 1995.
70. Bean, J. R., Diver, R. B., “The CPG 5-kW dish-stirling development program”, ***27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference***, San Diego, 298-302 (1992).
71. Shaltens, R. K., Schreiber, J. G., Wong, W. A., “Update on the advanced Stirling conversion system project for 25 kW dish Stirling application”, ***27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference***, San Diego, 229-235 (1992).
72. Keck, T., Heller, P., Reinalter, W., “Eurodish-continuous operation, system improvement and reference units”, ***Proceedings of the 13th SolarPACES International Symposium***, Seville, Spain, (2006).
73. Nepveu, F., Ferriere, A., Bataille, F., “Thermal model of a dish/stirling systems” ***Solar Energy***, 83 (1): 81-89 (2009).
74. Alaphilippe, M., Bonnet, S., Stouffs, P., “Low power thermodynamic solar energy conversion: coupling of a parabolic trough concentrator and an ericsson engine”, ***Int. J. of Thermodynamics***, 10 (1), 37-45 (2007).
75. Kaushika, N. D., Reddy, K. S., “Performance of a low cost solar paraboloidal dish steam generating system”, ***Energy Conversion & Management***, 41: 713-726 (2000).
76. Singh, N., Gibbs B. M., Kaushik S. C., “Effect of solar collector design parameters on the operation of solar stirling power system”, ***International Journal Of Energy Research***, 21: 195-200 (1997).
77. Chen, J., Yan, Z., Chen, L., Andresen, B., “Efficiency bound of a solar-driven stirling heat engine system”, ***Int. J. Energy Res.***, 22: 805-812 (1998).
78. Çetinkaya, S., “Gaz Türbinleri”, ***Nobel Yayın Dağıtım***, Ankara, 33-37, 45-46 (1999).

79. Intsiful, P. A. D., "The experimental and theoretical characterization of a small custom-built power producing double-acting gamma-type stirling engine", Ph.D. Dissertation, **Howard University Department of Physics and Astronomy**, Washington, 1-20 (2007).
80. Meijer, R. J., "The philips stirling thermal engine", Thesis, **Technische Hogeschool Delft**, 99-103 (1960).
81. Finkelstein, T., Organ, A. J., "Air Engines The History, Science, and Reality of the Perfect Engine", **ASME Press**, New York, 1-30 (2001).
82. Yücesu, H. S., "Küçük güçlü güneş enerjili bir stirling motoru tasarımı", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 27-28 (1996).
83. Walker, G., "Stirling Engines", **Clarendon Press**, Oxford, 47-71, 73-103, 107-121, 124-156, 160-199, 203-233, 254-287 (1980).
84. Çınar, C., "Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı imali ve performans analizi", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 4-50 (2001).
85. Kongtragool, B., Wongwises, S., "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines", **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 7(2): 131-154 (2003).
86. Percival, W. H., "Historical Review of Stirling Engine Development in the United States From 1960 to 1970", **ERDA**, No. NASA CR-121097, (1974).
87. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Koca, A., "Manufacturing and testing of a V-type stirling engine", **Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences**, 24(2): 71-76 (2000).
88. Özgören, Y. Ö., "Stirling motorlarında ısı kayıplarının azaltılması için termal bariyer kullanımı", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 4-54 (2004).
89. Simetkosky, M., Mod I Automotive Stirling Engine Mechanical Development . **SAE Paper**, No: 840462, (1985).
90. Richey, A. E., "Mod II automotive Stirling engine design description and performance projections", **SAE Paper**, No: 860059, (1986).
91. Kolin, I., Kolin, S. K., Golub, M., "Geothermal Electricity Production by Means of the Low Temperature Difference Stirling Engine", **Proceedings of World Geothermal Congress**, 3199-3203, Japan, (2000).

92. Senft, J. R., “An Introduction to Low Temperature Differential Stirling Engines”, *Moriya Press*, USA, (2004).
93. Demiralp, M., “Gama tipi bir Stirling motorun tasarımı ve imalatı”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-9 (2000).
94. Çınar, C., Karabulut, H., Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine, *Renewable Energy*, 30(1): 57-66 (2005).
95. Çınar, C., Yücesu, H.S., Topgul, T., Okur M., “Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure”, *Applied Energy*, 81 (4): 351-357 (2005).
96. Kongtragool, B., Wongwises, S., “Performance of a twin power piston low temperature differential stirling engine powered by a solar simulator”, *Solar Energy*, 81(7): 884-895, (2007).
97. Kongtragool, B., Wongwises, S., “Performance of low-temperature differential stirling engines”, *Renewable Energy*, 32(4): 547-566, (2007).
98. Kongtragool, B., Wongwises, S., “A four power-piston low-temperature differential stirling engine powered using simulated solar energy as a heat source”, *Solar Energy*, 82(6): 493-500, (2008).
99. Tavakolpour, A. R., Zomorodian, A., Golneshan, A. A., “Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator”, *Renewable Energy*, 33(1): 77-87 (2008).
100. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., “The investigation of the effect of thermal barrier coating on the performance of Stirling engine”, *Int. J. Energy Res.*, 33: 267–273 (2009).
101. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., “An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources”, *Applied Energy*, 86: 68–73 (2009).
102. Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E., Yücesu, H.S., “Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism”, *Renewable Energy*, 35: 138–143 (2010).
103. Walker, G., “Stirling Cycle Machines”, *Clarendon Press*, Oxford, 1-50 (1973).
104. Martini, W. R., Stirling Engine Design Manual, U.S. Department of Energy, *DOE/NASA/3152-78/I*, NASA CR-13518, (1978).

105. Urelli, I., Rallis, C. J., Stirling Cycle Engine Development- A Review, *University of Witwatersrand*, Department of Mechanical Engineering, Report No: 67, (1975).
106. Beale, W. T., Lane, N. M., "Stirling Engines For Gas Fired Micro-Cogen and Cooling", *Strategic Gas Forum*, Detroit, Michican, (1996).
107. Rogdakis, E. D., Bormpilas, N. A., Koniakos, I. K. "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines", *Energy Conversion and Management*, 45(4): 575-593 (2004).
108. Boucher, J., Lanzetta, F., Nika, P., "Optimization of a dual free piston Stirling engine", *Applied Thermal Engineering*, 27(4): 802-811 (2007).
109. Lane, N. W., Beale, W. T., "Free-Piston Stirling Design Features", *Presented at Eighth International Stirling Engine Conference*, University of Ancona, Italy, (1997).
110. Neill, W. L., "Commercialization Status of Free-piston Stirling Machines, *12th International Stirling Engine Conference*, Durham, UK, (2005).
111. Doğal Gazla Çalışan Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmalatı ve Testleri, *TÜBİTAK Proje Raporu*, Proje No: 105M256, (2008).
112. Shendage, D. J., Kedare, S. B., Bapat, S. L., "An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism", *Renewable Energy*, 36(1): 289-297 (2011).
113. Thombarea, D. G., Vermab, S. K., "Technological development in the Stirling cycle engines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12: 1–38 (2008).
114. Claus, R., *Philips technical review*, 31(5/6).
115. Senft, J.R., "Mechanical Efficiency of Heat Engines", *Cambridge University Press*, Cambridge, New York, (2007).
116. Glassford, A. P. M., "An oil free air compressor based on the Stirling cycle", Yüksek Lisans Tezi, *Massachusetts Institute Of Technology*, University of London, (1956).
117. Rogdakis, E. D., Bormpilas, N. A., "Second law analysis of a stirling cryocooler with optimal design of the regenerator and losses", *Proceedings of IMCE*, 2-18 (2001).
118. Chen, N. C., Griffin, F. P., "A review of Stirling engine mathematical models", *Oak Ridge National Laboratory for the US Department of Energy*, (1983).

119. Van Beukering, H. C. J., Fokker, H., Present State of The Art of The Philips Stirling Engine, *SAE Paper*, No: 730646, (1973).
120. Michels, A. P. J., "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 (1976).
121. Karabulut, H., Aksoy, F., Öztürk, E., "Thermodynamic analysis of a b type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever", *Renewable Energy*, 34: 202-208 (2009).
122. Urielli, U., Berchowitz, D. M., Stirling cycle machine analysis, *Adam Hilger Ltd.*, Bristol (1984).
123. Finkelstein, T., "Thermodynamic Analysis of Stirling Engines", *Journal of Spacecraft and Rockets*, 4(9): 1184-1189 (1967).
124. Shock, A., "Stirling Engine Nodal Analysis Program", *Journal of Energy*, 2(6): 354-362 (1978).
125. Tew, R., Jefferies, K., Miao, D., "A Stirling Engine Computer Model for Performance Calculations", *NASA Lewis Research Center*, (1978).
126. Ladas, H. G., Ibrahim, O. M., "Finite-Time View of Stirling Engine", *Energy*, 19(8): 837-843 (1994).
127. Karabulut, H., "Stirling Motorlarının Termodinamik Simülasyonu", *Türk İst Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 19 (1-2): 21-25 (1998).
128. Karabulut, H., Yücesu, H.S., Çınar C., "Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer", *Renewable Energy*, 31: 2188–2197 (2006).
129. Erbay, B., Yavuz, H., "Optimization of the irreversible Stirling heat engine", *Int. J. Energy Res.*, 23: 863-873 (1999).
130. Kaushik, S. C., Kumar S., "Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses", *Energy*, 25: 989–1003 (2000).
131. Senft, J. R., "Optimum Stirling engine geometry", *Int. J. Energy Res.*, 26: 1087–1101 (2002).
132. Kongtragool, B., Wongwises, S., "Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator", *Renewable Energy*, 31: 345–359 (2006).

133. Parlak, N., Wagner, A., Elsner, M., Soyhan, H. S., “Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions”, *Renewable Energy*, 34: 266–273 (2009).
134. Polat, O., Bilgen E., “Conjugate heat transfer in inclined open shallow cavities”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 1563–1573 (2003).
135. Hinojosa, J. F., Cabanillas, R. E., Alvarez, G., Estrada C.E., “Nusselt number for the natural convection and surface thermal radiation in a square tilted open cavity”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32: 1184–1192 (2005).
136. Sendhil Kumar, N., Reddy, K. S., “Comparison of receivers for solar dish collector system”, *Energy Conversion and Management*, 49: 812–819 (2008).
137. Reddy, K. S., Sendhil Kumar, N., “Combined laminar natural convection and surface radiation heat transfer in a modified cavity receiver of solar parabolic dish”, *International Journal of Thermal Sciences*, 47: 1647–1657 (2008).
138. Muftuoglu, A., Bilgen, E., “Heat transfer in inclined rectangular receivers for concentrated solar radiation”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35: 551 – 556, (2008).
139. Reddy, K. S., Sendhil Kumar, N., “An improved model for natural convection heat loss from modified cavity receiver of solar dish concentrator”, *Solar Energy*, 83: 1884–1892 (2009).
140. Prakash, M., Kedare, S. B., Nayak, J. K., “Investigations on heat losses from a solar cavity receiver”, *Solar Energy*, 83: 157–170 (2009).
141. Andraka, C. E., Rawlinson, K. S., Moss, T. A., Adkins, D. R., Moreno, J. B., Gallup, D. R., Cordeiro, P. G., “Solar heat pipe testing of the Stirling thermal motors 4-120 Stirling engine”, *Energy Conversion Engineering Conference*, Washington, 1295-1300, (1996).
142. Üstün, S., “Çift yer değiştirme pistonlu V tipi küçük güçlü bir stirling motorunun tasarımı ve imalatı”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-9 (2000).
143. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., “Construction and testing of a dish/Stirling solar energy unit”, *Journal of the Energy Institute*, 82: 228-232 (2009).
144. Kreith, F., Emmett West, R., “CRC handbook of energy efficiency”, *CRC Press*, 1996.

145. Koca, A., “V-tipi bir Stirling motorunun tasarımı ve imali”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 78-80 (1997).

EKLER

EK-1 İzotermal Analiz Programı

PROGRAM BIRLESIK

DIMENSION BP(5000),BD(5000),UPT(5000),UDB(5000),UDT(5000),VC(5000)

DIMENSION VH(5000),VT1(5000),P1(5000),BR(5000),VT2(5000),P2(5000)

DIMENSION LM(500),GM(5000),P3(5000),VT3(5000),MC(5000)

REAL LP,LD,MT,LR,LRH,LM,MC

OPEN(UNIT=12,FILE='ISOC.DAT')

OPEN(UNIT=13,FILE='ISOR.DAT')

OPEN(UNIT=14,FILE='ISOL.DAT')

PI=3.141592

AC=38.5/10000.0

AR=2/10000.0

MT=0.36/1000.0

VIS=15.0E-06

RG=288.0

DT=3.141592/180.0

GAP=0.0/1000.0

PIS=0.1

PAT=1.0*101336.0

TC=350.0

TH=1000.0

TR1=375.0

TR2=400.0

TR3=425.0

TR4=450.0

TR5=475.0

TR6=500.0

TR7=525.0

TR8=550.0

TR9=575.0

EK-1 (Devam) İzotermal Analiz Programı

TR10=600.0
TR11=625.0
TR12=650.0
TR13=675.0
TR14=700.0
TR15=725.0
TR16=750.0
TR17=775.0
TR18=800.0
TR19=825.0
TR20=850.0
TR21=875.0
TR22=900.0
TR23=925.0
TR24=950.0
TR25=975.0
VR1=4.0/1000000.0
VR2=4.0/1000000.0
VR3=4.0/1000000.0
VR4=4.0/1000000.0
VR5=4.0/1000000.0
VR6=4.0/1000000.0
VR7=4.0/1000000.0
VR8=4.0/1000000.0
VR9=4.0/1000000.0
VR10=4.0/1000000.0
VR11=4.0/1000000.0
VR12=4.0/1000000.0
VR13=4.0/1000000.0
VR14=4.0/1000000.0

EK-1 (Devam) İzotermal Analiz Programı

VR15=4.0/1000000.0

VR16=4.0/1000000.0

VR17=4.0/1000000.0

VR18=4.0/1000000.0

VR19=4.0/1000000.0

VR20=4.0/1000000.0

VR21=4.0/1000000.0

VR22=4.0/1000000.0

VR23=4.0/1000000.0

VR24=4.0/1000000.0

VR25=4.0/1000000.0

C BETA CRANK

LP=0.2

LD=0.08

RP=0.03

RD=0.03

HP=0.15

ROT=0.24

DIS=0.15

HCY=0.50

DO I=1,3602

TET=DT*(I-1)

BD(I)=ASIN((RD/LD)*SIN(TET+PI/2.0))

BP(I)=ASIN((RP/LP)*SIN(TET))

END DO

DO I=1,3602

TET=DT*(I-1)

UDB(I)=RD*COS(TET+PI/2.0)+LD*COS(BD(I))+ROT

UPT(I)=RP*COS(TET)+LP*COS(BP(I))+HP/2.0

UDT(I)=RD*COS(TET+PI/2.0)+LD*COS(BD(I))+ROT+DIS

EK-1 (Devam) İzotermal Analiz Programı

```

VC(I)=(UDB(I)-UPT(I))*(AC-AR)
VH(I)=(HCY-UDT(I))*AC
PRINT*,VC(I),VH(I),I
PAUSE
END DO
MC(0)=MT
P1(0)=PAT
DO I=1,3602
MC(I)=MC(I-1)+(PAT-P1(I-1))*3.14159*0.07*GAP**3*DT/(12.0*VIS*PIS)
P1(I)=MC(I)*RG/(VC(I)/TC+VR1/TR1+VR2/TR2+VR3/TR3+VR4/TR4+VR5/TR5
+VR6/TR6+VR7/TR7+VR8/TR8+VR9/TR9+VR10/TR10+VR11/TR11+VR12/TR1
2+VR13/TR13+VR14/TR14+VR15/TR15+VR16/TR16+VR17/TR17+VR18/TR18+
VR19/TR19+VR20/TR20+VR21/TR21+VR22/TR22+VR23/TR23+VR24/TR24+V
R25/TR25+VH(I)/TH
VT1(I)=VC(I)+VR1+VR2+VR3+VR4+VR5+VR6+VR7+VR8+VR9+VR10+VR11
+VR12+VR13+VR14+VR15+VR16+VR17+VR18+VR19+VR20+VR21+VR22+V
R23+VR24+VR24+VR25+VH(I)
WRITE(14,32)(VT1(I)*1000000),P1(I)
END DO
DO I=3241,3601
W1=W1+(VT1(I+1)-VT1(I))*P1(I)
WRITE(12,33)(VT1(I)*1000000),(P1(I)/100000.0)
END DO
BETA RHOMBIC
LRH=0.066
RK=LRH/2.6666
PIR=0.234
HCY=0.541
HP=0.10

```

EK-1 (Devam) İzotermal Analiz Programı

```

DIR=0.4153
TUB=0.15
DO I=1,3602
TET=DT*(I-1)
BR(I)=ASIN(1.0/2.0-RK*SIN(TET)/LRH)
END DO
DO I=1,3602
TET=DT*(I-1)
UPT(I)=RK*COS(TET)+LRH*COS(BR(I))+PIR+HP/2.0
UDB(I)=RK*COS(TET)-LRH*COS(BR(I))+DIR
UDT(I)=RK*COS(TET)-LRH*COS(BR(I))+DIR+TUB
VC(I)=(AC-AR)*(UDB(I)-UPT(I))
VH(I)=(HCY-UDT(I))*AC
PRINT*,VH(I),VC(I),UPT(I),I
PAUSE
END DO
MC(0)=MT
P2(0)=PAT
DO I=1,3602
MC(I)=MC(I-1)+(PAT-P2(I-1))*3.14159*0.07*GAP**3*DT/(12.0*VIS*PIS)
P2(I)=MC(I)*RG/(VC(I)/TC+VR1/TR1+VR2/TR2+VR3/TR3+VR4/TR4+VR5/TR5
+VR6/TR6+VR7/TR7+VR8/TR8+VR9/TR9+VR10/TR10+VR11/TR11+VR12/TR1
2+VR13/TR13+VR14/TR14+VR15/TR15+VR16/TR16+VR17/TR17+VR18/TR18+
VR19/TR19+VR20/TR20+VR21/TR21+VR22/TR22+VR23/TR23+VR24/TR24+
*VR25/TR25+VH(I)/TH)
VT2(I)=VC(I)+VR1+VR2+VR3+VR4+VR5+VR6+VR7+VR8+VR9+VR10+VR11
+VR12+VR13+VR14+VR15+VR16+VR17+VR18+VR19+VR20+VR21+VR22+V
R23+VR24+VR24+VR25+VH(I)
WRITE(14,32)(VT2(I)*1000000),P2(I)
END DO

```

EK-1 (Devam) İzotermal Analiz Programı

```

DO I=3241,3601
W2=W2+(VT2(I+1)-VT2(I))*P2(I)
WRITE(13,33)(VT2(I)*1000000),(P2(I)/100000.0)
END DO
PRINT*,W2
C BETA MANIVELA-----
RK=0.03
LP=0.25
SM=0.10
LD=0.20
LR=0.2285
HCY=0.612
HD=0.15
HP=0.06
GM0=-0.35
DO J=1,3602
TET=(J-1)*DT
BP(J)=ASIN(RK*SIN(TET)/LP)
GM(J)=ATAN((RK/1.41421+RK*SIN(TET))/(2.5*RK+RK*COS(TET)))
LM(J)=(RK/1.41421+RK*SIN(TET))/SIN(GM(J))
BD(J)=ASIN(SM*COS(GM(J)+GM0)/LD-RK/(1.41421*LD))
END DO
DO J=1,3602
UPT(J)=LM(J)*COS(GM(J))+LP*COS(BP(J))+HP
UDB(J)=LD*COS(BD(J))-SM*SIN(GM(J)+GM0)+LR
UDT(J)=LD*COS(BD(J))-SM*SIN(GM(J)+GM0)+LR+HD
VC(J)=(AC-AR)*(UDB(J)-UPT(J))
VH(J)=(HCY-UDT(J))*AC
PRINT*,UDB(J),UPT(J),UDT(J),J
PAUSE

```

EK-1 (Devam) İzotermal Analiz Programı

```

END DO
P3(0)=PAT
MC(0)=MT
DO J=1,3602
MC(J)=MC(J-1)+(PAT-P3(J-1))*3.14159*0.07*GAP**3*DT/(12.0*VIS*PIS)
P3(J)=MC(J)*RG/(VC(J)/TC+VR1/TR1+VR2/TR2+VR3/TR3+VR4/TR4+VR5/TR
5+*VR6/TR6+VR7/TR7+VR8/TR8+VR9/TR9+VR10/TR10+VR11/TR11+VR12/TR
12+VR13/TR13+VR14/TR14+VR15/TR15+VR16/TR16+VR17/TR17+VR18/TR1
8+VR19/TR19+VR20/TR20+VR21/TR21+VR22/TR22+VR23/TR23+VR24/TR24+
VR25/TR25+VH(J)/TH)
VT3(J)=VC(J)+VR1+VR2+VR3+VR4+VR5+VR6+VR7+VR8+VR9+VR10+VR11
+VR12+*VR13+VR14+VR15+VR16+VR17+VR18+VR19+VR20+VR21+VR22+
VR23+VR24+VR24+VR25+VH(J)
WRITE(14,32)(VC(J)*1000000),(VH(J)*1000000)
END DO
DO J=3241,3601
W3=W3+(VT3(J+1)-VT3(J))*P3(J)
WRITE(14,33)(VT3(J)*1000000),(P3(J)/100000.0)
END DO
PRINT*,W1,W2,W3,P3(J),VT3(J),J
C-----
33 FORMAT(F6.2,2X,F9.2)
32 FORMAT(F9.4,2X,F9.2)
STOP
END

```

EK-2 Motorun Termodinamik Analiz Programı

PROGRAM MANIVELA

DIMENSION BP(5000),GM(5000),BD(5000),UPT(5000)

DIMENSION UDT(5000),VT(5000),P(5000),LM(5000),H(350)

DIMENSION UDB(5000),M(350,5000),V(350,5000),TW(350),T(350,5000)

DIMENSION DT(350,5000),A(350,5000),ES(350),MR(350,5000)

DIMENSION ML(350,5000),TOP(5000)

REAL LP,LM,LD,LR,MT,MR,ML,M

OPEN(UNIT=14,FILE='ISOT.DAT')

OPEN(UNIT=15,FILE='ISOP.DAT')

C STABİLİZER

STB=0.5

C DAKİKADA DÖNME SAYISI

RPM=1200.0

C TOPLAM KUTLE

MT=0.45/1000.0

C GAZ SABİTİ

RG=288.0

C PISTON BİYELİ

LP=0.20

C KRANK YARI ÇAPI

RK=0.03

C SİLİNDİR KESİT ALANI

AC=38.5/10000.0

C KUYRUK KESİT ALANI

AR=2.0/10000.0

C PI SAYISI

PI=3.141592654

C ÖZGÜL ISILAR

CP=1005.0

CV=717.0

EK-2 (Devam) Motorun Termodinamik Analiz Programı

C AÇININ DİFERANSİYELİ

DA=(PI/180.0)

C ZAMANIN DİFERANSİYELİ

DZ=60.0*DA/(2.0*RPM*PI)

C MANİVELANON KRANK KOL MUYLUSUNA BAĞLI KOLUNUN
UZUNLUĞU

HM=0.12

C MANİVELANIN DİĞER KOL UZUNLUĞU

SM=0.12

C DISPLACER BİYEL UZUNLUĞU

LD=0.22

C DISPLACER ROT UZUNLUĞU

LR=0.213

C PISTON UZUNLUĞU

HP=0.1

C DISPLACR UZUNLUĞ

HD=0.134

C SOĞUK KAYNAK SICAKLIĞI

TC=350.0

C SICAK KAYNAK SICAKLIĞI

TH=1000.0

C REGENERATOR HACMİ

VRT=65.0/1000000.0

C REGENERATOR ALANI

ART=160000.0/10000.0

C KONVEKTİF ISI TAŞINIM KATSAYISI

IM=151

DO I=101,IM

H(I)=300.0

END DO

EK-2 (Devam) Motorun Termodinamik Analiz Programı

C CİDAR SICAKLIKLARI

DO I=101,IM

TW(I)=TC+(I-101)*(TH-TC)/50.0

END DO

C KRANK, PISTON BİYELİ DISPLECER BİYELİ VE MANİVELA AÇILARI

DO J=1,3602

TET=(J-1)*DA

BP(J)=ASIN(RK*SIN(TET)/LP)

GM(J)=ATAN(RK*SIN(TET)/(HM-RK*(1.0-COS(TET))))

LM(J)=(HM-RK*(1.0-COS(TET)))/COS(GM(J))

BD(J)=ASIN(SM*COS(GM(J))/LD)

END DO

C PISTON TEPESİ, DISPLACER TABANI, VE DISPLACER TEPESİNİN

C MANİVELA BAĞLANTI NOKTASINDAN UZAKLIKLARI

DO J=1,3602

UPT(J)=LM(J)*COS(GM(J))+LP*COS(BP(J))+0.066

UDB(J)=LD*COS(BD(J))-SM*SIN(GM(J))+LR

UDT(J)=LD*COS(BD(J))-SM*SIN(GM(J))+LR+HD

END DO

C HACİMLER

DO J=1,3602

DO I=102,IM-1

V(101,J)=(AC-AR)*(UDB(J)-UPT(J))

V(I,J)=VRT/(IM-101)

V(IM,J)=AC*(0.576-UDT(J))

END DO

END DO

C TOPLAM HACİM

DO J=1,3602

DO I=101,IM

EK-2 (Devam) Motorun Termodinamik Analiz Programı

```

VT(J)=VT(J)+V(I,J)
END DO
END DO
C ALANLAR
DO J=1,3602
DO I=102,IM-1
A(101,J)=2.0*V(101,J)*(PI/AC)+AC
A(IM,J)=2.0*V(IM,J)*(PI/AC)+AC
A(I,J)=ART/(IM-101)
END DO
END DO
C ÖNLEM OLARAK
DO J=1,3602
DO I=1,IM+101
M(I,J)=0.0
T(I,J)=TW(I)
END DO
END DO
C IZOTERMAL ŞARTLARDA KUTLE VE BASINÇ
DO J=1,3602
TOP(J)=0.0
DO I=101,IM
TOP(J)=TOP(J)+V(I,J)/T(I,J)
END DO
P(J)=MT*RG/TOP(J)
DO I=101,IM
M(I,J)=P(J)*V(I,J)/(RG*T(I,J))
END DO
END DO
C-----

```

EK-2 (Devam) Motorun Termodinamik Analiz Programı

```

DO J=362,3602
C NODAL SICAKLIK HESABI
DO 3 I=101,IM
DO K1=1,3000
MR(I,J)=0.0
DO N=I+1,IM
MR(I,J)=MR(I,J)+(M(N,J)-M(N,J-1))
END DO
ML(I,J)=0.0
DO N=1,I-1
ML(I,J)=ML(I,J)+(M(N,J)-M(N,J-1))
END DO
ES(I)=-MR(I,J)*CP*(T(I,J)+T(I+1,J)+T(I,J-1)+T(I+1,J-1))/4.0-
*ML(I,J)*CP*(T(I-1,J)+T(I,J)+T(I-1,J-1)+T(I,J-1))/4.0
DT(I,J)=(H(I)*A(I,J)*DZ*(TW(I)-T(I,J)))+(ML(I,J)+
*MR(I,J))*CV*T(I,J-1)+ES(I)-P(J)*(V(I,J)-V(I,J-1))+
*STB*DT(I,J))/(STB+M(I,J)*CV)
T(I,J)=T(I,J-1)+DT(I,J)
M(I,J)=P(J)*V(I,J)/(RG*T(I,J))
PRINT*,T(I,J),I
TOP(J)=0.0
DO N=101,IM
TOP(J)=TOP(J)+V(N,J)/T(N,J)
END DO
P(J)=MT*RG/TOP(J)
END DO
PAUSE
END DO
PRINT*,P(J),J
PAUSE

```

EK-2 (Devam) Motorun Termodinamik Analiz Programı

```
END DO
DO J=3241,3601
K=J-3240
WRITE(14,32)T(146,J),T(147,J),T(148,J),T(149,J),T(150,J),T(151,J)
WRITE(15,33)VT(J),P(J),P(K)
W=W+P(J)*(VT(J)-VT(J-1))
PRINT*,W
END DO
32 FORMAT(F11.2,2X,F11.2,2X,F11.2,2X,F11.2,2X,F11.2,2X,F11.2)
33 FORMAT(F9.7,2X,F10.2,2X,F10.2)
STOP
END
```

EK-3 Motorun Isı transferi

PROGRAM SILINDIR

DIMENSION T(50,500,500),R(500),TF(500,500,500)

OPEN(UNIT=14,FILE='FY.DAT')

OPEN(UNIT=13,FILE='FX.DAT')

C-----% %

C-----GENEL BILGILER-----

TS=30.0

TC=30.0

Q=150000.0

H=1000.0

ALF=2.026/100000.0

C----- SABİTLER

DR=0.001

DF=3.14159/360.0

DZ=0.001

DT=1.0

C----% %

c--- TF TANITIMI

DO I=41,51

DO J=1,361

DO K=1,221

TF(I,J,K)=30.0

T(I,J,K)=30.0

END DO

END DO

END DO

C-----

DO I=1,41

DO J=1,361

DO K=101,111

TF(I,J,K)=30.0

T(I,J,K)=30.0

END DO

END DO

END DO

C----% %

C----% %

c-----DÖNGÜ BAŞLANGICI

DO N=1,10

DO L=1,10

C-----YARIÇAP DEĞİŞİMİ---

DO I=2,51

R(I)=(I-1)*DR

END DO

C----% %

C----SINIR SARTLARI-----

EK-3 (Devam) Motorun Isı transferi

```

END DO
END DO
END DO
C-----%
PRINT*,L,N
END DO
C-----%
DO I=1,51
DO J=1,361
DO K=1,221
TF(I,J,K)=T(I,J,K)
END DO
END DO
END DO
C-----%
DO K=1,221
WRITE(14,33)K,T(45,180,K)
END DO
DO I=1,51
WRITE(13,32)I,T(I,180,105)
END DO
32 FORMAT(I6,2X,F13.5,2X)
33 FORMAT(I6,2X,F13.5,2X)
C-----%
END DO
STOP
END

```

EK-4 Ayna tasarımı

```

clc
clear
u=0.65;
r=0.25;
dx=0.001;
x(1)=0.0;
y(1)=0.0;
yd(1)=0.0;
y2d(1)=1.0/(2.0*u);
z(1)=0.0;
zd(1)=0.0;
z2d(1)=-0.5/r-0.5/u;
t(1)=0.0;
v(1)=u+r
for i=2:601
    x(i)=(i-1)*dx;
    y(i)=y(i-1)+yd(i-1)*dx+y2d(i-1)*dx^2/2.0;
    w(i)=pi/4-0.5*atan((u-y(i))/x(i));
    yd(i)=tan(w(i));
    y2d(i)=(1.0+w(i)^2)*0.5*(1.0/(1.0+((u-y(i))/x(i))^2))*((yd(i)*x(i)+u-y(i))/x(i)^2);
    %-----
    ro(i)=2*atan(yd(i));
    t(i)=(r-z(i-1))*tan(ro(i))
    z(i)=z(i-1)+zd(i-1)*(t(i)-t(i-1))+0.5*z2d(i-1)*(t(i)-t(i-1))^2;
    zd(i)=0.5*atan(t(i)/(r-z(i)))+0.5*atan(t(i)/(u-z(i)));
    p(i)=t(i)/(r-z(i));
    pd(i)=(r-z(i)+t(i)*zd(i))/(r-z(i))^2;
    q(i)=t(i)/(u-z(i));
    qd(i)=(u-z(i)+t(i)*zd(i))/(u-z(i))^2;
    z2d(i)=0.5*pd(i)/(1+p(i)^2)+0.5*qd(i)/(1+q(i)^2);
    v(i)=u+r-z(i)
end
plot(t,z)
%plot(x,y)

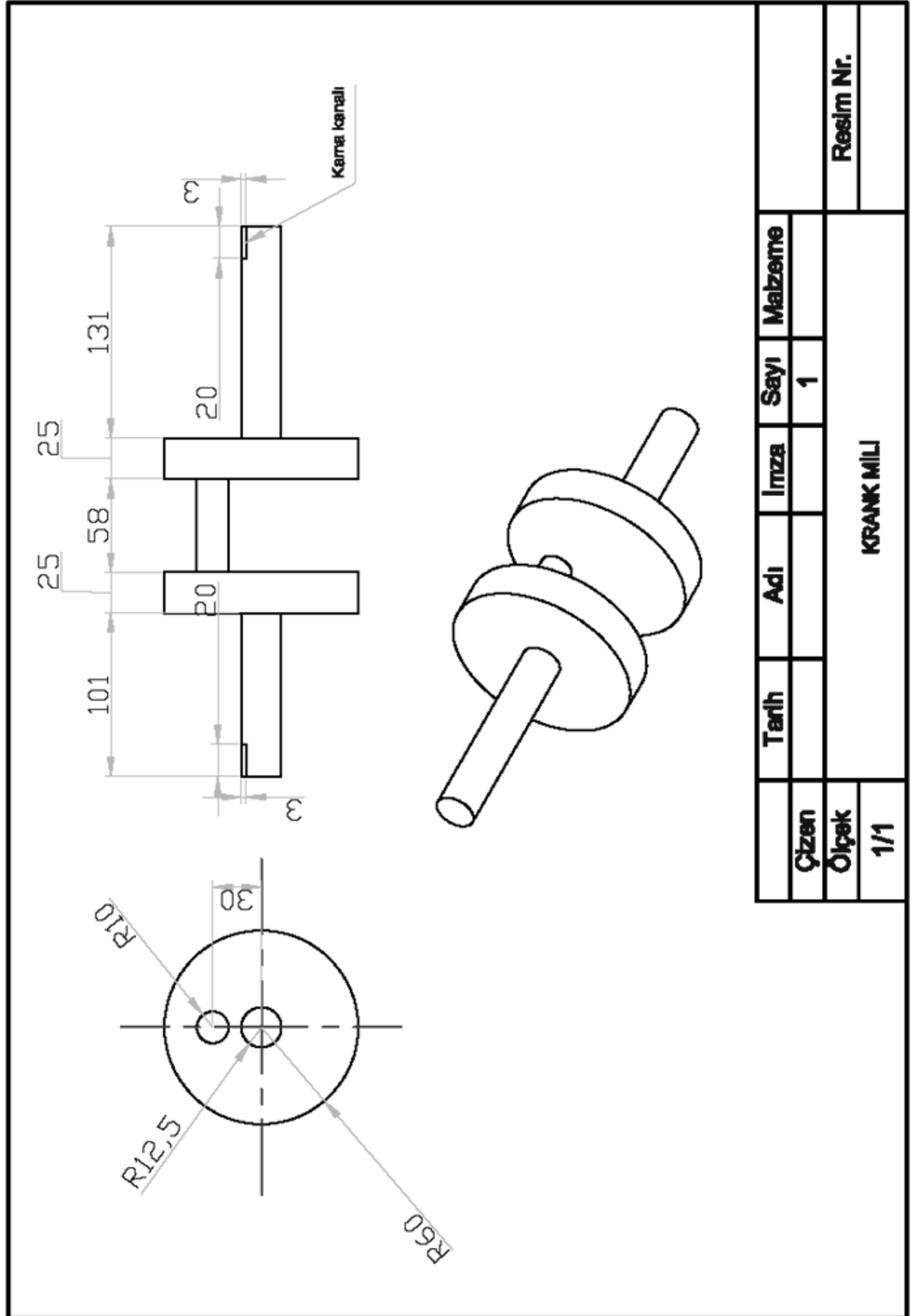
```

EK-5 Ağustos ayı güneş verileri

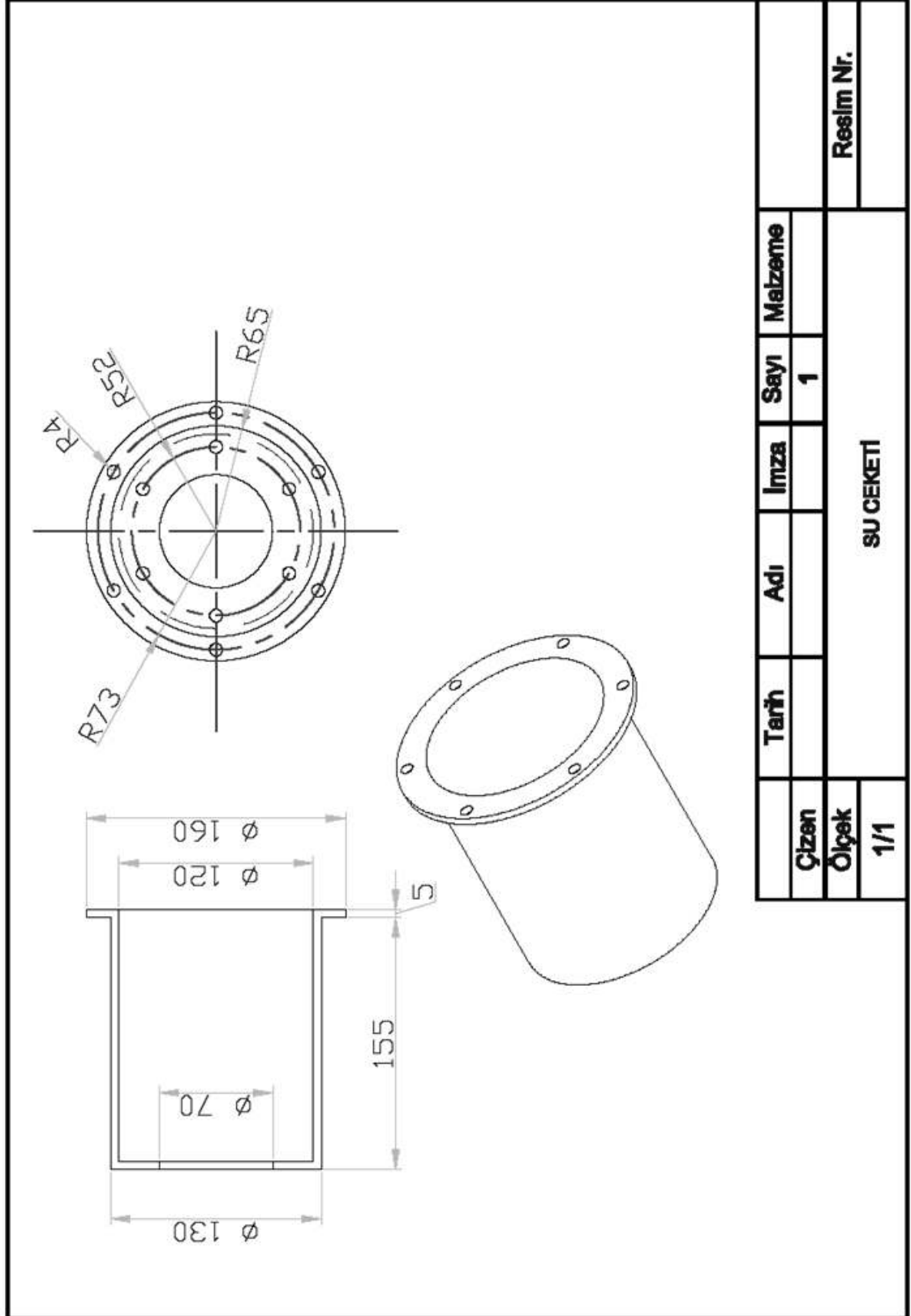
İSTASYON ADI/NO: ANKARA		/ 17130																						
YILAY: 2010 / 8		Saattik (UTC) Toplam Güneş Radyasyonu (watt-m²)																						
GÜNEŞ SAAT	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
1	41.3	45.8	112.4	3697.1	13580.6	23632.7	35755.1	44476.6	50544.2	53444.0	53645.6	49632.6	42877.3	32757.6	21767.8	9832.1	1597.6	30.6	17.7	25.4	34.2	31.1	30.2	46.5
2	47.6	46.7	96.0	3122.0	11326.1	21361.5	33256.3	43026.2	49671.9	53023.6	53639.0	50808.9	44240.0	39483.1	25049.2	11356.6	1107.3	34.1	28.1	38.8	37.4	24.4	32.9	40.6
3	46.7	48.3	91.3	3597.9	13378.4	23711.7	35916.3	44777.1	50876.6	55018.5	54148.1	51471.5	43355.2	33704.0	22716.7	10481.1	1079.1	25.5	29.0	25.1	31.1	35.5	36.9	40.7
4	43.1	47.8	93.3	3514.1	13148.4	23174.0	35043.4	44061.0	50031.6	52395.2	52533.7	50331.9	43973.9	34163.4	23777.5	10438.2	1266.4	17.1	21.8	31.6	35.2	58.6	69.5	59.8
5	80.3	75.0	72.5	689.7	2853.3	9593.0	26491.6	17044.4	12400.7	14100.8	17673.8	42611.0	46090.0	19640.0	6531.0	2804.7	531.7	114.2	70.2	65.9	45.6	60.5	48.7	48.9
6	54.3	67.9	85.2	3598.2	8872.2	21943.3	34335.2	43007.3	45742.0	43876.6	40395.4	47724.2	35333.9	5832.1	3598.5	97.4	102.3	50.3	31.3	40.8	44.2	50.1	54.3	
7	50.0	47.6	68.9	2567.8	10496.0	21553.7	32019.9	41778.7	48076.7	51516.2	51814.3	47938.5	41367.2	33586.3	20312.0	9173.7	1147.5	19.1	38.8	35.3	29.9	40.2	47.2	47.8
8	48.2	41.1	45.2	2011.3	8813.6	15260.2	27742.1	45513.4	52404.7	58675.4	56184.6	50966.5	31256.1	32366.9	21276.8	6931.0	953.4	20.0	25.2	25.4	20.9	28.4	31.5	42.5
9	43.6	38.0	76.9	3639.4	11410.6	23121.7	34257.2	43336.8	49822.6	52926.3	52553.9	48995.8	42131.1	33339.7	22153.3	9295.0	814.1	21.7	22.7	30.4	28.0	25.0	30.8	30.8
10	39.3	43.4	79.4	4083.2	10841.1	23718.1	33796.3	43500.7	49709.7	53236.4	50699.1	48776.6	40774.0	31899.2	22556.1	10378.5	797.7	25.9	25.8	19.2	20.7	32.6	33.1	31.7
11	47.9	48.4	70.6	4287.7	12580.0	24164.8	35623.9	44094.8	50863.7	54020.0	53119.4	50757.7	43806.7	34815.0	22612.6	9496.8	880.0	23.1	25.0	31.0	24.3	26.8	35.7	28.8
12	35.1	41.6	81.3	3049.4	12096.6	24655.9	35661.0	45119.9	51153.4	54362.5	54340.5	49828.3	42825.5	33133.5	21319.8	9227.4	770.6	22.6	25.6	23.7	30.1	35.1	41.1	36.6
13	47.1	45.5	67.1	2782.7	11539.5	23820.7	34539.3	43241.2	50126.9	52124.2	52077.6	50009.4	42872.8	33273.8	21842.3	9163.9	630.6	18.6	19.8	28.6	28.4	37.3	37.9	36.3
14	43.5	52.9	68.7	2626.1	11137.8	23134.6	33841.8	43056.6	48654.0	51666.1	51666.1	52325.7	49121.9	42294.0	31875.8	20884.4	5477.1	1065.6	31.0	38.0	28.0	39.3	40.1	40.0
15	45.2	50.0	50.0	2484.2	11079.5	23491.0	34935.2	44313.5	50822.7	54081.4	53183.1	50222.3	36231.5	31679.0	21914.5	7186.1	733.0	39.3	44.6	50.2	41.4	45.0	41.3	34.7
16	49.9	43.2	49.9	2593.3	11303.6	23632.2	34603.5	43703.8	50229.8	53600.0	53395.5	49541.6	41647.3	31050.7	19139.4	7204.7	563.7	34.2	30.9	28.0	32.6	34.2	44.7	37.5
17	45.3	46.1	52.1	2216.2	10422.1	22505.2	32895.1	40133.5	49832.7	51952.1	52890.0	49760.1	41631.7	31681.3	19850.2	7421.0	557.9	21.7	27.9	30.7	28.6	28.7	36.5	42.9
18	53.9	52.9	64.6	1224.5	9857.8	21907.9	32757.8	42060.1	47871.4	50288.8	49603.2	46443.3	40852.9	31026.8	19720.5	8298.1	974.0	30.9	22.4	26.1	34.8	45.7	51.8	41.3
19	52.7	49.6	55.1	2080.5	10559.5	22335.8	33317.2	42437.5	48878.6	51520.3	50791.6	47237.8	41266.3	31547.9	19981.2	7588.5	494.6	25.0	31.6	39.4	37.5	40.9	45.4	44.6
20	53.4	52.7	51.4	1983.2	10250.9	21787.0	32863.2	42138.3	48088.4	50633.6	50232.2	46817.4	40750.6	31322.4	19292.8	7850.9	567.0	33.7	32.9	39.9	40.8	39.5	46.3	51.5
21	56.4	49.8	62.1	2198.0	11045.1	23477.1	34743.1	44025.9	44451.3	56263.8	51524.0	48416.2	41705.5	32430.5	21477.6	8397.7	409.4	30.8	39.4	41.6	43.0	41.5	48.8	51.2
22	50.9	48.0	58.2	2285.4	11262.4	23296.2	34548.8	41483.3	39067.1	54469.8	53333.1	48376.1	41751.6	32286.2	21182.7	7825.1	324.7	33.1	36.0	40.1	41.1	35.6	43.5	46.9
23	47.7	51.1	47.4	2352.3	11713.6	24274.0	35608.9	44576.9	51014.6	54242.0	53872.7	50202.5	43014.9	33510.2	21785.3	7986.5	314.1	18.3	28.5	27.3	39.2	36.5	36.5	41.4
24	46.8	55.7	55.4	2098.4	11052.8	23349.6	34472.5	43543.1	49462.9	52121.4	51209.4	46135.3	39139.3	32021.1	19110.1	6700.0	291.7	21.5	36.1	33.2	37.1	43.4	41.8	49.6
25	50.7	47.2	55.4	1888.1	10570.3	22759.2	33752.0	42832.5	48426.0	50467.1	49978.4	46127.9	39824.5	30311.4	18366.4	6153.6	821.4	20.1	22.4	28.4	44.1	44.2	48.2	39.9
26	42.0	40.8	41.5	1928.6	11225.6	23142.3	34553.2	43771.0	49633.5	51524.3	49027.0	41389.2	31936.0	20325.5	7203.3	290.8	35.6	43.3	38.4	36.1	38.0	51.4	51.8	
27	50.8	50.8	56.6	1711.8	10339.2	22355.6	33290.1	42343.7	48217.3	50609.8	50352.6	47453.3	40620.8	31010.1	19642.9	6962.3	217.7	17.7	24.5	33.6	30.9	41.9	42.8	44.2
28	43.3	54.2	51.0	1658.9	10348.5	22393.0	33250.6	42260.8	48257.9	51029.3	49125.6	45826.5	39397.6	28990.1	18417.8	6436.4	166.0	18.0	25.5	30.0	41.6	44.9	43.1	49.5
29	51.8	39.5	44.4	1476.0	10090.2	22220.1	33047.1	42190.4	48266.8	50748.2	46539.4	38970.6	28925.3	17956.2	5819.1	128.0	17.3	30.6	41.4	34.1	34.1	37.4	54.2	
30	62.6	69.2	48.4	1090.3	9047.9	20602.1	31383.5	40599.8	47080.8	48219.5	48115.3	44882.8	36822.3	38129.4	17085.0	5418.2	212.0	22.5	28.6	29.6	40.2	36.6	47.4	58.5
31	52.3	38.0	55.6	1220.9	8864.1	20273.0	30969.7	39912.9	46386.7	49309.7	41399.8	38010.6	18386.9	25394.3	8480.8	1208.1	88.9	42.7	34.3	55.4	57.9	64.3	58.0	47.6



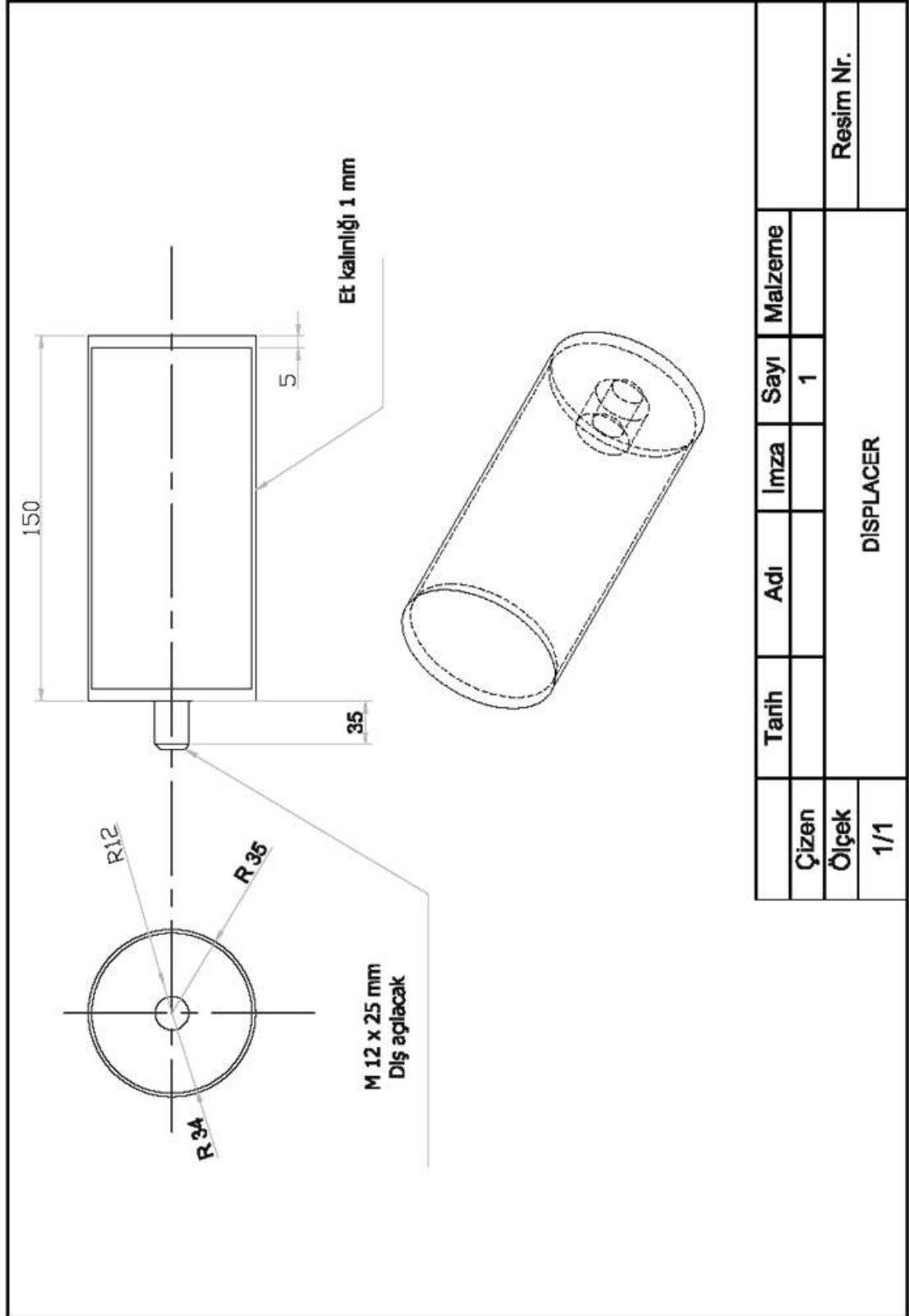
EK-6 Motorun Yapım resimleri



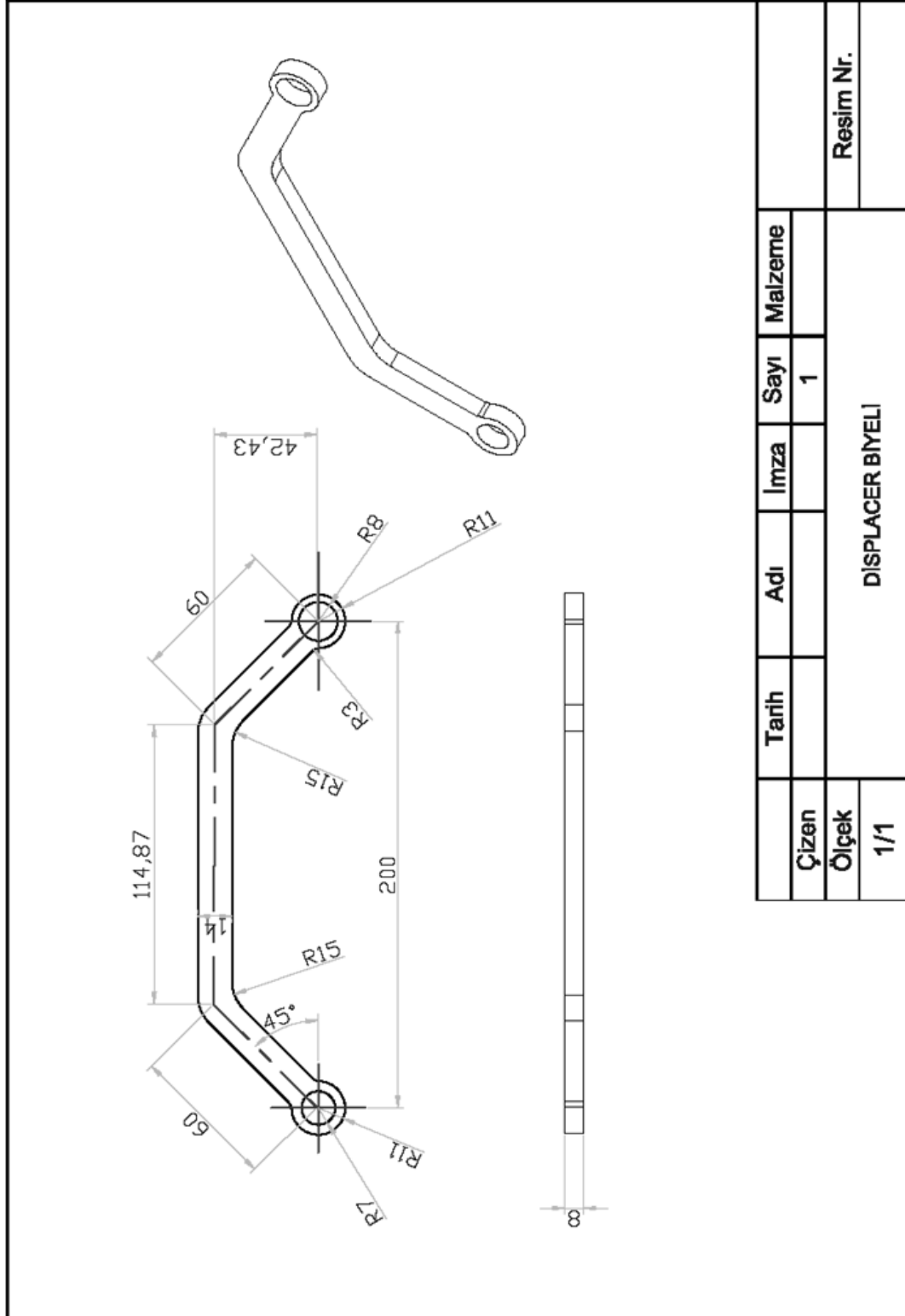
EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



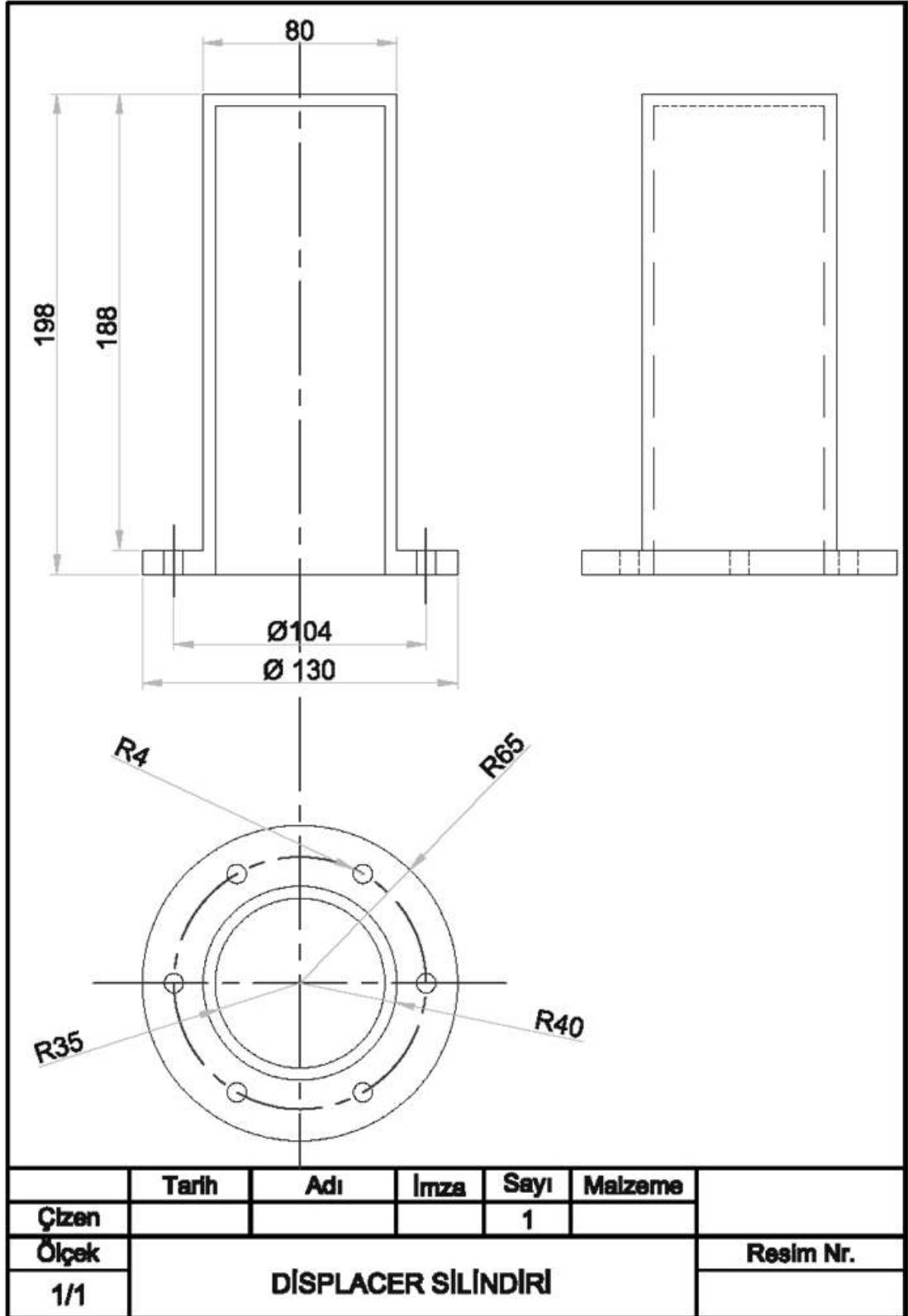
EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



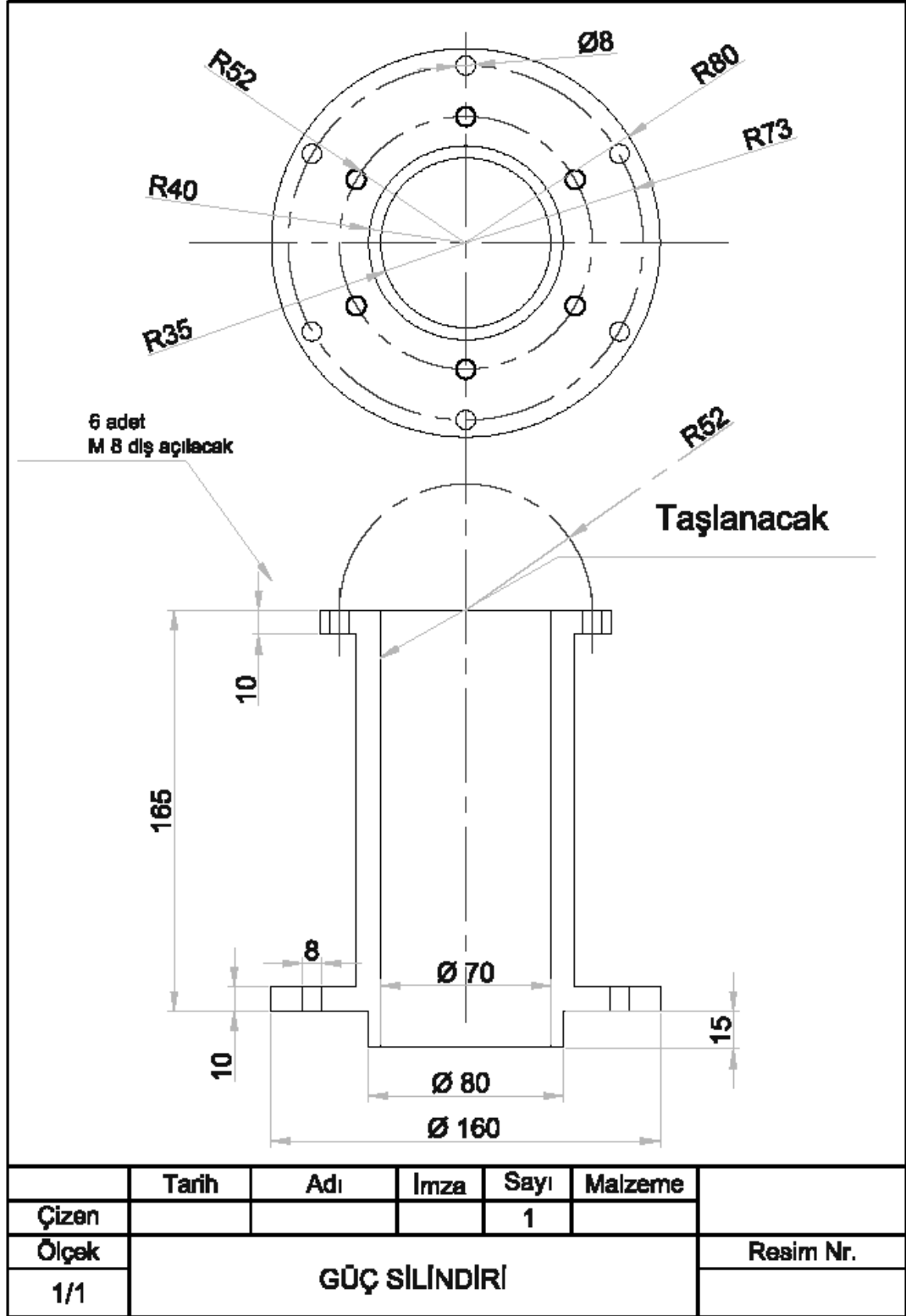
EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



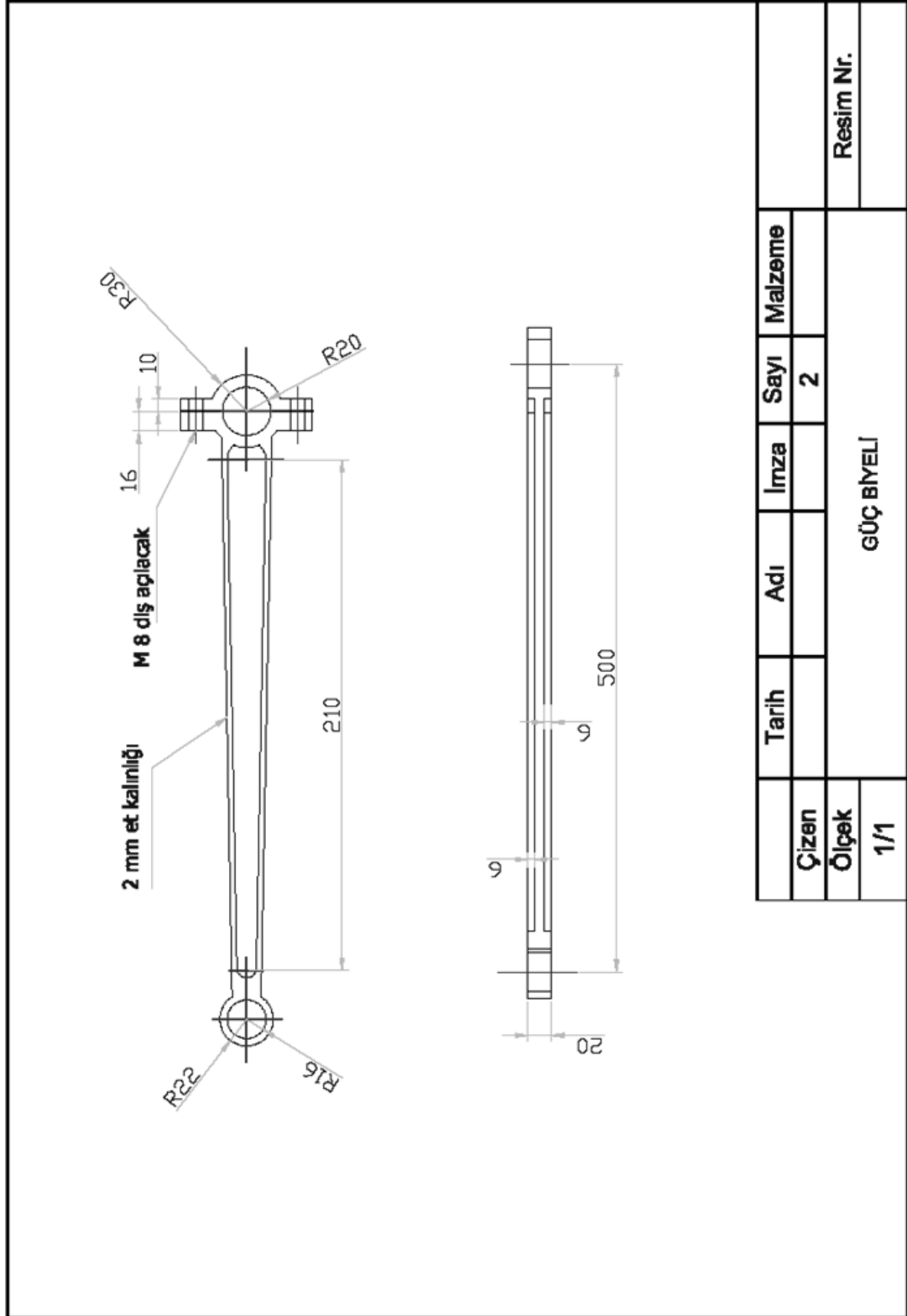
EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



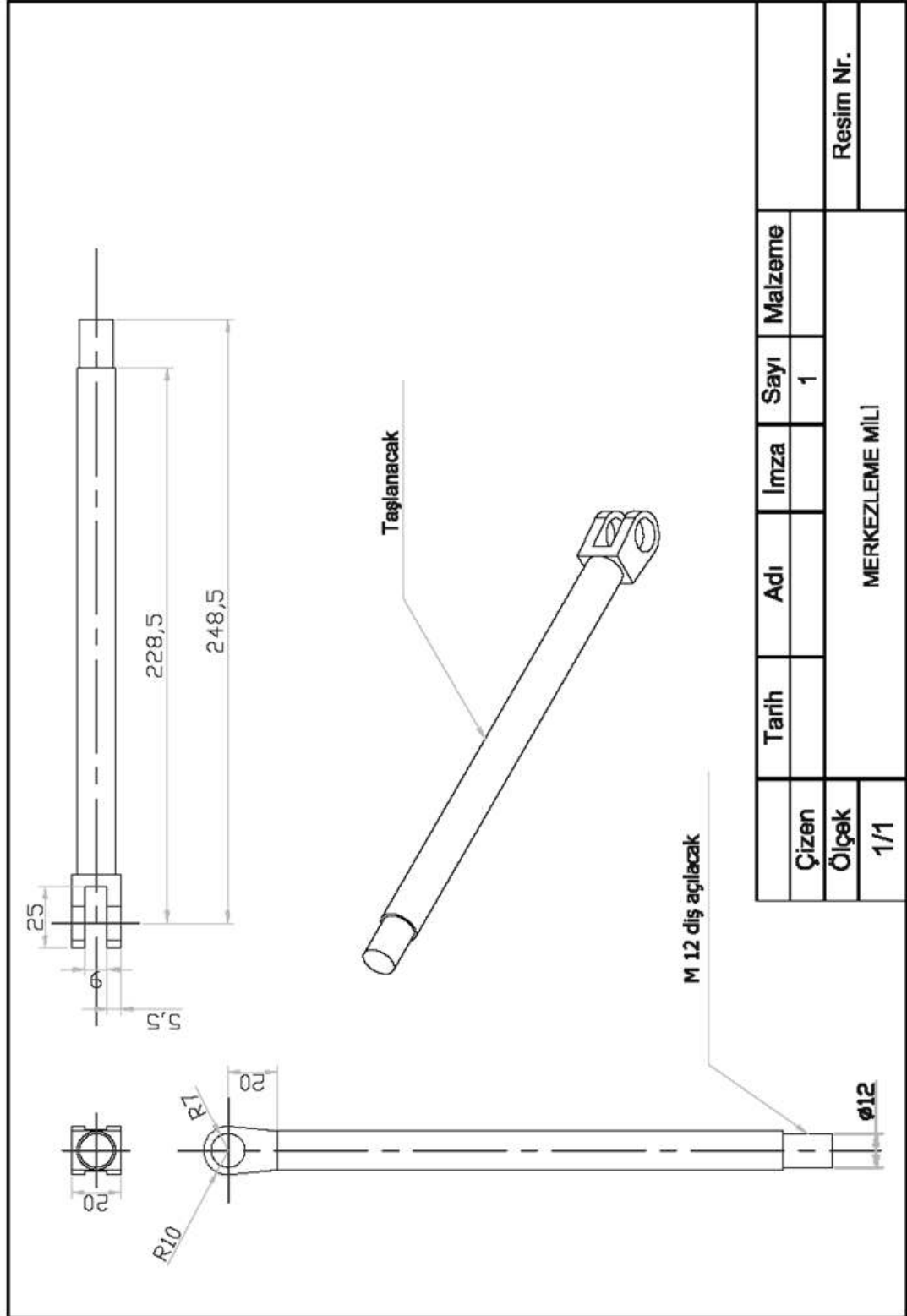
EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



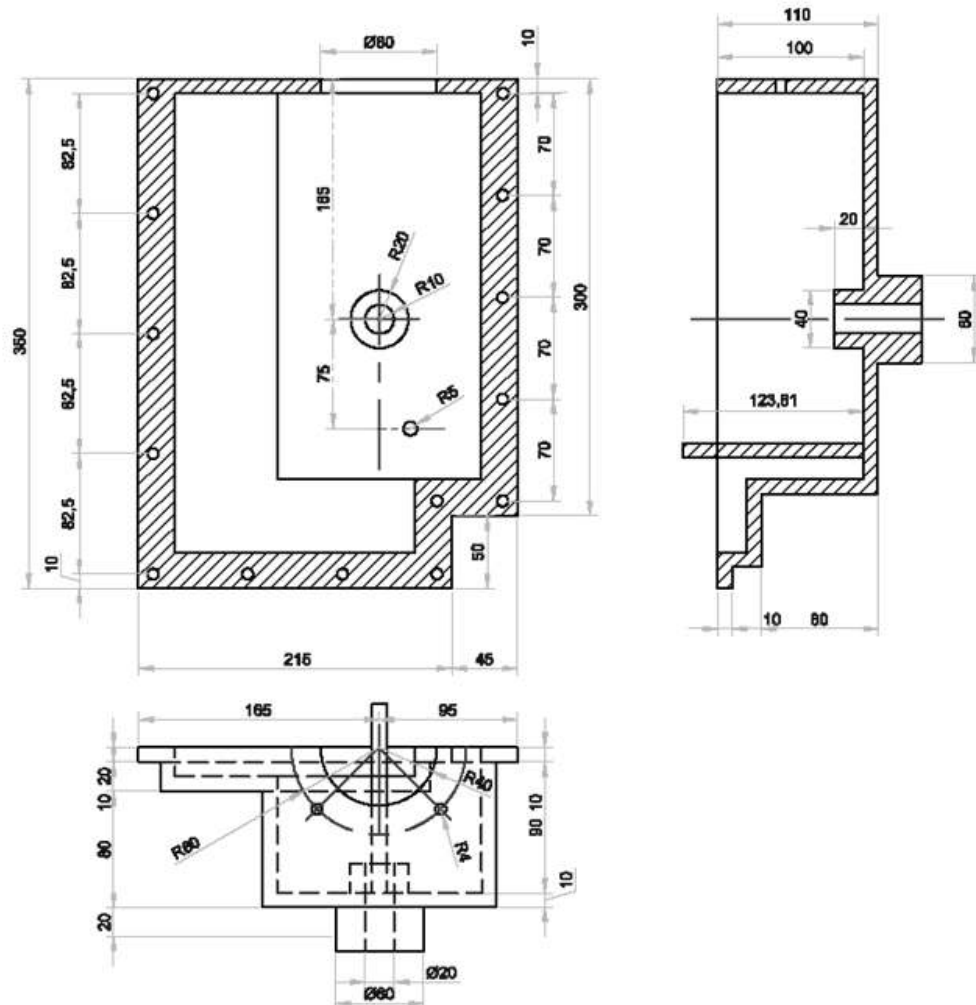
EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri

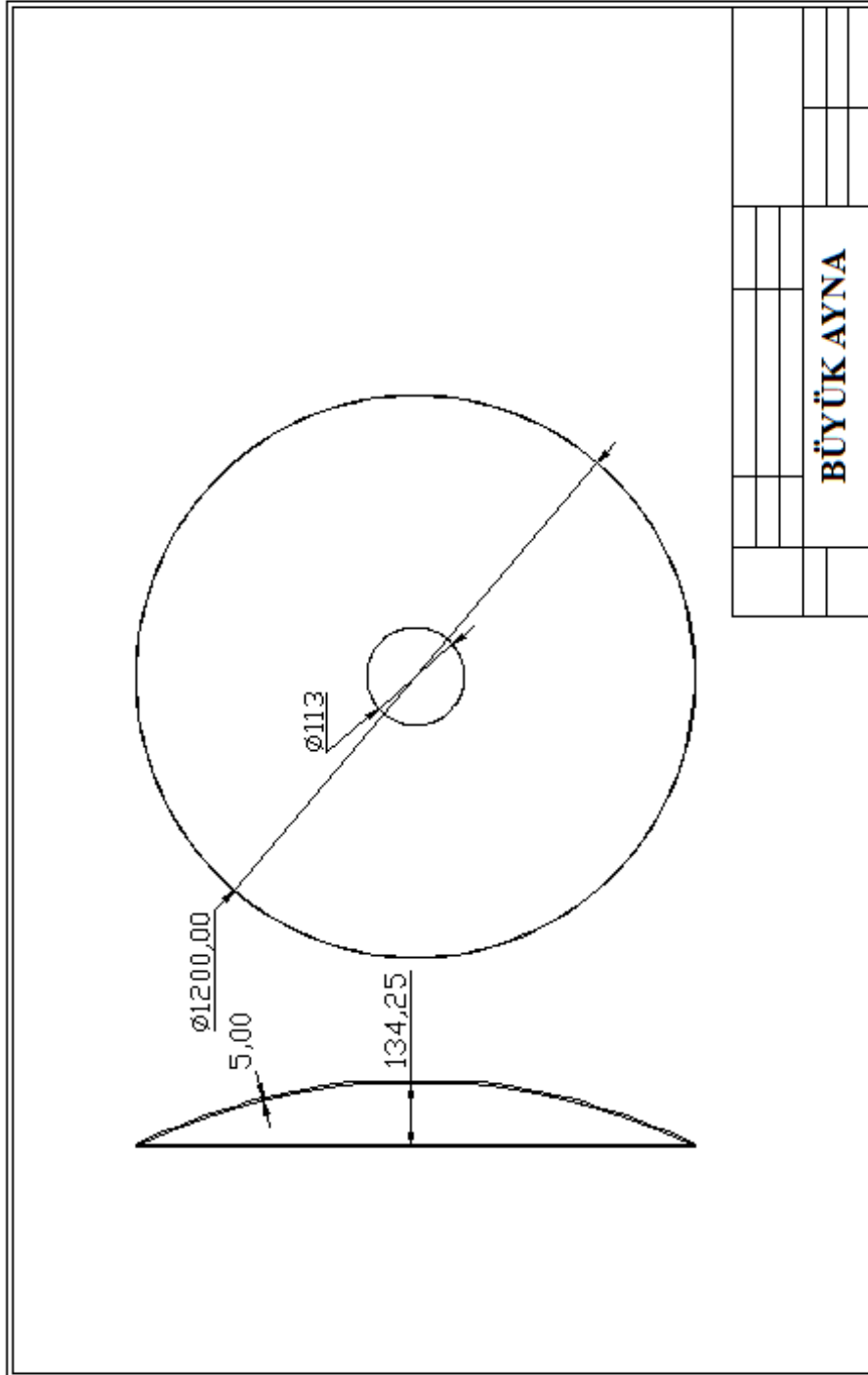


EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri

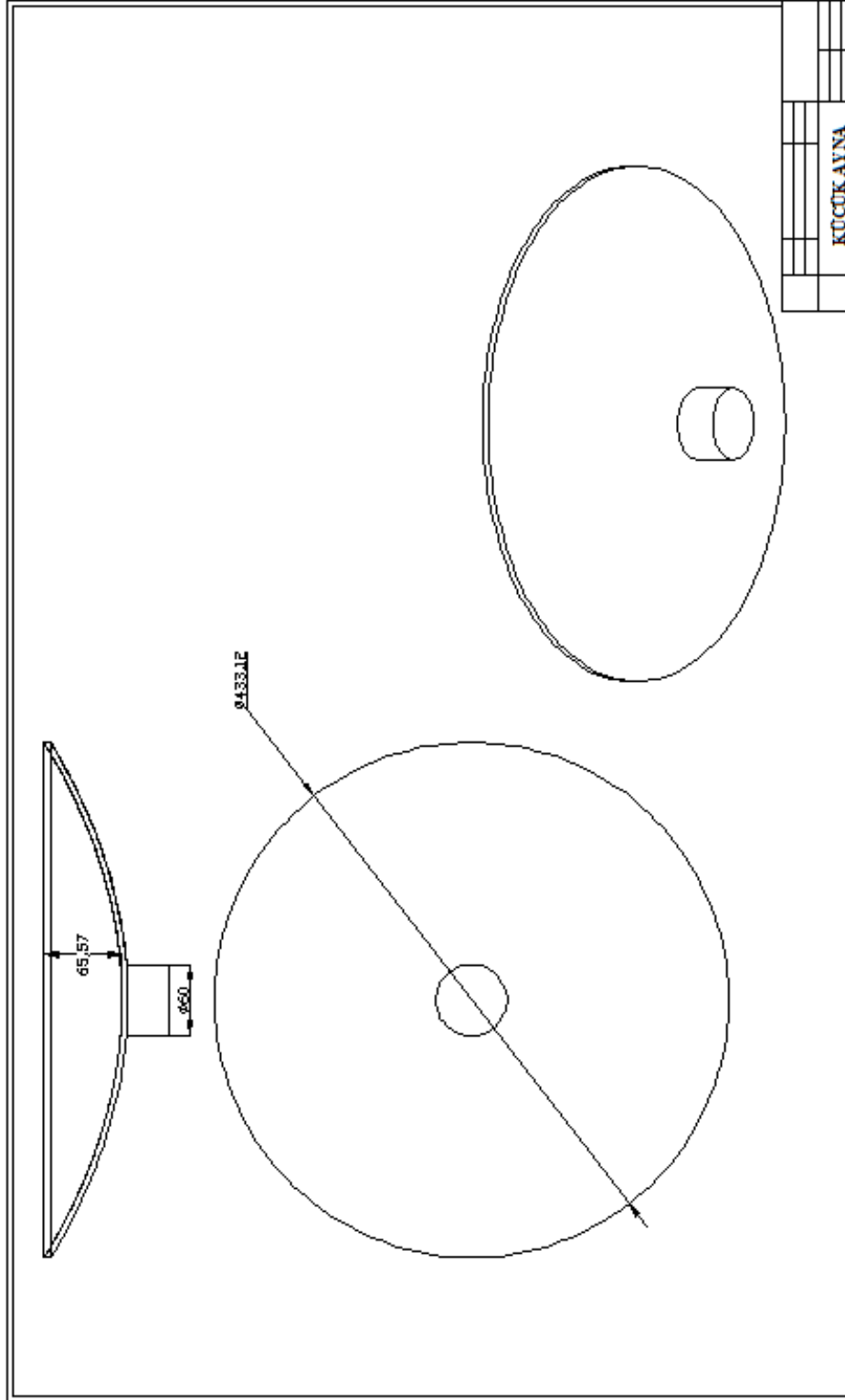


	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen				1		
Ölçek	MOTOR BLOĞU 1					Resim Nr.
1/1						

EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



EK-6 (Devam) Motorun Yapım resimleri



EK-7 Deney Sonuçları

500 W Halojen Lamba Deney Sonuçları											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
1 bar şarj basıncı	143	225	0,66	9,90	2,48	2 bar şarj basıncı (Devam)	247	190	0,56	14,45	3,61
	144	220	0,65	9,75	2,44		247	189	0,56	14,37	3,59
	144	220	0,65	9,75	2,44		253	187	0,55	14,56	3,64
	145	220	0,65	9,82	2,46		252	188	0,55	14,58	3,65
	137	230	0,68	9,70	2,43		253	186	0,55	14,49	3,62
	128	230	0,68	9,06	2,27		257	180	0,53	14,24	3,56
	125	228	0,67	8,77	2,19		257	179	0,53	14,16	3,54
	127	230	0,68	8,99	2,25		264	167	0,49	13,57	3,39
	122	228	0,67	8,56	2,14		262	166	0,49	13,39	3,35
							262	167	0,49	13,47	3,37
2 bar şarj basıncı	155	300	0,88	14,31	3,58	3 bar şarj basıncı	267	160	0,47	13,15	3,29
	157	300	0,88	14,50	3,62		267	163	0,48	13,40	3,35
	160	298	0,88	14,68	3,67		268	164	0,48	13,53	3,38
	169	294	0,86	15,30	3,82		271	156	0,46	13,01	3,25
	172	291	0,86	15,41	3,85		189	388	1,14	22,57	5,64
	176	290	0,85	15,71	3,93		191	380	1,12	22,34	5,59
	178	288	0,85	15,78	3,95		192	380	1,12	22,46	5,62
	178	293	0,86	16,06	4,01		197	378	1,11	22,92	5,73
	180	289	0,85	16,01	4,00		210	374	1,10	24,18	6,04
	194	270	0,79	16,12	4,03		211	364	1,07	23,64	5,91
	194	269	0,79	16,07	4,02		212	362	1,06	23,63	5,91
	196	268	0,79	16,17	4,04		213	365	1,07	23,93	5,98
	193	268	0,79	15,92	3,98		215	360	1,06	23,83	5,96
	200	247	0,73	15,21	3,80		215	360	1,06	23,83	5,96
	211	245	0,72	15,91	3,98		218	371	1,09	24,90	6,22
	210	250	0,74	16,16	4,04		236	350	1,03	25,43	6,36
	211	248	0,73	16,11	4,03		234	353	1,04	25,43	6,36
	221	226	0,66	15,38	3,84		238	355	1,04	26,01	6,50
	222	228	0,67	15,58	3,90		234	348	1,02	25,07	6,27
	223	224	0,66	15,38	3,84		237	355	1,04	25,90	6,48
	221	228	0,67	15,51	3,88		233	346	1,02	24,82	6,20
	220	228	0,67	15,44	3,86		243	343	1,01	25,66	6,41
	221	226	0,66	15,38	3,84		243	345	1,01	25,81	6,45
	231	212	0,62	15,08	3,77		244	338	0,99	25,39	6,35
	232	210	0,62	15,00	3,75		253	328	0,96	25,55	6,39
	229	215	0,63	15,16	3,79		251	333	0,98	25,73	6,43
	230	211	0,62	14,94	3,73		252	338	0,99	26,22	6,56
	240	200	0,59	14,78	3,69		252	339	1,00	26,30	6,57
	239	197	0,58	14,49	3,62		252	338	0,99	26,22	6,56
	241	196	0,58	14,54	3,64		268	295	0,87	24,34	6,08
	243	195	0,57	14,59	3,65		287	168	0,49	14,84	3,71
	241	195	0,57	14,47	3,62		285	170	0,50	14,92	3,73
	240	196	0,58	14,48	3,62		276	200	0,59	16,99	4,25
	245	192	0,56	14,48	3,62						

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

500 W Halojen Lamba Deney Sonuçları											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
3 bar şarj basıncı (Devam)	278	190	0,56	16,26	4,07	4 bar şarj basıncı	198	525	1,54	32,00	8,00
	274	206	0,61	17,38	4,34		197	520	1,53	31,54	7,88
	273	205	0,60	17,23	4,31		208	513	1,51	32,85	8,21
	273	208	0,61	17,48	4,37		186	534	1,57	30,58	7,64
	268	215	0,63	17,74	4,43		187	560	1,65	32,24	8,06
	269	211	0,62	17,47	4,37		190	555	1,63	32,46	8,12
	267	223	0,66	18,33	4,58		189	520	1,53	30,25	7,56
	265	232	0,68	18,93	4,73		190	540	1,59	31,58	7,90
	232	345	1,01	24,64	6,16		190	550	1,62	32,17	8,04
	238	337	0,99	24,69	6,17		191	560	1,65	32,93	8,23
	217	345	1,01	23,05	5,76		192	560	1,65	33,10	8,27
	211	358	1,05	23,25	5,81		170	560	1,65	29,31	7,33
	212	360	1,06	23,49	5,87		175	563	1,66	30,33	7,58
	215	358	1,05	23,69	5,92		178	566	1,66	31,01	7,75
	256	283	0,83	22,30	5,58		198	536	1,58	32,67	8,17
	231	335	0,99	23,82	5,96		193	527	1,55	31,31	7,83
	230	338	0,99	23,93	5,98		216	480	1,41	31,92	7,98
	234	329	0,97	23,70	5,92		215	474	1,39	31,37	7,84
	249	300	0,88	23,00	5,75		220	470	1,38	31,83	7,96
	257	300	0,88	23,73	5,93		220	470	1,38	31,83	7,96
	261	290	0,85	23,30	5,83		214	480	1,41	31,62	7,91
	246	310	0,91	23,48	5,87		218	480	1,41	32,21	8,05
	248	305	0,90	23,29	5,82		216	476	1,40	31,65	7,91
	168	400	1,18	20,69	5,17		235	430	1,26	31,11	7,78
	171	391	1,15	20,58	5,15		236	424	1,25	30,80	7,70
	219	350	1,03	23,60	5,90		238	424	1,25	31,07	7,77
	220	348	1,02	23,57	5,89		240	408	1,20	30,14	7,54
	262	238	0,70	19,20	4,80		257	387	1,14	30,62	7,65
	264	228	0,67	18,53	4,63		276	364	1,07	30,93	7,73
	255	250	0,74	19,63	4,91		276	364	1,07	30,93	7,73
	256	248	0,73	19,54	4,89		274	366	1,08	30,87	7,72
	256	248	0,73	19,54	4,89		280	346	1,02	29,82	7,46
						278	355	1,04	30,38	7,60	
						278	348	1,02	29,78	7,45	

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

500 W Halojen Lamba Deney Sonuçları											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
5 bar şarj basıncı	434	179	0,53	23,92	5,98	5 bar şarj basıncı (Devam)	229	500	1,47	35,25	8,81
	432	176	0,52	23,41	5,85		229	495	1,46	34,90	8,72
	430	176	0,52	23,30	5,82		260	395	1,16	31,62	7,90
	425	181	0,53	23,68	5,92		253	392	1,15	30,53	7,63
	427	180	0,53	23,66	5,92		273	348	1,02	29,25	7,31
	424	178	0,52	23,23	5,81		151	556	1,64	25,85	6,46
	414	183	0,54	23,32	5,83		152	545	1,60	25,50	6,38
	411	185	0,54	23,41	5,85						
	405	185	0,54	23,07	5,77						
	402	183	0,54	22,65	5,66						
	391	193	0,57	23,23	5,81						
	390	193	0,57	23,17	5,79						
	389	192	0,56	22,99	5,75						
	366	220	0,65	24,79	6,20						
	361	218	0,64	24,23	6,06						
	339	250	0,74	26,09	6,52						
	340	248	0,73	25,96	6,49						
	350	248	0,73	26,72	6,68						
	355	242	0,71	26,45	6,61						
	358	256	0,75	28,21	7,05						
	358	256	0,75	28,21	7,05						
	337	282	0,83	29,26	7,31						
	337	282	0,83	29,26	7,31						
	333	285	0,84	29,22	7,30						
	330	279	0,82	28,34	7,09						
	297	318	0,94	29,07	7,27						
	309	308	0,91	29,30	7,32						
	310	312	0,92	29,77	7,44						
	282	363	1,07	31,51	7,88						
	283	358	1,05	31,19	7,80						
	271	371	1,09	30,95	7,74						
	274	385	1,13	32,47	8,12						
	259	402	1,18	32,05	8,01						
	262	405	1,19	32,67	8,17						
	264	399	1,17	32,43	8,11						
	265	402	1,18	32,79	8,20						
	258	399	1,17	31,69	7,92						
	197	570	1,68	34,57	8,64						
	195	561	1,65	33,68	8,42						
	221	545	1,60	37,08	9,27						
	220	530	1,56	35,89	8,97						
	218	515	1,51	34,56	8,64						
	219	527	1,55	35,53	8,88						

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

1000 W Halojen Lamba Deney Sonuçları											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
1 bar şarj basıncı	181	283	0,83	15,77	1,59	3 bar şarj basıncı	157	724	2,13	34,99	3,53
	188	260	0,76	15,05	1,52		185	723	2,13	41,18	4,16
	195	263	0,77	15,79	1,59		214	720	2,12	47,43	4,79
	207	256	0,75	16,31	1,65		225	704	2,07	48,76	4,93
	231	228	0,67	16,21	1,64		233	710	2,09	50,93	5,14
	236	217	0,64	15,77	1,59		253	709	2,09	55,22	5,58
	240	215	0,63	15,88	1,60		260	689	2,03	55,15	5,57
	249	202	0,59	15,48	1,56		275	690	2,03	58,41	5,90
	259	197	0,58	15,71	1,59		283	639	1,88	55,67	5,62
	274	190	0,56	16,03	1,62		275	638	1,88	54,01	5,46
	278	186	0,55	15,92	1,61		305	580	1,71	54,46	5,50
	285	178	0,52	15,62	1,58		309	539	1,59	51,27	5,18
	292	169	0,50	15,19	1,53		319	545	1,60	53,52	5,41
	296	167	0,49	15,22	1,54		323	567	1,67	56,38	5,69
	300	163	0,48	15,05	1,52		330	547	1,61	55,57	5,61
2 bar şarj basıncı	315	161	0,47	15,61	1,58		363	498	1,46	55,65	5,62
	168	500	1,47	25,86	2,61		374	438	1,29	50,43	5,09
	172	498	1,46	26,37	2,66		399	402	1,18	49,38	4,99
	185	500	1,47	28,48	2,88		400	415	1,22	51,10	5,16
	191	485	1,43	28,52	2,88		411	406	1,19	51,37	5,19
	203	479	1,41	29,93	3,02		436	349	1,03	46,84	4,73
	208	467	1,37	29,90	3,02		437	339	1,00	45,60	4,61
	219	473	1,39	31,89	3,22		438	320	0,94	43,15	4,36
	255	403	1,19	31,64	3,20		450	305	0,90	42,25	4,27
	270	347	1,02	28,84	2,91		457	297	0,87	41,78	4,22
	288	344	1,01	30,50	3,08		482	269	0,79	39,91	4,03
	304	313	0,92	29,29	2,96		486	256	0,75	38,30	3,87
	311	320	0,94	30,64	3,09		489	238	0,70	35,83	3,62
	322	308	0,91	30,53	3,08		494	223	0,66	33,91	3,43
	330	296	0,87	30,07	3,04						
	350	283	0,83	30,49	3,08						
	351	281	0,83	30,36	3,07						
	357	273	0,80	30,00	3,03						
	365	254	0,75	28,54	2,88						
	373	245	0,72	28,13	2,84						
	405	220	0,65	27,43	2,77						
	408	215	0,63	27,00	2,73						
	413	210	0,62	26,70	2,70						
	418	188	0,55	24,19	2,44						

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

1000 W Halojen Lamba Deney Sonuçları												
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)	
4 bar şarj basıncı	191	1006	2,96	59,15	5,97	5 bar şarj basıncı	264	1062	3,12	86,31	8,72	
	181	1038	3,05	57,84	5,84		243	1124	3,31	84,08	8,49	
	210	1026	3,02	66,33	6,70		283	1090	3,21	94,96	9,59	
	226	1033	3,04	71,87	7,26		330	1085	3,19	110,22	11,13	
	239	1020	3,00	75,05	7,58		343	1126	3,31	118,89	12,01	
	251	986	2,90	76,19	7,70		192	1156	3,40	68,33	6,90	
	265	970	2,85	79,13	7,99		237	1147	3,37	83,68	8,45	
	270	947	2,79	78,71	7,95		239	1145	3,37	84,24	8,51	
	273	940	2,76	79,00	7,98		250	1139	3,35	87,66	8,85	
	290	919	2,70	82,04	8,29		270	1105	3,25	91,85	9,28	
	330	810	2,38	82,29	8,31		276	1089	3,20	92,53	9,35	
	331	809	2,38	82,43	8,33		274	1096	3,22	92,45	9,34	
	337	802	2,36	83,20	8,40		318	1102	3,24	107,88	10,90	
	350	796	2,34	85,77	8,66		334	1117	3,29	114,85	11,60	
	361	754	2,22	83,79	8,46		365	1054	3,10	118,43	11,96	
	368	737	2,17	83,49	8,43		391	997	2,93	120,01	12,12	
	369	679	2,00	77,13	7,79		386	931	2,74	110,63	11,17	
	392	634	1,86	76,51	7,73		416	807	2,37	103,35	10,44	
	408	596	1,75	74,86	7,56		420	796	2,34	102,92	10,40	
	407	613	1,80	76,80	7,76		463	715	2,10	101,91	10,29	
	413	550	1,62	69,93	7,06		469	668	1,96	96,44	9,74	
	420	540	1,59	69,82	7,05		468	655	1,93	94,37	9,53	
	440	513	1,51	69,49	7,02		487	596	1,75	89,35	9,03	
	444	486	1,43	66,43	6,71		498	473	1,39	72,51	7,32	
	448	481	1,41	66,34	6,70		497	460	1,35	70,38	7,11	
	451	478	1,41	66,36	6,70		476	470	1,38	68,87	6,96	
	460	472	1,39	66,84	6,75		405	1020	3,00	127,17	12,85	
	478	413	1,21	60,77	6,14		380	1085	3,19	126,92	12,82	
	484	401	1,18	59,75	6,04							
	491	347	1,02	52,45	5,30							

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

Bakır Kaviti Deney Sonuçları (kararsız şartlar)											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
4 bar şarj basıncı-185°C	248	204	0,63	16,42	2,48	4,7 bar şarj basıncı-185°C	284	238	0,74	21,94	2,94
	245	205	0,64	16,31	2,47		265	240	0,74	20,65	2,77
	239	211	0,65	16,37	2,48		250	250	0,78	20,29	3,07
	230	215	0,67	16,05	2,43		234	260	0,81	19,75	2,99
	230	216	0,67	16,13	2,44		228	268	0,83	19,84	3,00
	225	220	0,68	16,07	2,43		216	275	0,85	19,28	2,92
	220	226	0,70	16,14	2,44		206	280	0,87	18,73	2,83
	218	230	0,71	16,28	2,46		196	290	0,90	18,45	2,79
	241	210	0,65	16,43	2,49		184	330	1,02	19,71	2,98
	232	205	0,64	15,44	2,34		291	233	0,72	22,01	3,33
	229	218	0,68	16,21	2,45		279	240	0,74	21,74	3,29
	217	218	0,68	15,36	2,32		259	246	0,76	20,68	3,13
	215	219	0,68	15,29	2,31		244	252	0,78	19,96	3,02
	212	221	0,69	15,21	2,30		233	252	0,78	19,06	2,88
	212	223	0,69	15,35	2,32		226	260	0,81	19,08	2,89
	207	224	0,69	15,05	2,28		222	262	0,81	18,88	2,86
	247	236	0,73	18,92	2,86		217	266	0,82	18,74	2,83
	282	220	0,68	20,14	3,05		210	278	0,86	18,95	2,87
	270	229	0,71	20,07	3,04		198	300	0,93	19,28	2,92
	262	230	0,71	19,56	2,96		190	310	0,96	19,12	2,89
	254	232	0,72	19,13	2,89		180	317	0,98	18,52	2,80
							166	322	1,00	17,35	2,63
							155	330	1,02	16,61	2,51
							323	206	0,64	21,60	3,27
							300	208	0,64	20,26	3,06
							265	235	0,73	20,22	3,06
							250	240	0,74	19,48	2,95
							241	248	0,77	19,40	2,94
							234	260	0,81	19,75	2,99
							218	275	0,85	19,46	2,94
							209	300	0,93	20,36	3,08
							195	320	0,99	20,26	3,06
							156	350	1,09	17,73	2,68

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

Alüminyum Kaviti Deney Sonuçları (kararlı şartlar)											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
4 bar şarj basıncı-385°C	568	200	0,56	33,31	4,49	6 bar şarj basıncı-425°C	377	420	1,26	49,75	6,70
	488	205	0,57	29,33	3,95		367	468	1,40	53,96	7,27
	465	200	0,56	27,27	3,67		350	438	1,31	48,16	6,49
	457	208	0,58	27,87	3,75		348	480	1,44	52,48	7,07
	440	252	0,71	32,51	4,38		324	520	1,56	52,93	7,13
	434	300	0,84	38,18	5,14		308	590	1,77	57,09	7,69
	409	350	0,98	41,98	5,65		304	628	1,88	59,98	8,08
	391	378	1,06	43,34	5,84		300	648	1,94	61,07	8,22
	385	388	1,09	43,80	5,90		297	650	1,95	60,65	8,17
	360	448	1,25	47,29	6,37		276	680	2,04	58,96	7,94
	317	518	1,45	48,15	6,48		246	708	2,12	54,72	7,37
	308	539	1,51	48,68	6,56		243	750	2,25	57,26	7,71
	300	560	1,57	49,26	6,63		238	786	2,36	58,77	7,91
	281	600	1,68	49,44	6,66		215	830	2,49	56,06	7,55
	272	648	1,81	51,68	6,96		217	890	2,67	60,68	8,17
	251	650	1,82	47,84	6,44		218	940	2,82	64,38	8,67
	232	700	1,96	47,62	6,41		208	960	2,88	62,73	8,45
	229	760	2,13	51,03	6,87		167	968	2,90	50,79	6,84
	197	800	2,24	46,21	6,22		177	978	2,93	54,38	7,32
	447	220	0,62	28,84	3,88						
	439	216	0,60	27,80	3,74						
	408	300	0,84	35,89	4,83						
	386	340	0,95	38,48	5,18						
	367	348	0,97	37,45	5,04						
	349	378	1,06	38,68	5,21						
	297	500	1,40	43,54	5,86						
	287	510	1,43	42,92	5,78						
	313	400	1,12	36,71	4,94						
	285	500	1,40	41,78	5,63						
5 bar şarj basıncı-400°C	273	628	1,76	50,27	6,77						
	151	868	2,43	38,43	5,18						
	183	850	2,38	45,61	6,14						
	192	870	2,44	48,98	6,60						
	204	900	2,52	53,84	7,25						
	230	870	2,44	58,67	7,90						
	242	850	2,38	60,32	8,12						
	312	498	1,39	45,56	6,14						
	319	488	1,37	45,65	6,15						
	240	780	2,18	54,89	7,39						
	320	445	1,25	41,76	5,62						
	300	458	1,28	40,29	5,43						

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

Paslanmaz Silindirik Kaviti Deney Sonuçları (kararlı ve kararsız şartlar)											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
4,5 bar şarj basıncı-255°C-kararsız	451	220	0,66	31,17	4,26	5,4 bar şarj basıncı-255°C-kararsız	582	230	0,69	42,05	5,74
	427	222	0,67	29,78	4,07		536	240	0,72	40,41	5,52
	412	225	0,68	29,12	3,98		491	300	0,90	46,28	6,32
	398	228	0,68	28,51	3,89		427	350	1,05	46,95	6,41
	379	229	0,69	27,27	3,72		393	360	1,08	44,45	6,07
	350	280	0,84	30,79	4,20		340	388	1,16	41,45	5,66
	276	380	1,14	32,95	4,50		326	390	1,17	39,94	5,45
	266	400	1,20	33,43	4,56		287	478	1,43	43,10	5,88
	250	416	1,25	32,67	4,46		259	488	1,46	39,71	5,42
	230	430	1,29	31,07	4,24		255	480	1,44	38,45	5,25
	217	428	1,28	29,18	3,98		246	508	1,52	39,26	5,36
	211	478	1,43	31,69	4,33		225	538	1,61	38,03	5,19
	451	220	0,66	31,17	4,26		206	550	1,65	35,60	4,86
4,5 bar şarj basıncı-205°C-kararlı	309	226	0,68	21,94	2,99	5,4 bar şarj basıncı-205°C-kararlı	199	568	1,70	35,51	4,85
	293	220	0,66	20,25	2,76		185	580	1,74	33,71	4,60
	286	228	0,68	20,49	2,80		186	588	1,76	34,36	4,69
	276	236	0,71	20,46	2,79		185	590	1,77	34,29	4,68
	217	338	1,01	23,04	3,15		181	600	1,80	34,12	4,66
	211	340	1,02	22,54	3,08		179	630	1,89	35,43	4,84
	303	229	0,69	21,80	2,98		434	280	0,84	38,18	5,21
	291	226	0,68	20,66	2,82		415	289	0,87	37,68	5,14
	286	248	0,74	22,28	3,04		401	290	0,87	36,53	4,99
	275	250	0,75	21,60	2,95		382	298	0,89	35,76	4,88
	272	258	0,77	22,05	3,01		343	358	1,07	38,58	5,27
	255	288	0,86	23,07	3,15		320	368	1,10	37,00	5,05
	248	298	0,89	23,22	3,17		311	390	1,17	38,11	5,20
	242	302	0,91	22,96	3,13		266	478	1,43	39,95	5,45
	232	308	0,92	22,45	3,06		254	480	1,44	38,30	5,23
	175	390	1,17	21,44	2,93		247	499	1,50	38,72	5,29
	180	378	1,13	21,38	2,92		235	538	1,61	39,72	5,42
	309	226	0,68	21,94	2,99		202	550	1,65	34,90	4,76
								197	558	1,67	34,54

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

Paslanmaz Konik Kaviti Deney Sonuçları (kararlı şartlar)											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
3 bar şarj basıncı-329°C	306	186	0,54	17,29	2,46	5 bar şarj basıncı-315°C	368	144	0,42	16,09	2,29
	227	226	0,66	15,58	2,21		357	148	0,43	16,05	2,28
	331	174	0,50	17,49	2,49		341	190	0,55	19,68	2,80
	323	180	0,52	17,66	2,51		337	191	0,55	19,55	2,78
	314	196	0,57	18,69	2,66		334	193	0,56	19,58	2,78
	304	200	0,58	18,46	2,62		327	197	0,57	19,56	2,78
	292	205	0,59	18,18	2,58		320	200	0,58	19,44	2,76
	296	209	0,61	18,79	2,67		309	218	0,63	20,46	2,91
	285	243	0,70	21,03	2,99		309	238	0,69	22,33	3,18
	257	238	0,69	18,58	2,64		301	248	0,72	22,67	3,22
	214	206	0,60	13,39	1,90		300	258	0,75	23,51	3,34
	295	210	0,61	18,81	2,67		292	288	0,84	25,54	3,63
	259	350	1,02	27,53	3,91		283	290	0,84	24,92	3,54
	337	226	0,66	23,13	3,29		278	320	0,93	27,02	3,84
4 bar şarj basıncı-325°C	328	245	0,71	24,41	3,47	5 bar şarj basıncı-315°C	262	366	1,06	29,12	4,14
	316	269	0,78	25,82	3,67		250	410	1,19	31,13	4,43
	307	300	0,87	27,97	3,98		248	438	1,27	32,99	4,69
	283	346	1,00	29,74	4,23		241	478	1,39	34,99	4,97
	278	368	1,07	31,07	4,42		234	512	1,48	36,39	5,17
	329	224	0,65	22,38	3,18		227	550	1,60	37,92	5,39
	310	288	0,84	27,11	3,85		206	630	1,83	39,41	5,60
	300	317	0,92	28,88	4,11		195	688	2,00	40,74	5,79
	285	348	1,01	30,12	4,28		185	710	2,06	39,89	5,67
	344	118	0,3422	12,32766	1,75		168	789	2,29	40,26	5,72
	327	158	0,4582	15,69079	2,23						
	324	163	0,4727	16,03883	2,28						
	314	200	0,58	19,07215	2,71						
	302	238	0,6902	21,82851	3,10						
6 bar şarj basıncı-235°C	294	250	0,725	22,32171	3,17	5 bar şarj basıncı-315°C					
	286	288	0,8352	25,01489	3,56						
	266	330	0,957	26,6585	3,79						
	245	390	1,131	29,01822	4,13						
	242	408	1,1832	29,9858	4,26						
	230	370	1,073	25,84459	3,67						
	223	380	1,102	25,73526	3,66						
	207	420	1,218	26,40339	3,75						
	177	480	1,392	25,80207	3,67						
	167	500	1,45	25,35868	3,61						

EK-7 (Devam) Deney Sonuçları

Paslanmaz Konik Kaviti Deney Sonuçları (kararsız şartlar)											
	Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)		Devir (1/min)	Yük (gr)	Moment (Nm)	Güç (W)	Verim (%)
3 bar şarj basıncı-397°C	368	192	0,56	21,46	3,05	5 bar şarj basıncı-393°C	478	250	0,73	36,29	5,16
	360	198	0,57	21,65	3,08		458	288	0,84	40,06	5,69
	346	200	0,58	21,02	2,99		422	328	0,95	42,04	5,98
	338	222	0,64	22,79	3,24		392	388	1,13	46,19	6,57
	320	215	0,62	20,89	2,97		351	480	1,39	51,17	7,27
	312	246	0,71	23,31	3,31		322	528	1,53	51,63	7,34
	300	260	0,75	23,69	3,37		318	578	1,68	55,82	7,94
	257	360	1,04	28,10	3,99		306	600	1,74	55,76	7,93
	234	450	1,31	31,98	4,55		302	608	1,76	55,76	7,93
	217	478	1,39	31,50	4,48		296	648	1,88	58,25	8,28
							285	668	1,94	57,82	8,22
							274	712	2,06	59,25	8,42
4 bar şarj basıncı-400°C	451	168	0,49	23,01	3,27	5 bar şarj basıncı-393°C	235	830	2,41	59,24	8,42
	442	172	0,50	23,09	3,28		228	852	2,47	58,99	8,39
	423	178	0,52	22,87	3,25		220	898	2,60	60,00	8,53
	411	182	0,53	22,72	3,23		208	930	2,70	58,75	8,35
	402	206	0,60	25,15	3,58		199	998	2,89	60,31	8,57
	374	268	0,78	30,44	4,33		186	978	2,84	55,24	7,85
	350	278	0,81	29,55	4,20		182	1006	2,92	55,60	7,90
	353	279	0,81	29,91	4,25		176	1028	2,98	54,95	7,81
	330	318	0,92	31,87	4,53						
	331	322	0,93	32,37	4,60						
	312	368	1,07	34,87	4,96						
	302	408	1,18	37,42	5,32						
6 bar şarj basıncı-383°C	298	416	1,21	37,65	5,35	5 bar şarj basıncı-393°C					
	286	481	1,39	41,78	5,94						
	244	526	1,53	38,98	5,54						
	234	543	1,57	38,59	5,49						
	443	130	0,38	17,49	2,49						
	422	132	0,38	16,92	2,40						
	394	145	0,42	17,35	2,47						
	431	129	0,37	16,89	2,40						
	421	130	0,38	16,62	2,36						
	406	147	0,43	18,13	2,58						
	374	234	0,68	26,58	3,78						
	356	260	0,75	28,11	4,00						
	344	286	0,83	29,88	4,25						
	323	370	1,07	36,29	5,16						
	280	498	1,44	42,35	6,02						
	265	506	1,47	40,72	5,79						
	259	550	1,60	43,26	6,15						
	211	890	2,58	57,03	8,11						
	165	1000	2,90	50,11	7,12						

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : AKSOY, Fatih
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 16.10.1980 Eskişehir
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (272) 228 13 11
 Faks : 0 (272) 228
 e-mail : faksoy03@hotmail.com.

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /Makine eğitimi	2006
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Otomotiv Öğrt.	2002
Lise	Motor Teknik Lisesi	1998

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2004-Halen	A.K.Ü.	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., “The investigation of the effect of thermal barrier coating on the performance of Stirling engine”, *Int. J. Energy Res.*, 33: 267–273 (2009).
2. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., “An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources”, *Applied Energy*, 86: 68–73 (2009).
3. Karabulut, H., Aksoy, F., Öztürk, E., “Thermodynamic analysis of a b type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever”, *Renewable Energy*, 34: 202-208 (2009).

4. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., “Construction and testing of a dish/Stirling solar energy unit”, *Journal of the Energy Institute*, 82: 228-232 (2009).

Hobiler

Bilgisayar teknolojileri, kitap okuma, doğa gezileri