

# **GAMA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUN TASARIMI VE İMALATI**

**Mehmet DEMİRALP**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNE EĞİTİMİ**

93467

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**




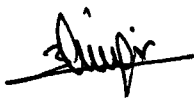

**Eylül 2000**

**ANKARA**

Mehmet DEMİRALP tarafından hazırlanan GAMA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUN TASARIMI VE İMALATI adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

  
Doç. Dr. Halit KARABULUT  
Tez Yöneticisi

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

Başkan : Doç. Dr. Selim ÇETİNKAYA   
Üye : Doç. Dr. Duran ALTIPARMAK   
Üye : Doç. Dr. Halit KARABULUT   
Üye : Yrd. Doç. Dr. Yakup İÇİNGÜR   
Üye : Yrd. Doç. Dr. H. Serdar YÜCESU 

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur 

## İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ .....	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	v
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. STİRLİNG MOTORLARININ TANITIM VE ÖZELLİKLERİ.....	6
2.1. Stirling Motorlarının Tarihçesi.....	6
2.2. Stirling Motoru Çevrim Tipleri .....	12
2.2.1. İdeal Stirling çevrimi.....	12
2.2.1.1. İdeal Stirling çevrimi teorik analizi.....	13
2.2.2. Rejeneratörlü Stirling çevrimi .....	16
2.2.2.1. Rejeneratörlü Stirling çevriminin torik analizi.....	17
2.2.3. Carnot çevrimi .....	19
2.2.4. Ericsson çevrimi .....	20
2.2.5. Birinci tip makine olarak Stirling çevrimi (Isı Makinesi).....	21
2.2.6. Soğutma makinesi olarak Stirling çevrimi .....	21
2.2.7. Isı pompası olarak Stirling çevrimi .....	23
2.3. Stirling Motorunun Çalışma Prensibi.....	25
2.4. Karma Çevrimler .....	28

2.4.1.	Reitlinger çevrimi .....	28
2.4.2.	Rallis sabit sıcaklık çevrimi.....	29
2.4.3.	Rallis adyabatik çevrimi .....	30
2.5.	Stirling Motoru Tipleri .....	30
2.5.1.	Tek etkili Stirling motorları.....	31
2.5.1.1.	Tek etkili tek silindirli piston - yer değiştirme pistonlu motorlar .....	33
2.5.1.2.	Tek etkili iki silindirli piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorları .....	35
2.5.1.3.	Tek etkili çok silindirli Stirling motorları .....	36
2.5.2.	Çift etkili Stirling motorları.....	38
2.6.	Stirling Motorunda Kullanılan Çalışma Maddesi .....	39
2.7.	Stirling Motorunun Avantajları ve Dezavantajları .....	42
2.7.1.	Avantajları .....	42
2.7.2.	Dezavantajları.....	43
2.8.	Stirling Motoru Uygulama Alanları .....	44
2.9.	Gerçek Çevrim.....	45
2.10.	Stirling Motorundaki Kayıplar .....	46
2.10.1.	Sızdırmazlık.....	46
2.10.2.	Sürtünme kayıpları .....	52
2.10.2.1.	Mekanik kayıplar.....	53
2.10.2.2.	Aerodinamik kayıplar.....	53
2.11.	Stirling Motorunun Çalışma Karakteristikleri.....	54
2.11.1.	Güç ve verim ilişkisi.....	54



2.11.2. Tork hız ilişkisi.....	55
2.11.3. Periyodik tork değişimi .....	56
2.11.4. Enerji dağılımı .....	57
2.11.5. Ölü hacmin etkisi.....	58
2.11.6. Isıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları .....	59
2.11.7. Gürültü.....	60
3. DENEY MOTORUNUN TASARIM VE İMALİ.....	61
3.1. Motorun Çalıştırılması.....	71
4. SİSTEMİN ANALİZLERİ.....	76
4.1. Motorun Boyutlandırılması .....	76
4.2. Isıtıcı ve Soğutucu Tasarımı.....	84
4.2.1. Isıtıcı – soğutucunun değerlendirilmesi .....	92
4.3. Motor Veriminin Hesaplanması .....	102
5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	104
6. SONUÇ VE ÖNERİLER .....	137
KAYNAKLAR.....	140
EKLER .....	144
ÖZGEÇMİŞ.....	183

**GAMA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUN TASARIMI VE İMALATI**  
**(Doktora Tezi)**

**Mehmet DEMİRALP**  
**GAZİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENTİTÜSÜ**  
**Eylül 2000**

**ÖZET**

Günümüzde enerji petrol, doğal gaz, likit petrol gazı, kömür, odun ve benzerlerinden elde edilmektedir. Bu kaynakların 50 ile 200 yıl arasında bitecekleri tahmin edilmektedir. Dünya nüfusunun sürekli artması ve petrol rezervlerinin azalması bilim adamlarını alternatif enerji kaynakları bulmaya ve bu kaynakları ihtiyaç olan enerjiye çevirecek motorlar üzerinde araştırma yapmaya yöneltmiştir.

Bu çalışmada küçük hacimli,  $\gamma$  (gama) tipi bir Stirling motoru tasarlanmış ve imal edilmiştir. Tasarlanan motor, 500°C-1000°C arası sıcaklıklarda ve 1-3 bar arası şarj manometre basınçlarında test edilmiş, değişik ısıtıcı sıcaklıkları ve şarj basınçlarında hız-tork, hız-güç karakteristikleri elde edilmiştir. Elde edilen bilgiler grafik biçiminde düzenlenerek birbirleri ile mukayese edilmiştir. Motordan maksimum güç; 1000°C ısıtıcı sıcaklığında, 2 bar şarj basıncında, 21,46 W olarak ölçülmüştür.

Anahtar Kelimeler : Stirling motoru, Enerji dönüşümü, Rider Motoru  
Bilim Kodu : 626.10.01  
Sayfa Adedi : 202  
Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Halit KARABULUT

**DESIGN AND MANUFACTURING OF A GAMMA TYPE STIRLING  
ENGINE**

**(Ph. D. Thesis)**

**Mehmet DEMİRALP**

**GAZI UNIVERSITY**

**INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**September 2000**

**ABSTRACT**

Nowadays the most of energy used are obtained from natural sources like petroleum, natural gas, coal, wood etc. It is estimated that these sources are due to finish within 50-200 years. The increase of the world population and decrease of the petroleum reserves has directed the scientists to discover alternative energy sources and develop new machines for conversion of energy.

In this study a  $\gamma$  (gamma) type Stirling engine was designed and manufactured. The engine was tested in the temperature range 500-1000°C and the charge pressure range 1-3 bar. The speed-torque and speed-power characteristics of the engine was obtained at different charge pressure and heater temperatures. The maximum power was obtained at 1000°C heater temperature and 2 bar charge pressure as 21,46 Watts.

**Key Words** : Stirling engine, Energy conversion, Rider engine

**Science Code** : 626.10.01

**Number of Pages** : 202

**Supervisor** : Assoc. Dr. Halit KARABULUT

## TEŐEKKÖR

Çalıőmalarım sırasında yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, tecrübelerinden faydalandığım değerli hocam Doç. Dr. Halit KARABULUT' a teőekkörü borç bilirim. Ayrıca bana her konuda yardımcı olan Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı ve Niğde Üniversitesi Niğde Meslek Yüksekokulu akademik - idari personeli ile katkısı bulunan herkese teşekkür ederim.



**ÇİZELGELERİN LİSTESİ**

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 1.1. Ülkemizde bazı illerde birim alana gelen günlük ortalama güneş enerjisi miktarının aylara göre dağılımı .....	3
Çizelge 2.1. Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları.....	9
Çizelge 2.1.Devam Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları .....	10
Çizelge 2.1.Devam Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları .....	11
Çizelge 2.1.Devam Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları .....	12
Çizelge 2.2. Çeşitli motor tipleri için eksoz gazı analizleri.....	43
Çizelge 2.3. Çeşitli motor tipleri için ağırlıkça gaz analizi .....	43
Çizelge 4.1. Motorun Özellikleri.....	82

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. A tipi motor .....	7
Şekil 2.2. B tipi motor .....	7
Şekil 2.3. C tipi motor .....	8
Şekil 2.4. Stirling çevriminin p-V ve T-s diyagramları.....	13
Şekil 2.5. Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı .....	17
Şekil 2.6. Carnot ve Stirling çevriminin verilen basınç, hacim ve sıcaklık limitleri içerisinde p-V ve T-s diyagramlarının karşılaştırılması...	19
Şekil 2.7. Ericsson ve Carnot çevriminin verilen basınç, hacim ve sıcaklık limitleri içerisinde p-V ve T-s diyagramlarının karşılaştırılması...	20
Şekil 2.8. Birinci tip ve soğutma makinesi olarak Stirling çevrimi.....	22
Şekil 2.9. Isı pompası ve soğutma makinesi olarak Stirling çevrimi a) Isı pompası, b) Soğutma makinesi .....	24
Şekil 2.10. Stirling motorunun şematik olarak çalışma prensibi.....	25
Şekil 2.11. Stirling çevriminde; a) p-V ve T-s diyagramları, b) Piston düzenlemesi, c) Zaman yer değiştirme diyagramı .....	28
Şekil 2.12. Rallis sabit sıcaklık çevriminin p-V ve T-s diyagramları .....	29
Şekil 2.13. Rallis adyabatik çevriminin p-V ve T-s diyagramları.....	30
Şekil 2.14. Tek etkili Stirling motorlarında farklı düzenlemeler a) Piston- yer değiştirme pistonu aynı silindirde, b) Piston-yer değiştirme pistonu farklı silindirde, c) İki pistonlu stirling motorları .....	33

Şekil 2.15. Tek etkili piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorlarının farklı düzenlemeleri .....	33
Şekil 2.16. Serbest pistonlu Stirling motorunun şematik resmi .....	35
Şekil 2.17. İki silindirli tek etkili Stirling motorlarının farklı düzenlemeleri .	36
Şekil 2.18. Tek etkili çok pistonlu Stirling motorlarına ait farklı düzenlemeler .....	37
Şekil 2.19. Çift etkili Stirling motorlarına ait farklı düzenlemeler.....	38
Şekil 2.20. Çift etkili Stirling motorunun şematik resmi.....	39
Şekil 2.21. Farklı çalışma maddelerinin motor verimine etkisi.....	40
Şekil 2.22. Farklı ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarında Hidrojen, Helyum ve Azot kullanılması sonucu ortaya çıkan güç ve verim ilişkisi .....	41
Şekil 2.23. Gerçek Stirling motoruna ait p-V diyagramı.....	46
Şekil 2.24. Rulon sızdırmazlık elemanı kesit görünüşü .....	49
Şekil 2.25. Üç Parçalı sızdırmazlık elemanı.....	49
Şekil 2.26. Segman tipi sızdırmazlık elemanı .....	50
Şekil 2.27. Küçük toleranslı sızdırmazlık elemanı .....	51
Şekil 2.28. Yuvarlak diyafram contalı sızdırmazlık elemanı .....	52
Şekil 2.29. Motor gücü ve termik verime mekanik, aerodinamik sürtünmenin etkisi .....	54
Şekil 2.30. Motor gücü ve termik verimin motor devri ile değişimi.....	55
Şekil 2.31. Stirling motorlarında motor torkunun motor devri ile değişimi....	56
Şekil 2.32. Dört silindirli buji ile ateşlemeli bir motor ile Philips Stirling motorunun periyodik tork değişiminin mukayesesi.....	57
Şekil 2.33. Stirling motorunun enerji dağılımı.....	58

Şekil 2.34. Motor verimi ve motor gücünün ısıtıcı, soğutma suyu sıcaklıkları ile değişimi .....	59
Şekil 3.1. İmalatı yapılan ve çalıştırılan Stirling motoru.....	61
Şekil 3.2. İş pistonu ve uzantısı .....	63
Şekil 3.3. Yer değiştirme pistonu ve kuyruk kısmı .....	64
Şekil 3.4. Yer değiştirme silindiri.....	65
Şekil 3.5. Krank-volan düzeneği .....	66
Şekil 3.6. Krank-volan düzeneği bağlantı parçası .....	67
Şekil 3.7. Biyeller .....	67
Şekil 3.8. Aktarma organı.....	69
Şekil 3.9. Soğutucu.....	70
Şekil 3.11. Motorun çalıştırılması ve deneyler esnasındaki yerleşim düzeni	75
Şekil 4.1. Simulasyon programı kullanılarak elde edilen p-V diyagramları ..	83
Şekil 4.2. Tasarlanan motorda kullanılacak ısıtıcı-soğutucu.....	85
Şekil 4.3. Yer değiştirme silindiri ve pistonu düzeneği.....	86
Şekil 4.4. Hava geçiş kanalı kesiti .....	90
Şekil 4.5. Kanal genişliğine bağlı olarak ortaya çıkan negatif iş .....	91
Şekil 4.6. Yer değiştirme piston boyuna bağlı olarak kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi.....	93
Şekil 4.7. Yer değiştirme piston boyuna bağlı olarak kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi .....	94
Şekil 4.8. Havanın kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (ısınma) .....	95



Şekil 4.9. Havanın kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (soğuma).....	95
Şekil 4.10. Çalışma gazı olarak hava, hidrojen ve helyum kullanıldığı zaman ortaya çıkan negatif iş miktarının kanal genişliğine bağlı değişimi .....	96
Şekil 4.11. Çalışma gazı olarak hidrojen kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi.....	98
Şekil 4.12. Çalışma gazı olarak hidrojen kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi .....	98
Şekil 4.13. Çalışma gazı olarak helyum kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi.....	99
Şekil 4.14. Çalışma gazı olarak helyum kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi .....	99
Şekil 4.15. Hava, hidrojen ve helyumun kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (soğuma).....	100
Şekil 4.16. Hava, hidrojen ve helyumun kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (ısınma).....	100
Şekil 4.17. Soğutucu boyuna bağlı olarak havanın istenilen sıcaklığa kadar soğutulması .....	101
Şekil 4.18. Ölü hacim miktarına bağlı olarak motor veriminin değişimi.....	103
Şekil 5.1. Motor devri ile güç değişimi (500°C) .....	105
Şekil 5.2. Motor devri ile tork değişimi (500°C).....	105
Şekil 5.3. Motor devri ile güç değişimi (600°C) .....	106
Şekil 5.4. Motor devri ile tork değişimi (600°C).....	106
Şekil 5.5. Motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi.....	107

Şekil 5.6. Motor gücünün sıcaklığa bağlı değişimi .....	108
Şekil 5.7. Motor torkunun sıcaklığa bağlı değişimi .....	109
Şekil 5.8. Motor devri ile güç değişimi (700°C) .....	109
Şekil 5.9. Motor devri ile tork değişimi (700°C).....	110
Şekil 5.10. Motor devri ile güç değişimi (800°C) .....	111
Şekil 5.11. Motor devri ile tork değişimi (800°C).....	112
Şekil 5.12. Motor devri ile güç değişimi (900°C) .....	112
Şekil 5.13. Motor devri ile tork değişimi (900°C).....	113
Şekil 5.14. Motor devri ile güç değişimi (1000°C) .....	114
Şekil 5.15. Motor devri ile tork değişimi (1000°C).....	115
Şekil 5.16. 70 cm <sup>3</sup> ve 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyleri sonucu motor hızlarının sıcaklığa bağlı değişimi .....	115
Şekil 5.17. 70 cm <sup>3</sup> ve 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyleri sonucu motor güçlerinin sıcaklığa bağlı değişimi.....	116
Şekil 5.18. 70 cm <sup>3</sup> ve 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyleri sonucu motor torklarının sıcaklığa bağlı değişimi.....	117
Şekil 5.19. Motor devri ile güç değişimi (500°C) .....	118
Şekil 5.20. Motor devri ile tork değişimi (500°C).....	118
Şekil 5.21. Motor devri ile güç değişimi (600°C) .....	119
Şekil 5.22. Motor devri ile tork değişimi (600°C).....	119
Şekil 5.23. Motor devri ile güç değişimi (700°C) .....	120
Şekil 5.24. Motor devri ile tork değişimi (700°C).....	120
Şekil 5.25. Motor devri ile güç değişimi (800°C) .....	121
Şekil 5.26. Motor devri ile tork değişimi (800°C).....	121

Şekil 5.27. Motor devri ile güç değişimi (900°C) .....	122
Şekil 5.28. Motor devri ile tork değişimi (900°C).....	122
Şekil 5.29. Motor devri ile güç değişimi (1000°C) .....	123
Şekil 5.30. Motor devri ile tork değişimi (1000°C).....	123
Şekil 5.31. 70 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi .....	124
Şekil 5.32. 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi .....	125
Şekil 5.33. 70 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin şarj basıncına bağlı değişimi .....	126
Şekil 5.34. 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin şarj basıncına bağlı değişimi .....	126
Şekil 5.35. 70 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi .....	127
Şekil 5.36. 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi.....	128
Şekil 5.37. 70 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün şarj basıncına bağlı değişimi .....	128
Şekil 5.38. 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün şarj basıncına bağlı değişimi .....	129
Şekil 5.39. 70 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi .....	130
Şekil 5.40. 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi .....	130

Şekil 5.41. 70 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun şarj basıncına bağlı değişimi.....	131
Şekil 5.42. 38 cm <sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun şarj basıncına bağlı değişimi.....	131
Şekil 5.43. Motor devri ile güç değişimi (800°C).....	134
Şekil 5.44. Motor devri ile tork değişimi (800°C).....	134



## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Alan, m <sup>2</sup>
c	Özgül ısınma ısısı, J/kg K
C	Karbon
D, d	Çap, m
f	Piston frekansı 1/s
h	Isı taşınım katsayısı, W/m <sup>2</sup> K; Entalpi, J/kg
H	Hidrojen
L	Boy, m
m	Kütle, kg
N	Azot
n	Motor devri, 1/min, dev/dak
O	Oksijen
p	Basınç, Pa, kPa, MPa, bar
P	Güç, kW, W
Q	Isı, J
q	Özgül ısı, J/kg
R	Gaz sabiti, J/kg K; Rejeneratör
r	Yarıçap, m
T	Sıcaklık, K
t	Zaman, s
u	Hız, m/s
U	İç enerji değişimi, J/s
V	Hacim, m <sup>3</sup>

v	Hız, m/s
W	iş, J
x	Mesafe, m
$\eta$	Verim
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
$\kappa$	Süpürme hacmi oranı
$\theta$	Açı, °
$\Delta$	Fark
$\delta$	Genişlik, m
$\alpha$	Faz açısı, °; Termal difüzyon katsayısı, m <sup>2</sup> /s
$\upsilon$	Özgül hacim, m <sup>3</sup> /kg
$\beta$	Açı, °
$\phi$	Açı, °
$\mu$	Dinamik viskozite, Ns/m <sup>2</sup>
$\pi$	Pi sayısı
atmos	Atmosfer
c	Soğuk bölge, soğuk, sıkıştırma
ç	Çevrimlik
d	Ölü
e	Genleşme
gk	Geçiş kesiti
h	Sıcak
in	Giriş
ind	İndike
k	Krank, kurs
max	En çok
min	En az
o	İlk
ort	Ortalama

out	Çıkış
R	Atılan
ref	Soğuk
s	Verilen
T, t	Termik
v	Sabit hacimde
w	Duvar
y	Yer değiştirme

### Kısaltmalar

AÖN	Alt ölü nokta
HC	Hidrokarbon
MAN	Maschinenfabrik Ausburg-Nürnberg
MWM	Motorenwerke Mannheim
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NO	Azotoksit
PTFE	Poly Tetra Folure Ethiyene
ÜÖN	Üst ölü nokta
yy	Yüz yıl

## 1. GİRİŞ

Yirmibirinci yüzyılın başında bulunduğumuz şu günlerde dünya büyük bir enerji ihtiyacı ile karşı karşıya bulunmaktadır. Bu büyük enerji ihtiyacı ülkelerin sanayileşmeleri ile birlikte kendisini göstermiş ve 1970'lerdeki petrol krizi ile birlikte gelişmiş ülkeler büyük enerji ihtiyacını giderebilmek için alternatif enerji arayışına hız vermişlerdir. Teknoloji çok hızlı gelişmekte ve bu gelişmeye ayak uydurabilen ülkeler çağdaş bir hayat seviyesine ulaşabilmektedir. Bu hızlı gelişmeye ayak uyduramayan ülkeler ve o ülke insanları ise büyük sıkıntılarla karşı karşıya kalmaktadır. Ülkelerin çok hızlı gelişen bu teknolojiyi yakalayabilmeleri için enerji ihtiyaçlarını karşılamaları gerekmektedir. Günümüzde enerji büyük oranda birincil enerji kaynakları olarak adlandırılan petrol, doğal gaz, likit petrol gazı kömür, odun ve benzerlerinden elde edilmektedir. Odun hariç diğer kaynakların 35 ile 200 yıl arasında bitecekleri tahmin edilmektedir (Uyarel ve Öz, 1987).

Özellikle, yaklaşık 50 yıl sonra petrol rezervlerinin biteceği düşüncesi, zamanla ortaya çıkan petrol krizleri ve enerji kaynakları azalırken, dünya nüfusunun sürekli artması bilim adamlarını alternatif enerji kaynakları bulmaya ve bu kaynakları ihtiyaç olan enerjiye çevirecek motorlar üzerinde araştırma yapmaya yöneltmiştir. Alternatif enerji kaynağı olarak güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, hidrolik enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının gelişen bu teknoloji için yetersiz kaldığı ve geleceğin enerji kaynağı olarak görülen hidrojen ise yakın gelecekte optimum bir şekilde faydalanmanın mümkün olmadığı görülmektedir. Ayrıca sanayi ve insan topluluklarının ihtiyacı olan enerjiyi karşılamak için petrol ve petrol türevi veya fosil yakıtların yakılması sonucu ortaya çıkan gazlar çevre ve insan sağlığı üzerinde istenmeyen kalıcı etkiler oluşturmaktadır. Bu sebepten dolayı dünyada giderek artan enerji ihtiyacı ve bu ihtiyaca bağlı olarak artan çevre kirliliğinin yanı sıra



insan topluluklarındaki çevre bilincinin kurumlaşması, minimum düzeyde kirletici etkisi olan enerji kaynakları ve enerji dönüşüm motorlarına karşı olan ilgiyi arttırmıştır. Gelişmekte olan bir ülke konumundaki Türkiye'nin her yıl yaklaşık olarak %10 oranında artan enerji ihtiyacı açısından, bütün enerji kaynaklarını kullansa dahi enerji üretiminin 2010 yılına kadar kendisine ancak yetebileceği belirtilmektedir. Fosil yakıt rezervlerinin sınırlı olması ve sebep olduğu çevre kirliliği problemleri şu anda optimum olarak kullanılmasa bile güneş enerjisi, hidrojen, doğal gaz, ve nükleer enerji gibi enerji kaynaklarını oldukça avantajlı duruma getirmiştir. Ancak, dünya elektrik üretiminde nükleer enerji kullanımının giderek artmasına karşın insan sağlığına son derece zararlı oluşu, ileri teknoloji ve maliyetinin yanında daha önce yaşanan nükleer kazaların sonucu göz önünde bulundurulduğunda düşündürücü olmaktadır (Energy Research Group, 1996). Bunlara karşın güneş enerjisi güvenilir bir kaynak olup, yaygın kullanımda yüksek ve özel teknoloji gerektirmemesinin yanı sıra hiçbir çevre kirliliğine sebep olmamaktadır. Güneş enerjisi kullanımının artması fosil yakıtlara ve alternatif enerji kaynaklarına olan talebin azalmasını sağlayarak ülke ekonomisine de katkıda bulunacaktır (Uyarel ve Öz, 1987).

Bahsedilen sorunlara çözüm olarak kabul edilen fikirlerden bir tanesi de Stirling motorudur. Bugün için Stirling motorları ticari üretim seviyesine ulaşmış sayılmamakla birlikte, ulaşılan teknolojik seviye bu motorlar için son derece ümit vericidir. Halihazırda özel amaçlarla ticari firmaların veya araştırma kurumlarının imal etmiş olduğu Stirling motorlarının prototip veya deneme aşamasında olanları mevcuttur. Isı veren veya ısıya dönüştürülebilen her türlü enerji kaynağı ile çalışan Stirling motoru, günümüzde fazla bilinmemesine rağmen gelecekte hareket motoru, soğutma makinesi, ısı pompası ve basınç motoru olarak muhtemelen daha iyi tanınacaktır. Ayrıca bahsi geçen problemlere çözüm olabilecek motorlardan biri olmaya adaydır.

Özellikle Türkiye gibi bol güneş enerjisi, termal su kaynakları, düşük kalorili kömür yatakları vs. bol bulunduğu ülkelerde, bu motordan faydalanmak sureti ile büyük ölçüde enerji tasarrufu sağlanabileceği gibi çevre ve insan üzerindeki zararlı etkisi de minimum düzeyde olacaktır. Ülkemiz güneş enerjisi potansiyeli, özellikle yaz aylarında birim alana düşen güneş enerjisi miktarı oldukça fazladır. Çizelge 1.1’de bazı illerimizde birim alana gelen güneş enerjisi miktarı verilmiştir (Meteoroloji Bülteni, 1984). Yapılan ölçümlere göre, ülkemizin %63 ‘ünde 10 ay, %17’sinde ise 1 yıl boyunca güneş enerjisinden yararlanmak mümkündür (Çıtıroğlu, 2000).

Çizelge 1.1. Ülkemizde bazı illerde birim alana gelen günlük ortalama güneş enerjisi miktarının aylara göre dağılımı ( $W/m^2$ ) (Meteoroloji Bülteni, 1984)

İl/Ay	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Adana	496,6	436,8	448,8	451,12	471,24
Adıyaman	503,81	457,0	419,26	397,25	396,0
Ankara	666,39	587,78	514,62	519,74	503,81
Konya	534,5	513,46	551,12	449,15	439,0
Siverek	676,4	615,2	550,28	563,47	569,28
Gaziantep	520,0	486,83	460,78	490,55	454,61

Şimdiye kadar güneş enerjisi çok düşük verim ile su ısıtma amaçlı kullanılmıştır. Bu zenginliği boşa harcama lüksüne sahip olmayan yurdumuz için, tükenmeyen kaynaklar olan güneş önümüzdeki yılların ana enerji ve elektrik kaynağı olmaya adaydır. İlk yatırım maliyetinden sonra, bakım ihtiyacı sifıra yakın olan sistemlerin birim fiyatları dünya genelinde düşmeye başlamıştır. Bunun sonucunda, çok yakın bir gelecekte hem verim hem de

maliyet olarak alternatif enerji kaynakları sistemleri, diğer konvansiyonel sistemler ile aynı seviyeye gelecektir. Alternatif enerji kaynaklarının yaygın kullanımıyla, daha değişik bir dünya görüşü günlük yaşamımıza hakim olacaktır. Sınırsız ve sorumsuzca enerji tüketiminin yerini, bilinçli, çevreye saygılı ve ihtiyacı karşılamaya yönelik enerji kullanımı alacaktır. Böyle bir ortamda da refah düzeyini, en fazla enerji tüketen yerine, en verimli enerji kullanan belirleyecektir. Türkiye’de de benzeri bir anlayışın hakim olması ile yenilenebilir enerji kaynaklarının önemi daha da artacaktır (Temiz Enerjiler, 2000). Bu sebeple bahsi geçen enerji kaynaklarının değerlendirilmesinde kullanılmak üzere parça sayısı az ve yapısı basit olan motorlar üzerinde araştırmalar devam etmektedir.

Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde Otomotiv Anabilim Dalı’nda da teorik ve uygulamalı araştırmalar yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir. Yapılan bu araştırmalarda, biri  $\alpha$  (V) diğeri  $\beta$  tipi olmak üzere iki değişik tip Stirling motoru tasarlanarak, bu motorların prototipleri imal edilmiştir. İmal edilen bu motorlar atmosferik basınçta test edilmiş,  $\alpha$  tipi motora 2 m<sup>2</sup> net alana sahip güneş enerjisi odaklayıcısı ilave edilerek, güneş enerjisi kullanılarak motor başarı ile çalıştırılmış ve 560 d/d da 7 Watt güç elde edilmiştir. V tipi motor da güneş enerjisi kullanılarak çalıştırılmış ve atmosferik basınçta 15 W güç alınmıştır. Bu çalışma aynı zamanda bir proje çalışmasının parçası olarak yürütülmüştür (Karabulut vd., 1997; Yücesu, 1998). Yapılan başka bir çalışmada çift ısıtıcılı V tipi bir Stirling motorunun tasarım ve imalatı yapılmıştır. Bu motordan 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 1,5 şarj basıncında 65 W güç alınmıştır (Üstün, 2000). Bunlara ilave olarak hali hazırda tasarım ve imalat aşamasında olan çalışmalar da mevcut olup devam etmektedir.

Bu çalışma yukarıda bahsedilen çalışmaların devamı niteliğinde olup hacmi küçük, yapısı basit, 250-500 W güç verebilecek bir Stirling motorunun

tasarımı ve imali hedeflenmiştir. Bu amaçla birbirine paralel iki silindirik bir motor tasarlanarak imalatı yapılmış test edilerek motorun uygulanabilirliği araştırılmıştır. Gaz kaçağlarının en aza indirmek ve imalat kolaylığı sağlaması bakımından parça sayısı mümkün olduğu kadar az tutulmuştur. Motorda çalışma maddesi olarak kolay bulunabilirliği, tehlikesinin olmayışı ve maliyetin düşük olması için havanın kullanılması düşünülmüştür. İmalatı yapılan motorun; laboratuvar ortamında elektrikli bir ısıtıcı ile ısı verilerek çalıştırılması, atmosfer ve atmosfer üstü basınçlarda, değişik sıcaklıklarda test edilmesi, daha sonra yapılacak çalışmalarda ise bir güneş kollektörüne adapte edilip güneş enerjisinden faydalanılarak çalıştırılması düşünülmüştür.



## 2. STİRLİNG MOTORLARININ TANITIM VE ÖZELLİKLERİ

### 2.1. Stirling Motorlarının Tarihçesi

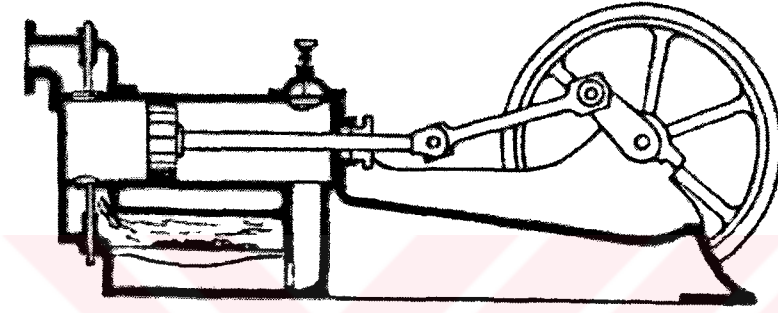
Sıcak hava motorları ya da kalorifik motorlar olarak adlandırılan, bugün pek kullanılmayan motorlar 19. yüzyılın sonlarına kadar değişik tiplerde imal edilerek mekanik güç elde etmekte kullanılmıştır. Stirling motorları çoğu zaman sıcak hava veya sıcak gaz motoru olarak adlandırılırlar ya da bu motorlar dizayn edenlerin isimleri ile adlandırılırlar (Finkelstein I, 1959).

Sıcak hava motorları grubuna dahil olan Stirling motoru ve benzerleri 19. yüzyılda yaygın bir şekilde kullanılmaya başlandı. Hatta bu motorların buhar makineleri ve içten yanmalı motorlar ile rekabet edebileceği zannediliyordu. Hava motorlarının birbirinden farklı tipleri çok sayıda imal edildi. İmal edilen bu motorlar geçici olarak işlevlerini yerine getirdi. Fakat çok az güç üretebildikleri için özellikle içten yanmalı motorlar ile rekabette başarısızlığa uğradı. O zamanlar ortaya çıkan sistemler üç ayrı biçimde sınıflandırılmıştır (Özge, 1977).

- A. Her periyotta taze havanın emilip, bu havanın silindir dışında bir fırında doğrudan doğruya ısıtıldığı açık sistemler.
- B. Her periyotta taze havanın emildiği fakat dolaylı olarak ısıtıldığı açık sistemler.
- C. Birbirini takip eden periyotlarda aynı hava hacminin kullanıldığı kapalı sistemler.

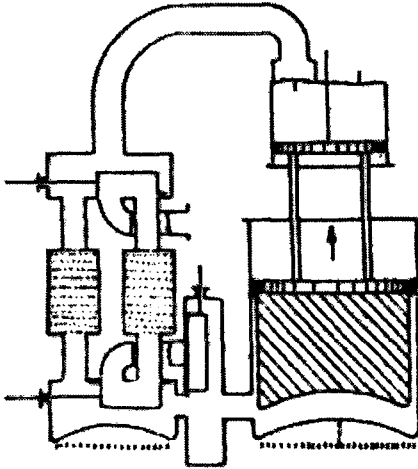
Açık çevrimli motorlarda mekanik iş çalışma maddesinin bir kısmı ile yapılır, bu motorlarda sıkıştırma, sıkıştırma genleşme ve egzoz işlemleri kesin operasyonlarla birbirinden ayrılır. Diğer bir deyişle kapalı çevrimli motorlarda bu işlemler birbirleri ile bitişiktir ve çalışma maddesinin bir kısmı motorda

ısıtılırken diğer bir kısmı eş zamanlı olarak soğutulabilmektedir. İşlemler eşzamanlı olarak gerçekleştirildiği için motorların çalışmasını anlamak oldukça zordur (Finkelstein II, 1959). 1807'de Sir George Cayley tarafından imal edilen ve çalışan ilk motor olan sıcak hava motoru A tipindedir. Su pompalamak için kullanılan bu motorlar 1880'lerde imal edilmişlerdir. Bu tipten bir örnek Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1. A tipi motor (Finkelstein I, 1959).

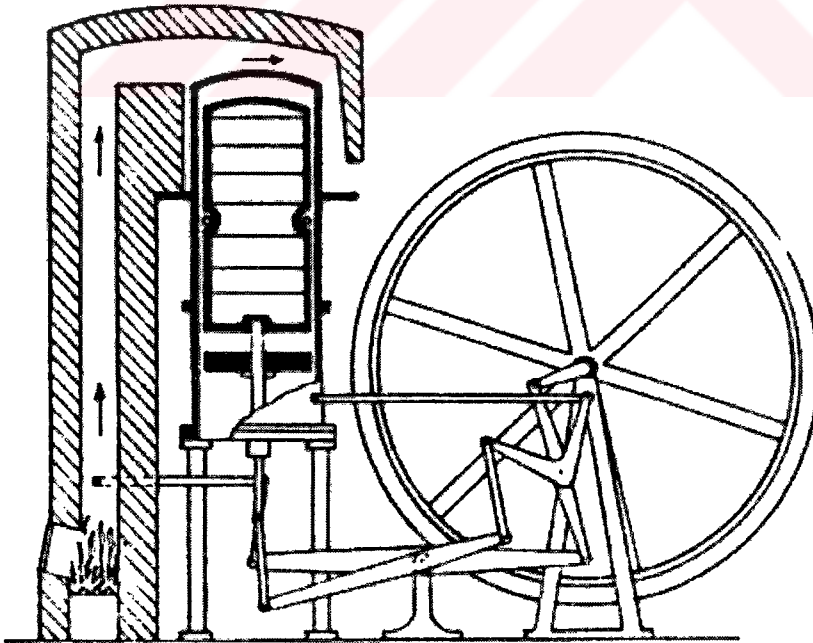
İsveçli Ericsson' un kendi adını taşıyan 2200 tonluk gemi için 1852' de imal ettiği sıcak hava motoru (Şekil 2.2) B tipindedir.



Şekil 2.2 B tipi motor (Özge, 1977)

Bunlar gelmiş geçmiş en büyük sıcak hava motorları olup, güç pistonları çapı 4.2 m, strokları 1.5 m idi. Birim güç başına 1 kg kömür yakan bu motorlar, birim güç başına 1.4 kg kömür yakan gemi buhar motorlarından daha ekonomikti. Değişik yıllarda bu tiplere uygun modeller yapılmış olup araştırmalar halihazırda devam etmektedir.

C tipi motor, İskoç bir rahip olan Robert Stirling tarafından ilk olarak 1816 yılında yapıldı (Şekil 2.3) ve bir taş ocağından su pompalamak amacı ile kullanıldı. Kardeşi James ile çalışan Robert Stirling daha sonraki yıllarda yaptığı modellerde, özgül gücü arttırmaya yarayan bir kompresör ve sızıntıyı azaltan çift tesirli bir güç pistonu çalışmalarını yoğunlaştırmıştır. Bunu gerçekleştirmek için ayrı silindirlerde iki itme pistonu gerekmiş; bu da ölü hacmin artmasına ve özgül gücün azaltmasına sebep olmuştur.



Şekil 2.3. C tipi motor (Finkelstein II, 1959).



İçten yanmalı motorlar mükemmel hale getirildikten, bütün fayda ve zararları ortaya çıktıktan sonra Stirling motoru çeşitli laboratuvarlarda titiz bir incelemeye tabi tutuldu. Bu incelemeye yol açan faktörlerden bir tanesi de, İkinci Dünya Savaşı'ndan önce pillerin güç bulunduğu veya bulunmadığı bölgelerde radyo ve benzeri cihazları çalıştıracak ve yakacağı kolay bulunabilecek, ısı ile çalışan bir güç kaynağı gereksinimi idi (Özge, 1977).

Stirling motorlarının ilk yapıldığı tarihten günümüze bazı modeller Ek 1'de, Stirling motorları ve bazı motorların 1993 yılına kadar yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları ile bu motorlar hakkındaki bilgiler Çizelge 2.1'de verilmiştir (Werdich, 1998; Viebach, 1998). Ayrıca Çizelge 2.1'in sonunda Türkiye'de son yıllarda yapılan uygulamalı çalışmalarda verilmiştir (Yücesu, 1966; Koca, 1997; Üstün, 2000).

Çizelge 2.1. Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları (Werdich, 1998; Viebach, 1998; Yücesu, 1966; Koca, 1997; Üstün, 2000)

Yıl	Yapılan geliştirme çalışması
1690	Denis Papin pompalar için buharlı makineleri geliştirdi.
1712	Thomas Newcomen Papin'i örnek alarak buharlı makineyi geliştirdi.
1765	Jamess Watt gelecekte çok kullanılacak buhar makinesi şeklini çizdi.
1807	Sir George Cayley tarafından sıcak hava motoru yapıldı.
1816	Robert Stirling motorunun ve rejeneratörün patentini aldı.
1818	Robert Stirling prensiplerine göre çalışan ilk motor yapıldı ve su pompalamak için kullanıldı.
1821	Brenson Fransa'da sıcak hava motorunu geliştirdi.
1824	Sadi Carnot Carnot çevrimini kamuoyuna açıkladı.
1826	Ericsson yaptığı sıcak hava motorunun patentini aldı
1827	James Stirling kardeşi ile beraber çalıştıkları sıcak hava motorunu geliştirerek patentini aldılar.





Çizelge 2.1.Devam. Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları

1828	Parkinson ve Crossley Stirling gibi kapalı bir Stirling motoru geliştirdiler.
1834	John Nerschel ilk kez Stirling motorunun soğuk hava makinesi olarak çalışabileceğini tespit etti.
1840	Robert Mayer mekanik sıcaklık eş değerini hesapladı.
1843	James Prescott Joule enerji elde etme yolunu formüle etti.
1844	Andraud sıcak hava motorunu lokomotifte monte etti.
1853	C. L. Franchot çift tesirli iki silindirli Stirling motorunu yaptı.
1853	Amerika' da İsveçli Ericsson tarafından büyük bir sıcak hava motoru yapıldı
1853	W. E. Newton çift tesirli motorun patentini aldı.
1853	Siemens rejeneratörün önemi hakkındaki ilk bilimsel çalışmayı yayınladı.
1854	Profesör Rankine ve J. R. Napier yenilenmiş sıcak hava motorunun patentini aldılar.
1858	Ericsson yeni bir sanayi motoru yaptı.
1860	Leonir gaz motoru imal etti.
1863	Sir William Siemens çift etkili 4 silindirli Stirling motorunu yaptı
1868	Lehman sıcak hava motorunu dairesel şekilde yaptı (1877 yılına kadar tahmini 1000 adet imal etti).
-----	Sir W.H. Baley ve şirketi 1860'dan 1908 yılına kadar Lehman ve iki silindirli Stirling motorlarının üretimini yaptı.
1870	Schmidt Papin'den örnek alarak su pompası yaptı.
1872	Ericsson, Stirling motoruna parabol yansıtıcı monte ederek güneş enerjisi ile çalışan motoru yaptı.
1873	Profesör Edmund Reitlinger Carnot çevrimini geliştirdi.
1874	Hook, Papin'i örnek alarak sıcak hava motoru yaptı.
1876	N. A. Otto 4 zamanlı motoru yaptı

Çizelge 2.1.Devam. Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları

-----	1877 ve 1895 yılları arasında A. K. Rider motorlarından 1000 adet sattı. Bu motorların her biri bir sıcak bir soğuk 2 silindirli ve rejeneratörlü idi fakat ölü hacimleri çok fazla idi.
1883	G. Daimler ve W. Maybach ilk taşıt motorunun patentini aldılar.
1884	Henrici bir Stirling motorunun üretimine başladı.
1894	H. Lorenz bir soğutucu yaptı.
1896	Crossley şirketi Otto'nun patent haklarını alarak daha da geliştirdi.
1907	O. Ringbom Amerika'da bir Stirling motorunun patent hakkı için başvuruda bulundu.
1918	Rudolph Vuilleumier soğutma makinesi yapmak üzere patent aldı.
1927	Malone İngilterede su pompalama amaçlı birçok Stirling motoru yaptı
1938	Stirling motorlarının Eindhoven de Philips Gloeilampen fabrikaları araştırma laboratuvarlarında geliştirme çalışmaları yapılmaya başlandı.
1946	Philips, Stirling motorlu elektrik jeneratörünü yaptı
1949	Van Weenan (Philips) Siemens motorunun ikinci defa yaptı.
1955	Philips' in gaz soğutmalı makinesi seri olarak üretilmeye başlandı.
1958	Philips General Motor'a lisans hakkını verdi, 1969 yılındaki 500 saatlik testten sonra 1970 yılında General Motor beklenmedik bir şekilde çalışmalara son verdi.
1959	Finkelstein ve Polanski Franchot Stirling motorunu ikinci kez yaptı.
1962	William T. Beale serbest pistonlu Stirling motorları üzerine çalışmalarına başladı.
1967	Martini çalışma gazı olarak Helyum ve Argon gazlarını kullandı.
1967	Philips geliştirme grupları MAN ve MWM ye lisans verdi (MWM 1978 yılında çalışmalarına son verdi).
1968	United Stirling Malmö' de geliştirme çalışmalarını bitirdi.
1972	Philips Ford Motor şirketine lisans verdi.
1978	Horace Rainbow Pendel-Stirling motorlarını tasarladı.

Çizelge 2.1.Devam. Stirling motorları ve bazı motorların yıllara göre düzenlenmiş gelişim safhaları

1980	İvo Kolin çok kolay yapılabilen Stirling motorunu tasarladı.
1984	Profesör Senft sadece 7 °C sıcaklık farkı ile çalışabilen yeni bir Stirling motoru yaptı.
1985	Mc Donnell Douglas United Stirling ile görüşmeler yaparak özel kullanım hakkı alır ve ayna odağına yerleştirilen güneş enerjisi ile çalışan bir Stirling motoru yaptı.
1989	Eckhart Weber ilk düşük sıcaklıkta çalışan Stirling motorlu bir su pompası yaptı ve Alman buluş ödülünü aldı.
1990	Profesör Senft küçük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları ile rekor kırdı, bu motor 0,5 °C sıcaklık farkı ile çalıştı.
1991	Bomin Solar Ecker'le birlikte çalışarak Helyum ile çalışan 10-50 bar çalışma basınçlı serbest pistonlu Stirling motoru geliştirdi
1993	D. Schager en küçük Stirling motorunu geliştirdi (uzunluğu 19.5 mm, genişliği 9 mm, yüksekliği 9.5 mm, kütlesi 0,775 g, maksimum çalışma zamanı 65.5 dakika)
1996	S Yücesu V tipi Stirling motoru tasarladı, güneş enerjisi kullanarak çalıştırdı ve atmosferik basınçta 15 W güç elde etti.
1997	A. Koca β tipi Stirling motoru yaptı ve 650 d/d motor hızı ile 7 W güç elde etti.
2000	S. Üstün çift ısıtıcılı V tipi bir Stirling motoru yaptı ve 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 1,5 şarj basıncında 65 W güç elde etti.

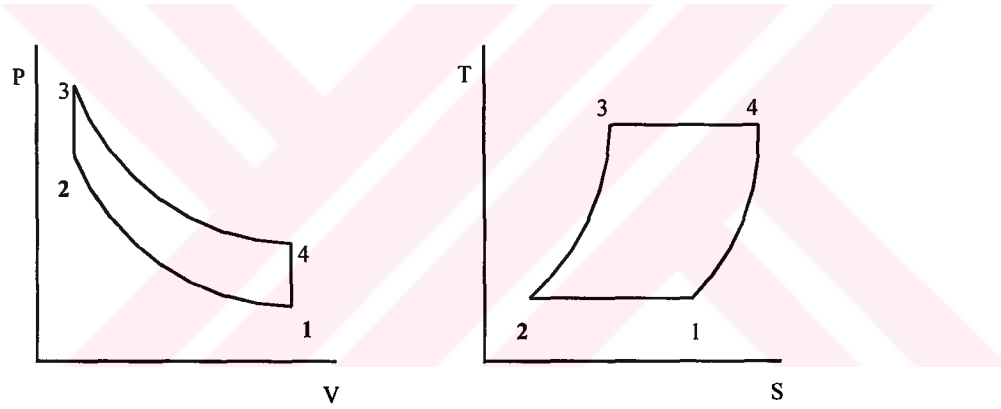
## 2.2. Stirling Motoru Çevrim Tipleri

### 2.2.1. İdeal Stirling çevrimi

Dıştan ısı vermeli Stirling teorik çevrimine ait p-V ve T-s diyagramları Şekil 2.4'de görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi çevrim, iki sabit sıcaklık ve iki sabit hacim işleminden ibarettir. Kapalı bir silindir içerisinde bulunan çalışma maddesine ısı, ısıtıcı olarak adlandırılan özel bir ısı eşanjörü ile verilir.

Isının dışarıya atılması ise, soğutucu olarak adlandırılan diğer bir ısı eşanjöründen olmaktadır. Motor için gerekli olan ısı silindir dışından verilmekte ve burada kesintisiz olarak sürdürülmektedir.

Stirling çevriminde, 1-2 işlemi sırasında çalışma maddesinden sabit sıcaklıkta ısı çekilerek sıkıştırma işlemi yapılır. 2-3 işleminde sabit hacimde harici bir kaynaktan ısı verilir, 3-4 işlemi sırasında ısı verme devam ettirilir ve sabit sıcaklıkta genişleme işlemi yaptırılır, çalışma maddesi pistonu iş yaptırır . 4-1 işlemi boyunca çalışma maddesinden dışarıya sabit hacimde ısı atılır ve çevrim tamamlanmış olur (Çetinkaya, 1992; Stirling Engineering, 2000).



Şekil 2.4. Stirling çevriminin p-V ve T-s diyagramları

### 2.2.1.1. İdeal Stirling çevrimi teorik analizi

Çalışma prensibi anlatılan ve Şekil 2.4'de diyagramları verilen ideal Stirling çevriminin temel teorik analizleri aşağıda olduğu gibidir.

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

$$q_{2-3} = c_v(T_h - T_c) \quad (2.1)$$

Sabit sıcaklık durum değişimi (3-4) boyunca sisteme verilen ısı:

$$q_{3-4} = RT_h \ln \left[ \frac{p_3}{p_4} \right] \quad (2.2)$$

2-3 ve 4-1 sabit hacim s¼reçlerinde sıcaklık ve basınçların birbirlerine oranı

$$\frac{T_h}{T_c} = \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_4}{p_1} \quad (2.3)$$

olduğundan Eş. 2.3'den;

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.4)$$

şeklinde yazılabilir ve Eş.2.2'ye uygulandığında;

$$q_{3-4} = RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.5)$$

şekline dönüşebilir.

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

$$-q_{4-1} = c_v(T_h - T_c) \quad (2.6)$$

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

$$-q_{1-2} = RT_c \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.7)$$

şeklinde olur. Bu eşitliklerden sisteme verilen toplam ısı:

$$q_s = q_{2-3} + q_{3-4} \quad (2.8)$$

olduğundan;

$$q_s = c_v(T_h - T_c) + RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.9)$$

olur. Sistemden atılan toplam ısı;

$$q_R = q_{4-1} + q_{1-2} \quad (2.10)$$

olduğundan;

$$q_R = c_v(T_h - T_c) + RT_c \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.11)$$

olur. İşe çevrilen ısı miktarı;

$$q_{NET} = q_S - q_R \quad (2.12)$$

olduğundan;

$$q_{NET} = \left[ \left[ c_v(T_h - T_c) + RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \right] - \left[ c_v(T_h - T_c) + RT_c \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \right] \right] \quad (2.13)$$

ya da;

$$q_{NET} = (T_h - T_c)R \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.14)$$

olacaktır. Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c)R \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]}{c_v(T_h - T_c) + RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]} \quad (2.15)$$

olacaktır (Çetinkaya 1992).

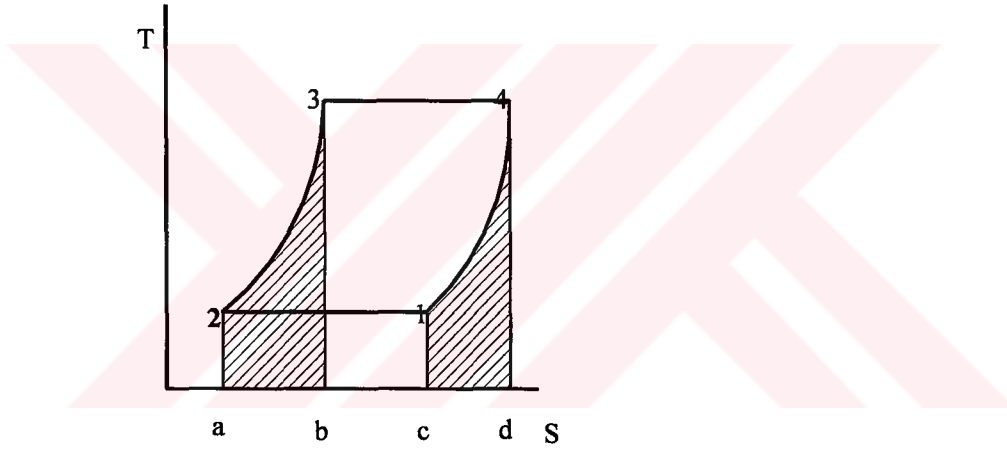
### 2.2.2. Rejeneratörlü Stirling çevrimi

Basit Stirling çevrimine bir rejeneratör (ısı eşanjörü) eklenmesi durumunda; rejeneratör, 4-1 sabit hacim işlemi boyunca dışarıya atılan ısının tamamını



depo ederek 2-3 sabit hacim işlemleri boyunca aynen sisteme iade eder. Bu işlem, teorik olarak, sonsuz sayıda ve belirli alanlı veya belirli sayıda ve sonsuz alanlı ısı eşanjörü kullanılarak gerçekleştirir.

Şekil 2.5’de rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi, a-2-3-b-a alanı, c-1-4-d-c alanına ve bunların karşılığı olan ısıları da birbirine eşit olacaktır. Bu durumda, sisteme ısı verme 3-4 sabit sıcaklık işlemi, sistemden ısı alınmada sadece 1-2 sabit sıcaklık işlemi boyunca olmaktadır (Çetinkaya, 1995).



Şekil 2.5. Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-s diyagramı (Çetinkaya, 1995).

### 2.2.2.1. Rejeneratörlü Stirling çevriminin teorik analizi

Rejeneratörlü Stirling çevriminde sisteme verilen ısı

$$q_s = RT_h \ln \left[ \frac{p_3}{p_4} \right] = RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.16)$$

Sistemden atılan ısı;

$$-q_R = RT_c \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.17)$$

İşe dönüşen net ısı Eş. 2.14'den;

$$q_{NET} = \left[ RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \right] - \left[ RT_c \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \right] \quad (2.18)$$

$$q_{NET} = (T_h - T_c)R \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right] \quad (2.19)$$

olur. Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c)R \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]}{RT_h \ln \left[ \frac{p_2}{p_1} \right]} \quad (2.20)$$

olacaktır. Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında;

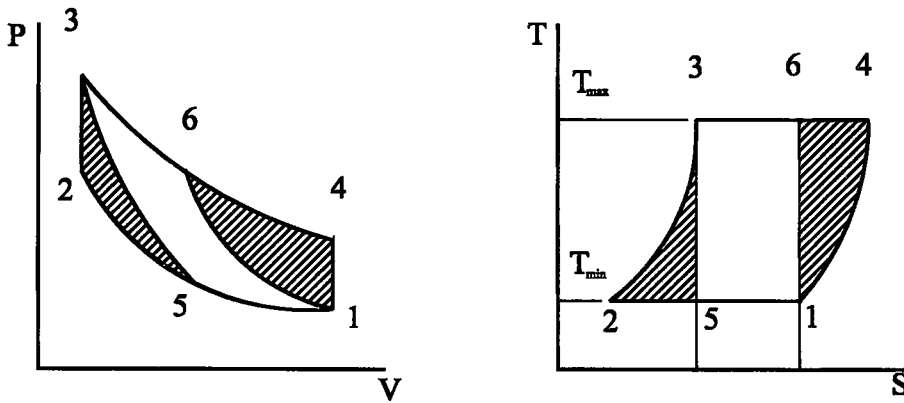
$$\eta_t = \frac{(T_h - T_c)}{T_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (2.21)$$

olacaktır (Çetinkaya, 1995).

### 2.2.3. Carnot çevrimi

Stirling çevriminde iki sabit hacim işleminin yerini Carnot çevriminde iki izoentropik işlem almaktadır. Eğer sisteme ısı  $T_{max}$  sıcaklığında verilir ve sistemden ısı  $T_{min}$  sıcaklığında atıldığı kabul edilirse Stirling ve Carnot çevrimlerinin verimleri aynı olur.

Burada Stirling çevriminin Carnot çevrimine göre avantajı, Stirling çevrimi ile Carnot çevrimi diyagramlarını üst üste yerleştirdiğimizde, iki izoentropik işlem yerine iki sabit hacimde yer değiştirme işlemi koyarsak p-V diyagramındaki Stirling çevrimine ait iş alanının Carnot çevrimine ait iş alanından daha büyük olduğu görülür. Verilen basınç, hacim ve sıcaklık limitlerinde Stirling ve Carnot çevriminin p-V ve T-s diyagramları Şekil 2.6'da mukayese edilmiş durumu verilmiştir.

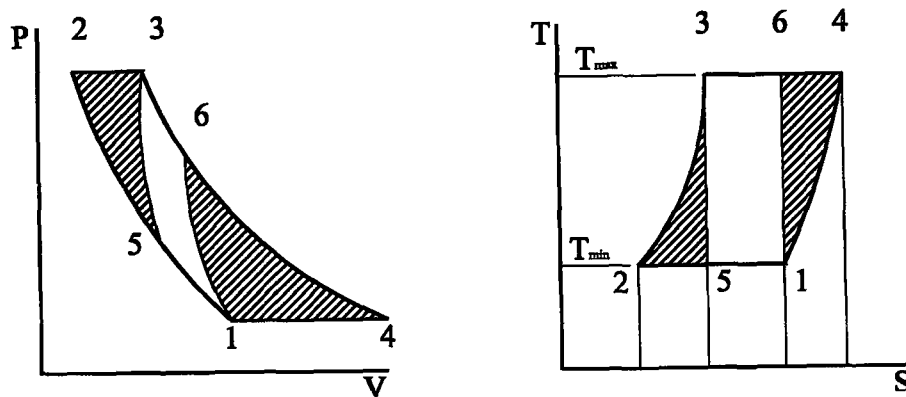


Şekil 2.6. Carnot ve Stirling çevriminin verilen basınç, hacim ve sıcaklık limitleri içerisinde p-V ve T-s diyagramlarının karşılaştırılması (Walker, 1973)

Şekildeki 2.6'da görüldüğü gibi 5-2-3 ve 1-6-4 alanları Carnot çevrimindeki izoentropik işlemleri yerine konulan, sabit hacimde yer değiştirme işlemleri ile p-V ve T-s diyagramlarında Stirling çevrimine ilave alanlar sağlar. Carnot çevriminde 1-5 ve 3-6 sabit sıcaklık işlemleri, Stirling çevrimindeki 1-2 ve 3-4 sabit sıcaklık işlemleri genişletilerek sisteme sürülen ve sistemden atılan ısının miktarını ve net iş alanını arttıracaktır. Her iki çevrimde de sisteme sürülen ısının işe dönüşen oranı aynıdır. Sisteme ısı verilmesi ve sistemden ısı atılmasının sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilir ve termodinamiğin ikinci kanuna göre termal verimin maksimum olması gerekir. Böylece Stirling çevriminin verimi Carnot çevriminde olduğu gibi  $\eta_c = (T_{max} - T_{min})/T_{max}$  olur. Bu da her iki çevrimin termik veriminin aynı olmasını sağlamaktadır.

#### 2.2.4. Ericsson çevrimi

Stirling çevriminde sabit hacimde durum değiştirme işlemlerinin yerini Ericsson çevriminde sabit basınçta durum değiştirme işlemleri alır (Şekil 2.7)



Şekil 2.7. Ericsson ve Carnot çevriminin verilen basınç, hacim ve sıcaklık limitleri içerisinde p-V ve T-s diyagramlarının karşılaştırılması (Walker, 1980)

Termik verim ifadesi Carnot ve Stirling çevrimleri ile aynıdır fakat, verilen basınç, hacim ve sıcaklık limitlerinde transfer edilen ve işe dönüşen ısı miktarı Ericsson çevriminde daha fazladır. Şekil 2.7’de Carnot ve Ericsson üst üste bindirilmiş olarak görülmektedir.

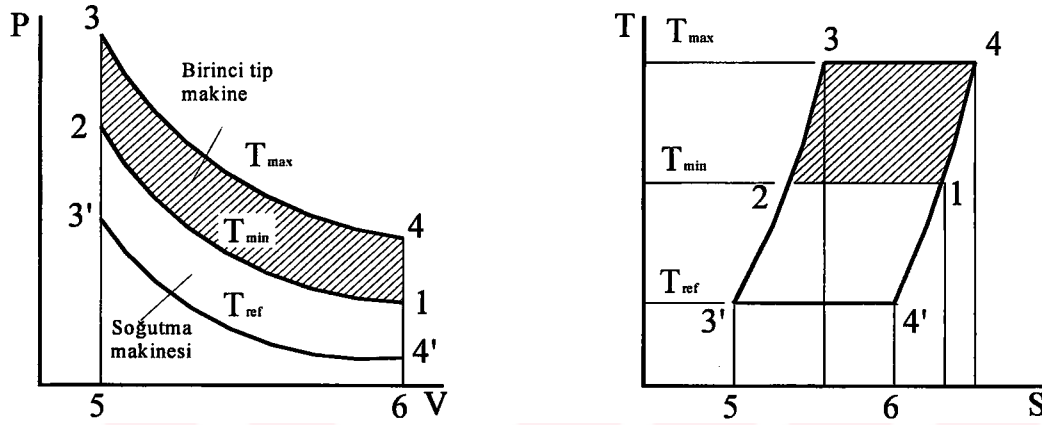
### 2.2.5. Birinci tip makine olarak Stirling çevrimi (Isı Makinesi)

Daha önceleri de ifade edildiği gibi çevrimin gerçekleşmesi için gerekli olan ısı yüksek sıcaklıktaki ( $T_{max}$ ) bir sıcak kaynaktan sağlanır. Isının bir kısmı işe dönüştürülür, bir kısmı da soğuk kaynak sıcaklığında ( $T_{min}$ ) sistemden dışarı atılır. Makinenin yüksek sıcaklıktaki kaynaktan düşük sıcaklıktaki kaynağa ısı terk etmesi sırasında iş üretmesi çevrimin birinci tip makine (termik motor) olarak çalışmasını ifade eder. Şekil 2.8’de birinci tip makine ve soğutma makinesi olarak Stirling çevrimine ait diyagramlar verilmiştir. Çevrim birinci tip makineye göre düşünüldüğünde durum değişiklikleri sırası ile 1-2-3-4, soğutma makinesi olarak düşünüldüğünde ise 1-2-3’-4’ şeklinde gerçekleşmektedir. Birinci tip makine olarak tasarlanan bir makineye dışardan iş vererek ve çevrimi tersine döndürmek şartı ile soğutma makinesi olarak çalıştırmak mümkün olur.

### 2.2.6. Soğutma makinesi olarak Stirling çevrimi

Birinci tip makinede, çevrime ısı yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan sağlanır. Isının bir kısmı işe dönüştürülür ve soğuk kaynak sıcaklığında sistemden atılır. Soğutma çevrimi olarak Stirling makinelerinde tek fark genişleme işlemi sırasında harici kaynaktan sağlanan ısının sıcaklığı, sıkıştırma işlemi sırasında iş akışkanından atılan ısının sıcaklığından daha küçüktür. Yani sistem soğuk kaynaktan ısı alır ve daha yüksek sıcaklıktaki sıcak kaynağa ısı verir, bu da soğutma çevriminde makineye dışarıdan iş verildiğini ifade eder. Şekil 2.8’ de

birinci tip makine ve soğutma makinesi olarak Stirling çevriminin p-V ve T-s diyagramları görülmektedir (Walker, 1980; Yücesu, 1996).



Şekil 2.8. Birinci tip ve soğutma makinesi olarak Stirling çevrimi (Walker, 1980)

Birinci tip ve soğutma makinesi olarak çalışan her iki Stirling motorunda sıkıştırma işlemi sabit  $T_{\min}$  (1-2 durum değişikliği) sıcaklığında meydana gelmektedir. Genişleme işlemi de her iki çevrimde sabit sıcaklıkta gerçekleşmekte olup bu işlem birinci tip makinede  $T_{\max}$  (3-4 durum değişikliği) sıcaklığında, soğutma makinesinde ise  $T_{\text{ref}}$  (3'-4' durum değişikliği) sıcaklığında meydana gelmektedir. Birinci tip makinede sıcak kaynaktan sağlanan ısı faydalı işe dönüşür, soğutma çevriminde ise sisteme dışarıdan iş verilir (Walker, 1980).

Stirling çevrimi soğutma makinesi olarak çalıştırıldığında, ısı 3'-4' genişleme işlemi sırasında soğuk bölgeden alınır. Kompresyon işi (alan 1-2-5-6) birinci tip ve soğutma makinelerinin her ikisinde de aynıdır. Genişleme işi (alan 4'-3'-5-6) soğutma çevriminde sıkıştırma işinden daha azdır ve iş, alan 1-2-3'-4''ne eşittir ve makineyi çalıştırmak için harici bir enerji kaynağına ihtiyaç vardır. Sıkıştırma hacminden genişleme hacmine transfer sırasında, 2-3'

işleminde akışkanın sıcaklığı azalır ve 4'-1 işlemi sırasında akışkan sıcaklığı artar.

Soğutma işleminin performans katsayısı;

$\eta = \text{atılan ısı} / \text{yapılan iş} = T_{\text{ref}} / (T_{\text{min}} - T_{\text{ref}})$  ile ifade edilmektedir.

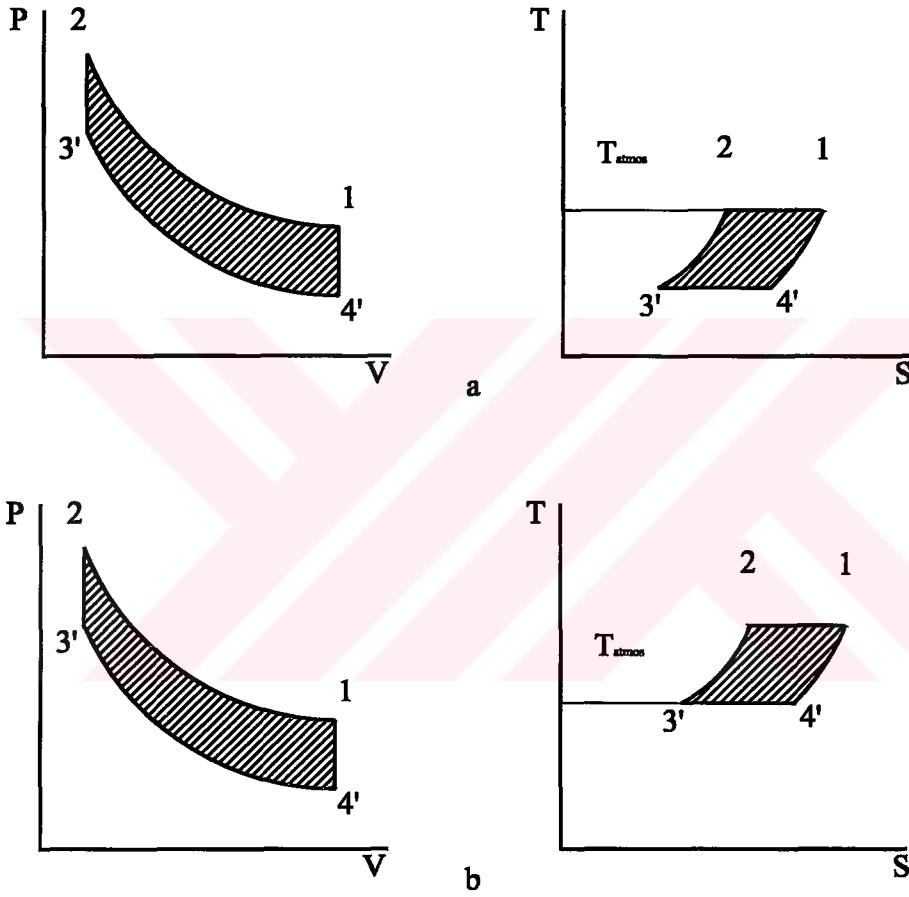
Performans katsayısı verilen sıcaklık limitlerinde Stirling, Ericsson ve Carnot çevrimlerinde aynıdır, fakat Stirling ve Ericsson çevrimlerinin soğutma kapasitesi, verilen hacim ve basınç limitlerinde Carnot çevrimlerinden daha büyüktür.

### 2.2.7. Isı pompası olarak Stirling çevrimi

Isı pompası olarak Stirling çevrimi soğutma çevriminin aynısıdır. Genişleme hacminin sıcaklığı  $T_{\text{ref}}$  ve ondan daha yüksek olan kompresyon hacminin sıcaklığı da  $T_{\text{min}}$  olarak tanımlanmıştır (Bkz. Şekil 2.8). Aralarındaki çalışma farkı soğutma makinesi ve ısı pompası olarak çalıştırıldıklarında hem  $T_{\text{ref}}$  in hem de  $T_{\text{min}}$  nin yükselmesidir. Birinci tip makinede ve soğutma makinesinin her ikisinde de  $T_{\text{min}}$  atmosferik sıcaklıktır. Isı pompasında sistemden ısı  $T_{\text{min}}$  sıcaklığında atılır ve faydalı ısı olarak ısıtma amacı ile kullanılır. Bu yüzden ısı pompası için  $T_{\text{min}}$  atmosferik sıcaklığın üzerindedir ve ısı  $T_{\text{ref}}$  sıcaklığında çevrime atmosferik havadan ya da yaklaşık atmosfer sıcaklığındaki soğutma suyundan sağlanır. Isı pompası ve soğutma çevrimi olarak Stirling çevriminin karşılaştırmalı p-V ve T-s diyagramları Şekil 2.9'da görülmektedir (Walker, 1973, 1980).

Isı pompası ya da soğutma çevrimi makinesi olarak çalıştırıldığında genişleme işlemi, sıkıştırma işleminden daha düşük sıcaklıkta meydana gelir ve dışarıdan

sisteme iş verilir. Isı pompasında genişleme işlemi sırasında sistemden ısı yüksek sıcaklıkta atılır, çevrimden atılan ısıdan faydalanır. Soğutma çevriminde genişleme işlemi boyunca düşük sıcaklıkta ısı sağlanır, çevrimin soğutma kapasitesi için faydalanılır



Şekil 2.9. Isı pompası ve soğutma makinesi olarak Stirling çevrimi a) Isı pompası, b) Soğutma makinesi (Walker, 1980)

Her iki durumda da iş için harici bir kaynağa ihtiyaç duyulur ve 1-2-3'-4' ne eşittir. Bu durumda ısı pompası  $T_{\min}$  sıcaklığında sisteme faydalı ısı verir ve ısı pompasının performansı;

$$\eta_{hp} = \text{Atılan ısı} / \text{Yapılan iş}$$



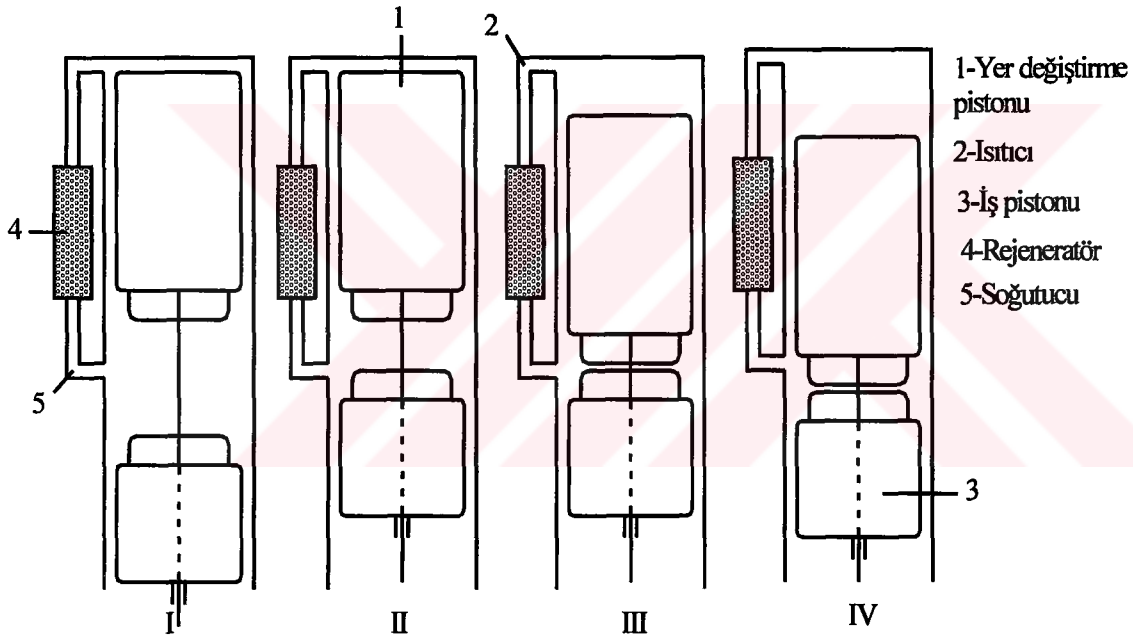
$\eta_{hp} = (T_{min}) / (T_{min} - T_{ref})$  ifadesi ile değerlendirilir.

Bu termal verimin tersidir, oysaki soğutma çevriminin performans katsayısı ;

$$\eta_{ref} = (T_{ref}) / (T_{min} - T_{ref})$$

ifadesi termal verimin tersine eşit değildir.

### 2.3. Stirling Motorunun Çalışma Prensibi



Şekil 2.10. Stirling motorunun şematik olarak çalışma prensibi (Çetinkaya, 1995)

Şekil 2.10'da şematik resmi verilen Stirling motor iki bölüme ayrılmaktadır. Yer değiştirme pistonunun üst kısmındaki birinci bölüm (sıcak bölge), sürekli olarak ısıtılan sıcak gazlar için genişleme boşluğunu; iş pistonu ile yer değiştirme pistonu arasındaki ikinci bölüm (soğuk bölge) de, sıkıştırma boşluğunu oluşturur. İş pistonu AÖN' de iken, çalışma maddesinin büyük bir kesimi alt bölmededir (Şekil 2.10. I. durum). İş pistonu yukarıya

doğru hareket ettiğinde, sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi başlar (şekil 2.10. II. durum). Yer değiştirme pistonu aşağıya doğru hareket edince, gazlar alt bölmeden yukarıya doğru itilirler (şekil 2.10. III. durum). Bu geçiş sırasında gazlar 4 numaralı rejeneratörden geçerken, daha önceki çevrimden depo edilen ısı enerjisi ile ısıtılırlar. Son olarak da; yakıtın yanmasına bağlı olarak ısıtıcıda elde edilen ısı yardımı ile ısıtılan gazlar sabit sıcaklıkta genişleyerek, iş pistonunu ve yer değiştirme pistonunu aşağıya doğru iterler (şekil 2.10. IV. durum) ve çevrim böylece tekrarlanır. Isı enerjisinin mekanik enerjiye dönüşümü ve pistonların birbirine bağımlı hareketi, özel bir mekanizma ile gerçekleştirilmektedir (Çetinkaya, 1995; Spigt., et al., 1974, 1975).

Stirling çevrimine göre çalışan ve karşılıklı pistonlara sahip bir ısı makinesinde sistemin çalışması ve çevrimin ölü noktalarında piston düzenlemesi, zaman yer değiştirme diyagramı şekil 2.11'de verilmiştir.

şematik olarak çalışması gösterilen sistemde aralarında rejeneratör bulunan iki karşı piston vardır. Burada rejeneratör ısıyı depolayan bir elemandır. Rejeneratör, ısı depolama kapasitesi yüksek olan metal tellerden ya da ince metal levhalardan yapılır. Pistonların her biri rejeneratörün iki tarafında bulunan silindirin içerisinde çalışırlar. Pistonlardan birisi içerisinde  $T_{max}$  sıcaklığında çalışma maddesi bulunan genişleme bölgesinde, diğerisi ise içerisinde  $T_{min}$  sıcaklığında çalışma maddesi bulunan ve sıkıştırma bölgesi olarak tanımlanan silindir içerisinde çalışır.

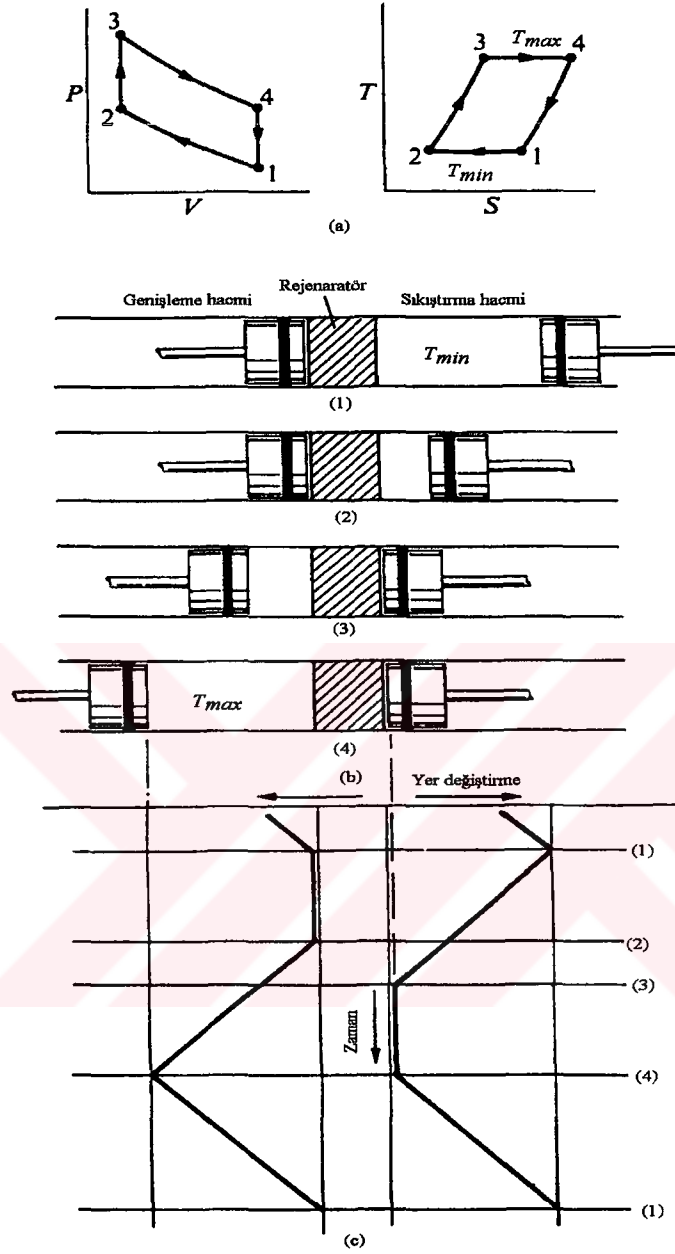
Çevrimin başlangıcında sıkıştırma bölgesindeki piston en dıştaki ölü noktada bulunur. Genişleme bölgesindeki piston ise en içteki ölü noktada bulunur ve rejeneratörün kendi tarafındaki yüzeyini kapatır. Bütün çalışma maddesi sıkıştırma odasında soğuktur. Bu maksimum sıkıştırma hacmidir, basınç ve sıcaklık bu esnada minimum değerdedir. şekil 2.11.a'da gösterilen bu durum p-V ve T-s diyagramlarında sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemidir. Bu işlem

sırasında en dıştaki ölü noktada buluna sıkıştırma pistonu içe doğru hareket eder ve genişleme pistonu sabittir. Çalışma maddesi sıkıştırma hacminde sıkıştırılır ve basınç artar. Sıcaklık sabit tutulur, çünkü ısı ( $Q_c$ ) sıkıştırma hacmini oluşturan silindir tarafında dışarı atılır.

2-3 transfer işlemi sırasında her iki piston da eş zamanlı hareket eder. İş pistonu rejeneratöre doğru hareketine devam ederken genişleme pistonu rejeneratörden uzaklaşır ve çalışma maddesi rejeneratörden geçerek sıkıştırma hacminden genişleme hacmine dolmaya başlar. Çalışma maddesi rejeneratörden geçerken, rejeneratörden çalışma maddesine ısı transfer edilir. Isı transferi ile çalışma maddesinin sıcaklığı  $T_{min}$  den  $T_{max}$  a yükselir. Çalışma maddesi rejeneratörden geçerken sıcaklık kademeli olarak artar ve basınç artışı sağlanır.

3-4 işlemi genişleme işlemidir. Genişleme işlemi sırasında sıcak bölgede çalışan piston rejeneratörden dışa, ölü noktaya doğru hareket eder. Sıkıştırma pistonu içteki ölü noktada sabittir ve rejeneratöre bitişiktir. Genişleme işlemi devam ederken hacim arttığı için basınç düşer, sıcaklık sabit kalır. Çünkü ( $Q_E$ ) sisteme harici bir kaynaktan aktarılır.

Çevrimde son işlem 4-1 işlemidir, bu işlem sırasında her iki piston da eş zamanlı hareket eder. Çalışma maddesi sabit hacimde geriye, başlangıç pozisyonuna transfer edilir. Rejeneratörden geçen çalışma maddesi genişleme hacminden sıkıştırma hacmine dolar. Rejeneratörden geçiş sırasında ısı, çalışma maddesinden rejeneratöre transfer edilir. Çalışma maddesinin sıcaklığı azalarak  $T_{min}$  sıcaklığında sıkıştırma hacmine dolar. Bu işlem sırasında rejeneratöre verile ısı bir sonraki çevrimin 2-3 işlemi sırasında rejeneratörden çalışma maddesine transfer edilir (Walker, 1973, 1980).



Şekil 2.11. Stirling çevriminde; a) p-V ve T-s diyagramları, b) Piston düzenlemesi, c) Zaman yer değiştirme diyagramı (Walker, 1980)

## 2.4. Karma Çevrimler

### 2.4.1. Reitlinger çevrimi

Stirling ve diğer ısı alışverişi yapan sistemler için ideal hale getirilmiş termodinamik çevrimlerin çoğunda genel olarak;

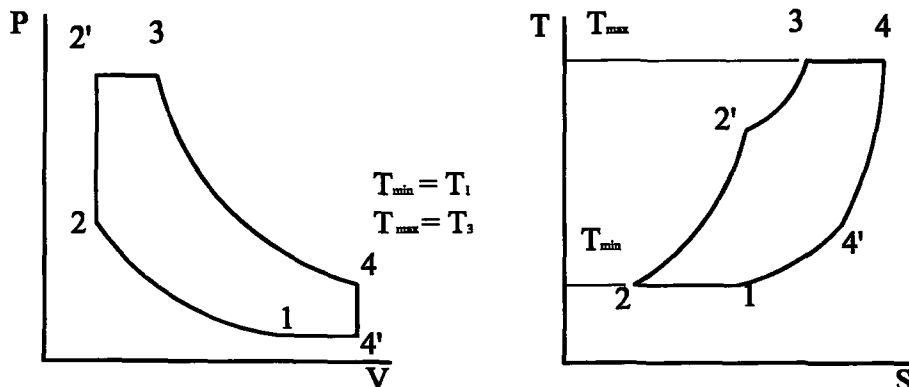
- a) İki sabit sıcaklık işlem ile sisteme ısı verilir ve sistemden ısı çekilir,
- b) İki politropik işlemden meydana gelir.

İdeal tersinir (reversible) ısı motorlarında harici ısı değişimi çevrimin en üst ve en alt ısı limitleri arasında olması gerekir. Politropik değişim esnasında ısı sürülmesi ve atılması rejeneratörde ısının depolanması ile mümkündür.

Bu genelleştirilmiş çevrim ilk olarak 1876 yılında Reitlinger tarafından analiz edilmiştir (Walker, 1980).

#### 2.4.2. Rallis sabit sıcaklık çevrimi

Reitlinger çevriminin bir başka özel tipi Rallis tarafından 1876 yılında gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırma ve genişleme işlemleri sabit  $T_{\max}$  ve  $T_{\min}$  sıcaklıklarında gerçekleşmektedir. Sisteme ısı sürülmesi işlemi kısmen sabit hacimde, kısmen de sabit basınçta gerçekleşmektedir. Şekil 2.12'de Rallis sabit sıcaklık çevriminin p-V ve T-s diyagramlarını göstermektedir. Rallis sabit sıcaklık çevriminin Ericsson ve Stirling çevrimlerinin özel bir bileşiminin olduğu açıkça görülmektedir.

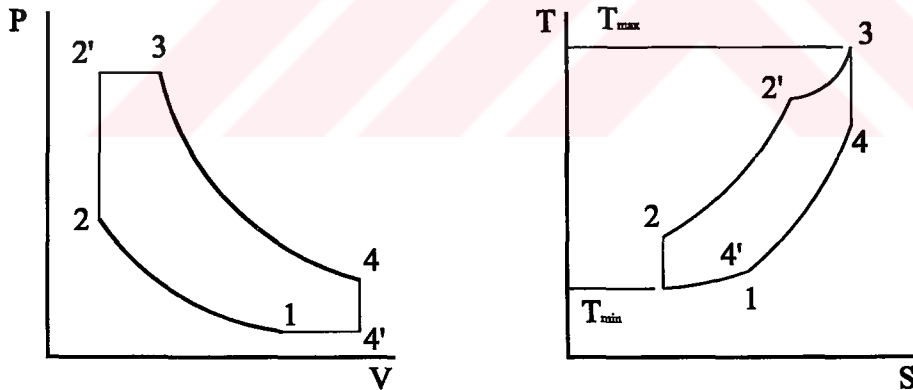


Şekil 2.12. Rallis sabit sıcaklık çevriminin p-V ve T-s diyagramları (Walker, 1980)

### 2.4.3. Rallis adyabatik çevrimi

Rallis 1876 yılında başka bir karma çevrim teorisi ortaya atmıştır. Bu çevrimde sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatik olmaktadır. Şekil 2.13'de Rallis adyabatik çevriminin p-V ve T-s diyagramlarını görülmektedir. Gerçek motorda sabit sıcaklıkta sıkıştırma ve genişleme işlemlerini gerçekleştirmek oldukça zordur. Bu durumda genellikle hal değişimi politropik olarak gerçekleşmektedir. Bu nedenden dolayı hal değişimi adyabatik kabul edilirse daha iyi bir sonuç elde edilir.

Sisteme ısı sürülmesi ve sistemden ısı atılması kısmen sabit hacimde, kısmen de sabit basınçta gerçekleştirilmektedir. Çalışma maddesi rejeneratör tarafından  $T_2''$  sıcaklığına kadar ısıtılır daha sonra sisteme ısı sürülerek sıcaklık  $T_3'$ e yükseltilir (Walker, 1980).



Şekil 2.13. Rallis adyabatik çevriminin p-V ve T-s diyagramları (Walker, 1980)

### 2.5. Stirling Motoru Tipleri

Her motorun özelliğini tanımlamak iş akışkanının kontrol yönteminin belirlenmesi ile ortaya çıkar. Stirling motorlarında akış kontrolünün iki

ihtimali vardır, bunlardan biri valf yardımı ile diğeri ise hacim değişiminin kontrolü ile yapılır. Bu iki kontrol yöntemine uygun birçok farklı makine vardır, fakat bu makinelerin konstrüksiyon detayları, çalışma ve uygulama alanları oldukça benzerlik göstermektedir.

Akış kontrolünde valfin kullanılması, akış kontrol ve zamanların uygun uyum kabiliyeti ve basınç artış oranının ihtimali ( $P_{max}/P_{min}$ ) gerçekte sınırsız görünmesi bir avantaj olarak görülmektedir. Diğer yandan akış kontrolü için valfin kullanılması sistemin mekanik olarak karmaşık bir hal almasına neden olur, gürültülü çalışmaya neden olur ve aşınmayı artırır. Bu da motorun uzun ömürlü ve az bakımlı olmasının azaltıcı bir faktör olarak görülmektedir.

Stirling motorlarında akış kontrolünün hacim değişimi ile yapılması elde edilen işin sınırlanmasına neden olur. Eğer motorda akış kontrolü valfi ile yapılıyorsa bu motor Ericsson motoru olarak adlandırılır. Genel literatürde bütün motorlar Stirling motoru olarak adlandırılır.

Stirling motorları genel olarak kendi aralarında iki grupta toplanabilir. Bunlar;

- a) Tek etkili Stirling motorları
- b) Çift etkili Stirling motorlarıdır (Walker, 1980).

### 2.5.1. Tek etkili Stirling motorları

Tek etkili Stirling motorları aynı yada farklı silindirlerde olmak üzere bir genişleme hacmi, bir sıkıştırma hacmi ve bunların ikisini birleştiren bir ısı değiştiricisinden meydana gelir. Bu silindir ya da silindirler içerisinde çalışan elemanlardan ikisi de piston olabileceği gibi, biri piston diğeri de yer değiştirme pistonu (displacer) olabilir. Tek bir krank veya krank çifti ile hareket sağlanabileceği gibi ayrı bir hareket mekanizması da kullanılabilir (Walker, 1980).

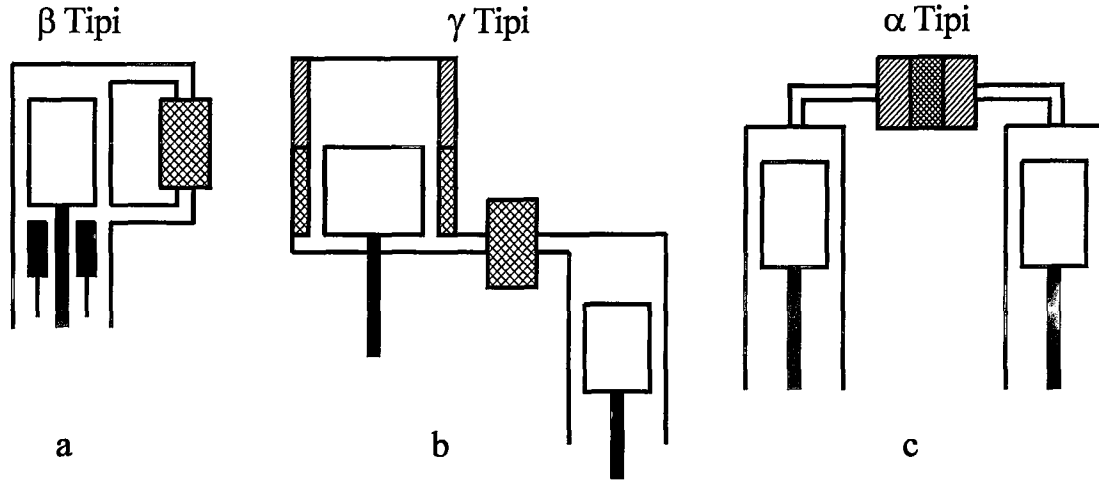
Bugüne kadar dizayn edilen tek etkili Stirling motorlarını iki grupta toplamak mümkündür. Bunlar;

- a) İki pistonlu tek etkili Stirling motorları,
- b) Piston - yer değiştirme pistonlu (Displacer) Stirling motorları.

Piston – yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorlarının kendi aralarında iki grupta toplayabiliriz. Bunlar; piston – yer değiştirme pistonu aynı silindirde ve piston – yer değiştirme pistonu farklı silindirde olanlarıdır (Yücesu, 1996). Şekil 2.14’de tek etkili Stirling motorlarının farklı düzenlemeleri görülmektedir.

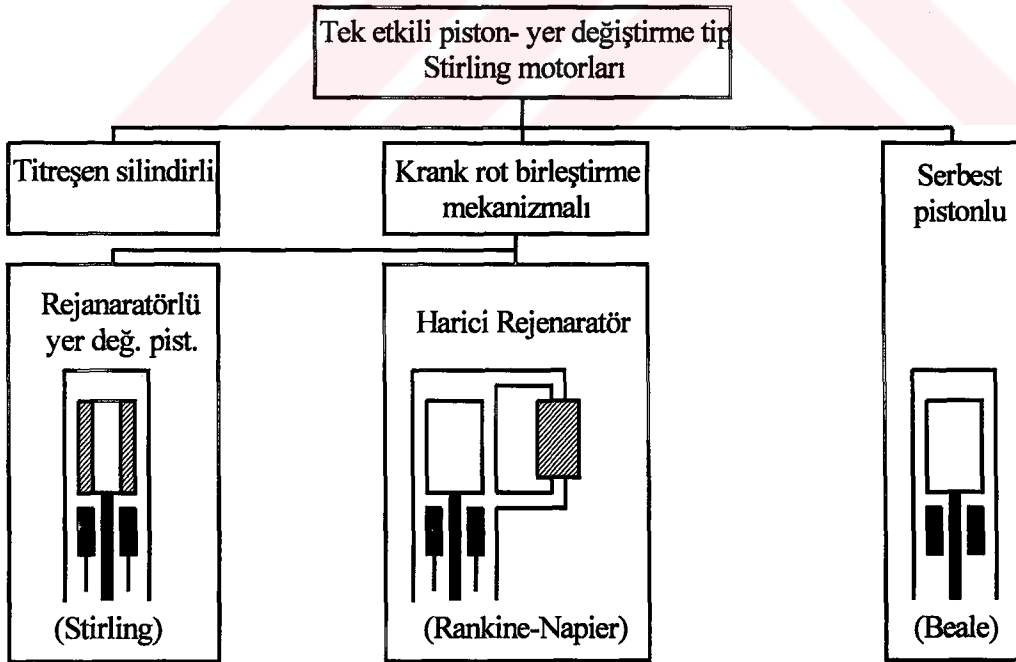
Piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorlarında pistonun üst yüzeyi ve alt yüzeyi arasında büyük basınç farkı vardır. Bu yüzden pistonun basınçlı yüzeyinden diğer yüzeyine gaz kaçağının önlenmesi için sızdırmazlık sekmanı kullanılması gerekir. Yer değiştirme pistonunda ise alt yüzey ile üst yüzey arasında hidrodinamik akış kayıplarından başka basınç farkı yoktur. Yer değiştirme pistonu silindir içerisinde hareket ederken çalışma maddesi üzerinden iş yapamaz, yalnızca çalışma maddesinin yer değiştirme pistonunun bir tarafından diğer tarafına geçmesini sağlar. Bu sırada çevrimin bazı noktaları hariç tutulursa pistonun üst ve alt tarafında basınç aynı değildir. Çalışma maddesi tarafından piston üzerine iş yapılır ve piston silindir içerisinde hareket eder. Bazı motorlarda yer değiştirme pistonunun ya bir bölümü ya da tamamı metalik gözeneklerden oluşur. Bu tip yer değiştirme pistonları aynı zamanda rejeneratörü de oluşturur. Şekil 2.14’de görülen motor tipleri sırası ile  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\alpha$  tipleri olarak da adlandırılırlar (Yücesu, 1996).





Şekil 2.14. Tek etkili Stirling motorlarında farklı düzenlemeler a) Piston- yer değiştirme pistonu aynı silindirde, b) Piston- yer değiştirme pistonu farklı silindirde, c) İki pistonlu Stirling motorları (Yücesu, 1996)

### 2.5.1.1. Tek etkili tek silindirli piston - yer değiştirme pistonlu motorlar



Şekil 2.15. Tek etkili piston- yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorlarının farklı düzenlemeleri (Walker, 1973)

Tek etkili piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motoru 1816 yılında ilk olarak Robert Stirling tarafından yapıldı. Philips firması bu tipte bir çok Stirling motoru geliştirmiştir, bunlardan bazıları birinci tip makine (iş üreten), bazıları da soğutma makinesi olarak yapılmışlardır. Tek etkili piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorlarının değişik düzenlemeleri Şekil 2.15’de Şematik olarak verilmiştir.

Krank mekanizmalı makinelerde rejeneratörlü yer değiştirme pistonu kullanılan makineler Stirling tip, harici rejeneratör kullanılanlar ise Rankine–Napier tip olarak adlandırılırlar. Diğer bir tasarımda ise hacim değişiminin elde edilmesi için salınımlı silindir sisteminin kullanılmasıdır, fakat bu tip makine henüz imal edilmemiştir. Bu makinelerin diğer bir düzenlemesi de serbest pistonlu makinelerdir. Bu tip makineler Beale ve arkadaşları tarafından Ohio Üniversitesinde ve Sunpower firmasında imal edilerek, ısı kaynağını güneş enerjisi kullanılarak çalıştırılmaları sağlanmıştır. İmal edilen bu makineler motor, klima, ve ısı pompası olarak kullanılmaktadır (Walker, 1973, 1980; Beale, et al, 1992).

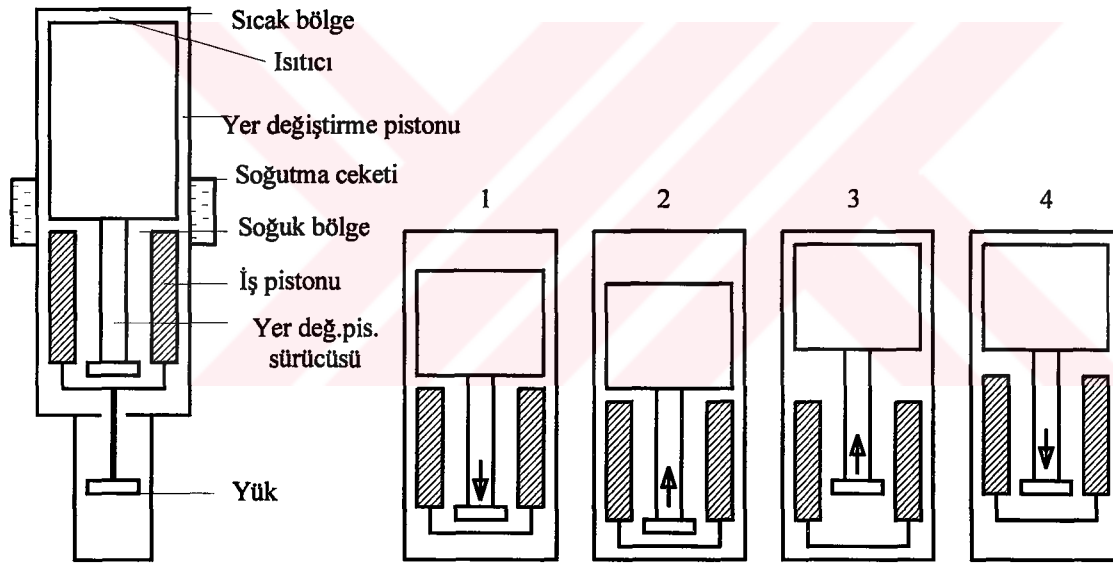
Şekil 2.16’da serbest pistonlu Stirling motorunun çalışması Şematik olarak verilmiştir. Bu sistem termal tahrikli osilatör olup bir ısı kaynağı ile ısı yutucu ortam arasında mekanik enerji üretmektedir. Çevrim klasik Stirling çevrimi olup, iki sabit sıcaklıkta ve iki sabit hacimde ısı alışverişi sürecinden oluşur. Yer değiştirme pistonu hareketi mekanik bağlantı ile değil, gaz kuvvetleri ile sağlanmıştır. Motorun çalışması durum değişiklerine göre aşağıdaki sıra gibidir:

1-2 arası piston çalışma maddesini genişletir, yer değiştirme pistonu iş pistonu üzerindedir.

2-3 arası sıçratma bölgesindeki basınç iç basınçtan daha büyüktür, basınç kuvveti yer değiştirme pistonunu sıcak bölgeye doğru hareket ettirir, çalışma maddesi soğuk bölgeye dolar, basınç düşer.

3-4 arası sıçratma bölgesi basıncının tesiri ile piston soğuk bölge içerisine itilir.

4-1 arası sıcak bölgedeki basınç soğuk bölgedeki basınçtan daha büyük olduğu için yer değiştirme pistonu soğuk bölgeye doğru hareket eder (Beale, et al, 1971, 1973).



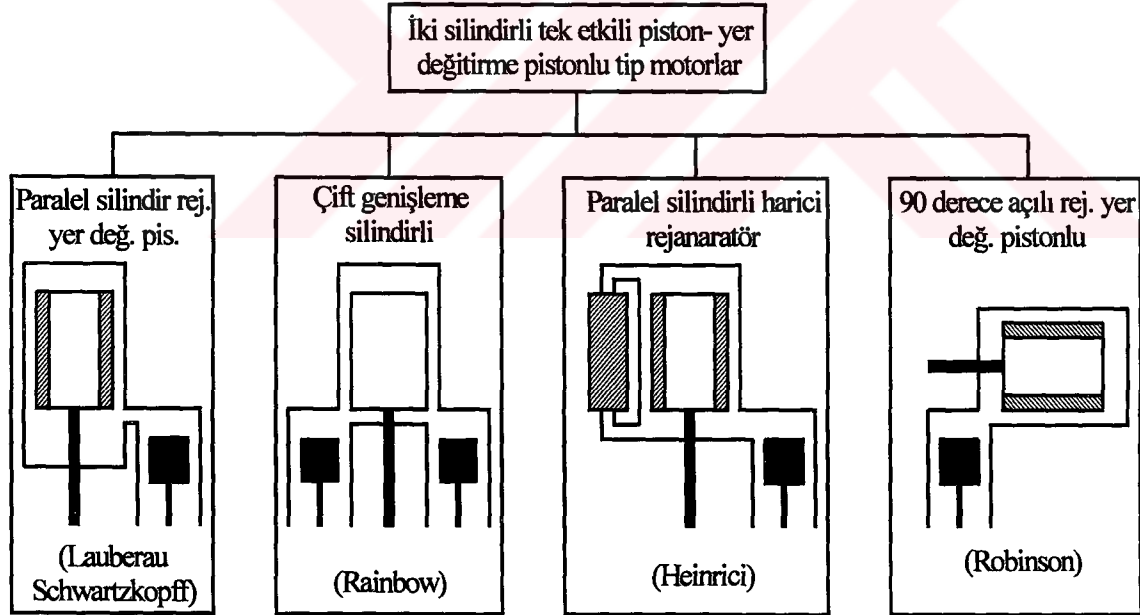
Şekil 2.16. Serbest pistonlu Stirling motorunun şematik resmi (Beale, 1973)

### 2.5.1.2. Tek etkili iki silindirli piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motorları

İki silindirli piston-yer değiştirme pistonlu tip Stirling motoru ilk olarak 1827 yılında Robert Stirling ve kardeşi James Stirling tarafından yapılmıştır. Bu motor uzun yıllar Dundee dökümhanesinde çalıştıktan sonra yer değiştirme

pistonunun çalıştığı silindir malzemesinin kalitesiz olmasından dolayı arızalanmıştır.

Tek etkili iki silindirli motorlara ait farklı düzenlemeler Şekil 2.17’de görülmektedir. İki silindirli motorlarda rejeneratörlü yer değiştirme pistonuna sahip olanlar Laubereau-Schwartzkopff tipi olarak tanımlanır. Harici rejeneratörü olanlar ise Henrici tip olarak adlandırılırlar. İki silindirli motorlarda, silindir eksenleri arasında 90° olan tipler Robinson motoru olarak bilinirler. Bu motorların bir diğer düzenlemesi de 1971 yılında H. Rainbow tarafından yapılmıştır, motorda iki iş pistonu ve bir rejeneratörlü yer değiştirme pistonu vardır. Bu motorlarda hareket mekanizmaları, soğutma ve sızdırmazlık problemlerinin giderilmesi kolaydır (Walker, 1980).



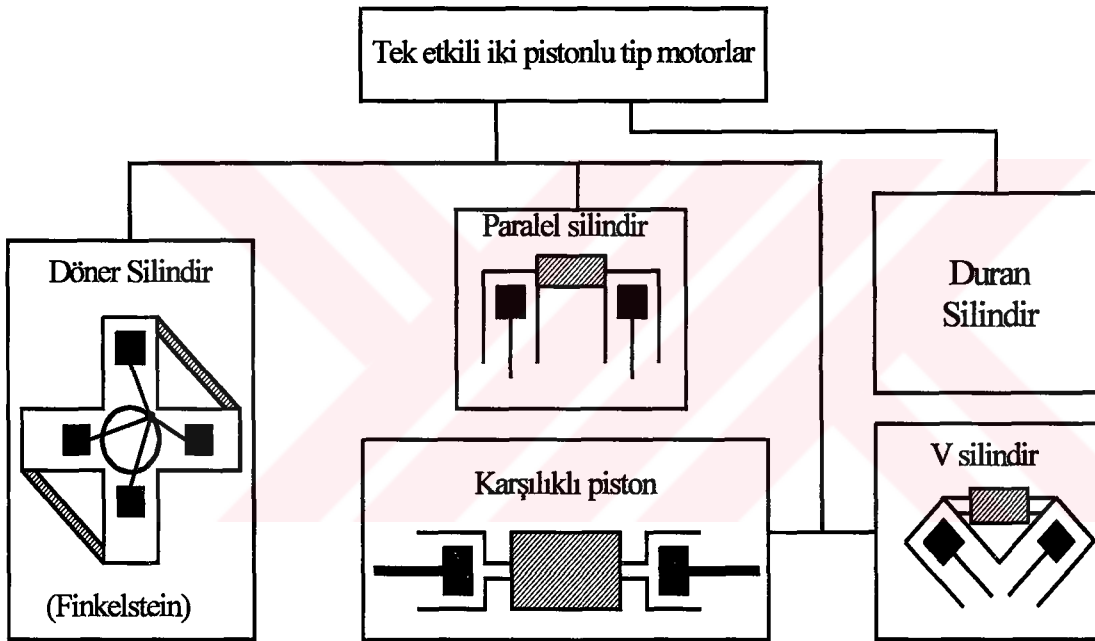
Şekil 2.17. İki silindirli tek etkili Stirling motorlarının farklı düzenlemeleri (Walker, 1980)

### 2.5.1.3. Tek etkili çok silindirli Stirling motorları

Tek etkili çok silindirli Stirling motorlarını dört grupta toplamak mümkündür. Bunlar;

- a) Piston-silindir tip,
- b) Döner tip,
- c) Körüklü ve diyaframlı tip
- d) Serbest pistonlu tip olarak sınıflandırılır.

Piston silindir düzenlemelerinin en çok bilinenleri bu gruptadır. Bu düzenlemeler Şekil 2.18’de görülmektedir.



Şekil 2.18. Tek etkili çok pistonlu Stirling motorlarına ait farklı düzenlemeler (Walker, 1973)

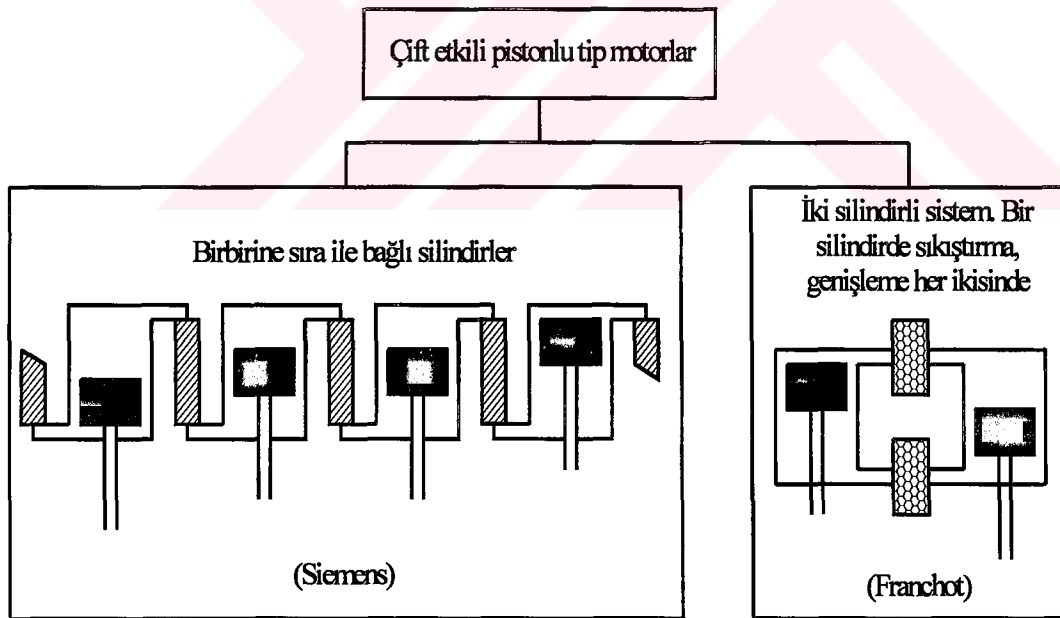
Rider düzenlemesi olarak bilinen paralel silindirli motorun son yüzyıl içinde imali mümkün olmuştur ve pistonlar krank miline bağlanmıştır.

Döner tip veya körüklü ve diyaframlı tip olarak tasarlanmış Stirling motorları da mevcuttur. Sızdırmazlık ve balans problemlerinden dolayı ticari amaçlı imalata teşebbüs edilmemiştir. Başka bir döner pistonlu tip motorda Zwiauer

tarafından tasarlanmıştır, makinenin tasarlanmasındaki amaç yüksek güç elde etmektir, fakat uygulama aşamasına geçilmemiştir (Walker, 1980).

### 2.5.2. Çift etkili Stirling motorları

Çift etkili Stirling motorlarında motorun düzenlemesi bir silindirin genişleme hacmi ile diğer bir silindirin sıkıştırma hacmi arasında ısı değiştirgeçleri yerleştirme sureti ile gerçekleştirilmiştir. Her bir silindir bir Stirling motoru olarak değerlendirildiği için motor sayısı ile silindir sayısı birbirine eşittir. Çift etkili Stirling motorlarının en büyük avantajı tek etkili Stirling motorlarının yarısı kadar parça sayısına sahip olmasıdır. Bu özelliği motora daha basit bir hareket sistemi kazandırmıştır. Şekil 2.19'da çift etkili Stirling motoruna ait düzenlemeleri göstermektedir



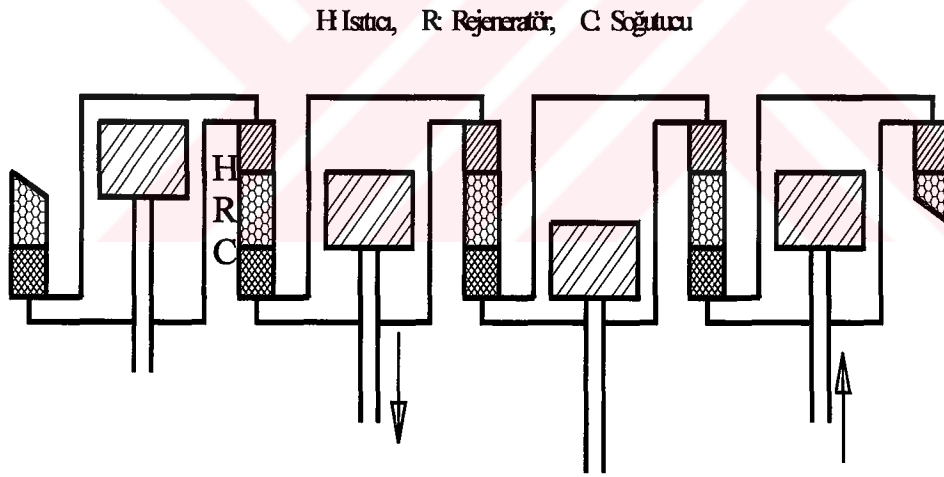
Şekil 2.19. Çift etkili Stirling motorlarına ait farklı düzenlemeler (Walker, 1973)

Çift etkili Stirling motorları 19.yy içinde araştırmaya başlanmıştır. İlk olarak 1853 yılında Fransız mühendis Charlers Lois Franchot tarafından ortaya



atılmıştır. Babcock bu motoru yapmıştır. 1959 yılında Finkelstein ve Polanski araştırmalara yeniden başlamıştır. İngiliz bilim adamı Sir Willams Siemens tarafından dört silindri çift etkili Stirling motoru fikri ortaya atılmıştır. Van Veenan 80 yıl sonra (1959) eğik plakalı (swashplate) hareket sisteminin ortaya çıkması ile Philips programı dahilinde çift etkili stirling motorunu yapmıştır. Her biri birer piston içeren dört silindri Stirling motorunun şematik resmi Şekil 2.20’de görülmektedir.

Siemens motorunun farklı versiyonları Avrupa ile Birleşik Devletlerde araştırılmış ve yapılmıştır. Dört silindri eğik düzlem plaka hareket sistemli Siemens motoru Philips/Ford programı dahilinde otomobil motoru olarak kullanılmıştır (Walker, 1980).



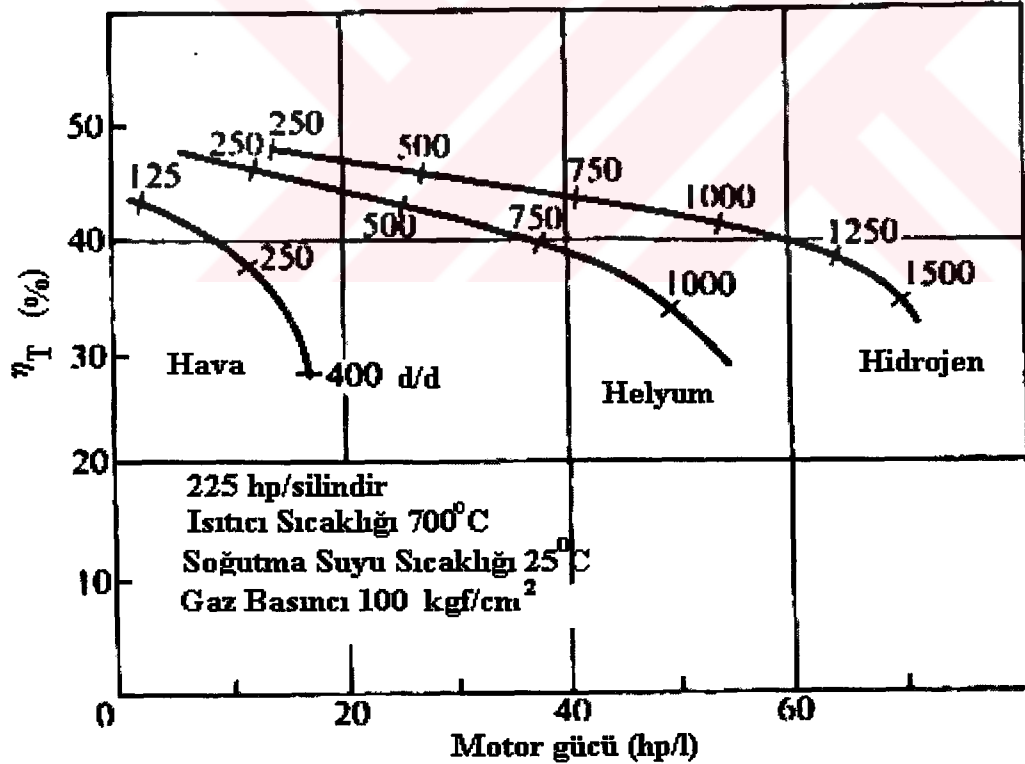
Şekil 2.20. Çift etkili Stirling motorunun şematik resmi (Spigt, 1975)

## 2.6. Stirling Motorunda Kullanılan Çalışma Maddesi

Stirling motorları çalıştırma özelliklerindeki avantajlı tarafları sebebi ile farklı çalışma maddelerinin kullanılmasına imkan tanımaktadır. Motorun kapalı veya açık sistem olması kullanılacak çalışma maddesinin seçimini etkilemektedir. Sistemin kapalı olması halinde çalışma maddesi bir defa şarj edilerek herhangi



bir sızıntı olmaması halinde uzun süre kullanılabilir. Stirling motorunda motor verimi sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıklarına bağlıdır. Bu doruca Carnot verimine eşittir. Çalışma maddesinin türünün motor verimine etkisi şüphelidir. Ancak çalışma maddesinin özellikleri ısı transferini ve akış kayıplarını etkiler. Motorlarda kullanılan çalışma maddesi özellikleri iki bakımdan dikkate değerdir. Bunlardan birisi ısı transferi diğeri ise akış sürtünmedir. Gazın ısı kapasitesi ve ısı kondüktivitesi ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucuda olan ısı transferini etkiler. Ayrıca çalışma maddesinin yoğunluğu ile akış sürtünme kayıpları arasındaki ilişkinin önemi  $\frac{1}{2}\rho V^2$  ( $\rho$  yoğunluğu,  $V$  hızı ifade etmektedir) den anlaşılmaktadır (Michels, 1976).

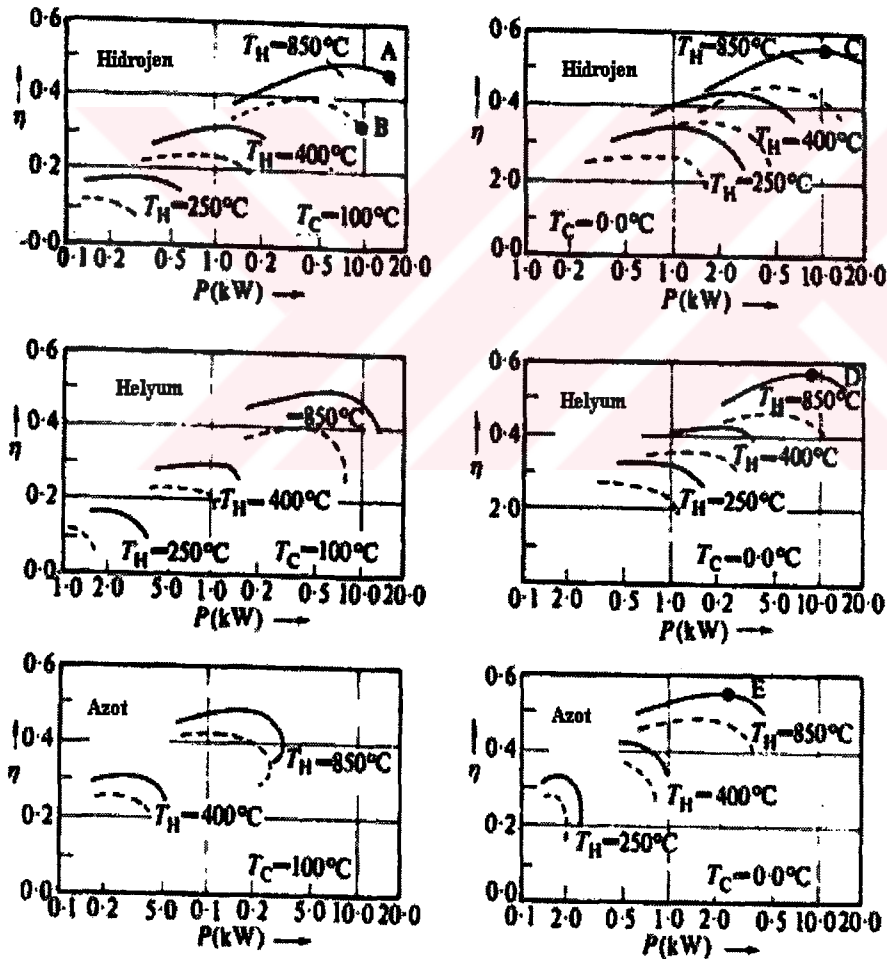


Şekil 2.21. Farklı çalışma maddelerinin motor verimine etkisi (Michels, 1976)

Şekil 2.21'de farklı çalışma maddesi kullanılarak çalıştırılan tek silindirli Stirling motorundan elde edilen eğriler verilmiştir. Bu motor 165 kW (225

bhp) gücünde olup toplam verim, motor devri ve özgül güç arasındaki ilişkiler soğuk ve sıcak kaynak sıcaklıkları ile maksimum basınç sabit tutularak ( $110 \text{ MN/m}^2$ ) bulunmuştur.

Düşük devirlerde (250 1/min) hava, hidrojen ve helyumdan elde edilen sonuçlara göre gerek verimler gerekse güçler birbirlerine çok yakındır. Ancak motor devri arttıkça hidrojen ve helyum kullanıldığında özgül güç artmakta, hava kullanıldığında ise maksimum güç artışı 400 1/min'de sona ermektedir.



Şekil 2.22. Farklı ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarında Hidrojen, Helyum ve Azot kullanılması sonucu ortaya çıkan güç ve verim ilişkisi (Walker, 1980)

Farklı ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarında helyum, hidrojen ve azot gazları kullanılarak çalıştırılan başka bir motordan elde edilen motor çıkış gücü ve motor verimi arasındaki ilişkiler Şekil 2.22'de verilmiştir. Çalışma maddesi olarak kullanılan helyum, hidrojen, azot gazlarına bağlı olarak alınan sonuçların hepsinde motor gücü ve motor verimi çalışma sıcaklığına ( $T_h=250^\circ\text{C}$ ,  $400^\circ\text{C}$ ,  $800^\circ\text{C}$ ) soğutucu ( $T_c=0^\circ\text{C}$ ,  $100^\circ\text{C}$ ) sıcaklıklarına bağlı olarak artmaktadır. Aynı çalışma şartlarında en yüksek verimin helyum gazı kullanıldığında, en yüksek motor gücünün de hidrojen gazı kullanıldığında elde edildiği görülmektedir (Walker, 1980).

## 2.7. Stirling Motorunun Avantajları ve Dezavantajları

### 2.7.1. Avantajları

1. Yanmanın sürekli olması, emme ve egzoz supaplarının olmayışı, basınç değişimlerinin sinüzoidal olması ve İçten Yanmalı Motorlara göre parça sayısının daha az olması sebebi ile gürültü yok denecek kadar azdır.
2. Yanma sırasında hava fazlalık katsayısının yüksekliği ve yanmanın dışarıda olması azotoksit, karbonmonoksit ve yanmamış hidrokarbon miktarını azaltarak İçten Yanmalı Motorlara göre daha az kirletici etkisi olur (Çizelge 2.2, Çizelge 2.3).
3. Gaz, sıvı, fosil, biyokütle yakıtlar, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi, nükleer enerji, termal kaynaklar vs. enerji kaynakları ile çalışabilir.
4. Yanmanın hareketli parçalara temas etmeyişi, alt sistemlerin az olması, silindirlerin kuru yağlanması yağ gereksiniminin düşük seviyede olması, uzun ömürlü ve az bakımlı olmasını sağlar.
5. İçten Yanmalı Motorlara göre alt sistemlerinin az olması imalatlarının daha kolay olmasını sağlar.

6. Yanma motor çalışmaya başlamadan önce gerçekleştiği için ayrıca ateşleme sistemine ihtiyaç duyulmaz ve ilk harekete geçmeleri daha kolay olur.
7. Son derece basit oyuncak ebadında yapılabildiği gibi çok büyük boyutlarda da yapılabilir.
8. Termik verimleri İçten Yanmalı Motorlara göre daha yüksektir (Üner, 1972; Çetinkaya, 1995; Yücesu, 1996; Clucas, 1994).

Çizelge 2.2. Çeşitli motor tipleri için eksoz gazı analizleri (Üner, 1972)

Atmosfere Atılan Gaz	Stirling Motoru	Gaz Türbini	Dizel Motoru
CO yüzdesi	0,007-0,03	0,025-0,045	02-05
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub> (ppm)	1-2	1,5	275
NO <sub>x</sub> (ppm)	100-200	90-250	----

Çizelge 2.3. Çeşitli motor tipleri için ağırlıkça gaz analizi (Üner, 1972)

Atm. Atılan Gaz (mg/s/PS)	Stirling Motoru	Gaz Türbini	Dizel Motoru
CO	0,1-0,3	2,0-3,6	0,2-0,5
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	0,003-0,006	0,036	0,6-12
NO <sub>x</sub>	0,1-0,2	0,7-2,0	0,4-2,0

### 2.7.2. Dezavantajları

1. Araştırma ve geliştirme çalışmaları hali hazırda devam ettiği için seri imalat yapılamamaktadır, imalatı yapılabilenler ise karmaşık ve maliyeti yüksektir.

2. Isıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler nedeni ile hızlanma ve yavaşlama (güç kontrolü) zordur.
3. Aynı güce sahip bir İçten Yanmalı Motora göre daha büyük kütle ve boyutlara sahiptir.
4. Çalışma ve krank boşlukları arasında güvenli yalıtım güçlüğü vardır.
5. Bazı kısımların tasarımı güçtür ve yapısı karmaşıktır (Üner, 1972; Çetinkaya, 1995; Yücesu, 1996; Koca, 1997).

## 2.8. Stirling Motoru Uygulama Alanları

Stirling motorlarının anlatılan avantaj ve dezavantajları incelendiği zaman, avantajlı taraflarının daha baskın çıktığı görülmektedir. Bu motorların teknolojik gelişmeleri seri üretim yapılabilecek seviyeye geldiği zaman, dünyada giderek artan enerji sorununa ve çevre kirliliğine çözüm olabilecektir. Şu anda dezavantajlı tarafları olsa bile Stirling motorlarının uygulama alanlarından bazıları;

- Otomotiv
- Deniz araçları
- Denizaltı güç sistemleri
- Basınç makineleri
- Soğutma makineleri
- Elektrik jeneratörleri
- Nükleer güç istasyonları
- Suni kalp
- Hidrolik pompalar

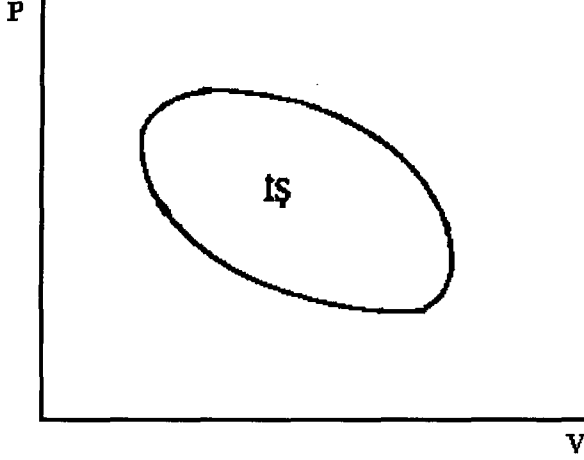
- Güneş enerjisi uygulamaları
- Uzay araçları
- Su pompalama alanları şeklinde bunları çoğaltmak mümkündür.

## 2.9. Gerçek Çevrim

İdeal Stirling çevrimi iki sabit sıcaklık ve iki sabit hacim işleminden meydana gelmektedir. Bu ideal çevrime pratikte ulaşma imkanı olmadığından çevrim üzerinde bir takım teorik düzenlemeler yapılarak gerçek çevrime ulaşılmaya çalışılır.

Stirling motorlarından elde edilen gerçek çevrim ise elips şeklinde olmaktadır. Buna sebep; sistemdeki sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin sabit sıcaklıkta gerçekleşememesidir. Çünkü motorun çalışma hızı ve ısı transfer yüzey alanının büyüklüğü önem arz etmektedir. Özellikle yüksek devirdeki çalışmalarda sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatik durum değiştirmeye daha uygundur. Yine sisteme ısı sürülmesi ve sistemden ısı çekilme işlemi sabit hacimde gerçekleşmez; çünkü, piston hareketinin sürekli olması ve ısı transferi işleminin sürekliliği bu işlemlerin sabit hacimde olmasının engellemektedir. Diğer bir önemli faktör ise aerodinamik sürtünme kayıplarıdır ki bu kayıplardan dolayı çevrim maksimum basınca ulaşmaz. Ölü hacim ise diğer bir dezavantajı oluşturmaktadır.

Sonuç olarak ideal çevrimden uzaklaşmanın sebepleri olarak genişleme ve sıkıştırma bölgesindeki sürekli hareketli elemanlar, izotermal olmayan sıkıştırma ve genişleme işlemleri, ısıtıcı ve soğutucuda sınırlandırılmış ısı transferi, ölü hacmin artması, yüksek sürtünme kayıpları, akışkan kaçakları, kondüksiyon kayıpları sayılabilir. Şekil 2.23.' de Stirling motoruna ait gerçek p-V diyagramı görülmektedir (Urielli and Rallis; Yücesu ,1996).



Şekil 2.23. Gerçek Stirling motoruna ait p-V diyagramı (Yücesu ,1996)

## 2.10. Stirling Motorundaki Kayıplar

### 2.10.1.Sızdırmazlık

Sızdırmazlık problemi Stirling motorlarında en çok çalışılan konulardan bir tanesidir. Bilindiği üzere Stirling motorlarında, içten yanmalı motorlarda olduğu gibi enerji silindir içerisinde açığa çıkmaz ve çalışma maddesine enerji dışarıdaki bir kaynaktan sağlanır. Silindir içerisindeki çalışma maddesinin piston çevresinden ve yer değiştirme pistonu kuyruğu çevresinden kaçması motor gücünün ve veriminin azalmasına sebep olmaktadır. Bazı Stirling motorlarında bu mahsuru ortadan kaldırmak için silindir içerisine çalışma maddesi takviyesi (şarj basıncı) yapacak yardımcı sistemler ilave edilmiştir. Kaçaklar önlenemediği takdirde birkaç çevrim sonunda silindir içerisinde çalışma maddesi kalmayacağından motorun çalışması durur (Koca, 1997).

Belirli bir boyuttaki Stirling motorunun çıkış gücünü arttırmak için en iyi çözüm çalışma maddesinin basıncını arttırmaktır. Yüksek güçlü motorlarda helyum ve hidrojen gibi çalışma maddeleri havaya oranla daha fazla tercih

edilir. Bu nedenle çalışma boşluklarındaki basınçlı çalışma maddesinin krank boşluğuna ya da atmosfere kaçması önlenmelidir. Küçük motorlarda krank muhafazası minimum çevrim basıncına göre tasarlanabilir. Bu durumda piston üzerindeki sızdırmazlık elemanları çalışma boşluğu ile krank boşluğu arasındaki basınç farkını  $(p_{min}-p_{min})=0$  ve  $(p_{max}-p_{min})=p_{max}$  arasında tutmalıdır. Burada  $p_{max}$  maksimum çevrim basıncını ve  $p_{min}$  ise minimum çevrim basıncını temsil etmektedir.

Eğer motor krank muhafazasına basınçlı çalışma maddesi doldurulacak ise statik sızdırmazlık elemanlarına ilaveten dinamik sızdırmazlık elemanlarının da kullanılması gerekmektedir. Buna alternatif olarak eğer motor elektrik jeneratörü olarak kullanılacaksa, jeneratör krank muhafazası içerisine yerleştirilebilir ve bu durumda yalnızca statik sızdırmazlık elemanlarının kullanılması yeterli olacaktır.

Büyük motorlar için basınçlı krank muhafazası yapısı, boyutları ve basınca dayanımı da göz önünde bulundurularak daha kalın ve dolayısıyla daha ağır parçalar gerektirir. Bu nedenle daha az tercih edilirler. Bu durumda piston üzerindeki sızdırmazlık elemanları basınç farkını  $(p_{max}-p_{atm})$  ile  $(p_{min}-p_{atm})$  aralığında tutmaları gerekmektedir. Burada  $p_{atm}$  atmosfer basıncını temsil etmektedir.

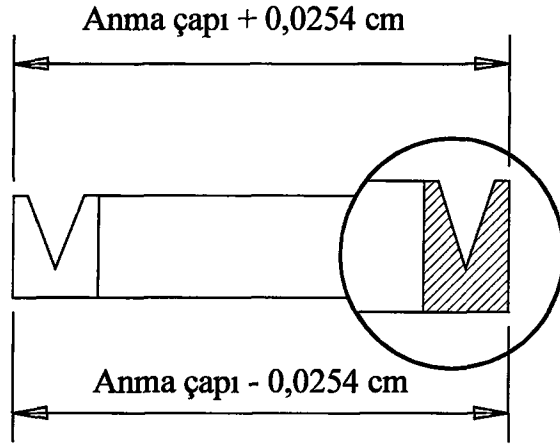
Sızdırmazlık elemanları üzerindeki çalışmaların büyük çoğunluğu Philips firması tarafından yapılmıştır. İlk yapılan sızdırmazlık elemanları küçük toleranslı sızdırmazlık elemanları, daha sonraları ise yuvarlak diyafram tip sızdırmazlık elemanları üzerinde çalışmalar devam etmiştir. Bazı diğer firmalar ise bu sızdırmazlık elemanlarına alternatif sızdırmazlık elemanları geliştirmişlerdir. Unitted Stirling firması da bu konuda büyük çaba sarf etmiş ve çok bölümlü kaymalı sızdırmazlık elemanlarını yapmışlardır. Benzer bir çalışma ise Ford Motor Company tarafından otomotiv Stirling motoru



çerçevesinde Siemens çift etkili motorlarda kullanılmak üzere sızdırmazlık elemanı yapılmıştır. Bu program NASA Lewis Research Center (NASA Lewis Araştırma Merkezi) tarafından desteklenmiştir.

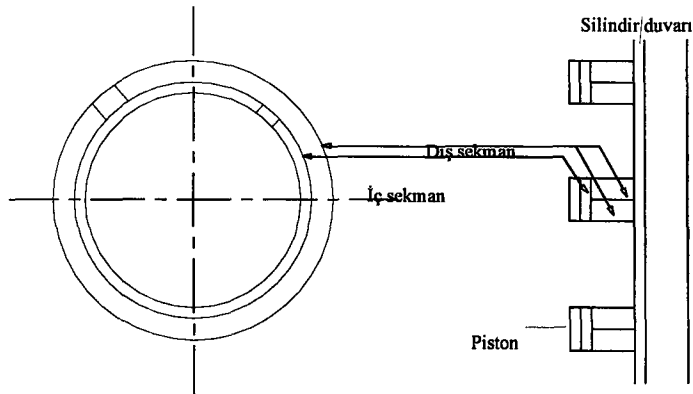
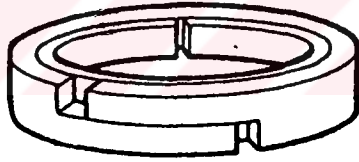
Kaymalı sızdırmazlık elemanları için kuru tip (yağlanmayan) fluorocarbon malzemeler tercih edilir. Özellikle polytetrafluoroethiyene, genel olarak PTFE olarak bilinen yada ticari ismi Teflon olan malzeme tercih edilmektedir (Rix, 1995). Bu malzeme çok küçük sürtünme katsayısına sahip olma özelliğini taşır. PTFE malzemenin “Rulon A” diye bilinen özel bir bileşimi daha dayanımlı bir malzemedir ve teflona göre çok daha iyi özelliklere sahiptir. Bu nedenle Rulon A Stirling motorlarında sızdırmazlık elemanı olarak daha fazlaca tercih edilen bir malzemedir.

W. Beale tarafından geliştirilen sızdırmazlık elemanlarından bir tanesi Şekil 2.24’de görülmektedir. Şekilde görülen sızdırmazlık elemanı üst üste konularak birleştirilmiş yada blok malzemedен imal edilmiştir. Sızdırmazlık elemanının üst dudağı anma çapından 0,0254 cm (0,010 inch) daha büyük boyutta yapılmıştır. Anma çapı 5,08 cm (2 inch) dir. Sızdırmazlık elemanının alt ucu ise anma çapından 0,0254 cm daha küçük yapılmıştır. Esnek kenarın uzunluğu ise 0,95 cm dir. Yapılan bu sızdırmazlık elemanı piston üzerine epoxy-cement denilen bir yapıştırıcı ile sıkı bir silindirin içerisinde bir gün bekletilmek sureti ile pistonu birleştirilmiştir. Silindir içerisinde bir günlük bekleme ile sıkı olarak silindire takılmış olan sızdırmazlık elemanının kısmen serbest hale geleceği belirtilmiştir. Çalışma öncesinde pistonun silindir içerisinde birkaç kez aşağı yukarı hareketi ile sızdırmazlık elemanlarının serbest hale geçeceği bildirilmiştir. Bu sızdırmazlık elemanlarının çalışacağı silindirlerin ise oldukça sert malzemedен yapılarak honlanıp daha sonra ise yüzeyinin iyice parlatılması gerektiği bildirilmiştir.



Şekil 2.24. Rulon sızdırmazlık elemanı kesit görünüşü (Walker, 1973)

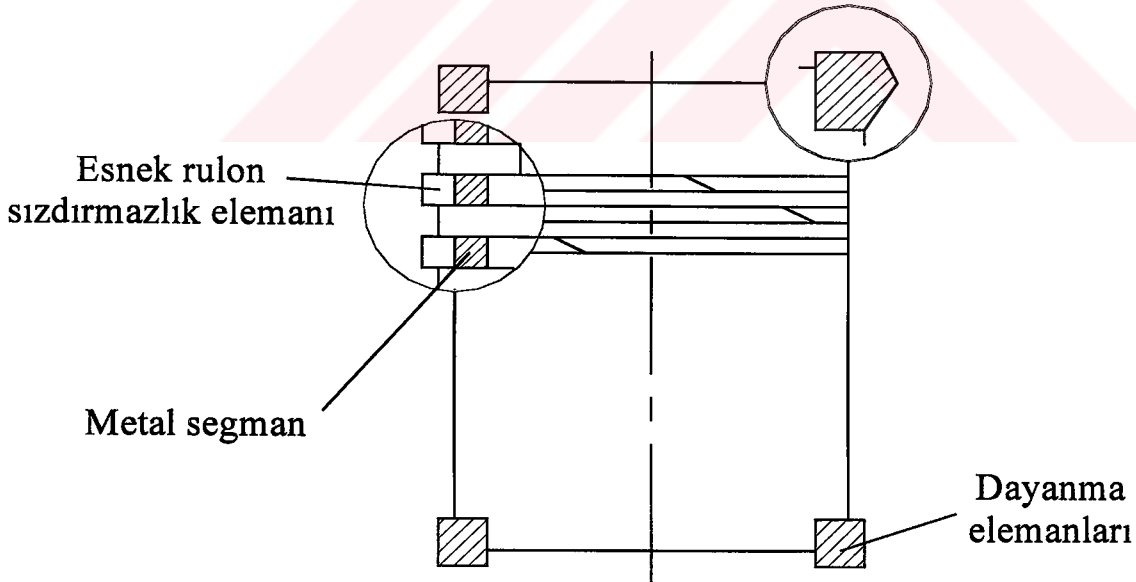
Piston silindir arası sızdırmazlık elemanlarının bir tanesi de Şekil 2.25'deki gibidir.



Şekil 2.25. Üç Parçalı sızdırmazlık elemanı (Kagawa et al., 1988, 1991)

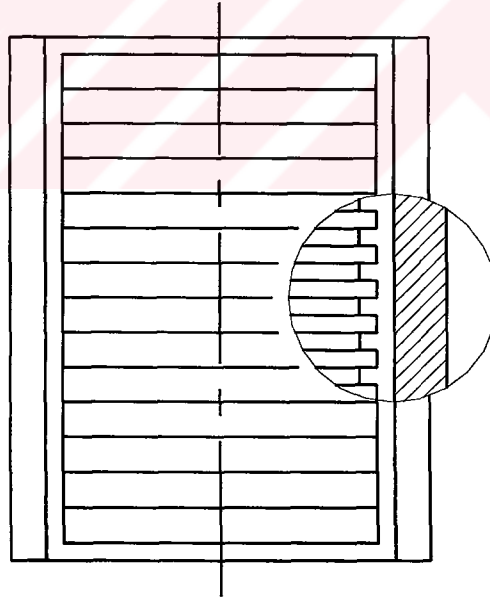
Bu üç parçalı sızdırmazlık elemanı polymidden yapılmış olup düşük sürtünme, düşük sızdırmazlık ve düşük aşınma belirlenmiştir. Bu tip sızdırmazlık elemanı yağlanmayan sıkıştırma ve genişleme silindiri pistonlarında kullanılmıştır (Kagawa et al., 1988, 1991)

Sızdırmazlık elemanlarından bir tanesi de Şekil 2.26'da görülen içten yanmalı motorlarda kullanılan sekmanlara benzeyen tip olan sızdırmazlık elemanıdır. İnce yapılı dikdörtgen kesitli rulon sızdırmazlık elemanı altında bulunan metal yaylar ile dışa açılmaları ve silindir duvarına tam teması sağlanmıştır. Sızdırmazlık elemanının esnekliğini sağlamak için elemanlar radyal olarak kesilmiş, pistonun alt ve üst tarafında dayanma elemanları mevcut olup elemanların çizgisel temasının sağlamak için yüzeylere üçgen profil verilerek pistonun üzerine yapıştırılarak monte edilmiştir.



Şekil 2.26. Segman tipi sızdırmazlık elemanı (Walker, 1980)

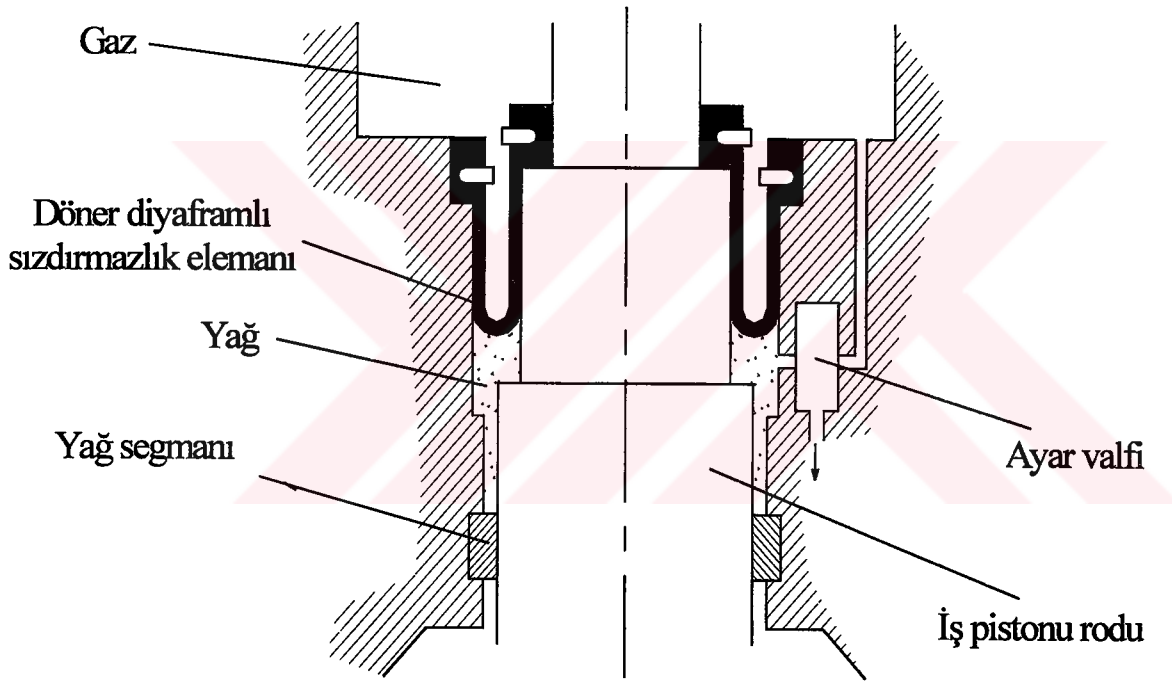
Özellikle serbest pistonlu Stirling motorlarında çok küçük toleranslı sızdırmazlık elemanı kullanılmış ve çok iyi sonuçlar vermiştir. Bu tip uygulamalarda sızdırmazlık elemanının alıştırılması kolaydır. Bu sızdırmazlık elemanlarından piston boyu silindir çapının yaklaşık iki katı olduğu zamanlarda daha iyi sonuçlar alınmıştır. Şekil 2.27’de görülen küçük toleranslı sızdırmazlık elemanının oluklu yapısı görülmektedir. Oluklar arasındaki blok kısımlarının boylarının düzenli olması gerektiği belirtilmektedir. Böyle bir sızdırmazlık elemanının kullanıldığı motorda kaçak miktarının aradaki tolerans ile ilişkili olduğu ifade edilmiştir. Bu elemanların kullanıldığı motorlarda sıkışma olmaması için silindir yüzeylerinin işlenmesi gerektiği ifade edilmiştir.



Şekil 2.27. Küçük toleranslı sızdırmazlık elemanı (Walker, 1980)

Yüksek basınç kullanılan bazı motorlarda piston kuyruğu ile krank muhafazası arasındaki çalışma maddesi kaçaklarını önlemek için yuvarlak diyafram conta denilen bir sızdırmazlık elemanı kullanılmıştır. Bu sistemde piston

kuyruğunun altındaki ufak bir boşluğa yağ doldurulmuş ve bunun üstüne poliüretan kauçuğundan yapılan bir diyafram takılmıştır. Bu diyafram salmastra kutusu gövdesine ve piston kuyruğuna takılmıştır. Yüksek esnekliğe sahip bu sızdırmazlık elemanı alt tarafından motor yağı ile desteklenmektedir. Yağ ile desteklendiği zaman 100 atmosfer basınca kadar çalışabileceği ifade edilmiştir (Pedreso, 1976; Walker, 1980; Üner, 1972; Koca, 1997; Kagawa et al, 1988; Yücesu 1996).



Şekil 2.28. Yuvarlak diyafram contalı sızdırmazlık elemanı (Üner, 1972)

### 2.10.2.Sürtünme kayıpları

Stirling motorlarındaki sürtünme kayıplarını da diğer motorlarda olduğu gibi mekanik kayıplar ve aerodinamik kayıplar olmak üzere iki grup halinde sınıflandırılabilir.

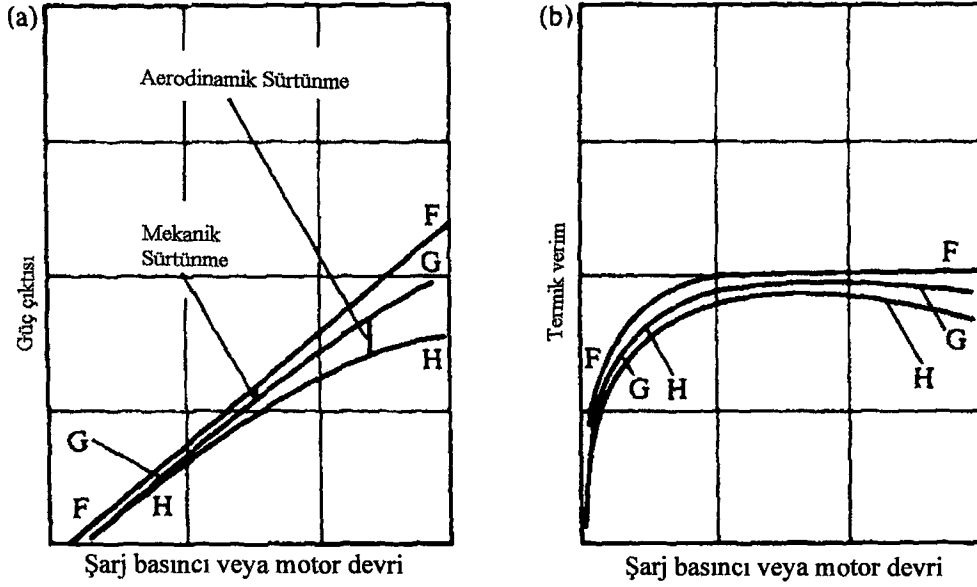
### 2.10.2.1. Mekanik kayıplar

Stirling motorlarında mekanik sürtünmeleri pistonlar (güç ve yer değiştirme pistonu), piston kuyruğu, sekman, yatak kayıpları, yağ pompası, vs. parçalar oluşturmaktadır. Motorlarda bu sürtünme kayıplarını yenmek için bir miktar faydalı güç tüketilir. Motor devri ve çalışma basıncı arttıkça sürtünme kayıpları da artmaktadır. Stirling motorlarında sürtünme kayıplarının en aza indirmek için normal alışılmış kaymalı yataklar yerine rulmanlı yataklar, masuralı yataklar, özel yapım keçe ve kaplama yataklar kullanılmaktadır. Metal sekmanlar yerine teflon, polyamit, karbon malzemelerden veya bu malzemelerin türevlerinden yapılmış sekmanlar kullanılmaktadır. Böylece kayıpları azaltılan Stirling motorlarında mekanik verim %90-%95'e kadar çıkarılabilmektedir (Komakine et al., 1985; Kagawa et al., 1988, Walker, 1980).

### 2.10.2.2. Aerodinamik kayıplar

Stirling motorlarında aerodinamik sürtünme kayıpları çalışma maddesi, ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucudan geçerken kendisini gösterir. Sürtünme kayıplarından dolayı basınç düşmesi meydana gelmektedir ve sıkıştırma, genişleme bölgeleri arasındaki basınç değişiminin genliği azalmaktadır. Bu sebeplerden dolayı çevrimin net işi azalır. Basınç düşmesi akışkanın yoğunluğunun ve hızının karesinin bir fonksiyonudur.

Mekanik ve aerodinamik sürtünmenin etkisi Şekil 2.29'de "F-F" değişimini izah etmektedir. Şekil 2.29.' de "G-G" eğrisi mekanik sürtünme kayıplarının, "H-H" eğrisi aerodinamik sürtünme kayıplarının motor üzerindeki etkisinin göstergesidir (Komakine et al, 1985; Kagawa et al, 1988, Yücesu, 1996; Walker, 1980).

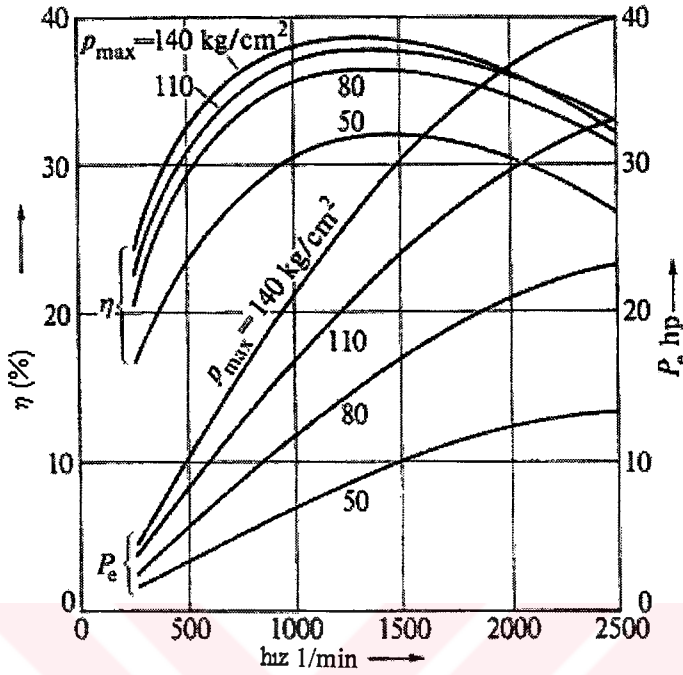


Şekil 2.29. Motor gücü ve termik verime mekanik, aerodinamik sürtünmenin etkisi (Walker, 1980)

## 2.11. Stirling Motorunun Çalışma Karakteristikleri

### 2.11.1. Güç ve verim ilişkisi

Stirling motorlarında motor gücü ve motor verimi motor devri ile doğrusal bir değişim göstermektedir. Şekil 2.30'da tek silindirli bir Philips Stirling motoruna ait, farklı şarj basınçlarında motor gücü ve termik veriminin motor devri ile değişimi verilmiştir. Motor gücü devirle orantılı olarak sürekli artmasına karşın termik verim 1500 d/d da maksimum değerine ulaşmaktadır (Yücesu, 1996).

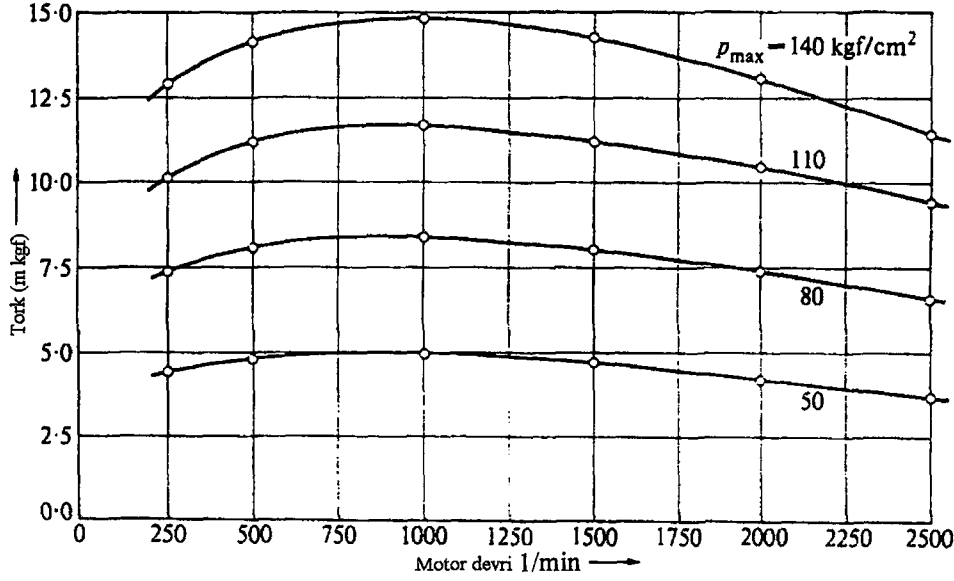


Şekil 2.30. Motor gücü ve termik verimin motor devri ile değişimi (Walker, 1980)

### 2.11.2. Tork hız ilişkisi

Stirling motorlarında motor torku motor hızına bağlı olarak birden artma veya azalma şeklinde değil, düzgün bir değişim göstermektedir. Stirling motorlarında devre bağlı olarak torkun düzgün bir değişim göstermesi, özellikle otomotiv uygulamaları kullanımı için elverişlidir. Düşük hızlarda elde edilen yüksek tork otomotiv uygulamalarında ivmelenmeyi arttırmak için arzulanan bir özelliktir. Bu özellik içten yanmalı motorlar ile mukayese edildiğinde basit bir transmisyon gerektirmektedir. Şekil 2.31’de tek silindirli Philips Stirling motoruna ait tork devir ilişkisini gösteren grafik verilmiştir (Walker, 1980).

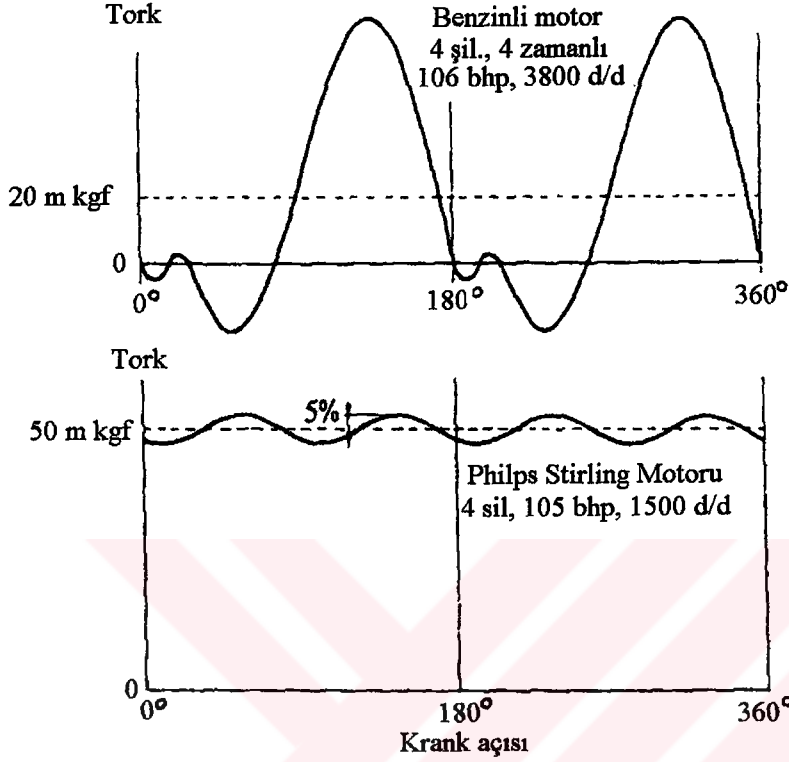




Şekil 2.31. Stirling motorlarında motor torkunun motor devri ile değişimi (Yücesu, 1996)

### 2.11.3. Periyodik tork değişimi

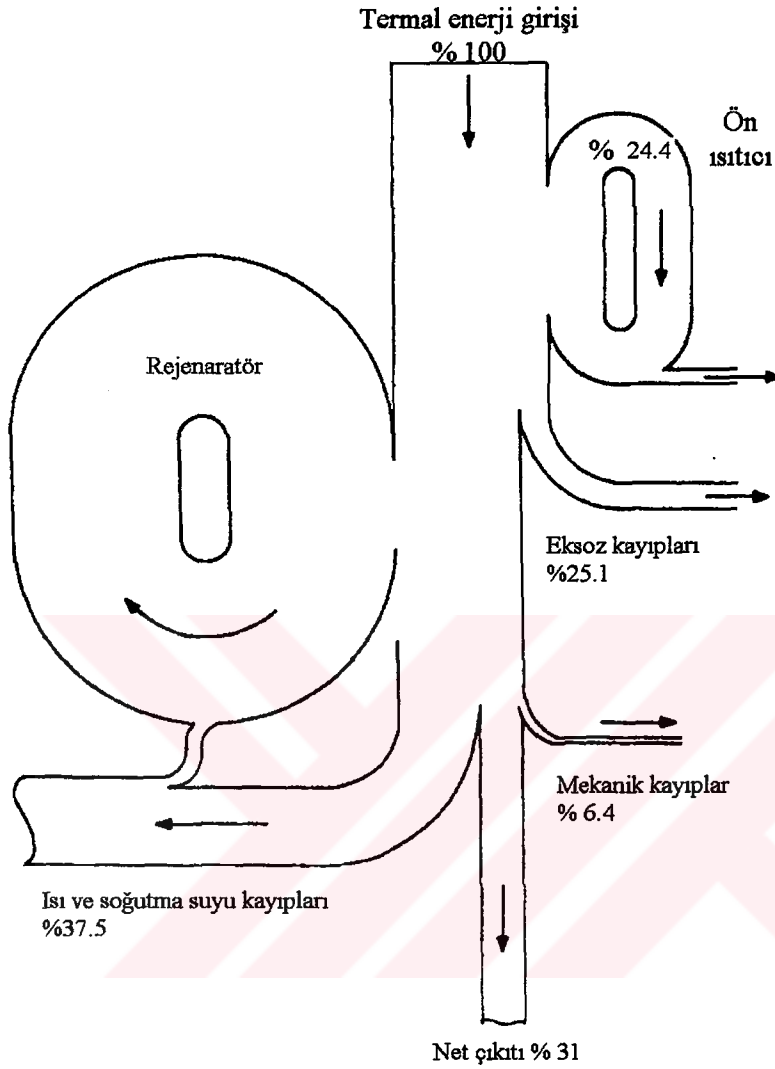
Stirling motorları bahsedilenlere ilaveten uygun periyodik tork değişimine sahiptir. İçten yanmalı motorlara nazaran daha az bir değişim göstermektedirler. Dört silindirli, dört zamanlı, buji ile ateşlemeli bir benzinli motor ile yaklaşık olarak aynı güçteki bir Philips Stirling motorunun tork değişimi Şekil 2.32’de verilmiştir. Şekil 2.32’den de anlaşılacağı üzere Stirling motorlarında tork değişiminin %5 değişim göstermesine karşın, benzinli motorda her çevrim için büyük aralıklarla basınç değişimi olur. Dikkat edilmesi gereken başka bir nokta Stirling motorunun her devirde, benzinli motorun ise iki devride bir iş üretmesidir. Ayrıca küçük tork değişim aralığı motora yapılan volanın küçük olmasını sağlamaktadır (Yücesu, 1996; Walker, 1980).



Şekil 2.32. Dört silindirli buji ile ateşlemeli bir motor ile Philips Stirling motorunun periyodik tork değişiminin mukayesesi (Yücesu, 1996)

#### 2.11.4. Enerji dağılımı

Şekil 2.33'de çalışma gazı basıncı 6,1 MPa, sıcak bölge sıcaklığı 690 °C, soğuk bölge sıcaklığı 41 °C olan ve devri 900 d/d olan bir motora ait olan sankey diyagramı verilmiştir. Başlangıçta sisteme enerji girişi % 100 kabul edilmiştir. Egzoz gazı resürkülasyonundan elde edilen enerji girişi %24,4 olarak ilave edilmiştir. Buna ilaveten verilen enerjinin %25,1'i atmosfere atılan ısı kayıpları, %6,4'ü mekanik kayıplar, %37,5 soğutma suyu kayıpları olarak, verilen ısının %31'i net işe dönüşen ısı miktarı olarak ifade edilmiştir. En önemlisi de rejeneratörde çok yüksek oranda rejeneratif iş olmasıdır (Komakine, et al., 1985).



Şekil 2.33. Stirling motorunun enerji dağılımı (Komakine, et al., 1985)

### 2.11.5.Ölü hacmin etkisi

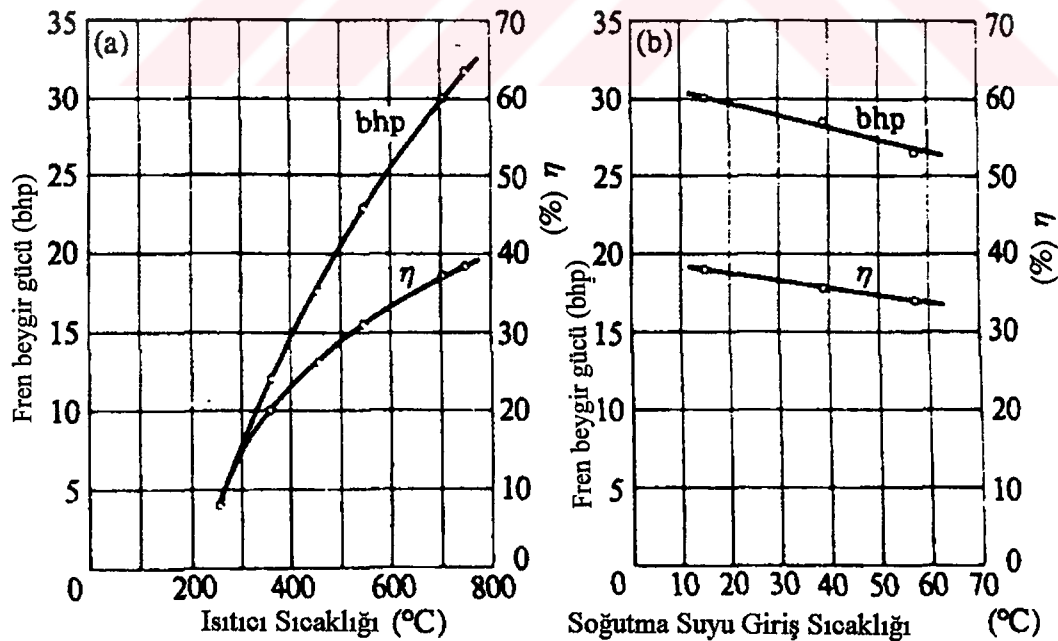
İdeal çevrim üzerine yapılan ilk pratik düzenleme bütün çalışma maddesinin aynı şartlarda, aynı yerde ve aynı zamanda bulunmasının imkansızlığıdır. İdeal Stirling motorunda piston hareketi sürekli olmasa bile rejeneratör ve diğer ısı değiştiricilerinde bir miktar ölü hacim olmak zorundadır. Çalışma maddesi soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru hareket ederken bu bölgelerde bir miktar

çalışma maddesi kalarak basınç azalmasına ve dolayısıyla birim çalışma maddesi kütlesi başına elde edilen güç çıkışının azalmasına neden olacaktır.

Burada dikkat edilmesi gereken önemli hususu ölü hacim oranının artması ile rejeneratör ve diğer ısı değiştiricilerinden akış kayıplarının azalması, bunun yanı sıra ısı transfer yüzey alanının artmasıdır. Ölü hacmin artması ile motor gücü azalır fakat termik verim artar (Walker, 1980; Yücesu, 1996).

### 2.11.6. Isıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları

Şekil 2.34.a'da güç çıkışı ve motor performansı ısıtıcı sıcaklığının fonksiyonu olarak verilmiştir. Isıtıcı sıcaklığı ile birlikte güç çıkışı motor performansının sürekli arttığı görülmektedir. Şekil 2.34.b'de ise soğutma suyu giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak verim ve motor gücünün değişimi verilmiştir. Motor gücü ve veriminin her ikisi de soğutma suyu giriş sıcaklığının artması ile sürekli azalma göstermektedir (Yücesu, 1999).



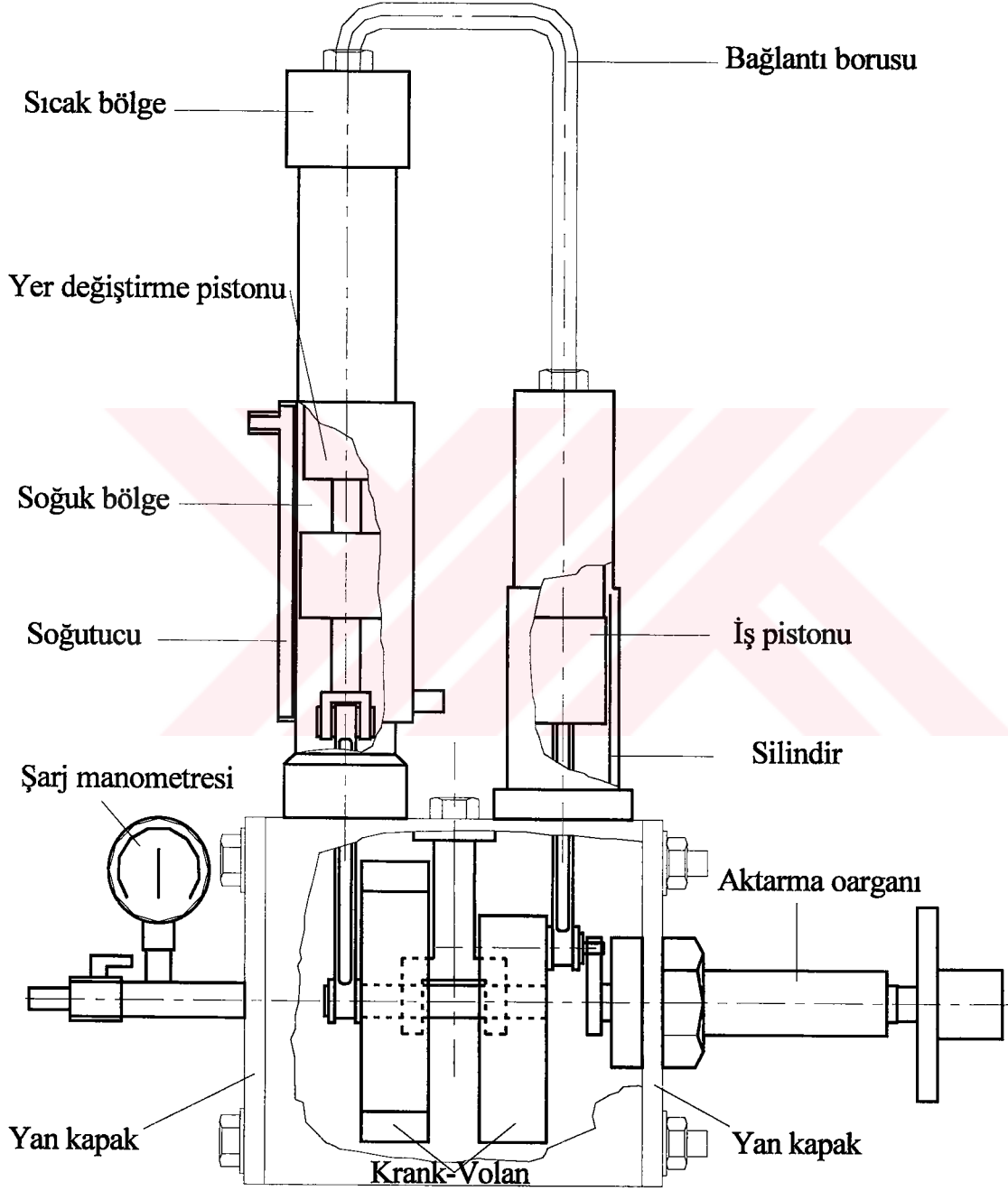
Şekil 2.34. Motor verimi ve motor gücünün ısıtıcı ve soğutma suyu sıcaklıkları ile değişimi (Yücesu, 1996)

### 2.11.7.Gürültü

Stirling motorlarında yanma veya ısı verme olayı sürekli olduğu için gürültü yok denecek kadar azdır. Basınç değişiminin sünizoidal olması, emme ve egzoz supaplarının olmayışı, silindir içerisindeki basınç oranının düşük olması, motor içerisinde periyodik olarak şiddete maruz kalan parçaların olmayışı gürültüyü azaltıcı etkindir. Bu belki de Stirling motorlarının en önemli avantajlarından biri olarak ortaya çıkmaktadır. Bu sebeple askeri amaçlı uygulamalarda sessiz çalışma tercih sebebi olmaktadır (Walker, 1980).



### 3. DENEY MOTORUNUN TASARIM VE İMALİ

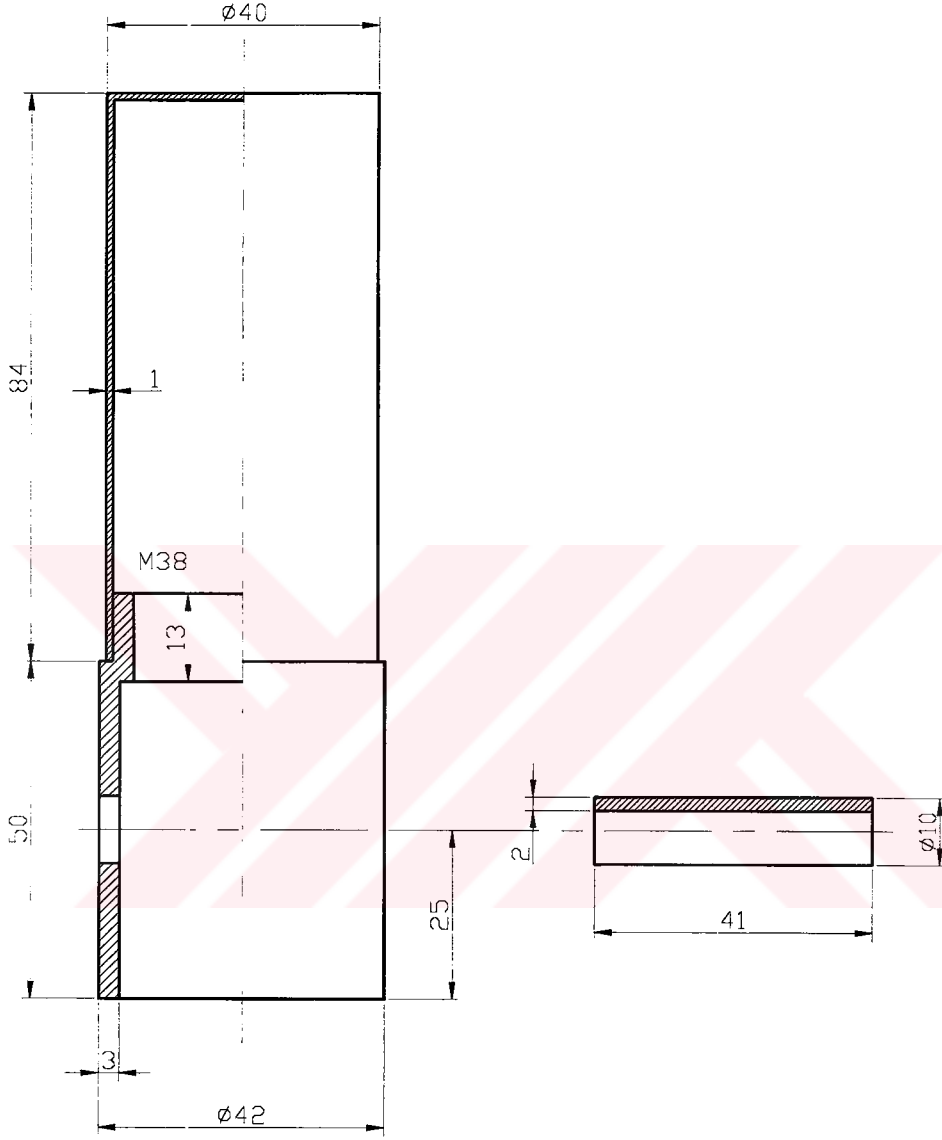


Şekil 3.1. İmalatı yapılan ve çalıştırılan Stirling motoru

Önceki bölümlerde tanıtımı ve analizleri yapılan Stirling motorunun prototipi yapılarak çalıştırılmış, deneyler sırasında ortaya çıkacak problemleri çözmek amacı ile herhangi bir ölçüm yapılmadan motorun çalışması incelenmiştir.

Motorun detaylı olmayan şematik resmi Şekil 3.1'de verilmiştir. Şekli verilen Stirling motorunun ana parçalarını iş pistonu ve silindiri, yer değiştirme pistonu, sıcak bölge, soğuk bölge, iki silindir arasında hava akışını sağlayan bağlantı borusu; krank, biyel, volan mekanizması; şarj basıncını ölçen ve hava girişini sağlayan manometre kısmı; motor tarafından üretilen gücün dışarı alınmasını sağlayan ve şarj basıncı kaçaklarını önleyen aktarma organı; motorun bahsedilen bu kısımlarını üzerinde taşıyan ve motorun bütünlüğünü oluşturan gövde şeklinde sıralamak mümkündür.

Bu parçaların yapım özelliklerini ve şematik resimlerini sırası ile aktarmak gerekirse; iş pistonu yüksek grafitli sert dökme demirden yapılarak, piston uzantısının takılması için üst tarafına diş açılmış ve biyel piminin takılacağı pim deliği açıldıktan sonra taşlanarak ölçüsüne getirilmiştir (Şekil 3.2). İş pistonuna yataklık edecek silindir grafitli dökme demirden yapılarak piston ile silindir arasında çalışır iken sıkışmayacak kadar boşluk kalacak ölçüde (0,03 mm kadar) silindirin iç kısmı honlanmıştır. Silindirin üzerine diş açılarak motor bloğuna bağlantısı sağlanmıştır. Silindirlerin bağlantı yerlerindeki sızdırmazlık problemi teflon bantlar ve sıvı conta kullanılarak giderilmiştir. İki silindir arasındaki bağlantı borusunun montajı, borunun silindirlere rakorlarla sabitlenmesi ile gerçekleştirilmiştir.

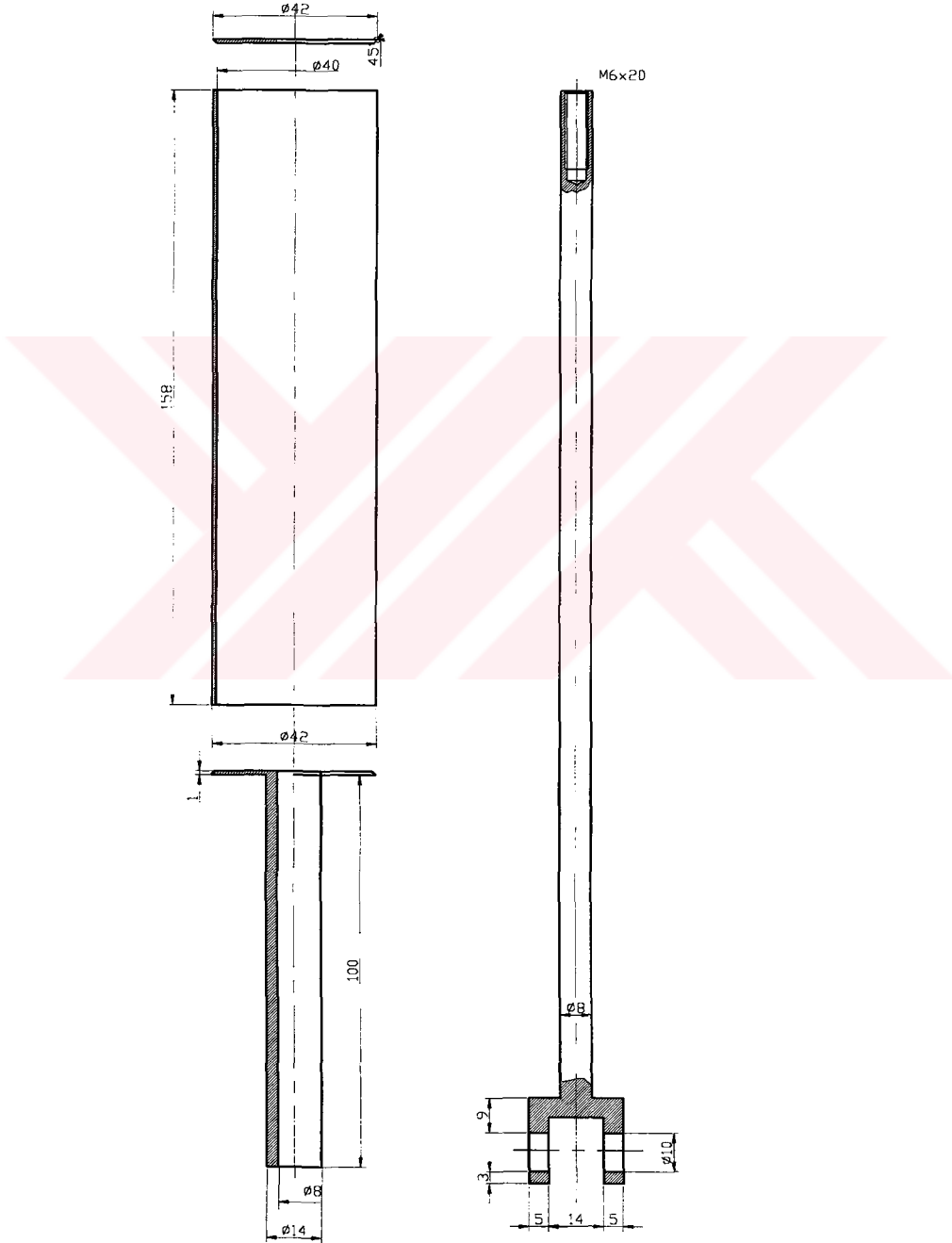


Şekil 3.2. İş pistonu ve uzantısı

Yer değiştirme pistonunun silindiri ısıya dayanıklı paslanmaz çelikten yapılmıştır. Yer değiştirme pistonu paslanmaz çelik borudan her iki ucu da hava almayacak şekilde kapatılmıştır. Yer değiştirme pistonunun hareketi, pistonun alt tarafından monte edilen aynı zamanda kapaklık yapan mantar biçimindeki tablaya kuyruk ilavesi ile sağlanmıştır. Biyel üzerine, yer

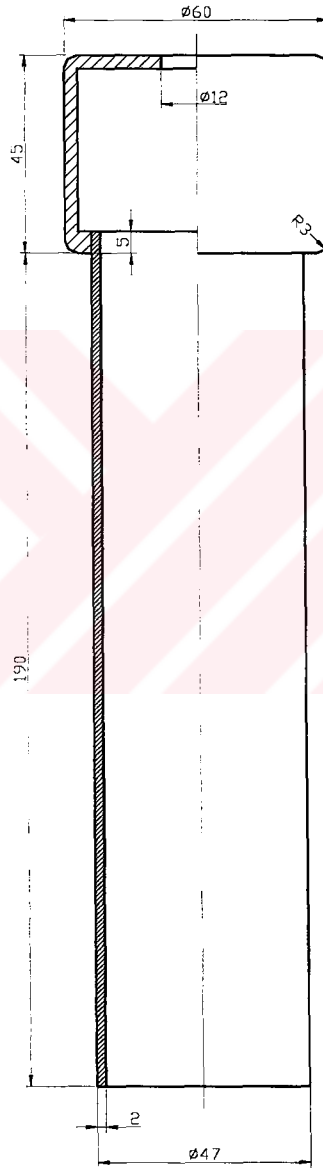


değiştirme pistonu ve kuyruk içinden geçerek, yer değiştirme pistonunu boydan boya kat eden bir mil takılmış ve yer değiştirme pistonu kuyruk ile yekpare hale getirilmiştir (Şekil 3.3).



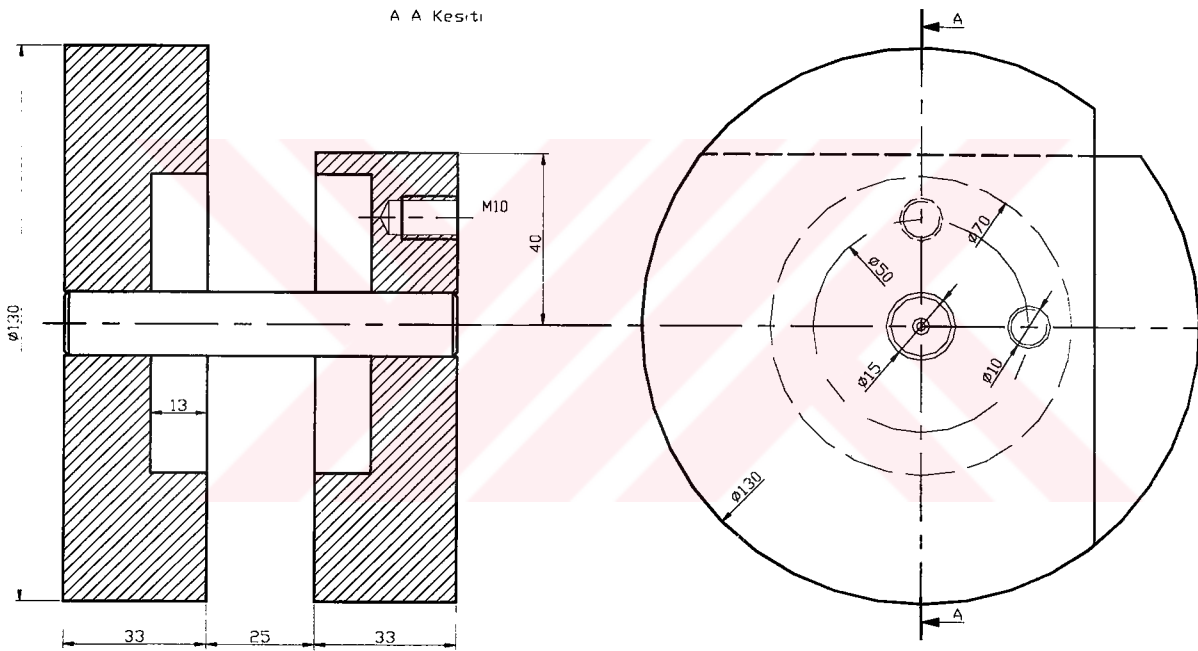
Şekil 3.3. Yer değiştirme pistonu ve kuyruk kısmı

Yer değiştirme silindiri st tarafında sıcak bölge, alt tarafında soğuk bölge, iç kısmında ise yer değiştirme pistonu olacak şekilde, alt kısmında dişli bağlantı yapılacak imal edilmiştir (şekil 3.4)



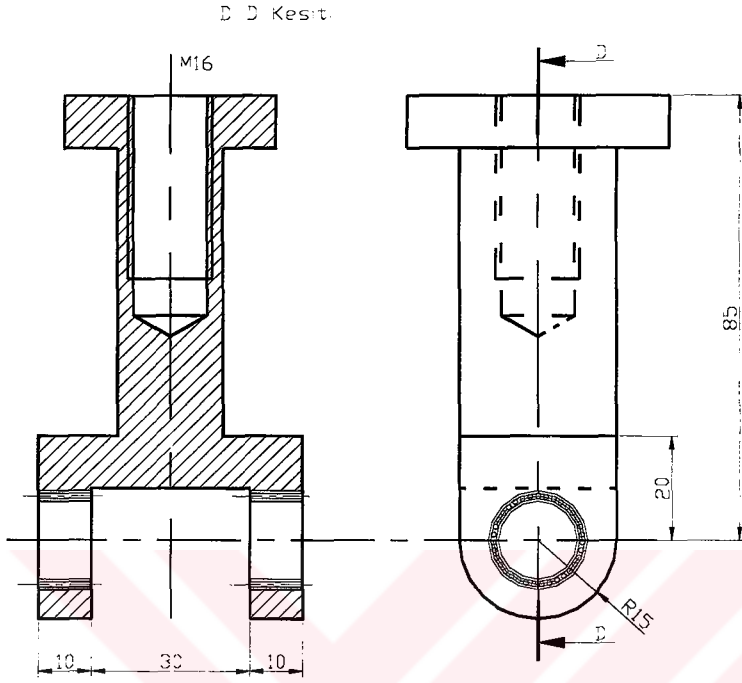
şekil 3.4. Yer değiştirme silindiri

Volan motorun tam ortasına yerleştirilmiş ve biyeler volan üzerine 90 derecelik bir açı fark ile monte edilerek ayrıca bir krank mili yapılmasına gerek kalmamıştır. Motorun çalışması sırasında ortaya çıkacak dinamik kuvvetleri azaltmak için volan üzerinde biyelerin bağlandığı kısımdan, biyelerin ağırlığı kadar parçalar kesilerek çıkartılmış ve motordaki titreşim azaltılmıştır (Şekil 3.5).

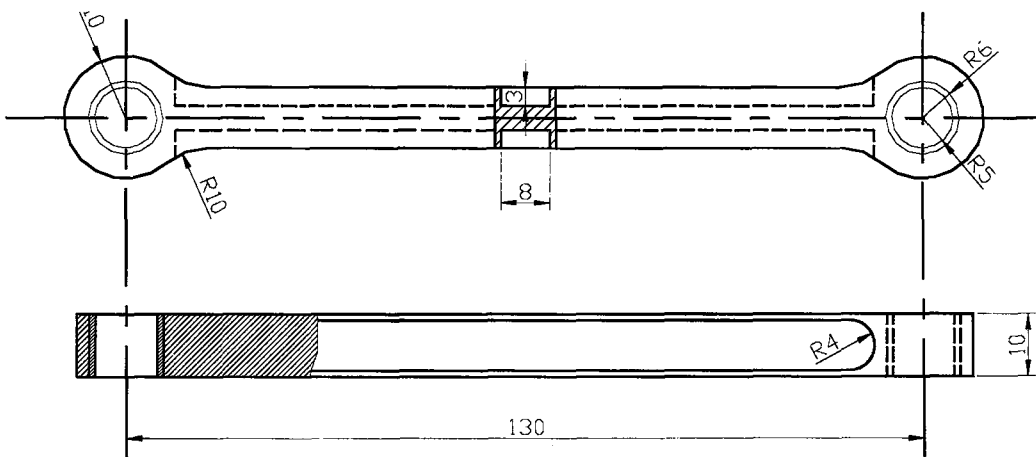


Şekil 3.5. Krank-volan düzeneği

Krank-volan düzeneği motor gövdesine çatal şeklinde bir parça kullanılarak ve bu parçanın da cıvatalı bağlantı ile motor gövdesine sabitlenmesi ile sağlanmıştır. Bağlantı parçasına her iki ayağına masuralı yataklar yerleştirilerek sürtünmenin azaltılması hedeflenmiştir. Bu masuralı yataklara volanın iki parçasını birbirine bağlayan mil takılmıştır.



Şekil 3.6. Krank-volan düzeneği bağlantı parçası



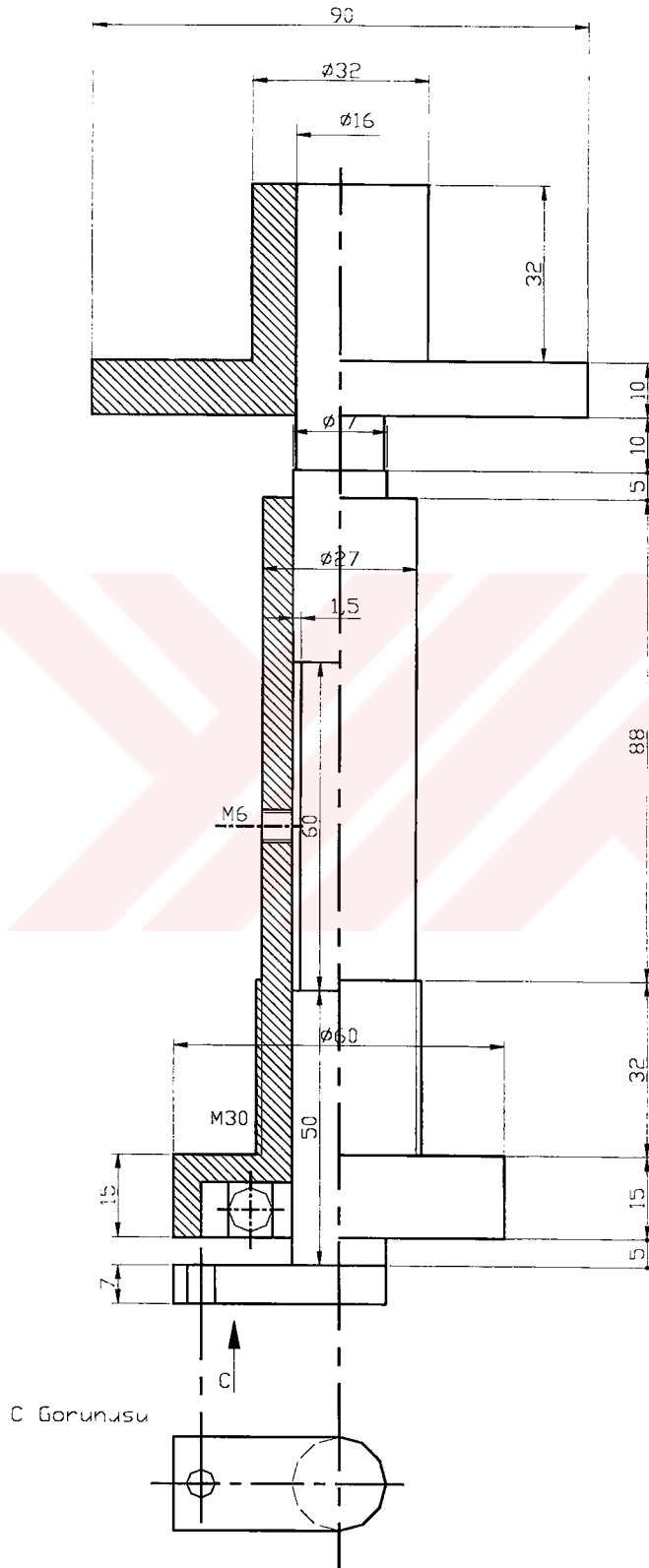
Şekil 3.7. Biyeler

Motor gövdesi yaklaşık 10 mm kalınlığında sacdan bükülerek U şekli verilmiş ve üst tarafına silindirler, krank-volan mekanizmasının bağlandığı bir tabla kaynatılmıştır, Yan taraflarına da iki kapak yapılarak bu kapakların sızdırmaz şekilde bağlantısı ile şarj basıncının dışarı kaçması engellenmiştir. Motor gövdesinin yan kapaklarından biri üzerine manometre ve küçük bir vana ilave edilerek, vanadan havanın girişi manometre üzerinden ise basıncının ölçülmesi sağlanmıştır

Diğer kapak üzerine yapılan aktarma organı ise kovan içerisine yerleştirilmiş bir milden ibarettir. Mil orta kısımlarından çepeçevre boşaltılarak bu kısma yağ doldurulmuştur. Bu yağ hem milin yağlanması sağlamış, hem de şarj basıncının blok dışarısına kaçmasını önlemiştir. Milin motor tarafındaki ucuna, kovan üzerine sıkı geçme yapılan rulmanlı yatak diğer uçuna ise deney esnasında kullanılmak üzere küçük bir kasnak takılmıştır (Şekil 3.8).

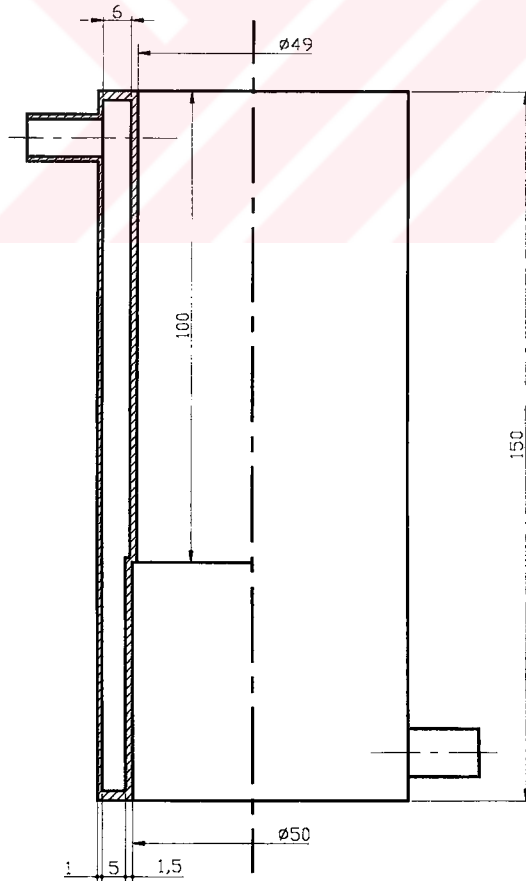
İmalatı yapılan parçaların tamamına yakın kısmı Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı atölye ve laboratuvarlarında bulunan makine ve teçhizat kullanılarak yapılmıştır. Çok az bir kısmı ise sanayideki atölye ve işletmelerde yaptırılmıştır.

Motorun çalışması için gerekli parçaların imalatı yapıldıktan sonra, motor parçalarının temizlik ve son kontrolleri yapılarak montaj işlemi yapılmıştır. İlk denemede motorun çalışması için gerekli ısı enerjisi sıcak bölgenin pürümüz ile ısıtılması sonucu sağlanmıştır.



Şekil 3.8. Aktarma organı

Deneme sonucunda, motorun çalışması gerçekleştirilmiştir. Motorun çalışması esnasında titreşimin çok fazla olduğu gözlenmiş ve biyelerin volan üzerine bağlandığı taraftan parça çıkartılarak (yaklaşık olarak biyelerin ağırlığı kadar) volanın sebep olduğu titreşim en aza indirilmiştir. Bunun yanında soğuk bölge üzerinde bulunana soğutucu boyunun kısa olduğu, bu yüzden motor gövdesi üzerine ısı transfer edildiği ve bu transfer sırasında yer değiştirme pistonun kuyruğunun sıkışmaya meyil ettiği kanaati hasıl olmuştur. Bu problemin giderilmesi için mevcut soğutucunun iki katı uzunluğunda bir soğutucu (Şekil 3.9) yapılarak gövde üzerine ısı transferi yapılması engellenmiştir, böylece yer değiştirme pistonu kuyruğundaki sıkışma problemi giderilmiştir.



Şekil 3.9. Soğutucu

Motorun çalıştırılmasında çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Havanın basıncı manometreden ölçülmüş ve kullanılan değerle manometre basıncı olarak alınmıştır, değişik şarj basınçlarının ayarlanmasında oksijen tüplerinde basınç ayarlanmasında kullanılan manometreler kullanılmıştır. Böylece değişik şarj basınçlarındaki çalışmalarda verilen hava basıncının sabit olması sağlanmıştır. Ayrıca, şarj basınçlarında basıncın sabit kalıp kalmadığı kontrol edilmiş, kaçaqlardan dolayı basınç düşmesinin meydana geldiği tespit edilmiş ve gerekli sızdırmazlık elemanları kullanılarak şarj basıncındaki kayıplar ortadan kaldırılmaya çalışılmıştır. Motorun ikinci denemesi sıcaklığı 1200°C' e kadar çıkabilen elektrikli bir ısıtıcı kullanılarak yapılmıştır. Deneme sırasında ısıtıcı muhafazasından dışarıya ısı kaçaqları olduğu tespit edilmiş ve ısıtıcı muhafazası motorun çalışmasına sıkıntı vermeyecek şekilde yeniden yapılarak ısıtıcıya monte edilmiştir.

Motor düzenli çalışması sağlandıktan sonra alternatif düzenleme olarak, iki silindir arasındaki bağlantı borusunun boyu kısaltılarak motordaki ölü hacim azaltılmış ve deney sonuçlarının mukayese edilmesine temel olacak değişik bir düzenleme elde edilmiştir. Bu düzenlemede, motorun diğer kısımları üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmamış, bastonu andıran bağlantı borusu L biçimine dönüştürülmüştür. Yapılan bu değişiklikten sonra motor görünümü Şekil 3.1'deki gibi olmuştur.

### **3.1. Motorun Çalıştırılması**

Motorun çalıştırılması için, motorun her iki silindirinin üst tarafları ve aradaki bağlantı borusu elektrikli ısıtıcının içine yerleştirilmiştir. Böylece havanın her



iki silindir içerisindeki hareketi sırasında ısı kayıpları olması engellenmiş ve bağlantı borusunun da ısıtıcı olarak kullanılması sağlanmıştır. Bunun yanında ısı verme işlemi elektrikli ısıtıcı tarafından yapıldığı için işlemin sabit sıcaklıkta olması sağlanmış olacaktır. İş silindirinin elektrikli ısıtıcının içerisinde olması, iş silindirdeki ısı kayıplarının azaltılması ve iş üretilmesi esnasındaki sıcaklığın sabit tutulması içindir.

Parçaları ve imalat aşamaları anlatılan motor, gama ( $\gamma$ ) tipi motorların çalışma prensibi ile aynı prensipte çalışmaktadır. Stirling çevriminin gereği çalışmayı dört aşamada anlatmak mümkündür. Bunlar;

- Motor içindeki havanın sabit sıcaklıkta sıkıştırılması,
- Sıkıştırılan havaya sabit hacimde ısı verilmesi,
- Isı verilmeye devam edilmesi ve havanın sabit sıcaklıkta iş üretmesi,
- İş üreten havanın sabit hacimde soğutularak diğer çevrime hazır hale getirilmesidir.

Motor çalıştırılmaya başlamadan önce yer değiştirme pistonu üst ölü noktada, iş pistonu ise üst ölü noktaya yakın konumdadır. Motora ilk hareketin verilmesi ile yer değiştirme pistonu alt ölü noktaya doğru hareket etmeye başlar ve yer değiştirme pistonunun alt kısmında bulunan (soğuk bölge) havayı yer değiştirme pistonunun üst tarafındaki hacme (sıcak bölge) pompalar. Bu esnada iş pistonu üst ölü noktaya doğru hareket etmektedir. Yer değiştirme pistonunun üst tarafına pompalanan havaya ısıtıcı tarafından ısı verilmesi ile havanın basıncı ve sıcaklığı artırılır. Yer değiştirme pistonunun alt ölü

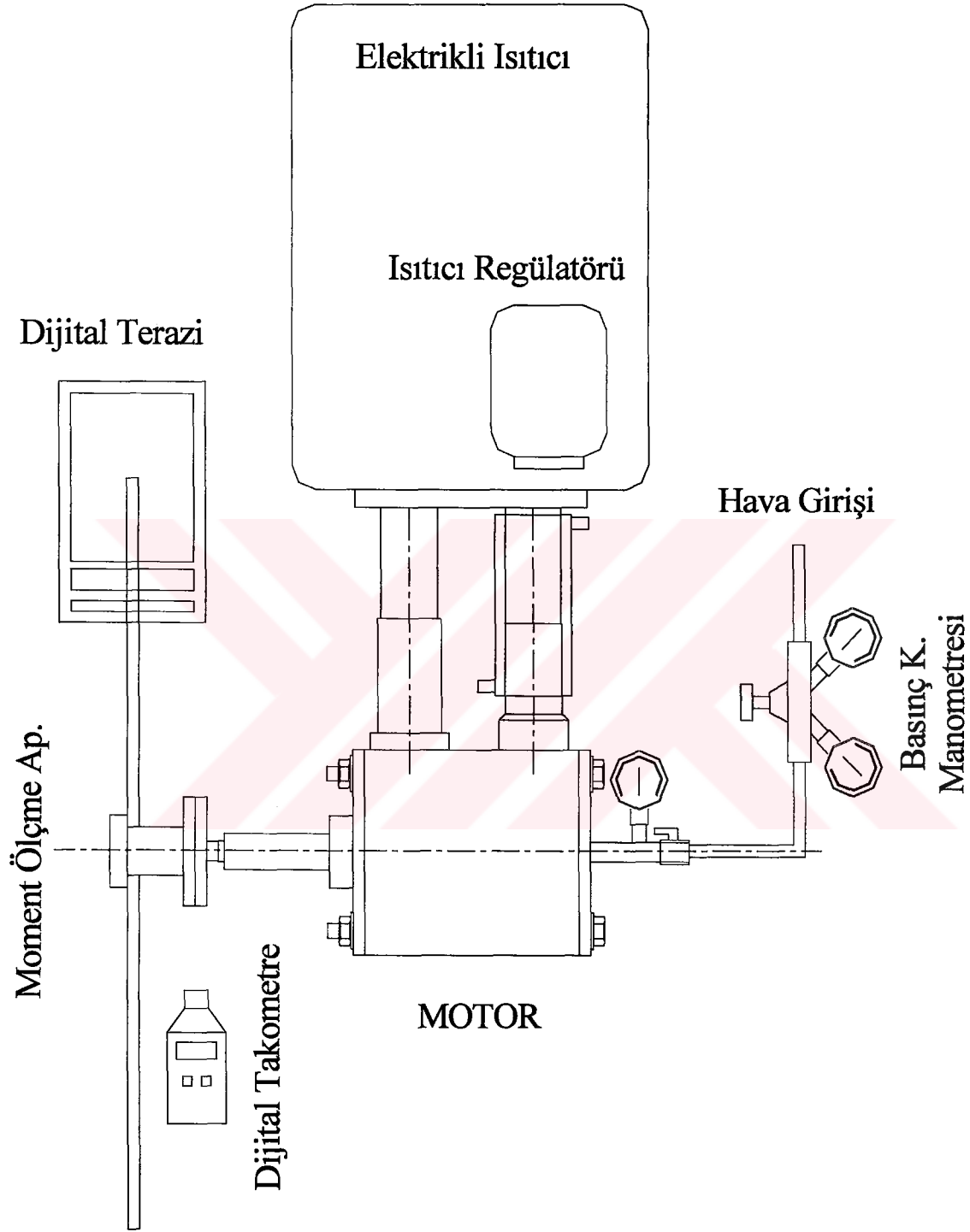
noktaya iş pistonun üst ölü noktaya doğru hareketi sırasında, her iki pistonunda üst ölü nokta yakınlarında aynı hizaya geldiği bir an hacim sabit kalmakta, havanın ısıtılmasına devam edilmekte ve sabit hacimde ısı verme işlemi gerçekleşmektedir.

Isınarak basıncı ve sıcaklığı artan hava, aradaki bağlantı borusu içinden iş silindirine akar ve bu akış sırasında bağlantı borusu bir ısıtıcı gibi havaya ısıtmaya devam eder. İş silindirine akan sıcak hava, iş pistonu üzerine etki ederek iş pistonunu alt ölü noktaya doğru hareket ettirmeye başlar. Bu hareket iş pistonunun inebileceği en alt noktaya kadar devam eder ve iş pistonu bu esnada iş üretmiş olur.

İş pistonu bu işlemi yürütürken yer değiştirme pistonu hava pompalama işine inebileceği en alt noktaya gelene kadar devam eder. Bu noktadan sonra yer değiştirme pistonu üst ölü noktaya doğru harekete başlar, bu esnada iş pistonu ise alt ölü noktaya doğru hareketine devam etmektedir. Yer değiştirme pistonu yukarı hareketi ile üst taraftaki havayı alt tarafa pompalamaya başlar, iş pistonu alt noktayı geçtikten sonra o da aynı işlemi yapar. Böylece her iki pistonunda iş yapan havayı yer değiştirme pistonunun alt bölgesine yani soğuk bölgeye pompalayarak havanın soğutulmasına başlanır. Yer değiştirme pistonunun üst ölü noktaya, iş pistonunun alt ölü noktaya doğru hareketi sırasında her iki pistonun alt ölü noktaya yakın bir yerde aynı hizaya geldiği bir an hacim sabit kalmakta ve havanın soğutulmasına devam edilmekte, böylece sabit hacimde ısı çekme işlemi gerçekleşmektedir

Bu pompalama esnasında hava yer değiştirme pistonu etrafından geçerken üzerindeki ısının bir kısmını silindir duvarlarına aktarır, kalan kısmı da soğuk bölgede silindirin dış tarafındaki soğutucuya aktarılarak çalışma başlangıcı sıcaklığına getirilir. Bu esnada her iki pistonda da st l noktaya doğru hareket etmektedir.

Motorun alıştırılması ve deneyler esnasındaki yerleşim düzeni Şekil 3.10'daki gibidir. Deneyler sırasında kullanılan yardımcı elemanlar; motor momentini ölçülmesinde yükleme kolunun meydana getirdiği kuvveti ölçen ve 0,1 g hassasiyetli 6 kg lme kapasiteli dijital terazi; motor hızını kontrol eden dijital takometre; küçük volan göbeğine boşluklu bir biçimde yataklandırılan ve arka tarafında oynak rulman bulunan motor momentinin ölçülmesinde kullanılan moment lme aparatı; 3000 W gücünde, 1°C hassasiyetle 1200°C a kadar sıcaklığı arttırılabilen, üzerinde  $\pm 5^\circ\text{C}$  de sıcaklığı sınırlayan regülatör bulunan elektrikli ısıtıcı; şarj basıncının değerini kontrol etmek ve şarj basıncını sabit tutmak için basınç kontrol manometresidir.



Şekil 3.10. Motorun çalıştırılması ve deneyler esnasındaki yerleşim düzeni

#### 4. SİSTEMİN ANALİZLERİ

İdeal Stirling çevrimi boyunca meydana gelen durum değişiklerinin matematik modellemesini yapmak oldukça zor ve karışıktır. Bu yüzden çevrim ile ilgili durum noktalarındaki değerlerin bulunabilmesi için birçok kabulün yapılması ve bazı denklemlerin birlikte çözülmesi gerekmektedir. Bu kabul ve denklem çözümleri yapılarak ideal Stirling çevrimini gerçek çevrime benzetmek amacıyla değişik analiz metotları geliştirilmiş ve denenmiştir. Bazı analiz metotlarında genellikle ideal Stirling çevrimine bağlı kalınarak; çevrime ısı verilmesi ve çevrimden ısı atılması işlemlerinin kısmen sabit hacimde, kısmen de sabit sıcaklıkta, sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin de adyabatik olduğu kabul edilerek çevrim analizi yapılmıştır. Bazı analiz metotlarında ise çevrimin tamamının değiştirilmesi yoluna gidilmiştir (Yücesu, 1996).

Tasarım aşamasında termodinamik hesaplamalar yapılırken daha gerçekçi yaklaşımlar kullanılmaktadır. Bu yaklaşımlardan birisi Schmidt çevrimi olarak anılmakta olup, sıcak ve soğuk bölgelerdeki akışkanın sıcaklığı sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıklarına eşit ve sabit kabul edilmektedir. Sabit süreçlerin yerini  $90^\circ$  faz farkı ile sinüzoidal olarak hareket eden iki piston yardımı ile oluşturulan gerçek süreçler almaktadır (Walker, 1980). Diğer bir yaklaşım Finkelstein analizi olarak anılmakta olup, Schmidt analizinde sabit kabul edilen sıcak ve soğuk kaynak sıcaklıkları çevrim boyunca küçük zaman aralıkları ile nodal olarak hesaplanmaktadır. Hesaplarda Termodinamiğin Birinci Yasası, kütlelenin korunumu prensibi ve ideal gaz denklemleri kullanılmaktadır (Karabulut, 1997; Finkelstein, 1967).

##### 4.1. Motorun Boyutlandırılması

Stirling motorlarının tasarımında; tasarlanan motorun hangi amaçla kullanılacağı, bu amacı gerçekleştirecek motorun gücünün ve motorun



çalışması için gerekli enerji kaynağının ne olacağı, motorun tipi, alt ve üst çalışma sıcaklık değerlerinin ve hangi çalışma maddesinin kullanılacağı gibi temel kriterlerin önceden belirlenmesi gereklidir. Bu kriterlerin içinden seçilen enerji kaynağı ve çalışma maddesinin bulunabilirliği, maliyeti, kullanılabilirliği gibi faktörleri göz önünde bulundurmak gereklidir.

Tasarlanan motorda enerji kaynağı olarak temini kolay olduğu için elektrikli bir ısıtıcı kullanılması düşünülmektedir. Motorun çalıştırılması sonucu diğer enerji kaynakları ve bu kaynakların uygulanabilirliği üzerine değişik tasarımlar düşünülebilir. Çalışma maddesi olarak hava seçilmiştir. Çünkü, hava harici diğer çalışma maddeleri (helyum, hidrojen, azot, vb.) kullanıldığı zaman sistemden kesinlikle gaz kaçağı olmaması gereklidir. Bu çalışma maddelerinin ısı taşınım katsayısının yüksek olması sebebi ile çalışma maddesi olarak hava kullanılan motorlara nazaran daha fazla güç verirler. Ancak, tasarlanan sistem kapalı sistem olmasına rağmen, gaz kaçaklarını engellemek çok zor olmaktadır. Sistem içindeki gazın miktarını ve basıncını istenilen seviyede tutmak için gaz kaçaklarını devamlı takviye etmek gerekecektir. Helyum ve hidrojen gazının maliyetinin yüksek olması ve gazların temin edilmesindeki zorluklar göz önüne alındığında çalışma maddesi olarak havanın seçilmesi uygun bulunmuştur.

Tasarlan motor; küçük hacimli, 1000 K –1250 K maksimum ve 350 K minimum sıcaklıkları ile 3 bar maksimum ve 1 bar minimum doldurma basınçları (manometre basıncı) arasında çalışacak, yaklaşık 300 watt güç üretmesi istenen bir motordur. Tasarım ve imalata temel oluşturacak bazı kabuller yapmak gerekmiş, bu kabuller ve motora ait diğer tasarım özellikleri aşağıdaki gibi belirlenmiştir. Analizler sırasında kullanılan eşitlikler

literatürdeki çalışmalardan alınmıştır (Walker, 1980; Metwally, 1977; Beans, 1981; Meijer,1960; Walker, 1973, 1980; Yücesu, 1996; Karabulut, 1997).

$T_c$	350 K
$T_E$	1000 K-1250 K
$\kappa=V_E/V_C$	1
$p_{min}$	1 bar
$p_{max}$	3 bar
$P_{max}$	300 W
Çalışma maddesi	Hava
Motor tipi	Gama ( $\gamma$ )
Faz açısı	90°
Maksimum motor devri	900 d/d

Motorun tasarım hesaplarında ilk önce motor hacminin belirlenmesi gereklidir. Motor hacminin belirlenmesi için, değişik hacimlerle sistemin izotermal analizi yapılarak çevrim başına yapılacak işin hesaplanması ve saniyedeki devir sayısı ile çarpılması sonucu bulunan değerlerin istenilen gücü vermesi şeklinde bir yol izlenmiştir. Bu hesaplamada ve diğer analizlerde kullanılmak üzere bilgisayar ortamında simülasyon programları geliştirilmiştir. Geliştirilen bu programlara temel oluşturan eşitlikler aşağıdaki biçimde düzenlenmiş, programlar Ek. 3'te verilmiştir.

Termodinamik açıdan her bölge bir açık sistem olup periyodik şartlarda madde giriş ve çıkışına tabidir. Çalışma maddesinin yer değiştirmesi esnasında hidrodinamik sürtünmeden doğan basınç farklılıkları termodinamik basınca



kıyasla ihmal edilebilir. Isı değiştiricisinde sürekli lineer ve değişmeyen bir sıcaklık var olup, analiz ısı değiştiricisinin ısı balansını ihtiva etmektedir. Çalışma maddesi hava olup bir ideal gaz kabul edilmiştir. Sistemin içerisindeki toplam ktle zamanla değişmektedir. Isıtıcı ve sıcak silindirin cidarları sıcak kaynak sıcaklığındadır, soğutucu ve soğuk bölge soğuk kaynak sıcaklığındadır. Sayısal işlemler tasarlanan motor için yapılmıştır. Isıtıcı ve soğutucu hacimler sabit, sıcak ve soğuk silindirlerdeki hacimler krank açısı ile değişmekte olup yaklaşık olarak sıkıştırma hacminde krank açısına bağlı olarak hacim değişimi:

$$V_C = V_D + \frac{1}{2} V_s [1 + \cos(\theta - \phi)] \quad (4.1)$$

şeklinde olup, genişleme hacminde krank açısına bağlı olarak hacim değişimi,

$$V_H = V_D + \frac{1}{2} V_s [1 + \cos(\theta)] \quad (4.2)$$

bağıntıları ile hesaplanmıştır. Basınç, sıcaklık ve yoğunluk olmak üzere  bilinmeyen mevcut olup bunların belirlenmesinde kullanılacak olan bağıntılar; ideal gazların hal denklemleri, ktlenin korunumu ve enerjinin korunumu prensipleri olup sırası ile;

$$p = \rho RT \quad (4.3)$$

$$m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n = m_t \quad (4.4)$$

$$dQ - dW + dH_{in} - dH_{out} = dU \quad (4.5)$$

şeklinde verilebilir. Basıncın her yerde aynı olduğu dikkate alınarak Eş.4.4 ve 4.5'in birlikte değerlendirilmesi ile;

$$p = \frac{m_1 R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (4.6)$$

eşitliği elde edilir. Birinci kanun gereği iç enerji ile yapılan işin toplamı verilen ısıya eşittir. Yani,

$$dQ = dU + dW \quad (4.7)$$

$$dq = c_v m dT + p dV \quad (4.8)$$

İç enerji,

$$U = c_v (m_1 T_1 + m_2 T_2 + \dots + m_n T_n) \quad (4.9)$$

şeklinde olup,

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (4.10)$$

m değeri Eş. 4.9'daki yerine yazıldığında,

$$U = c_v \left( \frac{V_1}{R} + \frac{V_2}{R} + \dots + \frac{V_n}{R} \right) \quad (4.11)$$

olacaktır.

Saniyede 15 devir yaparak 300 Watt gücü verecek motorun çevrim başına yaklaşık;

$$W_{\text{ç}} = \frac{300}{15}$$

$$W_{\text{ç}} = 20 \text{ Joule/Çevrim}$$

iş yapması gerekmektedir. Yapılan kabullere bağlı olarak düzenlenen simülasyon programında, çevrimlik işi etkileyen faktörlere değişik değerler verilmek sureti ile istenen çevrimlik işe 69 cm<sup>3</sup> süpürme hacminde erişilmiştir. Soğuk ve sıcak bölge arasındaki hacim oranı  $\kappa=1$  alındığında  $V_E = V_c$  olacaktır. Motor silindir hacmi belirlendikten sonra piston çapı ve kurs belirlenebilir. Kursu 5 cm ( $L_k$ ) kabul ettiğimiz zaman silindir çapı;

$$V_o = \frac{\pi D^2}{4} L_k \quad (4.12)$$

$$D = \sqrt{\frac{V_o \cdot 4}{\pi L_k}}$$

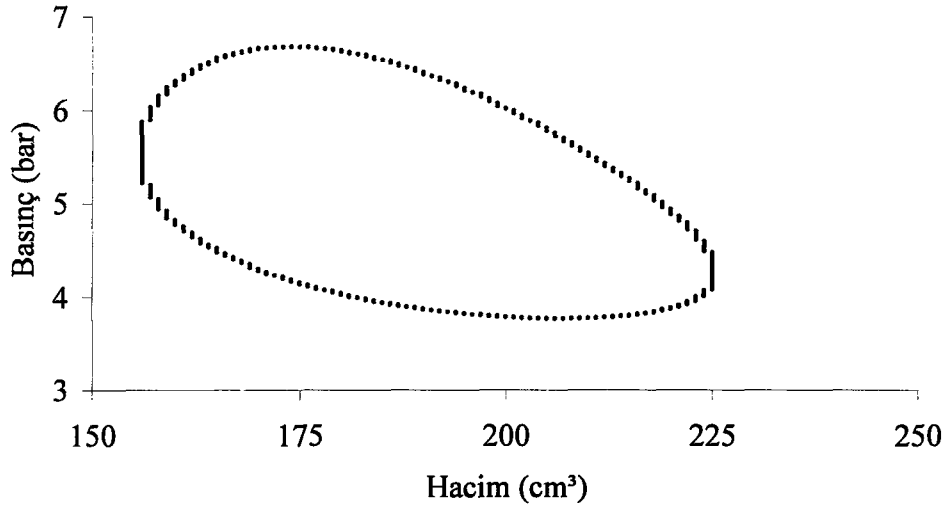
$$D = \sqrt{\frac{69 \cdot 4}{\pi \cdot 5}}$$

$D=4,19$  cm olarak bulunur. Tasarlanan motorda bu değer 42 mm olarak alınmıştır. Krank yarıçapı kurs boyunun yarısı kadar olduğu için bu değer  $r = L_k / 2$  den,  $r=25$  mm olarak hesaplanır.

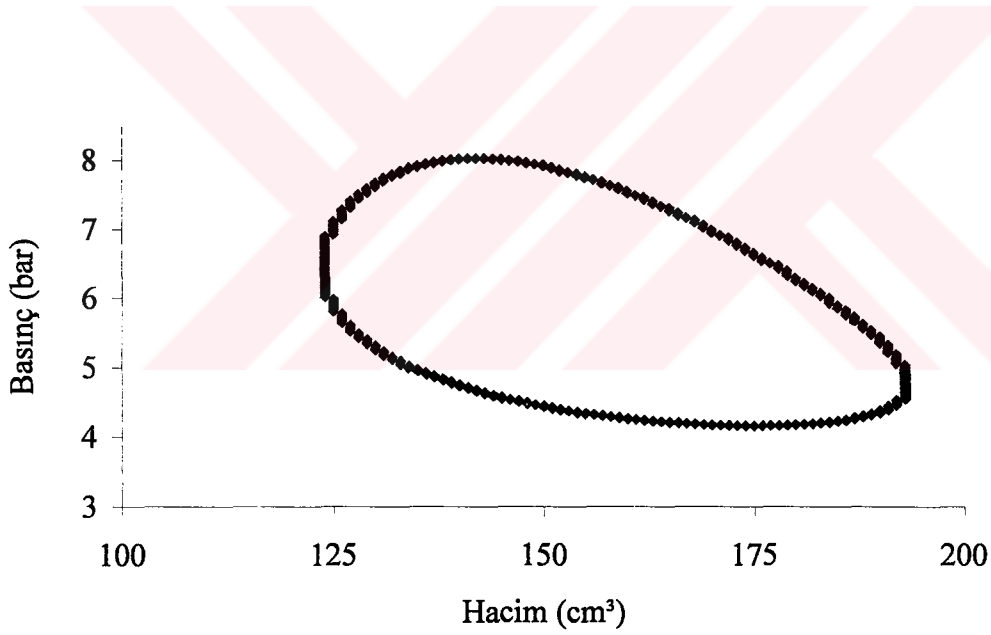
Tasarlan motorda, bağlantı borusuna değişik şekil verilmesi sonucu iki farklı motor hacmi ortaya çıkmıştır. Burada süpürme hacmi değişmemiş sadece motordaki ölü hacimde azalma olmuştur. Bu sebeple bu farklı motor hacimleri  $70 \text{ cm}^3$  ölü hacimli ve  $38 \text{ cm}^3$  ölü hacimli şeklinde ifade edilecektir. Motordaki basınç ve hacim değişimleri iki değişik düzenleme için yukarıdaki eşitlikler kullanılarak geliştirilen bir simülasyon programı ile (Ek.3) hesaplanmıştır. Geliştirilen bu program ile hesaplanan değerler kullanılarak motorun her iki değişik düzenlemedeki p-V diyagramları çizdirilmiştir. Çizelge 4.1 motorun dizayn özellikleri ve çalışma şartlarında elde edilen değerleri, Şekil 4.1.a'da  $70 \text{ cm}^3$  ölü hacimli motordan, Şekil 4.1.b'de ise  $38 \text{ cm}^3$  ölü hacimli motordan elde edilen p-V diyagramları verilmiştir.

Çizelge 4.1. Motorun Özellikleri

Motor tipi	gama	gama
Sıcak silindir hacmi ( $V_E$ )	$69,7 \text{ cm}^3$	$69,7 \text{ cm}^3$
Soğuk silindir hacmi ( $V_C$ )	$69,7 \text{ cm}^3$	$69,7 \text{ cm}^3$
Toplam ölü hacim	$70,01 \text{ cm}^3$	$38,06 \text{ cm}^3$
Sıcak silindir çapı	4,2 cm	4,2 cm
Soğuk silindir çapı	4,2 cm	4,2 cm
Piston kursu	5 cm	5 cm
Çalışma maddesi üst sıcaklığı( $T_H$ )	1000 K	1000 K
Soğuk kaynak sıcaklığı ( $T_C$ )	350 K	350 K
Maksimum motor devri	920 d/d	900 d/d
Maksimum şarj basıncı	3 bar	3 bar
Çalışma maddesi	Hava	Hava
Maksimum motor gücü	12,66 W	21,46 W
Faz farkı	$90^\circ$	$90^\circ$



a



b

Şekil 4.1. Simülasyon programı kullanılarak elde edilen p-V diyagramları

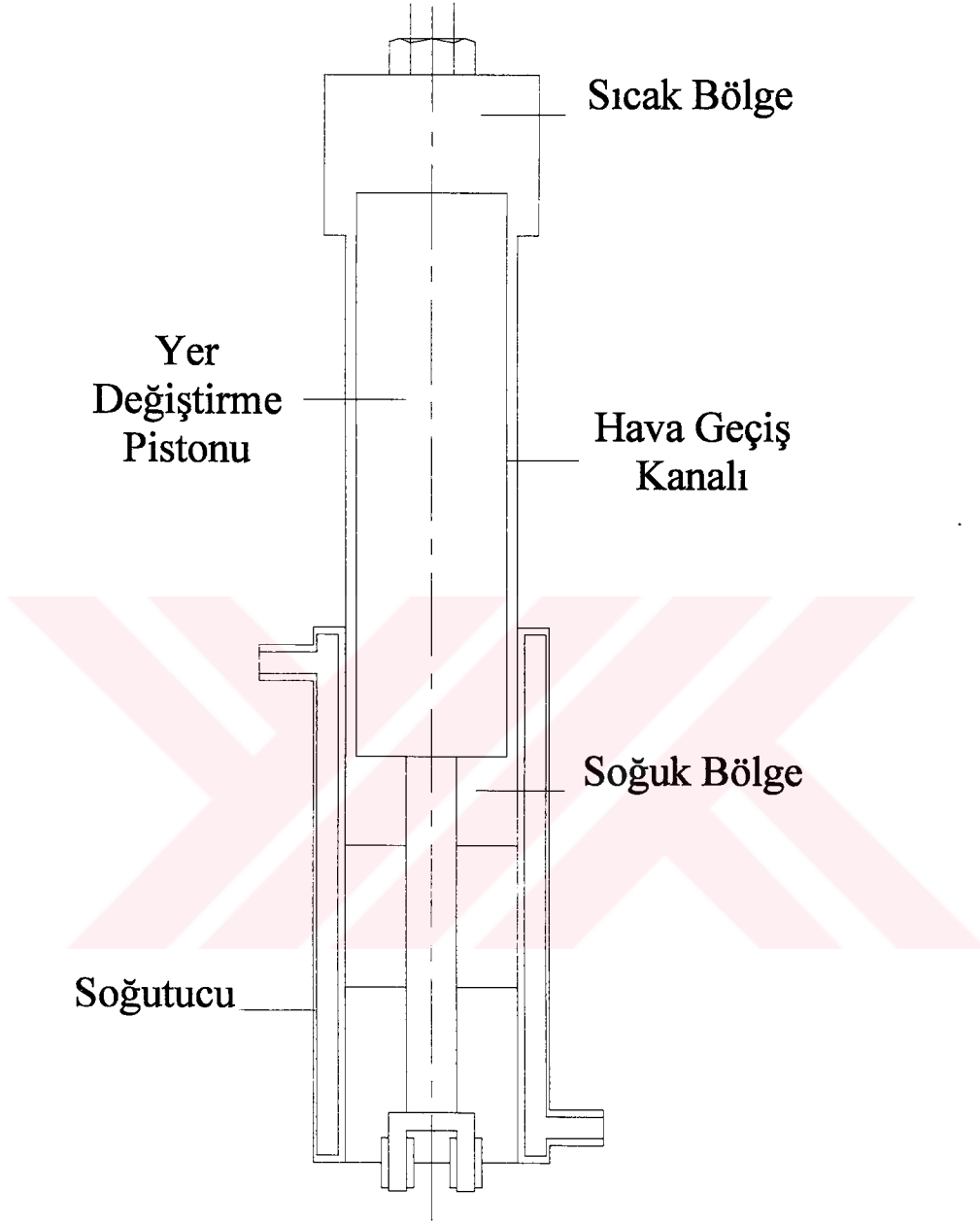
Şekil 4.1.a ve b'deki diyagramlar motorun maksimum şarj basıncı olan 3 bar referans alınarak çizdirilmiştir. Diğer çalışma basınçlarında elde edilen

diyagramlar da şeklen birbirine benzemektedir. Aralarında çalışma sıcaklığı ve şarj basıncının değişik değerlerinden dolayı bir fark oluşmaktadır. Motordaki ölü hacim azaltıldığında elde edilen diyagramlardaki net iş alanı da buna bağlı olarak artmaktadır.

Motordan elde edilen gerçek çevrim diyagramları elips şeklinde olmaktadır. Buna sebep; sistemdeki sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin sabit sıcaklıkta gerçekleşmesinin imkansız olmasıdır. Çünkü motorun çalışma hızı ve ısı transfer yüzey alanının büyüklüğü önem arz etmektedir. Özellikle yüksek devirdeki çalışmalarda sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatik durum değiştirmeye daha uygundur. Yine sisteme ısı sürülmesi ve sistemden ısı çekilme işlemi sabit hacimde gerçekleşmez, çünkü piston hareketinin sürekli olması ve ısı transferi işleminin sürekliliği bu işlemlerin sabit hacimde olmasını engellemektedir. Bunların yanı sıra genişleme ve sıkıştırma bölgesinde devamlı hareket halindeki elemanların bulunması, ısıtıcı ve soğutucuda sınırlandırılmış ısı transferi alanları, ölü hacmin azaltılmaması, sürtünme kayıpları, çalışma maddesi kaçakları, ısı kaynağı ve ısı aktarımındaki kayıpları saymak mümkündür.

#### **4.2. Isıtıcı ve Soğutucu Tasarımı**

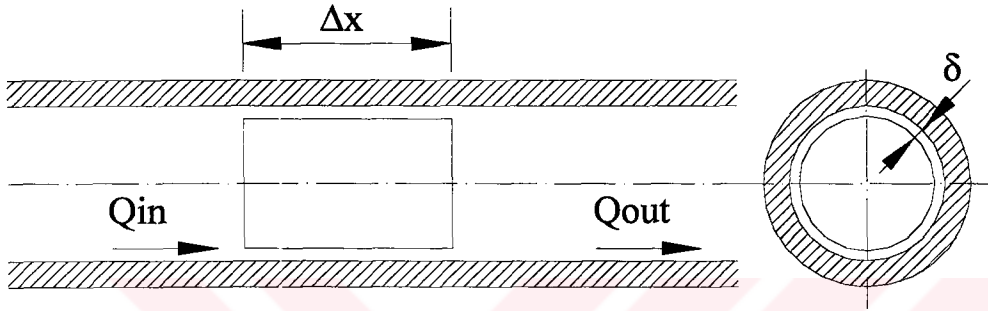
Tasarımı yapılan motorda ısıtıcı ve soğutucu aynı silindir içerisine yerleştirilmiş vaziyettedir. Silindir içerisine yerleştirilmiş olan uzun bir yer değiştirme pistonu sayesinde çalışma maddesi sıcak ve soğuk bölge arasında yönlendirilmektedir. Sıcak bölge, yer değiştirme pistonunun üst tarafında, soğuk bölge ise yer değiştirme pistonunun alt tarafındadır. Yer değiştirme pistonu ile silindir duvarları arasında kalan boşluk ise hava geçiş kanalını oluşturmaktadır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. Tasarlanan motorda kullanılacak ısıtıcı-soğutucu

Kullanılan çalışma gazı, motorun çalışması sırasında yer değiştirme pistonu vasıtası ile sıcak ve soğuk bölge arasında yer değiştirir. Bu yer değiştirmede ısınan hava sıcak bölgeden soğuk bölgeye akışta üzerindeki ısının bir miktarını yer değiştirme silindiri duvarına bırakır ve soğuyarak geçiş yapar, aynı şekilde

soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçiş esnasında hava geçiş kanalından geçerken daha önce yer değiştirme silindiri duvarına bıraktığı ısı ile ısınarak sıcak bölgeye ulaşır. Soğuk bölgenin soğuması silindir üzerine monte edilen su ceketini ile sağlanmıştır. Bu düzeneğin hesaplarına temel oluşturacak şekil (Şekil 4.3) ve eşitlikler aşağıya çıkartılmıştır.



Şekil 4.3. Yer değiştirme silindiri ve pistonu düzeneği

Toplam enerji denklemi;

$$Q_{in} = Q_w + Q_{out} \quad (4.13)$$

$$Q_w = h A (T - T_w) \quad (4.14)$$

şeklinde olup 3.14 denklemi yeniden düzenlendiğinde;

$$Q_w = 2h2\pi r \Delta x (T - T_w) \quad (4.15)$$

olur.

$$Q_{out} = \left[ T + \frac{\partial T}{\partial x} \Delta x \right] \bar{u} \rho 2\pi r \delta c_v \quad (4.16)$$



olup Eş.4.13'e göre yazıldığında,

$$T_c \bar{u} \rho 2\pi r \delta = 4 h \pi r \Delta x (T - T_w) + \left[ T + \frac{\partial T}{\partial x} \Delta x \right] \bar{u} \rho 2\pi r \delta c_v \quad (4.17)$$

olur. 3.17 denklemini düzenlendiğinde;

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{2h}{\bar{u} \rho \delta c_v} T = \frac{2h}{\bar{u} \rho \delta c_v} T_w \quad (4.18)$$

olacaktır. Cidar sıcaklığı;

$$T_w = T_h - \frac{T_h - T_c}{L} x \quad (4.19)$$

şekline dönüşür. Eş.4.19, Eş.4.18'e yazıldığında;

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{2h}{\bar{u} \rho \delta c_v} (T - T_h) = -\frac{2h}{\bar{u} \rho \delta c_v} \frac{T_h - T_c}{L} x \quad (4.20)$$

olacaktır. Sınır şartı  $x=0$ ,  $T=T_h$  olduğundan;

$$T = T_h + \frac{R_2}{R_1^2} e^{-R_1 x} + \frac{R_2}{R_1} x - \frac{R_2}{R_1^2} \quad (4.21)$$

elde edilmiş olacaktır.  $R_1$  ve  $R_2$  ise:

$$R_1 = \frac{\Delta t 2 \pi r 2 h}{m c_v} \quad (4.22)$$

$$R_2 = \frac{T_c - T_h}{L} R_1 \quad (4.23)$$

biçiminde ifade edilecektir.

Yer değiştirme pistonunu çalışma maddesini sıcak bölgeden soğuk bölgeye aktarılma işlemini  $\Delta t$  kadar bir zaman aralığında yapar; bu zaman aralığına deplasman zamanı denir. Buna bağlı olarak deplasman zaman aralığı;

$$\Delta t = \text{çevrim süresi} \frac{1}{4} \quad (4.24)$$

$$\Delta t = \frac{1}{4} \frac{1}{n} = \frac{1}{4n} \quad (4.25)$$

şeklinde olacaktır. Bu eşitliği Eş.4.22' deki yerine yazdığımız zaman;

$$R_1 = \frac{\pi r h}{n m c_v} = \frac{\pi D h}{2 n m c_v} \quad (4.26)$$

ve Eş.4.26, Eş.4.23'e yazıldığında

$$R_2 = \frac{T_c - T_h}{L} \frac{\pi r h}{n m c_v} = \frac{T_c - T_h}{L} \frac{\pi D h}{2 n m c_v} \quad (4.27)$$

eşitlikleri elde edilecektir.

$\Delta x$ 'e bağılı mesafenin bulunması için; motor devri 900 d/d (15 1/s) kabul edildiğine göre deplasman zamanı Eş.4.24'ten  $\Delta t=0,0166$  s bulunur. Burada x mesafesine bağılı olarak birim zamanda kanaldan geçen havanın sıcaklık istenilen değere ulaşacaktır. Bu mesafeye göre soğutma hesaplanacaktır. Yapılan hesaplamalar ile hava geçiş kanalının boyu dolayısıyla yer değiştirme pistonu boyu da belirlenmiş olacaktır.

Bunun için yer değiştirme pistonunun bir kursta süpürdüğü hacim;

$$V_y = \frac{\pi D_y^2}{4} L_k \quad (4.28)$$

olarak bulunur ve kanaldan  $\Delta t$  zamanında geçen havanın hızı;

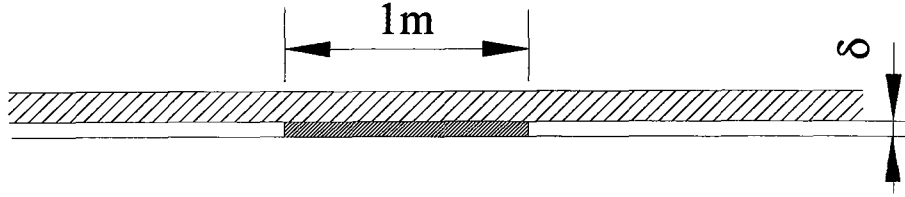
$$\bar{u} = \frac{V_y}{A_{gk}} \frac{1}{\Delta t} \quad (4.29)$$

olur. Hava geçiş kanalının kesit alanı;

$$A_{gk} = \pi D_y \delta \quad (4.30)$$

olarak bulunur.

Yer değiştirme pistonu ile silindiri arasındaki mesafeye bağılı olarak; hava kanal içerisinden geçerken basınç düşmesi olacaktır. Bu basınç farkı negatif iş miktarın arttıracacağı için mesafenin en uygun değerinin belirlenmesi gereklidir. Bunun için akışın gerçekleştiği kanaldaki akış kesiti incelenerek en uygun değer belirlenmesi gereklidir.



Şekil 4.4. Hava geçiş kanalı kesiti

Şekil 4.4'deki akış kesitine göre iki plaka arasında  $1 \text{ m}^2$ 'lik kesitten geçen akışkanın debisi;

$$Q = \frac{1}{12\mu} \left[ \frac{\partial p}{\partial x} - \rho g \cos\beta \right] \delta^3 \quad (4.31)$$

olur. Kanalı yatay olarak düşündüğümüzde, yatay iki plaka arasında  $\cos\beta \approx 1$  olacağından

$$\Delta p = \frac{-12\mu Q}{\delta^3} L \quad (4.32)$$

olacaktır. Akışkan debisi aynı zamanda;

$$Q = \bar{u} A \quad (4.33)$$

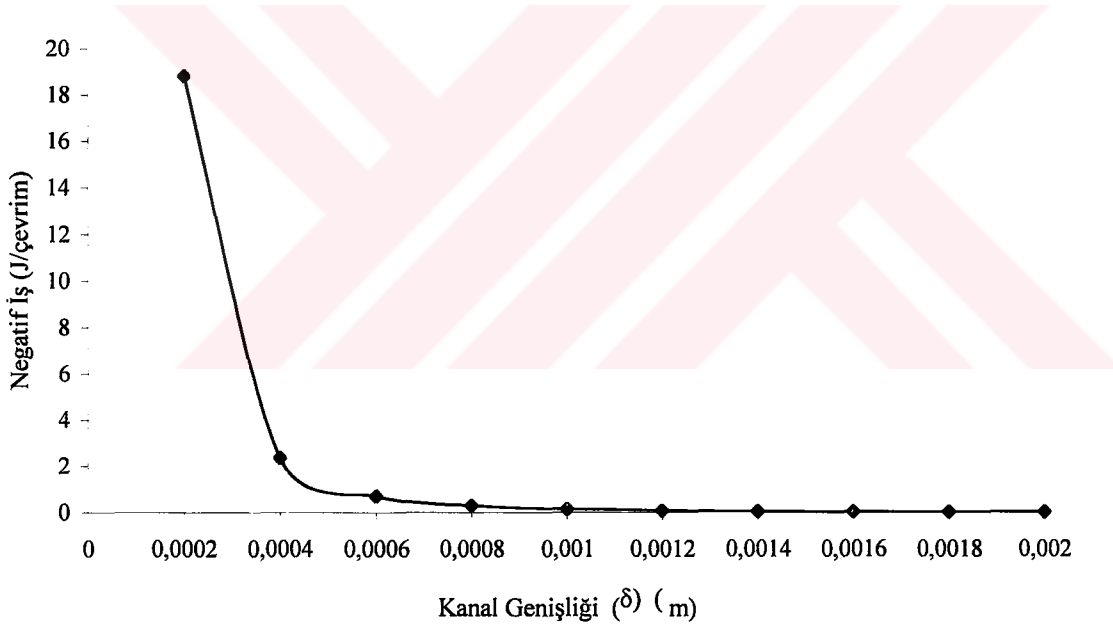
olduğundan, Eş.4.32'deki yerine yazdığımızda

$$\Delta p = \frac{-12\mu L \bar{u} \delta}{\delta^3} = \frac{-12\mu L \bar{u}}{\delta^2} \quad (4.34)$$

Basınç düşmesinin sebep olduğu negatif iş;

$$W_{\text{neg}} = -\Delta P V_y \quad (4.35)$$

olarak belirlenir. Kurulan eşitlikler kullanılarak bilgisayar ortamında yapılan simülasyon programı ile elde edilen değerler yardımıyla  $\delta$  mesafesine bağlı olarak basınç düşmesinin sebep olduğu negatif iş miktarı grafik haline dönüştürülmüş ve Şekli 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Kanal genişliğine bağlı olarak ortaya çıkan negatif iş

Akışkanın kanaldan geçişi esnasındaki negatif iş miktarının  $\delta$  mesafesine bağlı olduğu Şekil 4.5’de net olarak görülmektedir. Negatif iş miktarını arttırmak azaltmak için  $\delta$  mesafesini arttırmak gerekmektedir. Şekil 4.5’de görüldüğü gibi mesafe arttıkça, özellikle 0,0008 m’den sonra negatif iş miktarı da

bununla ters orantılı olarak azalmaktadır. Bu durum ilk bakışta avantajlı gibi görünse de  $\delta$  mesafesinin artması ile sistem içerisindeki ölü hacim artacak, ısı transferi kötüleşecek, çalışma maddesinin sıcak ve soğuk değerleri arasındaki fark azalacaktır. Mesafenin az tutulmasında ise negatif iş miktarı çok fazla artacak ve bu çevrimlik net iş miktarının azalmasına sebep olacaktır. Bu sebeplerle  $\delta$  mesafesinin bahsedilen olumsuzlukları en aza indirecek bir değerde tutulması gereklidir.

Tasarımı ve imalatı yapılan motorda bu değer 0,005 m olarak tercih edilmiştir. Bölüm 4.1’de çevrimlik iş yaklaşık 20 J/çevrim olarak hesaplandığına göre  $\delta=0,0005$  m alındığı zaman ortaya çıkan negatif iş miktarı bu değere göre ihmal edilebilir miktardadır.

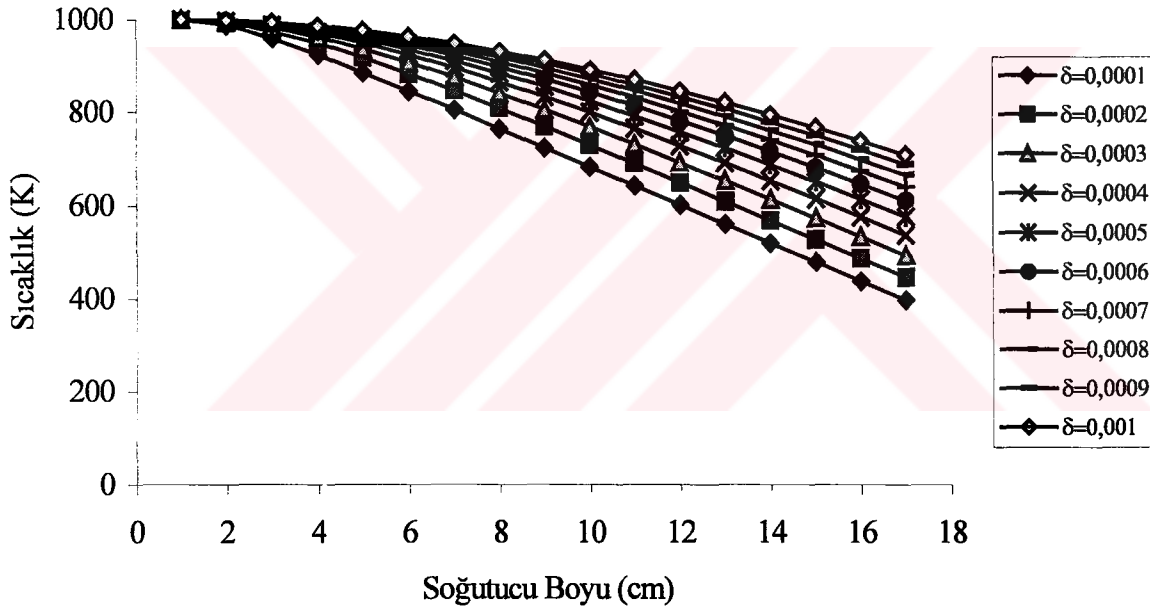
#### 4.2.1. Isıtıcı – soğutucunun değerlendirilmesi

Bölüm 4.2’de kurulan denklemlerin bilgisayar ortamında hazırlan programda (Ek.3) çözülmesi sağlanmıştır. Alınan sonuçlar değerlendirildiği zaman çalışma maddesinin tam olarak soğutulamadığı ortaya çıkmaktadır. Tam manası ile bir soğutma yapılabilmesi için yer değiştirme pistonu boyunun uzatılması, ısı transferi yapan alanın büyütülmesi gerektiği düşünülmüştür. Yer değiştirme pistonu boyunun uzatılması için yapılan hesaplamalar neticesinde ortaya çıkan ölçüler çok büyük çıkmıştır. Bu durum ölçülerin uygulanabilme özelliğini ortadan kaldırmaktadır. Bu sebeple yer değiştirme pistonu boyu deney ortamına uygun olarak seçilmiştir.

Seçilen değerlere ile yer değiştirme pistonu boyunun ve kanal genişliğinin akışkan sıcaklığına etkisi (ısınma ve soğuma) incelenmiştir. Bu incelemede kanal genişliği değişken kabul edilip, yer değiştirme pistonu boyu bağlı olarak

akışkan sıcaklığına etkisi grafik haline dönüştürülmüştür. Şekil 4.6'da kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi, Şekil 4.7'de ise kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi grafik halinde verilmiştir.

Soğutma işleminde kanal genişliği azaldıkça ısı iletimi iyileştiği için akışkan sıcaklığı duvar sıcaklığına yaklaşmakta ve soğuma daha iyi olmaktadır. Ancak, kanal genişliğinin azalması akışkanın geçişine zorluk göstereceğinden negatif iş miktarının da artmasına sebep olacaktır.

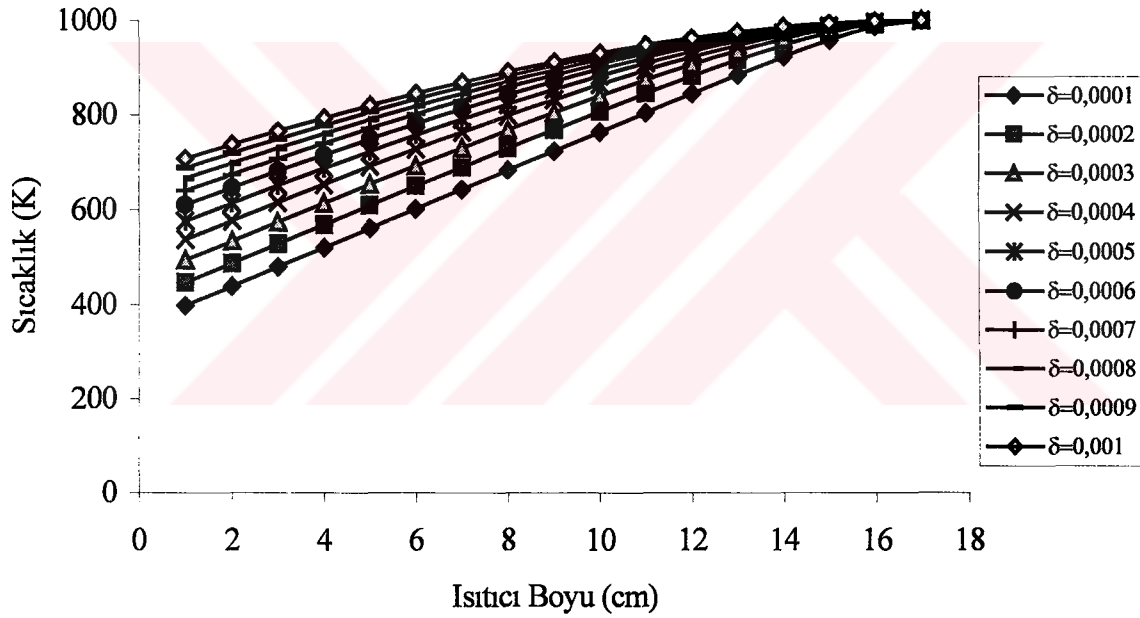


Şekil 4.6. Yer değiştirme piston boyuna bağlı olarak kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi

Kanal genişliğinin akışkanın ısınma sıcaklığına etkisi Şekil 4.7'de görülmektedir. Isıtma işleminde de kanal genişliği azaldıkça en maksimum ve minimum sıcaklıklar arasındaki fark artmaktadır. Dolayısıyla bu sistem içindeki gaz fazla ısı verilebilmesine imkan tanımaktadır. Ayrıca sıcaklıklar

arasındaki farkın fazla olması motor termik veriminin yüksek olmasını (Rejeneratörlü Stirling çevrimine göre) sağlamaktadır.

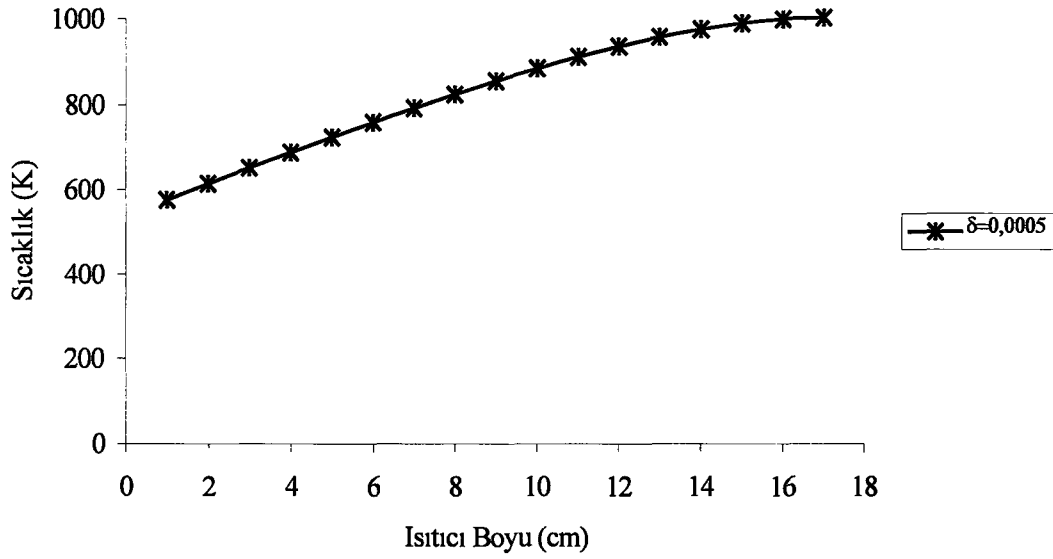
Kanal genişliğinin azaltılması bahsedilen etkilerinin yanı sıra yer değiştirme pistonunun merkezlenmesi ve imalat problemlerini de ortaya çıkarmaktadır. Kanal genişliğini arttırdıkça merkezlenme ve imalat problemlerini azaltacaktır. Ancak, ısı iletimi kötüleşecek, akışkana ısı verilmesi ve sıcak akışkanın soğuması zorlaşacaktır.



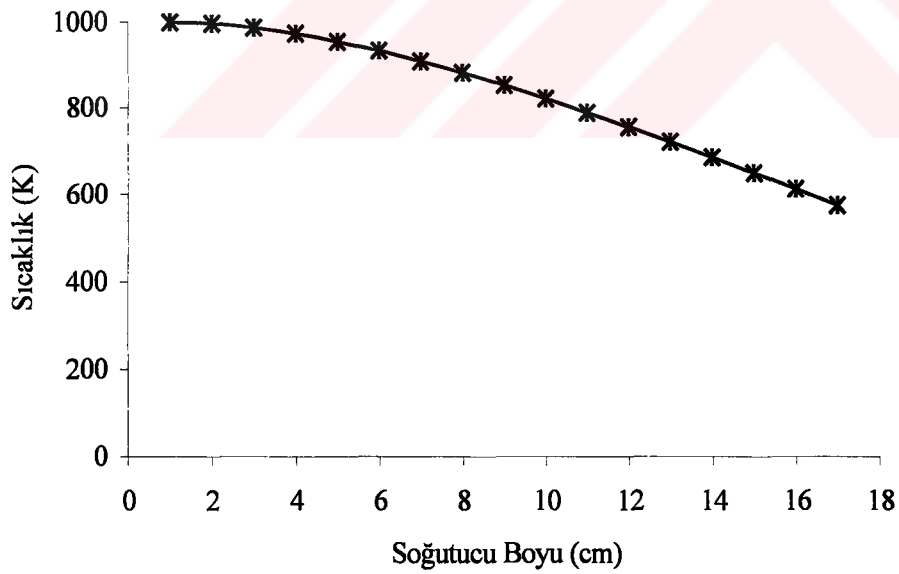
Şekil 4.7. Yer değiştirme piston boyuna bağlı olarak kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi

Yapılan değerlendirmelere bağlı olarak ısıtıcı-soğutucu boyu ve havanın geçeceği kanal genişliği belirlenmiştir. Belirlenen değerlere bağlı olarak tasarlanan motorda gerçekleşen ısınma ve soğuma işlemleri grafik halinde düzenlenmiştir. Düzenlenen bu grafikler Şekil 4.8 ve 3.9'da verilmiştir.





Şekil 4.8. Havanın kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (ısınma)

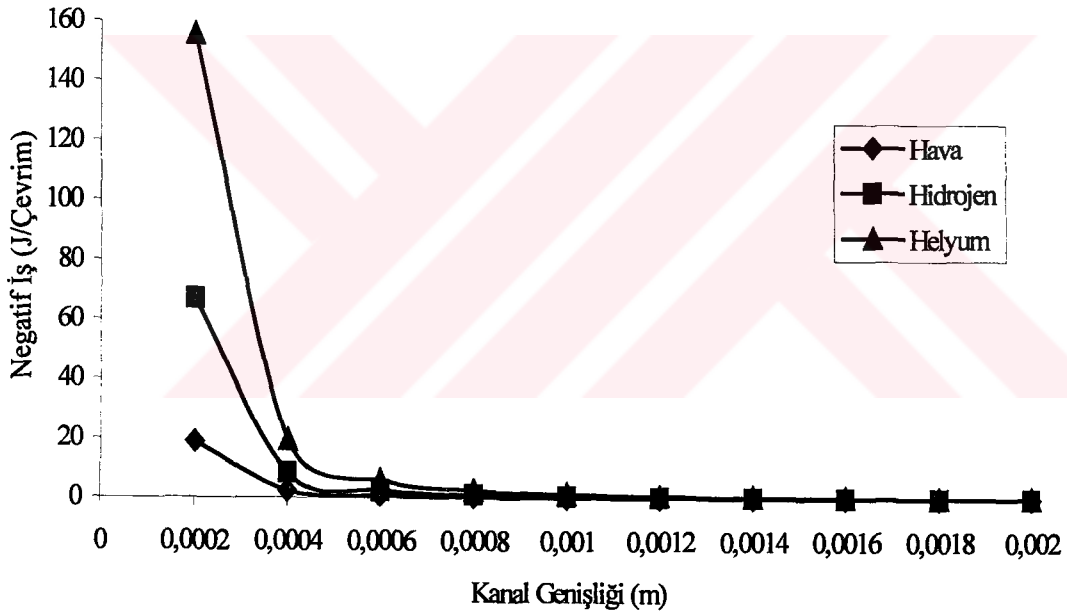


Şekil 4.8. Havanın kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (soğuma)

Yukarıda yapılan analizler ve alınan sonuçlar neticesinde çizdirilen grafikler, çalışma gazı olarak helyum ve hidrojen kullanılmasına bağlı olarak tekrar

incelenmiştir. İnceleme, sistem içerisindeki gaz miktarı aynı kalmak şartı ile sadece helyum ve hidrojenin termodinamiksel (Ek.6) özellikleri değiştirilerek yapılmıştır. Helyum ve hidrojen gazına bağlı olarak yapılan incelemeler tamamen teorik olup uygulama aşamasında çalışma gazı olarak hava kullanılmıştır.

Sistem içerisinde çalışma gazı olarak hidrojen, helyum kullanıldığı zaman negatif basınçtan dolayı ortaya çıkan negatif iş miktarının kanal genişliğine bağlı değişimi mukayeseli olarak Şekil 4.10'da verilmiştir



Şekil 4.10. Çalışma gazı olarak hava, hidrojen ve helyum kullanıldığı zaman ortaya çıkan negatif iş miktarının kanal genişliğine bağlı değişimi

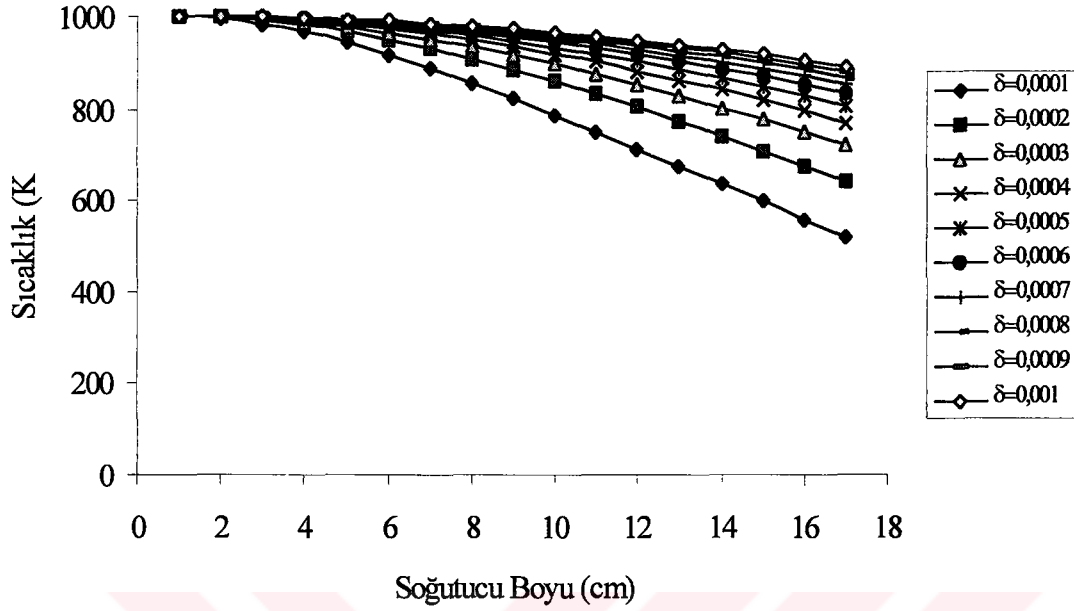
Sistem içerisinde çalışma gazı olarak hidrojen kullanıldığında, negatif iş miktarı, kabul edilen kanal genişliği 0,0005 m olduğu zaman havaya oranla yaklaşık 3,5 kat daha fazla olmaktadır. Buna karşın çevrimlik iş miktarı da havaya oranla yaklaşık 14 kat daha fazla olmaktadır. Sistem içerisinde çalışma

gazı olarak helyum kullanıldığı zaman ortaya çıkan negatif iş miktarı havaya oranla yaklaşık 8 kat artmakta, çevrimlik iş miktarı da havaya oranla yaklaşık 7 kat artmaktadır.

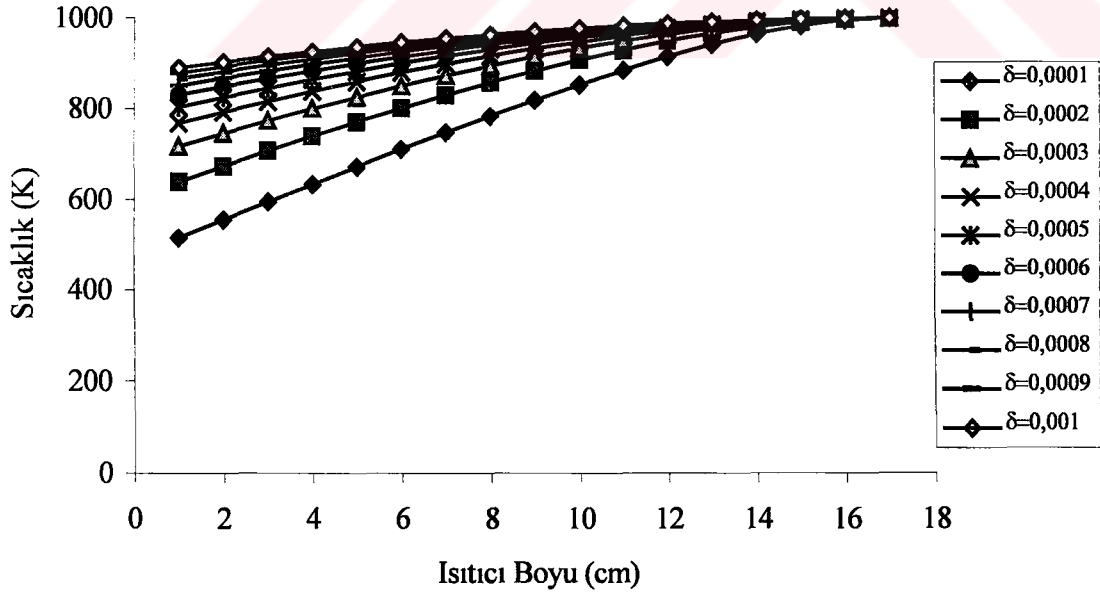
Sistemde çalışma gazı olarak hidrojen, helyum ve hava kullanıldığı zaman negatif basıncın sonucu olarak ortaya çıkan negatif iş miktarlarının kanal genişliğine bağlı değişimi birbirleri ile mukayese edildiği zaman, kullanılan çalışma gazına bağlı olarak en fazla negatif iş miktarı sırası ile helyum, hidrojen ve hava da olmaktadır (Şekil 4.10). Ancak; çevrimlik iş miktarı ise sırası ile hidrojen, helyum ve hava olmaktadır. Burada hidrojen gazı diğerlerine oranla daha avantajlı olmaktadır.

Yapılan teorik incelemenin devamında çalışma gazı olarak hidrojen ve helyum kullanıldığında, gazın kanaldan geçişi esnasındaki ısınma ve soğuma işlemleri incelenmiştir. Ele edilen sonuçlar Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13. ve Şekil 4.14'de verilmiştir.

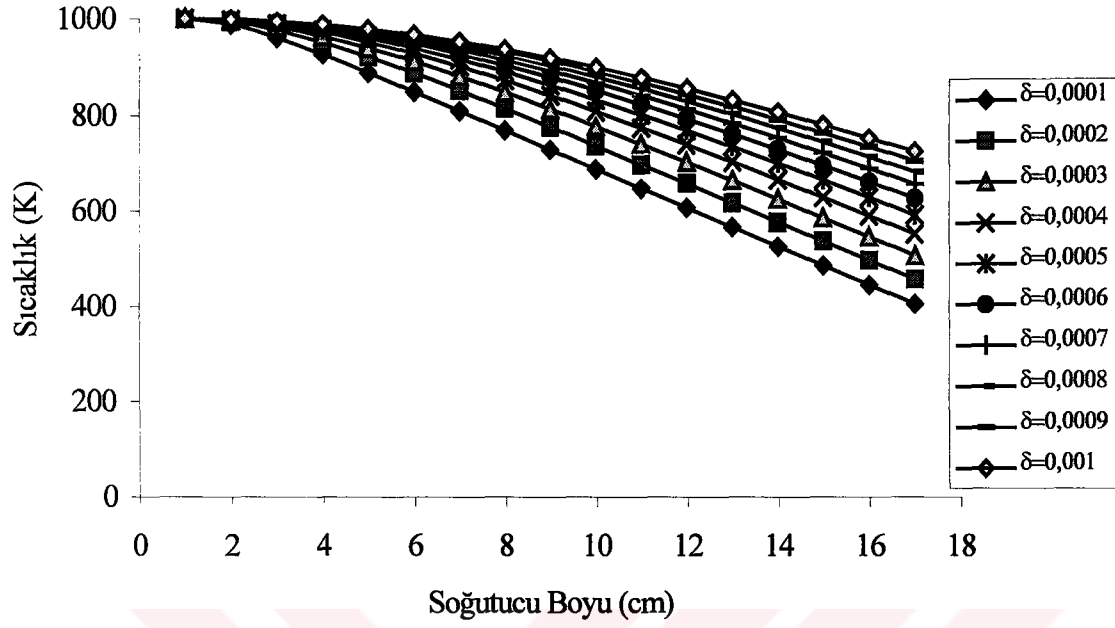
Yukarıda negatif basınç sonucu ortaya çıkan negatif iş miktarı ile çevrimlik iş miktarı mukayese edilerek gazların birbirlerine göre avantajlı tarafları incelenmiş ve havanın diğerlerine göre daha dezavantajlı olduğu görülmüştür. Isınma soğuma işlemlerinde ise hava diğer gazlara göre daha avantajlı görülmektedir. Verilen şekiller incelendiği zaman hidrojen ve helyum gazların soğuması havaya oranla daha zor olmaktadır. En küçük kanal genişliğine bile soğuyan gaz sıcaklığı helyumda 400 K altına inmez iken hidrojende bu değer 515 K civarındadır. Elde edilen bu sonuçlar teorik incelemenin neticesindedir. Uygulama aşamasında hidrojen ve helyum gazının kanaldan geçişi esnasında ısı verilmesi ve ısı alınması gazın geçiş hızına bağlı olarak daha da zor olacaktır. Bu sebeplerle; çalışma gazı olarak hidrojen ve helyum kullanılacağı zaman yapılacak olan sistemin en baştan bu gazların özelliklerine bağlı olarak düzenlenmesi daha uygun olacaktır.



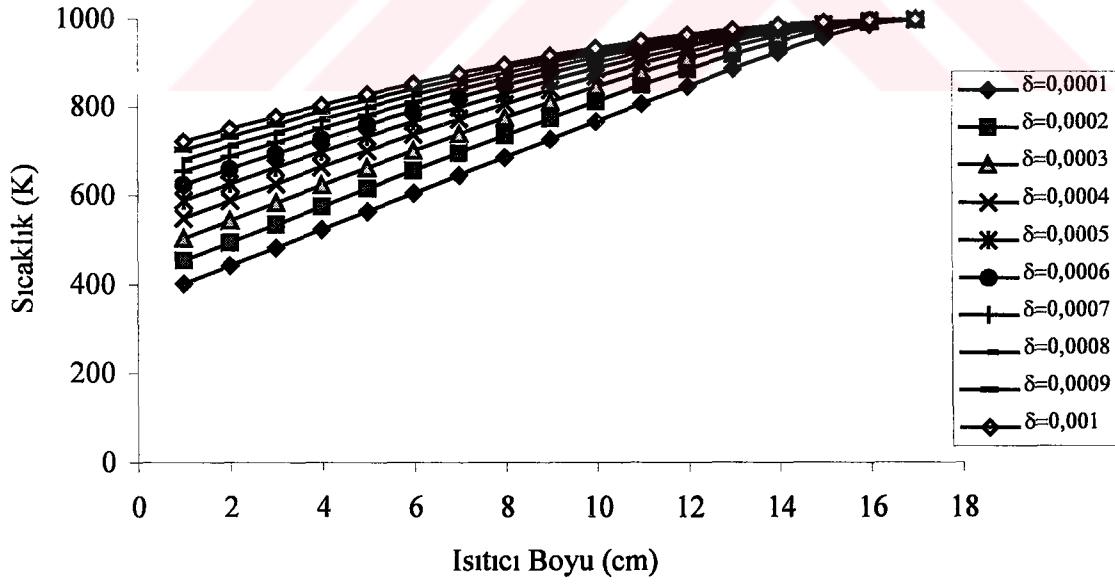
Şekil 4.11. Çalışma gazı olarak hidrojen kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi



Şekil 4.12. Çalışma gazı olarak hidrojen kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi

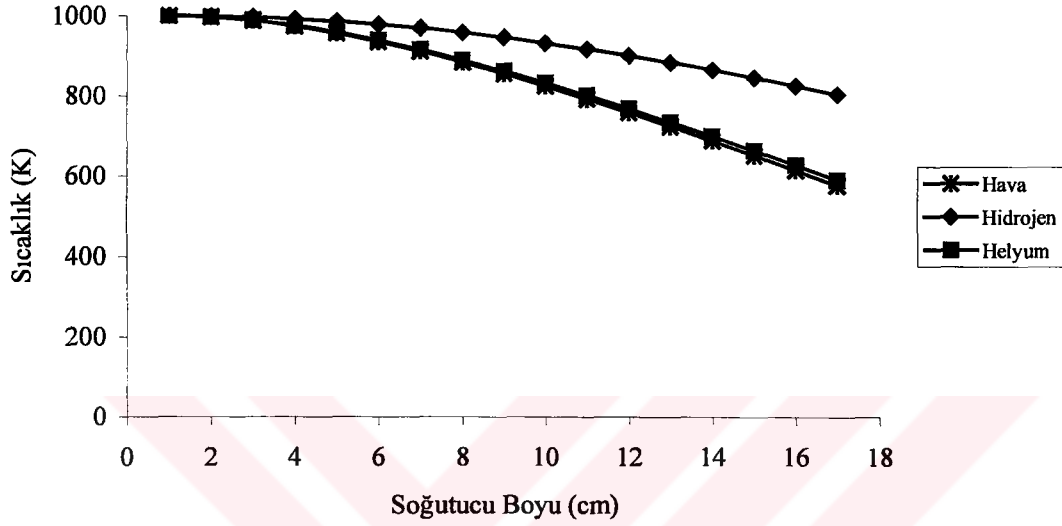


Şekil 4.13. Çalışma gazı olarak helyum kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın soğutulmasına etkisi

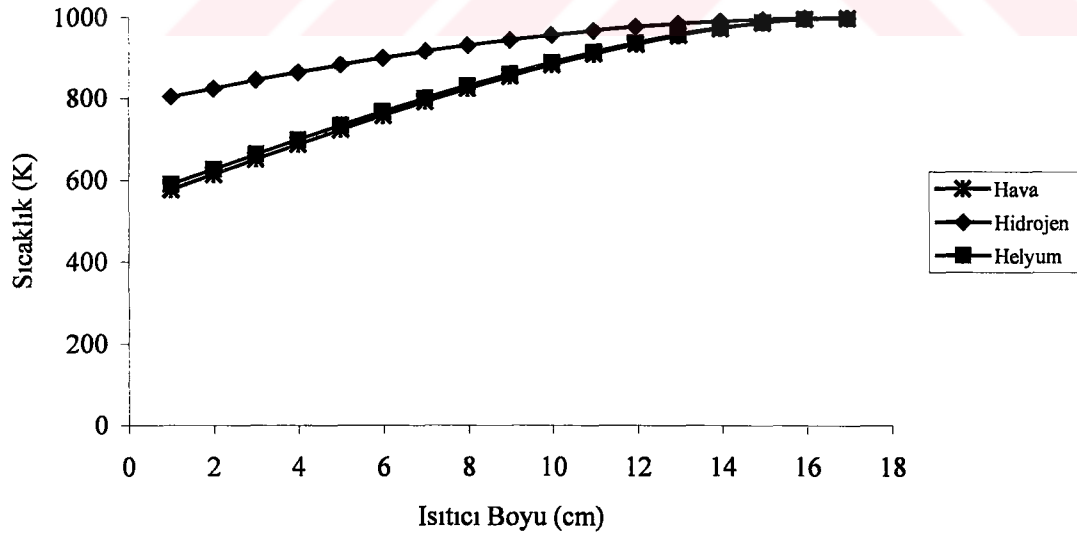


Şekil 4.14. Çalışma gazı olarak helyum kullanıldığında kanal genişliğinin akışkanın ısıtılmasına etkisi

Motorun tasarımı esnasında kabul edilen kanal genişliği ve boyuna bağlı olarak hava hidrojen ve helyum çalışma gazlarının ısınma ve soğuma işlemleri mukayeseli grafik olarak Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da verilmiştir.

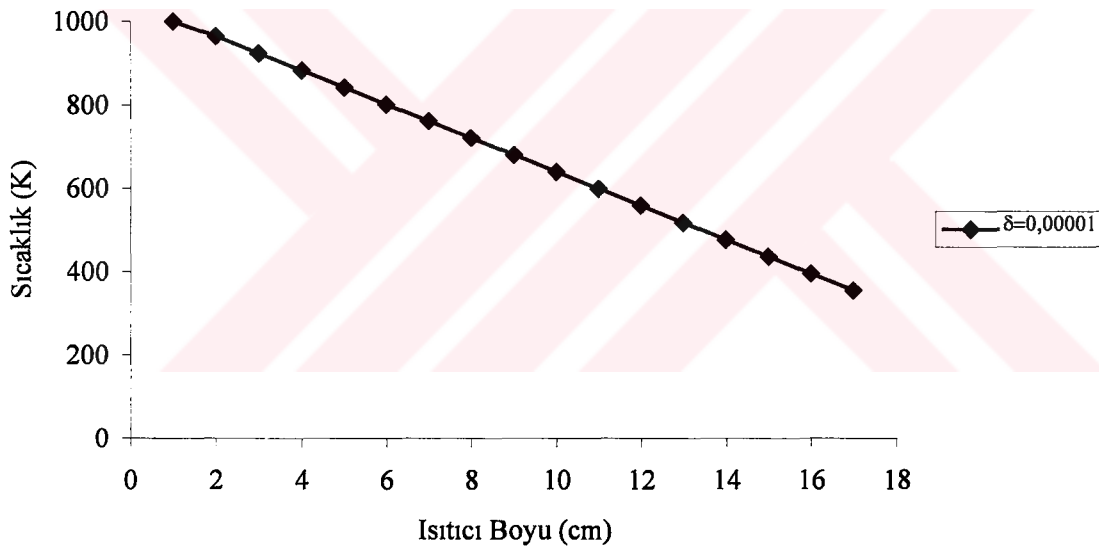


Şekil 4.15. Hava, hidrojen ve helyumun kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (soğuma)



Şekil 4.16. Hava, hidrojen ve helyumun kanaldan geçişinde sıcaklığın ısıtıcı boyuna bağlı değişimi (ısınma)

Yapılan incelemelerde, çalışma gazı ne kullanılırsa kullanılsın gazın yeterince soğutulması için kanal genişliğinin mümkün olduğu kadar az olmasının gerektiği bellidir. Ancak kabul edilebilir şartlarda, istenilen soğutmanın sağlanabilmesi için verilen değerlerin yetersiz olduğu da ortadadır. Teorik olarak kabul edilen soğutma sıcaklığı 350 K civarında olup, bu sıcaklık değerini verecek kanal genişliği simülasyon programı ile hesaplandığı zaman elde edilen değer  $1.10^{-5}$  m olarak bulunmaktadır. Kanal genişliği bu değer alındığı zaman çalışma gazı 354 K'e kadar soğutulabilmektedir. Şekil 4.17'de kanal genişliğine bağlı olarak gazın soğutma grafiği verilmiştir.



Şekil 4.17. Soğutucu boyuna bağlı olarak havanın istenilen sıcaklığa kadar soğutulması

Bu değer teorik olarak kabul edilebilir fakat, uygulama aşamasında bu değer kabul edilmesinin mümkün değildir. Çünkü; bu değer negatif işi arttıracak, yer değiştirme pistonunun merkezlenmesini zorlaştıracak, imal edilecek parçaların sıfır toleransla ile yapılmasını gerektirecek ve sıcaklıktan etkilenmeyecek bir malzemeye ihtiyaç duyulmasını gerektirecektir.

### 4.3. Motor Veriminin Hesaplanması

Tasarlanan motorda verim hesabı için gerekli eşitlikler bölüm 4.1'de Eş.4.7 ile Eş.4.11 arasında ifade edilmiştir. Motor veriminin hesaplanması için her çevrimde sisteme verilen ısının ve bunun karşılığında her çevrimde ne kadar iş yapıldığının bulunması gereklidir. Bunun için; birinci kanun gereği iç enerji ile yapılan işin toplamı verilen ısıya eşittir. Eş.4.8 bilgisayar ortamında yapılan bir programa (Ek.3) uyarlandığı zaman; iş alış verişi, ısı alışverişi ve iç enerji değişimi hesaplanmaktadır. Hesaplan değerler içinden ısı alışverişinde; negatif olanlar sistemden atılan ısıları, pozitif olanlar sisteme verilen ısıları ifade etmektedir.

Motorun veriminin hesaplanması için; sisteme her çevrimde verilen ısılar ile sistemden atılan ısıları toplayıp, verilen ısıya oranladığımız zaman veya verilen ve atılan ısıları toplayıp sistemdeki çevrimlik işe oranladığımız zaman ortaya çıkacaktır. Tasarım ve imalatı yapılan bu motor bir ısı makinesi olduğuna göre, ısı makinelerinde verim ifadesi;

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_e} \quad (4.36)$$

şeklinde dir. Bilgisayar yardımı ile hesaplanan değerler Eş.4.36'ya uygulandığı zaman, imalat ve çalışma şartlarında yapılan kabullere bağlı olarak motorun hesaplanan verimi;

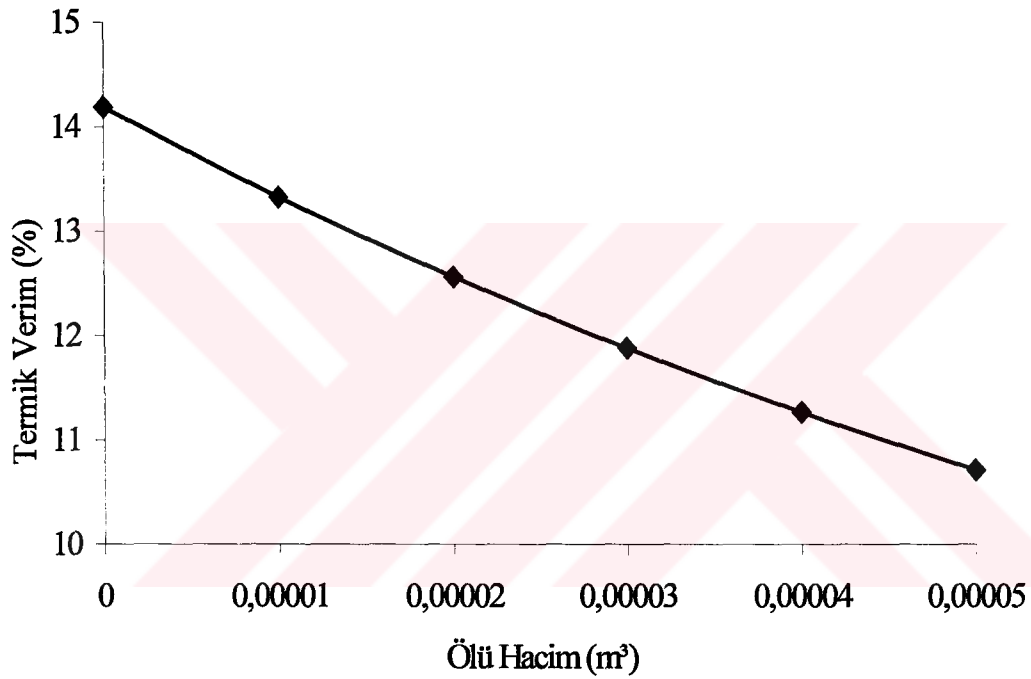
$$\eta_t = \% 11,38$$

olarak belirlenmiştir. Bu değer kullanılan içten yanmalı motorlarla mukayese edildiğinde küçük olmaktadır. Belirlenen değer küçük çıkmasının sebeplerini sızdırmazlık kayıpları, aerodinamik kayıplar, ısı transferinin ısıtma



ve soğutma esansında yeterince yapılamaması, hareket halindeki elmanlar (mekanik kayıplar) ve ölü hacim olarak sıralayabiliriz.

Aynı çalışma şartlarında ölü hacmin motor verimine etkisi, ölü hacim miktarına 0 ile 50 cm<sup>3</sup> arasında değişik değerler verilip incelenmiş ve grafik haline dönüştürülerek Şekil 4.18'de verilmiştir.



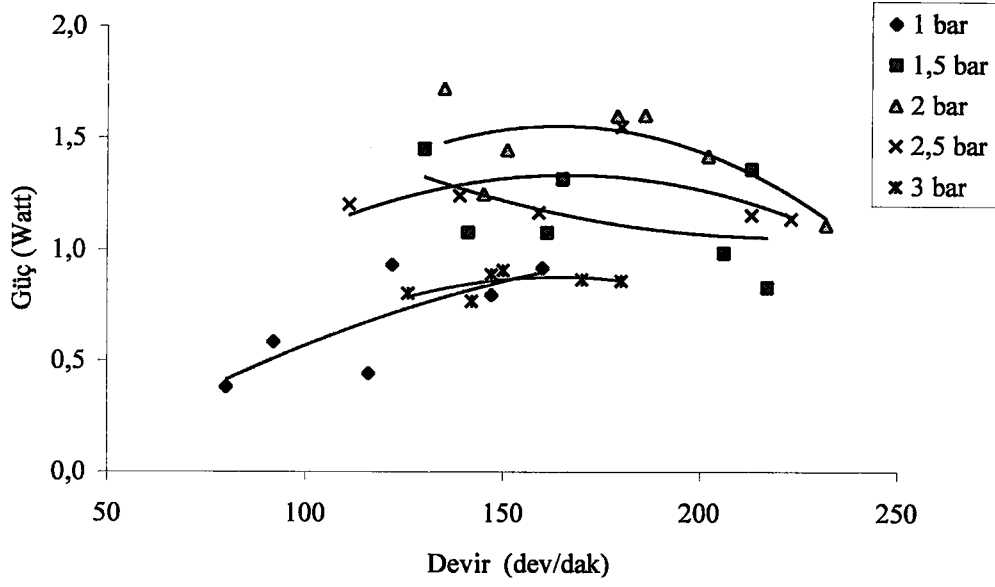
Şekil 4.18. Ölü hacim miktarına bağlı olarak motor veriminin değişimi

Şekil 4.18'de verilen ölü hacim miktarına bağlı olarak motor termik verimindeki değişim grafiğinde, ölü hacmi miktarı azaldıkça motor termik verimin arttığı, ölü hacim miktarı arttıkça motor termik veriminin azalmaya başladığı görülmektedir.

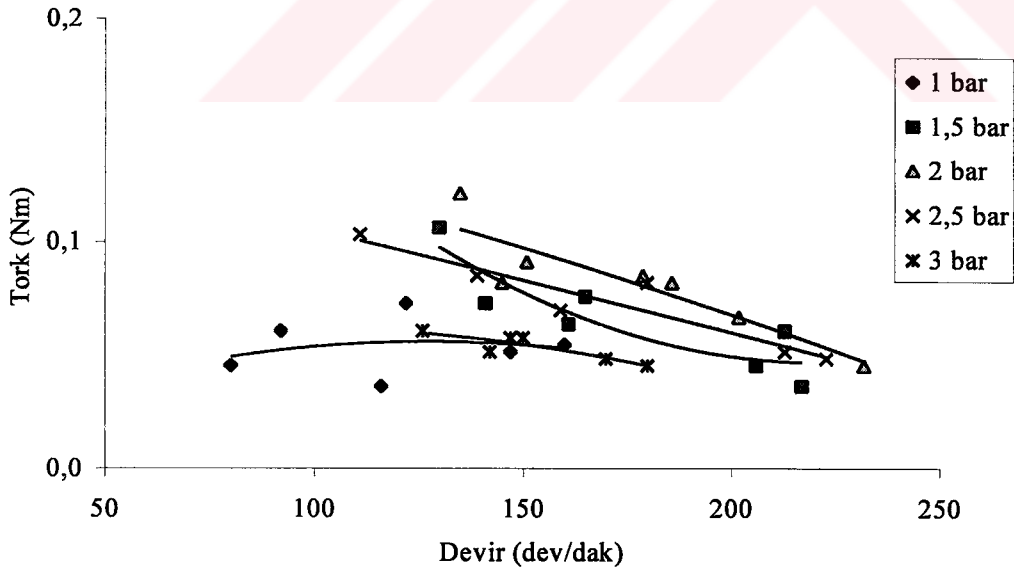
## 5. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Tasarımı ve imalatı yapılan motorun çalışması sürekli hale getirildikten sonra, motorun temel performans karakteristiklerini belirlemek ve ileride yapılacak çalışmalara ışık tutması maksadı ile testler yapılmıştır. Motor testleri yapılırken motorun çalışmasının anlatımındaki şartlarda olduğu gibi ısı kaynağı olarak farklı sıcaklıklarda çalışma özelliğine sahip bir elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Deney düzeneğinin; şematik resmi Şekil 3.10'da, detaylı remi ise Ek.4' e verilmiştir. Temel kriter olarak ısıtıcı sıcaklığı, şarj basıncı, dizayn değişiklikleri (ara bağlantı borusu) alınmış ve bunların motorun çalışması üzerindeki olumlu veya olumsuz etkileri ortaya çıkartılarak birbirleri ile mukayese edilmiştir.

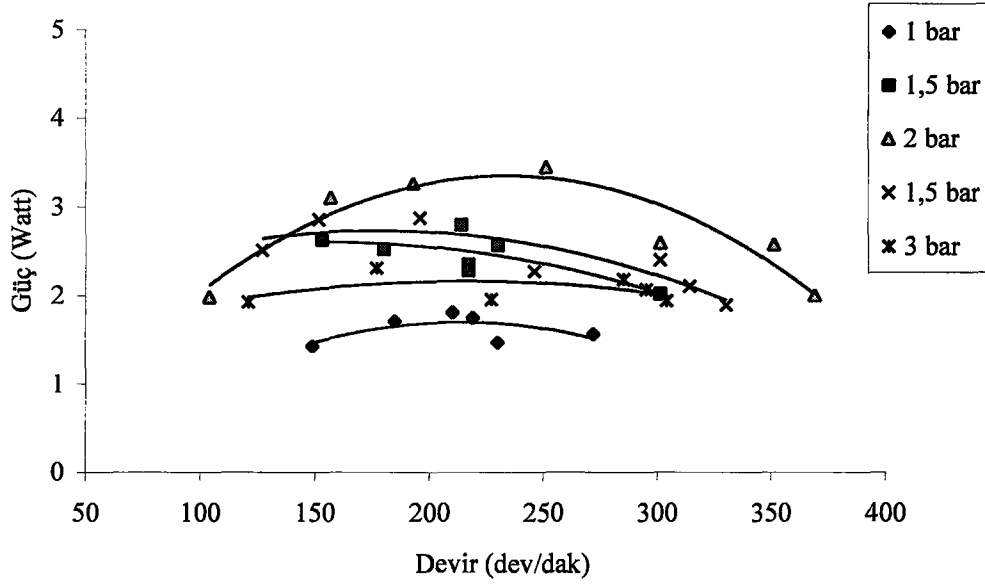
Deneylere 500°C ısıtıcı sıcaklığında motorun atmosferik basınçta çalıştırılması ile başlanmıştır. 500°C ve 600°C ısıtıcı sıcaklıklarında motora daha önceden ifade edilen şarj basınçları uygulanarak, bu basınç ve sıcaklıktaki güç ve tork değerleri alınmıştır. Ancak; alınan değerler oldukça küçük çıkmıştır. Alınan bu değerler grafik şeklinde düzenlendiği zaman ortaya çıkan şekiller yorumlanacak özellikte çıkmamaktadır. Diğer şarj basıncı ve ısıtıcı sıcaklıklarındaki çalışma şartlarına referans teşkil etmesi maksadı ile sadece grafikleri verilecektir. 500°C, 600°C ısıtıcı sıcaklıklarında değişik şarj basınçlarında elde edilen güç ve tork eğrileri Şekil 5.1, 5.2, 5.3 ve 5.4'de verilmiştir. Bu şartlarda motordan elde edilen güç ve tork değerleri birbirlerine oldukça yakın değerdedir. Şarj basıncına bağlı olarak değerler fazla değişim göstermemektedir.



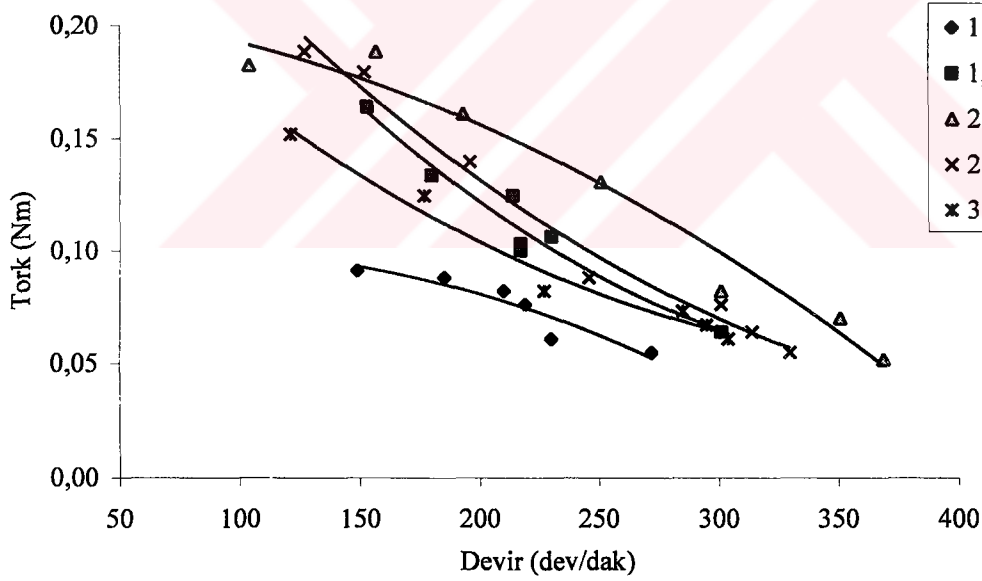
Şekil 5.1. Motor devri ile güç değişimi (500°C)



Şekil 5.2. Motor devri ile tork değişimi (500°C)



Şekil 5.3. Motor devri ile güç değişimi (600°C)

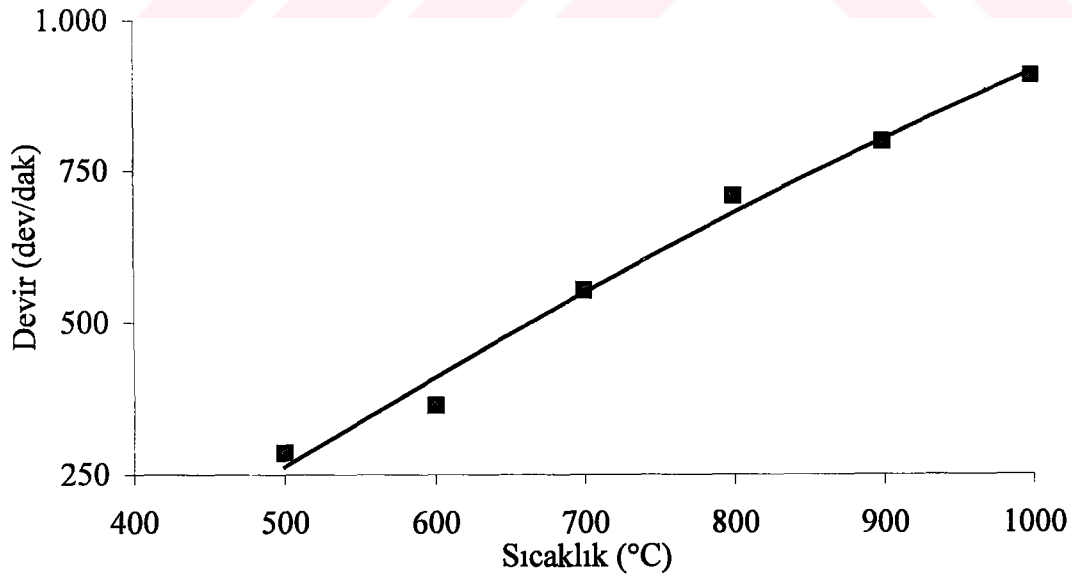


Şekil 5.4. Motor devri ile tork değişimi (600°C)

Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da 700 °C, Şekil 5.10 ve 5.11'de 800 °C, Şekil 5.12 ve 5.13'de 900 °C, Şekil 5.14 ve 5.15'de 1000 °C çalışma sıcaklıklarındaki değişik şarj basınçlarında yapılan deney sonuçlarına göre düzenlenmiş, motor

devrine bağı olarak güç ve tork değişimlerini gösteren grafikler verilmiştir. Bu şekillerin çizilmesine temel oluşturan veriler Ek. 2’de verilmiştir.

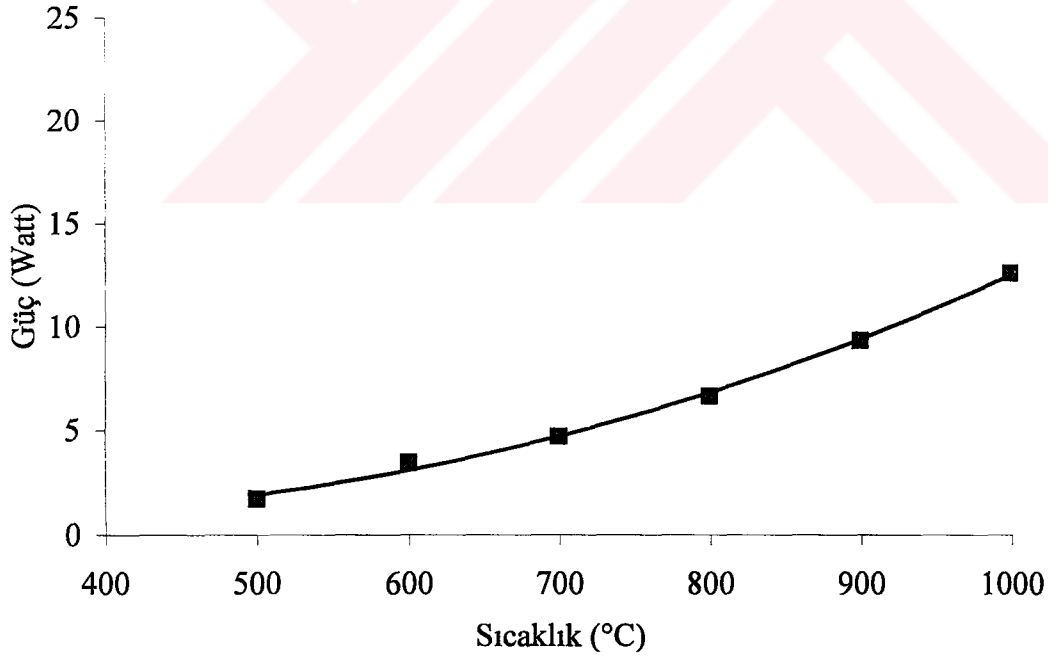
Verilen grafikleri mukayese ederken motorun çalışma karakteristiklerini (hız, tork, güç) etkileyen ısıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncı temel kabul edilebilir. Bu iki faktör çalışma şartlarına göre motor karakteristiklerini etkilemektedir. Grafikleri birbirleri ile mukayese edildiği zaman ısıtıcı sıcaklığı arttıkça motor hızı her çalışma şartında artmaktadır. Isıtıcı sıcaklığı 500°C, çalışma basıncı atmosfer basıncı olduğunda yüksüz konumda motor hızı 206 dev/dak iken, ısıtıcı sıcaklığı 1000°C’ ye çıktığında aynı şartlarda motor hızının 803 dev/dak olması bunun göstergesidir. Şekil 5.5’de değişik şarj basınçlarında elde edilen maksimum motor hızlarının sıcaklığa bağı değişimi verilmiştir. Motor hızı şarj basıncı 2 bar ve altındaki değerlerde iken ısıtıcı sıcaklığı ile beraber her kademedede artış göstermektedir. Fakat şarj basıncı 2 barın üzerine çıktığında sıcaklık artmasına rağmen şarj basıncının sebep olduğu hız artışı düşmeye başlamaktadır.



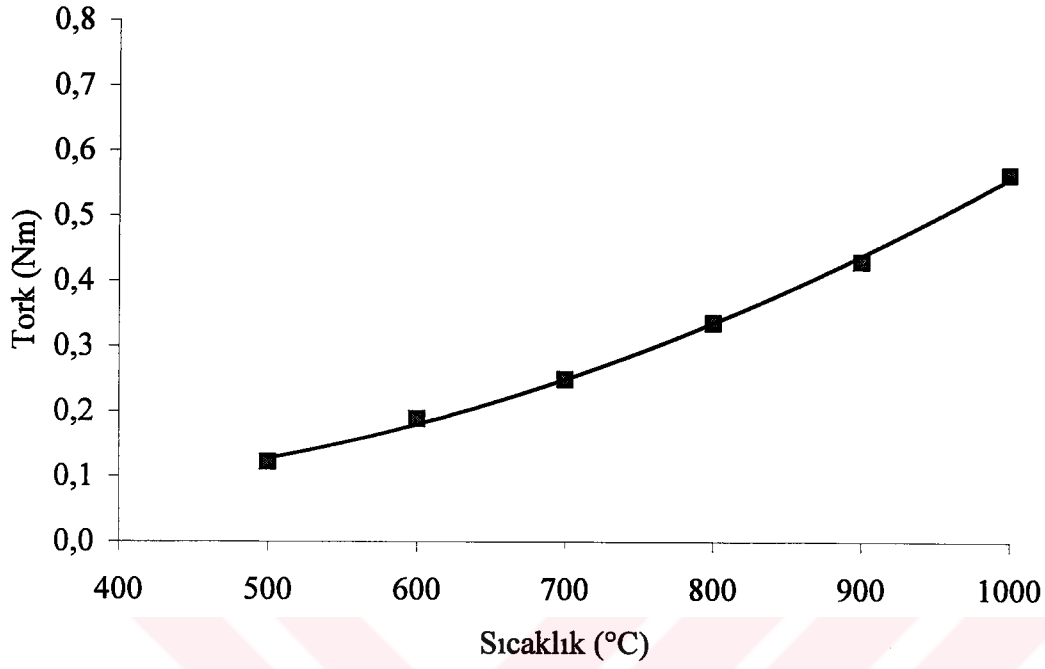
Şekil 5.5. Motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağı değişimi

Dolayısıyla motorun çalışma karakteristiklerini olumlu etkilemek için ısıtıcı sıcaklığını arttırmak uygun olmaktadır. Ancak malzemelerin sıcaklığa karşı mukavemeti ve ısıl genleşme gibi sebeplerle ısıtıcı sıcaklığı malzemeleri deforme edecek sıcaklık değerinin üzerine çıkarılamamaktadır.

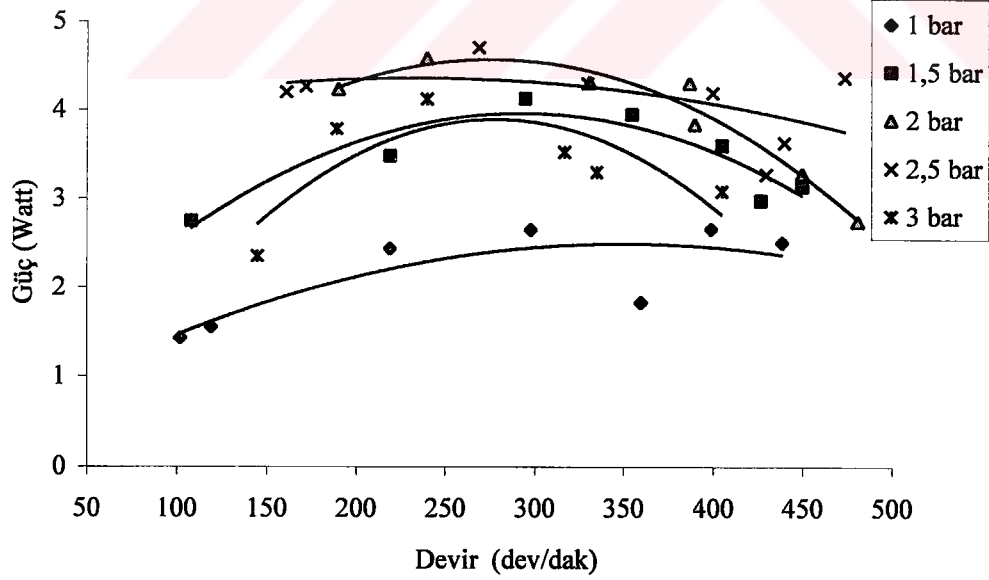
Isıtıcı sıcaklığının artması motor gücünün ve torkunun da motor hızı gibi bir önceki konumuna göre (aynı şartlarda) artmasına sebep olmaktadır. Fakat sıcaklıktan dolayı motor gücü ve torkundaki bu artış, bazı çalışma şartlarında şarj basıncının olumsuz etkisi ile güç artış hızında azalma eğilimi göstermektedir. Şekil 5.6'da bütün çalışma sıcaklıklarında maksimum motor gücünün sıcaklığa bağlı değişime Şekil 5.7'de ise maksimum motor torkunun sıcaklığa bağlı değişimi verilmiştir.



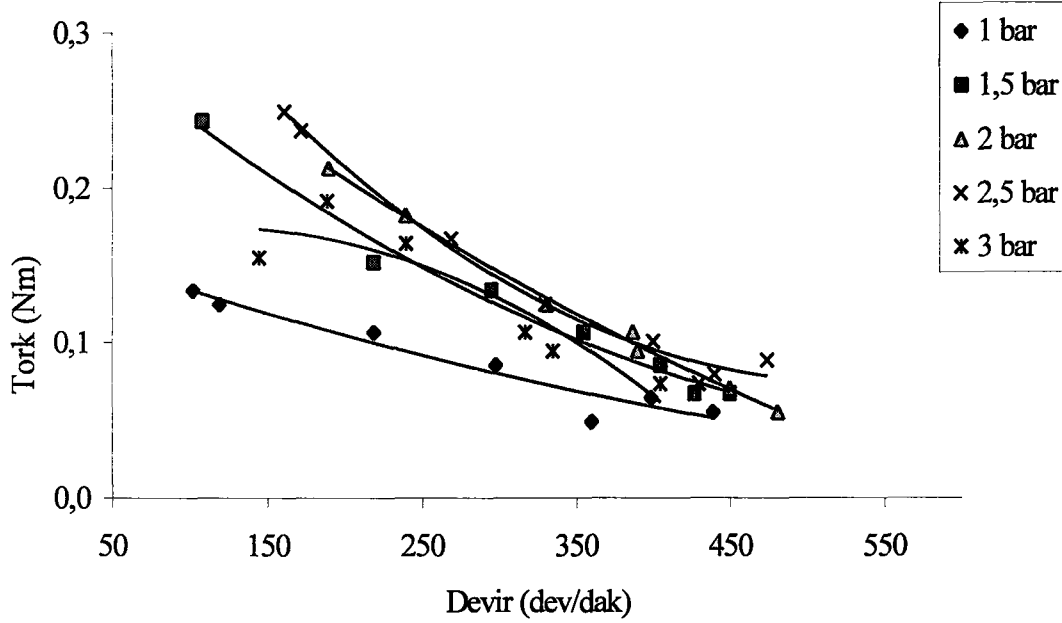
Şekil 5.6. Motor gücünün sıcaklığa bağlı değişimi



Şekil 5.7. Motor torkunun sıcaklığa bağlı değişimi



Şekil 5.8. Motor devri ile güç değişimi (700°C)

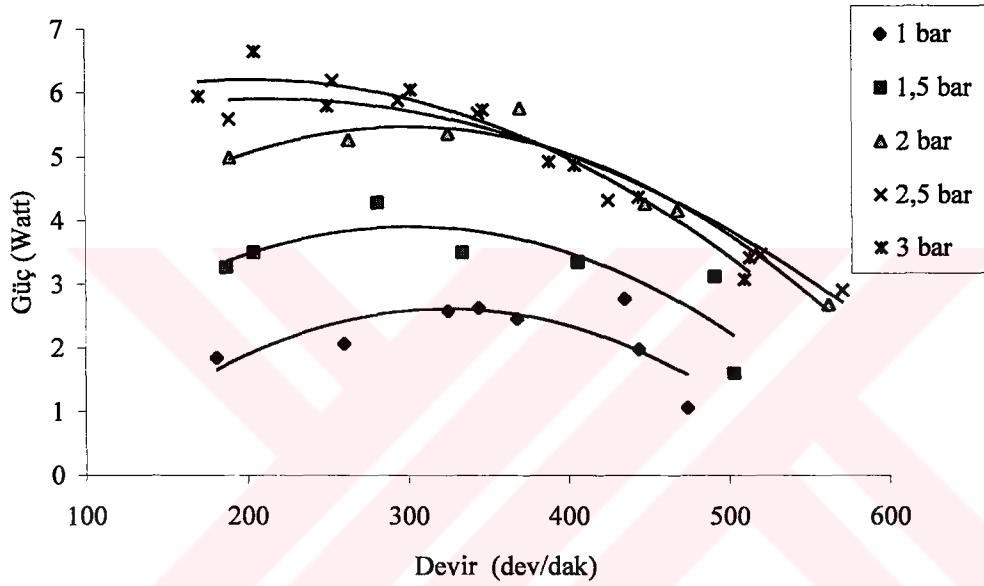


Şekil 5.9. Motor devri ile tork değişimi (700°C)

Şarj basıncı; motor gücünü 800°C altındaki sıcaklıklarda 2,5 bar basınca gelinceye kadar arttırmakta, 2,5 bar ve üzerine çıkıldığında azaltmaktadır. 800°C ve üzerindeki sıcaklıklarda şarj basıncı ve sıcaklık arttıkça (1000°C, 3 bar) motor gücünde artmaktadır. Ancak; şarj basıncı arttırıldıkça çevre basıncı ile çalışma basıncı arasındaki fark artmakta ve motordan çevreye gaz kaçaqları çoğalmaktadır. Bu ise her çevrimde motora soğuk hava takviyesi yapılmasını gerektirmekte, bu da verilen ısının bir miktarı takviye edilen bu havanın çalışma şartlarına kadar ısıtılmasında kullanılmakta, böylece motorun iş yapmak için kullanması gereken ısının bir miktarı boşa gitmekte ve motor gücünün azalmasına sebep olmaktadır. Şarj basıncının artması motor içerisindeki havanın kütlesini de arttırmakta ve ısıtıcı yüzeyi bu artıştan ortaya çıkan havayı ısıtmak için kafi gelmemektedir. Bu durum çevrimin maksimum sıcaklığının düşmesine ve çevrimlik işin azalmasına sebep olmaktadır. Isıtıcı sıcaklığının arttırılması buna bir nebze olsun çare olabilir. Nitekim 800°C ve üzerindeki sıcaklıklarda motor gücü ve torkunun şarj basıncına bağlı olarak bu



sıcaklığın altındaki değerlere nazaran arttığı görülmektedir. Bunu; “şarj basıncının artmasından kaynaklanan olumsuz etkinin, sıcaklığın artmasından kaynaklanan olumlu etkiden daha az olmasıdır.” diye açıklamak mümkündür. Şarj basıncının olumsuz etkisini azaltmak için ısıtıcı yüzeyini arttırmak çare olabilir. Fakat; ısıtıcı yüzeyinin artırılması ölü hacmi arttıracığından motor gücünün azalmasına sebep olacaktır.

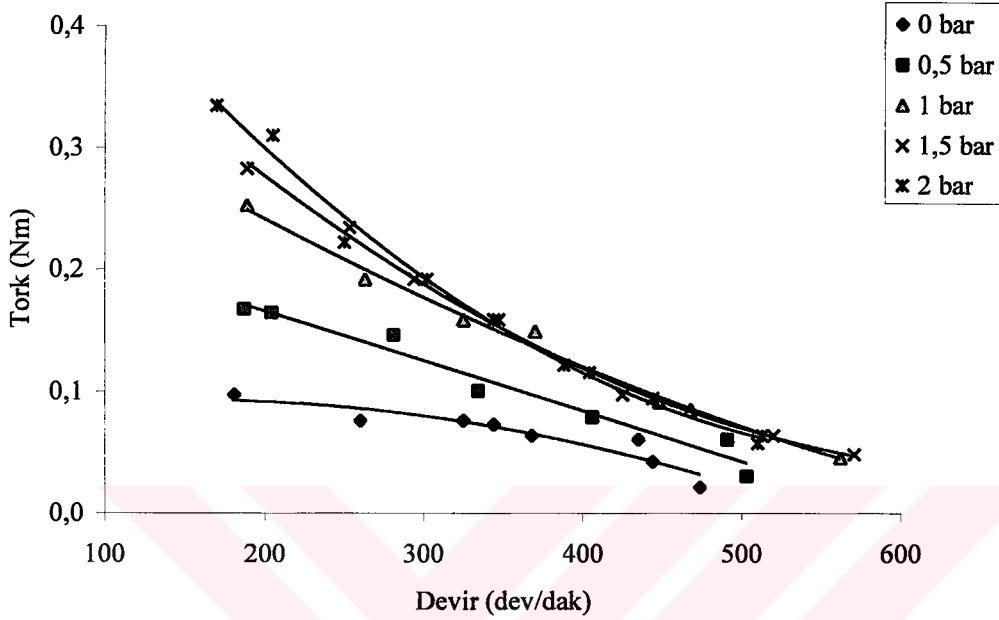


Şekil 5.10. Motor devri ile güç değişimi (800°C)

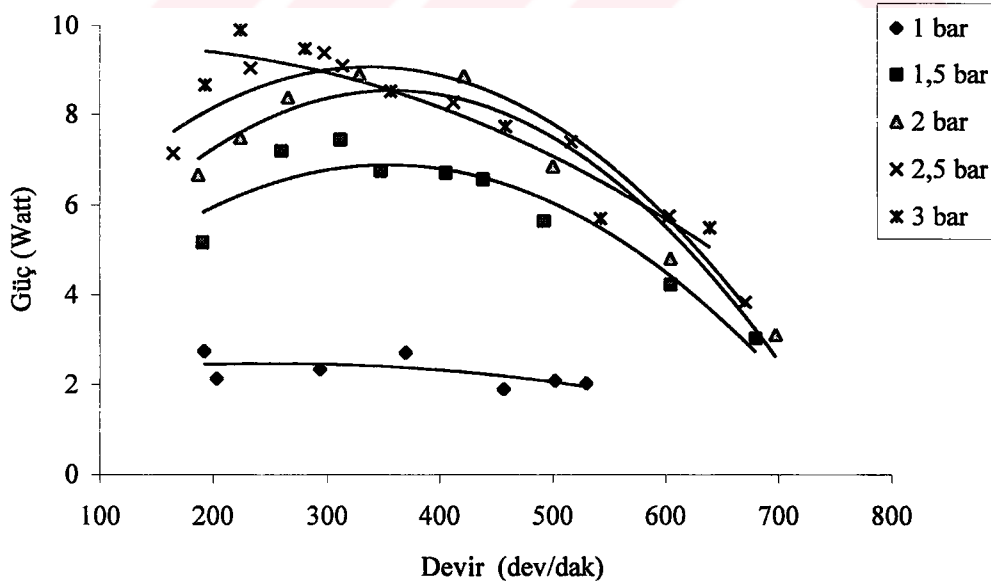
Şarj basıncının diğer bir olumsuz etkisi de; basıncın artması ile motor içerisinde artan hava kütlesi, ısıtıcı sıcaklığını birden azaltmakta ve havanın çalışma sıcaklığına geldiği ana kadar motorun kararsız bir şekilde çalışmasına sebep olmaktadır.

Motorun deneyleri sırasında motor hacminin küçük olması sebebi ile 3 bar şarj basıncının üzerinde veri almak için deneme yapılmamıştır. Ancak deney harici yapılan çalıştırmalarda 3 bar şarj basıncının üzerine çıkıldığında motorun olumsuz etkilendiği gözlenmiştir. Şarj basıncının olumsuz etkisi sıcaklık artışı

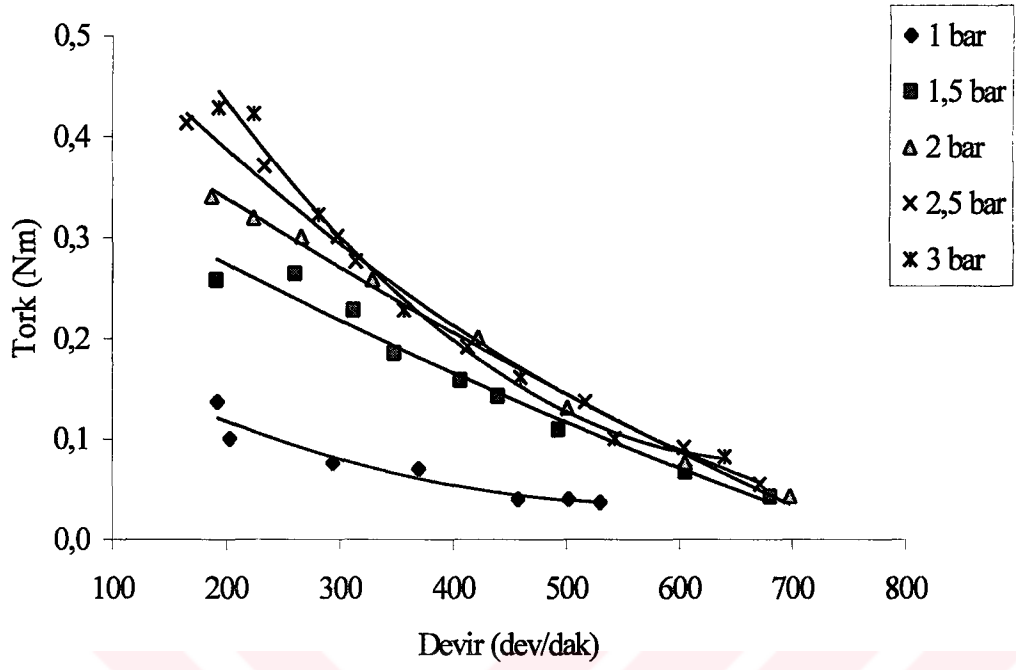
ile telafi edilemediği için 3 bar şarj basıncının üzerindeki değerlerde motorun çalışması uygun olmamaktadır.



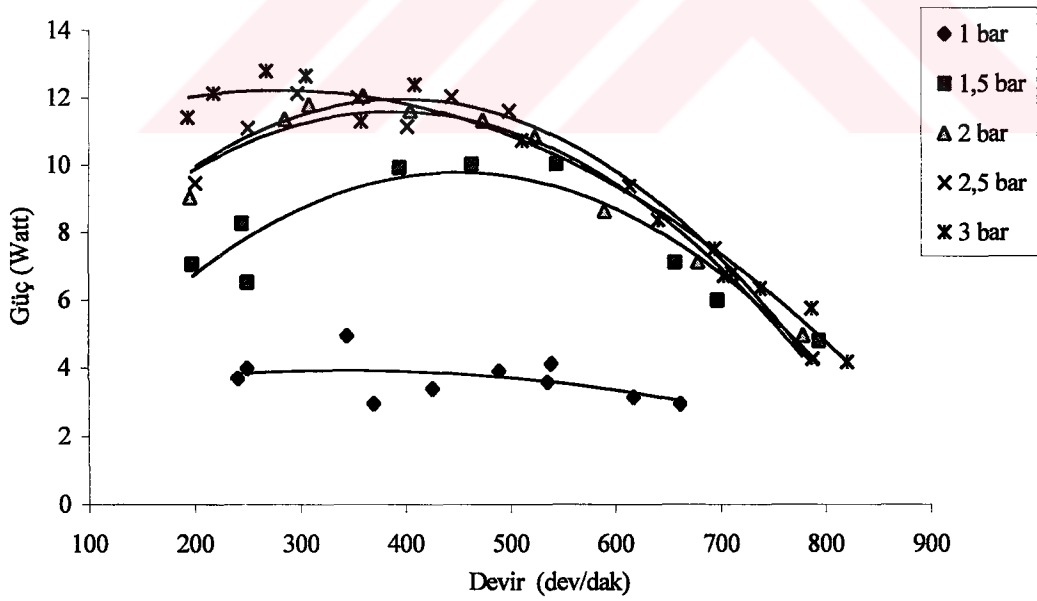
Şekil 5.11. Motor devri ile tork değişimi (800°C)



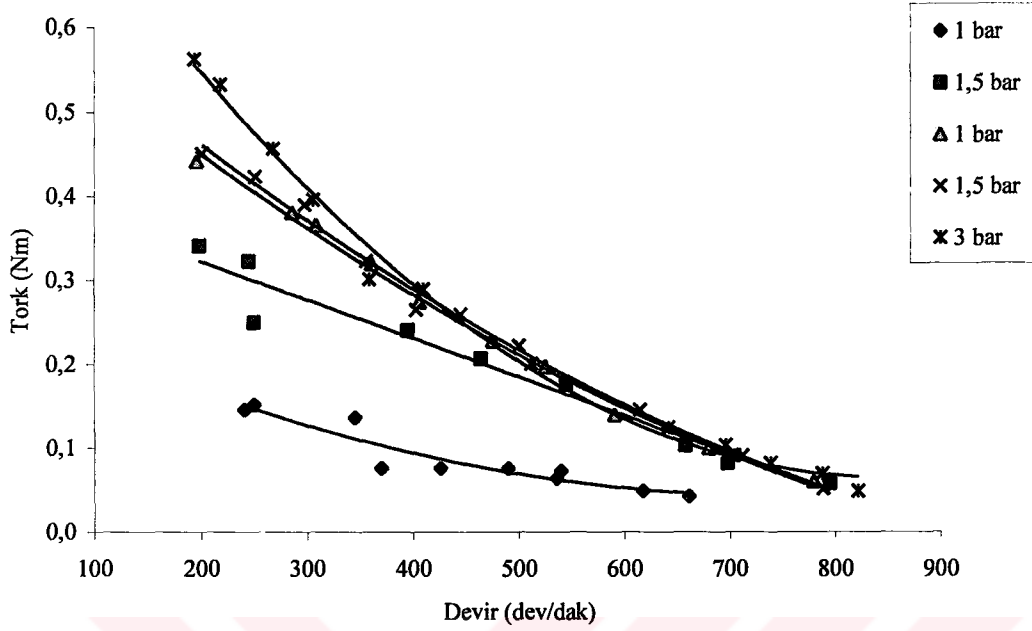
Şekil 5.12. Motor devri ile güç değişimi (900°C)



Şekil 5.13. Motor devri ile tork değişimi (900°C)



Şekil 5.14. Motor devri ile güç değişimi (1000°C)

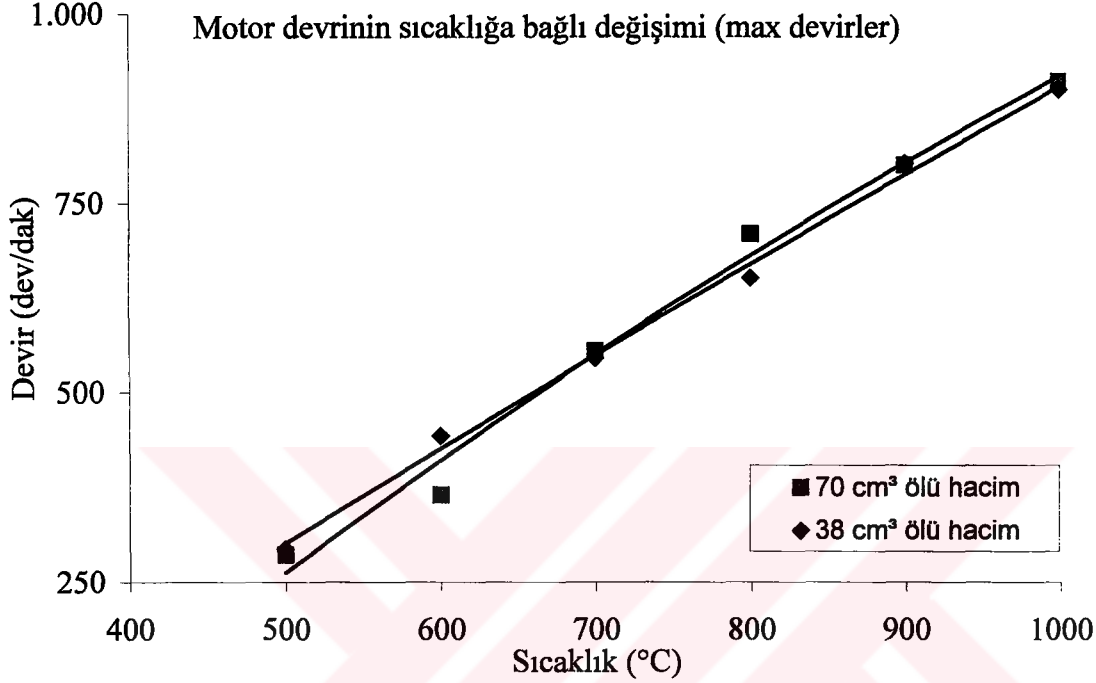


Şekil 5.15. Motor devri ile tork değişimi (1000°C)

Bölüm 4’de ifade edildiği gibi motorun özelliklerinde değişiklik yapılarak 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda düzenlenen çalışma şartları, aynen 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde de oluşturularak, her iki çalışma şartlarında elde edilen veriler ve grafikler mukayese edilmiştir. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde silindirlere arasındaki bağlantı borusu değiştirilerek, borunun uzunluğu azaltılmıştır. Bu değişiklik motordaki ölü hacmin % 54 oranında azalmasını ve sıkıştırma oranının artmasını sağlamıştır.

38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde; motor yüksüz konumda çalıştırılırken 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motora göre aynı şartlarda motor hızı düşük sıcaklıklarda nispeten azalmıştır. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda atmosferik basınçta 500°C sıcaklıkta 206 dev/dak motor hızı ölçülürken, aynı şartlarda 169 dev/dak motor hızı ölçülmüştür. Bunu ısıtıcı sıcaklığının düşük olmasına ve kayıplara bağlamak mümkündür. 700°C sıcaklığa kadar motor hızındaki bu düşüş devam etmiş bu sıcaklığın üzerine çıkıldıkça motor hızı 70 cm<sup>3</sup> ölü

hacimli motorun deneyine benzer biçimde artış göstermiştir. Her iki deney sonucu elde edilen maksimum motor hızlarının sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 5.16'da verilmiştir.

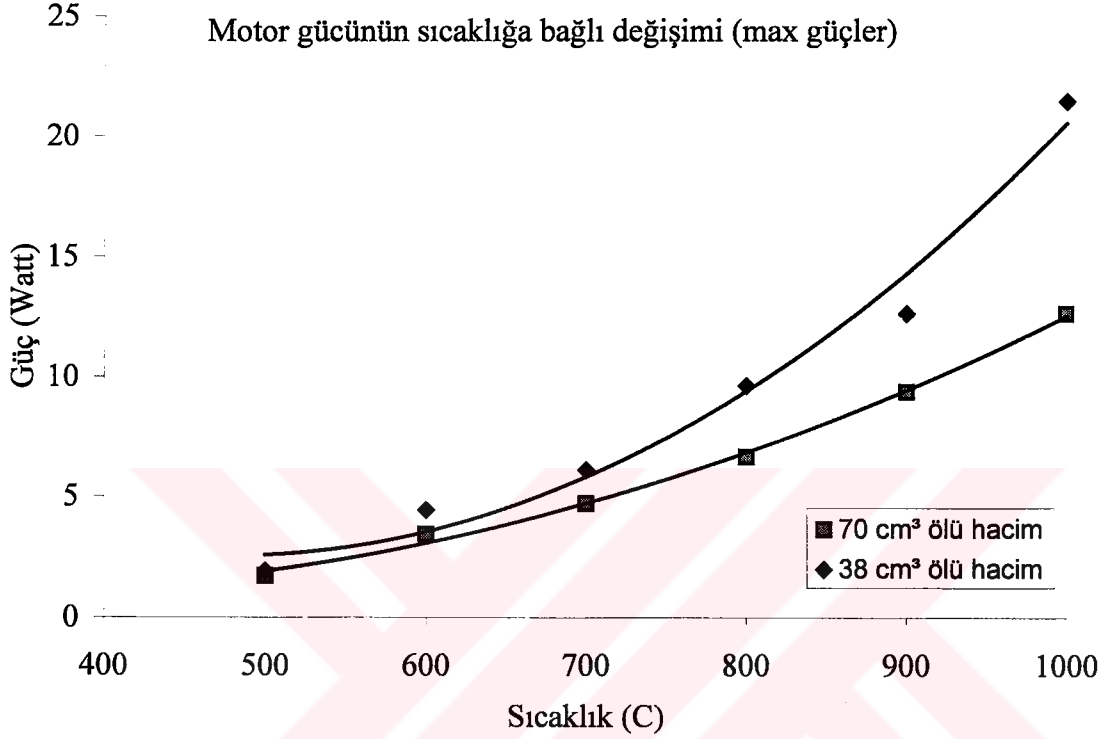


Şekil 5.16. 70 cm<sup>3</sup> ve 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyleri sonucu motor hızlarının sıcaklığa bağlı değişimi

Yapılan değişiklik motorun güç ve torku olumlu yönde etkilemiştir. En düşük sıcaklıktan en yüksek sıcaklığa kadar olan tüm çalışma şartlarında motorun güç ve tork değerlerinde artış olmuştur.

70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde 500°C sıcaklıkta maksimum motor gücü 1,5 bar şarj basıncında 1,72 W iken, 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde aynı sıcaklık ve 2,5 bar şarj basıncında 1,93 W ile % 12' ye varan bir artış olmuştur. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde 1000°C sıcaklıkta maksimum motor gücü 3 bar şarj basıncında 12,80 W iken, 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde aynı sıcaklık ve 2 bar şarj basıncında 21,46 W ile % 67' ye varan

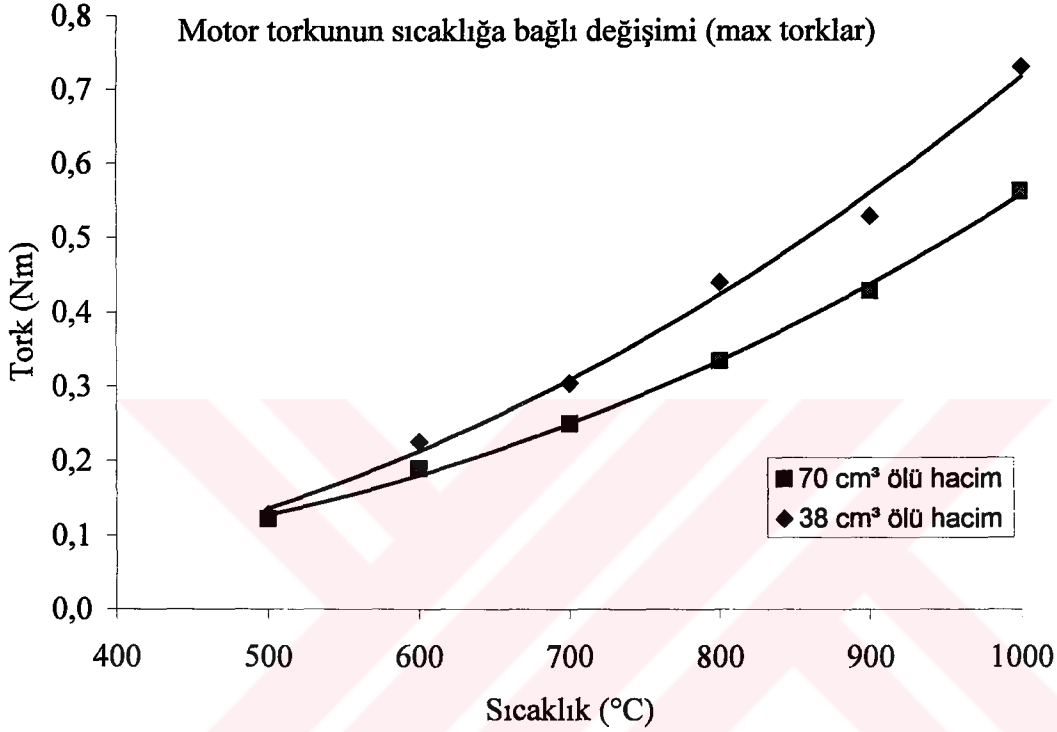
bir artış olmuştur. Her iki deney sonucu elde edilen maksimum motor güçlerinin sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 5.17’de verilmiştir.



Şekil 5.17. 70 cm<sup>3</sup> ve 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyleri sonucu motor güçlerinin sıcaklığa bağlı değişimi

70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde 500°C sıcaklıkta maksimum motor torku 2 bar şarj basıncında 0,122 Nm iken, 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde aynı sıcaklık ve 2,5 şarj basıncında 0,128 Nm olmuştur. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde 1000°C sıcaklıkta maksimum motor torku 3 bar şarj basıncında 0,563 Nm iken, 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde aynı sıcaklık ve basınçta 0,730 Nm olmuştur. Her iki deney sonucu elde edilen maksimum motor torklarının sıcaklığa bağlı değişimi Şekil 5.18’de verilmiştir.

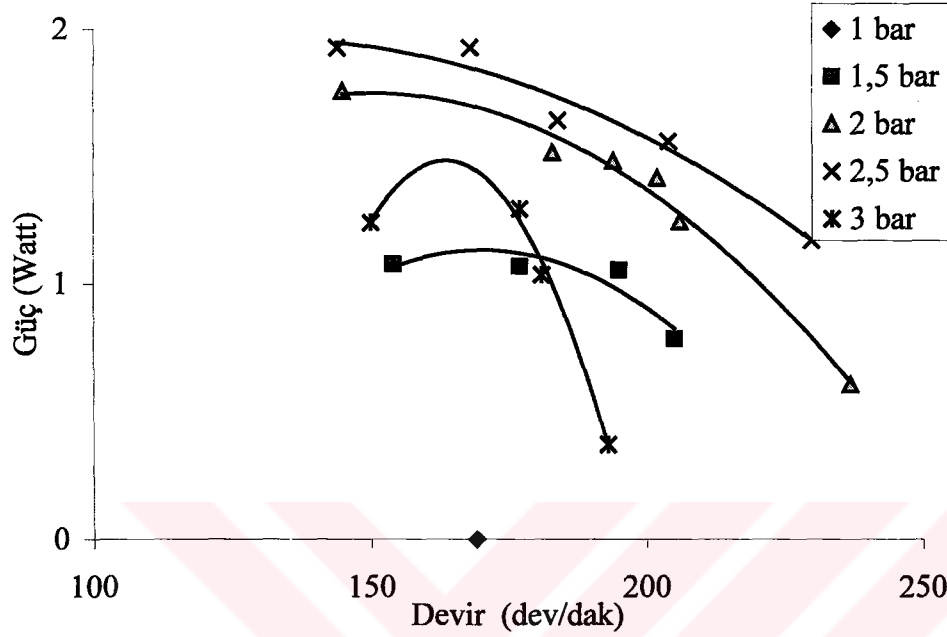
70 cm<sup>3</sup> ve 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneylerinden elde edilen veriler ile grafikler mukayese edildiği zaman sıkıştırma oranı ve ölü hacmin motor üzerinde kayda değer bir etkisinin olduğu görülmektedir.



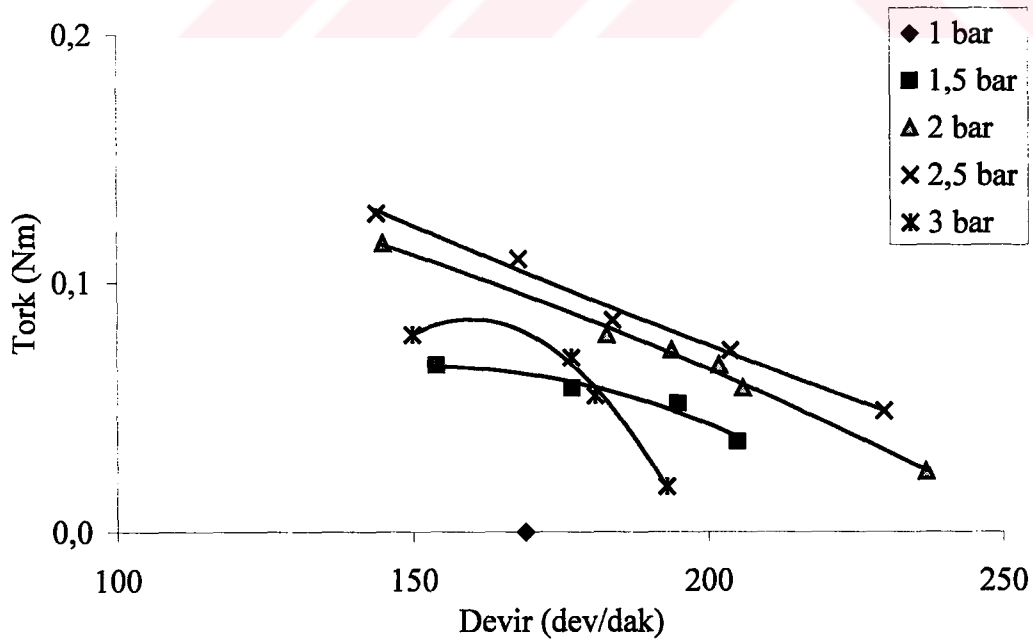
Şekil 5.18. 70 cm<sup>3</sup> ve 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyleri sonucu motor torklarının sıcaklığa bağlı değişimi

38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinden elde edilen verilerin 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneydeki gibi grafik halindeki sonuçları bundan sonraki kısımlarda verilecektir. Verilen bu grafikler şekil olarak 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyleri sonucu elde edilen grafiklere benzemektedir. Bu deneyde ölü hacmin azaltılması sonucu motorun değişik ısıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncında güç ve tork değişimleri incelenmiştir. Motor üzerinde yapılan değişikliklerle motordaki ölü hacim azalmasının, motor hızına, motor gücüne ve motor torkuna etkisi 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyi sonuçlarına bağlı olarak Şekil 5.16., 5.17. ve 5.18'de verilmiştir. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde, değişik çalışma

şartlarında motor gücü ve torkunun devre bağı değişim Şekil 5.19, 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, 5.24, 5.25, 5.26, 5.27, 5.28, 5.29 ve 5.30'da verilmiştir.

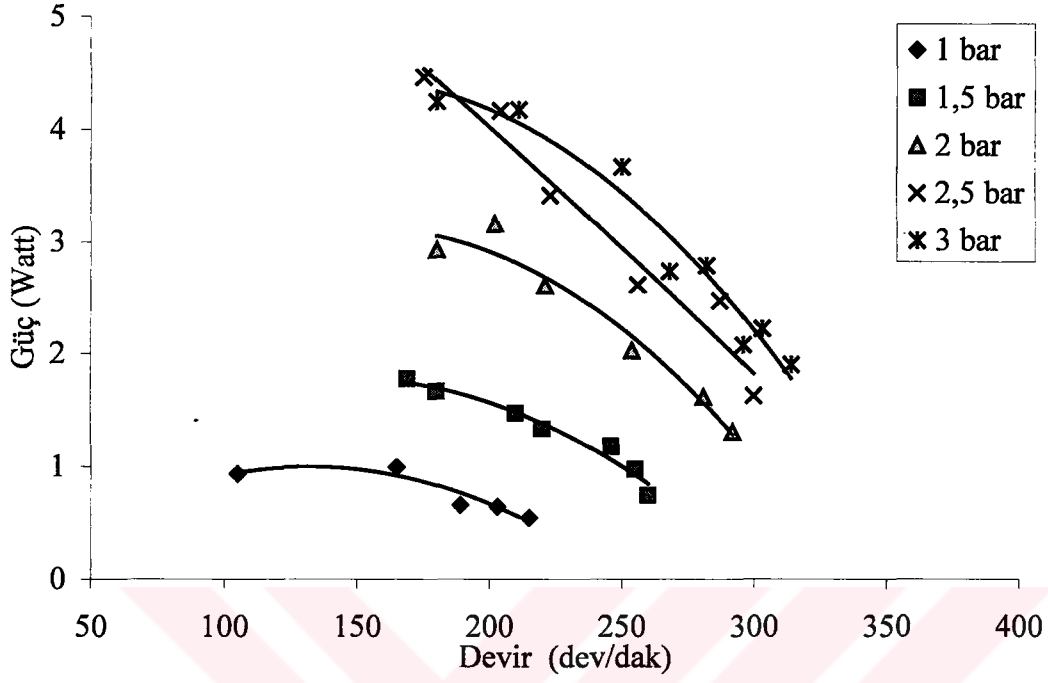


Şekil 5.19. Motor devri ile güç değişimi (500°C)

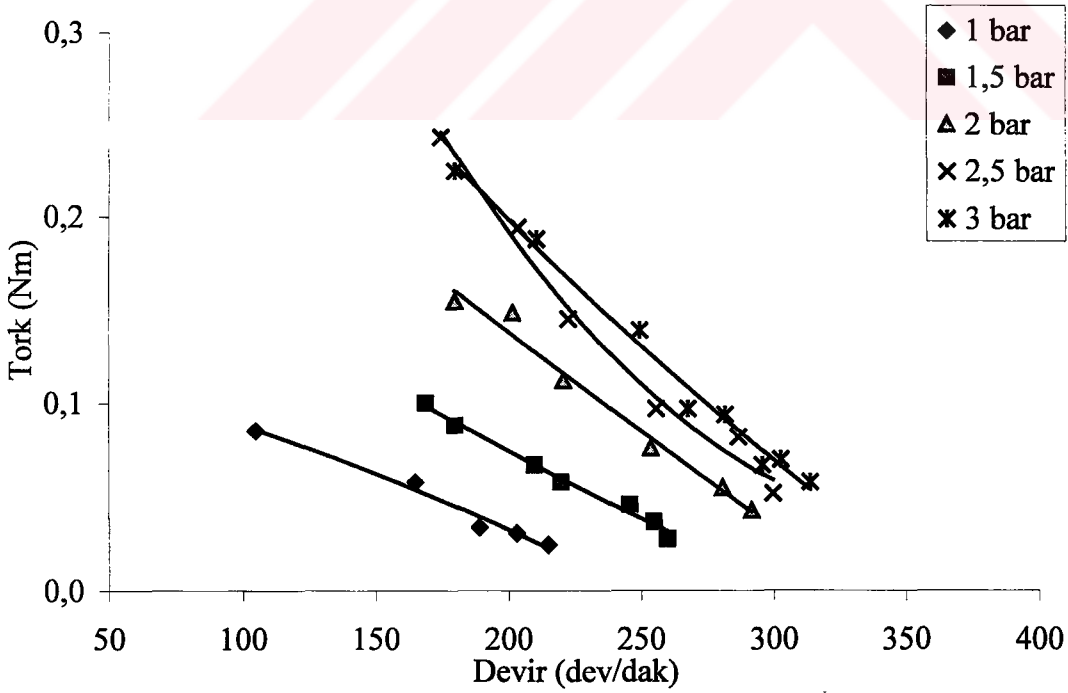


Şekil 5.20. Motor devri ile tork değişimi (500°C)

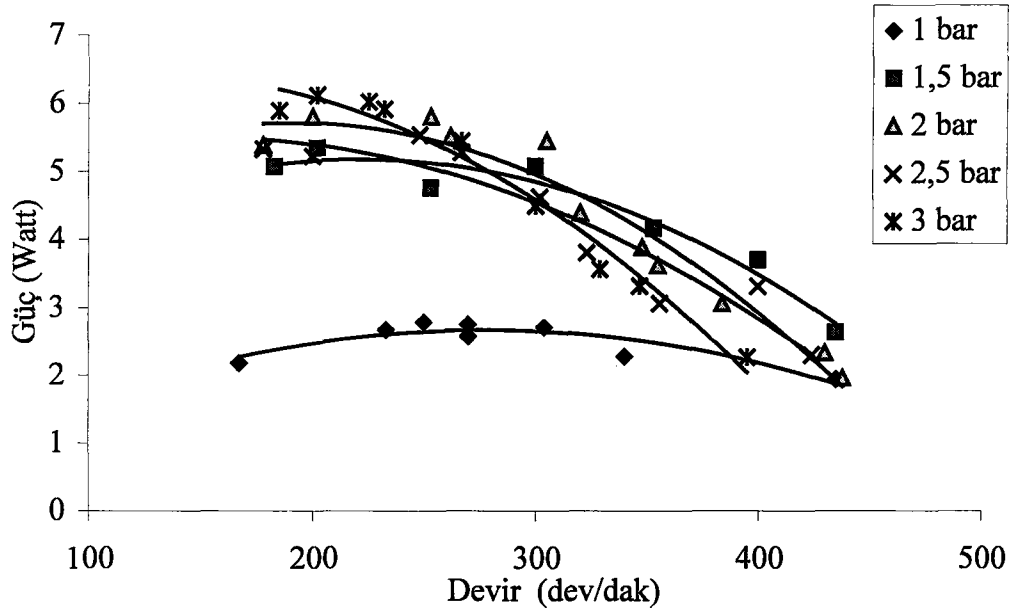




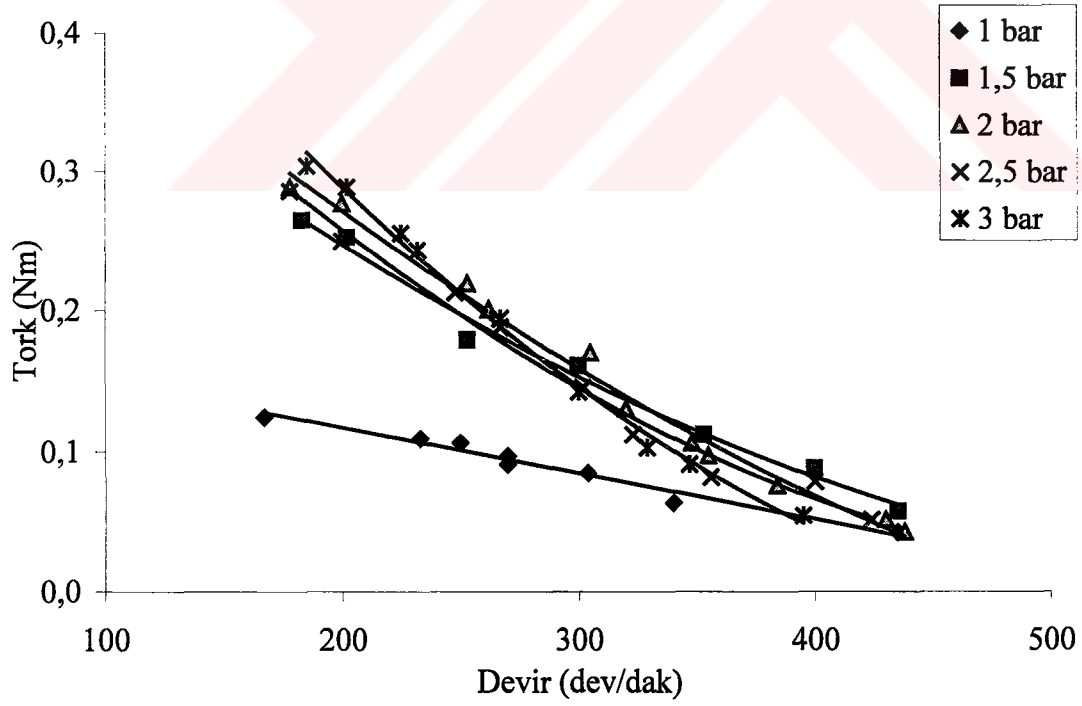
Şekil 5.21. Motor devri ile güç değişimi (600°C)



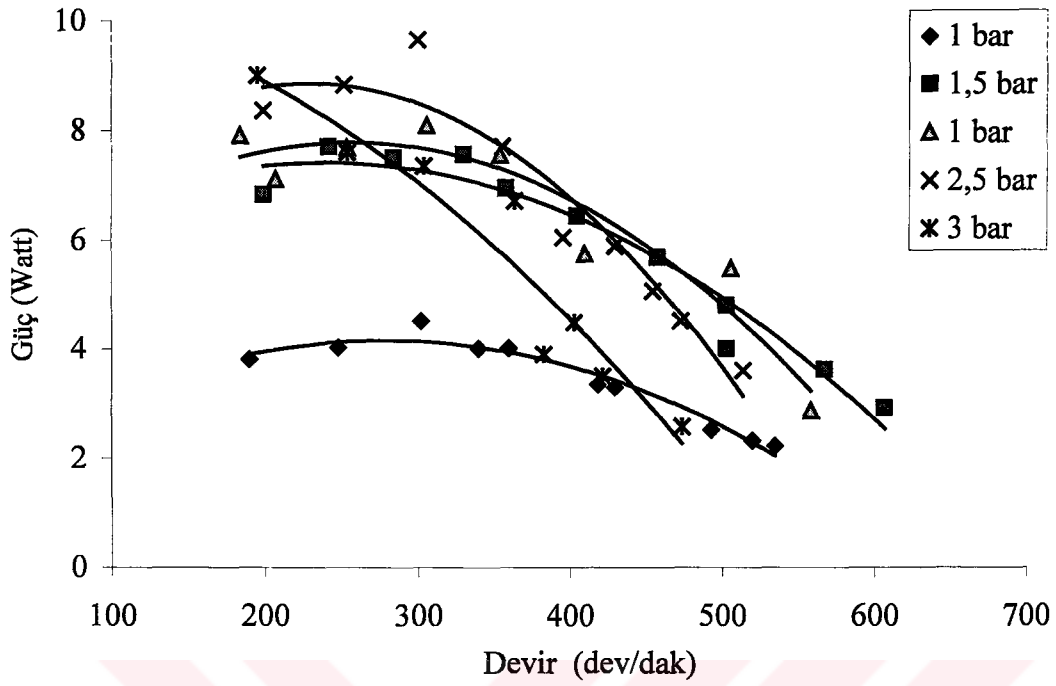
Şekil 5.22. Motor devri ile tork değişimi (600°C)



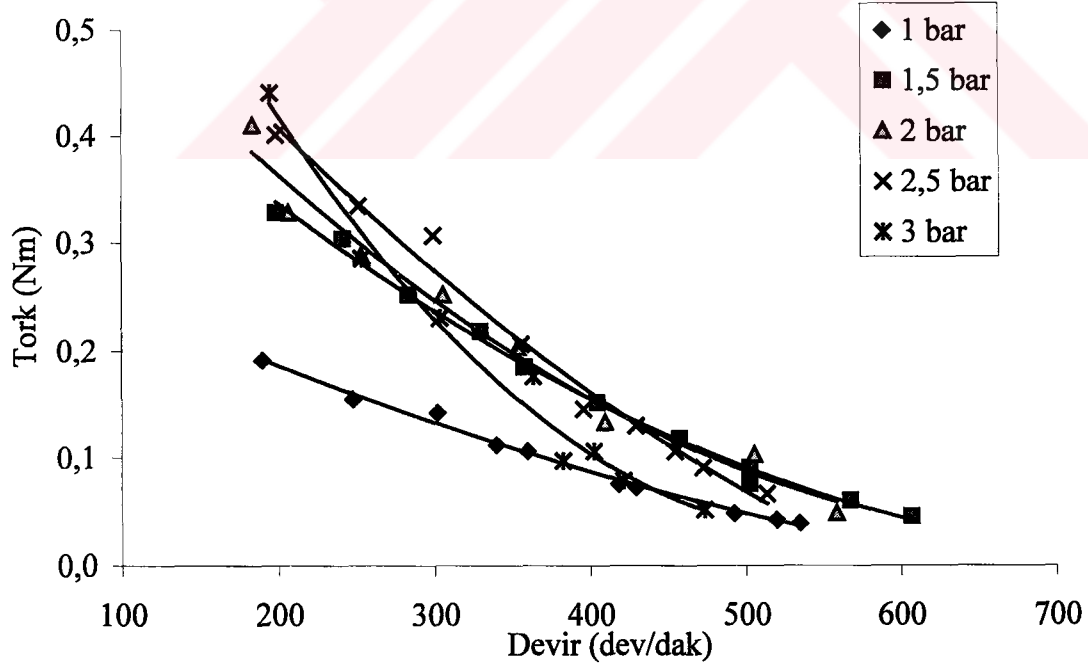
Şekil 5.23. Motor devri ile güç değişimi (700°C)



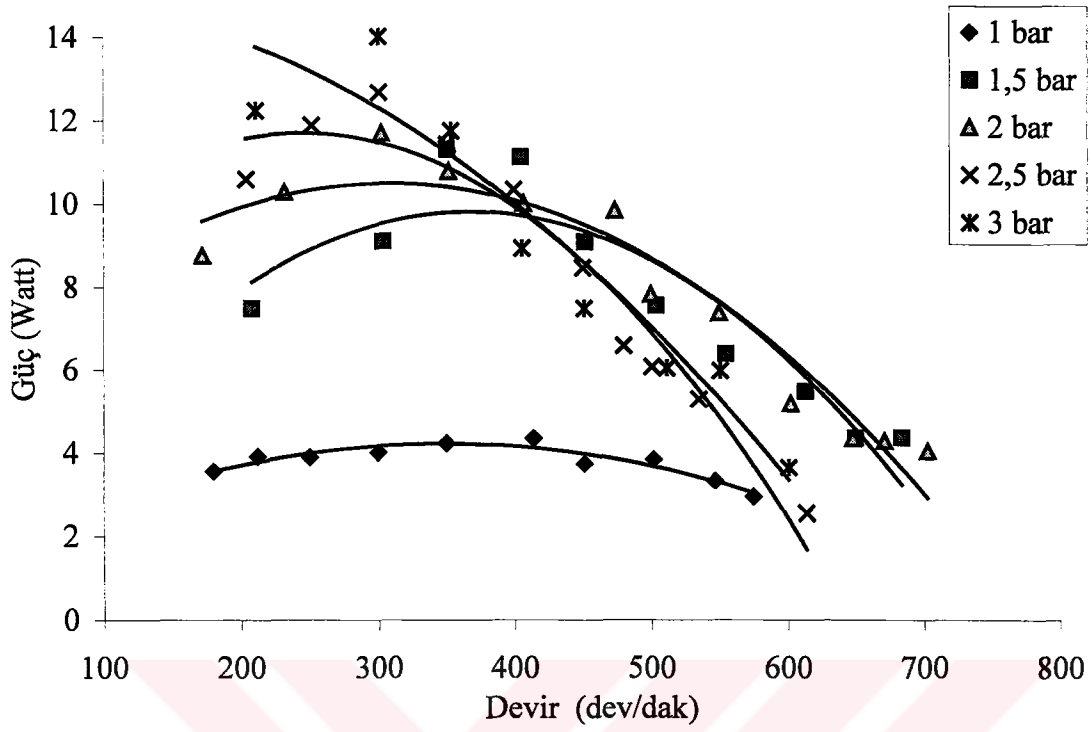
Şekil 5.24. Motor devri ile tork değişimi (700°C)



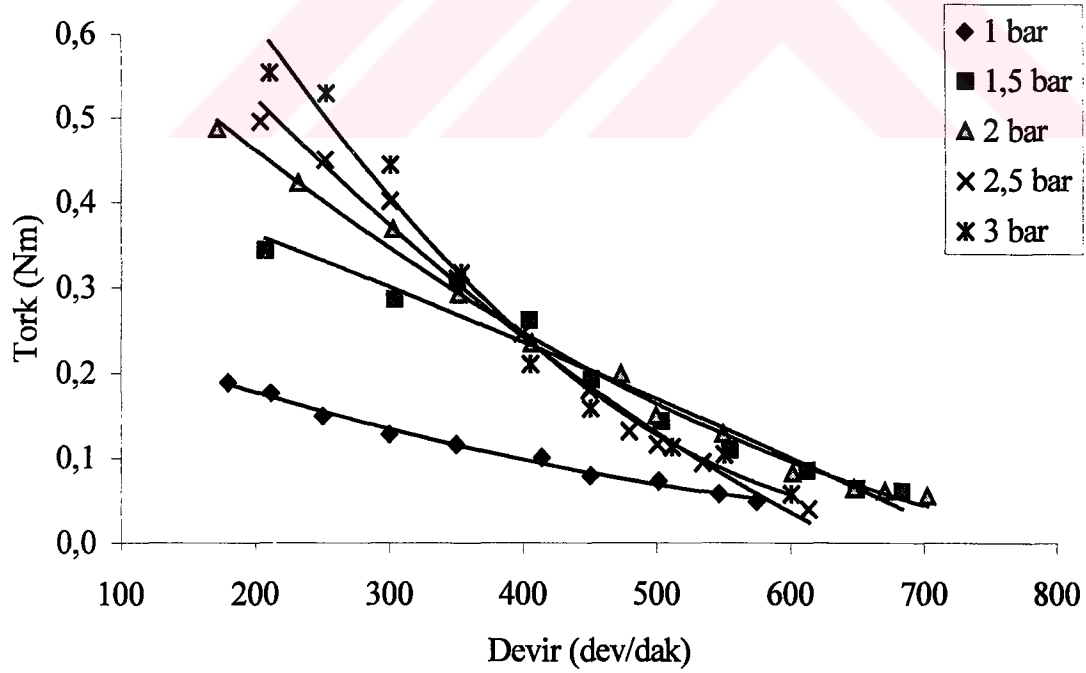
Şekil 5.25. Motor devri ile güç değişimi (800°C)



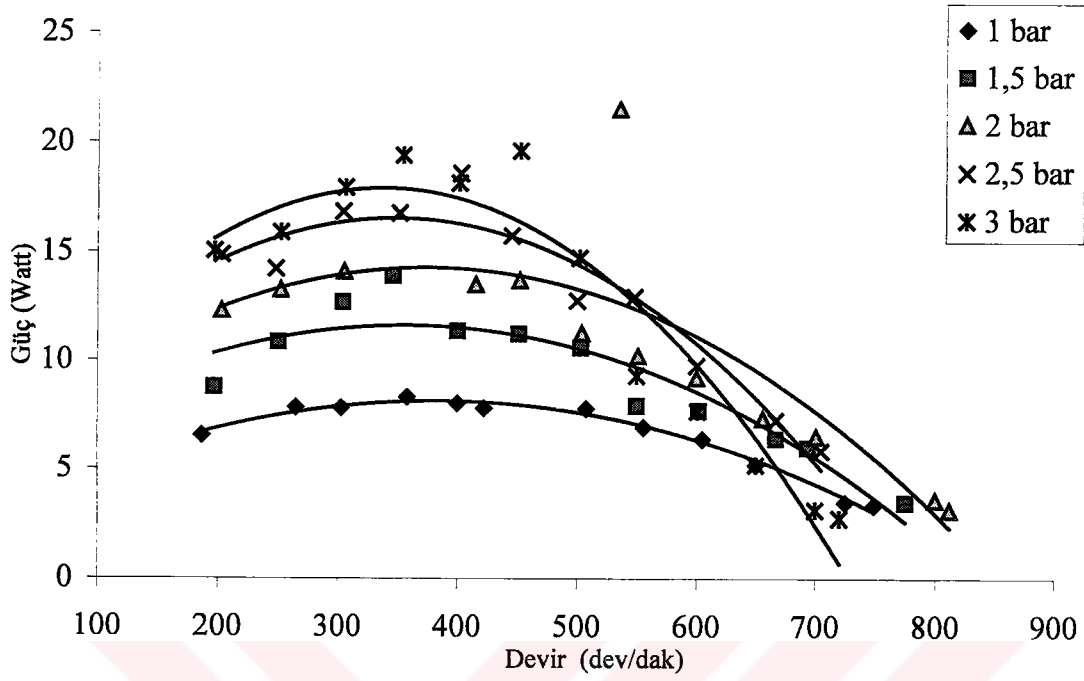
Şekil 5.26. Motor devri ile tork değişimi (800°C)



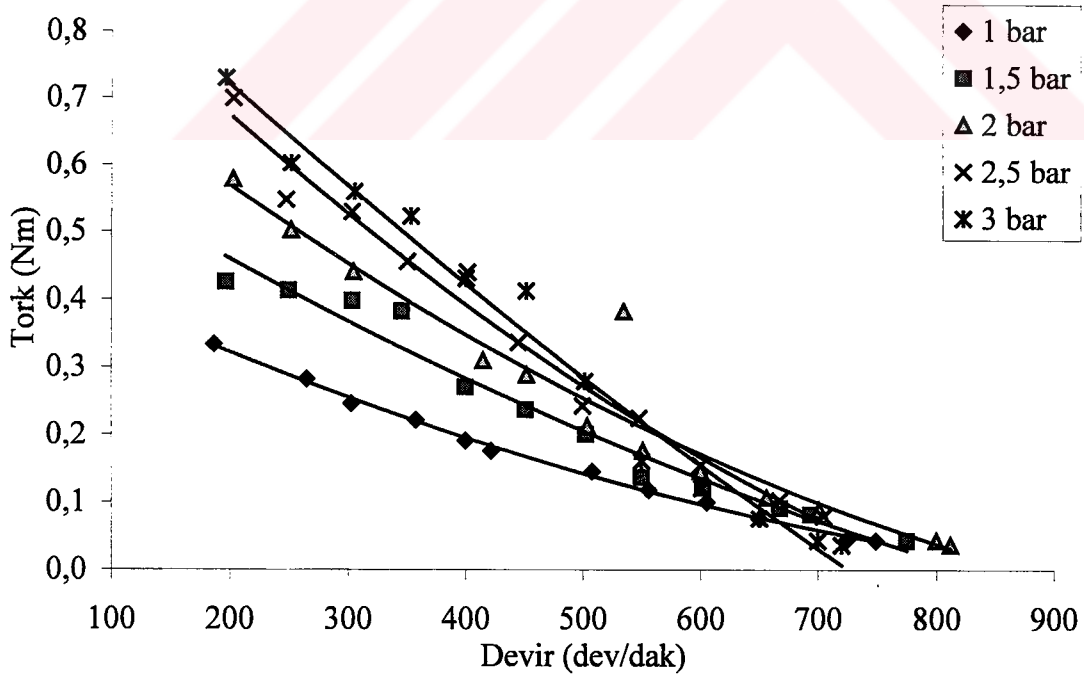
Şekil 5.27. Motor devri ile güç değişimi (900°C)



Şekil 5.28. Motor devri ile tork değişimi (900°C)



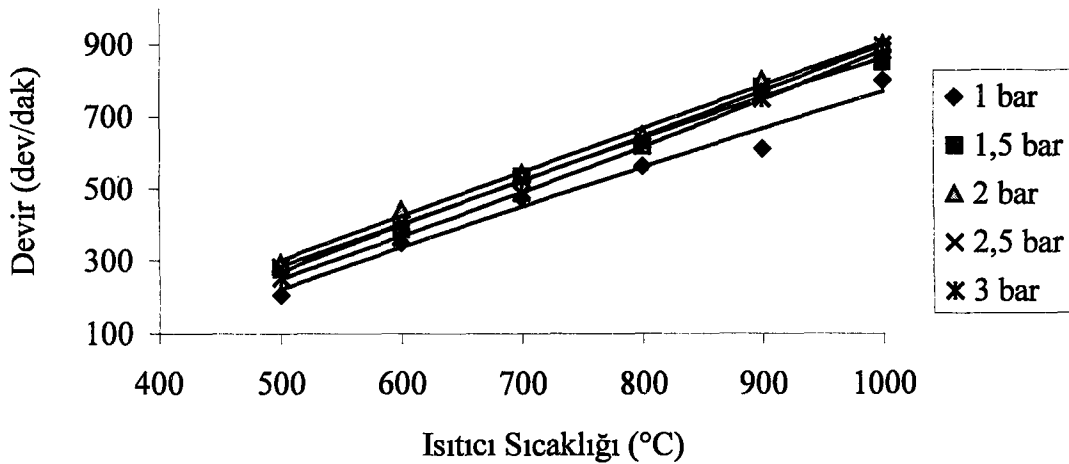
Şekil 5.29. Motor devri ile güç değişimi (1000°C)



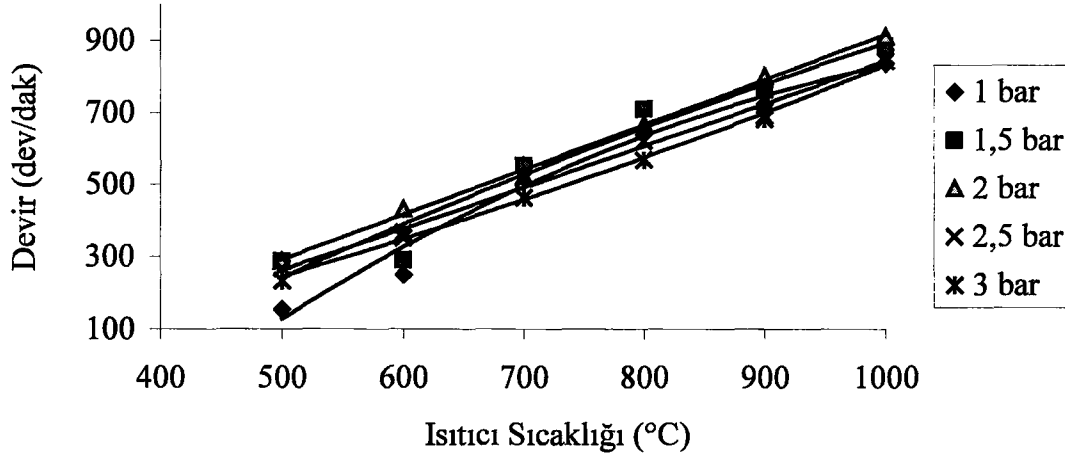
Şekil 5.30. Motor devri ile tork değişimi (1000°C)

Yapılan deneyler sonucu ortaya çıkan grafikler ile bu grafiklere bağlı yapılan yorumlar neticesinde motorun çalışmasını, motordaki değişikliklerden başka ısıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncının bütün çalışma şartlarında etkili olduğu görülmüştür. Isıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncının motorun çalışmasına etkisini ifade etmek için motorun güç, tork ve devir değişimlerinin, ısıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncına bağlı değişimleri grafik haline dönüştürülmüştür. Aynı bölüm içerisinde daha önce verilen grafikler sadece 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyi ile 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deney sonuçlarını birbirleri ile mukayese için verilmiştir. Burada ise her iki deney sonucuna bağlı olarak motor gücünün, motor torkunun, motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına ve şarj basıncına bağlı değişimi değerlendirilmiştir.

Şekil 5.31’de 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde, Şekil 5.32’de 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde ısıtıcı sıcaklığına; Şekil 5.33’de 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde, Şekil 5.34’de 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorun deneyinde şarj basıncına bağlı olarak motordaki devir değişimleri verilmiştir.

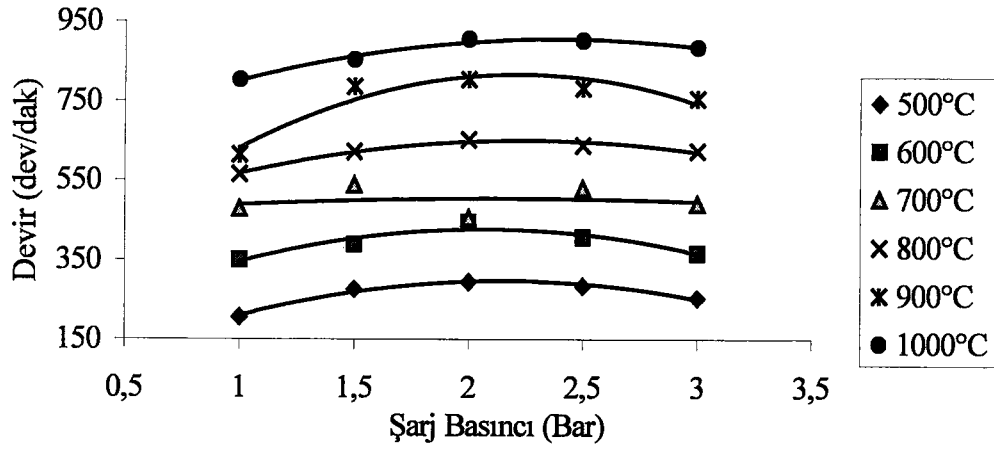


Şekil 5.31. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi

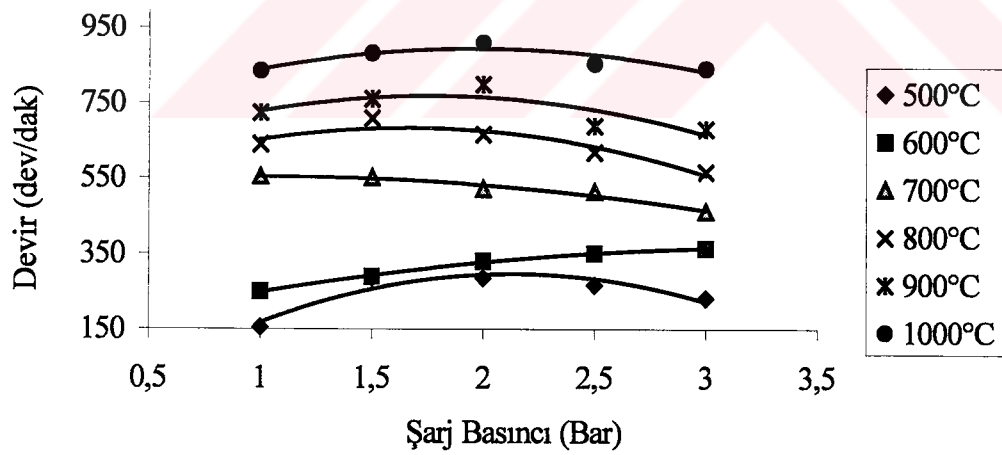


Şekil 5.32. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi

Verilen grafiklerdeki motor devirleri motorun yüksüz konumdaki maksimum devirleridir. Motor devrini ısıtıcı sıcaklığı attıkça buna bağlı olarak lineer bir artış göstermektedir. Şarj basıncına bağlı olarak motor devrinin özellikle 1,5 bar ve 2,5 bar şarj arası şarj basınçlarında maksimum değerine ulaştığı, bu şarj basıncı değerlerinin altında iken motor devrinin artmaya meyil ettiği üzerinde ise motor devrinin azalmaya meyil ettiği görülmektedir. Bu elde edilen değerlere bakmaksızın her iki deney sonucunda da aynı durum oluşmaktadır. Bütün çalışma şartlarında motordan en yüksek devir her iki deneyde de 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 2 bar şarj basıncında alınmıştır. Motorun maksimum devri 1000°C ısıtıcı sıcaklığında, 2 bar şarj basıncında 910 dev/dak olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.33. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin şarj basıncına bağlı değişimi



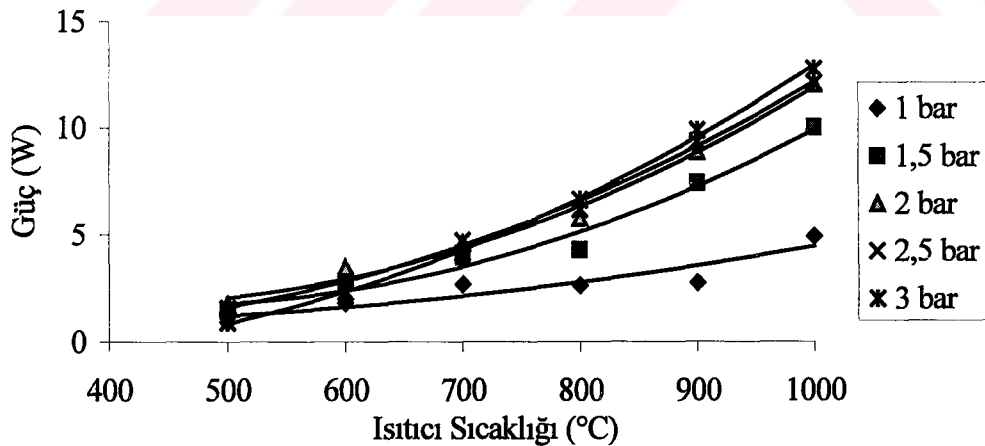
Şekil 5.34. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor devrinin şarj basıncına bağlı değişimi

Şekil 5.35'de 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde motor gücünün ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi, Şekil 5.36'da 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde

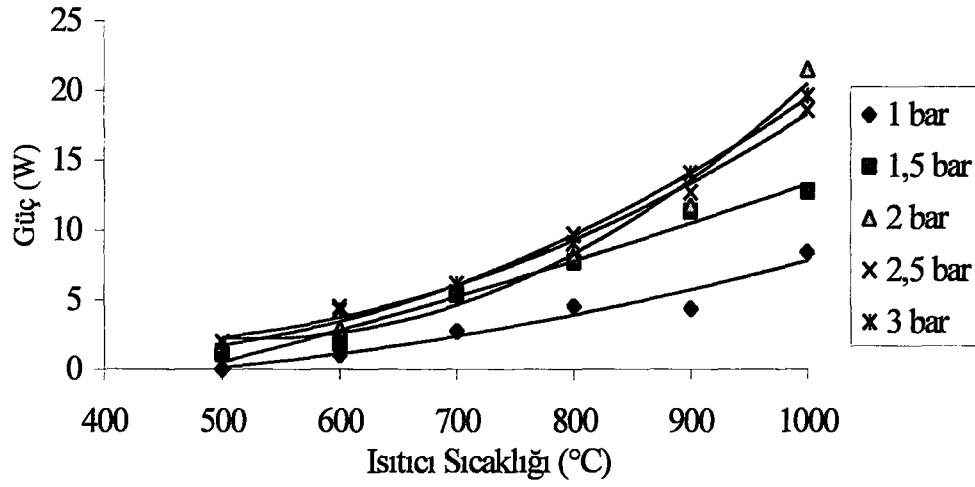


motor gücünün ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi verilmiştir. Her iki deney neticesinde de ısıtıcı sıcaklığı attıkça motordaki çevrimlik iş ve verim arttığından motor gücü de ısıtıcı sıcaklığına bağlı olarak artmaktadır. Motordaki çevrimlik işin ve verimin artması ısıtıcı ve soğutucu sıcaklıkları arasındaki farkın artışından ileri gelmektedir. Isıtıcı sıcaklığının artması motor gücünü arttırsa da, motor parçalarının sıcaklığa karşı dayanımı ısıtıcı sıcaklığını sınırlamaktadır.

Şekil 5.37'de 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde motor gücünün şarj basıncına bağlı değişimi, Şekil 5.38'de 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde motor gücünün şarj basıncına bağlı değişimi verilmiştir. Motor gücü şarj basıncına bağlı olarak ta artış göstermektedir. Özellikle 2 bar ve 2,5 bar şarj basınçlarında maksimum değere ulaşmakta, daha sonra azalmaya meyil etmektedir. Bu azalmanın sebebi ile şarj basıncındaki artışın motor üzerindeki olumsuz etkileri ve çareleri daha önceki kısımlarda ifade edilmişti (Bkz. Sayfa 112).

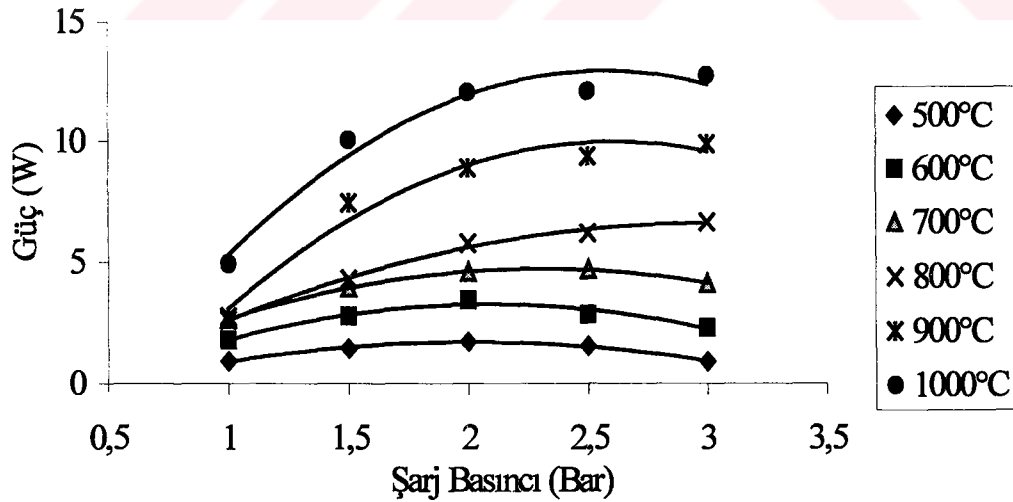


Şekil 5.35. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi

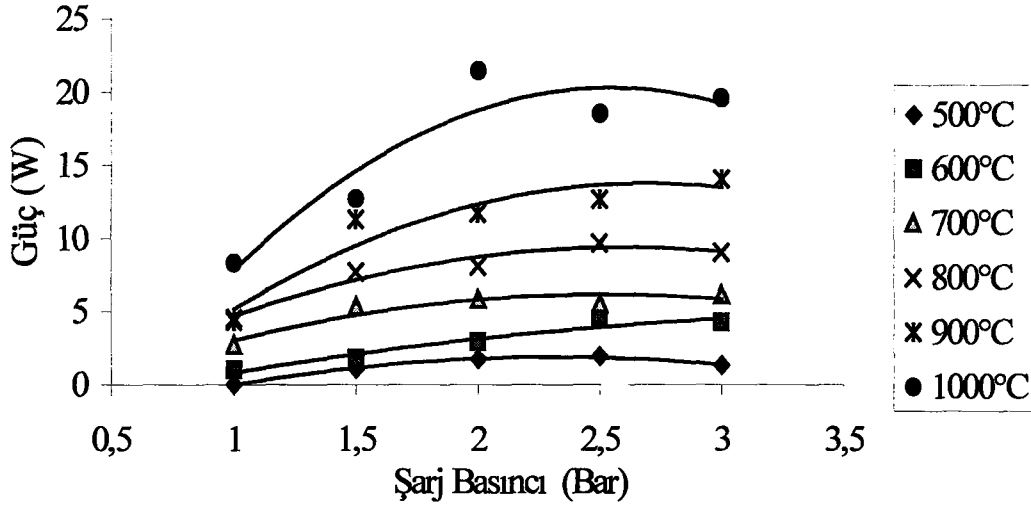


Şekil 5.36. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi

Grafiklerdeki motor güçleri ısıtıcının her sıcaklık kademesinde uygulanan değişik şarj basınçlarındaki maksimum güç değerleridir. Motordan 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 2 bar şarj basıncında maksimum 21,46 W güç alınmıştır.



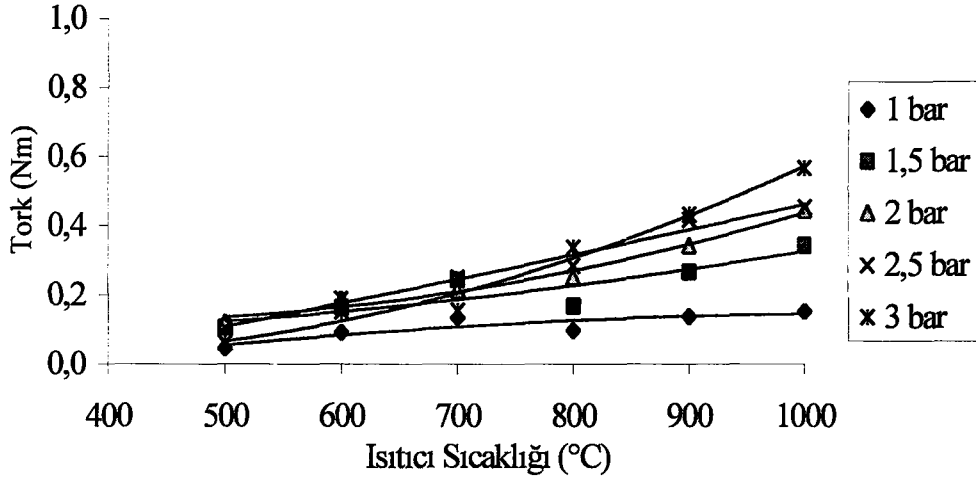
Şekil 5.37. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün şarj basıncına bağlı değişimi



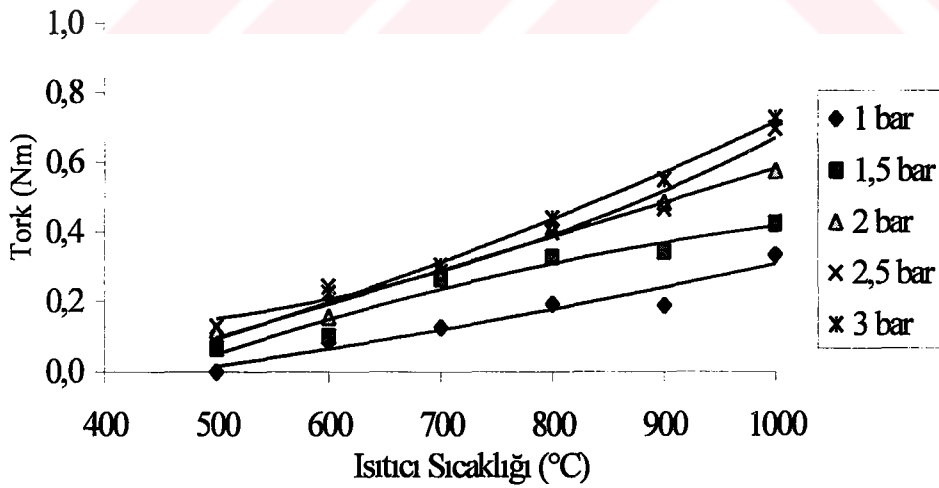
Şekil 5.38. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor gücünün şarj basıncına bağlı değişimi

Şekil 5.39'da 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde motor torkunun ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi, Şekil 5.40'da 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde deneyde motor torkunun ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi, Şekil 5.41'de 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde motor torkunun şarj basıncına bağlı değişimi, Şekil 5.42'de 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motor deneyinde motor torkunun şarj basıncına bağlı değişimi verilmiştir.

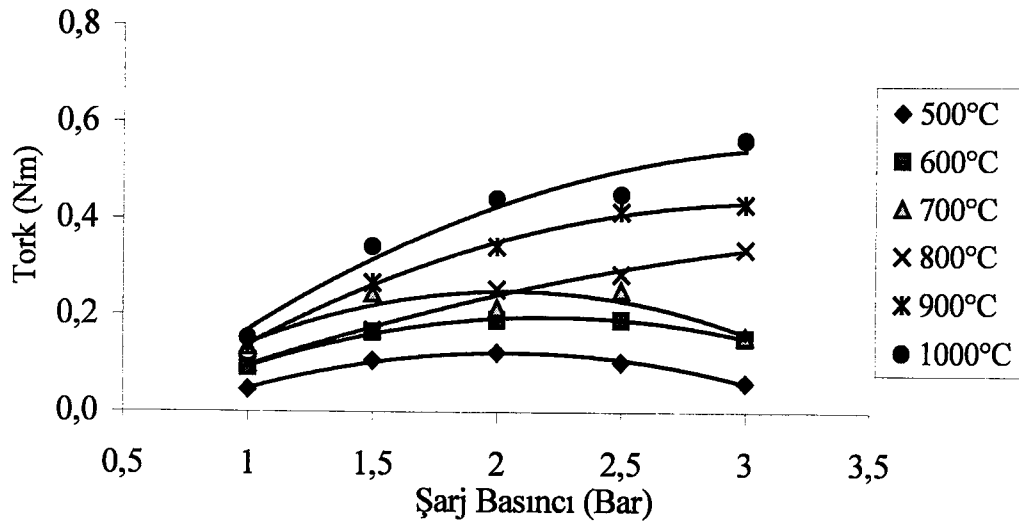
Isıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncının motor torkuna etkisi, bu iki kriterin motor gücüne etkisine benzer şekildedir. Motor torku da ısıtıcı sıcaklığına ve şarj basıncına bağlı olarak artış göstermektedir. Özellikle şarj basıncının değeri büyüdükçe motordaki torku da artmaktadır. Bu motor içinde iş yapan havanın yüksek şarj basınçlarında ağırlık olarak daha fazla olmasındandır. Ancak 3 bar şarj basıncından sonra motor içindeki havaya yeterince ısı verilemediğinden motor torku da azalmaya başlamaktadır. Motordan alınan en yüksek tork değeri 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 3 bar şarj basıncında 0,730 Nm dir.



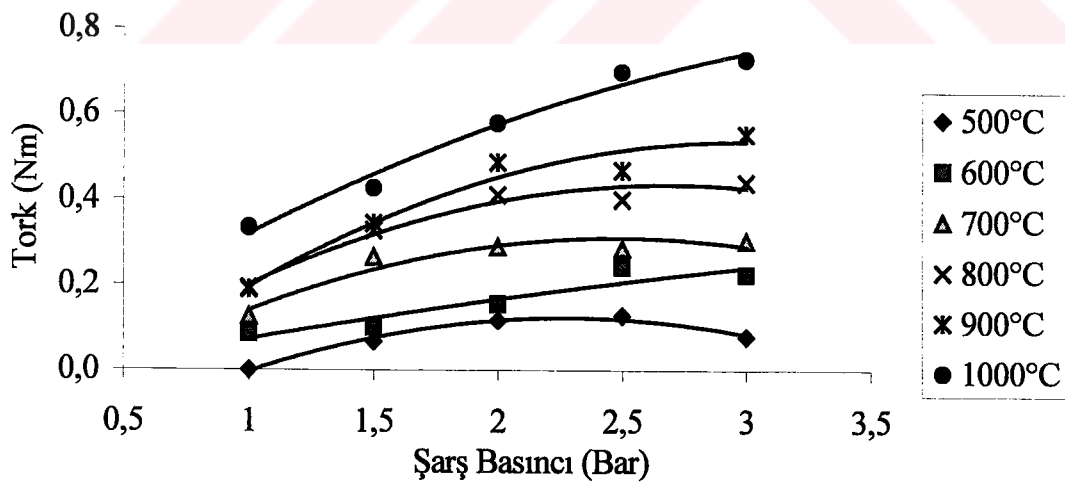
Şekil 5.39. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi



Şekil 5.40. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun ısıtıcı sıcaklığına bağlı değişimi



Şekil 5.41. 70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun şarj basıncına bağlı değişimi



Şekil 5.42. 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli motorda motor torkunun şarj basıncına bağlı değişimi

70 cm<sup>3</sup> ölü hacimli deney ve 38 cm<sup>3</sup> ölü hacimli deney sonuçları incelendikten sonra, ölü hacmi 38 cm<sup>3</sup> olan düzenleme ile ilave bir deney daha yapılmıştır. Bu deneyde; iki silindiri birbirine bağlaya ara bağlantı borusu içine rejeneratör malzemesi doldurularak motor üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Stirling motorlarında kullanılan rejeneratörler gözenekli malzemelerden yapılırlar. Rejeneratör malzemesi olarak elekli tel en fazla kullanılan malzeme türüdür. Rejeneratör, çalışma maddesi sıcak bölgeden soğuk bölgeye hareket ederken soğutucuda soğutma suyuna transfer edilecek ısıyı depo eder ve soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçiş sırasında çalışma maddesinin ısıtılmasını sağlar. Rejeneratör bu özelliği ile hem soğutucu ölü hacminin azalmasını sağlar, hem de soğutma suyuna atılacak ısıyı depolayıp sisteme kazandırdığı için ısı tasarrufu sağlayarak sistemin verimini yükseltir ve ısıtıcı ölü hacminin azalmasını sağlar (Yücesu, 1996).

Yapılacak olan deneyde mesh sayısı (ilmik sayısı) 40, 80, 100 olan gözenekli malzeme kullanılması hedeflenmiştir. Başlangıç olarak mesh sayısı 80 olan gözenekli malzeme seçilmiştir. Gözenekli malzeme 20 gram, 10 gram, 5 gramlık parçalara ayrılmıştır. Bu parçalar aynı ölçüdeki bağlantı borularının içerisine yerleştirilmiş ve 20 gram gözenekli rejeneratör malzemesi bulunan bağlantı borusu motora monte edilmiş ve motor çalıştırılmak üzere deney düzeneğine yerleştirilmiştir.

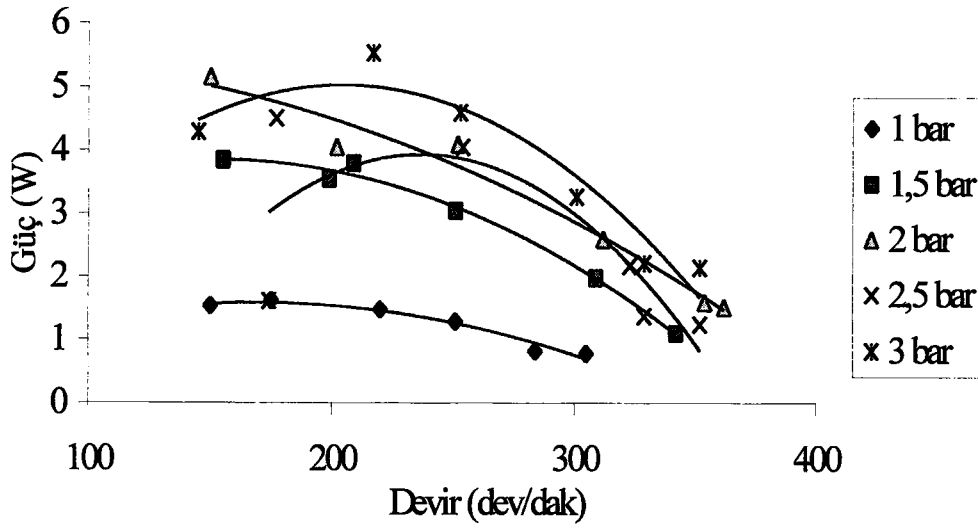
Ara bağlantı borusu içerisinde 20 gram rejeneratör malzemesi var iken motor 800°C sıcaklıkta çalışmaya başlamıştır. Atmosfer şartlarında motorun çalışması çok kararsız olup, motora şarj basıncı uygulanarak en yüksek devir 2,5 bar şarj basıncında 173 dev/dak olarak ölçülmüştür. Motor çok düşük devirde ve kararsız çalıştığı için veri alınamamıştır. Rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneylerde, aynı şartlarda motor 450°C civarında

çalışmaya başlamış ve motordan en yüksek devir 1,5 bar şarj basıncında 709 dev/dak olarak ölçülmüştür.

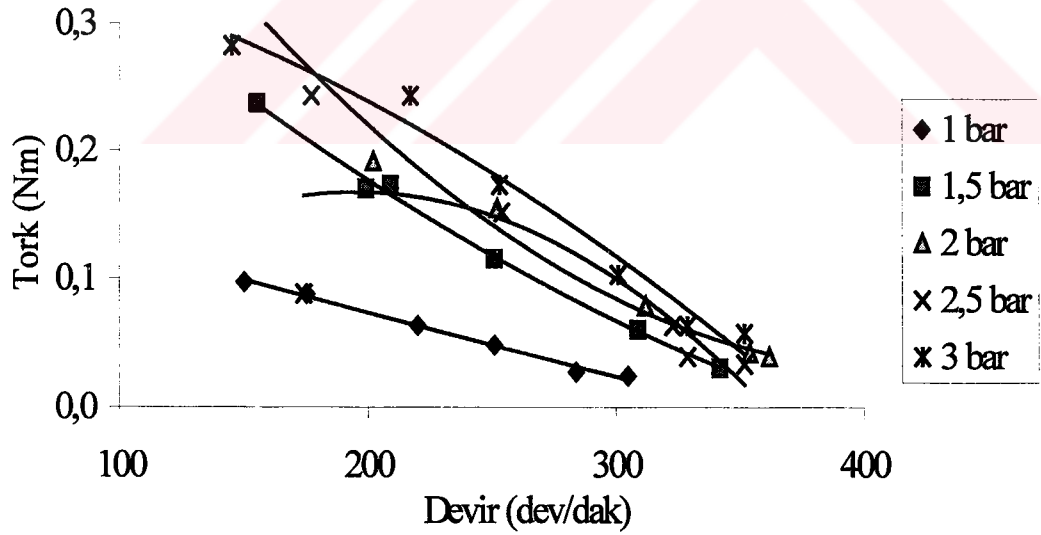
İkinci olarak içerisinde 10 gram rejeneratör malzemesi bulunan ara bağlantı borusu motora monte edilmiştir. Elektrikli ısıtıcı bir önceki deney referans alınarak 800°C sıcaklığına ayarlanmıştır. Bu durumda iken motor atmosfer şartlarında çalışmaya başlamıştır. Ancak motor devri rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneylerdeki devrine çıkamamış ve en yüksek devir 3 bar şarj basıncında 346 dev/dak olarak ölçülmüştür. Motor devri aynı şartlarda rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneye göre düşük çıktığı için bu deneyden de veri alınmamıştır.

Motora içerisinde 5 gram rejeneratör malzemesi bulunan ara bağlantı borusu monte edilerek aynı sıcaklıkta çalıştırılmıştır. Bu durumda motor, bundan önce yapılan iki deneye göre daha kararlı olarak çalışmıştır. 800°C ısıtıcı sıcaklığında motora değişik şarj basınçları uygulanarak veri alınmıştır. Alınan bu veriler grafik haline dönüştürülerek, aynı şartlarda rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deney sonuçları ile mukayese edilmek üzere Şekil 5.43 ve Şekil 5.44 'de verilmiştir.

Şekil 5.43'de 800°C ısıtıcı sıcaklığında 5 gram rejeneratör malzemesi kullanılarak motorun çalıştırılması sonucu değişik şarj basınçlarında motor gücünün motor devrine bağlı değişimi verilmiştir. Motor gücü 3 bar şarj basıncında, 217 dev/dak da 5,53 W olarak en yüksek değerindedir. Aynı şartlarda rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneylerde ise motor gücü 1,5 şarj basıncında 300 dev/dak da, 9,64 W olarak en yüksek değerindedir.



Şekil 5.43. Motor devri ile güç değişimi (800°C)



Şekil 5.44. Motor devri ile tork değişimi (800°C)

Şekil 5.44'de 800°C ısıtıcı sıcaklığında 5 gram rejeneratör malzemesi kullanılarak motorun çalıştırılması sonucu değişik şarj basınçlarında motor



torkunun motor devrine bağlı değişimi verilmiştir. Motor torku 3 bar şarj basıncında, 145 dev/dak da 0,283 Nm olarak en yüksek değerindedir. Aynı şartlarda rejenaratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneylerde ise motor torku 2 bar şarj basıncında 195 dev/dak da, 0,441 Nm olarak en yüksek değerindedir.

800°C ısıtıcı sıcaklığında değişik şarj basınçlarında rejenaratör malzemesi kullanılarak yapılan deney ile rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deney sonuçları mukayese edildiğinde, motor gücün ve motor torkunun rejeneratör malzemesi kullanılarak yapılan deneyde azaldığı görölmektedir. Motor devride güç ve tork değerlerinde olduğu gibi azalmıştır. Motorun en yüksek devri 2 bar şarj basıncında 413 dev/dak olur iken rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneyde 1,5 şarj basıncında 709 dev/dak olarak ölçölmüştür.

Son olarak ara bağlantı borusu içerisine 2,5 gram rejenaratör malzemesi konarak ilave bir deney yapılmıştır. Yapılan deneyden de rejeneratör malzemesi kullanılmadan yapılan deneylere göre olumlu sonuç alınmadığı için rejenaratör malzemesi kullanılarak yapılan deneylere son verilmiştir. Ara bağlantı borusu içerisine yerleştiren rejeneratör malzemesi ile yapılan deneylerden, boru boş iken yapılan deneylere göre daha iyi bir netice alınmadığından mesh sayıları 40 ve 100 olan malzemeler ile deney yapılmamıştır.

Motor gücünün, motor torkunun, motor devrinin rejeneratör malzemesi kullanılarak yapılan çalıştırmalarda azalmasının sebebini boru içerisine yerleştiren rejenaratör malzemesinin sebep olduğu akış sürtünme kayıplarına (sürtünme direnci) bağlamak mümkündür. Havanın rejeneratör içerisinden geçişi sırasında kullanılan rejeneratör malzemesi havanın geçişine direnç teşkil

etmektedir. Bunun sonucu hava rejeneratör malzemesi ile dolu boru içinden geçerken motordaki negatif basınç ( $\Delta p$ ) miktarı artmaktadır. Dolayısıyla artan negatif basınç motordaki negatif iş miktarını da arttırdığından motordan elde net iş miktarı da buna bağlı olarak azalmaktadır. Aynı miktar malzeme kullanarak rejeneratör boyunu uzatmak buna çare olabilir. Ancak bu da motordaki ölü hacmin artmasına neden olacağından motor üzerinde olumsuz etki gösterecektir.



## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Stirling motorları, enerji kaynaklarının azaldığı ve alternatif enerji kaynakları ile ilgili çalışmaların arttığı günümüzde, enerji ile ilgili problemlere çözüm olacak bir ısı makinesi olmaya adaydır. Ancak; bu motorun ekonomik olarak kullanılması ve seri imalatla üretilmesi, motor üzerine yapılacak araştırmaların artması ile mümkün olacaktır. Araştırma maliyetinin fazla olması ve Türkiye’de de motorun fazla tanınmaması, şimdiye kadar yapılan araştırmaların az sayıda olmasına sebep olmuştur. Bunun için bu motor üzerine yapılacak araştırmaların desteklenmesi ve teşvik edilmesi sağlanmalıdır.

Yapılan bu araştırmada küçük hacimli bir Stirling motoru prototipi imal edilmiştir. Prototipi imal edilerek çalıştırılan Stirling motoru laboratuvar ortamında test edilmiştir. Motordan 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 2 bar şarj basıncında 535 dev/dak da 21,46 W güç alınmıştır. Motor torku 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 3 bar şarj basıncında 197 dev/dak da 0,730 Nm olarak belirlenmiştir. En yüksek motor devri 1000°C ısıtıcı sıcaklığında 2 bar şarj basıncında 910 dev/dak olarak ölçülmüştür. Motor verimi % 11 olarak hesap edilmiştir.

Bu çalışmada, Stirling motorları üzerine Türkiye’de yapılmış olan yüksek lisans ve doktora çalışmalarında elde edilen en yüksek motor devrine (910 dev/dak) ve litre başına güce (0,120 kW/l) ulaşılmıştır. Bu özelliği ile daha sonraları yapılacak olan çalışmalara ışık tutacaktır. Elde edilen veriler değerlendirilerek, prototipi imal edilen bu motorun ve bundan sonra Stirling motorları üzerine yapılacak çalışmalardan daha verimli sonuçlar alınabilmesi için;

Sızdırmazlık problemi giderilerek gaz kaçakları engellendiği takdirde motorun optimum çalışma sıcaklığı ve çalışma basıncı tayin edilerek kararlı bir çalışma elde edilebilir. Bu çalışma ortamı sağlanıp akışkan olarak hava yerine helyum, hidrojen veya azot kullanıldığı takdirde daha yüksek verim elde etmek mümkün olacaktır. Bu gazların temin edilmesindeki güçlüğü ve çalışma anında ortaya çıkabilecek tehlikeyi de göz önünde bulundurmak gereklidir.

Motor verimini arttırmak için ısıtıcı sıcaklığı ve şarj basıncından herhangi birini tek başına arttırmak kafi gelmemektedir. Bu yüzden her ikisi de deney sonuçlarına bağlı olarak değerlendirilmiştir. Özellikle düşük sıcaklıklarda şarj basıncının 2 – 2,5 bar değerini aşmasına gerek görülmemiştir. Yüksek sıcaklıklarda şarj basıncının olumsuz etkisini ısıtıcı sıcaklığındaki artış telafi etmekte fakat, şarj basıncındaki artış ise ısıtıcı kapasitesini olumsuz etkilemektedir.

Motorda ölü hacim mümkün olduğu kadar azaltılmalı, buna karşın sıkıştırma oranı da mümkün olduğu kadar arttırılmalıdır. Ölü hacmin fazlalığında çalışma maddesi soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru hareket ederken ölü hacmin bulunduğu bölgelerde bir miktar çalışma maddesi kalarak basınç azalmasına ve dolayısıyla birim çalışma maddesi kütlesi başına elde edilen güç çıkışının azalmasına neden olmaktadır. Sıkıştırma oranının artması ise birim hacimde daha fazla akışkana ısı verilmesini sağlamaktadır. Daha önceki çalışmalarda verilen sıkıştırma oranları yaklaşık 2 civarındadır (Yücesu, 1996).

Düşük sıcaklıklı kaynakların (düşük kalorili kömür yatakları, termal kaynaklar, organik atıkların değerlendirilmesi sonucu ortaya çıkan kaynaklar vs.) ısı kaynağı olarak kullanılabilmesi için motorun düşük sıcaklıklardaki çalışma veriminin arttırılması gerekmektedir. Bunun için akışkan seçimine

önem verilmeli, daha önce de ifade edildiği gibi hava yerine alternatifleri kullanılmalıdır.

Motorun yüksek sıcaklıklarda çalışmasını sınırlayan etkenlerden biri de kullanılan malzemelerin ısı iletkenliği ve sıcaklığa göstereceği mukavemettir. Dolayısıyla motor parçalarına malzeme seçerken bu durum göz önünde bulundurulmalıdır. Motorun çabuk ivme kazanması ve devrinin artması için, mekanik aksamdaki malzemelerin hafif ve mukavemetinin fazla olması gerekmektedir. Motorda ağırlık başına gücün fazla olması için, hareket etmeyen ve her türlü zorlamadan uzak motor parçalarının imalatında hafif malzemeler tercih edilmelidir.

Isı kaynağı olarak güneş enerjisi tercih edilmeli ve yapılacak çalışmalarda alt yapı ona göre şekillendirilmelidir. Güneş enerjisi potansiyeli yüksek olan ve tarımın fazlaca yapıldığı ülkemizde özellikle tarımsal sulamada kullanılmak üzere güneş enerjisi kullanılarak çalışan Stirling motorlarının geliştirilmesine önem verilmelidir. Bu amaçla yapılacak olan çalışmalar proje kapsamında değerlendirilmeli ve bu projelere üniversitelerimiz veya ilgili kurumlar tarafından maddi destek sağlanmalıdır.

Stirling motorları ekonomik olarak imal edilebilir ve içten yanmalı motorlar ile rekabet edebilir seviyeye getirilebildiği takdirde, alternatif bir ısı makinesi olmasının yanı sıra günümüzün en büyük problemlerinden biri haline gelen çevre kirliliğine de çare olabilecek alternatif bir motor olacaktır. Ancak bu motorların içten yanmalı motorlar ile rekabet edebilecek seviyeye gelebilmeleri için bahsedilen olumsuz yönlerinin en aza indirilmesi gerekmektedir. Bu da özellikle üniversitelerimiz ve araştırma merkezlerimizde yapılacak çalışmaların teşvik edilmesi, bu motorlara olan ilginin arttırılması ile mümkün olacaktır.

**KAYNAKLAR**

- Beale, W., et al., 1971, Free cylinder Stirling engines for solar powered water pumps, **ASME**, 71-WA/501-1.
- Beale, W., et al., 1973, Free piston Stirling engines a progress report, **Society of Automotive Engineers**, 730647. U.S.A.
- Beale, W., et al., 1992, Small Stirling free-piston engines for cogeneration, **Sunpower, Inc**, Athens, Ohio.
- Beans, E.W., 1981, A mathematical model for Stirling engine cycle, **Journal of Engineering for Power**, July, vol.103, Canada.
- Culucas, D.M., et al., 1994, A new wobble drive with particular application in a Stirling engine, **Journal of Mechanical Engineering Science**, Vol. 208.
- Çetinkaya, S., 1992, Gaz türbinlerine giriş, **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, Ankara.
- Çetinkaya, S., 1995, Gaz türbinleri, **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, ISBN 975-95149-0-7, Ankara.
- Çıtıroğlu, R. A., 2000, Güneş enerjisinden yararlanarak elektrik üretimi, <http://www.mmo.org.tr/muhendismakina/haziran/gunes.htm>.
- Energy Research Group, 1996, Energy research directions and issues for developing countries international development research center and united nations university, Ottawa.
- Finkelstein, T., 1959, Air engines I, **The Engineer**, pg. 492-497, 27 March.
- Finkelstein, T., 1959, Air engines II, **The Engineer**, pg. 522-527, 27 April.
- Finkelstein, T., 1967, Thermodynamic analysis of Stirling engines, **Journal of Spacecraft and Rockets**, vol 4, no 9, page 1184-1189.

- Kagawa, N., et al., 1988, Development of a 3 kw Stirling engine for a residential heat pump system, **4<sup>th</sup> International Conference on Stirling Engines**, November 7-10, Tokyo.
- Kagawa, N., et al., 1991, Design and development of a miniature Stirling engine, **Toshiba' s Selected Papers On Science & Technology**, Vol.3, Japan.
- Karabulut, H., 1997, Güneş enerjisi ile çalışan bir Stirling motorunun imali ve performans testleri, **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, Temmuz, Ankara.
- Karabulut, H., 1997, Stirling motorlarının termodinamik simülasyonu, **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, Mart, Ankara.
- Karabulut, H., vd., 1997, Atmosferik basınçta çalışan bir Stirling motorunun imalatı ve test edilmesi, **5. Yanma Sempozyumu**, s.125-123, 21-23 Temmuz, Bursa.
- Koca, A., 1996, V-Tipi Stirling motor tasarım ve imali, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara.
- Komakine, T., et al., 1985, Performance of a 3 kw prototype Stirling engine for a gas-fired residential heat pump, **SAE**, 859142, pg3.254-3.259.
- Meijer, R.J., 1960, The Philips Stirling thermal engine analysis of the rhombic drive mechanism and efficiency measurements, **Technische Hogeschool Delft**, November
- Meteoroloji Bülteni, 1984, Türkiye Cumhuriyeti, Başbakanlık Devlet Meteoroloji İşler Genel Müdürlüğü Bülteni, **Türk Tarih Kurumu Matbaası**, Ankara
- Metwally, M.M., 1977, Stirling engines with a chemically reactive working fluid - some thermodynamic effects. **Journal of Engineering for Power**, April, Canada.

- Michels, A.P.J., 1976, The Philips Stirling engine: a study its efficiency as a function of operating temporetures and working fulids, 7992258, 11<sup>th</sup> IECEC Shara Tahoe Hotel, Satadline, Nevada, September 12-17., USA.
- Özge, A., 1977, Rejeneratör verimini arttırmak ve sistemde oluşan kayıpları enerji - exerji yönünden incelemek yoluyla çevrim termik verimini iyileştiren “Stirling motor – helyum gaz soğutmalı yüksek sıcaklık reaktörü” kombinasyonunun gemilerde sevk sistemi olarak kullanılma olanaklarının araştırılması, **Doçentlik Tezi**, İstanbul.
- Öztürk, A.; Kılıç, A., 1987, Trempdinamik problemleri, **Seç Kitap Dağıtımı**, İstanbul.
- Pedreso, R.I., 1976, The Stirling engine-engineering considerations in wiew of future needs, 11<sup>th</sup> IECEC, Shara Tahoe Hotel, Satadline, Nevada, September 12-17., USA.
- Rix, D.H., 1995, Thermodynamic and detail of a 0,5 kW Stirling engine for domestic scale cogeneration, **Journal of Mechanical Engineering Science**, Vol. 209.
- Spigt, C.L., Daniels, A., 1975, The Philips Stirling engine a progrees report, Proc. 10<sup>th</sup> IECEC, Newark, N;J., 17-22 August.
- Spigt, C.L., Meijer, R.J., 1974, The potential of the Philips Stirling engine for pollution reduction end energy conservation, **Philips Research Laboratotries**, Eindhoven, Holland.
- Stirling Engineering, 2000, Operation of the Stirling engine, [http://sesusa.hypermart.net/stir\\_au.htm](http://sesusa.hypermart.net/stir_au.htm).
- Temiz Enerjiler, 2000 Laterna alternatif enerji kaynakları, [http://www.laterna.com.tr/temiz\\_enerjiler.htm](http://www.laterna.com.tr/temiz_enerjiler.htm).



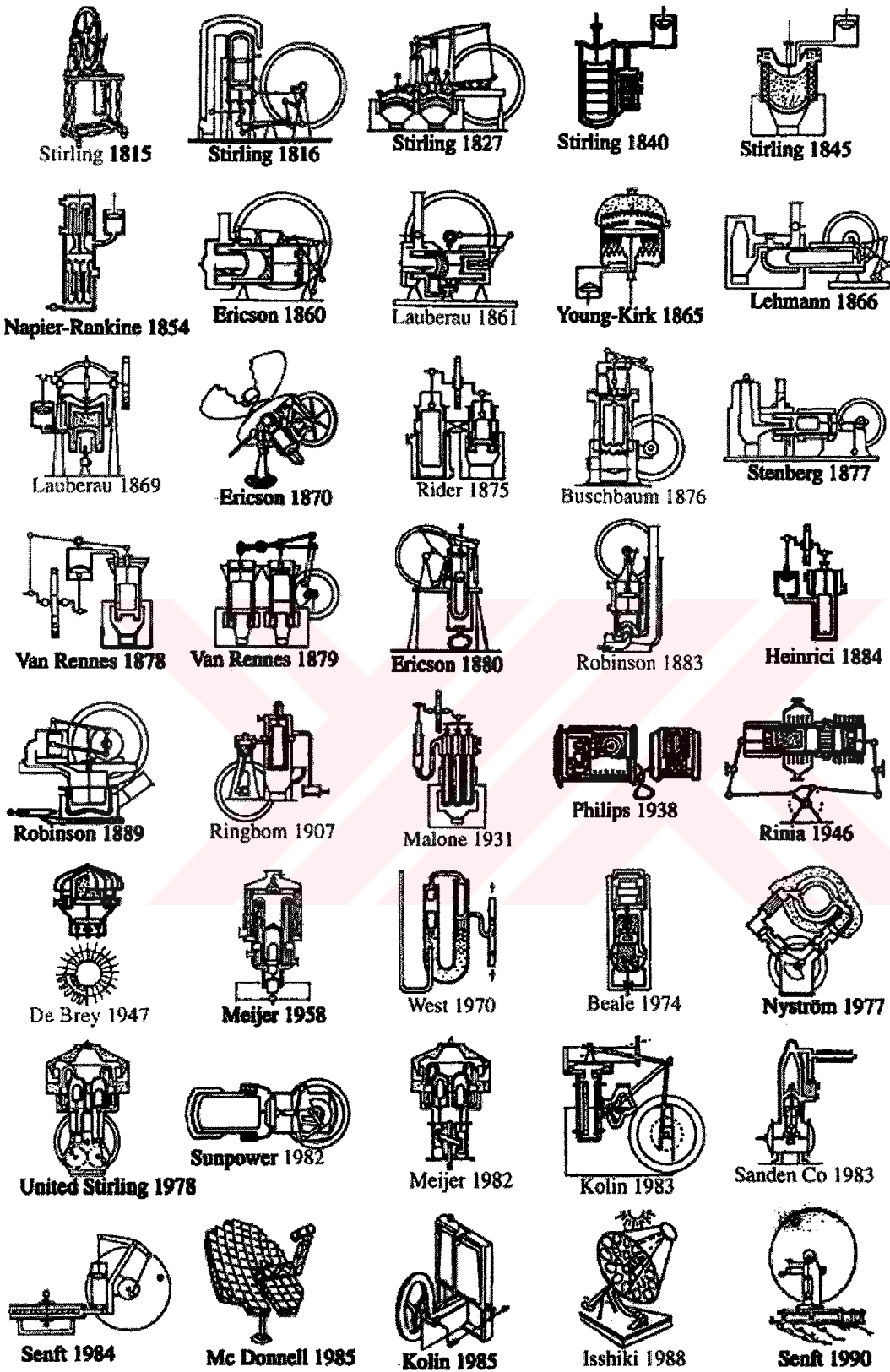
- Urielli, I., Rallis, C.J., Stirling cycle engine development – a review, **Energy Utilization unit**, Paper 7-5, Universty of Cape Town,
- Uyarel, A.Y.; Öz, E.S., 1987, Güneş enerjisi uygulamaları, **Emel Matbaacılık Sanayi**, Ankara.
- Üner, N., 1972, Stirling motoru, **Mühendis ve Makine**, 16, 187, 378-388, Ankara.
- Üstün, S., 2000, Çift yer değiştirme pistonlu V tipi küçük güçlü bir Stirling motorunun tasarım ve imali, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara.
- Viebach, D., 1998, Der Stirlingmotor, **Ökobuch Staufen bei Freiburg**, ISBN 3-922964-70-2, Deutschland.
- Viebach, D., 2000, Information on Stirling engines by the Study Group Stirling, <http://members.aol.com/bkammerich/stirleengl.htm>.
- Walker, G., 1973, Stirling – cycle machines, **Universty of Calgary**, Canada.
- Walker, G., 1980, Stirling engines, **Clarendon Press**, Oxford.
- Werdich, M., 1998, Stirling – Maschinen, **Ökobuch Staufen bie Freiburg**, ISBN 3-922 964-35-4, Deutschland.
- Yücesu, S., 1996, Küçük güçlü güneş enerjili bir Stirling motoru tasarımı, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara.
- Yücesu, S., 1998 Atmosferik basınçta çalışan bir Stirling motorunda hacim, basınç ve kütle değişiminin incelenmesi, **Politeknik Dergisi**, Cilt 1, Sayı 1, s. 9-16, Ankara.

**EKLER**

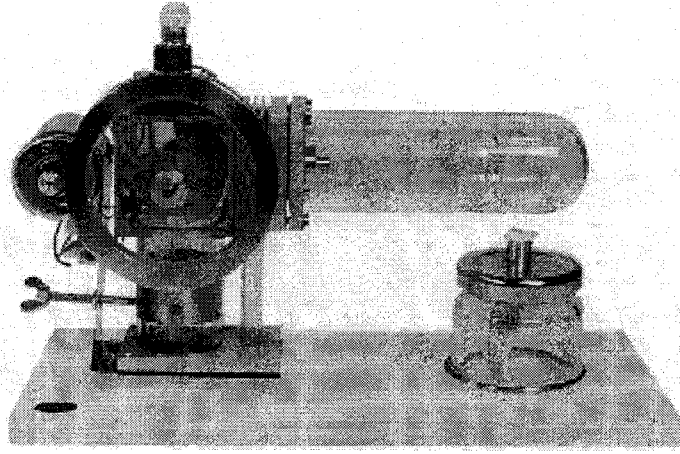


**EK-1 GÜNÜMÜZE KADAR YAPILAN BAZI STİRLİNG MOTORU  
MODELLERİ**

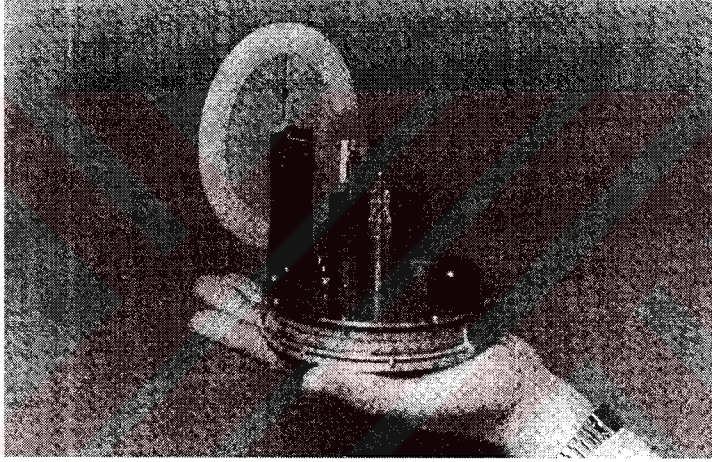




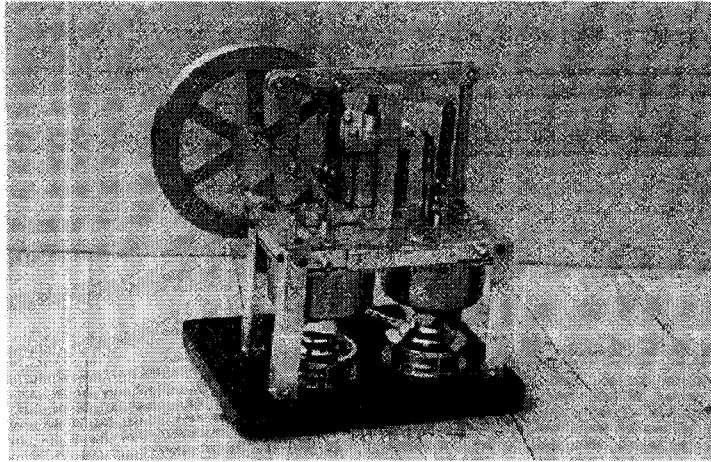
Ek.1.a. Yapılan bazı Stirling motoru modellerinin şematik resimleri (Werdich, 1998)



Ek.1.b. Kramer tarafından yapılan Stirling motoru (Werdich, 1998)

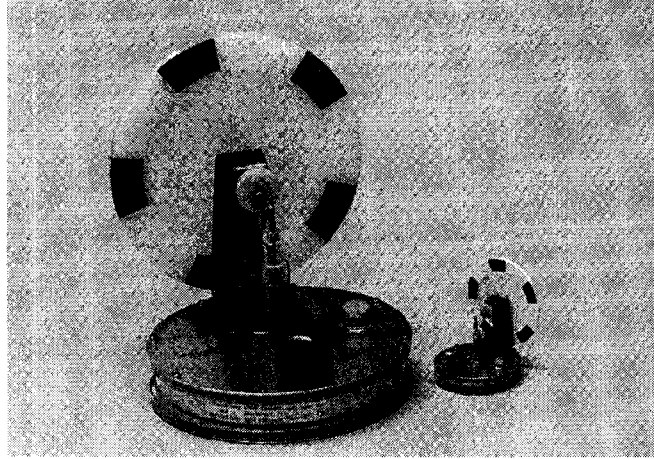


Ek.1.c. Shager tarafından yapılan, vücut sıcaklığı ile çalışan Stirling motoru (Werdich, 1998)

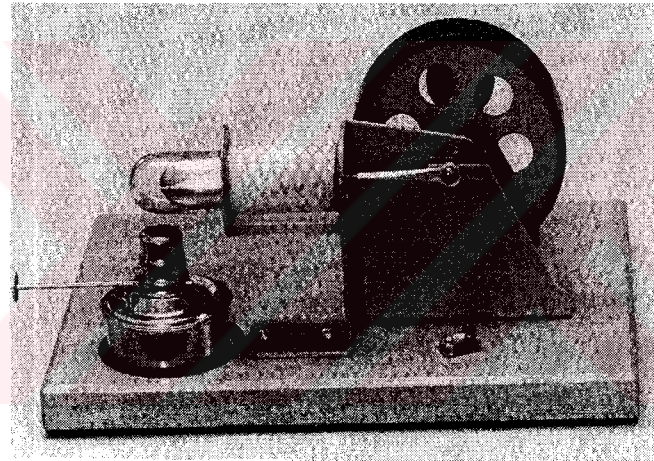


Ek.1.d. Kufner'in KF 2-50 Stirling motoru (Werdich, 1998)

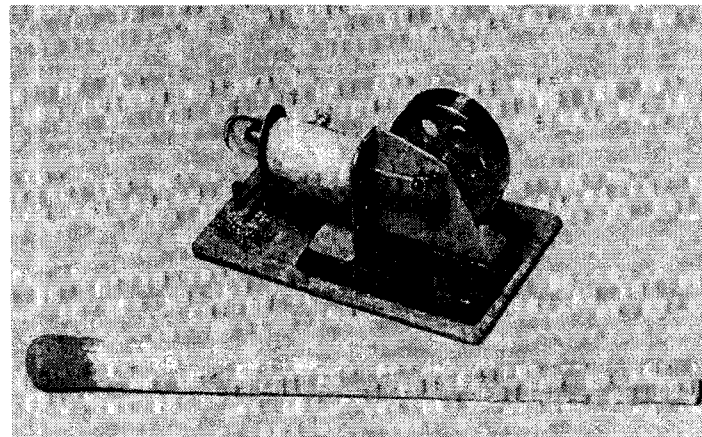




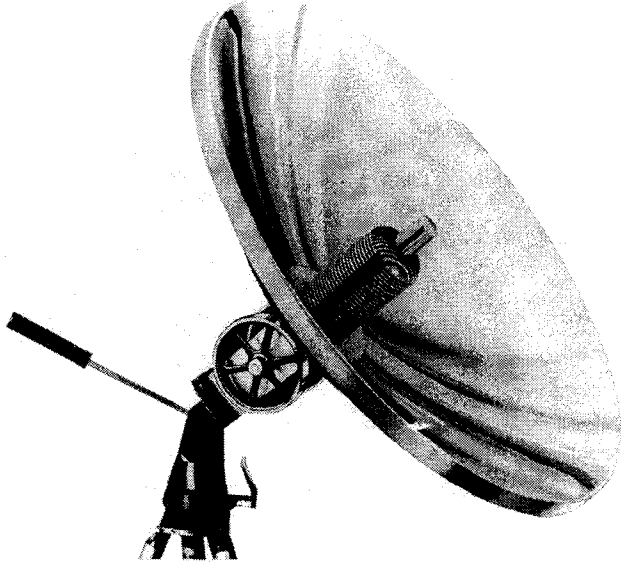
Ek.1.e. Vücut sıcaklığında çalışan Stirling motoru ve bu motorun küçük modeli (Werdich, 1998)



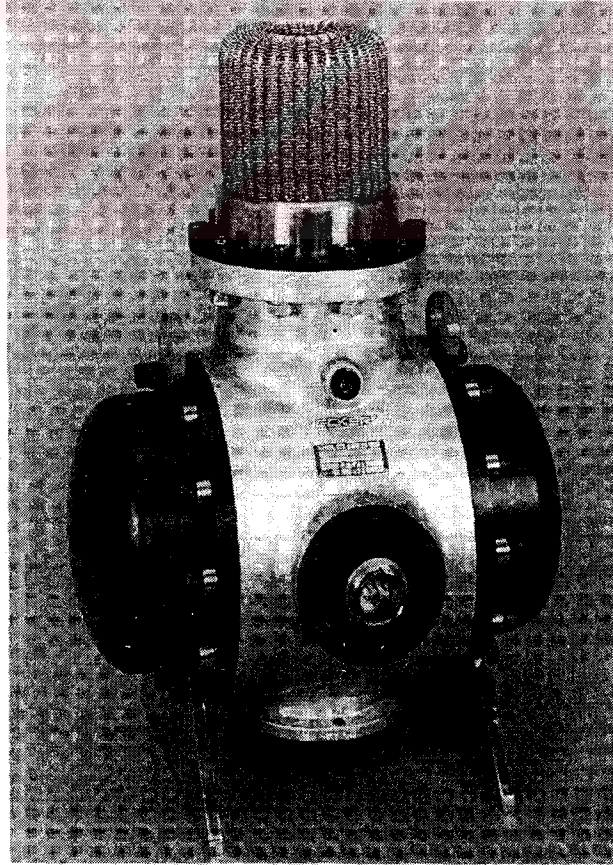
Ek.1.f. Shager tarafından yapılan,  $\beta$  tipi küçük Stirling motoru (Werdich, 1998)



Ek.1.g. Shager tarafından yapılan en küçük Stirling motoru (Werdich, 1998)

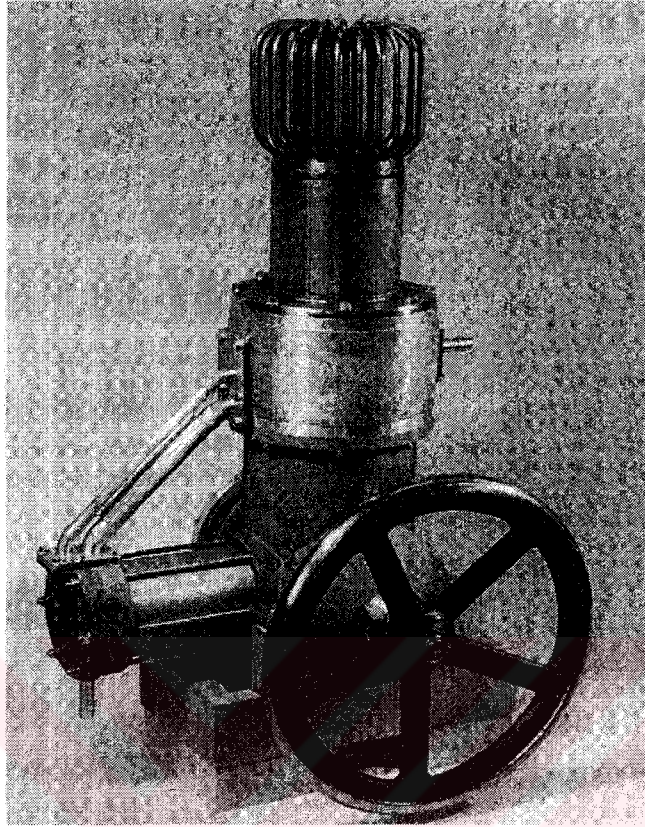


Ek.1.h. Güneş enerjisi kullanılarak çalıştırılan Stirling motoru (Werdich, 1998)

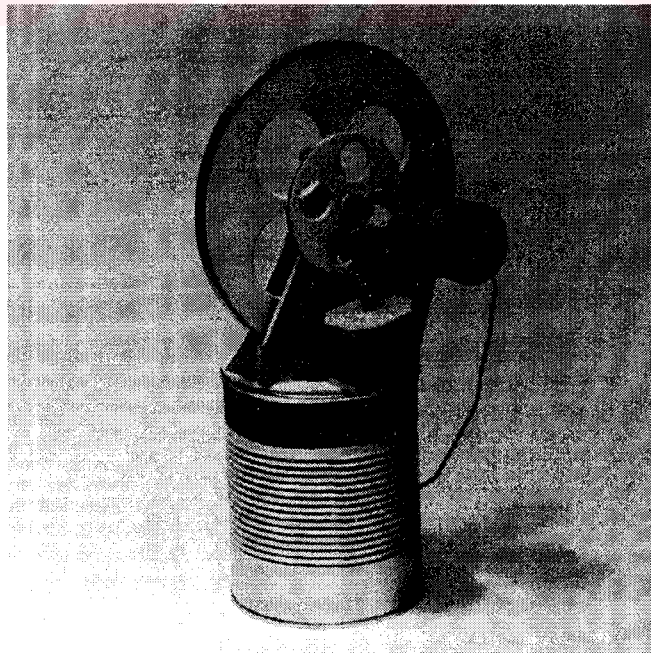


Ek.1.i. Ecker'in 1-75 Stirling motoru (Werdich, 1998)





Ek.1.j. Gama tipi Stirling motoru (Viebach, 2000)



Ek.1.k. Radyo jeneratörü olarak yapılan Stirling motoru (Viebach, 1998)





Ek.1.k. Vücut sıcaklığında çalışan Stirling motoru (Veibach, 1998)

**EK-2 DENEYLERDEN ELDE EDİLEN VERİLER**

70 cm<sup>3</sup> ÖLÜ HACİM DENEYİ VERİLERİ

Sıcaklık ( C)	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
1000	1 bar	241	48	0,146	3,68
		250	50	0,152	3,98
		345	45	0,137	4,94
		370	25	0,076	2,94
		426	25	0,076	3,39
		490	25	0,076	3,90
		536	21	0,064	3,58
		540	24	0,073	4,13
		618	16	0,049	3,15
		662	14	0,043	2,95
	803	0	0,000	0,00	
	1,5 bar	198	112	0,341	7,06
		245	106	0,322	8,27
		250	82	0,249	6,53
		395	79	0,240	9,93
		464	68	0,207	10,04
		545	58	0,176	10,06
		658	34	0,103	7,12
		698	27	0,082	6,00
		795	19	0,058	4,81
		853	0	0,000	0,00
	2 bar	196	145	0,441	9,05
		286	125	0,380	11,38
		309	120	0,365	11,80
		361	105	0,319	12,07
		406	90	0,274	11,63
		475	75	0,228	11,34
		525	65	0,198	10,86
		591	46	0,140	8,65
		680	33	0,100	7,14
		780	20	0,061	4,97
	904	0	0,000	0,00	
	2,5 bar	201	148	0,450	9,47
		251	139	0,423	11,11
		298	128	0,389	12,14
		356	106	0,322	12,01
		403	87	0,265	11,16
		445	85	0,258	12,04
		500	73	0,222	11,62
		615	48	0,146	9,40
		712	30	0,091	6,80
		789	17	0,052	4,27
900	0	0,000	0,00		
3 bar	194	185	0,563	11,42	
	218	175	0,532	12,14	
	268	150	0,456	12,80	
	306	130	0,395	12,66	
	359	99	0,301	11,31	
	410	95	0,289	12,40	
	512	66	0,201	10,76	
	642	41	0,125	8,38	
	696	34	0,103	7,53	
	704	30	0,091	6,72	
739	27	0,082	6,35		
788	23	0,070	5,77		
822	16	0,049	4,19		
883	0	0,000	0,00		

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
900	1 bar	192	45	0,137	2,75
		203	33	0,100	2,13
		294	25	0,076	2,34
		370	23	0,070	2,71
		457	13	0,040	1,89
		502	13	0,040	2,08
		530	12	0,036	2,02
		614	0	0,000	0,00
	1,5 bar	191	85	0,258	5,17
		260	87	0,265	7,20
		312	75	0,228	7,45
		348	61	0,186	6,76
		406	52	0,158	6,72
		439	47	0,143	6,57
		493	36	0,109	5,65
		605	22	0,067	4,24
		680	14	0,043	3,03
		785	0	0,000	0,00
	2 bar	187	112	0,341	6,67
		224	105	0,319	7,49
		266	99	0,301	8,38
		329	85	0,258	8,90
		422	66	0,201	8,87
		501	43	0,131	6,86
		605	25	0,076	4,81
		698	14	0,043	3,11
		803	0	0,000	0,00
		2,5 bar	165	136	0,414
	233		122	0,371	9,05
	298		99	0,301	9,39
	314		91	0,277	9,10
	413		63	0,192	8,28
	517		45	0,137	7,41
	604		30	0,091	5,77
	671		18	0,055	3,84
	780		0	0,000	0,00
	3 bar		193	141	0,429
		224	139	0,423	9,91
		281	106	0,322	9,48
		357	75	0,228	8,52
459		53	0,161	7,74	
543		33	0,100	5,70	
640		27	0,082	5,50	
753		0	0,000	0,00	

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
800	1 bar	181	32	0,097	1,84
		260	25	0,076	2,07
		325	25	0,076	2,59
		344	24	0,073	2,63
		368	21	0,064	2,46
		435	20	0,061	2,77
		444	14	0,043	1,98
		474	7	0,021	1,06
		565	0	0,000	0,00
	1,5 bar	187	55	0,167	3,27
		204	54	0,164	3,51
		281	48	0,146	4,29
		334	33	0,100	3,51
		406	26	0,079	3,36
		491	20	0,061	3,13
		503	10	0,030	1,60
		620	0	0,000	0,00
		2 bar	189	83	0,252
	263		63	0,192	5,27
	325		52	0,158	5,38
	370		49	0,149	5,77
	448		30	0,091	4,28
	468		28	0,085	4,17
	562		15	0,046	2,68
	651		0	0,000	0,00
	2,5 bar		189	93	0,283
		253	77	0,234	6,20
		294	63	0,192	5,90
		344	52	0,158	5,69
		425	32	0,097	4,33
		520	21	0,064	3,48
		571	16	0,049	2,91
		636	0	0,000	0,00
		3 bar	170	110	0,335
	205		102	0,310	6,66
	250		73	0,222	5,81
	302		63	0,192	6,06
	347		52	0,158	5,74
	388		40	0,122	4,94
	404		38	0,116	4,89
	444		31	0,094	4,38
	510		19	0,058	3,08
513	21		0,064	3,43	
621	0		0,000	0,00	

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
700	1 bar	102	44	0,134	1,43
		119	41	0,125	1,55
		219	35	0,106	2,44
		298	28	0,085	2,66
		360	16	0,049	1,83
		399	21	0,064	2,67
		439	18	0,055	2,52
		477	0	0,000	0,00
	1,5 bar	108	80	0,243	2,75
		219	50	0,152	3,49
		295	44	0,134	4,13
		355	35	0,106	3,95
		405	28	0,085	3,61
		427	22	0,067	2,99
		450	22	0,067	3,15
		537	0	0,000	0,00
	2 bar	190	70	0,213	4,23
		240	60	0,182	4,58
		331	41	0,125	4,32
		387	35	0,106	4,31
		390	31	0,094	3,85
		450	23	0,070	3,29
		481	18	0,055	2,76
		545	0	0,000	0,00
	2,5 bar	161	82	0,249	4,20
		172	78	0,237	4,27
		269	55	0,167	4,71
		330	41	0,125	4,31
		400	33	0,100	4,20
		430	24	0,073	3,28
		440	26	0,079	3,64
		474	29	0,088	4,38
528	0	0,000	0,00		
3 bar	145	51	0,155	2,35	
	189	63	0,192	3,79	
	240	54	0,164	4,13	
	317	35	0,106	3,53	
	335	31	0,094	3,31	
	405	24	0,073	3,09	
	489	0	0,000	0,00	

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
600	1 bar	149	30	0,091	1,42
		185	29	0,088	1,71
		210	27	0,082	1,80
		219	25	0,076	1,74
		230	20	0,061	1,46
		272	18	0,055	1,56
		350	0	0,000	0,00
	1,5 bar	153	54	0,164	2,63
		180	44	0,134	2,52
		214	41	0,125	2,79
		217	34	0,103	2,35
		217	33	0,100	2,28
		230	35	0,106	2,56
		301	21	0,064	2,01
		387	0	0,000	0,00
	2 bar	104	60	0,182	1,99
		157	62	0,189	3,10
		193	53	0,161	3,26
		251	43	0,131	3,44
		301	27	0,082	2,59
		351	23	0,070	2,57
		369	17	0,052	2,00
		443	0	0,000	0,00
	2,5 bar	127	62	0,189	2,51
		152	59	0,179	2,85
		196	46	0,140	2,87
		246	29	0,088	2,27
		301	25	0,076	2,40
		314	21	0,064	2,10
		330	18	0,055	1,89
		405	0	0,000	0,00
	3 bar	121	50	0,152	1,93
		177	41	0,125	2,31
		227	27	0,082	1,95
		285	24	0,073	2,18
		295	22	0,067	2,07
304		20	0,061	1,94	
365		0	0,000	0,00	

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
500	1 bar	80	15	0,046	0,38
		92	20	0,061	0,59
		116	12	0,036	0,44
		122	24	0,073	0,93
		147	17	0,052	0,80
		160	18	0,055	0,92
		206	0	0,000	0,00
	1,5 bar	130	35	0,106	1,45
		141	24	0,073	1,08
		161	21	0,064	1,08
		165	25	0,076	1,31
		206	15	0,046	0,98
		213	20	0,061	1,36
		217	12	0,036	0,83
		276	0	0,000	0,00
	2 bar	135	40	0,122	1,72
		145	27	0,082	1,25
		151	30	0,091	1,44
		179	28	0,085	1,60
		186	27	0,082	1,60
		202	22	0,067	1,41
		232	15	0,046	1,11
		294	0	0,000	0,00
		2,5 bar	111	34	0,103
	139		28	0,085	1,24
	159		23	0,070	1,16
	180		27	0,082	1,55
	213		17	0,052	1,15
	223		16	0,049	1,14
	283		0	0,000	0,00
	3 bar		126	20	0,061
		142	17	0,052	0,77
147		19	0,058	0,89	
150		19	0,058	0,91	
170		16	0,049	0,87	
180		15	0,046	0,86	
253		0	0,000	0,00	



38 cm<sup>3</sup> ÖLÜ HACİM DENEYİ VERİLERİ

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)	
1000	1 bar	187	110	0,335	6,55	
		265	93	0,283	7,84	
		303	81	0,246	7,81	
		358	73	0,222	8,32	
		400	63	0,192	8,02	
		422	58	0,176	7,79	
		508	48	0,146	7,76	
		556	39	0,119	6,90	
		605	33	0,100	6,35	
		650	25	0,076	5,17	
		725	15	0,046	3,46	
		749	14	0,043	3,34	
		835	0	0,000	0,00	
		1,5 bar	197	140	0,426	8,78
			250	136	0,414	10,82
	304		131	0,398	12,68	
	346		126	0,383	13,88	
	400		89	0,271	11,33	
	451		78	0,237	11,20	
	503		66	0,201	10,57	
	550		45	0,137	7,88	
	602		40	0,122	7,66	
	667		30	0,091	6,37	
	694		27	0,082	5,96	
	775		14	0,043	3,45	
	883		0	0,000	0,00	
	2 bar		203	190	0,578	12,28
			252	165	0,502	13,23
		305	145	0,441	14,08	
		415	102	0,310	13,47	
		452	95	0,289	13,67	
		504	70	0,213	11,23	
		535	126	0,383	21,46	
		551	58	0,176	10,17	
		600	48	0,146	9,17	
		656	35	0,106	7,31	
		701	29	0,088	6,47	
		800	14	0,043	3,56	
		812	12	0,036	3,10	
		910	0	0,000	0,00	
		2,5 bar	203	230	0,699	14,86
	248		180	0,547	14,21	
	304		174	0,529	16,84	
	351		150	0,456	16,76	
	402		145	0,441	18,55	
	445		111	0,338	15,72	
	500		80	0,243	12,73	
	548		74	0,225	12,91	
600	51		0,155	9,74		
667	34		0,103	7,22		
705	26		0,079	5,83		
855	0		0,000	0,00		
3 bar	197		240	0,730	15,05	
	252		198	0,602	15,88	
	306		184	0,560	17,92	
	354	172	0,523	19,38		
	401	142	0,432	18,12		
	452	136	0,414	19,57		
	502	92	0,280	14,70		
	550	53	0,161	9,28		
	601	40	0,122	7,65		
	650	25	0,076	5,17		
	700	14	0,043	3,12		
	720	12	0,036	2,75		
	842	0	0,000	0,00		

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
900	1 bar	180	62	0,189	3,55
		212	58	0,176	3,91
		250	49	0,149	3,90
		300	42	0,128	4,01
		350	38	0,116	4,23
		414	33	0,100	4,35
		451	26	0,079	3,73
		502	24	0,073	3,83
		547	19	0,058	3,31
		575	16	0,049	2,93
		724	0	0,000	0,00
		1,5 bar	208	113	0,344
	304		94	0,286	9,10
	351		101	0,307	11,28
	405		86	0,262	11,09
	452		63	0,192	9,06
	504		47	0,143	7,54
	555		36	0,109	6,36
	613		28	0,085	5,46
	650		21	0,064	4,34
	684		20	0,061	4,35
	761		0	0,000	0,00
	2 bar		172	160	0,487
		232	139	0,423	10,26
		303	121	0,368	11,67
		352	96	0,292	10,76
		407	77	0,234	9,98
		474	65	0,198	9,81
		500	49	0,149	7,80
		550	42	0,128	7,35
		602	27	0,082	5,17
		648	21	0,064	4,33
		671	20	0,061	4,27
		703	18	0,055	4,03
	800	0	0,000	0,00	
	2,5 bar	204	163	0,496	10,58
		252	148	0,450	11,87
		301	132	0,401	12,65
		351	102	0,310	11,40
		400	81	0,246	10,31
		450	59	0,179	8,45
		480	43	0,131	6,57
		501	38	0,116	6,06
		535	31	0,094	5,28
		614	13	0,040	2,54
		690	0	0,000	0,00
		3 bar	211	182	0,553
	253		174	0,529	14,01
301	146		0,444	13,99	
354	104		0,316	11,72	
406	69		0,210	8,92	
451	52		0,158	7,46	
512	37		0,113	6,03	
551	34		0,103	5,96	
601	19		0,058	3,63	
682	0		0,000	0,00	

Sıcaklık ( C)	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)	
800	1 bar	190	63	0,192	3,81	
		248	51	0,155	4,03	
		302	47	0,143	4,52	
		340	37	0,113	4,00	
		360	35	0,106	4,01	
		419	25	0,076	3,33	
		430	24	0,073	3,28	
		493	16	0,049	2,51	
		520	14	0,043	2,32	
		535	13	0,040	2,21	
		640	0	0,000	0,00	
		1,5 bar	199	108	0,328	6,84
	242		100	0,304	7,70	
	284		83	0,252	7,50	
	330		72	0,219	7,56	
	358		61	0,186	6,95	
	405		50	0,152	6,45	
	458		39	0,119	5,69	
	503		30	0,091	4,80	
	503		25	0,076	4,00	
	568		20	0,061	3,62	
	607		15	0,046	2,90	
	709		0	0,000	0,00	
	2 bar	184	135	0,411	7,91	
		207	108	0,328	7,12	
		254	95	0,289	7,68	
		306	83	0,252	8,08	
		354	67	0,204	7,55	
		410	44	0,134	5,74	
		506	34	0,103	5,48	
		559	16	0,049	2,85	
		667	0	0,000	0,00	
		2,5 bar	199	132	0,401	8,36
			252	110	0,335	8,82
			300	101	0,307	9,64
	356		68	0,207	7,71	
	396		48	0,146	6,05	
	430		43	0,131	5,89	
	455		35	0,106	5,07	
	473		30	0,091	4,52	
	514		22	0,067	3,60	
	620		0	0,000	0,00	
	3 bar		195	145	0,441	9,00
			254	94	0,286	7,60
		304	76	0,231	7,35	
		364	58	0,176	6,72	
		383	32	0,097	3,90	
		403	35	0,106	4,49	
422		26	0,079	3,49		
474		17	0,052	2,56		
568		0	0,000	0,00		

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
700	1 bar	167	41	0,125	2,18
		233	36	0,109	2,67
		250	35	0,106	2,79
		270	32	0,097	2,75
		270	30	0,091	2,58
		304	28	0,085	2,71
		340	21	0,064	2,27
		435	14	0,043	1,94
		554	0	0,000	0,00
	1,5 bar	183	87	0,265	5,07
		202	83	0,252	5,34
		253	59	0,179	4,75
		300	53	0,161	5,06
		353	37	0,113	4,16
		400	29	0,088	3,69
		435	19	0,058	2,63
		552	0	0,000	0,00
	2 bar	178	95	0,289	5,38
		200	91	0,277	5,79
		253	72	0,219	5,80
		262	66	0,201	5,50
		305	56	0,170	5,44
		320	43	0,131	4,38
		348	35	0,106	3,88
		355	32	0,097	3,62
		384	25	0,076	3,06
		430	17	0,052	2,33
		438	14	0,043	1,95
		522	0	0,000	0,00
		2,5 bar	178	94	0,286
	200		82	0,249	5,22
	248		70	0,213	5,53
	267		62	0,189	5,27
	302		48	0,146	4,61
	323		37	0,113	3,80
	356		27	0,082	3,06
	400		26	0,079	3,31
	424		17	0,052	2,29
	515		0	0,000	0,00
	3 bar		185	100	0,304
		202	95	0,289	6,11
		225	84	0,255	6,02
		232	80	0,243	5,91
		267	64	0,195	5,44
		300	47	0,143	4,49
		329	34	0,103	3,56
347		30	0,091	3,31	
395		18	0,055	2,26	
462		0	0,000	0,00	

Sıcaklık ( C )	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)
600	1 bar	105	28	0,085	0,94
		165	19	0,058	1,00
		189	11	0,033	0,66
		203	10	0,030	0,65
		215	8	0,024	0,55
		249	0	0,000	0,00
	1,5 bar	169	33	0,100	1,78
		180	29	0,088	1,66
		210	22	0,067	1,47
		220	19	0,058	1,33
		246	15	0,046	1,17
		255	12	0,036	0,97
		260	9	0,027	0,74
		290	0	0,000	0,00
	2 bar	180	51	0,155	2,92
		202	49	0,149	3,15
		221	37	0,113	2,60
		254	25	0,076	2,02
		281	18	0,055	1,61
		292	14	0,043	1,30
		330	0	0,000	0,00
		2,5 bar	175	80	0,243
	204		64	0,195	4,16
	223		48	0,146	3,41
	256		32	0,097	2,61
	287		27	0,082	2,47
	300		17	0,052	1,62
	351		0	0,000	0,00
	3 bar		180	74	0,225
		211	62	0,189	4,16
		250	46	0,140	3,66
		268	32	0,097	2,73
		282	31	0,094	2,78
		296	22	0,067	2,07
		303	23	0,070	2,22
		314	19	0,058	1,90
365	0	0,000	0,00		

Sıcaklık ( C)	Basınç (bar)	Devir (d/d)	Ağırlık (g)	Tork (Nm)	Güç (W)	
500	1 bar	169	0	0,000	0,00	
		154	22	0,067	1,08	
	1,5 bar	177	19	0,058	1,07	
		195	17	0,052	1,06	
		205	12	0,036	0,78	
		242	0	0,000	0,00	
		2 bar	145	38	0,116	1,75
			183	26	0,079	1,51
	194		24	0,073	1,48	
	202		22	0,067	1,41	
	206		19	0,058	1,25	
	237		8	0,024	0,60	
	286		0	0,000	0,00	
	2,5 bar	144	42	0,128	1,93	
		168	36	0,109	1,93	
		184	28	0,085	1,64	
		204	24	0,073	1,56	
		230	16	0,049	1,17	
		267	0	0,000	0,00	
		3 bar	150	26	0,079	1,24
	177		23	0,070	1,30	
	181		18	0,055	1,04	
	193		6	0,018	0,37	
	232		0	0,000	0,00	

**EK-3 HESAPLAMALRDA KULLANILAN BİLGİSAYAR  
PROGRAMLARI**



## P-V DİYAGRAMLARI İÇİN BASINÇ HACİM DEĞİŞİMİNİ HESAPLAR

```

PROGRAM STIRL90
OPEN(UNIT=13,FILE='STIRL90.DAT',STATUS='NEW')
  W=0.000147*3.0
  T2=1000.0
  T1=1000.0
  T3=350.0
  TR1=650.0
  TB=1000.0
  R=288.0
  A=1.57
  VH=69.70/1000000.0
  VR1=15.91/1000000.0
  VB=70.01/1000000.0
  DO 1 I=1,361
    F=(I-1)*6.283185/360.0
    V2=VH-(VH/2.0-VH*COS(F)/2.0)
    V1=VH-(VH/2.0-VH*COS(F+A)/2.0)
    V3=VH/2.0-VH*COS(F+A)/2.0
    VT=V1+V2+VR1+V3+VB
    P=W*R/(V1/T1+V2/T2+VR1/TR1+V3/T3+VB/TB)
    IF(I.GT.1)WORK=WORK+P*(VT-VTF)
    VTF=VT
  WRITE(13,32)P,VT,WORK
  WRITE(*,*)WORK
  1 CONTINUE
32 FORMAT(F9.1,2X,F8.6,2X,F7.3)
  STOP
  END

```



## MOTORA VERİLEN VE ATILAN ISILAR İLE İÇ ENERJİ DEĞİŞİMİNİ HESAPLAR

PROGRAM ISI

```

OPEN(UNIT=13,FILE='ISI.DAT',STATUS='NEW')
W=0.000147*3
T2=1000.0
T1=1000.0
T3=350.0
TR1=650.0
TB=1000.0
R=287.0
A=1.57
VH=69.70/1000000.0
VR1=15.91/1000000.0
VB=38.06/1000000.0
CV=717.0
DO 1 I=1,361
F=(I-1)*6.283185/360.0
V2=VH-(VH/2.0-VH*COS(F)/2.0)
V1=VH-(VH/2.0-VH*COS(F+A)/2.0)
V3=VH/2.0-VH*COS(F+A)/2.0
VT=V1+V2+VR1+V3+VB
P=W*R/(V1/T1+V2/T2+VR1/TR1+V3/T3+VB/TB)
U=CV*(P*V1+P*V2+P*V3+P*VB+P*VR1)/R
IF(I.GT.1)WORK=WORK+P*(VT-VTF)
IF(I.GT.1)DU=U-UF
IF(I.GT.1)DW=P*(VT-VTF)
DHEAT=DU+DW
VTF=VT
UF=U
WRITE(13,32)WORK,DHEAT,U
WRITE(*,*)WORK,DHEAT,U
1 CONTINUE
32 FORMAT(F10.3,2X,F10.6,2X,F10.3)
STOP
END

```

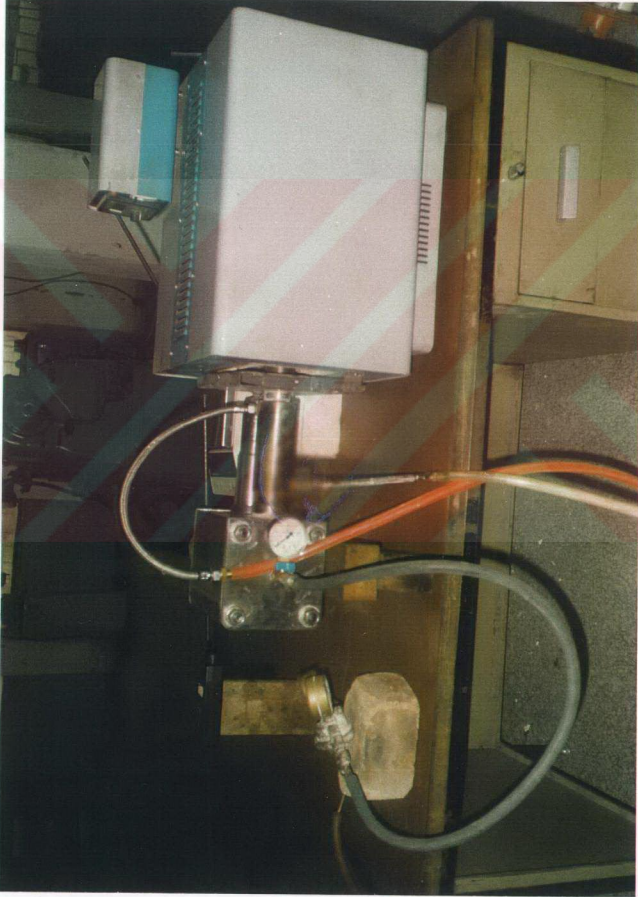
**NEGATİF BASINÇTAN DOLAYI OLUŞAN NEGATİF İŞ İLE ISITMA VE  
SOĞUTMA İŞLEMLERİNİ ISITICI-SOĞUTUCU BOYU VE KANAL  
GENİŞLİĞİNE BAĞLI HESAPLAR**

```

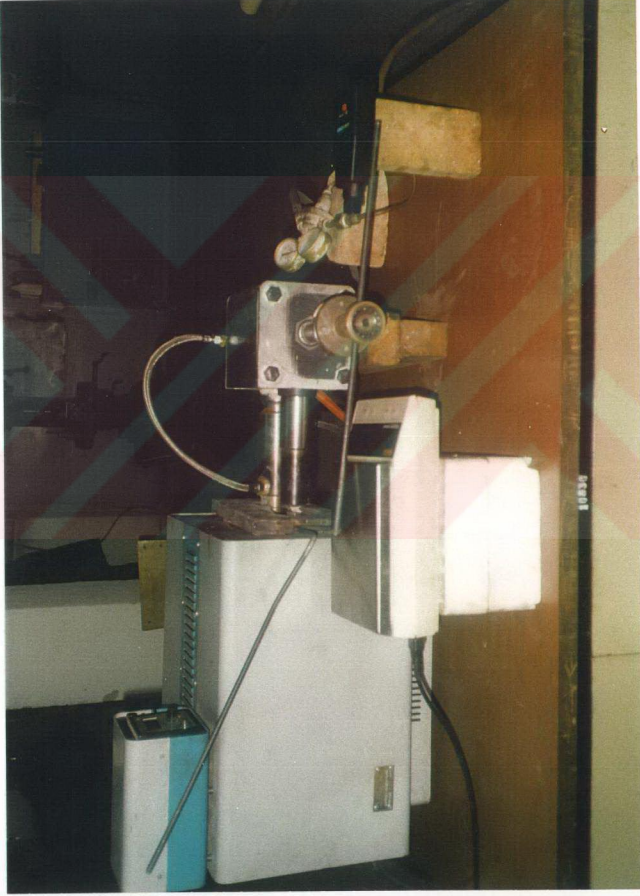
PROGRAM NIS
OPEN(UNIT=13,FILE='NIS.DAT',STATUS='NEW')
REAL NIS
EM=0.000147
EN=15.0
TH=1000.0
TC=350.0
PI=3.1415
DVG=3.55E-05
SNUS=4.0
DX=0.01
TCG=0.05
CV=717.0
EL=0.16
D=42.0/1000.0
DEL=0.0005
H=SNUS*TCG/DEL
VC=69.70/1000000.0
A=PI*D*DEL
R1=PI*D*H/(2.0*EN*EM*CV)
R2=R1*(TC-TH)/EL
DO 1 I=1,17
X=(I-1)*DX
T=TH+R2*EXP(-R1*X)/R1**2+R2*X/R1-R2/R1**2
WRITE(13,32)T,I
WRITE(*,*)T,I
1 CONTINUE
32 FORMAT(F10.4,2X,I4)
HIZ=(4.0*VC*EN)/A
DELP=(-12.0*DVG*HIZ/DEL**2)*EL
NIS=DELP*VC
WRITE(*,*)DELP,NIS
STOP
END

```

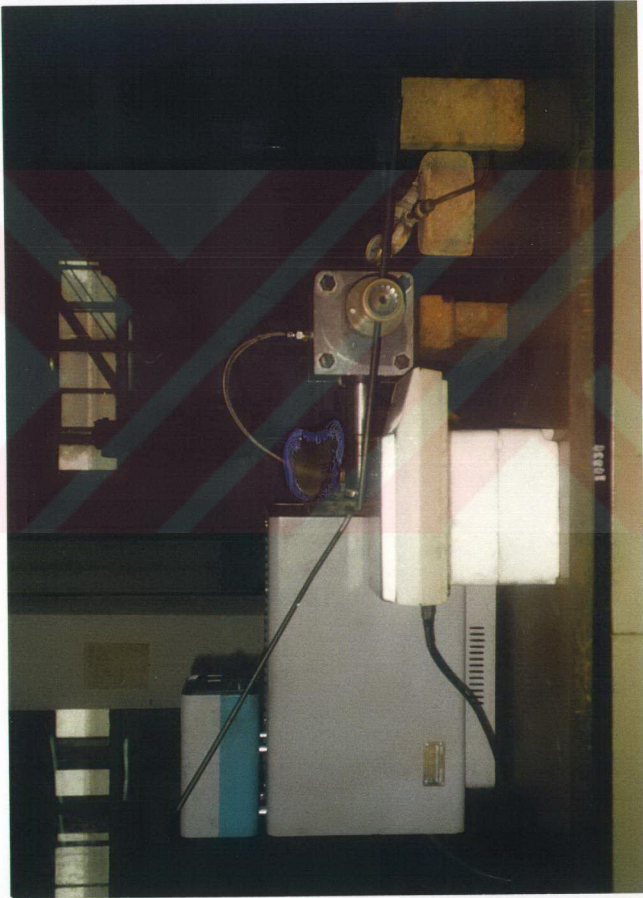
**EK-4 DENEY DÜZENİNE AİT RESİMLER**



Ek.4.a. Dency düzeneği



Ek.4.b. Deney düzeneği

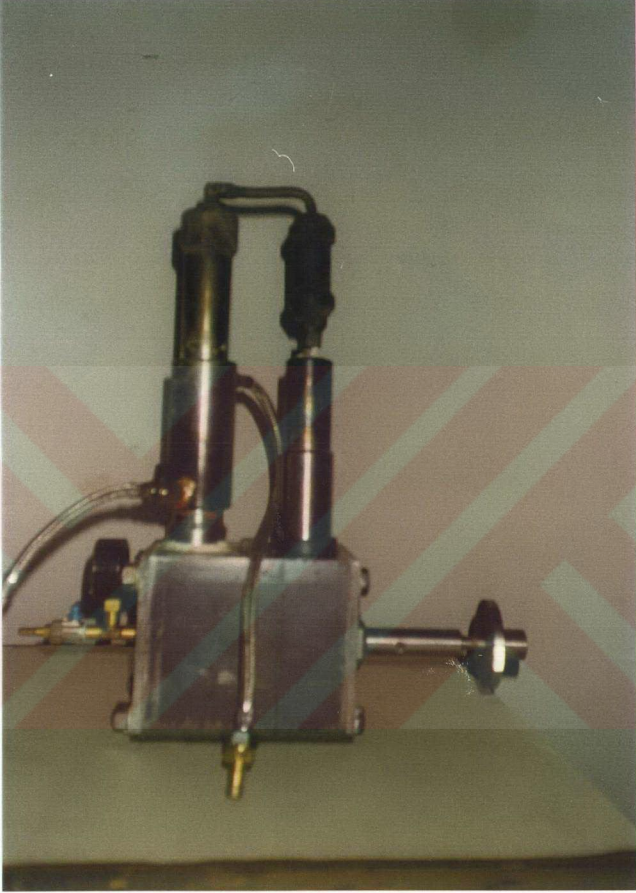


Ek-4.c. Deney düzenegi

**EK-5 TASARIM ve İMALATI YAPILAN STİRLİNG MOTORU VE  
MOTORA AİT PARÇALARININ RESİMLERİ**

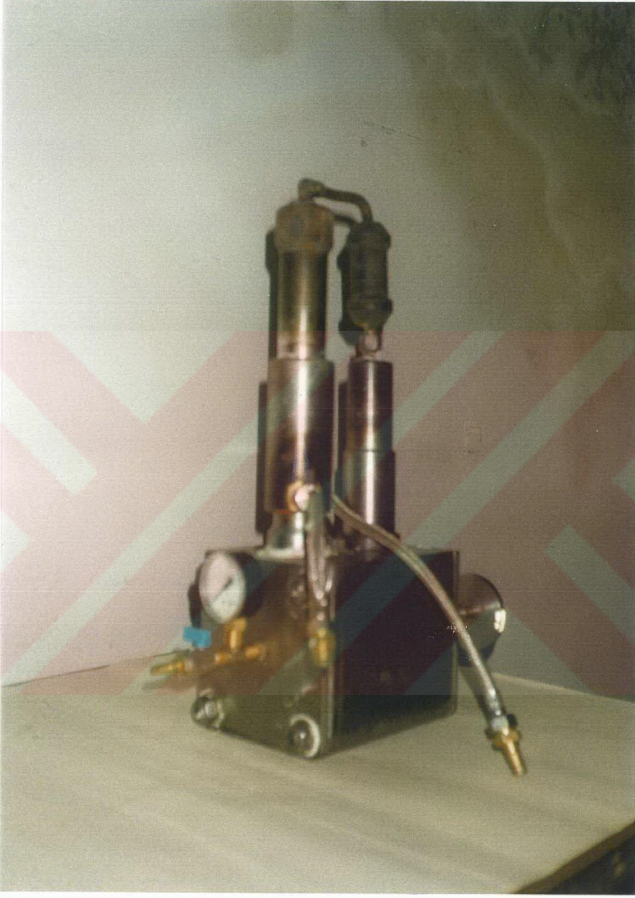




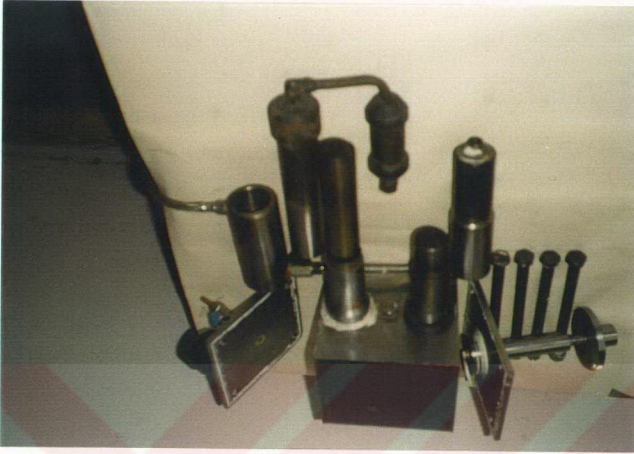


Ek.5.a. Tasarım ve imalatı yapılan Stirling motorun monte edilmiş görünümü





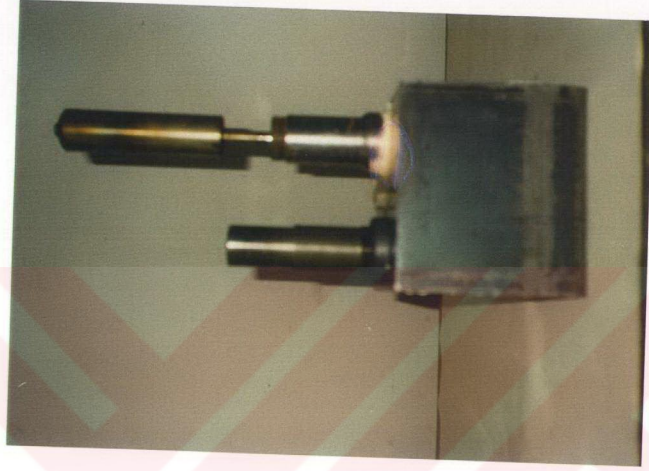
Ek.5.b. Tasarım ve imalatı yapılan Stirling motorun monte edilmiş görünümü



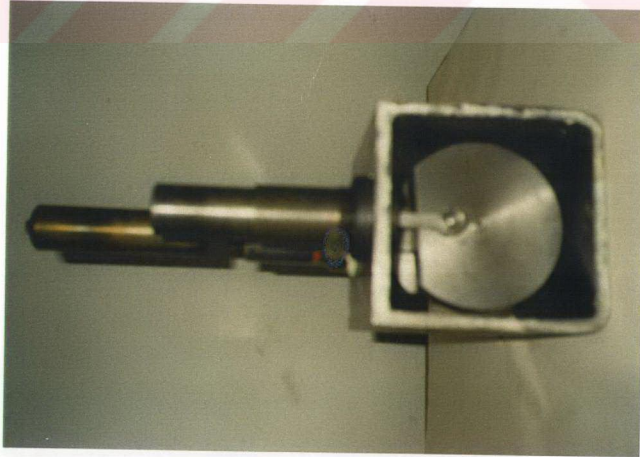
Ek.5.c. Tasarım ve imalatı yapılan Stirling motorunun parçaları



Ek.5.d. İş ve yer değiştirme pistonu



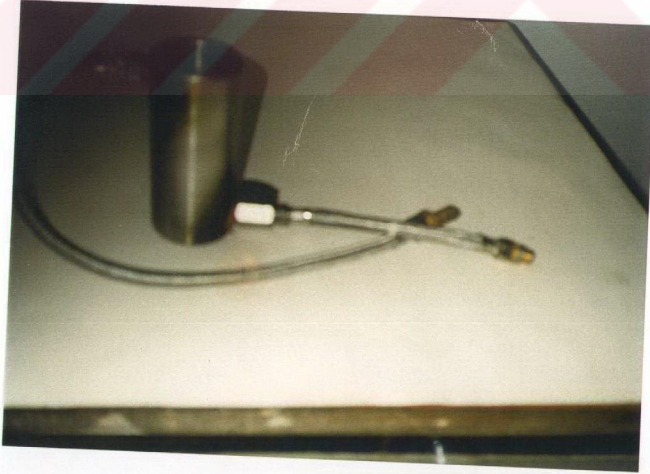
Ek.5.e. İş ve yer değiştirme pistonun motora bağlanmış durumu



Ek.5.f. İş pistonun ve krank – volan düzeneği

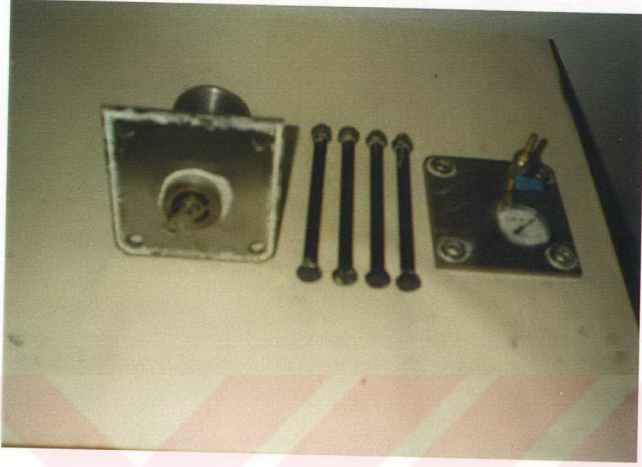


Ek.5.g. Yer deęiřtirme pistonu ve krank – volan dűzenneęi

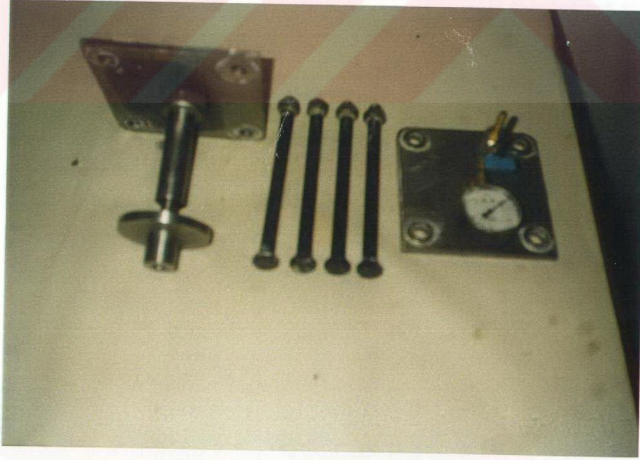


Ek.5.h. Soğutucu





Ek.5.ı. Yan kapaklar ve bağlantı parçaları



Ek.5.j. Yan kapaklar üzerinde aktarma organı ile hava kontrol düzeneği

**EK-6 HAVA, HİDROJEN VE HELYUMA AİT BAZI ÖZELLİKLER**

Ek 6.a. Hava, hidrojen ve helyumun termofiziksel özellikleri (Walker, 1980)

Akışkan	Özellikler	Sıcaklık (K)		
		250	500	1000
Hava	$C_p$ (kJ/kg K)	1,0003	1,029	1,141
1 atm	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1,412	0,706	0,353
M=28,9	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	15,99	26,70	41,53
	$k \times 10^6$ (kW/m K)	22,27	40,41	67,54
Hidrojen	$C_p$ (kJ/kg K)	14,05	14,51	14,98
1 atm	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,098	0,0491	00,0246
M=2	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	7,92	12,64	20,13
	$k \times 10^6$ (kW/m K)	156,1	271,8	452,2
Helyum	$C_p$ (kJ/kg K)	5,19	5,19	5,19
1 atm	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	0,195	0,097	0,048
M=4	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	18,40	29,30	46,70
	$k \times 10^6$ (kW/m K)	134,0	202,6	-----

Ek.6.b. Hava, hidrojen ve helyumun mükemmel gaz özellikleri (Öztürk, ve Kılıç, 1987)

Akışkan	Mol Kütlesi	Gaz Sabiti (kJ/kg K)	$c_{po}$ (kJ/kg K)	$c_{vo}$ (kJ/kg K)	$k=c_{po} / c_{vo}$
Hava	28,9700	0,28700	1,0035	0,7160	1,400
Hidrojen	2,0160	4,12418	14,2091	10,0849	1,409
Helyum	4,0003	2,07703	5,1926	3,1156	1,667



## ÖZGEÇMİŞ

1966 yılında Giresun ili Şebinkarahisar ilçesine bağlı Yaycı köyünde doğdu. İlk okulu İstanbul Beyoğlu Cihangir İlk Okulunda, orta okulu Beyoğlu Fındıklı Lisesi orta kısmında, liseyi İstanbul Şişli Endüstri Meslek Lisesinde tamamladı. 1985 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalında yüksek öğrenimine başladı ve 1989 yılı Temmuz ayında mezun oldu. Stajyer öğrenci ve personel olarak; Moğulkoç Motor Yenileme A.Ş., Renault-Mais Genel Müdürlüğü, Mercedes-Türk Davutpaşa Otobüs Fabrikası, T.C. Denizcilik İşletmeleri Haliç Tersanesi, Çalışkan Tekstil A.Ş. de çalıştı. 1989 yılı Aralık ayında Selçuk Üniversitesi Niğde Meslek Yüksekokuluna Öğretim Görevlisi olarak atandı. 1991 yılı Şubat ayında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Bölümünde Yüksek Lisansına Başladı ve 1994 yılında bitirdi. Şubat 1995'te aynı enstitüde doktora çalışmasına başladı. Halen Niğde Üniversitesi Niğde Meslek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak çalışmakta ve aynı okulda Teknik Programlar Bölüm Başkanlığı yapmakta olan Mehmet DEMİRALP, İngilizce bilir, evli ve iki çocuk babasıdır.

