

T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BETA TİPİ BİR STIRLING MOTORUNUN TASARIMI
İMALATI VE PERFORMANS ANALİZLERİ

Doktora Tezi

Derviş EROL

Çorum 2020

BETA TİPİ BİR STIRLING MOTORUNUN TASARIMI İMALATI VE PERFORMANS ANALİZLERİ

Derviş EROL

**Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Doktora Tezi

**TEZ DANIŞMANI
Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN**

Çorum 2020

Derviş EROL tarafından hazırlanan “Beta Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı İmalatı Ve Performans Analizleri” adlı tez çalışması 10/11/2020 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN

Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ

Prof. Dr. Can ÇINAR

Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun tarihli ve sayılı kararı ile Derviş EROL’un Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Doktora derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Muhammed Asif YOLDAŞ
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

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

Derviş EROL



BETA TİPİ BİR STIRLING MOTORUNUN TASARIMI İMALATI VE PERFORMANS ANALİZLERİ

Derviş EROL

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Kasım 2020

ÖZET

Bu çalışmada 365 cm^3 süpürme hacmine sahip rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı, analizleri ve imalatı yapılmıştır. Bu kapsamda rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun kinematik ve termodinamik analizleri Fortran programında sayısal olarak incelenmiştir. Rhombic hareket iletim mekanizmalı motorun krank açısına bağlı olarak hacim ve basınç değişimleri Gustav Schmidt tarafından geliştirilen izotermal analiz metodu kullanılarak yapılmıştır. İş akışkanı kütlesi, şarj basıncı, ısıtıcı ve soğutucu sıcaklığı gibi motor performansı ile ilgili temel parametrelerin; net iş miktarı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Deneysel çalışmalarda iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen olmak üzere beş farklı gaz kullanılmıştır. Bu tüm iş akışkanları; paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli iki farklı yer değiştirme pistonları için 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçlarında motor performans karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. İmalatı yapılan Stirling motorunun, özel olarak tasarımı yapılan elektrikli ısıtıcı kullanılarak $727 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 10 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcak uç ve $27 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$) soğuk uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor performans testleri yapılmıştır. Tüm deneysel çalışmalar içerisinde ki maksimum motor gücü; paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve helyum gazının iş akışkanı olarak kullanıldığında, 4 bar şarj basıncında 550 d/d motor devrinde 215,48 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 7,54 Nm olarak elde edilmiştir. Maksimum motor güçleri içerisinde ki en düşük motor gücü; titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanılarak 3 bar basınçta

300 d/d motor devrinde argon gazının iş akışkanı olarak kullanıldığında 34,66 W olarak elde edilmiştir. Yapılan tüm deneysel çalışmalar içerisinde en verimli performans değerleri paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu ve helyum gazının iş akışkanı olarak kullanıldığında elde edilmiştir. Nitrojen dışındaki tüm iş akışkanlarında paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu, titanyum malzemeli olana göre daha iyi performans göstermiştir. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu ve helyum gazı ile yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen maksimum motor gücü; nitrojen, hava, karbondioksit ve argon gazlarından elde edilen güçlerden sırasıyla %72,12; %73,69; %241,49 ve %288,81 daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca performans testlerinde ölçülen sıcaklık, basınç, devir ve tork değerleri kullanılarak enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Ekserji analizi sonucunda paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda 4 bar şarj basıncı 550 d/d motor devrinde helyum gazı en iyi performansı göstermiştir. Bu şartlarda helyum iş akışkanında termodinamik analizlerde 0,3726 W/K entropi üretimi ve 195,53 W yok olan ekserji hesaplanmıştır. Ayrıca aynı şartlarda helyum gazı en yüksek verim değerleri olan %48,04 ısı verim, %56,54 ekserji verimi ve %69,2 Carnot verimi sağlamıştır. En düşük ekserjetik performans argonun iş akışkanı olarak kullanıldığı titanyum malzemeli yer değiştirme pistonunda ortaya çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Stirling motoru, Rhombic hareket iletim mekanizması, Motor performansı, İş akışkanı

DESIGN, MANUFACTURING AND PERFORMANCE ANALYSES OF BETA TYPE A STIRLING ENGINE

Derviş EROL

HİTİT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

November 2020

ABSTRACT

In this study, a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism with 365 cm³ swept volume was designed and manufactured. In this context, the kinematic and thermodynamic analyses of a beta-type Stirling engine with rhombic drive mechanism were examined numerically in the Fortran program. Volume and pressure changes depending on the crank angle of the engine with rhombic drive mechanism were made using the isothermal analysis method developed by Gustav Schmidt. The effects of the basic parameters related to engine performance, such as working fluid mass, charge pressure, heater and coolant temperatures, on the net work amount were investigated. Five different gases, including helium, air, nitrogen, carbon dioxide, and argon were used as a working fluid in experimental studies. The effects of all these working fluids on engine performance characteristics were examined at charge pressures of 1, 2, 3, 4, and 5 bar for two different displacer pistons made of stainless steel and titanium material. The performance characteristics of the manufactured Stirling engine were tested by using the specially designed electrical heater, at 727 °C (± 10 °C) hot end and 27 °C (± 5 °C) cold end temperature, depending on engine speed. In all experimental studies, the maximum engine power was obtained to be 215.48 W at a charge pressure of 4 bar and an engine speed of 550 rpm when a stainless steel displacer piston and helium gas as a working fluid were used, and the maximum engine torque value was obtained to be 7.54 Nm at a charge pressure of 5 bar and an engine speed of 150 rpm. The lowest engine power among the maximum engine powers was obtained to be 34.66 W when argon gas was used as working

fluid at pressure of 3 bar and an engine speed of 300 rpm, using a displacer piston made of titanium material. The most efficient performance values among all the experimental studies conducted were obtained when displacer piston made of stainless steel and helium gas as a working fluid were used. In all working fluids except for nitrogen, displacer piston with stainless steel material performed better performance than displacer piston with titanium material. The maximum engine power obtained in the experimental studies with the stainless steel material displacer piston and helium; It was determined that it is 72.12%, 73.69%, 241.49% and 288.81% more than the powers obtained by nitrogen, air, carbon dioxide and argon gases, respectively. Energy and exergy analyses were carried out using the temperature, pressure, speed, and torque values measured in the performance tests. As a result of the exergy analysis, helium gas performed the best in the stainless steel displacer piston at a charge pressure of 4 bar and an engine speed of 550 rpm. Under the said conditions, 0.3726 W/K entropy production and 195.53 W destroyed exergy were calculated in the thermodynamic analysis in the helium working fluid. Furthermore, under the same conditions, helium gas achieved the highest efficiency values of 48.04% for thermal efficiency, 56.54% for exergy efficiency, and 69.2% for Carnot efficiency. The lowest exergetic performance was revealed in the titanium displacer piston when argon was used as working fluid.

Keywords: Stirling engine, Drive mechanism, Engine performance, Working fluid

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarım boyunca bilgi ve deneyimlerini benden esirgemeyen, teşvik ve destekleri ile her türlü problemin üstesinden gelmemde bana yardımcı olan danışmanım Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN'a teşekkür ve şükranlarımı sunarım. Lisans eğitimimin başlangıcından, bugüne kadar akademik çalışma hayatımın her aşamasında beni yönlendiren, destek ve yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve tecrübesinden her zaman faydalandığım değerli hocam Prof. Dr. Can ÇINAR'a teşekkürü bir borç bilirim. Yine kıymetli bilgilerinden ve tecrübelerinden yararlandığım, tez savunma sınavı jürimde bulunan değerli hocalarım Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU, Prof. Dr. İrfan KURTBAŞ ve Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN'a teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmalarım esnasında, bilimsel konularda ve tezin yürütülmesinde beni her zaman motive eden ve daima yardımlarını gördüğüm değerli hocam, değerli abim Dr. Öğr. Üyesi Battal DOĞAN'a çok teşekkür ederim. Tez çalışmalarım boyunca beni motive eden ve daima yardımcı olmaya çalışan değerli hocalarım Doç. Dr. Seyfi POLAT'a ve Dr. Öğr. Üyesi Özgür ÖZDİLLİ'ye fikirlerinden ve katkılarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim. İmalat işlemlerinde yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Nihat Erkan SAĞLAM'a ve Çizgi Makina çalışanlarına teşekkür ederim.

Hayatım boyunca bana desteklerini ve ilgilerini hiçbir zaman esirgemeyen ve her zaman yanımda hissettiğim, bugünlere gelmemde maddi ve manevi destekleri ile hep yanımda olduklarını hissettiren annem Fatma EROL ve ahirete irtihâl eden rahmetli babam Ahmet EROL'un doktora tez çalışmamın tüm aşamalarında gösterdikleri her türlü ilgi ve anlayıştan dolayı en içten duygularla teşekkürlerimi ve sonsuz sevgilerimi sunarım. Bu doktora tezimi annem Fatma EROL ve rahmetli babam Ahmet EROL'a ithaf ediyorum.

Bu tez çalışmasına, MUH19002.18.001 ve MUH19004.19.001 numaralı projeler kapsamında vermiş oldukları destekten dolayı, Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'ne teşekkür ederiz.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xv
RESİMLER DİZİNİ.....	xx
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. STIRLING MOTORLARI.....	4
2.1. Stirling Motorlarının Tarihsel Gelişimi.....	4
2.2. Stirling Motorlarının Çeşitleri	21
2.3. Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları	23
2.3.1. Bell krank (Crank rocker) hareket iletim mekanizması	24
2.3.2. Krank biyel (Slider crank) hareket iletim mekanizması.....	24
2.3.3. ‘Wobble plate’ hareket iletim mekanizması.....	26
2.3.4. ‘Rhombic’ hareket iletim mekanizması	28
2.3.5. ‘Swash plate’ hareket iletim mekanizması.....	31
2.3.6. ‘Scotch yoke’ hareket iletim mekanizması	33
2.3.7. ‘Ross yoke’ hareket iletim mekanizması	35
2.4. Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları.....	36
2.4.1. Stirling motorlarının avantajları	36
2.4.2. Stirling motorlarının dezavantajları	37

Sayfa

2.5. Stirling Motorlarında Kullanılan Enerji Kaynakları ve Uygulama Alanları..	38
2.6. Stirling Motorlarında Kullanılan İş Akışkanları	39
3. TERMODİNAMİK ÇEVİRİMLER VE ANALİZLER	41
3.1. Termodinamik Çevrimler	41
3.1.1. Stirling çevrimi.....	41
3.1.2. Carnot çevrimi.....	47
3.1.3. Ericsson çevrimi	48
3.1.4. Stirling çevrimi ile Carnot çevriminin karşılaştırılması	49
3.1.5. Ericsson çevrimi ile Carnot çevriminin karşılaştırılması	49
3.2. Termodinamik Analiz Yöntemleri	50
3.2.1. İzotermal analiz	50
3.2.2. Nodal analiz.....	54
4. KİNEMATİK VE TERMODİNAMİK ANALİZLER.....	57
4.1. Kinematik Analiz	57
4.2. Termodinamik Analizler	64
4.2.1. İzotermal analiz	64
4.2.2. Enerji analizi	67
4.2.3. Ekserji analizi	69
5. MATERYAL VE METOT	71
5.1. İmalatı Yapılan Motorun Çalışma Prensibi.....	71
5.2. Deney Motorunun Ön Prototip İmalatı	73
5.3. İmalatı Yapılan Motor Parçaları.....	81
5.3.1. Motor bloğu ve yan kapaklar	83

Sayfa

5.3.2. Krank milleri ve rhombic dişlileri	84
5.3.3. Krank mili merkezleme yatakları	88
5.3.4. Güç silindiri ve soğutucu gömlek.....	90
5.3.5. Güç pistonu	91
5.3.6. Yer değiştirme pistonları	93
5.3.7. Yer değiştirme silindiri.....	97
5.3.8. Biyel kolları.....	97
5.3.9. Volan	99
5.4. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Yardımcı Ekipmanlar	100
5.4.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan iş akışkanları.....	101
5.4.2. Isı kaynağı	102
5.4.3. Isıl çift (Termokupl)	102
5.4.4. Dijital takometre	103
5.4.5. Debimetre ve dijital sayıcı sensör	104
5.4.6. Prony tip dinamometre	105
5.4.7. Yük hücresi (Load-Cell).....	107
5.4.8. Manometre	108
5.4.9. İnfrared termometre.....	108
6. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA	110
6.1. Helyum Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları	113
6.2. Nitrojen Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları.....	118
6.3. Hava İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları	122
6.4. Karbondioksit Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları	127

Sayfa

6.5. Argon Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları.....	131
6.6. Farklı İş Akışkanlarına Göre Motor Güç Değerlerinin Karşılaştırılması.....	135
6.7. Farklı Şarj Basınçlarına Göre Maksimum Motor Gücü ve Tork Değerlerinin Karşılaştırılması	142
6.8. Enerji Analizi Sonuçları	144
6.9. Ekserji Analizi Sonuçları.....	146
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	157
KAYNAKLAR	164
EKLER.....	179
EK-1 Hata ve Belirsizlik Analizleri	180
ÖZ GEÇMİŞ	183

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. İş akışkanlarının termodinamik özellikleri	40
Çizelge 4.1. Kinematik analizi yapılan motorun teknik özellikleri	58
Çizelge 6.1. Maksimum motor güçlerinin karşılaştırılması	144
Çizelge 6.2. Ekserji akımlarının karşılaştırılması	151
Çizelge E1.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan ölçü aletlerinin ve hesaplanan akımlarının karşılaştırılması	181

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. 1816 yılında imalatı yapılan ilk Stirling motoru.....	4
Şekil 2.2. Kinematik Stirling motorlarının şematik görünümü.....	21
Şekil 2.3. Bell krank hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru	25
Şekil 2.4. Krank biyel hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru	25
Şekil 2.5. Wobble plate mekanizmalı bir Stirling motoru	26
Şekil 2.6. Wobble plate mekanizmalı Philips Stirling motoru.....	27
Şekil 2.7. Wobble plate mekanizmalı bir Stirling motoru	27
Şekil 2.8. Rhombic hareket iletim mekanizmasının şematik görünümü.....	29
Şekil 2.9. Rhombic hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunun boyutlandırılması için kullanılan eşitlikler.....	30
Şekil 2.10. Swash plate mekanizmasının şematik görünümü	32
Şekil 2.11. Swash plate mekanizmalı Type 4-65 DA Stirling motoru.....	32
Şekil 2.12. Swash plate mekanizmalı Ford Torino motoru.....	33
Şekil 2.13. Scotch yoke hareket iletim mekanizması.....	34
Şekil 2.14. Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru.....	35
Şekil 2.15. Ross yoke hareket iletim mekanizması.....	36
Şekil 2.16. Stirling motorlarında farklı yakıtlardan enerji üretimi.....	38
Şekil 3.1. Rejeneratörlü Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramı	42
Şekil 3.2. Stirling motorunun krank açısına göre genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin değişimi	43
Şekil 3.3. Carnot çevriminin P-V ve T-S diyagramı.....	48
Şekil 3.4. Ericsson çevriminin P-V ve T-S diyagramı	48
Şekil 3.5. Stirling ve Carnot çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramı.....	49

Sayfa

Şekil 3.6. Ericsson ve Carnot çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramı	50
Şekil 3.7. Stirling motorunun beş hacimli model üzerinde izotermal analizi	51
Şekil 4.1. Rhombic hareket iletim mekanizmasının şematik görünümü.....	59
Şekil 4.2. Rhombic hareket iletim mekanizmasının şematik görünümü.....	59
Şekil 4.3. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun krank mili açısına bağlı olarak hacim değişimleri	62
Şekil 4.4. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun krank mili açısına bağlı olarak pistonların konum değişimleri	62
Şekil 4.5. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun motor devrine bağlı pistonların hız değişimleri (600 d/d)	63
Şekil 4.6. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun motor devrine bağlı pistonların hız değişimleri (900 d/d)	64
Şekil 4.7. Farklı ısıtıcı sıcaklıklarına bağlı olarak basınç-hacim değişimleri	65
Şekil 4.8. Sıkıştırma, genişleme ve toplam hacim değişimleri	65
Şekil 4.9. Farklı şarj basınçlarına bağlı olarak basınç-hacim değişimleri.....	66
Şekil 4.10. Giriş ve çıkış parametrelerine sahip açık bir termodinamik sistem olarak uygulanan Stirling motorunun şematik görünümü.....	67
Şekil 5.1. İmalatı yapılan Stirling motorunun farklı krank mili açılarındaki şematik görünümleri	72
Şekil 6.1. Motor devri, şarj basıncı, motor gücü, iş akışkanı ve yer değiştirme piston malzemesine bağlı olarak Stirling motorun çalışma haritaları	112
Şekil 6.2. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Helyum - Paslanmaz çelik)	115
Şekil 6.3. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Helyum - Paslanmaz çelik)	115
Şekil 6.4. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Helyum - Titanyum).....	117
Şekil 6.5. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Helyum - Titanyum).....	117

Sayfa

Şekil 6.6. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Nitrojen - Paslanmaz çelik).....	119
Şekil 6.7. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Nitrojen - Paslanmaz çelik).....	119
Şekil 6.8. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Nitrojen - Titanyum)	121
Şekil 6.9. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Nitrojen - Titanyum)	121
Şekil 6.10. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Hava - Paslanmaz çelik).....	124
Şekil 6.11. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Hava - Paslanmaz çelik).....	124
Şekil 6.12. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Hava - Titanyum).....	126
Şekil 6.13. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Hava - Titanyum).....	126
Şekil 6.14. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Karbondioksit - Paslanmaz çelik)	128
Şekil 6.15. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Karbondioksit - Paslanmaz çelik)	128
Şekil 6.16. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Karbondioksit - Titanyum)	130
Şekil 6.17. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Karbondioksit - Titanyum)	130
Şekil 6.18. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Argon - Paslanmaz çelik).....	132
Şekil 6.19. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Argon - Paslanmaz çelik).....	132
Şekil 6.20. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Argon - Titanyum)	134

Sayfa

Şekil 6.21. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Argon - Titanyum)	134
Şekil 6.22. 1 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu).....	137
Şekil 6.23. 1 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu).....	137
Şekil 6.24. 2 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu).....	138
Şekil 6.25. 2 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu).....	138
Şekil 6.26. 3 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu).....	139
Şekil 6.27. 3 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu).....	139
Şekil 6.28. 4 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu).....	140
Şekil 6.29. 4 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu).....	140
Şekil 6.30. 5 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu).....	141
Şekil 6.31. 5 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu).....	141
Şekil 6.32. Farklı şarj basınçlarında farklı iş akışkanlarına göre maksimum motor güç değişimleri.....	143
Şekil 6.33. Farklı şarj basınçlarında farklı iş akışkanlarına göre maksimum motor tork değişimleri.....	143
Şekil 6.34. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında enerji dağılımlarının değişimleri	145
Şekil 6.35. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında enerji dağılımlarının değişimleri	146

Sayfa

Şekil 6.36. Pazlanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında yok olan ekserji değişimleri	148
Şekil 6.37. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında yok olan ekserji değişimleri	148
Şekil 6.38. Pazlanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında entropi üretim değişimleri	149
Şekil 6.39. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında entropi üretim değişimleri	150
Şekil 6.40. Pazlanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında elde edilen ekserji verimleri	152
Şekil 6.41. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında elde edilen ekserji verimleri	152
Şekil 6.42. Pazlanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında ısı verim değişimleri.....	154
Şekil 6.43. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında ısı verim değişimleri.....	154
Şekil 6.44. Pazlanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında ısı, ekserji ve Carnot verimleri	156
Şekil 6.45. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında ısı, ekserji ve Carnot verimleri	156

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun SolidWorks ortamındaki görünümü	75
Resim 5.2. Zortrax M200 model üç boyutlu yazıcılar	76
Resim 5.3. Motor parçalarının Z-Suite programında ki görünümü	77
Resim 5.4. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun temel parçaları.....	78
Resim 5.5. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun montaj görüntüsü.....	79
Resim 5.6. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun montaj görüntüsü.....	79
Resim 5.7. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizması ve pistonların montaj görüntüsü.....	80
Resim 5.8. İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun montaj görüntüsü	81
Resim 5.9. İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizması ve pistonların montaj görüntüsü.....	82
Resim 5.10. Motor bloğu	83
Resim 5.11. Sağ ve sol krank milleri	85
Resim 5.12. Sağ ve sol rhombic dişlileri	86
Resim 5.13. Rhombic hareket iletim mekanizmasının montaj görüntüsü	87
Resim 5.14. Rhombic hareket iletim mekanizmasının montaj görüntüsü	88
Resim 5.15. Rhombic hareket iletim mekanizması ve pistonların montaj görüntüsü	89
Resim 5.16. Güç silindiri	90
Resim 5.17. Güç silindiri ve soğutucu gömlek	91
Resim 5.18. Güç silindiri ve soğutucu gömleğin montaj görüntüsü	91

Sayfa

Resim 5.19. Güç pistonu	92
Resim 5.20. Güç pistonu ve üst bağlantı parçasının montaj görüntüsü	93
Resim 5.21. Paslanmaz çelik malzemeden imalatı gerçekleştirilen yer değiştirme pistonları	94
Resim 5.22. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemeden imalatı gerçekleştirilen yer değiştirme pistonları	95
Resim 5.23. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemeden imalatı gerçekleştirilen yeni yer değiştirme pistonunun iç görünümü	96
Resim 5.24. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemeden imalatı gerçekleştirilen yer değiştirme pistonu.....	96
Resim 5.25. İmalatı gerçekleştirilen yer değiştirme silindiri	97
Resim 5.26. Biyel kolları	98
Resim 5.27. Biyel kollarının rulmanlı montaj görüntüsü.....	98
Resim 5.28. Motor volanı	99
Resim 5.29. İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun deney düzeneği	100
Resim 5.30. Hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen iş akışkanları.....	101
Resim 5.31. Elektrikli ısıtıcı ve güç ünitesi	102
Resim 5.32. ETS1410 dijital takometre ve Schneider endüktif sensör	103
Resim 5.33. Deneysel çalışmalarda kullanılan çeşitli ölçüm aletleri.....	103
Resim 5.34. VFA marka M1 serisi türbin tip debimetre ve EMKS TCS37-100 model dijital sayıcı sensör.....	104
Resim 5.35. Deneysel çalışmalarda kullanılan prony tipi dinamometre	105
Resim 5.36. Deneysel çalışmalarda kullanılan hidrolik piston-silindir sisteminin montaj görünümü	106
Resim 5.37. Hidrolik piston-silindir sisteminin parçalarına ayrılmış görünümü	106

Sayfa

Resim 5.38. Deneysel çalışmalarda kullanılan ESIT BB20 model yük hücresi	107
Resim 5.39. Deneysel çalışmalarda kullanılan bourdon tipi manometre	108
Resim 5.40. Deneysel çalışmalarda kullanılan infrared termometre	109



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Alan, (m^2)
A_d	Yer değiştirme pistonu alanı, (m^2)
A_{dr}	Yer değiştirme piston rodu alanı, (m^2)
A_p	Güç pistonu alanı, (m^2)
C_P	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
C_V	Sabit hacimde özgül ısı (J/kgK)
D_d	Yer değiştirme pistonu çapı, (m)
D_p	Güç pistonu çapı, (m)
D_r	Yer değiştirme piston rodu çapı, (m)
E_{in}	Elektrikli fırın tarafından sisteme verilen ısı, (W)
h	Isı taşınım katsayısı, (W/m^2K)
h_d	Yer değiştirme pistonu yüksekliği, (m)
h_p	Güç pistonu yüksekliği, (m)
H_t	Yer değiştirme silindiri sıcak ucunun krank mili eksenine olan uzaklığı, (m)
g	Yer çekimi ivmesi, (m/s^2)
k	Isıl iletim katsayısı, (W/mK)
L	İki dişli arası mesafe, (m)
l_{dr}	Yer değiştirme pistonu rod uzunluğu, (m)
l_r	Biyel kolu uzunluğu, (m)
m	Kütle, (kg)
N	Silindir sayısı
n	Motor devri, (d/d)
P	Basınç, (bar, kPa)
Pe	Güç, (W)
R_c	Krank yarıçapı, (m)
R_i	Swash plate iç yarıçapı, (m)
R_o	Swash plate dış yarıçapı, (m)
Q	Isı, (J, kJ)
Q_{in}	Sisteme giren ısı, (kJ)

Q_c	Soğutma suyu ile sistemden atılan ısı, (W)
Q_h	Sisteme giren ısı, (W)
Q_{out}	Sistemden atılan ısı, (kJ)
Q_{lost}	Elektrikli fırından kaybolan ısı, (W)
Q_{Rin}	Rejeneratörden sisteme giren ısı, (kJ)
Q_{Rout}	Rejeneratörden dışarı atılan ısı, (kJ)
q	Sisteme giren ısı, (J)
R	Gaz sabiti, (J/kg K)
S	Entropi, (J/K)
T	Sıcaklık, (K)
T_H, T_h	Sıcak uç sıcaklığı, (K)
T_L, T_c	Soğuk uç sıcaklığı, (K)
t	Zaman, (sn)
U	İç enerji, (J)
V_C	Sıkıştırma hacmi, Soğuk hacim, (m ³)
V_D	Ölü hacim, (m ³)
V_E	Genişleme hacmi, Sıcak hacim, (m ³)
V_P	Güç pistonu genişleme hacmi, (m ³)
V_S	Süpürme hacmi, (m ³)
Y_d	Yer değiştirme pistonu üst ucunun krank mili eksenine olan uzaklığı, (m)
Y_p	Güç pistonu üst ucunun krank mili eksenine olan uzaklığı, (m)
W	İş, (J, kJ)
β	Dikey silindir ekseni ile biyel kolu arasındaki açı, (rad)
η	Verim, (%)
θ	Krank mili açısı, (rad)
μ	Dinamik viskozite, (kg/ms)
π	Pi sayısı
ρ	Yoğunluk, (kg/m ³)

Kısaltmalar

ABS	Acrylonitrile Butadiene Styrene
AISI	American Iron and Steel Institute standards
Ar	Argon
CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CO	Karbonmonoksit
CO ₂	Karbondioksit
DAF	Van Doornes Automobilfabrieken
DIN	Deutsches Institut für Normung
H	Hidrojen
HC	Hidrokarbon
He	Helyum
HP	Beygir gücü
LTD	Low temperature differential
LNG	Sıvılaştırılmış doğalgaz
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
M	Gazların molekül ağırlığı
MAN	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg
MWM	Motorenwerke Mannheim
NASA	National Aeronautics and Space Administration
N	Nitrojen (Azot)
Nm	Newton-metre
NO _x	Nitrojenoksit (Azotoksit)
PID	Proportional Integral Derivative controller
SAE	Society of Automotive Engineers
SES	Stirling Enerji Sistemleri
STL	Stereo Lithography
W	Watt

1. GİRİŞ

Günümüzde kullandığımız cihazların enerji ihtiyacının çoğu fosil kökenli yakıtlar tarafından karşılanmaktadır. Fosil kökenli yakıtların rezerv kaynaklarının gün geçtikçe hızlı bir şekilde azaldığı, enerji ihtiyacına olan talebin ise oldukça arttığı görülmektedir. Dünyamızdaki fosil kökenli enerji kaynaklarının yoğun bir şekilde kullanılmasından dolayı rezervlerinin çok kısa bir süre sonra tükeneceği kaçınılmaz bir gerçektir. Ayrıca fosil kökenli yakıtların her türlü enerji ihtiyacını karşılamak için kullanımı da yaşadığımız çevreyi olumsuz yönde etkilemektedir. Bu yakıtların tükenmesi ve çevresel zararları alternatif enerji kaynakları araştırmalarının artmasına ve yeni enerji kaynaklarının keşfedilmesine yol açmıştır. Günümüzde kullanılan fosil kökenli enerji kaynaklarının dışındaki, doğada kendini sürekli yenileyebilen ve tükenmeyen enerji kaynakları alternatif enerji kaynakları olarak tanımlanmaktadır.

Güneş enerjisi alternatif enerji kaynakları içerisinde farklı enerji türlerine dönüştürülebilmesi bakımından en üst sırada yer almaktadır. Güneş enerjisinin kullanılabilir enerjilere dönüşümü konusunda çok sayıda araştırmalar yapılmaktadır. Günümüzde de alternatif enerji kaynakları ile elektrik üretimi ciddi anlamda artış göstermektedir. Jeotermal enerji alternatif enerji kaynakları içerisinde güneş enerjisinden sonra oldukça önemli bir yere sahiptir. Ülkemiz jeotermal enerji potansiyeli bakımından dünya sıralamasında üst sıralarda yer aldığı bilinmektedir. Jeotermal enerjisinin; evlerin ve seraların ısıtılması, elektrik üretimi ve termal turizm gibi farklı alanlarda kullanıldığı görülmektedir.

İçten yanmalı motorlar yakıt türüne bağımlı olup, özellikle tükenmekte olan fosil yakıtları kullanmaktadır. Fosil yakıtların önümüzdeki 50 yıllık sürede tükeneceği varsayımı ile bu motorların geleceği konusunda tartışmalar sürmektedir. Fosil kökenli yakıtların yanma ürünleri arasında yer alan zararlı emisyonların atmosfere salınması; hava kirliliği, ozon tabakasının incilmesi ve küresel ısınma gibi problemlere neden olmaktadır. Bu nedenlerle fosil kökenli yakıtların yerini alabilecek alternatif enerji kaynaklarını kullanabilen makinelerinde geliştirilmesi üzerinde çok geniş kapsamlı araştırmalar ve çalışmalar yapılmaktadır.

Alternatif güç makinelerinden biri olan Stirling motorları, dıştan yanma özelliği sayesinde farklı enerji kaynaklarını kullanabilmekte ve diğer güç üretim sistemlerine göre daha fazla avantaj sağlamaktadır. Bu motorlar, ‘Güneş enerjisi’, ‘Jeotermal enerji’, ‘Doğalgaz’, ‘Biokütle’, ‘Atık ısı enerjisi’, gibi her türlü farklı alternatif enerji kaynaklarını rahatlıkla kullanarak ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürebilmektedirler.

Stirling motorları taşıtlarda mekanik enerjinin sağlanması yanında elektrik üretiminde, güneş enerjisi uygulamaları, su pompaları, soğutma makineleri, tarımsal sulamada, deniz araçlarında, nükleer güç istasyonlarında, suni kalp olarak, askeri sistemlerde, hidrolik pompalarda, iklimlendirme sistemlerinde ve uzay araçları gibi oldukça geniş bir kullanım alanına sahiptirler.

Stirling motorları; ısı değiştiricisi, soğutucu, rejeneratör ve hareket iletim mekanizma yapılarıyla oldukça karmaşık sistemlerdir. Hareket iletim mekanizmaları bütün motorlarda olduğu gibi Stirling motorlarında da ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi amacıyla kullanılmaktadır. Hareket iletim mekanizması motor tipine göre farklılık göstermektedir. Motor tasarımcıları tarafından motordan elde edilecek gücün daha yüksek çıkışını sağlamak, sürtünme kayıplarını azaltmak ve ısı verimliliği artırmak gibi farklı amaçlarla zaman içerisinde birçok hareket iletim mekanizması geliştirilmiştir. Kinematik Stirling motorlarında, ‘Bell krank’, ‘Krank biyel’, ‘Wobble yoke’, ‘Rhombic’, ‘Swash plate’, ‘Scotch yoke’ ve ‘Ross yoke’ gibi hareket iletim mekanizmaları tercih edilmektedir.

Dünya üzerinde alternatif enerji kaynakları ile çalışan Stirling motorlarının başta elektrik üretimi ve sulama amacıyla kullanılmak üzere çeşitli tipleri geliştirilmektedir. Günümüzde Ar-Ge faaliyetleri devam eden Stirling motorlarının kullanım alanlarının artacağı ön görülmektedir. Ülkemizde de tarımsal sulama ve güç üretimi için Stirling motorların diğer güç üretim sistemlerinin yerine kullanılmak üzere geliştirilmesi enerji tasarrufu açısından olumlu bir çalışma olacaktır.

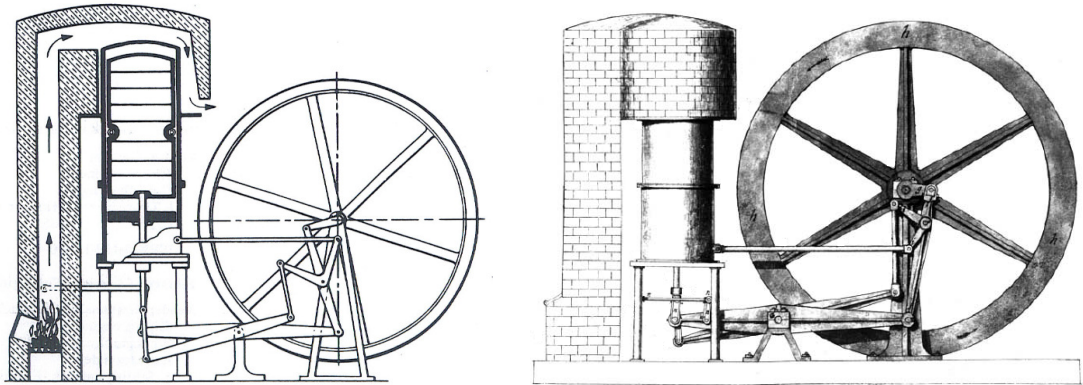
Bu tezin amacı süpürme hacmi 365 cm^3 olan rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı yapılarak performans testlerinin gerçekleştirilmesidir. Bu motorda iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları kullanılmıştır. Bu tez literatür taraması, motor tasarımı, imalat ve deneysel çalışmalar olmak üzere dört aşamadan oluşmaktadır. Tasarım aşamasında bilgisayar destekli yazılımlar kullanılarak her bir parça boyutlandırılmıştır. Tasarım doğrulama aşamasından sonra imalat işlemi gerçekleştirilmiştir. Tasarımı doğrulaması yapıldıktan sonra motorun çalışması için gerekli parçalar çalışma şartlarına uygun malzemeler seçilerek ileri teknoloji CNC imalat teknikleri ile üretilmiştir. Bu parçaların imalatı tasarım sırasında belirlenen toleranslar dâhilinde yapılmıştır. Parçalar imal edildikten sonra hassas şekilde montaj işlemine tabi tutularak motor çalışır hale getirilmiştir.

Motor montajı tamamlandıktan sonra deneysel çalışmalar için deney düzeneği hazır hale getirilmiştir. Motor çalışmasından elde edilen güç ve tork değerleri bir dinamometre kullanılarak deneysel olarak belirlenmiştir. İmalatı yapılan motorun laboratuvar şartlarındaki testlerinde, elektrikli bir ısıtıcı ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Motorda iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları kullanılmış ve elde edilen performans karakteristikleri belirlenmiştir. Tüm testler paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli iki farklı yer değiştirme pistonunda tekrarlanmıştır. Ayrıca test motorunun enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Enerji analizinde giren enerji, faydalı iş, kaybolan enerji ile ısı ve Carnot verimleri hesaplanmıştır. Ekserji analizi ile ekserji akımı, yok olan ekserji, entropi üretimi ve ekserjetik verim bulunmuştur.

2. STIRLING MOTORLARI

2.1. Stirling Motorlarının Tarihsel Gelişimi

Stirling motorları kapalı çevrime göre çalışan dıştan yanmalı motorlar sınıfına girmektedir. Günümüzden iki yüzyıl önce ‘Economizer’ olarak adlandırılan ilk Stirling motorun tasarımı ve imalatı Robert Stirling tarafından yapılarak, 1816 yılında 4081 nolu patent ile resmi kayıtlara geçmiştir (Stirling, 1816). Bu motor ile uzun yıllardan beri sürdürülen tehlikesiz güç kaynağı arayışında yeni bir süreç başlatılmıştır. 1818 yılında madencilik sektöründe buhar makinalarından daha verimli çalışan bu tip Stirling motorları taş ocaklarında ve kömür madenlerinde bulunan su pompalarını çalıştırmak için kullanılmıştır (Walker, 1980). Robert Stirling’in ilk yaptığı motorun şematik görünümü Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Bu motorda aynı silindir içerisinde çalışan güç pistonu ile yer değiştirme pistonu bulunmaktadır. Bu motorun süpürme hacmi $0,103 \text{ m}^3$ olduğu bilinmektedir. Bu motordan atmosfer şartlarında $255 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ısıtıcı sıcaklığında 2 HP çıkış gücü elde edilmiştir (Finkelstein ve Organ, 2004).



Şekil 2.1. 1816 yılında imalatı yapılan ilk Stirling motoru (Finkelstein ve Organ, 2004)

Başlangıçta Stirling motorlarında iş akışkanı olarak hava kullanılmış ve ‘Hava Motorları’ ya da ‘Sıcak Hava Motorları’ olarak adlandırılmışlardır. Belli bir döneme kadar ‘Heinrici Hava Motorları’, ‘Robinson Hava Motorları’ ve ‘Rankine-Napier Hava Motorları’ gibi tasarımcısının ismi ile anılan motorlar geliştirilmiştir. Daha

sonraki dönemlerde iş akışkanı olarak helyum, hidrojen ve nitrojen gibi gazlar kullanılmıştır. Dr. Roelf Jan Meijer tarafından 1950’lerde Robert Stirling’e izafeten bu motorlar ‘Stirling Motorları’ olarak ilk defa bilimsel literatüre girmiştir (Walker ve ark., 1965).

1860’lı yıllarda içten yanmalı motorların geliştirilmesiyle birlikte Stirling motorlarına olan ilgiyi azaltmıştır. Philips Araştırma Laboratuvarlarında radyoların elektrik ihtiyacını karşılamak amacıyla küçük, sessiz, ekonomik ve pratik elektrik jeneratörü üretmek amacıyla Stirling motorlarını geliştirme çalışmaları 1937 yılında yeniden başlatılmıştır (Rinia ve Du-Pre, 1946). Daha sonraki yıllarda General Motors, DAF, United Stirling, MAN-MWM Group, Ford Motors, Siemens, Cummins, Perkins gibi firmalar ve NASA tarafından Stirling motorları üzerinde geniş çaplı araştırma ve geliştirme çalışmalarının yapıldığı görülmektedir (Urieli ve Berchowitz, 1984).

1950’li yıllarda Philips firması tarafından bell krank hareket iletim mekanizmalı tek silindirli bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı yapılmıştır. İmalatı yapılan bu motor; şebeke elektriğinin olmadığı veya yeterli kalitede ve süreklilikte sağlanamadığı bölgelerde kullanılmak üzere geliştirilen portatif Philips elektrik jeneratörü setinde (MP1002CA) kerosen sıvı yakıtı kullanılarak başarılı bir şekilde çalıştırılmıştır. Bu elektrik jeneratöründen 1500 d/d tam yük motor devrinde, tek fazlı (220V AC) 50 Hz frekans çıkışlı 180 W elektrik gücü elde edildiği açıklanmıştır (Hargreaves, 1991).

1953 yılında Rhombic hareket iletim mekanizması Philips firması tarafından ilk defa Stirling motorlarına Dr. Roelof Jan Meijer tarafından uygulanmıştır. Radyolar için elektrik enerjisi ihtiyacını sağlayan 3 W güce sahip küçük ve sessiz bir elektrik dinamosunda bu motor kullanılmıştır (Meijer, 1959).

Dünyanın en büyük otomobil üreticilerinden biri olan General Motors ve Philips firması; Stirling motorları üzerinde yaptıkları araştırma ve geliştirme çalışmalarını birlikte yürütmek için 1958 yılında bir marka lisans anlaşması yapmışlardır. Bu

anlaşma ile her iki şirket de gelecekteki Stirling motorları çalışmalarının bir kısmını beraber yürütmüşlerdir (Heffner, 1965).

1967 yılında Almanya’da faaliyet gösteren iki büyük dizel motor üreticisi olan MAN ve MWM firmaları Stirling motorlarını geliştirme çalışmaları için MAN-MWM isimli kurumsal grup şirketi kurmuşlardır. Bu grup şirketi Philips firması ile marka lisans anlaşması yaparak; kamyon, otobüs gibi ağır taşıtlar ve sualtı güç sistemleri için rhombic hareket iletim mekanizmalı yüksek güçlü Stirling motorlarının geliştirme çalışmalarını başlatmışlardır (Walker, 1980).

1968 yılında İsveç’te faaliyet gösteren United Stirling firması Philips firması ile marka lisans anlaşması yaparak Stirling motorları üzerindeki araştırmalarına başlamıştır. Böylece Philips firması hem MAN-MWM grup şirketi ile hem de United Stirling firması ile Ar-Ge çalışmalarına birlikte devam etmiştir (Hargreaves, 1991).

1971 yılında Hollanda da faaliyet gösteren DAF firması Philips firması ile marka lisans anlaşması yaparak Philips 4-235 tipi olarak adlandırılan Stirling motorunu 30 yolcu kapasiteli dizel yakıtlı motora sahip bir otobüse yatay olarak başarılı bir şekilde montaj edilmesini sağlamışlardır. Philips 4-235 tipi Stirling motoru bu otobüste dizel motor için ayrılmış arka bölüme küçük modifikasyonlarla yerleştirildiği belirtilmiştir (Hargreaves, 1991).

1972 yılında Ford motor, Philips firması ile marka lisans anlaşması yaparak Ford Torino model binek araca, dört silindirli Swash plate hareket iletim mekanizmalı 4-215 DA olarak adlandırılan Stirling motorunu başarılı bir şekilde montaj edilmesini sağlamışlardır (Walker, 1980).

General Motors firması 1958 yılında başladığı, Stirling motorları araştırma ve geliştirme çalışmalarını, içten yanmalı motorlar ile rekabet edemediğinden dolayı 1978 yılında sonlandırmıştır. Aynı yıl Ford firması da Stirling motorları üzerindeki çalışmalarını bırakmıştır. Aynı gerekçe ile Philips firması 1937 yılından beri

sürdürdükleri değişik tip ve güçlerde Stirling motorları araştırma ve geliştirme çalışmalarını 1979 yılında durdurmuştur (Walker, 1980).

Günümüzde birçok farklı ülkede faaliyet gösteren firma ve üniversiteler tarafından Stirling motorlarının araştırma ve geliştirme çalışmalarının devam ettiği görülmektedir. Literatürde beta tipi Stirling motorları ile ilgili araştırmacılar tarafından birçok teorik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazılarını aşağıdakiler gibi özetlemek mümkündür.

Çınar ve arkadaşları tarafından 2005 yılında krank biyel hareket iletim mekanizmalı süpürme hacmi 192 cm^3 olan beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı yapılmıştır. İmalatı gerçekleştirilen bu motorda atmosferik basınçta iş akışkanı olarak hava ile yapılan testlerde ısıtıcı sıcaklıkları $800\text{-}1000 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değiştirilmiştir. Isıtıcı sıcaklığının $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ olduğu durumda 208 d/d da 5,98 W motor gücü elde edilmiştir (Çınar ve ark., 2005). Bu motorda aynı ısıtıcı sıcaklık aralıkları ve 1-3 bar şarj basınçlarında farklı deneysel çalışmalar yapılmıştır. $1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde, 2,5 bar şarj basıncında 344 d/d motor devrinde, maksimum motor gücü 14 W olarak ölçülmüştür (Çınar ve ark., 2007).

Martaj ve arkadaşları tarafından 2006 yılında bir stirling motorunda enerjik, entropik ve ekserjetik analizler kullanılarak 600, 700, 800 ve 900 K sıcak uç ve 290, 300, 310 ve 330 K soğuk uç sıcaklıkları için farklı ısı değiştiricilerinin toplam alanının dağılımını optimize etmek için teorik bir çalışma yapmışlardır. Yapılan teorik analizlerde sıcak uç sıcaklığı 900 K'de maksimum ekserjetik verim değerinin 0,7118, ısı değiştirici alan oranının ise 0,593 olduğu, soğuk uç sıcaklığı 290 K'de maksimum ekserjetik verim değerinin 0,6783, ısı değiştirici alan oranının ise 0,556 olarak hesaplandığı rapor edilmiştir (Martaj ve ark., 2006).

2009 yılında Eid tarafından beta tipi bir Stirling motorunda Gustav Schmidt tarafından geliştirilen analiz kullanılarak rhombic hareket iletim mekanizması teorik olarak bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada ısıtıcı, soğutucu, rejenerator, güç ve yer

değiştirme kursu boyutsuz olarak kabul edilerek optimum çalışma şartları belirlenmiştir (Eid, 2009).

2010 yılında Razani ve arkadaşları tarafından, Stirling soğutma makinesinde sıcak ve soğuk ısı kaynakları ve rejeneratördeki kayıplar ile istenmeyen ısı transferlerini içeren ekserji akışını bir termodinamik model ile araştırmışlardır. Stirling soğutma makinesinin; soğutma kapasitesi ve verimliliği için basit bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde Stirling soğutma makinesinin önemli ekserji yıkım kaynaklarını içerdiği belirtilmiştir. Rejeneratör üzerindeki basınç oranının etkisi ile soğutma kapasitesi ve verimlilik arasındaki ilişkiyi analitik olarak belirlemişlerdir (Razani ve ark., 2010).

Cheng ve arkadaşları tarafından 2010 yılından günümüze kadar beta tipi Stirling motorları ile ilgili birçok teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. 2013 yılında Cheng ve arkadaşları tarafından 300 W güç çıkışı elde etmek amacıyla bir Stirling motorunun rhombic hareket iletim mekanizmasının teorik analizlerini yapmışlardır. Teorik analizleri dikkate alınarak tasarımı yapılan motorun imalatı gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda rejeneratör kullanılarak 8 bar şarj basıncında 850 °C ısıtıcı sıcaklığında 1400 d/d da 390 W güce ulaşılmıştır. Teorik model oluşturulurken yapılan hesaplamalar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu motorun 1400 d/d da yapılan teorik analizi sonucunda ön görülen ısı verim %36,4 iken, deneysel ölçümler sonucunda %32,2 gibi yakın bir ısı verim elde etmişlerdir (Cheng ve Yu, 2010; Cheng ve Yu, 2012; Cheng ve Yang, 2012).

Cheng ve arkadaşları tarafından 2011 yılında beta tipi bir Stirling motorunda ısı verimliliği sayısal bir model ile incelenmiş ve motorun teorik analizleri yapılarak tasarımı gerçekleştirilmiştir (Cheng ve Yu, 2011).

Gheith ve arkadaşları 2011 yılında krank biyel hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun teorik analizlerini yapmışlardır. Teorik analizleri dikkate alınarak tasarımı yapılan motorun imalatı gerçekleştirilmiştir. Bu motorda deneysel çalışmalar için iş akışkanı olarak hava kullanılarak çeşitli şartlar altında tork, hız ve güç değerleri incelenmiştir (Gheith ve ark., 2011).

Shendage ve arkadaşları tarafından 2011 yılında beta tipi bir Stirling motorunun; özellikleri, çalışma parametreleri ve geometrisi değiştirilmeden, rhombic hareket iletim mekanizması ile krank biyel mekanizmasının teorik analizleri yapılarak karşılaştırılmıştır. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun, krank biyel mekanizmalıdan %10 daha fazla güç çıkışı verdiği belirtilmiştir (Shendage ve ark., 2011).

Sripakagorn ve Srikam tarafından 2011 yılında kısmen düşük sıcaklıklarda çalışabilen Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunun imalatını yapmışlardır. İmalatı yapılan Stirling motorunda iş akışkanı olarak hava kullanılarak yapılan deneylerde 500 °C ısıtıcı sıcaklığında 7 bar şarj basıncında ve 360 d/d motor devrinde 95,4 W güç elde ettiklerini açıklamışlardır (Sripakagorn ve Srikam, 2011).

Stanciu ve arkadaşları tarafından 2011 yılında Stirling motoru kullanılan bir güneş enerjisi sistemi için oluşturulan bir termodinamik model ile güç çıkışı ve termal verim karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan Stirling motorunun sıcak uç kaynağı olarak güneş radyasyonunu toplamak için Bükreş'te çalışan bir parabolik çanak ayna aracılığıyla sağlandığı ve motora bağlanan özel bir jeneratörden de elektrik üretildiği rapor edilmiştir. Yapılan termodinamik analiz sonucunda güneş enerjisi tertibatının genel verimliliği maksimum yaklaşık 35% ve minimum %18 bir değere ulaştığı belirtilmiştir. Ayrıca çalışmada ekserji kayıplarının gerçekleştiği bileşenler arasında dağılım incelenmiştir (Stanciu ve ark., 2011).

2012 yılında Zhang ve arkadaşları tarafından bir Stirling motorundaki rhombic hareket iletim mekanizması için kinematik analizi üç boyutlu bir yazılımla dinamik analizleri teorik olarak yapılmıştır (Zhang ve ark., 2012).

El Hassani ve arkadaşları tarafından 2013 yılında rhombic hareket iletim mekanizmalı düşük sıcaklık değerlerinde çalışabilen bir Stirling motorunun teorik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada rhombic hareket iletim

mekanizmasının parametreleri arasındaki ilişki bulunarak motor performansına etkisi teorik olarak araştırılmıştır (El Hassani ve ark., 2013).

Aksoy ve Çınar tarafından 2013 yılında rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun kinematik ve termodinamik analizleri fortran programında teorik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada içleri kanallı ve kanalsız olan iki farklı yer değiştirme pistonunda, 200, 300 ve 400 W/m²K ısı taşınım katsayıları için motor güç karakteristikleri teorik olarak belirlenmiştir. Teorik analizleri yapılan rhombic hareket iletim mekanizmalı motorun imalatından sonra deneysel çalışmaları yapılmış ve teorik analizler ile performans sonuçları karşılaştırılmıştır. İş akışkanı olarak hava kullanılan ve atmosferik şartlarda yapılan deneysel çalışmalarda maksimum motor gücü 43,2 W olarak elde edildiği açıklanmıştır (Aksoy ve ark., 2013; Çınar ve ark., 2013).

Dong ve arkadaşları tarafından 2013 yılında Stirling çevrimi yöntemi ile sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) üretimini bir model üzerinde incelemiştir. Bu modelde kompresör LNG ile soğutulmakta ve nitrojen gazı ile sıkıştırılmakta olduğu belirtilmiştir. Türbinin deniz suyunu kullandığı ve elektrik üretmek için bir jeneratörün çalıştırıldığını açıklamışlardır. Sabit sıcaklık kompresörü izotermal sıkıştırma işlemini, sabit sıcaklık türbininde izotermal genişleme işlemleri gerçekleştirmekte olduğu belirtilmiştir. Dong ve arkadaşları yaptıkları bu çalışmada Stirling motorunda iş akışkanı olarak üretilmesi kolay olduğu için nitrojen gazının tercih edildiğini açıklamışlardır. İzotermal sıkıştırma ve genişleme kabulleri kullanılarak yapılan termodinamik hesaplamalar sonucunda Japonyadaki Senboku Daini kriyojenik istasyonuna (Senboku Daini cryogenic power station in Japan) göre güç çıkışı %14,97 arttığını rapor etmişlerdir. Deniz suyu ısı eşanjörü en büyük ekserji kaybının olduğu ekipman olduğu belirtilmiştir. Bu ısı eşanjörlerindeki ekserji kayıpları toplam ekserji kaybının %92,65'ini oluşturduğu açıklanmıştır (Dong ve ark., 2013).

2014 yılında Solmaz ve Karabulut tarafından beta tipi bir Stirling motoru için rhombic hareket iletim mekanizması ile yeni geliştirdikleri bell krank hareket iletim

mekanizmasının termodinamik analizlerini yapmışlardır. Termodinamik analizleri yapılan bell krank hareket iletim mekanizmalı motorun imalatından sonra deneysel çalışmaları yapılmış ve teorik analizler ile karşılaştırılmıştır (Solmaz ve Karabulut 2014).

Antonio ve Santillan tarafından 2014 yılında beta tipi bir Stirling motoru için krank biyel hareket iletim mekanizması için matematiksel model geliştirilerek teorik analizlerini incelemişlerdir (Antonio ve Santillan, 2014). 2014 yılında Salazar ve Chen tarafından rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi Stirling motorunda CFD programı yardımıyla ısı transferi karakteristikleri teorik olarak incelenmiştir (Salazar ve Chen, 2014).

2014 yılında Cheng ve Yang tarafından beta tipi bir Stirling motorunun boyutsuz analizi yapılarak rhombic hareket iletim mekanizmasının optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmada izotermal analiz kullanılarak boyutsuz bir termodinamik modelden boyutsuz güç değeri elde edilmiştir. Boyutsuz modellemesi yapılan motorun imalatından sonra deneysel çalışmaları yapılmış ve teorik model ile karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada elde edilen güç değeri teorik modelden hesaplanan boyutsuz değerden %5,2 daha düşük çıktığı açıklanmıştır (Cheng ve Yang, 2014).

2015 yılında Araoz ve arkadaşları tarafından krank biyel hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunun termodinamik, ısı ve mekanik etkileşimlerinin hepsini kapsayan simülasyon teorik olarak incelenmiş, motorun deneysel çalışmaları ile karşılaştırılmıştır. Bu sayısal çalışma yardımıyla motor performansını kısıtlayan olası nedenler belirlenmeye çalışılmıştır (Araoz ve ark., 2015).

Chen ve arkadaşları tarafından 2015 yılında rejenerator içerisindeki gaz hareketlerinin motor performansı üzerindeki etkileri CFD programı yardımıyla teorik olarak araştırılmıştır (Chen ve ark., 2015).

Zainudin ve arkadaşları tarafından 2015 yılında rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi Stirling motorunda termodinamik analizleri teorik olarak incelenmiştir. Çalışmada sayısal bir model kullanılarak tek silindirli motorun termodinamik hesaplamaları Berchowitz ve Urieli tarafından geliştirilen Schmidt ideal adyabatik modeli ile yapılmıştır. Teorik analizi yapılan motordan 300 d/d da 805 W güç, %50,1 ısı verim elde edilebileceği öngörülmüştür (Zainudin ve ark., 2015).

Hachem ve arkadaşları tarafından 2015 yılında maksimum 300 W güce sahip bir Ericsson sıcak hava motoru ile maksimum çıkış gücü 500 W olan bir Gama tipi Stirling motorunun ekserji verimlerini karşılaştırmışlardır. Çalışmada motorların ekserji yıkımı ve verimlerini ölçmek için teorik modeller oluşturulmuştur. Rejenaratörün sağladığı avantajlar sebebiyle Stirling motoru, Ericsson motoruna kıyasla daha yüksek enerji verimi sağladığı açıklanmıştır. Ericsson motorunda bir ön ısıtıcı kullanıldığı durumda ekserji verimi %8,5 yükseleceği belirtilmiştir. Stirling ve Ericsson motorları için toplam ekserji yıkımlarının oranı sıcak kaynaktan gelen ekserji akışı sırasıyla %44 ve %41 olduğu rapor edilmiştir (Hachem ve ark., 2015).

Wang ve arkadaşları tarafından 2015 yılında geleneksel bir kriyojenik ısı motorunda yüksek verimlilik elde etmek için sisteme rejenaratörlü ve kapalı çevrime göre çalışan Stirling motoru ilave ederek teorik analizler yapmışlardır. Stirling motorunun sıcak ve soğuk bölgesinin sıcaklık değişimlerini modellemek için Schmidt teorisini kullanmışlardır. Geleneksel açık çevrim motoru yalnızca çalışma basıncına bağlı olduğundan bu basınç 0,1013'ten 3,039 MPa'ya arttıkça, genleşme enerjisi yüzdesel olarak %0'dan %39'a yükselebileceğini belirtmişlerdir. Çalışmada önerilen kapalı çevrimde düşük basınçta daha yüksek verim elde edildiği açıklanmıştır (Wang ve ark., 2015).

2016 yılında Badr ve arkadaşları tarafından rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun dinamik similasyonu ve optimizasyonu MSC ADAMS programı kullanılarak incelenmiştir. Gustav Schmidt tarafından geliştirilen izotermal analiz yöntemiyle mevcut sistemin basınç, hacim ve güç gibi performans parametrelerini teorik olarak belirlenmiştir. Geliştirdikleri bu modelde tüm gaz kuvvetleri, bağlantı

noktalarındaki sürtünme kuvvetleri ile genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin sıcaklıkları dikkate analizler yapıldığı açıklanmıştır. Geliştirdikleri dinamik model kullanılarak yapılan optimizasyon sonucunda yaklaşık %22,7 hacim artışı elde edilmiştir. Motor güç değeri yapılan optimizasyonlar sonucunda 42,5 W'tan 135 W çıktığı rapor edilmiştir (Badr ve ark., 2016).

Wang ve arkadaşları tarafından 2016 yılında kinematik Stirling motorları için tek boyutlu hesaplamalı akışkan dinamikleri modeline dayanan üçüncü dereceden bir sayısal model geliştirilmiştir. Helyum ve hidrojen iş akışkanlarının motor performansı üzerindeki etkileri teorik ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. İş akışkanı olarak helyum kullanılan Stirling motorunun, hidrojen kullanılan motora kıyasla çok daha düşük optimum çalışma frekanslarına ve daha düşük motor performanslarına sahip olduğu, hem deneysel hemde teorik olarak elde edilen sonuçların gösterdiği belirtilmiştir (Wang ve ark., 2016).

Aksoy ve arkadaşları tarafından 2016 yılında beta tipi bir Stirling motorunda rhombic hareket iletim mekanizması ile krank biyel hareket iletim mekanizmasının motor performansına etkileri teorik olarak karşılaştırılmıştır. Her iki mekanizmanın karşılaştırıldığı motorda aynı mekanik, ısı özellikler ve iş akışkanı hava kullanılarak termodinamik analizleri yapılmıştır (Aksoy ve ark., 2016). Aksoy ve arkadaşları 2013 yılından beri yaptıkları teorik ve deneysel çalışmalara göre geliştirdikleri rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorda rejeneratör kullanımını başarılı bir şekilde gerçekleştirmişlerdir. Geliştirdikleri Stirling motorunda helyum iş akışkanı kullanılarak 722 d/d motor devrinde 1215 W maksimum çıkış gücü elde edildiğini rapor etmişlerdir. Ülkemizde geliştirilen Stirling motorlarından elde edilen maksimum güç olduğu belirtilmiştir (Aksoy ve ark., 2017).

Ni ve arkadaşları tarafından 2016 yılında Stirling motorlarının tasarımında önem taşıyan çıkış gücü, ısı verimlik ve motor performans özelliklerini belirlemek için termodinamik bir model oluşturulmuştur. Helyum ve nitrojen iş akışkanları için teorik ve deneysel olarak bu karakteristikler incelenmiştir. P-V diyagramları, ısıtıcı

ve soğutucu sıcaklığı gibi motor performansı ile ilgili temel bilgiler helyum ve nitrojen iş akışkanları için belirlenerek grafiksel olarak karşılaştırılmıştır (Ni ve ark., 2016).

Szczygieł ve arkadaşları tarafından 2016 yılında teorik bir modelde sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) üretimi yapılırken elektrik enerjisi elde edilmesi için sistemde Stirling motoru kullanmışlardır. Sistemin termodinamik performansını değerlendirmek için yapılan ekserji analizi ile tasarım ve diğer parametrelerin ekserji kayıpları üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Rejeneratör ekserji verimi sıkıştırma oranına bağlı olmadığı açıklanmıştır. Sistemde ölü hacimlerin artmasıyla birlikte ekserjinin dramatik bir şekilde düştüğü ifade edilmiştir. LNG'nin kriyojenik ekserjisi 6,8 MJ/kmol olarak bulunduğu rapor edilmiştir (Szczygieł ve ark., 2016).

Hachem ve arkadaşları, 30 W kapasiteli, atmosfer basıncına yakın değerlerde çalışan ve maksimum 650 °C sıcak uç sıcaklığına sahip bir beta tipi Stirling motorunun deneysel verilerini kullanarak enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada kullanılan beta tipi Stirling motorunun silindiri, 6 cm çapında ve 20 cm yüksekliğinde cam malzemeden yapılmış olup, iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Bu motorda bakır gözenekli bir rejeneratör kullanıldığı belirtilmiştir. Çalışmada Stirling motorunun iki ısı kaynağında ısı yalıtımlı ve yalıtımsız durumlar dikkate alındığı açıklanmıştır. Motordaki ısı kaybının önemli bir kısmının azaltılması için silindir duvarları dışarıdan yalıtım yapılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Yalıtımla birlikte motorda ısıtma gücünün yaklaşık %15 geri kazanılması ve harici ısı kayıplarının yaklaşık %20 azaltıldığı belirtilmiştir. Isıtma gücü artışının, daha yüksek verim sağladığı açıklanmıştır (Hachem ve ark., 2015; Hachem ve ark., 2016).

Li ve arkadaşları, güneş enerjili gama tipi bir Stirling motorunda elde edilen mekanik güç üzerinde ekserji kayıplarının etkisini araştırmışlardır. Analizlerde ısı iletimi, rejeneratörden kaynaklı kayıplar, piston hızı, sızıntı ve sürtünme kayıpları hesaplanmıştır. Enerji ve ekserji analizi, bu motordaki en önemli iki kaybın rejeneratör kusurları ve boşluk kaçağı olduğu açıklanmıştır. Motorun daha verimli çalışması için rejeneratör geometrisinin geliştirilmesi ve ısı kayıplarını azaltmak için

yer değiştirme pistonu and silindir duvarı üzerine yalıtım yapılması önerilmiştir (Li ve ark., 2016).

2017 yılında Cheng ve Chen tarafından beta tipi Stirling motorundan 500 W ve 1 kW çıkış gücü elde etmek amacıyla rhombic hareket iletim mekanizmalı iki farklı Stirling motorunun teorik analizleri yapılarak bu motorların prototip imalatlarını gerçekleştirmişlerdir. 1 kW gücündeki motor için ısı ve sayısal analizleri farklı iş akışkanları kullanılarak CFD programı yardımıyla incelemişlerdir (Cheng ve Chen, 2017).

2017 yılında Barreto ve Canhoto tarafından parabolik çanak kullanılarak güneş enerjisi ile çalışan beta tipi Stirling motoru için krank biyel hareket iletim mekanizmasının dinamik similasyonu ve optimizasyonu teorik olarak inceleyerek motorun performansına etkilerini araştırmıştır (Barreto ve Canhoto, 2017).

Xiao ve arkadaşları tarafından 2017 yılında beta tipi bir Stirling motoru için rhombic hareket iletim mekanizmasının, motor performansı üzerindeki etkileri yeni bir parametrik analiz yaklaşımı ile teorik ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Bu alışmada CFD analiz programı yardımıyla sıcaklıklar, hız vektörleri ve sıkıştırma-genişleme alanlarındaki basınç-hacim değişimi gibi motor performans parametreleri teorik ve deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır (Xiao ve ark., 2017).

Hu ve arkadaşları tarafından 2017 yılında beta tipi duplex Stirling soğutucu için termodinamik ve dinamik analizleri teorik olarak araştırılmıştır (Hu ve ark., 2017).

Abuelyamen ve arkadaşları tarafından beta tipi Stirling motorunda ANSYS fluent 14.5 programı yardımıyla rhombic hareket iletim mekanizması için sayısal bir çalışma yapılmıştır. Bu alışmada P-V diyagramları, motorda meydana gelen ısı transferleri, ısıtıcı ve soğutucu sıcaklığı gibi motor performansı ile ilgili temel bilgiler hava, helyum ve hidrojen iş akışkanları için teorik olarak belirlenerek grafiksel olarak karşılaştırılmıştır (Abuelyamen ve ark., 2017).

Wills ve Bello-Ochende tarafından, 15 kW sabit enerji girişı olan 1000 cm³ silindir hacimli bir alfa tipi Stirling motor modelinde farklı ısıtıcı giriş sıcaklığı ve dört farklı rejeneratör ağı tipi için Stirling motorunun ekserji analizi ve optimizasyonu sayısal incelenmiştir. Rejeneratör tipi olarak en verimli olan ağı tipinin daha küçük bir basınç düşüşü sağladığı, daha büyük kesitsel akış alanına sahip olduğu ve daha kısa boyutta olduğunu açıklamışlardır. Isıtıcı giriş sıcaklığının artmasına bağlı olarak net iş çıkışı ve verimin arttığı rapor edilmiştir (Wills ve Bello-Ochende, 2017).

Gholamalizadeh ve Chung tarafından, İranın Kerman şehrinde kurulu olan parabolik solar dish-Stirling sistemi için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yıl içerisinde kasım ve şubat arasındaki aylarda enerji verimliliği çok düşük olurken, temmuz ayında ekserji verimliliği maksimum %13,2 olarak hesaplandığı açıklanmıştır. Ekserji kayıpları en fazla alıcıda, daha sonra Stirling motorunda meydana geldiği belirtilmiştir. Stirling motorunda kullanılan yoğunlaştırıcıdaki ekserji kaybının yüksek olduğu bulunmuştur. Alıcı, Stirling motoru ve yoğunlaştırıcının toplam ekserji kayıpları sırasıyla %43,4, %23,3 ve %33,3 olarak rapor edilmiştir (Gholamalizadeh ve Chung, 2017).

Yang ve arkadaşları tarafından 2018 yılında beta tipi bir Stirling motorundan 1 kW çıkış gücü elde etmek amacıyla rhombic hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunun teorik analizleri yapılarak bu motorların prototip imalatlarını gerçekleştirmişlerdir. İmalatı yapılan Stirling motorunda iş akışkanı olarak helyum kullanılarak yapılan deneylerde 850 °C ısıtıcı sıcaklığında 9 bar şarj basıncında ve 1313 d/d motor devrinde 1358 W çıkış gücü elde ettiklerini açıklamışlardır (Yang ve ark., 2018).

Entezari ve arkadaşları tarafından 2018 yılında bir gaz türbini çevriminde bacadan atılan yüksek sıcaklıktaki atık gazları, Stirling motoru ile geri kazanarak verimliliği arttıran teorik bir çalışma yapmışlardır. Gaz türbini ve Stirling motorunun kombine çevriminde daha verimli çalışma ve elektrik maliyetinde azalma olduğu görülmüştür. Gaz türbini-Stirling motoru çevriminin; gaz türbini çevrimine göre ekserji veriminin

%16,1 daha yüksek, elektrik maliyetinin de %10,3 daha az olduğu açıklanmıştır (Entezari ark., 2018).

Chahartaghi ve Sheykhi, beta tipi bir Stirling motoru için ideal olmayan adyabatik bir sayısal model kullanarak farklı çalışma koşullarında enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Çalışmada General Motors firması tarafından tasarım ve imalatı yapılan GPU-3 adlı beta tipi Stirling motorunun deneysel verilerini model doğrulama için kullanmışlardır. Yapılan analizler neticesinde işletme basıncı ve rejeneratör uzunluğu arttıkça ekserji veriminin yükseldiğini belirtmişlerdir. En yüksek ekserji verimliliği rejeneratör uzunluğu 35 mm, motor hızı 1000 d/d, çalışma basıncı 5,52 MPa ve iş akışkanı olarak helyum kullanılan GPU-3 Stirling motorunda elde edildiği açıklanmıştır (Chahartaghi ve Sheykhi, 2018).

Ye ve arkadaşları tarafından 2018 yılında, beta tipi serbest pistonlu bir Stirling motorunda bir boyutlu model üzerinde ekserji analizi yapmışlardır. İş akışkanı olarak ortalama 3.5 MPa şarj basınca sahip helyum gazı kullanmışlardır. Rejeneratörün başlangıç sıcak ve soğuk uç sıcaklığı sırasıyla 923 K ve 323 K olduğunu belirtmişlerdir. Bu çalışmada basınç düşüşü, rejeneratör, sürtünme ve ısı transferinden kaynaklı ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Stirling motorunun rejeneratörünün 0,85 gözeneklilik, yaklaşık 0,04 m uzunlukta olduğunda uygun performansın elde edilebileceğini rapor etmişlerdir (Ye, 2018).

Akbari yaptığı çalışmada Stirling güç ünitesi, Rankine ünitesi ve sıvılaştırılmış doğalgaz ünitesinden oluşan bir sistemde enerji, ekserji ve eksergoekonomik (3E) analizlerinin kapsamlı bir incelemesi yapılmıştır. Stirling güç ünitesinde iş akışkanı olarak saf nitrojen kullanıldığı belirtilmiştir. Bu üçlü güç sisteminin ısı eşanjöründe sıvılaştırılmış doğalgaz (LNG) soğuk akım iken, güneş enerjisiyle ısıtılan çalışma sıvısı sıcak akım olduğu belirtilmiştir. Bu üçlü güç sisteminin toplam ekserji verimliliğinin %64,26 olduğu rapor edilmiştir. Bu çalışmada yapılan analizlerin, termodinamik olarak en yaygın analizler olduğu ve sürecin güçlü ve zayıf yönlerini ortaya çıkardığı belirtilmiştir (Akbari, 2018).

2019 yılında Cheng ve arkadaşları tarafından rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling soğutma makinesinin teorik analizlerini yapmışlardır. Teorik analizleri dikkate alınarak tasarımı yapılan Stirling soğutma makinesinin imalatı gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda 3 bar şarj basıncında helyum iş akışkanı kullanıldığı ve 1000 d/d da yer değiştirme silindirin uç kısmının 93 K'e kadar soğutulabildiği açıklanmıştır (Cheng ve ark., 2019).

Shufat ve arkadaşları tarafından 2019 yılında geliştirdikleri elektrik jeneratörünü, rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru ile birleştirmişler ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmada yapılan testlerde iş akışkanı olarak hava ve helyum kullanıldığı belirtilmiştir. Deneysel çalışmalarda 0,85 bar şarj basıncında helyum iş akışkanı kullanıldığı ve 744 d/d da 270 W elektrik gücü elde edildiği rapor edilmiştir (Shufat ve ark., 2019).

Ahmed ve arkadaşları tarafından 2019 yılında rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi Stirling motorunda termodinamik analizleri teorik olarak incelenmiştir. Optimize edilmiş termodinamik model daha sonra literatürde bulunan çeşitli modellerle karşılaştırılmış ve General Motors firması tarafından geliştirilen GPU-3 isimli Stirling motorunun deneysel verileriyle doğrulanmıştır. Teorik analizlerden elde edilen verim sonuçların deneysel sonuçlardan %1,56 daha fazla olduğu açıklanmıştır. Dolayısıyla termodinamik modelden elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu rapor edilmiştir (Ahmed ve ark., 2019).

Wang ve arkadaşları, Stirling soğutma makinesi ile Stirling tipi ısıl kompresörden oluşan bir sistem üzerinde detaylı enerji ve ekserji analizlerini termodinamik açıdan incelemişlerdir. Motorun çalışma sıcaklığı, frekans, basınç ve kurs gibi parametrelerinin etkileri dikkate alınarak yapılan analizlerde en çok ekserji kaybı Stirling tipi ısıl kompresörde gerçekleştiği belirtilmiştir. Sistemde yer alan harici kayıpların optimizasyonu yapılarak ve soğuk enerji kullanabilen özel bir Stirling tipi ısıl kompresörde %60 ekserji verimi elde edildiği rapor edilmiştir (Wang ve ark., 2019).

Chahartaghi ve Sheykhi, iş akışkanı olarak hidrojen ve helyum kullanan rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi Stirling motoru tarafından tahrik edilen bir kombine soğutma, ısıtma ve güç üretim sisteminin enerji, ekonomik ve çevresel analizlerini yapmışlardır. Bu çalışmada iki adet beta tipi Stirling motoru kullanılmış ve ideal olmayan adyabatik model kullanılarak analizler yapıldığı belirtilmiştir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutucunun enerji analizi motorun atık ısını kullandığı kabul edilerek termodinamik analizler incelenmiştir. Motorun rejeneratör uzunluğunun artmasıyla motor tarafından üretilen atık ısı enerjisi ile sistemin veriminin azaldığı belirtilmiştir. Dönme hızının artmasıyla sistemin verimliliğinin yükseldiği belirtilmiştir. Motorun ısı verimliliği ve güç çıkışı iş akışkanı olarak helyum kullanılması durumunda motor hızına ve rejeneratör uzunluğuna büyük ölçüde bağlı iken hidrojen gazında aynı durumun olmadığı rapor edilmiştir. İş akışkanı helyum ve hidrojen kullanılması durumuna göre sistemdeki elde edilen değerler sırasıyla elektrik gücü: 15,24 kW, 22,52 kW, verim: %70, %72,29 COP: 0,644, 0,667 olduğu açıklanmıştır (Chahartaghi ve Sheykhi, 2019).

Sheykhi ve arkadaşları tarafından 2019 yılında, iki adet rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi Stirling motoru, elektrik jeneratörü, ısı geri kazanım bulunan absorpsiyonlu chiller sisteminin enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel analizlerini yapmışlardır. Oluşturulan termodinamik model üzerinde teorik analizlerle elde edilen sonuçlar konvansiyonel enerji besleme sistemleri ile karşılaştırılmıştır. Stirling motorunun dönüş hızı 2000 d/d'nin altında olduğu durumlarda uygun bir ekserji verimliliğine sahip olduğu, ancak dönüş hızı arttıkça, sürtünme ve termal kayıpların artması nedeniyle verimlilik performansının düştüğü rapor edilmiştir (Sheykhi ve ark., 2019).

2020 yılında Solmaz ve arkadaşları tarafından rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunda ısıtıcı sıcaklığı, şarj basıncı ve motor devri gibi çalışma parametrelerinin etkileri istatistiksel bir teknik olan yanıt yüzey yöntemi kullanılarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kullanılarak farklı parametrelerdeki performans sonuçları teorik olarak tahmin edilmiştir (Solmaz ve ark., 2020).

2020 yılında Cheng ve arkadaşları tarafından rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling ısı pompasının teorik analizlerini yapmışlardır. Teorik analizleri dikkate alınarak tasarımı yapılan Stirling ısı pompasının imalatı gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda ısı pompasının 5 bar şarj basıncında helyum iş akışkanı kullanıldığı ve 1000 d/d motor devrinde prototip ısı pompasının 1 lt/dk su debisi altında 904 W ısıtma gücü ve 38 C sıcak su üretebildiği açıklanmıştır (Cheng ve ark., 2020).

Çınar ve arkadaşları tarafından 2020 yılında beta tipi Stirling motorunda iki farklı rhombic hareket iletim mekanizmasının deneysel çalışmalarda elde ettikleri performans karakteristiklerini birbirleriyle karşılaştırmışlardır. Rhombic hareket iletim mekanizmasının birinde düz dişliler kullanılırken, diğer mekanizmada da helisel dişlileri kullandıklarını ve mekanizmaların eşkenar dörtgen uzunlukları 66 mm ve 80 mm olarak belirlendiğini açıklamışlardır. Helis dişliler kullanılan mekanizmanın her iki taraftan desteklenmesinden dolayı diğer mekanizmaya göre daha az yanıl sürtünme oluşturduğu ve bu yüzden %132 daha fazla motor çıkış gücü sağlandığı belirtilmiştir. Bu helisel dişlili mekanizma ile yapılan deneysel çalışmalarda 4 bar şarj basıncında helyum iş akışkanı kullanıldığı ve 800 d/d motor devrinde 663 W çıkış gücü elde edildiği rapor edilmiştir (Çınar ve ark., 2020).

Alfarawi (2020), beta tipi Stirling motorunda rhombic ve krank biyel (slider crank) hareket iletim mekanizmalarının performans karakteristikleri karşılaştırmak için sayısal bir çalışma yürütmüştür. Analizde ideal olmayan bir termodinamik model kullanıldığı belirtilmiştir. Rhombic hareket iletim mekanizmasının, krank biyel (slider crank) hareket iletim mekanizmasından %32 daha fazla motor çıkış gücü ve %20 daha fazla ısı verimlilik sağladığı açıklanmıştır (Alfarawi, 2020).

Sheykhi ve arkadaşları tarafından 2020 yılında bina uygulamaları için rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorlu kombine ısıtma ve güç (CHP) sisteminin performans karakteristiklerinin yanı sıra kirlilik emisyonu ve işletme maliyetleri incelenmiştir. Ayrıca Stirling motor hızının verimlilik, karbondioksit emisyonu, karbondioksit emisyonları üzerindeki yıllık vergi ve işletme

Alfa tipi Stirling motorlarında Şekil 2.2(a)'da görüldüğü gibi genişleme ve sıkıştırma silindiri olmak üzere iki ayrı silindir ve bu silindirlerin içerisinde çalışan iki ayrı güç pistonu bulunmaktadır. Bu iki silindir; sırasıyla ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu olarak adlandırılan elemanlar vasıtasıyla genellikle 90° 'lik açı farkı ile V şeklinde birbirine birleştirilmektedir. Silindirler V şeklinde düzenlenebildiği gibi birbirine paralel ya da karşılıklıda olabilmektedir. Genişleme ve sıkıştırma silindirleri rejeneratör ya da bağlantı elemanları aracılığıyla birleştirilmektedir. Bu motorların yapısı gereği her iki pistondan da güç üretilebilmektedir. Bu özellik alfa tipi Stirling motorlarında diğerlerine göre avantaj sağlamaktadır. Her iki silindirde sızdırmazlığın sağlanmasının zorluğu ve sürtünme kayıplarının fazlalığı problem teşkil etmektedir. Diğer Stirling motor tiplerinden farklı olarak Alfa tipi motorlarda yer değiştirme pistonu bulunmamaktadır (Fakı, 2001; Çınar, 2001).

Beta tipi Stirling motorlarında çevrim Şekil 2.2(b)'de görüldüğü gibi aynı silindir içerisinde eş merkezli olarak çalışan güç pistonu ile yer değiştirme pistonları aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. Bu tip motorlarda silindir hacmi; yer değiştirme pistonu ile sıcak ve soğuk hacimler olmak üzere iki bölüme ayrılmaktadır. Sıcak hacim bölgesi yer değiştirme pistonunun üst kısmında bulunmaktadır. Bu bölgede iş akışkanı ısıtılarak genişleme işlemi yapılmaktadır. Bu nedenle sıcak hacim bölgesi; genişleme bölgesi olarak da adlandırılmaktadır. Sıkıştırma işleminin yapıldığı soğuk hacim bölgesi ise güç pistonunun tepe noktası ile yer değiştirme pistonu alt noktası arasında kalan hacimdir. Bu bölgede Sıkıştırma bölgesi olarak adlandırılmaktadır (Aksoy, 2011).

Rejeneratörsüz bir motorda sıcak ve soğuk bölgeler arasında iş akışkanı yer değiştirme pistonu ile silindir duvarı arasındaki boşluktan çift yönlü geçiş yapmaktadır. Rejeneratörlü motorlarda ise iş akışkanı sıcak ve soğuk bölge arasındaki geçişleri rejeneratör üzerinden olmaktadır. Rejeneratör yer değiştirme pistonunun üzerine de yerleştirilebilmektedir. Rejeneratörlü yer değiştirme pistonlu beta tipi Stirling motoru ilk defa Robert Stirling tarafından 1816 yılında uygulanmıştır. Beta tipi Stirling motorlarında rejeneratörün silindir dışında yer aldığı motorlar Rankine-Napier tipi olarak adlandırılmaktadır. Bu tip motorlarda ölü hacim

artmaktadır. Beta tipi Stirling motorlarında ısıtma ve soğutma işlemleri, silindir cidarından yapılabileceği gibi rejeneratör üzerinden de yapılabilir (Aksoy, 2011).

Gama tipi Stirling motorları genişleme ve sıkıştırma olmak üzere Şekil 2.2(c)'de görüldüğü gibi iki ayrı silindirden oluşmaktadır. Bu silindirlerin içerisinde çalışan güç pistonu ile yer değiştirme pistonu bulunmaktadır. Ancak gama tipi Stirling motorlarının pistonları beta tipi motorlarda olduğu gibi birbiriyle eş merkezli değildirler. Gama tipi Stirling motorlarının genişleme ve sıkıştırma silindirlerinin eksenleri birbirine paralel ya da 90° dik olabilmektedir. Silindirlerden biri güç pistonu vasıtası ile iş akışkanının sıkıştırılmasını ve soğutulmasını, diğer silindir ise yer değiştirme pistonu aracılığıyla iş akışkanının genişleme ve ısıtılmasını sağlar. Silindirleri birbirine 90° dik olan Gama tipi motorlar 'Robinson' olarak bilinirler. Gama tipi Stirling motorlarında kullanılan rejeneratör beta tipinde olduğu gibi silindir dışında ya da yer değiştirme pistonu üzerinde bulunabilir. Dıştan rejeneratörlü gama tipi motorlar 'Heinrici', rejeneratörü yer değiştirme pistonu üzerinde olanlar ise 'Laubereau Schwartzkopff' olarak adlandırılmaktadır (Demiralp, 2000; Çınar, 2001).

2.3. Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları

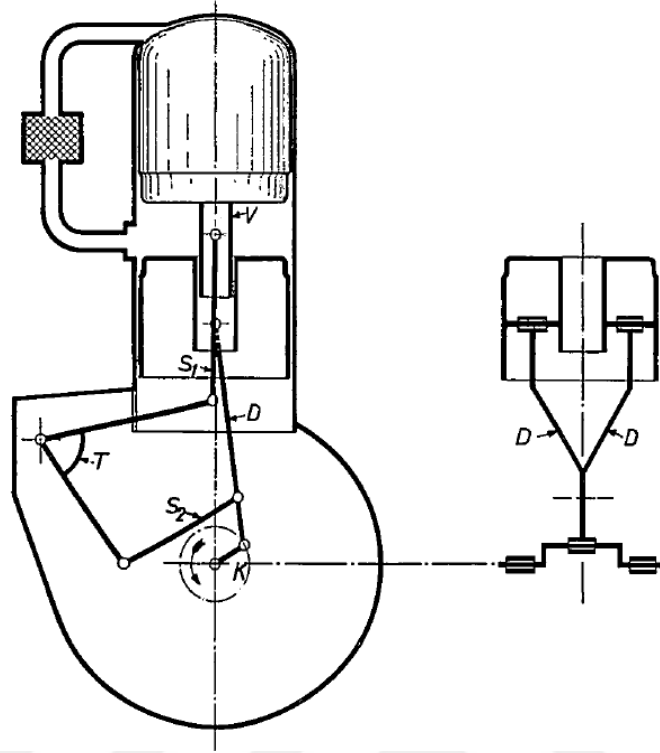
Stirling motorları; ısı değiştiricisi, soğutucu, rejeneratör ve hareket iletim mekanizma yapılarıyla oldukça karmaşık sistemlerdir. Hareket iletim mekanizmaları bütün motorlarda olduğu gibi Stirling motorlarında da ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi amacıyla kullanılmaktadır. Hareket iletim mekanizması motor tipine göre farklılık göstermektedir. Motor tasarımcıları tarafından motordan elde edilecek gücün daha yüksek çıkışını sağlamak, sürtünme kayıplarını azaltmak ve ısı verimliliği artırmak gibi farklı amaçlarla zaman içerisinde birçok hareket iletim mekanizması geliştirilmiştir. Kinematik Stirling motorlarında, 'Bell krank', 'Krank biyel', 'Wobble yoke', 'Rhombic', 'Swash plate', 'Scotch yoke' ve 'Ross yoke' gibi farklı hareket iletim mekanizmaları kullanılmaktadır (Özgören, 2004).

2.3.1. Bell krank (Crank rocker) hareket iletim mekanizması

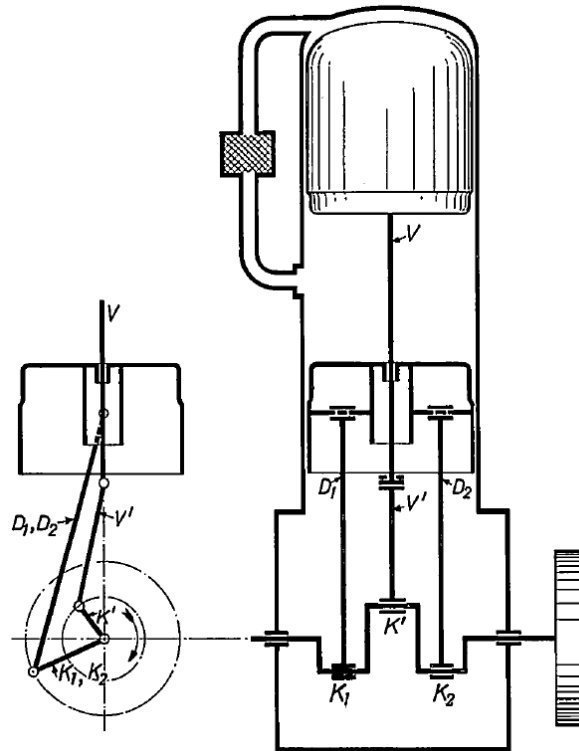
Stirling motorlarında kullanılan ilk hareket iletim mekanizmasıdır. Şekil 2.3'te verilen güç pistonu, krank mili, salınım kollarıyla birlikte motorun hareketini sağlayan bell krank hareket iletim mekanizması tek silindirli küçük motorlar için daha uygundur. Bu mekanizmalı motorlarda krank haznesi içindeki basınç minimum seviyede atmosfer basıncına yakın olmalıdır. Şarj basıncının yüksekliği motor gücünün azalmasına sebep olur. Ağırlığı nedeniyle büyük motorlarda tercih edilmez. Bu hareket iletim mekanizmasında güç pistonuna etki eden sürtünme kuvvetinin daha fazla olması motor gücünü azaltmaktadır. Bu mekanizmadan kaynaklı sorunlar rhombic mekanizmasının geliştirilmesiyle çözülmüştür.

2.3.2. Krank biyel (Slider crank) hareket iletim mekanizması

Krank biyel; Şekil 2.4'te verildiği gibi içten yanmalı motorların icadından beri güvenle kullanılan hareket iletim mekanizmasıdır. Diğer hareket iletim mekanizmalarına göre üretimi daha kolaydır. Balans dengesi sağlanmasının zorluğu bu hareket iletim mekanizmasının dezavantajlı yönüdür. İki silindirli basit Stirling motorlarında balans problemini minimize ettiğinden dolayı tercih edilebilmektedir.



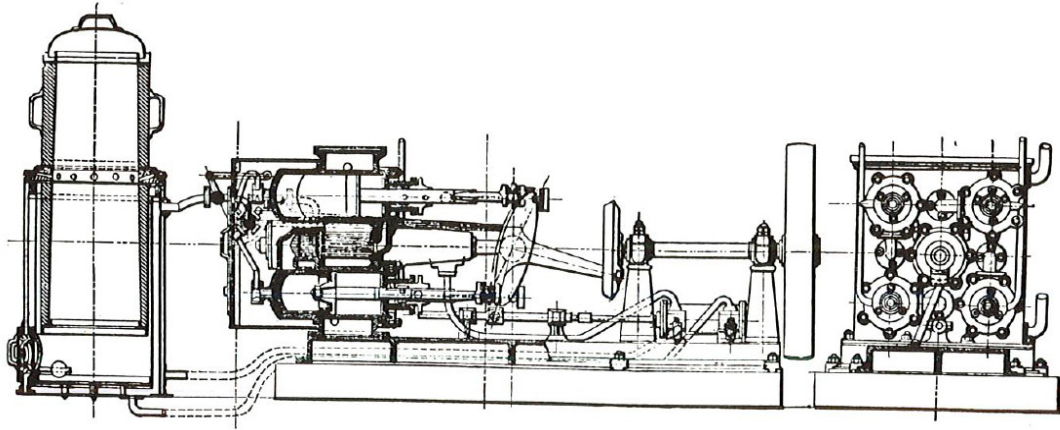
Şekil 2.3. Bell krank hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru (Meijer, 1959, 1960)



Şekil 2.4. Krank biyel hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru (Meijer, 1959, 1960)

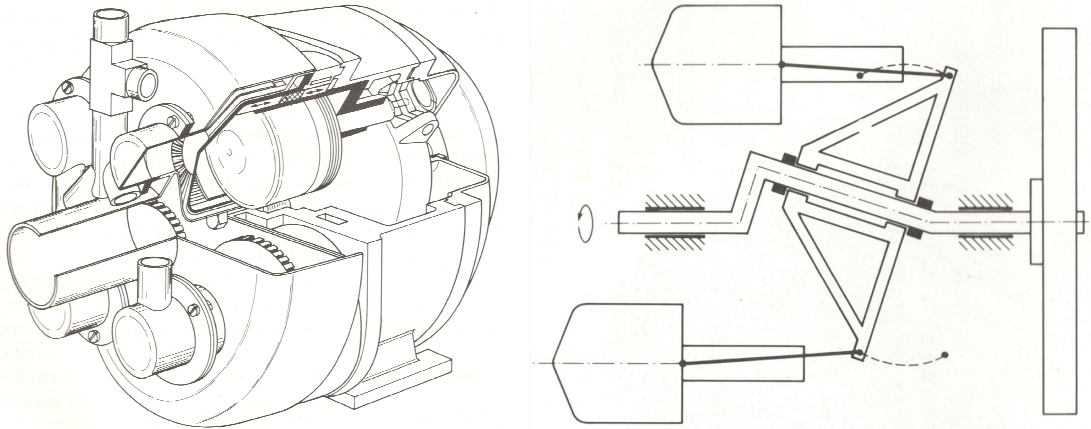
2.3.3. Wobble plate hareket iletim mekanizması

Wobble plate hareket iletim mekanizması Stirling motorlarında ilk defa 1860 yılında William Siemens tarafından kullanılmıştır. William Siemens'ın ilk yaptığı Wobble plate hareket iletim mekanizmalı Stirling motorun şematik görünümü Şekil 2.5'te verilmiştir (Urieli ve Berchowitz, 1984). Wobble plate hareket iletim mekanizması genellikle çift etkili Stirling motorlarında kullanılmaktadır. Ayrıca bu mekanizma yapısı Stirling motorlarının dışında pompalar, kompresörler, içten yanmalı ve diğer motorlarda da tercih edilmektedir (Garcia-Canseco ve ark., 2015).



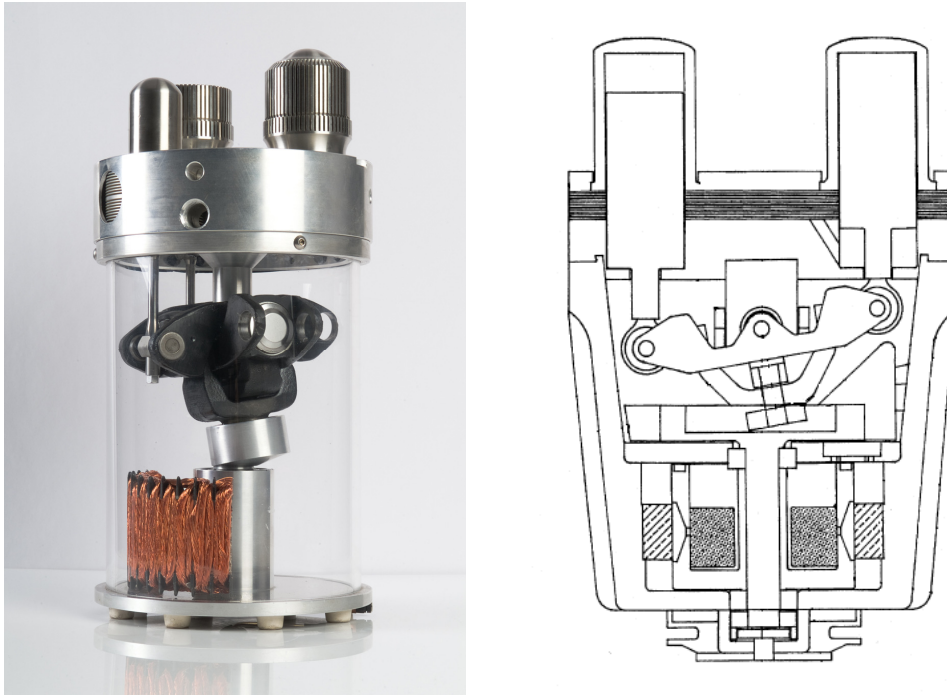
Şekil 2.5. Wobble plate mekanizmalı bir Stirling motoru (Urieli ve Berchowitz, 1984).

1943 yılında Şekil 2.6'da kesit ve şematik görünümü verilen dört silindirli Wobble plate mekanizmalı çift etkili Stirling motoru Philips Type 19 modeli olarak üretilmiştir. Üretildiği yıllarda çok kompakt ve hızlı bir motor olarak bilinmektedir. Bu motorun 3000 d/d da 15 HP çıkış gücü elde edilmiştir. Bu mekanizmalı motorlarda pistonlarda yağlama problemi olduğundan dolayı sürtünme kayıpları ve aşınma miktarı artmaktadır (Hargreaves, 1991).



Şekil 2.6. Wobble plate mekanizmalı Philips Stirling motoru (Hargreaves, 1991)

Wobble plate hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorundan elektrik üretmek için WhisperGen firması tarafından geliştirilen sistem Şekil 2.7’de verilmiştir. Bu mekanizma orijinal patent numarası US5630351 ile 1997 yılında kayıtlara geçmiştir (Clucas, 1997). Bu mekanizmada yan yana yerleştirilmiş dört piston kompakt bir bağlantı elemanı ile birleştirilmiştir. Wobble plate hareket iletim mekanizması, pistonların dikey hareketini manyetik rotorda dairesel harekete çevirerek elektrik üretmektedir.



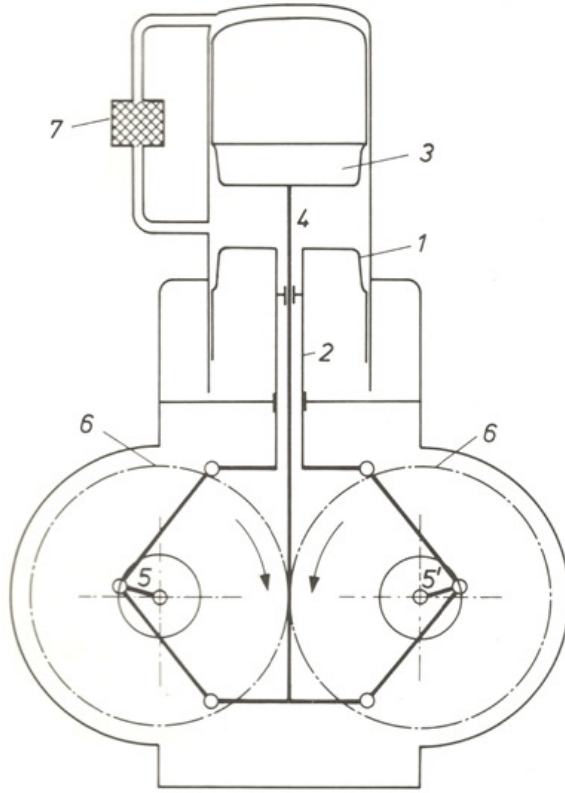
Şekil 2.7. Wobble plate mekanizmalı bir Stirling motoru (Clucas, 1997)

2.3.4. Rhombic hareket iletim mekanizması

Rhombic hareket iletim mekanizması 1953 yılında Philips firması tarafından ilk defa Stirling motorlarına uygulanmıştır (Meijer, 1960). Bu tip mekanizmalar çok silindirli motorlarda; motor boyutlarını küçültmek, mekanik bağlantı sayılarını azaltmak, sürtünme ve mekanik kayıplardan ortaya çıkan verim düşüşünü minimize etmek amaçlarıyla tercih edilmektedir. Rhombic hareket iletim mekanizması; Şekil 2.88’de şematik resimde görüldüğü gibi iki senkronize dişli tarafından birleştirilen ve karşıt yönlerde dönen rot mekanizması ile dengeli dönen krank milinden oluşmaktadır. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonu; bağlantı parçaları, biyel kolları ve zaman ayar dişlileri birbirleriyle uyum içerisinde çalışacak şekilde bağlanmıştır. Güç piston rodu üst bağlantı parçasına, yer değiştirme piston rodu ise alt bağlantı parçası ile birleştirilmiştir. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu basit harmonik hareketle çalışmaktadır.

Rhombic hareket iletim mekanizmasının en önemli avantajı, yer değiştirme pistonu rodu ile güç pistonu arasında meydana gelen yanıl sürtünme kuvvetlerinin oldukça az olmasıdır. Yanıl sürtünme kuvvetlerinin az olması parçalar üzerinde oluşabilecek aşınmaları azaltmasının yanında güç ve tork artışı sağlamaktadır (Meijer, 1960).

Rhombic hareket iletim mekanizmasında yanıl kuvvetler karşılıklı olarak dengelenmektedir. Sürtünmenin yoğun olduğu silindir ile pistonlar arasında ve güç piston rodu ile yer değiştirme piston rodu arasında yanıl kuvvetler azaltılarak mekanik kayıplar minimize edilmiştir. Bu mekanizma ile motor parçalarındaki aşınma miktarı azaltılmaktadır. Rhombic hareket iletim mekanizmasının gerçek hacim değişimleri mekanizmanın çeşitli geometrik fonksiyonlarına bağlıdır. Krank açısının (θ) değişimine göre sıkıştırma ve genişleme hacimlerinin belirlenmesine ait eşitlikler Şekil 2.9’da verilmiştir (Urieli ve Berchowitz, 1984). Rhombic hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunun boyutlandırılması bu eşitlikler kullanılarak yapılabilir.



- 1-) Güç pistonu
- 2-) Güç piston rod
- 3-) Yer değıştirme pistonu
- 4-) Yer değıştirme piston rod
- 5-) Krank yarıçapı
- 6-) Dişliler
- 7-) Rejenerator

Şekil 2.8. Rhombic hareket iletim mekanizmasının şematik görünümü (Meijer, 1960)

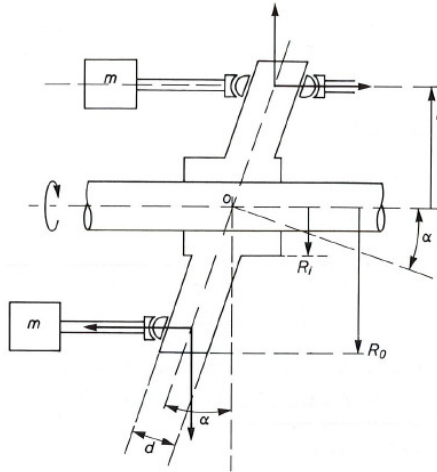
2.3.5. Swash plate hareket iletim mekanizması

Swash plate mekanizması; bir ana şaft üzerine piston ve piston kollarıyla yataklanarak monte edilmiştir. Bu mekanizma tamamen düz olmayıp Şekil 2.10'da verildiği gibi biraz koniktir. Aynı güce ve silindir sayısına sahip farklı hareket iletim mekanizmalı tek ve çift etkili Stirling motorlarında karşılaştırma yapıldığında Swash plate mekanizmasına sahip motorların diğerlerinden daha küçük boyutta olduğu bilinmektedir. Özellikle dört silindirli sıra tipi ve boksör tipi rhombic hareket iletim mekanizmalı motorlar ile kıyaslandığında motor boyutunun yaklaşık %50 azaltıldığı görülmektedir (Hargreaves, 1991; Maki ve DeHart, 1971).

Swash plate mekanizması sabit bir açıyla (α) dinamik olarak dengelenebilmektedir. Silindir sayısı artıkça balans problemi azalmaktadır. Bu iletim mekanizmalı motorlarda yağlama problemi ve ortaya çıkan gürültü seviyesi daha az olmaktadır. Motorun çalışması süresince Swash plate açısı güç kontrolünde önem arz etmektedir. Bu hareket iletim mekanizmalı yüksek devirli motorlarda sızdırmazlık problemi dikkate alınmalıdır. Diğer hareket iletim mekanizmaları ile karşılaştırıldığında kompakt bir yapıya sahip olması nedeni ile üretimi zor ve ekonomik değildir (Postma ve ark., 1973).

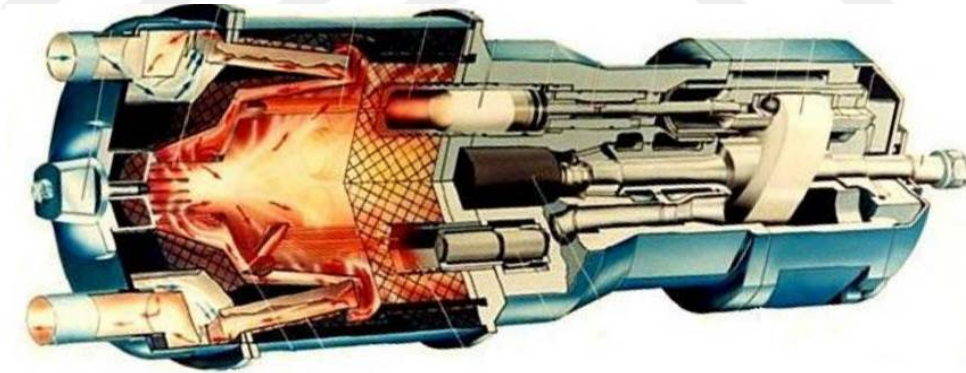
Swash plate mekanizmasının uniform kalınlığı döndürme milinin üzerindeki sabit bir açıyla (α) ve eşitlik (2.1) de verilen parametrelerle hesaplanabilir. Swash plate mekanizması silindir sayısı ($N \geq 3$) en az 3 olan Stirling motorlarında kullanılması daha uygundur (Hargreaves, 1991).

$$d = \frac{2Nmr^2 \cos \alpha}{\pi \rho (R_o^4 - R_i^4)} \quad (2.1)$$



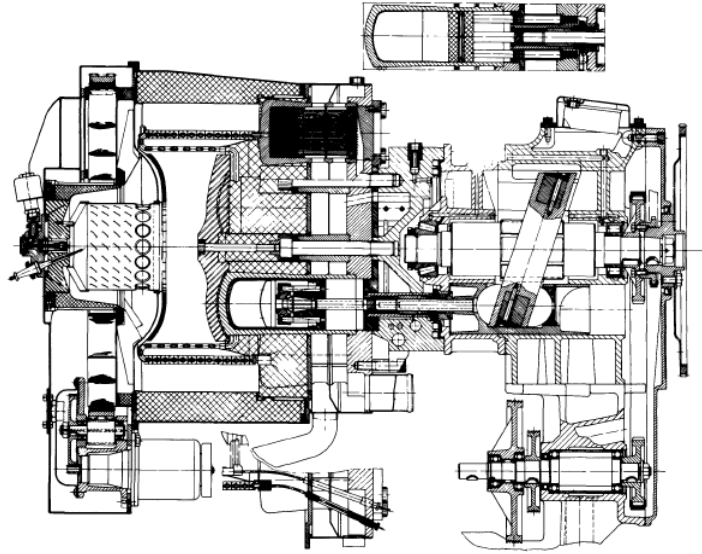
Şekil 2.10. Swash plate mekanizmasının şematik görünümü (Hargreaves, 1991)

1965 yılında General motors ile Philips firması tarafından Swash plate hareket iletim mekanizmalı Type 4-65 DA olarak adlandırılan çift etkili Stirling motorunun tasarım çalışmaları başlatılmıştır. Bu motorun imalatı 1969 yılında tamamlanmıştır. 1970 yılında Şekil 2.11’de verilen Type 4-65 DA Stirling motorunun ilk testleri yapılmıştır (Lundholm, 2003).



Şekil 2.11. Swash plate mekanizmalı Type 4-65 DA Stirling motoru (Lundholm, 2003)

1972 yılında Ford Motor ile Philips firması arasında yapılan antlaşma ile otomobillerde kullanılmak üzere Swash plate hareket iletim mekanizmalı Stirling motorlarının geliştirilmesi çalışmaları başlatıldı. Ford Torino model bir araçta Şekil 2.12’de verilen çift etkili Swash plate hareket iletim mekanizmalı Type 4-215 DA Stirling motoru kullanılmıştır (Van Giessel ve Reinink, 1977; Fenton ve Kosacheff, 1981).

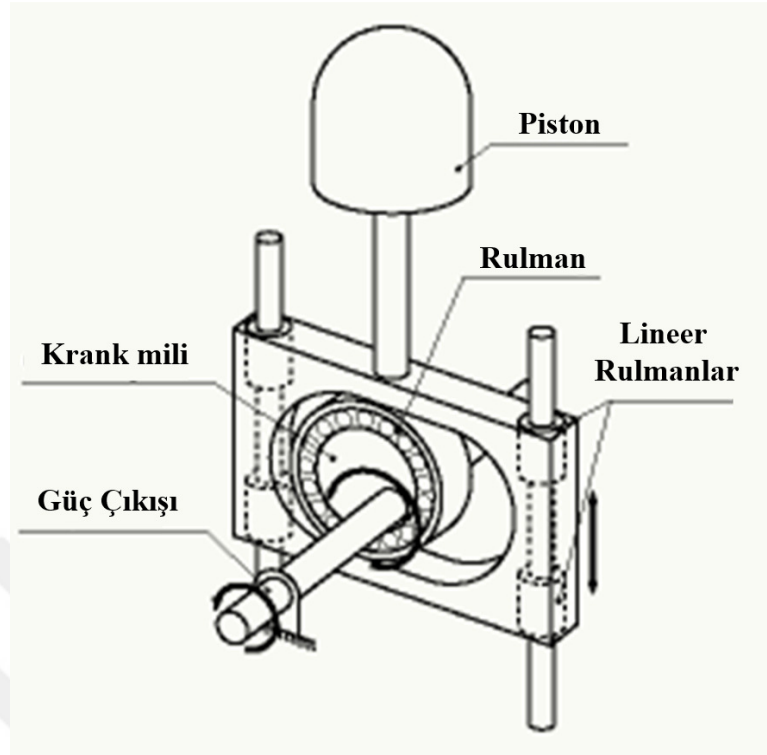


Şekil 2.12. Swash plate mekanizmalı Ford Torino motoru (Van Giessel ve Reinink, 1977)

2.3.6. Scotch yoke hareket iletim mekanizması

Scotch yoke hareket iletim mekanizması Charles Algernon Parsons tarafından tasarlanmıştır. Sonraki yıllarda geliştirilen Scotch yoke mekanizmaları Parsons tarafından tasarlanan mekanizmanın basit harmonik hareketlerini kullanarak mükemmel balanslama sağlanmıştır. Scotch yoke hareket iletim mekanizması minimum parça kullanarak pistonların lineer hareketini dairesel harekete dönüştürmek için kullanılan basit bir mekanizmadır (Erol ve ark., 2017).

Scotch yoke hareket iletim mekanizmaları; petrol ve gaz boru hatlarındaki vana mekanizmaların açılıp kapatılmasında kullanılmaktadır. Ayrıca SyTech motoru ve Bourke motoru gibi içten yanmalı motorlar ve buhar makineleri gibi geniş bir uygulama alanına sahip birçok makine sisteminde de tercih edilmektedir (Scott, 1990; Arakelian ve ark., 2015). Bu mekanizmada Şekil 2.13'te verildiği gibi kompakt rulmanlar kullanılmaktadır. Bu mekanizmanın en önemli avantajı, yer değiştirme pistonu rodu ile güç pistonu arasında meydana gelen yanıl sürtünme kuvvetlerinin bell krank ve krank biyel mekanizmalarına göre yok denecek kadar az olmasıdır. Bu sayede yanıl sürtünme kuvvetlerinin azaltılması ile parçalar üzerinde oluşabilecek aşınılarda azaltılmaktadır.

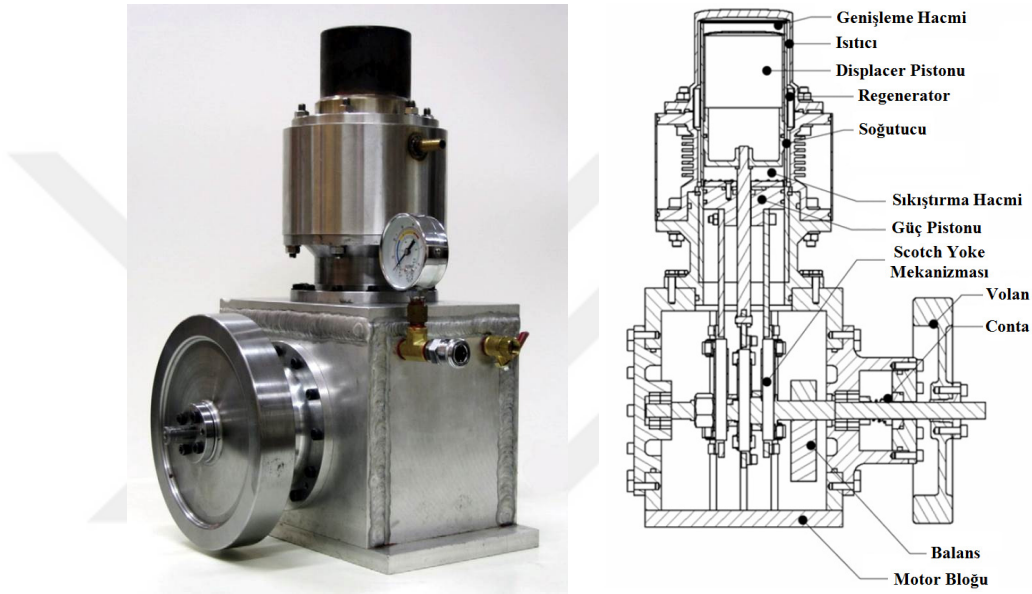


Şekil 2.13. Scotch yoke hareket iletim mekanizması (Hirata ve ark., 1996)

Literatürde Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motorları ile ilgili değişik çalışmalar bulunmaktadır. 1995 yılında Toda ve arkadaşları tarafından, Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı 100 °C ısıtıcı sıcaklığında 300 W çıkış gücü üretebilen düşük sıcaklık farkıyla çalışabilen (LTD) bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Bu motorda 800 mm çapında poliüretan köpük malzemeden yapılan yer değiştirme pistonu kullanılmıştır (Toda ve ark., 2015).

1996 yılında, Koichi Hirata tarafından Ecoboy-SCM81 olarak adlandırılan Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motoru tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Koichi Hirata; Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motorlarında herhangi bir yağlama sistemi olmadan küçük boyutlu motorların imalatını gerçekleştirmede büyük avantaj sağladığını belirtmiştir. İmalatı yapılan Stirling motorunda helyum iş akışkanı olarak kullanılmıştır. Deneylerde 700 °C ısıtıcı sıcaklığında 0,8 MPa şarj basıncında ve motor devri 1300 d/d da 74 W güç elde etmişlerdir. Bu Stirling motoruna bağlanan jeneratörden 52 W elektrik gücü sağlanmıştır (Hirata ve ark., 1996; Hirata ve ark., 1997).

Sripakagorn ve Srikam tarafından 2011 yılında kısmen düşük sıcaklıklarda çalışabilen Şekil 2.14'te verildiği gibi Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motoru imal etmişlerdir. Çalışmada iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. İmalatı yapılan motorun silindir çapı 74 mm, güç pistonu kursu 37 mm dir. Maksimum motor gücü 360 d/d da, ısıtıcı sıcaklığı 500 °C ve 7 bar şarj basıncında 95.4 W olarak ölçülmüştür (Sripakagorn ve Srikam, 2011).

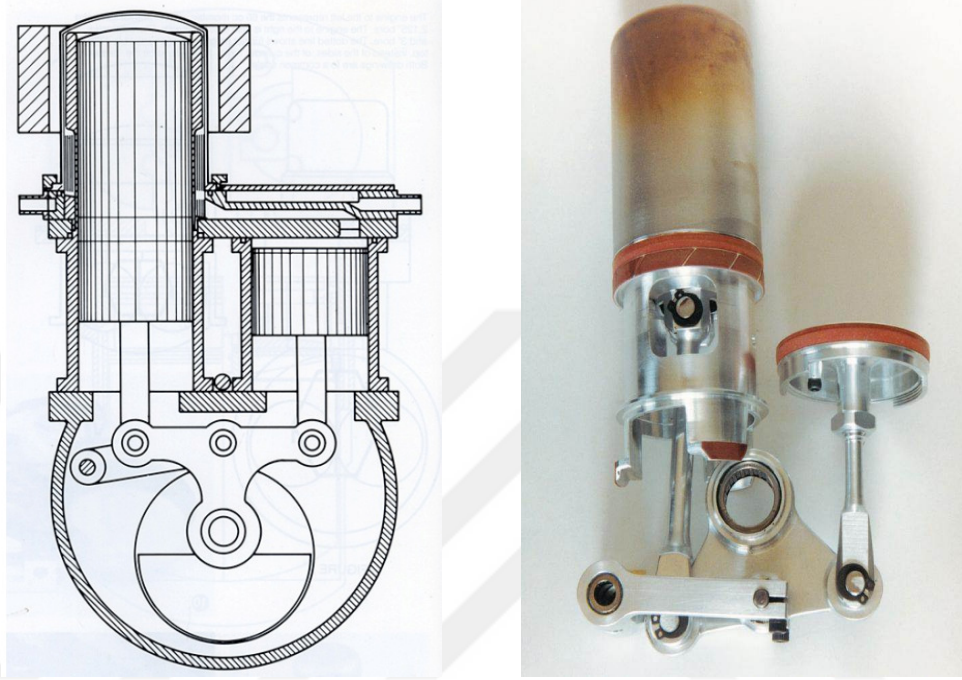


Şekil 2.14. Scotch yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motoru (Sripakagorn ve Srikam, 2011)

2.3.7. Ross yoke hareket iletim mekanizması

Ross yoke hareket iletim mekanizması Gama tipi Stirling motorları için Andy Ross tarafından geliştirilmiştir. 1979 yılında orijinal patent numarası US4138897 ile kayıtlara geçmiştir. Bu mekanizma mekanik verimliliği düşürmeksizin tek etkili birbirine paralel iki silindirli Stirling motorunun ağırlığını ve boyutunu azaltmak için kullanılmaktadır. Silindirlerin birbirlerine paralel olması nedeni ile ısı değiştiricilere bağlantı kolay yapılmaktadır. Şekil 2.15'te görüldüğü gibi bu mekanizmada iki piston krank miline üçgensel bir mekanizma ile bağlanmıştır. En önemli özelliği pistonlara çok az yanıl kuvvetlerin etki etmesidir. Böylece piston ve silindir arasında sürtünme miktarı azaltılarak parçaların daha uzun ömürlü çalışması sağlanmaktadır (Ross, 1979; 1993).

Ross yoke hareket iletim mekanizmalı Stirling motorlarında yağlama problemine daha az rastlanmaktadır. Stirling motorlarında parçaların deformasyonuna ve gürültüye sebep olabilecek titreşim minimum seviyelerdedir.



Şekil 2.15. Ross yoke hareket iletim mekanizması (Ross, 1979; 1993)

2.4. Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

2.4.1. Stirling motorlarının avantajları

Stirling motorları diğer ısı motorlarına göre birçok avantajı olan dıştan ısı vermeli bir motordur. Stirling motorlarının avantajları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Termik verimleri içten yanmalı motorlara oranla daha yüksektir. Rejeneratörlü Stirling motoru aynı sıcaklık sınırları içerisinde Carnot çevriminin ısı verimine eşdeğer bir verime sahiptir.
- Stirling motorları gürültüsüz ve titreşimsiz çalışır. Sisteme ısı sürülmesi sürekli olduğu için gürültü yok denilecek kadar azdır. Basınç değişimlerinin sinüzoidal olması, emme ve egzoz supapları gibi mekanik parçaların olmayışı, gürültüyü azaltıcı, bakımı ve montajı kolaylaştırıcı etkenlerdir.

- Motor çalışmaya başlamadan önce içeri ısı sürüldüğü için ilk harekete geçirilmeleri kolaydır.
- Her türlü ısı enerjisi ve yakıtla çalışabilirler. Ayrıca güneş enerjisi, gaz yakıtlar, sıvı yakıtlar, fosil yakıtlar, biyodizel yakıtlar, nükleer enerji, ısı kaynakları vb. enerji kaynakları ile de çalışabilirler.
- Parça aşınımları azdır. İçten yanmalı motorlarda olduğu gibi yanmadan kaynaklanan ani basınç yükselmeleri olmadığından hareketli motor parçaları zarar görmemektedir. Bu sebeple Stirling motorları daha uzun ömürlüdür.
- Az bakım gerektirir, çünkü ateşleme, enjeksiyon ve supap sistemi gibi yardımcı parçalara ihtiyaç duymamaktadır.
- Yağlama yağının soğutma özelliği olmadığı için içten yanmalı motorlardaki gibi ısı kaybı olmaz. Ayrıca yağ sarfiyatı daha az ve yağ değişim aralığı daha uzundur.
- Dıştan yanma sebebiyle NO_x , CO, yanmamış HC ve partikül emisyonları daha az ve kontrollüdür.
- Stirling motorları çok değişik mekanik düzenlemelerle, çok küçük ve çok büyük boyutlarda ve değişik güçlerde üretilebilir (Çınar, 2001; Özgören, 2004; Erol, 2009).

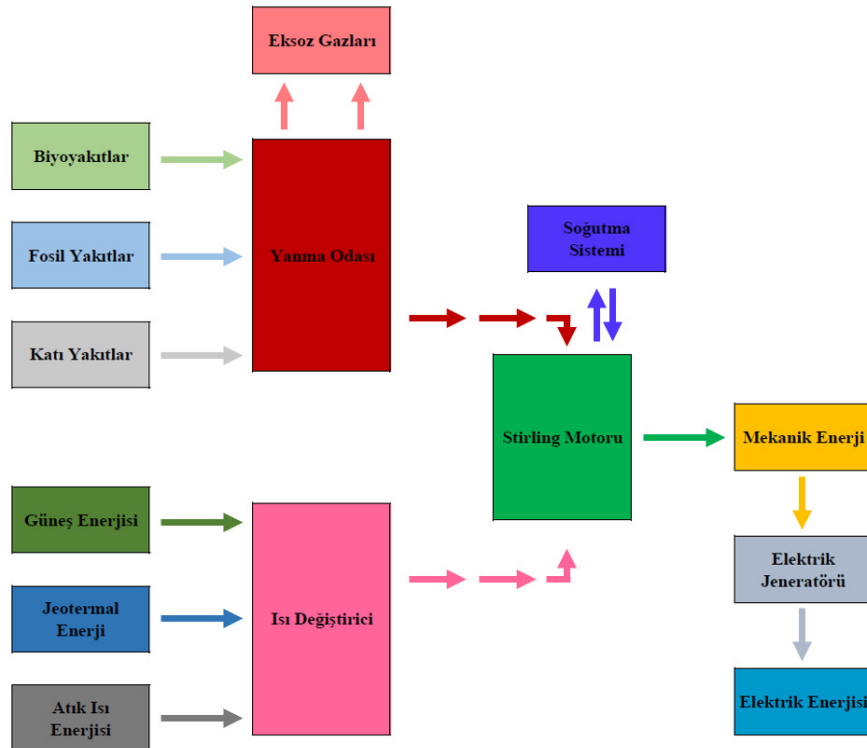
2.4.2. Stirling motorlarının dezavantajları

- Aynı güce sahip içten yanmalı motora göre daha büyük kütle ve boyutlara sahiptir.
- Çalışma ve krank boşlukları açısından sızdırmazlık problemleri vardır.
- Isıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler nedeniyle yavaşlama ve hızlanma ivmesi düşüktür.
- Birçok kısmında tasarım güçlüğü vardır ve deneysel bilgi gerektirmektedir. Bu sebeple maliyetleri yüksektir.
- Araştırma ve geliştirme çalışmaları hali hazırda devam ettiği için seri imalat yapılamamaktadır (Çınar, 2001; Özgören, 2004; Erol, 2009).

2.5. Stirling Motorlarında Kullanılan Enerji Kaynakları ve Uygulama Alanları

Dıştan yanmalı motorlarda ısı enerji kaynağı olarak çok çeşitli yakıtlar kullanılmaktadır. İlk Stirling motoru Robert Stirling tarafından geliştirildikten sonra ‘Güneş enerjisi’, ‘Jeotermal enerji’, ‘Doğalgaz’, ‘Bio yakıt’, ‘Atık ısı enerjisi’, ‘Odun’, ‘Kömür’ ve ‘Fosil yakıtlar’ gibi farklı ısı enerji kaynakları ile çalışabilen birçok çeşit Stirling motorunun tasarım ve imalatı yapılmıştır. Fosil esaslı yakıtlar ile çalışan Stirling motorlarında atmosfer basıncında yanmanın sürekli olması nedeni ile, aynı yakıtları kullanan dizel ve benzinli motorlardan daha düşük emisyon salınımı gerçekleşmektedir.

Stirling motorları taşıtlarda mekanik enerjinin sağlanması yanında elektrik üretiminde, güneş enerjisi uygulamaları, su pompaları, soğutma makineleri, tarımsal sulamada, deniz araçlarında, nükleer güç istasyonlarında, suni kalp olarak, askeri sistemlerde, hidrolik pompalarda, iklimlendirme sistemlerinde ve uzay araçlarında kullanılmaktadır. Farklı yakıtlar kullanarak Stirling motorlarından elektrik üretimi Şekil 2.16’da görüldüğü gibi yapılabilmektedir (Erol ve Doğan, 2016).



Şekil 2.16. Stirling motorlarında farklı yakıtlardan enerji üretimi (Erol ve Doğan, 2016).

2.6. Stirling Motorlarında Kullanılan İş Akışkanları

Stirling motorlarında iş akışkanı belirlenirken tercih edilecek akışkanın viskozite, ısı iletimi, özgül ısı ve yoğunluk gibi termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Stirling motorlarında iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum, hidrojen ve nitrojen (azot) gazları kullanılmaktadır. Bu iş akışkanlarının termodinamik özelliklerinin sıcaklığa göre değişimi Çizelge 2.1’de verilmektedir (Erol ve ark., 2017). Robert Stirling yaptığı bazı motorlarında iş akışkanı olarak hava yerine karbondioksit ve nitrojen gazlarını da kullandığı bilinmektedir. 1965 yılında Dr. Roelf Jan Meijer tarafından Philips 10-36 tipi motorda yapılan testlerde havaya göre yüksek yoğunluğu ve düşük ısı iletkenliği nedeniyle karbondioksit iş akışkanının iyi bir performans göstermediği belirtilmiştir. Nitrojen ile yapılan testlerde ise yüksek akışkan sürtünme kayıplarından dolayı diğer iş akışkanlarına göre daha az güç elde edildiği açıklanmıştır (Heffner, 1965).

Hava atmosfer şartlarında direkt olarak temin edilebildiğinden dolayı motor tasarımında iş akışkanı olarak mükemmel gaz kabulü ile kullanılmaktadır. Çizelge 2.1. incelendiğinde helyum ile hidrojenin ısı iletkenliği ve özgül ısıları havadan daha yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca hidrojenin yoğunluğunun düşük olması nedeniyle rejeneratör içerisinde daha hızlı hareket ederek ısı verimi artırmaktadır (Erol ve ark., 2017).

Hidrojen havadan hafif ve iyi yanma özelliklerine sahip bir gazdır. Bu gazın patlama limiti %4,1-74,2 gibi geniş bir skalada yer almaktadır. Bu nedenle Stirling motorlarında hidrojen gazı iş akışkanı olarak performansın iyi olmasına rağmen güvenlik açısından risk taşımaktadır. Güvenlik sorunlarını ortadan kaldırmak amacıyla Hidrojen yerine havadan daha iyi özelliklere sahip helyum gazı tercih edilmektedir (Erol ve ark., 2017).

Sonuç olarak Stirling motorlarından daha yüksek verim elde etmek için; yüksek ısı iletim kapasitesi, yüksek özgül ısı, düşük yoğunluk ve düşük viskozite özelliklerine sahip gazlar iş akışkanı olarak tercih edilmelidir (Erol ve ark., 2017).

Çizelge 2.1. İş akışkanlarının Termodinamik özellikleri (Walker, 1980)

İş Akışkanları	Özellikler	Sıcaklık (K)		
		250	500	1000
Hava (P=1 atm) M: 28,975	C_p (kJ/kgK)	1,003	1,029	1,141
	C_v (kJ/kgK)	0,716	0,742	0,855
	ρ (kg/m ³)	1,412	0,706	0,353
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	15,99	26,70	41,53
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	22,27	40,41	67,54
Argon (P=1 atm) M: 39,95	C_p (kJ/kgK)	0,5201	0,5357	0,5892
	C_v (kJ/kgK)	0,3119	0,3213	0,3534
	ρ (kg/m ³)	1,69	0,811	0,381
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	19,39	34,2	55,6
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	15,15	26,8	49,3
Karbondiyoksit (P=1 atm) M: 44,01	C_p (kJ/kgK)	0,791	1,014	1,234
	C_v (kJ/kgK)	0,605	0,786	0,957
	ρ (kg/m ³)	2,145	1,073	0,536
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	12,60	23,67	39,51
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	12,90	32,74	67,52
Helyum (P=1 atm) M: 4	C_p (kJ/kgK)	5,19	5,25	5,33
	C_v (kJ/kgK)	3,1156	3,149	3,197
	ρ (kg/m ³)	0,195	0,097	0,048
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	18,40	29,30	46,70
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	134	202,6	405,2
Hidrojen (P=1 atm) M: 1	C_p (kJ/kgK)	14,05	14,51	14,98
	C_v (kJ/kgK)	9,927	10,389	10,859
	ρ (kg/m ³)	0,098	0,0491	0,0246
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	7,92	12,64	20,13
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	156,1	271,8	452,2
Nitrojen (P=1 atm) M: 28,01	C_p (kJ/kgK)	1,039	1,056	1,167
	C_v (kJ/kgK)	0,742	0,759	0,870
	ρ (kg/m ³)	1,251	0,650	0,318
	$\mu \times 10^6$ (kg/ms)	15,4	26,1	41,8
	$k \times 10^6$ (kW/mK)	22,35	38,3	62,6

3. TERMODİNAMİK ÇEVİRİMLER VE ANALİZLER

3.1. Termodinamik Çevrimler

Motorlarda meydana gelen tüm gerçek olayların karmaşık olması araştırmacıları teorik çevrimlere yönlendirmektedir. Gerçek çevrimin anlaşılabilmesi için teorik çevrimler yol göstericidir. Teorik çevrimlerde elde edilen verim, tasarımın başarı kriteri olarak değerlendirilmektedir.

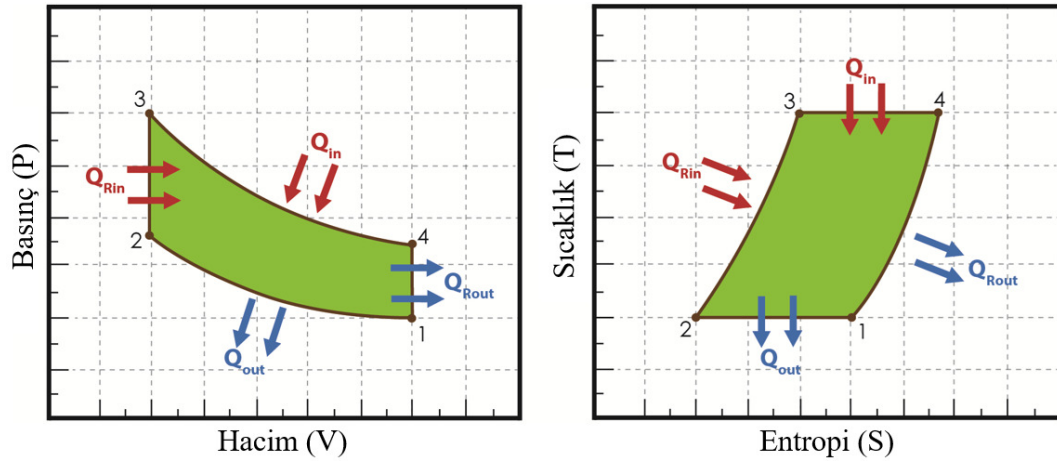
3.1.1. Stirling çevrimi

Stirling motorları kapalı çevrime göre çalışmaktadır. İş akışkanına gerekli olan ısı, silindir dışındaki özel bir ısı kaynağından kesintisiz olarak sağlanmaktadır. Bu nedenle Stirling motorları dıştan yanmalı motorlar sınıfına girmektedir. İş akışkanındaki ısının dış ortama atılması özel bir soğutma sistemi tarafından gerçekleştirilmektedir (Çınar, 2001).

3.1.1.1. Stirling çevriminin teorik analizi

İdeal Stirling çevrimine ait P-V ve T-S diyagramları Şekil 3.1’de görülmektedir. Bu diyagramlardan P-V diyagramı altındaki alan net işi, T-S diyagramı altındaki alan ısı transferini göstermektedir. Rejeneratörlü Stirling çevriminin her hal değişiminde ısı transferi olmaktadır. P-V ve T-S diyagramlarından görüldüğü gibi;

- 1-2 sabit sıcaklıkta sıkıştırma ve sistemden dış kaynağa ısı atılması,
- 2-3 sabit hacimde rejeneratörden sisteme ısı geçişi,
- 3-4 sabit sıcaklıkta genişleme ve dış kaynaktan sisteme ısı verilmesi
- 4-1 sabit hacimde sistemden rejeneratöre ısı geçişi ile çevrim tamamlanmaktadır.



Şekil 3.1. Rejeneratörlü Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramı (Erol ve ark., 2017)

Stirling motorları Şekil 3.2’de verildiği gibi bir hal değişiminden geçmektedir. Şekil 3.2(a) incelendiğinde;

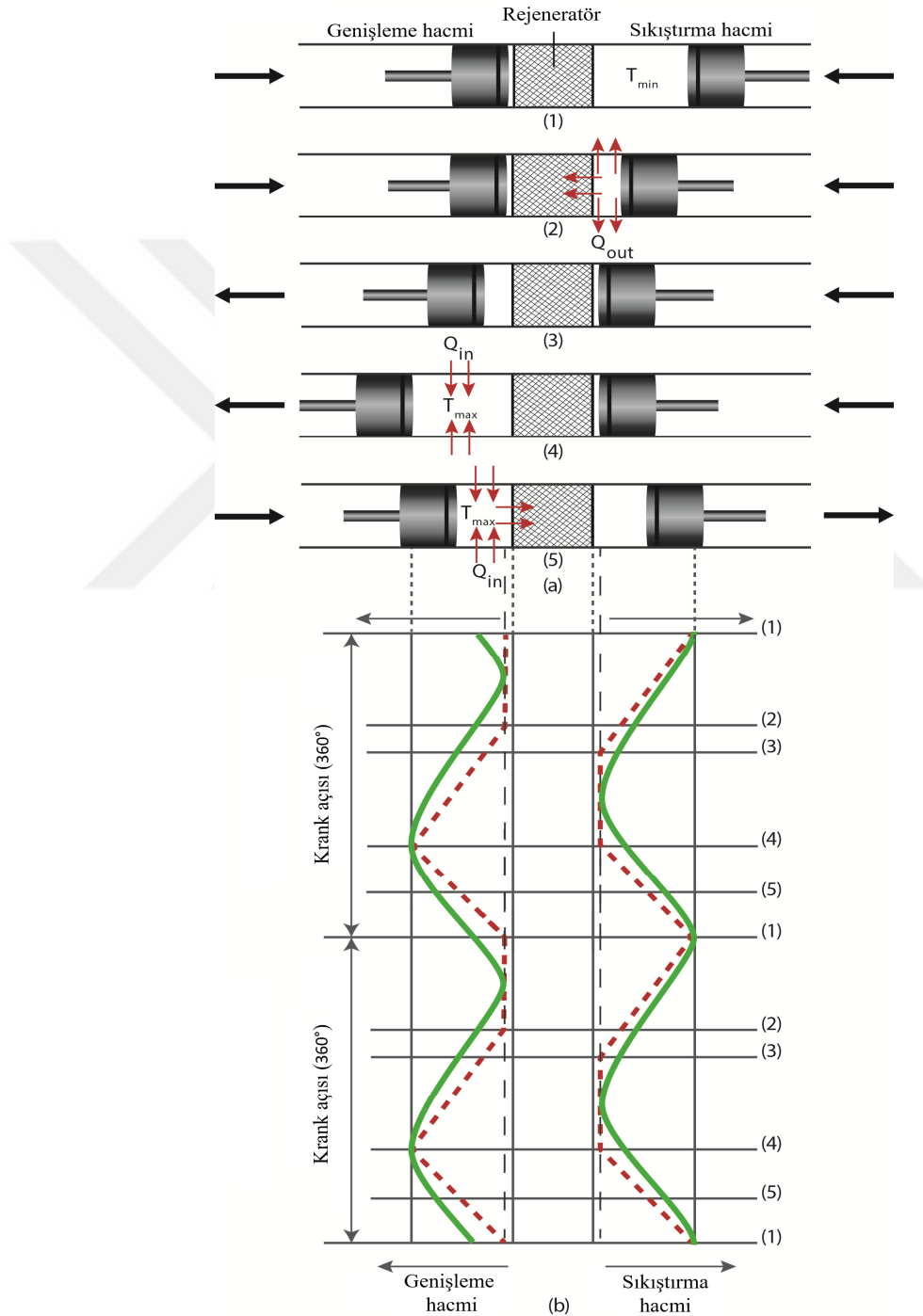
1- Güç pistonu alt ölü noktada iken iş akışkanın büyük bir bölümü sıkıştırma bölgesindedir. Yer değiştirme pistonu ise üst ölü noktada bulunmaktadır. İş akışkanı bu hal değişimi sırasında düşük sıcaklıktadır.

2- Yer değiştirme pistonu üst ölü noktada sabit olduğunda güç pistonu alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederek sıkıştırma işlemi yapmaktadır. Sıkıştırma işlemi sırasında basınç artarken sıcaklığın sabit kalması için iş akışkanından dış ortama soğutma sistemi aracılığıyla ısı transferi olmaktadır.

3- Güç pistonu üst ölü noktaya yaklaşırken yer değiştirme pistonu üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru genişleme işlemi yapmak için hareket eder. Sıkıştırma bölgesinde bulunan iş akışkanı rejeneratör üzerinden yer değiştirme pistonun önüne geçer. Bu esnada iş akışkanı önceki hal değişimi sırasında rejeneratöre bıraktığı ısıyı geri alır.

4- Genişleme işlemi sırasında güç pistonu üst ölü noktada sabitken yer değiştirme pistonu alt ölü noktaya doğru hareket etmektedir. Bu hal değişimi sırasında basınç düşerken sıcaklığın sabit kalabilmesi için dış kaynaktan sisteme ısı verilmektedir.

5- Yer değiştirme pistonu alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru giderken toplam hacim sabit kalacak şekilde güç pistonu da üst ölü noktadan alt ölü noktaya hareket eder. Bu sırada iş akışkanı rejeneratörün sıcak kısımdan soğuk kısma geçmektedir. İş akışkanının sıcaklığının sabit kalabilmesi için dış kaynaktan ısı alınmaktadır.



Şekil 3.2. Stirling motorunun krank açısına göre genişleme ve sıkıştırma hacimlerinin değişimi (Erol ve ark., 2017)

Stirling motorlarının gerçek ve ideal hacim değişimleri Şekil 3.2(b)'de verilmektedir. Şekil 3.2(b) incelendiğinde motorun gerçek çevriminde harmonik piston hareketi, ideal çevriminde ise pistonun doğrusal hareket yaptığı görülmektedir. Motorların gerçek çevriminde sabit hacim ve sabit sıcaklık şartları sağlanamamaktadır. Bu nedenle iki çevrim arasında farklılıklar bulunmaktadır (Erol ve ark., 2017).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

olarak yazılabilir. Bu eşitliklerden sisteme verilen toplam ısı;

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

Sistemden atılan toplam ısı;

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

olur. İşe çevrilen ısı miktarı ise;

$$w_{NET} = q_{NET} = q_{in} - q_{out} \quad (3.8)$$

olduğundan

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

olur. Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{w_{NET}}{q_{in}} = \frac{(T_h - T_c) R \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)}{C_V (T_h - T_c) + RT_h \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)} \quad (3.10)$$

olmaktadır (Çınar, 2001; Fakı, 2001; Özgören, 2004; Aksoy, 2011).

3.1.1.2. Rejeneratörlü Stirling çevriminin teorik analizi

Rejeneratör, çalışma maddesinin sıcak bölgeden soğuk bölgeye hareketi esnasında soğutucuya transfer edilen ısıyı depolar ve soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçişi esnasında depoladığı ısıyı çalışma maddesine geri verir. Rejeneratör bu özelliğiyle hem soğutucu ölü hacminin azalmasını sağlar, hem de soğutucu yoluyla atılan ısıyı sisteme geri kazandırdığı için ısı tasarrufu sağlar ve sistemin verimini yükseltir.

Basit Stirling çevrimine bir rejeneratör eklenmesi durumunda; 4-1 sabit hacim işlemi boyunca dışarıya atılan ısıнын tamamı, rejeneratör denilen ısıl enerji deposuna verilir,

daha sonra 2-3 sabit hacim işlemleri boyunca bu enerji aynen sisteme iade edilir. Rejeneratörlü Stirling çevriminin T-S diyagramı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, sisteme ısı verme 3-4 sabit sıcaklık işlemi, sistemden ısı atılması da sadece 1-2 sabit sıcaklık işlemi boyunca olmaktadır.

Bu durumda sisteme verilen ısı;

$$q_{in} = RT_h \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = RT_h \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \quad (3.11)$$

Sistemden atılan ısı

$$q_{out} = RT_c \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right) \quad (3.12)$$

İşe dönüşen net ısı;

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

olur.

Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

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

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

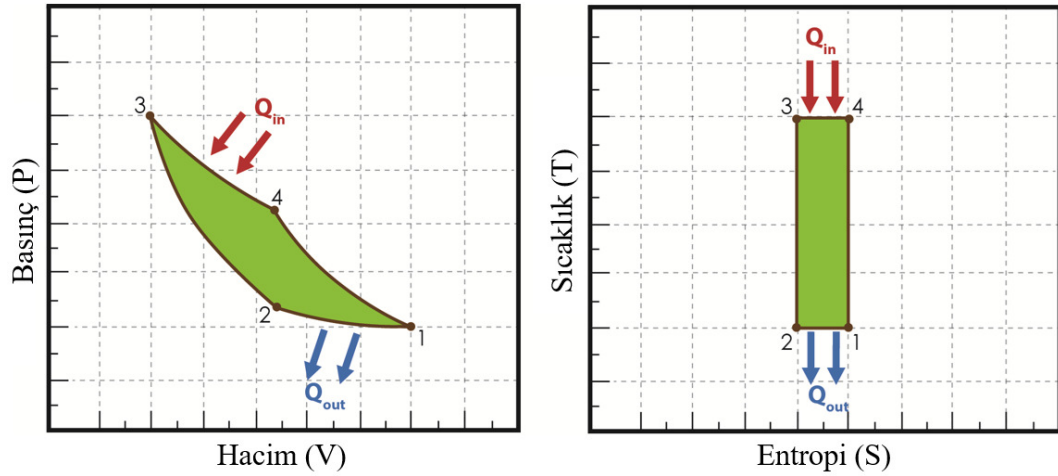
olmaktadır (Çınar, 2001; Fakı, 2001; Özgören, 2004; Aksoy, 2011).

3.1.2. Carnot çevrimi

1824 yılında Fransız bilim adamı Nicolas Leonard Sadi Carnot ısıyı mekanik enerjiye dönüştürmek için en az iki ısı kaynağı kullanılması gerektiğini ifade etmiştir. Bu ilke aynı zamanda termodinamiğin ikinci yasasının açıklamasıdır. Carnot çevrimi yüksek verim sağlamasına rağmen sabit sıcaklık ve adyabatik işlemlerin pratikte uygulanabilirliğinin olmamasından dolayı hiçbir güç makinesi bu çevrim ile çalışmamaktadır. Bu çevrim güç makinelerinin analizlerinde karşılaştırma unsuru olarak kullanılmaktadır (Erol ve ark., 2017).

$$\eta_{Stirling} = \eta_{Carnot} = \eta_{Ericsson} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{T_H - T_L}{T_H} \quad (3.16)$$

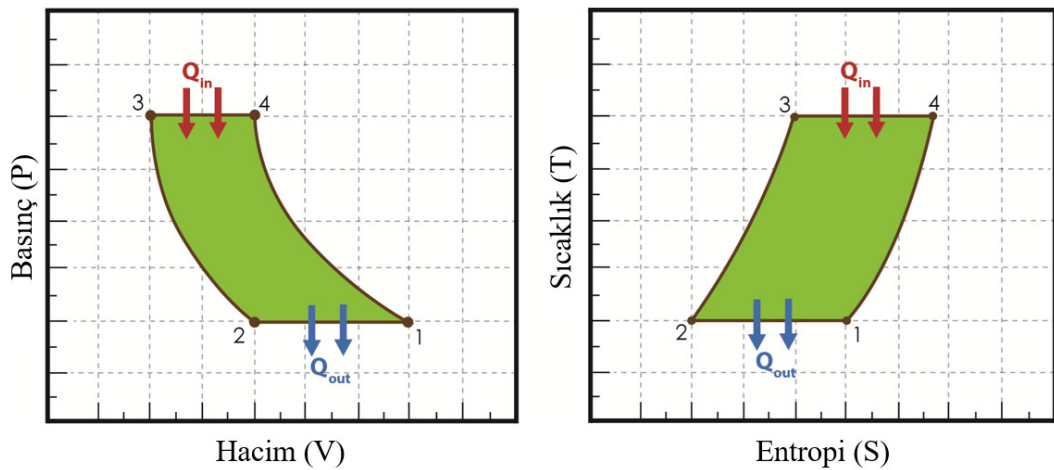
Carnot çevriminin hal değişimlerine ait P-V ve T-S diyagramları Şekil 3.3'te verilmektedir. Bu çevrimde dışarıdan iş verilerek 1-2 arasında izotermal ve 2-3 arasında izantropik olarak sıkıştırılmaktadır. Sıcaklığı ve basıncı artan iş akışkanı 3-4 arasında izotermal ve 4-1 noktaları arasında izantropik olarak genişleyerek iş yapmaktadır. Sıkıştırılan bir gazın basıncı ve sıcaklığı artarken, genişleyen bir gazın ise basınç ve sıcaklığı azalmaktadır. 1-2 noktaları arasında sıkıştırmaya bağlı olarak artma eğiliminde olan sıcaklığın sabit kalabilmesi için sistemin soğutulması, 3-4 noktaları arasında ise genişlemeye bağlı olarak azalma eğilimin de olan sıcaklığın sabit kalmasını sağlamak içinde sisteme ısı verilmesi gerekmektedir (Erol ve ark., 2017). Carnot çevrimi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ısı makinelerinin içerisinde eşitlik (3.16) da verilen ifadeye göre en yüksek verime sahiptir. Isı makinelerinin maksimum teorik verimi iş akışkanının cinsine değil, ısının alındığı sıcak kaynak ile ısının verildiği soğuk kaynakların sıcaklıklarına bağlıdır (Erol ve ark., 2017).



Şekil 3.3. Carnot çevriminin P-V ve T-S diyagramı (Erol ve ark., 2017).

3.1.3. Ericsson çevrimi

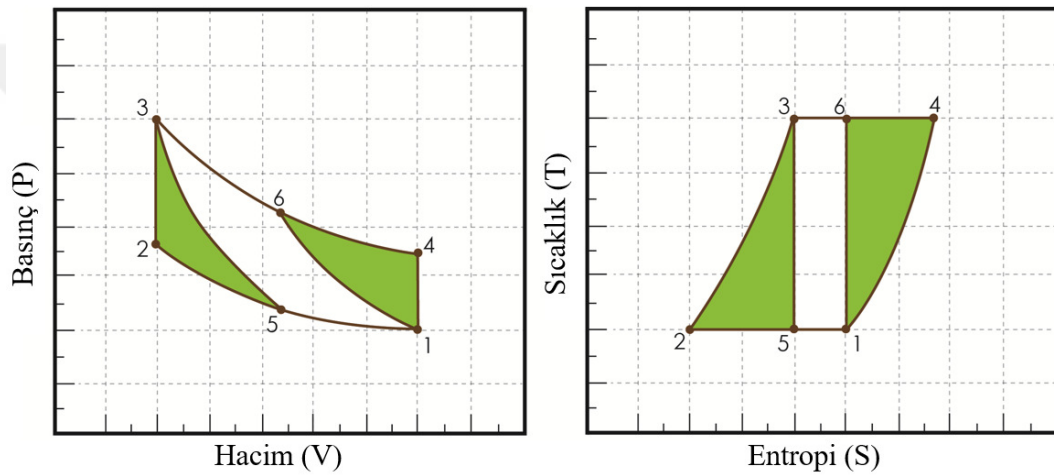
İsveç asıllı bilim adamı Kaptan John Ericsson tarafından 1833 yılında açık çevrimle çalışan yeni bir sıcak hava motoru geliştirilmiştir. Teorik Ericsson çevrimi, Stirling çevrimine çok benzerdir, Stirling çevriminde yer alan sabit hacimdeki hal değişimi işlemlerinin yerini Şekil 3.4'te görüldüğü gibi sabit basınçta hal değişimi işlemleri almaktadır. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan rejeneratörlü Ericsson çevrimi, rejeneratörlü Stirling çevriminin ısı verimleri birbirine eşit kabul edilmektedir (Erol ve ark., 2017).



Şekil 3.4. Ericsson çevriminin P-V ve T-S diyagramı (Erol ve ark., 2017)

3.1.4. Stirling çevrimi ile Carnot çevrimin karşılaştırılması

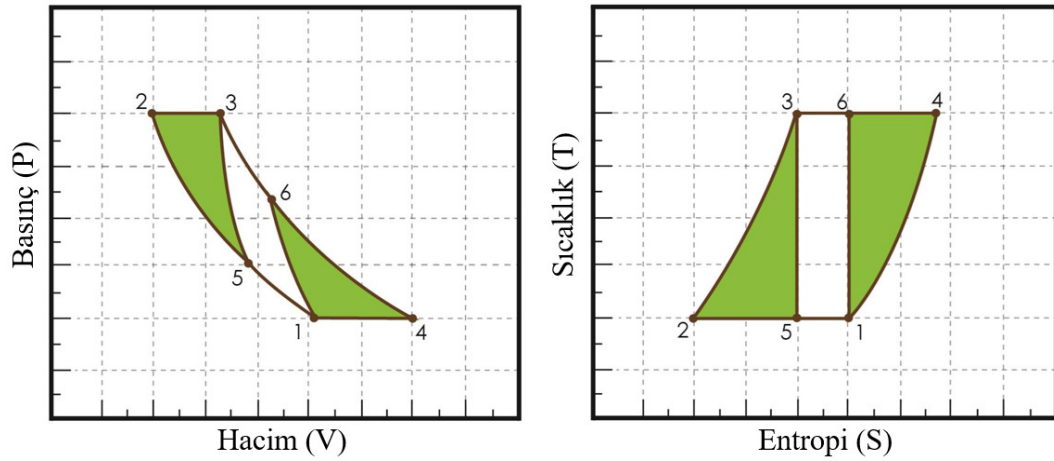
Eşit hacim, aynı sıcaklık ve basınç aralıklarında çalışan Stirling çevrimi ile Carnot çevrimin karşılaştırılmasına ait P-V ve T-S diyagramları Şekil 3.5'te verilmiştir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan rejeneratörlü Stirling çevrimi ile Carnot çevriminin ısı verimleri eşitlik (3.16) da görüldüğü gibi birbirine eşittir. Fakat Şekil 3.5'te görüldüğü gibi Stirling çevriminde işlemler sabit hacimlerde gerçekleştiğinden dolayı net iş miktarı Carnot çevriminden daha büyüktür (Erol ve ark., 2017).



Şekil 3.5. Stirling ve Carnot çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramı (Erol ve ark., 2017)

3.1.5. Ericsson çevrimi ile Carnot çevrimin karşılaştırılması

Ericsson çevrimi ile Carnot çevriminin eşit hacim, aynı sıcaklık ve basınç aralıklarında P-V ve T-S diyagramlarının karşılaştırılması Şekil 3.6'da verilmiştir. Aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan Ericsson çevriminden elde edilen net iş, ısı verimliliğin eşitlik (3.16) da ki gibi aynı olmasına rağmen Carnot çevriminden daha büyüktür (Erol ve ark., 2017).



Şekil 3.6. Ericsson ve Carnot çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramı (Erol ve ark., 2017)

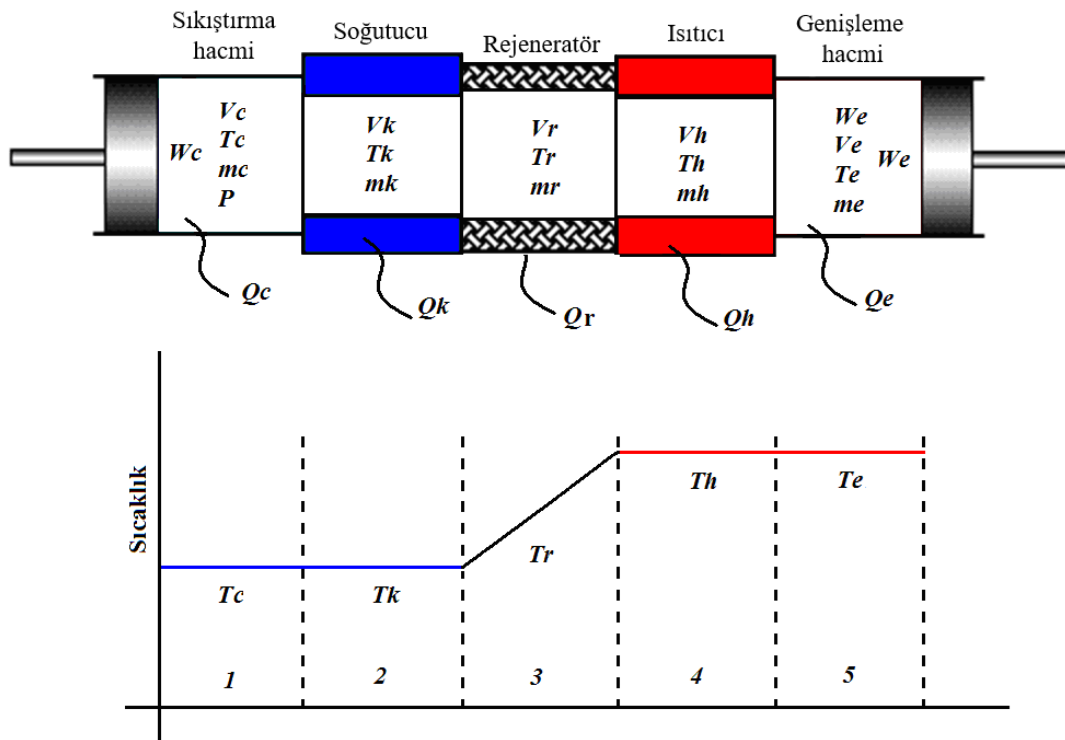
3.2. Termodinamik Analiz Yöntemleri

Pratik Stirling çevrimi iki sabit sıcaklık ve iki sabit hacim işleminden oluşan ideal Stirling çevriminden büyük farklılıklar arz etmektedir. Bu sebeple tasarım aşamasında termodinamik hesaplar yapılırken daha gerçekçi yaklaşımlar kullanılmaktadır. Aşağıda Stirling motorlarında kullanılan termodinamik analiz yöntemleri kısaca açıklanmıştır (Çınar, 2001; Özgören, 2004; Aksoy, 2011).

3.2.1. İzotermal analiz

1871 yılında Gustav Schmidt tarafından geliştirilen izotermal analiz yöntemiyle mevcut sistemin basınç, hacim ve güç gibi performans parametrelerini motor prototiplerin imalatı yapılmadan önce teorik olarak tespit edilebilmektedir. Bu analizde Stirling motorunda meydana gelen bütün ısı kayıpları ihmal edilmektedir. Bu yüzden analizlerde genişleme hacmi, sıkıştırma hacmi ve rejeneratör hacimlerinde bulunan gaz kütlelerinin sıcaklıkları bu kısımların cidar sıcaklıklarına eşit olarak alınmaktadır. Bu yüzden bu analize izotermal analiz denilmektedir. Stirling motorlarından elde edilen net iş ve basınç değişimlerini belirlemekte kullanılan denklemler eşitlikler aşağıda verilmiştir. İş hesaplamalarında basınç ve hacim değişimleri dikkate alınmaktadır. Bu analiz yapılan kabuller nedeniyle sistem performansını tam olarak ifade etmekten çok matematiksel çözüm kolaylığı ile dikkati çekmektedir (Schmidt, 1871; Çınar, 2001).

Bu analiz metodu 1978 yılında Martini tarafından geliştirilerek bilgisayar simülasyonu ile beş hacimli nodal izotermal bir model üzerinde ortaya konmuştur. Şekil 3.7’de izotermal nodal analizde kullanılan nodal hacimler ve hesaplanan termodinamik büyüklükler görülmektedir. Bu analizde nodal hacimlerde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığının nodal hacmin cidar sıcaklığına eşit ve sabit kabul edilmiştir. Rejeneratörde sıcaklığın lineer olarak değiştiği varsayılarak ortalaması alınmak sureti ile rejeneratördeki gazın sıcaklığı belirlenmiştir (Çınar, 2001).



Şekil 3.7. Stirling motorunun beş hacimli model üzerinde izotermal analizi (Çınar, 2001).

Martini tarafından yapılan izotermal analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Sıkıştırma ve genişleme bölgesinde hacim değişimi esnasında çalışma maddesinin sıcaklığı üniformdur.
2. Akışkanın rejeneratörden geçişi üniformdur ve sıcaklık dağılımı zamanla değişmez. Sıkıştırma bölgesinde T_c ve genişleme bölgesinde T_e sıcaklıkları arasında değişim lineer kabul edilir.
3. Akış sürtünmesizdir, geçiş sırasında akışkanın ivmelenmesine yol açan basınç değişimi yoktur.
4. Akışkan kütlesi çevrim boyunca sabittir, kaçaklar yoktur.
5. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri krank açısının fonksiyonu olarak tarif edilir.
6. Çalışma maddesi ideal gaz kabul edilmiştir

İzotermal analizde basınç,

$$P = mR \left(\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \dots + \frac{V_n}{T_n} \right)^{-1} \quad (3.17)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Motorun çalışma hacmindeki çalışma maddesinin iç enerjisi,

$$U = C_v (P_1 V_1 + P_2 V_2 + \dots + P_n V_n) / R \quad (3.18)$$

ile hesaplanır (Çınar, 2001; Özgören, 2004; Aksoy, 2011).

İzotermal analizde krank milinin belli bir pozisyonundan başlanılarak çevrim boyunca çevrimin her bir kademesi için hacim, basınç ve iç enerji hesaplanır. Hesaplanan hacim, basınç ve iç enerji kullanılarak motorun çevrimlik net işi, sıcak kaynaktan aldığı ısı, soğuk kaynağa verdiği ısı ve verimi hesaplanabilir.

Net işi hesaplamak için,

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

eşitliği kullanılabilir.

Sıcak kaynaktan alınan ve soğuk kaynağa verilen ısıyı hesaplamak için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

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

kullanılır.

Bu eşitlik ile çevrimin kademelerindeki iç enerji değişimleri hesaplandığında ΔQ 'nın bazı kademelerde pozitif, bazı kademelerde de negatif değerler aldığı görülür. Pozitif olanlar ısının sıcak kaynaktan çalışma maddesine, negatif olanlar ısının çalışma maddesinden soğuk kaynağa aktığını gösterir. Pozitif işaretli olan ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca sıcak kaynaktan alınan ısı belirlenir. Yine negatif işaretli ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca soğuk kaynağa aktarılan ısı hesaplanır.

Çevrimin verimini hesaplamak için, hesaplanan net iş sıcak kaynaktan alınan ısı ile bölünür.

$$\eta = \frac{W}{Q_h} \quad (3.21)$$

3.2.2. Nodal analiz

Nodal analiz programlarında motorda enerji ve akışkan akışı motor çevrimi ve performansı ile eşzamanlı olarak modellenmiştir. Bu analizde motorun belirli hücre veya elemanları için kütle korunumu, momentum ve enerji denklemleri yeniden düzenlenerek diferansiyel biçimde yazılmıştır. Bu eşitliklerin genel analitik çözümleri çok karmaşık olduğu için, çözümleri basınç, sıcaklık ve akışkan kütlesinin dağılımı için verilen şartlarda eşzamanlı olarak çok küçük zaman aralığında nümerik olarak yapılır (Çınar, 2001; Özgören, 2004).

Bütün nodal analiz programları temel olarak diğer genel yaklaşımlara benzemektedir. Motor tasarımı için mekanik düzenlemesi, silindir duvar kalınlığı ve malzemesi, ısı değiştirici boru çapı ve rejeneratör çapının kesin detayları belirlenmelidir (Çınar, 2001).

Theodor Finkelstein tarafından hazırlanan analizde bütün sistem kendi içinde alt bölümlere ayrılmıştır. Burada, genişleme hacmi bir, ısıtıcı üç, rejeneratör beş, soğutucu üç ve genişleme hacminin bir bölümden oluştuğu kabul edilmiştir. Bu analizde temelde izotermal işlemler kabul edilmiş ve daha da ilerletilerek ideal olmayan rejenerasyon ve aerodinamik akış kayıpları, kararsız hız, sıcaklık şartları ve kaçaklara izin verilmiştir. Hazırlanan analizde yalnızca önceki özelliklere yer verilmemiş aynı zamanda sistem duvarlarının değişik kısımlarında sıcaklık dalgalanmalarına, pistondan sızan çalışma maddesi kayıplarına, hız ve yük değişimlerine ve ilk hareketlenmeye de yer verilmiştir (Aksoy, 2011).

Karabulut tarafından nodal analize dayalı bir termodinamik simülasyon programı geliştirilmiştir (Karabulut, 1998; Çınar, 2001).

Bu programda yapılan kabuller ve kullanılan eşitlikler şunlardır;

1. Termodinamik açıdan her hücre bir açık sistem olup periyodik şartlarda gaz giriş ve çıkışına tabi tutulmuştur.
2. Çalışma maddesinin yer değiştirmesi esnasında hidrodinamik sürtünmeden doğan basınç farkları ihmal edilmiştir.
3. Rejeneratörün katı kısmında sürekli lineer ve değişmeyen bir sıcaklık dağılımı var olup, analiz rejeneratörün katı kısmının ısı balansını içermektedir.
4. Çalışma maddesi hava olup ideal gaz kabul edilmiştir.
5. Sistemin içerisindeki toplam kütle zamanla değişmemektedir.
6. Isıtıcı ve sıcak silindirin cidarları sıcak kaynak sıcaklığında, soğutucu ve soğuk silindirin cidarları soğuk kaynak sıcaklığındadır.

Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratördeki hacimler sabit, sıcak ve soğuk silindirlerdeki hacimler krank açısı ile değişmekte olup yaklaşık olarak;

$$V_C = V_D + \frac{1}{2} V_S [1 + \cos(\theta - \phi)] \quad (3.22)$$

$$V_E = V_D + \frac{1}{2} V_S [1 + \cos(\theta)] \quad (3.23)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir.

Basınç, sıcaklık ve yoğunluk olmak üzere üç bilinmeyen mevcut olup, bunların belirlenmesinde kullanılacak eşitlikler; ideal gazların hal denklemleri, kütleinin korunumu ve enerjinin korunumu prensipleri olup sıra ile;

$$p = \rho RT \quad (3.24)$$

$$m_t = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n \quad (3.25)$$

$$dU = dQ - dW + dH_{giriş} - dH_{cikis} \quad (3.26)$$

şeklinde verilmektedir. Basıncın her yerde aynı olduğu dikkate alınarak (3.23) ve (3.24) eşitliklerinin beraber değerlendirilmesi ile,

$$p = \frac{m_i R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad (3.27)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik (3.25) ile verilen enerjinin korunumu prensibi;

$$h_i A_i (T_{wi} - T_i) dt - p dV_i + (dH_{giriş} - dH_{cikis}) = m_i C_v dT_i + C_v T_i dm_i \quad (3.28)$$

olarak düzenlenebilir. (3.27) numaralı eşitlikte $(dH_{giriş} - dH_{cikis})$ terimi elemanın sınırlarından giren ve çıkan enerjiyi temsil etmekte olup aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} (dH_{giriş} - dH_{cikis})_i &= C_p \left[(m_1^t + m_2^t + \dots + m_{i-1}^t) - (m_1^{t+\Delta t} + m_2^{t+\Delta t} + \dots + m_{i-1}^{t+\Delta t}) \right] \left[\frac{T_i}{T_{i-1}} \right] + \\ &C_p \left[(m_{i+1}^t + m_{i+2}^t + \dots + m_n^t) - (m_{i+1}^{t+\Delta t} + m_{i+2}^{t+\Delta t} + \dots + m_n^{t+\Delta t}) \right] \left[\frac{T_i}{T_{i+1}} \right] \end{aligned} \quad (3.29)$$

Son eşitlikteki birinci terim, elemana sol taraftan giren veya çıkan enerjiyi, ikinci terim ise sağ taraftan giren ve çıkan enerjiyi göstermektedir. Sütun matris içerisinde yazılan sıcaklıklardan üstte bulunanlar soldan sağa akışta, altta bulunanlar sağdan sola akışta kullanılacaktır. (3.27) numaralı eşitlik aşağıdaki gibi nümerik işlemlerde kullanılan hale dönüştürülür (Çınar, 2001).

$$\Delta T_i = \frac{[h_i A_i (T_{wi} - T_i) \Delta t - (m_i^{t+\Delta t} - m_i^t) C_v T_i + (dH_{giriş} - dH_{cikis})_i - p \Delta V_i]}{C_v m_i} \quad (3.30)$$

4. KİNEMATİK VE TERMODİNAMİK ANALİZLER

4.1. Kinematik Analiz

Kinematik; cisimlerin kütlelerini ve cisimlere etkiyen kuvvetleri dikkate alınmadan onların sadece hareketlerini incelemektedir. Kinematik analiz yöntemiyle mevcut sistemin konum, hız ve ivme gibi kinematik parametrelerini prototiplerin imalatı yapılmadan önce performans özellikleri tespit edilebilmektedir. Kinematik analiz motor tasarımda oldukça önemli bir yere sahiptir.

Motorlarda meydana gelen tüm gerçek olayların karmaşık olması araştırmacıları teorik analizlere yönlendirmektedir. Bu bölümde süpürme hacmi 365 cm^3 olan rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun kinematik analizleri Fortran ve Msc Adams programları kullanılarak teorik olarak incelenmiştir.

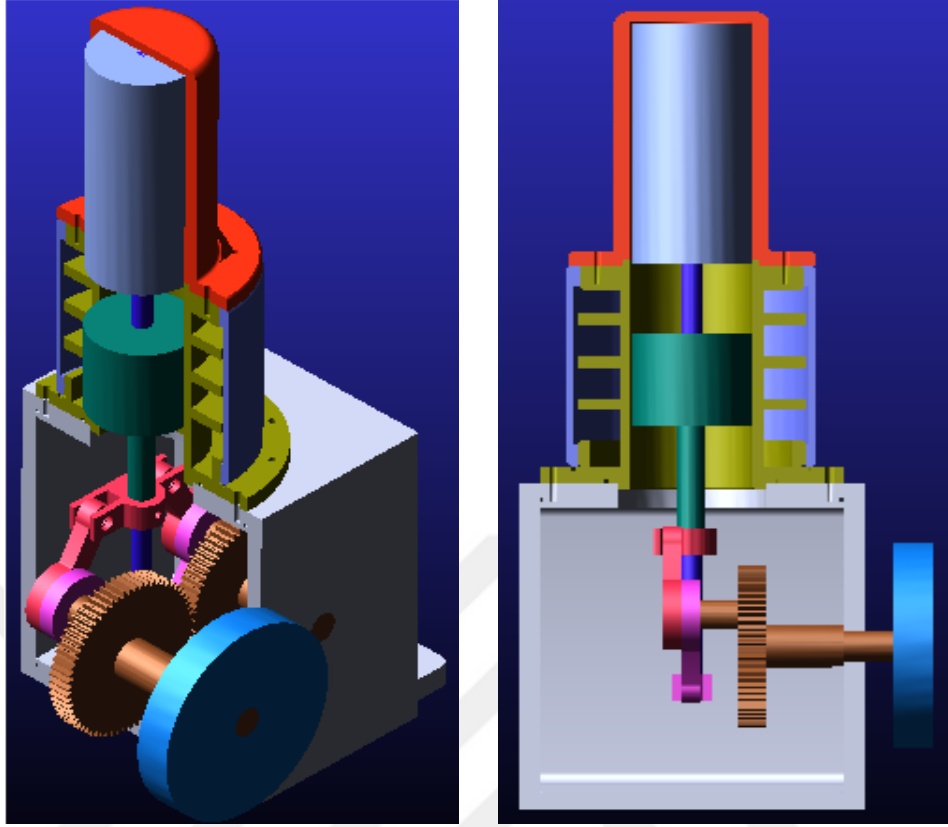
Msc Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System) programı; dünyadaki en yaygın kullanılan dinamik ve kinematik analiz yazılımlarından biridir. Bu program Msc Software Corporation tarafından geliştirilmiştir. Msc Adams programı; mekanik sistemlerin bilgisayar ortamında sanal test prototipleri aracılığıyla gerçek hayattaki çalışma şartlarındaki gibi dinamik ve kinematik analizlerini test yapabilen oldukça gelişmiş bir yazılımdır. Bu program sayesinde sistemlerin tasarım kalitesi artarken, tasarım ve prototip maliyetleride önemli ölçüde azalmaktadır (Orlandea, 2016; Shabana, 2016).

Rhombic iletim mekanizması için kinematik analizi yapılan motorunun teknik özellikleri Çizelge 4.1’de görülmektedir.

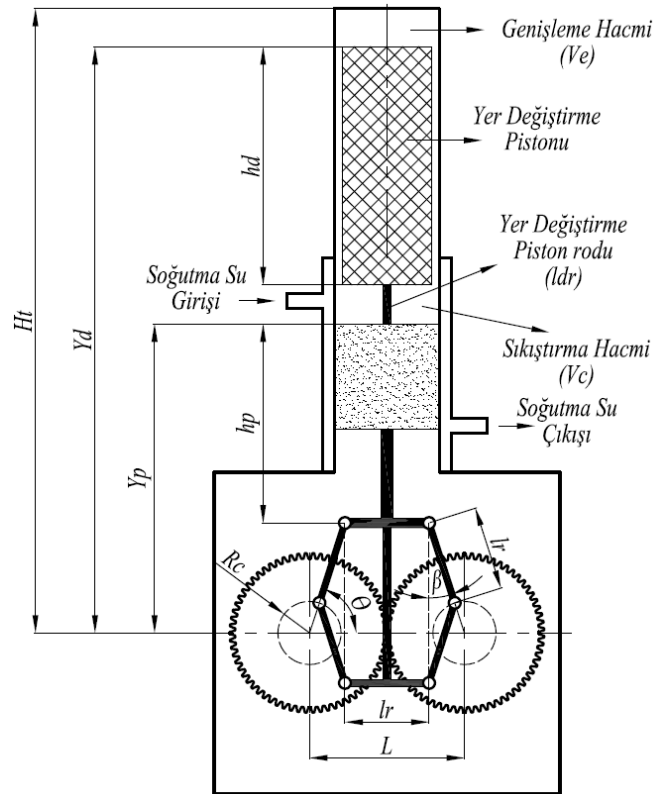
Çizelge 4.1. Kinematik analizi yapılan motorunun teknik özellikleri

Motor tipi	Beta
Süpürme hacmi (cm ³)	365
Yer değiştirme silindir çapı, Dd (mm)	88
Yer değiştirme piston çapı (mm)	87
Yer değiştirme piston yüksekliği, hd (mm)	200
Yer değiştirme piston kursu (mm)	60
Güç silindir çapı, Dp (mm)	88
Güç piston çapı (mm)	88
Güç piston yüksekliği, hp (mm)	130
Güç piston kursu (mm)	60
Silindir tepe yüksekliği, Ht (mm)	517
Rhombic dişli eksenleri uzaklığı, L (mm)	132,5
Yer değiştirme piston rod uzunluğu, ldr (mm)	340
Yer değiştirme piston rod çapı, Dr (mm)	16
Biyel kolları eksen uzunluğu, lr (mm)	66,23
Krank yarıçapı, Rc (mm)	24,838

Rhombic hareket iletim mekanizması 1953 yılında Philips firması tarafından ilk defa Stirling motorlarına uygulanmıştır. Bu mekanizma motor boyutlarını küçültmek, mekanik bağlantıları azaltmak, sürtünme ve mekanik kayıplardan ortaya çıkan verim düşüşünü minimize etmek amacıyla kullanılmaktadır. Rhombic hareket iletim mekanizması; Şekil 4.1’de şematik resimde görüldüğü gibi iki senkronize dişli tarafından birleştirilen ve karşıt yönlerde dönen rot mekanizması ile dengeli dönen krank milinden oluşur. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonu; bağlantı parçaları, biyel kolları ve zaman ayar dişlileri birbirleriyle uyum içerisinde çalışacak şekilde bağlanmıştır. Güç piston rodu üst bağlantı parçasına yer değiştirme piston rodu ise alt bağlantı parçası ile birleştirilmiştir. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonu basit harmonik hareketle çalışmaktadır. Bu mekanizmanın en önemli avantajı, yer değiştirme pistonu rodu ile güç pistonu arasında meydana gelen yanıl sürtünme kuvvetlerinin oldukça az olmasıdır.



Şekil 4.1. Rhombic hareket iletim mekanizmasının şematik görünümü



Şekil 4.2. Rhombic hareket iletim mekanizmasının şematik görünümü

Güç pistonu tepesinin krank eksenine olan uzaklığı,

$$Y_p = \left[l_r^2 - \left(\left(\frac{L-l_r}{2} \right) - (R_c \cos \theta) \right)^2 \right]^{1/2} + (R_c \sin \theta) + (h_p) \quad (4.1)$$

Yer değiştirme piston tepesinin krank eksenine olan uzaklığı,

$$Y_d = (l_{dr} + h_d) - \left[l_r^2 - \left(\left(\frac{L-l_r}{2} \right) - (R_c \cos \theta) \right)^2 \right]^{1/2} + (R_c \sin \theta) \quad (4.2)$$

Soğuk hacim yüksekliği,

$$e_c = Y_d - h_d - Y_p \quad (4.3)$$

Soğuk hacim değişimi,

$$V_c = e_c (A_p - A_{dr}) \quad (4.4)$$

Güç pistonunun alanı,

$$A_p = \left(\frac{\pi D_p^2}{4} \right) \quad (4.5)$$

Yer değiştirme piston rodunun alanı,

$$A_{dr} = \left(\frac{\pi D_r^2}{4} \right) \quad (4.6)$$

Sıcak hacim yüksekliği,

$$e_e = H_t - Y_d \quad (4.7)$$

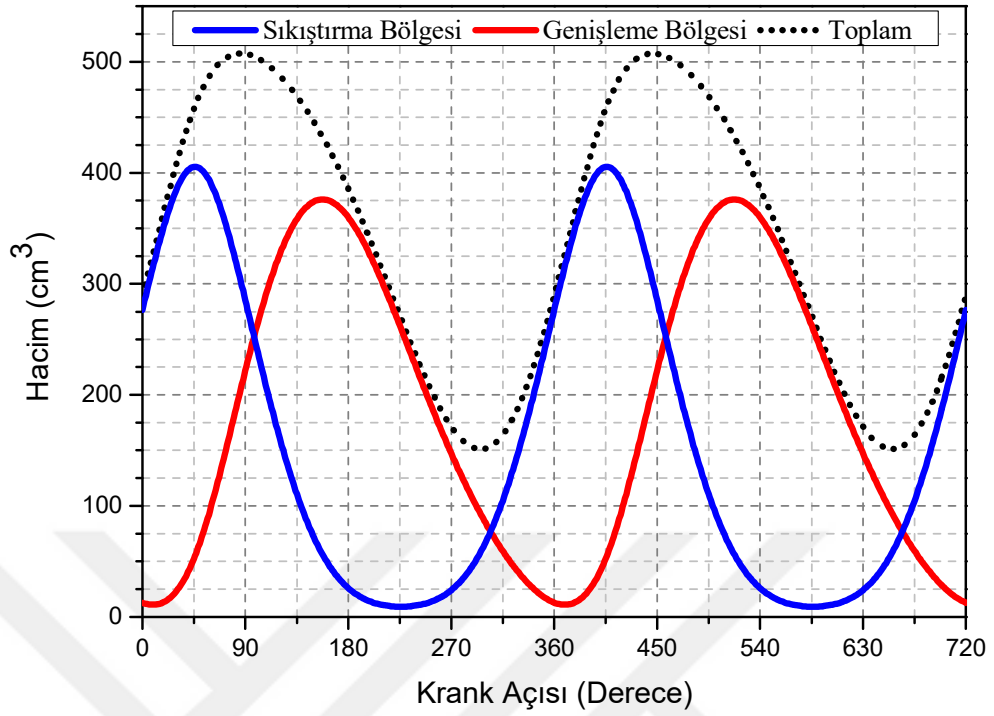
Sıcak hacim değişimi,

$$V_e = e_e A_d \quad (4.8)$$

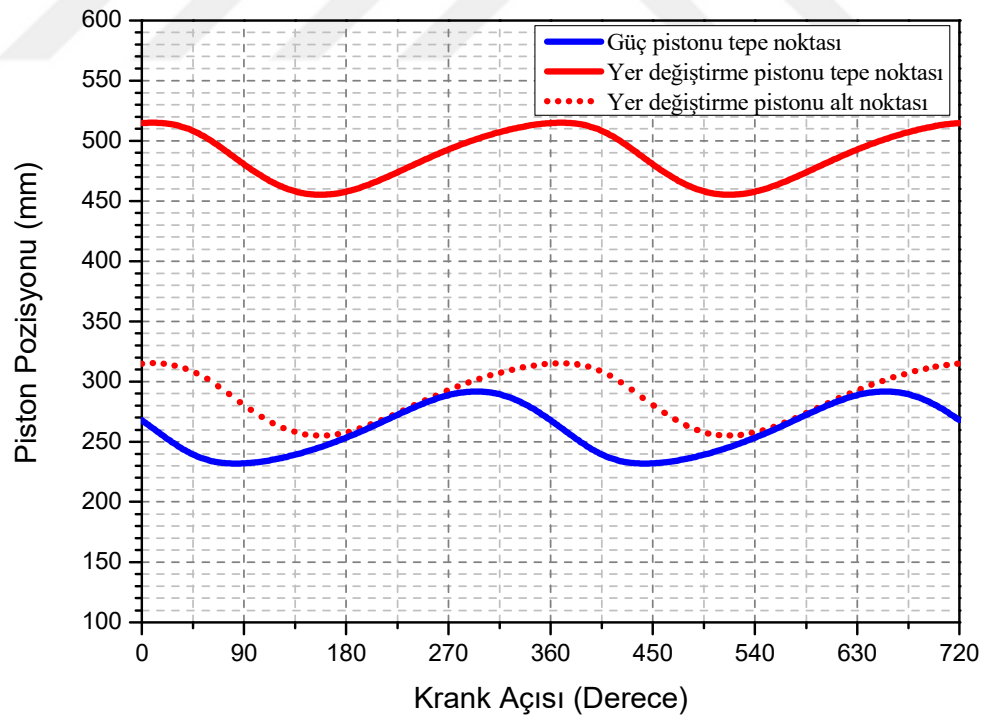
Yer değiştirme pistonunun alanı,

$$A_d = \left(\frac{\pi D_d^2}{4} \right) \quad (4.9)$$

Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun krank mili açısına bağlı olarak hacim değişimleri Fortran ve Msc Adams programları ile ayrı ayrı hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda değerlerin birbirleri ile örtüştüğü tespit edilmiştir. Fortran ve Msc Adams programları ile elde edilen hacim değişimleri Şekil 4.3'te görülmektedir. Bu hareket iletim mekanizmasına özgü olarak sıkıştırma ve genişleme hacim değerlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Diğer hareket iletim mekanizmalarında sıkıştırma hacim değerinin, genişleme hacim değerinden oldukça fazla olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenden dolayı toplam hacim değeri rhombic hareket iletim mekanizmasında diğer hareket iletim mekanizmalarına göre daha düşük olmaktadır. Ayrıca krank mili 180° konumundan sonra yaklaşık 90° lik bir süre boyunca sıkıştırma hacim değeri sadece bu mekanizmaya özgü olarak minimum değerinde sabit kalmaktadır. Başka bir deyişle 90° lik bir süre boyunca sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Diğer hareket iletim mekanizmalarında bu kadar net bir şekilde sabit kalmadığı yapılan analizlerden tespit edilmiştir. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun krank mili açısına bağlı olarak Fortran ve Msc Adams programları ile elde edilen güç pistonu ve yer değiştirme pistonun konum değişimleri Şekil 4.4'te görülmektedir.

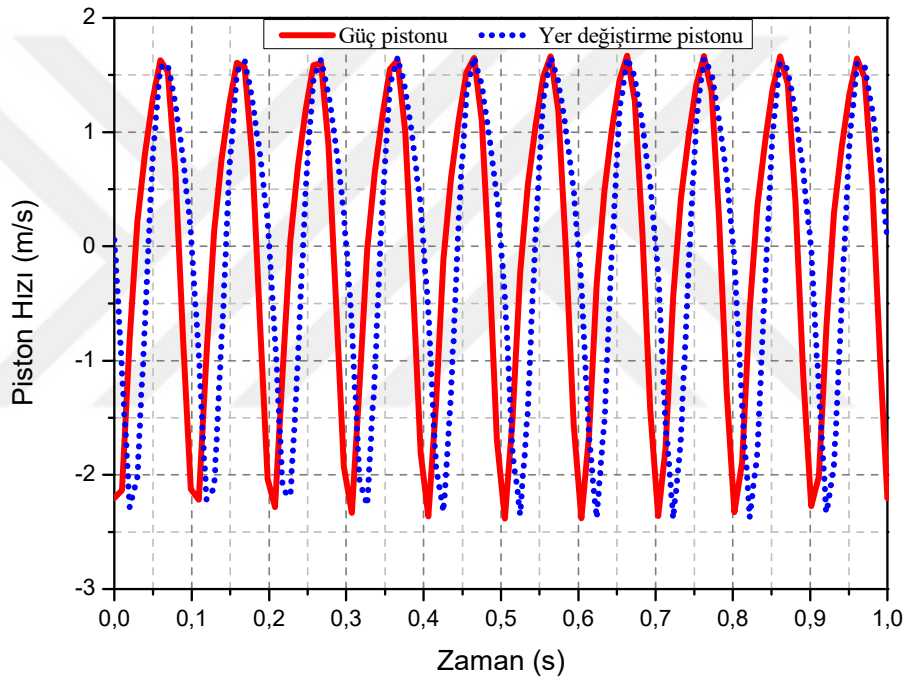


Şekil 4.3. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun krank mili açısına bağlı olarak hacim değişimleri

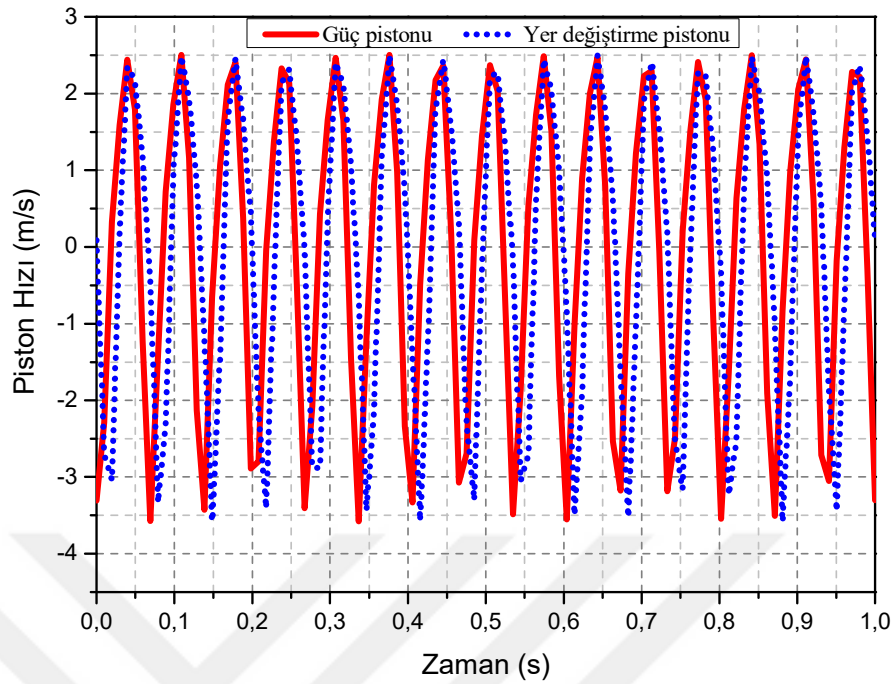


Şekil 4.4. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun krank mili açısına bağlı olarak pistonların konum değişimleri

Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun 600 d/d ve 900 d/d motor devirlerine bağlı olarak Msc Adams programı ile elde edilen güç pistonu ve yer değiştirme pistonun hız değişimleri Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da verilmiştir. Şekiller incelendiğinde 600 d/d motor devrinde pistonların üst ölü noktaya doğru çıkarken yaklaşık olarak 1,6 m/s hız değerine, alt ölü noktaya doğru inerken ise 2,4 m/s hız değerine ulaştığı görülmektedir. 900 d/d motor devrinde ise pistonların üst ölü noktaya doğru çıkarken yaklaşık olarak 2,5 m/s hız değerine, alt ölü noktaya doğru inerken ise 3,6 m/s hız değerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.5. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun motor devrine bağlı pistonların hız değişimleri (600 d/d)

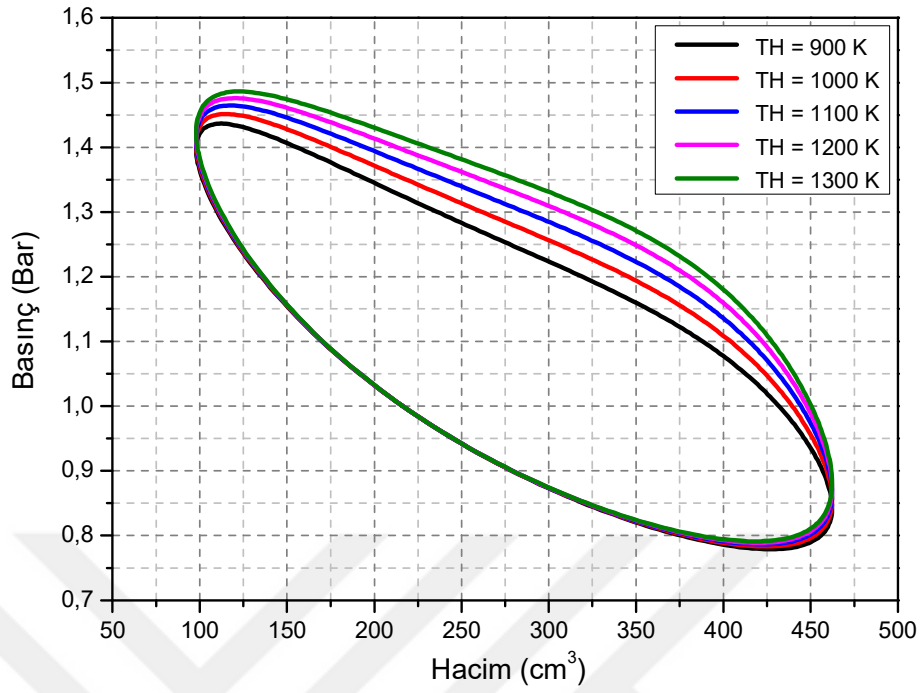


Şekil 4.6. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun motor devrine bağlı pistonların hız değişimleri (900 d/d)

4.2. Termodinamik Analizler

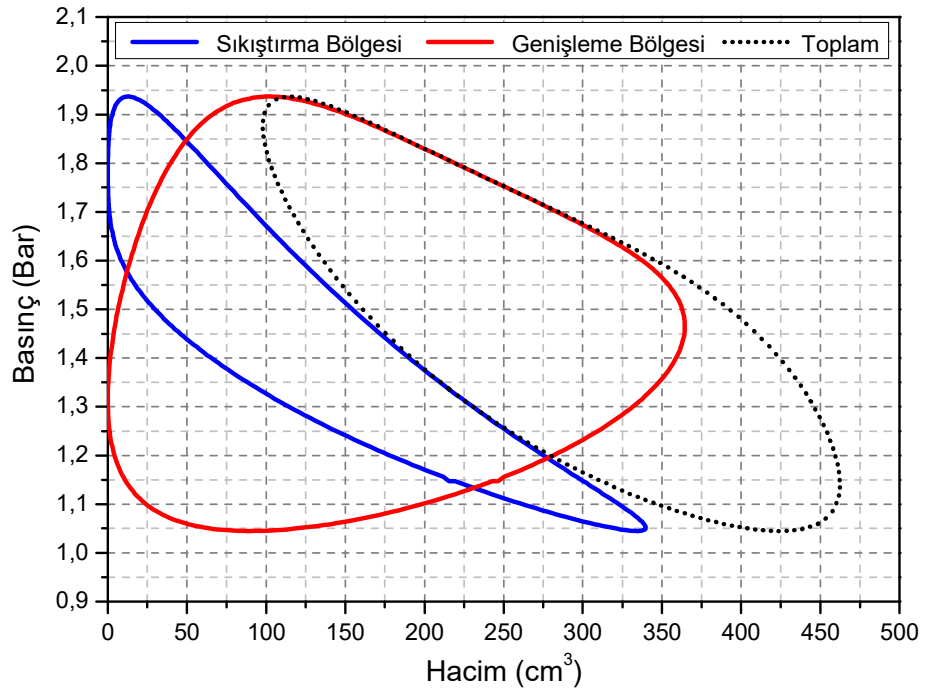
4.2.1. İzotermal analiz

1871 yılında Gustav Schmidt tarafından geliştirilen izotermal analiz yöntemiyle mevcut sistemin basınç, hacim ve güç gibi performans parametrelerini motor prototiplerin imalatı yapılmadan önce teorik olarak tespit edilebilmektedir. Bu analizde Stirling motorunda meydana gelen bütün ısı kayıpları ihmal edilmektedir. Bu yüzden analizlerde gelişleme hacmi, sıkıştırma hacmi ve rejeneratörde bulunan gaz kütlelerinin sıcaklıkları bu kısımların cidar sıcaklıklarına eşit olarak alınmaktadır. Şekil 4.7’de rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun farklı ısıtıcı sıcaklıklarında, hacim değişimine bağlı olarak basınç değişimleri verilmiştir. Termodinamik analizlerde iş akışkanı olarak hava tercih edilmiştir. Bu analizde iş akışkanın türü etkili olamamaktadır. Termodinamik analizlerde iş akışkanının kütlesi 0,536 g ve soğutucu sıcaklığı 300 K olarak sabit tutulmuştur. Rhombic hareket iletim mekanizmalı bu motorun bir çevrim süresinde elde edilen net iş miktarları sırası ile 10,66 J; 11,61 J; 12,42 J; 13,12 J ve 13,73 J olarak elde edilmiştir.



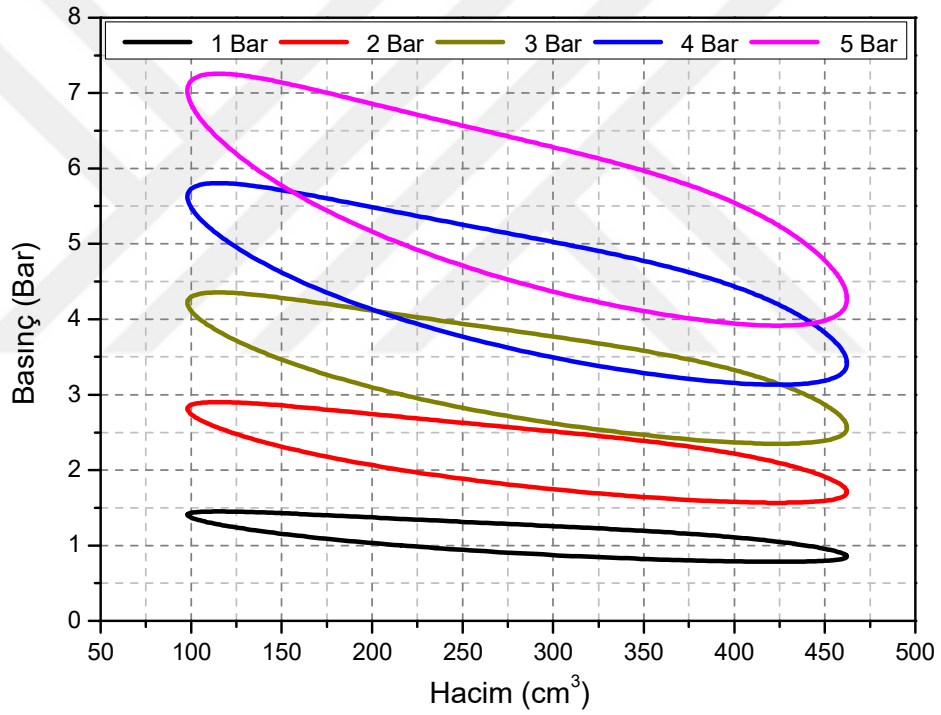
Şekil 4.7. Farklı ısıtıcı sıcaklıklarına bağlı olarak basınç-hacim değişimleri

Şekil 4.8’de rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun Sıkıştırma, genişleme ve toplam hacim değişimleri verilmiştir.



Şekil 4.8. Sıkıştırma, genişleme ve toplam hacim değişimleri

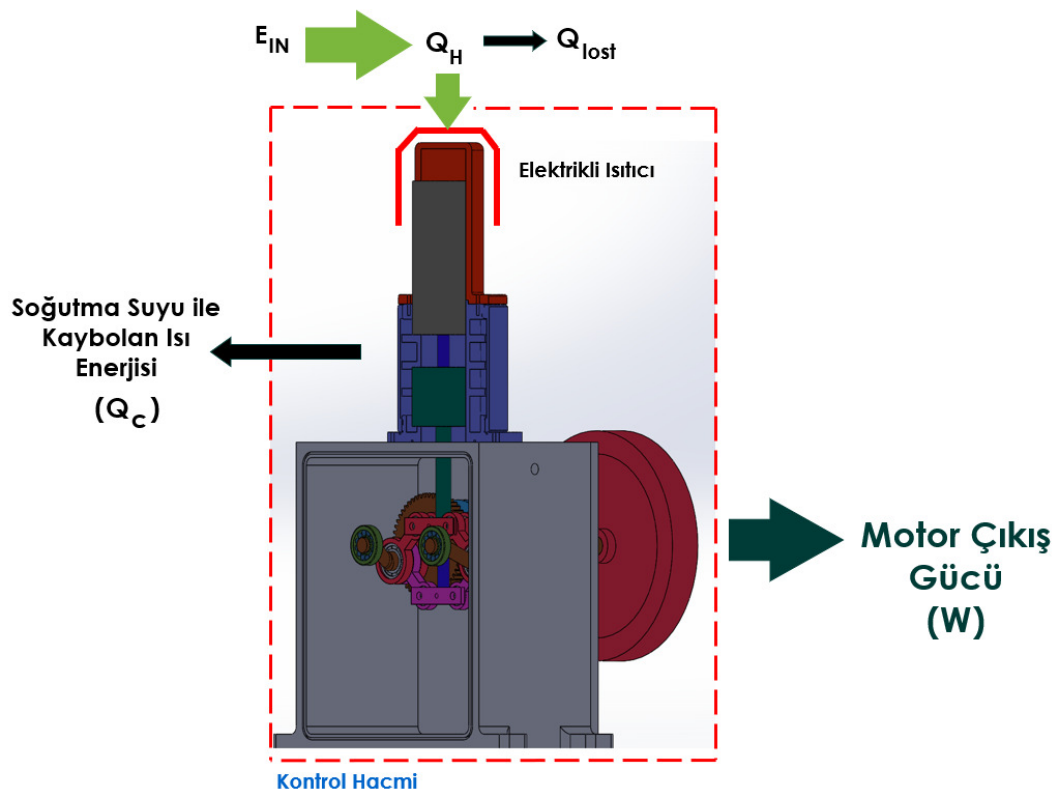
Şekil 4.9’da rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun farklı şarj basınçlarında, hacim değişimine bağlı olarak basınç değişimleri verilmiştir. İş akışkanının kütlesi şarj basıncı miktarı kadar belirli oranlarda artarak değişmektedir. Isıtıcı sıcaklığı 1000 K ve soğutucu sıcaklığı 300 K olarak sabit tutulmuştur. Bu şartlar altında rhombic hareket iletim mekanizmalı bu motorun farklı şarj basınçlarında bir çevrim süresinde elde edilen net iş miktarları sırası ile 11,61 J; 23,22 J; 34,83 J; 46,44 J ve 58,05 J olarak elde edilmiştir. Grafik ve sonuçlar incelendiğinde bir çevrim süresinde elde edilen net iş miktarının şarj basıncı ile doğru orantılı olarak arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.9. Farklı şarj basınçlarına bağlı olarak basınç-hacim değişimleri

4.2.2. Enerji analizi

Stirling motorlarında enerji analizi termodinamiğin birinci yasasına göre yapılmaktadır. Çalışmada motora giren enerji harici ısı kaynağı olan elektrikli ısıtıcı ile sağlanmaktadır. Şekil 4.10’da rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun ekserji dengesini ifade eden giriş-çıkış parametreleri verilmiştir.



Şekil 4.10. Giriş ve çıkış parametrelerine sahip açık bir termodinamik sistem olarak uygulanan beta tipi Stirling motorunun şematik görünümü

Sisteme giren ısı enerjisi, eşitlik 4.9'dan hesaplanmaktadır. Burada V voltaj, I akımı ve dt çevrim süresini göstermektedir (Moran, 2010).

$$E_{in} = V.I.dt \quad (4.9)$$

Motordaki enerji dengesi eşitlik 4.10'dan hesaplanır. Burada Q_H iş akışanı tarafından alınan ısı, Q_C soğutma suyu tarafından alınan ısı miktarı ve W motordan alınan net işi göstermektedir. Eşitlik 4.11 kullanılarak soğutma suyu tarafından alınan ısı miktarı

belirlenebilir. Bu eşitlikte m , cp , ΔT ve dt . sırasıyla soğutma suyunun kütleli debisi, sabit basınçtaki özgül ısı, sıcaklık farkı ve çevrim süresidir (Doğan ve ark., 2020).

$$W = Q_H - Q_C \quad (4.10)$$

$$Q_C = m \cdot cp \cdot \Delta T \cdot dt \quad (4.11)$$

Stirling motoruna verilen enerjinin bir kısmı iş akışkanı tarafından alınırken diğer kısmı çevreye verilerek, enerjinin belirli bir kısmının kullanılamamasına neden olmaktadır. Eşitlik 4.12'den hesaplanan kayıp ısı miktarının artması motor verimine olumsuz etki yapmaktadır. Bu nedenle dış kaynaktan ısı alan Stirling motoru tasarımında Q_{lost} miktarını düşürecek izolasyon ve tasarım önlemleri alınmalıdır (Şanlı ve ark., 2019).

$$Q_{lost} = E_{in} - Q_H \quad (4.12)$$

Termodinamiğin 2. yasasına göre tersinmezliklerin varlığı Stirling motorlarının verimlerini azaltmaktadır. Entropi üretimi hal değişimi sırasında görülen tersinmezliklerin bir ölçüsüdür. Stirling motorların verimlerini saptamak için entropi üretimi bir kriter olarak da kullanılır. Eşitlik 4.13'de entropi dengesi verilmektedir. Stirling motoru kapalı bir sistem ve zamanla değişim olmadığından eşitlik 4.14 ile entropi üretimi bulunabilir. Burada T_H ve T_C sırasıyla sıcak ve soğuk uç sıcaklıklarını göstermektedir (Wang ve ark., 2015).

$$S_{in} - S_{out} + S_{gen} = \Delta S_{sys} \quad (4.13)$$

$$\frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_C}{T_C} + S_{gen} = 0 \quad (4.14)$$

Stirling motorlarında dış kaynaktan verilen ısı, motordan alınan net iş oranı ısı verim olarak eşitlik 4.15'den hesaplanmaktadır. Bu motorlarda Carnot verimi soğuk ve sıcak uç sıcaklıkları ile eşitlik 4.16'dan bulunabilir (Erol ve Çalışkan, 2019).

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_H} \quad (4.15)$$

$$\eta_{Stirling} = \eta_{Carnot} = \eta_{Ericsson} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{T_H - T_L}{T_H} \quad (4.16)$$

4.2.3. Ekserji analizi

Enerji dönüşüm sistemlerinin incelenmesinde ve değerlendirmesinde yaygın olarak enerji veya ekserji analizlerinden yararlanılmaktadır. Ekserji analizi, enerjinin iş yapabilme potansiyelini ve kalitesini ortaya çıkararak enerjinin kullanılamayan kısmının ve tersinmezliklerden kaynaklanan kayıpların miktarının, türlerinin ve yerlerinin belirlenmesine yardımcı olur. Böylece sistemdeki kayıplar ve sistemin verimi ayrıntılı olarak belirlenebilir, düşük verimle çalışan kısımlar tespit edilerek iyileştirilebilir ve farklı sistemler birbiriyle karşılaştırılabilir. Bu yönüyle ekserji analizi enerji kaynaklarının verimli kullanımı, daha verimli enerji dönüşüm sistemlerinin tasarımı ve var olan bir sistemin performansının iyileştirilmesi için oldukça kullanışlıdır.

Çalışmada termodinamik analizler yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Çevrim boyunca kullanılan iş akışkanı kütlesi sabittir.
- İş akışkanları mükemmel gazdır.
- İş akışkanlarının termodinamik özellikleri sabittir.
- Isıtma ve soğutma işlemleri anlık olarak sabit hacimde yapılmaktadır.
- Pompalama ve akış kayıpları ihmal edilmektedir.
- Silindir duvarı ve piston sıcaklıkları sabittir.

Kapalı çevrimle çalışan Stirling motorunun ekserji dengesi eşitlik 4.17’de verilmektedir. Isı transferi ile oluşan ekserji transferi akımı (Ex_{heat}), ekserjetik güç (W) ve ekserji yıkımı (Ex_{dest}) motorun ekserji hesaplamalarında kullanılmaktadır. Motorda soğutma suyu boyunca motordan çevreye çıkan ısı ve diğer kayıplarda ekserji analizinde yer almaktadır (Doğan ve ark., 2017).

$$\Delta Ex = \sum Ex_{in} - \sum Ex_{out} - Ex_{dest} \quad (4.17)$$

$$Ex_w = W \quad (4.18)$$

Isı transferi ile oluşan ekserji transferi eşitlik 4.19 ve 4.20’den hesaplanmaktadır. Burada T_0 çevre sıcaklığı olarak alınmıştır (Doğan ve ark., 2020).

$$Ex_{heat} = Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \quad (4.19)$$

$$Ex_{heat} = W + Ex_{dest} \quad (4.20)$$

Ekserji verimi; eşitlik 4.21’de görüldüğü gibi motordan elde edilen güç ile sisteme verilen enerjiye oranıdır. Ekserjetik verim; motora aktarılan enerjinin ekserjisindeki azalmanın bir ölçüsüdür (Şanlı, 2019).

$$\eta_{ekserji} = \frac{W}{Ex_{in}} \quad (4.21)$$

5. MATERYAL VE METOT

5.1. İmalatı Yapılan Motorun Çalışma Prensibi

Çalışmada tasarım ve imalatı yapılan 365 cm^3 süpürme hacmine sahip rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru sıcak ve soğuk kaynaklar arasındaki sıcaklık farkı ile çalışmakta ve kapalı bir çevrime göre güç üretmektedir. Şekil 5.1(a)'da görüldüğü gibi sıkıştırma bölgesinde bulunan soğutma sistemi aracılığıyla sabit sıcaklıkta dışarıya ısı transferi işlemi yapılmaktadır. Bu süreçte yer değiştirme pistonun üst ölü nokta civarında sabit, genişleme hacminin minimum ve güç pistonun ise alt ölü noktaya yakın bir konumda olduğu kabul edilebilir. İş akışkanının tamamı sıkıştırma bölgesindedir. İş akışkanı bu hal değişimi sırasında (T_L) düşük sıcaklıkta olduğu kabul edilebilir.

Şekil 5.1(b)'de görüldüğü gibi güç pistonun alt ölü nokta civarında sabit olduğu ve iş akışkanının soğuk bölgeden yer değiştirme pistonunun üstünde bulunan sıcak bölgeye doğru aktarma işlemi başlangıcındadır. Bu süreçte yer değiştirme pistonunun hareketiyle soğuk hacim daralırken, sıcak hacimde aynı miktarda genişlemektedir.

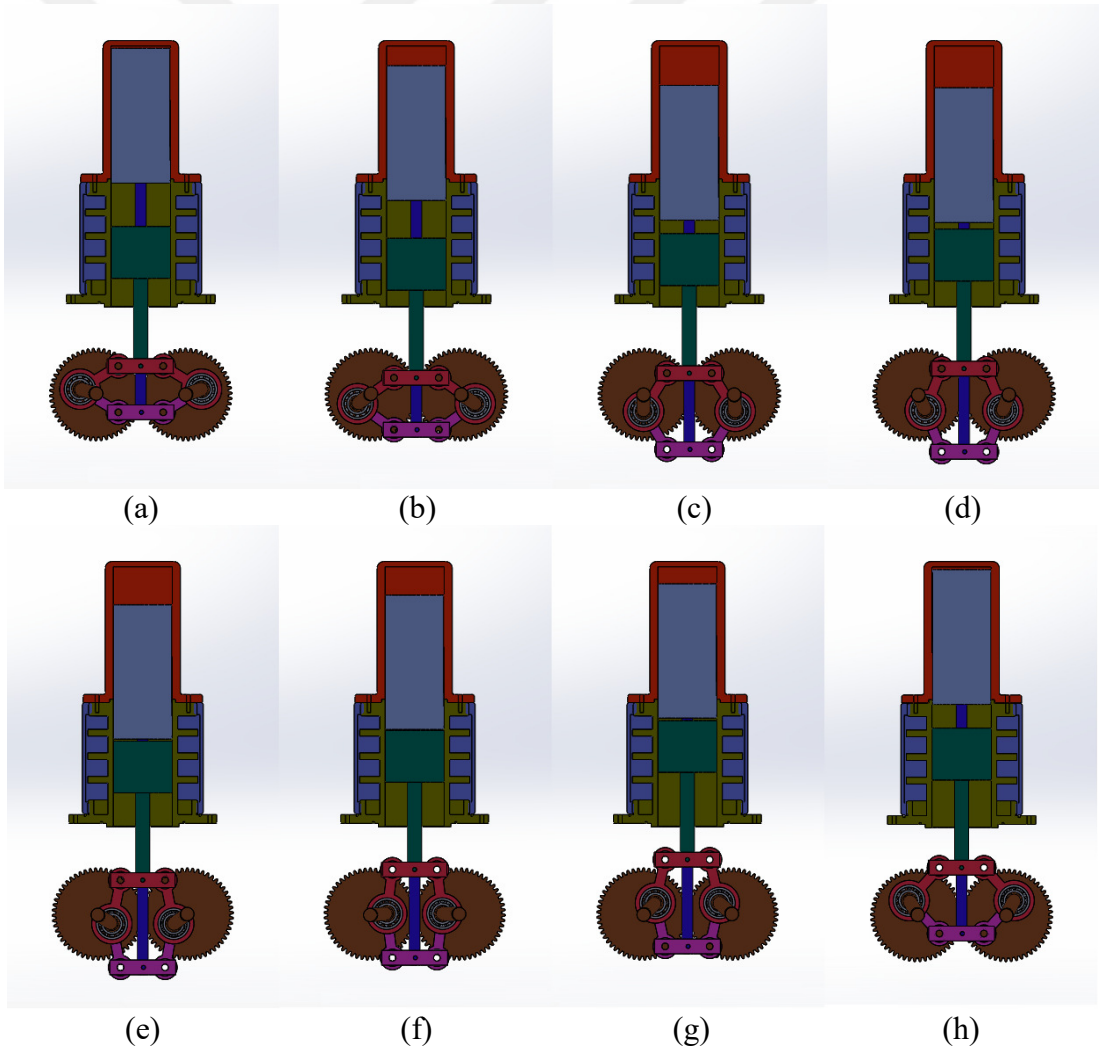
Şekil 5.1(c)'de görüldüğü gibi bu süreçte yer değiştirme pistonu alt ölü nokta civarına doğru yaklaşmakta ve güç pistonunun alt ölü nokta civarında sabit bir konumda olduğundan dolayı iş akışkanının büyük bir bölümü genişleme bölgesine aktarılmış durumdadır. Bu yüzden bu süreç sabit hacimde iş akışkanına ısı verme işlemi olarak açıklanabilir.

Şekil 5.1(d)'de yer değiştirme pistonu alt ölü nokta civarında sabit olduğu ve güç pistonun ise üst ölü noktaya doğru hareket etmeye başladığı görülmektedir.

Şekil 5.1(e)'de güç ve yer değiştirme pistonlarının birlikte üst ölü noktaya doğru hareket etmeye başlayarak, sıkıştırma işlemine başlanmıştır. Şekil 5.1(f)'de güç ve yer değiştirme pistonlarının birlikte hareket etmeye devam ettiği ve sıkıştırma işleminin orta noktalarına gelindiği görülmektedir. Şekil 5.1(g)'de sıkıştırma

işleminin sonuna yaklaşıldığı, güç pistonunun üst ölü nokta civarında sabit bir konumda olduğu ve yer değiştirme pistonu ise üst ölü noktaya doğru hareket etmeye devam ettiği görülmektedir.

Şekil 5.1(h)'de sıkıştırma işleminin bittiği ve genişleme işlemine başlandığı görülmektedir. Bu süreçte iş akışkanının basıncı maksimum seviyededir. Yüksek basınçtaki iş akışkanını aracılığıyla güç pistonu alt ölü noktaya doğru itilerek faydalı işin gerçekleşmesi sağlanır. Genişleme işlemi sırasında yer değiştirme pistonu üst ölü noktada sabit bir konumda iken, güç pistonu alt ölü noktaya doğru hareket etmeye devam etmektedir. Bu şekilde çevrim tamamlanır.



Şekil 5.1. İmalatı yapılan Stirling motorun farklı krank mili açılarındaki şematik görünüşleri

5.2. Deney Motorunun Ön Prototip İmalatı

21. Yüzyılda sanayileşmeyle birlikte artan teknolojiadaki hızlı gelişmelerin en önemlilerinden biri de hızlı prototipleme teknolojisi olarak bilinen üç boyutlu baskı teknolojileridir (Al-Ahmari ve ark., 2018; Jaiganesh, 2014). Kaliforniyalı tasarımcı Charles W. Hull, 1980’li yıllarda bir parçanın üç boyutlu prototip imalatını yapabilen ilk makinenin tasarımını ve imalatını yapmıştır. Orijinal patent numarası US4575330 ile 1986 yılında Stereolithography yöntemi olarak kayıtlara geçen bu tasarım ile imalat sektöründe yeni bir süreç başlatmıştır (Hull, 1986; Ngo ve ark., 2018).

Üç boyutlu baskı teknolojilerinde; bilgisayar destekli tasarım programlarında üç boyutlu olarak tasarımı yapılmış herhangi bir parça, özel bir bilgisayar programı yardımıyla sanal olarak katmanlara ayrılmakta ve bu oluşturulan sanal katmanlar ise eritilmiş katman malzemesi üst üste eklenerek doğrudan üç boyutlu tasarımdan parçanın imalatı yapılmaktadır. Bu imalat yöntemi; geleneksel imalat yöntemlerinin tam tersi şeklinde olduğundan dolayı eklemeli imalat olarak da bilinmektedir. Bu yöntem ile mikro boyuttaki parçalardan, makro boyuttaki parçalar oluşturulmaktadır. Bu işlemi gerçekleştiren cihazlara da üç boyutlu yazıcı adı verilmektedir (Singh ve ark., 2017).

Üç boyutlu baskı teknolojilerinde üretim malzemesi olarak plastikten metale, seramikten balmumuna kadar birçok çeşitli hammadde kullanılmaktadır. Üç boyutlu baskı teknolojileri, son yıllarda özellikle Tıp, Uzay - Havacılık, Otomotiv, Askeri ve Mimari alanlar başta olmak üzere birçok alanda yaygın olarak kullanılan ve gelişmeye devam eden yeni bir teknolojidir. Üç boyutlu baskı teknolojileri kullanılarak gerçekleştirilmiş akademik çalışmaların çoğunluğunun mühendislik ve medikal alanlarında yapıldığı görülmektedir (Pucci ve ark., 2017; Lee ve ark., 2017).

Üç boyutlu baskı teknolojisi; geleneksel prototip imalat yöntemlerine göre zaman ve maliyet tasarrufu sağlaması, kompleks parçaların prototip imalatını kolaylaştırması ve çevreye daha az miktarda zararlı atık oluşturması gibi birçok avantajlara sahiptir.

Bu avantajlarının yanı sıra tasarımcılara Ar-Ge çalışmalarında da büyük kolaylıklar sunmaktadır (Munaz ve ark., 2016).

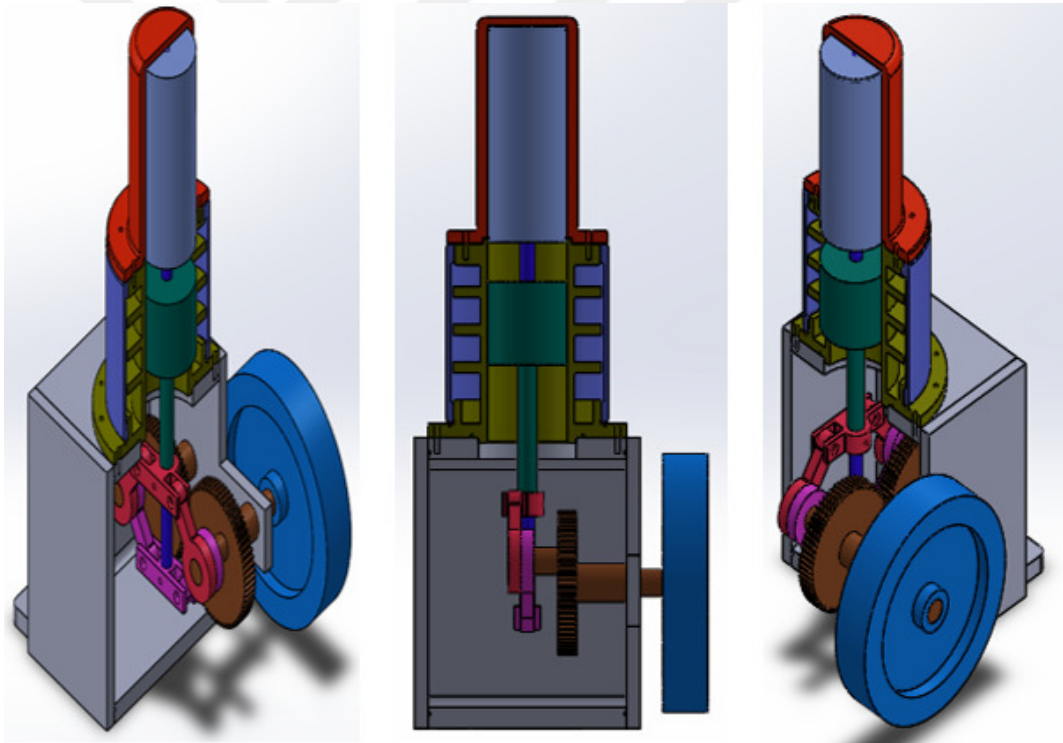
Günümüzde, Stirling motorlarının parçalarının imalatları genellikle, bir metal malzemenin tornalanması, frezelenmesi ve diğer talaş kaldırma işlemleri gibi geleneksel imalat yöntemleri kullanılarak yapılmaktadır. Stirling motorları; yapıları itibarıyla oldukça karmaşık sistemlerdir. Bu yüzden tasarımcılar tarafından geliştirilen motorun prototip imalatı yapılmadan önce sayısal analizler yapılarak motorun çalışma parametreleri belirlenmekte ve bilgisayar destekli tasarım programları yardımıyla üç boyutlu olarak tasarımları yapılmaktadır. Bilgisayar ortamında yapılan tasarımlardaki hatalar çoğu zaman tasarım sırasında fark edilememekte ve imalat sırasında ortaya çıkmaktadır. Bu tasarım hatalarından dolayı zaman ve maliyet açısından büyük zararlar yaşanmaktadır.

Bu tez çalışmasında üç boyutlu baskı teknolojileri kullanılarak beta bipi bir Stirling motorunun gerçek prototip imalatı öncesi, ön prototip imalatı yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda elde edilen ön prototip imalatı ile yüksek maliyetler harcanmadan sistemin mekaniksel ve görsel olarak çalışıp çalışmadığı kontrol edilmiştir.

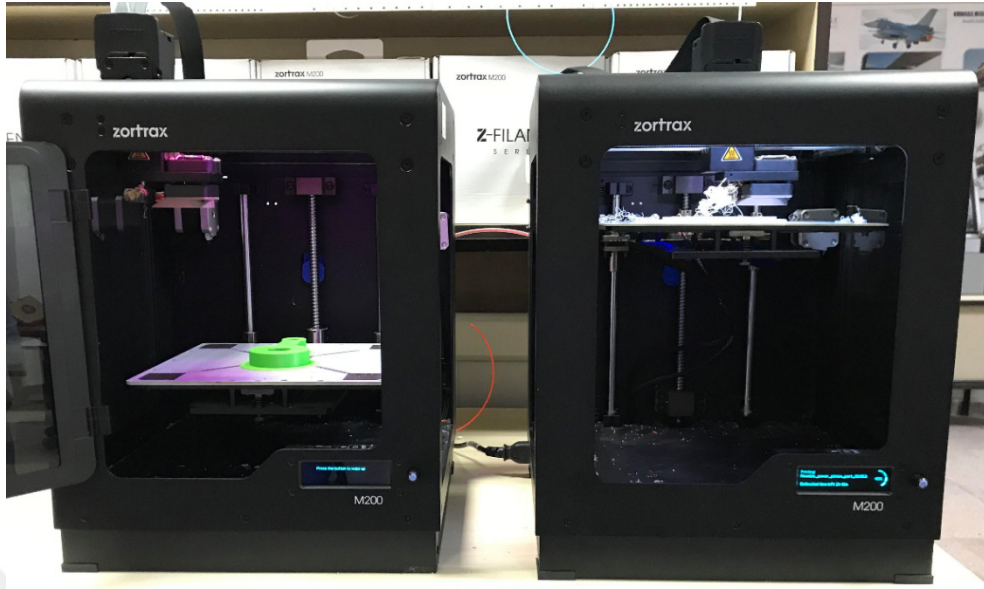
Bu çalışma kapsamında üç boyutlu yazıcıda ön prototip imalatı yapılacak modellerin parça çizimleri ve montajları bilgisayar destekli tasarım programı olan SolidWorks programında yapılmıştır. Resim 5.1’de tasarımı yapılan rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun SolidWorks ortamındaki resimleri farklı açılardan görülmektedir. Motor bloğu, genişleme silindiri ve pistonu, güç silindiri ve pistonu, genişleme ve güç pistonu biyelleri, rhombic dişlileri ve volan motorun temel parçalarını oluşturmaktadır.

Prototip imalatı yapılacak olan parçaların tasarımlarının yapılmasının ardından ilgili tasarım dosyalarının; üç boyutlu yazıcıların kullanabileceği yazılım diline dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu yazılım dili STL (STereo Lithography) olarak tanımlanmaktadır. SolidWorks ortamındaki her bir parça ayrı ayrı STL formatında yeniden oluşturulmuştur. Bu çalışma kapsamında Resim 5.2’de görülen Zortrax

M200 model yazıcılar kullanılarak Stirling motorunun parçalarının ön prototip imalatı yapılmıştır. Zortrax M200 modelinin maksimum baskı boyutları 200 x 200 x 180 mm'dir. Zortrax M200 modeli çok çeşitli sayıdaki filament malzemeleri rahatlıkla kullanabilmektedir. Baskı boyutları bu sınır değerlerini aşan motor parçaları, parçalara ayrılarak çok parçalı olarak imalatı yapılmıştır. Daha sonra bu parçalar uygun bir yapıştırıcı kullanılarak bir araya getirilmiştir. Parçaların imalatında Zortrax'ın kendi ürünü olan Z-ABS olarak bilinen filament malzemeleri kullanılmıştır. Z-ABS filament malzemeleri; mat ve pürüzsüz yüzeyler elde edilen ve daha çok test amaçları için kullanılan parçaların imalatında tercih edilmektedir. Zortrax M200 modeli ile kaliteli, pürüzsüz ve mukavemet dayanımları yüksek olan üç boyutlu parçalar üretilmektedir.

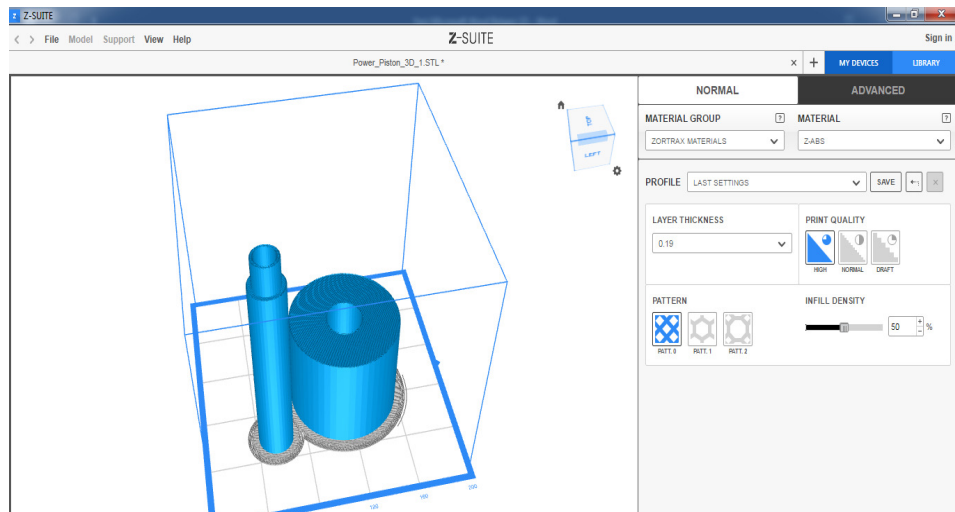
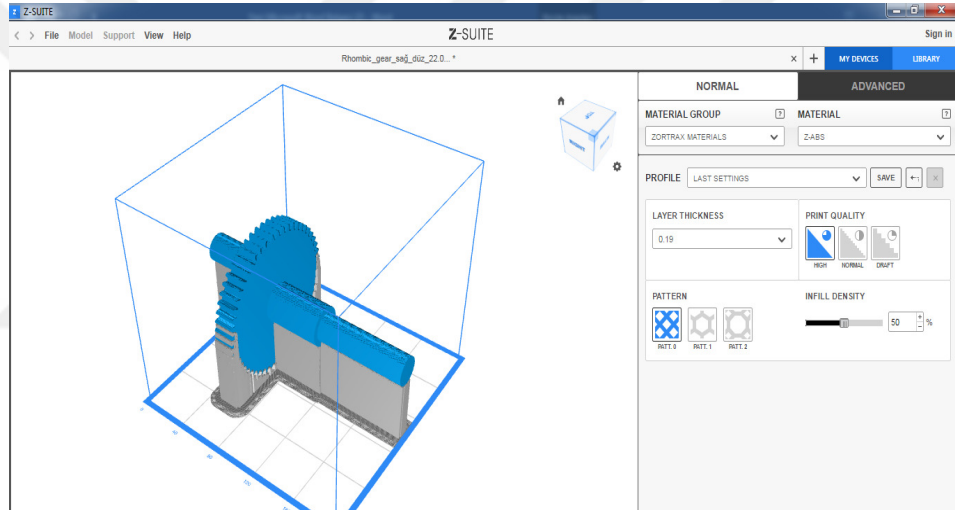
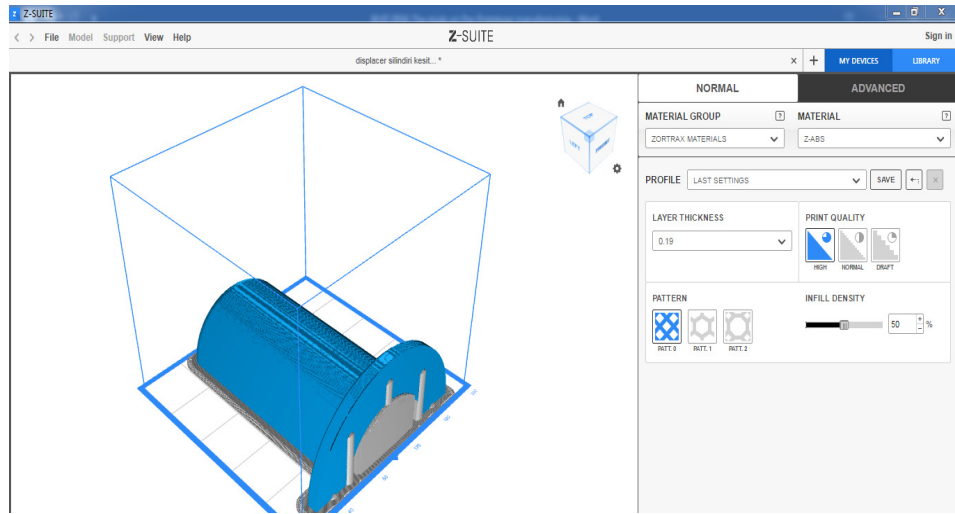


Resim 5.1. Rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun SolidWorks ortamındaki görünümü

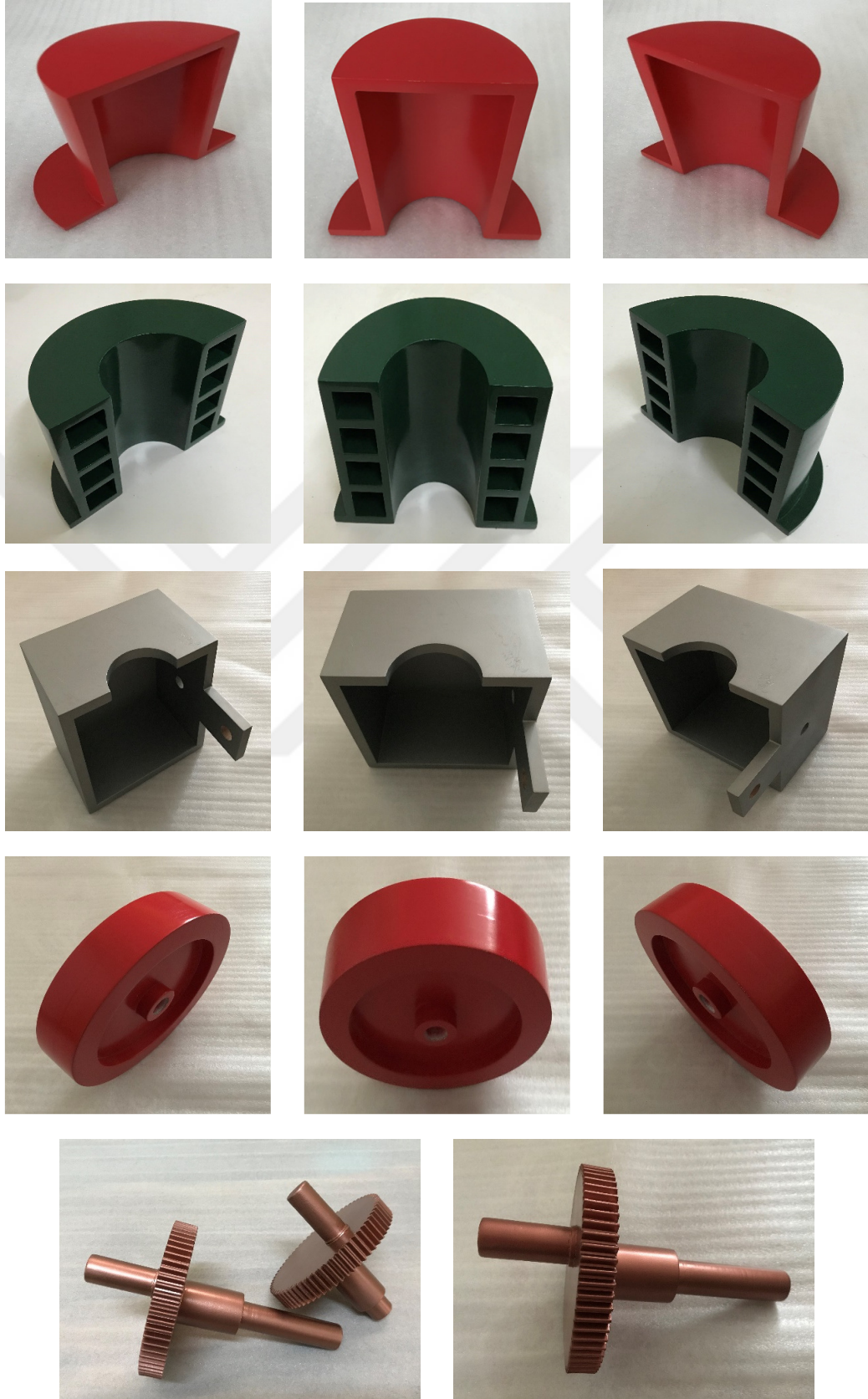


Resim 5.2. Zortrax M200 model üç boyutlu yazıcılar

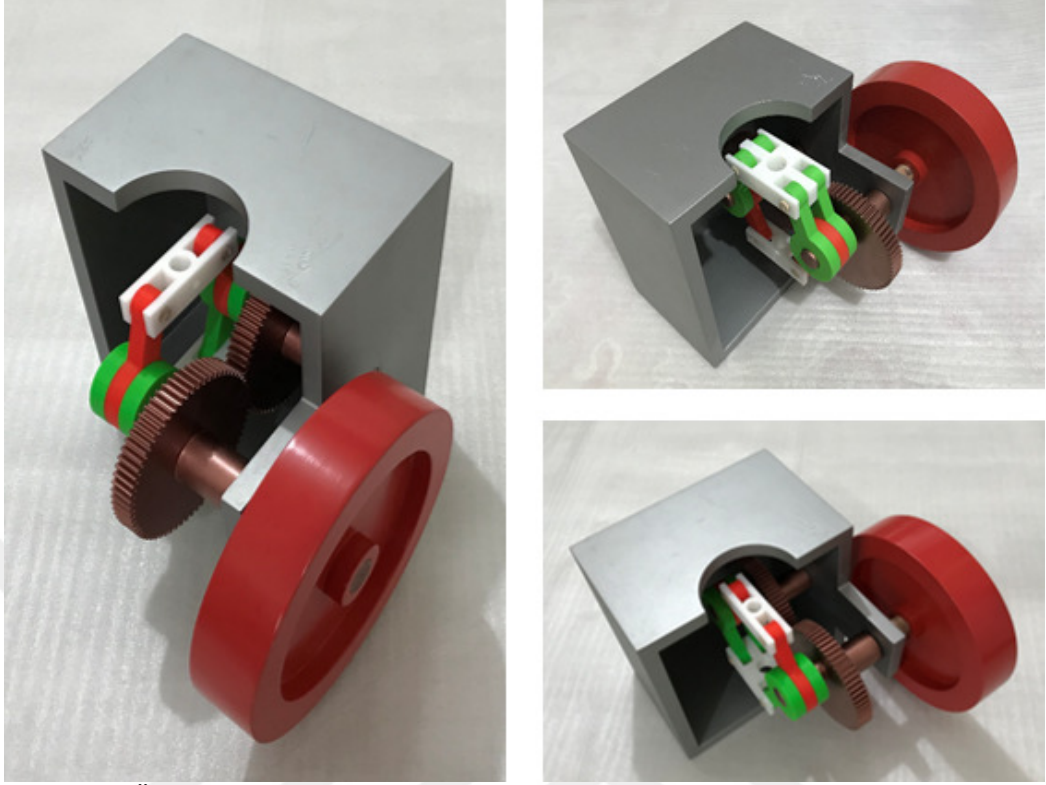
İmalatı yapılacak olan Stirling motorunun parçaların katmanlara dönüştürülmesinde ve baskı ayarlamaları Resim 5.3'te görülen Z-Suite yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Katmanlara dönüştürülme işleminde parçanın tüm geometrisi için en alt katmandan, en üst katmana kadar bir imalat sırasının oluşturulması gerekmektedir. Ayrıca baskı yapılacak malzeme türü, baskı kalınlığı, baskı kalitesi ve malzeme iç doluluk yapısı gibi baskı parametreleri Z-Suite yazılımı aracılığıyla, kullanıcı istekleri doğrultusunda farklı şekillerde ayarlanabilmektedir. Bu temel ayarlama işlemlerinden sonra üç boyutlu yazıcının kullanabileceği dosya formatında yazıcıya USB ya da SD kart ile aktarılarak üç boyutlu imalat işlemi başlatılmaktadır. Resim 5.4'te ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun; genişleme silindiri, güç silindiri, motor bloğu, volan ve rhombic hareket iletim mekanizması dişlileri gibi temel parçalarından bazıları görülmektedir.



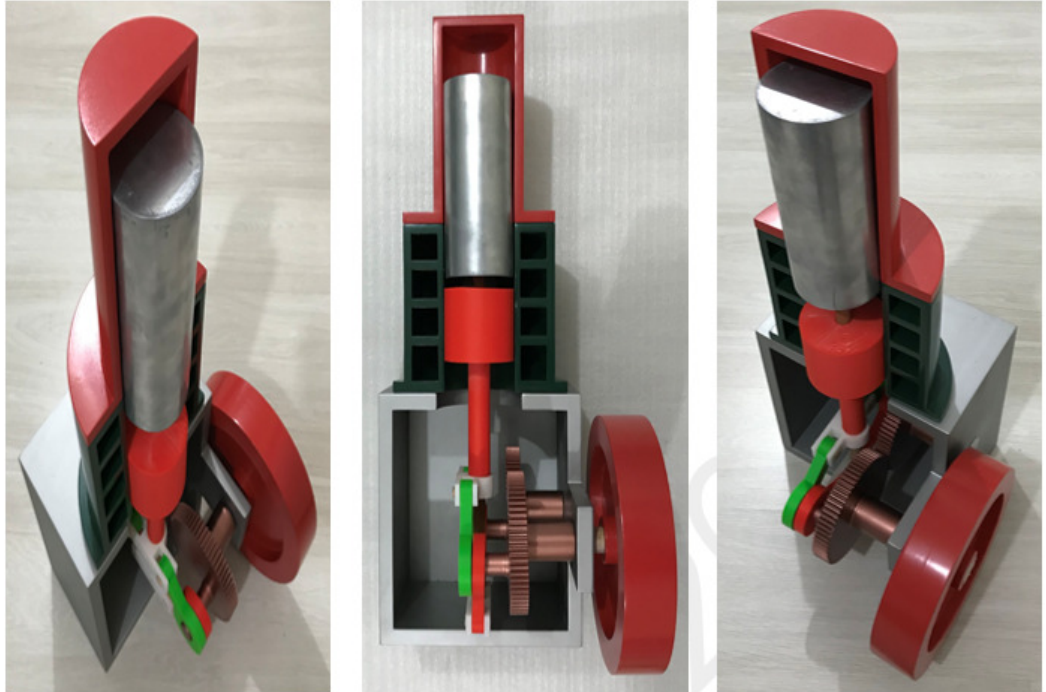
Resim 5.3. Motor parçalarının Z-Suite programında ki görünümü



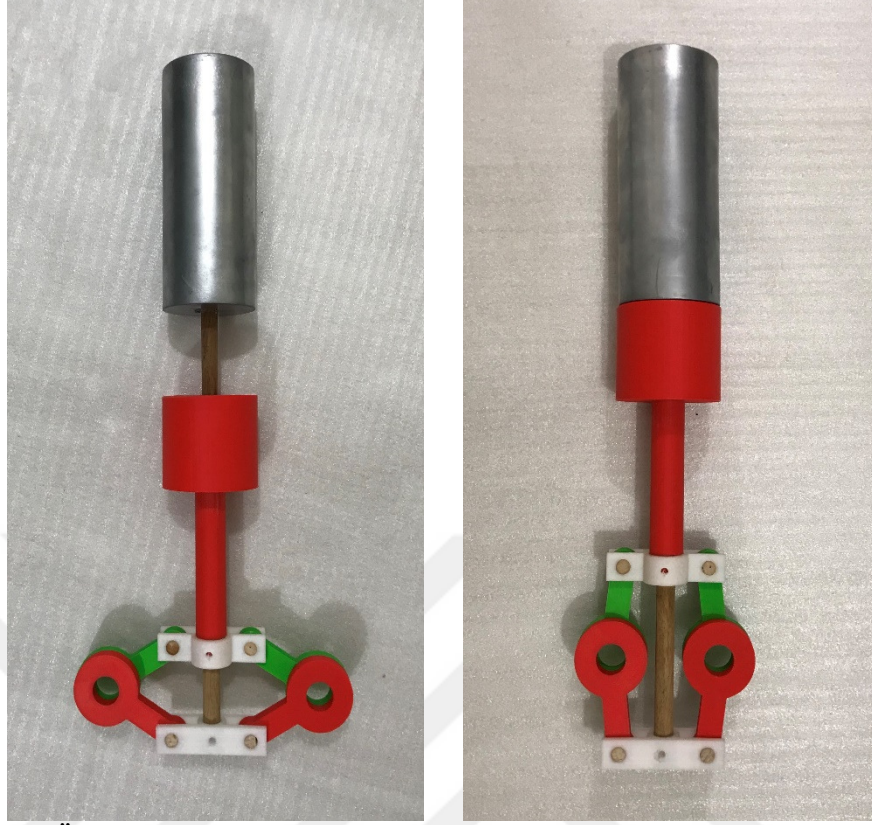
Resim 5.4. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun temel parçaları



Resim 5.5. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun montaj görüntüsü



Resim 5.6. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun montaj görüntüsü



Resim 5.7. Ön prototip imalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizması ve pistonların montaj görüntüsü

5.3. İmalatı Yapılan Motor Parçaları

Tez çalışması kapsamında imalatı yapılan beta tipi Stirling motorunun montaj hali Resim 5.8’de görülmektedir. Motorun temel parçalarını oluşturan, motor bloğu ve yan kapaklar, krank mili, rhombic dişlileri, güç silindiri, güç pistonu, yer değiştirme silindiri ve pistonu, yer değiştirme pistonu kuyruk mili, biyel kolları ve motor volanına ait malzeme özelliklerine ait açıklamalar ve şematik resimleri aşağıda verilmiştir.



Resim 5.8. İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun montaj görüntüsü

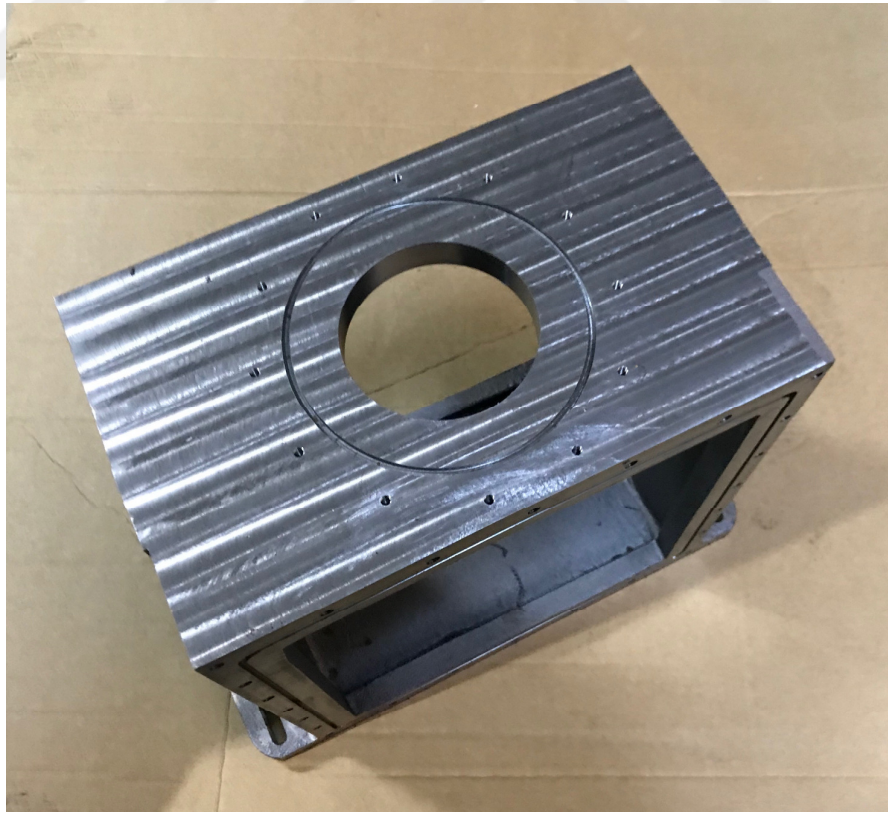


Resim 5.9. İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizması ve pistonların montaj görüntüsü

5.3.1. Motor bloğu ve yan kapaklar

Küresel grafitli dökme demir (sfero döküm), dokusu içerisindeki grafitleri küresel şekilde olan demir-karbon döküm alaşım çeşididir. Küresel grafitli dökme demir; imalat kolaylığı, yüksek mukavemet ve aşınma direnci, paslanma ve korozyona karşı dayanımlarının yüksek olması gibi mekanik özelliklerinin yanında, ses ve titreşim sönümleme özellikleri de oldukça yüksek seviyelerdedir. Bu nedenlerden dolayı motor bloğu sfero döküm (GGG40) malzemedен, 10 bar basınçlı iş akışkanına dayanıklı olacak şekilde tek parça olarak imalatı gerçekleştirilmiştir.

Resim 5.10'da prototip imalatı gerçekleştirilen Stirling motorunun; motor bloğu görölmektedir. Motor bloğunun hassas olarak kullanılacak kısımları önce freze tezgahında, sonra taşlama tezgahında yüksek hassasiyette işlenerek düz yüzey haline getirilmiştir.



Resim 5.10. Motor bloğu

Motor bloğunun iki yan tarafı aynı zamanda krank miline de yataklık eden iki kapak ile kapatılmıştır. Yan kapaklar, AISI/SAE 1040 (DIN C40 ıslah çeliği) malzemeden imal edilmiştir. Kapakların motor bloğuna bağlantısı için; her bir kapakta yirmi dört adet allen başlı M8 civata kullanılmıştır. Krank milinin ana muylularında bulunan konik rulmanların dış bilezikleri, bloğun kapakları üzerinde bulunan merkezleme yatakları üzerine yerleştirilmiştir. Kapaklar krank milini iki taraftan konik rulmanlar aracılığı ile sabitlemektedir. Yan kapaklarda sızdırmazlığın sağlanabilmesi için, yan yüzeylere O’ring contanın kullanılabilmesi için özel kanallar açılmıştır. İş akışkanının motor bloğuna istenen basınç değerinde şarj edilebilmesi için Bourdon tipi bir manometre kullanılmıştır. Manometrenin; yüksek ısıya maruz kalmaması ve göstergesinin kolay okunabilmesi için motor bloğunun ön yüzeyine yerleştirilmiştir.

5.3.2. Krank milleri ve rhombic dişlileri

Krank mili, yüzey sertleştirme ve tokluk özelliğinin yüksek olmasından dolayı AISI/SAE 4140 (DIN 42CrMo4 ıslah çeliği) malzemeden tek parça olarak imalatı gerçekleştirilmiştir. Muylu yüzeyleri hassas olarak taşlanmış ve krank mili muyluları taşlandıktan sonra polisaj işlemi yapılarak yüzey kalitesi iyileştirilmiştir. Bu işlemler yapıldıktan sonra krank milinin; aşınma, burulma ve eğilme gerilmelerine karşı dayanıklılığını artırmak amacıyla ısıtma işlemi uygulanarak muylu yüzeyleri sertleştirilmiştir.

Krank milinin ana muylularında bulunan konik rulmanların dış bilezikleri, bloğun kapakları üzerinde bulunan merkezleme yatakları üzerine yerleştirilmiştir. Sızdırmazlığın sağlanması için sadece sol krank milinin ana muylusunun motor bloğundan dışarı çıkacak şekilde uygun olarak imalatı yapılmıştır. Sağ ve sol krank milleri Resim 5.11’de görülmektedir.



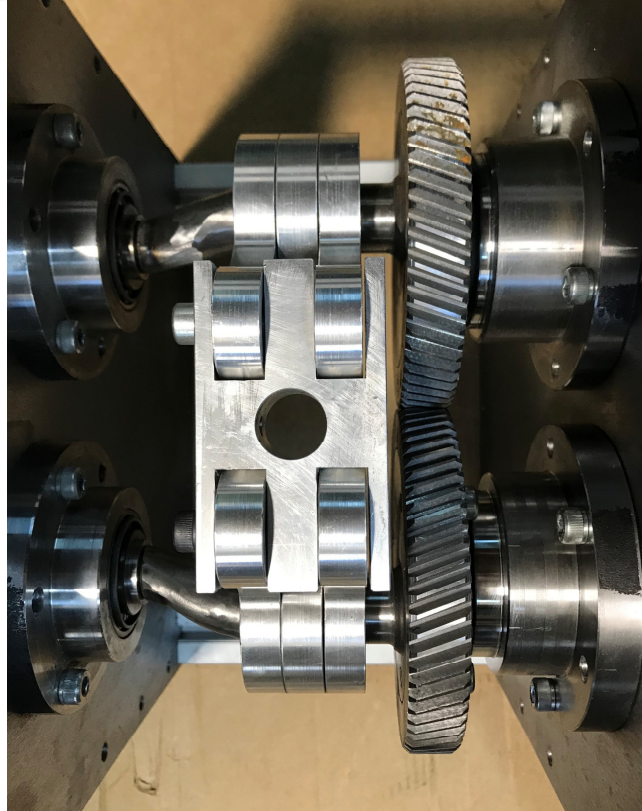
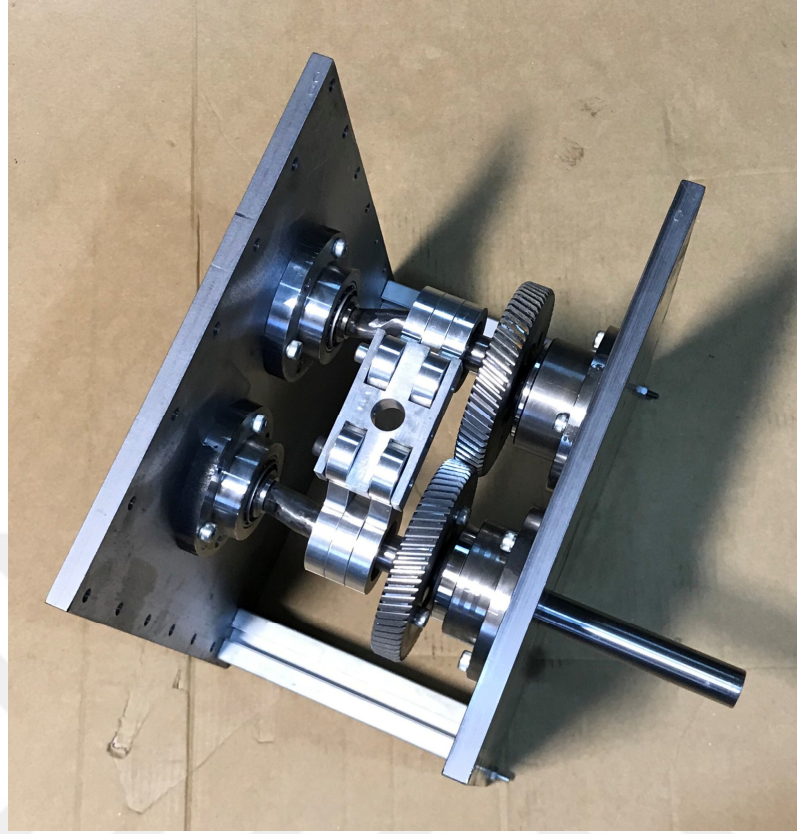
Resim 5.11. Sağ ve sol krank milleri

Rhombic hareket iletim mekanizmasında karşıt yönlerde dönen sağ ve sol olmak üzere iki farklı helisel dişli kullanılmıştır. Dişliler; AISI/SAE 4140 (DIN 42CrMo4 ıslah çeliği) malzemeden tek parça olarak imalatı gerçekleştirilmiştir. Rhombic dişlileri civata yardımıyla krank mili üzerine bağlanmıştır. Resim 5.12’de sağ ve sol rhombic dişlilerinin farklı açılardan resimleri görölmektedir.



Resim 5.12. Sağ ve sol rhombic dişlileri

Rhombic hareket iletim mekanizması; Resim 5.13'te görüldüğü gibi iki farklı helisel dişli tarafından birleştirilen ve karşıt yönlerde dönen rot mekanizması ile dengeli dönen krank milinden oluşmaktadır. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonu; bağlantı parçaları, biyel kolları ve zaman ayar dişlileri ile birbirine ile uyum içerisinde çalışacak şekilde bağlanmıştır. Güç piston rodu üst bağlantı parçasına, yer değiştirme piston rodu ise alt bağlantı parçası ile birleştirilmiştir.



Resim 5.13. Rhombic hareket iletim mekanizmasının montaj görüntüleri

5.3.3. Krank mili merkezleme yatakları

İlk yapılan imalat çalışmasında krank milinin ana muylularında bulunan konik rulmanların dış bilezikleri, bloğun yan kapakları üzerinde bulunan merkezleme yatakları üzerine yerleştirilmiştir. Krank mili merkezleme yatakları AISI/SAE 1040 (DIN C40 ıslah çeliği) imalat çeliğinden imal edilmiştir. Merkezleme yatakları 6 adet M8 civata yardımıyla motor bloğunun yan kapakları üzerine bağlanmıştır. Resim 5.13'te krank mili merkezleme yataklarının montaj resimleri görülmektedir.

Yapılan deneysel çalışmalar sırasında Rhombic hareket iletim mekanizmasındaki hassas merkezleme problemlerinden dolayı Resim 5.14'te görülen yeni sistem geliştirilmiştir. Geliştirilen bu sistem sayesinde yan kapaklar kapatılmadan Rhombic hareket iletim mekanizması motor bloğu dışında montaj yapılarak, motor bloğu içerisine kolaylıkla montaj yapılmaktadır. Daha sonra diğer motor parçaları ve yan kapakların montajı yapılmaktadır.



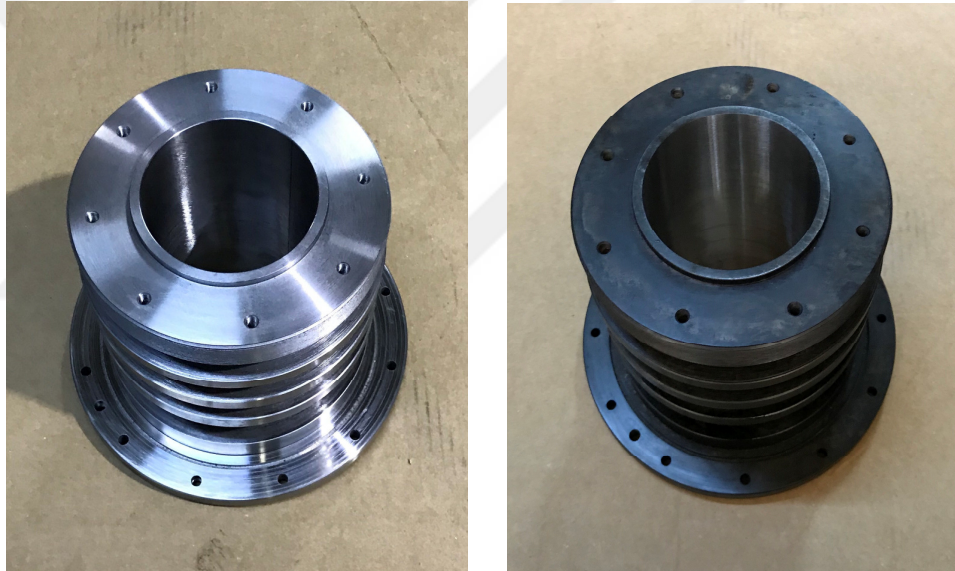
Resim 5.14. Rhombic hareket iletim mekanizmasının montaj görüntüsü



Resim 5.15. Rhombic hareket iletim mekanizması ve pistonların montaj görüntüsü

5.3.4. Güç silindiri ve soğutucu gömlek

Güç silindiri AISI/SAE 1040 (DIN C40 ıslah çeliği) malzemeden tek parça olarak imal edilmiştir. Güç pistonunun çalışacağı iç yüzeyi 0,03 mm çalışma boşluğu verilecek şekilde honlanmıştır. Güç silindirinin dış kısmına, iş akışkanının daha kolay soğutulmasını sağlamak amacıyla kademeli kanatçıklar konulmuştur. Bu sayede soğutma suyunun daha performanslı kullanılması sağlanmıştır. Montaj kolaylığı ve daha iyi sızdırmazlık sağlanması için güç silindirinin alt ve üst kısmı flanşlı olarak imalatı yapılmıştır. Resim 5.16'da güç silindirinin ısıl işlem öncesi ve sonrasındaki durumları görülmektedir.



Resim 5.16. Güç silindiri

Güç silindirinin dış kısmı alüminyum 7075 (AlZn5.5MgCu alüminyum alaşım) malzemeden tek parça olarak imalatı gerçekleştirilen soğutucu gömlek yardımıyla sızdırmaz bir şekilde kapatılmıştır. Güç silindirinin dış kısmı ile gömlek arasında iş akışkanının soğutulması için soğutma suyu dolaştırılmaktadır. Sızdırmazlık amacıyla gömleğin üst ve alt ucuna o-ring kanalları açılmıştır. Güç silindiri ile gömlek; birbirine üzerine açılan diş sistemi sayesinde vidalı olarak bağlanmıştır. Resim 5.17'de güç silindiri ve soğutucu gömlek görülmektedir.



Resim 5.17. Güç silindiri ve soğutucu gömlek



Resim 5.18. Güç silindiri ve soğutucu gömleğin montaj görüntüsü

5.3.5. Güç pistonu

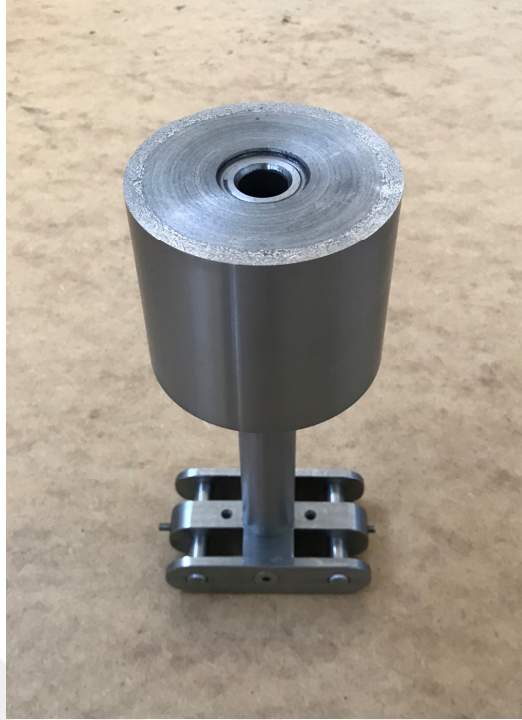
Güç pistonu; küresel grafitli dökme demir (sfero döküm) malzemenin yağlama ve aşınma direnci özelliğinin yüksek olması ve yüksek sıcaklığa bağlı genleşme miktarının düşük olmasından dolayı küresel grafitli dökme demir malzemeden imal edilmiştir. Küresel grafitli dökme demir malzemenin içerisinde grafit bulunduğundan dolayı motor yağsız olarak daha uzun süreler çalışabilmektedir. Güç pistonu; önce hassas olarak tornalanmış, sonra krank taşlama tezgahında taşlandıktan sonra polisaj işlemi yapılarak güç silindiri ile arasında 0,03 mm çalışma boşluğu verilmiştir. Motorda meydana gelen sürtünme kayıplarını azaltmak için güç pistonunda sekman

kullanılmamıştır. Resim 5.19’da güç pistonunun farklı açılardan resimleri görülmektedir.

Beta tipi Stirling motorlarının güç pistonu ve rodunun ortasından, yer değiştirme pistonunun rodu geçtiğinden dolayı, güç pistonu ve rodunun ortasına bronz malzeme yerleştirilerek tornalanmış ve hassas olarak işlenmiştir. Bu sayede yer değiştirme piston rodu ile güç piston rodu arasında daha kaliteli sızdırmazlık sağlanarak mekanik kayıplar minimize edilmiştir.



Resim 5.19. Güç pistonu



Resim 5.20. Güç pistonu ve üst bağlantı parçasının montaj görüntüsü

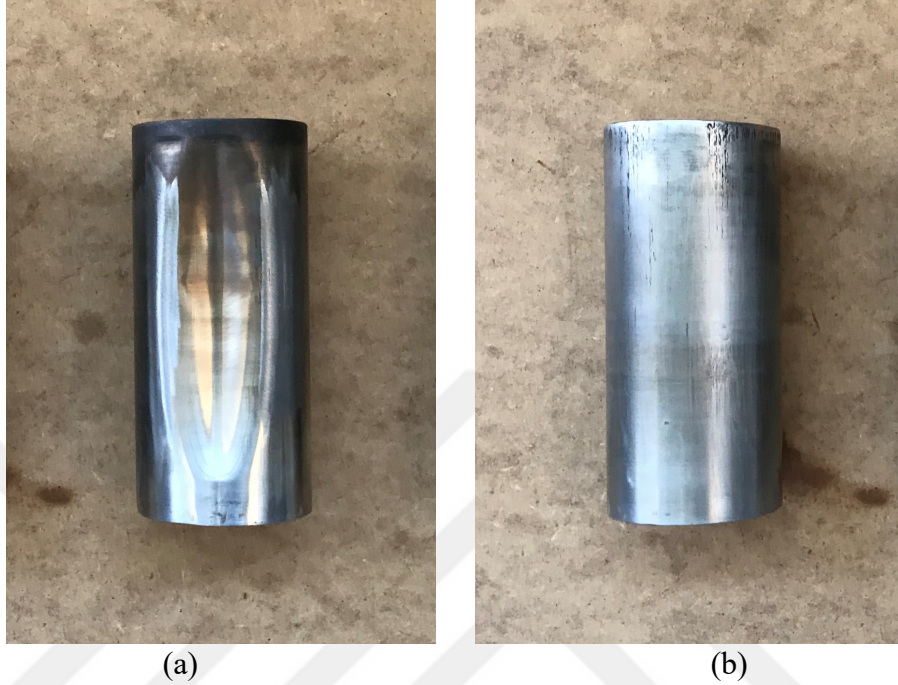
5.3.6. Yer değiştirme pistonları

Bu çalışmada kolay işlenebilirliği, korozyon direnci ve mekanik özelliklerinin yüksek olmasından dolayı AISI/SAE 303 (DIN X8CrNiS18-9 paslanmaz çelik) ve Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemelerden dört farklı yer değiştirme pistonu imalatı yapılmış ve motor performansına etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

Yer değiştirme pistonları içi boş olarak imalatı yapılmıştır. Yer değiştirme pistonunda kullanılan malzemenin özelliğine göre her iki açık ucuna paslanmaz çelik ve titanyum malzemeden yapılmış kapaklar, içerisine iş akışkanı kaçmayacak şekilde kaynatılmıştır. Yer değiştirme pistonun alt ucuna kuyruk milinin bağlantısını kolaylaştırmak için özel olarak diş açılmıştır.

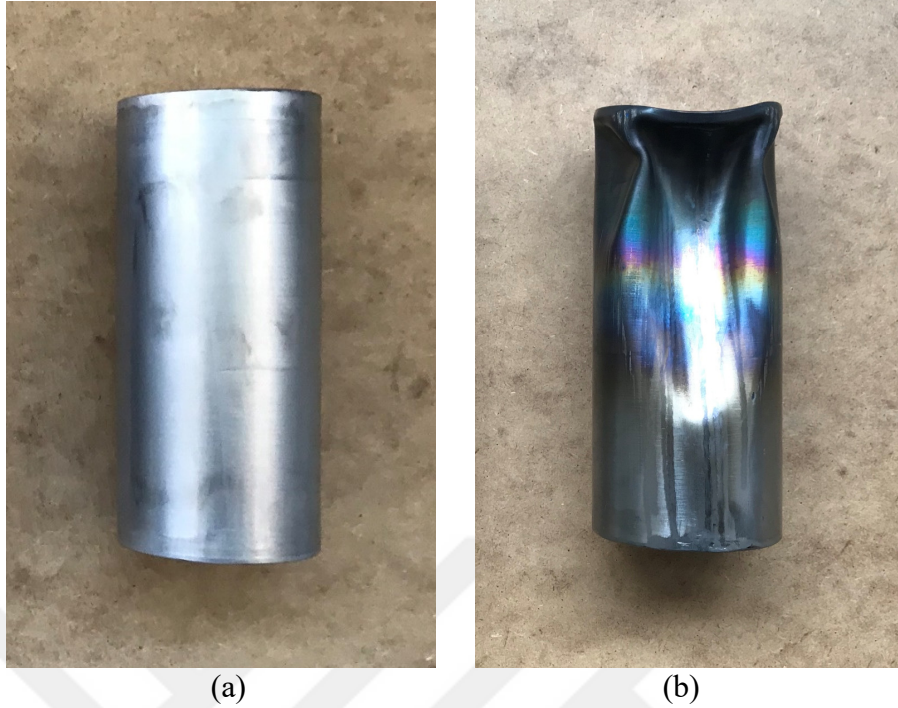
AISI/SAE 303 (DIN X8CrNiS18-9 paslanmaz çelik) malzemeden 495 g ağırlığında imalatı yapılan yer değiştirme pistonu, Stirling motorunun ilk deneysel çalışmaları sırasında, silindir içerisindeki basınçtan etkilenerek Resim 5.21(a)'da görüldüğü gibi deformasyona uğramıştır. Bu nedenle AISI/SAE 303 (DIN X8CrNiS18-9 paslanmaz

elik) malzemededen Resim 5.21(b)'de görülen 800 g ağırlığında olan yeni yer değiştirme pistonunun imalatı yapılmıştır.



Resim 5.21. Paslanmaz elik malzemelerden imalatı gerçekleştirilen yer değiştirme pistonları

Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemededen 470 g ağırlığında imalatı yapılan yer değiştirme pistonu Resim 5.22(a)'da görülmektedir. Bu yer değiştirme pistonu, Stirling motorunun deneysel çalışmaları sırasında, silindir içerisindeki basınçtan etkilenerek Resim 5.22(b)'de grldėđ gibi deformasyona uğramıştır. Bu yer değiştirme pistonu ile yapılan denemeler sırasında motor hiç alıştırılamamıştır. Bu nedenle Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemededen Resim 5.23'te görülen yer değiştirme pistonunun tekrar imalatı yapılmıştır. Yeni yapılan yer değiştirme pistonunun tekrar deformasyona uğramaması için içerisine özel destek malzemeleri konulmuştur.



Resim 5.22. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemeden imalatı gerçekleştirilen yer değiştirme pistonları

Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemeli yer değiştirme pistonunun içerisine Resim 5.23'te görüldüğü gibi titanyum malzemeden özel destek halkaları konulmuştur. Bu sayede yer değiştirme pistonun ağırlığını ve kalınlığını artırmadan, dayanım performansı yükseltilmiştir. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemeden 510 g ağırlığında imalatı yapılan yer değiştirme pistonunun bitmiş hali, Resim 5.24'te görülmektedir.

İmalatı yapılan paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli iki farklı yer değiştirme pistonu deneysel çalışmalar sırasında sorunsuz bir şekilde kullanılmış ve motor performansına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu iki farklı yer değiştirme pistonlarının kuyruk mili ile birlikte montaj ağırlıkları titanyum ve paslanmaz çelik pistonlarda sırasıyla 1112 g ve 1417 g olarak ölçülmüştür. Titanyum malzemesinin yer değiştirme pistonunda kullanılması 300 g'lık bir avantaj sağlamıştır.



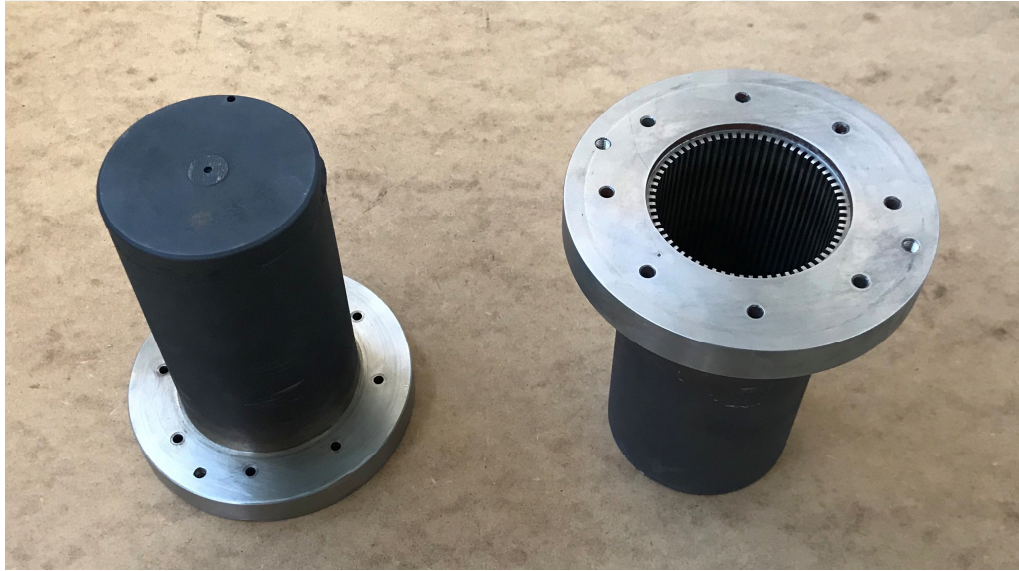
Resim 5.23. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemedan imalatı gerçekleştirilen yeni yer değiştirme pistonunun iç görünümü



Resim 5.24. Ti 6Al 4 V (GR5 titanyum) malzemedan imalatı gerçekleştirilen yer değiştirme pistonu

5.3.7. Yer değiştirme silindiri

Yer değiştirme silindiri; kolay işlenebilirliği, korozyon direnci ve mekanik özelliklerinin yüksek olmasından dolayı AISI/SAE 303 (DIN X8CrNiS18-9 paslanmaz elik) malzemeden tek parça olarak imalatı yapılmıştır. Yer değiştirme silindiri; 8 adet allen başlı M6 civata yardımıyla g silindiri üzerine bağlanmıştır. Sızdırmazlığı sağlamak için yer değiştirme silindiri ile g silindirinin temas ettiği yüzeylerde sıvı conta kullanılmıştır. Montaj kolaylığı ve daha iyi sızdırmazlık sağlanması için yer değiştirme silindirin alt kısmı flanşlı olarak imalatı yapılmıştır. Resim 5.25’de görülen yer değiştirme silindirinin imalatı yapılmıştır.



Resim 5.25. İmalatı gerçekleştirilen yer değiştirme silindiri

5.3.8. Biyel kolları

Biyel kolları; kolay işlenebilirliği, korozyon direnci, aşınma direnci ve mukavemet gibi mekanik özelliklerinin yüksek olmasının yanı sıra oldukça hafif olmasından dolayı alüminyum 7075 (AlZn5.5MgCu alüminyum alaşım) malzemeden Resim 5.26’da görüldüğü gibi tek parça olarak imalatı yapılmıştır. Resim 5.13’te görüldüğü gibi imalatı yapılan rhombic hareket iletim mekanizmasında; g pistonu için dört adet, yer değiştirme pistonu için ise iki adet biyel kolu kullanılmıştır.



Resim 5.26. Biyel kolları

Motorda yağlama sistemi kullanılmadığından dolayı, çalışma sırasında oluşabilecek aşınma ve gürültü değerlerini minimuma indirmek için Resim 5.27’de görüldüğü gibi biyel kollarına özel rulmanlar yerleştirilmiştir. Biyel kollarının motor çalışma sırasında eksenel gezintisini önlemek ve sürtünme kayıplarını minimuma indirmek için eksenel gezinti rulmanları kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda eksenel rulman kullanılmadığında motor yaklaşık 580 °C’de çalışmaya başlarken, eksenel rulmalar kullanıldığında motor yaklaşık 430 °C civarlarında çalışmaya başladığı gözlenmiştir.



Resim 5.27. Biyel kollarının rulmanlı montaj görüntüsü

5.3.9. Volan

Volan; iş zamanında bir miktar enerjiyi üzerine alarak, diğer zamanlarda pistonların kolayca ölü noktaları aşmasını sağlayarak motorun bütün devirlerinde krank milinin düzgün ve dengeli çalışmasına yardımcı olur. Motor volanı AISI/SAE 1040 (DIN C40 ıslah çeliği) malzemeden imal edilmiştir. Volanın krank miline çözülebilir tarzda bağlanmasını sağlamak ve göbek içinde boşta dönmesini önlemek için özel bir kama yardımıyla sıkı geçme yapılarak, M8 civata ile sabitlenmiştir. Volanın ön yüzeyine dinamometre ile bağlantısının kolay yapılabilmesi için özel bir dişli, kaynak ile birleştirilmiştir.

Deneyisel çalışmalarda 12 kg ağırlığındaki motor volanı ile yapılan deneyisel çalışmalarda motor devri 1003 d/d kadar çıktıktan sonra motor devrinde aşağı doğru kademeli olarak düşme olduğu ve belli bir süre sonra motorun durduğu gözlenmiştir. Bu nedenle motor volanının oluşturduğu atalet momentinin yetersiz olduğundan dolayı volan ölçülerinde modifikasyon yapılmıştır. Modifikasyon sonrası motor volanı 15 kg ağırlığına çıkarılmış ve bu yeni volan ile yapılan deneylerde motorun kararlı bir çalışma performansı gösterdiği gözlenmiştir. Resim 5.28’de imalatı yapılan motor volanlarının farklı açılardan resimleri görülmektedir.



Resim 5.28. Motor volanı

5.4. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Yardımcı Ekipmanlar

Deneyisel çalışmalar Kırıkkale Üniversitesi Meslek Yüksekokulu Otomotiv Teknolojisi Bölümü laboratuvarında yapılmıştır. Resim 5.29’da görülen deney düzeneğinde özel olarak tasarlanan elektrikli ısıtıcı ile farklı iş akışkanları kullanılarak $727\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcak uç sıcaklığında prony tipi bir dinamometre kullanılarak Stirling motorunun güç ve tork değerleri deneyel olarak incelenmiştir.



Resim 5.29. İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizmalı Stirling motorunun deney düzeneği

5.4.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan iş akışkanları

Stirling motorlarında ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesinde farklı iş akışkanları kullanarak motor performansları artırılabilir. Deneysel çalışmalarda imalatı yapılan rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunda iş akışkanı olarak Resim 5.30'da görülen hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları kullanarak motor performansı üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Laboratuvar şartlarında farklı şarj basınçları için ısı kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanılarak $727\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcak uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak güç ve tork değerleri incelenmiştir.



Resim 5.30. Hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen iş akışkanları

5.4.2. Isı kaynağı

Deneyisel çalışmalarda Kanthal A-1 serisi rezistans teli kullanılarak maksimum çalışma sıcaklığı 1100 °C ve 3000 W güç değerine sahip olacak şekilde özel olarak tasarlanan, PID kontrol özellikli ve sıcaklık dalgalanmalarını ± 2 °C olacak şekilde minimize eden EVO mini marka kontrol cihazlı elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Isıtıcı üst kısmı özel kapak ile kapatılmaktadır. Bu sayede ısıtıcı yerinden oynatılmadan üst kısımdan içerisi rahatlıkla izlenebilmekte ve gerekli kontroller yapılabilmektedir. Resim 5.31’de özel olarak tasarlanan elektrikli ısıtıcı ve EVO mini marka kontrol cihazlı güç ünitesi görülmektedir.



Resim 5.31. Elektrikli ısıtıcı ve güç ünitesi

5.4.3. Isıl çift (Termokupl)

Deneyisel çalışmalarda Ordell marka OM02-N130-35 serisi 0 °C’den +1200 °C’ye kadar yüksek hassasiyette ölçüm yapabilme yeteneğine sahip iki adet N tipi ısıl çift kullanılmıştır. Birinci ısıl çift; ısıtıcı iç hacim sıcaklığını ölçmek için kullanılırken, ikinci ısıl çift ise yer değiştirme silindiri üzerine açılmış olan delik içerisine yerleştirilerek iki farklı noktada sıcaklık ölçüm işlemi yapılmıştır. Isıl çift tarafından algılanan sıcaklık değerleri EVO mini marka kontrol cihazı üzerinden okunmuştur.

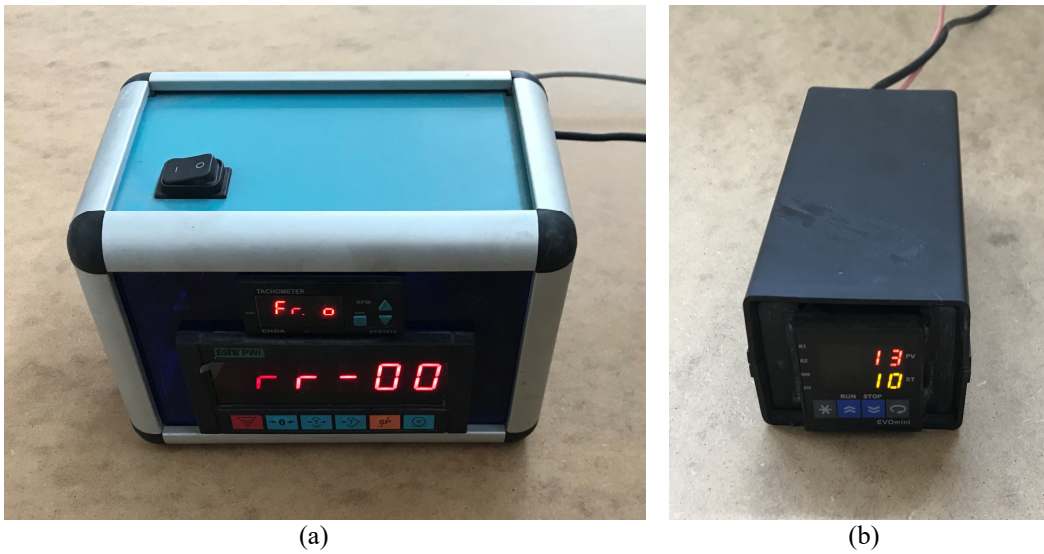
5.4.4. Dijital takometre

Deneysel çalışmalarda motor devrinin ölçülmesinde, Enda marka ETS1410 model dijital takometre ve Schneider marka endüktif sensör kullanılmıştır. ETS1410 model takometre; giriş frekansı 0,07 Hz ile 3 kHz arasında olan darbe girişli, pano tipli ve 4 haneli dijital gösterge panelli bir devir ölçüm cihazıdır. Resim 5.32(a)'da ETS1410 model dijital takometre ve Resim 5.32(b)'de Schneider marka endüktif sensör görülmektedir.



Resim 5.32. ETS1410 dijital takometre ve Schneider endüktif sensör

Resim 5.33(a)'da ETS1410 model dijital takometre, Esit marka PWI serisinin pano tipi kutulu modeli PWI-P serisi yük ölçüm cihazı ve Resim 5.33(b)'de EVO mini model sıcaklık ölçüm cihazları görülmektedir.



Resim 5.33. Deneysel çalışmalarda kullanılan çeşitli ölçüm aletleri

5.4.5. Debimetre ve dijital sayıcı sensör

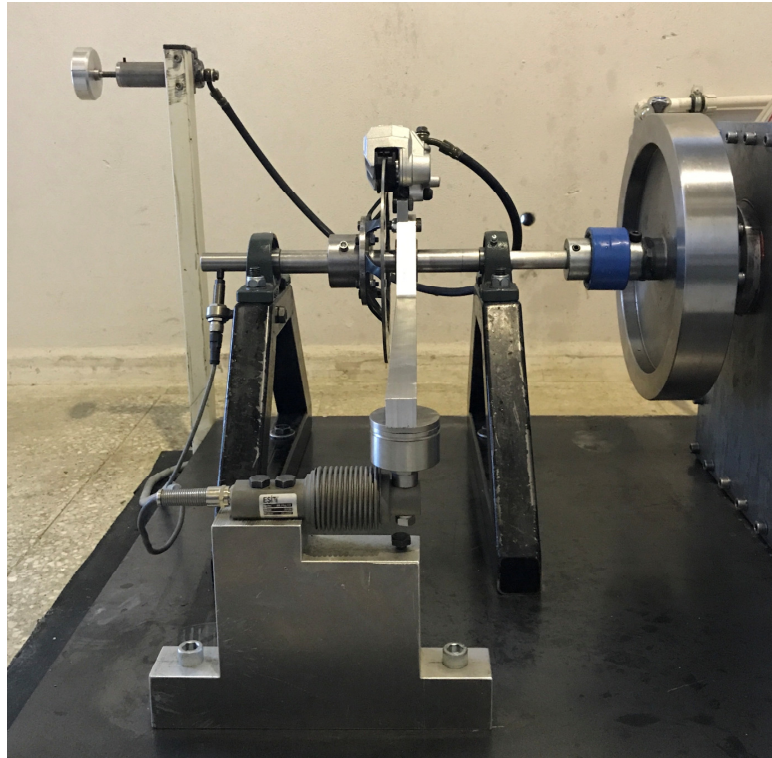
Deneyisel çalışmalarda motorda kullanılan soğutma suyunun debi miktarının ölçülmesinde, VFA marka M1 serisi türbin tip debimetre ve EMKS TCS37-100 model dijital sayıcı sensör kullanılmıştır. Türbin tip debimetreler; içerisinde geçen sıvı ve gaz gibi akışkanlar sayesinde dönen pervanenin tur sayısı bilgisini, hall-effect manyetik sensörler aracılığıyla yüksek hassasiyetli bir şekilde ölçüm yapmak için kullanan cihazlardır. Bu tip debimetrelerin sayısal veri çıkışları pulse (Kare dalga) olarak alınmaktadır. Sistem içerisinde geçen akışkanın döndermiş olduğu pervanenin üzerinde bulunan sabit mıknatısların, sensörle her iletişimde belirli bir pulse bilgisi oluşturulmaktadır. Bu sayede sistemden geçen sıvı akışının debi miktarı kolaylıkla hesaplanabilmektedir. Sistemde kullanılan VFA marka M1 serisi türbin tip debimetre 0-30 litre/dk ölçüm aralığına sahiptir. Resim 5.34'te VFA marka M1 serisi türbin tip debimetre ve EMKS TCS37-100 model dijital sayıcı sensör görülmektedir.



Resim 5.34. VFA marka M1 serisi türbin tip debimetre ve EMKS TCS37-100 model dijital sayıcı sensör

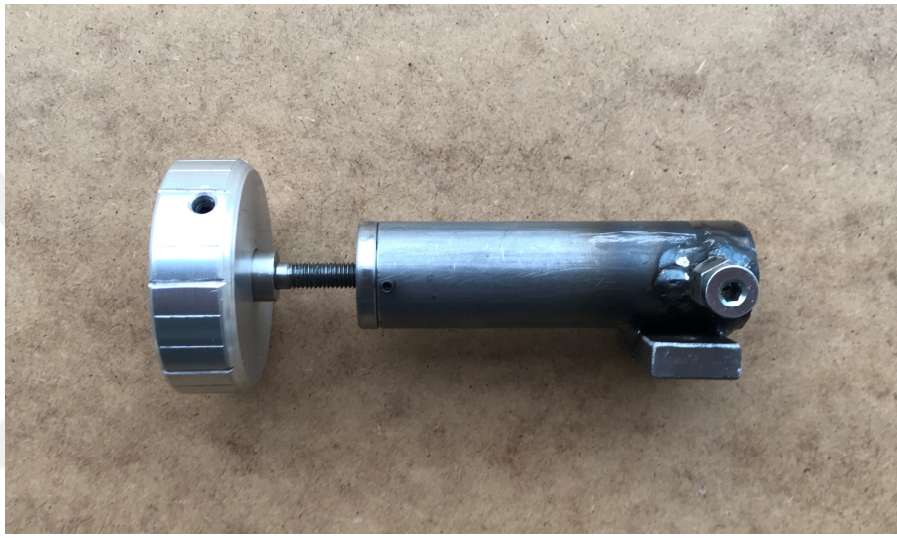
5.4.6. Prony tip dinamometre

İmalatı yapılan Stirling motorunun tork değerlerinin ölçülmesinde imalatının kolay ve kullanımının basit olmasından dolayı prony tipi (balatalı fren) bir dinamometrenin kullanılması tercih edilmiştir. Bu tür dinamometre sisteminde; başlangıçta motor yüksüz olarak boşta çalıştırılır ve en yüksek motor devirine çıkması sağlanır. Daha sonra fren sistemi yükleme civatası yavaş yavaş kademeli bir şekilde sıkılarak motor yüklenir. Hidrolik frenleme tertibatı fren diskini sıkmaya başlar, sürtünme yardımıyla frenleme tertibatına bağlı olan kol, yük hücresi üzerinde bir kuvvet uygular. Yük hücresinde oluşan kuvvet değeri ile o andaki motor devir sayısı kayıt edilir. Ölçüm sonucunda yük hücresine etki eden kuvvet ile kol uzunluğu çarpılarak o devirdeki motor torku belirlenir. Bu işlem motorun stop etmeden çıkabileceği en fazla kuvvet değerine kadar yapılır. Stirling motorunun tork değerlerinin deneysel ölçümleri için Resim 5.35'te görülen prony tipi bir dinamometrenin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Dinamometre; yük hücresi (load cell), fren diski, hidrolik frenleme tertibatı, ana mil, yataklı rulman, taşıyıcı ayaklar ve kuvvet kolundan oluşmaktadır.

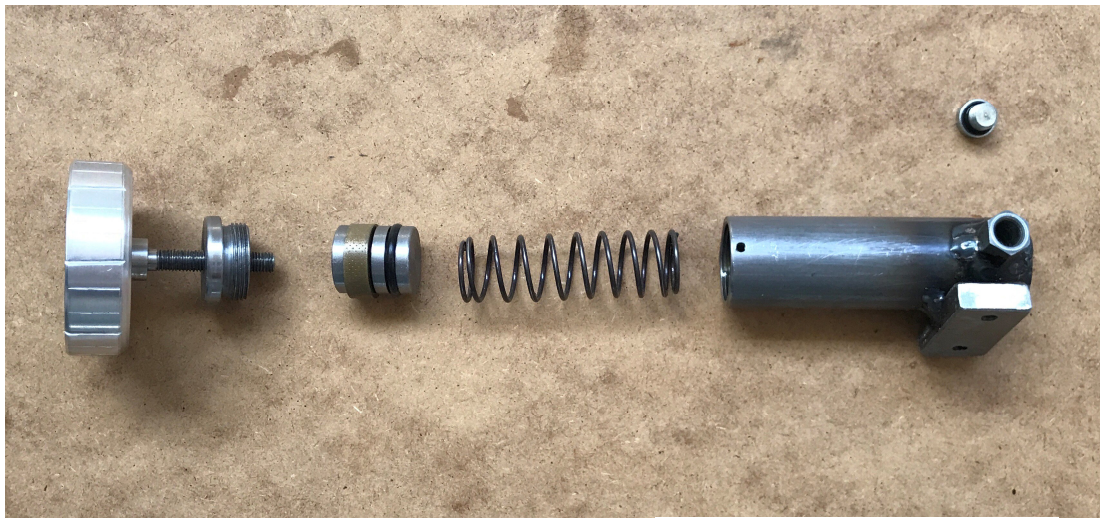


Resim 5.35. Deneysel çalışmalarda kullanılan prony tipi dinamometre

Geliştirilen prony tipi dinamometrede ki hidrolik fren tertibatında kullanılmak üzere Resim 5.36’da görülen hidrolik piston-silindir sistemi özel olarak tasarlanmış ve imalatı yapılmıştır. Sistem kullanılmadan önce hidrolik hat içerisinde bulunan hava, piston-silindir üzerindeki hava alma civatası aracılığıyla alınmıştır. Hidrolik piston-silindir sistemindeki yükleme civatası yavaş yavaş kademeli bir şekilde sıkılarak motor yükleme yapılmakta ve motorun tork değerleri ölçülebilmektedir. Bu sistem sayesinde daha hassas motor tork ölçümleri kolaylıkla yapılmıştır.



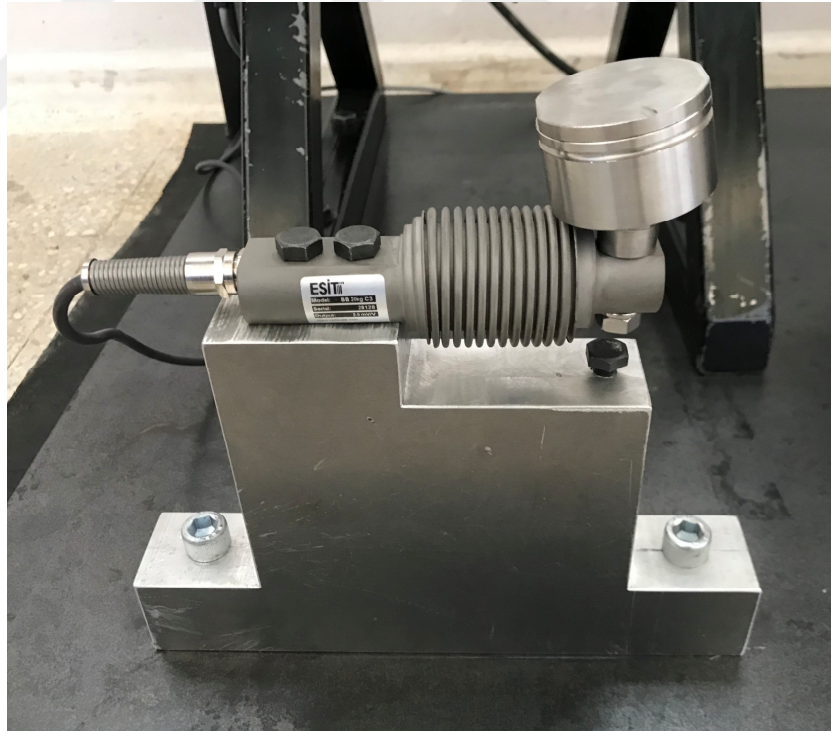
Resim 5.36. Deneyisel çalışmalarda kullanılan hidrolik piston-silindir sisteminin montaj görünümü



Resim 5.37. Hidrolik piston-silindir sisteminin parçalarına ayrılmış görünümü

5.4.7. Yük hücresi (Load-Cell)

Deneyisel çalışmalarda motor torkunun ölçülmesinde, ESIT marka BB20 model hermetik izolasyona sahip, yüksek hassasiyette körüklü lama tipi, eğme kuvveti prensibi ile çalışan bir yük hücresi kullanılmıştır. ESIT BB20 model yk hücresi tamamen paslanmaz elik olan gövdesindeki ölçüm bölgesi krk malzeme ile hava ve su geçirmeyecek şekilde kaynakla kapatılmıştır. Resim 5.38’de görülen BB20 model yk hücresi 0 kg’dan 20 kg’a kadar ölçümleri 1 g hassasiyet aralıklarında kolaylıkla yapabilmektedir. Yük hücresinin bir tarafı sabit, diğer tarafı ise dinamometre kuvvet kolunun kasıntısız olarak baskı uygulaması ve kalibrasyon ayarlarının kolay bir şekilde yapılabilmesi için yatay düzleme paralel olacak şekilde iki civata yardımıyla montajı yapılmıştır. ESIT BB20 model yk hücresi maksimum 30 kg değerine kadar aşırı yüklere dayanabilmektedir.



Resim 5.38. Deneyisel çalışmalarda kullanılan ESIT BB20 model yk hücresi

5.4.8. Manometre

Deneyisel çalışmalarda iş akışkanının motor bloğuna istenen basınç değerinde şarj edilebilmesi için Resim 5.39’da görülen Pakkens marka bourdon tipi bir manometre kullanılmıştır. Manometrenin; yüksek ısıya maruz kalmaması ve göstergesinin kolay okunabilmesi için motor bloğunun ön yüzeyine yerleştirilmiştir.



Resim 5.39. Deneyisel çalışmalarda kullanılan bourdon tipi manometre

5.4.9. İnfrared termometre

Deneylerde motorun çeşitli noktalarındaki sıcaklıkları ölçmek için Resim 5.40’da görülen Cem marka DT-8859 model infrared bir termometre kullanılmıştır. İnfrared termometreler; yüzeye dokunmaya gerek kalmadan 1-2 metre mesafeden yüksek hassasiyetli bir şekilde sıcaklık ölçümü yapmak için kullanan cihazlardır. İnfrared termometreler sadece görünür yüzeylerdeki yüzey sıcaklığını ölçebilirler ve cam arkasından ya da parlak yüzeylerde sıcaklık ölçümü yapmak mümkün değildir. Kullanılan Cem marka DT-8859 model infrared termometre 0,1 °C hassasiyetinde - 50 ile 1050 °C arasında ölçüm yapabilmektedir.



Resim 5.40. Deneyisel çalışmalarda kullanılan infrared termometre

6. DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

İmalatı gerçekleştirilen rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi Stirling motorunda paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonlarıyla, iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları kullanılarak motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda elektrikli ısıtıcı kullanılarak $727\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcak uç ve $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$) soğuk uç sıcaklıklarında motor devrine bağlı olarak motor performans testleri yapılmıştır.

Deneysel çalışmalarda Stirling motoru $300\text{--}350\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcak uç sıcaklıkları arasında çalışmaya başladığı görülmüştür. Deneysel çalışmanın yapılacağı $727\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcak uç sıcaklığı kadar motor çalıştırılarak, çalışma sıcaklığına gelmesi beklenmiştir. Böylece deneysel çalışmalar sırasında sıcak uç sıcaklığındaki dalgalanmalar azaltılmaya çalışılmıştır. Ayrıca iş akışkanı olarak argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazlarının kullanımı sırasında motor bloğu içerisindeki ortam havasının, kullanılacak iş akışkanı ile karışmasının önlenmesi için ilk önce kullanılacak iş akışkanı 1 bar basınca kadar motor bloğuna doldurulmaktadır. Daha sonra içerideki basınç atmosfer basıncından çok az miktarda yüksek olacak şekilde iş akışkanı dış ortama boşaltılmaktadır. Bu işlem üç kez tekrarlanıp motor bloğu içerisindeki ortam havasının, kullanılacak iş akışkanı ile karışması önlenmiştir. Dinamometre yüklemeleri sırasında motorun kararlı duruma gelmesi için yükleme yapıldıktan sonra, bir sonraki yükleme yapılana kadar 10 - 15 saniye beklenmiştir. Deneysel çalışmalar aynı tür iş akışkanı için 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları sırayla yapılmıştır.

Deneysel çalışmalar sırasında başlangıçta motor yüksüz olarak boşta çalıştırılarak en yüksek motor devrine çıkması sağlanmıştır. Daha sonra fren sistemi yükleme civatası yavaş yavaş kademeli bir şekilde sıkılarak motor yüklenmiştir. Hidrolik frenleme tertibatı fren diskini sıkmaya başlayarak, sürtünme yardımıyla frenleme tertibatına bağlı olan kol, yük hücresi üzerinde kuvvet uygulamıştır. Yük hücresinde oluşan kuvvet değeri ile o andaki motor devir sayısı kayıt altına alınmıştır. Elde edilen yük değerleri ile motor devirleri kullanılarak, motorun tork değerleri matematiksel

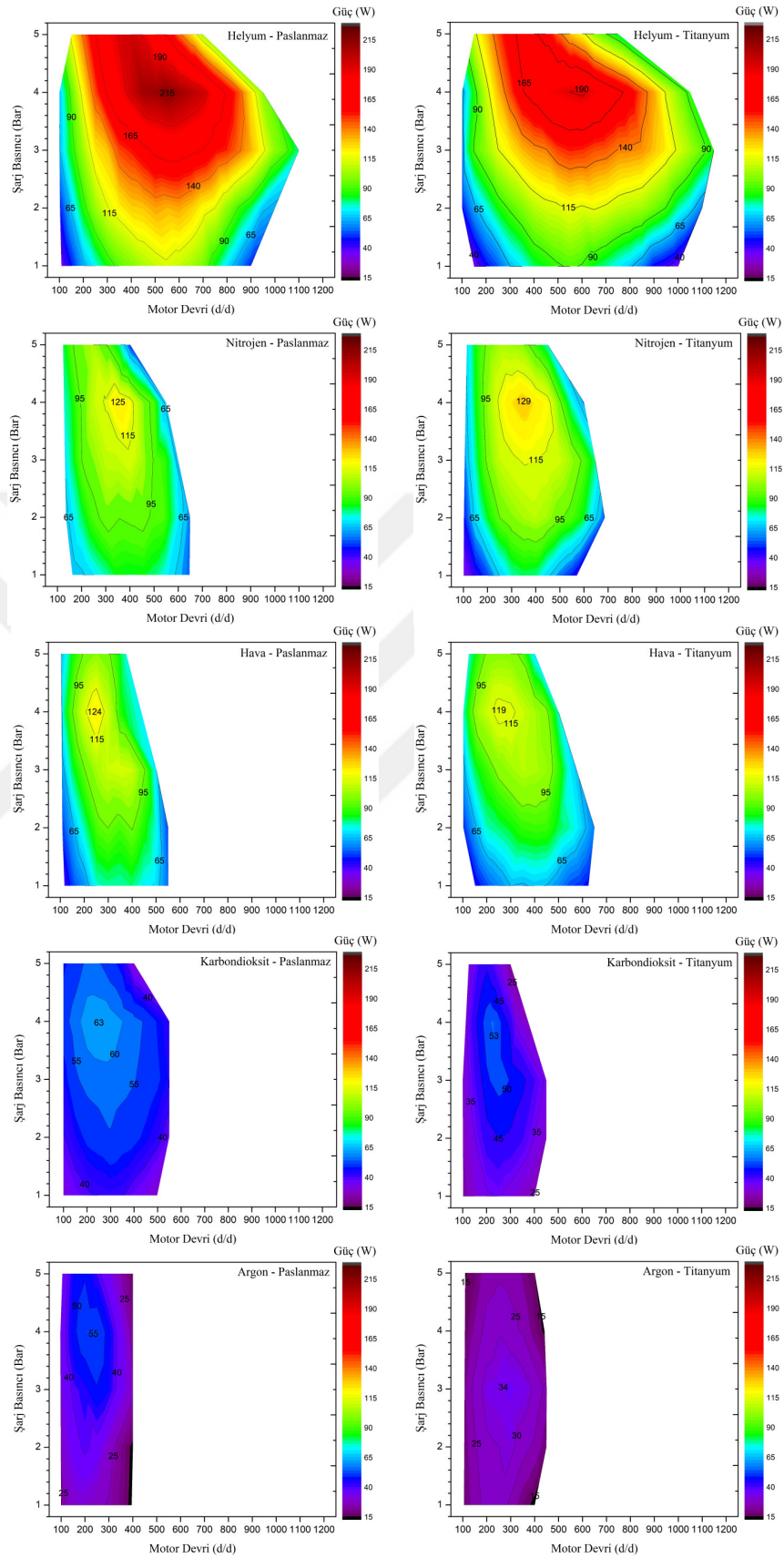
ifadeler ile hesaplanmıştır. Farklı şarj basınçlarında elde edilen bu değerler kullanılarak motor performans karakteristik grafikleri elde edilmiştir.

Paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonlarında farklı iş akışkanlarıyla yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç karakteristiklerinin motor devrine ve şarj basıncına bağlı olarak çalışma haritası Şekil 6.1’de verilmiştir.

Stirling motorlarında iş akışkanı; sıcak ve soğuk bölgeler arasında yer değiştirme pistonu ile silindir duvarı arasındaki boşluktan çift yönlü geçiş yapmaktadır. İş akışkanı sıcak kaynaktan aldığı ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştürdükten sonra üzerindeki geri kalan ısı enerjisini soğuk kaynağa transfer ederek çevrim tamamlanmaktadır. Bu işlem her çevrim süresince tekrarlanmaktadır. Motor devrinin artmasıyla çevrim boyunca iş akışkanı üzerinde uygulanan ısıtma-soğutma süreleride orantılı olarak azalmaktadır. Bu nedenden dolayı Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanının ısı iletkenliğinin yüksek olması istenmektedir.

Helyum gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,4052 W/mK iken aynı sıcaklıkta hava, argon, karbondioksit ve nitrojen gazlarının ısı iletkenlikleri sırasıyla 0,06754 W/mK, 0,0493 W/mK, 0,06752 W/mK, ve 0,0626 W/mK’dir. Bu değerlerden de görüldüğü gibi helyum gazının ısı iletkenliği diğer gazlardan oldukça yüksektir. Ayrıca helyum gazı, diğer gazlar ile karşılaştırıldığında Çizelge 2.1 de görüldüğü gibi yoğunluğuda oldukça düşüktür. Bu nedenden dolayı düşük ısı iletkenliğe sahip gazların, ısı iletkenliği yüksek olan gazlara göre daha düşük motor gücü ürettiği görülmektedir.

Şekil 6.1 verilen grafikler incelendiğinde Stirling motorlarının performans değerleri üzerinde kullanılan yer değiştirme piston malzemesinin çok önemli bir etkiye sahip olmadığı görülmektedir. Fakat Stirling motorlarının performans değerleri üzerinde iş akışkanının ısı iletkenliği ve yoğunluğunun önemli ölçüde etkili olduğu gözlenmiştir.



Şekil 6.1. Motor devri, şarj basıncı, motor gücü, iş akışkanı ve yer değiştirme piston malzemesine bağlı olarak Stirling motorun çalışma haritaları

6.1. Helyum Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları

Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve helyum iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile Şekil 6.2 ve Şekil 6.3'te verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 112,78; 134,07; 172,34; 215,48 ve 195,93 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 3,07; 4,49; 6,16; 6,27 ve 7,54 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 550 d/d motor devrinde 215,48 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 7,54 Nm olarak elde edilmiştir. Bu elde edilen maksimum motor gücü; paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonları ile hava, argon, karbondioksit ve nitrojen iş akışkanları ile yapılan tüm deney şartlarında elde edilen en yüksek değerdir. Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonunun kullanıldığı deney aşamalarının hepsindeki motor güç değerleri; titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen motor güç değerlerine göre daha yüksek çıkmıştır.

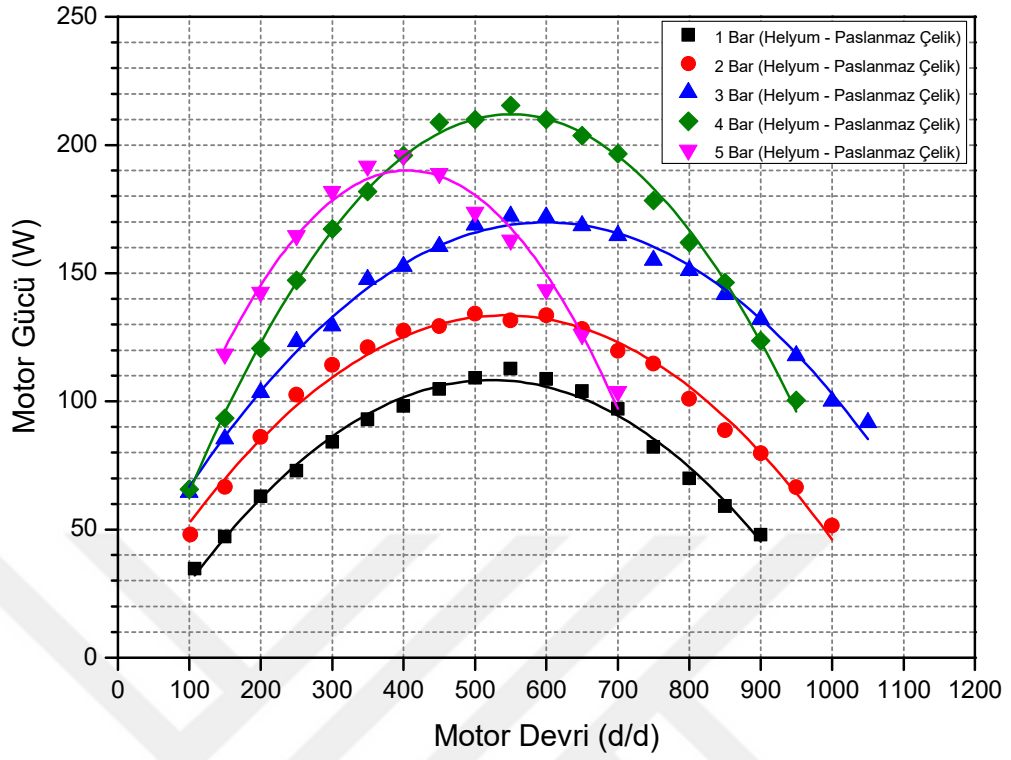
Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanlarının ısı iletkenliklerinin motor performansları üzerindeki etkileri oldukça önemlidir. Helyum gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,4052 W/mK iken aynı sıcaklıkta nitrojen, hava, karbondioksit ve argon gazlarının ısı iletkenlikleri sırasıyla 0,0626 W/mK, 0,06754 W/mK, 0,06752 W/mK, ve 0,0493 W/mK'dir. Bu değerlerden de görüldüğü gibi helyum gazının ısı iletkenliği diğer gazlardan oldukça yüksektir. Ayrıca helyum gazı, diğer gazlar ile karşılaştırıldığında yoğunluğunun düşük olmasından dolayı sürtünme kayıpları daha az olmaktadır.

Şekil 6.1'de verilen çalışma haritası incelendiğinde helyum gazı ile yapılan deneylerde, düşük ısı iletkenliğe ve yüksek yoğunluğa sahip gazlara göre daha yüksek motor gücü elde edildiği görülmektedir. Ayrıca helyum gazı; nitrojen ve havaya oranla hem motor gücünde, hem de maksimum gücün elde edildiği motor devrinde yaklaşık iki katından fazla bir artış sağlamıştır.

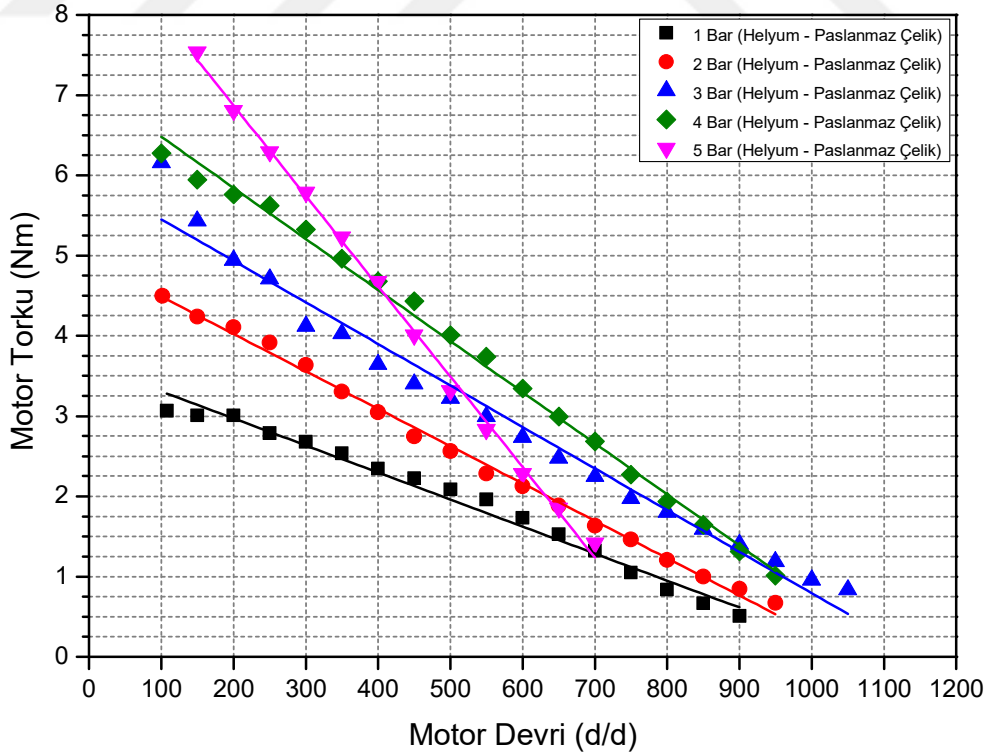
Şekil 6.2 incelendiğinde motor gücünün; motor devrinin artmasıyla birlikte arttığı ve maksimum motor güç değerinden sonra devir artışına bağlı olarak motor gücünün azalmasının sebebi; ısıtma-soğutma sürelerinin yüksek devirlerde azalmasının yanı sıra ısı transfer yüzey alanının yetersiz olmasından (rejeneratör kullanılmaması) dolayı kaynaklanmaktadır.

Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak helyum gazı kullanıldığında, motor devrinin 1050 d/d ya kadar çıkabildiği görülmektedir. Fakat şarj basıncı artışına bağlı olarak motor çalışma aralığı azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni kullanılan iş akışkanı kütlelerinin şarj basıncına bağlı olarak artmasından kaynaklanmaktadır. İş akışkanı kütlelerinin artışına bağlı olarak, iş akışkanına uygulanan ısı enerjisi miktarıda orantılı olarak azalmaktadır. Böylece motordan üretilen gücünün bir kısmı bu şekilde kaybedilmekte ve motor devri azalmaktadır.

Şekil 6.2’de görüldüğü gibi motor gücü; şarj basıncı artışıyla birlikte maksimum bir değere kadar artmakta ve bu maksimum değerden sonra ise azalmaktadır. 5 bar şarj basıncında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerlerinin, 4 bar şarj basıncında elde edilen değerlerden düşük ve 1, 2 ve 3 bar şarj basınçlarında elde edilen değerlerden yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni 1 bar’da kullanılan iş akışkanının miktarı ile 4-5 bar’da kullanılan iş akışkanı miktarının daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Silindir içerisindeki iş akışkanının kütleli miktarı artmasından dolayı, gerekli olan ısıtma ve soğutma süreleri yetersiz olmaktadır. Bu yüzden düşük basınçtaki iş akışkanına gerekli olan ısıtma ve soğutma süreleri yeterli olurken, yüksek basınçlardaki iş akışkanı için yeterli olamamaktadır. Böylece motordan üretilen gücünün bir kısmı bu şekilde kaybedilmektedir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki çalışmalarla benzer sonuçlar göstermektedir (Heffner, 1965; Beukering ve ark., 1973; Çınar ve ark., 2013; Aksoy ve ark., 2017).



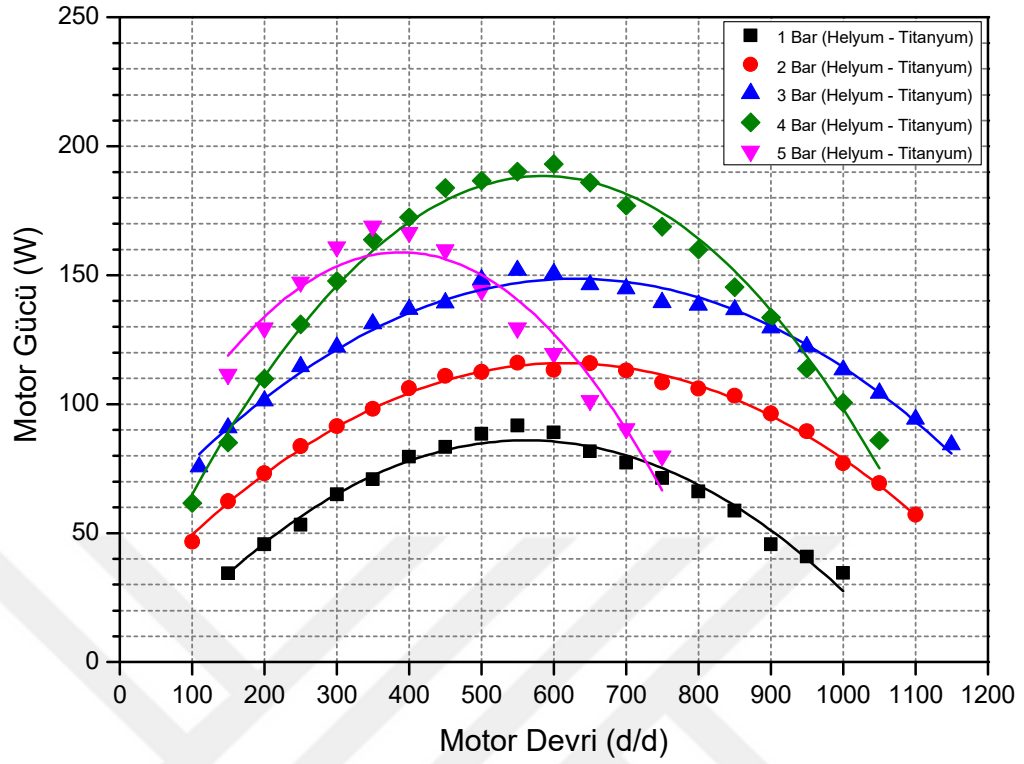
Şekil 6.2. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Helyum - Paslanmaz çelik)



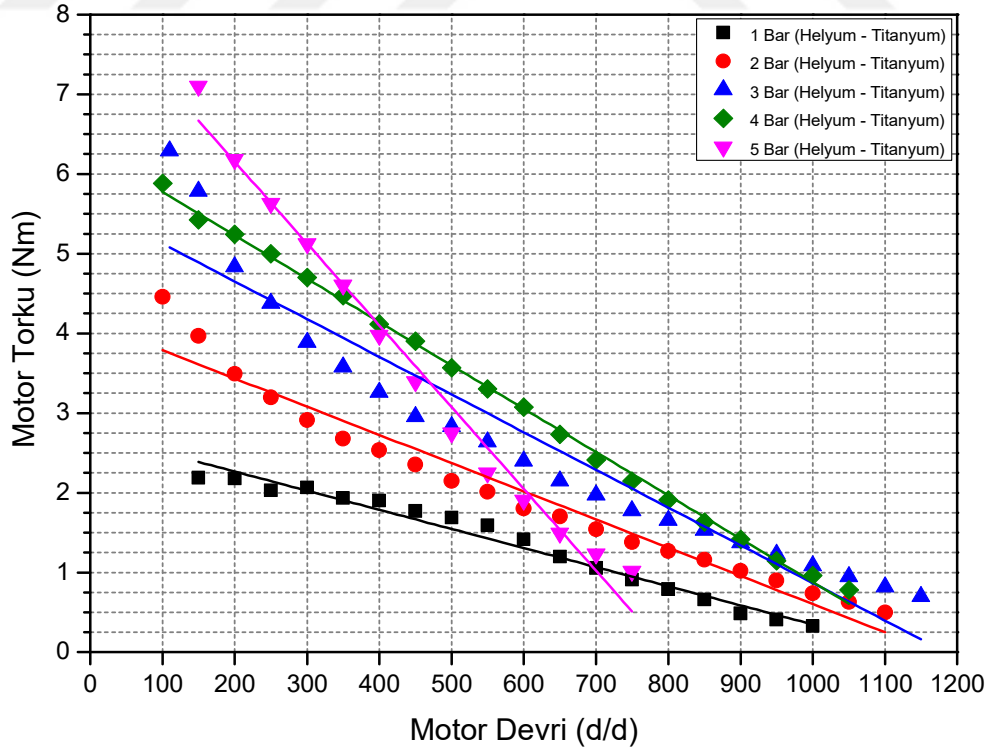
Şekil 6.3. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Helyum - Paslanmaz çelik)

Titanyum yer değiştirme pistonu ve helyum iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor g ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile şekil 6.4 ve şekil 6.5'te verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 91,68; 116,07; 151,94; 193,12 ve 168,91 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,19; 4,46; 6,28; 5,88 ve 7,1 Nm olarak lmştr. Maksimum motor g 4 bar şarj basıncında 600 d/d motor devrinde 193,12 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 7,1 Nm olarak elde edilmiştir. Bu elde edilen motor g; titanyum yer değiştirme pistonu ile hava, argon, karbondioksit ve nitrojen iş akışkanları ile yapılan tüm deney şartlarında elde edilen en yüksek değerdir.

Titanyum yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak helyum gazı kullanıldığında, paslanmaz elik yer değiştirme pistonun kullanımına göre motor glerinin azalmasının yanında, motorun çalışma devir aralığında belirli de arttığı ve motor devrinin 1150 d/d ya kadar çıkabildiği gözlenmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz elik yer değiştirme pistonundan %10,38 daha az olduğu belirlenmiştir. şekil 6.1 verilen grafikler incelendiğinde Stirling motorunun performans değerleri üzerinde, kullanılan yer değiştirme piston malzemesinin çok önemli bir etkiye sahip olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni titanyum malzemeli yer değiştirme piston ağırlığının, paslanmaza göre daha hafif olması olarak açıklanabilir. Titanyumun ağırlığının paslanmaz elik'e göre daha hafif olmasından dolayı, titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu ile yüksek motor devirlerine ulaşılmıştır. Isıtma-soğutma sürelerinin yüksek devirlerde azalmasının yanı sıra ısı transfer yüzey alanın yetersiz olmasından (rejeneratör kullanılmaması) dolayı motor göçünün azalmasının diğer bir sebebi olduğu düşünülmektedir.



Şekil 6.4. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Helyum - Titanyum)



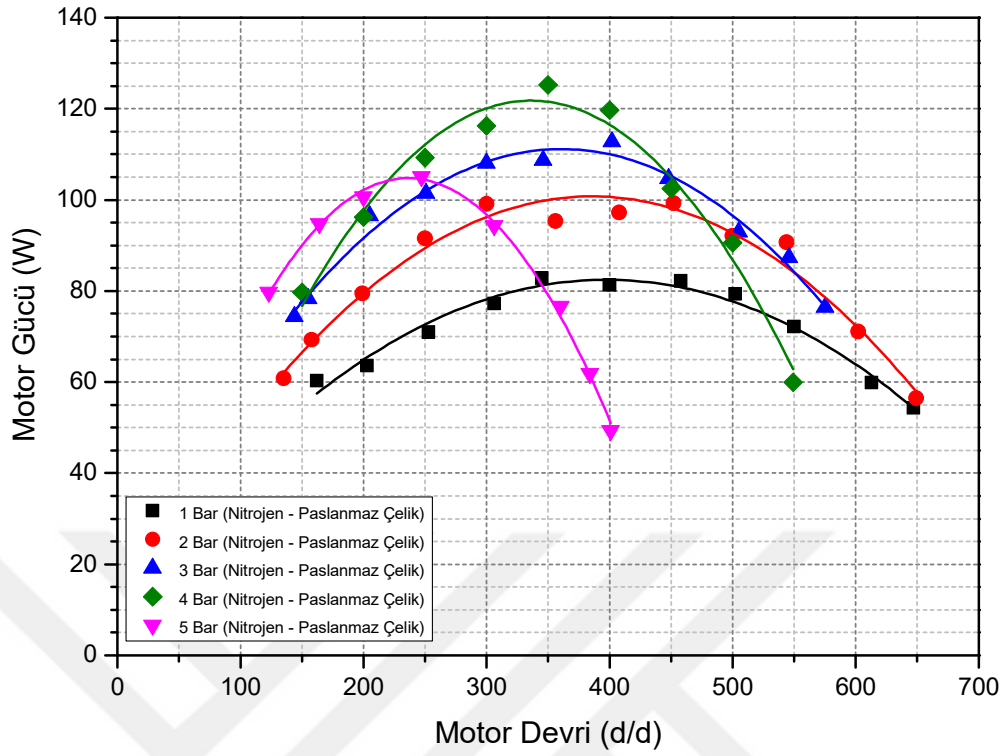
Şekil 6.5. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Helyum - Titanyum)

6.2. Nitrojen Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları

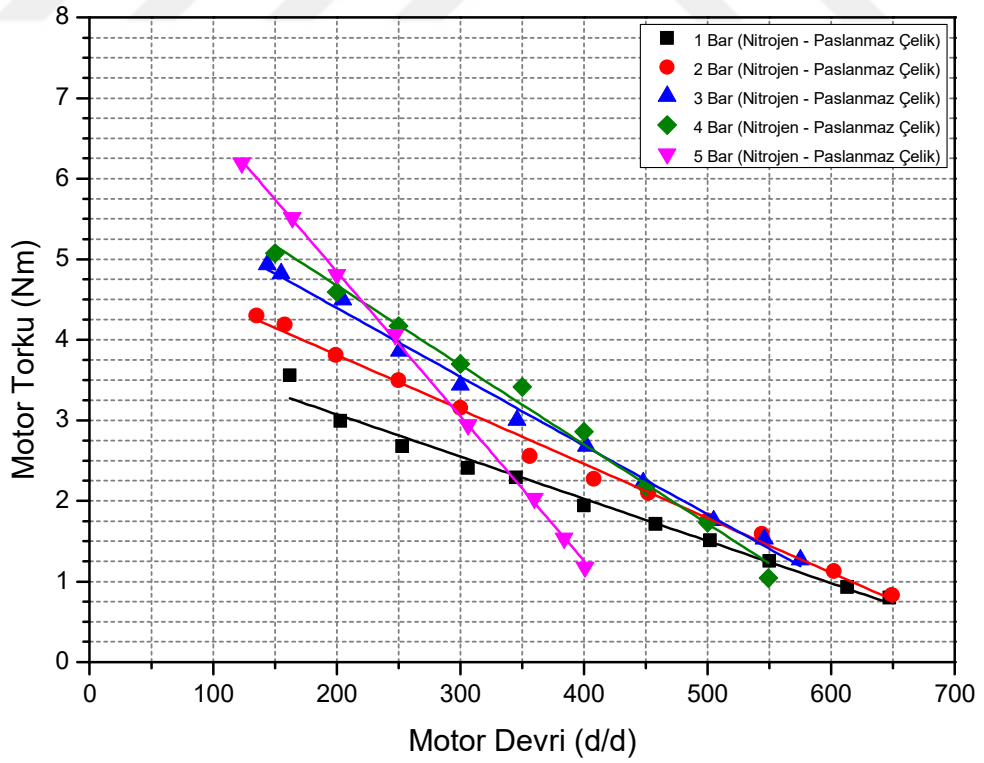
Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve nitrojen iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile Şekil 6.6 ve Şekil 6.7’de verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 82,81; 99,24; 112,77; 125,19 ve 105,1 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 3,56; 4,3; 4,93; 5,07 ve 6,19 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 350 d/d motor devrinde 125,19 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 6,19 Nm olarak elde edilmiştir.

Çizelge 2.1 incelendiğinde nitrojen gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,0626 W/mK iken aynı sıcaklıkta havanın ısı iletkenliği 0,06754 W/mK’dir. Bu değerlerden de görüldüğü gibi nitrojen gazının ısı iletkenliği havanın ısı iletkenliği değerinden %7,31 daha düşüktür. Ayrıca nitrojen gazının 1000 K sıcaklıktaki yoğunluğu 0,318 kg/m³ iken aynı sıcaklıkta havanın yoğunluğu 0,353 kg/m³ olduğu görülmektedir. Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanının ısı iletkenliğinin yüksek olması, yoğunluğunun düşük olması istenmektedir. Yukarıda görüldüğü gibi nitrojen gazının yoğunluğu havanın yoğunluğundan %9,91 daha azdır. Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonunda nitrojen ve havanın iş akışkanı olarak kullanımında yapılan deneylerden elde edilen maksimum güç değerleri sırasıyla, 125,19 W ve 124,06 W olarak elde edilmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında nitrojen gazının iş akışkanı olarak kullanımı ile elde edilen maksimum motor güç değerinin, hava iş akışkanı kullanımında elde edilenden %0,91 daha fazla güç ürettiği belirlenmiştir. Nitrojen gazının yoğunluğunun; havaya göre düşük olması motor performansını olumlu yönde etkilemektedir.

Şekil 6.1’de verilen çalışma haritası incelendiğinde nitrojen gazı ile yapılan deneylerde, yoğunluğunun; havaya göre düşük olmasından dolayı, hava ile yapılan deneylere göre daha yüksek motor devirlerine çıkılmasına olumlu bir katkı sağlamıştır.



Şekil 6.6. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Nitrojen - Paslanmaz çelik)

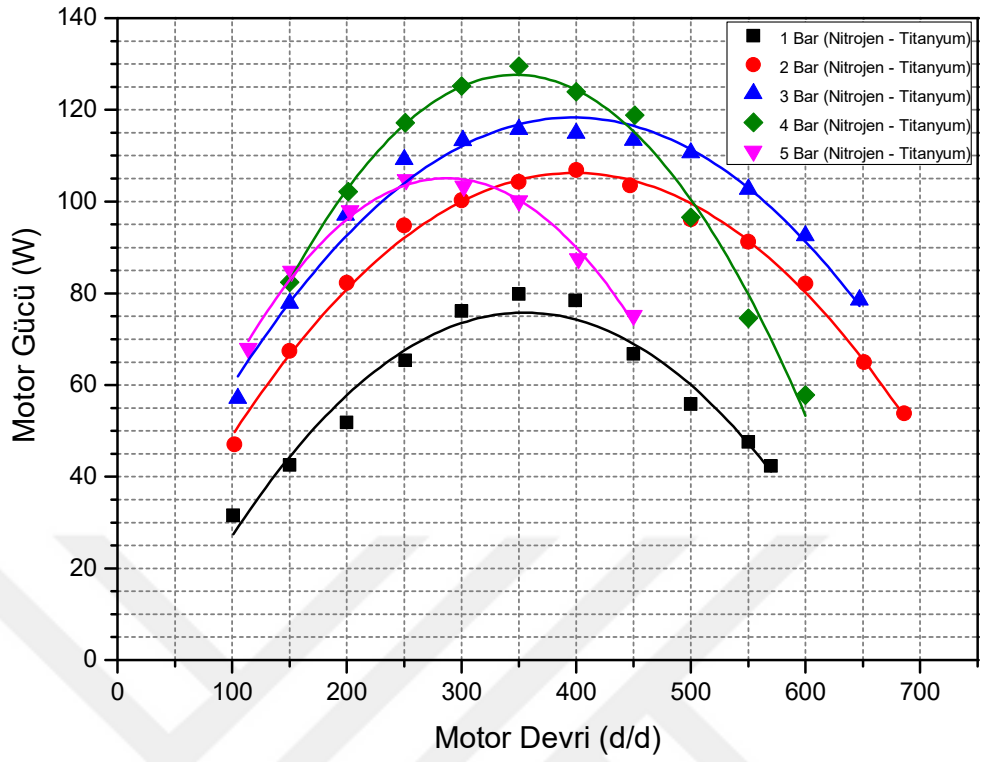


Şekil 6.7. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Nitrojen - Paslanmaz çelik)

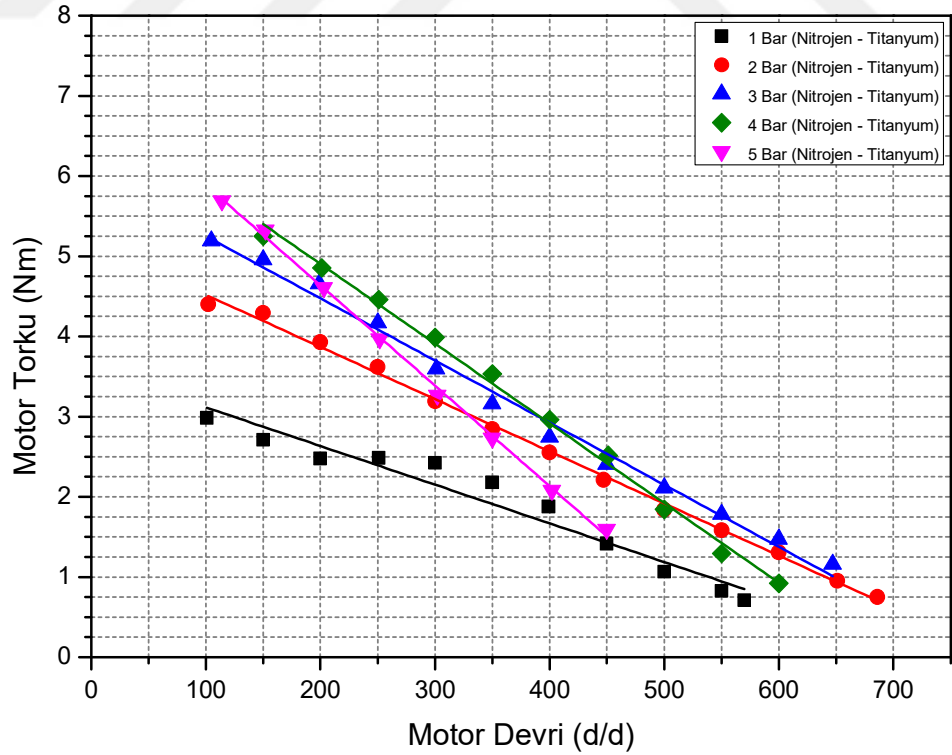
Titanyum yer değiştirme pistonu ve nitrojen iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor g ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile şekil 6.8 ve şekil 6.9'da verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 79,83; 106,92; 115,79; 129,52 ve 104,75 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,98; 4,4; 5,19; 5,25 ve 5,69 Nm olarak lmştr. Maksimum motor g 4 bar şarj basıncında 350 d/d motor devrinde 129,52 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 114 d/d motor devrinde 5,69 Nm olarak elde edilmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor g değerinin, paslanmaz elik yer değiştirme pistonundan %3,35 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Nitrojen gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,0626 W/mK iken aynı sıcaklıkta hava ve karbondioksit gazlarının ısı iletkenlikleri sırasıyla 0,06754 ve 0,06752 W/mK'dir. Bu değerlerden de görüldüğü gibi nitrojen, hava ve karbondioksit gazlarının ısı iletkenlikleri birbirine oldukça yakındır. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonunda nitrojen, hava ve karbondioksit gazlarının iş akışkanı olarak kullanılarak yapılan deneylerden elde edilen maksimum g değerleri sırasıyla, 129,52; 119,58 ve 53,33 W'tır. Ayrıca 4 bar şarj basıncında nitrojen gazının iş akışkanı olarak kullanımı ile elde edilen maksimum motor g değerleri, hava ve karbondioksit gazlarının kullanımında elde edilenden sırasıyla %7,68 ve %41,2 daha fazladır. Nitrojen gazının yoğunluğunun; havaya göre düşük olması motor performansını olumlu yönde etkilemektedir.

şekil 6.8'de görüldüğü gibi motor g; şarj basıncı artışıyla birlikte maksimum bir değere kadar artmakta ve bu maksimum değerden sonra ise azalmaktadır. 5 bar şarj basıncında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor g değerlerinin 3-4 bar şarj basınçlarında elde edilen değerlerden düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni 1 bar'da kullanılan iş akışkanı miktarı ile 4-5 bar'da kullanılan iş akışkanı miktarının daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Elde edilen sonuçlar literatürdeki çalışmalarla benzer sonuçlar göstermektedir (Welsh ve ark., 1962).



Şekil 6.8. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Nitrojen - Titanyum)



Şekil 6.9. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Nitrojen - Titanyum)

6.3. Hava ile yapılan motor performans test sonuçları

Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve hava iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile Şekil 6.10 ve Şekil 6.11’de verilmiştir.

Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 79,11; 95,67; 111,76; 124,06 ve 101,42 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 3,29; 4,5; 5,46; 6,5 ve 5,94 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 250 d/d motor devrinde 124,04 W, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 114 d/d motor devrinde 6,5 Nm olarak elde edilmiştir.

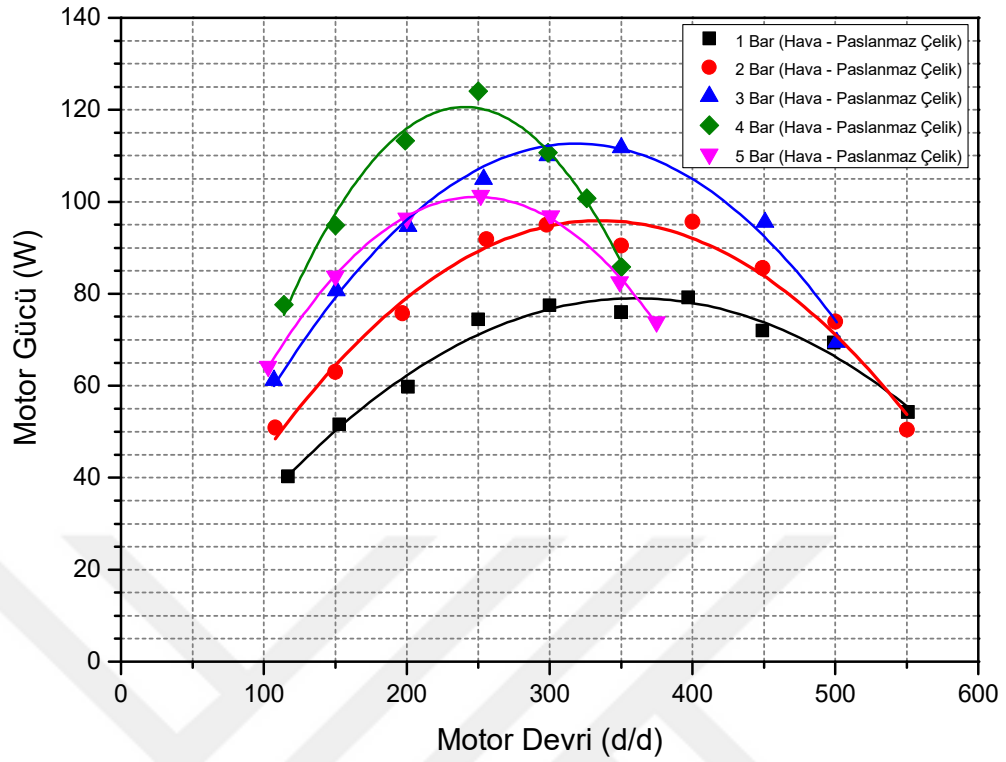
Motor gücü, devir ve torkun bir fonksiyonudur. Elde edilen motor güç değişimleri içten yanmalı motorlara oldukça benzemektedir. Grafikte görüldüğü gibi motor devri artışına bağlı olarak motor gücü; maksimum bir değere kadar artmakta ve bu maksimum değerden sonra ise azalmaktadır. Motor gücündeki bu azalış iş akışkanına uygulanan ısıtma ve soğutma sürelerinin kısalmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca motor devrinin artışına bağlı olarak motorda meydana gelen mekanik kayıpların artması motor gücünü azaltmaktadır.

Tüm basınç değerlerinde 250-350 d/d motor devirlerinde motordan elde edilen motor güç miktarı yüksektir. Bu motor devir aralığı iş akışkanı olarak hava kullanılması durumunda en uygun çalışma şartlarını sağlamaktadır. Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak hava kullanıldığında, motor devrinin 550 d/d ya kadar çıkabildiği tespit edilmiştir. Fakat şarj basıncı artışına bağlı olarak motor çalışma aralığı azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni kullanılan iş akışkanı kütlesinin şarj basıncına bağlı olarak artmasıdır. İş akışkanı kütlesinin artışına bağlı olarak, iş akışkanına uygulanan ısı enerjisi miktarı orantılı olarak azalmaktadır. Böylece motordan üretilen gücünün bir kısmı bu şekilde kaybedilmekte ve motor devri azalmaktadır.

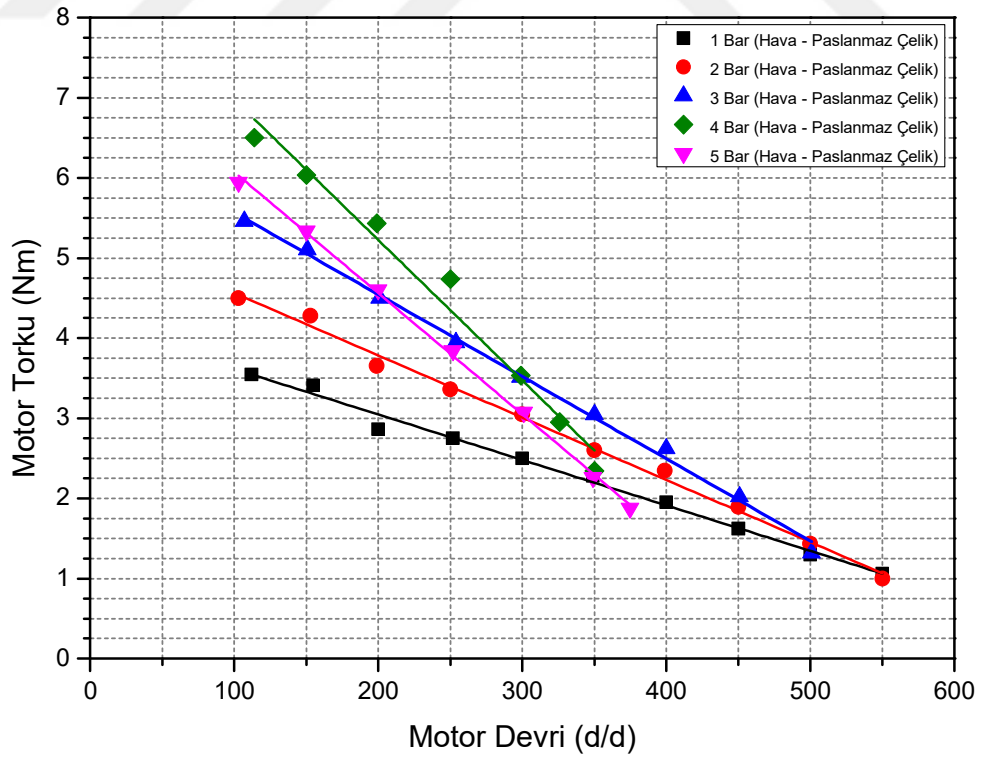
Şekil 6.10'da görüldüğü gibi motor gücü; şarj basıncı artışıyla birlikte maksimum bir değere kadar artmakta ve bu maksimum değerden sonra azalmaktadır. 5 bar şarj basıncında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerlerinin 3-4 bar şarj basınçlarında elde edilen değerlerden düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni 1 bar'da kullanılan iş akışkanı miktarı ile 4-5 bar'da kullanılan iş akışkanı miktarının daha fazla olmasıdır. Motor bloğu ve silindir içerisindeki iş akışkanı miktarı arttıkça, iş akışkanı için gerekli olan ısıtma ve soğutma süreleri yetersiz olmaktadır. Böylece motordan üretilen gücünün bir kısmı kaybedilmektedir. Bu durum literatürdeki çalışmalarla benzer sonuçlar göstermektedir (Çınar ve ark., 2005; Çınar ve ark., 2013; Erol ve ark., 2017).

Şekil 6.11 incelendiğinde motor torku; düşük motor devirlerinde maksimum değerdeyken motor devrinin artmasına bağlı olarak azaldığı görülmektedir. Düşük motor devirlerinde iş akışkanına uygulanan ısıtma ve soğutma süreleri daha uzun olmaktadır. Isıtma ve soğutma süreleri; motor devrinin artması ile doğru orantılı olarak azalmaktadır. Bu durum iş akışkanına aktarılan ısı enerjisini azaltmasından dolayı motor torku, motor devrinin artması ile orantılı olarak düşmektedir.

Çizelge 2.1 incelendiğinde nitrojen gazının 1000 K sıcaklıktaki yoğunluğu 0,318 kg/m³ iken aynı sıcaklıkta havanın yoğunluğu 0,353 kg/m³ olduğu görülmektedir. Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanının ısı iletkenliğinin yüksek olması istenirken, yoğunluğunun düşük olması istenmektedir. Havanın yoğunluğu nitrojen gazından yüksek olmasından dolayı nitrojen gazı ile ulaşılabilen motor devirlerine ulaşamamıştır. Bu durum Şekil 6.1'de verilen çalışma haritası incelendiğinde daha net görülmektedir.



Şekil 6.10. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Hava - Paslanmaz çelik)



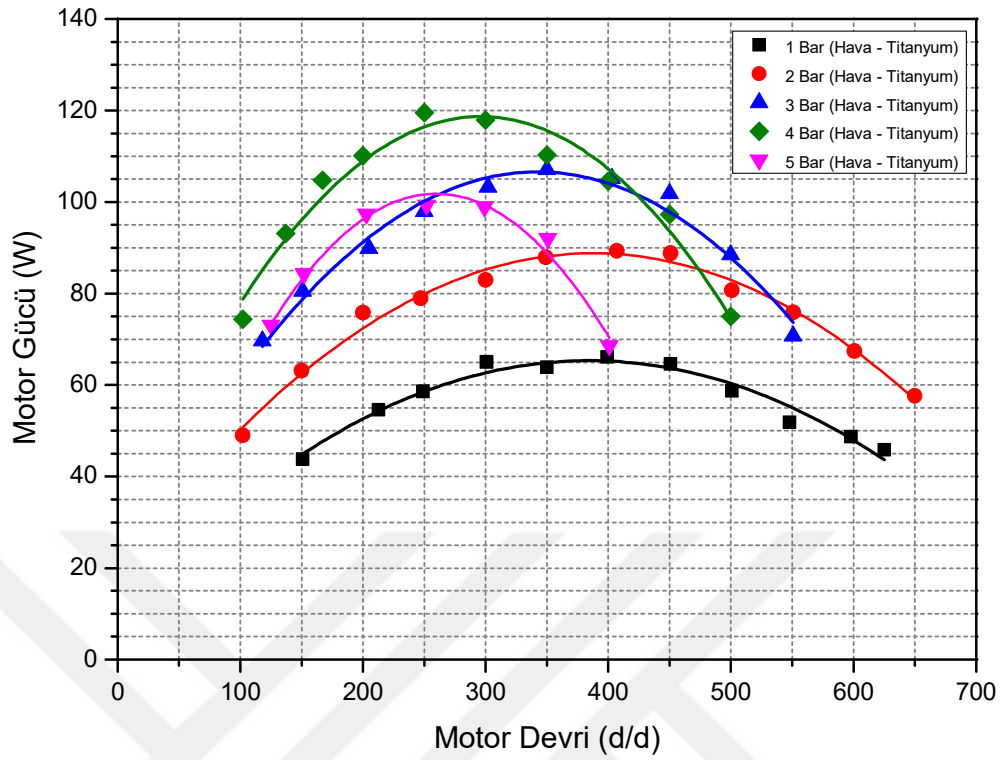
Şekil 6.11. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Hava - Paslanmaz çelik)

Titanyum yer değiştirme pistonu ve hava iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor g ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile şekil 6.12 ve şekil 6.13'te verilmiştir.

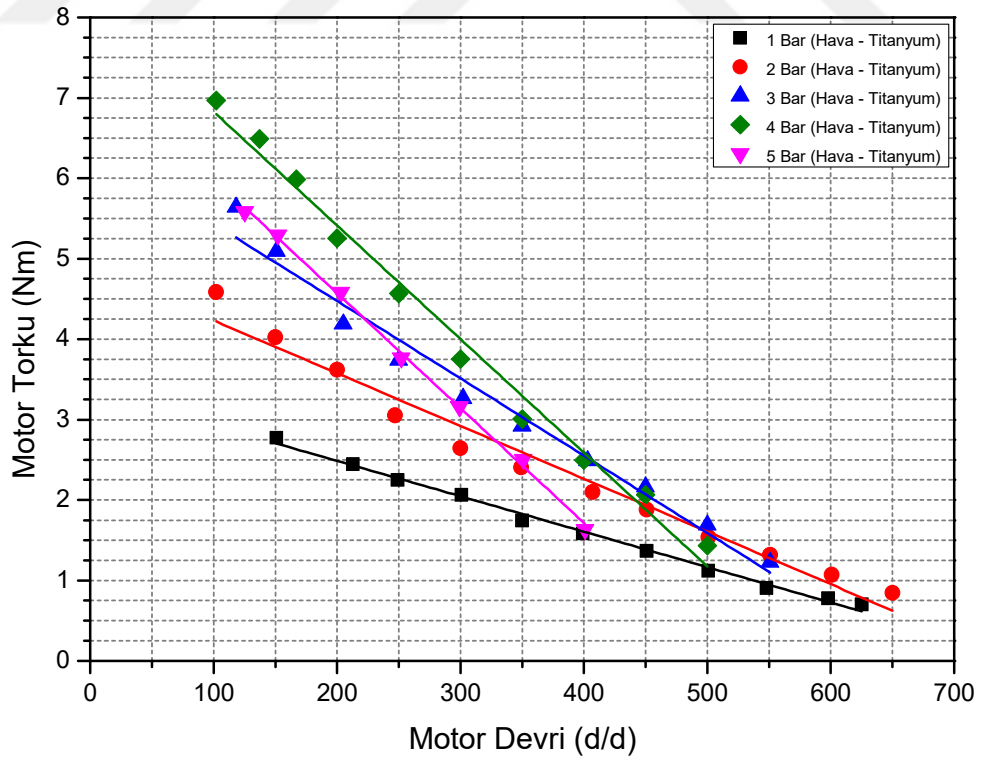
Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 66,17; 89,36; 107,13; 119,58 ve 99,37 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,77; 4,58; 5,64; 6,97 ve 5,58 Nm olarak ölçülmüştür. Motorun maksimum güç üretimi 4 bar şarj basıncında 250 d/d motor devrinde 119,58 W, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 102 d/d motor devrinde 6,97 Nm olarak elde edilmiştir. Motorda en yüksek tork değerleri 100-150 d/d devirlerinde olduğu tespit edilmiştir.

Testlerde 4-5 bar şarj basınçlarında motor devrine bağlı olarak tork değerleri daha hızlı bir düşüş göstermiştir. Bunun nedeni kullanılan iş akışkanı kütlesinin şarj basıncına bağlı olarak artması ve iş akışkanına aktarılan ısı enerjisinin azalmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca şarj basıncı artmasından dolayı g pistonu üzerine daha fazla karşı kuvvet uygulanmaktadır. Bu durum negatif işin artmasına ve motordan üretilen gücünün bir kısmı kaybedilmesine neden olmaktadır. Literatürdeki çalışmalarda da benzer sonuçlar görülmektedir (Duan ve ark., 2015).

Titanyum yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak hava kullanıldığında, motor devrinin 650 d/d ya kadar çıkabildiği tespit edilmiştir. Titanyum yer değiştirme pistonunda, paslanmaz elik yer değiştirme pistonuna göre motor güçlerinin azalmasının yanında motorun çalışma devir aralığının genişlediği gözlenmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz elik yer değiştirme pistonundan %3,61 daha az olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni titanyum malzemeli yer değiştirme piston ağırlığının, paslanmaz elik'e göre daha hafif olması olarak açıklanabilir.



Şekil 6.12. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Hava - Titanyum)



Şekil 6.13. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Hava - Titanyum)

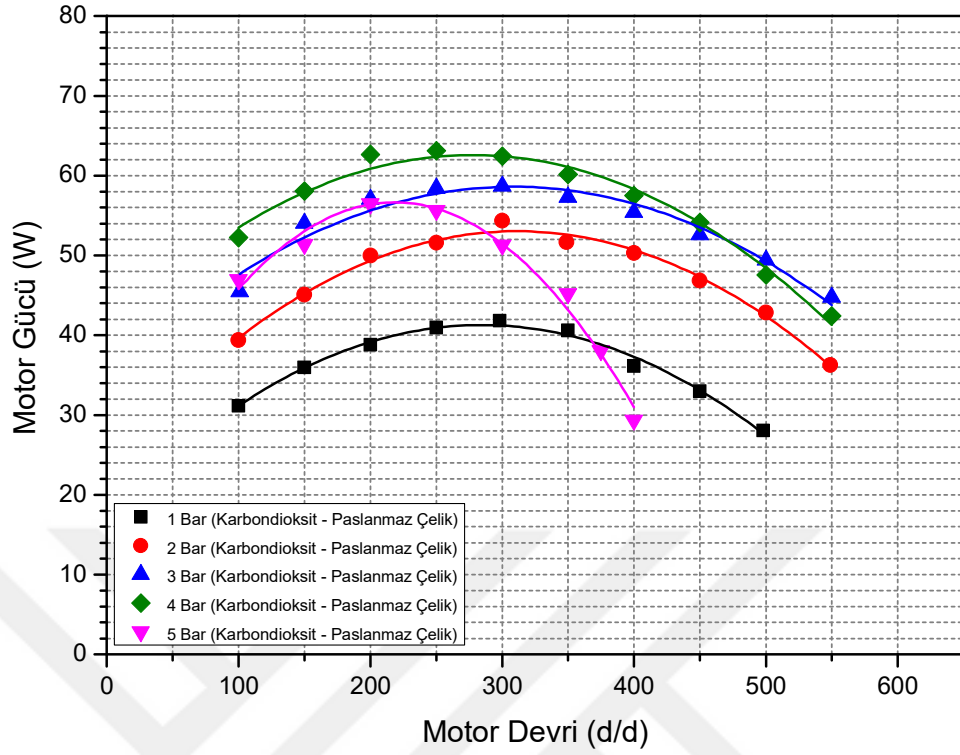
6.4. Karbondioksit Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları

Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve karbondioksit iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile Şekil 6.14 ve Şekil 6.15'te verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 41,8; 54,36; 58,7; 63,1 ve 56,44 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,98; 3,76; 4,29; 4,98 ve 4,48 Nm olarak ölçülmüştür. İş akışkanı olarak karbondioksit kullanılması durumunda 4 bar şarj basıncında 250 d/d motor devrinde 63,1 W maksimum motor gücü, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 100 d/d motor devrinde 4,98 Nm olarak elde edilmiştir.

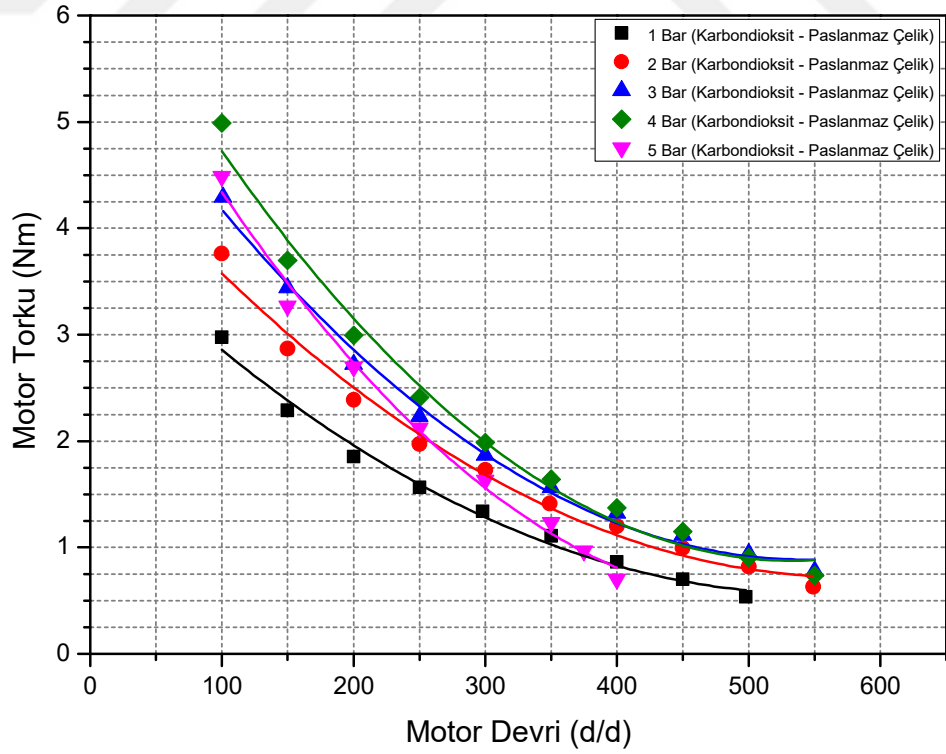
Motorda iş akışkanı olarak karbondioksit kullanımında 4 bar şarj basıncına kadar devir sayısı artışıyla birlikte güç değişimi eğrisi benzer davranış sergilemektedir. Ancak şarj basıncı 5 bar ve üzerine çıkması durumunda devir sayısı artışıyla birlikte güç çok hızlı düşmektedir. Aynı durum tork eğrisinde de görülmektedir.

Karbondioksit gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,06752 W/mK iken aynı sıcaklıkta havanın ve nitrojen gazlarının ısı iletkenlikleri sırasıyla 0,06754 W/mK ve 0,0626 W/mK'dir. Stirling motorunda kullanılan iş akışkanlarının ısı iletkenliklerinin motor performansları üzerindeki etkileri oldukça önemlidir.

Karbondioksit, hava ve nitrojen gazlarının ısı iletkenlikleri birbirine oldukça yakındır. Bu gazların ısı iletkenliklerinin birbirine yakın olmasına rağmen iş akışkanı olarak kullanımından elde edilen motor güçleri birbirlerinden farklıdır. Bunun nedeni iş akışkanı olarak kullanılan gazların yoğunluklarının motor performansları üzerinde büyük öneme sahip olmasıdır. Karbondioksit gazının 1000 K sıcaklıktaki yoğunluğunun 0,536 kg/m³ iken aynı sıcaklıkta havanın ve nitrojen gazlarının yoğunlukları sırasıyla 0,353 kg/m³ ve 0,318 kg/m³'dir. Karbondioksit gazının yoğunluğunun; diğer gazlara göre yüksek olması motor performansını olumsuz etkilemektedir.



Şekil 6.14. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Karbondioksit - Paslanmaz çelik)



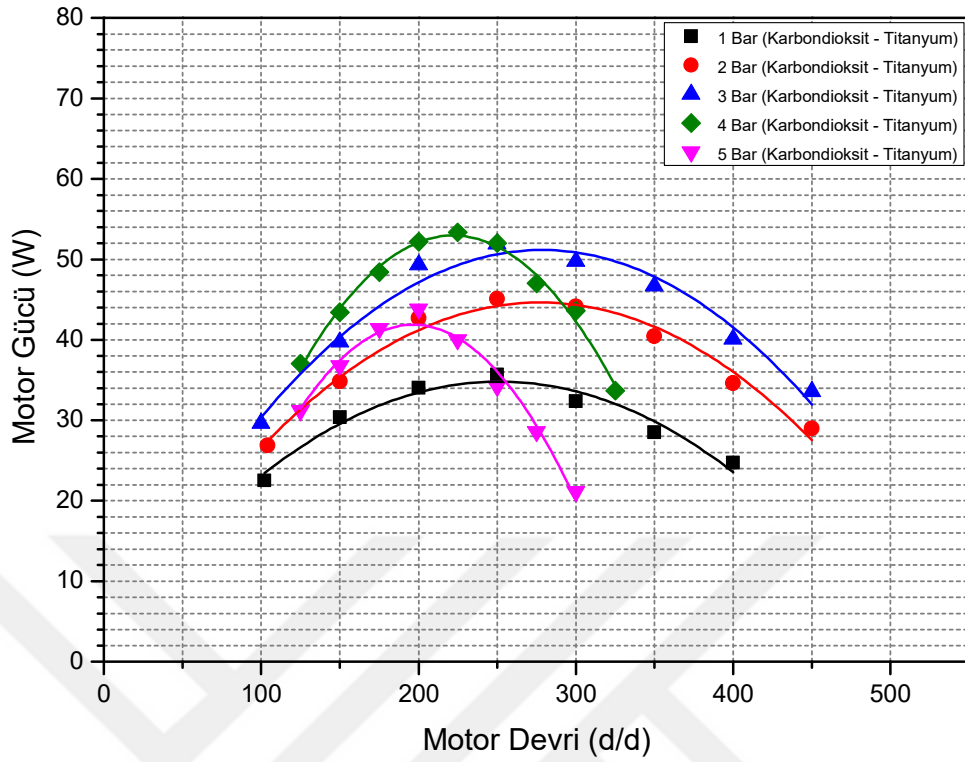
Şekil 6.15. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Karbondioksit - Paslanmaz çelik)

Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu ve karbondioksit iş akışkanı kullanılması durumunda farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile Şekil 6.16 ve Şekil 6.17’de verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 35,71; 45,08; 51,91; 53,33 ve 43,83 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,11; 2,47; 2,83; 2,83 ve 2,38 Nm olarak ölçülmüştür. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanılması durumunda şarj basıncının 4 bar olması durumunda maksimum güç elde edilmektedir. Ancak yüksek devirlere çıkıldığı zaman hissedilebilir bir güç düşüşü yaşanmaktadır.

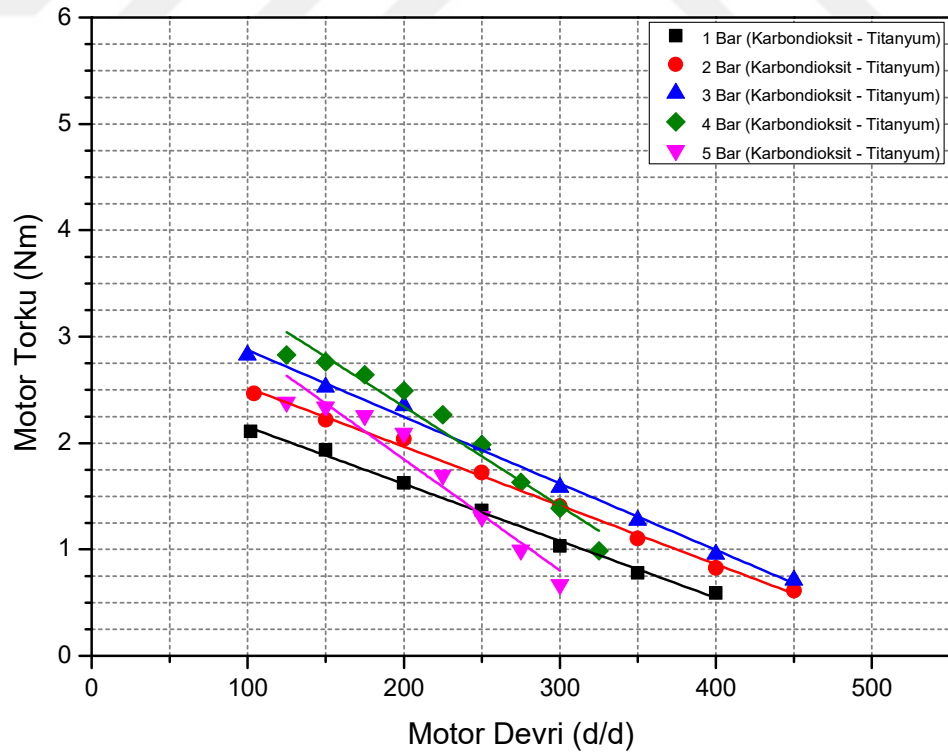
Titanyum yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak karbondioksit gazı kullanıldığında, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonun kullanımına göre motor çalışma aralıklarının belirli ölçüde azaldığı ve motor devrinin 450 d/d ya kadar çıkabildiği gözlenmiştir.

Titanyum yer değiştirme pistonunda, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonuna göre motor güçlerinin azalmasının yanında motorun çalışma devir aralığının da belirli ölçüde azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonundan %15,48 daha az olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 2.1 incelendiğinde karbondioksit gazının 1000 K sıcaklıktaki yoğunluğu $0,536 \text{ kg/m}^3$ olduğu görülmektedir. Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanının ısı iletkenliğinin yüksek olması istenirken, yoğunluğunun düşük olması istenmektedir. Karbondioksit gazının yoğunluğu aynı sıcaklıktaki hava ve nitrojen gazlarından daha yüksek olmasından dolayı motor güç değerleri bu gazlardan daha düşük olarak elde edilmiştir. Ayrıca Şekil 6.1’de verilen çalışma haritası incelendiğinde bu durum daha net görülmektedir. Bu sonuçlardan anlaşılabileceği üzere karbondioksit gazının Stirling motorlarında iş akışkanı olarak kullanılmasının uygun olmadığı düşünülmektedir.



Şekil 6.16. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Karbondiyoksit - Titanyum)

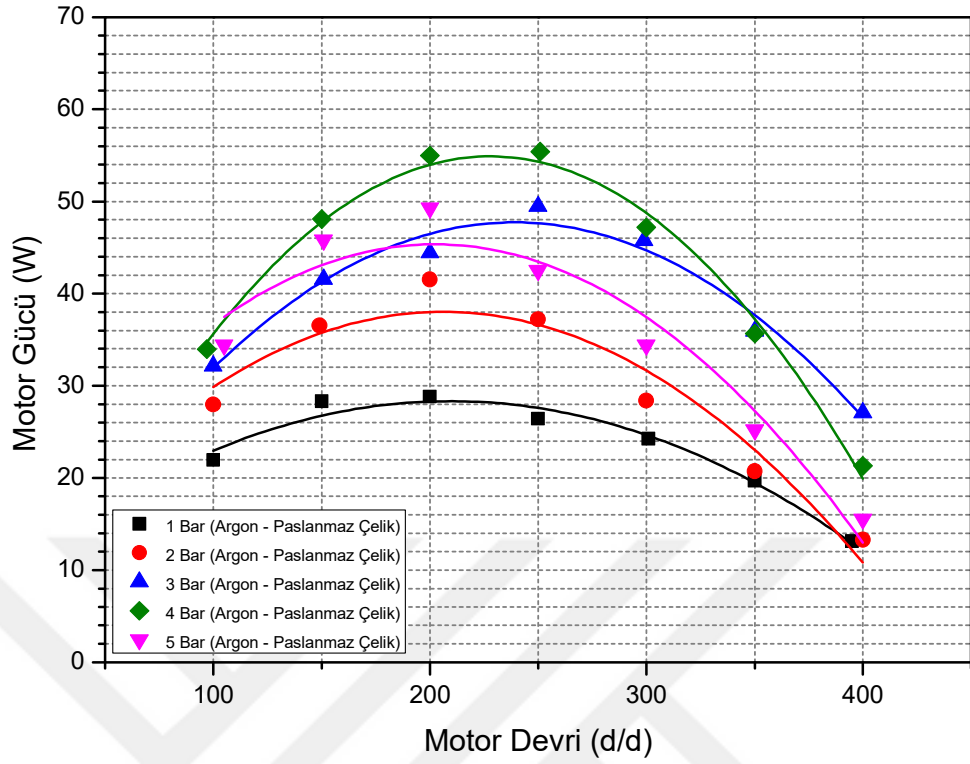


Şekil 6.17. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Karbondiyoksit - Titanyum)

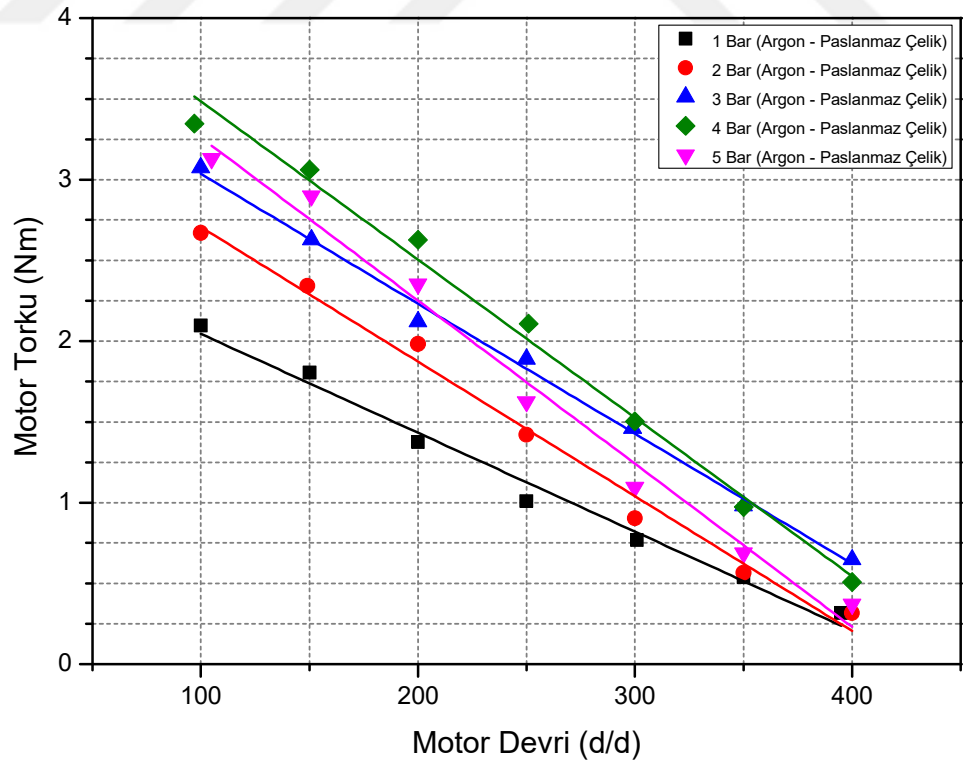
6.5. Argon Gazı İle Yapılan Motor Performans Test Sonuçları

Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve argon gazı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile Şekil 6.18 ve Şekil 6.19'da verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 28,82; 41,52; 49,45; 55,42 ve 49,28 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,1; 2,67; 3,07; 3,35 ve 3,13 Nm olarak ölçülmüştür. İş akışkanı argon kullanılması durumunda 4 bar şarj basıncında 251 d/d motor devrinde 55,42 W maksimum motor gücü, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 97 d/d motor devrinde 3,35 Nm olarak elde edilmiştir.

Argon gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,0493 W/mK iken aynı sıcaklıkta havanın ısı iletkenliği 0,0675 W/mK'dir. Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanlarının ısı iletkenliklerinin motor performansları üzerindeki etkileri oldukça önemlidir. Çünkü iş akışkanının ısı iletkenliği, sıcak kaynaktan iş akışkanına, iş akışkanından soğuk kaynağa aktarılan ısı enerjisinin miktarlarını, ısıtma ve soğutma sürelerini belirlemektedir. İş akışkanının ısı iletkenliğinin düşük olması iş akışkanına aktarılan ısı enerjisini azaltmaktadır. Bu nedenden dolayı motor gücü ısı iletkenliği yüksek olan gazlara göre daha düşük olmakta ve güç kaybı yaşanmaktadır. Ayrıca argon gazının yoğunluğunun, nitrojen ve havaya göre yüksek olması gibi etkenlerde motor performansını olumsuz etkilemektedir. Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak argon gazı kullanıldığında, motor devrinin 400 d/d ya kadar çıkabildiği ve elde edilen motor gücünün diğer gazlara göre en düşük olduğu tespit edilmiştir. Şekil 6.18'de görüldüğü gibi motor gücü; şarj basıncı artışıyla birlikte maksimum bir değere kadar artmakta ve bu maksimum değerden sonra ise azalmaktadır. 5 bar şarj basıncında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerlerinin 3-4 bar şarj basınçlarında elde edilen değerlerden düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni 1 bar'da kullanılan iş akışkanı miktarı ile 4-5 bar'da kullanılan iş akışkanı miktarının daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 6.18. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Argon - Paslanmaz çelik)



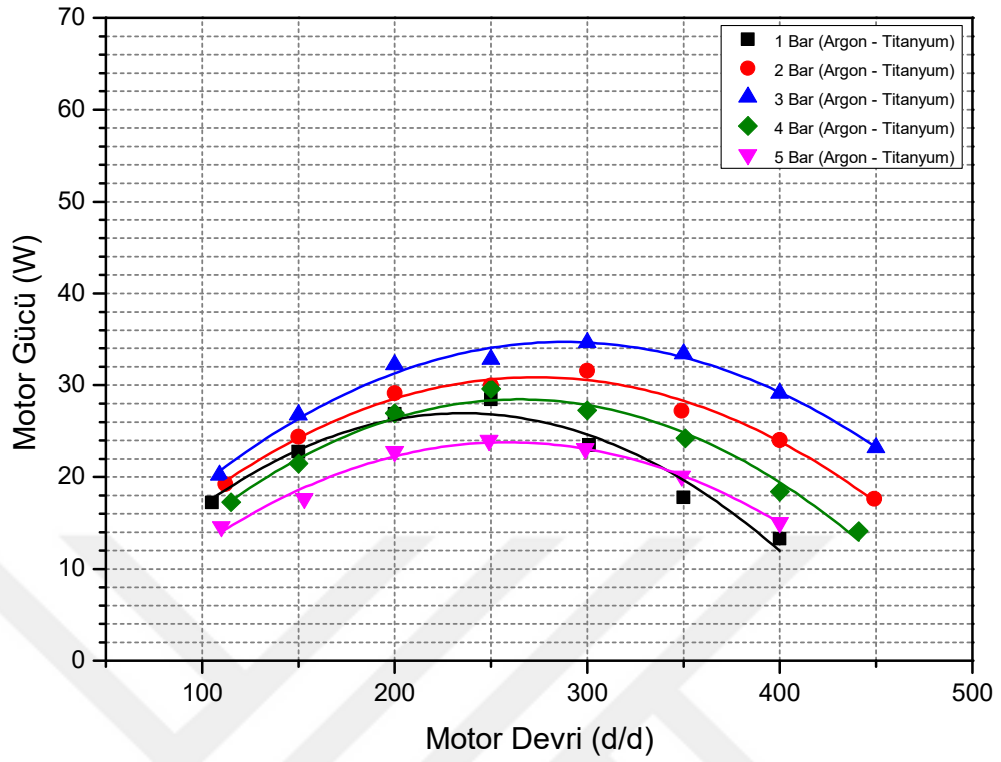
Şekil 6.19. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Argon - Paslanmaz çelik)

Titanyum yer değiştirme pistonu ve argon gazı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor g ve tork karakteristiklerinin motor devrine bağlı olarak değişimi sırası ile şekil 6.20 ve şekil 6.21’de verilmiştir. Maksimum motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 28,46; 31,59; 34,66; 29,63 ve 23,99 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 1,57; 1,64; 1,77; 1,43 ve 1,27 Nm olarak lmştr. Maksimum motor g 3 bar şarj basıncında 300 d/d motor devrinde 34,66 W, maksimum motor tork değeri ise 3 bar şarj basıncında 109 d/d motor devrinde 1,77 Nm olarak elde edilmiştir.

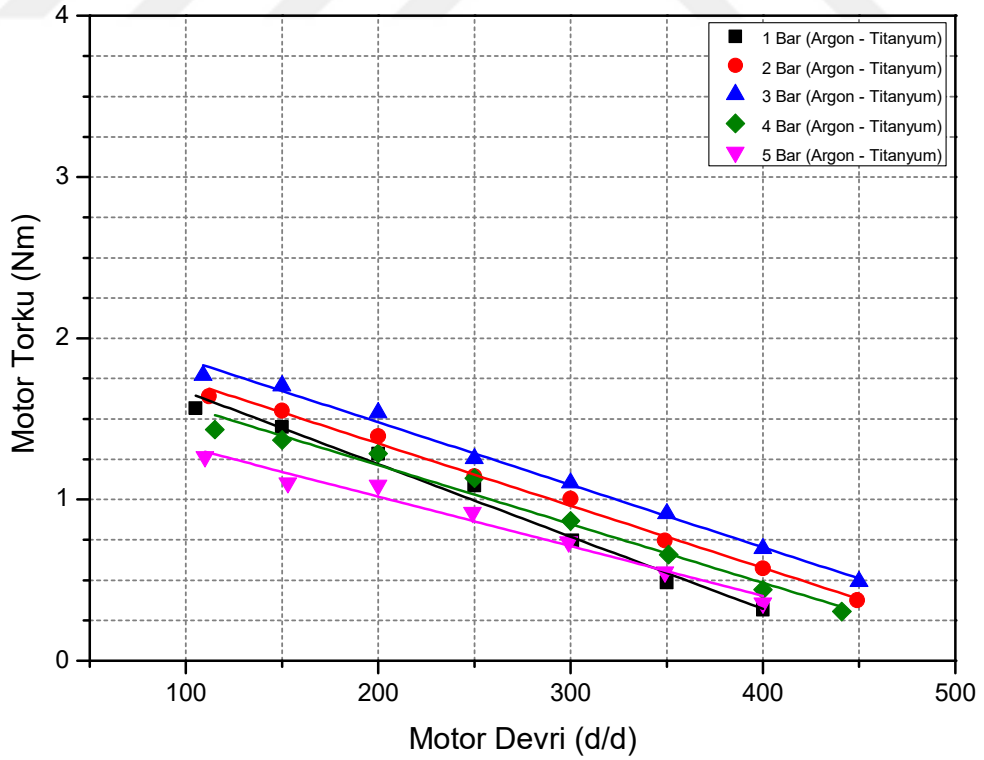
Titanyum yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak argon gazı kullanıldığında, motor devrinin 450 d/d ya kadar çıkabildiği gözlenmiştir. Yer değiştirme pistonu malzemesi titanyum olması durumunda paslanmaz çelikten farklı olarak maksimum güç çıkışı 3 bar şarj basıncında sağlanmıştır. Ayrıca titanyum yer değiştirme pistonunda 3 bar şarj basıncında elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz elik yer değiştirme pistonunun 4 bar şarj basıncında elde edilen maksimum motor güç değerinden %37,46 daha az olduğu belirlenmiştir.

Argon gazı; diğer iş akışkanları ile karşılaştırıldığında hem ısıl iletkenliğinin düşük olması hemde yoğunluğunun diğer gazlara göre yüksek olması gibi etkenlerden dolayı paslanmaz elik ve titanyum yer değiştirme pistonlarında elde edilen motor performansları diğer gazlara göre en düşük çıkmaktadır.

Literatürde argon gazı ile yapılan deneysel çalışmalarda da helyum ve havaya göre argon gazının daha kötü performans sergilediği görülmektedir (ınar ve ark., 2005). şekil 6.1’de verilen çalışma haritası incelendiğinde bu durum daha net görülmektedir. Bu tez çalışmasında elde edilen deneysel sonuçlardan da anlaşılacağı üzere argon ve karbondioksit gazlarının Stirling motorlarında iş akışkanı olarak kullanılmasının uygun olmadığı düşünülmektedir.



Şekil 6.20. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor güç değişimleri (Argon - Titanyum)



Şekil 6.21. Farklı şarj basınçlarında motor devirlerine bağlı olarak motor tork değişimleri (Argon - Titanyum)

6.6. Farklı İş Akışkanlarına Göre Motor Güç Değerlerinin Karşılaştırılması

Deneysel çalışmalarda iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları; 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçlarında kullanılarak motor performans karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu beş farklı iş akışkanının paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli yer değiştirme pistonlarındaki motor performans karakteristiklerinin deneysel sonuçları Şekil 6.22-6.31’de verilmiştir. Çalışmada kullanılan tüm iş akışkanlarına göre ısı iletkenliği 1000 K sıcaklıkta 0,4052 W/mK olan helyum gazının çevrim başına iş akışkanına transfer edilen ısı miktarı en yüksektir.

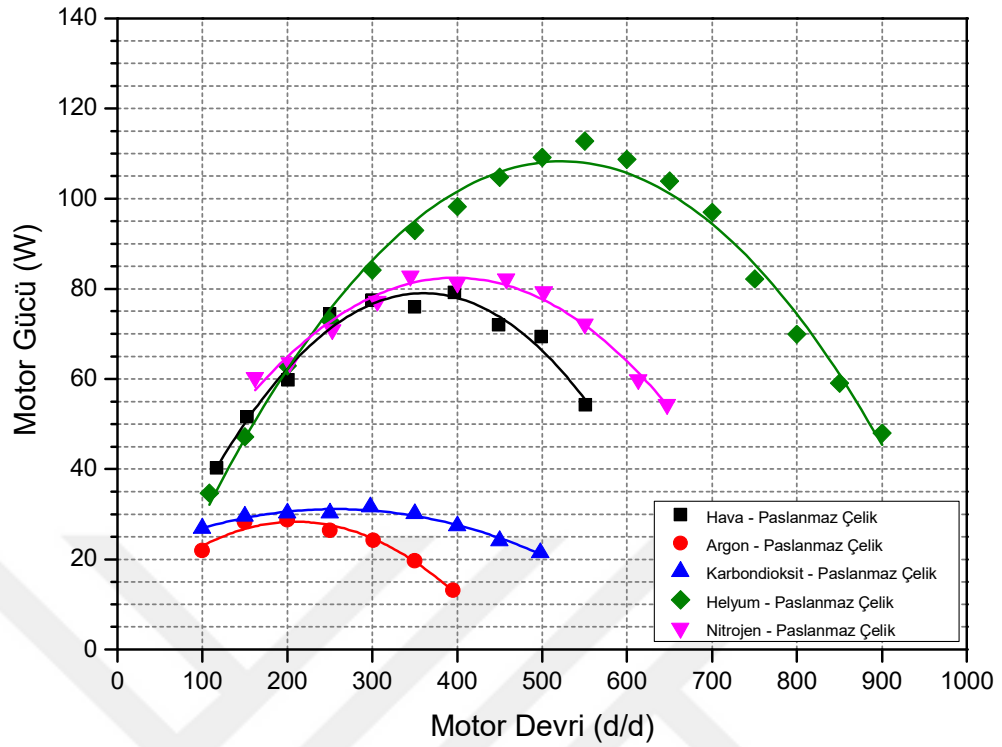
Tüm deneysel çalışmalarda maksimum motor gücü; paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve helyum gazının iş akışkanı kullanıldığında, 4 bar şarj basıncında 550 d/d motor devrinde 215,48 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 7,54 Nm olarak elde edilmiştir. Bu elde edilen motor gücü; paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonları ile hava, argon, karbondioksit ve nitrojen iş akışkanları ile yapılan tüm deney şartlarında elde edilen en yüksek değerdir. En düşük motor gücü ise; titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanılarak 1 bar basınçta 250 d/d motor devrinde argon gazının iş akışkanı kullanıldığında 28,46 W, en düşük motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 110 d/d motor devrinde 1,27 Nm olarak elde edilmiştir.

Nitrojen gazının 1000 K sıcaklıktaki ısı iletkenliği 0,0626 W/mK iken aynı sıcaklıkta havanın ısı iletkenliği 0,06754 W/mK’dir. Bu değerlerden de görüldüğü gibi nitrojen ve havanın ısı iletkenlikleri birbirine oldukça yakındır. Paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonunun her ikisinde de nitrojen ve havanın iş akışkanı olarak kullanımında yapılan deneylerden elde edilen maksimum güç değerleri birbirine oldukça yakındır. Şekil 6.22-6.31’de verilen grafikler incelendiğinde bu durum daha net görülmektedir.

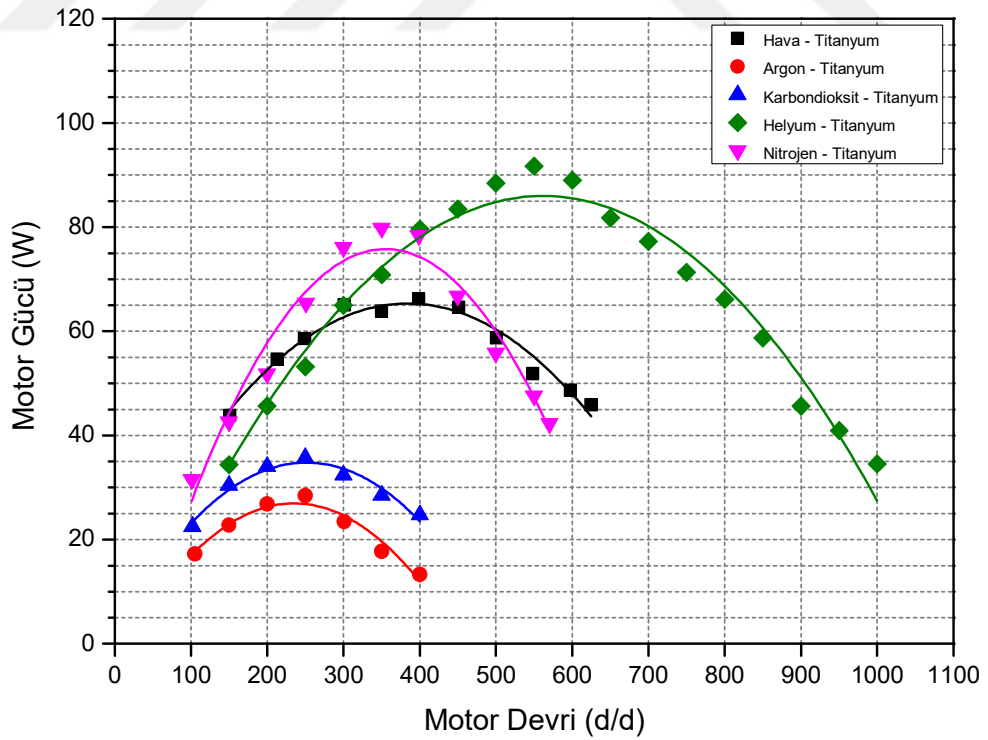
Çizelge 2.1 incelendiğinde karbondioksit, hava ve nitrojen gazlarının ısı iletkenlikleri birbirine oldukça yakındır. Bu değerlerin birbirine yakın olmasına rağmen bu gazların iş akışkanı ile kullanımından elde edilen motor güç değerleri birbirlerinden farklıdır. Bu gazlardan elde edilen motor güçleri iş akışkanı olarak kullanılan gazların yoğunluklarında motor performansları üzerinde büyük öneme sahip olduğunu göstermektedir. Karbondioksit gazının 1000 K sıcaklıktaki yoğunluğunun $0,536 \text{ kg/m}^3$ iken aynı sıcaklıkta havanın ve nitrojen gazlarının yoğunlukları sırasıyla $0,353 \text{ kg/m}^3$ ve $0,318 \text{ kg/m}^3$ 'dir. Karbondioksit gazının yoğunluğunun; diğer gazlara göre yüksek olması gibi etkenlerde motor performansını olumsuz etkilemektedir. Nitrojen ve havanın iş akışkanı olarak kullanılması durumlarında motor güç değerleri birbirlerine yakın elde edilmektedir. Stirling motorlarında güç açısından değerlendirildiğinde nitrojen yerine temini daha kolay olduğu için hava tercih edilebilir. Fakat nitrojen gazının iş akışkanı olarak kullanıldığı durumlarda motor devrinin çalışma aralığı hava'ya göre daha iyi olmaktadır.

Karbondioksit gazı; helyum, nitrojen ve hava iş akışkanları ile karşılaştırıldığında hem ısı iletkenliğinin düşük olması hemde yoğunluğunun diğer gazlara göre yüksek olması gibi etkenlerden dolayı paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonlarında elde edilen motor performansları diğer gazlara göre ikinci sırada en kötü iş akışkanı olarak çıkmaktadır.

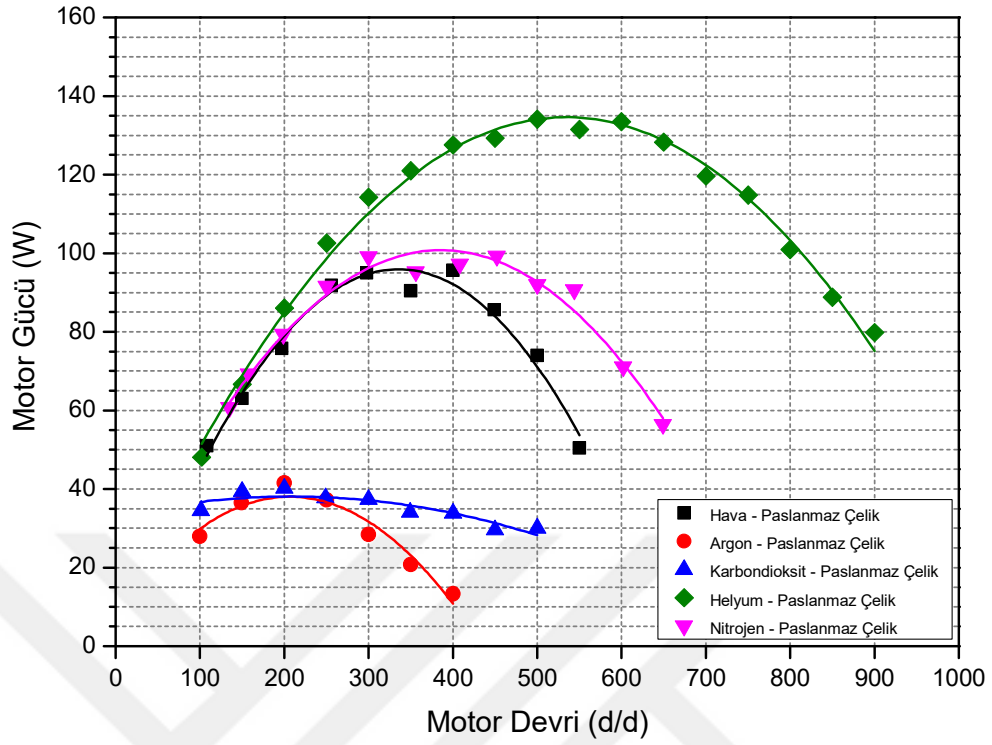
Argon gazı; helyum, nitrojen, hava ve karbondioksit iş akışkanları ile karşılaştırıldığında hem ısı iletkenliğinin oldukça düşük olması hemde yoğunluğunun ve dinamik vizkozitesinin diğer gazlara göre yüksek olması gibi etkenlerden dolayı paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonlarında elde edilen motor performans değerleri diğer gazlara göre en kötü çıkmaktadır.



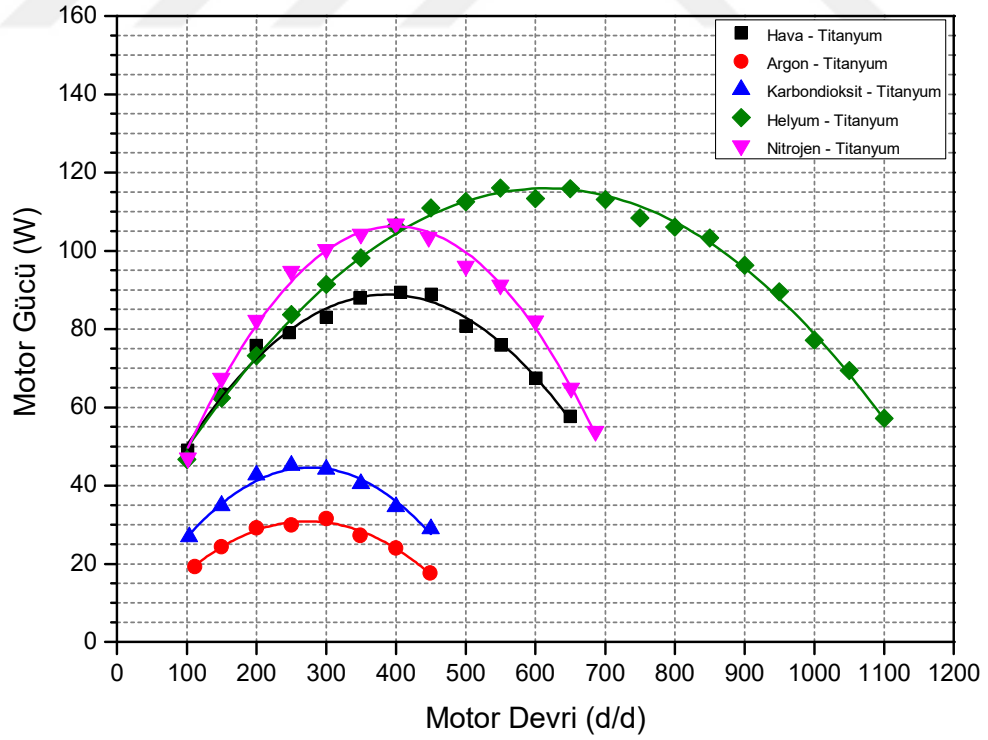
Şekil 6.22. 1 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu)



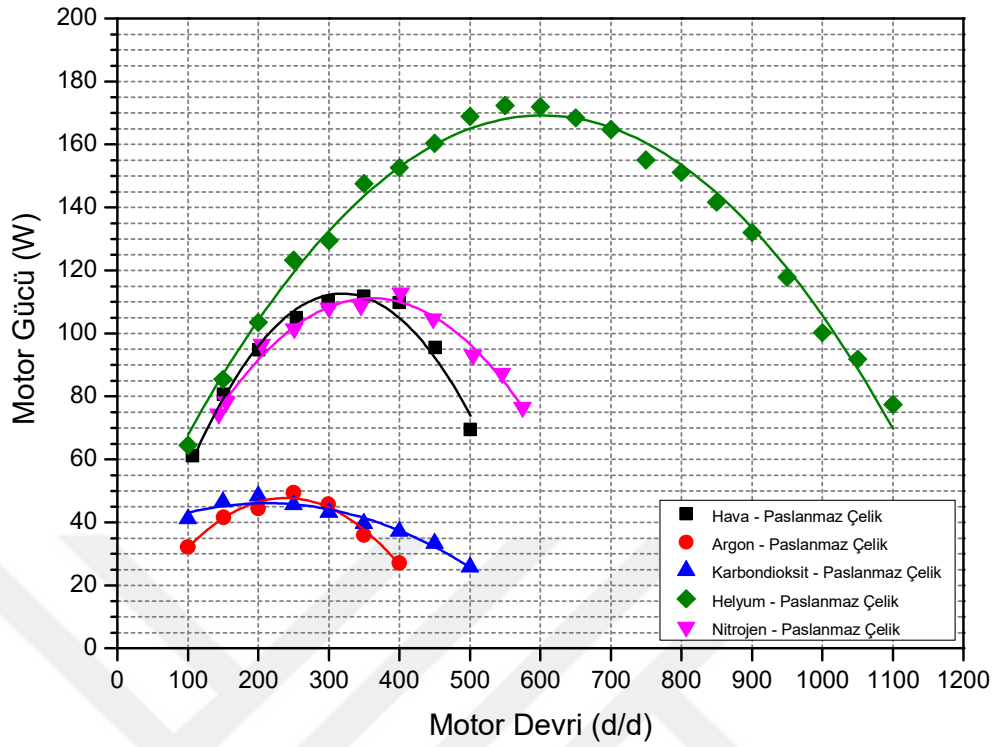
Şekil 6.23. 1 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu)



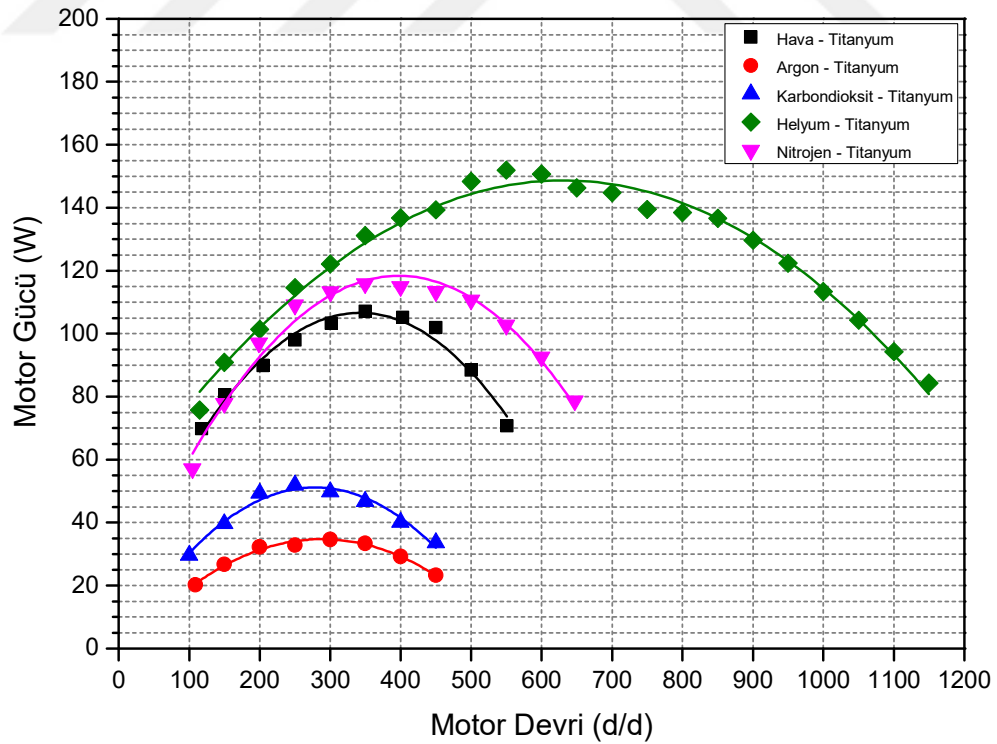
Şekil 6.24. 2 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu)



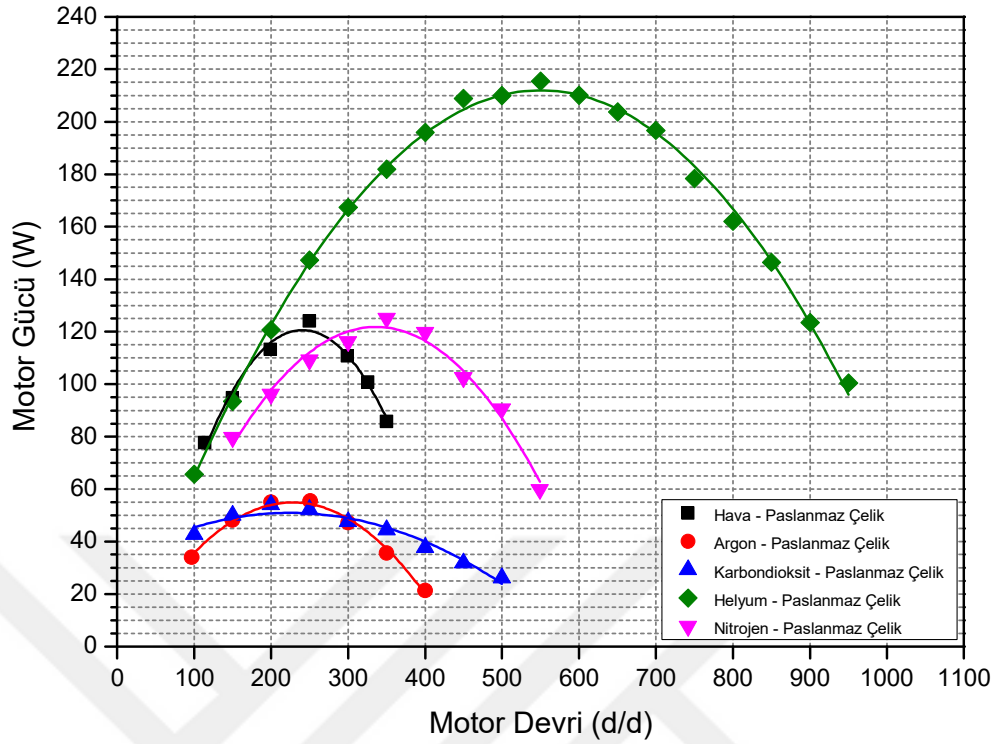
Şekil 6.25. 2 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu)



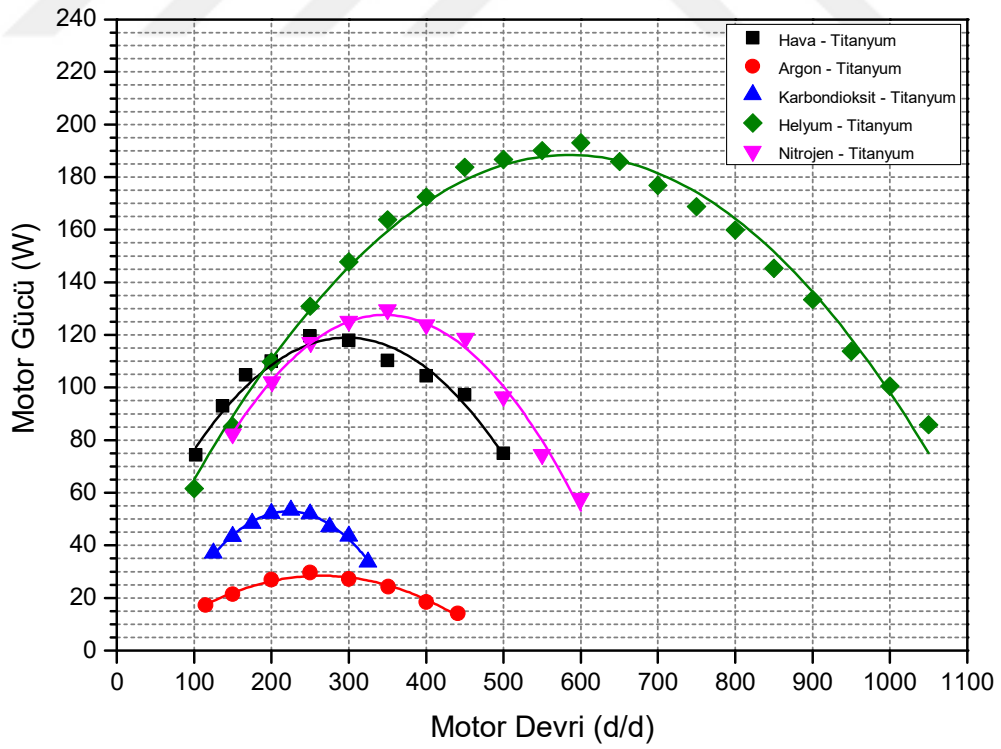
Şekil 6.26. 3 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu)



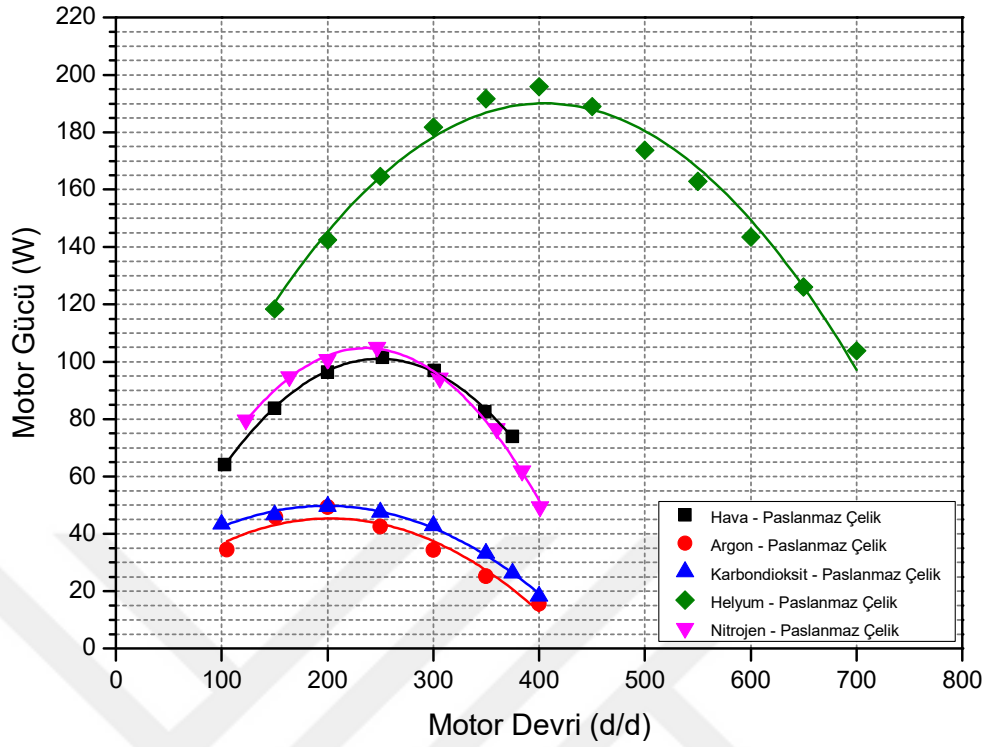
Şekil 6.27. 3 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu)



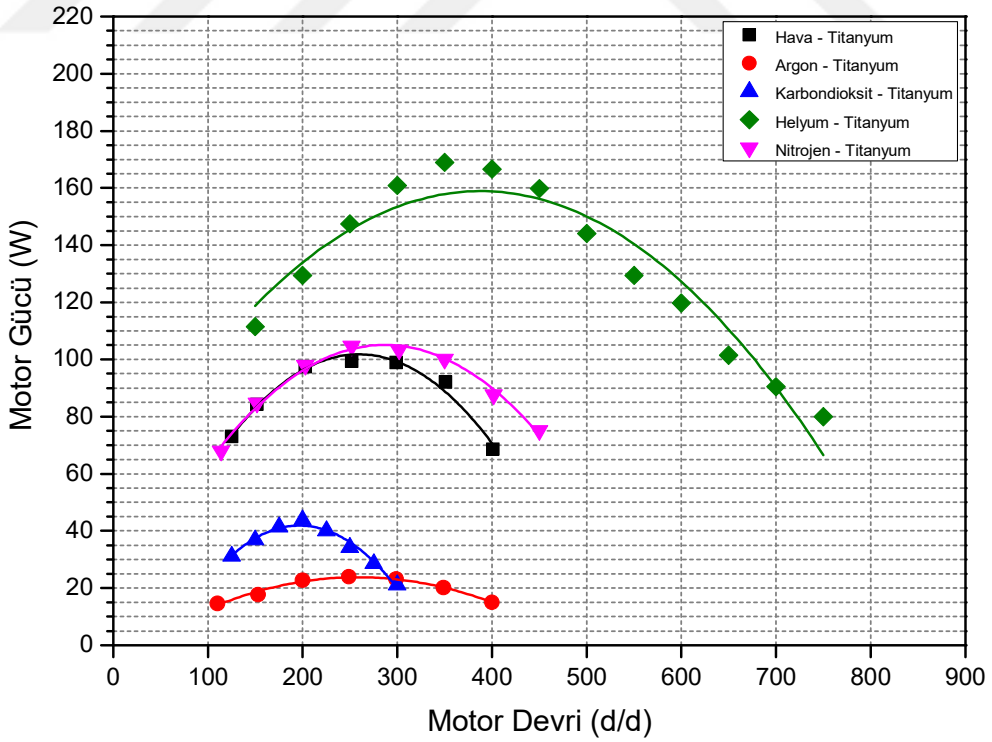
Şekil 6.28. 4 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu)



Şekil 6.29. 4 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu)



Şekil 6.30. 5 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu)



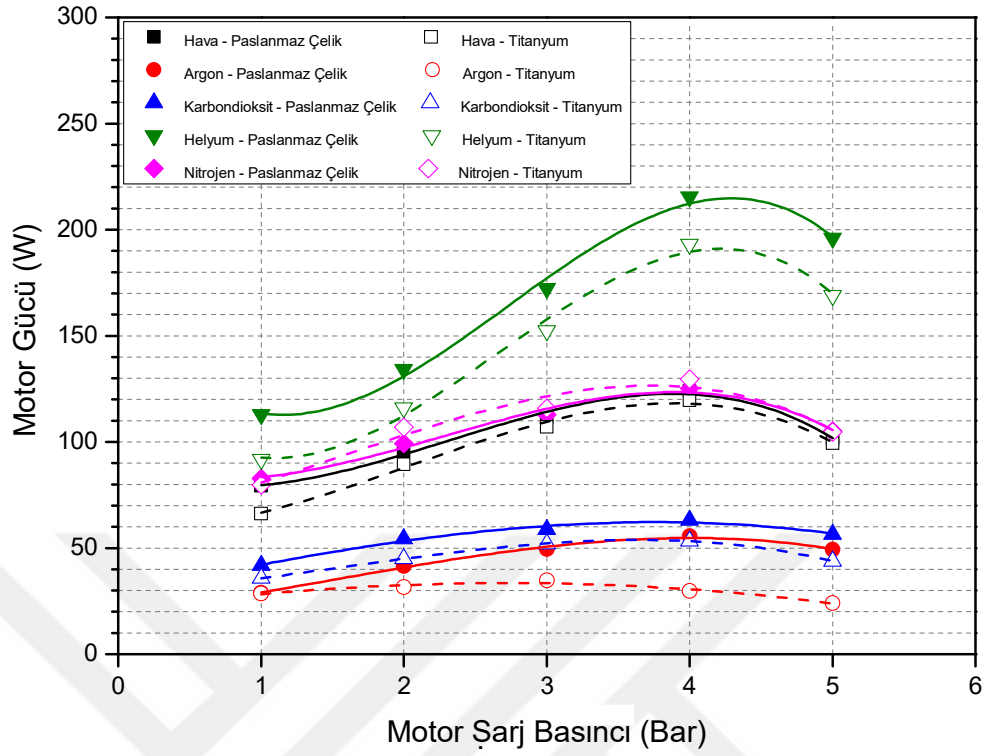
Şekil 6.31. 5 Bar şarj basıncında farklı iş akışkanlarına göre motor güç değişimleri (Titanyum yer değiştirme pistonu)

6.7. Farklı Şarj Basınçlarına Göre Maksimum Motor Güç ve Tork Değerlerinin Karşılaştırılması

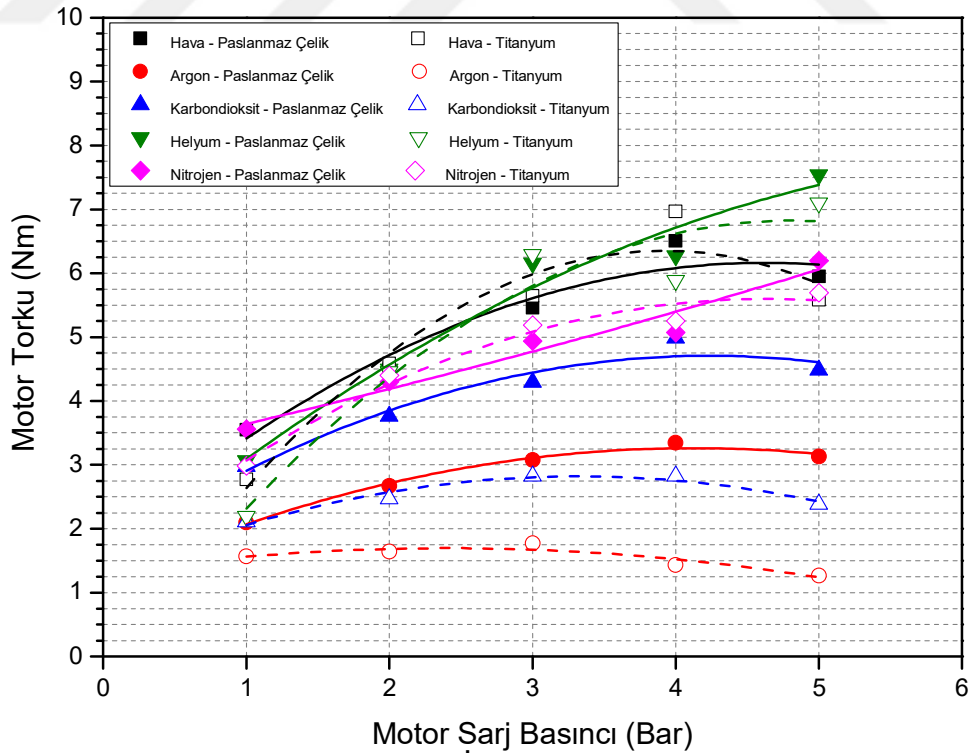
Deneysel çalışmalarda iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları; 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçlarında motor performans karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu beş farklı iş akışkanının paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli yer değiştirme pistonlarındaki farklı şarj basınçlarında ki maksimum güç ve maksimum tork değerlerinin deneysel sonuçları Şekil 6.32 ve Şekil 6.33'te verilmiştir.

Bu deneysel çalışmalarda düşük şarj basınçlarda sistemde yeterli miktarda iş akışkanı bulunmaması nedeniyle yeterli güç elde edilememiştir. Test motorunda paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu ile hava, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazlarının iş akışkanı olarak kullanımı ile yapılan deneylerde maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında gerçekleşmiştir. Fakat argon gazı ile titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu yapılan deneylerde maksimum motor gücü 3 bar şarj basıncında olduğu tespit edilmiştir.

Stirling motorlarında kullanılan iş akışkanları motor karterinden istenen şarj basıncı miktarı kadar uygulanmaktadır. Bu nedenle güç pistonun kartere açık olan alt kısmında karşı basınç oluşmaktadır. Bu karşı basınç motor gücü için yüksek şarj basınçlarında negatif etki yapmaktadır. Ayrıca 1 bar basınçta kullanılan gazın miktarı ile 5 bar'da kullanılan gazın miktarı farklıdır. Bu yüzden düşük basınçtaki iş akışkanına gerekli olan ısıtma ve soğutma süreleri yeterli olurken, yüksek basınçlardaki iş akışkanı için yeterli olamamaktadır. Ayrıca motor devri arttıkça iş akışkanı için gerekli olan ısıtma ve soğutma süreleri kısalmakta ve motor güç değerleri azalmaktadır. Şarj basıncının artmasıyla motor güç değerlerinin düşmesinin diğer bir nedeni de silindir içerisinde artan iş akışkanı miktarının, silindir duvarları ve piston yüzeylerine teması sonucunda ortaya çıkan yüksek sürtünmelerden kaynaklanmaktadır. Yüksek basınçlarda motor hızı arttıkça sürtünmeler, ısı kaçakları ve mekanik kayıplar daha fazla etkili olmaktadır. Bu kayıplar motorun gücünü azaltmaktadır.



Şekil 6.32. Farklı şarj basınçlarında farklı iş akışkanlarına göre maksimum motor gücü değişimleri



Şekil 6.33. Farklı şarj basınçlarında farklı iş akışkanlarına göre maksimum motor tork değişimleri

Bu tez çalışmasında kullanılan beş farklı iş akışkanının paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli yer değiştirme pistonlarındaki elde edilen maksimum güç değerleri Çizelge 6.1’de verilmiştir. Buradan da görüldüğü gibi aynı şartlar altında yapılan deneysel çalışmalarda en yüksek motor çıkış gücünü veren iş akışkanları büyükten küçüğe doğru sırasıyla helyum, nitrojen, hava, karbondioksit ve argon olarak elde edilmiştir.

Çizelge 6.1. Maksimum motor güçlerinin karşılaştırılması

İş akışkanı türü	Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu			Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu		
	Şarj basıncı (bar)	Motor devri (d/d)	Max. Güç (W)	Şarj basıncı (bar)	Motor devri (d/d)	Max. Güç (W)
Helyum	4	550	215,48	4	600	193,12
Nitrojen	4	350	125,19	4	350	129,52
Hava	4	250	124,06	4	250	119,58
Karbondioksit	4	250	63,09	4	225	53,33
Argon	4	250	55,43	3	300	34,66

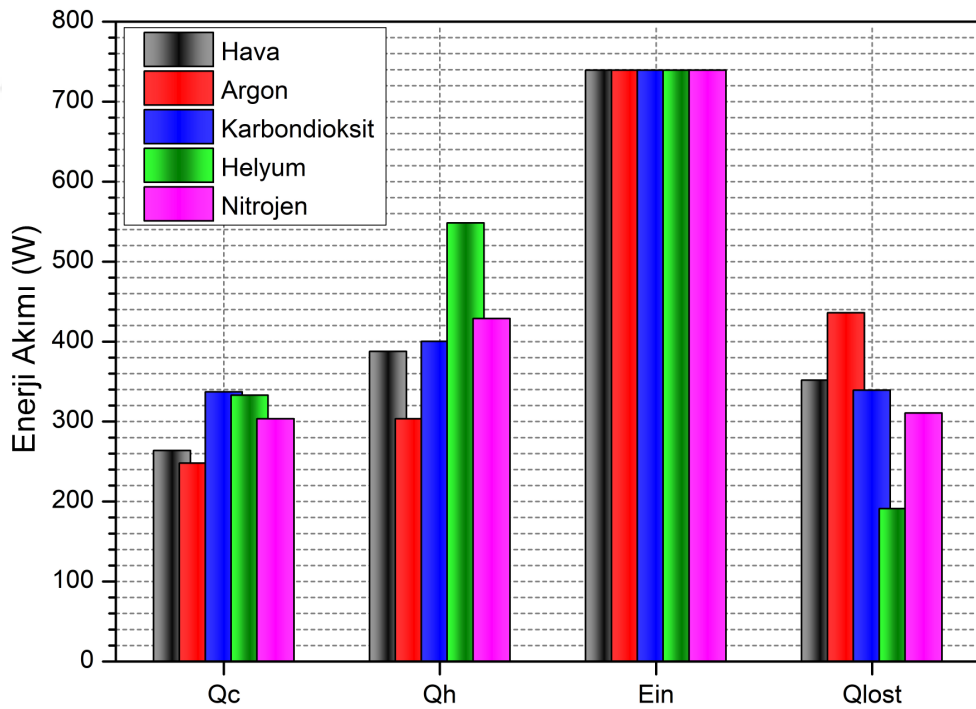
6.8. Enerji Analizi Sonuçları

Enerji analizi ile Stirling motoruna dış kaynaktan sisteme verilen enerjinin ne kadarının işe dönüştürüldüğü belirlenmiştir. Düşük basınç ve devirlerde iş akışkanının yetersiz olması ve ısı transferinin tam olarak gerçekleşmemesi nedeniyle ısı kayıpları yüksek olmaktadır. Motorda hız artışı ile birlikte ısı transfer süresi azalmakta ve iş akışkanına transfer edilen enerjinin azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca motorda soğutma suyuna transfer edilen ısı miktarı belirlenmiştir.

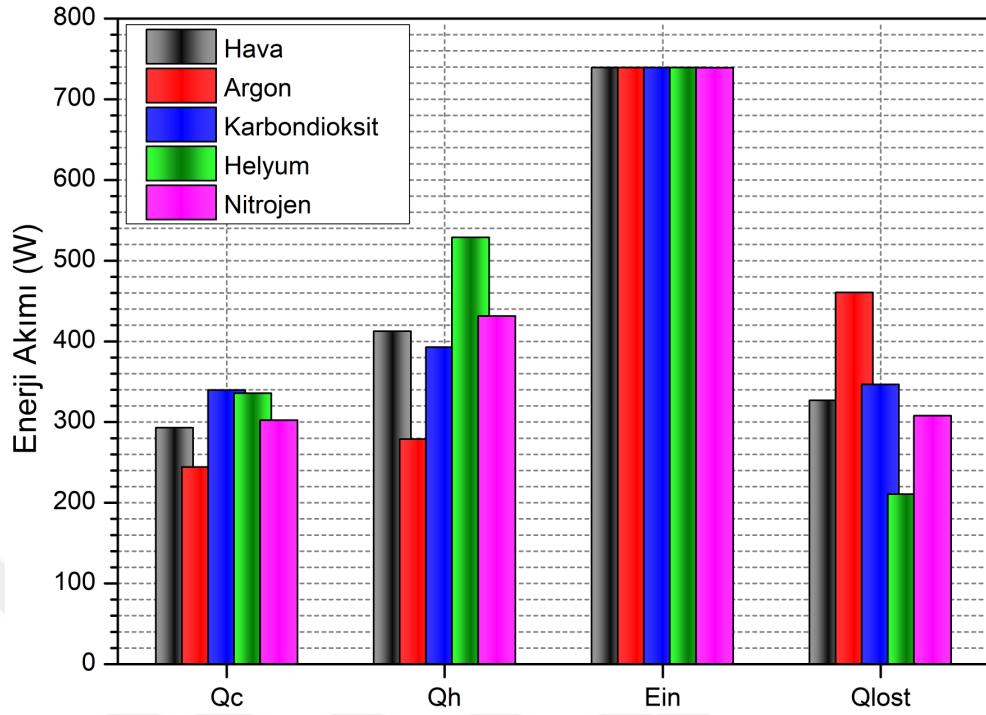
Farklı iş akışkanlarından elde edilen maksimum motor güç değerlerine göre enerji dağılımı; yer değiştirme pistonu malzemesinin farklı olması durumuna göre Şekil 6.34 ve Şekil 6.35’te maksimum güç çıktılarının elde edildiği şarj basıncına göre değişimi verilmiştir. Test motorunda ısı kaynağı olarak elektrik enerjisi kullanan fırın sisteme giren enerjidir. Çalışmada soğutma suyundan kaybedilen enerji hesaplanmış, sürtünme ve ısı kaçakları (ısıtıcı fırın ve motor dış yüzeyinden kaybolan ısı enerjileri)

ise diğer kayıplar olarak belirlenmiştir. Testlerde iş akışkanlarının farklı basınç ve farklı devir sayılarında maksimum güce ulaştığı görülmektedir. Her iki yer değiştirme pistonunda helyum gazının iş akışkanı olarak kullanılması durumunda en iyi mekanik ve ısı performans elde edilmektedir.

Sisteme giren enerji miktarı hesaplamalarında akım, voltaj ve çevrim süresi etkili olduğundan, iş akışkanlarının farklı şarj basınçlarındaki değerleri birbirine yakındır. İş akışkanlarının viskozite, yoğunluk ve ısı iletkenlik özellikleri sıcak ve soğuk uç arasındaki ısı geçişi açısından önemlidir. Maksimum gücün elde edildiği paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı olarak helyum gazı kullanılan durumda sisteme giren ısı 739,2 W, iş akışkanının aldığı ısı 548,3 W, çevreye kaybedilen ısı 190,9 W ve soğutmaya harcanan ısı enerjisi 332,818 W olarak hesaplanmıştır. Her iki yer değiştirme pistonunda en fazla ısı kaybı argonun iş akışkanı kullanıldığı durumda meydana gelmiştir.



Şekil 6.34. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında enerji dağılımlarının değişimleri



Şekil 6.35. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında enerji dağılımlarının değişimleri

6.9. Ekserji Analizi Sonuçları

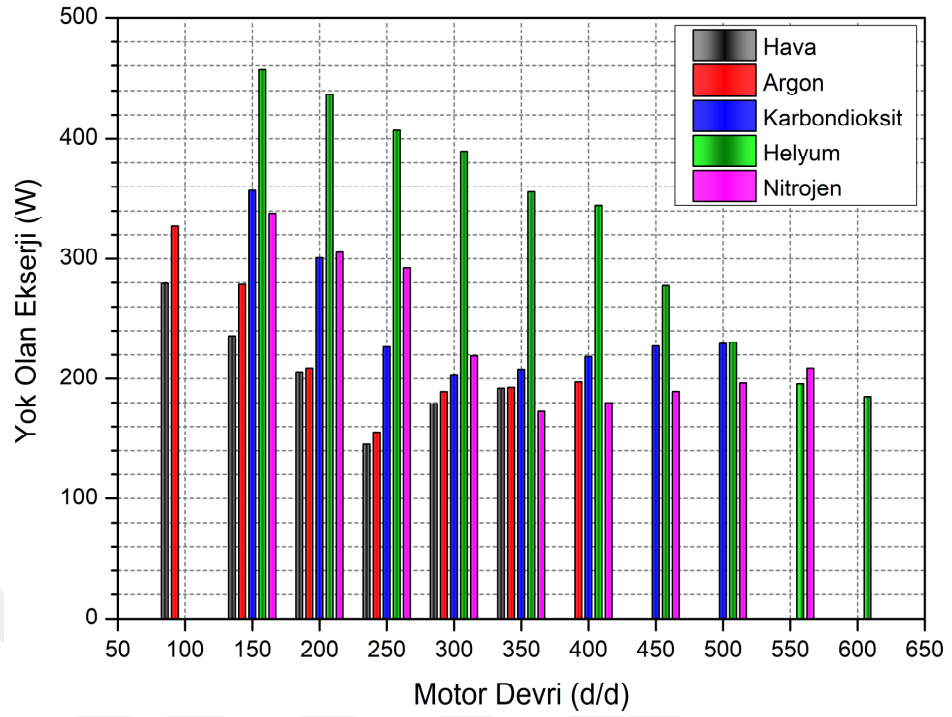
Stirling motorları sıcak ve soğuk kaynakların sıcaklık farkına göre çalışmakta olduğundan, performans ve verimin artırılması için bu sıcaklık farkının yüksek olması gerekmektedir. Sıcak kaynaktan iş akışkanına transfer edilen ısı miktarındaki kayıpların azaltılması için motor tasarımı aşamasında gerekli önlemler alınmalıdır.

Test motorunun çeşitli çalışma şartlarında ısı transferi, akış ve sürtünme gibi olaylardan ortaya çıkan ekserji kayıpları belirlenmiştir. Testlerde motor gücü motor devrinin artışına bağlı olarak belirli bir değere kadar artış göstermekte ve daha sonra azalmaktadır. Stirling motorlarında çalışma için gerekli olan iş akışkanı sarj basıncı olarak karterden sağlandığından dolayı güç pistonun alt kısmında karşı kuvvet oluşmaktadır. Bu karşı kuvvet güç için negatif etki yapmaktadır. Yüksek basınçlarda motor hızı arttıkça sürtünmeler, ısı kaçakları ve mekanik kayıplar daha etkili olmaktadır. Bu kayıplar motorun gücünü azaltmaktadır. Ayrıca motor devri arttıkça iş akışkanı için gerekli olan ısıtma ve soğutma süreleri kısalmakta ve motor güç değerleri azalmaktadır. Şarj basıncının artmasıyla motor güç değerlerinin düşmesinin

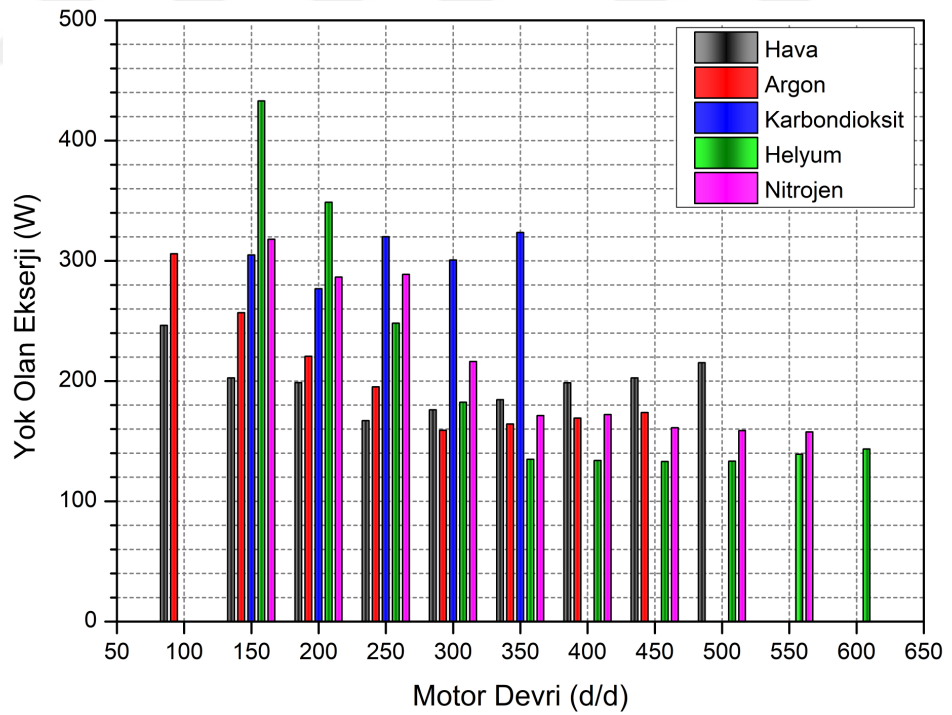
diğer bir nedeni de silindir içerisinde artan iş akışkanı miktarının, silindir duvarları ve piston yüzeylerine teması sonucunda ortaya çıkan yüksek sürtünmelerden kaynaklanmaktadır. Bu kayıplarda motorun çıkış gücünü azaltmaktadır.

Şekil 6.36 ve Şekil 6.37’de şarj basıncı ve motor devir sayısına göre iş akışkanlarının en yüksek güç çıktılarının elde edildiği durum dikkate alınarak hesaplanan ve sistem tarafından yok olan ekserji değişimleri verilmiştir. Yok olan ekserji, kayıp iş potansiyelini temsil etmektedir. Düşük motor devirlerinde tüm iş akışkanlarında yok olan ekserji miktarı hissedilir derece yüksektir. Çizelge 6.1’de görüldüğü gibi iş akışkanları değişik şarj basıncında ve motor devrinde maksimum güce erişmektedir. Bu maksimum güce erişilen şartlarda tüm iş akışkanlarında yok olan ekserji en düşük değeri almaktadır. Bu maksimum güç değerine ait şartlardan (basınç ve motor devri) uzaklaşınca yok olan ekserji artmaktadır. Helyum gazının iş akışkanı olarak kullanıldığı ve şarj basıncının 4 bar olması durumunda paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu için yok olan ekserji miktarı 550 d/d motor devrinde 195,53 W olarak hesaplanmıştır.

Nitrojen ve hava iş akışkanları maksimum güç değerlerine, helyum gazında olduğu gibi şarj basıncının 4 bar olması durumunda ve helyuma göre daha düşük devirlerde ulaştığı için yok olan ekserji miktarları daha düşük çıkmaktadır. Stirling motorlarında yüksek motor devri ve yüksek şarj basınçlarında çalışma istenildiği durumlarda iş akışkanı seçimi açısından yok olan ekserji önemli bir parametredir. Ayrıca performans grafiklerinde görüldüğü gibi Stirling motorlarında tercih edilecek iş akışkanı türlerinin; motor çalışma devir aralıkları üzerinde büyük etkisi bulunmaktadır. Bazı iş akışkanlarında yüksek motor devirlerine ulaşılabilirken, bazı iş akışkanlarında hiç ulaşılammıştır. Bu nedenden dolayı bazı motor devirlerinde ilgili iş akışkanı için ekserji analiz hesaplamaları yapılamamıştır.

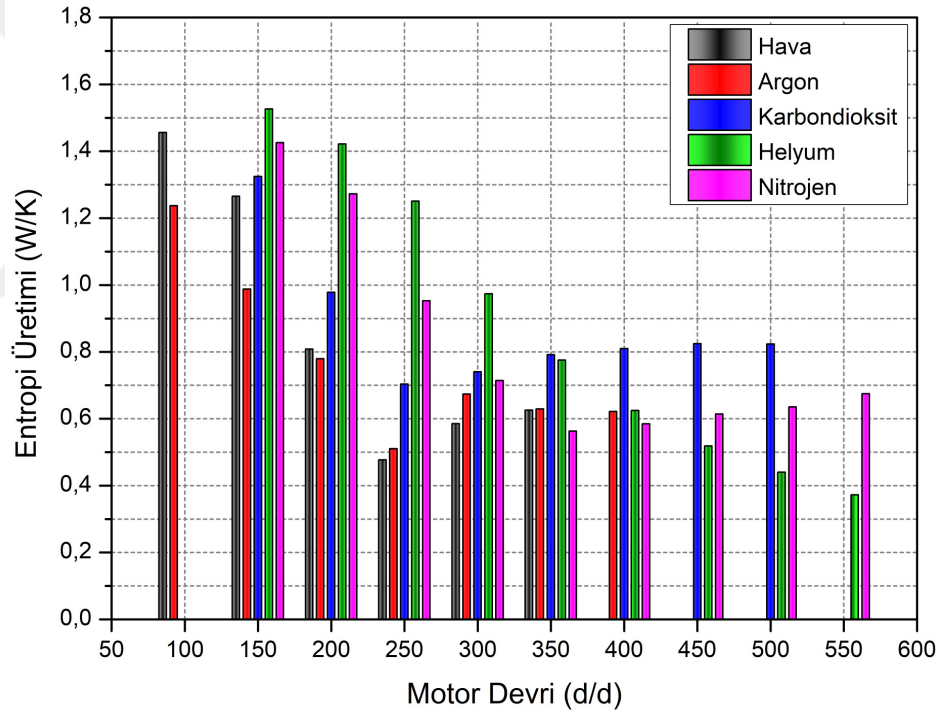


Şekil 6.36. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında yok olan ekserji değişimleri

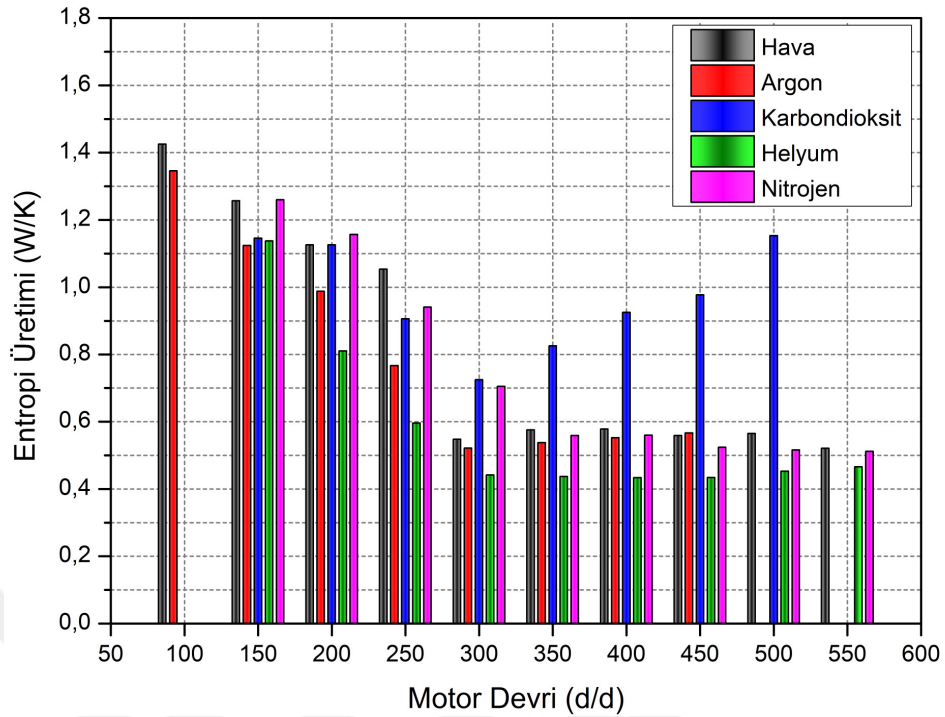


Şekil 6.37. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında yok olan ekserji değişimleri

Isı enerjisi ile çalışan Stirling motorlarında meydana gelen tersinmezlikler her zaman entropi üretmektedir. Entropi üreten tüm makineler her zaman ekserjiyi yok etmektedir. Şekil 6.38 ve Şekil 6.39’da şarj basıncı ve motor devir sayısına göre iş akışkanlarının en yüksek güç çıktılarının elde edildiği ve yer değiştirme pistonu malzemesi dikkate alınarak hesaplanan ve sistem tarafından üretilen entropi değişimleri verilmiştir. Her iki yer değiştirme pistonu malzemesinde de en düşük entropi üretimi en fazla güç üretimi yapan iş akışkanı helyumda ortaya çıkmıştır. Çalışmadaki tüm testlerde entropi üretimi maksimum gücün elde edildiği motor devir sayısına kadar azalmakta, bu maksimum gücün elde edildiği değerden sonra artmaktadır.



Şekil 6.38. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında entropi üretim değişimleri



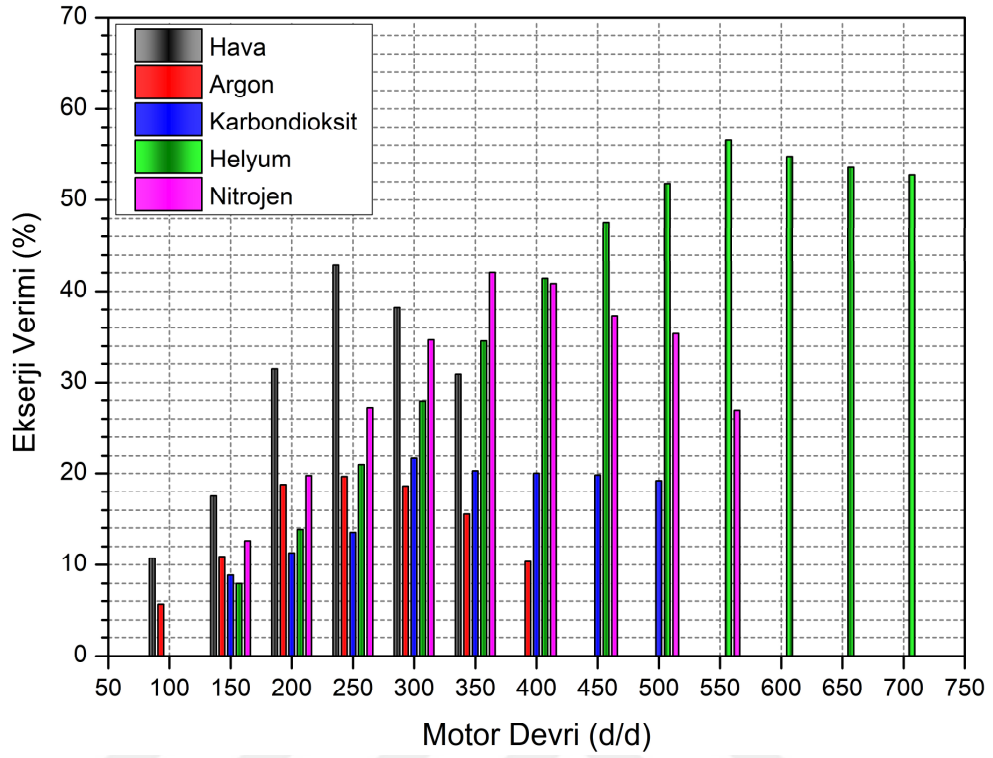
Şekil 6.39. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında entropi üretim değişimleri

Çizelge 6.2’de test motorunda farklı iş akışkanları ve yer değiştirme pistonları kullanılması durumunda 1-5 bar şarj basıncında en yüksek motor gücü elde edilen devir sayılarında ekserji akımları verilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisinin işe dönüştürülmesinde ekserji akımı enerjinin niceliği yanında niteliğini de ifade etmektedir. Stirling motorları sıcak ve soğuk uç sıcaklıkları arasında çalışmaktadır. Bu motorlarda referans sıcaklığı enerji kayıplarının hesabında en önemli etkindir. İş akışkanlarının maksimum güce ulaşması farklı motor devirlerinde gerçekleşmektedir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre iş, ısıdan daha değerlidir. Çünkü iş tümüyle ısıya dönüşürken, ısı tümüyle ve devamlı olarak işe dönüşmez. Bir sistemden onu çevre şartlarına indirgeyerek elde edilebilecek maksimum faydalı iş miktarı, sistemin ve çevrenin bir özelliği olup, ekserji olarak tanımlanır. Motora verilen enerjinin faydalı işe dönüştürülmesi ekserji akımı tarafından belirlenmektedir. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda ve 4 bar şarj basıncında; iş akışkanı olarak helyum gazının kullanılması durumundaki hesaplarda en yüksek ekserji akımı performansı elde edilmiştir.

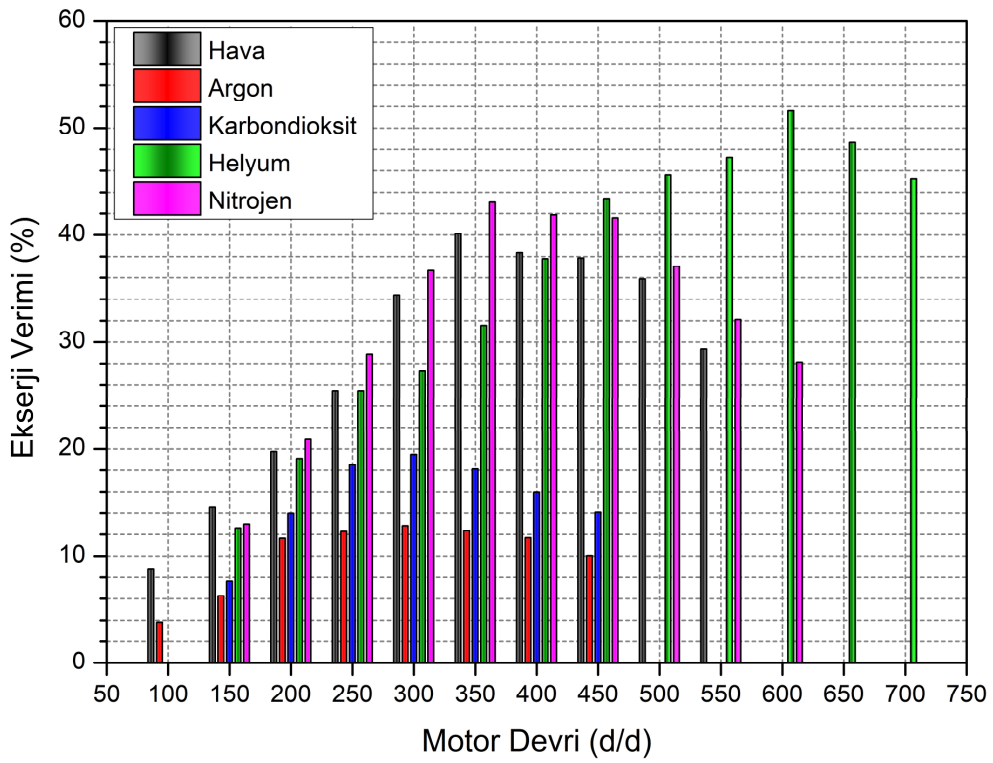
Çizelge 6.2. Ekserji akımlarının karşılaştırılması

Paslanmaz Çelik Malzemeli Yer Değiştirme Pistonu										
Şarj basıncı (bar)	Hava		Argon		Karbondioksit		Helyum		Nitrojen	
	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)
1	300	223,526	200	274,515	300	199,845	550	337,497	350	286,219
2	300	234,84	200	283,343	300	249,849	500	352,760	300	323,374
3	300	263,701	250	185,523	300	261,354	550	368,516	350	318,273
4	250	269,451	250	210,82	300	278,066	550	381,112	350	297,866
5	250	272,457	200	288,732	250	328,245	400	414,094	250	371,827
Titanyum Malzemeli Yer Değiştirme Pistonu										
Şarj basıncı (bar)	Hava		Argon		Karbondioksit		Helyum		Nitrojen	
	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)	Motor devri (d/d)	Exqh (W)
1	350	231,456	250	142,547	300	192,146	350	299,933	350	237,41
2	400	243,654	300	165,215	300	242,738	400	316,851	450	293,951
3	350	272,874	300	193,746	250	280,381	400	332,456	350	320,417
4	250	286,69	300	239,488	250	272,851	350	367,521	350	299,649
5	250	271,038	250	261,961	200	323,118	300	375,125	300	349,933

Ekserji verimi, yararlı ekserji çıkışının harcanan ekserji girişine oranı olarak tanımlanmaktadır. Test motorundan elde edilen verilere göre maksimum gücün elde edildiği şarj basıncına göre hesaplanan ekserji verimleri Şekil 6.40 ve Şekil 6.41’de verilmiştir. Çizelge 6.1’de görüldüğü gibi hava, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazlarının iş akışkanı olarak kullanımı ile yapılan deneylerde maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında gerçekleşirken, argon gazının kullanıldığı deneylerde 3 bar şarj basıncında gerçekleşmektedir. Farklı şarj basınçlarında yapılan termodinamik hesaplamalarda tersinmezlik azaldığı zaman ekserji verimi artmıştır. İş akışkanı olarak helyum kullanılması durumunda 4 bar şarj basıncında paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda %56,54 ekserji verimi elde edilmiştir. En düşük ekserji verimi titanyum malzemeli yer değiştirme pistonunda iş akışkanı olarak argonun kullanıldığı durumda 100 d/d motor devrinde %2,13’dür. Bu şartlarda elde edilen motor gücü 17,33 W’dır.



Şekil 6.40. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında elde edilen ekserji verimleri



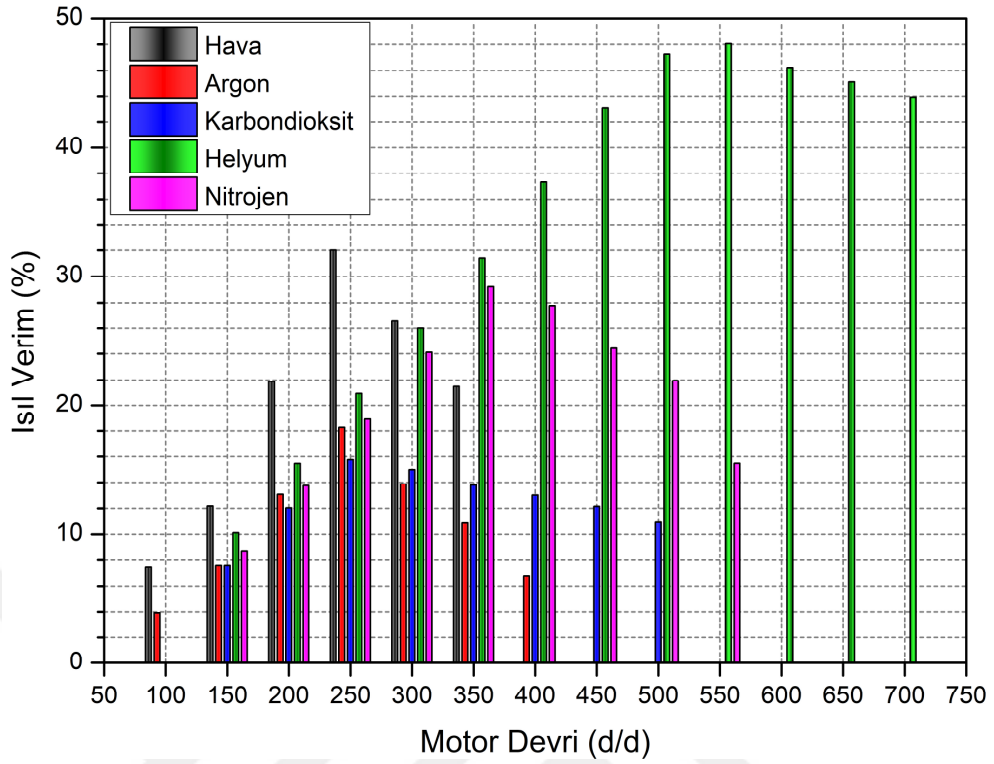
Şekil 6.41. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımında elde edilen ekserji verimleri

Stirling motoru içerisindeki iş akışkanı; sıcak ve soğuk hacimler arasında yüksek hızda ileri ve geri hareket ederek, sürekli olarak sıcak kaynaktan ısı kazanır ya da soğuk kaynağa ısı kaybeder ve bu işlemlerin tekrarı sonucunda ise motor çıkış gücü üretilmektedir. Bu motorlarda bir dış kaynaktan alınan enerjinin bir kısmı kayıplar nedeniyle kullanılamamaktadır. Deneysel çalışmalarda paslanmaz ve titanyum yer değiştirme pistonları ile yapılan testlerdeki maksimum motor güç değerlerinin elde edildiği şarj basınçlarında ki iş akışkanlarının ısı verimleri hesaplanarak Şekil 6.42 ve Şekil 6.43'te yer değiştirme pistonu malzemesine göre verilmiştir.

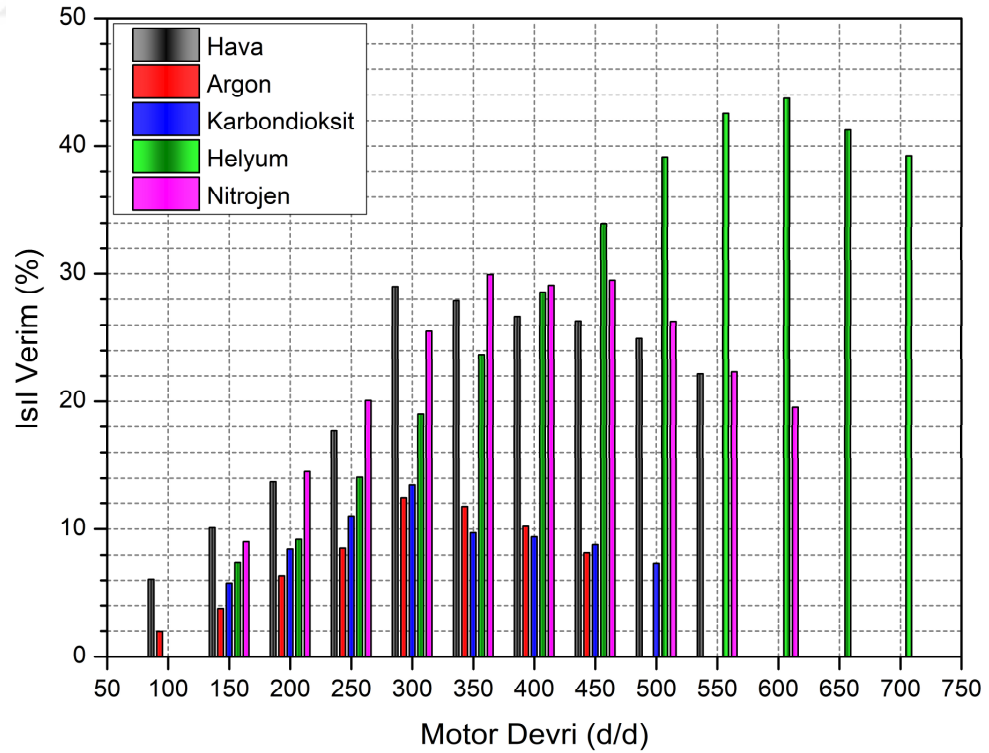
Isıl verimin yüksek olması çevrim boyunca elde edilen motor gücüne bağlıdır. Test motorunda iş akışkanı olarak helyum kullanılması durumunda ısı verim en yüksek değere ulaşmıştır. Nitrojen ve havanın iş akışkanı olarak kullanılması durumlarında ısı verimler birbirlerine yakın elde edilmektedir. Stirling motorlarında ısı verim açısından değerlendirildiğinde nitrojen yerine temini daha kolay olduğu için hava tercih edilebilir. Fakat nitrojen gazının iş akışkanı olarak kullanıldığı durumlarda motor devrinin çalışma aralığı havaya göre daha iyi olmaktadır. İş akışkanı olarak argon ve karbondioksit gazları kullanıldığı durumlarda ise ısı verim hissedilir derecede düşmektedir.

Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu ile yapılan analizlere göre maksimum ısı verim değerleri; helyum, hava, nitrojen, argon ve karbondioksit gazları için sırasıyla %48,04; %31,9; %29,21, %18,27 ve %15,77 olarak elde edilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarına göre titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımının ısı verimi düşürdüğü tespit edilmiştir. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu ile yapılan analizlere göre maksimum ısı verim değerleri; helyum, nitrojen, hava, karbondioksit ve argon gazları için sırasıyla %43,72; %29,48; %28,98, %13,49 ve %12,43 olarak hesaplanmıştır.

Bu tez çalışmasında elde edilen teorik ve deneysel sonuçlardan da anlaşılacağı üzere argon ve karbondioksit gazlarının Stirling motorlarında iş akışkanı olarak kullanılmasının uygun olmadığı düşünülmektedir.



Şekil 6.42. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme piston kullanımında ısı verim değişimleri



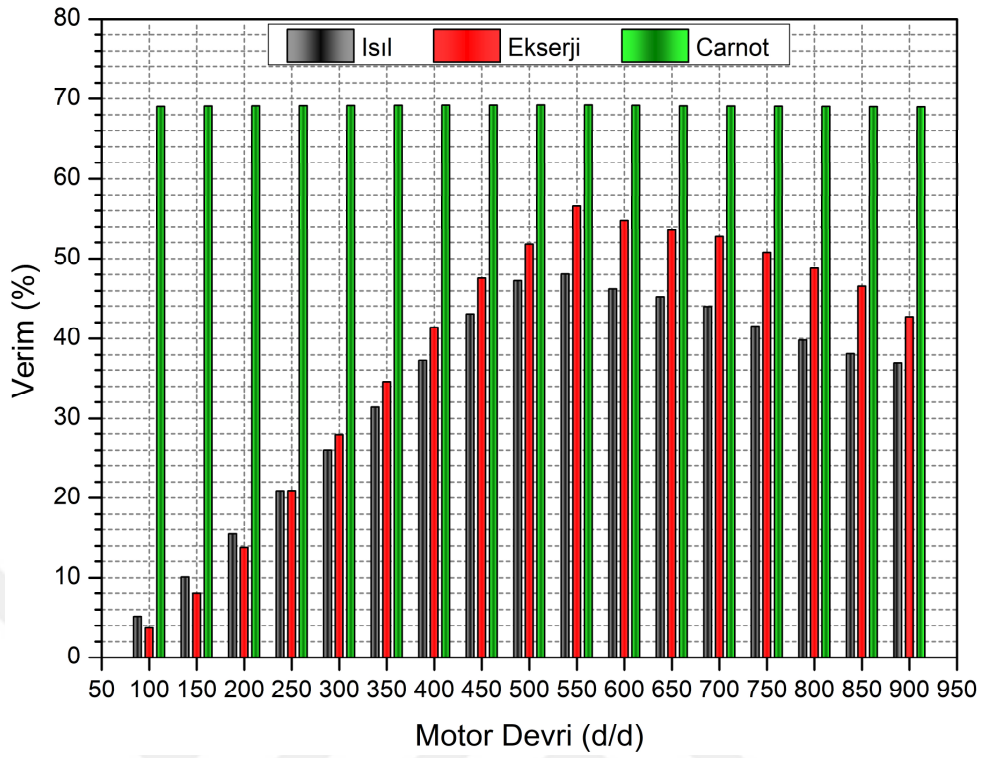
Şekil 6.43. Titanyum malzemeli yer değiştirme piston kullanımında ısı verim değişimleri

Carnot çevrimi, aynı sıcaklık sınırları arasında çalışan ısı makinelerinin içerisinde eşitlik (4.16)'da verilen ifadeye göre en yüksek verime sahiptir. Carnot verimi Stirling motorlarında maksimum ısı verim olarak kabul edilmektedir. Bu verim Carnot çevrimine göre sıcak uç ve soğuk uç sıcaklıkları arasındaki fark artışıyla birlikte yükselmektedir.

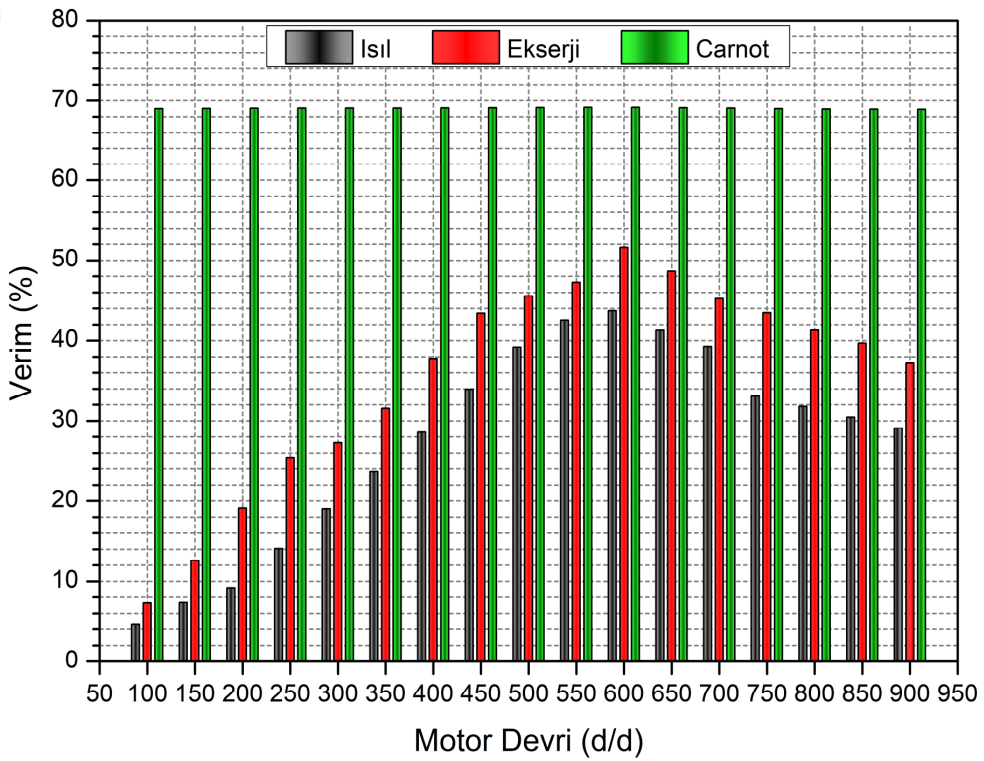
Çalışmada her iş akışkanı için farklı şarj basınçlarında ısı, ekserji ve Carnot verimleri hesaplanmıştır. Tüm deneysel çalışmalar içerisinde ki maksimum motor gücü; paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli yer değiştirme pistonlarının her ikisinde de helyum gazının iş akışkanı olarak kullanıldığında, 4 bar şarj basıncında en iyi performansı gösterdiği için Şekil 6.44 ve Şekil 6.45'te bu şartlardaki verimler gösterilmiştir.

Şekil 6.44 ve Şekil 6.45'te görüldüğü gibi ısı ve ekserji verimlerinin maksimum değerlerine deneysel çalışmalarda elde edilen maksimum güç değerinin elde edildiği motor devirinde elde edilmiştir. Teorik Stirling çevriminin verimi, Carnot çevriminin verimine eşittir. Bununla birlikte ısı makinelerinin maksimum teorik verimi iş akışkanının cinsine değil, ısı alınacağı sıcak kaynak ile ısı verildiği soğuk kaynakların sıcaklıklarına bağlıdır. Bu nedenden dolayı Carnot verimi; paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli yer değiştirme pistonlarının her ikisinde de birbirine eşit olmaktadır. Bu çalışmada geliştirilen Stirling motorunun Carnot verimi %69,2 olarak hesaplanmıştır.

Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu ile yapılan analizlere göre maksimum ısı ve ekserji verim değerleri; 4 bar şarj basıncında helyum gazı için sırasıyla %48,04 ve %56,54 olarak elde edilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarına göre titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu kullanımının ısı ve ekserji verim değerlerini düşürdüğü tespit edilmiştir. Titanyum malzemeli yer değiştirme pistonu ile yapılan analizlere göre maksimum ısı ve ekserji verim değerleri; 4 bar şarj basıncında helyum gazı için sırasıyla %43,72 ve %51,59 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.44. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme piston kullanımında Isıl, Ekserji ve Carnot verimleri



Şekil 6.45. Titanyum malzemeli yer değiştirme piston kullanımında Isıl, Ekserji ve Carnot verimleri

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında 365 cm^3 süpürme hacmine sahip rhombic hareket iletim mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı, analizleri, imalatı ve performans testleri yapılmıştır. İmalatı gerçekleştirilen Stirling motoru için özel bir test düzeneği hazırlanarak motor performans karakteristikleri deneysel olarak belirlenmiştir.

Deneysel çalışmalarda iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen olmak üzere beş farklı gaz kullanılmıştır. Bu tüm iş akışkanları ve paslanmaz çelik ve titanyum malzemeli iki farklı yer değiştirme pistonları için 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçlarında motor performans karakteristikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. İmalatı yapılan Stirling motorunun, performans karakteristikleri özel olarak tasarımı yapılan elektrikli ısıtıcı kullanılarak $727 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 10 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcak uç ve $27 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$) soğuk uç sıcaklığında motor devrine bağlı olarak motor performans testleri yapılmıştır.

Helyum iş akışkanı ve paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 112,78; 134,07; 172,34; 215,48 ve 195,93 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 3,07; 4,49; 6,16; 6,27 ve 7,54 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 550 d/d motor devrinde 215,48 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 7,54 Nm olarak elde edilmiştir. Bu elde edilen motor gücü; paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonları ile hava, argon, karbondioksit ve nitrojen iş akışkanları ile yapılan tüm deney şartlarında elde edilen en yüksek değerdir.

Titanyum yer değiştirme pistonu ve helyum iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 91,68; 116,07; 151,94; 193,12 ve 168,91 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj

basınçları için sırası ile 2,19; 4,46; 6,28; 5,88 ve 7,1 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 600 d/d motor devrinde 193,12 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 7,1 Nm olarak elde edilmiştir. Bu elde edilen motor gücü; titanyum yer değiştirme pistonu ile hava, argon, karbondioksit ve nitrojen iş akışkanları ile yapılan tüm deney şartlarında elde edilen en yüksek değerdir. Titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonundan %10,38 daha az olduğu belirlenmiştir. Titanyum yer değiştirme pistonu kullanımında motor gücünün azalmasının sebebi; ısıtma-soğutma sürelerinin yüksek devirlerde azalmasının yanı sıra ısı transfer yüzey alanının yetersiz olmasından (rejeneratör kullanılmaması) dolayı kaynaklandığı düşünülmektedir.

Nitrojen iş akışkanı ve paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 82,81; 99,24; 112,77; 125,19 ve 105,1 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 3,56; 4,3; 4,93; 5,07 ve 6,19 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 350 d/d motor devrinde 125,19 W, maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 150 d/d motor devrinde 6,19 Nm olarak elde edilmiştir. Paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ve nitrojen, hava ve karbondioksit gazlarının iş akışkanı olarak kullanımında yapılan deneylerden elde edilen maksimum güç değerleri sırasıyla, 125,19; 124,06 ve 63,1 W'tır. Ayrıca 4 bar şarj basıncında nitrojen gazının iş akışkanı olarak kullanımı ile elde edilen maksimum motor güç değerinin, hava ve karbondioksit gazlarının kullanımında elde edilenden sırasıyla %0,91 ve %50,4 daha fazla güç ürettiği belirlenmiştir.

Titanyum yer değiştirme pistonu ve nitrojen iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 79,83; 106,92; 115,79; 129,52 ve 104,75 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,98; 4,4; 5,19; 5,25 ve 5,69 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 350 d/d motor devrinde 129,52 W,

maksimum motor tork değeri ise 5 bar şarj basıncında 114 d/d motor devrinde 5,69 Nm olarak elde edilmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonundan %3,35 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Titanyum yer değiştirme pistonu ve nitrojen, hava ve karbondioksit gazlarının iş akışkanı olarak kullanımında yapılan deneylerden elde edilen maksimum güç değerleri sırasıyla, 129,52; 119,58 ve 53,33 W'tır. Ayrıca 4 bar şarj basıncında nitrojen gazının iş akışkanı olarak kullanımı ile elde edilen maksimum motor güç değerinin, hava ve karbondioksit gazlarının kullanımında elde edilenden sırasıyla %7,68 ve %41,2 daha fazla güç ürettiği belirlenmiştir.

Hava iş akışkanı ve paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 79,11; 95,67; 111,76; 124,06 ve 101,42 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 3,29; 4,5; 5,46; 6,5 ve 5,94 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 4 bar şarj basıncında 250 d/d motor devrinde 124,04 W, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 114 d/d motor devrinde 6,5 Nm olarak elde edilmiştir.

Titanyum yer değiştirme pistonu ve hava iş akışkanı ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 66,17; 89,36; 107,13; 119,58 ve 99,37 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,77; 4,58; 5,64; 6,97 ve 5,58 Nm olarak ölçülmüştür. Motorun maksimum güç üretimi 4 bar şarj basıncında 250 d/d motor devrinde 119,58 W, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 102 d/d motor devrinde 6,97 Nm olarak elde edilmiştir. Titanyum yer değiştirme pistonunda, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonuna göre motor güçlerinin azalmasının yanında motorun çalışma devir aralığının genişlediği gözlenmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonundan %3,61 daha az olduğu belirlenmiştir.

Karbondiyoksit iş akışkanını ve paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 41,8; 54,36; 58,7; 63,1 ve 56,44 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,98; 3,76; 4,29; 4,98 ve 4,48 Nm olarak ölçülmüştür. İş akışkanını olarak karbondiyoksit kullanılması durumunda 4 bar şarj basıncında 250 d/d motor devrinde 63,1 W maksimum motor gücü, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 100 d/d motor devrinde 4,98 Nm olarak elde edilmiştir.

Titanyum yer değiştirme pistonu ve karbondiyoksit iş akışkanını ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 35,70; 45,08; 51,90; 53,33 ve 43,83 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,11; 2,47; 2,83; 2,83 ve 2,38 Nm olarak ölçülmüştür. Titanyum yer değiştirme pistonunda, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonuna göre motor güçlerinin azalmasının yanında motorun çalışma devir aralığının da belirli ölçüde azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca 4 bar şarj basıncında titanyum yer değiştirme pistonunda elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonundan %15,48 daha az olduğu belirlenmiştir.

Argon iş akışkanını ve paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 28,82; 41,52; 49,45; 55,42 ve 49,28 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 2,1; 2,67; 3,07; 3,35 ve 3,13 Nm olarak ölçülmüştür. İş akışkanını argon kullanılması durumunda 4 bar şarj basıncında 251 d/d motor devrinde 55,42 W maksimum motor gücü, maksimum motor tork değeri ise 4 bar şarj basıncında 97 d/d motor devrinde 3,35 Nm olarak elde edilmiştir.

Titanyum yer değiştirme pistonu ve argon iş akışkanını ile farklı motor şarj basınçlarında yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen motor güç değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 28,46; 31,59; 34,66; 29,63 ve 23,99 W olarak

elde edilmiştir. Maksimum motor tork değerleri 1, 2, 3, 4 ve 5 bar şarj basınçları için sırası ile 1,57; 1,64; 1,77; 1,43 ve 1,27 Nm olarak ölçülmüştür. Maksimum motor gücü 3 bar şarj basıncında 300 d/d motor devrinde 34,66 W, maksimum motor tork değeri ise 3 bar şarj basıncında 109 d/d motor devrinde 1,77 Nm olarak elde edilmiştir. Yer değiştirme pistonu malzemesi titanyum olması durumunda paslanmaz çelikten farklı olarak en fazla güç çıkışı 3 bar şarj basıncında sağlanmıştır. Ayrıca Titanyum yer değiştirme pistonunda 3 bar şarj basıncında elde edilen maksimum motor güç değerinin, paslanmaz çelik yer değiştirme pistonunun 4 bar şarj basıncında elde edilen maksimum motor güç değerinden %37,46 daha az olduğu belirlenmiştir.

Argon gazı; diğer iş akışkanları ile karşılaştırıldığında hem ısı iletkenliğinin düşük olması hemde viskozite ve yoğunluğunun diğer gazlara göre yüksek olması gibi etkenlerden dolayı paslanmaz çelik ve titanyum yer değiştirme pistonlarında elde edilen motor performansları diğer gazlara göre en düşük çıkmaktadır.

Yapılan deneysel çalışmalar sırasında en verimli performans değerleri paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonu ve iş akışkanı helyum kullanılması durumunda elde edilmiştir.

Motor gücünün niceliği yanında niteliğinin de ortaya çıkaran ekserji akımında paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda 4 bar basınçta helyum iş akışkanı olarak kullanılması durumunda 550 d/d motor devrinde 381,112 W olarak bulunmuştur.

Ekserji verimi artışı tersinmezliklerin azalması ile sağlanmaktadır. Tüm testlerde en yüksek gücün elde edildiği iş akışkanı olan helyum; paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda 4 bar şarj basıncında %56,54 olarak maksimum ekserji verim değeri elde edilmiştir. En düşük ekserji verimi ise titanyum malzemeli yer değiştirme pistonunda 1 bar şarj basıncı ve 100 d/d motor devrinde iş akışkanı argon kullanılması durumunda %2,13 olarak elde edilmiştir.

Stirling motorlarında şarj basıncı artışı daha fazla iş akışkanını kullanmaya sebebiyet vermektedir. Artan kütle miktarına karşılık iş akışkanına transfer edilen ısı enerjisi azalmaktadır. Ayrıca motorda basınç yükselmesi kayıplarında artırmaktadır. Çalışmada kullanılan tüm iş akışkanlarında güç ve tork belli bir noktadan sonra azalmıştır. Stirling motorlarında güç artışı ısı verimi artırmaktadır. En yüksek ısı verim en fazla güç çıktısı şartlarında iş akışkanı helyumda %48,04 olarak elde edilmiştir.

Stirling motorlarında ısıtıcıda, motor gövdesi ve iş akışkanına transfer edilen ısı miktarındaki kayıpların azalması entropi üretimini azaltacaktır. Çalışmadaki tüm testlerde entropi üretimi maksimum gücün elde edildiği basınç ve devir sayısına kadar azalmakta, bu maksimum gücün elde edildiği değerden sonra artmaktadır. Paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda helyum gazının iş akışkanı olarak kullanıldığı 4 bar şarj basıncı ve 550 d/d motor devirinde üretilen entropi 0,3726 W/K'dir. Test motorlarında iş akışkanından, ısıtıcıdan ve sürtünme olmak üzere ekserji kayıpları görülmektedir. Düşük şarj basıncı ve motor devirlerinde ekserji kayıpları yüksek olmaktadır. Çalışmada kullanılan her iki yer değiştirme pistonunda 3-4 şarj basınçlarında bütün iş akışkanları en iyi performansı göstermiştir. Motor gücünün arttığı şartlarda ekserji kayıplarının düşük olduğu görülmüştür.

Bütün iş akışkanları ve yer değiştirme pistonlarında farklı basınç şartlarında carnot, ısı ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Testlerden alınan değerler kullanılarak yapılan ısı, ekserji ve Carnot verimi hesaplamalarında paslanmaz çelik malzemeli yer değiştirme pistonunda iş akışkanı helyum olması durumunda ve 4 bar şarj basıncında sırasıyla %48,04, %56,54 ve %69,2 olarak elde edilmiştir.

Stirling motorları sıcak ve soğuk kaynaklar arasındaki sıcaklık farkına göre çalışmakta olduğundan, performans ve verimin artırılması için bu sıcaklık farkının yüksek olması gerekmektedir. Sıcak ve soğuk kaynakların sıcaklık farkının artırılması için motor tasarımı aşamasında gerekli önlemler alınmalıdır.

Stirling motorlarında ısıtıcıda, motor gövdesi ve iş akışkanına transfer edilen ısı miktarındaki kayıpların azaltılması motor verimini artıracaktır.

Motorda güç pistonu üst ve alt taraflarını birbirinden ayırmak için güçlü sızdırmazlık yapılması durumunda basıncın etkisi güç pistonu üzerindeki bölgeye verilecektir. Bu durumda motordan alınan güç değerlerini artıracakı ön görülmektedir. Bu yüzden güç pistonunda daha iyi sızdırmazlık sağlanmalıdır.

İleriki yıllarda aynı parametrelere sahip rejeneratörlü bir Stirling motorunda paslanmaz çelik ve titanyum yer değıştirme pistonlarıyla, iş akışkanı olarak hava, argon, karbondioksit, helyum ve nitrojen gazları kullanılarak motor performansı üzerindeki etkileri incelenebilir. Ayrıca daha düşük ısı iletim katsayısına sahip farklı malzemelerden imalatı yapılan yer değıştirme pistonları ile farklı deneysel çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Abuelyamen, A., Ben-Mansour, R., Abualhamayel, H., Mokheimer, E. M. A., (2017). Parametric study on beta type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 145(1), p. 53-63.
- Ahmed, F., Hulin, H., Khan, A. M. (2019). Numerical modeling and optimization of beta-type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 149, p. 385-400.
- Akbari, N. (2018). Introducing and 3E (energy, exergy, economic) analysis of an integrated transcritical CO₂ Rankine cycle, Stirling power cycle and LNG regasification process. *Applied Thermal Engineering*, 140, p. 442-454.
- Aksoy, F., (2011). Bir Stirling motoruna güneş enerjisi uygulaması. *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi*, Ankara.
- Aksoy, F., Çınar, C., (2013). Thermodynamic analysis of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Energy Conversion and Management*, 75(1), p. 319-324.
- Aksoy, F., Karabulut, H., (2013). Performance testing of a Fresnel Stirling micro solar energy conversion system. *Energy Conversion and Management*, 75(1), p. 629-634.
- Aksoy, F., Karabulut, H., Çınar, C., Solmaz, H., Özgören, Y. Ö., Uyumaz, A., (2015). Thermal performance of a Stirling engine powered by a solar simulator. *Applied Thermal Engineering*, 86(1), p. 161-167.
- Aksoy, F., Solmaz, H., Karabulut, H., Çınar, C., Özgören, Y. Ö., Polat, S., (2016). A thermodynamic approach to compare the performance of rhombic drive and crank drive mechanisms for a beta type Stirling engine, *Applied Thermal Engineering*, 93(1), p. 359-367.
- Aksoy, F., Solmaz, H., Çınar, C., Karabulut, H., (2017). 1.2 kW beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *International Journal of Energy Research*, 41(9), p. 1310-1321.
- Al-Ahmari, A., Ameen, W., Abidi, M. H., Mian, S. H., (2018). Evaluation of 3D printing approach for manual assembly training. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 66(1), p. 57-62.
- Alfarawi, S. (2020). Thermodynamic analysis of rhombic-driven and crank-driven beta-type Stirling engines. *International Journal of Energy Research*, 44(7) p. 5596-5608.

- Antonio, M. R., Santillan, M., (2014). On the dynamical vs. thermodynamical performance of a beta type Stirling engine. *Physica A*, 409(1), p. 162-174. displacer
- Araoz, J. A., Salomon, M., Alejo, L., Fransson, T. H., (2015). Numerical simulation for the design analysis of kinematic Stirling engines. *Applied Energy*, 159(1), p. 633-650.
- Arakelian, V., Le Baron, J. P., Mkrtchyan, M. (2016). Design of Scotch yoke mechanisms with improved driving dynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 230(4), p. 379–386.
- Badr, W. S., Fanni, M., Abdel-Rahman, A. K., Rasoul, S. A., (2016). Dynamic simulation and optimization of rhombic drive Stirling engine using MSC Adams software. *Procedia Technology*, 22(1), p. 754-761.
- Barreto, G., Canhoto, P., (2017). Modelling of a Stirling engine with parabolic dish for thermal to electric conversion solar energy. *Energy Conversion and Management*, 132(1), p. 119-135.
- Batmaz, İ., Üstün, S., (2008). Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters. *Applied Energy*, 85(1), p. 1041-1049.
- Beukering, V. H. C. J., Fokker, H., (1973). Present state of the art of the Philips Stirling engine. *SAE Technical Paper*, 730646.
- Brey, H. D., Rinia, H., Weenen, F. L.V., (1947). Fundamentals for the development of the Philips air engine. *Philips Technical Review*, 9(4), p. 97-104.
- Chahartaghi, M., Sheykhi, M. (2018). Energy and exergy analyses of beta-type Stirling engine at different working conditions. *Energy Conversion and Management*, 169, p. 279-290.
- Chahartaghi, M., Sheykhi, M. (2019). Energy, environmental and economic evaluations of a CCHP system driven by Stirling engine with helium and hydrogen as working gases. *Energy*, 174, p. 1251-1266.
- Chen, W. L., Wong, K. L., Po, L. W., (2012). A numerical analysis on the performance of a pressurized twin power piston gamma type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 62(1), p. 84-92.
- Chen, W-L., Wong, K. L., Chang Y. L., (2015). A numerical study on the effects of moving regenerator to the performance of a beta type Stirling engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, p. 499-508.

- Cheng, C. H., Yu, J. Y., (2010). Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Renewable Energy*, 35, p. 2590-2601.
- Cheng, C. H., Yu, J. Y., (2011). Dynamic simulation of a beta type Stirling engine with cam drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic Models. *Renewable Energy*, 36, p. 714-725.
- Cheng, C. H., Yu, J. Y., (2012). Combining dynamic and thermodynamic models for dynamic simulation of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Renewable Energy*, 37, p. 161-173.
- Cheng, C. H., Yang, H. S., (2012). Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis. *Applied Energy*, 92, p. 395-405.
- Cheng, C. H., Yang, H. S., Keong, L., (2013). Theoretical and experimental study of a 300-W beta type Stirling engine. *Energy*, 59, p. 590-599.
- Cheng, C. H., Yang, H. S., (2014). Optimization of rhombic drive mechanism used in beta type Stirling engine based on dimensionless analysis. *Energy*, 64, p. 970-978.
- Cheng, C. H., Chen, Y. F., (2017). Numerical simulation of thermal and flow fields inside a 1 kW beta type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 121, p. 554-561.
- Cheng, C. H., Huang, C. Y., Yang, H. S. (2019). Development of a 90-K beta type Stirling cooler with rhombic drive mechanism. *International Journal of Refrigeration*, 98, p. 388-398.
- Cheng, C. H., Yang, H. S., Chen, H. X. (2020). Development of a beta-type Stirling heat pump with rhombic drive mechanism by a modified non-ideal adiabatic model. *International Journal of Energy Research*, 44(7), p. 5197-5208.
- Clucas, D. M., (1997). Wobble yoke assembly. *United States Patent*, No: 5630351.
- Corria, M. E., Cobas, V. M., Lora, E. S., (2006). Perspectives of Stirling engines use for distributed generation in Brazil. *Energy Policy*, 34, p. 3402-3408.
- Çalışkan, S. (2012). Farklı jet ve çarpma plakası özelliklerinde çarpmalı akışkan jetlerinin ısı transferi ve akışının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Ankara.*

- Çınar, C., (2001). Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı imali ve performans analizi. *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi*, Ankara.
- Çınar, C., (2004). Experimental investigation of an air charged low powered Stirling engine. *Pamukkale University Journal of Engineering Sciences*, 10(1), p. 51-55.
- Çınar, C., Karabulut, H., (2005). Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renewable Energy*, 30(1), p. 57-66.
- Çınar, C., Koca, A., Karabulut, H., (2005). Farklı çalışma gazlarının stirling motorunun performansına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi. *Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 20, p. 247-250.
- Çınar, C., Yücesu, H. S., Topgül, T., Okur, M., (2005). Beta type Stirling engine operating at atmospheric pressure. *Applied Energy*, 81, p. 351-357.
- Çınar, C., Topgül, T., Yücesu, H. S., (2007). Stirling çevrimi ile çalışan beta tipi bir motorun imali ve performans testleri. *Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(2), p. 411-415.
- Çınar, C., (2007). Thermodynamic analysis of an α type Stirling engine with variable phase angle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 221(8), p. 949-954.
- Çınar, C., Aksoy, F., Erol, D., (2012). The effect of displacer material on the performance of a low temperature differential Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 36, p. 911-917.
- Çınar, C., Aksoy, F., Okur, M., (2013). Rhombic hareket mekanizmalı bir stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testleri *Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 28(4), p. 795-801.
- Çınar, C., Solmaz, H., Ipci, D., Yılmaz, E., Aksoy, F. (2020). Performance enhancement of a beta type rhombic drive Stirling engine. *International Journal of Green Energy*, 17(13), p. 884-893.
- Darlington, R., Strong, K., (2010). Stirling And Hot Air Engines, Designing And Building Experimental Model Stirling Engines (1.Edition). Wiltshire: Crowood Press.
- Demiralp, M., (2000). Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı. *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi*, Ankara.

- Doğan, B., Erol, D., Yaman, H. Kodanlı, E. (2017). The effect of ethanol-gasoline blends on performance and exhaust emissions of a spark ignition engine through exergy analysis. *Applied Thermal Engineering*, 120, p. 433-443.
- Doğan, B., Erol, D., Kodanlı, E. (2020). The investigation of exergoeconomic, sustainability and environmental analyses in an SI engine fuelled with different ethanol-gasoline blends. *International Journal of Exergy*, 32(4), p. 412-436.
- Doğan, B., Yeşilyurt M. K., Erol, D., Çakmak A. (2020). A study toward analyzing the energy, exergy and sustainability index based on performance and exhaust emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with the binary blends of gasoline and methanol or ethanol. *International Journal of Engineering Research and Development*, 12(2), p. 529-548.
- Dong, H., Zhao, L., Zhang, S., Wang, A., Cai, J. (2013). Using cryogenic exergy of liquefied natural gas for electricity production with the Stirling cycle. *Energy*, 63, p. 10-18.
- Duan, C., Sun, C., Shu, S., Ding, G., Jing, C., Chang, J. (2015). Similarity design and experimental investigation of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism. *International Journal of Energy Research*, 39(2), p. 191-201.
- Eid, E., (2009). Performance of a beta configuration heat engine having a regenerative displacer. *Renewable Energy*, 34, p. 2404–2413.
- El Hassani, H., Boutammachte, N-e., Knorr, J., El Hannaoui, M., (2013). Study of a low-temperature Stirling engine driven by a rhombic drive mechanism. *International journal of Energy and Environmental Engineering*, 4, p. 1-11.
- Entezari, A., Manizadeh, A., Ahmadi, R. (2018). Energetical, exergetical and economical optimization analysis of combined power generation system of gas turbine and Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 159, p. 189-203.
- Erol, D., (2009). Düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı. *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi*, Ankara.
- Erol, D., Doğan, B., (2016). Developments Of The Stirling Engines In Turkey (1. Edition). Saarbrücken: Lambert Academic Publishing.

- Erol, D., Yaman, H., Doğan, B., (2017). A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 78, p. 1044-1067.
- Erol, D., Çalışkan, S. (2019). Comparative study on the performance of different drive mechanisms used in a beta type Stirling engine through thermodynamic analysis. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 8(2), p. 44-60.
- Fakı, A., (2001). Alfa tipi V-modeli bir Stirling motorunun tasarımı ve imalatı analizi. *Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Kütahya*.
- Fenton, J. E., Kosacheff, D., (1981). The power control system for the Ford Philips Stirling engine. *SAE Technical Paper*, 810089.
- Finkelstein, T., (1960). Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines. *SAE Technical Paper*, 600222.
- Finkelstein, T., Organ, A. J., (2004). Air Engines The History Science And Reality Of The Perfect Engine. (1. Edition). New York: The American Society of Mechanical Engineers.
- Flynn, G., Percival, W. H., Heffner, F. E., (1960). GMR Stirling thermal engine part of the Stirling engine story 1960 chapter. *SAE Technical Paper*, 600068.
- Garcia-Canseco E., Alvarez-Aguirre A., Scherpen J. M. A., (2015). Modeling for control of a kinematic wobble yoke Stirling engine. *Renewable Energy*, 75, p. 808-817.
- Gheith, R., Aloui, F., Nasrallah, B. S., (2011). Experimental study of a beta Stirling thermal machine type functioning in receiver and machine modes. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4(2), p. 33-42.
- Gheith, R., Aloui, F., Tazerout, M., Nasrallah, B. S., (2012). Experimental investigations of a gamma Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 36, p. 1175-1182.
- Gheith, R., Aloui, F., Nasrallah, B. S., (2013). Optimization of Stirling engine performance based on experimental design approach. *International Journal of Energy Research*, 37, p. 1519-1528.
- Gholamalizadeh, E., Chung, J. D. (2017). Exergy analysis of a pilot parabolic solar dish-Stirling system. *Entropy*, 19(10), p. 509-521.
- Giesel, R. V., Reinink, F., (1977). Design of the 4-215 DA automotive Stirling engine. *SAE Technical Paper*, 770082.

- Hachem, H., Creyx, M., Gheith, R., Delacourt, E., Morin, C., Aloui, F., Nasrallah, S. B. (2015). Comparison based on exergetic analyses of two hot air engines: a gamma type Stirling engine and an open joule cycle Ericsson engine. *Entropy*, 17(11), p. 7331-7348.
- Hachem, H., Gheith, R., Aloui, F., Nasrallah, S. B., Dincer, I. (2016). Exergy assessment of heat transfer inside a beta type Stirling engine. *International Journal of Exergy*, 20(2), p. 186-202.
- Hargreaves, C. M., (1991). The Philips Stirling Engine. (1. Edition). New York: Elsevier.
- Heffner, F. E., (1965). Highlights from 6500 hour of Stirling engine operation. *SAE Technical Paper*, 650254.
- Hepbasli, A., Akdemir, O. (2004). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45(5), p. 737-753.
- Hirata, K., Kagawa, N., Takeuchi, M., Yamashita, I., Isshiki, N., Hamaguchi, K., (1996). Test results of applicative 100 W Stirling engine. Iecce 96 - Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. 1259-1264.
- Hirata, K., Iwamoto S., Toda F., Hamaguchi, K., (1997). Performance evaluation for a 100 W Stirling engine. Proceedings of Eighth International Stirling Engine Conference, p. 19-28.
- Hirata, K., (1999). Development of a small 50W class Stirling engine. Sixth International Symposium on Marine Engineering, p. 235-240.
- Hirata, K., Iwamoto, S., (1999). Study on design and performance prediction methods for miniaturized Stirling engine. SAE Conference Proceedings P. Society of Automotive Engineers, Inc. p. 444-449.
- Hu, J. Y., Luo, E. C., Dai, W., Zhang, L. M., (2017). Parameter sensitivity analysis of duplex Stirling coolers. *Applied Energy*, 190, p. 1039-1046.
- Hull, C. W., (1986). Apparatus for production of three dimensional objects by stereolithography. *United States Patent No*: US4575330
- Iwamoto S., Toda F., Hirata K., Takeuchi M., Yamamoto T., (1997). Comparison of low and high temperature differential Stirling engines. Proceedings of the 8th International Stirling Engine Conference, p. 29–38.
- Jaiganesh, V., Mugilan, E., (2014). Manufacturing of PMMA cam shaft by rapid prototyping. *Procedia Engineering* 97(1), p. 2127-2135.

- Kang, S. W., Kuo, M. Y., Chen, J. Y., Lu, W. A., (2010). Fabrication and test of gamma type Stirling engine. *Proceedings of the International Conference on Energy and Sustainable Development*, p. 1-9.
- Karabulut, H., (1998). Stirling motorlarının termodinamik simülasyonu. *Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 19(1-2).
- Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., (2006). Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer. *Renewable Energy*, 31, p. 2188-2197.
- Karabulut, H., Aksoy, F., Öztürk, E., (2009). Thermodynamic analysis of a beta type Stirling engine with a displacer driving mechanism by means of a lever. *Renewable Energy*, 34, p. 202-208.
- Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., (2009). The investigation of the effect of thermal barrier coating on the performance of Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 33, p. 267-273.
- Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., (2009). An experimental study on the development of a beta type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources. *Applied Energy*, 86(1), p. 68-73.
- Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., (2009). Construction and testing of a dish Stirling solar energy unit. *Journal of the Energy Institute*, 82(4), p. 228-232.
- Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., Yücesu, H. S., (2010). Improved Stirling engine performance through displacer surface treatment. *International Journal of Energy Research*, 34(3), p. 275-283.
- Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E., Yücesu, H. S., (2010). Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy*, 35, p. 138-143.
- Kirkley, D. W., (1962). Determination of optimum configuration for a Stirling engine. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 4, p. 204-212.
- Kongtragool, B., Wongises, S., (2006). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including dead volumes of hot space, cold space and regenerator. *Renewable Energy*, 31, p. 345-359.
- Köhler, J. W. L., Jonkers, C. O., (1954). The Fundamentals of the gas refrigerating machine. *Philips Technical Review*, 16(3), p. 69-78.
- Köhler, J. W. L., Jonkers, C. O., (1954). Construction of a gas refrigerating machine. *Philips Technical Review*, 16(4), p. 105-115.

- Kwankaomeng, S., Kongtragool, B., Silpsakoolsook, B., (2011). Design and manufacture of a rhombic drive Stirling engine. The Second TSME International Conference on Mechanical Engineering, Krabi, Thailand.
- Kwankaomeng, S., Klinhom, S., (2012). Performance investigation on beta typed Stirling engine with rhombic drive. The International Conference of The Thai Society of Agricultural Engineering, Chiangmai, Thailand.
- Martaj, N., Grosu, L., Rochelle, P. (2006). Exergetical analysis and design optimisation of the Stirling engine. *International Journal of Exergy*, 3(1), p. 45-67.
- Lee, J. Y., An, J., Chua, C. K., (2017). Fundamentals and applications of 3D printing for novel materials. *Applied Materials Today*, 7(1), p. 120-133.
- Li, T., Tang, D., Li, Z., Du, J., Zhou, T., Jia, Y., (2012). Development and test of a Stirling engine driven by waste gases for the micro CHP system. *Applied Thermal Engineering*, 33-34, p. 119-123.
- Li, R., Grosu, L., Queiros-Condé, D. (2006). Losses effect on the performance of a gamma type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 114, p. 28-37.
- Lunholm, G., (2003). The experimental V4X Stirling engine a pioneering development. Proceedings of the 11th International Stirling Engine Conference.
- Maki, E. R., DeHart, A. O., (1971). A new look at swash plate drive mechanisms. *SAE Technical Paper*, 710829.
- Meijer, R. J., (1959). The Philips hot gas engine with rhombic drive mechanism. *Philips Technical Review*, 20(9), p. 245-276.
- Meijer, R. J., (1960). The philips stirling thermal engine, analysis of the rhombic drive mechanism and efficiency measurements. Doctoral Thesis, Technical University, Delft
- Meijer, R. J., (1965). Philips Stirling engine activities. *SAE Technical Paper*, 650004.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., Bailey, M. B. (2010). Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons.
- Munaz, A., Vadivelu, R. K., John, J. S., Barton, M., Kamble, H., Nguyen, N. T. (2016). Three dimensional printing of biological matters. *Journal of Science: Advanced Materials and Devices*, 1(1), p. 1-17.

- Ni, M., Shi, B., Xiao, G., Peng, H., Sultan, U., Wang, S., Luo, Z., (2016). Improved simple analytical model and experimental study of a 100 W beta type Stirling engine. *Applied Energy*, 169, p. 768-787.
- Ngo, T. D., Kashani, A., Imbalzano, G., Nguyen, K. T., Hui, D. (2018). Additive manufacturing (3D printing): A review of materials, methods, applications and challenges. *Composites Part B: Engineering*, 143(1), p. 172-196.
- Organ, A. J., (1992). *Thermodynamics And Gas Dynamics Of The Stirling Cycle Machine*. (1. Edition). London: Cambridge University Press.
- Organ, A. J., (1997). *The Regenerator And The Stirling Engine*. (1. Edition). London: Mechanical Engineering Publications.
- Organ, A. J., (2007). *The Air Engine Stirling Cycle Power For A Sustainable Future*. (1. Edition). Cambridge: Woodhead Publishing Limited.
- Organ, A. J., (2014). *Stirling Cycle Engines Inner Workings And Design*. (1. Edition). West Sussex: John Wiley and Sons, Ltd.
- Orlandea, N. V., (2016). Multibody systems history of Adams. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 11(6), p. 1-2.
- Özgören, Y. Ö., (2004). Stirling motorlarında ısı kayıplarının azaltılması için termal bariyer kullanımı. *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi*, Ankara.
- Parlak, N., Wagner, A., Elsner, M., Soyhan, H., (2009). Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. *Renewable Energy*, 34, p. 266-273.
- Percival, W. H., (1974). Historical review of Stirling engine development in the United States from 1960 to 1970. *NASA Technical Paper, CR 121097*.
- Postma, N. D., Van Giessel, R., Reinink, F., (1973). The Stirling engine for passenger car application. *SAE Technical Paper*, 730648.
- Puech, P., Tishkova, V., (2011). Thermodynamic analysis of a Stirling engine including regenerator dead volume. *Renewable Energy*, 36, p. 872-878.
- Pucci, J. U., Christophe, B. R., Sisti, J. A., Connolly Jr, E. S., (2017). Three dimensional printing: technologies, applications, and limitations in neurosurgery. *Biotechnology Advances*, 35(5), p. 521-529.

- Razani, A., Dodson, C., Roberts, T. (2010). A model for exergy analysis and thermodynamic bounds of Stirling refrigerators. *Cryogenics*, 50(4), p. 231-238.
- Reader, G. T., Hooper, C., (1983). Stirling Engines. (1. Edition). London: Cambridge University Press.
- Rinia, H., Du-Pre, F. K., 1946. Air engine. *Philips Technical Review*, 8(5), p. 129-136.
- Ross, A., (1979). Balanced crankshaft mechanism for the two piston Stirling engine. *United States Patent*, No: 4138897.
- Ross, A., (1993). Making Stirling Engines. (1. Edition). Ross Experimental
- Salazar, J. L., Chen, W. L., (2014). A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a beta type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 88, p. 177-188.
- Sayın, B. (2014). Biyoyakıt kullanan bir dizel motor için enerji ve ekserji analizi üzerine bir deneysel çalışma. *Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği, Konya*.
- Schmidt G. (1871). Theorie der Lehmann'schen Calorischen Maschine (Theory of Lehmann's caloric machine). *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*. 15.
- Scollo, L., Valdez, P., Baron, J., (2008). Design and construction of a Stirling engine prototype. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33, p. 3506-3510.
- Scott, D., (1990). New Wave. *Popular Science*, 236, p. 56-57.
- Senft, J. R., (2004). An Introduction To Stirling Engines. (1. Edition). New York: Moriya Press.
- Shabana, A. A., (2016). An important chapter in the history of multibody system Dynamics. *Journal of computational and nonlinear dynamics*, 11(6), p. 1-3.
- Shendage, D.J., Kedare, S.B., Bapat, S.L., (2011). An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Renewable Energy*, 36, p. 289-297.

- Sheykhi, M., Chahartaghi, M., Balakheli, M. M., Kharkeshi, B. A., Miri, S. M. (2019). Energy, exergy, environmental, and economic modeling of combined cooling, heating and power system with Stirling engine and absorption chiller. *Energy Conversion and Management*, 180, p. 183-195.
- Sheykhi, M., Chahartaghi, M., Hashemian, S. M., (2020). Performance evaluation of a combined heat and power system with Stirling engine for residential applications. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 44, p. 975-984.
- Shufat, S. A., Kurt, E., Çınar, C., Aksoy, F., Hançerlioğulları, A., Solmaz, H. (2019). Exploration of a Stirling engine and generator combination for air and helium media. *Applied Thermal Engineering*, 150, p. 738-749.
- Singh, S., Ramakrishna, S., Singh, R., (2017). Material issues in additive manufacturing: a review. *Journal of Manufacturing Processes*, 25(1), p. 185-200.
- Solmaz, H., Karabulut, H., (2014). Performance comparison of a novel configuration of beta type Stirling engines with rhombic drive engine. *Energy Conversion and Management*, 78, p. 627-633.
- Solmaz, H., Ardebili, S. M. S., Aksoy, F., Calam, A., Yılmaz, E., Arslan, M. (2020). Optimization of the operating conditions of a beta-type rhombic drive stirling engine by using response surface method. *Energy*, 198, 117377.
- Sripakagorn, A., Srikam, C., (2011). Design and performance of a moderate temperature difference Stirling engine. *Renewable Energy*, 36, p. 1728-1733.
- Stanciu, D., Stanciu, C., Dobrovicescu, A., Gheorghian, A. (2011). Exergy analysis of a solar Stirling engine assembly. *Environmental Engineering and Management Journal*, 10(9), p. 1345-1353.
- Stirling, R., (1816). Stirling air engine and the heat regenerarator. Patent No: 4081.
- Szczygieł, I., Stanek, W., Szargut, J. (2016). Application of the Stirling engine driven with cryogenic exergy of LNG (liquefied natural gas) for the production of electricity. *Energy*, 105, p. 25-31.
- Şanlı, B. G., Uludamar, E., and Özcanlı, M. (2019). Evaluation of energetic-exergetic and sustainability parameters of biodiesel fuels produced from palm oil and opium poppy oil as alternative fuels in diesel engines. *Fuel*, 258, 116116.

- Şanlı, B. G. (2019). Energetic and exergetic performance of a diesel engine fueled with diesel and microalgae biodiesel. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 41(20), p. 2519-2533.
- Tarawneh, M., Al-Ghathian, F., Nawafleh, M. A., Al-Kloub, N., (2010). Numerical simulation and performance evaluation of Stirling engine cycle. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 4(5), p. 615-628.
- Thieme, L. G., Tew, R. C., (1978). Baseline performance of the GPU 3 Stirling engine. *NASA Technical Paper*, TM 79038.
- Thombare, D. G., Verma, S. K., (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, p. 1-38.
- Timoumi, Y., Tlili, I., Nasrallah, B. S., (2008). Design and performance optimization of GPU-3 Stirling engines. *Journal of Energy*, 33, p. 1100-1114.
- Timoumi, Y., Tlili, I., Nasrallah, B. S., (2008). Performance optimization of Stirling engines. *Renewable Energy*, 33, p. 2134-2144.
- Tlili, I., Musmar, S. A., (2013). Thermodynamic evaluation of a second order simulation for yoke ross Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 68, p. 149-160.
- Toda F., Iwamoto I., Takeuchi M., (1995). Development of 300 W class low temperature difference Stirling engine. 7th International Conference on Stirling Cycle Machines, Waseda University Tokyo, p. 437-443.
- Urieli, I., Berchowitz, D. M., (1984). Stirling Cycle Engine Analysis. (1. Edition). Bristol: Adam Hilger.
- Van Giessel, R., Reinink, F., (1977). Design of the 4-215 D.A. Automotive Stirling engine. *SAE Technical Paper*, 770082.
- Walker, G., Khan, M. I., (1965). Theoretical performance of Stirling cycle engines. *SAE Technical Paper*, 650003.
- Walker, G., (1973). Stirling Cycle Machines. (1. Edition). London: Oxford Clarendon Press.
- Walker, G., (1980). Stirling Engines. (1. Edition). United States: Oxford University Press.

- Wang, J., Xu, W., Ding, S., Shi, Y., Cai, M., Rehman, A. (2015) Liquid air fueled open-closed cycle Stirling engine and its exergy analysis. *Energy*, 90, p. 187-201.
- Wang, J., Xi, X., Luo, K., Chen, L., Wang, J., Zhou, Y. (2019). Energy and exergy equilibrium analysis of Stirling-type thermal compressor (STC)-The core part in thermal-driven Vuilleumier machines. *Energy Conversion and Management*, 199, p. 111961.
- Wang, K., Dubey, S., Choo, F. H., Duan, F., (2016). A transient one dimensional numerical model for kinetic Stirling engine. *Applied Energy*, 183, p. 775-790.
- Weenen, F. L. V., (1947). The Construction of the Philips air engine. *Philips Technical Review*, 9(5), 125-134.
- Welsh, H. W., and Monson, D. S. (1962). The Stirling Engine for Space Power, 1962 Progress Report. *SAE Technical Paper* (No. 620322).
- West, C. D., (1986). Principles And Applications Of Stirling Engines. (1. Edition). New York: Van Nostrand Reinhold Company.
- Wills, J. A., Bello-Ochende, T. (2017). Exergy analysis and optimization of an alpha type Stirling engine using the implicit filtering algorithm. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 3(21), p. 1-16.
- Xiao, G., Sultan, U., Ni, M., Peng, H., Zhou, X., Wang, S., Luo, Z., (2017). Design optimization with computational fluid dynamic analysis of beta type Stirling engine. *Applied Thermal Engineering*, 113, p. 87-102.
- Xu, Z., Yan, M., Tie, C., Jing, Y., Peng, Z., Jie, Z., (2011). Simulation on the biomass direct fired Stirling engine. *Key Engineering Materials*, 450, p. 55-58.
- Yang, H. S., Cheng, C. H., (2017). Development of a beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism using a modified non ideal adiabatic model. *Applied Energy*, 200, p. 62-72.
- Yang, H. S., Cheng, C. H., Huang, S. T. (2018). A complete model for dynamic simulation of a 1-kW class beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Energy*, 161, p. 892-906.
- Ye, W., Yang, Z., Liu, Y. (2018). Exergy loss analysis of the regenerator in a solar Stirling engine. *Thermal Science*, 22(2), p. 729-737.
- Zainudin, M. F., Abu Bakar, R., Ming, G. L., Ali, T., Sup, B. A., (2015). Thermodynamic cycle evaluation of rhombic drive beta configuration Stirling engine. *Energy Procedia*, 68, p. 419-428.

Zanzig, J., (1963). The Stirling cycle engine. *SAE Technical Paper*, 630315.

Zhang, X., Ma, Y., Yang, C. M., Fu, L., (2012). Dynamic analysis and design of the rhombic drive of Stirling engine. *Advanced Materials Research*, 429, p. 165-171.



EKLER

EK-1. Hata ve Belirsizlik Analizleri

Deneyisel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kadar ölçülen bu değerlerin doğru olmasında oldukça önemlidir. Testler sırasında ne kadar çok dikkatli çalışmalar yapılsa da elde edilen sonuçlarda bazı istenmeyen hatalar ortaya çıkmaktadır. Bu elde edilen sonuçlardaki hatalar ve belirsizlikler; cihaz seçimi, cihaz durumu, cihaz kalibrasyonu, ortam, gözlem-okuma ve test planlaması gibi durumlardan kaynaklanabilmektedir (Hepbaşlı ve Akdemir, 2004). Genel olarak deneyisel çalışmalardaki hataları üç grupta toplamak mümkündür. Bunlar;

- Dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalar
- Sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalar
- Rastgele hatalar

Deneyisel çalışmalarda kullanılan ölçüm cihazlarının doğruluğu, ekipmanların belirsizliklerinin analizinden hesaplanmaktadır. Belirsizlik analizinin en önemli üstünlüğü, deney düzeninde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebilmesidir (Çalışkan, 2012). Bu analiz yönteminde hesaplanması istenilen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ ise R aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$R=R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (\text{EK-1.1})$$

Her bir bağımsız değişkene ait hata miktarı $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ ve R büyüklüğünün hata miktarı W_R ,

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{EK-1.2})$$

bağıntısıyla ifade edilmektedir (Çalışkan, 2012; Sayın, 2014).

EK-1 (Devam). Hata ve Belirsizlik Analizleri

Çizelge E.1.1’de deneysel çalışmalarda kullanılan ölçü aletlerinin ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri verilmiştir. Çizelgede belirsizlik hesabı yapılan büyüklüklerde, Stirling motorunda paslanmaz çelik yer değiştirme pistonu ile 4 bar şarj basıncında, helyum iş akışkanı kullanımında 550 d/d motor devrinde elde edilen maksimum motor gücü 215,48 W ve motor torku 3,74138 Nm değerleri kullanılmıştır.

Motor torku;

$$Me = G.L.g \quad (EK-1.3)$$

G = Yük hücresinden okunan ağırlık, kg

L = Kuvvet kolu uzunluğu, m

g = Yer çekimi ivmesi, m/s²

Motor gücü;

$$Pe = \left(\frac{2.\pi.n.Me}{60} \right) \quad (EK-1.4)$$

n = Motor devir sayısı, d/d

Motor torkunun hesaplanmasında yapılan hata oranı;

$$\frac{W_{Me}}{M_e} = \left[\left(\frac{W_G}{G} \right)^2 + \left(\frac{W_L}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (EK-1.5)$$

EK-1 (Devam). Hata ve Belirsizlik Analizleri

Motor gücünün hesaplanmasında yapılan hata oranı;

$$\frac{W_{Pe}}{P_e} = \left[\left(\frac{W_n}{n} \right)^2 + \left(\frac{W_{Me}}{Me} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{EK-1.6})$$

Çizelge E1.1. Deneysel çalışmalarda kullanılan ölçü aletlerinin ve hesaplanan büyüklüklerin belirsizlikleri

Ölçü Aletlerinin Belirsizlikleri	Büyüklük	Birim	Ölçü aleti	Belirsizlik
	Devir Sayısı	d/d	Devir sensörü	± 1
	Sıcaklık	°C	Termometre	$\pm 0,1$
	Basınç	Bar	Manometre	$\pm 0,25$
	Kütleli Debi	l/d	Debimetre	$\pm 0,1$
	Ağırlık	kg	Yük hücresi	$\pm 0,001$
Hesaplanan Büyüklüklerin Belirsizlikleri	Büyüklük	Birim	Değer	Belirsizlik
	Motor Torku	Nm	3,741	$\pm 0,0025$
	Motor Gücü	W	215,48	$\pm 0,0185$

ÖZ GEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

SOYADI, Adı : EROL, Derviş

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Doktora	Hitit Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	2020
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi/Otomotiv Anabilim Dalı	2009
Lisans	Gazi Üniversitesi/Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi/Otomotiv Anabilim Dalı	2006
Lise	Kırşehir Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümü	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016 –	Kırıkkale Üniversitesi Kırıkkale Meslek Yüksekokulu Otomotiv Teknoloji Programı	Öğretim Görevlisi
2012 – 2016	Hitit Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu Otomotiv Teknoloji Programı	Öğretim Görevlisi
2008 – 2012	Petlas Lastik Fabrikası Ar-Ge Departmanı	Tasarım Uzmanı
2008 – 2009	Özel Vural Sürücü Kursu	Motor Öğretmeni
2005 – 2007	Türk Traktör Fabrikası Ar-Ge Departmanı	Tasarım Uzmanı

Yabancı Dil

İngilizce (YÖKDİL: 61,25)

Bilimsel Yayınlar

A. SCI, SCI-EXP., SSCI, Kapsamındaki Dergilerde Yayınlanan Makaleler

- A1.** Çınar, C., Aksoy, F., **Erol, D.**, “The effect of displacer material on the performance of a low temperature differential Stirling engine”, *International Journal of Energy Research*, 2012;36(8):911-917.
- A2.** Doğan, B., **Erol, D.**, Yaman, H., Kodanlı, E., “The effect of ethanol-gasoline blends on performance and exhaust emissions of a spark ignition engine through exergy analysis” *Applied Thermal Engineering*, 2017;120:433-443.
- A3.** **Erol, D.**, Yaman, H., Doğan, B., “A review development of rhombic drive mechanism used in the Stirling engines”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017;78:1044-1067.
- A4.** Doğan, B., **Erol, D.**, Kodanlı, E., “The investigation of exergoeconomic, sustainability and environmental analyses in an SI engine fuelled with different ethanol-gasoline blends”, *International Journal of Exergy*, 2020;32(4):412-436.
- A5.** Doğan, B., Çakmak, A., Yeşilyurt, M. K., **Erol, D.**, “Investigation on 1-heptanol as an oxygenated additive with diesel fuel for compression-ignition engine applications: An approach in terms of energy, exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental analysis”, *Fuel*, 2020;275:117973.

B. Diğer İndeksler Kapsamında Yer Alan Dergilerde Yayınlanan Makaleler

- B1.** **Erol, D.**, Çalışkan, S., “Comparative study on the performance of different drive mechanisms used in a beta type Stirling engine through thermodynamic analysis” *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 2019;8(8):44-60.
- B2.** Doğan, B., Yeşilyurt, M. K., **Erol, D.**, “Experimental assessment of a CI engine operating with 1-pentanol/diesel fuel blends”, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 2020;4(2):70-89.
- B3.** Doğan, B., Yeşilyurt, M. K., **Erol, D.**, Çakmak, A., “A study toward analyzing the energy, exergy and sustainability index based on performance and exhaust emission characteristics of a spark-ignition engine fuelled with the binary blends of gasoline and methanol or ethanol”, *International Journal of Engineering research and Development*, 2020;12(2):529-54.

C. Ulusal Hakemli Dergilerde Yayınlanan Makaleler

C1. Erol, D., “Taşıt lastikleri”, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*, 2011;3(3):37-50.

C2. Erol, D., “Stirling motorlarında kullanılan hareket iletim mekanizmaları”, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*, 2011;3(3):51-74.

C3. Erol, D., Doğan, B., Bozdemir, M., “An experimental study on examination of the usability of three dimensional printing technologies in tread pattern design of vehicle tires”, *Gazi Journal of Engineering Sciences*, 2020;6(1):62-69.

D. Uluslararası Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitabında Basılan Bildiriler

D1. Erol, D., Doğan, B., Yaman, H., “Occupational health and safety for students in automotive department workshops”, *(ISVET) International Symposium on Post Secondary Vocational Education and Training*, 12-15 October 2016, Çorum (Özet bildiri)

D2. Yaman, H., Erol, D., Doğan, B., “The role of vocational education to reduce accidents and occupational diseases in welding operations in Turkey”, *(ISVET) International Symposium on Post Secondary Vocational Education and Training*, 12-15 October 2016, Çorum (Özet bildiri)

D3. Doğan, B., Yaman, H., Erol, D., “Planning associate degree programs and occupational health and safety training”, *(ISVET) International Symposium on Post Secondary Vocational Education and Training*, 12-15 October 2016, Çorum (Özet bildiri)

D4. Erol, D., Doğan, B., “Askeri ve savunma sistemlerinde Stirling motorlarının uygulama alanları”, *(IDEFIS) 2. Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumu*, 06-08 Nisan 2017, Kırıkkale (Tam metin bildiri)

D5. Doğan, B., Kodanlı, E., Erol, D., “Experimental investigation on effect of using different ethanol - gasoline blends on energy and exergy efficiency” *(UMAS) International Engineering Research Symposium*, 11-13 September 2017, Düzce (Özet bildiri)

D6. Doğan, B., Kodanlı, E., Erol, D., “Experimental investigation on effect of using different ethanol - gasoline blends on exhaust emissions” *(UMAS) International Engineering Research Symposium*, 11-13 September 2017, Düzce (Özet bildiri)

D7. Erol, D., Doğan, B., “Ülkemizde Stirling motorları alanında yapılan çalışmaların değerlendirilmesi”, *(IATS) 8. International Advanced Technologies Symposium*, 19-21 October 2017, Elazığ (Tam metin bildiri)

- D8. Erol, D.,** Yaman, H., Doğan, B., “Comparison of the effects on the engine performance of different working fluids using in Stirling engines”, *(IATS) 8. International Advanced Technologies Symposium*, 19-24 October 2017, Elazığ (Poster bildiri)
- D9. Doğan, B.,** Kodanlı, E., **Erol, D.,** “Investigation on effect of using different ethanol - gasoline blends on the performance of a spark ignition engine through sankey and grassmann diagrams” *(ISMS) 3. International Symposium on Multidisciplinary Studies*, 10-11 November 2017, Ankara (Özet bildiri)
- D10. Doğan, B., Erol, D.,** Türkoğlu, F., “Exergy analysis of trigeneration system designed to Cappadocia airport”, *(INCOS) 14. International Combustion Symposium*, 25-27 April 2018, Karabük (Tam metin bildiri)
- D11. Erol, D.,** Çalışkan, S., “Kinematical analyses of rhombic and rhombus drive mechanisms”, *(OTEKON) 9. International Automotive Technologies Congress*, 07-08 May 2018, Bursa (Tam metin bildiri)
- D12. Erol, D.,** Çalışkan, S., “The study on Pre-Prototype manufacturing of a beta type Stirling engine by using three dimensional printing Technologies”, *(ICONST) International Conference on Science and Technology*, 05-09 September 2018, Prizren, Kosovo (Tam metin bildiri)
- D13. Erol, D.,** Doğan, B., “The investigation of technological developments and innovations in vehicle tires”, *(ICONST) International Conference on Science and Technology*, 05-09 September 2018, Prizren, Kosovo (Tam metin bildiri)
- D14. Erol, D.,** Doğan, B., Bozdemir, M., “A review study on the using potential of 3d printing technologies in automotive industry”, *4. International Congress on 3D Printing (Additive Manufacturing) Technologies and Digital Industry*, 11-14 April 2019, Antalya (Tam metin bildiri)
- D15. Erol, D.,** Doğan, B., Bozdemir, M., “The experimental study on examination of the usability of three dimensional printing technologies in tread pattern design of vehicle tires”, *4. International Congress on 3D Printing (Additive Manufacturing) Technologies and Digital Industry*, 11-14 April 2019, Antalya (Tam metin bildiri)
- D16. Erol, D.,** Doğan, B., “The study on investigation of technical developments in the Run-flat tire technology”, *(ICASTECH) International Conference on Automotive Science and Technology*, September 05-06, 2019, Ankara (Tam metin bildiri)
- D17. Erol, D.,** Çalışkan, S., “Design and manufacturing of a Stirling engine with rhombic drive mechanism”, *(ICASTECH) International Conference on Automotive Science and Technology*, September 05-06, 2019, Ankara (Tam metin bildiri)

D18. Doğan, B., Erol, D., “The future of fossil and alternative fuels used in automotive industry”, *(ISMSIT) 3rd International Symposium on Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies*, October 11-13, 2019, Ankara (Tam metin bildirisi)

D19. Doğan, B., Erol, D., “Domestic and national rail system vehicles, which are priority sectors of 11th development plan”, *7th International KOP Regional Development Symposium*, October 17-19, 2019, Ankara (Tam metin bildirisi)

E. Ulusal Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitaplarında Basılan Bildiriler

E1. Erol, D., Dişlitaş, S., Yanmaz, H., Özdiilli, Ö., “Damperli kamyonların X-Y eksenine bağlı eğim açılarının gerçek zamanlı izlenmesine yönelik bilgisayar destekli gömülü sistem”, *(OTEKON) 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Uludağ Üniversitesi, 23-24 Mayıs 2016, Bursa (Tam metin bildirisi)

F. Yazılan Ulusal ve Uluslararası Kitaplar veya Kitaplarda Bölümler

F1. Erol, D., “AutoCAD Çizim Uygulamaları”, *Kalkan Basımevi*, (ISBN 978-605-84900-0-0) (2014)

F2. Erol, D., Doğan, B., “Developments of the Stirling engines in Turkey”, *Lambert Academic Publishing*, (ISBN 978-3-330-00691-1) (2016)

G. Ulusal ve Uluslararası Proje Görevleri

G1. Çınar, C., Aksoy, F., Erol, D., “Düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir Stirling motorunun tasarımı ve imalı”, *Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri, Araştırmacı*, (2009-2011)

G2. Yaman, H., Erol, D., “Beta tipi tek silindirli özgün bir Stirling motorunun imalatı ve performans etkilerinin araştırılması”, *Kırıkkale Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri, Araştırmacı*, (2016-2017)

G3. Çalışkan, S., Erol, D., “Rhombic hareket iletim mekanizmalı bir Stirling motorunun imalatı ve performans etkilerinin incelenmesi”, *Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri, Araştırmacı*, (2018-Devam ediyor)

G4. Çalışkan, S., Erol, D., “Beta tipi bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans analizleri”, *Hitit Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri, Araştırmacı*, (2019-Devam ediyor)

