



**RHOMBIC MEKANİZMALI BETA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUNDA
SIKIŞTIRMA ORANININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Turan Alp ARSLAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Turan Alp ARSLAN
24/12/2021

RHOMBIC MEKANİZMALI BETA TİPİ BİR STİRLİNG MOTORUNDA SIKIŞTIRMA ORANININ MOTOR PERFORMANSINA ETKİLERİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Turan Alp ARSLAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Aralık 2021

ÖZET

Bu çalışmada rhombic hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motoruna ait tam bir simülasyon modeli Ansys Fluent yazılımı ile oluşturulmuştur. Test koşullarının ve motor özelliklerinin değiştirilebildiği bu simülasyon modelinin oluşturulmasında bir Tübitak projesi ile üretimi ve testleri gerçekleştirilen deney motoruna ait özellikler ve deney şartları baz alınmıştır. İlgili deney motoru üzerinde yapılan boyutsal değişiklikler ile sıkıştırma oranı değiştirilmiş, bu değişikliklerin motor performansı üzerindeki etkileri incelenerek bir optimizasyon çalışması yürütülmüştür. Dört ayrı analiz kurgusunun uygulandığı çalışmalarda; beta tipi Stirling motoru için sıkıştırma oranı, krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu gibi parametrelerin optimizasyonu sağlanmış, bu parametrelerden kaynaklı motor performansındaki değişimler tespit edilmiştir. Optimizasyon sonucunda maksimum motor performansı 31,5 mm krank yarıçapında, 609,9 mm rejeneratör bölgesi uzunluğunda ve 2,24 sıkıştırma oranı değerinde tespit edilmiş olup bu sıkıştırma oranında çevrimsel iş, güç ve tork değerleri sırası ile 62,47 J, 728,93 W, 9,94 Nm olarak hesaplanmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen termal verim ise %37,7'dir. Validasyon sonuçları ile optimizasyon sonuçları karşılaştırıldığında motor performansında %99 oranında artış elde edildiği görülmüştür.

Bilim Kodu : 93007
Anahtar Kelimeler : Stirling motoru, rombik mekanizma, beta, HAD, optimizasyon, sıkıştırma oranı
Sayfa Adedi : 116
Danışman : Prof. Dr. Hamit SOLMAZ

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF COMPRESSION RATE ON ENGINE
PERFORMANCE IN A BETA TYPE STIRLING ENGINE WITH RHOMBIC
MECHANISM BY NUMERICALLY

(M. Sc. Thesis)

Turan Alp ARSLAN

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
December 2021

ABSTRACT

In this study, a full simulation model of a beta type Stirling engine with rhombic motion mechanism was created with Ansys Fluent software. In the creation of this simulation model, in which the test conditions and engine characteristics can be changed, the characteristics and test conditions of the test engine, which was produced and tested with a Tübitak project, were taken as a basis. The compression ratio was changed with the dimensional changes made on the test engine and an optimization study was carried out by examining the effects of these changes on the engine performance. In the studies in which four different analysis setups were applied; for beta type Stirling engine, parameters such as compression ratio, crank radius and length of regenerator zone have been optimized and the changes in engine performance due to these parameters have been determined. As a result of the optimization, maximum engine performance was determined at a crank radius of 31.5 mm, a length of the regenerator zone of 609,9 mm and a compression ratio of 2,24. The cyclic work, power and torque values at this compression ratio were calculated as 62,47 J, 728,93 W, 9,94 Nm, respectively. The thermal efficiency obtained as a result of the optimization is 37,7%. When the validation results and optimization results were compared, it was observed that the engine performance increased by 99%.

Science Code : 93007

Key Words : Stirling engine, rhombic mechanism, beta, CFD, optimization,
compression ratio

Page Number : 116

Supervisor : Prof. Dr. Hamit SOLMAZ

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim süresince bilgi birikimi ve tecrübeleri ile beni destekleyen, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren çok kıymetli hocam Prof. Dr. Hamit SOLMAZ'a, çalışmalarım sırasında desteklerini esirgemeyen saygıdeğer hocalarım Doç. Dr. Duygu İPCİ ve Prof. Dr. Fatih AKSOY'a, maddi ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. STİRLİNG MOTORLARININ TARİHİ GELİŞİMİ VE LİTERATÜR ÖZETLERİ.....	3
3. STİRLİNG MOTORLARI.....	25
3.1. Stirling Motoru Çeşitleri.....	25
3.1.1. Kinematik Stirling motorları	25
3.1.2. Serbest pistonlu Stirling motorları	29
3.1.3. Çift etkili Stirling motorları	30
3.1.4. Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları	31
3.2. Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları	33
3.2.1. Altı kenar hareket iletim mekanizması (Rhombic-Drive).....	33
3.2.2. Sallanan sürücülü hareket mekanizması	34
3.2.3. Krank-biyel hareket mekanizması.....	35
3.2.4. Eğik plaka hareket mekanizması.....	35
3.2.5. Döner tip hareket mekanizması (Wankel).....	36

	Sayfa
3.2.6. Ross-Yoke hareket mekanizması	37
3.2.7. Manivela tip hareket mekanizması.....	38
3.2.8. İskoç hareket mekanizması (Scotch-Yoke).....	38
3.3. Stirling Çevrimi	39
3.3.1. İdeal Stirling çevrimi	39
3.3.2. İdeal Stirling çevriminin teorik analizi	40
3.3.3. Rejeneratörlü Stirling çevrimi.....	42
3.3.4. Carnot çevrimi ile Stirling çevriminin karşılaştırılması.....	43
3.3.5. Ericsson çevrimi ile Carnot çevriminin karşılaştırılması	45
3.4. Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları.....	45
3.4.1. Stirling motorlarının avantajları.....	45
3.4.2. Stirling motorlarının dezavantajları	46
3.5. Stirling Motorlarının Kullanım Alanları	47
4. MATERYAL VE METOT	49
4.1. Matematiksel Model	49
4.1.1. Yönetici denklemler	49
4.1.2. Türbülanslı akışın modellenmesi	51
4.2. Fiziksel Model	54
4.2.1. Deney çalışması ve Stirling motoru özellikleri.....	55
4.2.2. İki boyutlu model	57
4.2.3. Rhombic hareket mekanizması eşitlikleri	59
4.3. Sonlu Elemanlar Modeli.....	60
4.3.1. Ağ yapısı üretimi.....	62
4.3.2. Dinamik ağ yapısı	66

	Sayfa
4.3.3. Ağ yapısı kalitesi ve çözümün geçerliliği	69
4.4. Analiz Metotları ve Sınır Şartları	72
4.4.1. Çözücü tipi ve çözüm yöntemi	73
4.4.2. Sınır şartları	75
4.4.3. Analiz kurgusu ve optimizasyon çalışması	77
5. ANALİZ BULGULARI VE DEĞERLENDİRME	81
5.1. Deney Motoru Özellikleri ile Yapılan Validasyon Çalışması Analizi Sonuçları .	81
5.2. Krank Yarıçapı ile Sıkıştırma Oranı Değiştirilen Motor Analizleri Sonuçları	83
5.3. Krank Yarıçapı ve Rejeneratör Bölgesi Uzunluğu ile Sıkıştırma Oranı Değiştirilen Motor Analizleri Sonuçları	85
5.4. Rejeneratör Etkilerinin Değerlendirilmesi ve Optimize Edilmiş Motor Analizi Sonuçları	88
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	93
KAYNAKLAR	95
EKLER	103
EK-1. Validasyon çalışması analizi akış hızı görüntüleri	104
EK-2. Validasyon çalışması analizi basınç görüntüleri	105
EK-3. Validasyon çalışması analizi sıcaklık görüntüleri	106
EK-4. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi akış hızı görüntüleri	107
EK-5. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi basınç görüntüleri	108
EK-6. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi sıcaklık görüntüleri	109
EK-7. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi akış hızı görüntüleri	110
EK-8. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi basınç görüntüleri	111

Sayfa

EK-9. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi sıcaklık görüntüleri	112
EK-10. Optimizasyon çalışması analizi akış hızı görüntüleri.....	113
EK-11. Optimizasyon çalışması analizi basınç görüntüleri	114
EK-12. Optimizasyon çalışması analizi sıcaklık görüntüleri.....	115
ÖZGEÇMİŞ	116



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Deney motoruna ait teknik özellikler.....	56
Çizelge 4.2. Temel ağ yapısı özellikleri.....	63
Çizelge 4.3. Eleman boyutuna bağlı eleman ve düğüm noktası sayıları.....	65
Çizelge 4.4. Dinamik ağ ayarları.....	67
Çizelge 4.5. Seçilen ağ yapısının ağ kalitesi ölçüt değerleri.....	72
Çizelge 4.6. Sınır şartları.....	75
Çizelge 4.7. Çalışma gazı özellikleri.....	77
Çizelge 5.1. Optimizasyon sonuçları.....	91

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Cayley tarafından imal edilen ilk açık çevrimli sıcak hava motoru.....	3
Şekil 2.2. Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru.....	3
Şekil 2.3. Analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırıldığı rejeneratör hız profilleri.....	23
Şekil 3.1. Kinematik Stirling motorları.....	26
Şekil 3.2. Alfa tipi Stirling motoru ve temel bölümleri.....	26
Şekil 3.3. Beta tipi Stirling motoru ve temel bölümleri.....	28
Şekil 3.4. Gama tipi Stirling motoru ve temel bölümleri.....	29
Şekil 3.5. Serbest Pistonlu Stirling motoru ve temel bölümleri.....	30
Şekil 3.6. Çift etkili Stirling motoru ve temel bölümleri.....	31
Şekil 3.7. Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru.....	34
Şekil 3.8. Sallanan sürücü hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	34
Şekil 3.9. Eğik plaka hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	36
Şekil 3.10. Döner (Wankel) tip hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	37
Şekil 3.11. Ross-Yoke hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	37
Şekil 3.12. Scotch-Yoke hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	39
Şekil 3.13. Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları.....	40
Şekil 3.14. Rejeneratörlü Stirling çevrimin T-S diyagramı.....	42
Şekil 3.15. Carnot ve Stirling çevrimlerinin karşılaştırılması.....	44
Şekil 3.16. Ericsson ve Carnot çevrimlerinin karşılaştırılması.....	45
Şekil 4.1. Deney motoruna ait 4 bar şarj basıncı 700 rpm motor devri P-V diyagramı....	55
Şekil 4.2. İki boyutlu Stirling motoru modeli.....	58
Şekil 4.3. İsimlendirilmiş bölgeler.....	58
Şekil 4.4. Rhombic mekanizmalı beta tipi Stirling motorun şematik görünümü.....	59

Şekil	Sayfa
Şekil 4.5. Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tipleri.....	61
Şekil 4.6. Beta tipi Stirling motoruna ait sonlu elemanlar modeli.....	62
Şekil 4.7. Düzgün olmayan dağılımlı ağ yapısı kesiti.....	64
Şekil 4.8. Yer değiştirme pistonu kullanıcı tanımlı fonksiyon dosyası örneği.....	66
Şekil 4.9. Farklı eleman boyutları için P-V diyagramları.....	70
Şekil 4.10. Farklı eleman boyutları için P-V diyagramlarının birlikte gösterilmesi.....	71
Şekil 4.11. Eleman ve düğüm noktası sayısına bağlı olarak çevrimsel iş miktarının değişimi.....	71
Şekil 4.12. İki boyutlu model üzerinde sınır şartlarının görünümü.....	76
Şekil 4.13. Stirling motoru analiz kurgusu.....	78
Şekil 5.1. Validasyon çalışması ve deney sonucuna ait P-V diyagramlarının karşılaştırılması.....	82
Şekil 5.2. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizleri sonuçlarının karşılaştırılması.....	83
Şekil 5.3. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde motor performanslarının karşılaştırılması.....	84
Şekil 5.4. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde krank açısına bağlı hacim değişimleri.....	85
Şekil 5.5. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizleri sonuçlarının karşılaştırılması.....	86
Şekil 5.6. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde motor performanslarının karşılaştırılması...	87
Şekil 5.7. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde krank açısına bağlı hacim değişimleri.....	88
Şekil 5.8. Eşit krank yarıçaplarında rejeneratör etkilerinin incelenmesi.....	89
Şekil 5.9. Optimizasyon çalışması ve deney sonucuna ait P-V diyagramlarının karşılaştırılması.....	90

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Güneş enerjili Ericsson motoru.....	4
Resim 2.2. Demiralp tarafından üretilen gama tipi Stirling motoru ve parçaları.....	11
Resim 2.3. Özgören tarafından üretilen beta tipi Stirling motoru.....	12
Resim 2.4. MSI firması tarafından kullanılan LTD Stirling motoru.....	14
Resim 2.5. Karabulut ve arkadaşları tarafından üretilen beta tipi Stirling motoru.....	19
Resim 3.1. Düşük sıcaklık farkı ile çalışan kinematik ve ringbom Stirling motorları....	32
Resim 3.2. Krank-biyel mekanizmalı bir Stirling motoru.....	35
Resim 3.3. Manivela tip hareket mekanizmalı Stirling motoru.....	38
Resim 4.1. Stirling deney motoru.....	57

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
A_j	Yüzey alanı vektörü
A_s	Türbülanslı viskozite model sabiti
A_0	Türbülanslı viskozite model sabiti
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, j/kgK
C_v	Sabit hacimde özgül ısı, j/kgK
$C_{1\varepsilon}$	Gerçekleştirilebilir k- ε türbülans modeli model sabiti
C_2	Gerçekleştirilebilir k- ε türbülans modeli model sabiti
C_μ	Viskozite katsayısı
D_c	Silindir çapı, mm
D_d	Yer değiştirme pistonu çapı, mm
E	Toplam enerji, J
G_b	Kaldırma kuvveti ile türbülans enerjisi oluşumu
G_k	Ortalama hız değişimi ile türbülans enerjisi oluşumu
k	Türbülans kinetik enerjisi, J
k_{eff}	Efektif ısıl iletkenlik, W/mK
L	Rhombic biyel kol uzunluğu, mm
L_c	Silindir uzunluğu, mm
L_d	Yer değiştirme pistonu uzunluğu, mm
L_R	Rejeneratör bölgesi uzunluğu, mm
n	Mevcut zaman seviyesi
P	Basınç, Pa
q	Akışkan yoğunluğu, kg/m ³
Q	Isı, J

Simgeler**Açıklamalar**

r	Krank yarıçapı, mm
r_v	Sıkıştırma oranı
R	İdeal gaz sabiti, J/molK
S	Entropi, kJ/K
S_k	Gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli kaynak terim
S_p	Piston stroğu, mm
S_R	Rejeneratör yüzey alanı, cm ²
S_ε	Gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli kaynak terim
t	Zaman, s
T	Sıcaklık, K
T_c	Soğuk uç sıcaklığı, K
T_h	Sıcak kaynak sıcaklığı, K
T_H	Yüksek sıcaklık, K
T_L	Düşük sıcaklık, K
$\vec{u}$	Akışkan hız vektörü
$\vec{u}_g$	Dinamik ağ hızı, m/s
V	Hacim, m ³
$V_{süp}$	Süpürme hacmi, m ³
$\dot{y}_d$	Yer değiştirme pistonu hızı, m/s
$\dot{y}_p$	Güç pistonu hızı, m/s
Y_M	Dalgalı genişlemenin toplam dağılım oranına katkısı
β	Rhombic kolların düşey eksen ile yaptığı açı, rad
ε	Türbülans kinetik enerjisi dağılım oranı
η_f	Kontrol hacmi yüzey sayısı
η_T	Termal verim
θ	Krank açısı, rad
μ_t	Türbülanslı viskozite
ρ	Yoğunluk, kg/m ³

Simgeler**Açıklamalar**

σ_k	k için türbülans Prandtl sayısı
σ_ε	ε için türbülans Prandtl sayısı
$(\tau_{i,j})_{eff}$	Gerilme sapma tensörü
ω_k	Türbülanslı viskozite açılal hızı, rad/s
Γ	Yayılma hızı, m/s

Kısaltmalar**Açıklamalar**

CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Karbonmonoksit
CO₂	Karbondioksit
HAD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
HC	Hidrokarbon
LPG	Liquid Petroleum Gas
LTD	Low Temperature Differential
NO_x	Azotoksit
RNG	Renormalization Group

1. GİRİŞ

Enerji, ülkelerin gelişen teknolojiye sahip olabilmeleri ve çağdaş yaşam seviyesine ulaşabilmeleri için en önemli gereksinimdir. Ülkelerin enerji ihtiyaçları ekonomik büyümeleri ile orantılı olarak artmakta, mevcut enerji kaynaklarından sağlanan enerji de her geçen gün daha maliyetli hale gelmektedir. Giderek artan bu enerji ihtiyacının mevcut enerji kaynakları ile giderilmesi mümkün görülmemektedir. Günümüzde çoğu ülke enerji ihtiyaçlarını petrol, doğalgaz ve kömür gibi birincil enerji kaynakları ile karşılamakta, enerji ihtiyacının büyük bir bölümünü oluşturan bu yakıtlar küresel ısınmaya sebep olmaktadır. Özellikle atmosferdeki CO₂ yoğunluğunun artması küresel ısınmanın temel sebeplerinden biridir. Ayrıca kömür, petrol, doğalgaz gibi yakıtlardan enerji üretimi sırasında ortaya çıkan emisyonlar yaşamsal ortamları kirletmektedir. Hava, su, toprak gibi bu yaşamsal ortamların kirlenmesi ise doğaya, insan hayatına ve ekolojik sisteme zarar vermektedir. Birincil enerji kaynakları olarak adlandırılan fosil enerji kaynaklarının olumsuz etkileri; kolay elde edilebilir ve çevreye zarar vermeyen yenilenebilir enerji kaynaklarını ön plana çıkarmıştır. Birçok ülke 20. yüzyılda gerçekleşen enerji krizi ile birlikte yenilenebilir enerji kaynağı arayışlarını hızlandırmıştır. Güneş, rüzgâr ve biyokütle enerjileri yoğun olarak üzerinde çalışılan yenilenebilir enerji kaynaklarıdır. Güneş ve rüzgâr enerjileri elektrik üretimi konusunda öne çıkarken, biyokütle enerjisi ise zaman geçtikçe tükenmekte olan fosil yakıtlara alternatif gösterilen başlıca enerji kaynaklarından biri olarak kabul görmektedir.

Birçok alternatif enerji kaynağıyla çalışabilen Stirling motorları fosil yakıtların sebep olduğu sorunlara çözüm niteliğindedir. Yüksek verimliliğe sahip olması ve nispeten düşük sıcaklıklardaki güneş enerjisinin kazanılmasında sağladığı avantajlar nedeniyle, dıştan yanmalı Stirling motorlarına olan ilgi son yıllarda yeniden artmıştır. Robert Stirling tarafından 1816 yılında icat edilen Stirling motorları, teorik olarak Carnot çevrimi ile aynı termal verimliliğe sahip kapalı rejeneratif termodinamik çevrime göre çalışmaktadır. Bu motorlarda termal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmek için hava, helyum, azot ve hidrojen gibi çeşitli çalışma maddeleri kullanılabilir. Stirling motorları kam, supap gibi mekanik parçalara sahip olmaması ve dıştan sürekli ısı verme prensibiyle çalışmasından dolayı içten yanmalı motorlara göre daha sessiz çalışmaktadır. Dışarıdan ısı verilmesi nedeniyle bu motorlar her türlü ısı kaynağı ile çalışabilmekte ve yakıt kullanım şekli itibarıyla büyük bir esnekliğe sahip olmaktadır. Basit yapısı ve düşük maliyeti ile öne çıkan

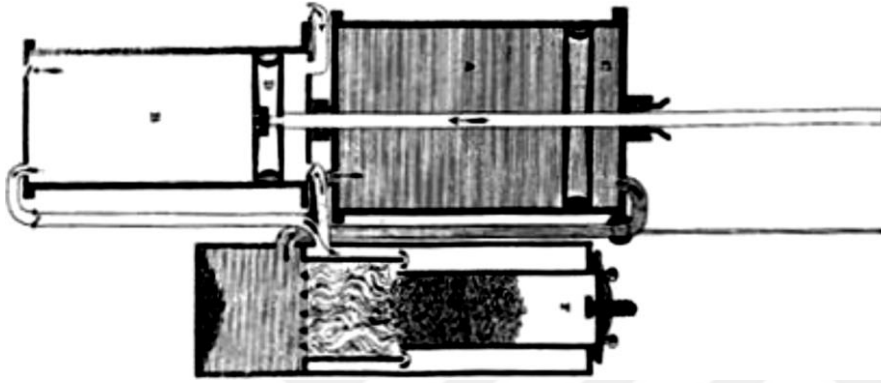
düşük sıcaklık farklarında çalışabilen Stirling motorları, jeotermal enerji gibi düşük sıcaklıktaki termal enerjinin geri kazanımı konusunda gelecek vaat etmektedir [1,2]. Stirling motorlarının bahsedilen avantajları nedeniyle tarımsal sulama, elektrik üretimi, askeri uygulamalar, uzay araçları ve otomobiller gibi çok çeşitli alanlarda uygulamaları bulunmakta, dışarıdan tahrik edilmek suretiyle soğutma makinesi ve ısı pompası olarak da kullanılmaktadır [3,4].

Stirling motorlarında ısıtıcı, soğutucu, bağlantı kanalları ve rejeneratör bölgelerinde bulunan ölü hacim motor performansını olumsuz etkilemektedir. Özellikle rejeneratör bölgesinde bulunan ölü hacim Stirling motoru performansı açısından büyük önem arz etmektedir. Rejeneratördeki ölü hacim miktarı bir seviyeye kadar faydalı olurken, ölü hacmin artması motor gücünü önemli derecede düşürmektedir. Ölü hacim miktarının çok azalması durumunda ise akış kaynaklı kayıplar artmaktadır. Ölü hacimde bulunan çalışma maddesi, basınç artışı sırasında ortaya çıkan basınç kuvvetinin güç pistonu üzerine geçmesini engellemekte ve motor performansının azalmasına yol açmaktadır [5]. Stirling motorlarında bahsedilen bu olumsuzlukların giderilmesi motor performansının artırılması hususunda önem arz etmektedir. Hareket mekanizması, çalışma gazı ve rejeneratör malzemesi seçiminin yanı sıra motora ait boyutların optimizasyonu da bu olguları doğrudan etkilemektedir. Ayrıca bu boyutsal değişimler Stirling motoru sıkıştırma oranında da belirgin değişikliklere sebep olmaktadır.

Bu çalışmada rhombic hareket mekanizmasına sahip beta tipi Stirling motorunun, bir HAD kodu olan Ansys Fluent yazılımı aracılığı ile bilgisayar simülasyonu oluşturulmuştur. Test koşullarının ve motor özelliklerinin değiştirilebildiği bu simülasyon modelinin oluşturulmasında bir Tübitak projesi ile üretimi ve testleri gerçekleştirilen deney motoruna ait özellikler ve deney şartları baz alınmıştır. Yürütülen validasyon çalışması ve boyutsal değişiklikler neticesinde elde edilen sıkıştırma oranı değerlerinin motor performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Dört ayrı analiz kurgusunun uygulandığı çalışmalarda beta tipi Stirling motoru için sıkıştırma oranı, krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu gibi parametrelerin optimizasyonu sağlanmış, bu parametrelerden kaynaklı motor performansındaki değişimler tespit edilmiştir. Oluşturulan HAD uygulaması ile bu optimizasyon çalışmasının yürütülmesi yeniden tasarım, üretim ve deney aşamalarındaki yüksek maliyetin ve zaman kaybının da önüne geçilmesini sağlamıştır.

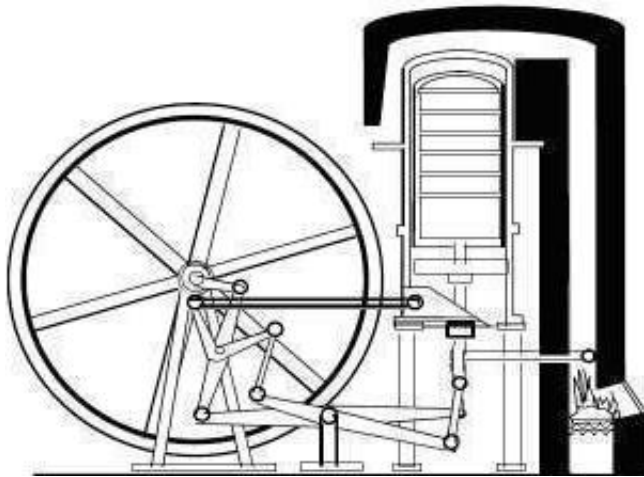
2. STİRLİNG MOTORLARININ TARİHİ GELİŞİMİ VE LİTERATÜR ÖZETLERİ

Sıcak hava motoru olarak adlandırılan motorların icadı 1600'lü yıllara dayanmaktadır [6]. İlk olarak 1807 yılında Sir George Cayley tarafından imal edilen açık çevrimli sıcak hava motorunun şematik görünümü Şekil 2.1.'de görülmektedir [7].



Şekil 2.1. Cayley tarafından imal edilen ilk açık çevrimli sıcak hava motoru [8]

1816 yılında Robert Stirling tarafından rejeneratör, güç pistonu ve yer değiştirme pistonundan oluşan kapalı çevrimli sıcak hava motoru imal edilmiş ve bu özelliklere sahip bir motor su pompalarına güç sağlamak için taş ocaklarında 1818 yılında kullanılmaya başlanmıştır [3,7]. Stirling motoru olarak adlandırılan bu motorun şematik görünümü Şekil 2.2.'de görülmektedir. Bu Stirling motoru, bir güç pistonu ve sıcak-soğuk hacimler arasında çalışma maddesinin hareketini sağlayan bir yer değiştirme pistonuna sahiptir [9].



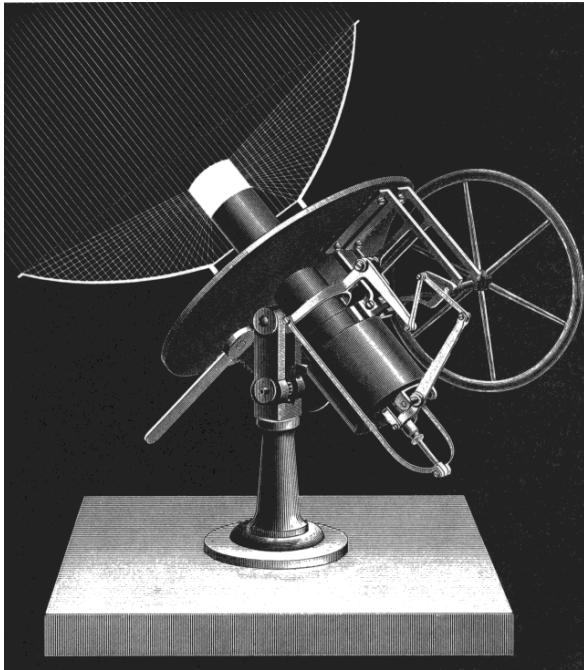
Şekil 2.2. Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru [10]

1824-1840 yılları arasında Stirling kardeşler yer değiştirme pistonu ve silindiri üzerinde çeşitli iyileştirme çalışmaları yapmıştır. Robert Stirling, Stirling motorlarında çalışma maddesinin ısısını sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki geçişler esnasında depolayan rejenaratr geliştirmiş ve rejenaratrn Stirling motorlarının gelişimine büyük katkısı olmuştur [11,12,13].

1853 yılında Ericsson tarafından dört adet sıcak hava motoru imal edilmiştir. 4,2 m piston çapı, 1,8 m kurs boyuna sahip bu motorlar yaklaşık 2200 tonluk bir gemi için imal edilmiş, 478 kW çıkış gücü verebilecek şekilde tasarlanmıştır. Ancak imalat sonrası yapılan testlerde tasarlanan gücün yarısını verebildikleri grlmştir [14].

1868 yılında Lehmann aynı silindir içerisinde g ve yer değiştirme pistonları bulunan tek silindirli rejenaratrsz bir Stirling motoru imal etmiş ve l hacimleri azaltma konusunda olumlu sonuçlar almıştır [7].

1872 yılında John Ericsson ilk güneş enerjili sıcak hava motorunu üretmiştir. Ericsson tarafından geliştirilen bu motorun bir kısmı buhar çevrimine, bir kısmı da sıcak hava çevrimine göre çalışmaktadır [3]. Resim 2.1.'de Ericsson tarafından geliştirilen güneş enerjili sıcak hava motoru görülmektedir.



Resim 2.1. Güneş enerjili Ericsson motoru [3]

19. yüzyılın sonlarında içten yanmalı motorların icadı, elektrik üretimi ve dağıtımında yaşanan gelişmeler, malzeme ve metal işleme teknolojisindeki yetersizlikler sebebiyle Stirling motorları alanında yürütülen çalışmalar kesintiye uğramıştır. Stirling motorları Birinci Dünya Savaşı sonuna kadar küçük ölçekli su pompalama, vantilatör fanını tahrik etme ve küçük ölçekli elektrik üretimi amacıyla sınırlı seviyede kullanılmıştır. Güçleri 4 kW'ı bulan, verimleri %7'yi geçmeyen bu motorlarda temel yakıt olarak kömür kullanılmıştır [13,15,16].

20. yüzyılda Philips laboratuvarlarında başlayan Stirling motorları ile ilgili çalışmalar sonucunda, jeneratör olarak kullanılmak üzere Stirling motorları üretilmiştir. Bu küçük, sessiz jeneratörlerin düzenli güç kaynağı olmayan bölgelerde radyoları çalıştırmak üzere kullanılması amaçlanmıştır. Philips firması bu dönemden günümüze kadar 16 W-224 kW güç aralığında 54 farklı Stirling motoru tasarlamıştır [3].

İkinci Dünya Savaşı sırasında, Almanya'da Stirling motorları ile alakalı araştırmalar devam etmiştir. Brillant Araştırma ve Mühendislik Merkezi, savaştan kısa bir süre sonra Stirling motoru ile çalışmakta olan küçük jeneratör setleri üretmiştir. Ancak 1950 yılından sonra transistörün icat edilmesi ve kuru bataryalardaki iyileştirmeler bu alandaki Stirling motoru ihtiyacını ortadan kaldırmıştır [17].

1947 yılında Rider, yeni bir tasarım geliştirerek motor dışından yerleştirdiği borular ile rejeneratör, sıkıştırma ve genişleme hacimlerini birleştirmiştir [15]. Yine 1947 yılında, Philips tarafından 1,5 kW gücünde bir Stirling motoru imal edildiği, bu motorda yüksek sıcaklıklara dayanıklı çelik alaşımlarının kullanıldığı ve bu malzemenin kullanımı ile önceki senelerde üretilen motorlara oranla hem motor ağırlığında hem de motor hacminde iyileşmeler gözlemlendiği raporlanmıştır [17].

1948 yılında, çalışma maddesi olarak hava kullanılan Philips Stirling motorunda fren termal verimi yaklaşık %15 olarak elde edilmiştir [18].

1953 yılında Meijer, rhombic hareket mekanizmasını Stirling motorlarına uyarlamıştır. Rhombic hareket mekanizmasının en büyük avantajı, piston yan yüzeylerine gelen kuvvetlerin azalmasına bağlı olarak sürtünmeyle oluşan aşınmaların azalması ve esnek sızdırmazlık elemanlarının kullanılmasına olanak sağlamasıdır. Ayrıca bu mekanizma

gürültü ve titreşim yönünden de krank-biyel ve diğer hareket iletim mekanizmalı motorlara göre önemli avantajlar sağlamaktadır. Meijer, sonraki çalışmalarında helyum, hidrojen ve hava gibi farklı çalışma maddeleri kullanarak bunların Stirling motoru performansına etkilerini incelemiş ve en iyi performansı hidrojen ile elde etmiştir [16,19,20,21].

1958 yılında, Philips ve General Motors arasında Stirling motorları ile ilgili patentlerin karşılıklı sağlanması ve on yıl için bilgi değişimini kapsayan bir lisans anlaşması imzalanmıştır. Bu anlaşma ile lokomotif, jeneratör setleri, deniz altıları gibi ticari amaçlı uygulamalar için çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda Stirling motorların ağırlığı ve hacmi yerine sızdırmazlık, yağlama, gürültü, yanma, yakıcı-nozul tasarımı, rejeneratör, ön ısıtma ve dayanıklılık gibi problemlere odaklanılmıştır [18].

1962 yılında Parker ve Malik, güneş enerjisi ile çalışan bir Stirling motoru tasarlamışlardır. Tek silindirli ve rhombic hareket mekanizmasına sahip olan motorda çalışma maddesi olarak helyum kullanılmıştır. Sıvı bir metal olan sodyum-potasyum karışımı yardımı ile güneş enerjisi silindir etrafındaki ısıtıcı tüplere aktarılmıştır. Geliştirilen motorun çıkış gücü 3000 rpm’de 3 kW olarak elde edilmiştir [5].

1964 yılında Ohio Üniversitesi’nde William Beale, Stirling motorlarında görülen sızdırmazlık problemlerini en aza indirmek ve hareket mekanizmalarındaki karmaşık yapının önüne geçmek amacıyla doğrusal hareket üreten, basit mekanizmalı serbest pistonlu Stirling motoru fikrini ortaya koymuştur. Az sayıda parçadan oluşan bu tip motorlarda krank-biyel gibi mekanik hareket mekanizmaları kullanılmamakta ve yer değiştirme pistonu ile güç pistonu arasında mekanik bir bağlantı bulunmamaktadır. Beale, 1974 yılında Sunpower şirketini kurarak, yenilikçi ve yüksek verimli Stirling motorları üzerine çalışmalar yürütmüştür [19,22,23].

1967 yılında, Stuttgart MAN-MWM ve United Stirling şirketleri Philips’in lisans desteği ile Stirling motorları üzerine çalışmalara başlamışlardır. 1970’li yılların başlarına kadar ağır vasıta, deniz ve su altı güç sistemleri için güçleri 7,3 kW’dan 90 kW’a kadar değişen çeşitli Stirling motorları üretilmiştir [5].

1968 yılında United Stirling firması, ısı borulu sistem geliştirerek yüksek güçlü motorların ısıtıcılarında kullanmıştır. V tipi ve çift etkili bir Stirling motoru üreterek lisansını alan firma, dört silindirli bu motor üzerinde çalışmalarına devam etmiştir [15].

1970 yılından sonra General Motors firması, uzay araçları, denizaltı ve otomobiller için Stirling motoru araştırmalarına devam etmiştir. 1971 yılında General Motors, Ford Motor firması ile anlaşmış, yedi yıl süren 180 milyon dolarlık bir proje sonucunda 1977 yılında bir Stirling motoru geliştirmiştir [24].

1972 yılında, Ford Motor şirketi, Stirling motorları için Rinia eğik plaka sistemini geliştirmek üzere çalışmalar yapmıştır [25].

1974 yılında Zacharias, MAN-MWM ortaklığı ile denizaltı güç sistemlerinde kullanılmak üzere 370 kW-740 kW güç aralığında çeşitli motor geliştirme çalışmaları yürütülmeye başlatılmıştır. 1975 yılında ise Amerika'da NASA-Lewis Araştırma Merkezi'nde otomotiv uygulamaları için iki Stirling motoru projesi başlamıştır [17,25].

1977 yılında dıştan yanmalı motorlar projesi adı altında 370 kW'den 1480 kW güce kadar birçok Stirling motoru U.S. Enerji Bölümü'nde üretilmiştir. Üretilen motorlarda kömürün yanı sıra endüstriyel atıklar, tarımsal atıklar ve alternatif yakıtların kullanımı mümkün kılınmıştır [17].

1978 yılında NASA'nın Jet Propulsion Laboratuvarları'nda yaptığı çalışmada yatay olarak karşılıklı çalışmakta olan çift krank mili ile donatılmış bir Stirling motoru üretilmiş, bu motordan 9 kW güç alınmıştır [26].

1978 yılında Shock, serbest pistonlu Stirling motorlarına nodal analiz uygulamıştır. Bu nodal analiz çalışmasında Stirling motoru toplam yirmi yedi bölüme ayrılmıştır. Shock çalışmasında, motorun genişleme hacmini 1, ısıtıcıyı 6, rejeneratörü 11, soğutucuyu 6 bölüme ayırmış; 25 ve 26. Bölümleri gaz yaylanma boşlukları, 27. bölümü ise çalışma boşluğu olarak kabul etmiştir [23].

1978 yılında Tew ve arkadaşları, NASA için bu yıla kadar yapılmış termodinamik analizlere ait geniş çaplı bir literatür araştırmasını yapmış ve rhombic hareket mekanizmalı bir motorun termodinamik tasarımında nodal analiz yöntemini kullanmışlardır [27].

1971-1981 yılları arasında Japon Gemi İmalat Kurumu, Mitsubishi, Ulusal Taşımacılık ve Daihatsu Dizel kurumları arasında yapılan ortak bir çalışma ile 590 kW güce sahip 4 silindirli, çift etkili bir Stirling motoru imal edilmiştir [21,28].

1982-1988 yılları arasında bu dört kuruluş, Japon Enerji Geliştirme Kurumunun desteği ile ısı pompaları ve jeneratör setleri için farklı türlerde Stirling motorları üretmiştir. Japonya’da Stirling motorları ile ilgili çalışmaları tek elden yürütmek için 1992 yılında Japon Makine Mühendisleri Birliği’ne bağlı olarak RC110 Komitesi kurulmuştur [17].

1980 yılından 1985’e kadar ABD DOE tarafından otomobillerde kullanılması için Mod I ve Mod II olmak üzere iki ayrı motor üretilmiştir. Dört silindirli olan bu motorlar, güç-yer değiştirme pistonları ve iki adet krank miline sahiptir. Yapılan çalışmalarda Mod II’nin performansı çeşitli yönlerden içten yanmalı motorlar ile karşılaştırılmıştır. MOD II’nin yakıt ekonomisi, tork değeri ve emisyon bakımından elverişli görülmüştür [29,30].

1983 yılında Ivo Kolin düşük sıcaklık farklarında çalışabilecek Stirling motoru prensibini ortaya koymuş ve bu özelliklere sahip ilk Stirling motoru 1983 yılında Dubrovnik şehrinde tanıtılmıştır. 20°C sıcaklık farkı ile ilk harekete geçen, 50°C sıcaklık farkında ise 50 rpm hızda çalışabilen motorda genişçe bir yer değiştirme pistonu kullanılmış ve motor sıcak su yardımıyla ısıtılmıştır. Motora ait kare biçimindeki yer değiştirme pistonu strafor malzemeden üretilmiştir [31].

1983 yılında Senft, ilk ringbom tipi LTD Stirling motorunu geliştirmiştir. 7°C sıcaklık farkında ilk harekete geçen bu motordan; 80°C sıcaklık farkı değerinde, 125 rpm hızda 1 W güç elde edilmiştir [32].

1984 yılında, Arizona’da güneş enerjisinden elektrik üretmek için Stirling Enerji Sistemleri şirketi kurulmuştur. Arizona ve Nevada’daki test alanlarında parabolik kollektörlü Stirling sistemleri kullanılmıştır. McDonnell Douglas ve United Stirling şirketleri 1985 yılında

yaptıkları anlaşma sonucu güneş enerjisi ile çalışan ve ayna odaklı bir Stirling motoru üretmiştir [21,33].

1986 yılında Senft, L-27 adını verdiği ringbom tipi LTD Stirling motoru üretmiştir. 5°C sıcaklık farkı değerinde 700 rpm motor hızında çalışan bu Stirling motorunda 130 mm çapında rejeneratörlü bir yer değiştirme pistonu kullanılmıştır. Rob McConaghy'nin yüzden fazla ürettiği bu motor konik reflektör kullanımı ile güneş enerjisi ile de çalıştırılmıştır [32].

1987 yılında Trukhov ve Tursunbaev, çift silindirli bir Stirling motorunun tasarımını ve üretimini yapmışlardır. Bu motor üzerinde yürüttükleri deneylerde 873 K sıcak uç sıcaklığı ve 1000-1200 rpm aralığındaki motor hızlarında 500 W çıkış gücü elde edilmiştir [34].

1989 yılında Eckhart Weber, bir su pompasında düşük sıcaklık farkı ile çalışabilen Stirling motoru kullanımı ile Alman Buluş Ödülü'ne layık görülmüştür. [25].

1990 yılında Senft, Wisconsin Üniversitesi'nde yaptığı çalışmada P-19 olarak isimlendirdiği Stirling motorunun tasarımını ve üretimini yapmıştır. 1,004 sıkıştırma oranına sahip bu motor çok düşük sıcaklık farklarında çalışabilmektedir. P-19 Stirling motorunun insan eli sıcaklığında 100 rpm motor hızı ile çalışabildiği raporlanmıştır [32].

1990 yılında, Stirling çevrimi ile çalışmakta olan küçük bir cihaz geliştirilmiş, bu cihazın yapay kalp olarak kullanılması amaçlanmıştır [35].

1991 yılında Senft, 2°C ve daha düşük sıcaklık farklarında çalışabilen bir Stirling motoru üretmiştir. Bu LTD Stirling motorunun 0,5°C sıcaklık farkında çalışabildiği raporlanmıştır [36].

1992 yılında Senft, 1,8°C sıcaklık farkında ilk harekete geçebilen ve 6 °C sıcaklık farkında 175 rpm motor hızında çalışabilen yeni bir Stirling motorunu NASA için geliştirmiştir. N-92 olarak isimlendirilen bu LTD Stirling motoru 155 mm çapında rejeneratörlü bir yer değiştirme pistonuna sahiptir [32].

1992 yılında Sandia Ulusal Laboratuvarı ve Cummins şirketi ortaklığı ile güneş enerjisi ile çalışan 5 kW çıkış gücüne sahip bir Stirling motoru imal edilmiştir. Su pompalarının

çalıştırılması ve yapılara elektrik sağlanması amacı ile üretilen bu motorda çalışma maddesi olarak hava yerine hidrojen kullanılmıştır [37].

1995 yılında Iwamoto ve arkadaşları, 100°C sıcak kaynak sıcaklığında 300 W güç üreten bir Stirling motorunun tasarımını ve üretimini yapmıştır. Bu LTD Stirling motorunda 800 mm çapa sahip poliüretan köpük yer değiştirme pistonu kullanılmıştır [38].

Iwamoto ve arkadaşlarının yaptığı başka bir çalışmada ise düşük sıcaklık farkında ve yüksek sıcaklık farklarında çalışan Stirling motorları performans bakımından mukayese edilmiştir. Çalışma sonucunda yüksek motor devirlerinde çalışan LTD Stirling motorlarına ait verimin Carnot veriminin yaklaşık olarak %50'sine ulaşabildiği görülmüştür [21].

1997 yılına kadar Kolin, 15°C ve daha düşük sıcaklık farklarında çalışabilen 16 farklı LTD Stirling motoru geliştirmiştir [36].

1998 yılında Karabulut, yaptığı çalışmada nodal analiz metodunun kullanıldığı bir termodinamik simülasyon programı geliştirmiştir. Geliştirilen nodal analiz programı net işin, sıcak hacimden çekilen ısıнын, soğuk hacme aktarılan ısıнын, iç yüzeydeki ısı transferi yüzey alanının ve termal verimin hesabı gibi bölümlerden meydana gelmektedir [39].

1999 yılında Erbay ve Yavuz, Stirling motorlarında sıkıştırma, genişleme ve rejenerasyon aşamalarında meydana gelen kayıpların, bir Stirling motorunun termodinamik performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yapılan bu incelemelerde maksimum güç yoğunluğu tekniğini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda sıkıştırma, genişleme ve rejenerasyon safhalarındaki termal verim değerlerinin yanı sıra yine bu safhalardaki hacim oranına bağlı olarak maksimum motor gücünü belirlemişlerdir [40].

2000 yılında Karabulut ve arkadaşları, V tipi bir Stirling motoru imal etmişlerdir. 260 cm³ süpürme hacmine sahip olan bu motor 600-1100°C aralığındaki sıcak kaynak sıcaklıklarında ve 1-4 bar aralığındaki şarj basıncı koşullarında test edilmiş, 1100°C sıcak kaynak sıcaklığı ve 2,5 bar şarj basıncında maksimum motor gücü 65 W olarak elde edilmiştir [41].

2000 yılında Demiralp, gama tipi bir Stirling motoru geliştirmiştir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılan Stirling motorunun performans testleri 500-1000°C sıcaklık ve 1-3 bar şarj

basınç aralığında gerçekleştirilmiştir. Bu motora ait maksimum güç 1000°C ısıtıcı sıcaklığı ve 2 bar şarj basıncı değerlerinde 21,46 W olarak ölçülmüştür. Demiralp tarafından imal edilen Stirling motoru Resim 2.2.'de görülmektedir [25].



Resim 2.2. Demiralp tarafından üretilen gama tipi Stirling motoru ve parçaları [25]

2000 yılında Kaushik ve Kumar, sonlu-zaman yaklaşımı yönteminin kullanımı ile bir Stirling motorunun termodinamik performansını belirlemişlerdir. Çalışmada farklı ısı rejeneratör tiplerinin ve sıcak kaynak sıcaklıklarının motor performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda rejeneratör verimi artarken giren ve çıkan ısı miktarı azalmış, bunlara bağlı olarak rejeneratif ısı transferi ve termal verim artmıştır [42].

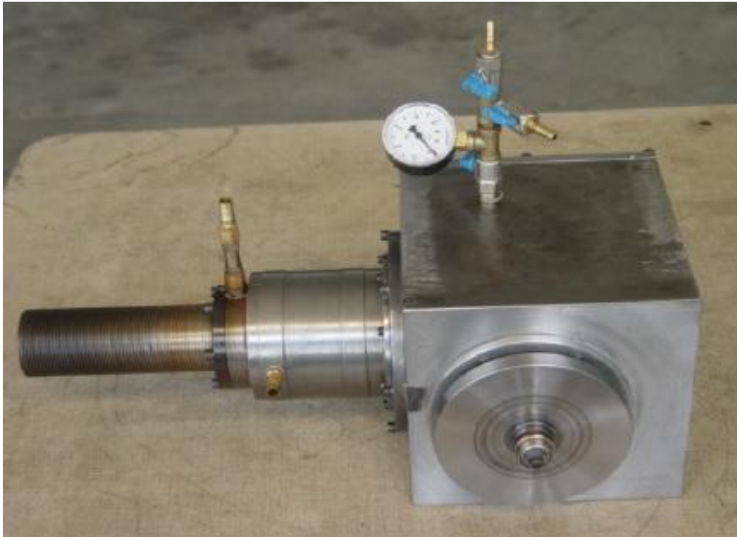
2000 yılında Üstün, çift yer değiştirme pistonuna sahip bir Stirling motoru geliştirmiş ve bu motorda çalışma maddesi olarak hava kullanmıştır. Yapılan deneylerde motordan 1000°C sıcaklık ve 1,5 bar şarj basıncında 65 W güç elde etmiştir [15].

2002 yılında Senft, gama tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizini Schmidt analiz metodu kullanarak gerçekleştirmiştir. Yapılan testlerde bu motora ait süpürme hacim oranı, ölü hacim miktarı ve faz açısının motor performansına etkileri incelenmiştir. 0,5 ölü hacim oranı, 0,5 sıcaklık oranı, 0,5 mekanik verim ve 0,75 süpürme hacim oranı değerleri için maksimum iş $80-90^{\circ}$ faz açısında elde edilmiştir. Süpürme hacim oranındaki artış ile mekanik verimin azaldığı, işin ise belirli bir değere kadar arttığı ve daha sonra azaldığı görülmüştür [43].

2003 yılında Kongtragool ve Wongwises, literatürde bulunan farklı özelliklere sahip Stirling motorlarına ait Beale sayılarını incelemiş, düşük sıcaklık farkında çalışan Stirling motorlarının Beale sayısı üzerinde araştırma yapmıştır [44].

2004 yılında Wilson ve arkadaşları, Stirling rejeneratörlerindeki çalışma gazının kararsız akışından ve ısı transferi davranışından kaynaklanan termodinamik kayıpları sayısal olarak modellemek için bir CFD modeli geliştirmişlerdir. CFD simülasyonunda düşük hızlardaki helyum gazı akışı, Navier-Stokes eşitlikleri ile çözülmektedir [45].

2004 yılında Özgören, beta tipi bir Stirling motoru geliştirerek yer değiştirme pistonunu termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamıştır. Çalışma maddesi olarak helyum ve hava kullanılan motor üzerinde termal bariyer kaplama ve farklı sıkıştırma oranlarının motor performansına etkilerini incelemiştir. 800-1000°C sıcak kaynak sıcaklıkları ve 1-4 bar şarj basınçlarında çeşitli testler gerçekleştirilmiş, maksimum çıkış gücü zirkonyum oksit kaplamalı yer değiştirme pistonu ve çalışma maddesi olarak helyum kullanılarak 3,5 bar şarj basıncında 83,12 W olarak ölçülmüştür. Özgören'in geliştirdiği beta tipi Stirling motoru Resim 2.3.'te görülmektedir [17].



Resim 2.3. Özgören tarafından üretilen beta tipi Stirling motoru [17]

2005 yılında Çınar ve Karabulut, gama tipi bir Stirling motoru imal etmişlerdir. 276 cm³ süpürme hacmine sahip, çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanılan bu motora elektrikli ısıtıcı ile ısı verilmiştir. 700-1000°C sıcak kaynak sıcaklığı ve 1-4,5 bar şarj basınçlarında test edilen motorun maksimum gücü; 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı, 4 bar şarj

basıncı ve helyum çalışma maddesinde 128,3 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor torku ise aynı şartlarda 2 Nm olarak elde edilmiştir [46].

2005 yılında Kongtragool ve Wongwises, bir LTD Stirling motorunun güneş enerjisi kullanımında maksimum verim ile çalışması için gereken konik yoğunlaştırıcı sıcaklığını araştırmış ve sisteme ait verimin tespiti için bir sayısal model geliştirmişlerdir [47,48].

2006 yılında Kongtragool ve Wongwises, ısıtıcı olarak bir projeksiyon lambası kullanarak çift güç pistonlu gama tipi düşük sıcaklık farkında çalışabilen Stirling motorunun performansı incelemiştir. 436 K sıcak kaynak sıcaklığında yapılan deneyler sonucunda maksimum güç 52,1 rpm motor devrinde 1,69 W olarak ve maksimum tork 23,8 rpm motor devrinde 0,352 Nm olarak ölçülmüştür [49].

2006 yılında Çınar ve arkadaşları, 192 cm³ süpürme hacmine sahip beta tipi bir Stirling motorunu geliştirmişlerdir. 800, 900 ve 1000°C ısıtıcı sıcaklıklarında yapılan deneylerde maksimum motor gücü 1000°C ısıtıcı sıcaklığı ve 208 rpm motor hızında 5,98 W olarak elde edilmiştir [19].

2006 yılında Karabulut, gama tipi Stirling motorlarında güç pistonu silindiri ve yer değiştirme pistonu silindirini iç içe yerleştirerek özgül gücü arttırmayı ve motor dış hacmini azaltmayı hedeflemiştir. Bu yeni tasarıma ait hazırladığı nodal analiz programında motor iç hacmini 103 bölgeye ayırmıştır [50].

2007 yılında Kongtragool ve Wongwises, her ikisi de tek yer değiştirme pistonlu iki güç pistonu ve dört güç pistonuna sahip iki ayrı gama tipi Stirling motorunun performanslarını incelemiştir. LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılan ve atmosferik basınç şartlarında gerçekleştirilen deneylerde bu LTD Stirling motorlarının tork ve güç değerleri ölçülmüştür. İki güç pistonlu motor 589 K sıcak kaynak sıcaklığında, 133 rpm motor hızında maksimum 11,8 W çıkış gücü ve 67,7 rpm motor hızında maksimum 1,222 Nm tork üretmiştir. Dört güç pistonlu diğer motor ise 771 K sıcak kaynak sıcaklığında, 42,1 rpm motor hızında maksimum 32,7 W çıkış gücü ve 28,5 rpm motor hızında maksimum 10,55 Nm tork üretmiştir. [51].

2008 yılında Micro Star International (MSI) firması, bilgisayarlarda ana kartın soğutulması için ana kart üzerine LTD Stirling motoru yerleştirmiştir. Resim 2.4.'de görülen LTD Stirling motoru ana kart üzerinden ısıyı alarak çalışmaktadır [20].



Resim 2.4. MSI firması tarafından kullanılan LTD Stirling motoru [1]

2008 yılında Kongtragool ve Wongwises, gama tipi dört güç pistonuna sahip düşük sıcaklık farkında çalışabilen Stirling motorunun performansını atmosferik basınç şartlarında, ısı kaynağı olarak dört tane projeksiyon lambası kullanarak test etmişlerdir. Yapılan testler sonucunda 439 K sıcak kaynak sıcaklığında, 20 rpm motor hızında maksimum 6,2 W güç ve maksimum 2,91 Nm tork ölçülmüştür [44].

2008 yılında Tavakolpour ve arkadaşları, gama tipi düşük sıcaklık farkı ile çalışabilen bir Stirling motorunun tasarımı ve üretimini gerçekleştirmişlerdir. İki silindirli bu motorun güç pistonu kursu 0,044 m, güç pistonu çapı 0,13 m, yer değiştirme pistonu kursu 0,055 m ve yer değiştirme pistonu 0,41 m'dir. 110°C sıcak kaynak, 25°C soğuk kaynak sıcaklığı ve 14 rpm motor hızında maksimum motor gücü 0,27 W olarak tespit edilmiştir [52].

2009 yılında Karabulut ve arkadaşları, Stirling motorlarının performansını düşüren ısı kayıplarını azaltmak için gama tipi bir Stirling motorunun yer değiştirme pistonunu termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamışlardır. Kaplamalı ve kaplamasız pistonları 700, 800 ve 900°C ısıtıcı sıcaklıklarında ve çalışma maddesi olarak hava kullanarak test etmişlerdir. Çalışma sonucunda kaplamalı yer değiştirme pistonu kullanımı sonrası motor gücünde %25'lik artış gözlemlenmiştir [53].

2009 yılında Parlak ve arkadaşları, gama tipi bir Stirling motorunun termodinamik analizini yarı kararlı akış (sanki-kararlı akış) yaklaşımı ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada Stirling motoruna ait hacimler soğutucu, ısıtıcı, sıkıştırma, genişleme ve rejeneratör olmak üzere 5 ayrı bölgede incelenmiş, kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu yasalarının kullanımı ile

basınç, sıcaklık ve kütle değişimleri Fortran programlama dili kullanılarak hesaplanmıştır. Oluşturulan bu modelde Stirling motorunun termal verimi %25 olarak elde edilmiştir [54].

2009 yılında Karabulut ve arkadaşları, manivela hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun testlerini gerçekleştirmişlerdir. 200°C sıcak uç sıcaklığında gerçekleştirilen testlerde LPG yakıtlı ısıtıcı ve çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Manivela hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorunun maksimum gücü ve torku 2,8 bar şarj basıncında 51,93 W ve 1,17 Nm olarak ölçülmüştür [55].

2010 yılında Karabulut ve arkadaşları, daha önceden test ettikleri bir motorda çalışma maddesi olarak helyum gazı kullanmış, 180, 220 ve 260°C sıcak uç sıcaklıklarında yapılan testlerde maksimum motor gücü ve momentini 4 bar şarj basıncında, 260°C sıcak uç sıcaklığında 183 W ve 3,99 Nm olarak elde etmişlerdir [56].

2010 yılında Cheng ve Yu, rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru için geliştirdikleri sayısal modelde rejeneratif boşluk 0,0005 m iken %13,1 termal verime karşılık 16,75 W güç hesaplamışlardır. Maksimum termal verim değeri ise 0,0003 m rejeneratif boşlukta %16,5 olarak belirtilmiştir [57].

2011 yılında Cheng ve Yang, Stirling motoru performansı üzerinde farklı çalışma parametrelerinin etkilerini incelemişlerdir. Yapılan testlerde maksimum motor gücü 200 rpm motor hızında 4,4 W olarak elde edilmiştir [58].

2011 yılında Karabulut ve Aksoy, düşük sıcaklık farkında çalışabilen beta tipi bir Stirling motorunun performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma maddesi olarak helyum ve ısı kaynağı olarak güneş enerjisi kullanılan motor, 4 ve 4,7 bar şarj basınçlarında $185 \pm 5^\circ\text{C}$ kavite sıcaklığı ve $820 \pm 30^\circ\text{C W/m}^2$ güneş radyasyonunda test edilmiştir. Test motorunun maksimum gücü, torku ve verimi 4,7 bar şarj basıncında sırasıyla 22,01 W, 1,09 Nm ve %2,95 olarak elde edilmiştir [59].

2011 yılında Sripakagorn ve Srikam, beta tipi bir Stirling motorunu geliştirerek maksimum motor gücünü 7 bar şarj basıncı, 500°C sıcaklık ve 360 rpm motor hızında 95,4 W olarak tespit etmişlerdir [60].

2012 yılında Chen, çift güç pistonlu gama tipi bir Stirling motoru tasarlayarak üretimini yapmıştır. Yapılan çalışmada krank yarıçapı, başlangıç basıncı, motor hızı ve rejenerasyon etkinliği olmak üzere 4 farklı parametrenin motor performansına etkileri incelenmiştir. Testler sonucunda rejenerasyon etkinliğinin motor verimi üzerinde, motor hızının ise motor gücü üzerinde büyük ölçüde etkili olduğu tespit edilmiştir [61].

2012 yılında Önder, izotermal analiz metodu kullanarak boyutlandırma işlemini gerçekleştirdiği alfa tipi bir Stirling motoruna borulu tip bir ısı değiştiricisi tasarlamış, Ansys Fluent yazılımı ile bu motora ait akış özelliklerini incelemiştir. Yapılan analizlerle aracı akışkan için ideal ısıtma ve soğutmayı sağlayacak boru dizilişinin bulunması amaçlanmıştır [62].

2013 yılında Çınar ve arkadaşları, rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru geliştirmişlerdir. Stirling motoru deneyleri LPG yakıtlı ısıtıcı ile çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanılarak farklı şarj basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Bu motordan 450°C sıcak uç sıcaklığında, 2 bar şarj basıncında ve helyum ile 575 rpm motor hızında 95,77 W maksimum güç elde edilmiştir [63].

2013 yılında Cheng ve arkadaşları, 300 W gücünde beta tipi bir Stirling motoru geliştirerek performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Geliştirilen ideal olmayan adyabatik bir model ile motor performansının da tahmin edildiği çalışma neticesinde motorun maksimum gücü, 8 bar şarj basıncı, 850°C sıcaklıkta, 1400 rpm motor hızında 390 W olarak elde edilmiştir [64].

2014 yılında Karabulut ve Solmaz, beta tipi manivela hareket mekanizmalı bir Stirling motoru tasarlayarak bu motorun termodinamik performansını rhombic hareket mekanizmalı motorun performansı ile karşılaştırmışlardır. Nodal analiz metodu kullanılan çalışma sonucunda, aynı çalışma koşullarında manivela hareket mekanizmalı motorun iş üretiminin rhombic mekanizmalı olana göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Eşit şarj basıncı değerinde rhombic mekanizmalı motorun ısı veriminin daha yüksek ve eşit çalışma gazı kütlesi altında manivela hareket mekanizmalı motorun veriminin rhombic mekanizmalı motor verimine eşit veya daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Manivela hareket mekanizmalı motorda 1500 W/m²K ısı taşınım katsayısı ve 1000 K sıcaklıkta motor gücü 1460 W ve motor verimi ise %28 olarak elde edilmiştir. Aynı koşullarda rhombic hareket

mekanizmalı motorda ise motor gücü 1216 W ve motor verimi %35 olarak elde edilmiştir [65].

2014 yılında Cheng ve Yang, rhombic hareket mekanizmasının optimizasyonu için boyutsuz teorik bir model geliştirerek elde ettikleri sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Beta tipi bir Stirling motorunda kullanılan mekanizmaya ait model çıktıları ile deney sonuçları karşılaştırıldığında çıkış gücü için %5,2'lik fark tespit edilmiştir [66].

2014 yılında Torre ve arkadaşları, açık kaynak kodu OpenFOAM temelinde beta tipi bir Stirling motorunun simülasyonu için bir CFD model geliştirmişlerdir. Bu motora ait ağ hareketi, ısı transferi, türbülans modeli gibi belirli özelliklerin incelenmesi için alt modeller geliştirilerek soğuk hacme aktarılan güç ve ısı miktarı deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Analiz sonucunda rejeneratör özellikleri, çalışma gazı, ortalama çevrim basıncı ve sıcak uçtan verilen ısı miktarı gibi farklı parametreler incelenmiştir [67].

2015 yılında Zainudin ve arkadaşları, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorun performansını tahmin etmek için sayısal bir model geliştirmişlerdir. Bu sayısal modele ait hesaplamalar sonucunda 300 rpm motor hızında ve atmosfer basıncı değerinde 805 W güç tahmin edilmiştir. Ayrıca çalışma sonucunda farklı sıcak uç ve soğuk uç sıcaklıklarında gücün maksimum değere çıkarılabileceğini ve basınçlandırma yönteminin çalışma maddesi kütlelerinde artış olmasından dolayı termal enerji emilimini artırmada faydalı olabileceğini öne sürmüşlerdir [68].

2015 yılında Mabrouk ve arkadaşları, yer değiştirme pistonu ile güç pistonunun çalışma boşlukları boyunca oluşan gaz kaçaklarının tespiti için analitik bir model geliştirmişlerdir. Gaz kaçaklarının olduğu çalışma boşluklarında entalpi kayıplarını incelediklerinde geniş boşlukta entalpi kaybının gaz kaçakları sebebi ile fazla olduğunu, bu boşlukların azaltılmasının da mekanik sürtünmelerin artmasına sebep olduğunu tespit etmişlerdir [69].

2015 yılında Ni ve arkadaşları, Stirling motorları için gelişmiş basit analitik model (ISAM) olarak isimlendirilen termodinamik bir model geliştirmiştir. 100 W çıkış gücüne sahip beta tipi bir Stirling motorunu helyum ve nitrojen ile 1,6-3 MPa şarj basıncı, 260-1380 rpm motor hızı aralığında test etmişlerdir. Motora ait maksimum çıkış gücünü ve termal verimini 1120 rpm motor devrinde 2,96 MPa şarj basıncında, helyum için 165 W ve %16,5, nitrojen için

ise 139 W ve %12,2 olarak hesaplamışlardır. Termodinamik model ile hesaplanan verilerin helyum için %4,3-13,4, nitrojen için %1-7,1 sapma ile deneysel verilerle örtüştüğünü tespit etmişlerdir [70].

2015 yılında Hachem ve arkadaşları, geliştirdikleri sayısal model yardımı ile gama tipi bir Stirling motorunda şarj basıncı, sıcak uç sıcaklığı ve motor devrinin motor performansına etkilerini incelemişlerdir. Yapılan çalışmada maksimum motor gücünü 500°C sıcak uç sıcaklığı, 10 bar şarj basıncı ve 640 rpm motor hızında 570 W olarak elde etmişlerdir [71].

2015 yılında Duan ve arkadaşları, beta tipi bir Stirling motorunun testlerini elektrikli bir ısıtıcı kullanarak laboratuvar şartlarında gerçekleştirmişlerdir. Testler sonucunda maksimum motor gücünü 600°C sıcak uç sıcaklığı ve 15 bar şarj basıncında 288 W olarak ölçmüşlerdir [72].

2015 yılında Karabulut ve arkadaşları, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun tasarımını ve testlerini gerçekleştirmişlerdir. Isı kaynağı olarak LPG yakıtlı bir ısıtıcı, çalışma maddesi olarak hava kullanılan deneylerde, şarj basıncı 1-4 bar aralığında değiştirilerek performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneyler 773 ± 5 K sıcak kaynak ve 300 K soğuk kaynak sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 2 bar şarj basıncı ve 408 rpm motor devrinde 158,53 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti ise 3 bar şarj basıncı ve 262 rpm motor devrinde 4,69 Nm olarak elde edilmiştir. Test motoru Resim 2.5.'te görülmektedir [73].



Resim 2.5. Karabulut ve arkadaşları tarafından üretilen beta tipi Stirling motoru [73]

2015 yılında Karabulut ve arkadaşları, beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılan deneyler 773 ± 5 K sıcak kaynak ve 300 K soğuk kaynak sıcaklığında gerçekleştirilmiş, maksimum motor gücü 3 bar şarj basıncı ve 418 rpm motor hızında 176 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti ise 3 bar şarj basıncı ve 378 rpm motor hızında 4,68 Nm olarak elde belirlenmiştir [74].

2015 yılında Chen ve arkadaşları, bazı geometrik ve operasyonel parametrelerin motor performansı üzerindeki etkilerini gama LTD tipi bir Stirling motoruna ait CFD model ile incelemişlerdir. Analiz sonucunda bir çevrim içindeki basınç, sıcaklık ve ısı transferi oranlarındaki değişimlerin yanı sıra bu parametrelerden elde edilen motor gücü ve verimliliğindeki değişimler de incelenmiştir. Güç pistonu stroğunun ve yarıçapının motor performansını çok benzer şekilde etkilediği ve bu iki parametre arttıkça güç ve verimin arttığı görülmüştür. Yer değiştirici stroğunun, ısı girdisini güçlü ancak motor gücünü zayıf etkilediği ve stroğun arttıkça verimliliğin düşmesine neden olduğu gözlemlenmiştir. Beklendiği üzere sıcaklık farkı arttıkça güç ve verimin de arttığı görülmüş olup, motor hızının güç üzerinde güçlü pozitif etkiler oluşturduğu ancak verimlilik üzerinde zayıf etkiler gösterdiği belirlenmiştir [75].

2015 yılında Damirchi ve arkadaşları, 580 cm^3 toplam hacme sahip gama tipi bir Stirling motoru tasarlamış, optimize etmiş ve üretmişlerdir. İdeal bir gazın izotermal genleşmesine ve sıkıştırılmasına dayanan Schmidt teorisi motorun modellenmesinde kullanılmıştır. Çevrim içerisindeki akış özellikleri iki boyutlu bir CFD model oluşturularak incelenen motorun gücü, 550°C sıcak uç sıcaklığı, 700 rpm motor hızı ve 10 bar şarj basıncında 96,7 W olarak helyum ile elde edilmiştir [76].

2016 yılında Karabulut ve arkadaşları, termodinamik analizini nodal analiz metodu ile gerçekleştirdikleri beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun tasarım ve imalatını tamamlamışlardır. Nodal analiz sırasında 200, 300 ve $400 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı taşınım katsayıları için 2 bar şarj basıncındaki Stirling motoru güçleri hesaplanmıştır. Stirling motoru üzerinde yapılan deneylerde LPG yakıtlı ısıtıcı, çalışma maddesi olarak hava kullanılmış ve şarj basıncı değeri 1-4 bar arasında değiştirilmiştir. $773 \pm 5 \text{ K}$ sıcak kaynak sıcaklığı ve 300 K soğuk kaynak sıcaklığında gerçekleştirilen deneyler sonucunda maksimum çıkış gücü 2 bar şarj basıncı ve 408 rpm motor devrinde 158,53 W olarak ölçülmüştür. Bu motora ait maksimum motor torku ise 3 bar şarj basıncı, 262 rpm motor devrinde 4,69 Nm olarak elde edilmiştir [77].

2016 yılında Luo ve arkadaşları, ortalama efektif basınç, sıcak kaynak sıcaklığı, motor frekansı, rejeneratör matrisi ağ sayısı ve ağ çapının optimizasyonunu sağlamışlardır. Optimizasyon çalışması ile Stirling motoruna ait çıkış gücünün ve termal verimin maksimize edilmesi amaçlanmıştır [78].

2016 yılında Babaelahi ve Sayyadi, bir Stirling motorunun ısıtıcı ve soğutucu bölgeleri için izotermal olmayan, ikinci dereceden politropik bir model geliştirerek modelden elde ettikleri verileri deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. İkinci dereceden politropik model verilerinin deney sonuçlarına kıyasla güç değeri için %1,13, verim değeri için ise %0,45 artış gösterdiğini belirtmişlerdir [79].

2016 yılında Li ve arkadaşları, bir izotermal model ile sonlu hız yöntemini birleştirerek gama tipi güneş enerjisi ile çalışan Stirling motoruna uygulamışlardır. Termodinamik süreçlerin ve bu süreçlerde meydana gelen kayıpların incelendiği çalışmada viskoz sürtünmelerin, rejeneratör kaynaklı olumsuzlukların, ısı akışının, yer değiştirme pistonu hareketinin, gaz kaçaklarının motor performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışma boşluklarında

meydana gelen gaz kaçaklarının ve rejeneratör kaynaklı olumsuzlukların enerji kaybına neden olan en büyük etmenler olduğunu belirtmişlerdir [80].

2016 yılında Ahmadi ve arkadaşları, sonlu zaman termodinamik analiz yöntemi ile sonlu hız termodinamik analiz yöntemini karşılaştırmışlardır. Sonlu hız yöntemi kullanılarak yaptıkları analizde sıcak kaynak sıcaklığı, hacimsel oran, piston stroğu ve motor devrinin motor performansına etkilerini incelemiş, basınç kayıplarını da analize dahil ederek optimum motor devrinde maksimum çıkış gücünü hesaplamışlardır. Çalışma sonucunda sonlu hız yöntemi ile hesaplanan verilerin deney sonuçları ile daha uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir [81].

2016 yılında Badr ve arkadaşları, Msc Adams yazılımı kullanarak rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru simüle etmiş ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Modelleme sırasında Schmidt teorisi kullanılan motor, düşük ve orta sıcaklık farkı değerlerinde analiz edilmiştir. Simülasyon sonucunda gaz, sürtünme ve atalet kuvvetlerinin yanı sıra güç-hız eğrileri elde edilmiştir. Dinamik modele dayalı olarak rhombic mekanizmaya ait bağlantı boyutları, yer değiştirici ve güç pistonu çaplarını da içeren bir performans optimizasyon formülü ortaya koyulmuştur [82].

2016 yılında Jan ve Marek, Ross-Yoke hareket mekanizmasına sahip alfa tipi bir Stirling motorunun ısı eşanjörleri, rejeneratör, silindirler, piston hareketleri ve faz değişimleri de dahil olacak şekilde üç boyutlu olarak CFD modelini geliştirmişlerdir. İdeal adyabatik analize dayalı zaman ayrıştırımlı basitleştirilmiş modele ait sonuçlar Navier-Stokes eşitlikleri ile çözülmüş sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Basitleştirilmiş metodun hesaplama hızı açısından daha avantajlı olduğu ancak ısı akışının anlık fonksiyonlarında faz kaymalarının meydana geldiği ve sıcaklık değerlerinde farklılıklar olduğu tespit edilmiştir [83].

2017 yılında Xiao ve arkadaşları, beta tipi bir Stirling motorunda ısı verim ve çıkış gücünü arttırmak aynı zamanda akış direncinden kaynaklı güç kaybını azaltmak amacıyla bir CFD model geliştirmişlerdir. Çalışmada ısıtıcı ve soğutucu boru çapı, rejeneratör uzunluğu gibi geometrik parametrelerin değişimi ile optimizasyon sağlanmıştır. Optimizasyon sonucunda ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratöre ait ölü hacimler sırasıyla %54, %42 ve %24 oranına

düşürüldüğünde, termal verimlilikte %2'lik bir artış ve güç çıkışında 80 W'tan fazla bir artış gözlenmiştir [84,85].

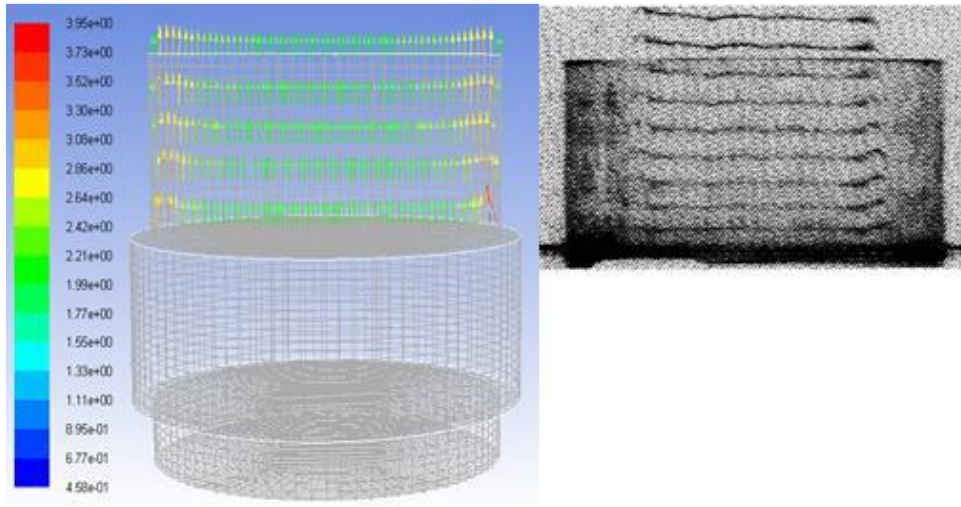
2018 yılında Mikhael ve arkadaşları, beta tipi bir Stirling motoru için üç boyutlu bir CFD modeli geliştirerek elde ettikleri sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Yaklaşık %96 doğrulukla deneysel sonuçlara yakın bir uyum gözlemlenen çalışmada, termodinamik şartlar ve gaz akış alanlarına ait bir benzetim sunularak bu olguların ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir [84].

2018 yılında Hachem ve arkadaşları, geliştirdikleri CFD model ile beta tipi bir Stirling motorunda sıcak uç sıcaklığı, frekans, gözeneklilik ve rejeneratör malzemesi gibi parametreleri değiştirerek çevrim boyunca oluşan akış ve ısı transferi davranışlarını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda sıcaklığın çevrim boyunca farklı motor alanlarında üniform olmayan dağılımından dolayı tek tip oda sıcaklığı ve sabit ısı transferi katsayısının kullanımı ile deneysel verilerden uzaklaşıldığı görülmüştür. Ayrıca gözenekliliğin artmasıyla rejeneratör boyunca konvektif ısı transferinin yükseldiği, bakırın yüksek termal iletkenliğinden dolayı alüminyum ve paslanmaz çeliğe kıyasla daha verimli bir rejeneratör malzemesi olduğu tespit edilmiştir [85].

2019 yılında Erol ve Çalışkan, 365 cm³ süpürme hacmine sahip beta tipi bir Stirling motoruna ait termodinamik ve kinematik analizleri çan-krank, sürgü-krank, rhombic ve iskoç mekanizması olmak üzere dört farklı konfigürasyonda Msc Adams programı ile gerçekleştirmiş, izotermal analiz yöntemi ile motora ait basınç-hacim değişimlerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda rhombic hareket mekanizmasının sıkıştırma ve genişleme hacmi değerlerinin birbirine yakın olduğu, diğer mekanizmalarda ise sıkıştırma hacmi değerinin genişleme hacmi değerinden oldukça yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle eşit miktarda çalışma gazı ile yapılan analizde, rhombic mekanizmalı motorun diğer mekanizmalara göre %19,2 daha fazla net iş ürettiği görülmüştür [86].

2019 yılında Rasli ve Saadon, Stirling motorunda rejeneratör malzemelerinin farklı gözeneklilik durumlarının ısı transferi performansına etkilerini CFD analiz yöntemiyle incelemişlerdir. Çalışma sonucunda daha yüksek gözenekliliğin rejeneratörde daha fazla konvektif ısı transferi sağladığı ve rejeneratöre en uygun malzemenin yüksek termal iletkenliğinden dolayı bakır olduğu sonucuna varmışlardır [87].

2020 yılında İpci, beta tipi Stirling motorunda kullanılmak üzere bir rejeneratör tasarlayarak rejeneratöre ait basınç düşüşü ve sürtünme faktörü değişimlerini Ansys Fluent CFD yazılımında gözenekli ortam yaklaşımı ile simüle etmiştir. Yayınlanmış deneysel verilerden alınan akış özellikleri analizde kullanılarak deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Analiz sonucunda elde edilen sürtünme faktörü verileri, rejeneratörün akış yönündeki basınç düşüşlerini hesaplayabilecek ve sayısal simülasyonlarda kullanılabilecek bir denklem oluşturmak için hacimsel debiye bağlı olarak interpolasyona tabi tutulmuştur. CFD analiz sonuçları ve deney sonuçlarından elde edilen hız profilleri Şekil 2.3.'te görülmektedir [88].



Şekil 2.3. Analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırıldığı rejeneratör hız profilleri [88]



3. STİRLİNG MOTORLARI

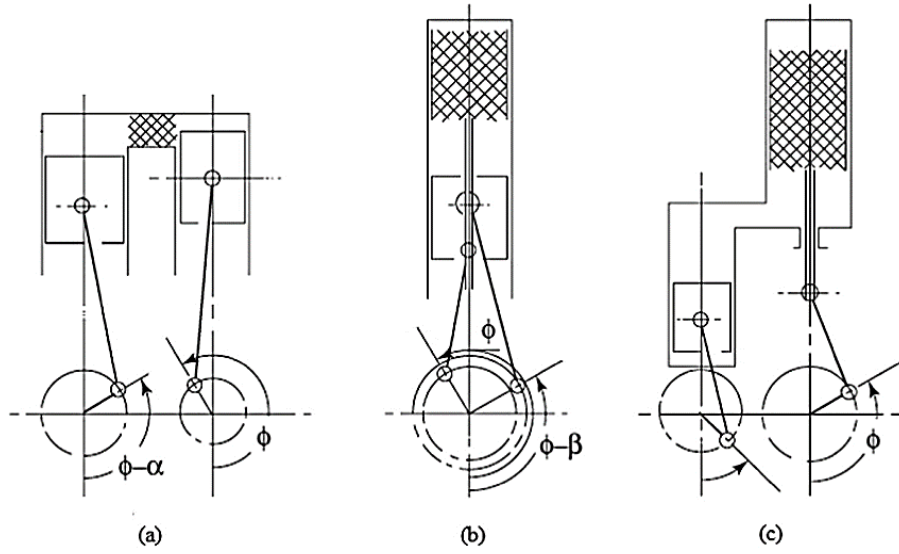
3.1. Stirling Motoru Çeşitleri

Robert Stirling'in 1816 yılında imal ettiği ilk Stirling motorunun ardından benzer özelliklerde birçok motor geliştirilmiştir. Bu motorların çalışma prensipleri aynı olsa da termal verimlerinin arttırılarak ölü hacimlerin azaltılması, imalat maliyetlerinin ve bakım masraflarının düşürülmesi gibi sebeplerden dolayı birtakım tasarım farklılıkları oluşmuştur [17].

Stirling motorları genel bir sınıflandırma olarak piston ve yer değiştirme pistonunun motor üzerindeki konumuna göre kinematik motorlar ve serbest pistonlu motorlar olarak ikiye ayrılmaktadır. Kinematik Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu-piston hareketleri mekanik bir sistem ile birbirine bağlanmaktadır. Bu mekanizmada, motor hareketi bir krank-biyel, rhombic hareket, swash-plate veya ross-yoke gibi sistemlerle volana iletilmektedir. Serbest pistonlu Stirling motorlarında ise piston ve yer değiştirme pistonu aynı silindir içerisinde belirli bir faz farkı ile hareket etmekte ve aralarında mekanik bir bağlantı bulunmamaktadır. Serbest pistonlu Stirling motorlarında, çalışma maddesinden kaynaklı basınç değişimleri ile ortaya çıkan hareket genellikle piston tarafından doğrusal alternatöre iletilmektedir [24,89].

3.1.1. Kinematik Stirling motorları

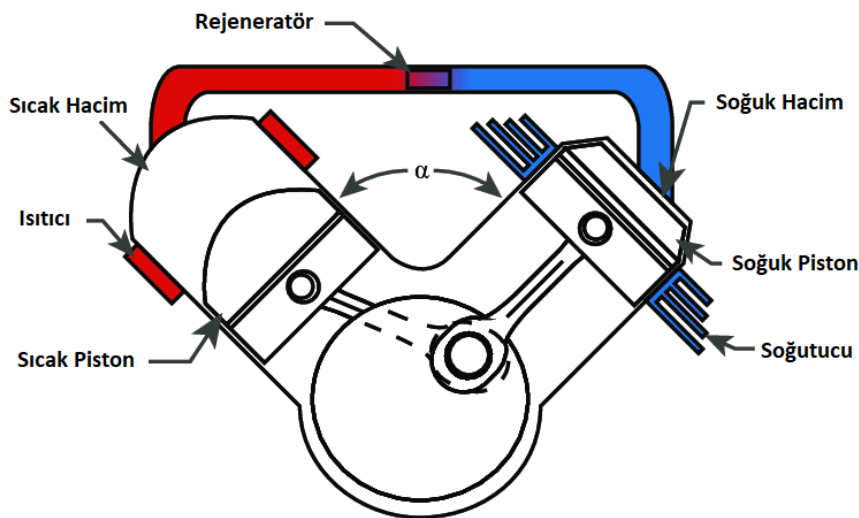
Kinematik Stirling motorları mekanik düzenlemelerine göre alfa (α), beta (β) ve gama (γ) olmak üzere üç sınıfa ayrılmaktadır. α tipi Stirling motorlarında sıkıştırma ve genişleme hacimlerinde bulunan iki ayrı piston 90°'lik faz farkı ile çalışmaktadır. β ve γ tipi motorlarda ise piston ve yer değiştirme pistonu kullanılmaktadır. β tipi motorlarda bir güç pistonu ve bir yer değiştirme pistonu aynı silindirde konsantrik olarak çalışmaktadır. γ tipi motorlarda piston ve yer değiştirme pistonu iki ayrı silindirde faz farkı ile hareket etmektedir. Şekil 3.1.'de kinematik Stirling motorları görülmektedir [2,90,91].



Şekil 3.1. Kinematik Stirling motorları [1]

Alfa (α) tipi Stirling motorları

Alfa tipi Stirling motorları ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu ile seri olarak bağlanan ayrı silindirlerde çalışan iki pistondan oluşmaktadır. Sıcak silindirin bulunduğu hacim genişleme hacmi, soğuk silindirin bulunduğu hacim ise sıkıştırma hacmi olarak adlandırılmaktadır. Genişleme ve sıkıştırma hacimlerini birbirine bağlayan kanal üzerinde ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu bulunmaktadır. Şekil 3.2.'de Alfa tipi Stirling motoru ve temel bölümleri görülmektedir [12,23].



Şekil 3.2. Alfa tipi Stirling motoru ve temel bölümleri [92]

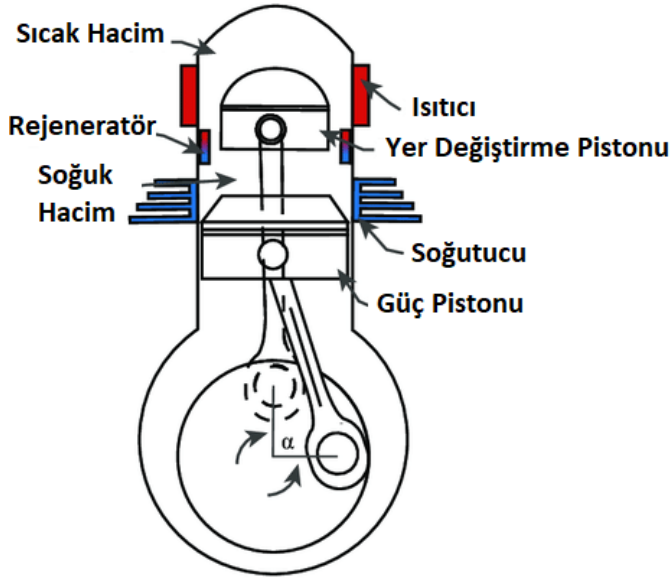
Alfa tipi Stirling motorlarda pistonlar 90° 'lik faz farkı ile hareket ettirilerek çalışma maddesinin sıcak ve soğuk silindirler arasında geçişi sağlanmaktadır. Bu faz farkı ve çalışma maddesinin silindirler arasındaki geçişi V şeklinde yerleştirilen sıcak ve soğuk silindir bölgeleri ile mümkün olmaktadır. Silindirlerin paralel olarak yerleştirilmesi durumunda, pistonlar krank milindeki iki ayrı kol muylusu ile hareket ettirilmektedir. Bu kol muyluları arasında ise 90° 'lik açı farkı bulunmaktadır [15,24].

Alfa tipi motorlar dairesel, paralel, V ve karşıt silindir olmak üzere dört ayrı silindir grubu ile tasarlanmakta ve sınıflandırılmaktadır. Bu tip motorların hareket mekanizmaları karmaşık olduğu gibi yağlama ve dengesizlik sorunları bulunmaktadır.

Beta (β) tipi Stirling motorları

Beta tipi Stirling motorlarda çevrim, aynı silindir içerisinde çalışmakta olan güç pistonu ve yer değiştirme pistonu ile meydana gelmektedir [3]. Yer değiştirme pistonunun alt tarafı ve güç pistonunun üst tarafı soğuk hacmi, yer değiştirme pistonunun üst tarafı ise sıcak hacmi oluşturmaktadır [12].

Yer değiştirme pistonu çalışma maddesini rejeneratör üzerinden geçirerek sıcak ve soğuk bölgeler arasında yönlendirmektedir. Çalışma gazı sıcak hacimden soğuk hacme gönderilirken bu gaz rejeneratör bölgesinden geçmektedir. Çalışma gazının soğuk olduğu durumda güç pistonu sıkıştırma işlemi yapmaktadır. Güç pistonu, sıcak çalışma gazının etkisiyle itilerek krank miline hareket vermekte ve böylece ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülmektedir. Şekil 3.3.'te beta tipi Stirling motoru ve temel bölümleri görülmektedir.



Şekil 3.3. Beta tipi Stirling motoru ve temel bölümleri [92]

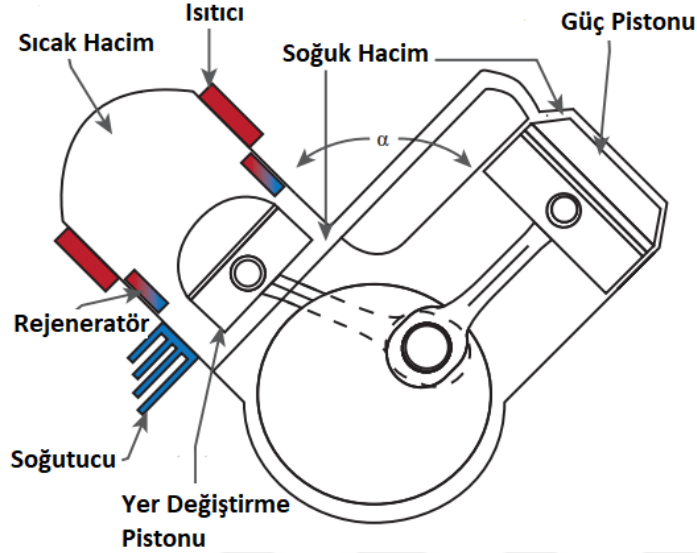
Düşük basınçlı Beta tipi Stirling motorlarında rejeneratör bölgesi yer değiştirme pistonu çevresine konumlandırılarak bu piston ile silindir arasında bulunan boşluktan çalışma maddesinin sıcak-soğuk hacimler arasındaki akışı sağlanmaktadır. Bu tip motorlarda yer değiştirme pistonunun uzunluğunun yükseltilmesi, yüksek şarj basıncı ile çalışan motorlarda ise ısı transferi yüzey alanının artırılması gerekmektedir. Isı transferi yüzey alanının artırılması ayrı bir ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör kullanımı ile mümkün olmaktadır. Beta tipi Stirling motorlarında rejeneratörlü yer değiştirme pistonu bulunan motorlar “Stirling tip”, harici bir rejeneratör kullanılanlar ise “Rankine-Naipier tip” olarak isimlendirilmektedir [20,21].

Gama (γ) tipi Stirling motorları

Gama tipi Stirling motorlarında, güç pistonu ve yer değiştirme pistonu iki ayrı silindirde çalışmaktadır. Yer değiştirme silindiri ve sıkıştırma silindiri arasında çalışma maddesinin geçişi soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı üzerinden olmaktadır [12].

Gama tipi Stirling motorunda bulunan silindirlerden biri bir piston vasıtası ile çalışma maddesinin genişleme ve sıkıştırma işlemini, diğeri ise yer değiştirme pistonu aracılığıyla çalışma maddesinin ısıtılmasını ve soğutulmasını sağlamaktadır. İki silindir birbirlerine bir boru vasıtasıyla birleştirilmiştir. Rejeneratör, beta tipi motorlardaki gibi yer değiştirme

silindirin içine veya dışına yerleştirilebilmektedir [3]. Şekil 3.4.'te gama tipi Stirling motoru ve temel bölümleri görülmektedir.



Şekil 3.4. Gama tipi Stirling motoru ve temel bölümleri [92]

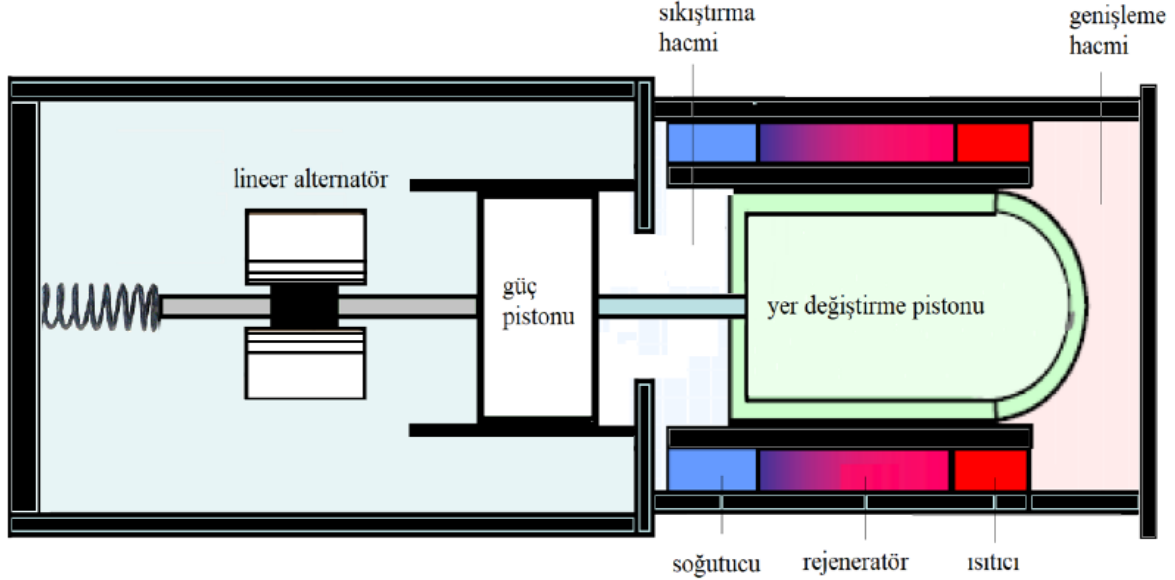
Gama (γ) tipi Stirling motorları Lauberau-Schwartzkopff, Heinrici, Rainbow ve Robinson olarak adlandırılan dört ayrı gruptan oluşmaktadır. Lauberau-Schwartzkopff gama tipi Stirling motorunda rejeneratör bölgesi yer değiştirme pistonu üzerine konumlandırılmıştır. Heinrici tipi motorlarda güç ve yer değiştirme silindirleri paralel konumda bulunmakta, soğuk ve sıcak hacimler dışarıdan rejeneratör kullanımı ile birbirine bağlanmaktadır. Robinson tipi Stirling motorlarında ise güç ve yer değiştirme silindirleri arasında 90° faz farkı bulunmaktadır [3,15].

3.1.2. Serbest pistonlu Stirling motorları

Beta tipi Stirling motorlarına benzeyen serbest pistonlu motorlar sızdırmazlık problemlerini azaltmak için Beale tarafından 1960'lı yıllarda Ohio Üniversitesi'nde tasarlanmıştır [12,28].

Serbest pistonlu Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu ile güç pistonu arasında herhangi bir mekanik bir bağlantı bulunmamaktadır. Silindirin dış yüzeyi ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör olarak görev yapmaktadır. Bu tip motorlarda çalışma maddesi olarak ısı iletim katsayısı yüksek olan helyum ve hidrojen gibi gazlar kullanılmaktadır. Pistonun ileri geri hareketi sıkıştırma-genişleme işlemlerini oluştururken yer değiştirme pistonu ise çalışma

maddesini sıcak ve soğuk bölgeler arasında hareket ettirmekte ve böylece çevrim için gerekli olan ısı akışı sağlanmaktadır. Motorun çalışma hacminin tamamen kapalı olması, çalışma maddesinin dışarı kaçması sorununu ortadan kaldırmıştır. Şekil 3.5.'te serbest pistonlu Stirling motoru ve temel bölümleri görülmektedir [13].



Şekil 3.5. Serbest Pistonlu Stirling motoru ve temel bölümleri [93]

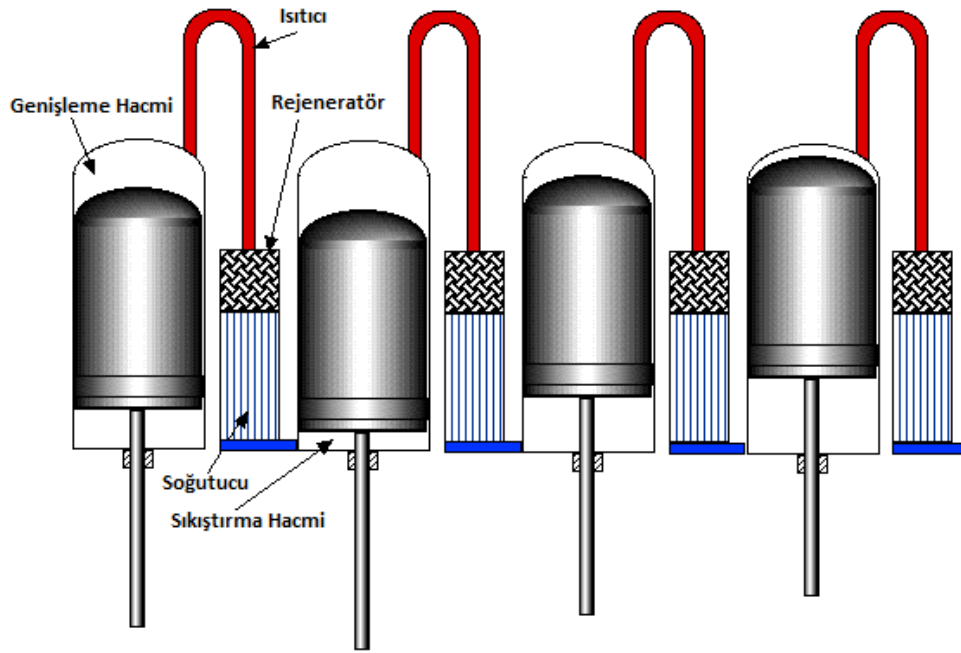
Serbest pistonlu Stirling motorlarının avantajları mekanik tasarımındaki basitlik, nispeten yüksek verim sunması, düşük aşınma miktarı ve üretim maliyetinin düşüklüğü olarak sayılabilir. Bu tip motorlarda motor çıkışındaki gücün doğrusal olarak elde edilmesi pompa ve kompresör gibi sistemlerde kullanımı için dezavantajdır [28].

Doğrudan lineer alternatöre bağlanan serbest pistonlu Stirling motoru, sahip olduğu az miktardaki parça hareketinden ötürü uzun süreli çalışmaya olanak sağlamaktadır. Buna ek olarak bu tip motorlarda esnek segmanların kullanımı sürtünme ve aşınmaları azaltarak sızdırmazlık açısından avantaj sağlamaktadır [20].

3.1.3. Çift etkili Stirling motorları

Bir silindirin genişleme hacmi ile diğerinin sıkıştırma hacmi arasına ısıtıcı ve rejeneratör yerleştirilerek çok çeşitli düzenlemeler oluşturulabilen çift etkili Stirling motorlarının en önemli avantajı tek etkili sistemlere kıyasla çok az sayıda parçaya sahip olmasıdır. Bu özellik motor tasarımını basitleştirmektedir ve üretim maliyetlerini azaltmaktadır. Çift etkili Stirling

motorlarının dezavantajı ise motor boyutlarının tek etkili Stirling motorlarında olduğu gibi kolay bir şekilde küçültülememesidir. Çift etkili Stirling motoru teorisini ilk olarak 1853 yılında Franchot ortaya atmış, Babcoock ise 1885 yılında ilk çift etkili motoru üretmiştir. 1959 yılında Finkestein ve Polanski'nin bu tip motorlar üzerinde yaptığı çalışmalar sonrasında, Sir Williams Siemens dört silindirli çift etkili Stirling motoru tasarımını gerçekleştirmiştir. Bu motorun üretimi ise eğik plaka hareket sisteminin icadı ile Van Weenan tarafından gerçekleştirilmiştir. Philips ve Ford firmaları tarafından üretimi yapılan Stirling otomobil motoru da dört silindirli çift etkili yapıya sahip özellikte tasarlanmış ve bu motorda da eğik plaka hareket sistemi kullanılmıştır. MAN/MWM Stirling motorları da V tipinde çift etkili Siemens Stirling motorunun farklı bir düzenlemesi olarak karşımıza çıkmaktadır. Şekil 3.6.'da çift etkili Stirling motoru ve temel bölümleri görülmektedir [15,20,24].



Şekil 3.6. Çift etkili Stirling motoru ve temel bölümleri [94]

3.1.4. Düşük sıcaklık farkı ile çalışan Stirling motorları

Diğer Stirling motorlarından farklı bir yapıya sahip olan bu motorlar çok düşük sıcaklık farklarında çalışabilmesinden ötürü düşük sıcaklık farklı Stirling motoru (LTD) olarak adlandırılmaktadır [95].

LTD Stirling motorları, yer değiştirme silindirinin sıcak ve soğuk uçları arasındaki çok düşük sıcaklık farklarında çalışabilmektedir. Bu özellikleri sebebiyle güneş enerjisinden yararlanmada, jeotermal uygulamalarda ve ısı kaynağı olarak kullanılabilecek atıkların kazanılmasında bu motorlar tercih edilmektedir [20].

LTD Stirling motorlarının genel özellikleri şu şekildedir:

- Yer değiştirme pistonu/güç pistonu süpürme hacmi oranı büyüktür.
- Yer değiştirme silindirinin ve pistonunun çapı büyüktür.
- Yer değiştirme silindirine ait ısı transferi yüzey alanı büyüktür.
- Yer değiştirme pistonu stroğu, çapına göre çok küçüktür.
- Motor devri düşüktür [20,33].

LTD Stirling motorları kinematik ve ringbom motorlar olarak iki grupta incelenmektedir. Kinematik LTD Stirling motorlarında yer değiştirme ve güç pistonu bir biyel ile krank miline bağlıdır. Ringbom LTD Stirling motorlarında ise sadece güç pistonu krank miline mekanik olarak bağlanmaktadır. Yer değiştirme pistonu basınç kuvvetleri tarafından tahrik edilmekte olup, krank mili ile mekanik bir bağlantısı bulunmamaktadır. Resim 3.1.'de kinematik ve ringbom tipi LTD Stirling motorlar görölmektedir [95].



Resim 3.1. Düşük sıcaklık farkı ile çalışan kinematik ve ringbom Stirling motorları [20]

Stirling motorlarında çözülmesi gereken en önemli problemlerden biri çalışma maddesinin sıcak ve soğuk bölgeler arasındaki akışını düzenlemek ve termal kayıpları azaltmaktır. Bu şekilde sıcak bölgeden soğuk bölgeye olan kondüksiyon ısı transferi azaltılabilecektir. Yer değiştirme pistonu boyunun kısaltılması ile sıcaklık farkının yanı sıra sıkıştırma oranı da azalmaktadır. Bu sebeple yer değiştirme silindirinde yeterli hacmi sağlamak için LTD Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu ve yer değiştirme silindirin çapları büyütülmektedir [33,95].

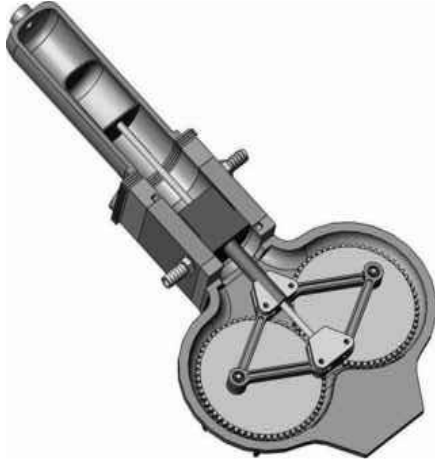
Sınırlı uygulama alanları olmasına rağmen düşük araştırma maliyeti ve çok düşük sıcaklık farklarında çalışabilme özelliği sebebiyle atık ısının kazanımı için LTD Stirling motorları ile ilgili literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Üstelik bu çalışmaların maliyeti oldukça düşüktür [20,32].

3.2. Stirling Motorlarında Kullanılan Hareket İletim Mekanizmaları

Stirling motorlarda hareket iletimi ve kontrolü için birçok farklı kinematik tahrik mekanizması kullanılmaktadır. Bunlar arasında krank-biyel, rhombic sürücü, eğik plaka ve ross-yoke gibi mekanizmalar bulunmaktadır [2].

3.2.1. Altı kenar hareket iletim mekanizması (Rhombic-Drive)

1953 yılında Meijer tarafından Stirling motorlarına uyarlanan Rhombic hareket mekanizması genellikle yüksek basınçlı tek silindirli beta tipi Stirling motorlarında kullanılmaktadır [5,96]. Rhombic sürücülü motorların kullanımı ile motor boyutlarının küçültülmesi, mekanik bağlantıların azaltılarak sürtünme ve mekanik kayıplardan doğan verim kaybının ortadan kaldırılması hedeflenmektedir. Şekil 3.7.'de rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru görülmektedir [3,15].

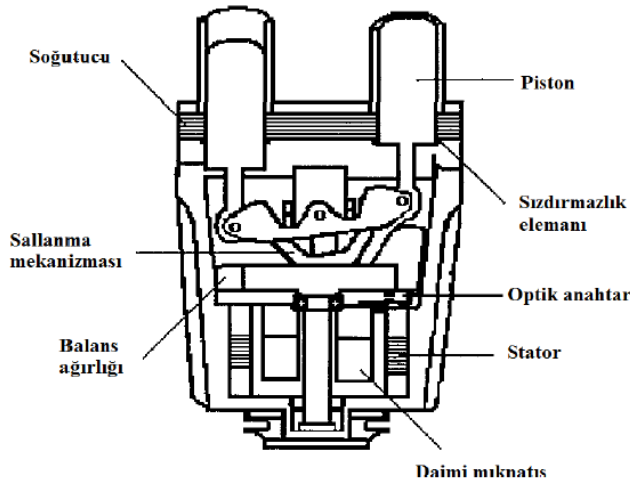


Şekil 3.7. Rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru [97]

Rhombic hareket mekanizmalı motorlarda piston ve yer değiştirme pistonu birbirine ters yönde dönen iki dişliye bağlantı parçaları ile monte edilmektedir. Bu mekanizmada yanıl sürtünme kuvvetleri karşılıklı olarak dengelenmekte, piston ile silindir arasında ve yer değiştirme pistonu rotu ile güç pistonu rotu arasında yanıl sürtünme direnci minimum düzeyde olmakta böylece sürtünmeden kaynaklı aşınmalar en aza inmektedir [2,12,13].

3.2.2. Sallanan sürücülü hareket mekanizması

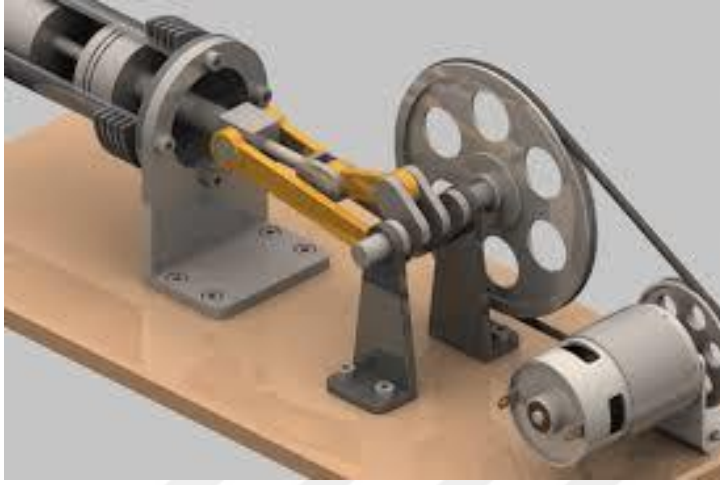
Sallanan sürücülü hareket mekanizmasında, iki piston yan yana yerleştirilerek bir külbütör mekanizması ile birbirlerine bağlanmaktadır. Mekanizma salınım yaparak her iki uçtaki piston bağlantı rotlarına hareket vermektedir. Şekil 3.8.'de sallanan sürücülü hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir [13].



Şekil 3.8. Sallanan sürücü hareket mekanizmalı Stirling motoru [3]

3.2.3. Krank-biyel hareket mekanizması

Krank-biyel mekanizması imalat kolaylığı avantajı nedeniyle Stirling motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Yer değiştirme pistonu güç pistonu rotu üzerinde yataklandığından direnç kuvvetleri en aza indirilmektedir. Ancak, güç pistonunun salınım hareketi yapan biyel vasıtası ile hareketini alması yanal yöndeki sürtünme kuvvetlerini arttırmaktadır. Resim 3.2.'de krank-biyel hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir [17].



Resim 3.2. Krank-biyel mekanizmalı bir Stirling motoru [98]

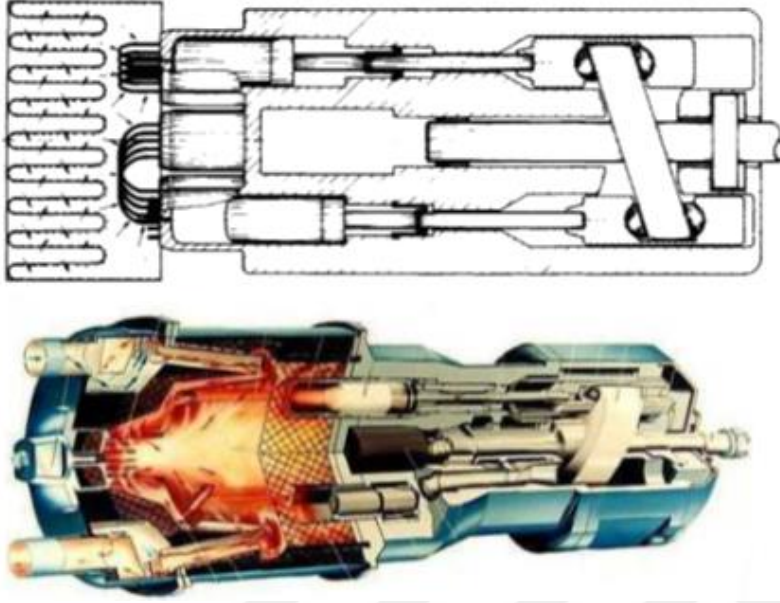
Özellikle alfa ve gama tipi Stirling motorlarında silindirler V şeklinde yerleştirilmekte piston-piston veya piston-yer değiştirme pistonu aynı kol muylusuna bağlanarak imalat kolaylığı sağlanmaktadır [2,12,33].

3.2.4. Eğik plaka hareket mekanizması

Hidrolik pompa ve kompresörlerde yaygın olarak kullanılan eğik plaka hareket mekanizması Stirling motorlarında ise otomotiv uygulamalarında kullanılmıştır. Bu mekanizma çok silindirli motorlarda kullanılmaktadır. Rhombic sürücü mekanizması ile kıyaslandığında daha kompakt bir yapıya sahip olması sebebi ile yüksek güç çıkışı hedeflenen Stirling motorlarında tercih edilmektedir [15].

Meijer, motorun güç kontrolünü sağlamak amacı ile eğik plaka açılarını değiştirerek bazı çalışmalar yapmıştır [12]. 1970'lerde Philips lisansı ile otomobillerde kullanılmak amacı ile üretilmiş, Ford ve General Motors şirketleri tarafından denenmiştir. Eğik plaka hareket

mekanizmalı Stirling motorları su altı güç sistemleri için Philips lisansından bağımsız olarak United Stirling, Malmo ve MAN-MWM şirketleri tarafından da üretilmiştir. Şekil 3.9.'da eğik plaka hareket mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir [5,17].

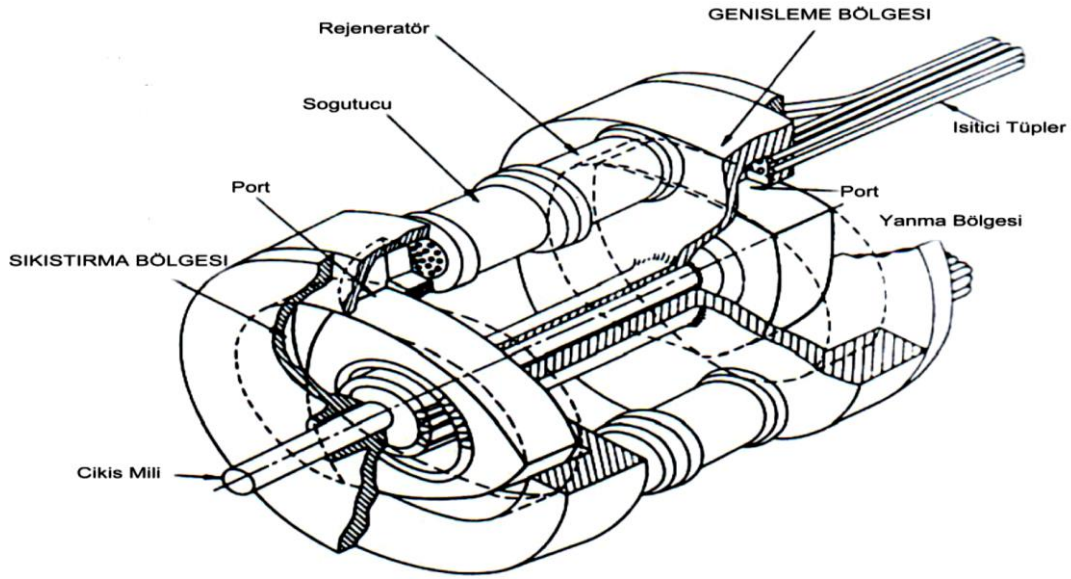


Şekil 3.9. Eğik plaka hareket mekanizmalı Stirling motoru [20]

Eğik plaka hareket mekanizmasının; motor boyutlarını küçültme, seri üretime uygunluk ve istenilen moment karakteristiklerini sağlama gibi çeşitli avantajlarının yanı sıra hidrodinamik yağlama ve düşük hızlardaki sürtünme problemleri gibi dezavantajları bulunmaktadır [28].

3.2.5. Döner tip hareket mekanizması (Wankel)

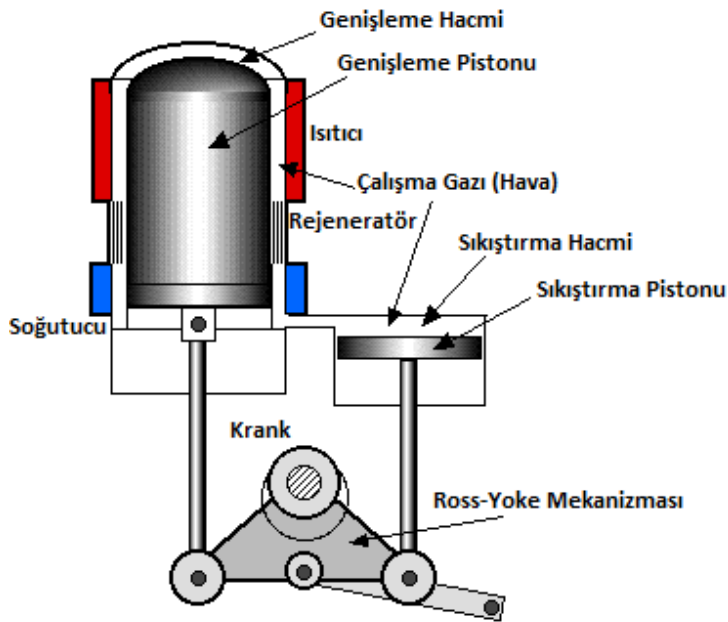
Döner tip Stirling motorları ortak mil ucunda yataklanan biri sıkıştırma diğeri ise genişleme hacmini oluşturan, sıcak ve soğuk bölgelere karşılıklı iki rejeneratör bağlanarak simetrik olarak yerleştirilen iki adet rotordan oluşmaktadır. Rotorlar mevcut hacmi üç ayrı bölgeye ayırmakta, her bölgede iki sıkıştırma veya iki genişleme işi meydana gelmektedir. Böylece motorun her devrinde iki çevrim oluşmakta ve motor gücü artmaktadır. Şekil 3.10.'da döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir [99].



Şekil 3.10. Döner (Wankel) tip hareket mekanizmalı Stirling motoru [99]

3.2.6. Ross-Yoke hareket mekanizması

1976 yılında Andy Ross tarafından Stirling motorları için tasarlanan Ross-Yoke hareket mekanizması genellikle küçük Stirling motorlarında kullanılmaktadır [77]. Bu mekanizmada yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiği için sürtünme ve aşınma miktarı azaltılmıştır. Şekil 3.11.'de Ross-Yoke hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir [33].



Şekil 3.11. Ross-Yoke hareket mekanizmalı Stirling motoru [100]

3.2.7. Manivela tip hareket mekanizması

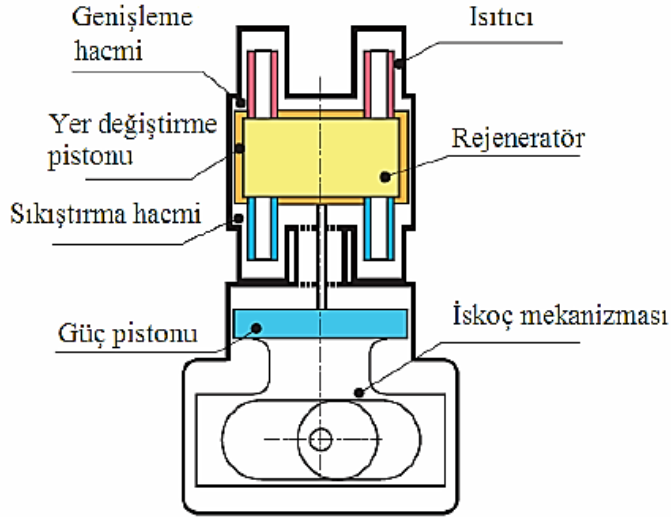
Manivela hareket mekanizmasında bir yatak ve iki kol bulunmaktadır. Kolların biri yer değiştirme pistonuna ait biyele bağlanmakta, diğer kol ise bir slot yatak olup krank mili kol muylusuna bağlanmaktadır. Resim 3.3.'te manivela tip hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir [33].



Resim 3.3. Manivela tip hareket mekanizmalı Stirling motoru [33]

3.2.8. İskoç hareket mekanizması (Scotch-Yoke)

İlk defa Sir Charles Algernon Parsons tarafından tasarlanan Scotch-Yoke hareket mekanizmasında pistonun alternatif hareketi slot içerisinde hareket eden muylu tarafından dairesel harekete çevrililmektedir. Diğer sistemlere göre daha az hareketli parça bulunan bu mekanizmada, rhombic hareket mekanizmasında olduğu gibi yanal sürtünme direnci azaldığından parçalardaki aşınma minimum düzeye indirilmektedir. Şekil 3.12.'de Scotch-Yoke hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir [33].



Şekil 3.12. Scotch-Yoke hareket mekanizmalı Stirling motoru [33]

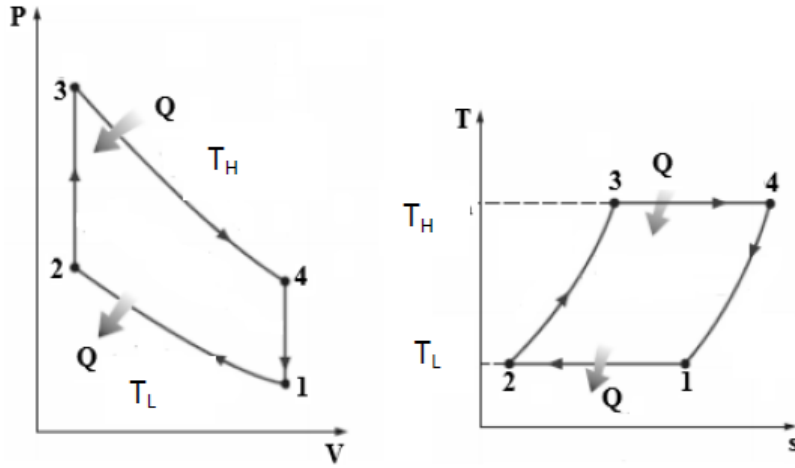
3.3. Stirling Çevrimi

Stirling motorlarının çalışma prensibi çalışma maddesinin farklı sıcaklıklarda çevrimsel sıkışması ve genişmesi ilkesine dayanmaktadır. Oluşan bu sıkıştırma ve genişleme işlemleri sonucunda ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülmektedir [101].

1871 yılında Gustav Schmidt, Stirling motorlarının ilk termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. İzotermal analiz olarak adlandırılan bu termodinamik analizde ısı kayıpları yok sayılmış, genişleme ve sıkıştırma işlemlerinin sabit sıcaklıkta gerçekleştiği kabul edilmiştir. Bu yöntemde sıcak hacimdeki çalışma maddesinin sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığında, soğuk hacimdeki çalışma maddesinin sıcaklığı soğuk kaynak sıcaklığında ve rejeneratördeki sıcaklık ise her noktada rejeneratör sıcaklığına eşit olduğu kabul edilmektedir. İzotermal analiz yöntemi motorun ilk boyutlarının belirlenmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır [33,102].

3.3.1. İdeal Stirling çevrimi

Şekil 3.13'te Stirling motorlarının teorik çevrimlerine ait P-V ve T-S diyagramları görülmektedir. Çevrim iki sabit sıcaklık ve iki sabit hacim işleminden meydana gelmektedir. Bir ısıtıcı tarafından çalışma maddesine ısı verilmekte ve bu ısı, soğutucu denilen diğer bir eşanjör tarafından dışarıya atılmaktadır. İş üretimi için gerekli ısı, harici bir ısı kaynağı tarafından verilmekte ve kesintisiz olarak çevrim sürdürülmektedir [25].



Şekil 3.13. Stirling çevriminin P-V ve T-S diyagramları [102]

- 1-2 izotermal sıkıştırma: Sistemden ısı alınarak sıkıştırma işleminde sıcaklık sabit tutulmaktadır.
- 2-3 sabit hacimde ısı verme: Çalışma maddesine sabit hacimde ısı verilmektedir.
- 3-4 izotermal genişleme: Harici bir kaynaktan sisteme ısı verilerek genişleme esnasında sıcaklık sabit tutulmaktadır.
- 4-1 sabit hacimde sistemden ısı alma: Çalışma maddesinin sahip olduğu ısı enerjisi soğutucuya geçmektedir [102,103].

3.3.2. İdeal Stirling çevriminin teorik analizi

Şekil 3.13.'de verilen diyagramlarla çalışma prensibi anlatılan ideal Stirling çevriminin temel teorik analizleri aşağıda belirtilmiştir.

Sistemden sabit sıcaklıkta atılan ısı (1-2 arası):

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

Sisteme sabit hacimde verilen ısı (2-3 arası):

$$q_{3-4} = RT_3 \ln \left[\frac{V_4}{V_3} \right] \quad (3.2)$$

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

$$q_{3-4} = RT_3 \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right] \quad (3.3)$$

olarak yazılabilir. Sistemden sabit hacimde çekilen ısı (4-1 arası):

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

olur. Bu eşitliklerden sisteme verilen toplam ısı:

$$q_{in} = q_{2-3} + q_{4-1} \quad (3.5)$$

olur ve sistemden atılan toplam ısı:

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

olarak hesaplanır. İşe çevrilen toplam ısı ise:

$$q_{net} = q_{in} - q_{out} \quad (3.7)$$

olur. Ayrıca çevrimde $T_1 = T_2$ ve $T_3 = T_4$ olduğundan:

$$(T_H - T_L) = (T_3 - T_2) = (T_4 - T_1) \quad (3.8)$$

olarak alınabilir. Bu eşitlikler, Eş. (3.7)'deki eşitlikte yerine yazılırsa:

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

olur. Çevrimin termal verimi ise:

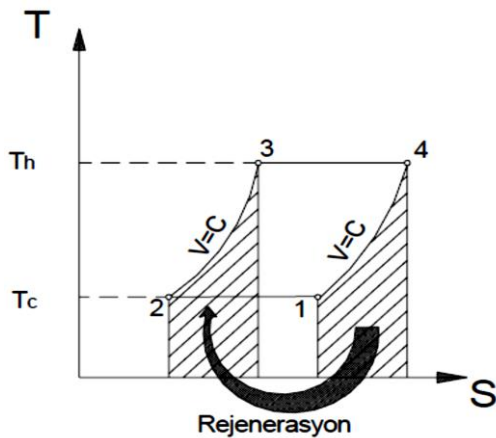
$$\eta_T = \frac{q_{net}}{q_{in}} = \frac{(T_H - T_L)R \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]}{Cv(T_H - T_L) + RT_H \ln \left[\frac{V_1}{V_2} \right]} \quad (3.10)$$

olarak hesaplanır [13,20,104].

3.3.3. Rejeneratörlü Stirling çevrimi

Çalışma maddesi sıcak hacimden soğuk hacme geçerken üzerindeki ısıyı rejenatöre depolamakta, soğuk hacimden sıcak hacme geçerken de rejenatörde depolanan ısı enerjisi tekrar çalışma maddesine verilmektedir. Rejeneratör bu özelliği ile soğutucu ölü hacminin azalmasını sağlayarak dışarı atılan ısıyı tekrar sisteme kazandırmaktadır. Bu durum ısı tasarrufu sağlarken sistemin verimini de artırmaktadır [13,20].

Rejeneratör kullanılan Stirling çevriminde Şekil 3.14.'deki T-S diyagramında gösterildiği gibi, 4-1 arasında sabit hacimde atılan ısıнын tamamı rejeneratör üzerinde ısı enerjisi olarak depolanmakta ve 2-3 arasında sabit hacimde ısı alma işlemi esnasında sisteme iade edilmektedir [33].



Şekil 3.14. Rejeneratörlü Stirling çevrimin T-S diyagramı [15]

Rejeneratörlü Stirling çevriminde sisteme verilen ısı:

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

olur. Sistemden atılan ısı:

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

olarak yazılabilir. Sistemde işe dönüşen ısı:

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

olur. Rejeneratörlü Stirling çevrimin termal verimi hesaplanırsa:

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

olur. Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında:

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

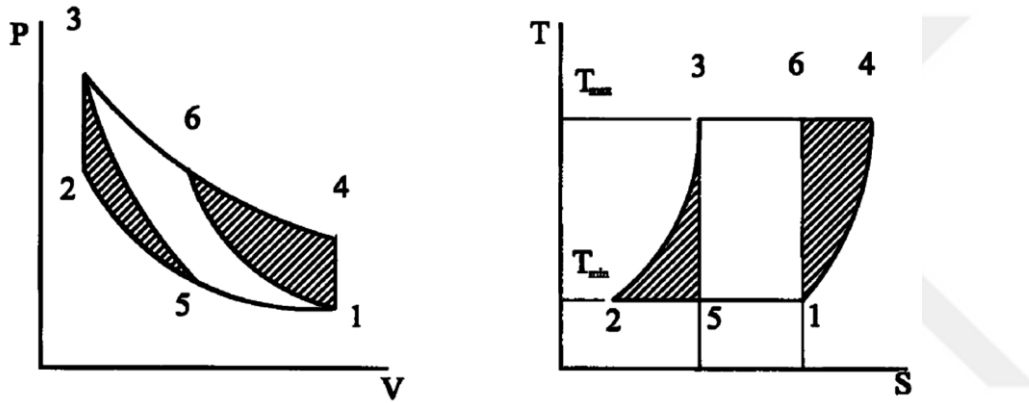
olarak elde edilir [20,33].

3.3.4. Carnot çevrimi ile Stirling çevriminin karşılaştırılması

Carnot çevriminde, Stirling çevrimindeki sabit hacim işlemlerinin yerini iki izoentropik işlem almaktadır. Sisteme ısıнын $T_{\max}$ sıcaklığında verildiği, sistemden ısıнын $T_{\min}$

sıcaklığında atıldığı kabul edilirse, Carnot ve rejeneratörlü Stirling çevrimlerin verimleri birbirine eşit olacaktır.

Stirling çevrimi diyagramı ile Carnot çevrimi diyagramı üst üste yerleştirildiğinde, Carnot çevrimindeki iki izoentropik işlem yerine Stirling çevriminde iki sabit hacimde yer değiştirme işlemi konursa P-V diyagramında Stirling çevriminin iş alanının Carnot çevriminin iş alanından daha büyük olduğu görülmektedir. Şekil 3.15.'te Stirling ve Carnot çevrimleri basınç, hacim ve sıcaklık limitlerinde P-V ve T-S diyagramlarında karşılaştırılmış olarak verilmektedir [25].

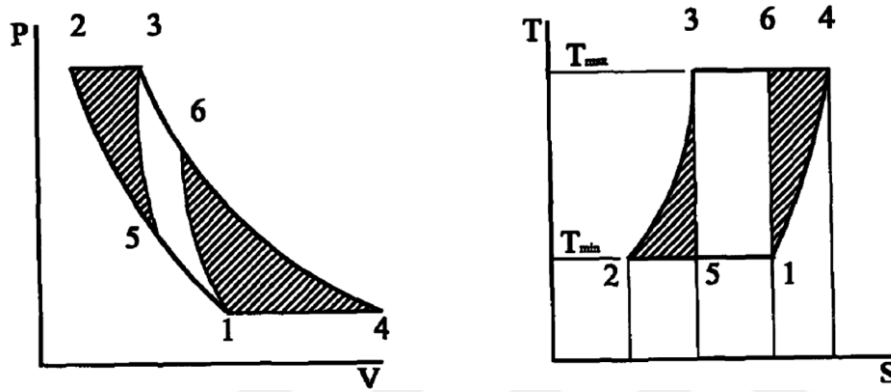


Şekil 3.15. Carnot ve Stirling çevrimlerinin karşılaştırılması [102]

Diyagramlarda görüldüğü üzere 5-2-3 ve 6-4-1 alanları Carnot çevriminde izoentropik işlemlerin yerine konulan, sabit hacim yer değiştirme işlemleri ile P-V ve T-S diyagramlarında Stirling çevrimine ek alanlar sağlamaktadır. Carnot çevriminde 1-5 ve 3-6 izotermal işlemleri, Stirling çevriminde 1-2 ve 3-4 izotermal işlemleri ile genişletilerek sisteme verilen ve sistemden atılan ısının miktarını ve net iş miktarını artırmaktadır. Her iki çevrimde de sisteme verilen ısının işe dönüşüm miktarı aynıdır. Bu durumda ısı alış verişi sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilerek, termodinamiğin ikinci kanuna göre termal verimin maksimum değerde olduğu kabul edilir. Böylece Stirling çevriminin verimi Carnot çevrimindeki gibi olur ve bu da her iki çevrimin termal verimlerinin aynı olmasını sağlamaktadır [24,25,35].

3.3.5. Ericsson çevrimi ile Carnot çevriminin karşılaştırılması

Ericsson çevriminde, çalışma maddesinin ısıtılması ve soğutulması, Stirling çevrimindeki sabit hacimdeki durum değiştirmesinin yerine sabit basınçta durum değiştirme işlemlerinde gerçekleşmektedir. Şekil 3.16.'da Carnot ve Ericsson P-V ve T- S diyagramları üst üste bindirilmiş olarak görülmektedir. Termal verim Carnot ve rejeneratörlü Stirling çevrimleri ile aynı olmakla birlikte basınç, hacim ve sıcaklık limitlerinde transfer edilen ve işe dönüşen ısı miktarı Ericsson çevriminde daha fazladır [24,25,50].



Şekil 3.16. Ericsson ve Carnot çevrimlerinin karşılaştırılması [25]

3.4. Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

Stirling motorları dıştan ısı vermeli motorlar olması sebebiyle jeotermal enerjiden güneş enerjisine kadar çok çeşitli enerji kaynaklarıyla çalışabilmekte, içten yanmalı motorlara göre birçok avantaj sağlamaktadır.

3.4.1. Stirling motorlarının avantajları

Kapalı çevrimle çalışan Stirling motorları, içten yanmalı motorlardan uzun zaman önce geliştirilmesine rağmen, içten yanmalı motorlardaki hızlı gelişmeler Stirling motorlarını bu motorlarla rekabet edemez duruma getirmiştir. Ancak fosil yakıtların azalması ve çevreye olan zararları sebebiyle bu motorlar tekrar gündeme gelmiştir [15].

Stirling motorların avantajlarını aşağıdaki gibi sıralayabiliriz:

- Yanmanın sürekli olması, emme ve egzoz supaplarının olmaması, basınç değişimlerin sinüzoidal olması ve içten yanmalı motorlara göre daha az hareketli parçasının olması nedeni ile gürültü oluşumu minimum düzeyde olmakta, bakım ve onarım işlemleri de kolaylaşmaktadır.
- Termal verimleri içten yanmalı motorlar ile kıyaslandığında daha yüksektir. Rejeneratörlü Stirling motoru ise aynı sıcaklık değerlerinde Carnot termal verimine eşit verime sahiptir.
- İlk harekete geçişleri kolaydır.
- Tüm yakıt çeşitleri ve ısı enerjisi türleri ile çalışabilirler.
- Parça aşınırları azdır. İçten yanmalı motorlardaki gibi ani basınç yükselmeleri olmadığı için hareketli motor parçaları daha az zarar görmektedir. Bu sebeple daha uzun ömürlü çalışmaktadırlar.
- Yağlama yağı soğutma görevi üstlenmediği için içten yanmalı motorlardaki gibi termal kayıplar meydana gelmez. Yağ değişim aralığı daha uzun olduğu gibi ve yağ tüketimi de daha düşük seviyededir.
- Dıştan kontrollü yanma sayesinde CO, yanmamış HC, NO_x ve partikül emisyonları azdır.
- Farklı mekanik düzenlemelerde ve farklı boyutlarda tasarlanabilirler.
- Ateşleme, yakıt ve supap mekanizması gibi yardımcı sistemlerin olmaması nedeni ile bakıma daha az ihtiyaç duymaktadırlar [11,15,20,33,105].

3.4.2. Stirling motorlarının dezavantajları

- Aynı güce sahip içten yanmalı bir motorla kıyaslandığında daha büyük kütle ve boyutlara sahiptirler. Güç/ağırlık oranı içten yanmalı motorlara göre daha azdır.
- Piston-silindir arasında ve mekanik güç çıkışında sızdırmazlık problemleri bulunmaktadır.
- Isıtıcı ve soğutucu bölgelerindeki termal ataletler nedeni ile yavaşlama ve hızlanma ivmeleri oldukça düşüktür.
- Birçok kısmında tasarım zorluğu bulunmaktadır. Ayrıca deneysel bilgi gerektirdiği için tasarım maliyetleri yüksektir.
- Araştırma ve geliştirme çalışmaları halen devam etmektedir. Seri imalatı henüz yapılamamaktadır.
- Çalışma maddesi olarak helyum ve hidrojen gibi gazlar kullanılan motorlarda çalışma gazının zamanla boşalması işletme masraflarını arttırmaktadır.
- Yüksek sıcaklığa maruz kalan parçaların yüzeyinde zamanla korozyon tabakası oluşmaktadır [11,19,20,33,105,106].

3.5. Stirling Motorlarının Kullanım Alanları

Dünyada enerji talebi ve mevcut enerji kaynaklarının maliyeti gün geçtikçe artmaktadır. Dünya enerji talebinin büyük kısmı fosil yakıtlar tarafından karşılanmaktadır. Fosil yakıtların tükenme eğilimi ve bu yakıtların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeniyle yeni enerji kaynaklarına odaklanmak zorunludur. Araştırmacılar farklı yenilenebilir ve sürdürülebilir enerji kaynakları üzerinde çalışmalar yürütmektedir [13,46,107].

Stirling motorları alternatif enerji dönüşümü konusunda gelecek vaat eden bir sistem olarak görülmektedir. Stirling motorlarının geliştirilmesi ile ihtiyaç duyulan enerji, çevreyi kirletmeden ekonomik bir şekilde üretilebilecektir. Dıştan kontrollü ısı verme sayesinde, güneş enerjisi, radyoizotop, biyokütle, jeotermal enerji gibi çeşitli enerji kaynakları Stirling motorlarında kullanılabilir [63,89]. Günümüzde geniş bir kullanım alanı bulunan Stirling motorlarının uygulama alanları aşağıda belirtilmiştir:

- Güneş enerjisinden elektrik üretilmesinde,
- Uzay araçlarında,
- Deniz araçlarında elektrik üretimi, motor ve yardımcı motor olarak,
- Tarımsal alanlarının sulanmasında,
- Denizaltı ve torpillerde,
- Soğutma sistemlerinde,
- Nükleer reaktör güç istasyonlarında,
- Yapay kalplerde,
- Isı pompalama sistemlerinde,
- Otomotiv alanında,
- Askeri sistemlerde,
- Yardımcı güç motoru olarak [28,106,108].



4. MATERİYAL VE METOT

4.1. Matematiksel Model

Tüm sayısal metotlarda olduğu gibi HAD uygulamalarında da kısmi diferansiyel ya da integral denklemler ve sınır şartlarından oluşan temel denklemler kullanılarak matematiksel bir model oluşturulmaktadır. Sayısal çalışmaların temelini oluşturan bu denklemler yönetici denklemler olarak da ifade edilmektedir. HAD uygulamalarında çözüm bölgesi sonlu hacimde birimlere ayrılarak incelenecek olan akış ve ısı hareketleri yönetici denklemlerin çözümü ile belirlenmektedir. Çalışma kapsamında oluşturulan ve analiz edilen HAD uygulamasına ait yönetici denklemler ve kullanılan türbülans modeli bu bölümde detaylı şekilde açıklanmaktadır.

4.1.1. Yönetici denklemler

HAD uygulamalarında temel olarak kütle ve momentumun korunum denklemleri çözülmektedir. Eğer problem çözümü bu çalışmada olduğu gibi ısı transferi ve sıkıştırılabilirliği de barındırıyor ise bunlara enerjinin korunumu denklemleri de eklenmektedir. Bu yönetici denklemlerin problem yapısı ve mevcut koordinat sistemi gibi özelliklere bağlı olarak türetilerek kullanılması gerekmekte, böylece ilgili probleme uygun çözüm şekli geliştirilmektedir.

Kütle korunumu denklemi

Kütle korunumu denklemi aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (4.2)$$

Eş. (4.2) kütle korunumunun genel yazımı olmakla birlikte hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılamaz akışlar için geçerli olmaktadır.

Momentumun korunumu denklemi

Momentumun korunumu denklemi üç ayrı düzlemde aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (4.3)$$

Eş. (4.3) momentumun korunumu denkleminin x kısmı olup, y ve z kısımları da aşağıda gösterildiği gibi ifade edilmektedir:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (4.4)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (4.5)$$

Enerjinin korunumu denklemi

Enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right) \mathbf{V} \right] &= \rho q + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &- \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} \\ &+ \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho f \cdot \mathbf{V} \end{aligned} \quad (4.6)$$

İdeal gaz denklemi

İdeal gaz denklemi ise aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$PV = nRT \quad (4.7)$$

4.1.2. Türbülanslı akışın modellenmesi

Türbülanslı akışların modellenmesinde birçok farklı görüş ortaya atılmasına rağmen k-ε türbülans modeli, kullanımındaki pratiklik ve gerçeğe yakın yaklaşımları ile türbülanslı akışların çözülmesinde ve ısı transferi simülasyonlarında öne çıkmaktadır. Ayrıca duvar fonksiyonlarından faydalanan bu model içten ve dıştan yanmalı motorların HAD uygulamalarında halihazırda yaygın olarak kullanılmaktadır. Standart k-ε türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun dağılım oranının (ε) transfer denklemlerinden oluşan yarı deneysel bir model olarak tanımlanmaktadır. Bu modelde moleküler viskozite etkilerinin ihmal edilebilir boyutta olduğu ve akışın tamamen türbülanslı olduğu kabul edilmektedir. Zaman içinde standart k-ε türbülans modelinin eksiklikleri fark edilerek bazı iyileştirmeler ile yeni modeller ortaya koyulmuştur. Bu eksiklikleri gidermek amacı ile tasarlanan gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modelinin gerçeğe en yakın sonuçları verdiği belirtilmektedir.

Bu çalışmada da kullanılan gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli, standart k-ε modelinden iki önemli fark ile ayrılmaktadır. Gerçekleştirilebilir modelde ilk olarak viskozite katsayısı (C_{μ}) standart modelde olduğu gibi bir deneysel sabit değil değişken olarak kullanılmış, türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon oluşturulmuştur. İkinci olarak dağılım oranı (ε), ortalama karesel girdap dalgalanmasının taşınması için tam bir denklemden türetilmiştir. “Gerçekleştirilebilir” ibaresi, bu modelin standart k-ε modelinin aksine türbülanslı akışların doğasıyla tutarlı olarak Reynolds gerilmeleri üzerindeki belirli matematiksel kısıtlamalarda da çözüm sunabildiği anlamına gelmektedir.

Gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli için transfer denklemleri

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve dağılım oranı (ε) aşağıdaki transfer denklemleri yardımı ile elde edilmektedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (4.9)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (4.10)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (4.11)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (4.12)$$

Bu transfer denklemlerinde G_k ortalama hız değişiminden ötürü türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, G_b kaldırma kuvvetinden ötürü türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu, Y_M sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalı genişlemenin toplam dağılım oranına katkısını temsil etmektedir. C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ model sabitleridir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülans Prandtl sayılarıdır. S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir [109].

Türbülanslı viskozitenin modellenmesi

Türbülanslı viskozite (μ_t) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.13)$$

Gerçekleştirilebilir k - ε türbülans modelini standart ve RNG k - ε türbülans modellerinden ayıran en önemli özelliği olan değişken viskozite katsayısı (C_μ) değeri ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (4.14)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (4.15)$$

$$\Omega_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (4.16)$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (4.17)$$

$\bar{\Omega}_{ij}$, ω_k açısal hızı ile dönen bir referans çerçevesinde görüntülenen ortalama dönme hızı tensörü olarak tanımlanmaktadır. A_0 ve A_s model sabitleri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$A_0 = 4,04 \quad (4.18)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (4.19)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (4.20)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3} \quad (4.21)$$

$$S = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (4.22)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.23)$$

Bu eşitlikler yardımı ile gerçekleştirilebilir modelde viskozite katsayısının (C_{μ}); ortalama gerilim ve rotasyon oranlarının, sistem rotasyonunun açısal hızının ve türbülans alanlarının bir fonksiyonu olarak tanımlandığı görülmektedir [109].

Yapılan çalışmada model sabitleri için HAD yazılımının da önerdiği aşağıdaki değerler kullanılmıştır.

$$C_{1\varepsilon}=1,44; C_2=1,9; \sigma_k=1,0; \sigma_\varepsilon=1,2$$

Isı iletiminin k-ε modeli için modellenmesi

Reynolds'un benzeşim modelinin türbülanslı momentum transferine uygulanmasıyla ortaya konulan türbülanslı ısı iletimi denklemi aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (4.24)$$

Bu denklemde E toplam enerjiyi, k_{eff} efektif ısı iletkenliği ve $(\tau_{ij})_{eff}$ gerilme sapma tensörünü ifade etmektedir. Gerilme sapma tensörünü $((\tau_{ij})_{eff})$ içeren terim viskoz ısıtmayı temsil etmekte ve basınç tabanlı çözücülerde kullanılmamaktadır. Yapılan çalışmada da basınç tabanlı çözücü kullanıldığı için bu terim ihmal edilmektedir.

Standart ve gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modelleri için efektif ısı iletkenlik (k_{eff}) aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$k_{eff} = k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4.25)$$

Burada k ısı iletkenlik katsayısını ifade etmektedir [109].

Çalışmada Prandtl sayısının varsayılan değeri 0,85 olarak kullanılmıştır.

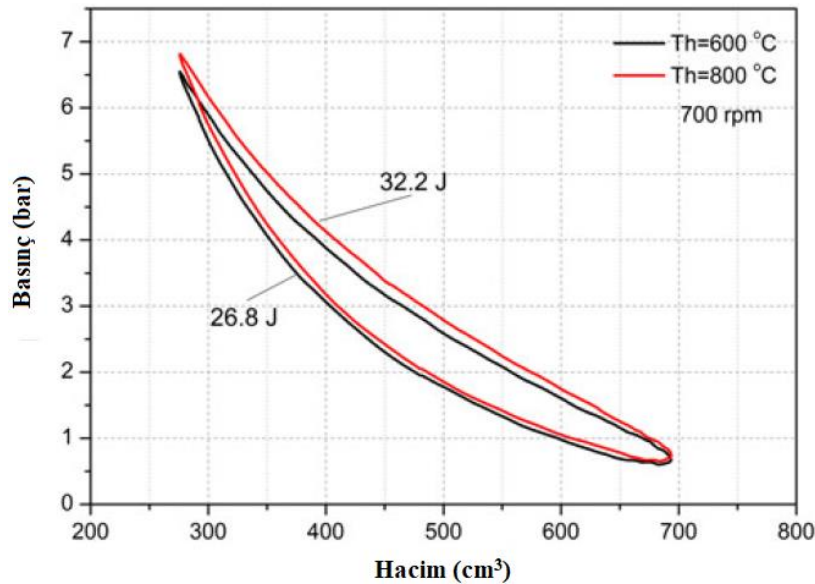
4.2. Fiziksel Model

Çalışma kapsamında Gazi Üniversitesi'nde bir Tübitak projesi ile geliştirilmiş rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motoru temel olarak alınmıştır. Bu motorun seçilme sebebi validasyon için kullanılacak olan çevrimsel iş miktarının deneysel olarak

ölçülmüş olması, HAD uygulamasında kullanılacak olan geometrik ölçü ve sınır şartlarının tam olarak bilinmesi ve nispeten yüksek güce sahip bir Stirling motoru olmasıdır. Ayrıca yapılan deneyler sırasında sıcak uç sıcaklıklarının, motor devrinin ve şarj basıncının değiştirilerek farklı çalışma parametrelerinin ayrı ayrı incelenmiş olması önemli bir husustur. Bu bölümde ilgili deney çalışmasına ait bilgiler, deney motoruna ait temel özellikler, HAD uygulamasında yapılan benzetimler ile iki boyutlu analiz modeli özellikleri ve çalışmaya konu olan rhombic hareket mekanizmasına ait eşitliklere değinilmektedir.

4.2.1. Deney çalışması ve Stirling motoru özellikleri

Bu optimizasyon çalışmasına konu olan rhombic hareket mekanizmasına sahip beta tipi Stirling motoru, 2017 yılında Aksoy ve arkadaşları tarafından üretilmiş ve test edilmiştir. Testler, 1-5 bar aralığındaki şarj basınçlarında 600°C ve 800°C sıcak uç sıcaklıklarında farklı motor devirlerinde gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor torku ve gücü, 4 bar şarj basıncında sırasıyla 612 rpm ve 722 rpm motor devirlerinde 18 Nm ve 1215 W olarak elde edilmiştir. Motorun maksimum çevrimsel işi ise 4 bar şarj basıncı, 800°C sıcak uç sıcaklığı ve 700 rpm motor devrinde 32,2 J olarak ölçülmüştür. Deney motoruna ait çevrimsel iş değerlerinin de belirtildiği P-V diyagramı Şekil 4.1.'de görülmektedir [14].



Şekil 4.1. Deney motoruna ait 4 bar şarj basıncı 700 rpm motor devri P-V diyagramı [14]

HAD uygulamasında da kullanılmış olan deney motoruna ait teknik özellikler Çizelge 4.1.'de görülmektedir. Bu teknik özellikler deney benzetiminin yapıldığı analizler sırasında

değiştirilmeden, deney şartları ile birlikte tam bir simülasyon oluşturulması için kullanılmıştır. Sonraki aşamalarda analiz motoruna ait teknik özelliklerde birtakım değişiklikler yapılarak optimizasyon sağlanmış ayrıca bu değişikliklerin sıkıştırma oranı ile birlikte motor performansına etkileri incelenmiştir. Resim 4.1.'de Aksoy ve arkadaşlarının imal ve test ettiği deney motoru görülmektedir.

Çizelge 4.1. Deney motoruna ait teknik özellikler

Motor Tipi	β
Hareket Mekanizması	Rhombic
Çalışma Gazı	Helyum
Soğutma Sistemi	Su soğutmalı
Silindir Çapı (D_c)	87 mm
Silindir Uzunluğu (L_c)	655 mm
Yer Değiştirme Pistonu Çapı (D_d)	84 mm
Yer Değiştirme Pistonu Uzunluğu (L_d)	285 mm
Rhombic Biyel Kol Uzunluğu (ℓ)	80 mm
Krank Yarıçapı (r)	30 mm
Piston Stroğu (S_p)	72,47 mm
Süpürme Hacmi ($V_{süp}$)	431 cm ³
Sıkıştırma Oranı (r_v)	2,51



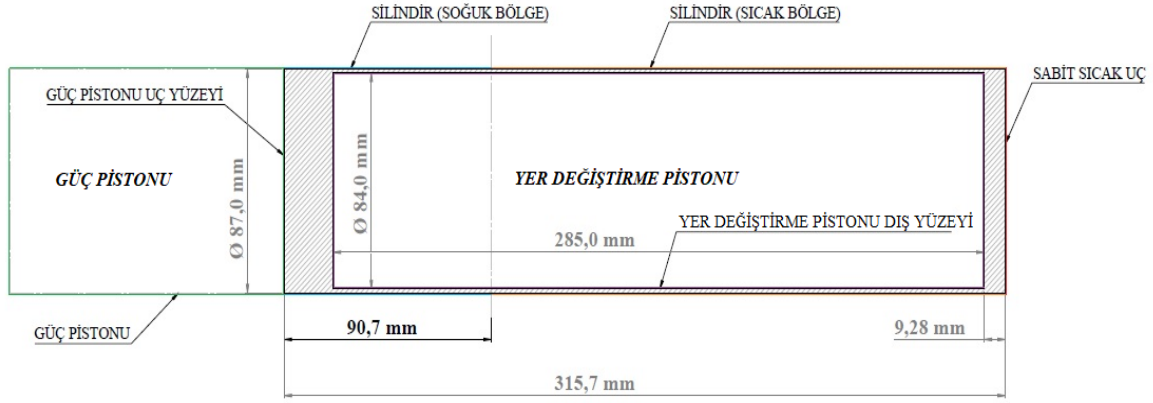
Resim 4.1. Stirling deney motoru [14]

4.2.2. İki boyutlu model

HAD uygulaması için beta tipi Stirling motoruna ait analiz modelinin oluşturulması üç aşamadan meydana gelmektedir. İlk aşamada; Stirling deney motoruna ait ölçüler kullanılarak 0° krank açısındaki güç pistonu ve yer değiştirme pistonu konumları analiz edilmiş, geometrik model bu veriler kullanılarak Solidworks yazılımında üç boyutlu olarak oluşturulmuştur. İkinci aşamada; Ansys Fluent yazılımına aktarılan üç boyutlu silindir modelinin orta kesiti iki boyutlu yüzey modeline dönüştürülmüştür. Modelin iki boyutlu hale getirilmesi ile analiz süresini kısaltmak ve sınır şartlarının uygulanmasını kolaylaştırmak amaçlanmıştır. Silindir içi geometri simetrik özellik taşıdığı için bu modele ait sonuçların üç boyutlu model ve deney sonuçları ile uyum sağlayacağı öngörülmüştür. Son aşamada ise; iki boyutlu model üzerinde sıcak ve soğuk silindir bölgeleri ayrılarak sınır şartları ve ağ yapısının ayrı ayrı uygulanacağı bölgeler isimlendirilmiştir.

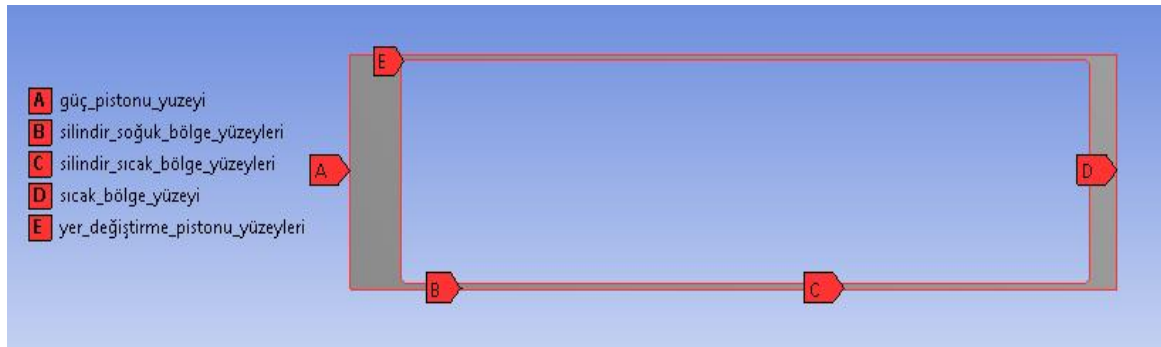
Yapılan çalışmada, öncelikle analiz yönteminin doğruluğunun ve geçerliliğinin araştırılarak validasyon işleminin gerçekleştirilmesi için deney motoruna ait iki boyutlu model oluşturularak analiz uygulamasına tabi tutulmuştur. Analiz senaryosuna bağlı olarak ilerleyen aşamalarda yer değiştirme silindiri ve rejeneratör bölgesi uzunluğu modifiye

edilmiş, farklı sıkıştırma oranlarına sahip motorlara ait iki boyutlu modeller yine yukarıda açıklanan yöntemlerle oluşturulmuştur. Şekil 4.2.'de Stirling deney motoruna ait iki boyutlu model görülmektedir.



Şekil 4.2. İki boyutlu Stirling motoru modeli

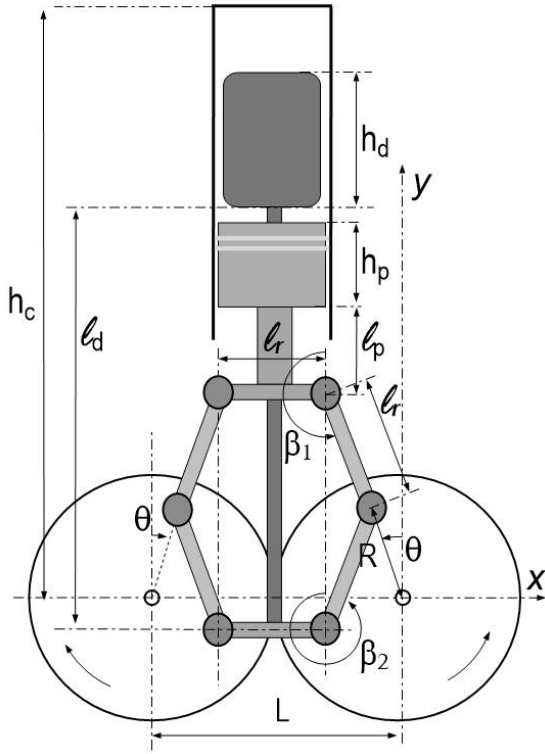
Stirling motoruna ait iki boyutlu model üzerinde Ansys Fluent yazılımı içerisinde oluşturulmuş isimlendirilmiş bölgeler Şekil 4.3.'te görülmektedir. Analizin ileriki safhalarında bu bölgeler kullanılarak duvar sıcaklıkları ve duvar hareketleri tanımlanmaktadır. Ayrıca bu hareketlere bağlı olarak dinamik ağ yapısı oluşturulmakta olduğu için isimlendirilmiş bölgeler büyük önem taşımaktadır. İsimlendirilmiş bölgeler sınır-başlangıç şartlarının uygulanmasında ve bu bölge konumlarına özel veriler üretmekte kolaylık sağlamaktadır.



Şekil 4.3. İsimlendirilmiş bölgeler

4.2.3. Rhombic hareket mekanizması eşitlikleri

Yapılan çalışmada beta tipi Stirling motorunun güç pistonu ve yer değiştirme pistonuna ait hareketlerin yanı sıra bu elemanların duvar hareketleri aracılığı ile ortaya çıkan dinamik ağ yapısı birtakım kinematik eşitlikler ile HAD uygulamasına tanımlanmıştır. Bu hareket eşitliklerinin Ansys Fluent yazılımında kullanılması için “C” programlama dili ile kullanıcı tanımlı fonksiyon dosyaları oluşturularak isimlendirilmiş bölgeler ile eşleştirilmiştir. Şekil 4.4.’teki şematik görünüm üzerinde bulunan açılar ve uzunluklar kullanılarak elde edilen rhombic hareket mekanizması eşitlikleri şu şekildedir:



Şekil 4.4. Rhombic mekanizmalı beta tipi Stirling motorun şematik görünümü

$$\frac{L - \ell_r}{2} = \ell_r \sin(\beta_1 - \pi) + R \sin \theta \quad (4.26)$$

$$\frac{L - \ell_r}{2\ell_r} - \frac{R}{\ell_r} \sin \theta = \sin(\beta_1 - \pi) \quad (4.27)$$

$$\beta_1 = \pi + \arcsin \left[\frac{L - \ell_r}{2\ell_r} - \frac{R}{\ell_r} \sin \theta \right] \quad (4.28)$$

$$\frac{L - \ell_r}{2} = \ell_r \sin(2\pi - \beta_2) + R \sin \theta \quad (4.29)$$

$$\frac{L - \ell_r}{2\ell_r} - \frac{R}{\ell_r} \sin \theta = \sin(2\pi - \beta_2) \quad (4.30)$$

$$\beta_2 = 2\pi - \arcsin \left[\frac{L - \ell_r}{2\ell_r} - \frac{R}{\ell_r} \sin \theta \right] \quad (4.31)$$

$$y_p = h_p + \ell_p + \ell_r \cos(\beta_1 - \pi) + R \cos \theta \quad (4.32)$$

$$\dot{y}_p = -\ell_r \dot{\beta}_1 \sin(\beta_1 - \pi) - R \dot{\theta} \sin \theta \quad (4.33)$$

$$y_d = h_d + \ell_d - \ell_r \cos(2\pi - \beta_2) + R \cos \theta \quad (4.34)$$

$$\dot{y}_d = -\ell_r \dot{\beta}_2 \sin(2\pi - \beta_2) - R \dot{\theta} \sin \theta \quad (4.35)$$

Burada θ helisel dişli açısını, β rhombic biyel kollarının düşey eksen ile yaptığı açısı, ℓ_r rhombic biyel kol uzunluğunu, R krank yarıçapını, $\dot{y}_p$ güç pistonu hızını, $\dot{y}_d$ yer değiştirme pistonu hızını, $\dot{\theta}$ ise motor devrini ifade etmektedir.

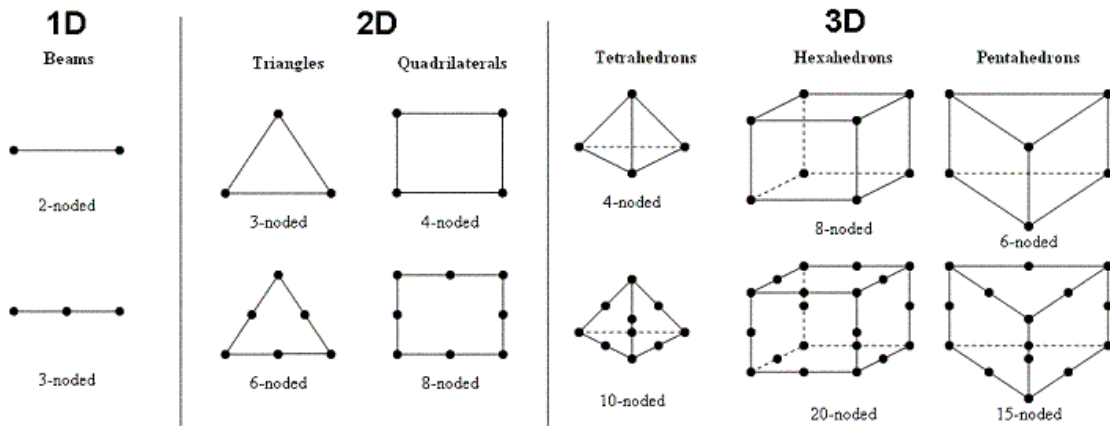
Yürütülen çalışma boyunca bu eşitliklerde yer alan rhombic biyel kol uzunluğu (ℓ_r) ve motor devri ($\dot{\theta}$) sabit tutulmuş olup sırasıyla değerleri 0,08 m ve 700 rpm'dir. Krank yarıçapı (R) değeri ise deney şartlarının geçerli olduğu validasyon çalışmasında 0,03 m olarak kullanılmış, çalışmanın ileriki aşamalarında analiz senaryolarına bağlı olarak değiştirilmiştir.

4.3. Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, analiz şartları altındaki davranışları daha önceden belirlenen sonlu sayıda elemana bölünmektedir. Düğüm noktası adı verilen noktalarda tekrar

birleşen elemanlar aracılığı ile cebirsel bir denklem takımı elde edilmektedir. İncelenen problemin türü ve yapısına bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilmektedir. Bu yüksek sayıdaki denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu hale getirmektedir.

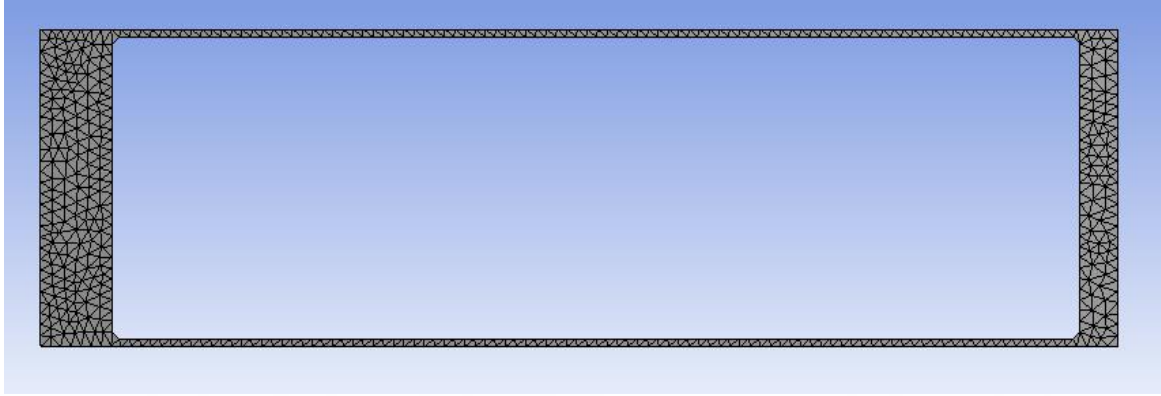
Sonlu elemanlar yönteminde; bir boyutlu cisimler düğümlerle, iki boyutlu cisimler çizgilerle ve üç boyutlu cisimler düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılmaktadır. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilmekte, ancak iki ve üç boyutlu cisimlerde elemanlar, eşit olmayan boyut ve farklı şekillerde kullanılabilirler. Bütün bu durumlarda, cismi temsil eden sonlu elemanlar düğüm noktaları ile birbirine bağlanmaktadır. Sonuç olarak cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğüm noktalarından oluşan sistem bütünü ile simüle edilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi, bir eleman bünyesinde hesaplanması istenen değeri o elemanın düğüm noktalarındaki değerleri kullanarak interpolasyon ile çözmekte yani sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar ile temsil etmektedir. Şekil 4.5.'te sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tipleri görülmektedir.



Şekil 4.5. Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tipleri

Bu çalışmada, Stirling motoruna ait tüm analizlerde ortak özellikler ile oluşturulan dinamik ağ yapısına sahip sonlu elemanlar modeli kurulurken, çarpık elemanlar oluşturulmamasına, geçiş bölgelerinde çok küçük veya çok büyük elemanlar kullanılmamasına, analiz süresinin çok fazla uzatacak kadar sık, elde edilen çözümün sonucunu doğru vermeyecek kadar da seyrek eleman sayısına sahip bir ağ modeli oluşturulmamasına özen gösterilmiştir. Ağ yapısının sıklığı çözüm hassasiyetini arttırmakta, fakat optimum bir sayıdan sonra fazla sık

ağ yapısı sadece çözümü uzatmaktadır. Geliştirilen HAD uygulamasının karmaşık hesaplamalar içermesi ve zamana bağlı olarak dinamik ağ yapısı ile çözülmesi ağ yapısı üretiminin de birden çok aşamada yapılmasını gerektirmektedir. İlk aşamada ağ yapısına ait temel yapı ve özellikler Mesh modülünde tanımlanmış olup eleman boyutu kaba bir değer olan 0,01 m'den başlayarak ağ yapısı optimizasyonu başlatılmıştır. İkinci aşamada dinamik ağ yapısına ait detaylı ayarlar Fluent yazılımı içerisinde yapılmıştır. Son aşamada ise ağ yapısı kalitesi ve çözüm geçerliliği incelenerek eleman boyutu, buna bağlı olarak eleman ve düğüm noktası sayısı optimizasyonu tamamlanmıştır. Şekil 4.6.'da beta tipi Stirling motoruna ait 0,003 m eleman boyutuna sahip sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



Şekil 4.6. Beta tipi Stirling motoruna ait sonlu elemanlar modeli (0,003 m eleman boyutu)

4.3.1. Ağ yapısı üretimi

Analizi yapılan beta tipi Stirling motoruna ait temel ağ yapısı ayarları Ansys yazılımının Mesh modülünde yapılmış olup, temel ağ yapısı özellikleri Çizelge 4.2.'de görülmektedir. Temel ağ yapısı özelliklerine ait detaylı bilgilere alt başlıklarda, dinamik ağ yapısı ayarları ile ilgili özellikler, ağ yapısı kalitesi ve optimizasyonu ile ilgili detaylı bilgilere ileriki bölümlerde değinilmektedir.

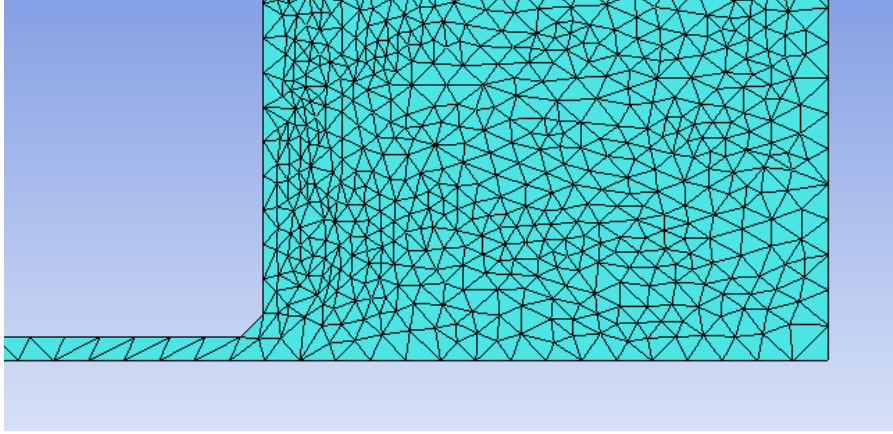
Çizelge 4.2. Temel ağ yapısı özellikleri

Ağ Yapısı Türü	Dinamik ağ yapısı
Ağ Yapısı Dağılımı	Düzgün olmayan
Eleman Tipi (2B)	Üçgen (Triangles)
Eleman Tipi (1B)	Kiriş
Eleman Boyutu	0,002-0,01 m
Optimizasyon Sonrası Eleman Boyutu	0,003 m
Uyarlanabilir Ağ Yapısı	Evet
Uyarlanabilir Ağ Çözüm Sayısı	5
Boyut Geçişi	Yavaş
Hedef Çarpıklık	0,5

Ağ yapısı dağılımı

HAD uygulamalarında oluşturulan ağ yapılarında eleman ve düğüm noktaları eşit aralıklı düzgün dağılımlı ağ yapısı ile ya da düzgün olmayan dağılımlı ağ yapısı ile oluşturulabilmektedir. Her iki yöntem de iki ve üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılabilmektedir. Sıkıştırılmış ağ yapısı olarak da adlandırılan düzgün olmayan dağılımlı ağ yapısında eleman ve düğüm noktaları birbirine farklı uzaklıkta konumlandırılmaktadır. Bu yöntem genellikle karmaşık geometriye sahip statik problemlerde veya dinamik yapıya sahip hassas çözüm istenen problemlerde kullanılmaktadır

Bu çalışmada da kullanılmış olan sıkıştırılmış ağ yapısının oluşturulması, düğüm noktalarının oluşumu ve bu noktaların birbiri ile bağlantı sırasını izlemektedir. Çalışmada sıkıştırılmış ağ yapısının kullanılmasının sebebi hassas yapısı ile karmaşık hesaplamalarda ve dinamik HAD uygulamalarında çözüm hassasiyetinin kanıtlanmış olmasıdır. Sıkıştırılmış ağ yapısı yöntemi ile çözüm bölgesinde daha fazla sonlu hacim elemanı oluşturulmaktadır. Silindir içi geometri karmaşık bir yapıya sahip olmasa da rejeneratör bölgesi kalınlığının oldukça düşük olması ve sıkıştırma-genişleme süreçleri sırasında hacim değişimlerinin yüksek olması bu çalışma için sonlu elemanlar modelinin kalitesinin yüksek olmasını gerektirmektedir. Şekil 4.7.'de beta tipi rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoruna ait düzgün olmayan dağılımlı ağ yapısı kesiti görülmektedir.



Şekil 4.7. Düzgün olmayan dağılımlı ağ yapısı kesiti

Eleman tipi ve boyutu

Ansys Mesh modülünde iki boyutlu uygulamalar için üçgen (triangles), dörtgen (quadrilateral) ve çok bölgeli (multizone quad/tri) olmak üzere üç ayrı eleman tipi seçeneği sunulmaktadır. Üçgen hücre yapısı üç kenar ve üç düğüm noktasından oluşan, dörtgen hücre yapısı dört kenar ve dört düğüm noktasından oluşan, çok bölgeli hücre yapısı ise uygulama geometrisine bağlı olarak üçgen ve dörtgen elemanların birlikte kullanıldığı eleman tipi seçenekleridir. Yapılan araştırmalarda ve analiz denemelerinde iki boyutlu, yüksek hıza sahip, dinamik ağ yapılı HAD uygulamaları için üçgen (triangles) eleman tipinin kullanılmasının problem çözümüne ulaşmak ve bu çözümlerde en yüksek hassasiyeti sağlamak için doğru seçenek olduğu görülmüştür. Uygulanan analiz dinamik ağ yapısına sahip zamana bağlı özellikler taşıdığı için kullanıcı tanımlı fonksiyonlara bağlı hareket etmekte olan model duvarlarının da tek boyutta ağ yapısına sahip olması gerekmektedir. Bu duvarların ağ yapısında ise giriş adı verilen iki düğüm noktasından oluşan tek boyutlu elemanlar kullanılmış olup eleman boyutları iki boyutlu elemanların ki ile eşit şekilde ayarlanmıştır. Dinamik ağ yapısına sahip sonlu elemanlar modeli oluşturulurken eleman boyutu 0,01 m gibi kaba bir değerle ağ yapısı optimizasyonuna başlanmıştır. Deney motoru ile aynı özellik ve deney ile aynı sınır şartlarında gerçekleştirilen bu analizlerde eleman boyutu 0,002 m'ye kadar düşürülerek çözüm hassasiyetinin ve çözüm süresinin optimum değerlerde gerçekleştiği 0,003 m tüm analizler için geçerli eleman boyutu olarak seçilmiştir. 0° krank açısında oluşturulan iki boyutlu modele uygulanan eleman boyutlarına bağlı olarak ortaya çıkan eleman sayısı ve düğüm noktası sayıları Çizelge 4.3.'te görülmektedir.

Çizelge 4.3. Eleman boyutuna bağlı eleman ve düğüm noktası sayıları

Eleman boyutu (m)	$\theta=0^\circ$ Eleman sayısı	$\theta=0^\circ$ Düğüm noktası sayısı
0,01	178	170
0,009	196	187
0,008	228	214
0,006	346	305
0,005	428	371
0,004	568	479
0,003	1044	779
0,002	2216	1494

Uyarlanabilir ağ yapısı

Dinamik ağ yapılarında analiz süresince oluşan geometrik değişimler ağ yapısı kalitesinin zaman zaman bozulmasına ve çözüm hassasiyetinin düşmesine neden olmaktadır. Ayrıca çok sık ağ yapısı analiz süresinin uzattığı gibi belirli bir değerden sonra sonuçların gerçekten uzaklaşmasına neden olmakta, çok kaba ağ yapısı ise problem için gerçekçi sonuçlar vermemektedir. Bu bozulmaların önüne geçilmesi ve uygun ağ yapısı boyutu ile ağ yapısı kalitesinin tüm analiz aşamalarında üst düzeyde tutulması için uyarlanabilir ağ yapısı yöntemi geliştirilmiştir. Uyarlanabilir ağ yapısı yöntemi ağ yapısını geometriden bağımsız olarak hareket ettirmekte, gereken bölgeler için kabadan başlayarak sıkı doğru ağ yapısını tekrar oluşturmaktadır. Yapılan çalışmada da kullanılan uyarlanabilir ağ yapısı yöntemi ile analiz süresinin kısaltılması ve analiz sonuçlarının iyileştirilmesi mümkün olmaktadır. Uyarlanabilir ağ yapısı mevcut durumda kabadan ince boyuta doğru yeniden ağ oluşturmak için 2 ile 7 arasında çözüm yapabilmektedir. Literatürde 4 ve üzeri çözümün kararlı bir ağ yapısı için yeterli olduğu belirtilmekte olup bu analiz çalışmasında ise 5 tekrar çözüm sayısına sahip uyarlanabilir ağ yapısı kullanılmıştır. Yeniden oluşturulan ağ boyutlarındaki yüksek değişimlerin önüne geçmek için boyut geçişi yavaş olarak ayarlanmıştır.

4.3.2. Dinamik ağ yapısı

Zamana bağlı olarak değişen akış hacminin modellendiği sayısal problemlerin çözümünde dinamik ağ yapısı kullanılmaktadır. Dinamik ağ yapısı oluşturulmadan önce başlangıç durumundaki geometriye ait ağ yapısı Mesh modülünden oluşturulmakta, analiz süresince hareket halinde olacak bölgelerin tanımlanması Fluent yazılımı aracılığı ile yapılmaktadır. Dinamik ağ yapısının oluşturulduğu hareketli akış bölgesi sınırları Fluent yazılımı içerisindeki ilgili bölümlerden sınırlı bir şekilde uygulanabilmekte ya da bu çalışmada olduğu gibi “C” programlama dili ile oluşturulmuş kullanıcı tanımlı fonksiyonlar ile de oluşturulabilmektedir. Hareket eşitliklerinin HAD modelinde sorunsuz bir şekilde çalışabilmesi için yazılım içerisindeki birim ve koordinat yapısının kullanıcı tanımlı fonksiyonlar ile uyushmasına dikkat edilmelidir. Çalışmaya konu olan beta tipi Stirling motorunun güç pistonu ve yer değiştirme pistonu hareketleri Bölüm 4.2.3.’te belirtilen rhombic hareket mekanizmasına ait eşitliklerin kullanıcı tanımlı fonksiyona dönüştürülmesi ve ilgili duvarlara eşlenmesi ile analize uyarlanmıştır. Şekil 4.8.’de yer değiştirme pistonuna ait kullanıcı tanımlı fonksiyon dosyası örneği görülmektedir.

```
/* Moving grid problem - CG movement of a box */

#include "udf.h"

static real velx = 0.0;

DEFINE_CG_MOTION(box,dt,vel,omega,time,dtime)
{
    NV_S(vel, =, 0.0);
    NV_S(omega, =, 0.0);

    velx = -0.0315*73.3*sin(73.3*time)+0.08*((-0.0315/0.08)*73.3*(cos(73.3*time)/
    cos(asin(0.5-(0.0315/0.08*sin(73.3*time))))))*sin(asin(0.5-(0.0315/0.08*sin(73.3*time))));
    vel[0] = velx;
    Message ("time = %f, vel[0] = %f\n", time, vel[0]);
}
```

Şekil 4.8. Yer değiştirme pistonu kullanıcı tanımlı fonksiyon dosyası örneği

Bu çalışmada ele alınan modelde başlangıç durumu için rhombic hareket mekanizmasına ait krank açısının (θ) 0° olduğu durum kabul edilmiştir. Hareket eşitlikleri ise analiz yöntemlerinde ayarlanan zaman adımı değeri ile krank açısı arasında bir ilişki kurularak kullanıcı tanımlı fonksiyonlara tanımlanmıştır. Dinamik ağ yapısının doğru bir şekilde çalışması için hareket halindeki güç pistonu uç yüzeyi, yer değiştirme pistonu ve stroğa bağlı olarak uzayıp kısılacak silindir bölgelerine tek boyutlu giriş eleman tipi uygulanmıştır.

Dinamik ağ yapısı ayarlarının büyük önem taşıyan bir diğer bölümü de ağ yapısı güncellenme parametreleridir. İlgili bölümde Fluent yazılımı üç farklı ayar barındırmaktadır:

1. Katmanlama (Layering), iki boyutlu analizlerde dört kenara ve üç boyutlu analizlerde altı yüze sahip eleman tiplerine sahip modeller için tercih edilmektedir. Bu seçenekte model hacminin arttığı ya da azaldığı durumlarda yeni elemanlar ihtiyaca göre katmanlar şeklinde oluşturulmakta veya katmanlar şeklinde kaldırılmaktadır.
2. Yeniden ağ oluşturma (Remeshing), iki boyutlu analizlerde üç kenara ve üç boyutlu analizlerde dört yüze sahip eleman tiplerine sahip modeller için tercih edilmektedir. Bu metotta da katmanlamada olduğu gibi model hacmi değişiminden oluşan ihtiyaca göre yeni elemanlar oluşturulmakta veya kaldırılmaktadır.
3. Yumuşatma (Smoothing) ise hareketli ağ yapısının hız profiline uygun olarak bölünmesini sağlamaktadır.

Çalışmaya konu olan HAD uygulamasının yapısı ve mevcut geometriye uygun olarak yeniden ağ oluşturma ve yumuşatma metotlarının kullanıldığı dinamik ağ ayarları Çizelge 4.4.'te görülmektedir.

Çizelge 4.4. Dinamik ağ ayarları

Dinamik Ağ Yapısı Metodu	Yumuşatma-Yeniden ağ oluşturma
Yumuşatma Metodu	Yay tabanlı/Laplace/Sınır katmanı
Yumuşatma Yay Sabiti	0,1
Yumuşatma İçin Yakınsama Toleransı	0,0001
Yumuşatma İçin İterasyon Sayısı	100
Yeniden Ağ Oluşturma Metodu	Yerel hücre
Yeniden Ağ Oluşturma İçin Max. Uzunluk Ölçeği	0,003 m
Yeniden Ağ Oluşturma İçin Max. Hücre Çarpıklığı	0,5

Dinamik ağ yapısı oluşturulurken bu ayarlara ek olarak örtülü güncelleme seçeneği de aktif hale getirilmiştir. Örtülü güncelleme yöntemi ile dinamik ağ yapısı yalnız zaman adımları başlangıcında değil bu zaman adımları içerisinde de güncellenerek çözümün yakınsama miktarını arttırmakta, zaman adımı değerini daha fazla küçültmeye gerek kalmadan analiz süresinden tasarruf ederek doğru sonuçlara ulaşmayı sağlamaktadır.

Dinamik ağ yapısı korunum denklemleri

Dinamik ağ yapısı korunum denklemleri genel olarak aşağıdaki gibi gösterilmektedir:

$$\frac{d}{dt} \int_V q \phi dV + \int_{\partial V} q \phi (\vec{u} - \vec{u}_g) dA = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi dA + \int_V S_\phi dV \quad (4.36)$$

Bu denklemde q akışkan yoğunluğunu, $\vec{u}$ akışkan hız vektörünü, $\vec{u}_g$ dinamik ağ yapısındaki ağ hızını, Γ yayılma katsayısını, S_ϕ ϕ 'nin kaynak terimini ve ∂V kontrol hacmindeki sınırı temsil etmektedir.

Yukarıdaki denklemde zaman türevi farklı bir şekilde yazıldığında aşağıdaki hali almaktadır:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t} \quad (4.37)$$

Bu denklemde n ve $n+1$ mevcut ve bir sonraki zaman seviyesini ifade etmektedir. ($n+1$).

Zaman seviyesindeki hacim V^{n+1} olarak hesaplanmaktadır.

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad (4.38)$$

Burada $\frac{dV}{dt}$ kontrol hacmindeki hacim-zaman türevini ifade etmekte olup, dinamik ağ yapısı korunumunu tahmin etmek için hacim-zaman türevinin kontrol hacminde hesaplanması gerekmektedir.

$$\frac{dV}{dt} = \int_{\partial V} \vec{u}_g dA = \sum_j^{n_f} u_{g,j} A_j \quad (4.39)$$

Bu denklemde n_f kontrol hacmi yüzey sayısını ve A_j yüzey alanı vektörünü temsil etmektedir. Üretilen $u_{g,j} A_j$ noktası her kontrol hacmi için hesaplanmaktadır.

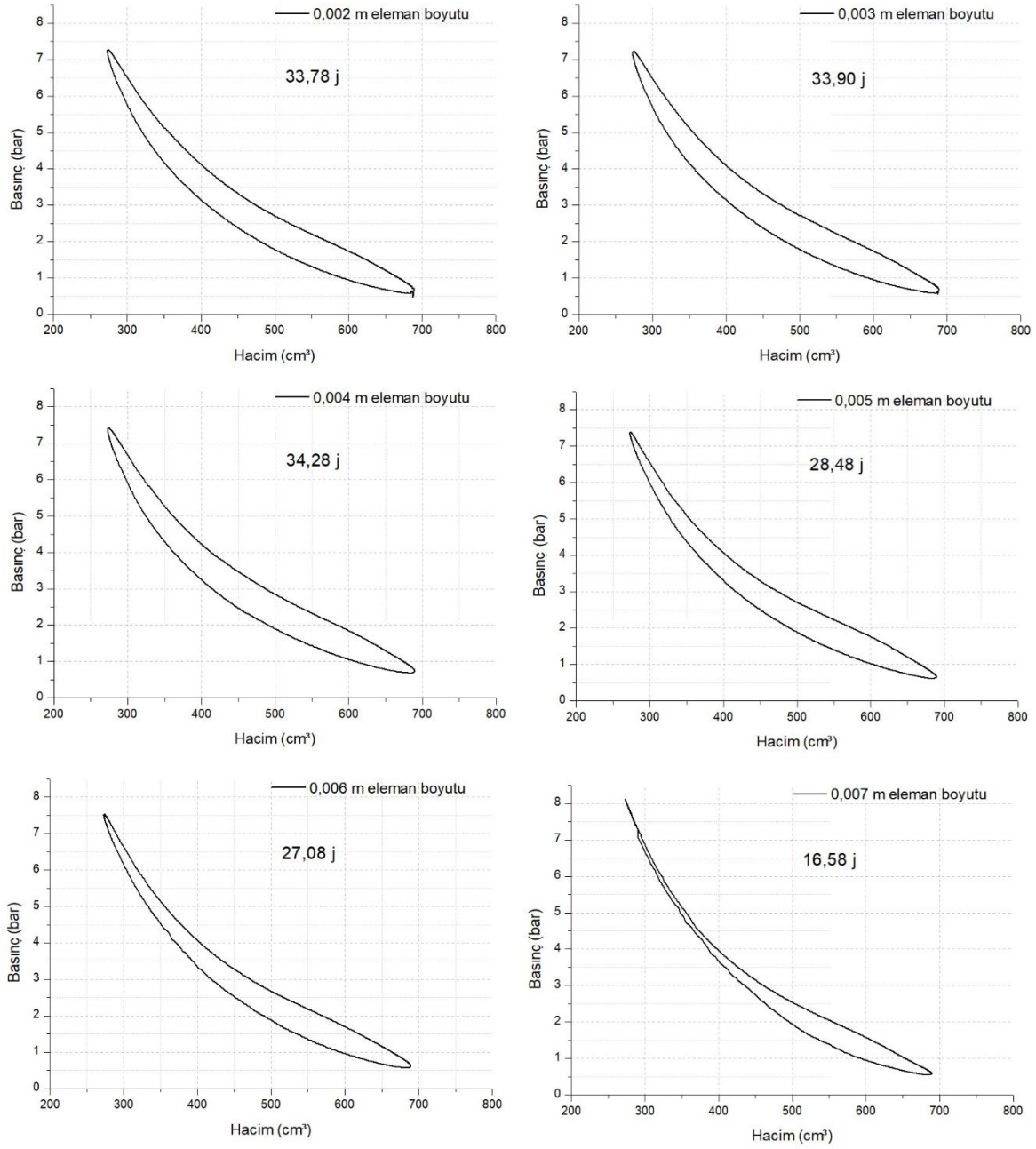
$$u_{g,j}A_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad (4.40)$$

Burada ise δV_j ifadesi Δt zaman adımımda kontrol hacminde bulunan j yüzeyinde süpürülen hacmi ifade etmektedir [109].

4.3.3. Ağ yapısı kalitesi ve çözümün geçerliliği

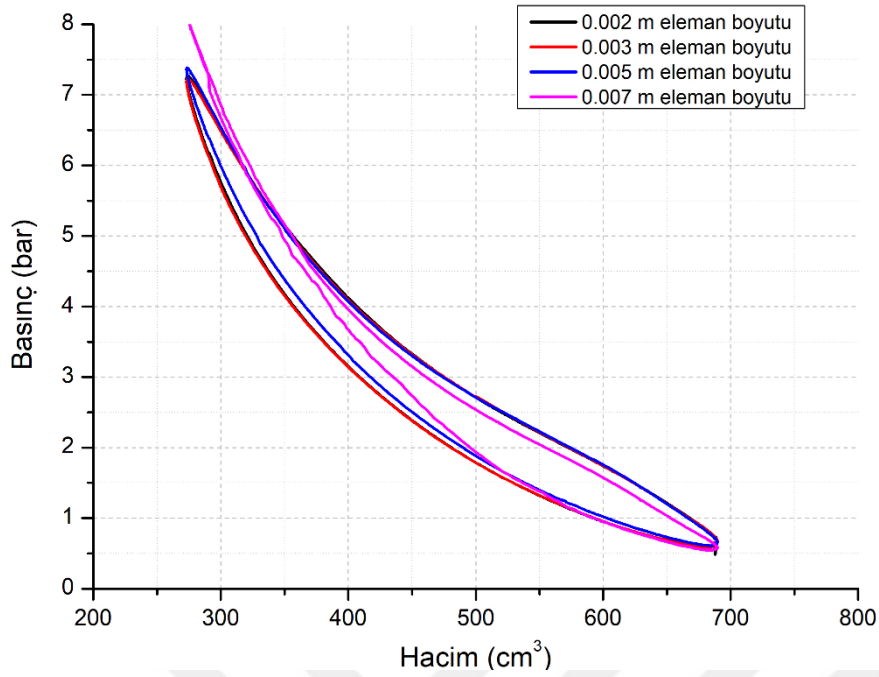
Ağ yapısının kalitesi düğüm noktaları dağılımının pürüzsüzlüğü ve düzgünlüğüne bağlıdır. Bitişik elemanlar arasındaki büyük boyutsal farklılıklar ve şekil değişiklikleri çözüm kararlılığını bozmaktadır. Sayısal hesaplamalarda ağ yapısı kalitesi; yapılan çözümün kararlılığı, sonuçların doğruluğu ve analiz süresinin kısaltılması bakımından hayati rol oynamaktadır. Ağ yapısı kalitesini doğrudan etkileyen en önemli parametre çözüm bölgesindeki elemanların boyutu ve buna bağlı olarak oluşan eleman ve düğüm noktalarının sayısıdır. Eleman ve düğüm noktası sayısının yetersiz olduğu durumlarda nümerik hatalar artmakta sonuçların doğruluğu büyük oranda azalmaktadır. Eleman ve düğüm noktası sayısının gereğinden fazla olduğu durumlarda ise çözüm süresi artmaktadır. Bu çalışmadaki gibi birçok parametrenin değiştirilerek modelin onlarca analizi neticesinde optimizasyonun sağlanacağı düşünüldüğünde sonuçların eleman ve düğüm noktası sayısından bağımsız olması için gereken maksimum eleman boyutunun belirlenmesi gerekmektedir.

Stirling motoruna ait sonlu elemanlar modeli oluşturulurken, eleman boyutu haricindeki temel ağ yapısı özellikleri ve dinamik ağ yapısı özellikleri sabit tutulmuş, eleman boyutu 0,01 m'den başlanarak analizin eleman ve düğüm noktası sayısından bağımsızlığı için ağ yapısı optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sırasında deneysel verilerden ortaya çıkan ve çevrimsel iş değerlerini de barındıran P-V diyagramı temel alınmıştır. Şekil 4.9.'da farklı eleman boyutları ile yapılan analizler neticesinde oluşturulan P-V diyagramları görülmektedir.



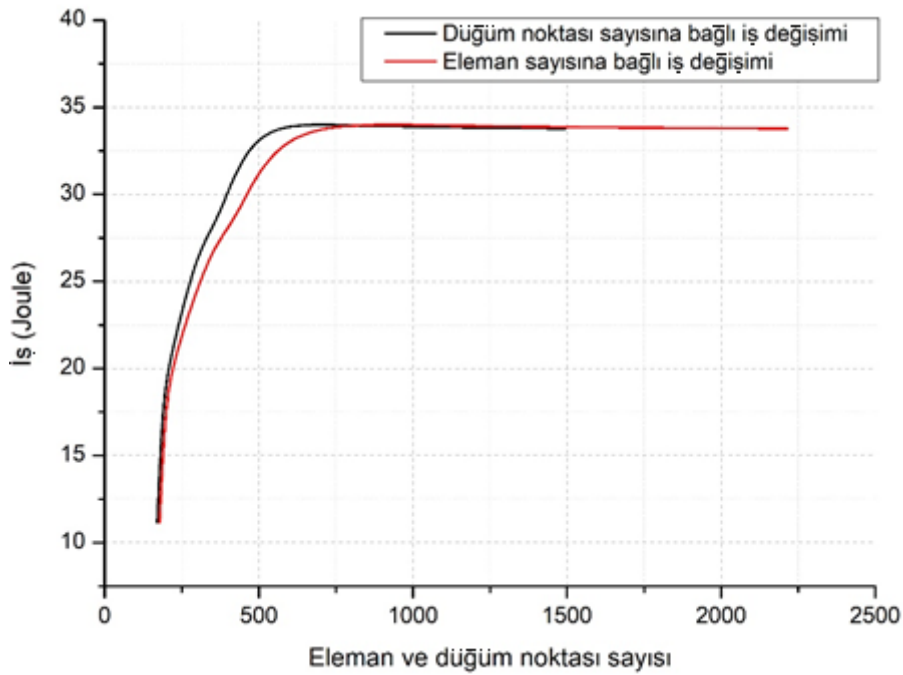
Şekil 4.9. Farklı eleman boyutları için P-V diyagramları

Yukarıdaki grafiklerde de görüldüğü gibi yüksek eleman boyutlarında çevrimsel iş değeri deneysel sonuçlar neticesinde ölçülen 33,2 J değerinden oldukça küçüktür ve grafiklerde bozulmalar fark edilmektedir. 0,003 m eleman boyutunda bu çevrimsel iş değeri deneysel sonuca oldukça yaklaşmaktadır. 0,002 m eleman boyutunda elde edilen sonuç yine çevrimsel iş değerine yakın olmasına rağmen maksimum hacim bölgesindeki basınç değerinde sıçramalar meydana gelmiş, analiz süresi üç kat artmıştır. Şekil 4.10.'da farklı eleman boyutlarına ait P-V diyagramları aynı grafik üzerinde görülmektedir.



Şekil 4.10. Farklı eleman boyutları için P-V diyagramlarının birlikte gösterilmesi

Şekil 4.11.'de eleman ve düğüm noktası sayısına bağlı olarak değişen çevrimsel iş miktarı görülmektedir. Belirli bir değerden sonra iş değerinde çok küçük değişiklikler olduğu ve ağ yapısının eleman ve düğüm noktasından bağımsızlığının sağlandığı görülmektedir.



Şekil 4.11. Eleman ve düğüm noktası sayısına bağlı olarak çevrimsel iş miktarının değişimi

Ağ yapısı optimizasyonu sonucunda $\theta=0^\circ$ krank açısı durumunda 1044 eleman sayısı ve 779 düğüm noktası sayısına sahip 0,003 m eleman boyutlu ağ yapısı çalışma için uygun görülmüştür. Ağ yapısı kalitesinin göstergesi olarak değerlendirilen ortogonallık, çarpıklık (skewness) ve en/boy oranı (aspect ratio) değerlerinin literatürdeki kabul edilebilir değerleri ve Stirling motoruna ait bu kalite ölçütleri Çizelge 4.5.'te görülmektedir. Bu değerlerin literatürde önerilen aralıklarda bulundukları görülmüş olup analiz için uygunluğu kanıtlanmıştır

Çizelge 4.5. Seçilen ağ yapısının ağ kalitesi ölçüt değerleri

	Minimum	Maksimum	Ortalama	Önerilen	Uygunluk
Ortogonalite	0,69965	0,99967	0,92621	$>0,2$	Çok iyi
Çarpıklık (Skewness)	0,0005084	0,55577	0,11455	$<0,8$	Çok iyi
En/Boy Oranı (Aspect Ratio)	1,0162	2,3342	1,3518	<40	Çok iyi

4.4. Analiz Metotları ve Sınır Şartları

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen HAD uygulamalarında analiz metotlarının, başlangıç ve sınır şartlarının doğru olarak belirlenmesi son derece önem arz etmektedir. Analiz metotlarının belirlenmesinde çalışmada kullanılan ağ yapısının kalitesi, zaman adımı, akış özellikleri, hedeflenen çözüm hassasiyeti gibi parametreler öne çıkmaktadır. Çalışma başlangıcında seçilen yanlış analiz metodu ve sınır şartlarındaki farklılıklar çözümün elde edilememesine veya gerçekçi sonuçlardan uzaklaşılmasına sebep olabilmektedir. Bu çalışmada olduğu gibi optimizasyon amaçlı birçok analizin yapılacağı özel uygulamalarda, analizlerde kullanılacak uygun çözücü tipi ve çözüm yönteminin analizin kurulum aşamasında araştırılarak doğru şekilde uygulanması gerekmektedir. Sınır ve başlangıç şartları ise deneysel koşullar ile yakından benzerlik göstermeli, basitleştirme ve ihmaller en aza indirilmelidir. Ayrıca motor gücü ve veriminin arttırılmasına yönelik yapılan bu gibi çalışmalarda analiz ve optimizasyon senaryolarının çalışma öncesinde iyi kurgulanmış olması, istenen sonuca optimum sayıdaki deneme ile ulaşılmasını sağlamaktadır.

Bu bölümde Stirling motoruna ait HAD uygulamasında seçilen analiz metotlarına, belirlenen sınır ve başlangıç şartlarına değinilmekte; hareket mekanizması ve silindir içi geometriye ait değiştirilen özellikler ile sıkıştırma oranının ve bu özelliklerin motor performansına etkisinin incelendiği optimizasyon çalışması kurguları detaylı bir şekilde açıklanmaktadır.

4.4.1. Çözücü tipi ve çözüm yöntemi

Yapılan çalışmada beta tipi Stirling motorunun zamana bağlı, dinamik ağ yapısına sahip analizleri için basınç tabanlı çözücü ve birleştirilmiş çözüm yöntemi seçilmiştir. Bu çözücü tipi ve çözüm yöntemi Fluent yazılımında bulunan diğer yöntemler ile kıyaslandığında çözüm sonuçlarının doğruluğu ve çözümün yakınsama hızı bakımından birtakım avantajlar sunmaktadır.

Basınç tabanlı çözücü

Çözücü yazılımlar HAD uygulamalarında basınç tabanlı çözücü ve yoğunluk tabanlı çözücü olmak üzere iki sayısal yöntem sunmaktadır. Basınç tabanlı yaklaşım, ağırlıklı olarak yüksek hızlı sıkıştırılabilir akış durumları için kullanılmaktadır. Bununla birlikte, son zamanlarda hem basınç hem de yoğunluk tabanlı çözücüler çok çeşitli akış durumlarını çözmek ve çalıştırmak için genişletilmiştir. Yoğunluk tabanlı çözücüde, basınç alanı durum denklemlerinden belirlenirken yoğunluk alanını elde etmek için süreklilik denklemi kullanılmaktadır. Basınç tabanlı çözücüde ise basınç alanı süreklilik ve momentum denklemlerinin manipüle edilmesiyle elde edilen bir basınç denklemi ya da basınç düzeltme denkleminin çözülmesiyle oluşturulmaktadır. Her iki çözücüde de hız verileri momentumun korunumu denklemlerinden elde edilmektedir.

Bu çalışmada da yüksek hızlara sahip sıkıştırılabilir akış koşullarında gösterdiği kararlı çözüm yeteneği sebebi ile tercih edilen basınç tabanlı çözücü, aşağıdaki aşamalardan oluşan kontrol hacmi tabanlı bir teknik kullanarak yönetici denklemlere ve diğer skaler büyüklüklere bir çözüm getirmektedir:

1. Bölge, hesaplamalı sayısal çözüm ağı kullanılarak ayrık kontrol hacimlerine bölünmektedir.

2. Yönetici denklemler ayrı kontrol hacimlerine entegre edilerek hız, basınç, sıcaklık gibi ayrı bağımlı değişkenler için cebirsel denklemler oluşturulmaktadır.
3. Bağımlı değişkenlerin güncel değerlerinin bulunması için cebirsel denklemler doğrusallaştırılmakta ve elde edilen doğrusal denklem sistemi çözülmektedir.

Basınç tabanlı çözücü yönteminde bir basınç veya basınç düzeltmesi denkleminin çözülmesi ile hız alanının kütle korunumunun kısıtlanması sağlanmaktadır. Basınç denklemi, süreklilik ve momentum denklemlerinden, basınç tarafından düzeltilen hız alanının sürekliliğini tahmin edecek şekilde türetilmektedir. Yönetici denklemlerin birbirine bağlı olmasından dolayı çözüm süreci tüm denklem sisteminin çözüm bir araya gelene kadar tekrar tekrar çözüldüğü yinelemeleri içermektedir.

Birleştirilmiş çözüm yöntemi

Basınç tabanlı çözücü temelde yönetici denklemlerin ardışık olarak çözüldüğü bir algoritma kullanmaktadır. Yönetici denklemler doğrusal olmayan ve birbirine bağlı denklemler olduklarından dolayı birleşik sayısal bir çözüm elde etmek için çözüm döngüsünün iteratif olarak yapılması gerekmektedir. Basınç tabanlı çözücü akış problemlerini ayrılmış veya birleştirilmiş bir şekilde çözmeye olanak sağlamaktadır. Fluent yazılımı içerisinde beş ayrı basınç-hız eşleştirme algoritması sunulmaktadır. Bunlar SIMPLE, SIMPLEC, PISO, Coupled (Birleştirilmiş) ve NITA algoritmalarıdır. Birleştirilmiş çözüm yöntemi hariç diğer tüm algoritmalar ayrılmış çözüm yöntemi olarak adlandırılmakta olup tahmin et-düzeltil yaklaşımı ile çözüm sunmaktadır. Ayrılmış algoritmalarda, çözüm değişkenlerinin saptanması için yönetici denklemler birbiri ardına çözülmektedir.

Bu çalışmada da tercih edilen birleştirilmiş çözüm yönteminin kullanılması, ayrılmış çözüm yöntemlerine göre bazı avantajlar sunmaktadır. Birleştirilmiş algoritma, diğer yöntemlere kıyasla üstün performansla, kararlı durum akışları için verimli tek fazlı bir uygulama sunmaktadır. Ayrıca nispeten düşük ağ kalitesinin ve büyük zaman adımlarının kullanıldığı uygulamalarda da birleştirilmiş çözüm yönteminin kullanılması tavsiye edilmektedir. Ayrılmış çözüm yöntemi, momentum denklemini ve basınç düzeltme denklemlerini ayrı ayrı çözmekte ve bu çözüm yöntemi yavaş yakınsama hızı ile sonuçlanmaktadır. Birleştirilmiş algoritma da ise momentum ve basınca dayalı süreklilik denklemleri birlikte çözülmekte; momentum ve süreklilik denklemleri yakından eşleştirilen bir şekilde çözüldüğünden

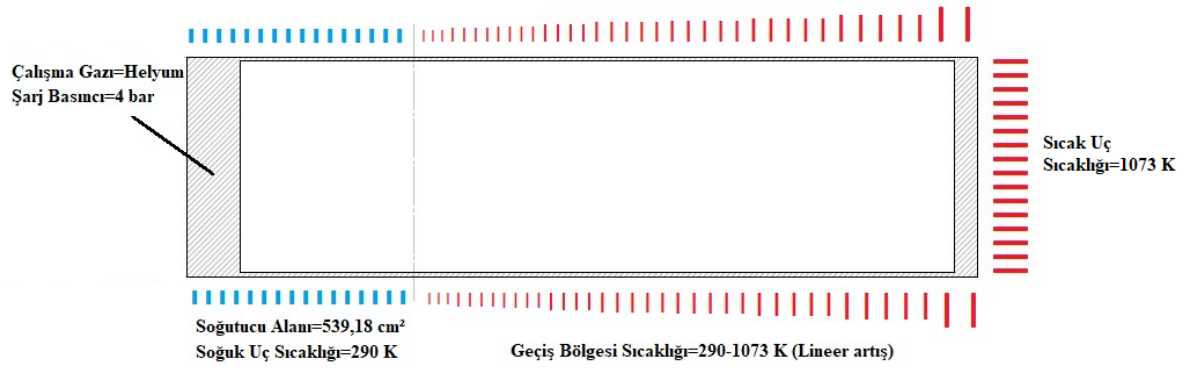
ayrılmış algoritma ile karşılaştırıldığında çözüm yakınsama oranı önemli ölçüde artmaktadır. Bununla birlikte hız ve basınç alanları için çözüm yapılırken bu denklemlerin ayrı bellekte saklanması analiz sırasındaki bellek kullanımını 1,5 ila 2 kat arttırmaktadır.

4.4.2. Sınır şartları

Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoruna ait sınır şartları belirlenirken temel olarak alınan deney motoru özellikleri ve deney koşullarından yararlanılmıştır. Deneysel çalışma ile aynı özellikleri taşıyan analizin oluşturulması sırasında tüm motor özellikleri ve deney koşulları birebir analiz motoruna uygulanmıştır. Bu analiz sonucunda elde edilen veriler oluşturulan simülasyon modelinin doğruluğunun araştırılması ve validasyon çalışması için kullanılmaktadır. Çalışmanın ilerleyen safhalarında analiz senaryosuna bağlı olarak krank yarıçapı, rejeneratör bölgesi uzunluğu ve yer değiştirme silindiri uzunluğunda değişiklikler yapılarak Stirling motorunun sıkıştırma oranı değiştirilmiş, tüm bu parametrelerin motor performansına etkisi incelenerek bir optimizasyon çalışması yürütülmüştür. Tüm analiz çalışmalarında sıcak ve soğuk uç sıcaklıkları, soğutma bölgesi alanı, motor devri, rhombic kol uzunluğu, silindir ve piston çapları, şarj basıncı ve çalışma gazı özellikleri sabit tutulmuştur. Analiz senaryoları ve buna bağlı olarak değişen parametrelere ait detaylar bir sonraki bölümde açıklanmaktadır. Çizelge 4.6.'da analizlere ait sınır şartları ve Şekil 4.12.'de bunların iki boyutlu Stirling modeli üzerinde gösterimi görülmektedir.

Çizelge 4.6. Sınır şartları

Motor Hızı	700 rpm (73,3 rad/s)
Sıcak Uç Sıcaklığı	1073 K (800 C°)
Soğuk Uç Sıcaklığı	290 K (17 C°)
Soğutucu Alanı	539,18 cm ²
Geçiş Bölgesi Sıcaklığı	290-1073 K (Lineer artış)
Şarj Basıncı	4 bar
Çalışma Gazı	Helyum
Zaman Adımı	0,0001 s
Zaman Adımı Başına İterasyon Sayısı	20



Şekil 4.12. İki boyutlu model üzerinde sınır şartlarının görünümü

Deney çalışması incelendiğinde maksimum çevrimsel işin ve maksimum gücün 700 rpm motor hızı, 4 bar şarj basıncı ve 800°C sıcak uç sıcaklığında ortaya çıktığı görülmektedir. Analiz çalışmasında da en yüksek motor performansının gözlendiği bu şartlar korunarak sınır şartlarında kullanılmıştır. Sıcak uç sıcaklığı deneysel şarta uygun olacak şekilde silindirin uç noktasına 1073 K olarak uygulanmıştır. Soğutucu alanı 539,18 cm² olarak belirlenmiş olup bütün analizlerde sabit tutulmuştur. Deney çalışmasında soğutma işlemi şebeke suyu ile yapıldığı için analiz çalışmasında da ortalama şebeke suyu sıcaklığına denk gelen 290 K sıcaklık soğuk uç sıcaklığına tanımlanmıştır. Geçiş bölgesi olarak adlandırılan soğuk uç ve sıcak uç arasındaki silindir alanı gerçeğe uygun şekilde simüle edilmiştir. Bu alandaki 290 K-1073 K arasındaki ısı transferine bağlı olarak azalan sıcaklık Fluent yazılımı içerisindeki isimlendirilmiş ifade seçeneği kullanılarak lineer şekilde ilgili bölgeye uygulanmıştır. Tüm analizler için şarj basıncı 4 bar olarak ayarlanmıştır. Başlangıç koşulları için silindir içi sıcaklık 300 K olarak belirlenmiştir. Devam eden analizler içerisinde sıcaklık ve basınç değerlerinin sınır şartları etkisiyle arttığı, bir süreden sonra Stirling motorunun normal çalışma rejimine ulaştığı ve bu değerlerin çevrimler arasındaki değerlerini koruduğu gözlenmiştir. Stirling motoru devri deney koşullarına uygun olarak 700 rpm'ye karşılık gelen 73,3 rad/s hıza ayarlanmıştır. Analizlerde her motor çevrimi 857 toplam adımdan oluşacak şekilde 0,0001 saniye zaman adımı ile çözülmüştür. Her zaman adımı için analiz sırasında 20 iterasyon uygulanmıştır. Stirling motoru analizleri sırasında deney koşullarında olduğu gibi çalışma gazı olarak helyum seçilmiştir. Çizelge 4.7.'de çalışma gazı özellikleri görülmektedir.

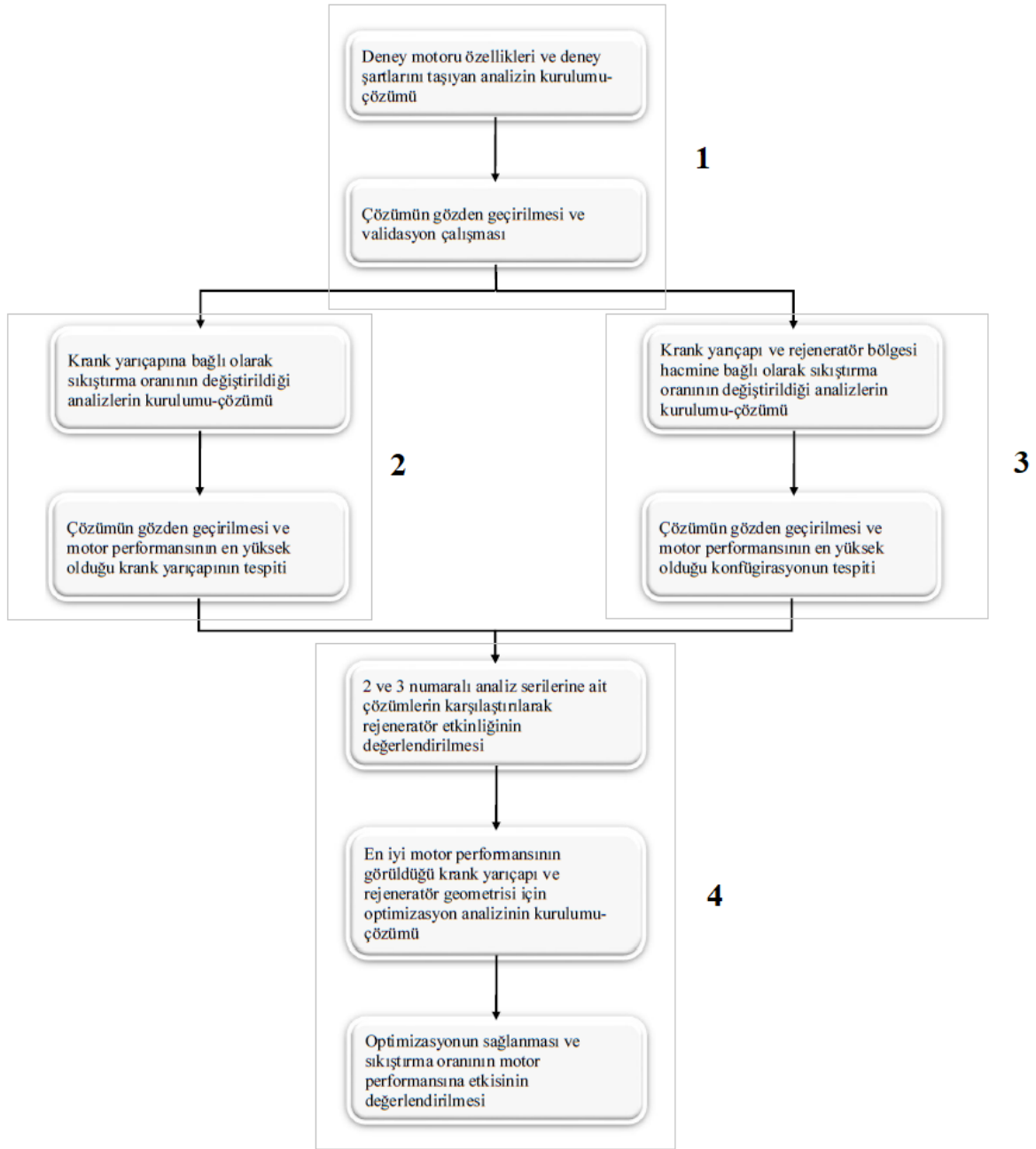
Çizelge 4.7. Çalışma gazı özellikleri

Çalışma Gazı Tipi	Helyum
Yoğunluk	İdeal gaz (Değişken)
C _p (Özgül Isı)	5193 j/kgK
Viskozite	1,99e-5 kg/ms
Moleküler Ağırlık	4,0026 kg/kmol

4.4.3. Analiz kurgusu ve optimizasyon çalışması

Stirling motorlarında sıkıştırma, genişleme ve rejeneratör bölgelerinde belirli bir miktarda ölü hacim bulunmaktadır. Sıkıştırma ve genişleme bölgelerinde bulunan ölü hacimler motor performansına doğrudan olumsuz etki etmektedir. Rejeneratör bölgesindeki ölü hacim ise belirli bir seviyede artan ısı transferi yüzey alanı ile faydalı olurken, ölü hacmin daha fazla artması motor performansını düşürmektedir. Rejeneratör bölgesindeki ölü hacmin belirli bir değerin altına inmesi durumunda ise akış kaynaklı kayıplar ortaya çıkmaktadır. Stirling motorlarında bu ölü hacimlerin optimum değerlerde tutulması; akış kaynaklı kayıpların önüne geçmekte, ısı transferi davranışlarını iyileştirerek termal verimi arttırmakta ve hacim değişimlerinden kaynaklı oluşan basınç kuvvetlerinin dengelenmesini sağlamaktadır.

Stirling motorlarında ölü hacimlerin uygun değerlerde tutularak motor performansının artırılması hareket mekanizması ve silindir içi geometriye ait boyutsal özellikler ile doğrudan ilgilidir. Bu boyutsal özellikler Stirling motoru sıkıştırma oranında da belirgin değişikliklere sebep olmaktadır. Yürütülen analizlerde motora ait birtakım boyutsal özelliklerin ve bunlara bağlı olarak sıkıştırma oranının değiştirilerek motor performansının optimum seviyeye getirilmesi amaçlanmıştır. Sıkıştırma oranının motor performansına etkisi incelenerek gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasında dört ayrı analiz kurgusu oluşturulmuştur. Şekil 4.13.'te oluşturulan bu analiz kurguları görülmektedir.



Şekil 4.13. Stirling motoru analiz kurgusu

Deney motoru özellikleri ile yapılan validasyon çalışması analizi

Yapılan optimizasyon çalışmasının ilk aşamasında; geometrinin, sonlu elemanlar modelinin, sınır koşullarının ve analiz yöntemlerinin doğruluğunun kanıtlanması amacı ile bir validasyon çalışması yürütülmüştür. Bu çalışmada tüm motor özellikleri deney motoru özellikleri ile eşit hale getirilerek çevrimsel iş miktarı ve basınç-hacim değişimleri deney sonucuna ait P-V diyagramı üzerinde karşılaştırılmıştır. Bu analiz çalışmasında krank

yarıçapı 30 mm ve sıkıştırma oranı 2,51 olarak ayarlanmış olup, rejeneratör bölgesi ve yer değiştirme pistonu uzunluğunda herhangi bir değişikliğe gidilmemiştir.

Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizleri

İkinci aşamada; beta tipi Stirling motoruna ait krank yarıçapı değiştirilerek güç pistonu ve yer değiştirme pistonu strokları arttırılmış ve azaltılmış, diğer tüm motor özellikleri sabit tutulmuştur. Krank yarıçapının değiştirilmesi, dinamik ağ yapısının oluşumu esnasında ilgili duvarlara eşleştirilen kullanıcı tanımlı fonksiyonlar vasıtası ile gerçekleştirilmiştir. Rhombic hareket mekanizmasına ait krank yarıçapı 10 mm ile 34 mm değerleri arasında değiştirilirken sıkıştırma oranı ise 1,47 ile 2,81 arasında değerler almıştır. Bu analizlerin kurulumu ve çözümünde rejeneratör ve yer değiştirme pistonu uzunluklarına müdahale edilmemiştir. Yer değiştirme pistonu ve güç pistonu stroklarının değişimi ile maksimum ve minimum hacimlerde değişimlerin gözlemlendiği analizler sonucunda; krank yarıçapı ve sıkıştırma oranının motor performansına etkisi incelenmiş, bu şartlardaki en iyi sıkıştırma oranı tespit edilmiştir.

Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizleri

Stirling motoru üzerinde uygulanan analizlerin üçüncü aşamasında; krank yarıçapı ile sıkıştırma oranının değiştirildiği analizlerdeki artan-azalan stroğun yol açtığı maksimum hacimlerdeki değişim kadar rejeneratör hacminde değişikliğe gidilmiştir. Bu sayede bu analiz serisindeki maksimum hacimler, deney motoru maksimum hacmine eşit tutulmuştur. Analizlerin kurulumunda krank yarıçapı 18 mm ile 32 mm değerleri arasında değiştirilirken, bu değerlerde toplam hacmi sabit tutmak için rejeneratör yüzey alanı 2510,704 cm² ile 437,856 cm² arasında değerler almıştır. Sıkıştırma oranı değeri ise 1,56 ile 3,04 arasında değişmiştir. Rejeneratör hacmindeki değişiklik, yer değiştirme silindiri ve rejeneratör bölgesi uzunluğunun değiştirilmesi ile sağlanmıştır. Soğutucu alanı dahil olmak üzere diğer tüm motor özellikleri korunmuştur. Bu analizler sonucunda krank yarıçapı, rejeneratör yüzey alanı ve rejeneratör hacminin motor performansı üzerindeki etkisi sıkıştırma oranı ile birlikte değerlendirilmiş, en iyi konfigürasyon ve bu konfigürasyonda geçerli en iyi sıkıştırma oranı tespit edilmiştir.

Rejeneratör etkilerinin değerlendirilmesi ve optimize edilmiş motor analizi

Optimizasyon analizlerinin son aşamasında ise sadece krank yarıçapının değiştirildiği ve krank yarıçapı ile birlikte rejeneratör bölgesi uzunluğunun değiştirildiği analiz sonuçları eşit krank yarıçapları için çevrimsel iş bakımından karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda eşit krank yarıçaplarındaki rejeneratör bölgesi yüzey alanındaki değişimin motor performansına etkisi değerlendirilmiştir. Çevrimsel iş miktarının en çok artmasını sağlayan rejeneratör yüzey alanı tespit edilmiş; bu yüzey alanına sahip Stirling motoru geometrisi, ölü hacimlerin minimize edildiği krank yarıçapı değerinde analize tabi tutularak optimizasyon çalışması tamamlanmıştır.

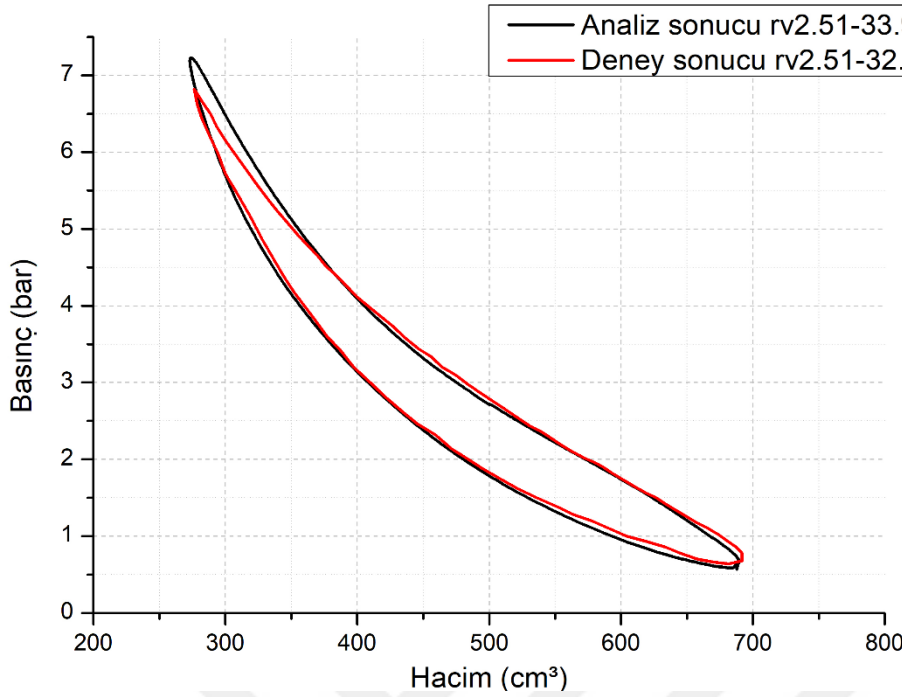


5. ANALİZ BULGULARI VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada rhombic hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motoruna ait tam bir simülasyon modeli Ansys Fluent yazılımı ile oluşturulmuştur. Simülasyon modelinin oluşturulmasında bir Tübitak projesi ile üretimi ve testleri gerçekleştirilen deney motoruna ait özellikler ve deney şartları birebir kullanılmıştır. İlgili deney motoru üzerinde yapılan boyutsal değişiklikler ile sıkıştırma oranı değiştirilmiş, bu değişikliklerin motor performansı üzerindeki etkileri incelenerek bir optimizasyon çalışması yürütülmüştür. Oluşturulan HAD uygulaması ile bu optimizasyon çalışmasının yürütülmesi yeniden tasarım, üretim ve deney aşamalarındaki yüksek maliyet ve zaman kaybının önüne geçmektedir. Kurgulanan dört farklı analiz senaryosu sonucunda elde edilen veriler ve optimizasyon sonuçlarına bu bölümde değinilmektedir.

5.1. Deney Motoru Özellikleri ile Yapılan Validasyon Çalışması Analizi Sonuçları

Stirling motorunda motor performansının iyileştirilmesine dair ilgili değişiklikler yapılmadan önce deney motoru ve deney şartları ile birebir aynı özellikleri taşıyan bir simülasyon modeli kurulmuştur. Bu çalışma neticesinde sonlu elemanlar modelinin, sınır şartlarının, analiz yöntemlerinin ve çözümün geçerliliği kanıtlanmıştır. Deney motoru özelliklerine uygun olarak bu modelde krank yarıçapı 30 mm ve sıkıştırma oranı 2,51 olarak korunmuş, rejeneratör bölgesi ve yer değiştirme pistonu uzunluğunda bir değişiklik yapılmamıştır. Deneysel verilerden alınan ve validasyon çalışması sonucunda elde edilen P-V diyagramlarının birlikte gösterimi Şekil 5.1.'de görülmektedir.

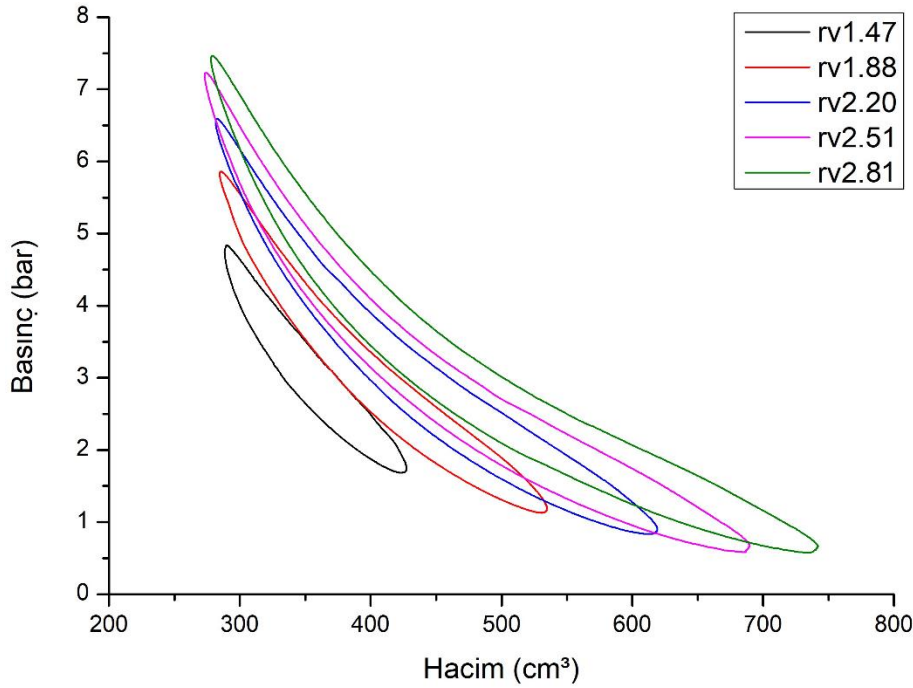


Şekil 5.1. Validasyon çalışması ve deney sonucuna ait P-V diyagramlarının karşılaştırılması

Yukarıdaki grafikte de görüldüğü gibi deney sonucu ve yapılan validasyon analizi sonucunda elde edilen P-V diyagramları birbirine yüksek oranda benzerlik göstermektedir. Karşılaştırmada maksimum ve minimum hacimlerin eşit olduğu, basınç değişimlerinin birbirine çok benzer şekilde gerçekleştiği görülmektedir. Çevrimsel iş miktarı deney sonucunda 32,2 J, validasyon analizi sonucunda ise 33,9 J olarak hesaplanmıştır. Çevrimsel iş miktarındaki bu küçük farklılık grafikte de görüldüğü gibi maksimum basıncın olduğu bölgede ortaya çıkmaktadır. Analiz sonucunun bu bölgede deney sonucundan sapmasına deney sırasında oluşabilecek basınç kaçaklarının sebep olduğu düşünülmektedir. Aynı zamanda deney sırasında güç pistonu ve yer değiştirme pistonu rotu üzerinden bir miktar ısı kaybı da oluşmaktadır. Analizlerde bu basınç ve ısı kayıpları modellenemediği için ihmal edilmektedir. Birebir aynı motor özelliklerini ve deney koşullarını sağlayan bu çalışma ile deney sonuçları karşılaştırıldığında, analiz sonuçlarının %95 oranında deney sonuçları ile benzerlik gösterdiği ve uygulanan çözüm yönteminin geçerli olduğu görülmektedir. Validasyon çalışmasının gerçekleştirildiği analize ait akış hızı, basınç ve sıcaklık görüntüleri mevcut krank açıları belirtilerek EK-1, EK-2 ve EK-3'te verilmiştir.

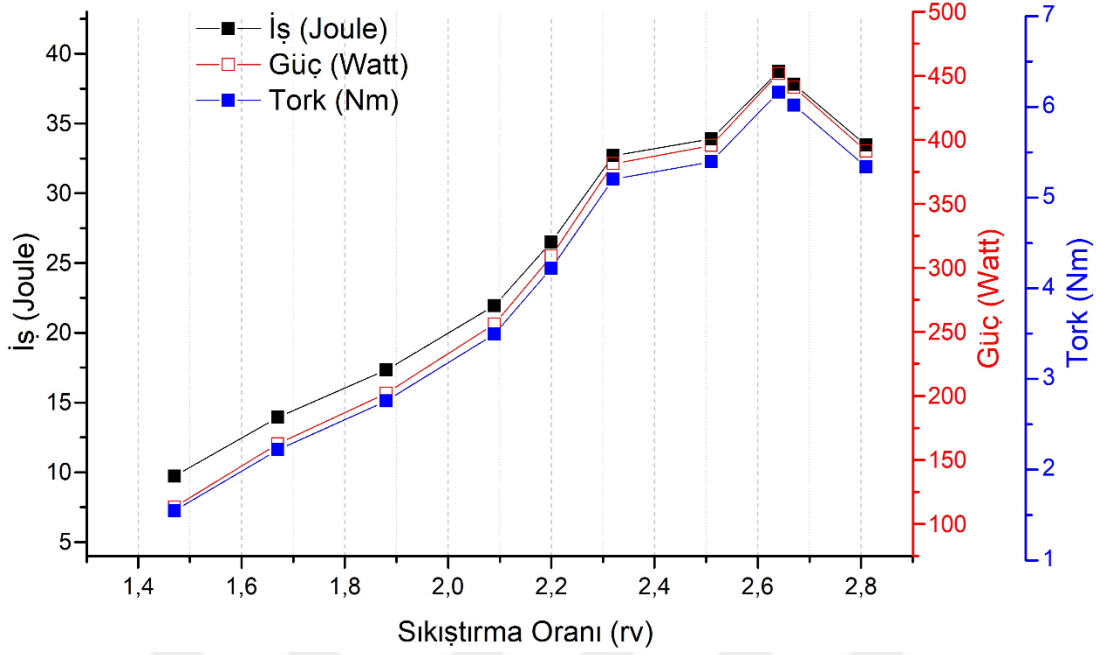
5.2. Krank Yarıçapı ile Sıkıştırma Oranı Değiştirilen Motor Analizleri Sonuçları

Elde edilen çözümlerin geçerliliğinin kanıtlanmasının ardından rhombic hareket mekanizmasına ait krank yarıçapı 10 mm ile 34 mm arasında değiştirilerek Stirling motoru tekrar analizlere tabi tutulmuştur. Krank yarıçapındaki bu değişim, sıkıştırma oranının 1,47 ile 2,81 değerleri arasında değişimine yol açmıştır. Şekil 5.2.'de krank yarıçapı değiştirilerek yapılan analizlere ait P-V diyagramlarından örnekler görülmektedir.



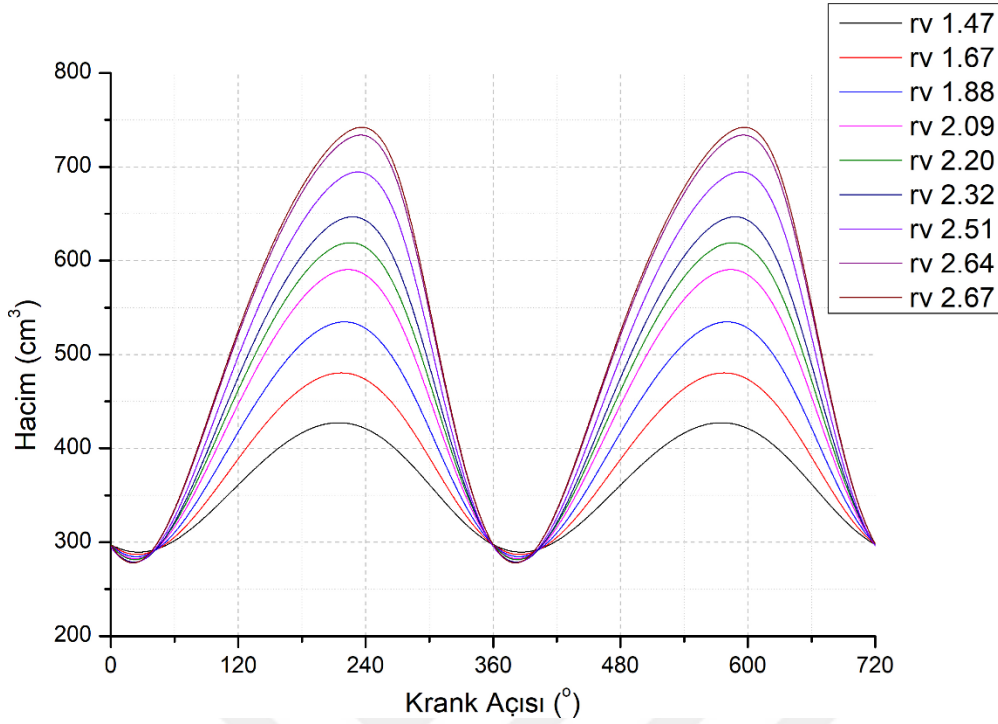
Şekil 5.2. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizleri sonuçlarının karşılaştırılması

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü üzere krank yarıçapının değişimi ile güç pistonu ve yer değiştirme pistonu strokları değişmiş olup maksimum ve minimum hacim miktarlarında da değişimler gözlemlenmiştir. Krank yarıçapında yapılan değişimler, sıkıştırma oranında da aynı yönde değişime sebep olmuştur. Şekil 5.3.'te bu analiz sonuçlarında elde edilen çevrimsel iş, güç ve tork değerlerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi görülmektedir.



Şekil 5.3. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde motor performanslarının karşılaştırılması

Sıkıştırma oranına bağlı olarak Stirling motoru performansının incelendiği grafikte de görüldüğü gibi krank yarıçapı ile sıkıştırma oranının değiştirildiği analiz sonuçlarında sıkıştırma oranının azalması genişleme-sıkıştırma bölgelerindeki ölü hacimleri artırarak motor performansının düşmesine sebep olmuştur. Ölü hacimdeki çalışma maddesi, basınç artışı sırasında bu gazın oluşturduğu basınç kuvvetinin hepsinin güç pistonu üzerine geçmesini engellemekte ve motor gücünü düşürmektedir. Krank yarıçapındaki bir miktar artış ile 2,64 sıkıştırma oranı değerinde ölü hacim miktarı en uygun seviyeye getirilmiştir. Bu noktadan sonra sıkıştırma oranının daha fazla artırılması sıcak uç bölgesinde ısıtılan çalışma maddesi miktarını gereğinden fazla düşürdüğü için motor performansını olumsuz etkilemekte, silindir içi basınç değişimlerini verimsiz hale getirmektedir. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranının değiştirildiği Stirling motoru analizlerinde en iyi sıkıştırma oranı değeri 31,5 mm krank yarıçapında, 2,64 olarak tespit edilmiş olup bu sıkıştırma oranında çevrimsel iş, güç ve tork değerleri sırası ile 38,72 J, 451,81 W, 6,16 Nm olarak hesaplanmıştır. Bu sıkıştırma oranındaki termal verim ise %25,4'tür. Şekil 5.4.'te bu analizlerde meydana gelen krank açısına bağlı hacim değişimleri görülmektedir.



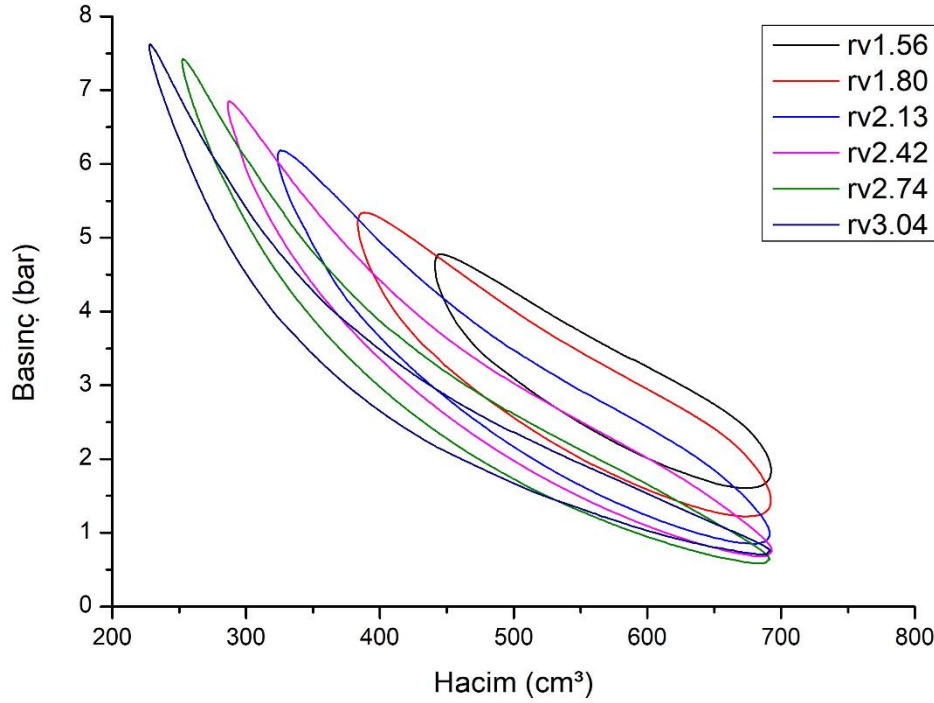
Şekil 5.4. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde krank açısına bağlı hacim değişimleri

Sıkıştırma oranının krank yarıçapı değerinin değiştirilerek artırılması ile silindir içerisindeki minimum hacmin daha düşük krank açılarındaki, maksimum hacmin ise daha yüksek krank açılarındaki olduğu görülmektedir. Bu çalışmada maksimum performansın görüldüğü analize ait akış hızı, basınç ve sıcaklık görüntüleri mevcut krank açıları belirtilerek EK-4, EK-5 ve EK-6'da verilmiştir.

5.3. Krank Yarıçapı ve Rejeneratör Bölgesi Uzunluğu ile Sıkıştırma Oranı Değiştirilen Motor Analizleri Sonuçları

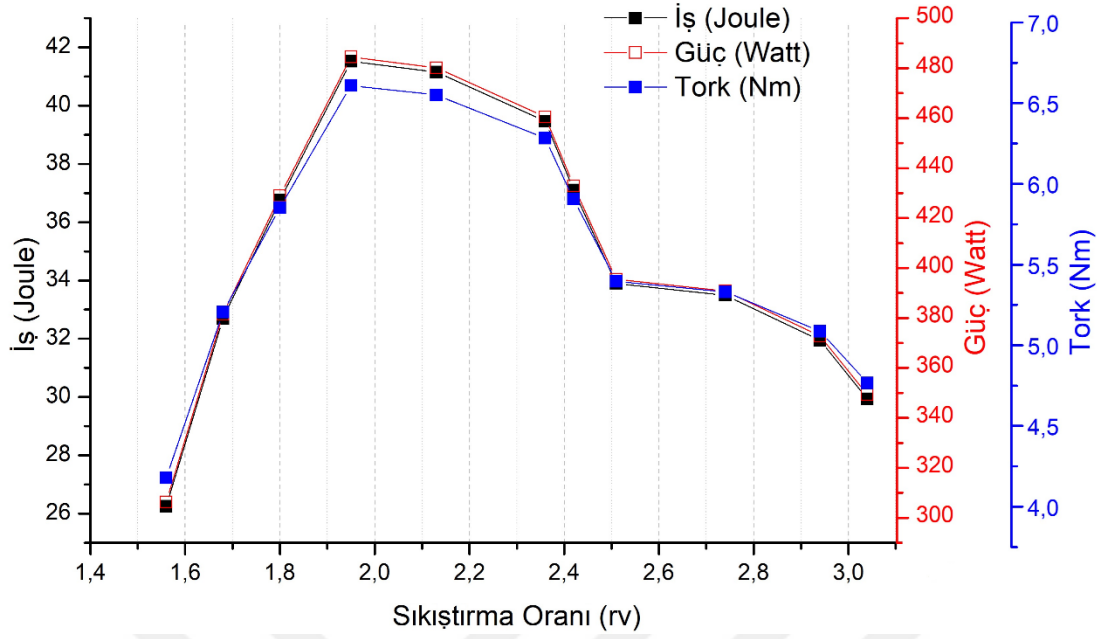
Yürütülen analizlerin üçüncü aşamasında; krank yarıçapı ile sıkıştırma oranının değiştirildiği analizlerdeki artan-azalan stroğun yol açtığı maksimum hacimlerdeki değişim kadar rejeneratör hacminde değişikliğe gidilmiştir. Böylece çalışmanın bu kısmındaki tüm maksimum hacim değerleri, deney motoru maksimum hacmi ile eşit tutulmuştur. Krank yarıçapı değeri 18 mm ile 32 mm arasında değiştirilirken rejeneratör bölgesi ve yer değiştirme pistonu uzunluğuna bağlı olarak rejeneratör yüzey alanı da 2510,704 cm² ile 437,856 cm² arasında değerler alarak toplam hacim değerinin sabit tutulması sağlanmıştır. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğundaki bu değişim sıkıştırma oranının 1,56 ile 3,04 değerleri arasında değişimine yol açmıştır. Şekil 5.5.'te krank yarıçapı ve rejeneratör

bölgesi uzunluğu değiştirilerek yapılan analizlere ait P-V diyagramlarından örnekler görülmektedir.



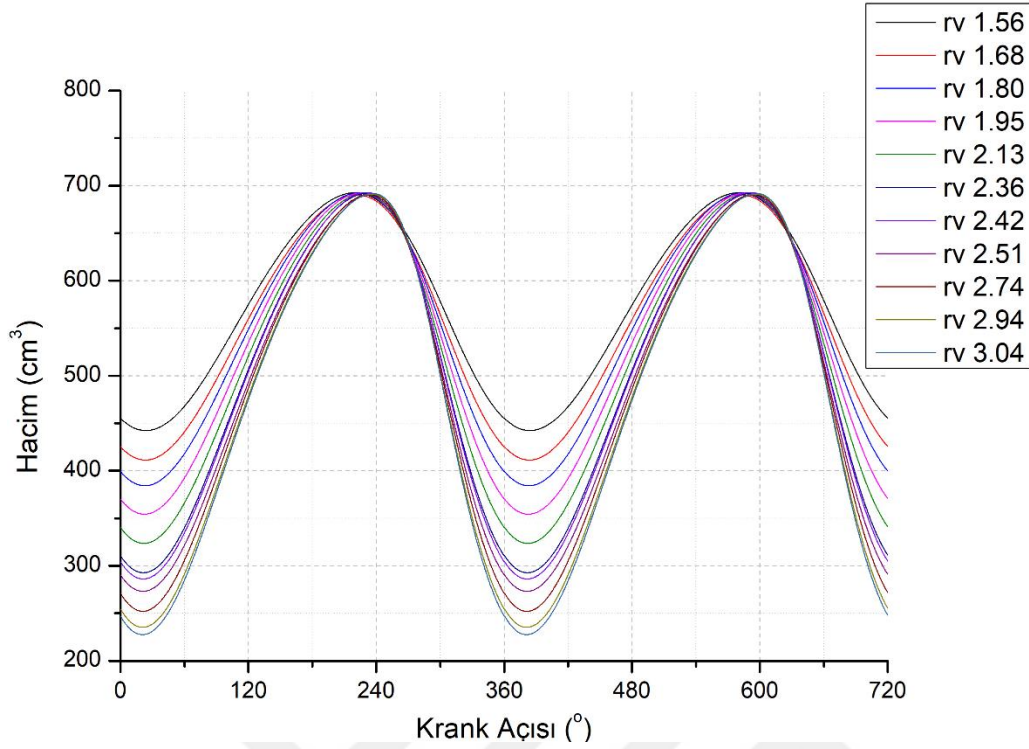
Şekil 5.5. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizleri sonuçlarının karşılaştırılması

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü üzere krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğunun değişimi ile maksimum hacim değerleri sabit tutulmakla beraber silindir içi geometri ve piston stroklarının değişiminden kaynaklı basınç değişim miktarlarında ve minimum hacim değerlerinde önemli farklılıklar meydana gelmiştir. Şekil 5.6.'da bu analiz sonuçlarında elde edilen çevrimsel iş, güç ve tork değerlerinin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi görülmektedir.



Şekil 5.6. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde motor performanslarının karşılaştırılması

Sıkıştırma oranına bağlı olarak Stirling motoru performansının incelendiği grafikte de görüldüğü gibi krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranının değiştirildiği analiz sonuçlarında sıkıştırma oranının azalması belirli bir noktaya kadar motor performansında artışa sebep olmuş, sonrasında ise motor performansı tekrar ciddi oranda azalmıştır. Sıkıştırma oranının azalması ile motor performansının yükselmesinin sebebi; rejeneratör bölgesi uzunluğuna bağlı olarak ısı transferi yüzey alanının da artırılmasıdır. Optimum rejeneratör uzunluğu olan 609,9 mm ve optimum rejeneratör yüzey alanı olan 1391,46 cm² değerinden yüksek değerlerde bu bölgedeki ölü hacimler artmakta, düşük değerlerde ise akış kaynaklı kayıplar oluşarak motor performansına olumsuz etki etmektedir. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranının değiştirildiği Stirling motoru analizlerinde en iyi sıkıştırma oranı değeri 24 mm krank yarıçapında, 1,95 olarak tespit edilmiş olup bu sıkıştırma oranında çevrimsel iş, güç ve tork değerleri sırası ile 41,52 J, 484,48 W, 6,61 Nm olarak hesaplanmıştır. Bu sıkıştırma oranındaki termal verim ise %34'tür. Şekil 5.7.'de bu analizlerde meydana gelen krank açısına bağlı hacim değişimleri görülmektedir.

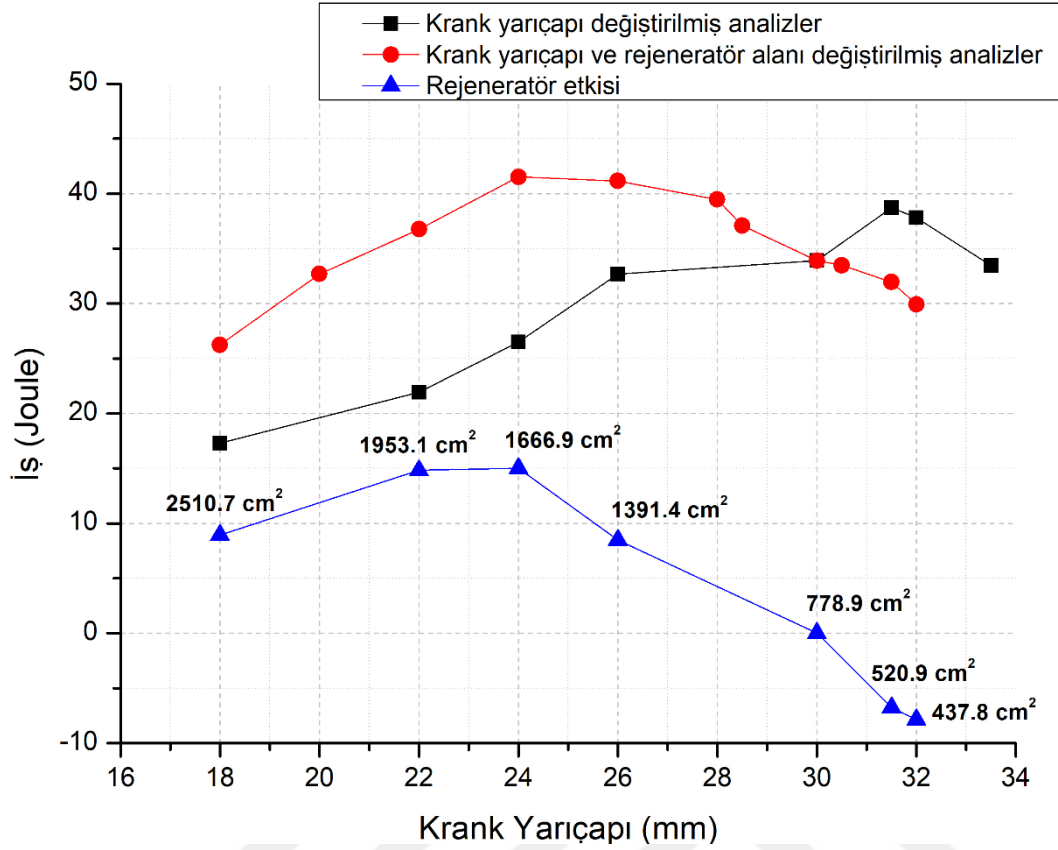


Şekil 5.7. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizlerinde krank açısına bağlı hacim değişimleri

Sıkıştırma oranının krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğunun değiştirilerek artırılması ile silindir içerisindeki minimum hacmin benzer krank açılarındaki maksimum hacmin ise daha yüksek krank açılarındaki olduğu görülmektedir. Bu çalışmada maksimum performansın görüldüğü analize ait akış hızı, basınç ve sıcaklık görüntüleri mevcut krank açıları belirtilerek EK-7, EK-8 ve EK-9’da verilmiştir.

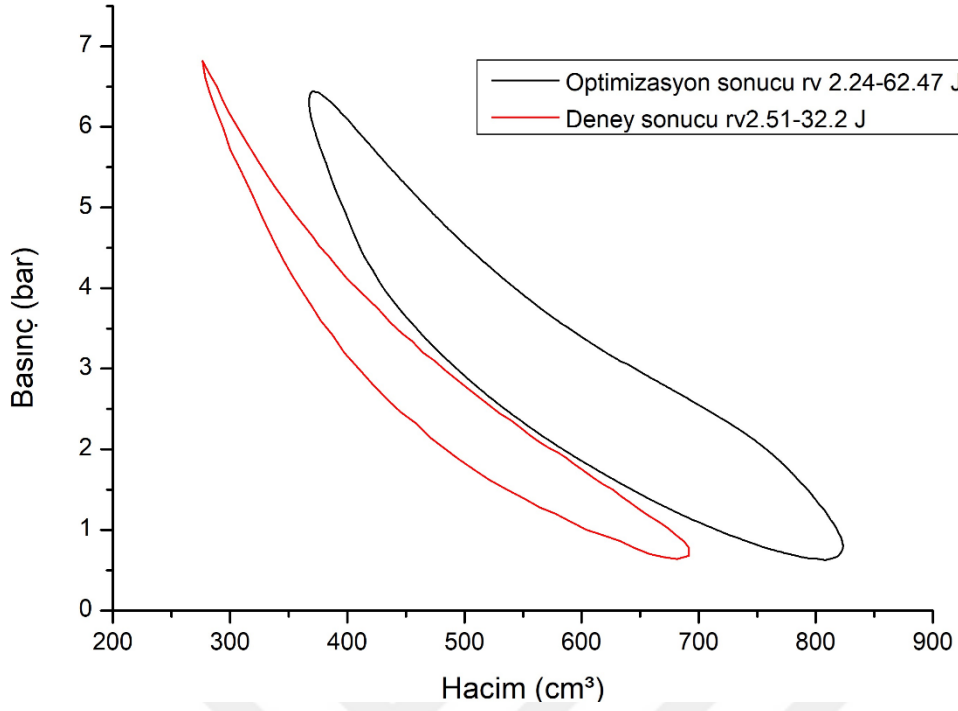
5.4. Rejeneratör Etkilerinin Değerlendirilmesi ve Optimize Edilmiş Motor Analizi Sonuçları

Optimizasyon çalışmasının son aşamasında krank yarıçapının değiştirildiği ve krank yarıçapı ile birlikte rejeneratör bölgesi uzunluğunun değiştirildiği analiz sonuçları eşit krank yarıçapları için çevrimsel iş bakımından karşılaştırılmıştır. Eşit krank yarıçaplarındaki rejeneratör bölgesi yüzey alanındaki değişimin motor performansına etkisi Şekil 5.8.’de görülmektedir.



Şekil 5.8. Eşit krank yarıçaplarında rejeneratör etkilerinin incelenmesi

Yukarıdaki grafikte de görüldüğü gibi çevrimsel iş miktarındaki değişim 24 mm krank yarıçapında, 1666,9 cm² yüzey alanına sahip, 609,9 mm uzunluğundaki rejeneratör tipinde 15,01 J artışla sonuçlanmıştır. Çevrimsel iş miktarına en yüksek miktarda artış sağlayan bu rejeneratör tipi, ölü hacimlerin minimize edildiği krank yarıçapı değeri olan 31,5 mm krank yarıçapı değerinde analize tabi tutularak optimizasyon çalışması tamamlanmıştır. Optimizasyon çalışması sonucunda rejeneratör, genişleme ve sıkıştırma bölgelerindeki ölü hacim miktarı en iyi seviyeye getirilerek Stirling motora ait akış ve ısı transferi kaynaklı kayıplar minimize edilmiştir. Optimizasyon sonucunda motor performansı 31,5 mm krank yarıçapında, 2,24 sıkıştırma oranı değerinde tespit edilmiş olup bu sıkıştırma oranında çevrimsel iş, güç ve tork değerleri sırası ile 62,47 J, 728,93 W, 9,94 Nm olarak hesaplanmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen termal verim ise %37,7'dir. Validasyon sonuçları ile optimizasyon sonuçları karşılaştırıldığında motor performansında %99 oranında artış elde edildiği görülmüştür. Şekil 5.9.'da optimizasyon çalışması ve deney sonucundan elde edilen P-V diyagramları birlikte görülmektedir.



Şekil 5.9. Optimizasyon çalışması ve deney sonucuna ait P-V diyagramlarının karşılaştırılması

Optimizasyon sonucunda maksimum motor performansının görüldüğü analize ait akış hızı, basınç ve sıcaklık görüntüleri mevcut krank açıları belirtilerek EK-10, EK-11 ve EK-12’de verilmiştir. Yürütülen üç farklı analiz tipinde en iyi motor performanslarının görüldüğü Stirling motoru özelliklerinin yanı sıra deney çalışması ve validasyon çalışmasına ait sonuçlar Çizelge 5.1.’de detaylı şekilde görülmektedir. Çizelge üzerindeki kısaltmalar ve simgeler ilgili bölümlerde açıklanmaktadır.

Çizelge 5.1. Optimizasyon sonuçları

	r_v	r (mm)	L_R (mm)	S_R (cm ²)	İş (J)	Güç (W)	Tork (Nm)
Deney Çalışması Motor Özellikleri	2,51	30	285	778,98	32,2	375,73	5,12
Validasyon Çalışması Motor Özellikleri	2,51	30	285	778,98	33,9	395,56	5,39
Krank Yarıçapı ile Sıkıştırma Oranının Değiştirildiği Motor Özellikleri	2,64	31,5	285	778,98	38,72	451,81	6,16
Krank Yarıçapı ve Rejeneratör Bölgesi Uzunluğu ile Sıkıştırma Oranının Değiştirildiği Motor Özellikleri	1,95	24	609,9	1666,96	41,52	484,48	6,61
Optimizasyon Çalışması Motor Özellikleri	2,24	31,5	609,9	1666,96	62,47	728,93	9,94



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada beta tipi rhombic hareket mekanizmasına sahip bir Stirling motoruna ait simülasyon modeli Ansys Fluent yazılımı aracılığı ile oluşturulmuştur. Test koşullarının ve motor özelliklerinin değiştirilebildiği bu iki boyutlu dinamik ağ yapısına sahip HAD modelinin kurulumunda, önceki yıllarda bir Tübitak projesi ile Gazi Üniversitesi'nde üretimi ve testleri yapılan Stirling motoru baz alınmıştır. Bu deney motoru özelliklerinin ve deney koşullarının birebir uygulandığı validasyon analizleri sonucunda yürütülen çalışmanın ve çözümün geçerliliği %95 doğruluk ile kanıtlanmıştır. Elde edilen bu başarılı sonuç; çalışmada açıklanan analiz yöntemlerinin, sonlu elemanlar modelinin ve diğer detay çalışma adımlarının optimizasyon için kurulacak HAD uygulamalarına uygun olduğunu göstermiştir.

Validasyon çalışmasının ardından motora ait krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğunun değiştirilmesi ile sıkıştırma oranı değiştirilerek tüm bu parametrelerin motor performansına etkileri incelenmiştir. Yalnızca krank yarıçapının değiştirilmesi ile yapılan analizlerde en iyi sıkıştırma oranı 2,64 olarak belirlenmiştir. Bu sıkıştırma oranı değerinde genişleme ve sıkıştırma bölgelerindeki ölü hacim miktarı minimize edilerek motor gücünde artış gözlenmiştir. Daha yüksek sıkıştırma oranlarında sıcak ve soğuk uçta bulunan çalışma maddesinin azalması, daha düşük sıkıştırma oranlarında ise ölü hacimlerin artması motor performansını düşürmüştür.

Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu değiştirilerek yapılan analizlerde ise 609,9 mm rejeneratör bölgesi uzunluğu ile en iyi sıkıştırma oranının 1,95 olduğu görülmüştür. Daha düşük sıkıştırma oranlarında rejeneratör bölgesi uzunluğu gereğinden fazla artmakta , bu bölgedeki ölü hacimler ısı transferi yüzey alanından kaynaklı artan motor gücünün önüne geçerek motor performansını olumsuz olarak etkilemektedir. Daha yüksek sıkıştırma oranı değerlerinde ise rejeneratör bölgesi uzunluğu kısalarak akış kaynaklı kayıplar artmaktadır.

Çalışmanın son aşamasında gerçekleştirilen optimizasyon analizinde ise ölü hacimlerin minimize edildiği krank yarıçapı değerinde, iş bakımından en etkili rejeneratör uzunluğu kullanılarak Stirling motoru optimizasyonu tamamlanmıştır. 31,5 mm krank yarıçapı, 609,9 mm rejeneratör bölgesi uzunluğunda sıkıştırma oranı değeri 2,24 olarak tespit edilmiş olup

sırasıyla çevrimsel iş, güç ve tork sırası ile 62,47 J, 728,93 W, 9,94 Nm olarak hesaplanmıştır. Optimizasyon sonucunda elde edilen termal verim ise %37,7'dir. Validasyon sonuçları ile optimizasyon sonuçları karşılaştırıldığında motor performansında %99 oranında artış elde edildiği görülmüştür. Oluşturulan HAD uygulaması ile bu optimizasyon çalışmasının yürütülmesi yeniden tasarım, üretim ve deney aşamalarındaki yüksek maliyetin ve zaman kaybının da önüne geçilmesini sağlamıştır.

Çalışma neticesinde elde edilen veriler incelendiğinde Stirling motorlarında rejeneratör bölgesi yüzey alanının motor performansının iyileştirilmesinde doğrudan etkili olduğu görülmüştür. İleriki aşamalarda borulu tip ısı değiştiricisi geliştirilerek bu dinamik ağ yapılı simülasyon modeline eklenmesi önerilmektedir. Bu tasarım ile yapılacak analiz çalışmasında üç boyutlu model kullanılması analiz sonuçlarının gerçek verilere yaklaşması bakımından önemlidir. Analiz kurulumunda benzer metot ve sınır şartlarının kullanılabileceği öngörülmektedir. Ayrıca bu optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen boyutsal değişiklikler kullanılarak bir Stirling motoru üretiminin ve testlerinin gerçekleştirilmesinin, HAD uygulaması sonuçları ile deney sonuçlarının karşılaştırılmasının faydalı olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

1. Organ, A. J. (2014). *Stirling cycle engines inner working and design*. New York: Wiley Publication, 33-43.
2. Wang, K., Sanders, S. R., Dubey, S., Choo, F. H., and Duan, F. (2016). Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 89-108.
3. Çınar, C. (2001). *Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı, İmali ve Performans Analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 7-30.
4. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., and Yücesu, H. S. (2010). Improved Stirling engine performance through displacer surface treatment. *International Journal of Energy Research*, 34(3), 275-283.
5. Walker, G. (1980). *Stirling Engines*. Oxford, Clarendon Press, 47-71, 73-103, 107-121, 124-156, 160-199, 203-233, 254-287.
6. Intsiful, P. A. D. (2007). *The Experimental and Theoretical Characterization of a Small Custom-Built Power Producing Double-Acting Gamma-Type Stirling Engine*. Ph.D. Dissertation, Howard University Department of Physics and Astronomy, Washington, 1-20.
7. Meijer, R. J. (1960). *The Philips Stirling thermal engine*. Ph.D. Thesis, Technische Hogeschool Delft, 99-103.
8. Finkelstein, T. and Organ, A. J. (2001). *Air Engines The History, Science, and Reality of the Perfect Engine*. ASME Press, New York, 1-30.
9. Finkelstein, T. and Allan, J. O. (2004). *Air Engines*. The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1- 19.
10. Demiralp, M. (1994). *Güneş Enerjisinin Tarımsal Sulama ve Elektrik Üretiminde Kullanılabilmesi İçin Tasarlanan Serbest Displacerli Bir Stirling Motorunun Çizim ve Prototip Hesapları*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-15.
11. Laka, S. (2011). *Çanaklı Güneş Yansıtıcılarıyla Çalışan Stirling Güç Üretim Sisteminin Termodinamik Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 4-23.
12. Thombare, D. G. and Verma, S. K. (2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Science Direct Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 1-38.
13. Önder, M. (2012). *Stirling Motoru İçin Borulu Tip Isı Değiştiricisi Tasarımı ve CFD Analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-45.
14. Aksoy, F., Solmaz, H., Çınar, C. and Karabulut, H. (2017). 1,2 kW beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *International Journal of Energy Research*, 41, 1310-1321.

15. Üstün, S. (2000). *Çift Yer Değiştirme Pistonlu V Tipi Küçük Güçlü Bir Stirling Motorunun Tasarım ve İmalı*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-37.
16. Aksoy, F. (2011). *Parabolik Kolektör ve Stirling Motorundan Oluşan Bir Güneş Enerjisi Sisteminin Yapımı*. Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Bilimsel Araştırma Projesi Sonuç Raporu, Ankara.
17. Özgören, Y. O. (2004). *Stirling Motorlarında Isı Kayıplarının Azaltılması İçin Termal Bariyer Kullanımı*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 5-45.
18. Percival, W. H. (1974). *Historical Review of Stirling Engine Development in the United States From 1960 to 1970*. ERDA, No. NASA CR-121097.
19. Çınar, C., Yücesu, S., Topgül, T. and Okur, M. (2005). Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure. *Applied Energy*, 81, 351-357.
20. Erol, D. (2009). *Düşük Sıcaklık Farkıyla Çalışan bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 3-37.
21. Demir, B. ve Güngör, A. (2010). Alfa tipi tek yer değiştirmeli bir Stirling motoru tasarımı ve performansının testi. *Celal Bayar Üniversitesi Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi*, 13, 1-10.
22. Karabulut, H., Solmaz H., Okur, M. ve Şahin, F. (2013). Gama tipi serbest pistonlu bir Stirling motorunun dinamik ve termodinamik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 28, 265-273.
23. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C. ve Aksoy, F. (2008). *Doğal gazla çalışan bir Stirling motorunun tasarımı imalatı ve testleri*. TÜBİTAK 1001 Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı Proje No: 105M256, Ankara.
24. Yücesu, H. S. (1996). *Küçük Güçlü Güneş Enerjili Bir Stirling Motoru Tasarımı*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 3-28.
25. Demiralp, M. (2000). *Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 6-60.
26. Koca, A. (1997). *V Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarım ve İmalı*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-50.
27. Ladas, H. G. and Ibrahim, O. M. (1994). Finite-Time View of Stirling Engine. *Energy*, 19, 837-843.
28. Aksoy, F. (2011). *Bir Stirling Motoruna Güneş Enerjisi Uygulanması*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 25-63.
29. Simetkosky, M. (1985). Mod I Automotive Stirling Engine Mechanical Development . *SAE Papers*, No: 840462.

30. Richey, A. E. (1986). Mod II automotive Stirling engine design description and performance projections. *SAE Papers*, No: 860059.
31. Kolin, I., Kolin, S. K. and Golub, M. (2000). Geothermal Electricity Production by Means of the Low Temperature Difference Stirling Engine. *Proceedings World Geothermal Congress*, Japan, 3199-3203.
32. Senft, J. R. (2004). *An Introduction to Low Temperature Differential Stirling Engines*. New York, Moriya Press, 1-37.
33. Çınar, C., Aksoy, F. ve Erol, D. (2011). *Düşük sıcaklık farkıyla çalışan bir Stirling motorunun tasarımı ve imali*. Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi Sonuç Raporu, Ankara, 1-50.
34. Trukhov, V. and Tursunbaev, I. A. (1987). Development and Investigation of a Stirling Engine for an Autonomous Solar Energy Units. *Applied Solar Energy*, 23, 71-75.
35. Tekin, Y. (2006). *Stirling Cevrimi ile Çalışan V Tipi Soğutucunun Termodinamik Analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 6-23.
36. Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2006). Performance of a Twin Power Piston Low Temperature Differential Stirling Engine Powered by a Solar Simulator. *Solar Energy*, 81, 884-895.
37. Bean, J. R. and Diver, R. B. (1992). The CPG 5 kW Dish-Stirling Development Program. *27th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings*, 5, 221-228 , San Diego, ABD.
38. Toda F., Iwamoto I. and Takeuchi M. (1995). Development of 300 W class low temperature difference Stirling engine. *7th International Conference on Stirling Cycle Machines*, Waseda University Tokyo, 437-443.
39. Karabulut, H. (1998). Stirling Motorlarının Termodinamik Simülasyonu. *Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 19: 21-25.
40. Erbay, B. and Yavuz, H. (1999). Optimization of the irreversible Stirling heat engine. *Int. J. Energy Res.*, 23, 863-873.
41. Karabulut, H., Yücesu, H. S. and Koca, A. (2000). Manufacturing and testing of a V-type stirling engine *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 24(2), 71-76.
42. Kaushik, S. C. and Kumar, S. (2000). Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses. *Energy*, 25, 989–1003.
43. Senft, J.R. (2002). Optimum Stirling engine geometry. *Int. J. Energy Res.*, 26, 1087–1101.
44. Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2008). A Four Power-Piston Low-Temperature Differential Stirling Engine Powered Using Simulated Solar Energy as a Heat Source. *Solar Energy*, 82, 493-500.

45. Wilson, S. D., Dyson, R. W., Tew, R. C. and İbrahim, M. B. (2004). Multi-D CFD Modeling of a Free-Piston Stirling Converter at NASA Glenn. *Second International Energy Conversion Engineering Conference*, Rhode Island.
46. Çınar, C. and Karabulut, H. (2005). Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine. *Renewable Energy*, 30(1), 57-66.
47. Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2005). Investigation on Power Output of the Gamma Configuration LTD Stirling Engines. *Renewable Energy*, 30, 465–476.
48. Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2005). Optimum Absorber Temperature of a Once Reflecting Full Conical Concentrator of a LTD Stirling Engine. *Renewable Energy*, 30, 1671–1687.
49. Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2006). Performance of a Twin Power Piston Low Temperature Differential Stirling Engine Powered by a Solar Simulator. *Solar Energy*, 81, 884-895.
50. Karabulut, H., Yücesu, H.S. ve Çınar, C. (2006). Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer. *Renewable Energy*, 31, 2188–2197.
51. Kongtragool, B. and Wongwises, S. (2007). Performance of Low-Temperature Differential Stirling Engines. *Renewable Energy*, 32, 547–566.
52. Tavakolpour, A. R., Zomorodian, A. and Golneshan, A. A. (2008). Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flatplate solar collector without regenerator. *Renewable Energy*, 33(1), 77-87.
53. Karabulut, H., Çınar, C. and Aksoy, F. (2009). The investigation of the effect of thermal barrier coating on the performance of Stirling engine. *Int. J. Energy Res.*, 33, 267–273.
54. Parlak, N., Wagner, A., Elsner, M. and Soyhan, H. S. (2009). Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. *Renewable Energy*, 34, 266–273.
55. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C. and Aksoy, F. (2009). An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources. *Applied Energy*, 86, 68–73.
56. Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E. and Yücesu, H.S. (2010). Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism. *Renewable Energy*, 35, 138–143.
57. Cheng, C. H. and Yu, Y.J. (2010). Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism. *Renewable Energy*, 35, 2590-2601.
58. Cheng, C. H. and Yang, H. S. (2011). Analytical model for predicting the effect of operating speed on shaft power output of Stirling engines. *Energy*, 36, 5899-5908.

59. Karabulut, H. ve Aksoy, F. (2011). Güneş Enerjisi ile Çalışan Bir Stirling Motorunun Performans Testleri. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 8, 55-62.
60. Sripakagorn, A. and Srikan, C. (2011). Design and Performance of a Moderate Temperature Difference Stirling Engine. *Renewable Energy*, 36, 1728-1733.
61. Chen, W. L., Wong, K. L. and Po, L. W. (2012). A numerical analysis on the performance of a pressurized twin power piston gamma-type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 62, 84-92.
62. Önder, M. (2012). *Stirling Motoru İçin Borulu Tip Isı Değiştiricisi Tasarımı ve CFD Analizi*. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 4-45.
63. Çınar, C., Aksoy, F. ve Okur, M. (2013). Design, manufacturing and performance tests of a stirling engine with rhombic drive mechanism. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28, 795-801.
64. Cheng, C. H., Yang, H. S. and Keong, L. (2013). Theoretical and experimental study of a 300-W beta-type Stirling engine. *Energy*, 59, 590-599.
65. Solmaz, H. ve Karabulut, H. (2014). Performance comparison of a novel configuration of beta-type Stirling engines with rhombic drive engine. *Energy Conversion and Management*, 78, 627-633.
66. Cheng, C. H. and Yang, H. S. (2014). Optimization of rhombic drive mechanism used in beta-type Stirling engine based on dimensionless analysis. *Energy*, 64, 970-978.
67. Torre, A. D., Guzzetti, A., Montenegro, G., Cerri, T., Onorati, A. and Aloui, F. (2014). CFD Modelling of a Beta-Type Stirling Machine. *11th World Congress on Computational Mechanics WCCM XI*, Barcelona.
68. Zainudin, M. F., Bakar, R. A., Ming, G. L., Ali, T. and Sup, B.A. (2015). Thermodynamic cycle evaluation of rhombic drive beta-configuration Stirling engine. *Energy Procedia*, 68, 419-428.
69. Mabrouk, M. T., Kheiri, A. and Feidt, M. (2015). Effect of leakage losses on the performance of a β type Stirling engine. *Energy*, 88, 111-117.
70. Ni, M., Shi, B., Xiao, G., Peng, H., Sultan, U., Wang, S., Luo, Z. and Cen, K. (2016). Improved Simple Analytical Model and experimental study of a 100 W b-type Stirling engine. *Applied Energy*, 169, 768-787.
71. Hachem, H., Gheith, R., Aloui, F. and Nasrallah, S. B. (2015). Numerical characterization of a γ -Stirling engine considering losses and interaction between functioning parameters. *Energy Conversion and Management*, 96, 532-543.
72. Duan, C., Sun, C., Shu, S., Ding, G., Jing, C. and Chang, J. (2015). Similarity design and experimental investigation of a beta-type Stirling engine with a rhombic drive mechanism. *International Journal of Energy Research*, 39, 191–201.
73. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., Solmaz, H., Özgören Y.Ö., Arslan, M. ve Aysal, F.E. (2015). Beta Tipi Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun İmalatı

- ve Testleri. *International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science (ISITES)*, 2129-2136.
74. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., Solmaz, H., Özgören Y. Ö., Arslan ve M., Eroğlu, H.İ. (2015). Hava Şarjlı Rhombic Hareket Mekanizmalı Bir Stirling Motorunun Performans Testleri. *Electronic Journal of Machine Technologies*, 12(3), 27-35.
 75. Chen, W., Yang, Y. and Salazar, J., L. (2015). A CFD Parametric Study on the Performance of a Low-Temperature-Differential γ -type Stirling Engine. *Energy Conversion and Management*, 635-643.
 76. Damirchi, H., Najafi, G., Alizadehnia, S., Ghobadian, B., Yusaf, T. and Mamat, R. (2015). Design, Fabrication and Evaluation of Gamma-Type Stirling Engine to Produce Electricity from Biomass for the Micro-CHP System. *Energy Procedia*, 137-143.
 77. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., Solmaz, H. ve Özgören, Y. Ö. (2016). Beta tipi rhombic hareket mekanizmalı bir Stirling motorunun tasarımı ve performans testleri. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 31, 879-888.
 78. Luo, Z., Sultan, Z., Ni, M., Peng, H., Shi, B. and Xiao, G. (2016). Multi-objective optimization for GPU3 Stirling engine by combining multi-objective algorithms. *Renewable Energy*, 94, 114-125.
 79. Babaelahi, M. and Sayyadi, H. (2016). Analytical closed-form model for predicting the power and efficiency of Stirling engines based on a comprehensive numerical model and the genetic programming. *Energy*, 98, 324-339.
 80. Li, R., Grosu, L. and Conde, D.Q. (2016). Losses effect on the performance of a Gamma type Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 114, 28-37.
 81. Ahmadi, M.H., Ahmadi, M.A., Pourfayaz, F., Bidi, M., Hosseinzade, H. and Feidt, M. (2016). Optimization of powered Stirling heat engine with finite speed thermodynamics. *Energy Conversion and Management*, 108, 96-105.
 82. Badr, W. S., Fanni, M., Abdel-Rahman, A. K. and Abdel-Rasoul., S. (2016). Dynamic Simulation and Optimization of Rhombic Drive Stirling Engine Using MSC ADAMS Software. *Procedia Technology*, 754-761.
 83. Jan, W. and Marek, P. (2016). Mathematical Modeling of the Stirling Engine. *Procedia Engineering*, 349-356
 84. Mikhael, N. N., El-Ghandou, M. and El-Ghafour, S. (2018). A. CFD Simulation and Losses Analysis of a Beta-Type Stirling Engine. *Port Said Engineering Research Journal*, 85-101
 85. Xiao, G., Sultan, U., Ni, M., Peng, H., Zhou, X., Wang, S. and Luo, Z. (2017). Design Optimization with Computational Fluid Dynamic Analysis of β -type Stirling Engine. *Applied Thermal Engineering*, 87-102

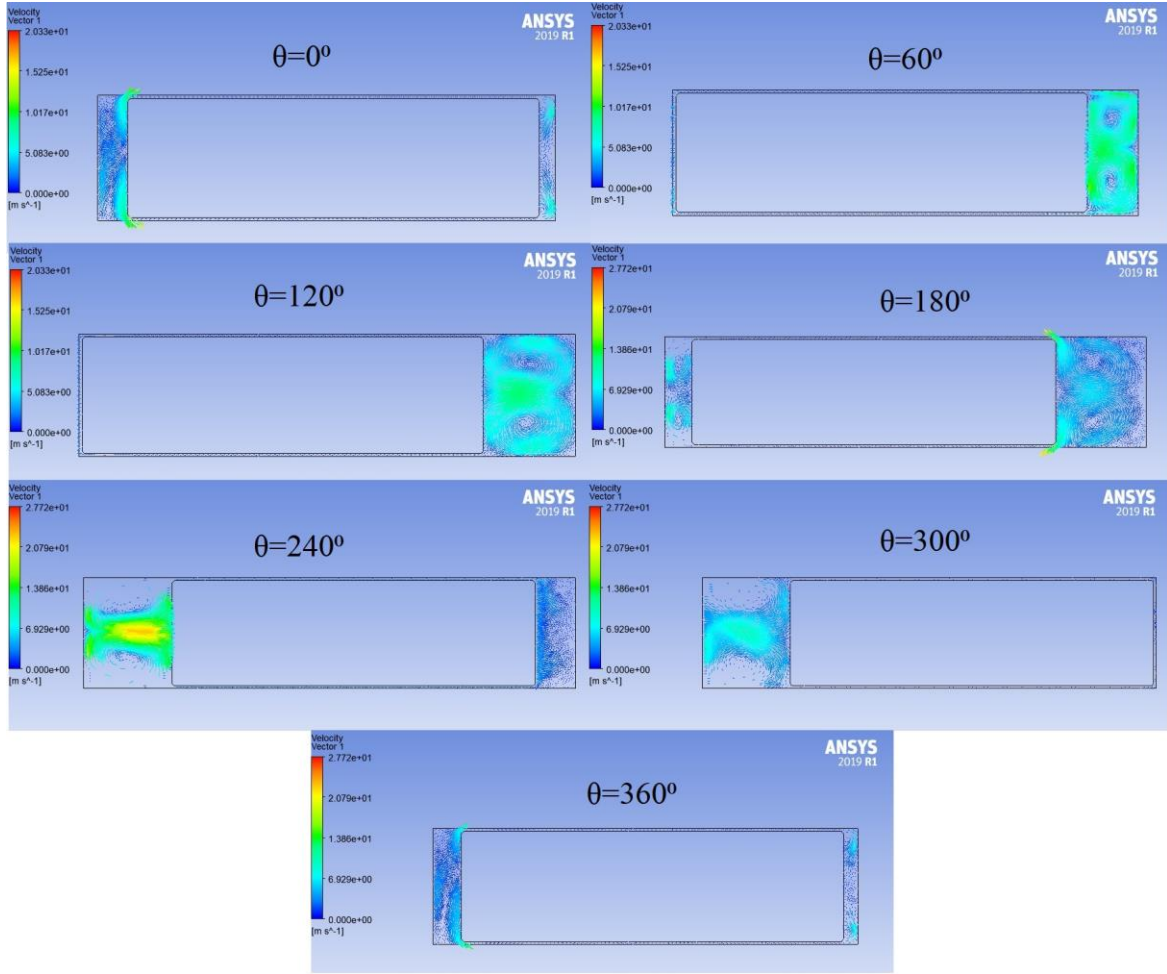
86. Erol, D. ve Çalışkan, S. (2019). Comparative Study on The Performance of Different Drive Mechanisms Used in a Beta Type Stirling Engine Through Thermodynamic Analysis. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 44-60.
87. Rasli, N. A. and Saadon, S. (2019). CFD Analysis of Heat Transfer Through Stirling Engine With Different Reenerators. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 126-134.
88. İpci, D. (2020). Investigation on Hydrodynamic Characteristics of a Stirling Regenerator Matric Using Porous Media Approach: A CFD Study. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 171-177.
89. Çınar, C. (2012). Design and manufacturing of a hermetic Stirling engine. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers Part E Journal of Process Mechanical Engineering*, 221, 949-954.
90. Aksoy, F., Solmaz, H., Karabulut, H., Çınar, C., Özgören, Y. O. and 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, 359-367.
91. Çınar, C. (2007). Thermodynamic analysis of an α -type Stirling engine with variable phase angle. *Mechanical Energy Science*, 221, 949-954.
92. Salvatore R., Gilberto A., Prado O. and Brendan D. (2018). Efficiency Reduction in Stirling Engines Resulting from Sinusoidal Motion. *Energies*, 11, 2887
93. Zheng, J., Chen, J., Zheng, P., Wu, H., and Tong, C. (2017). Research on control strategy of free-piston stirling power generating system. *Energies*, 10(10), 1-17.
94. İnternet: Chapter 2a – Alpha Stirling Engines. (t.y.). URL: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/engines.html>, Son erişim tarihi 01.11.2019.
95. Çınar, C., Aksoy, F. and Erol, D. (2012). The effect of displacer material on the performance of a low temperature differential Stirling engine. *International Journal of Energy Research*, 36, 911-917.
96. Shendage, D. J., Kedare, S. B. and Bapat, S. L. (2011). An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism. *Renewable Energy*, 36(1), 289-297.
97. İnternet: Cogeneration trigeneration and beyond URL: <https://www.briangwilliams.us/low-energy-strategies/cogeneration-trigeneration-and-beyond.html>, Son erişim tarihi 03.11.2019.
98. İnternet: Stirling Engine Beta Type URL: <https://grabcad.com/library/stirling-engine-beta-type-1>, Son erişim tarihi 03.11.2019.
99. Uğurlu, Y. (2014). *Stirling Motorunda Gaz Hareketlerinin Araştırılması*. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon, 15-20.

100. İnternet: Volume variations - Ross Yoke-drive engine URL: https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/yoke_vol.html, Son erişim tarihi 04.11.2019.
101. Zılanlı, G. A. (2013). *Stirling Çevrimi Kullanan Çanak Tipi Yoğunlaştırıcı Güç Sistemlerinin İncelenmesi ve Model Sistem Tasarlanması*. Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 25-38.
102. Pırasacı, T. (2002). *Güneş Enerjisi İle Çalışan Stirling Motorlu Elektrik Enerjisi Üretim Sistemi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 42-47.
103. Podesva, J., and Poruba, Z. (2016). The Stirling engine mechanism optimization. *Perspectives in Sciences*, 7, 341-346.
104. Gün, A. R. ve Kurban, M. (2011). Güneş bacası sistemlerinin analizi ve karşılaştırmalı değerlendirilmesi. 6. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'11)*, Elazığ.
105. Binbir, A. (2017). *Değişken Faz Açılı Alfa Tipi Bir Stirling Motorunun İmalatı ve Testleri*. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon, 6-9.
106. Hussain, T., Islam, M. D., Kubo, I. and Watanabe, T. (2016). Study of heat transfer through a cavity receiver for a solar powered advanced Stirling engine generator. *Applied Thermal Engineering*, 104, 751-757.
107. Külahlı, G. (2013). *Spektral Olarak Ayrıştırılan Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi İle Stirling Motorda Güç Üretimi Ve Performans Değerlendirmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Uşak Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Uşak, 28-43.
108. Özgören, Y. O., Karabulut, H., Çetinkaya S., Çınar, C., Bayrakçıken, H. and Aksoy, F. (2012). Thermodynamic analysis of abeta type Stirling engine. *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research*, 29(2), 827-836.
109. Fluent, ANSYS. (2018). *Release 19.2. User's Guide*.

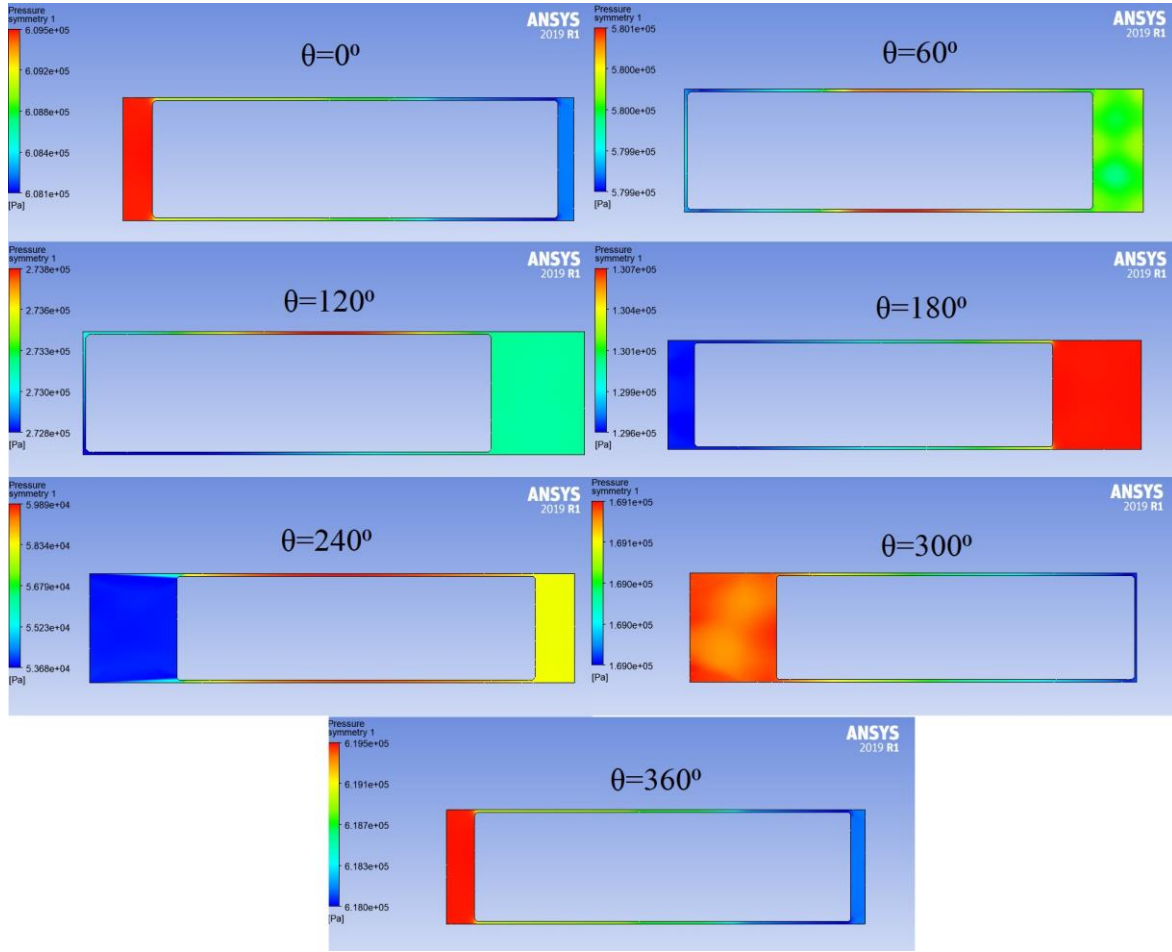


EKLER

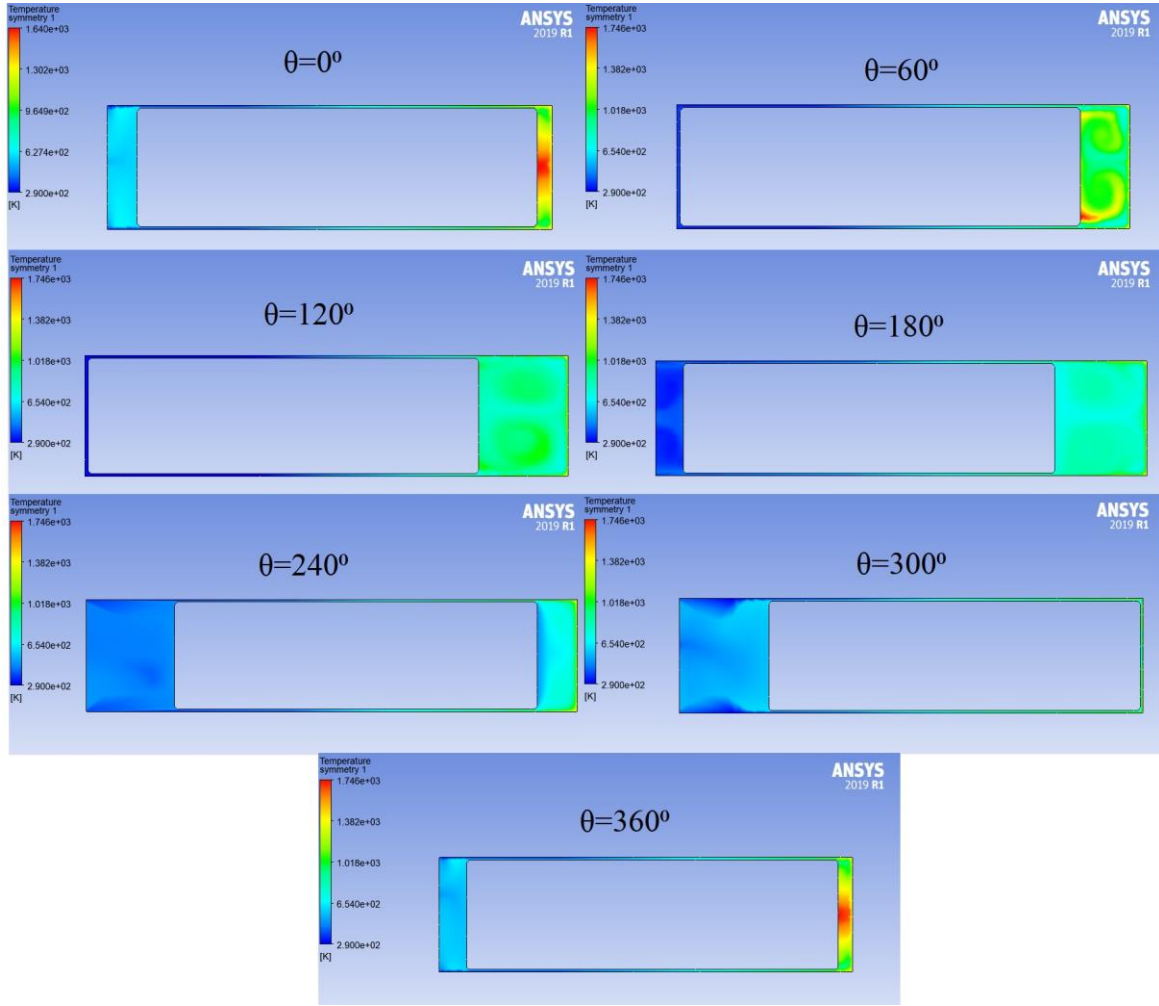
EK-1. Validasyon çalışması analizi akış hızı görüntüleri



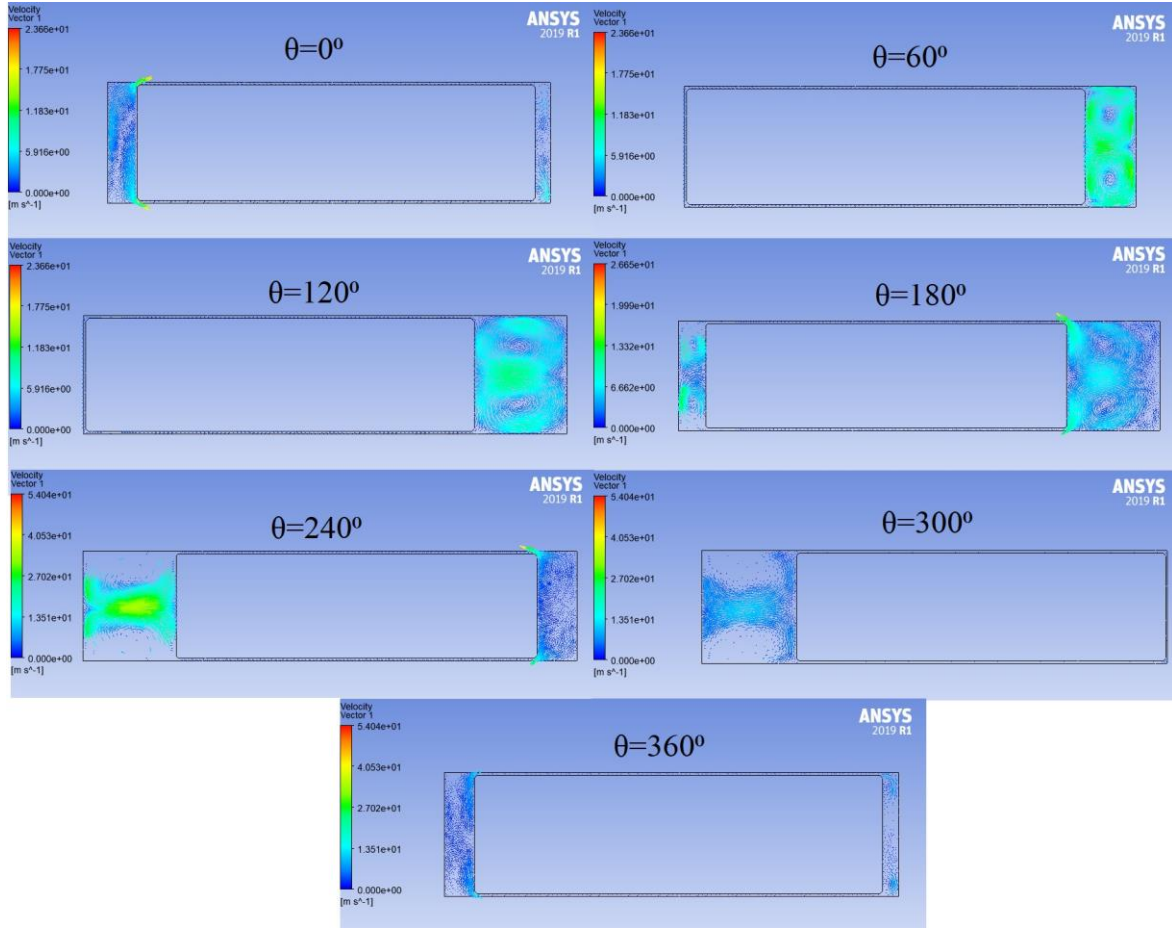
EK-2. Validasyon çalışması analizi basınç görüntüleri



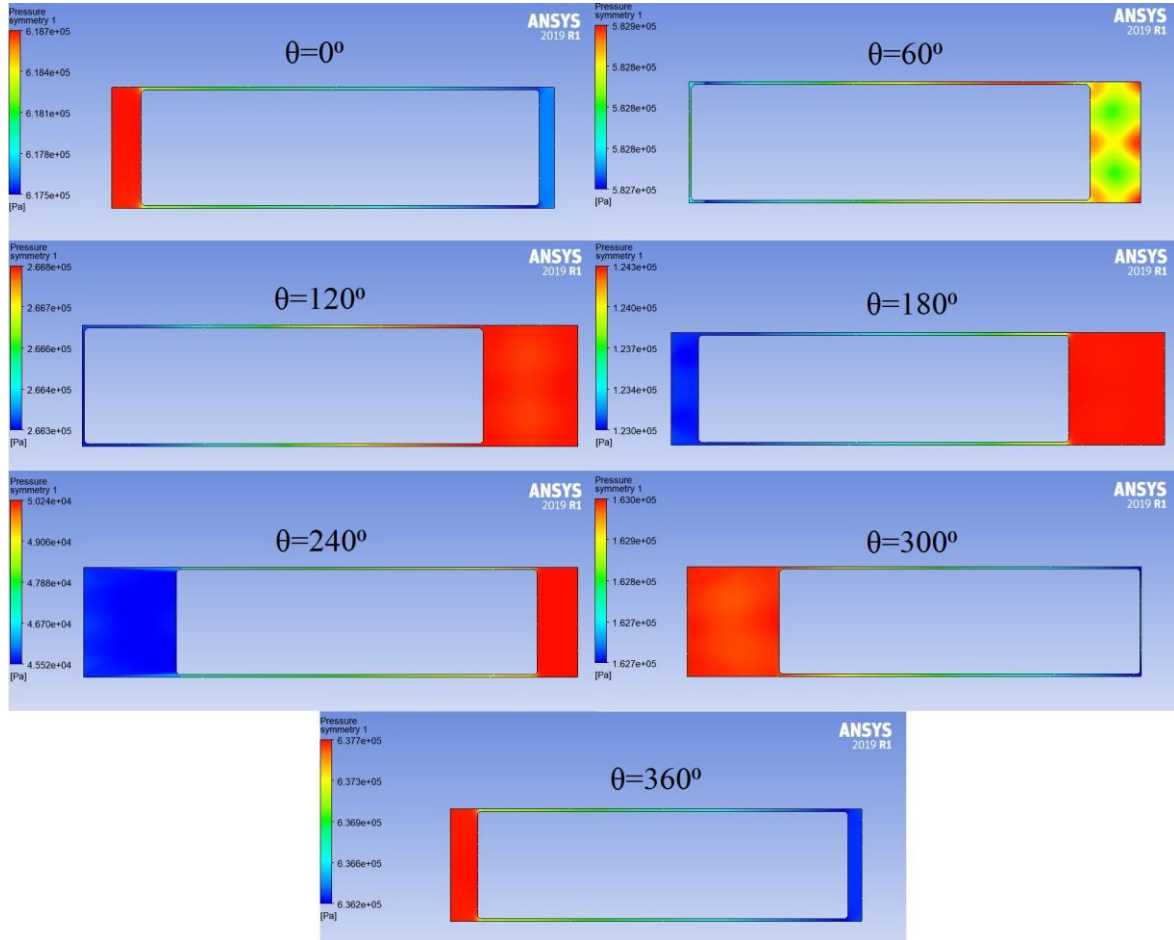
EK-3. Validasyon çalışması analizi sıcaklık görüntüleri



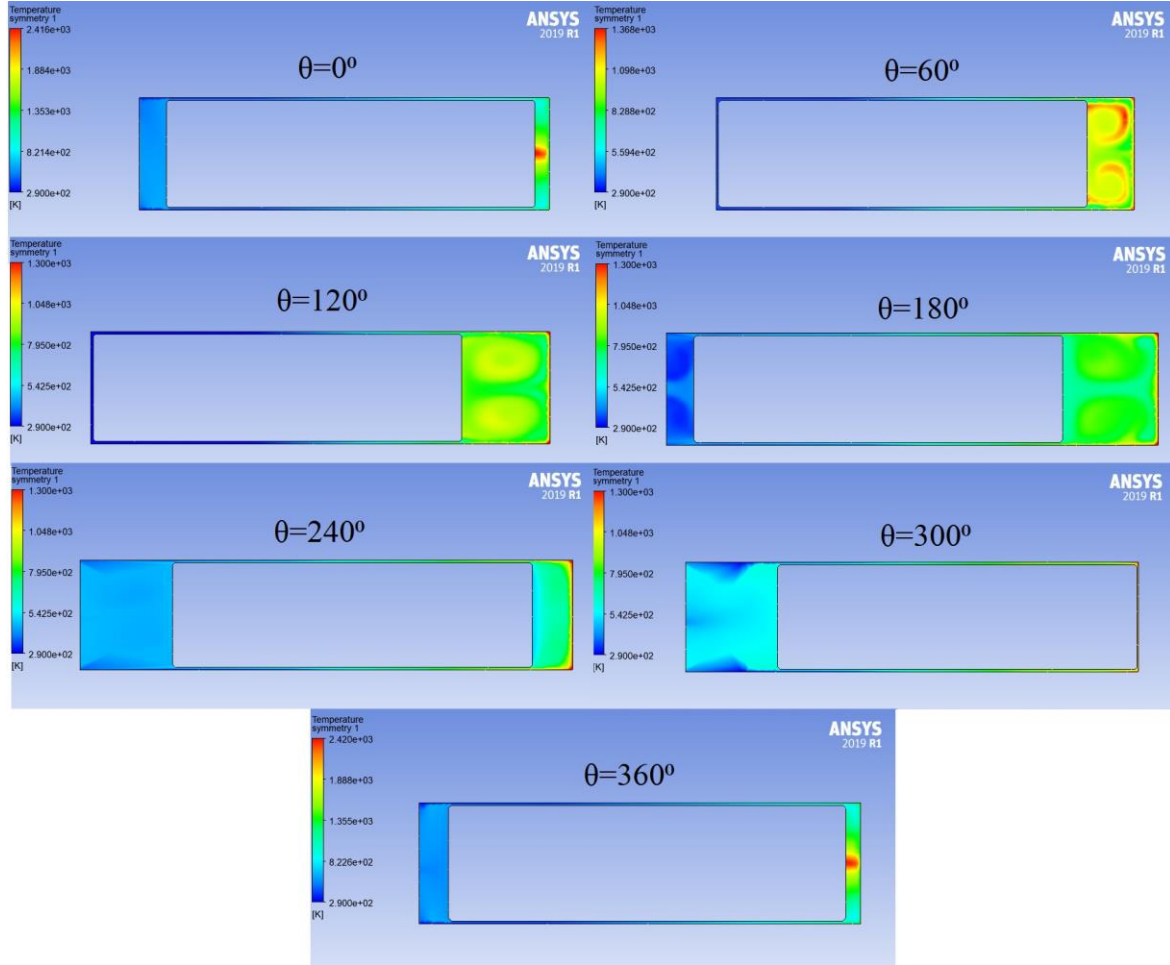
EK-4. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi akış hızı görüntüleri



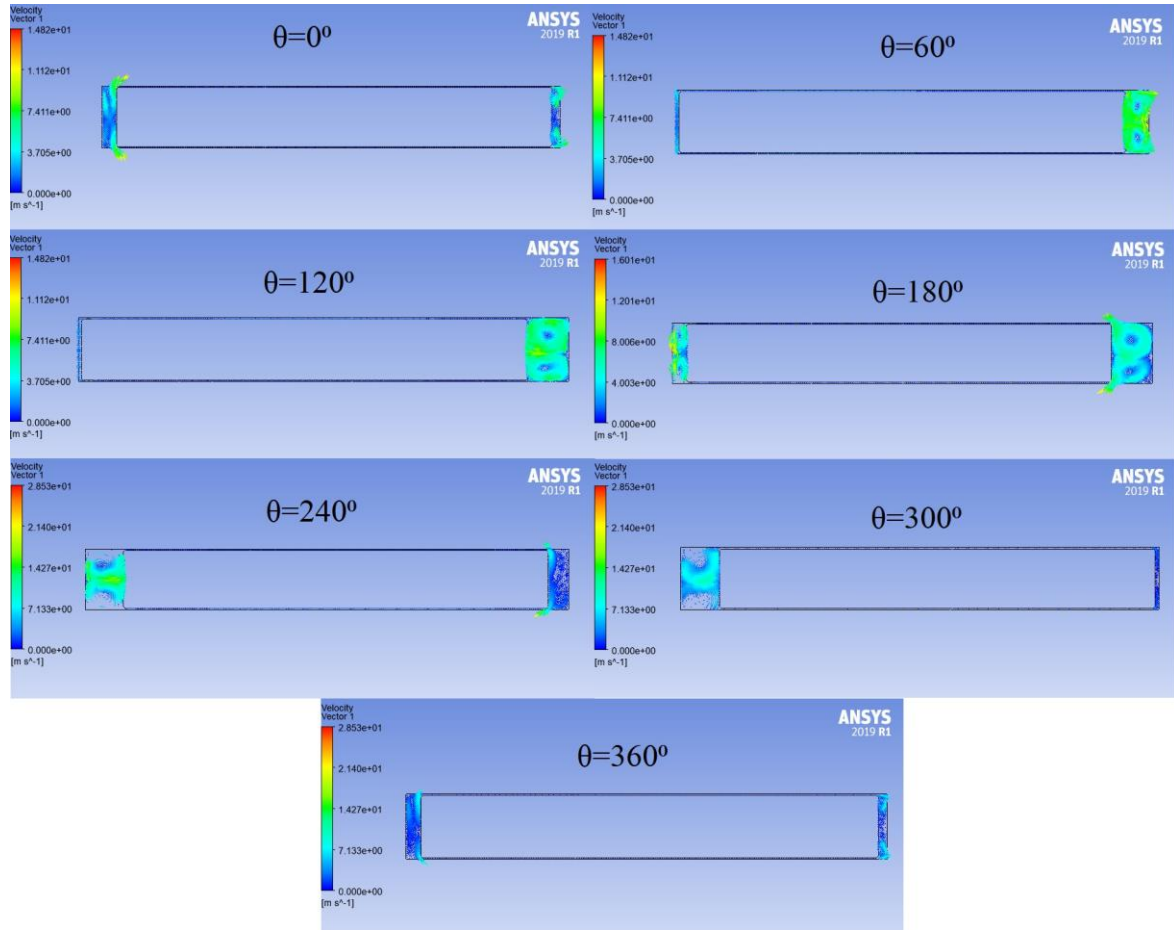
EK-5. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi basınç görüntüleri



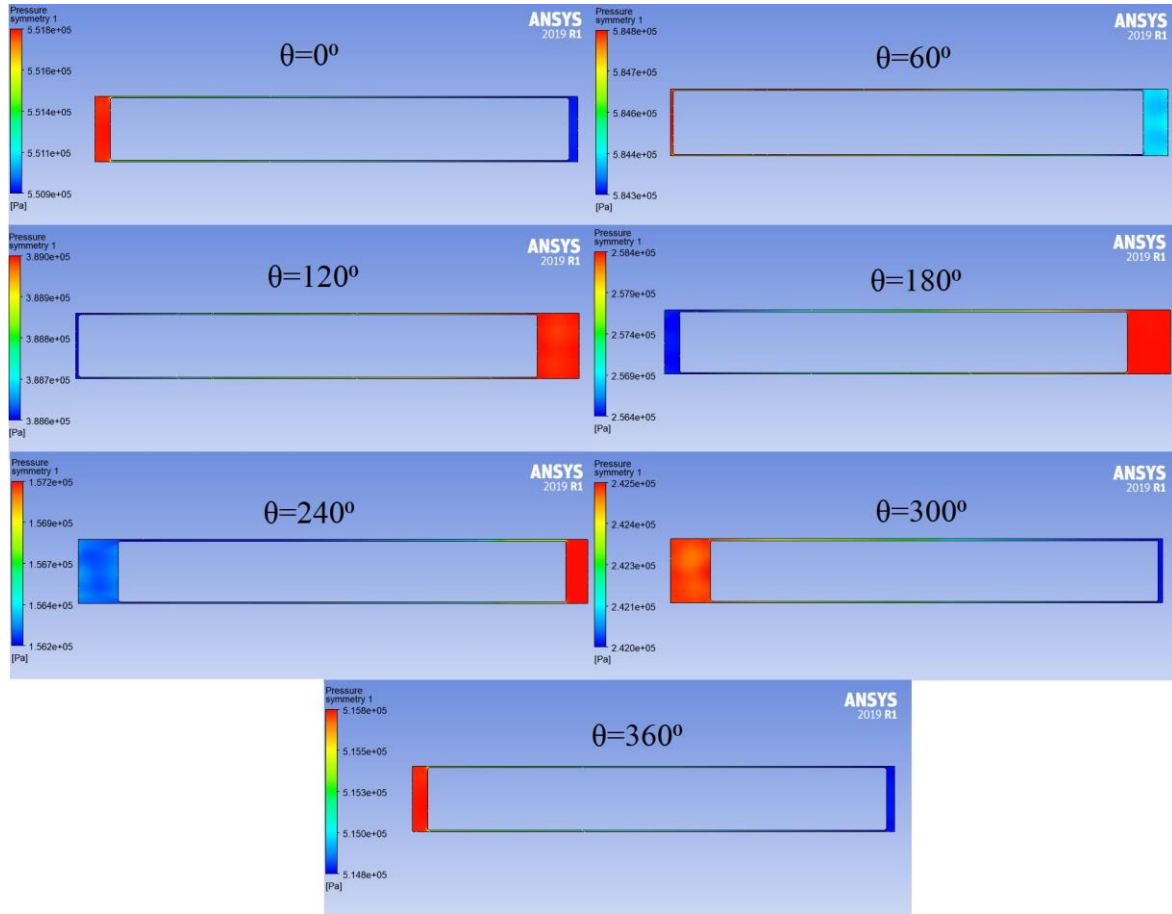
EK-6. Krank yarıçapı ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi sıcaklık görüntüleri



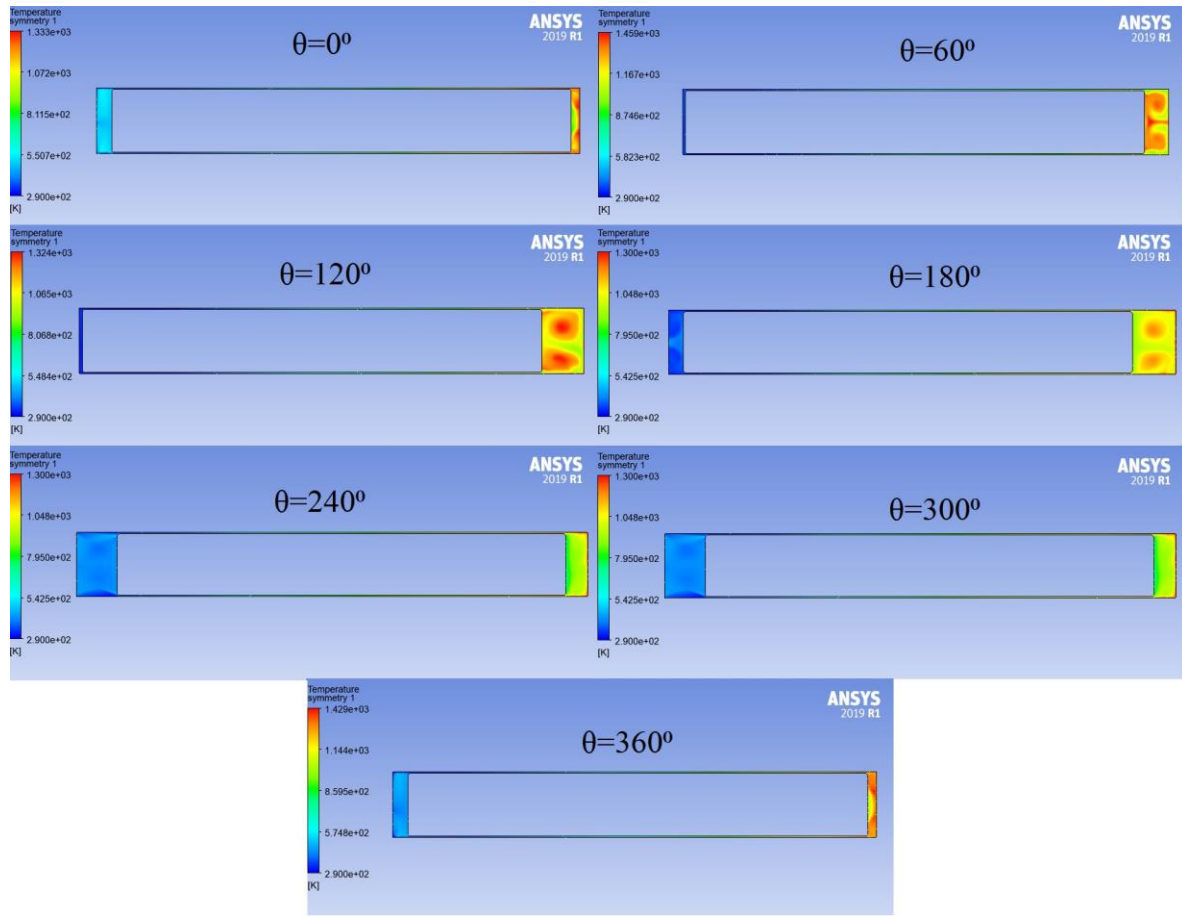
EK-7. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi akış hızı görüntüleri



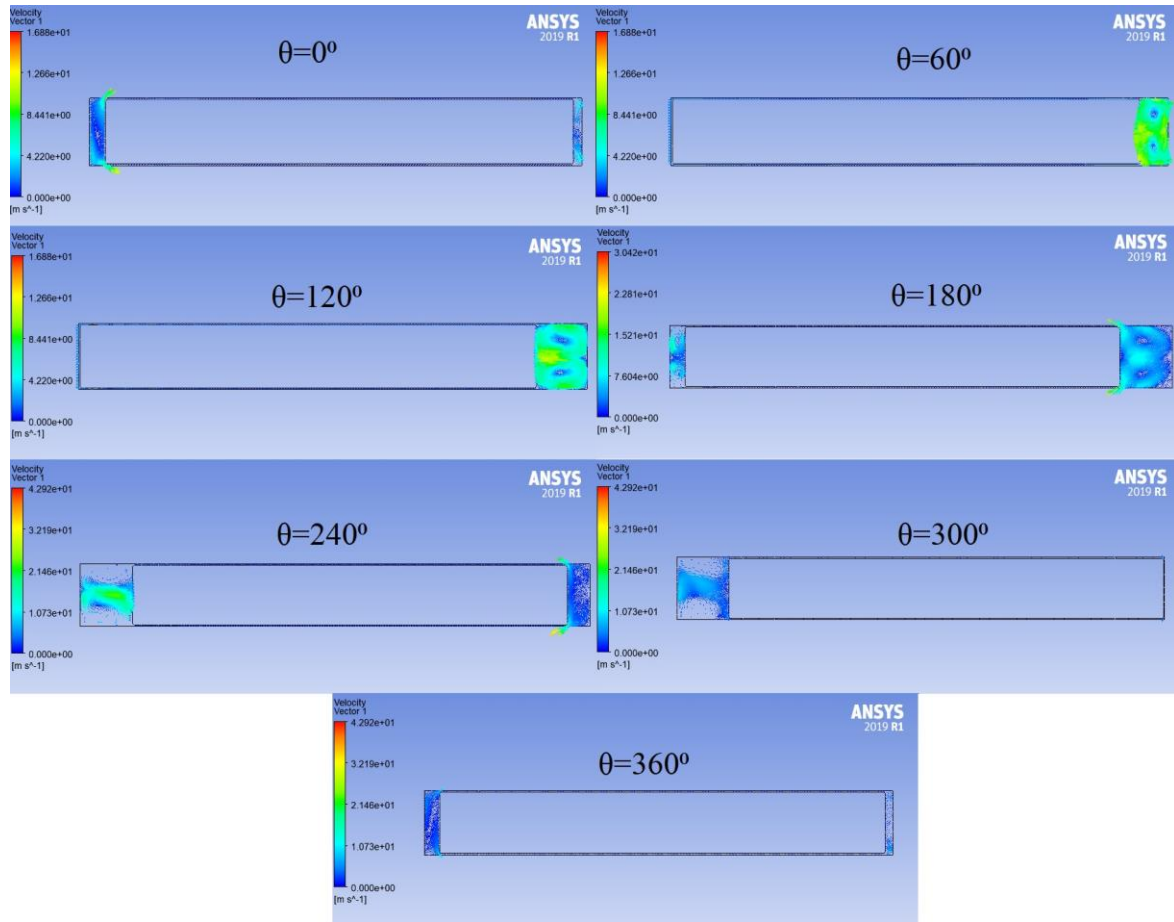
EK-8. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi basınç görüntüleri



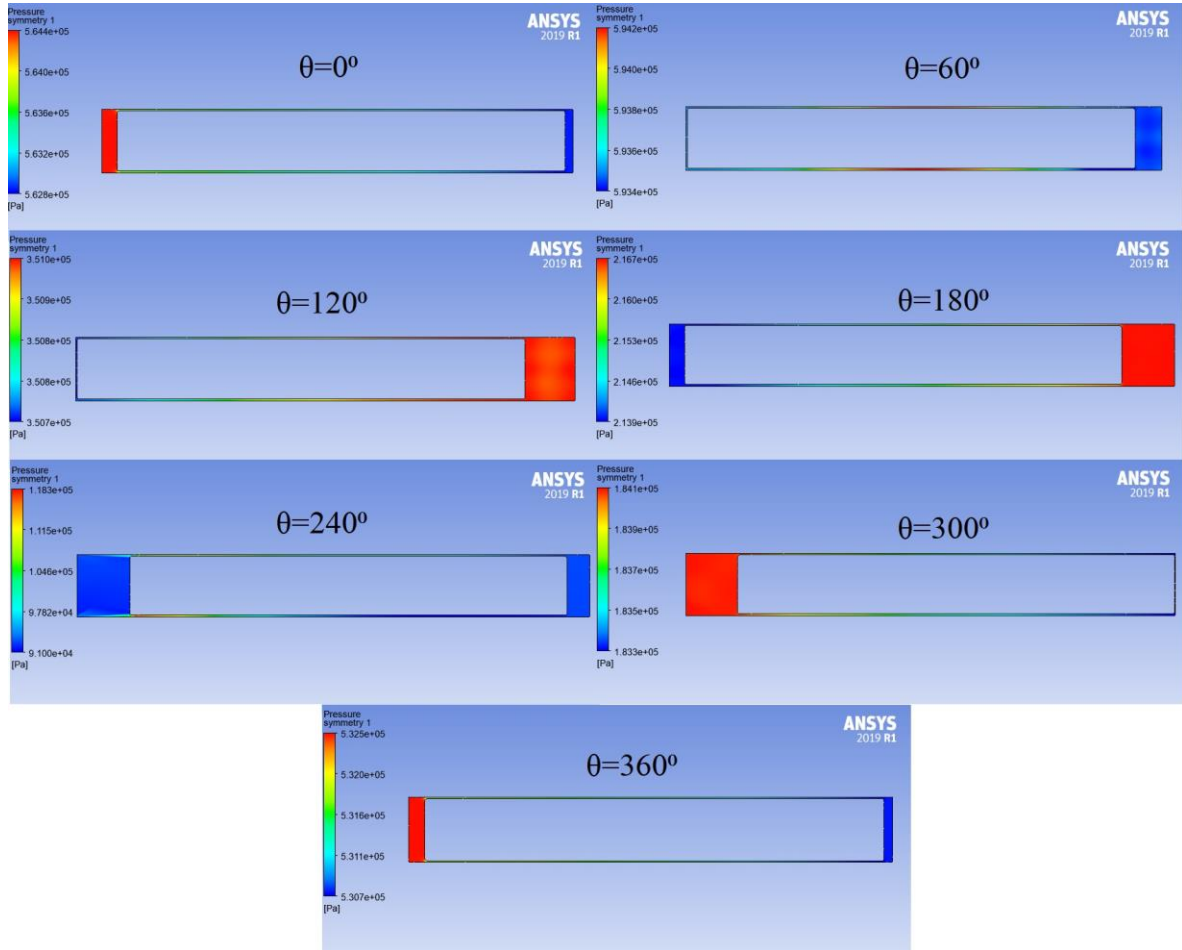
EK-9. Krank yarıçapı ve rejeneratör bölgesi uzunluğu ile sıkıştırma oranı değiştirilen motor analizi sıcaklık görüntüleri



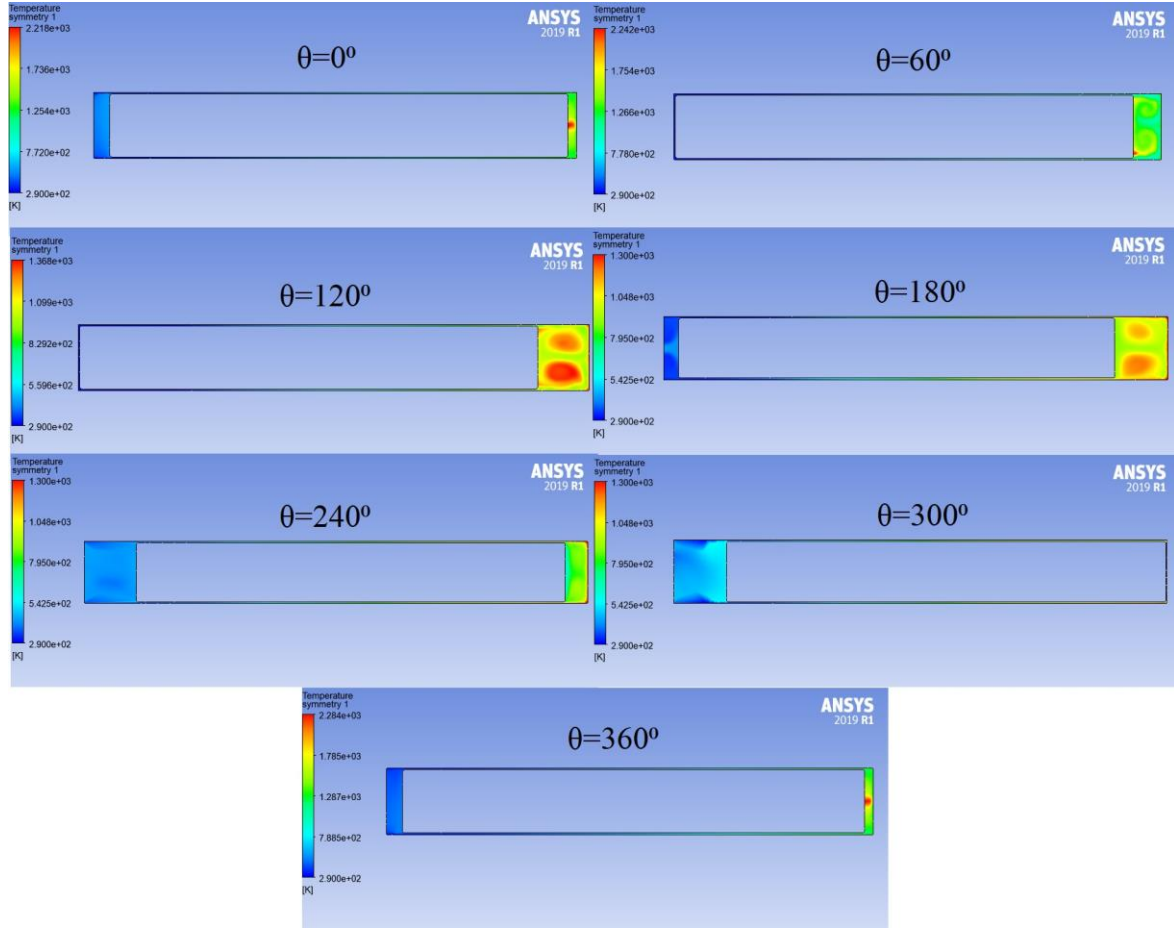
EK-10. Optimizasyon çalışması analizi akış hızı görüntüleri



EK-11. Optimizasyon çalışması analizi basınç görüntüleri



EK-12. Optimizasyon çalışması analizi sıcaklık görüntüleri





GAZİ GELECEKTİR..