STIRLING MOTORU İÇİN BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI VE CFD ANALİZİ

Murat ÖNDER

DOKTORA TEZİ
ENDÜSTRİYEL TEKNOLOJİ EĞİTİMİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EYLÜL 2012
ANKARA

Murat ÖNDER tarafından hazırlanan "STIRLING MOTORU İÇİN BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI VE CFD ANALİZİ" adlı bu tezin Doktora tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN ……...…….
Tez Danışmanı, Endüstriyel Teknoloji Eğitimi Anabilim Dalı

Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU ……
Tez Danışmanı, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

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

Prof. Dr. Selim ÇETİNKAYA …….
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN …….
Endüstriyel Teknoloji Eğitimi Anabilim Dalı, G. Ü.

Prof. Dr. Adnan SÖZEN …….
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Doç. Dr. Can ÇINAR …….
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Yrd. Doç. Dr. Musa Galip ÖZKAYA …….
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, G. Ü.

Tarih:03/09/2012

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

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU …….
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

Murat ÖNDER

STİRLİNG MOTORU İÇİN BORULU TİP ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI VE CFD ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Murat ÖNDER

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Eylül 2012

ÖZET

Artan dünya nüfusu ve gelişen teknolojilerden dolayı enerji kullanımının sürekli artması nedeni ile giderek artan çevre problemleri meydana gelmektedir. Petrol kökenli yakıtların kullanımı bakımından dışa bağımlı olan Türkiye'de, içten yanmalı motorlara alternatif motorların geliştirilmesi, hem enerji hem de çevre kirliliği açısından olumlu sonuçlar ortaya koyacaktır. Bu alternatiflerden biri de Stirling motorları her türlü ısıl enerji kaynağını kullanarak mekanik iş üretebilir. Basit yapısı, içten yanmalı motorlara göre imalat kolaylığı, özellikle sabit tesislerde kullanılabilme imkânından dolayı üzerinde çalışılan makinalardır. Farklı tiplerde üretilme imkânı vardır. İçten yanmalı motorlarla karşılaştırıldığında, gürültü ve titreşim seviyesi daha düşüktür. Teorik ısıl verimi yüksektir ve daha az bakım gerektirir. Bu çalışmanın amacı, farklı enerji kaynaklarını kullanabilen borulu tip ısı değiştiricili Stirling motoru tasarlayarak üç boyutlu sayısal analizini yapmaktır. Literatürde verilen metotlarla silindir hacmi belirlenen motorun ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörün boyutlandırması ve dağılımı yapılmıştır. Maksimum ısıtma ve soğutma için motor tasarımı belirlenmiştir. Stirling motorunun üç boyutlu analizi FLUENT Sayısal akışkanlar dinamiği programı kullanılarak yapılmıştır. Model çizimi ve ağ oluşumunda GAMBIT ve DESIGN MODELLER paket programı kullanılarak, temel korunum denklemleri, 3

boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Sonuçta en uygun ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Bilim Kodu : 705.1.065
Anahtar Kelimeler : Stirling Motoru, Fluent, Motor Tasarımı
Sayfa adedi : 146
Tez yöneticisi : Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN
Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

DESING OF STIRLING ENGINE ENGİNE WITH TUBE HEAT EXCHANGER AND CFD ANALYSIS

(Ph.D. Thesis)

Murat ÖNDER

GAZİ UNIVERSITY

INSTITUDE OF SCINECE AND TECHNOLOGY

September 2012

ABSTRACT

Environmental problems ensue because of the ever increasing demand for energy linked the increasing world population and developing technologies. In Turkey, which depending upon the foreign sources in terms of the use of oil-based fuels, developing alternative engines to internal combustion engines will yield positive results with regard to both energy and environmental pollution. Stirling engines can perform mechanical tasks using any kinds of thermal energy sources. These are machines that are worked on owing to their characteristics such as simple structure, ease of production compared to internal combustion engines, and the ability to use them in stationary units. These engines could be produced in a variety of types. Compared to internal combustion engines, the level of vibration and noise is lower. Theoretical thermal efficiency is high and requires less maintenance. The primary objective is to design Stirling engine with tube heat exchanger that can use different types of energy sources. Thermal and three dimensional flow simulation of Stirling engine is performed. Engine stroke volume determined using standard methods and dimensions of the heater, cooler and regenerator are determined. Design of engine is determined for maximum heater and cooler. Three dimensional flow simulation of the Stirling engine is performed using FLUENT computational fluid dynamics. In the numerical calculations, the basic conservation equations, three-dimensional (3-D) and turbulent flow conditions were solved using a CFD

computer code, the FLUENT and by GAMBIT and DESINGMODELLER software in the model drawing and meshed. As a result fine design of heater, cooler a regenerator are found.

Science Code : 705.1.065
Key Words : Stirling Engine, Fluent, Engine Design
Page Number: 146
Adviser : Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN
Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca, deneyim ve bilgisiyle beni yönlendiren değerli danışmanlarım Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU ve Prof. Dr. H. Güçlü YAVUZCAN'a çok teşekkür ederim. Tez çalışmamın her aşamasında değerli fikirlerinden faydalandığım Prof. Dr. Selim ÇETİNKAYA ve Prof. Dr. Adnan SÖZEN'e, ayrıca Arş. Gör. Selçuk KEÇEL'e de teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin her aşamasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme sonsuz sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT vi

TEŞEKKÜR viii

İÇİNDEKİLER ix

ÇİZELGELERİN LİSTESİ xiii

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xiv

SİMGELER VE KISALTMALAR xx

1. GİRİŞ 1

2. STIRLING MOTORLARI 4

2.1. Stirling Motorlarının Tarihçesi 4

2.2. Stirling Motoru ile ilgili Yapılan Araştırmalar 6

2.3. Stirling Motorlarının Çalışma Karakteristikleri 10

2.3.1. Güç ve verim ilişkisi 10

2.3.2. Moment ve motor devri ilişkisi 11

2.3.3. Isıtıcı ve soğutucu sıcaklarının motor gücüne etkisi 12

2.3.4. Çalışma basıncı güç ilişkisi 13

2.3.5. Stirling motorlarında ölü hacmin performansa etkisi 14

2.3.6. Stirling motorlarında kullanılan çalışma gazlarının etkisi 15

2.3.7. Aerodinamik ve mekanik sürtünmeler 16

2.3.8. Gürültü 17

2.3.9. İlk hareket 18

2.4. Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları 18

Sayfa

2.4.1. Stirling motorlarının avantajları 18

2.4.2. Stirling motorlarının dezavantajları 19

2.5. Stirling Motorlarının Kullanım Alanları 20

2.6. Stirling Makinalarının Sınıflandırılması 20

2.6.1. Alfa tipi motorlar 21

2.6.2.Beta tipi Stirling motorları 24

2.6.3.Gama tipi Stirling motorları 26

2.6.4.Serbest pistonlu Stirling motorları 29

2.7. Hareket Mekanizmaları 31

2.7.1. Rhombic hareket mekanizması 31

2.7.2. Eğik plakalı döndürme mekanizması 32

2.6.3. Sallanan sürücü tip hareket mekanizması 33

2.6.4. Krank-biyel hareket mekanizması 34

2.6.5. Döner (Wankel) tip hareket mekanizması 35

3. TERMODİNAMİK ANALİZ 37

3.1. Termodinamik Çevrim 37

3.2. Rejeneratörlü Stirling Çevrimi 41

3.3. Stirling Çevrimi ile Carnot Çevriminin Karşılaştırılması 42

3.4. İzotermal Analiz 43

3.4. Adyabatik Model (Nodal Analiz) 45

4. MOTOR TASARIMI 47

4.1. Boyutlandırma 47

4.2. İzotermal Analiz Hesabı 53

Sayfa

4.3. Isıtıcı Tasarımı 61

4.4. Soğutucu 64

4.5. Rejeneratör 66

5. SAYISAL ANALİZ 68

5.1. Modelin Genel Tanımı 68

5.2. Genel Denklemler 70

5.2.1. Enerjinin korunumu 71

5.2.2. Süreklilik denklemi 71

5.2.3. Navier-Stokes denklemleri 71

5.3. Sayısal Akışkanlar Dinamiği 72

5.3.1. Sayısal ağ üretimi(Meshing) 73

5.3.2. Fluent 75

5.4. Sınır Şartları 75

5.5. Sonlu Hacimler Metodu 76

5.6. Türbülans 76

5.6.1. Standart k-ε modeli 77

5.7. Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü 78

5.7.1. Çözümün yakınsaması 79

5.7.2. Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı 79

5.7.3. Korunum denklemlerinin sağlanması 80

5.7.4. Çözümün hücre yapısından bağımsızlığı 80

5.7.5. Sonuçların deneysel değerlerle uyumluluğu 81

5.8. Ayrık Çözüm Yöntemi 81

Sayfa

5.9. Denklemlerin Çözümü 83

5.10. Sonlu Hacimler Metodu ile Denklemlerin Ayrık Hale Getirilmesi 84

5.10.1. Ağ yapısı 85

5.10.2. Ayrıklaştırma işlemi 87

5.11. Kalıntıların hesaplanması 90

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA 92

6.1. Sayısal Analiz Sonuçları 92

6.2. Sonuçlar ve Öneriler 139

ÖZGEÇMİŞ 141

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 4.1. Stirling motorunun geometrik özellikleri 50

Çizelge 4.2. Bugüne kadar yapılmış Stirling Motorları 52

Çizelge 4.3. Tasarım için yapılan başlangıç kabulleri 53

Çizelge 5.1. Borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun teknik özellikleri 70

Çizelge 5.2. Sayısal analiz için kabul edilen yakınsama kriterleri 79

Çizelge 5.3. Sayısal analizde kabul edilen özellikler 83

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru 4

Şekil 2.2. Motor gücü ve termik verimin motor devri ile değişimi 11

Şekil 2.3. Stirling motorlarında motor momentinin motor devri ile değişimi 12

Şekil 2.4. Isıtıcı sıcaklığının motor gücüne etkisi 13

Şekil 2.5. Şarj basıncına bağlı olarak değişen motor gücü 14

Şekil 2.6. Ölü hacmin motor gücüne etkisi 15

Şekil 2.7. Motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi 16

Şekil 2.8. Sürtünme kayıplarının motor çıkış gücü ve termik verime etkileri 17

Şekil 2.9. Stirling motorunun gürültü seviyeleri değişimi 18

Şekil 2.10. alfa, beta ve gama tipi Stirling motorları 21

Şekil 2.11. Alfa (α) tipi Stirling motorları 21

Şekil 2.12. Alfa (α) tipi motorun çalışma prensibi 22

Şekil 2.13 Krank-biyel mekanizmalı beta (β) tipi Stirling motorları 24

Şekil 2.14. Tek etkili beta (β) tipi Stirling motoru çalışma prensibi 25

Şekil 2.15. Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları 27

Şekil 2.16. Gama tipi motoru 28

Şekil 2.17. Serbest pistonlu Stirling motoru 30

Şekil 2.18. Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi 30

Şekil 2.19. Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru 32

Şekil 2.20. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru 33

Şekil 2.21. Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru 34

Şekil 2.22. Krank biyel hareket mekanizmalı Stirling motoru 34

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.23. Döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru 35

Şekil 2.24 Araçlar için tasarlanmış Stirling motoru 36

Şekil 3.1. Stirling motorunun teorik P-V ve T-S diyagramı 37

Şekil 3.2 Stirling çevriminin termodinamik süreçleri 38

Şekil 3.3. Rejeneratörlü Stirling Çevrimi 41

Şekil 3.4. Stirling ve Carnot Çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramı 43

Şekil 3.5. Beş hacimli ideal izotermal model 45

Şekil 3.6. Adyabatik model 46

Şekil 4.1. Borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun şematik gösterimi 48

Şekil 4.2. Stirling motorunun çalışma mekanizması 49

Şekil 4.3. Sıcak ve soğuk piston hızları 50

Şekil 4.4. Sıcak ve soğuk pistonların ÜÖN ile AÖN arasındaki mesafeleri 51

Şekil 4.5. Motor içerisindeki basıncın krank açısı ile değişimi 60

Şekil 4.6. .Stirling motorundaki hacmin krank açısı ile değişimi 60

Şekil 4.7. Stirling motoru içerisindeki kütlenin krank açısı ile değişimi 61

Şekil 4.8. Literatüre uygun olarak yapılan ilk ısıtıcı borularının dağılımı 62

Şekil 4.9 Tasarlanan ısıtıcı boruların dizilişi 63

Şekil 4.10. Tasarlanan soğutucunun dizilişi 65

Şekil 4.11. Isıtıcı ve soğutucunun üst üste konmuş hali 66

Şekil 4.12 Rejeneratörün ısıtıcı ve soğutucu arasındaki konumu 67

Şekil 5.1 Stirling motorunun sayısal ağ oluşturulmuş görüntüsü 69

Şekil 5.3. Eşdeğer motor için oluşturulmuş sayısal ağ 74

Şekil 5.4. Problemin çözümüne ait hesaplama 80

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.4. Problemin çözümüne ait hesaplama 80

Şekil. 5.5. Çözüm yöntemi akış şeması 82

Şekil 5.6. sayısal ağ içerisindeki düğüm noktası 86

Şekil 5.7. Kontrol hacminde ayrıklaştırma 88

Şekil 6.1. 30^o krank açısındaki hız dağılımı 93

Şekil 6.2. 30^o krank açısındaki basınç dağılımı 93

Şekil 6.3. 30^o krank açısındaki sıcaklık dağılımı 94

Şekil 6.4. 60^o krank açısındaki hız dağılımı 95

Şekil 6.5. 60^o krank açısındaki basınç dağılımı 95

Şekil 6.6. 60^o krank açısındaki sıcaklık dağılımı 96

Şekil 6.7. 40^o krank açısındaki soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratör içerisindeki basınç dağılımı 96

Şekil 6.8. 20^o, 40^o, 60^o, 80^o krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 97

Şekil 6.9. 20^o, 40^o, 60^o, 80^o krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 98

Şekil 6.10. 120^o krank açısındaki hız dağılımı 99

Şekil 6.11. 120^o krank açısındaki basınç dağılımı 99

Şekil 6.12. 120^o krank açısındaki sıcaklık dağılımı 100

Şekil 6.13. 150^o krank açısındaki hız dağılımı 101

Şekil 6.14. 150^o krank açısındaki basınç dağılımı 101

Şekil 6.16. 160^o krank açısındaki akışkan basıncı 102

Şekil 6.17. 100^o, 120^o, 140^o, 160^o, 180^o krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 103

Şekil 6.18. 100^o, 120^o, 140^o, 160^o, 180^o krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 104

Şekil 6.19. 210^o krank açısındaki hız dağılımı 105

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.20. 210^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 105

Şekil 6.21. 210^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 106

Şekil 6.22. 240^{o} krank açısındaki hız dağılımı 107

Şekil 6.23. 240^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 107

Şekil 6.24. 240^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 108

Şekil 6.25. 240^{o} krank açısındaki akışkan basıncı 108

Şekil 6.26. 200^{o}, 220^{o}, 240^{o}, 260^{o} krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları .. 109

Şekil 6.27. 200^{o}, 220^{o}, 240^{o}, 260^{o} krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 110

Şekil 6.28. 300^{o} krank açısındaki hız dağılımı 111

Şekil 6.29. 300^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 111

Şekil 6.30. 300^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 112

Şekil 6.31. 330^{o} krank açısındaki hız dağılımı 113

Şekil 6.32. 330^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 113

Şekil 6.33. 330^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 114

Şekil 6.34. 340^{o} krank açısındaki akışkan basıncı 114

Şekil 6.35. 100^{o}, 120^{o}, 140^{o}, 160^{o}, 180^{o} krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 115

Şekil 6.36. 100^{o}, 120^{o}, 140^{o}, 160^{o}, 180^{o} krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 115

Şekil 6.37. 390^{o} krank açısındaki hız dağılımı 116

Şekil 6.38. 390^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 117

Şekil 6.39. 390^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 117

Şekil 6.40. 420^{o} krank açısındaki hız dağılımı 118

Şekil 6.41. 420^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 118

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.42. 420^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 119

Şekil 6.43. 400^{o} krank açısındaki akışkan basıncı 119

Şekil 6.44. 370^{o}, 380^{o}, 390^{o}, 400^{o}, 410°, 420°, 430°, 440° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 120

Şekil 6.46. 370^{o}, 380^{o}, 390^{o}, 400^{o}, 410°, 420°, 430°, 440° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 121

Şekil 6.47. 480^{o} krank açısındaki hız dağılımı 122

Şekil 6.48. 480^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 122

Şekil 6.49. 480^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 123

Şekil 6.50. 510^{o} krank açısındaki hız dağılımı 124

Şekil 6.51. 510^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 124

Şekil 6.52. 510^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 125

Şekil 6.53. 510^{o} krank açısındaki akışkan basıncı 125

Şekil 6.54. 460°, 470°, 480°, 490°, 500°, 510°, 520°, 530°, 540° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 126

Şekil 6.55. 460°, 470°, 480°, 490°, 500°, 510°, 520°, 530°, 540° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 127

Şekil 6.56. 570^{o} krank açısındaki hız dağılımı 128

Şekil 6.57. 570^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 128

Şekil 6.58. 570^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 129

Şekil 6.59. 600^{o} krank açısındaki hız dağılımı 130

Şekil 6.60. 600^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 130

Şekil 6.61. 600^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 131

Şekil 6.62. 560^{o} krank açısındaki akışkan basıncı 131

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.63. 550°, 560°, 570°, 580°, 590°, 600°, 610°, 620° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 132

Şekil 6.64. 550°, 560°, 570°, 580°, 590°, 600°, 610°, 620° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 133

Şekil 6.65. 660^{o} krank açısındaki hız dağılımı 134

Şekil 6.66. 660^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 134

Şekil 6.67. 660^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 135

Şekil 6.68. 690^{o} krank açısındaki hız dağılımı 136

Şekil 6.69. 690^{o} krank açısındaki basınç dağılımı 136

Şekil 6.70. 690^{o} krank açısındaki sıcaklık dağılımı 137

Şekil 6.71. 700^{o} krank açısındaki akışkan basıncı 137

Şekil 6.72. 640^{o}, 660^{o}, 680^{o}, 700^{o} krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları 138

Şekil 6.73. 640^{o}, 660^{o}, 680^{o}, 700^{o} krank açısındaki akışkan sıcaklıkları 138

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	**Açıklama**
A	alan (m^2)
c	sıkıştırma
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (J/kgK)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
e	genleşme
M	Kütle (kg)
T	Sıcaklık (K, °C)
T_H, T_{max}	Üst sıcaklık
T_L, T_{min}	Alt sıcaklık
t	Zaman
τ	Sıcaklık oranı
L_b	Biyel kol uzunluğu (m)
L_k	Krank kol uzunluğu (m)
n	Motor Devri (d/d, min^{-1})
η	Verim
η_t	Termik verim
P	Basınç (bar, kPa)
R	Gaz Sabiti
r	Rejeneratör
Q	Isı (j)
ρ	Yoğunluk
S	Entropi
V	Hacim (cm^3)

Simgeler	**Açıklama**
W	iş (j)
θ	Krank açısı

Kısaltmalar	**Açıklama**
AÖN	Alt Ölü Nokta
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
He	Helyum
H	Hidrojen

1.GİRİŞ

Gelişen ülkelerin sosyal ve ekonomik gelişimini gösteren en önemli kıstaslardan biri de kişi başına düşen enerji miktardır. Gelişmek isteyen ülke ekonomileri temel seviyeye ulaşabilmek için sanayileşmeye gerek duymaktadır. Günümüz sanayisinde enerji ihtiyacının büyük çoğunluğu fosil kaynaklardan, hidrolik ve nükleer gibi klasik enerji kaynaklarından sağlanmaktadır. Bu kaynaklara ek olarak ileriki nesillere yaşanabilir ortamların kalabilmesi için alternatif ve yenilenebilir enerji sistemleri üzerine çalışmalar yapılmaktadır [1].

Çağımızda enerji ihtiyacı genel olarak kömür, petrol, doğalgaz gibi yakıtlardan karşılanmaktadır. Fakat bu yakıtların önümüzdeki zamanlarda azalma riski ile karşı karşıyadır. Sanayinin gelişmesine ek olarak bu kaynaklar tükenmektedir. Bu duruma ek olarak, nükleer santraller için gerekli olan uranyum ve toryum rezervleri de oldukça sınırlıdır [2]. Artan enerji talebini karşılayabilmek için geliştirilen politikaların birinci hedefi; temin edilecek enerjinin sürekli ve güvenilir olmasın yanında mümkün olduğunca öz kaynakların kullanılması böylece ekonomideki cari açığı düşürmektir.

Küresel enerji talebinin yaklaşık %88'ini karşılayan fosil yakıtların kullanımı çevre kirliliğinin artmasına ve küresel ısınmaya neden olmaktadır. Kömür, doğalgaz ve petrol gibi binlerce yılda oluşmuş kaynakların yaşam kalitesini artırmak amacıyla harcandıkça; atıkları ile hava, su ve toprak kirletilmektedir. Dolayısıyla fosil kökenli yakıtların yanması sonucunda açığa çıkan yanma ürünleri gün geçtikçe artmakta ve çevreye büyük zararlar vermektedir. Atmosferdeki CO_2 miktarının artması ile küresel ısınma da artmaktadır. Fosil kaynaklı yakıtların yanması sonucu oluşan olumsuzluklar sadece yaşanılan bölge ile sınırlı kalmayıp atmosfere de yayılmaya başladığında; kaçınılmaz olarak bu kirlilik çevresel dengeyi bozmakta ve dünyadaki canlı yaşamını da tehdit etmektedir. Atmosferdeki ciddi kirlilik insan sağlığını da olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu durumlara ek olarak yaşanmış ve yaşanabilecek enerji krizleri karşısında gelişmiş ülkeler yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmek zorunda kalmışlardır. Yenilenebilir enerji teknolojisi kaynakların en büyük avantajlarından biri de çevreye zarar vermemesidir [2].

Enerji kaynaklarının araştırılması ile beraber bu kaynakları kullanacak verimli enerji sistemleri üzerinde de çalışmalar yapılmaktadır. Mevcut sistemlerden biri de bir çeşit sıcak hava motoru olarak adlandırılan Stirling motorudur. Alternatif motor tipi olarak 1816 yılında Robert Stirling tarafından bulunmuştur ve günümüzde de geliştirmeye açıktır. Yaşanan enerji krizleri ile birlikte Stirling motoru ile ilgili yapılan çalışmalar tekrar hız kazanmıştır. Sessiz, çevreci bir makine olması nedeniyle havacılıkta, otomobillerde, sağlıkta, soğutmada ve jeneratör sistemlerinde kullanımı uygundur. Stirling motoru, içten yanmalı motorlar gibi sınırlı bir enerji kaynağı türüne bağlı değildir. Bu potansiyeli sebebiyle Stirling motorlarının performansı yeniden araştırılmaya başlanmıştır. Mevcut enerji kaynaklarından odun, kömür, petrol ürünleri, doğal gaz, bitkisel atıklar, güneş enerjisi, jeotermal enerji v.b. enerji kaynakları Stirling motorlarında enerji kaynağı olarak kullanılabilir. Dünyada çeşitli üniversite ve kuruluşlar Stirling motoru ile ilgili çalışmalar ve protipler geliştirmişlerdir. Stirling motorları açık ve kapalı devre olarak tasarlanabildiği için bu motorlarda değişik iş akışkanları kullanılabilir. Bu iş akışkanları hava, helyum ve hidrojen olabilir. Burada ısı iletkenlik katsayısı yüksek olan gazların kapalı devre kullanılması ile verim yükseltilebilir. Stirling motoru kapalı devre kullanıldığı zaman motora doldurulan iş akışkanının basıncı yükseltildiğinde motor momentinin ve özgül gücün artığı da görülmüştür [2].

Stirling çevrimi, termodinamik esaslara uyan bir ısıl sistem çevrimidir. Çevrim iş akışkanının faklı sıcaklık seviyelerinde sıkıştırılması ve genişlemesi ile tamamlanır. Akış, hacmin değişmesi ile kontrol edilir burada ısı işe dönüşür. 19. yüzyıldaki içten yanmalı motorların ve elektrik makinelerindeki hızlı gelişim Stirling motorlarındaki gelişmeleri yavaşlatmıştır. Stirling makinelerinde, bir çevrimde elde edilen net iş, çevrimin verimine, çevrimde kullanılan iş akışkanının miktarına ve motorun

sıkıştırma oranına bağlıdır. Stirling makinelerinin maksimum ve minimum çalışma sıcaklıkları, sıcak ve soğuk bölgelerin sıcaklıklarına, makinenin ısı aktarım alanının büyüklüğüne, çalışma akışkanına, yüzeyler arasındaki ısı aktarım katsayısına ve çevrimde kullanılan iş akışkanın miktarına bağlıdır. Stirling makinelerinde iş akışkanı çalışma ortamına belirlenen basınçlarda doldurulmaktadır. Çalışma akışkanı olarak hava, helyum, azot, argon ve hidrojen gibi ısıl ve fiziksel özellikleri farklı olan gazlar kullanılır [3]. Kullanılacak iş akışkanın seçiminde maliyet ve kolay bulunabilirlik önemlidir.

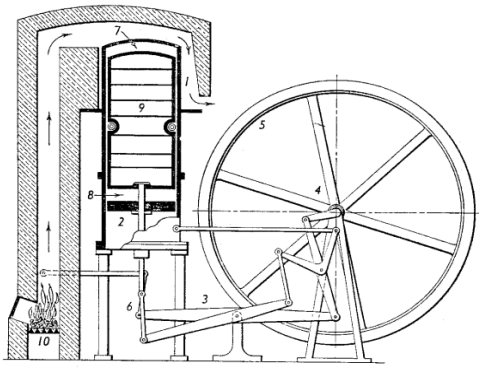
Yüksek ısıl verimlilik, düşük ses ve birçok yakıtın Stirling motorlarında yakılabilmesi enerji kullanımın etkinliği ve çevre güvenliği bakımından Stirling motorlarına olan ilgiyi artırmıştır.

Bu çalışmada, alfa tipi bir Stirling motoruna borulu tip ısı değiştiricisi tasarlanarak motorun sayısal akışının incelenmesi amaçlanmıştır. Stirling motorunun performansı izotermal analiz metodu kullanarak analiz edilmiş ve ilk boyutlandırma işlemi yapılmıştır. İlk boyutlandırmanın ardından bir ticari sayısal akışkanlar dinamiği programı olan FLUENT programı kullanılarak, geliştirilen ısı değiştiricisinin akış analizleri yapılmıştır. Analizlerle aracı akışkan için en ideal ısınma ve soğutmayı sağlayacak boru dizilişinin bulunması amaçlanmıştır.

2. STIRLING MOTORLARI

2.1. Stirling Motorlarının Tarihçesi

İskoç rahip Robert Stirling 1816 yılında, bir rejeneratör, bir güç pistonu ve bir yer değiştirme pistonundan oluşan kapalı çevrimli bir motor imal etmiş ve bu motor bir taş ocağından su pompalamak için kullanılmıştır [3-7]. Şekil 3.1'de Robert Stirling tarafından imal edilen ve Stirling motoru olarak adlandırılan bu motor görülmektedir.



Şekil 2.1. Robert Stirling tarafından imal edilen Stirling motoru [5]

Robert Stirling ve kardeşi James, Stirling motorlarında özgül çıkış gücünü artırmak için 2 ve 3 silindirli motor denemeleri yapmışlar fakat ölü hacim arttığı için başarılı olamamıştır [4].

1860'lı yıllarda Lehmann motordaki ölü hacimlerin etkisini azaltarak motorun performansını artırmak istemiştir. Bu amaç ile bir silindirli rejenatörsüz bir Stirling motoru imal etmiş ve iyi sonuçlar elde etmiştir [4].

19. yüzyıldan sonra içten yanmalı motorların icadı ile Stirling motorları üzerine yapılan çalışmalar kesintiye uğramıştır. 1920'li yıllarda Stirling motorları ticari olarak kullanım alanı, su pompalamak ve vantilatör fanlarına hareket vermek olmuştur [6].

1937 yılında Hollanda Eindhoven'de bulunan Philips Araştırma Laboratuarları'nda, düzenli güç kaynağı bulunmayan bölgeler için radyo ve benzer amaçla kullanılan aletler için elektrik üretmek amacı ile Stirling motorları üretilmeye başlanmıştır [6, 7, 8].

1948 yılında, çalışma maddesi olarak hava kullanılan Philips Stirling motorunda termal verim yaklaşık olarak %15 olarak elde edilmiştir. 1952 yılına kadar Philips tarafından yapılan çalışmalar azalmıştır [9].

1953 yılında altı kenar hareket mekanizması (rhombic-drive mechanism) olarak adlandırılan yeni bir hareket mekanizması Philips-Eindhoven'de Meijer tarafından Stirling motorlarına uygulanmıştır. Bu hareket mekanizmalı motorlarda piston, silindir duvarlarına net bir yatay kuvvet uygulamamaktadır. Böylece, piston ve silindir duvarı arasına esnek sızdırmazlık elemanı kullanımına olanak sağlamaktadır. Meijer hava, helyum ve hidrojen gibi farklı çalışma maddelerinin performansa etkilerini incelemiş ve en iyi performansı hidrojen ile elde etmiştir [6, 7, 10].

1958 yılında, General Motors Şirketi lokomotif, jeneratör setleri, denizaltıları gibi ticari amaçlı uygulamalar için Stirling motorları üzerine çalışmalar yapılmıştır. Motorların ağırlığı ve büyüklüğü yerine sızdırmazlık, yağlama, gürültü, yanma, yakıcı-nozul tasarımı, rejeneratör, ön ısıtma ve dayanıklılık gibi problemlere odaklanılmıştır [9].

1962 yılında Parker ve Malik, güneş enerjisi ile çalışan bir Stirling motoru yapmışlardır. Tek silindirli ve altı kenar mekanizmasına sahip rhombic-drive mekanizması olan motorda aracı akışkan maddesi olarak helyum kullanılmıştır. Güneş enerjisi silindir etrafındaki ısıtıcı tüplere, sıvı bir metal olan sodyum-potasyum karışımı vasıtası ile aktarılmıştır. Motor tarafından hareket ettirilen jeneratörün çıkış gücü 3000 min^{-1}'de 2,5 kW olarak elde edilmiştir [6].

1960'lı yıllarda William Beale tarafından mekanik karmaşıklığı ve yüksek basınç sızdırmazlık problemlerini en aza indirmek için serbest pistonlu Stirling motoru

teorisi ortaya atılmıştır. Bu motorda, yer değiştirme ve güç pistonu birbirine mekanik olarak bağlanmamıştır [6, 11].

1967 yılında, Stutgard MAN-MWM ve United Stirling, Philips şirketinin lisans desteği ile çalışmalar yapmışlardır. 1970'li yılların başlarına kadar ağır vasıta, deniz ve su altı güç sistemleri için Stirling motorları imal etmişlerdir. Bu çalışmalar sırasında, güçleri 7,3 kW'dan 90 kW'a kadar değişen çeşitli motorlar üretilmiştir [6].

1971 yılında General Motors Şirketi, Philips ile olan anlaşmasını iptal etmiş, sonra Ford Motor şirketi ile çalışmalara başlayarak 1977 yılında Amerika Birleşik Devletleri Enerji Departmanı'nın 180 milyon dolarlık yatırımı ile otomobiller için bir Stirling motoru geliştirmişlerdir [6, 11].

1974 yılında Zacharias MAN-MWM ortaklığında sualtı güç sistemleri için 370 kW'tan 740 kW'a kadar değişik güçlerde çeşitli motor projeleri üzerinde durulmuştur. 1975 yılında Amerika'da NASA-Lewis araştırma merkezinde otomotiv uygulamaları için Stirling projeleri başlatılmıştır [12].

1978 yılında NASA tarafından California'da bulunan Jet Propulsion Laboratuarları'nda yaptırılan bir çalışmada yatay konumda karşılıklı olarak çalışan çift krank mili mekanizmalı 9 kW gücünde bir Stirling motoru imal edilmiştir [11].

2.2.Stirling Motoru ile İlgili Yapılan Araştırmalar

Tew ve arkadaşları, rombik mekanizma ve serbest piston ile çalışan Stirling motorunun termodinamik analizini bilgisayar programı ile modelleyerek yapmışlardır. Bu modelde çalışma ortamı, kontrol hacimleri olarak adlandırılan alt kısımlara bölünmüştür [13].

Organ yaptığı çalışmada o tarihe kadar olan yapılan çalışmaları derlemiş motorun performansını optimize edebilecek yaklaşımları tartışmıştır [14].

Walker daha sonra yaptığı termodinamik analizde Schmidt analizini geliştirerek analizi mükemmel rejenerasyon, izotermal sıkıştırma ve genişleme kabulleri yaparak çalışmıştır. Stirling motorunun farklı bölümleri için kütlesel debiler ifade etmiştir [15].

Bergmann ve Parise, alfa tipi Stirling motorunun içerisindeki ısı transferini modellemişlerdir. Motoru üç kontrol hacmine alarak enerji denklemlerini adi diferansiyel denklemleri ile çözmüşleridir. Isı aktarım katsayısını krank açısına göre belirlemişlerdir [16].

Rix güç üretimi için ürettiği Stirling motorunun bir boyutlu simülasyonunu yapmıştır. Elde ettiği sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırmıştır [17].

Ladas ve arkadaşları Stirling motorunun sonlu elemanlar ile analizini yapmış. Çevrimin kütle ve enerji denklemlerini sayısal olarak çözülmüş. Böylece çevrim oranına bağlı olarak optimum motor gücü belirlenmiştir [18].

Costea ve arkadaşları, tersinmezliklerin Stirling motorlarının performanslarına etkisini incelemişlerdir. Termodinamiğin Birinci Kanuna göre denklemleri çözmüşlerdir. Bu çözüm ile ısı transfer katsayılarının sıcaklık farkına bağlı olarak doğrusal olarak değiştiği öngörülmüştür [19].

Erbay ve Yavuz, sıkıştırma, genişleme ve rejenerasyon işlemlerindeki verim azalmalarını teorik olarak inceleyerek tersinmez çevrimin optimizasyonu yapmışlardır [20].

Karabulut ve arkadaşları 260 cm^3 süpürme hacmine sahip V tipi bir Stirling motoru imal etmişlerdir. Motor 600-1100°C sıcak kaynak sıcaklıkları ve 1-4 bar şarj basınçları arasında test edilmiştir. Maksimum motor gücünü 1100 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 2,5 bar şarj basıncında 65 W olarak elde etmişlerdir [10].

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

Özgören, beta tipi bir Stirling motoru imal etmiş ve yer değiştirme pistonunu termal bariyer malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamıştır. Termal bariyer kaplama ve farklı sıkıştırma oranlarının (1,4 ve 1,8) motor performansına etkilerini incelemiştir. Motorda çalışma maddesi olarak helyum ve hava kullanılmıştır. Performans testleri 800-1000 °C sıcak kaynak sıcaklıkları ve 1-4 bar şarj basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü kaplamalı yer değiştirme pistonu ve helyum gazı kullanılarak 3,5 bar şarj basıncında 83,12 W olarak elde edilmiştir [11].

Çınar ve Karabulut 276 cm³ süpürme hacmine sahip gama tipi bir Stirling motoru imal etmişlerdir. Motorda ısı kaynağı olarak elektrikli bir ısıtıcı, çalışma maddesi olarak hava ve helyum kullanılmıştır. Motor 700-1000 °C sıcak kaynak sıcaklığı ve 1-4,5 bar şarj basınçlarında test edilmiştir. Maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 4 bar şarj basıncında çalışma maddesi helyum kullanılarak 128,3 W olarak elde edilmiştir. Maksimum motor momenti aynı çalışma koşullarında 2 Nm olarak elde edilmiştir [22].

Çınar ve arkadaşları 192 cm³ süpürme hacmine sahip beta tipi bir Stirling motoru imal etmişler ve atmosferik koşullarda performansını incelemişlerdir. Deneyler 800, 900 ve 1000 °C ısıtıcı sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü 1000 °C ısıtıcı sıcaklığı ve 208 min^{-1} motor devrinde 5,98 W olarak elde edilmiştir [23].

Kongtragool ve Wongwises tarafından yapılan çalışmada, ısı kaynağı olarak bir projeksiyon lambası kullanılarak gama tipi çift güç pistonlu düşük sıcaklık farklı Stirling motorunun performansı incelenmiştir. Bu motorda 436 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 52,1 min^{-1} motor devrinde maksimum 1,69 W çıkış gücü ve 23,8 min^{-1} motor devrinde maksimum 0,352 Nm moment elde edilmiştir [24].

Kongtragool ve Wongwises tarafından yapılan çalışmada, LPG yakıtlı bir ısıtıcı kullanılarak gama tipi, tek yer değiştirme pistonlu, iki güç pistonlu ve dört güç pistonlu olarak üretimi yapılmış iki ayrı LTD Stirling motorunun performansı test edilmiştir. İki güç pistonlu motordan atmosferik basınçta ve 589 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 133 min^{-1} motor devrinde maksimum 11,8 W çıkış gücü ve 67,7 min^{-1} motor devrinde maksimum 1,222 Nm moment elde edilmiştir. Dört güç pistonuna sahip diğer bir LTD Stirling motorundan, 771 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 42,1 min^{-1} motor devrinde maksimum 32,7 W çıkış gücü ve 28,5 min^{-1} motor devrinde maksimum 10,55 Nm moment elde edilmiştir [25].

Kongtragool ve Wongwises tarafından gama tipi dört adet güç pistonlu LTD Stirling motorunun performansı, atmosferik basınçta ve ısı kaynağı olarak dört adet projeksiyon lamba kullanılarak test edilmiştir. 439 K ısıtıcı sıcaklığında yapılan testlerde 20 min^{-1} motor devrinde maksimum 6,2 W çıkış gücü ve maksimum 2,91 Nm moment elde edilmiştir [26].

Tavakolpour ve arkadaşları, iki silindirli gama tipi düşük sıcaklık farkı ile çalışan bir Stirling motorunun tasarımı, imalatı ve performans testlerini gerçekleştirmişlerdir. Motorun güç pistonu kursu 0.044 m, güç pistonu çapı 0.13 m, yer değiştirme pistonu kursu 0.055 m ve yer değiştirme pistonu 0.41 m olarak boyutlandırılmıştır. Motor 110 °C sıcak kaynak ve 25 °C soğuk kaynak sıcaklığında maksimum motor gücü 14 min^{-1} motor devrinde 0,27 W olarak elde edilmiştir [27].

Karabulut ve arkadaşları, Stirling motorlarının performansını etkileyen mekik ısı transferini azaltmak amacı ile gama tipi bir Stirling motorunun yer değiştirme pistonu üzerini termal bariyer kaplama malzemesi zirkonyum oksit ile kaplamışlardır. Kaplamalı ve kaplamasız pistonların performanslarını test ederek karşılaştırmışlar. Deneyler 700, 800 ve 900 °C ısıtıcı sıcaklıklarında ve çalışma maddesi olarak hava kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kaplamalı yer değiştirme pistonu kullanımı ile motor gücünde %25'lik bir artış elde etmişlerdir [28].

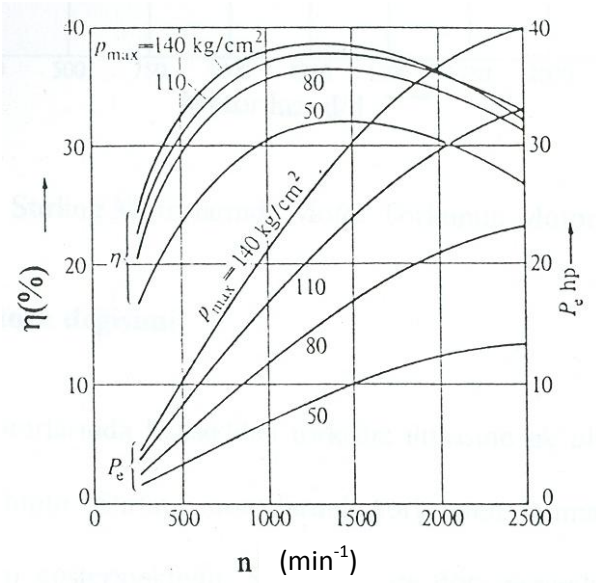
Karabulut ve arkadaşları, manivela kontrollü hareket mekanizmasına sahip beta tipi bir Stirling motorunu test etmişlerdir. Testler, LPG yakıtlı ısıtıcı kullanılarak ve 200 °C sıcak uç sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma maddesi olarak hava kullanılmıştır. Maksimum motor gücü ve momenti 2,8 bar şarj basıncında 51,93 W ve 1,17 Nm olarak elde edilmiştir [29].

Karabulut ve arkadaşları, tarafından aynı motorda helyum gazı kullanılarak yapılan diğer bir çalışmada, testler 180, 220 ve 260 °C sıcak uç sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Maksimum motor gücü ve momenti 4 bar şarj basıncı ve 260 °C sıcak uç sıcaklığında sırası ile 183 W ve 3,99 Nm olarak elde edilmiştir [30].

2.3. Stirling Motorlarının Çalışma Karakteristikleri

2.3.1. Güç ve verim ilişkisi

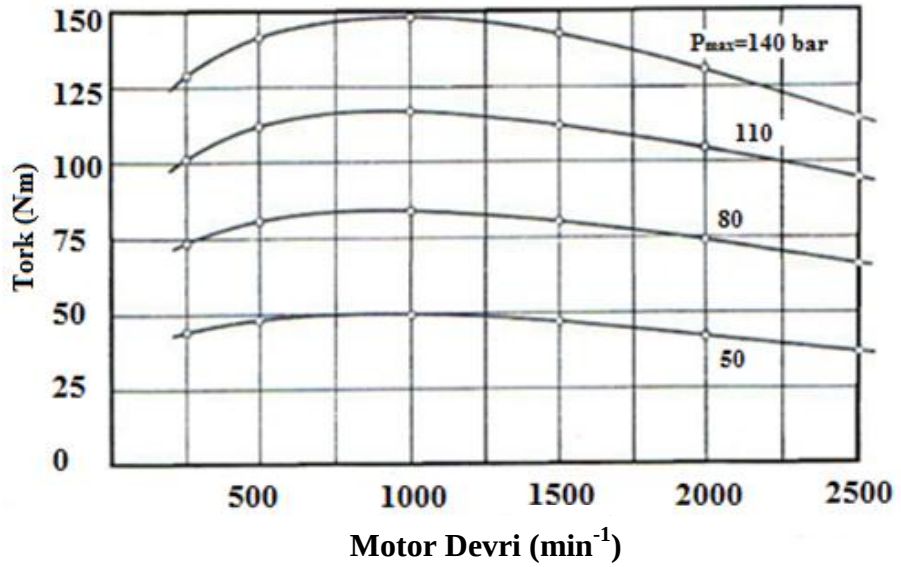
Performans eğrileri motorların en verimli çalışma bölgelerini belirlemede ve performansları hakkında ayrıntılı bilgilere ulaşılmasını sağlamaktadır. Bu eğrilerde çok farklı boyutlardaki motorların karşılaştırılması yapılabilir. Örnek olarak şekil 2.2'de tek silindirli, rhombic mekanizmalı piston-yer değiştirme pistonlu Philips Stirling motoruna ait grafikte farklı şarj basınçlarında motor gücü ile motor veriminin motor hızına bağımlı değişimi gösterilmiştir. Motordaki iş akışkanı hidrojen ve maksimum gücü 30 kW'a yakındır. Motor verimi 1500 min^{-1} civarında tepe noktadadır sonra düşmektedir buna karşılık motor gücü artmaktadır [6].



Şekil 2.2. Motor gücü ve termik verimin motor devri ile değişimi [6]

2.3.2. Moment ve motor devri ilişkisi

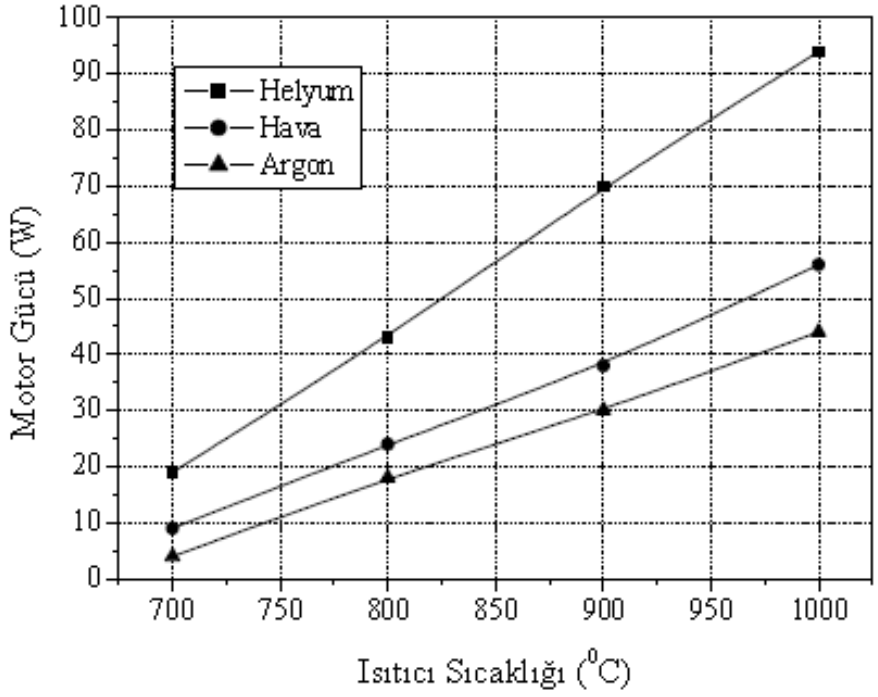
Motor devrine göre moment değişimi Stirling motorlarının otomobil uygulamalarında büyük önem ifade etmektedir. Stirling motorlarında düşük devirlerdeki yüksek moment, etkili bir hızlanma ve direnç kuvvetlerini yenme olanağı sağlar. Ayrıca düşük devirlerdeki yüksek moment içten yanmalı motorlara göre kıyaslandığında güç aktarma organlarının daha basit bir şekilde yapılanmasına olanak tanımaktadır ivmelenmede kolaylık sağlar. Şekil 2.3'de Philips Stirling motoruna ait moment-motor hızı ilişkisini gösteren grafik verilmiştir [6]. Şekilde görüldüğü gibi motor içerisindeki kütle miktarı artıkça moment değeri de artmaktadır. Motor momenti motor devri ile birlikte artmakta daha sonra motor içerisindeki sürtünmelerin artması, aracı akışkanın ısıtılamaması nedenleri ile moment azalmaktadır.



Şekil 2.3. Motor momentinin motor devri ile değişimi [6]

2.3.3. Isıtıcı ve soğutucu sıcaklıklarının motor gücüne etkisi

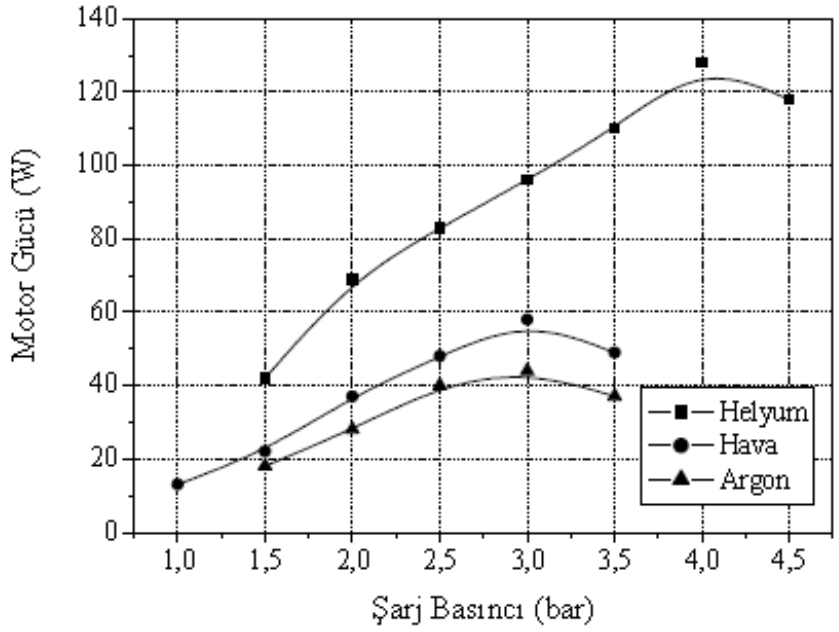
Stirling motorlarında ısıtıcı sıcaklığı ne kadar yüksek ve soğutucu sıcaklığı da ne kadar düşük olursa, yani sıcaklık farkı ne kadar fazla olursa motor performansı da buna bağlı olarak artar [6]. Fakat bu artış motor parçalarının termal dayanımları ile sınırlıdır çünkü sıcaklık artıkça, termal dayanımları zayıflar sürtünmelerde artış ve geometride bozulmalar olur. Ayrıca yüksek sıcaklıklarda soğutucunun etkinliğinin azalması da çıkış gücünün azaltıcı etkilerinden biridir. Şekil 2.4'te ısıtıcı sıcaklığının motor gücüne etkisi gösterilmiştir. Isıtıcı sıcaklığındaki artış ile çalışma gazına transfer edilen ısı miktarı artığından, buna bağlı olarak motor gücü artar. Yapılan deneyde helyum gazı ile 1000°C ısıtıcı sıcaklığında yaklaşık 95 W güç elde edilmiştir [6].



Şekil 2.4. Isıtıcı sıcaklığının motor gücüne etkisi [6]

2.3.4. Çalışma basıncı güç ilişkisi

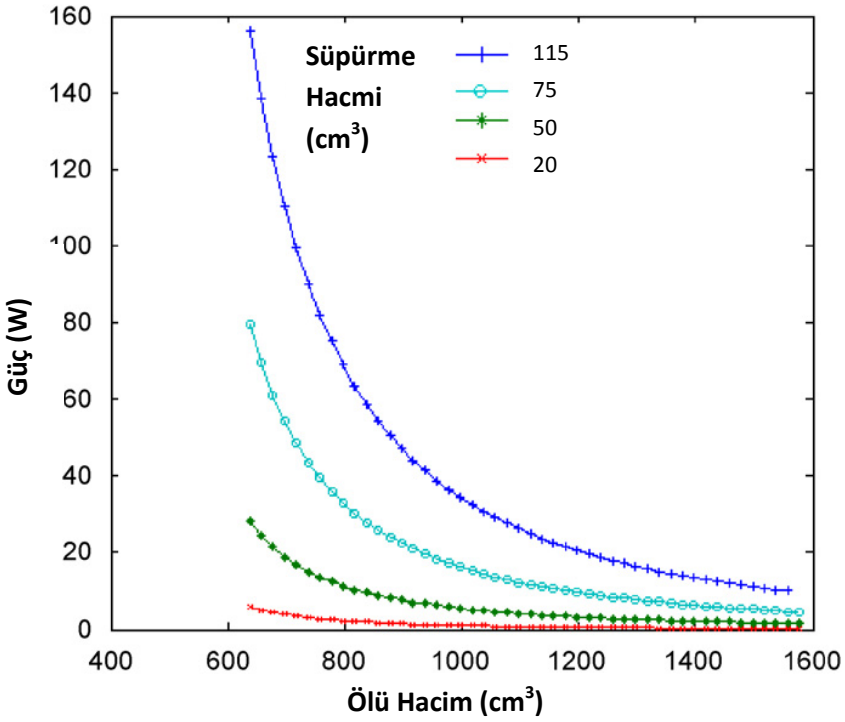
Silindire doldurulan iş akışkanın basıncı artırılınca, kütlesi de artmış olur ve böylece artan kütle ile birlikte motor gücü de artar. Şekil 2.5'de helyum, hava ve argon ile yapılan deneylerde maksimum motor gücünün hava ve argon için 3 barda helyum için 4 barda meydana geldiği görülmüştür. İş akışkanın basıncına bağlı olarak artan iş akışkanı miktarı ile ısıtma yetersiz kalmıştır ve çevrimin gücü düşmüştür [31]. Yapılan diğer bir çalışmada ise aynı akışkanın çalışma basıncı artırıldıkça motorun gücünün de arttığı görülmüştür [31].



Şekil 2.5. Şarj basıncına bağlı olarak değişen motor gücü[31]

2.3.5. Stirling motorlarında ölü hacmin performansa etkisi

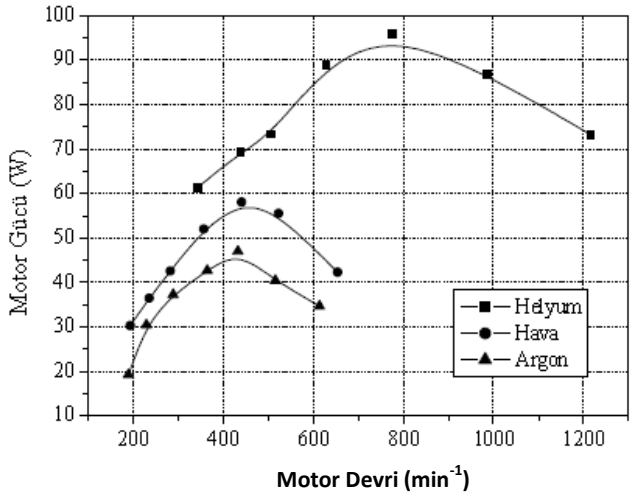
Gerçek Stirling çevriminde iş akışkanı her zaman aynı şartlarda, aynı yerde ve zamanda bulunmaz. İş akışkanı soğuk bölgeden sıcak bölgeye doğru hareket ederken rejeneratör ve ısı değiştiricisinde kalarak basınç azalmasına neden olur. Azalan basınç ile birim iş akışkanı kütlesi başına elde edilen güç çıkışı azalmış olur. Fakat rejeneratörde iş akışkanın ilerleyebilmesi için bir miktar ölü hacmin de bulunması gereklidir [3]. Şekil 2.6'daki grafiklerde motorda hesaplanan ölü hacimlerin motor gücüne etkisi gösterilmiştir [3]. Ayrıca Kongtragool ve ark. da yapmış oldukları çalışmada ölü hacmin motor gücüne olumsuz etkilerinden bahsetmiş fakat motorda ölü hacimlerin kaçınılmaz olduğunu, azaltılması gerektiğini belirtmişlerdir [24].



Şekil 2.6. Ölü hacmin motor gücüne etkisi

2.3.6. Stirling motorlarında kullanılan çalışma gazlarının performansa etkisi

Stirling motorlarında farklı çalışma gazları kullanılabilmektedir. Bunlar ısı transferi ve sürtünme kayıpları bakımından önemlidir. En yaygın olarak hava, daha sonra helyum ve hidrojeninde termofiziksel karakteristiklerinden dolayı kullanılır. Helyum ve hidrojenin ısı kapasitesi yüksektir. İş akışkanı olarak hava kullanılan Stirling motorlarında helyum ve hidrojene göre yüksek ısı ve kütle transferine çıkılamaz. Bu nedenle termik verim düşüktür. Şekil 2.7'de helyum, hava ve argon gazına ait motor devrine bağlı olarak değişen güç gösterilmiştir. Güçteki artış bir noktada maksimum olmakta, sonra azalmaktadır. Bunun nedeni artan motor devri ile akışkana transfer edilen ısının yetersiz olmasıdır. Helyum gazı diğer gazlara göre sürtünme kayıpları daha azdır ve ısı kapasitesi daha fazladır [31].

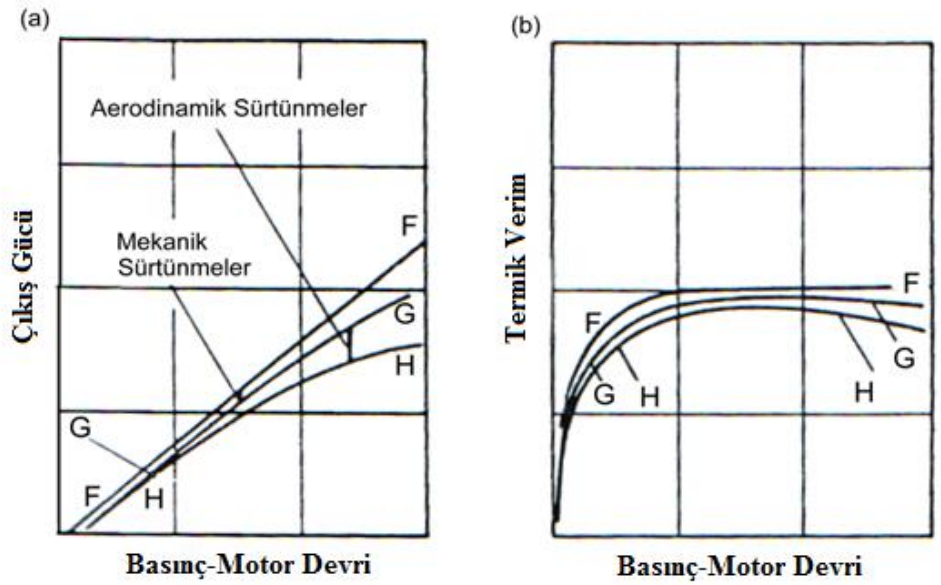


Şekil 2.7. Motor devrine bağlı olarak motor gücünün değişimi [31]

2.3.7. Aerodinamik ve mekanik sürtünmeler

Stirling motorlarında mekanik ve aerodinamik olmak üzere iki adet sürtünme direnci oluşmaktadır. Şekil 2.8'de aerodinamik ve mekanik sürtünmelerin termik verime ve motor gücüne etkisi görülmektedir. Aerodinamik sürtünme kayıpları, çalışma maddesi ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucudan geçerken meydana gelmektedir. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri arasındaki basınç farkı, genişleme bölgesindeki basınç değişiminin azalmasına neden olur ve net iş azalır. Basınç düşüklüğü akışkanın yoğunluğu, kütlesi ve akış hızının bir fonksiyonudur. Aerodinamik sürtünmeler motor gücünü ve termik verimi H-H eğrisine kadar azaltmaktadır.[6, 7]

Mekanik kayıplar piston ve segmanların sürtünmesinden, yatak sürtünmelerinden, yağ pompası vb. sürtünmelerden kaynaklanır. G-G çizgisine kadar azalmaktadır

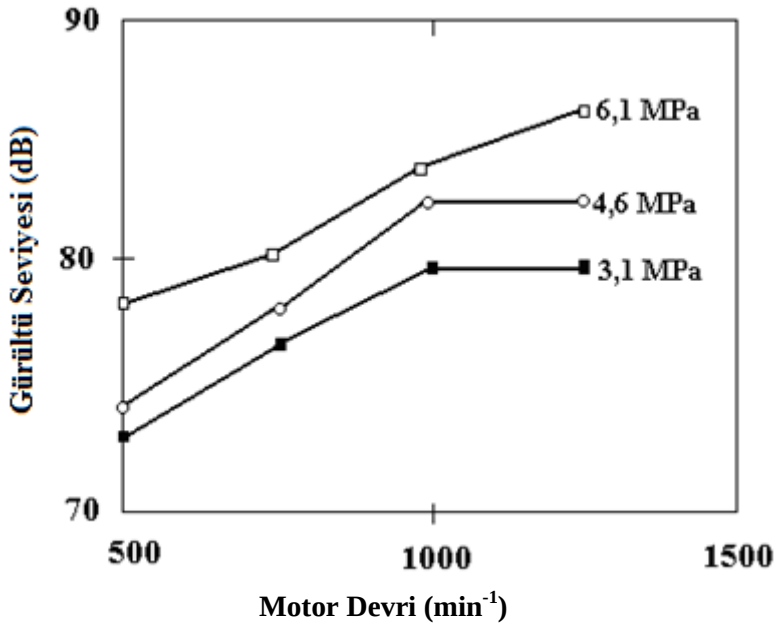


Şekil 2.8. Sürtünme kayıplarının motor çıkış gücü ve termik verime etkileri [6, 7]

2.3.8. Gürültü

Stirling motorlarında gürültü seviyeleri; supapların olmaması, ısı verme işleminin sürekli olması ve basınç değişiminin az olması nedeniyle içten yanmalı motorlara nazaran oldukça düşüktür. Stirling motorlarında gürültü seviyesinin artışına soğutma için ilave edilen parçalar sebep olabilir. Stirling motorları, gürültü seviyelerinin düşüklüğü nedeni ile lokomotif, askeri araçlar ve traktör gibi uygulamalarda kullanılabilmektedir [6, 7].

Şekil 2.9'da çalışma maddesi olarak helyum kullanan bir Stirling motorunun farklı şarj basınçlarında gürültü seviyesi değişimleri görülmektedir. Şarj basıncı ve motor devrinin artması ile gürültü seviyeleri artış göstermektedir [6, 7].



Şekil 2.9. Stirling motorunun gürültü seviyeleri değişimi [6]

2.3.9. İlk hareket

Stirling motorları soğuk ve sıcak bölge arasındaki sıcaklık farkı yardımıyla çalıştığı için motora ilk hareket verilmeden önce sıcak bölgeye ısı verilmesi gerekmektedir. Serbest pistonlu Stirling motorları sisteme ısı girişi ile kendi kendine harekete geçerken, diğer tip motorlarda ise el ya da ilave hareket mekanizması kullanımı ile sisteme ilk hareket verilmektedir [6].

2.4.Stirling Motorlarının Avantaj ve Dezavantajları

2.4.1.Stirling motorlarının avantajları

- Motor çalışmaya başlamadan önce içeri ısı sürüldüğü için ilk harekete geçirilmeleri kolaydır.
- Güneş enerjisi, gaz yakıtlar, sıvı yakıtlar, fosil yakıtlar, bio-dizel yakıtlar, nükleer enerji, termal ısı kaynakları vb. enerji kaynakları ile çalışabilir.
- Termik verimleri içten yanmalı motorlara kıyasla daha yüksektir.

- Parça aşıntıları azdır. Isı dıştan verildiği için yanmanın oluşturacağı kirlenmeden motor parçaları etkilenmemektedir. İçten yanmalı motorlarda olduğu gibi yanmadan kaynaklanan ani basınç yükselmeleri olmadığından hareketli motor parçaları zarar görmemektedir.
- İçten yanmalı motorlara göre yardımcı sistemlerin az oluşu imalat kolaylığı ve ekonomi sağlar.
- Sisteme ısı sürülmesi sürekli olduğundan, emme ve egzoz supapları bulunmadığından ve basınç değişimleri sinüzoidal olduğundan, gürültüsüz ve titreşimsiz çalışır.
- Ateşleme ve enjeksiyon sistemleri ile supap gibi yardımcı parçalara ihtiyaç duyulmadığından az bakım gerektirir.
- Yağlama yağı soğutucu etkide bulunmadığından içten yanmalı motorlarda olduğu gibi ısı kaybı olmaz. Ayrıca yağ sarfiyatı daha az ve yağ değişim aralığı daha uzundur.
- Yanmanın kontrollü ve dışardan olması sebebi ile azot oksit, karbon monoksit ve yanmamış hidrokarbon miktarı içten yanmalı motorlara göre daha azdır.
- Stirling motorları çok değişik mekanik düzenlemelerle, çok küçük ve çok büyük boyutlarda ve değişik güçlerde üretilebilir [3, 6, 7, 11, 32].

2.4.2.Stirling motorlarının dezavantajları

- Aynı güce sahip içten yanmalı motorlara göre daha büyük kütle ve boyutlara sahiptir (Güç/Ağırlık oranı kötüdür).
- Çalışan parçalar arasında ve silindir ile piston arasında sızdırmazlık problemi vardır.
- Isıtıcı ve soğutucudaki termik ataletler nedeni ile yavaşlama ve hızlanma ivmeleri düşüktür.
- Birçok bölümünde tasarım güçlüğü vardır ve deneysel bilgi gerektirir.
- Araştırma ve geliştirme çalışmaları hali hazırda devam ettiği için seri imalatı yapılamamaktadır, imalatı yapılabilenler ise karmaşık ve maliyeti yüksektir [3, 6, 7, 11, 32].

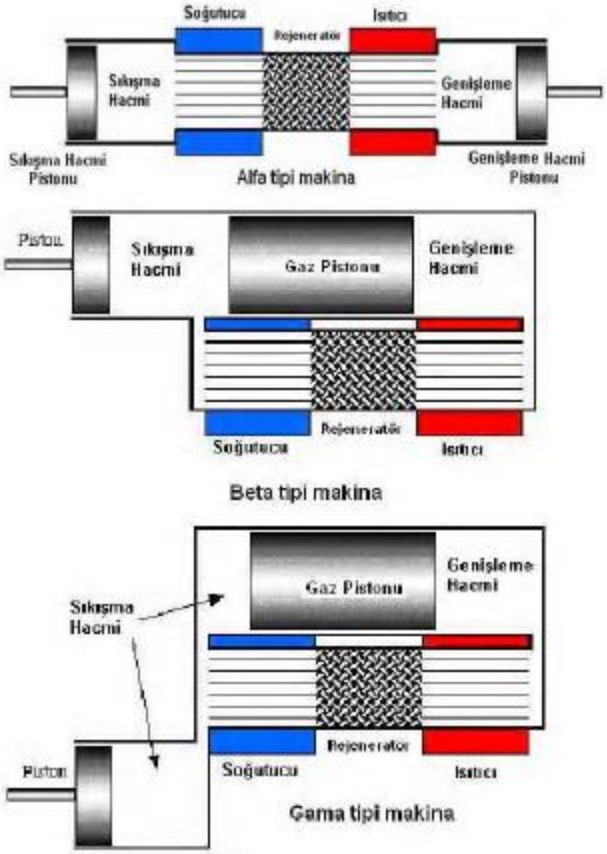
2.5. Stirling Motorlarının Kullanım Alanları

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

- Güneş enerjisinden elektrik üretiminde,
- Elektrik jeneratörlerinde
- Soğutma makinesi olarak,
- Isı pompası olarak
- Yardımcı güç motoru olarak,
- Nükleer güç istasyonlarında,
- Hidrolik pompalarda,
- Uzay araçlarının elektrik ihtiyacını karşılamada,
- Lokomotifler, askeri araçlar ve traktörler,
- Tarım alanlarında su pompalamada [3, 6, 7, 11].

2.6. Stirling Motorlarının Sınıflandırılması

Stirling motorları geometri tiplerine göre üç gruba ayrılır. Bunlar alfa, beta ve gama tipi Stirling motorları olup şekil 2.10'da gösterilmiştir. Alfa tipi Stirling motorları iki ayrı silindirde iki ayrı pistona sahiptir. Bu silindirler birbirlerine ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu ile birleştirilmiştir. Beta ve Gama tipi makinalarda ise gaz pistonu-güç pistonu kullanılır. Beta tipi motorlarda gaz pistonu ve güç pistonu aynı silindirler içerisinde, Gama tipi motorlarda ise ayrı silindir mekanizması içinde kullanılır [33].

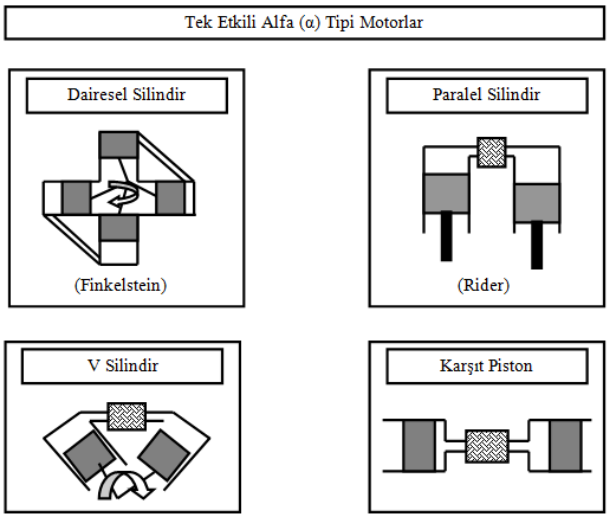


Şekil 2.10. Alfa, beta ve gama tipi Stirling motorları [33]

2.6.1. Alfa tipi motorlar

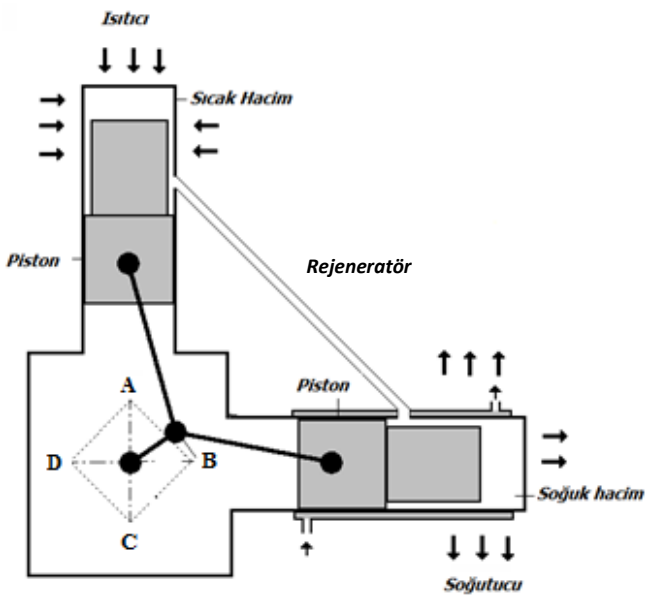
Alfa (α) tipi Stirling motorları birbirinden ayrı iki silindir, iki piston, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratörden oluşmaktadır. Çalışma maddesinin bir çevrim oluşturacak şekilde soğuk ve sıcak hacimler arasında sirkülasyonunu sağlayan pistonlar genellikle birbirine 90° faz açısı oluşacak şekilde bağlanmıştır [6, 7, 31].

Alfa (α) tipi Stirling motorları dairesel silindir, paralel silindir, V silindir ve karşıt piston olmak üzere dört gruba sınıflandırılabilmektedir. Şekil 2.11'de tek etkili alfa (α) tipi Stirling motorunun çeşitleri görülmektedir.



Şekil 2.11. Alfa (α) tipi Stirling motorları [6]

Alfa tipi motorlarda genişleme ve sıkıştırma silindiri olmak üzere iki silindir ve bunların içerisinde çalışan iki piston bulunmaktadır. Silindirler ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu olarak adlandırılan ısı eşanjörleri ile birbirine birleştirilmiştir Şekil 2.12'de V silindir şeklinde yerleştirilmiş, Alfa tipi Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.12. Alfa tipi motorun çalışma prensibi [6]

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

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

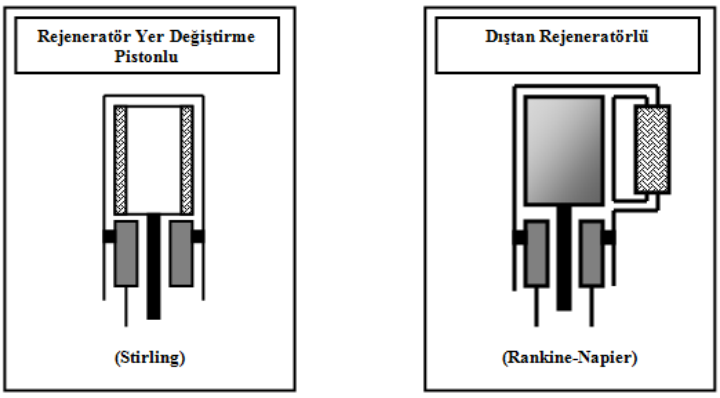
Kol muylusu C noktasından D'ye giderken soğuk silindirin pistonu AÖN'ya doğru, sıcak silindirin pistonu ise ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Bu işlem esnasında iki silindirin toplam hacmi değişmemektedir. Sıcak silindirdeki hacim azalması kadar soğuk silindirde hacim genişlemesi olmaktadır. Kol muylusu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

Kol muylusu D noktasından A'ya giderken her iki piston da ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Kol muylusu A'ya ulaştığında sıcak silindirin hacmi sıfır olmakta, soğuk silindirin hacmi de yarıya düşmektedir. Çalışma maddesinin hemen hemen tamamı soğuk silindir içerisinde sıkıştırıldığından, soğuk silindirin cidarlarına ısı vererek sabit sıcaklıkta durum değişimi sağlanmaktadır. Kol muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır [7, 10].

2.6.2.Beta tipi Stirling motorları

Tek etkili beta tipi motorlarda çevrim aynı silindir içerisinde çalışan bir güç ve bir yer değiştirme pistonu tarafından gerçekleştirilmektedir. Krank biyel mekanizması ile hareket iletimi sağlayan beta tipi Stirling motorları rejeneratör yer değiştirme pistonlu (Stirling) ve dıştan rejeneratörlü (Rankine-Napier) olmak üzere iki grupta sınıflandırılmaktadır. Rejeneratör yer değiştirme pistonlu Stirling motoru ilk olarak 1816 yılında Robert Stirling tarafından uygulanmıştır. Rankine-Napier tipi olarak bilinen dıştan rejeneratörlü Stirling motorlarında ayrı bir rejeneratör kullanıldığı için ölü hacim artmıştır [6].

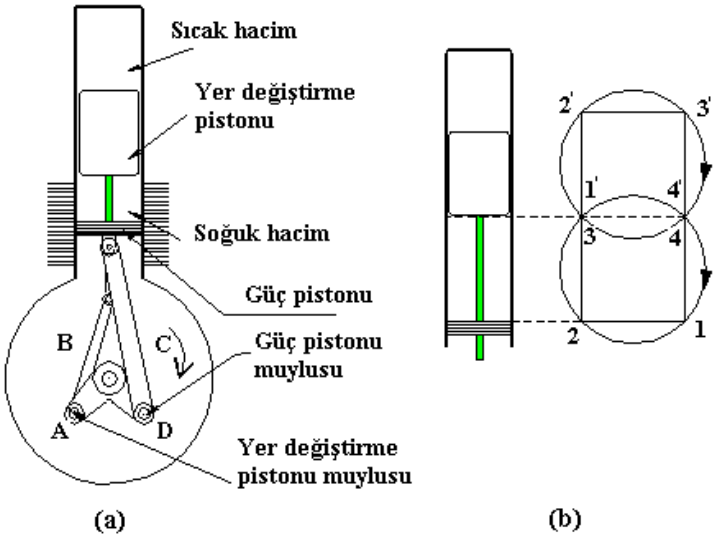
Şekil 2.13'de krank-biyel hareket mekanizmalı beta tipi Stirling motorları görülmektedir.



Şekil 2.13 Krank-biyel mekanizmalı beta tipi Stirling motorları [6]

Şekil 2.14'da tek etkili beta tipi Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir. Beta tipi Stirling motorlarında yer değiştirme pistonun kuyruğu güç pistonunun ortasından geçmektedir. Soğuk hacim güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, sıcak hacim ise yer değiştirme pistonunun üst tarafında bulunmaktadır. Sıcak hacmin güç pistonu ile yer değiştirme pistonu arasında, soğuk hacmin yer değiştirme pistonunun üst tarafında bulunduğu motor tipleri de görülmektedir. Burada motorun çalışması açıklanırken birinci hal göz önünde bulundurulacaktır.

Yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında kalan boşluk aynı zamanda rejeneratör görevi de yapmaktadır [7].



Şekil 2.14. Tek etkili beta tipi Stirling motoru çalışma prensibi [7]

Piston ve yer değiştirme pistonunun Şekil 2.14'da görülen pozisyonu sabit hacimde soğutma işleminin başlangıcıdır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun her ikisi birden AÖN civarında bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu AÖN'dan uzaklaşma, güç pistonu AÖN civarında sabit kalma pozisyonundadır. Çalışma maddesinin yarısı soğuk hacimde yarısı sıcak hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusu A noktasından B noktasına gelirken güç pistonu yerinde kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonu ile piston arasındaki soğuk hacim maksimum değerine ulaşacak, sıcak hacim ise sıfır veya minimum değerinde olacaktır. Bu durumda çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonu muylusunun A noktasından B noktasına hareketi esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kaldığından bu süreç sabit hacimde soğutma işlemidir. Bu işlemin sonunda güç pistonunun tepesi ve yer değiştirme pistonunun eteği Şekil 2.14'de görülen 2 noktasına gelmektedir [7].

Yer değiştirme pistonu muylusu B noktasından C noktasına giderken yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında sabit kalacak, güç pistonu AÖN dan ÜÖN ya doğru hareket edecektir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin hemen hemen tamamı yer değiştirme pistonu ile güç pistonunun arasındaki soğuk hacimde sıkıştırma işlemine tabi tutulacaktır. İşlem esnasında çalışma maddesinden soğuk cidarlara ısı akışı olduğu için bu işlemin sabit sıcaklıkta gerçekleştiği kabul edilmektedir. Bu işlemin sonucunda yer değiştirme pistonunun eteği ve güç pistonunun tepesi 3 noktasında bulunmaktadır. Yer değiştirme pistonunun eteği ile güç pistonunun tepesi arasındaki mesafe yer değiştirme pistonu kursunun yarısından fazladır [7]

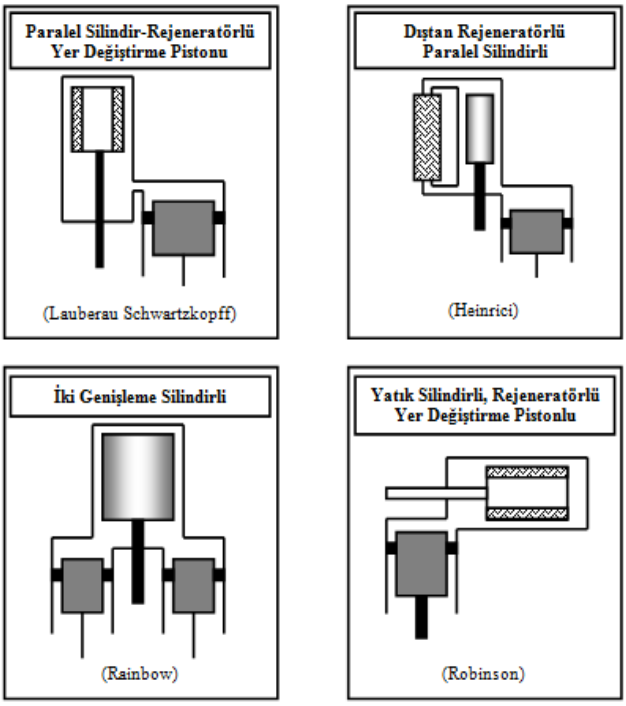
Yer değiştirme pistonu muylusu C noktasından D'ye giderken güç pistonu ÜÖN civarında sabit kalacak, yer değiştirme pistonu ÜÖN'dan AÖN'ya doğru kendi kursunun yarısından fazla hareket edecektir. Bu hareket esnasında çalışma maddesinin işgal ettiği toplam hacim sabit kalmaktadır. Bu işlem esnasında soğuk hacimde bulunan çalışma maddesi sıcak hacme geçecektir. Çalışma maddesi bu işlemde sabit hacimde ısıtılmaktadır. İşlemin neticesinde güç pistonunun tepesi ile yer değiştirme pistonunun eteği arasında birbirine temas etmeyecek kadar küçük bir boşluk kalacaktır. Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasına geldiğinde yer değiştirme pistonunun eteği ve güç pistonunun tepesi 4 noktasında olacaktır. Güç pistonu ve yer değiştirme pistonunun bu pozisyonunda çalışma maddesinin hemen-hemen tamamı sıcak hacimde sıkıştırılmış, yüksek basınç ve sıcaklıkta iş yapmaya hazır bulunmaktadır [7].

Yer değiştirme pistonu muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonu AÖN civarında sabit kalacak, güç pistonu kendi kursunun yarısından fazla AÖN'ya doğru hareket ederek iş zamanının gerçekleştirecektir. Bu işlemin sonunda çevrim tamamlanmaktadır[7].

2.6.3.Gama tipi Stirling motorları

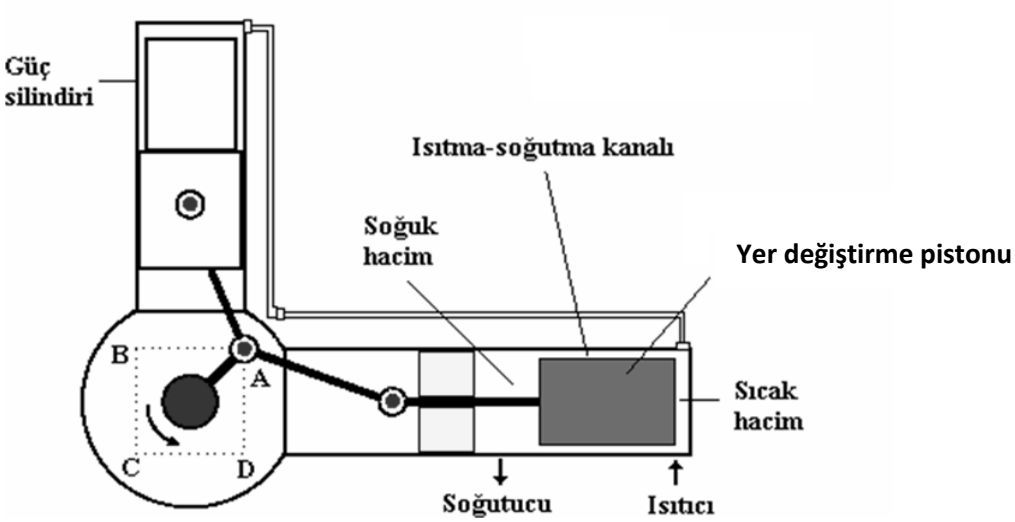
Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları Lauberau-Schwartzkopff, Heinrici, Rainbow ve Robinson olmak üzere dört grupta sınıflandırılmaktadır. Lauberau-

Schwartzkopff tipinde rejeneratör yer değiştirme pistonu üzerinde bulunmaktadır. Heinrici tipi motorlarda güç ve yer değiştirme silindirleri birbirine paralel şekilde bağlanmaktadır. Soğuk ve sıcak hacimler harici bir rejeneratör kullanılarak birbirine bağlanmıştır. Rainbow tipi Stirling motorunda iki adet güç pistonu ve bir adet yer değiştirme pistonu bulunmaktadır. 19. yüzyılda yaygın olarak kullanılan Robinson tipi Stirling motorlarında ise yer değiştirme ve güç silindirleri 90° faz farkı ile yerleştirilmiştir [6]. Şekil 2.15'de tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları görülmektedir.



Şekil 2.15. Tek etkili gama (γ) tipi Stirling motorları [6]

Gama (γ) tipi motorlarda, güç ve yer değiştirme pistonu ayrı silindirler içerisinde bulunmaktadır. Güç pistonunun bulunduğu silindir sıcak tutulmaktadır. Yer değiştirme pistonunun üst kısmı sıcak alt kısmı ise soğuk olarak muhafaza edilmektedir. Şekil 2.16'da gama (γ) tipi motorunun şematik resmi görülmektedir [6].



Şekil 2.16. Gama tipi motoru [6]

Biyel muylusu A noktasında iken hem güç pistonu hem de yer değiştirme pistonu ÜÖN civarında olup, güç pistonu ÜÖN'ya yaklaşmakta, yer değiştirme pistonu ise ÜÖN'dan uzaklaşmaktadır. Çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde olup çevre sıcaklığının biraz üstünde bir sıcaklığa sahiptir. Kol muylusu A noktasından B noktasına giderken güç pistonu ÜÖN'ya varacak ve tekrar eski yerine dönecektir. Bu sebeple güç pistonunun ÜÖN'da sabit kaldığı kabul edilebilir. Yer değiştirme pistonu ise aşağıya doğru hareket ederek krank çapına yakın bir yol kat edip, soğuk hacimde bulunan çalışma maddesini sıcak hacme aktaracaktır. Bu işlem esnasında çalışma maddesi yer değiştirme pistonu ile silindiri arasında bulunan ısıtma-soğutma kanalından geçerken kanalın cidarlarından ısı alarak sıcaklığını yükseltir. Yer değiştirme pistonu kuyruğunun hacmi göz ardı edilirse, işlem esnasında soğuk hacim daralırken sıcak hacim aynı miktarda genişlemektedir. Bu sebeple bu işlem çalışma maddesinin sabit hacimde ısıtıldığı kabul edilmektedir. Biyel muylusu B noktasına ulaştığında çalışma maddesinin tamamı sıcak hacimde toplanmış olup basınç ve sıcaklık maksimumdur [6,22].

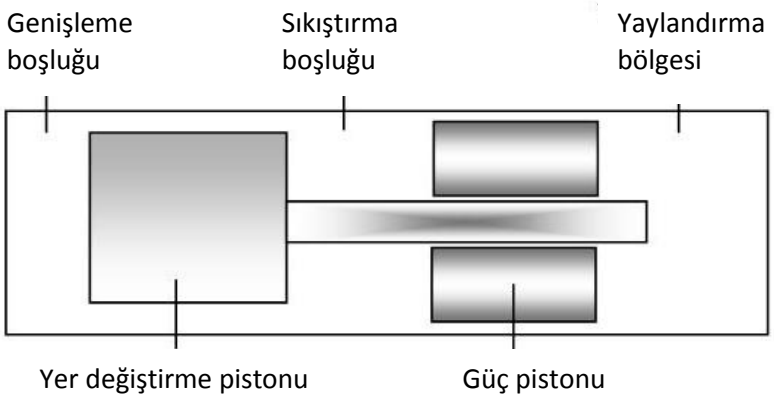
Biyel muylusu B noktasından C noktasına giderken, yer değiştirme pistonunun bulunduğu yerden AÖN'ya varıp tekrar bulunduğu yere gelecektir. Bu sebeple yer değiştirme pistonunun AÖN'da sabit kaldığı kabul edilmektedir. Güç pistonu ise

AÖN'ya doğru krank çapına yakın bir mesafe kat ederek iş zamanını gerçekleştirir. İşlem esnasında çalışma maddesi hem genişleyerek iş yapmakta hem de ısıtma-soğutma kanalından geçerken ısı almaktadır. Bu işlemde çalışma maddesinin sıcaklığının sabit kaldığı kabul edilmektedir. Biyel muylusu C noktasına vardığında çalışma maddesinin yarısı sıcak hacimde diğer yarısı güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin tamamının sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığına yakındır [6, 22].
Biyel muylusu C noktasından D noktasına doğru giderken, güç pistonu AÖN civarında sabit kabul edilebilir. Yer değiştirme pistonu ise AÖN'dan ÜÖN'ya doğru krank çapına yakın bir yol kat ederek sıcak hacimdeki çalışma maddesini soğuk hacme süpürür. Bu işlem çalışma maddesinin sabit hacimde soğutulmasıdır. Biyel kolu D noktasına vardığında çalışma maddesinin çoğunluğu soğuk hacimde, geri kalanı da güç silindirinde bulunmaktadır. Çalışma maddesinin basıncı minimum seviyesindedir. Soğuk hacimde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı çevre sıcaklığının biraz üzerinde, güç silindirinde bulunan çalışma maddesinin sıcaklığı da sıcak kaynak sıcaklığının biraz aşağısındadır [6, 22].

Biyel muylusu D noktasından A noktasına giderken yer değiştirme pistonunun ÜÖN civarında sabit kaldığı kabul edilebilir. Güç pistonu ise AÖN'dan ÜÖN'ya doğru krank çapına eşit bir yol kat ederek önünde bulunan çalışma maddesini sıcak hacim üzerinden soğuk hacme aktarır. Bu işlemde çalışma maddesi bir taraftan sıkıştırılırken bir taraftan da ısıtma-soğutma kanalından geçerken kanalın cidarlarına ısı bırakmaktadır. İşlem çalışma maddesinin sabit sıcaklıkta ısı vermesi kabul edilmektedir. Biyel muylusu A noktasına vardığında çevrim tamamlanmış olmaktadır [6, 22].

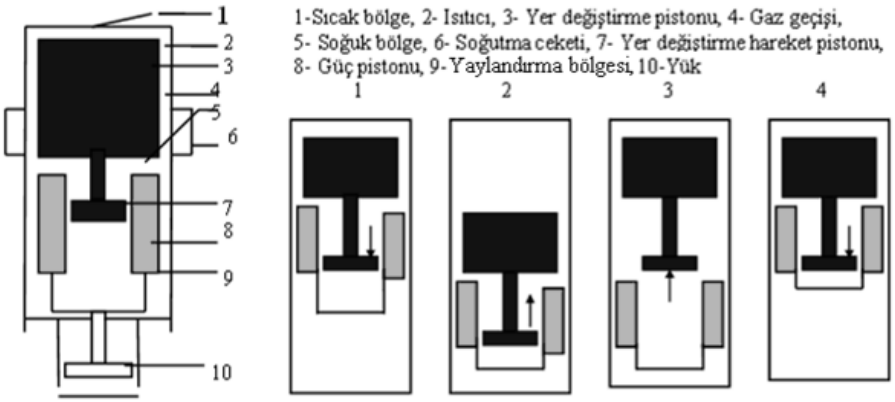
2.6.4.Serbest pistonlu Stirling motorları

Serbest pistonlu motorlar ilk defa 1960'lı yıllarda Ohio Üniversitesi'nde Prof. Beale tarafından tasarlanmıştır [34, 35, 36, 37]. Tasarım olarak beta tipi Stirling motorlarına benzeyen serbest pistonlu motorlar, sızdırmazlık problemlerini azaltmak için geliştirilmiştir [35]. Şekil 2.17'de serbest pistonlu Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir.



Şekil 2.17. Serbest pistonlu Stirling motoru [7]

Serbest pistonlu Stirling motorlarında yer değiştirme pistonu ve güç pistonu arasında mekanik bir bağlantı yoktur. Silindir cidarlarının ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör olarak görev yapar. Çalışma maddesi olarak helyum ve hidrojen gibi ısı iletim katsayısı yüksek gazlar kullanılmaktadır. Pistonun ileri geri salınımı sıkıştırma-genişlemeyi meydana getirir ve yer değiştirme pistonu ise çalışma maddesini sıcak ve soğuk bölgeler arasında hareket ettirerek çevrim için gerekli olan ısı akışını sağlar. Motorun çalışma hacmi dışarıya kapalı olduğu için çalışma maddesinin kaçması sorunu tamamen çözülmüştür. Bu tip motorların bazılarında üretilen enerji motor gövdesinden titreşim olarak alınmaktadır [39]. Motorun çalışma prensibi şematik olarak Şekil 2.18'de görülmektedir.



Şekil 2.18. Serbest pistonlu Stirling motorunun çalışma prensibi [7, 39]

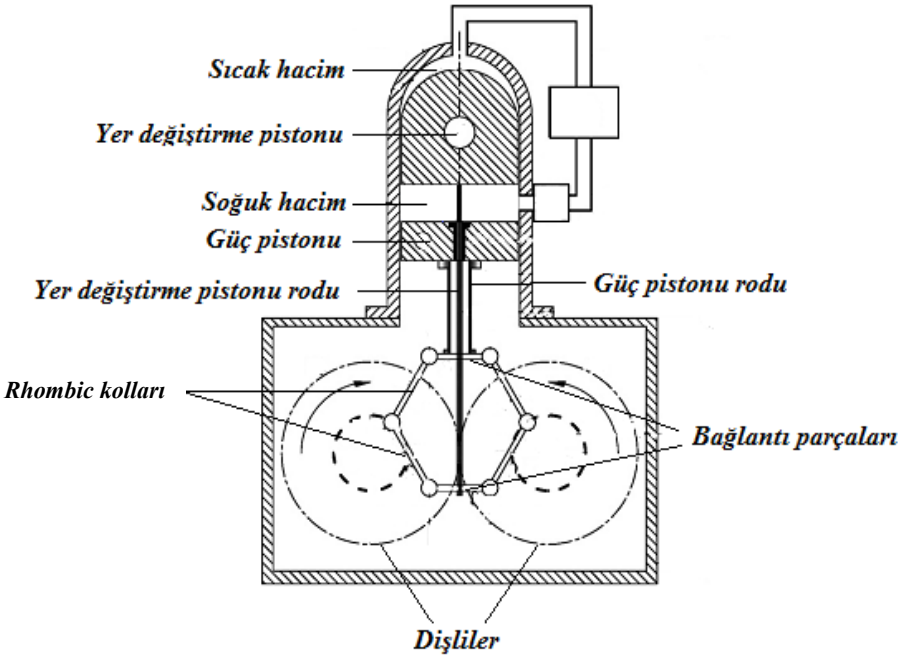
1-2 işleminde sıcak hacimde bulunan çalışma maddesi iş pistonunu aşağıya doğru iter. Bu işlemde yer değiştirme pistonu güç pistonu ile birlikte aşağıya doğru hareket eder. 2-3 işleminde yaylandırma bölgesindeki basınç pistonun yukarısındaki basınçtan daha büyüktür. Bu sebeple yaylandırma bölgesindeki basınç yer değiştirme pistonunu sıcak bölgeye doğru hareket ettirir. Çalışma maddesi yer değiştirme pistonu tarafından sıcak bölgeden soğuk bölgeye aktarılır ve iç basınç düşer. 3-4 işleminde yaylandırma bölgesi basıncının etkisi ile iş pistonu yukarı doğru itilir ve çalışma maddesini soğuk bölgede sıkıştırır. 4-1 işlemi sabit hacimde ısıtma işlemidir. Şekil 2.18'deki 4 numaralı pozisyonda yaylandırma bölgesindeki basınç düşük, çalışma hacmi tarafındaki basınç yüksektir. Bu basınç farkının etkisi ile yer değiştirme pistonu aşağıya doğru itilir ve soğuk hacimdeki çalışma maddesinin sıcak hacme aktarılması sağlanır [7, 39].

Serbest pistonlu Stirling motorları lineer bir alternatörle elektrik üretimi, ısı pompası veya soğutma makinesi olarak kullanılabilmektedir [39]. Serbest pistonlu Stirling motorları basit mekanik tasarım, düşük aşıntı, yüksek enerji dönüşüm verimi, kolay ilk hareket, yüksek performans, uzun ömür ve düşük maliyet gibi avantajlara sahiptir [35, 36]. Çıkış gücünün dairesel olarak alınamaması pompa ve kompresör gibi sistemlerde kullanımında bir dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır[35, 36].

2.7. Hareket Mekanizmaları

2.7.1. Rhombic hareket mekanizması

1953 yılında Meijer tarafından icat edilen Rhombic hareket mekanizması beta tipi Stirling motorlarında kullanılmaktadır [6, 40]. Şekil 2.19'de rhombic hareket mekanizmalı beta tipi bir Stirling motorunun şematik resmi görülmektedir. Rhombic hareket mekanizması, güç ve yer değiştirme pistonu bağlantı parçaları ve rodları ile birbirine ters yönde hareket eden iki dişliden oluşmaktadır.

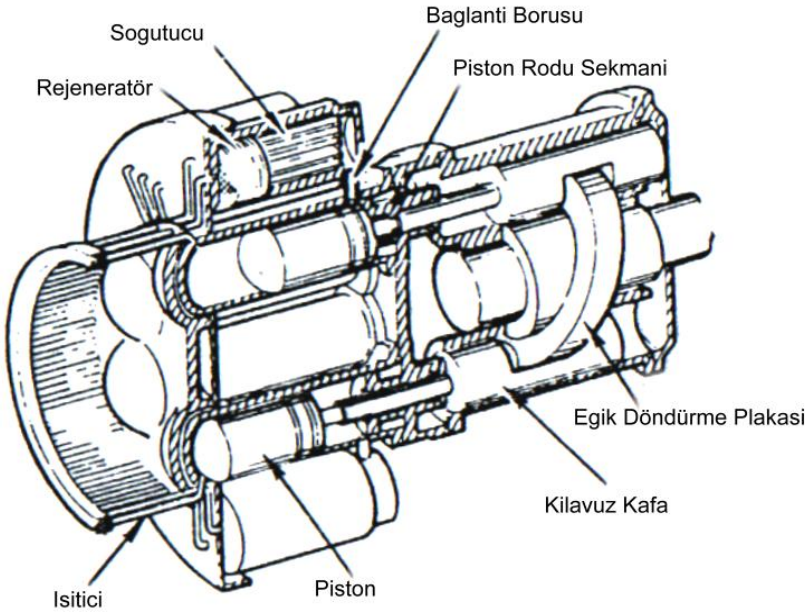


Şekil 2.19. Rhombic hareket mekanizmalı Stirling motoru [40]

Rhombic hareket mekanizmasında yanal kuvvetler karşılıklı olarak dengelendiğinden piston ve silindir arasında ve yer değiştirme pistonu rodu ile güç piston rodu arasında yanal sürtünme direnci olmadığından sürtünme direnci azalmaktadır. Böylece piston ve silindir gibi parçalarda aşıntı minimuma indirilmektedir [6, 11].

2.7.2.Eğik plakalı döndürme mekanizması

Hidrolik pompa ve kompresörlerde yaygın olarak kullanılan eğik plaka mekanizması Stirling motorlarında otomotiv uygulamalarında kullanılmıştır. Pistonların karşısına eğik plaka yerleştirilmiştir [6]. Meijer tarafından eğik plaka açılarını değiştirerek motorun güç kontrolünü sağlamak amacı ile çalışmalar yapılmıştır [38]. 1970'lerde Philips lisansı ile otomobillerde kullanılmak amacı ile üretilmiş, Ford ve General Motor şirketleri tarafından denenmiştir. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motorları su altı güç sistemleri için Philips lisansından ayrı olarak United Stirling, Malmo ve MAN-MWM şirketleri tarafından da üretilmiştir [6, 11]. Şekil 2.20'de eğik plakalı döndürme mekanizmasına sahip bir Stirling motoru görülmektedir.

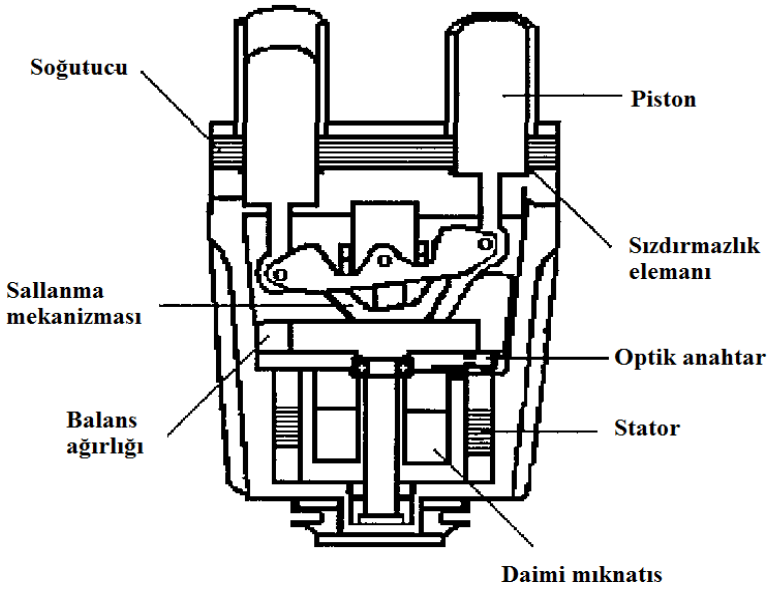


Şekil 2.20. Eğik plaka döndürme mekanizmalı Stirling motoru [6, 11]

Eğik plaka mekanizması, motor boyutlarını küçültme, kolay dengelenme ve uygun tork karakteristiklerine sahiptir. Ancak hassas üretim işlemleri, hidrodinamik yağlama ve düşük hızlardaki sürtünme problemleri önemli dezavantajlarıdır [7].

2.6.3.Sallanan sürücü tip hareket mekanizması

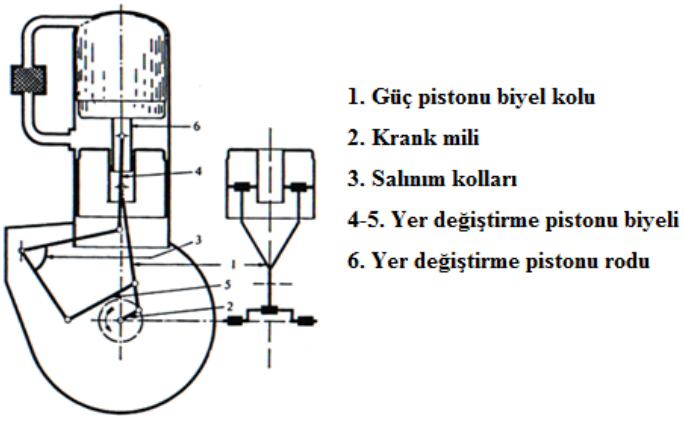
Sallanan sürücülü tip hareket mekanizma kullanılan bir motor Şekil 2.21'de görülmektedir. Bu tasarımda, yan yana yerleştirilmiş iki adet piston bir külbütör mekanizması vasıtası ile birbirine bağlanmıştır. İçten yanmalı motorlarda ve kompresörlerde kullanabilen bu mekanizmanın en büyük avantajı maliyetinin oldukça düşük olmasıdır [7, 39].



Şekil 2.21. Sallanan sürücü mekanizmalı Stirling motoru [7, 39]

2.6.4.Krank-biyel hareket mekanizması

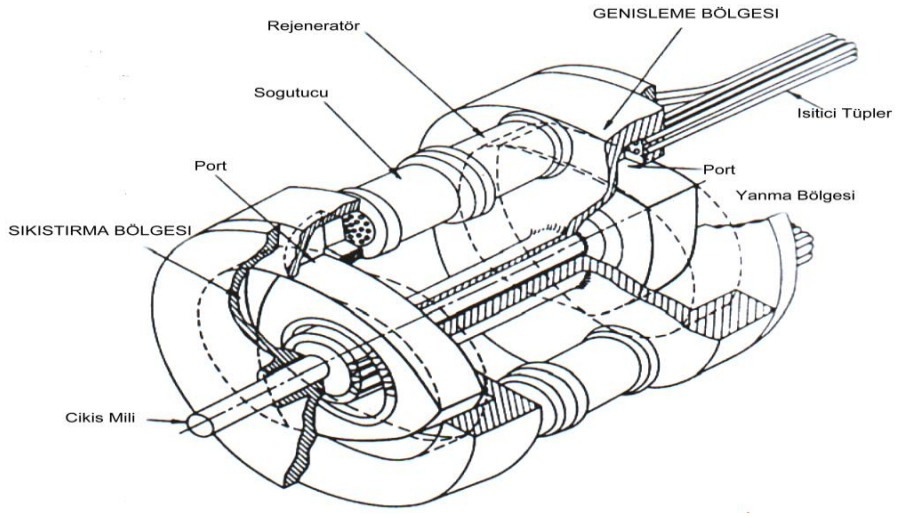
Şekil 2.22'de krank-biyel hareket mekanizmalı bir Stirling motoru görülmektedir. Krank-biyel mekanizmalı Stirling motorlarının imalatı basit olduğu için küçük motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu mekanizmada krank mili haznesi (karter) içerisindeki basınç minimum olmalıdır. Karter basıncının çok fazla artması motor çıkış gücünün azalmasına neden olmaktadır [7, 39].



Şekil 2.22. Krank biyel hareket mekanizmalı Stirling motoru [7, 39]

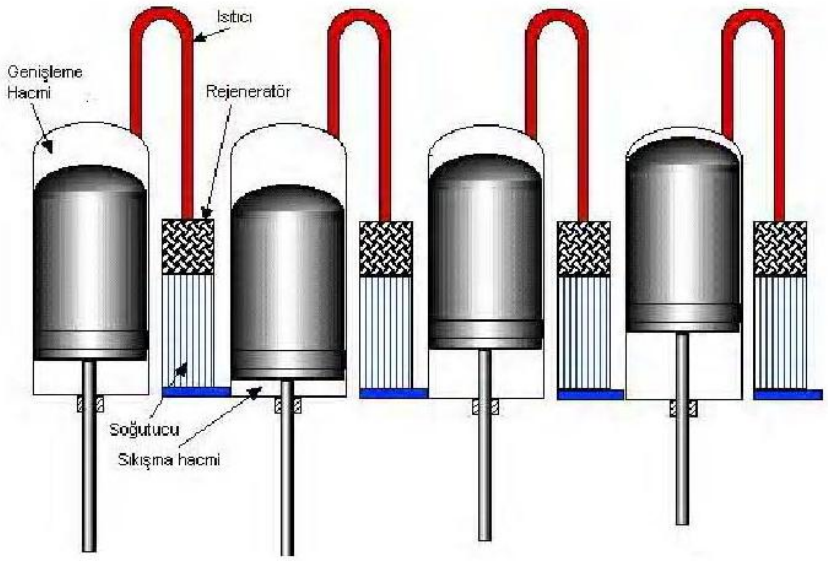
2.6.5.Döner (Wankel) tip hareket mekanizması

Döner tip Stirling motorları ortak mil ucunda yataklanan biri sıkıştırma diğeri ise genişleme hacmini oluşturan iki adet rotordan oluşmaktadır. Sistemde simetrik olarak yerleştirilmiş iki adet rejeneratör bulunmaktadır. Rotorlar bulundukları hacimde üç ayrı bölge oluşturmaktadır. Her boşlukta iki sıkıştırma ya da iki genişleme süreçleri gerçekleşmektedir. Motorun her dönüşünde iki adet çevrim oluştuğu için motor gücü artmaktadır [7]. Şekil 2.23'de döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru görülmektedir.



Şekil 2.23. Döner tip hareket mekanizmalı Stirling motoru [7]

Stirling motorlarının araçlarda kullanılması ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Bu durum için imalat kolaylığı bakımından en uygun motor tipi alfadır. Şekil 2.24'de tasarlanmış olan alfa tipi Stirling motoru görülmektedir. Bu tipte motorun birden fazla silindirli olarak imalatı yapılabildiği için yüksek güç üretilebilir. Bundan dolayı da diğer motor tiplerine göre avantajlıdırlar.

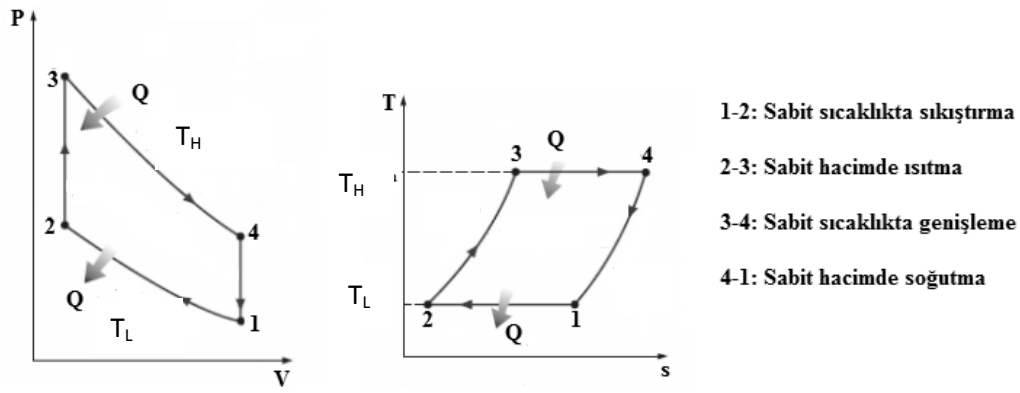


Şekil 2.24 araçlar için tasarlanmış Stirling motoru[33]

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

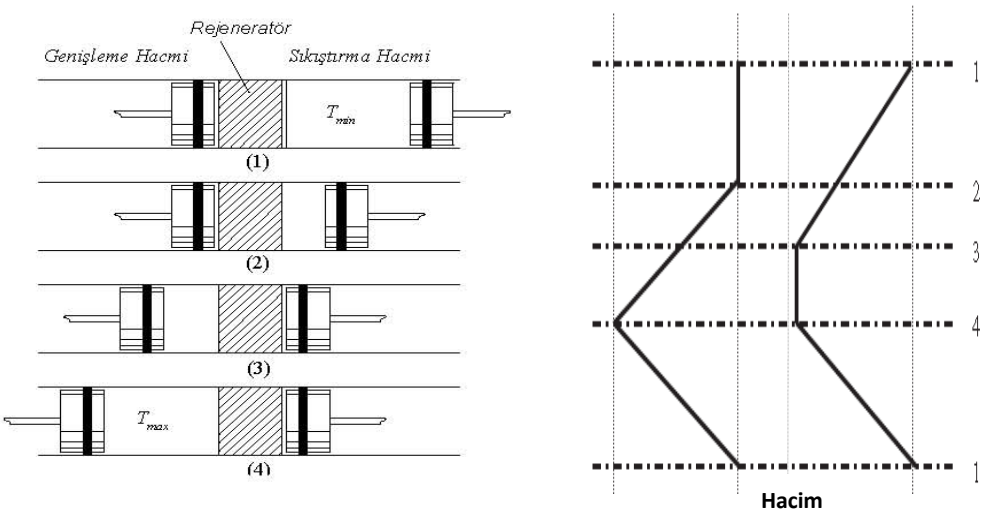
3.1. Termodinamik Çevrim

İdeal Stirling çevriminde gerçek sonuçlara ulaşabilmek için birçok analiz metodu geliştirilmiştir. Çevrim boyunca iş akışkanın üzerinde meydana gelen olayların, matematiksel modellemesini yapmak bazı şartları sabit kabul ederek yapmak mümkündür. Stirling motoruna ait teorik P-V ve T-S diyagramı Şekil 3.1'de verilmiştir [6]. İş akışkanına ısının verilip alınması eşanjör yardımı ile yapılır. Motor için gerekli olan ısı dışarıdan kesintisiz olarak verilir.



Şekil 3.1. Stirling motorunun teorik P-V ve T-S diyagramı[6]

Bu çevrim dört durum değişkeninden oluşur bunlar Şekil 3.2'de gösterildiği gibi eş sıcaklıkta sıkıştırma ve genleşme ve eş hacimde ısı girdisi ve ısı çıkışı.



Şekil 3.2 Stirling çevriminin termodinamik süreçleri

1-2 işlemi, sabit sıcaklıkta sıkıştırma işlemi: bu durum değişikliğinde sistemden T_c sabit sıcaklığında dış ortama ısı geçişi olmaktadır.

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} = P_1 r_v, \tag{3.1}$$

$$T_1 = T_2 = T_{\min}, \tag{3.2}$$

2-3 işlemi, sabit hacimde rejeneratif ısı transfer işlemi: dış kaynaktan T_h sisteme ısı verilmesi bu hal değişiminde sabit hacimde, ideal şartlarda ve bir anda akışkanın sıcaklığı T_c sıcaklığından T_h sıcaklığına çıkar.

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2} = \frac{P_2}{\tau}; V_3 = V_2 \tag{3.3}$$

Isı transferi $Q = C_V (T_3 - T_2),$ (3.4)

Eğer sıcaklık oranı $\tau = \left(\frac{T_2}{T_3}\right)$ olarak tanımlanırsa [4],

Yapılan iş = 0,

Değişen entropi = $(s_3 - s_2) = C_V \ln\left(1/\tau\right)$ (3.5)

3-4 işlemi, sabit sıcaklıkta genleşme işlemi: bu durumda sisteme ısı verilir. İdeal şartlarda sıcaklığın T_h sıcaklığında kaldığı kabul edilir ve pistona iş yaptırılır.

$$P_4 = \frac{P_3 V_3}{V_4} = P_3\left(1/r_v\right); T_4 = T_3 = T_{\max}, \tag{3.6}$$

Isı transferi = Yapılan iş, $Q = W = P_3 V_3 \ln r_v = mRT_3 \ln r_v,$ (3.7)

Değişen entropi = $\left(s_3 - s_4\right) = R \ln r_v.$ (3.8)

4-1 işlemi, sabit hacimde rejeneratör transfer işlemi: sistemden ısı çıkışı olur. Bu hal değişiminde ortamdaki sıcaklık T_h sıcaklığından T_c sıcaklığına düşer.

$$P_1 = \frac{P_4 T_4}{T_1} = P_1\tau; V_1 = V_4, \tag{3.9}$$

Isı transferi $Q = C_V\left(T_1 - T_4\right)$ (3.10)

Entropi değişimi $= \left(s_1 - s_4\right) = C_V \ln \tau$ (3.11)

Sistemden sabit sıcaklıkta 1-2 işlemi boyunca atılan ısı;

$$q_{1-2} = RT_1 ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \tag{3.12}$$

Sisteme sabit hacimde 2-3 işlemi boyunca verilen ısı;

$$q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \tag{3.13}$$

Sisteme sabit sıcaklıkta 3-4 işlemi boyunca verilen ısı;

$$q_{3-4} = RT_3 ln\left[\frac{V_4}{V_3}\right] \tag{3.14}$$

Sisteme sabit hacimde 4-1 işlemi boyunca çekilen ısı;

$$q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1) \tag{3.15}$$

olarak yazılır böylece sisteme verilen toplam ısı;

$$q_s = q_{2-3} + q_{3-4} \tag{3.16}$$

Sistemden dışarı atılan toplam ısı;

$$q_R = q_{1-2} + q_{4-1} \tag{3.17}$$

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

$$q_{3-4} = RT_3 ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \tag{3.18}$$

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

$$(T_h - T_c) = (T_3 - T_2) = (T_4 - T_1) \tag{3.19}$$

alınabilir. İşe çevrilen ısı miktarı ise;

$$q_{NET} = q_S - q_R \tag{3.20}$$

olduğundan

$$q_{NET} = (T_h - T_c)Rln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \tag{3.21}$$

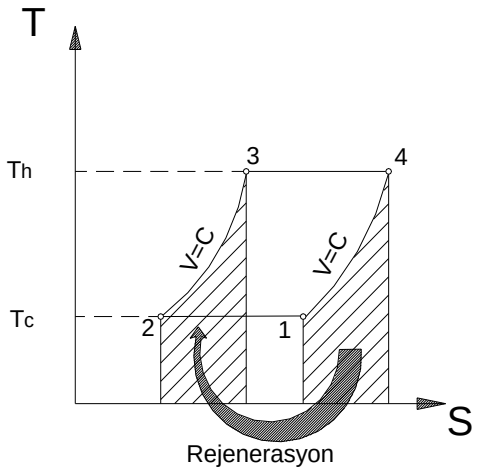
olur. Çevrimin termik verimi ise;

$$\eta_T = \frac{q_{NET}}{q_S} = \frac{(T_h - T_c)Rln\left[\frac{V_1}{V_2}\right]}{C_v(T_h - T_c) + RT_h ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right]} \tag{3.22}$$

olur [4].

3.2. Rejeneratörlü Stirling Çevrimi

Stirling motorunda rejeneratör, çalışma akışkanı sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken üzerindeki ısıyı depolar, aynı şekilde çalışma akışkanı soğuk bölgeden sıcak bölgeye geçerken depoladığı enerjiyi akışkana verir. Rejeneratör bu özelliği ile ısı tasarrufu sağlar ve sistemin ısıl verimini yükseltir.



Şekil 3.3. Rejeneratörlü Stirling Çevrimi

Stirling çevrimine rejeneratör eklenmesi durumunda; 4-1 sabit hacim işlemi boyunca dışarıya atılan ısının tamamı, rejeneratörde depolanır daha sonra 2-3 sabit hacim işlemi bu enerji siteme geri verilir.

$$q_s = RT_h ln\left[\frac{V_4}{V_3}\right] = RT_h\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \tag{3.23}$$

Sistemden atılan ısı

$$q_R = RT_c\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \tag{3.24}$$

İşe dönüşen net ısı;

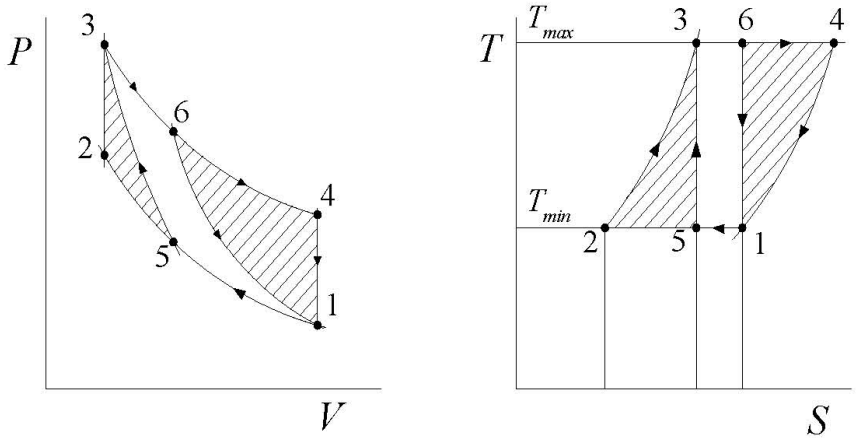
$$q_{NET} = (T_h - T_c)Rln\left[\frac{V_1}{V_2}\right] \tag{3.25}$$

olur. Rejeneratörlü Stirling çevriminin termik verimi ise;

$$\eta_t = \frac{q_{net}}{q_s} = \frac{(T_h - T_c)Rln\left[\frac{V_1}{V_2}\right]}{RT_H ln\left[\frac{V_1}{V_2}\right]} \tag{3.26}$$

3.3. Stirling Çevrimi İle Carnot Çevriminin Karşılaştırılması

İdeal Stirling çevriminin Carnot çevrimine göre avantajı iki izentropik sürecin P-V diyagramı alanını büyüten iki sabit hacim süreci ile değiştirilmiş olmasıdır. Bu hacimden dolayı, Stirling çevriminin yaptığı iş için, yüksek basınç ve süpürme hacmine gerek yoktur. Şekil 3.4'de belirli sınır şartlarında Carnot ve Stirling çevriminin diyagramları karşılaştırmalı şekilde verilmiştir.



Şekil 3.4. Stirling ve Carnot Çevrimlerinin P-V ve T-S diyagramı

Şekilde 5-2-3 ve 1-6-4 alanları izoentropik işlemlerin yerine konulan sabit hacimde ter değiştirme işlemleri ile P-V ve T-S diyagramlarında Stirling çevrimine ilave alanlar sağlar. Carnot çevriminde 1-5 ve 3-6 izotermal işlemleri, Stirling çevrimindeki 1-2 ve 3-4 izotermal işlemleri genişletilerek sisteme sürülen ve sistemden atılan ısının miktarını ve net iş alanını artıracaktır. Her iki çevrimde de sisteme sürülen ısının işe dönüşen miktarı aynıdır. Buda her iki çevrimin termik veriminin aynı olmasını sağlamaktadır.

3.4. İzotermal Analiz

Schmidt tarafından Stirling motoru için yapılan ilk termodinamik analizde basit bir yaklaşım getirmiştir. Bu analizde sinüzoidal hacim değişimleri için çözümler elde edilmiş, motor gücü ortalama etkin basınca ve süpürme hacmine bağlı olarak ifade edilmiştir. Şekil 3.6'de görüldüğü gibi her bir ısı değiştiricisindeki sıcaklık değişimi homojendir ayrıca motoru beş bileşenli olarak düzenlenmiştir bunlar sıkıştırma boşluğu c, soğutucu k, rejeneratör r, ısıtıcı h ve genleşme boşluğu e'dir. Birbirleri ile bağlantılı olan bu hacimler basitlik için uygun hale getirilmiştir yani termodinamik süreç izotermal, rejenerasyon ideal, makinenin iki ucu arasındaki basınç kaybı önemsiz ve sistemin her tarafındaki basınç anlık basınca eşit kabul edilir. İzotermal

analiz kullanılarak güç değerleri hesaplansa bile verim ve ısı transferi değerleri doğru değildir. İzotermal analizdeki kabuller [3, 6, 7].

1. Genişleme ve ısıtıcı bölgesinde sıcaklık sabittir.
2. Sıkıştırma ve soğutucu bölmesinde sıcaklık sabittir
3. Rejeneratör içerisinde doğrusal sıcaklık dağılımı kabul edilmektedir ve ideal rejenerasyon vardır.
4. Çevrim boyunca akışkan kütlesi sabittir kaçak yoktur.
5. Çalışma akışkanı ideal gazdır.
6. Stirling makinesinin motor hızı sabittir.
7. Akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimi ihmal edilmiştir.
8. Akış sürtünmesizdir.
9. Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratörde basınç kaybı yoktur.

Motor analizi P-V diyagramında kapalı hacim olarak yapılmıştır.

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \tag{3.27}$$

Basınç boşluğunda ve soğutucu, genleşme boşluğu ve ısıtıcıdaki basıncın ve sıcaklığın sabit olduğu düşünülürse, $T_c = T_k, T_h = T_e$.

İdeal gaz denklemi kullanılarak:

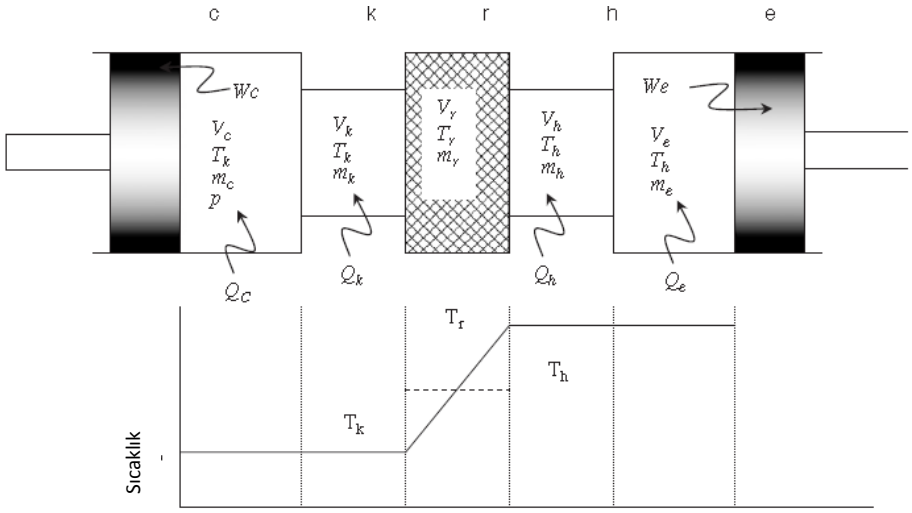
$$M = p/R\left(V_c/T_k + V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h + V_e/T_h\right) \tag{3.28}$$

Etkin rejeneratör sıcaklık T_r yazılırsa,

$$T_r = \left(T_h - T_k\right)/\ln\left(T_h/T_k\right) \tag{3.29}$$

Motor çevrimindeki basınç,

$$p = MR\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln\left(T_h/T_k\right)}{\left(T_h - T_k\right)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h}\right)^{-1} \tag{3.30}$$



Şekil 3.5. Beş hacimli ideal izotermal model

$$W = W_c + W_e, \tag{3.31}$$

$$W = \oint p dV_c + \oint p dV_e, \tag{3.32}$$

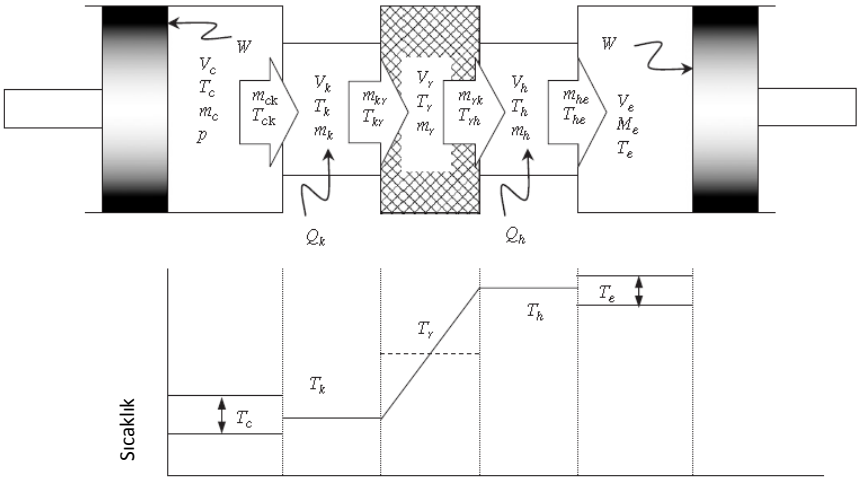
$$W = \oint p\left(\frac{dV_c}{d\phi} + \frac{dV_e}{d\phi}\right) d\phi \tag{3.33}$$

Burada ϕ krank mili açısıdır.

3.4. Adyabatik Model (Nodal Analiz)

Finkelstein tarafından yapılan analize göre çalışma bölgeleri adyabatik olup, ısı transferi ısıtıcı ve soğutucuda iş akışkanının ısı transferi katsayısına bağlı olarak sonlu miktarda gerçekleşmektedir. Bundan dolayı adyabatik analiz ısıtıcı ve

soğutucudaki ısı transferinin sistem üzerindeki etkilerinin incelenmesine imkân sağlamıştır. Aynı iş akışkanı kütlesine sahip ve aynı şartlar altında çalışan sistemlerde izotermal analiz ile adyabatik analiz arasında performans farkı olmadığı görülmüştür. Ancak adyabatik analizde büyük basınç salınımları nedeniyle çıkış gücü izotermal analize göre daha yüksek olduğu, buna karşın verimin daha düşük olduğu görülmektedir [6].



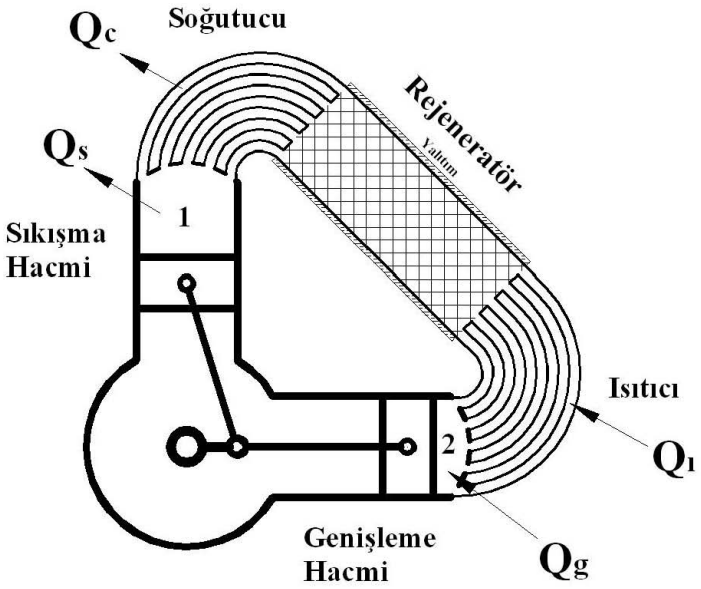
Şekil 3.6. Adyabatik model

Finkelstein tarafından teorisi oluşturulan adyabatik analiz Walker ve Khan [2] tarafından adyabatik genişleme ve sıkıştırma işlemlerindeki kısıtlamalar dikkate alınarak genişletilmiştir. Fakat çalışma şartlarına bağlı olan sıcaklığın doğrusal olmaması nedeniyle bu analiz genelleştirilememiştir.

4. MOTOR TASARIMI

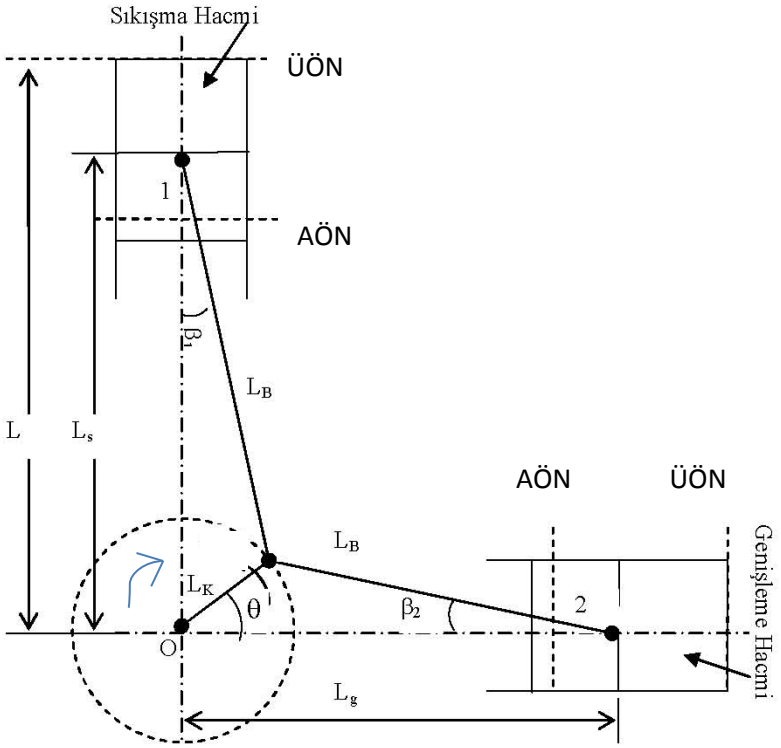
4.1. Boyutlandırma

Stirling motorlarının tasarımına başlamadan önce nerede kullanılacağının, gücünün, ısıtma ve soğutma için kullanılacak enerji türünün, motor tipinin ve aracı akışkanın önceden belirlenmesi gerekmektedir. Bu aşamada enerji türünün seçimi motorun tasarımını değiştirmektedir. Analiz için α tipinin uygun olduğu seçilmiştir. Stirling motorlarında temel analizlerden başlanarak motor gücünü belirlemek için kayıpları hesaba katılmaksızın yapılan analizler Schmidt (izotermal) analizi olarak adlandırılır. Bu analiz deneysel faktörlerle birleştirildiği zaman birinci mertebe analiz olarak adlandırılır. İkinci mertebe analizler genel olarak Schmidt analizine benzer şekilde başlar. İkinci mertebe analizlerde değişik güç kayıpları göz önüne alınır. Bunlar ısıl kayıplar, sürtünme kayıpları ve benzeri kayıplardır. Bu güç kayıpları hesaplanarak birinci mertebede hesaplanan Schmidt gücünün sonucundan çıkarılır. Bu çalışmada istenilen çıkış gücüne uygun boyutlandırma yapıldıktan sonra tasarlanan motorun sayısal analizi yapılmıştır. Şekil 4.1'de Stirling motorunun şematik gösterimi verilmiştir. Termodinamik analiz Şekil 4.1'deki motora göre yapılmıştır. Burada motor soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı, sıkışma hacmi (soğuk silindir), genleşme hacminden (sıcak silindir) meydana gelmektedir. Bu motorda aracı akışkana hareketi sıcak ve soğuk pistonlar vermektedir. Motorun sayısal analizi sabit açısal hızda saat ibresi yönünde hesaplanmıştır.



Şekil 4.1. Borulu Tip ısı değiştiricili Stirling motorunun şematik gösterimi[33]

Şekil 4.2'de sayısal analizi yapılan Stirling motorunun çalışma mekanizması verilmektedir. Burada silindir içerisindeki pistonların ÜÖN ve AÖN arasındaki hareketi gösterilmiştir. L_B biyel kol uzunluğunu, L_K krank kol uzunluğunu, θ krank açısını göstermektedir.



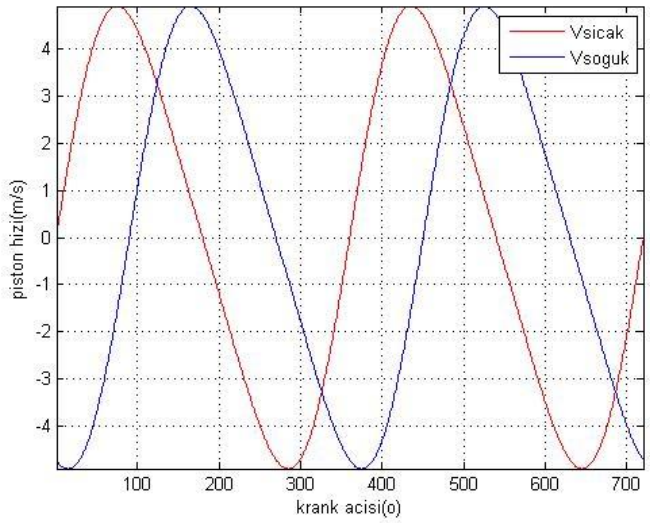
Şekil 4.2. Stirling motorunun çalışma mekanizması[33]

Çizelge 4.1'de sayısal analizde kullanılacak olan boyutsal mesafeler verilmiştir. Krank kol uzunluğu (L_K), strok mesafesinin(L_B) yarısına eşittir. Biyel kol uzunluğu, krank kol uzunluğunun 3,5 katı alınmıştır [57]. İki piston arasındaki faz açısı 90° derece olarak alınmıştır. Sayısal analiz için kullanılan aracı akışkan havadır. İzotermal analizde 1'er derecelik krank açılarında hesaplama yapılarak başlangıç grafikleri çıkarılmıştır.

Çizelge 4.1.Stirling motorunun geometrik özellikleri

Piston çapı	0.07 m
Strok mesafesi	0.06 m
Krank kol uzunluğu(L_K)	0.03 m
Biyel uzunluğu(L_B)	0.105 m
Aracı akışkan	Hava
Başlama konumu	0°
Analizde kullanılan birim krank açısı	1°

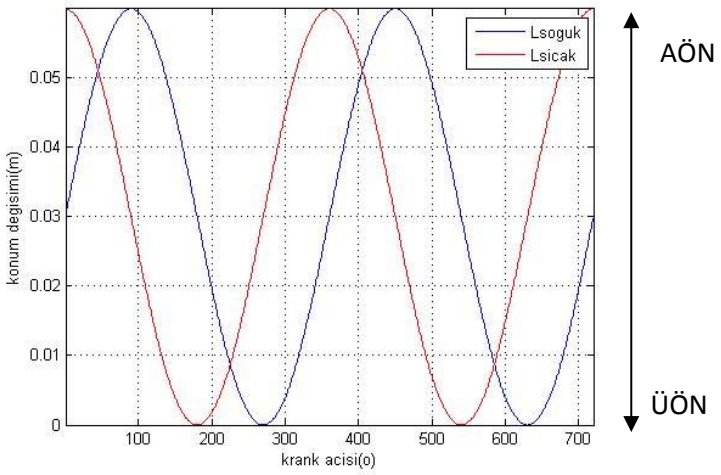
Şekil 4.3'te analizi yapılacak olan Stirling motorunun sıcak ve soğuk piston hızları görülmektedir. Motor başlangıcında krank açısının değeri 0°'dır. Sıcak piston harekete AÖN'da başlamaktadır. Hızı ÜÖN'ya doğru hareket ettikçe önce artmakta daha sonra azalmaktadır. Soğuk piston ise harekete AÖN ile ÜÖN arasında başlamıştır. Soğuk piston hızı önce artmakta daha sonra azalmaktadır. Buradan elde edilen piston hızları sayısal analizde piston hızı olarak kullanılmıştır.



Şekil 4.3. Sıcak ve soğuk piston hızları

Şekil 4.4'de ise sayısal analizi yapılacak olan Stirling motorunun krank açısına göre ÜÖN ile AÖN arasındaki mesafeleri hesaplanmıştır. İlk konumda sıcak silindirdeki

pistonun ÜÖN'ya olan mesafesi 0.06 m'dir. Motor hareket ettikçe sıcak piston ÜÖN'ya doğru yaklaşmaktadır.



Şekil 4.4. Sıcak ve soğuk pistonların ÜÖN ile AÖN arasındaki mesafeleri

Motor hesaplaması için başlangıç şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için Çizelge 4.2'de bugüne kadar yapılmış Stirling motorları incelenerek bir özeti çıkarılmıştır. Buradan elde edilen veriler neticesinden tasarlanacak olan motorun boyutları seçilmiştir [6, 10, 22, 51 - 56].

Çizelge 4.2. Yapılmış Bazı Stirling Motorlarından Örnekler

	Güç(W)	Pm(bar)	Vse(cm^3)	n(d/d)	Te(K)	Tc(K)
Iwamoto	150	1	40200	150	403	313
Kontragool	1,69	1	894	52,1	436	307
Kontragool	6,1	1	7391	20	439	307
Kontragool	11,8	1	894	133	589	307
Ishiki	91	1	1767	500	635	305
Ecoboy(N2)	60	8	81,4	1155	703	323
Ecoboy(He)	102	9	81,4	1103	721	313
Ecoboy((N2)	71	8	81,4	954	737	313
Kontragool	32,7	1	7391	42,1	771	310
NS-03M	3810	62	161	1401	971	313
MP1002CA	250	15	59,4	1500	973	313
NS-03T	4140	64	268,7	1299	991	313
GPU-3	8950	69	120	3600	1019	313
Batmaz	118	2	440	1200	1223	318
Çınar	128	4	276	891	1273	293
Çınar	5,98	1	192	208	1273	303
Karabulut	65	2,5	183	555	1373	293

Çıkış gücü 1.5 kW olacak şekilde bir Stirling motorunun tasarlanması istenmiştir. Yapılmış Stirling motorlarından bazıları incelenerek çizelge 4.3'deki kabuller yapılmıştır.

Çizelge 4.3'deki boyutlara göre sayısal analiz yapabilmek için motorla ilgili temel hesaplamalar için MATLAB programı kullanılmıştır. Çizelge 4.3'deki başlangıç kabulleri yapılarak Schmidt analizi ile krank açısına bağlı olarak basınç, hacim ve kütle değişimleri hesaplayan M-File dosyası yazılmıştır [3, 6, 7]. Her 1°'lik artışa denk gelecek şekilde değişimler hesaplanmış grafik çıktıları alınmıştır.

Çizelge 4.3 Tasarım için yapılan başlangıç kabulleri

Sıcak Piston çapı	70 mm
Soğuk piston çapı	70 mm
Strok mesafesi	60 mm
Faz açısı	90 derece
T_C	300 K
T_H	1000 K
T_E	900 K
$\kappa=V_E/V_C$	1
$X=V_D/V_E$	1,12
P_{min}	1000 kPa
Çalışma maddesi	Hava
Motor tipi	Alfa
Açısal hız	1500 min^{-1}

4.2. İzotermal Analiz Hesabı

Gustav Schmidt tarafından geliştirilen analiz kullanılmıştır. Yapılmış en temel analizdir. Bu analiz yöntemi temel motor tasarımı yapılır. Bunun nedeni bütün ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Ayrıca sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir ve sistemde sıcaklık değişimi yoktur. İzotermal çalışma hacmi ve ısı değiştiricilerinin kabulüyle bu elemanların ideal çalıştığı kabul edilmiştir [3,6].

İzotermal analizde yapılan kabuller ise;

I. Sıkıştırma ve genişleme bölgesinde hacim değişimi esnasında çalışma maddesinin sıcaklığı sabit ve T_H ve T_C sıcaklığında düşünülmüştür.

II. Akışkanın rejeneratörden geçişi düzgündür ve sıcaklık dağılımı zamanla değişmez. Sıcaklık değişimi lineer kabul edilir.

III. Akış sürtünmesizdir.

IV. Anlık basınç değişimi yoktur.

V. Çevrim boyunca akışkan kütlesi sabittir, kaçaklar yoktur.

VI. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri bağımsız değişken (ϕ) her dönemde ayrı ayrı hesaplanmıştır.

VII. Çalışma maddesi ideal gaz denklemine uygundur bundan dolayı ideal gaz denklemi kullanılmıştır.

VIII. Gazların kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilmiştir.

IX. Makinanın hızı sabittir.

X. Kararlı durum şartları oluşmuştur[3, 6].

Temel eşitlikler kullanılan simgeler ise;

A=bir faktör$(\tau^2 + 2\tau\kappa cos\alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}}$

B=bir faktör$(\tau + \kappa + 2S)$

K=sabit

M=çalışma maddesinin toplam kütlesi(kg)

p=anlık çevrim basıncı

p_{max}=maksimum çevrim basıncı(kPa)

p_{min}=minimum çevrim basıncı(kPa)

p_{ort}=ortalama çevrim basıncı(kPa)

R=çalışma maddesinin karakteristik gaz sabiti(kJ/kgK)

S=azaltılmış ölü hacim$(2X\tau)/(\tau + 1)$

T_C=sıkıştırma hacminde çalışma maddesinin sıcaklığı(K)

T_D=ölü hacimde çalışma maddesinin sıcaklığı(K)

T_H=genişleme hacimde çalışma maddesinin sıcaklığı(K)

V_C=sıkıştırma bölgesinde toplam süpürme hacmi(m^3)

V_E=genişleme bölgesinde toplam süpürme hacmi(m^3)

V_D=toplam ölü hacim(m^3)

V_T=toplam süpürme hacmi(m^3)(V_C + V_E)

X=ölü hacim oranı(V_D / V_E)

α=genişleme ve sıkıştırma bölgeleri arasındaki faz(açısal) farkı

δ=A/B

θ=$tan^{-1}\left(\frac{(\kappa sin\alpha)}{\tau+\kappa cos\alpha}\right)$

κ=süpürme hacmi oranıV_C/V_E

τ=sıcaklık oranıT_C/T_H

ϕ=krank açısı

Genişleme hacminde krank açısına bağlı olarak hacim değişimi;

$$V_c = \frac{1}{2} V_E (1 + cos\varphi) \tag{4.1}$$

Sıkıştırma hacminde krank açısına bağlı olarak hacim değişimi;

$$V_c = \frac{1}{2} V_C [1 + \cos(\phi - \alpha)]$$
$$= \frac{1}{2} \kappa V_E [1 + \cos(\phi - \alpha)] \tag{4.2}$$

Ölü bölge hacmi, toplam iş hacmi sabittir ve bu hacmi sıkıştırma ya da genişleme bölgesi hacmine dahil değildir;

$$V_D = X V_E \tag{4.3}$$

Genişleme bölgesindeki çalışma maddesinin kütlesi;

$$M_e = \frac{p_e V_e}{R T_h} \tag{4.4}$$

Sıkıştırma bölgesindeki çalışma maddesinin kütlesi;

$$M_c = \frac{p_c V_c}{R T_c} \tag{4.5}$$

Ölü hacimdeki çalışma maddesinin kütlesi;

$$M_d = \frac{p_c V_c}{R T_d} \tag{4.6}$$

Makine içerisindeki toplam çalışma maddesinin kütlesi;

$$M_T = \frac{p_e V_e}{RT_h} + \frac{p_c V_c}{RT_c} + \frac{p_d V_d}{RT_d} = \frac{KV_E}{2RT_c} \quad (4.7)$$

Anlık basıncın sistemde aynı olduğu kabul edilmiş ve p'ye eşittir. T_c ve T_h sıcaklıklarının sabit T_C ve T_H sıcaklıklarına tekabül ettiği kabul edilerek hacim eşitlikleri yerine yazılacak olursa R yok edilir ve denklem yeniden düzenlenirse;

$$\frac{K}{p} = \frac{T_C}{T_H}(1 + cos\phi) + \kappa[1 + \cos(\phi - \alpha)] + \frac{2V_D T_C}{V_E T_D} \quad (4.8)$$

Eğer ölü hacimde sıcaklık dağılımı lineer ve eksenel doğrultuda olduğu kabul edilirse;

$$T_D = T_C + \frac{1}{2}(T_H - T_C) = \left(1 + \frac{T_H}{T_C}\right)\left(\frac{T_C}{2}\right) \quad (4.9)$$

ve burada $\tau = \frac{T_C}{T_H}$ olduğundan;

$$\frac{K}{p} = \tau(1 + cos\phi) + \kappa[1 + cos(\phi - \alpha)] + 2S \quad (4.10)$$

Burada $S(düzeltilmiş\ ölü\ hacim) = \frac{2X\tau}{(\tau+1)}$ dir;

Eşitliği basitleştirilerek,

$y = xcos\phi + zsin\phi$, den

$y = \sqrt{r^2 cos(\phi - \beta)}$ burada,

$tan\beta = \frac{z}{x}$, $z = rsin\beta$ ve

$x = rcos\beta$, olduğu için,

$$\sqrt{r^2 cos(\phi - \beta)} = \sqrt{r^2(cos\phi cos\beta + sin\phi sin\beta)}$$
$$= r(cos\phi cos\beta + sin\phi + sin\beta)$$
$$= xcos\phi + zsin\phi \quad (4.11)$$

eşitlik düzenlenirse;

$$\frac{K}{p} = [(\tau + \kappa cos\alpha)^2 + (\kappa sin\alpha)^2]^{\frac{1}{2}} \cos(\phi - \theta) + \tau + \kappa + 2S$$

$$= (\tau^2 + 2\tau\kappa cos\alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}} \cos(\phi - \theta) + \tau + \kappa + 2S \quad (4.12)$$

Burada $tan\theta = \frac{(\kappa sin\alpha)}{(\tau + \kappa cos\alpha)}$;

$A = (\tau^2 + 2\tau\kappa cos\alpha + \kappa^2)^{\frac{1}{2}}; B = \tau + \kappa + 2S$ ve $\delta = \frac{A}{B}$

$\frac{K}{p} = Acos(\phi - \theta) + B$ ve

$p = \frac{K}{\{B[1+\delta cos(\phi-\theta)]\}}$

Anlık basınç p;

a)minimum, $\phi = \theta$ olduğu zaman $(\phi - \theta) = 0$;

b)maksimum , $\phi = (\theta + \pi)$ olduğu zaman $(\phi - \theta) = \pi$ olduğundan;

$$P_{min} = \frac{K}{[B(1+\delta)]} \text{ ve } P_{max} = \frac{K}{[B(1-\delta)]} \quad (4.13)$$

Buradan;

$$p = p_{max} \frac{(1-\delta)}{[1+\delta cos(\phi-\theta)]} \quad (4.14)$$

$$p = p_{min} \frac{(1+\delta)}{[1+\delta cos(\phi-\theta)]} \quad (4.15)$$

Basınç oranı

$$p_r = \frac{p_{max}}{p_{min}} = \frac{(1+\delta)}{(1-\delta)} \quad (4.16)$$

İndike iç basınç;

$$p_{ort} = p_{max}\left[\frac{(1-\delta)}{(1+\delta)}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.17)$$

Stirling motorunda çalışma maddesinin dağılımı;
İdeal gazların hal denklemi;

$$M = \frac{pV}{RT} \quad (4.18)$$

Burada;

$$p = \frac{p_{ort}(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}}{1+\delta\cos(\phi-\theta)} \quad (4.19)$$

Genişleme bölgesinde;

$$V_e = \frac{1}{2}V_E(1+cos\phi) \quad (4.20)$$

Genişleme bölgesinde bir anlık çalışma maddesinin kütlesi;

$$M_e = \frac{\frac{1}{2}V_E p_{ort}(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}(1+cos\phi)}{RT_E[1+\delta cos(\phi-\theta)]} \quad (4.21)$$

Sıkıştırma bölgesinde;

$$V_c = \frac{1}{2}\kappa V_E[1+cos(\phi-\alpha)] \quad (4.22)$$

$$M_c = \frac{\frac{1}{2}\left[\kappa V_E p_{ort}(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}(1+cos(\phi-\theta))\right]}{RT_C[1+\delta\cos(\phi-\theta)]} \quad (4.23)$$

Ölü hacimde çalışma maddesi kütlesi;

$V_D = XV_E$, sabit (4.24)

Ölü hacimdeki anlık çalışma maddesi kütlesi;

$$M_d = \frac{XV_E p_{ort}(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}}{RT_D[1+\delta cos(\phi-\theta)]} \quad (4.25)$$

$$M_e + M_c + M_d = sbt \quad (4.26)$$

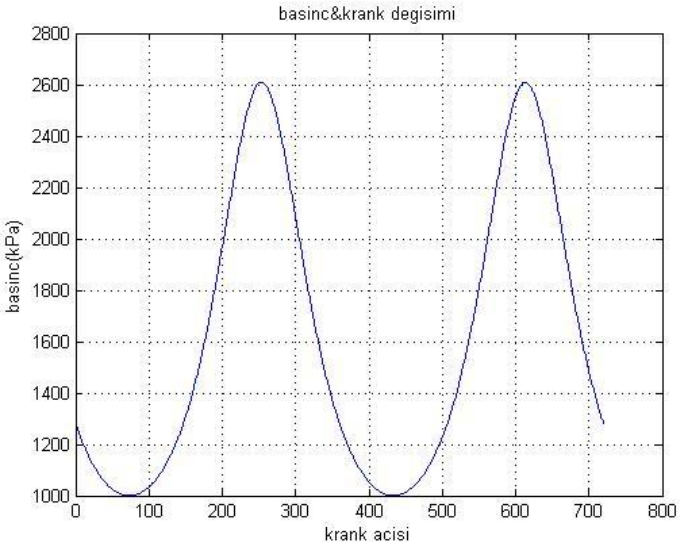
Böylece toplam çalışma maddesinin kütlesi M_T sabittir.

$$M_T = \frac{V_E p_{ort}(1-\delta^2)^{\frac{1}{2}}\{\tau(1+cos\phi)+\kappa[1+cos(\phi-\theta)]+2S\}}{2RT_C(1+\delta cos(\phi-\theta))} \quad (4.27)$$

İzotermal modelde motor hesaplamaları için aşağıdaki basınç hacim denklem setide verilmiştir.

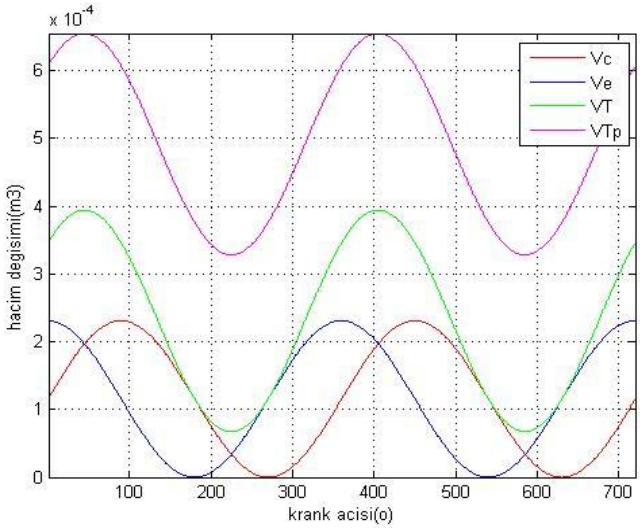
$$p = MR\left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(\frac{V_h}{T_k})}{\frac{T_h}{T_k}} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e}\right)^{-1} \quad (4.28)$$

Şekil 4.5'de izotermal analiz sonunda elde edilmiş krank açısına bağlı olarak değişen basınç grafiği görülmektedir. Doldurma basıncı 1000 kPa'dır. Motor çalışmaya başladıktan sonra krank açısı 75° derece olduğunda doldurma basıncına gelmektedir.



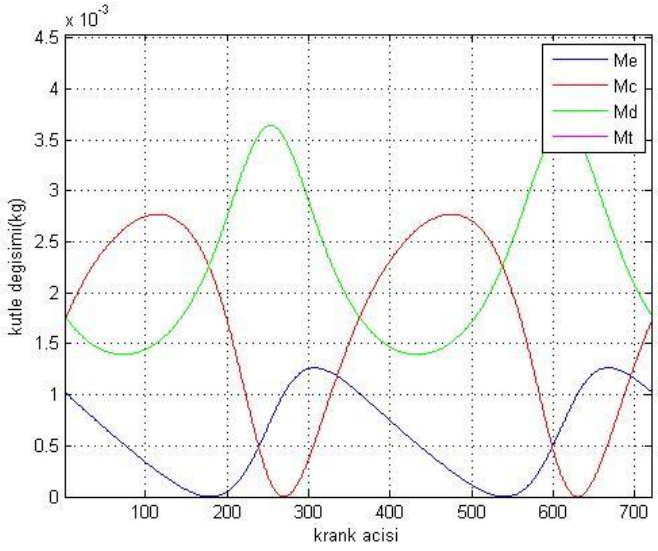
Şekil 4.5. Motor içerisindeki basıncın krank açısı ile değişimi

Gerçek çevrimde izotermal analize göre ısıtıcı, soğutucu, rejeneratör, sıcak ve soğuk silindir duvarlarından ısı transferi olacağından basınç değişimi olacaktır. Şekil 4.6'da ise Stirling motorunun hacim değişiminin krank açısına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Burada Vc sıkıştırma hacmini, Ve genleşme hacmini, VT sıkıştırma ve genleşme hacminin toplamını, VTp ise motorun toplam hacmini göstermektedir. VT ile VTp arasındaki fark ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör hacmidir ve sabittir.



Şekil 4.6. Stirling motorundaki hacmin krank açısı ile değişimi

Şekil 4.7'de ise motor içindeki kütlenin krank açısı ile değişimi gösterilmiştir. Sistemde herhangi bir kayıp olmadığı için toplam kütle, sıkıştırma, genleşme ve ölü hacimdeki kütlelerinin toplamına eşit ve her krank açısında sabittir. Motor içerisindeki kütle değişimi krank açısı 180° dereceye gelene kadar sıcak silindirden soğuk silindire doğrudur. Krank açısı 270° olduğu konumda ise soğuk silindir içerisinde akışkan sıcak silindire doğru geçmiştir. Burada Md ölü hacim içerisindeki kütle değişimini göstermektedir. Sıcak soğuk piston hareketlerine göre ölü hacim içerisindeki akışkanın miktarı değişmektedir.



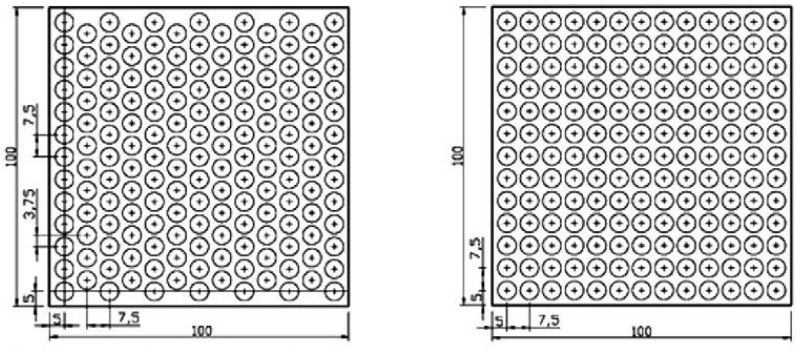
Şekil 4.7. Stirling motoru içerisindeki kütlenin krank açısı ile değişimi

Gerçek çevrimde ise kütlenin değişimi, basınç ve her bölgenin sıcaklığına göre değişecektir [3, 11].

4.3. Isıtıcı Tasarımı

Tasarımı yapılan ısıtıcı ve soğutucunun içerisinde aracı akışkan sıcak ve soğuk silindirdeki pistonların hareketi ile ısıtıcı ve soğutucu içerisinde hareket eder. Isıtıcı ve soğutucu içerisinde aracı akışkan periyodik olarak hareket eder. Böylece ısıtıcı içerisinde ısıtılıp, soğutucu içerisinde ise soğutulmuş olur. Modellemelerde ise her

bir krank açısındaki piston hızları hesaplanarak sınır şartları belirlenmiştir. Piston hızlarına ek olarak sistem içerisindeki aracı akışkanın sıkıştırılabilir olarak hesaba dâhil edilmiştir. Stirling motorlarındaki çalışma maddesinin ısıtılması için kullanılacak enerjinin türü önemli değildir. Fakat bu modelde sabit yüzey sıcaklığı kabul edilmiştir. Schmidt analizinde ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör ölü hacim olarak değerlendirilmektedir. İş akışkanının sıcaklığını artırmak için kömür, petrol ürünleri veya herhangi bir kaynakta kullanılabilir. Isıtıcı ise genişleme hacmi ile rejeneratör arasında yer almaktadır. Isıtıcıda çeperden akışkana ısı aktarımı olmakta ve akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Burada kompakt borulu ısı değiştiricileri boyut ve ağırlık yönünden projelendirilmeye daha uygun olmaktadır. Bu çalışma ise daha önce yapılan motor tipleri incelenmiş ve motor içerisindeki aracı akışkanın yeteri kadar ısıtılamadığı için borulu tip ısı değiştiricisi tasarlanmıştır. Bu tasarım aşamasında mevcut boru dizilişleri incelenmiş literatürde yer alan dağılımlar uygulanmıştır. Şekil 4.8'de uygulanan ilk dağılımlar görülmektedir. İlk yapılan modelin sayısal analizi sonucunda eşdeğerden motorun ısıtma ve soğutma işlemini eşit bir şekilde yapamadığı görülmüştür.

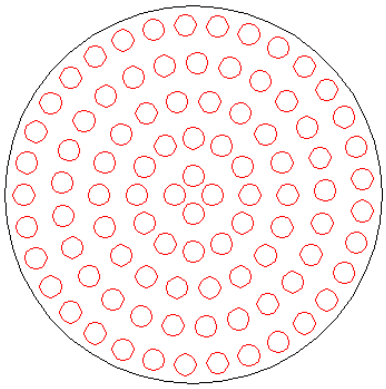


Şekil 4.8. Literatüre uygun olarak yapılan ilk ısıtıcı borularının dağılımı[64]

Çizelge 4.4'de tasarlanan ısıtıcının teknik özellikleri verilmiştir. Burada ısıtıcının boru boyu ve boru çapı daha önce yapılan çalışmalar ve bu çalışmada yapılan analizler neticesinde seçilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalarda aracı akışkan yeteri kadar ısıtılamadığı için motor performansı istenilen düzeyde olmamıştır. Isıtıcı yüzeyi artırılarak aracı akışkanı daha iyi ısıtarak bu soruna çözüm aranmıştır.

Tasarlanan ısıtıcıda boyu 100 mm, çapı 4 mm olan 92 adet boru kullanılmıştır. Bu çalışmada ilk yapılan boru dizilişinde istenilen ısıtma soğutma işlemi gerçekleştirilememiştir. Bu nedenden dolayı boruların dizilişleri yeniden düzenlenerek sayısal analiz yapılmış istenilen sonuçlar alınmıştır. Yapılan bu düzenlemeye göre elde edilen sonuçlar 6. bölümde tartışılmıştır. Şekil 4.9'da yeni düzenlemenin şekli verilmiştir.

Bu tip ısı değiştiricileri gaz/sıvı veya gaz/gaz akışlarındaki ısı değişimi için uygundur [50]. Çınar ve ark. yapmış olduğu deneysel çalışmada ısıtıcıdan, iş akışkanına olan ısı transferinin geliştirilmesinin ile motor gücünün de artacağını belirtmiştir [11].



Şekil 4.9 Tasarlanan ısıtıcı boruların dizilişi

Isıtıcı boyutlandırılması yapılırken ısı enerjisinin çalışma maddesine aktarılması ile ısıtıcıda meydana gelen basınç kayıplarında hesaba katarak ısıtıcının boyutlandırılması yapılması gereklidir. Isı değiştiricilerinde basınç düşümünün artması Stirling motorundaki verimi düşürür. Isı değiştiricilerinde karmaşık akış modeli olması nedeniyle, basınç düşümünün hesabında teorik analizlerle birlikte deneysel verilerden de yararlanılması gereklidir.

Isıtıcıdaki ısı transferi aşağıdaki gibidir:

(a) ısıtıcının boruları veya kanatçıkları yardımıyla dış ısı kaynağından duvarlara iletimle olan ısı transferi,

(b) dış borulardan duvar yüzeyi boyunca iç yüzeye ısı iletimi,
(c) boruların iç duvarından iş akışkanına iletimle ısı transferi,

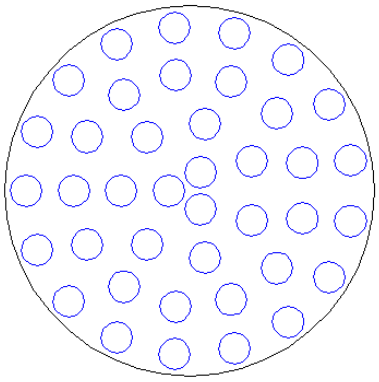
Tasarım ısı kaynağının seçiminden etkilenir. Dış boru yüzeyi, yüksek sıcaklıkta düşük basınçta sabit akıştan etkilenir. Borunun iç yüzeyi ise yüksek basınç, yüksek sıcaklık ve sabit olmayan akıştan etkilenir. Isı transfer katsayıları iç yüzeyde ve dış yüzeyde belirgin derecede farklıdır. Burada iki kısıtlama vardır, biri iç dış çap oranına hem basınç hem de termal yükleme etkisi ile karar verilir diğeri ise optimum çap oranı yüzey alanı ihtiyaçlarına uygun olmayabilir. Bütün bu faktörler sürtünme kuvvetini ve ölü alan gereksinimlerini artırır. İç ısıtıcı yüzeyi için öncelikli önemi olan iki değişken, ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü. Bu iki değişken bilgisi ile ısı değiştiricisinin performansı biçimlendirilir ve verilen termodinamik özellikler için amaçlanan optimum tasarım boyutları hesaplanır. Borunun iç yüzeyindeki duvardan çalışma gazına transfer edilen ısı akısının oranı ısı transfer katsayısına, kütle akış oranına ve çalışma gazının öz ısısına bağlıdır. İş akışkanı genellikle yüksek yoğunlukta sıkıştırılır ve yüksek hızda hareket eder bu yüzden iç yüzeydeki ısı transfer işlemi geliştirilmedir. Benzer olarak ısıtıcı olarak kullanılan çoğu metaller iyi termal iletkenleridir ve küçük sıcaklık farklarında bile iyi ısı transferi yapabilirler. Fakat atmosfer sıcaklığında yanma sistemi, düşük yoğunluk ve düşük hızlı yanmadan dolayı sınırlıdır. Bu nedenle sıcak yanma gazları ve ısıtıcı boru arasındaki ısı transferinin geliştirilmesi gerekmektedir [65].

4.4. Soğutucu

Stirling motorlarındaki hava veya su ile soğutma prensipleri termik motorlar ile aynıdır. Akış şartları ısıtıcıdaki şartlarla aynıdır fakat sıcaklık düşüktür. Stirling motor tasarımında soğutma klasik motorlardaki gibi dışarıdan soğutucu borular ve su ile soğutma üstüne çalışmaktadır. Teorinin uygun olarak sıkıştırma işleminin sabit sıcaklıkta olabilmesi için aracı akışkanın soğutulması gerekmektedir. Soğutma işleminin sabit sıcaklıkta yapılabilmesi için soğutucu duvarlarından ısı transferinin mükemmel olması gerekmektedir. Bunun için aracı akışkanın soğutucu içerisinde yavaş hareket etmesi ya da soğutucunun sonsuz uzunlukta olması gerekmektedir.

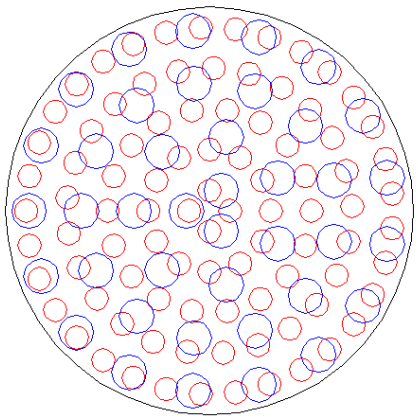
Gerçek uygulamalarda bu durum mümkün değildir. Bunun nedeni sıcak ve soğuk piston hızlarının değişken olması ve motor hızının yüksek olmasından dolayı soğutma işlemini yeterli sürede gerçekleştirememektedir.

Soğutma işleminin tam olarak sağlamamasından dolayı aracı akışkan ısı çekebilecek soğutucu tasarımı yapılmıştır. Stirling motorunda soğutucu, soğuk silindir ile rejeneratör arasında konumlandırılmıştır. Genel olarak tek boru geçişli soğutucular kullanılmıştır. Bu modellemede ise soğutucunun etkinliğini artırabilmek için sabit yüzey sıcaklığına sahip borulu tip soğutucu uygun görülmüştür. Burada dikkat edilen nokta en uygun hacimde soğutma işlemini gerçekleştirebilmektir. Soğutucu için seçilen malzemenin ısı iletiminde iyi olması gerekmektedir. Bu çalışmada ısıtıcı için yapılan boru dizilişi soğutucu içinde uygulanmıştır. Burada boyu 80 mm, çapı 6 mm olan 40 adet soğutucu boru kullanılmıştır.



Şekil 4.10. Tasarlanan soğutucunun dizilişi

Şekil 4.11'de ısıtıcı ve soğutucunun üst üste konmuş hali verilmiştir. Tasarım aşamasında aracı akışkanın dengeli dağılabilmesi için boru dizilişine özen gösterilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuucunda en uygun boru dizilişi elde edilmiştir.



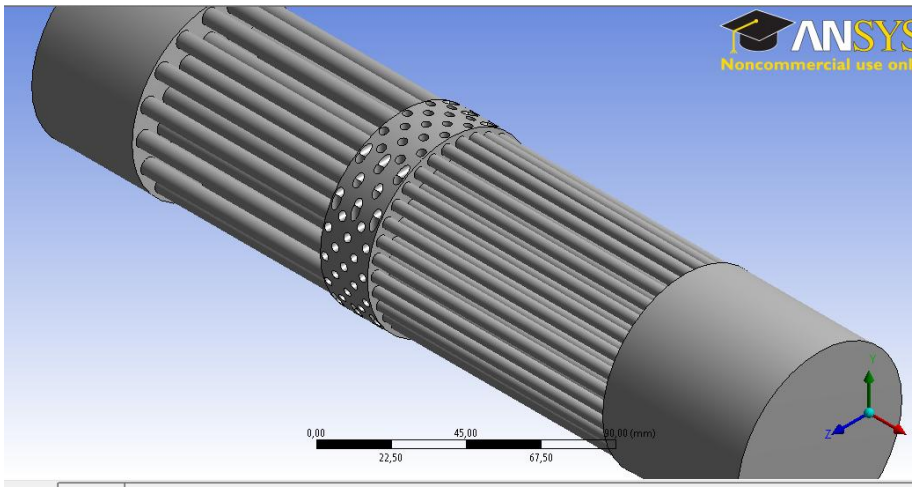
Şekil 4.11. Isıtıcı ve soğutucunun üst üste konmuş hali

4.5. Rejeneratör

Stirling motorlarında rejeneratörlerde akışkan ısısını periyodik olarak içerisindeki metale verir veya metalden alır. Rejeneratör bu soğutma ve ısıtma özelliği ile ölü hacim azalmasını sağlar. Isıyı depolama özelliğinden dolayı sistemin verimini de yükseltmiş olur. Gözenekli katı bir ortamdır. Rejeneratörün malzemesi olarak elekli tel kullanılması yaygındır. İdeal rejenerasyon motor içerisindeki araç akışkanın rejeneratöre T_H sıcaklığında girip, T_C sıcaklığında çıkması ile olur. Burada T_H rejeneratörün ısıtıcı tarafındaki sıcaklığı T_C ise soğutucu tarafındaki sıcaklığıdır. Rejeneratör sisteminde T_H sıcaklığında giren akışkanın T_C sıcaklığında çıkabilmesi için rejeneratörün sonsuz uzunlukta veya akışkanın rejeneratör içerisinde çok yavaş hareket etmesi gerekmektedir.

Gerçek Stirling çevriminde ise yukarıdaki rejeneratör durumundan farklı olarak akışkan rejeneratöre sabit T_H ve Tc sıcaklığında girmemektedir. Çevrim boyunca pistonların değişken hızlarından dolayı sıcaklık sabit değildir. Fakat rejeneratör içerisinde akışkanın sıcaklık dağılımı lineer olarak değişmektedir. Rejeneratörün giriş ve çıkışındaki akış şartları da çevrim boyunca sürekli değişkenlik göstermektedir. Bu değişkenliğin nedeni akışkan basıncının, yoğunluğunun ve hızının değişmesidir.

Rejeneratör tasarımında rejeneratörün gözeneklilik oranına karar verilmesi gerekmektedir. Bu konu ile ilgili literatür çalışmalarına bakılarak gözeneklilik oranının 0,7 olmasına karar verilmiştir [33, 60, 61, 66]. Rejeneratör malzemesi olarak elekli tel kullanıldığında ısı tel içerisine depo edilecektir. Bu nedenle tel çapının dikkatli seçilmesi gerekmektedir. Eğer tel çapı büyük seçilirse akışkan tel üzerinden geçerken ısısını telin merkezine kadar geçiremez. Aynı şekilde tel çapı küçük seçilirse tel hemen ısınır ve daha sonra akışkan üzerindeki ısıyı depolamaz. Bu durumda rejeneratör ısıyı depolama görevini yerine getiremez. Rejeneratör tasarımı yapılırken rejeneratör içerisindeki basınç kayıplarının minimum olacak şekilde teller yerleştirilmiştir. Böylece akış kayıplarının artması engellenmeye çalışılmıştır. Şekil 4.12'de tasarlanmış olan rejeneratörün geometrisi görülmektedir. Burada katı sınırlar çıkarıldıktan sonra kalan akışkan görülmektedir.



Şekil 4.12 Rejeneratörün ısıtıcı ve soğutucu arasındaki konumu

5.SAYISAL ANALİZ

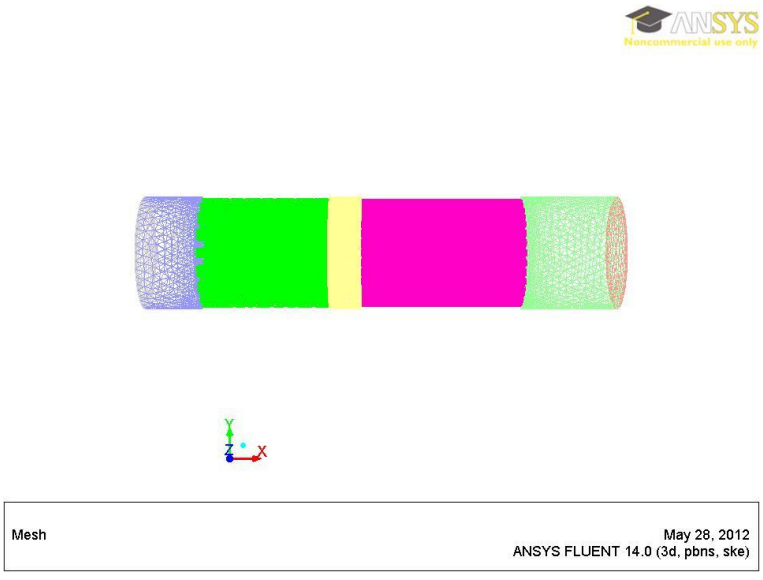
5.1. Modelin Genel Tanımı

Stirling motorlarında ısı geçişi ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör vasıtasıyla olmaktadır. Isı değiştiricileri; akışkanın hareketi esnasında, aktığı ve temas halinde olduğu ortamdaki yüzeyden diğer (ikinci) bir ortamdaki akışkana enerji aktarımını sağlayan sistemlerdir. Genellikle ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkanların birbirine göre aynı, ters veya çapraz yönde hareket edecek şekilde tasarımları yapılarak verimleri artırılmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için ısı transfer yüzeyinin artırılması gereklidir. Borular, düz veya kanatçıklı olarak kullanılmaktadır. Kanatçıkların yüzey alanlarının artırılması ile ısı transferi artmaktadır. Düz kanatçıklı ve tüplü ısı değiştiricileri geniş kullanım alanları bulmaktadır. Bu konu ile ilgili çalışan araştırmacılar ısı değiştiricisinde basınç düşümü ve ısı transferi üzerine yoğunlaşmıştır. Literatür incelendiğinde, çeşitli parametrelerin incelendiği birçok deneysel çalışmanın yapıldığı görülmektedir. Fakat Stirling motorları için geometrik parametrelerin etkileri üzerine sayısal olarak yapılmış çalışmaların çok az olduğu görülmektedir [6].

Deneysel olarak çok pahalı veya deneysel imalatı imkânsız olan geometrilerin hesaplanmasında daha çok SAD programları kullanılmaktadır. SAD çözümleri sonlu hacimler metodu ve kontrol hacmi tekniği kullanılarak problemleri çözmektedir. Borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun sayısal çözüm işleminde; sınır şartları, fiziksel özellikleri ve akış modeli belirlenerek geometrik model yapı üzerine uygulanmalıdır. Çalışmada geometri önce Gambit programında daha sonra da ANSYS 14 içindeki Design modeller modülünde geliştirilmiştir. Geliştirilen modeldeki ağ ve sınır şartları ise Meshing modülünde oluşturularak, Fluent programında sonlu hacimler metodu ile çözüm yapılmıştır.

Çalışmanın sayısal aşamasında, borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun sayısal analizi yapılmıştır. Krank açısının konumu ilerledikçe ısıtıcı ve soğutucu borular içerisindeki akışkanın hız, sıcaklık ve basınç dağılımları sayısal olarak incelenmiştir.

Sayısal analiz sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında yapılmıştır. Sayısal analiz ANSYS 14 programının Fluent modülünde yapılmıştır. İlk olarak model Gambit programında çizilmiştir daha sonra da Design Modeller modülünde modelin geometrisi geliştirilmiştir. Oluşturulan geometriye ait sayısal analizin yapılabilmesi için sayısal ağ yapısı oluşturulmuştur. Karmaşık yüzeylere sahip olduğu için otomatik ağ yapısının uygun olduğu görülmüştür. Model üzerinde ağ yapısı oluşturulduktan sonra bölgesel olarak iyileştirmeler yapılmıştır. Buradaki amaç akış analizlerinin doğru yapılması ve hesaplama süresini kısaltmak. Modelin çizimi ve ağ yapısı oluşturulduktan sonra Fluent modülünde modellerin çözümü yapılmıştır. Motor içerisindeki aracı akışkanın ısı alıp vermesinden dolayı oluşan sıcaklık farklılıklarının olmasına karşın termofiziksel özelliklerin sıcaklıkla fazla bir değişime uğramaması nedeniyle, havanın termofiziksel özellikleri sabit kabul edilmiştir. Stirling motoru için tasarlanan ısı değiştiricisine ait malzemesinin termofiziksel değerleri FLUENT kod programının kütüphanesinde yer alan sabit özellikler kullanılmıştır. Şekil 5.1'de hazırlanmış bir modelin sayısal ağ oluşturulmuş şekli görülmemektedir.



Şekil 5.1 Stirling motorunun sayısal ağ oluşturulmuş görüntüsü

Çizelge 5.1'de tasarlanan borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.1.Borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun teknik özellikleri

Özellikler	Değer
Silindir çapı	70 mm
Strok mesafesi	60 mm
Isıtıcı boyu	100 mm
Rejeneratör boyu	20 mm
Soğutucu boyu	80 mm
Isıtıcı yüzey sıcaklığı	1000 K
Soğutucu yüzey sıcaklığı	300 K
Rejeneratör yüzey sıcaklığı	650 K
Isıtıcı boru sayısı	91 adet
Soğutucu boru sayısı	40 adet
Isıtıcı boru çapı	4 mm
Soğutucu boru çapı	6 mm
Motor devri	1500 d/d
Aracı akışkan	Hava

5.2. Genel Denklemler

Stirling motorundaki ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör içerisindeki akış analizinin hesaplanabilmesi için, sınır tabaka içindeki kütlenin süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinin diferansiyel formlarındaki denklem çözümlerinin yapılması gereklidir. Bu denklemlere, sınır tabakası denklemleri denilmektedir. Sınır tabakası denklemlerinin problemlerde uygun sınır şartları kullanılarak çözümlerinden sınır tabakası içindeki sıcaklık dağılımı hesaplanır [41].

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğindeki sayısal analizin matematiksel modeller; kütle, momentum, enerji ve skaler değişkenler için korunum denklemlerinin sayısal çözümü ile yapılır. Stirling motoru için tasarlanan ısı değiştiricisinin boyutları dikkate alınarak üç boyutlu ve sürekli rejim şartlarında kabul edilerek çözüm yapılmıştır.

5.2.1. Enerjinin korunumu

Silindirik bir geometri için üç boyutlu enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r}\frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z}\right) = k\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \mu q \qquad (5.1)$$

Burada, ρ akışkan yoğunluğu, u_r, r doğrultusundaki, r, ϕ, θ doğrultusundaki ve u_z, z doğrultusundaki akışkan hız bileşenleri olup, k ısı iletim katsayısı, T sıcaklık, c_p özgül ısı, μ dinamik viskozite, q ısı üretimdir.

5.2.2. Süreklilik denklemi

Diferansiyel bir kontrol hacmi için kütlenin korunumu denklemi süreklilik denklemi olarak adlandırılır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \qquad (5.2)$$

şeklinde ifade edilir. Burada ilk terim yoğunluğun zamana bağlı değişimi, ikinci terim akış elemanının sınırlarından çıkan kütlenin net akışını tanımlar. Sıkıştırılabilir akışlar için ρ sabit değildir.

5.2.3. Navier-Stokes denklemleri

Silindirik koordinatlar için Navier-Stokes denklemi, (r,θ,z) ve (u_r, u_θ, u_z) cinsinden yazılabilir.

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_r}{\partial r}\right) - \frac{u_r}{r^2} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2}\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right]$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_r}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \theta}-\frac{u_\theta^2}{r}+u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial \theta}+\rho g_\theta+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_\theta}{\partial r}\right)-\frac{u_\theta}{r^2}-\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial u_r}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2}\right]$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_z}{\partial t}+u_r\frac{u_z}{r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial u_z}{\partial \theta}+u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right)=-\frac{\partial P}{\partial z}+\rho g_z+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u_z}{\partial r}\right)-\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial u_\theta}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right] \quad (5.5)$$

5.3. Sayısal Akışkanlar Dinamiği

Sayısal akışkanlar dinamiği, iç ve dış akışların incelenmesinde kullanılan çözücü kodlar içeren bir araçtır. Son yıllarda bilgisayarların ram ve işlemci kapasitelerinin gelişmesiyle birlikte sayısal çözüm tabanlı sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarının kullanımı giderek artmıştır. Endüstriyel alanlarda akış içeren birçok uygulama bulunmaktadır. Bu uygulamaların tasarım ve analizi iki temel metoda göre yapılmaktadır. Birincisi, deneye dayalı olarak yapılan uygulamalar, bir diğeri de diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözümlenmesiyle yapılan analizlerdir.

Günümüzde yapılan araştırmalar hem deneysel hem de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerini içermektedir. Bu şekilde yapılan araştırmalar birbirini tamamlamaktadır. Deneysel sonuçlardan basınç değişimi, sıcaklık değişimi, ısı miktarı gibi genel özellikler elde edilirken, sayısal akışkanlar dinamiği analizlerinden de akışkanın hız dağılımları, sıcaklık dağılımları, basınç dağılımları gibi, model içindeki akış hakkında ayrıntıları elde etmek için kullanılır. Sayısal analizlerden ve deneysel sonuçlardan elde edilen genel büyüklüklerin karşılaştırılmasıyla sayısal analizlerin doğruluğu kontrol edilmektedir. Sonuçların uyuşmasıyla, yapılması gerekli olan deneysel test sayısı azaltılarak deneysel çalışmalara kolaylık getirmiştir. HAD kod program analizleri, bilimsel çalışmalara maliyet ve zaman açısından olumlu katkılar sağlamaktadır [42, 63].

5.3.1. Sayısal ağ üretimi (Meshing)

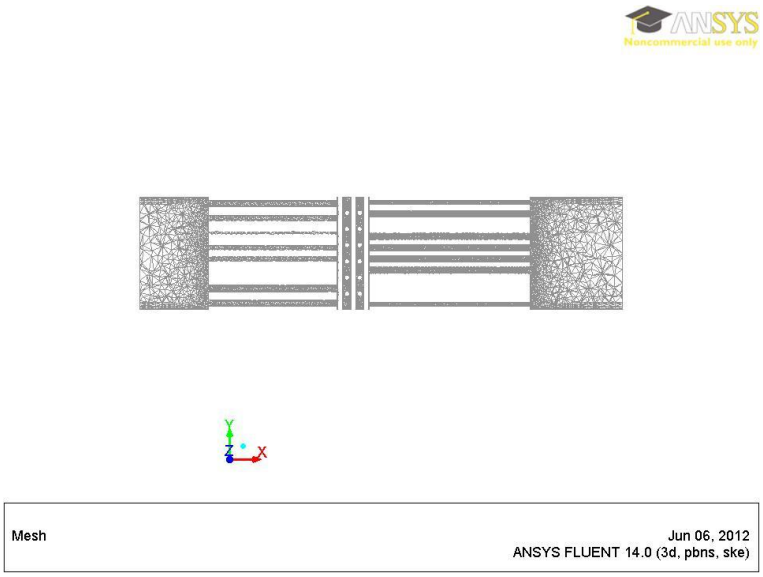
Modelde simülasyona başlamadan önce uygun ağ yapısının oluşturulması gereklidir. Fluent programı, model üzerinde tanımlanması istenen fiziksel özelliklerin (fiziksel sistem, sınır şartlar, iki boyutlu ya da üç boyutlu çözüm vb.), sayısal ağ üretimi işlemlerini Gambit ve Meshing programı yardımı ile yapmaktadır. Gambit, programı ilk olarak tek başına HAD analizlerini üzerinde model hazırlama ve hazırlanan modele uygun sayısal ağ oluşturma işlemlerini, bünyesinde barındırdığı araçlar ile yaptırmayı amaçlayan bir yazılımdır. Gambit, sunduğu araçlarla, kullanıcısına bir modelin çözümü için gerekli ilk şart olan doğru sayısal ağa sahip olma imkânı sunmaktadır. Bu problemde ilk olarak Gambit programında model hazırlanmış daha sonra sayısal ağın teknik olarak iyileştirme işlemi ANSYS 14 içerisinde bulunan Meshing modülünde yapılmıştır.

Meshing modülündeki sayısal ağ üretimi, seçilen modelin geometrik yapısını, tanım aralığını, çeşitli eleman büyüklerini ve eleman şekli özelliklerine göre en uygun şekilde tanımlama fırsatı vermektedir [43].

Ağ, sayısal hesaplama alanının çok küçük alt hesaplama hacimlerine (hücrelere) bölünmesi ve gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu ağlarda ayrı ayrı yapılarak daha sonra hepsinin bütünleştirilerek tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için kullanılır. Ağ yapısının, simülasyonun sayısal çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde geniş bir etki oluşturduğu bilinmektedir. Model geometrisi, ağ tarafından tanımlanan kontrol hacimleri ile belirlenmektedir. Hesaplama alanı içindeki ağ yoğunluğu ne kadar fazla olursa, genel olarak akışkan dinamiği çözümünün hassasiyeti de o kadar artar denilebilir [47, 49, 63].

Bu çalışmada ele alınan problem için, Fluent programında kullanılacak olan geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri Meshing programı kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Hesaplama ağında kullanılan hücrelerin sayısı hesaplama zamanı ve yakınsama zorluklarından dolayı mümkün olduğunca optimum olması gerekmektedir. Sayısal hesaplama çalışmalarında

sonucun doğru elde edilmesi için hesaplama ağından bağımsız çözümler elde etmek sayısal çözümün güvenirliliğini artırmaktadır. Uygun oluşturulmayan ağ yapıları sonucun hatalı çıkmasına neden olmaktadır. Sayısal çözümün hatalı çıkmaması için model üzerinde sayısal ağ oluşturulduktan sonra bağlantı yerlerindeki noktaların birbirine değip değmediği kontrol edilmiştir. Değişik ağ teknikleri uygulanarak sayısal olarak ön çözümler yapılmış. Yapılan çözümlemelerde çıkan sonuçlar incelenerek hataları en aza indirmek amacıyla sonuçların nasıl değiştiği yorumlanmış ve diğer çalışmalarda vakit kaybını önlemek, ayrıca çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı seçilmiştir. Geometriye modelin karmaşıklığı ve sıcak ve soğuk silindirlerin krank açısına bağlı olarak değişmesinden dolayı üçgen ağ yapısı seçilmiştir. Buna ek olarak sıcak ve soğuk silindir, ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör kısmına yüzeydeki akışları daha net görebilmesi için tabaka yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Modelde ısıtıcı ve soğutucunun, sıcak soğuk silindire ve rejeneratöre birleşme noktalarındaki ağ geçişleri yoğun olması istenmiştir. Böylece geometri içindeki akışın silindirlerden ısı değiştiricisine geçişi sırasındaki davranışı daha detaylı görülmüştür. Şekil 5.3'de model için yapılan ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 5.3. Eşdeğer motor için oluşturulmuş sayısal ağ

5.3.2.Fluent

Sayısal akışkanlar dinamiği kodu içeren ticari programların iç ve dış akış şartlarının simülasyonunun yapılmasında kullanımı zaman ve maliyetten dolayı artmaktadır. Bilgisayar teknolojisi ile birlikte endüstride ve bilimsel çalışmalarında akış problemlerinin HAD ile çözümü geniş bir alanı kaplamaktadır. FLUENT kod programı, sonlu hacim hesabına dayanan sayısal akışkanlar dinamiği kodudur. HAD alanında en çok kullanılan programlardan olan bu programın, birçok endüstri alanında geniş bir kullanım alanı vardır. Havacılık, otomotiv, turbomakine (fan, kompresör, pompa, türbin), kimya, beyaz eşya endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok alanda akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin aynı arayüz kullanarak çözümünde kullanılmaktadır [43, 63].

Bu kod programı, endüstri içerisinde kullanılan sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışların çözümü için uygundur. Taşınım, iletim ve radyasyonla ısı geçişinde laminer ve türbülanslı akışlarda genel bir kullanıma sahip olduğu için hızlı ve güvenilir çözümler üretmektedir. FLUENT'te modelleme işleminden önce, GAMBIT ve Desing Modeller kod programında modelin fiziki görünüşü, Meshing modülünde ise ağ yapısı oluşturulur. Akışkan ve katı bölgeler belirlendikten sonra oluşturulan dosya FLUENT kod programında açılır. Hesaplama modelinin seçimi, akışkanların giriş şartları, ayrıştırma yöntemi gibi birçok işlemin göz önünde bulundurulması gereklidir [63].

5.4.Sınır Şartları

Problemin modeli GAMBIT programında çizildikten sonra Design modeller modülünde son düzenlemeleri yapılmıştır. Bir sonraki aşamada çizimi yapılan modelin, sayısal çözümünün yapılabilmesi için Meshing modülünde sayısal ağı oluşturulmuştur. Problemin sınır şartları da Meshing kısmında sınırlara isim vererek adlandırılmıştır. Daha sonra isim verilen sınırların ne çeşit oldukları Fluent programı içerisinde ayrıca tanımlanmıştır. Hesaplamalarda uygulanan kabuller;

- Türbülanslı akış şartı,
- Sabit yüzey sıcaklıkları alınmıştır.
- Sıkıştırılabilir akışkan (ρ değişken),
- Hava termofiziksel özellikleri sabit,

5.5. Sonlu Hacimler Metodu

Sonlu elemanlar metodu tabanlı birçok ticari HAD kodu piyasada olmasına rağmen, günümüzde PHOENICS, FLUENT, FLOW3D ve STAR-CD gibi kod programları sonlu hacimler metodu tabanlı çözüm yapmaktadır. Sonlu hacimler metodu; özellikle akışkanlar mekaniği ve ısı transferi uygulamalarında sayısal bir modelle bilgisayar teknolojilerini kullanarak çözümleme yapan ve sayısal akışkanlar dinamiğinde kullanılan yöntemlerdendir. Sonlu hacimler metodu, sonlu farklar metodunun özel bir şekli olarak, üç ana sayısal çözüm teknik (sonlu farklar, sonlu elemanlar, spektral metotlar) kullanılarak geliştirilmiştir. FLUENT'in sayısal algoritmasında öncelikle model içinde akışı temsil eden korunum denklemlerinin integrasyonu yapılır, daha sonra integrasyonu yapılan denklemlerde taşınım, iletim ve kaynak terimleri akışı temsil eden sonlu farklar tipi yaklaşımlarla yerine konur. İntegral formundaki denklemler cebirsel denklem sistemine dönüştürülür. Son olarak bu cebirsel denklemler iterasyon metotlarından biri kullanılarak çözüme gidilir. Sonlu hacimler metodu ile ilgili ayrıklaştırma işlemi ilerleyen bölümde verilmiştir [63].

5.6. Türbülans

Türbülans birçok akış için doğal bir durumdur ve mühendislik uygulamalarının birçoğunda akış türbülanslıdır. Türbülanslı akış, laminer akıştan şu şekilde farklılık gösterir: Türbülanslı akışta, sınır tabaka içindeki yüksek hızlarda görülen ve hız çalkantıları adıyla nitelendirilen çok düzensiz akışkan hareketleri, akış içinde ani hız değişimleri olmaktadır. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji geçişini arttırır. Laminer akışta akış çizgileri düzgündür. Momentum ve enerji, akım çizgileri arasında moleküler difüzyonla yapılır.

Türbülanslı akışta ise dönen girdaplar, momentum, enerji ve kütleyi, akışın diğer bölgelerine moleküler difüzyondan daha hızlı bir şekilde taşırlar. Bu nedenle taşınımla geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artmaktadır. Türbülanslı akışta laminer akışa oranla daha çok sürtünme, ısı ve kütle geçişi oluşmaktadır.

Türbülansın özgün bir tanımı ve değeri yoktur, fakat türbülanslı akış bir girdap hareketi olarak görülebilir. Türbülans hareketleri sıklıkla üç boyutlu düzensiz akışta üretilirler. Bu düzensizlikler katı sınırlara yakın yerlerde ve akışın önünde yer alan engellerin hemen arkasında yoğunlaşmaktadır. Girdap hareketi hız, sıcaklık ve basınç değerlerinde önemli değişmelere neden olmaktadır.

Boru içindeki akışta, akışların rejimini belirlemede temel parametre olarak Osborne Reynolds tarafından 1880'li yıllarda yapılan deneyler, Reynolds sayısının ortaya çıkmasını sağlamıştır. Hareket denklemlerinin matematiksel açıdan son hale gelebilmesi için, ortalama hız gradyanı cinsinden türbülans gerilmesini modellemek için yarı amprik birçok formül geliştirilmiştir[63].

5.6.1. Standart k-ε modeli

Standart k-**ε** modeli, transport denklemlerine dayanan yarı ampirik bir modeldir. Bu model Eddy- viskozite modeli olarak da bilinir. Reynolds gerilmesinin, ana hız gradyanı ile orantılı olduğu varsayılır. Bu Boussinesq hipotezi olarak bilinir. Launder ve Spalding tarafından önerilen bu model pratik mühendislik akış hesaplamalarında en çok kullanılan modeldir. Isı transferi simülasyonlarında ve endüstriyel akış problemlerinde doğru sonuçlar vermesi, güvenirlilik ve ekonomiklik bakımından geniş bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu modelde kullanılan *k* türbülans kinetik enerji, **ε** türbülans yayılım oranıdır.

Aşağıda *k ve* **ε** değerlerinin elde edildiği transport denklemleri verilmiştir

k için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon \quad (5.6)$$

ε için modellenmiş transport denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.7)$$

Türbülans eddy viskozitesi μt aşağıdaki formülle bulunur.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.8)$$

$C_{1\varepsilon}$,$C_{2\varepsilon}$,C_μ ampirik sabit değerlerdir. σ_k ve σ_ε türbülans Prandtl sayıları, G_k, ortalama hızda türbülanslı kinetik enerji üretim oranıdır. Varsayılan değerler deneysel olarak hava ve su akışkanı için deneyler sonucu bulunmuş sabit değerlerdir. Bu sabitlerin geniş bir kullanım aralığı vardır [46].

5.7. Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü

Sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından elde edilen sayısal sonuçların doğruluğunun güvenilirlik açısından kontrol edilmesi gereklidir. Aynı problem için hücre sayısı ve yapısının değişimi veya çözümde ulaşılan farklı iterasyon sayısı, sonuçların da farklı olmasına sebep olmaktadır. Ayrıca türbülanslı akışlarda, türbülans modeli de sonuçların farklı sonuçların çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarından elde edilen sonuçların doğruluğunun geçerliliği ve güvenirliliği bakımından beş temel aşamada kontrolü gerekmektedir [42, 63].

5.7.1. Çözümün yakınsaması

Çalışmanın sayısal analiz aşamasında türbülanslı akış şartlarında elde edilen sonuçlardaki kalıntıların düzgün bir şekilde azaldığı görülmüştür. Buna ek olarak

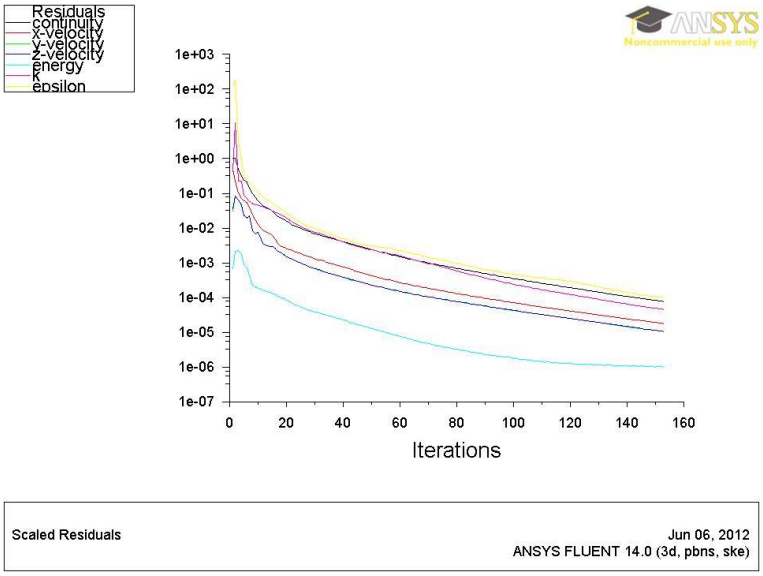
bütün değişkenlerin anlık değerlerinde belli bir dalgalanmadan sonra azalarak sabit bir değere ulaştıkları görülmüştür. Yakınsamanın kontrol işleminden sonra her değişken için toplam kalıntı değerlerine bakılır. Bu değişken değerlerinin sıfıra yakın değerler olması gerekmektedir. Çizelge 5.2'de çözüm için kabul edilen yakınsama kriterleri görülmektedir.

Çizelge 5.2. Sayısal analiz için kabul edilen yakınsama kriterleri

Artıklar	Yakınsama toleransı
Süreklilik	$1x10^{-7}$
X-hızı	$1.0x10^{-6}$
Y-hızı	$1.0x10^{-6}$
Z-hızı	$1.0x10^{-6}$

5.7.2. Çözümün iterasyon sayısından bağımsızlığı

Sayısal analizde diğer şartlardan birisi de iterasyon sayısı ile ilgilidir. Sayısal analizde iterasyon sayısı problemin basit veya karmaşık bir yapıda olup olmamasıyla yakından ilgilidir. İterasyon sayısının artmasıyla problemdeki yakınsamanın ne derece nasıl değiştiği gözlenmelidir eğer çözüm sırasında dalgalanma var ise çözümün doğruluğu tartışmalı olmaktadır. Türbülanslı akışlarda iterasyon sayısı daha da artmaktadır. Bu çalışmada kalıntıların iterasyon sayısı ile değişimi Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Problemin çözümüne ait hesaplama

5.7.3. Korunum denklemlerinin sağlanması

Fiziksel problemi ifade eden kütlenin ve enerjinin korunumu denklemlerinin sağlanması yapılmıştır. Bu değerler FLUENT'te Report menüsünde kontrol edilmiştir.

5.7.4. Çözümün hücre yapısından bağımsızlığı

Sayısal analizdeki çözüm aşamalarından bir diğeri de basamağı ağ yapısı ve dağılımıyla ilgilidir. Sayısal analizde çözümleme işleminden önce probleme uygun bir ağ yapısı oluşturulmalıdır. Bu çalışmada önce Gambit kod programında daha sonra ANSYS Workbench içerisinde bulunan Meshing modülünde hücre yapısı seçimi ve ağın uygulaması yapılmıştır. Sayısal çözüm alanının çok küçük hücrelere bölünmesiyle ağ yapısı oluşturulur. Bu yapı sayısal çözüm dengesi ve doğruluğu üzerinde geniş bir etki oluşturduğu bilinmektedir. Çözüm alanı içinde ne kadar fazla hücre yapısı oluşturulursa, çözüm hassasiyeti o kadar güvenilirdir. Sayısal çözüm alanında kullanılan ağ yapısının hücre sayısı hesaplama zamanı ve yakınsama zorlukları nedeniyle optimum olmalıdır. Sayısal akışkanlar dinamiği kod

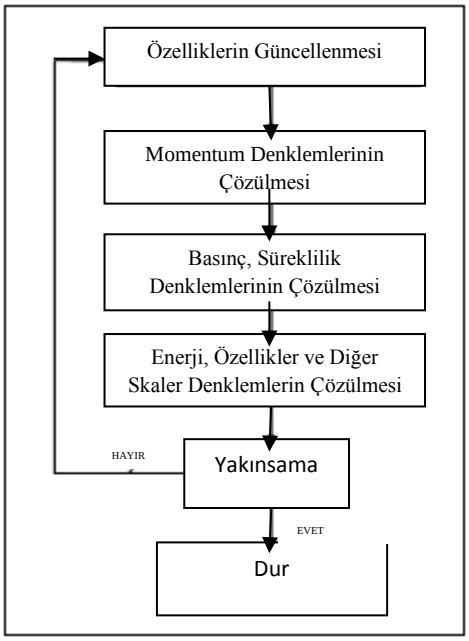
programlarında sonucun tam ve kesin olarak elde edilmesi için ağ yapısından bağımsız çözümler elde etmek sayısal çözümü güvenilir kılmaktadır. Probleme uygun olmayan ağ yapısı sayısal sonucun da hatalı çıkmasına neden olur. Bütün model çalışmalarında hataların daha az oluşmasını sağlamak, fazla hücre sayısı nedeniyle bilgisayarda çözümü zorlaştırmamak ve vakit kaybını önleyebilmek için optimum ağ yapısı seçimi yapılmıştır. Bu nedenle çalışmada hücre yapısından bağımsız bir çözüm elde edebilmek için modelde bulunan birleşme noktalarındaki geçişlerin düzgün olduğu bir hücre yapısıyla çözüme başlanmıştır. Daha sonra hücre sayısında yapılan arttırma ve bölgesel düzenlemeler ile üniform bir şekilde optimum hücre sayısına ulaşılmıştır [47].

5.7.5. Sonuçların deneysel değerlerle uyumluluğu

Sayısal çözümlemede elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması, sayısal sonuçların doğruluğu ve güvenirliliği açısından önemlidir.

5.8. Ayrık Çözüm Yöntemi

FLUENT'te iki tip çözümleyici yaklaşım bulunmaktadır. Bunlar, basınç tabanlı (pressure based) çözücü ve yoğunluk tabanlı çözücü (density-based) yaklaşımlarıdır. Her iki yöntemde hız alanı, momentum denklemlerinden elde edilmektedir. Yoğunluk tabanlı yaklaşımda, süreklilik denklemi yoğunluk alanı elde etmek için kullanılırken, basınç alanı durum denkleminden elde edilir. Şekil 5.5'de çözüm yönteminin akış şeması verilmiştir.



Şekil 5.5. Çözüm yöntemi akış şeması

Bu çalışmada zamana bağlı çözüm yapılmadığı için basınç tabanlı (Pressure based) çözücü kullanılmıştır. Basınç tabanlı çözücü projeksiyon metodu olarak adlandırılan bir algoritmayı kullanmaktadır. Basınç tabanlı yaklaşım ayrık (segregated) ve birleşik (coupled) olmak üzere iki yöntem sunmaktadır. Bu çalışmada ana denklemlerin çözümlemesinde ayrık çözüm yöntemi kullanılmıştır. Çözüm yönteminde, ana denklemler ardışık olarak çözen, bir çözüm algoritması kullanılır. Önce hesaplama hacmi olarak, genel bir hesaplama ağı kullanılmakta olup, model yapı üzerinde ayrıklaştırmalar yapılır. Ayrık çözüm metodu uygulanırken denklemler ayrı ayrı çözülmektedir. Bir denklem çözüldükten sonra eldeki sonuçlar diğer denklemlerde de kullanılmaktadır.

Sonuçlarda yakınsama oluşuncaya kadar çözüm döngüsü, iterasyon işlemiyle devam etmektedir.

-Akışkan özellikleri (yoğunluk, viskozite, özgül ısı vb.) güncellenmiş türbülans viskozitesi geçerli çözümlemede kullanılır.

-Basınç ve yüzey kütle akısının güncellenmiş değerleri kullanılıp momentum denklemleri ardışık olarak çözümü yapılıp güncellenir.
- Güncellenmiş hız alanı ve kütle akısı kullanılarak, basınç düzeltme denklemi çözülür.
- Bir önceki adımdan elde edilen basınç düzeltme denklemi kullanılarak yüzey kütle akısı, basınç ve hız alanı düzeltilir.
- Enerji, türbülans miktarları ve akışkanın fiziksel özelliklerine ilişkin skaler denklemler daha önce elde edilen sonuçlar kullanılmak suretiyle güncellenerek çözümlenir.
- Farklı fazların etkileşimiyle meydana gelen kaynak terimler güncellenir.
- Denklemlerin yakınsaması kontrol edilir.

Çözümde iyi bir yakınsamaya ulaşılıncaya kadar ayrık çözüm yöntemi adımları tekrarlanarak uygulanır. Çizelge 5.3'de sayısal analiz için kabul edilen özellikler verilmiştir.

Çizelge 5.3 Sayısal analizde kabul edilen özellikler

Fonksiyon	Özellik
• çözücü	• Ayrık (segregated)
• fomülasyon	• İmplicit
• zaman	• Sabit
• hız formülasyonu	• Mutlak
• değişim seçeneği	• Düğüm-esaslı
• akışkan	• Hava
• Basınç – bağlantısı	• Simple

5.9. Denklemlerin Çözümü

Diferansiyel denklemlerin bilgisayarda çözümü yapılamamaktadır. Kontrol hacminde çözülecek denklemler, denklem takımları oluşturulması için lineer hale getirilir. Akış alanının belirlenmesi için, bu lineer denklem takımları çözülür. Denklem takımlarının çözümünde yaygın olarak iki farklı yaklaşım kullanılmaktadır. Direkt

(analitik) yöntemler, denklem takımlarının çözümünü tam olarak veren yöntemlerdir. Sonlu sayıda hesaplama yuvarlatma hatasına kadar işlem yapılarak tam çözüme ulaşılır. Bu yöntemin uygulanmasıyla doğrudan doğruya çözüm elde edilmektedir. Dolaylı (iteratif) yöntemler ise, çözümün direkt değil, tahmini bir başlangıç yaklaşımı ile adım adım ardışık hesaplamalarla belirli tolerans değerleri içinde elde edildiği yöntemlerdir. Bu yöntemde tahmini ilk değerlerden başlayarak ardışık hesaplamalarla gerçek çözüm değerine yaklaşılabilir. Bu yöntem bilgisayar belleği ve zaman açısından, ayrıca düğüm noktalarının sayısının büyüklüğü ile son derece hassas sonuçların elde edildiği etkin bir yaklaşımdır. Dolaylı yöntemlerin diferansiyel denklemler arasında bağ oluşturabilmek için aralarında bir dış iterasyon işleminin yapılması gerekliliği, dezavantajlarıdır [44, 48].

Bir model çözümünde süreklilik ve momentum denklemleri birbiriyle ilişki içindedir. Basınç için ise doğrudan bir denklem bulunmamaktadır. Bütün sayısal akışkanlar dinamiği kod programlarının amacı doğrudan denklemi olmayan bu değişkeni süreklilik denklemiyle ilişki kurdurarak bir şekilde hesaplama içine katmaktır. Bu çalışmada SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algoritması sönümleyici olarak kullanılmıştır. Bu algoritmada, momentum denkleminin çözümüyle hız alanının bir yaklaşımı elde edilir. Basınç gradyanı terimi ise, bir önceki iterasyonla veya bir başlangıç değerinden basınç dağılımı kullanılarak hesaplanır.

5.10. Sonlu Hacimler Metodu ile Denklemlerin Ayrık Hale Getirilmesi

Kontrol hacim tekniği kullanılarak kütle, enerji ve momentum denklemlerini de içeren kontrol denklemleri cebirsel denklem haline dönüştürüldükten sonra çözülebilmektedir. Çözüm yönteminde, hesaplama alanı genel bir ağ kullanılarak ayrıklaştırılmış kontrol hacimlerine bölünmektedir. Bu işlemden sonra korunum denklemleri ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyüklükler) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilerek ayrıklaştırılmış denklemler çözülmektedir. Çözüm yönteminde, hesaplama alanı genel bir ağ kullanılarak ayrıklaştırılmış kontrol

hacimlerine bölünmektedir. Bu işlemden sonra korunum denklemleri ayrıklaştırılmış bilinmeyenler (hızlar, basınç ve diğer skaler büyüklükler) için cebirsel denklemler oluşturularak tek tek kontrol hacimleri üzerinde bütünleştirilerek ayrıklaştırılmış denklemler çözülmektedir [45].

Düzenli konveksiyon-difüzyon denklemi, her bir skaler ϕ özelliği için hareket denkleminden türetilebilir. Hareket denkleminin ϕ özelliğine bağlı diferansiyel formu aşağıdaki şekli ile gösterilir.

$$\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t} + div(\rho\emptyset u) = div(\Gamma grad\emptyset) + S_{\emptyset} \tag{5.9}$$

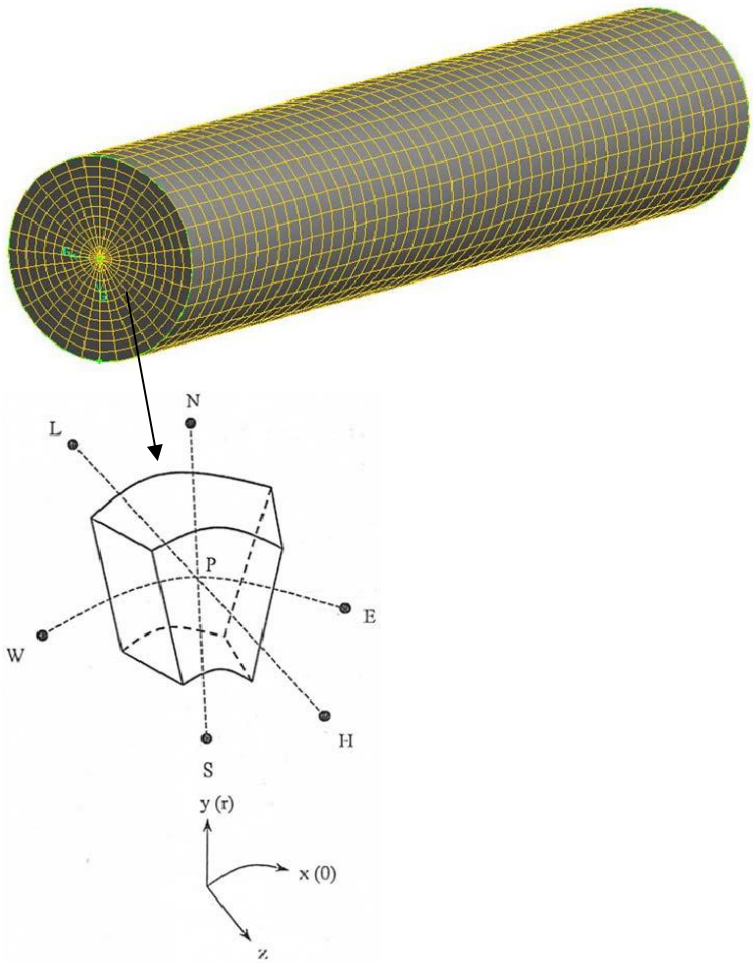
Diferansiyel formu;

$$\begin{pmatrix} Akışkan \\ elemanın \\ \emptyset \text{ özeliği} \\ artışı \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} Akışkan \\ elemanından \\ çıkan\ net\ \emptyset \\ miktarı \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \emptyset \text{ özelliğinin} \\ difüzyona \\ bağlı\ artışı \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \emptyset \text{ özelliğinin} \\ kütlesel \\ kuvvetlere \\ bağlı\ artışı \end{pmatrix} \tag{5.10}$$

şeklinde ifade edilir. Eşitliğin sol tarafındaki değişim oranı ifadesi ve konvektif ifade ile eşitliğin sağ tarafındaki difüzyon ifadesi ve akım kaynağıdır [45].

5.10.1. Ağ yapısı

FLUENT, sonlu hacimler metodu tabanlı bir kod programdır. Sayısal akışkanlar dinamiğinde diferansiyel denklemler, cebirsel denklemlere dönüştürülmesi için öncelikle çözüm alanı ağ düzeni kullanılarak hücrelere ayrılmaktadır. *P* düğümü etrafında kullanılan hesaplama hücreleri Şekil5.1'de gösterilmiştir. Bu kontrol hacmi, tüm korunum denklemlerinin bütünleştirilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Tüm değişkenler (hız bileşenleri, basınç vb.) ve bütün skaler değerler kontrol hacmin hücre merkezinde depolanmaktadır.



Şekil 5.6. Sayısal ağ içerisindeki düğüm noktası

Şekil 5.6'da görüldüğü üzere merkezdeki ϕ_P değeri, diğer düğüm noktalarındaki ϕ değerleriyle komşuluk halindedir. Bu düğüm noktaları, *H* (yüksek), *L* (düşük), *E* (doğu), *W* (batı), *N* (kuzey), *S* (güney)'dir. Bunun sonucunda aşağıda verilen lineer cebirsel denklem yazılabilir.

$$a_P\phi_P = a_N\phi_N + a_S\phi_S + a_W\phi_W + a_E\phi_E + a_H\phi_H + a_L\phi_L + b \qquad (5.11)$$

Bu denklemde *a* katsayıları, *b* ise kaynakları göstermektedir. Eş. 5.11'e bakılırsa her bir düğüm noktasının ayrı bir katsayısı olduğu görülmektedir.

5.10.2. Ayrıklaştırma işlemi

Sürekli rejim şartlarında Eş.5.9'deki zamana bağlı terim sıfır olmaktadır.

$$div(\rho \emptyset U) = div(\Gamma grad\emptyset) + S_{\emptyset} \tag{5.12}$$

Eşitlik yeniden düzenlenir ve bir kontrol hacmi üzerinde integre edilirse;

$$\int_A n\,(\rho \emptyset U)dA = \int_A n(\Gamma grad\emptyset)dA + \int_{CV} S_{\emptyset} dv \tag{5.13}$$

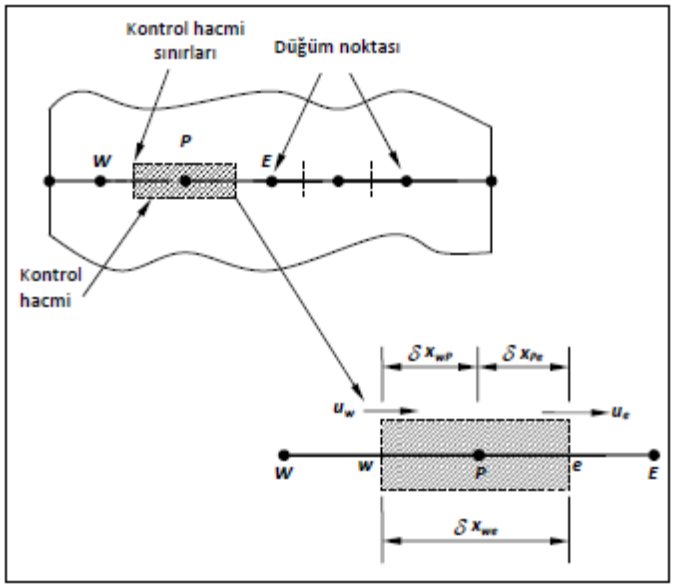
Elde edilir. Bu denklem, kontrol hacmindeki akış dengesini göstermektedir. Eş. 5.13'ün sol bölgesi konveksiyona bağlı akışı, sağ bölgesi ise difüzyon akışı ve kontrol hacmindeki ϕ özelliğinin değişimini vermektedir. ρ yoğunluk, ϕ bağımlı değişken, *n* ϕ özelliğinin akış boyunca normal vektörü, *A* yüzey alan vektörü, Γϕ için difüzyon katsayısı, *grad*ϕ ϕ'nin gradyanı, S_{ϕ} birim hacim başına ϕ kaynağıdır. Bu Eş.5.13'de belirtilen konveksiyon ve difüzyon eşitliğinin sonlu sayıda kontrol hacmi üzerine integre edilmesi ile eş. 5.14 cebirsel denkleme benzer, denklem takımları oluşturulmaktadır.

Kütlesel kuvvetlerin olmaması durumunda, bir boyutlu akış alanında ϕ özelliği konveksiyon ve difüzyon bağıntısı Eş. 5.14 şekilde gösterilir.

$$\frac{d}{dx}(\rho \emptyset U) = \frac{d}{dx}\Gamma \frac{d\emptyset}{dx} + S \tag{5.14}$$

Ayrıca, akış sürekliliği sağlarsa;

$$\frac{d}{dx}(\rho U) = 0 \tag{5.15}$$



Şekil 5.7. Kontrol hacminde ayrıklaştırma

Yukarıda Şekil 5.7'de verilen bir boyutlu olarak genel bir *P düğüm* noktasındaki kontrol hacmi verilmiştir. *P* noktasına komşu düğüm noktalar *W* ve *E* ile kontrol hacmi yüzeyleri ise *w* ve *e* olarak belirtilmiştir.

Şekil 5.7'de kontrol hacmine göre eş. 5.14'ün integrali alındığında;

$$(\rho u A \emptyset)_e - (\rho u A \emptyset)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right)_w + S_u + S_p \emptyset_p \qquad (5.16)$$

elde edilir. Süreklilik denkleminin kontrol hacmi üzerinde integrasyonu ile Eş 5.17 elde edilir.

$$(\rho u A)_e - (\rho u A)_w = 0 \qquad (5.17)$$

Konveksiyon- difüzyon probleminde ayrıklaştırma eşitliklerini elde etmek için Eş 5.17 ifadelerin belirlenmesi gerekir. Konvektif kütle akısını, hücre yüzeylerindeki her birim alan ve difüzyon iletimi için göstermek amacıyla, F ve D değişkenlerini belirtmek uygundur.

$$F = \rho u \text{ ve } D = \frac{\Gamma}{\delta x} \tag{5.19}$$

F ve D değişkenlerinin hücre yüzey değerleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_w = (\rho u)_w, F_e = (\rho u)_e \tag{5.20}$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}}, D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} \tag{5.21}$$

A_w=A_e=A ile eş. 5.20 ve Eş. 5.21 kabulleri yapılarak, Eş. 5.16'da belirtilen merkezi farklar yaklaşımı ile Eş . 5.23'deki şekle gelmektedir. Bu yaklaşımda eleman üzerindeki ϕ değeri kendinden bir önceki düğüm noktasındaki değere eşit olmaktadır. Akış yönü pozitif olduğunda, $u_w>0$, $u_e>0$ ($F_w>0$, $F_e>0$), bunlara bağlı olarak;

$$\phi_w = \phi_W \text{ ve } \phi_e = \phi_P \tag{5.22}$$

kabulü yapılarak,

$$F_e \emptyset_P - F_w \emptyset_W = D_e(\emptyset_E - \emptyset_P) - D_w(\emptyset_P - \emptyset_W) + S_u + S_p \emptyset_p \tag{5.23}$$

$$(F_e + D_e + D_w - S_P)\emptyset_P = (D_w + F_w)\emptyset_W + D_e \emptyset_E + S_u \tag{5.24}$$

$$[(F_w + D_w) + D_e + (F_e - F_w) - S_P]\emptyset_P = (D_w + F_w)\emptyset_W + D_e \emptyset_E + S_u \tag{5.25}$$

Akış yönü pozitif olan Eş. 5.25 eşitliği bir boyutlu olarak genel bir formda Eş.5.26 ve Eş. 5.27'de belirtilen şekilde düzenlenebilir.

$$a_p \emptyset_p = a_E \emptyset_E + a_w \emptyset_w + S_u \tag{5.26}$$

$$a_p = a_E + a_w + (F_e - F_w) - S_p \tag{5.27}$$

Burada, a komşu hücrelerden etkilenen katsayıları, a_p merkez katsayısını göstermekte olup, S_u ve S_p lineerleştirilmiş kaynak teriminin sabit kısmını ihtiva

etmektedir. Ayrıca, ϕ herhangi bir bağımlı değişkeni (hız vb.), belirtmektedir. FLUENT, Eş. 5.13'de verilen genel formülasyonlu yapı hücre merkezinde bilinmeyen ϕ bağımlı değişkeni ve hücreleri çevreleyen komşu hücrelerde bilinmeyen değerleri içermektedir. ϕ'nin hız, basınç, sıcaklık, yoğunluk gibi herhangi bir bağımlı değişkeni temsil ettiği kabul edilerek, Eş. 5.13 lineerize edilirse en genel formda Eş. 5.28'deki gibi yazılır.

$$a_p \emptyset_p = \sum_{nb} a_{nb} \emptyset_{nb} + b \tag{5.28}$$

burada, *nb* P noktası etrafında komşu hücreleri temsil etmekte olup, a_p ve a_{nb} her ϕ_P ve ϕ_{nb} için kontrol hacimde konvektif ve difüzyonu birleştiren lineerize katsayılarını, b ise kaynakları gösterir. Her bir hücreye komşu olan hücre sayısı modellerdeki ağ yapısına bağlı olup, her komşu hücrenin ayrı bir katsayısı mevcuttur. Fluent tarafından genel formülasyonlu yapı hücre merkezinde akış modeli içerisinde çok boyutlu olarak yapılandırılmış ağlara uygulanarak her bir P için çözüm yapılırsa, lineer denklemlerden oluşan bir sistem elde edilmiş olunur. Bu lineer denklemler sistemi Matris olarak Eş. 5.29'deki şekilde ifade edilir.

$$[L_M]\vec{\emptyset} = \vec{S} \tag{5.29}$$

Burada, $[L_M$], katsayılar matrisi olup, diogonal bir yapıya sahiptir. $\vec{\emptyset}$, her bir değişken için çözüm vektörü ve $\vec{S}$, bütün kaynak terimleri vektörü ile belirtilmektedir. Fluent, skaler denklemler için; implisit (Gauss-Seidel) lineer denklem çözüm metodu ile beraber Cebirsel Çoklu Ağ Metodunu (AMG) kullanarak bu lineer sistemi çözmektedir.

5.11. Kalıntıların Hesaplanması

Akışkanlar dinamiği kod programlarında karmaşık yapıya sahip modellerin üç boyutlu olarak simülasyonlarında türbülanslı şartlardaki akışlarda iyi yakınsayan çözümlere ulaşmak oldukça zordur. FLUENT kod programında normalize edilmiş

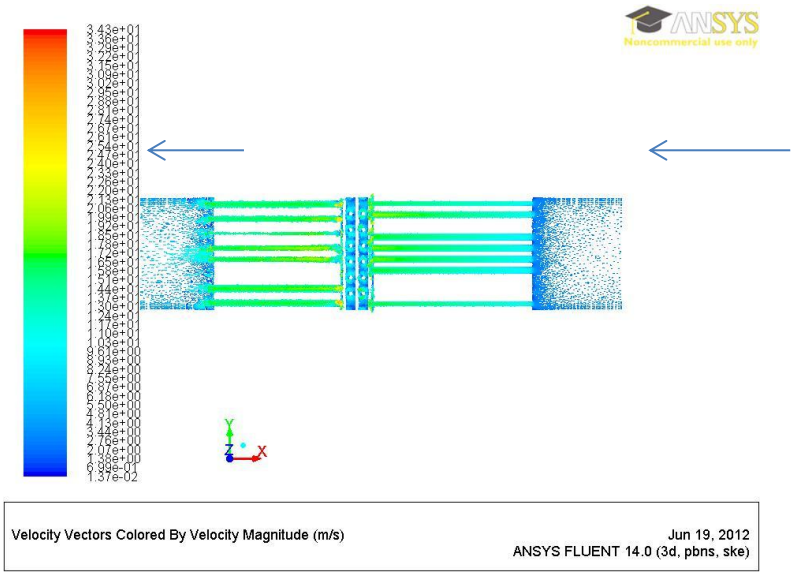
kalıntılardaki değişimlerin yakınsaması takip edilebilmektedir. Bu çalışmada yapılan bütün simülasyonlarda yakınsama kriteri olarak kalıntılarda enerji için $1x10^{-6}$, diğer değişkenler için ise; $1x10^{-4}$, değerlerine ulaşılıncaya kadar iterasyon işlemine devam edilmiştir. Şekil 5.4'de yakınsamış problemde değişken kalıntılarının iterasyonla değişimini gösterilmişti. Şekilden görüldüğü üzere, modelin simüle edilmesinde iterasyon sayısı yükseldikçe iterasyon değerleri arasındaki değişimin (kalıntıların) azaldığı görülmüştür. Yapılan tüm simülasyonlarda iyi yakınsama değerine sahip çözümler elde edilmiştir. Sayısal analizde sonuçların güvenilirliği açısından uygun rahatlatma parametre değerlerinin girilmesi önem taşımaktadır. Rahatlatma parametreleriyle, her iterasyon esnasında değişkenin elde edilen değerinin değişimi azaltılarak yakınsayan çözümler elde edilebilir ve yakınsamayan çözümler engellenebilir. Rahatlatma parametreleri için uygun değerin bulunması her problem için değişmektedir. Sayısal analizde laminer akışlı modellemelerin çözümlerinde varsayılan rahatlama parametre değerleri uygun olmaktadır. Fakat türbülanslı akış modellerin çözümlerinde yakınsamaların daha iyi olabilmesi için bu parametre değerlerinin ayrı ayrı azaltılmalıdır. Bu çalışmada, bu çalışmada türbülanslı akış şartları kullanıldığı için varsayılan rahatlatma parametrelerinde bazı rahatlatma parametre değerlerinde azaltma yapılmıştır ve seçilen bu parametre değerleri problemin uygun bir şekilde yakınsamasını sağlamıştır.

6.SONUÇLAR VE TARTIŞMA

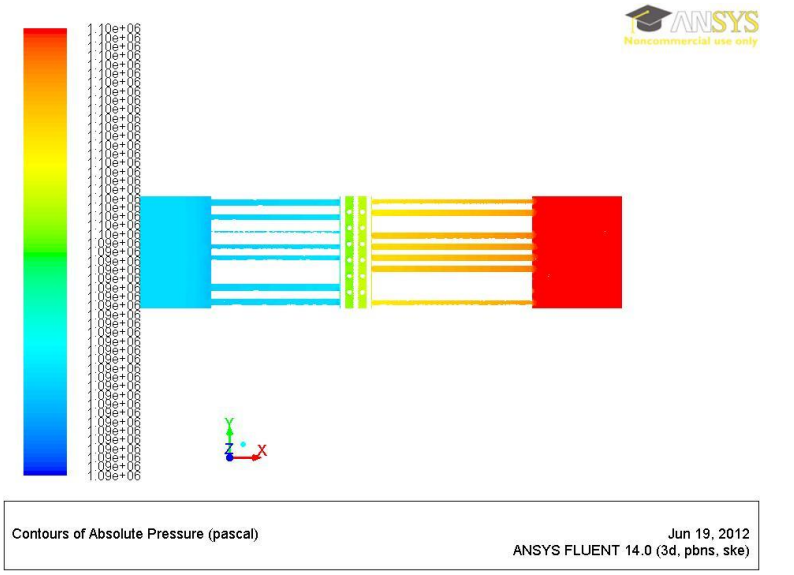
Boyutlandırması yapılan eşdeğer Stirling motoru için tasarlanan ısıtıcı ve soğutucu boru dizilişlerinin akışa olan etkisini görmek için sayısal analiz yapılmıştır. Sayısal analiz, sabit yüzey sıcaklıklarında ve aracı akışkan hava alınarak yapılmıştır. Sayısal analiz için gerekli sınır şartları Matlab programında kod yazılmış ve program çıktısından elde edilen veriler ile belirlenmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar görsel olarak verilmiştir. Tasarlanan motorun z ekseninde kesiti alınarak şekiller çıkarılmıştır. Yapılan sayısal analiz sonucunda en uygun ısıtıcı ve soğutucu dağılımı belirlenmiştir.

6.1. Sayısal Analiz Sonuçları

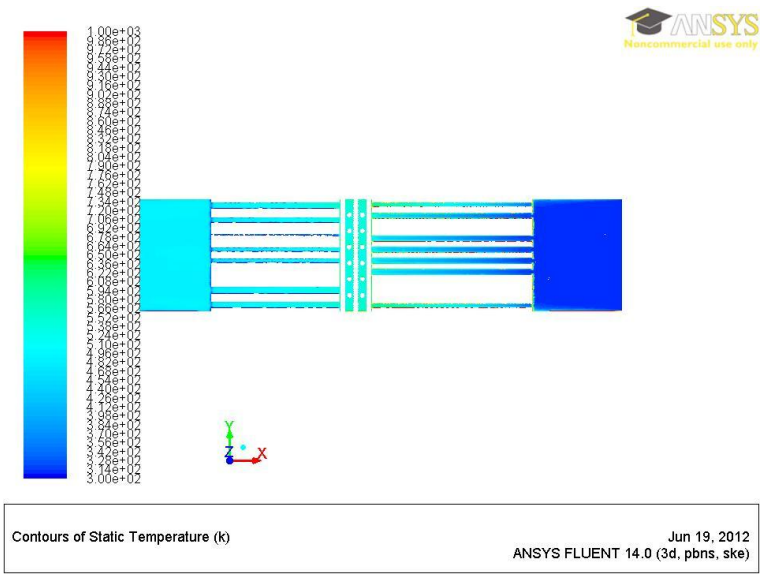
Şekil 6.1, 6.2, 6.3'de Stirling motorunun krank açısının 30° olduğu konumdaki hız, basınç ve sıcaklık dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 34.29 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açısının 30° olduğu konumda sıcak piston 2.945 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru, soğuk pistonun hızı ise 4.683 m/s hız ile AÖN'ya noktaya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 30^{o} olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1092 kPa'dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1099339 Pa, minimum basıncı ise 1087681 Pa'dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda motor içerisindeki akışkan ısıtıcı içerisine doğru itilmeye başlanmıştır. Bu konumda ulaşılan maksimum sıcaklığın ısıtıcılı borunun rejeneratör girişinde olduğu görülmektedir. Akışkan yönü sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için ısıtıcı içerisinde ısınan gaz soğutucu içerisinde tekrar soğutulmaktadır.



Şekil 6.1. 30° krank açısındaki hız dağılımı

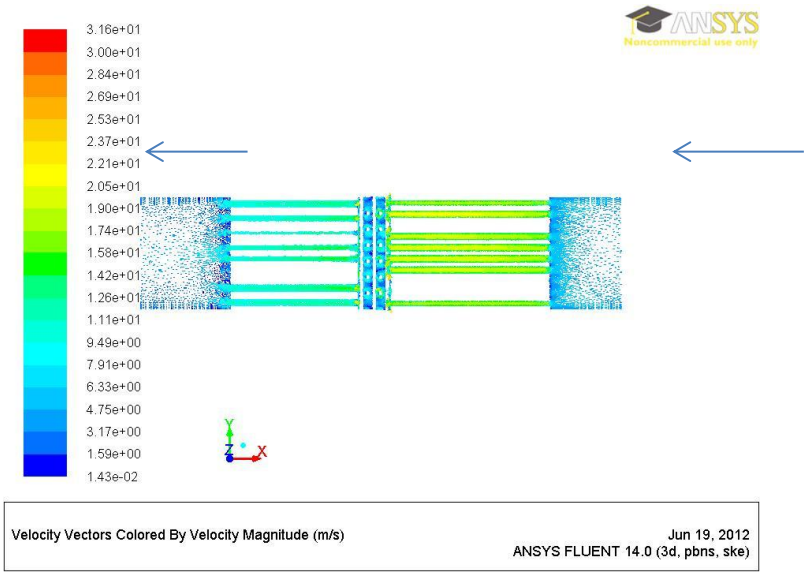


Şekil 6.2. 30° krank açısındaki basınç dağılımı

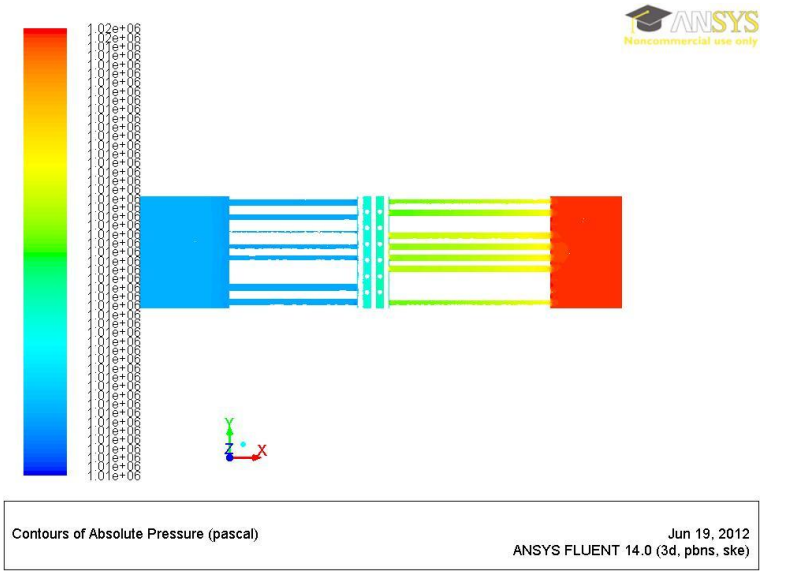


Şekil 6.3. 30° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

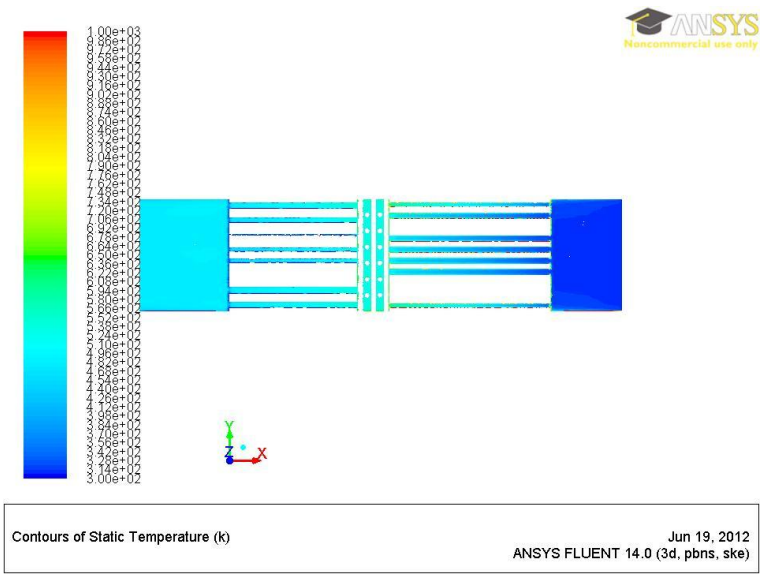
Şekil 6.4, 6.5, 6.6'da Stirling motorunun krank açısının 60° olduğu konumdaki hız, basınç ve sıcaklık dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 31.59 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmeye devam etmektedir. Krank açının 60° olduğu konumda sıcak silindirdeki piston 4.683 m/s hız ile üst ölü noktaya gelmektedir. Soğuk silindirdeki piston ise 2.945 m/s hız ile AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 60° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1008 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1015251 Pa, minimum basıncı ise 1006743 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmeye devam ettiği için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. bu konum itibari ile motor içerisindeki akışkan ısınmaya başlamıştır. Ulaşılan maksimum sıcaklığın ısıtıcı ile rejeneratörün birleştiği yerdedir.



Şekil 6.4. 60° krank açısındaki hız dağılımı

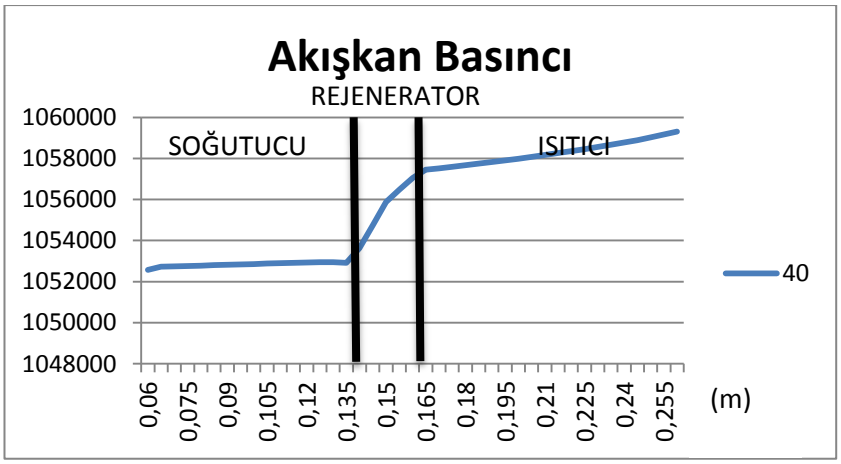


Şekil 6.5. 60° krank açısındaki basınç dağılımı



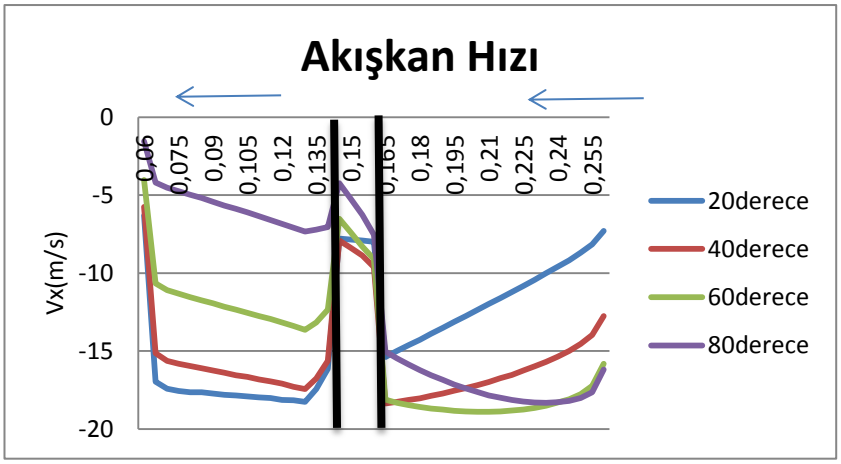
Şekil 6.6. 60° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.7'de krank açısının 40° derece olduğu konumdaki soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı içerisindeki basınç dağılımı gösterilmiştir. Burada kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için basınç sıcak silindirde fazladır. Rejeneratör içerisindeki basınç düşüşü rejeneratörün elekli yapısından dolayı meydana gelmektedir.



Şekil 6.7. 40° krank açısındaki soğutucu, ısıtıcı ve rejeneratör içerisindeki basınç dağılımı

Şekil 6.8'de 20°, 40°, 60°, 80° krank açısındaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki x yönündeki akışkan hızları verilmiştir. Isıtıcı girişinde akışkan hızları krank açısı ilerledikçe artmaktadır. Bunun nedeni sıcak pistonun krank ilerledikçe hızının artmasıdır. Hızın – yönde artması ise akış yönünden dolayıdır. Soğutucu girişindeki hızların azalmasının nedeni ise soğuk pistonun krank açısı ilerledikçe hızının düşmesidir.



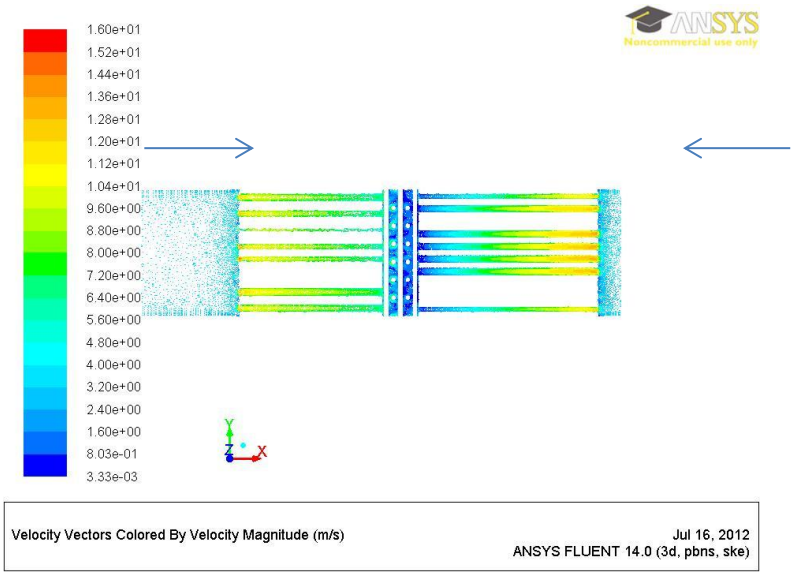
Şekil 6.8. 20°, 40°, 60°, 80° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.9'de ise 20°, 40°, 60°, 80° krank açılarında akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Motor ilk çalışmaya başladığı anda motor içerisindeki akışkan soğuk olduğundan dolayı ısıtıcı içerisinde ısıtılmakta ısıtılan akışkan soğutucu içerisinde tekrar soğutulmaktadır.

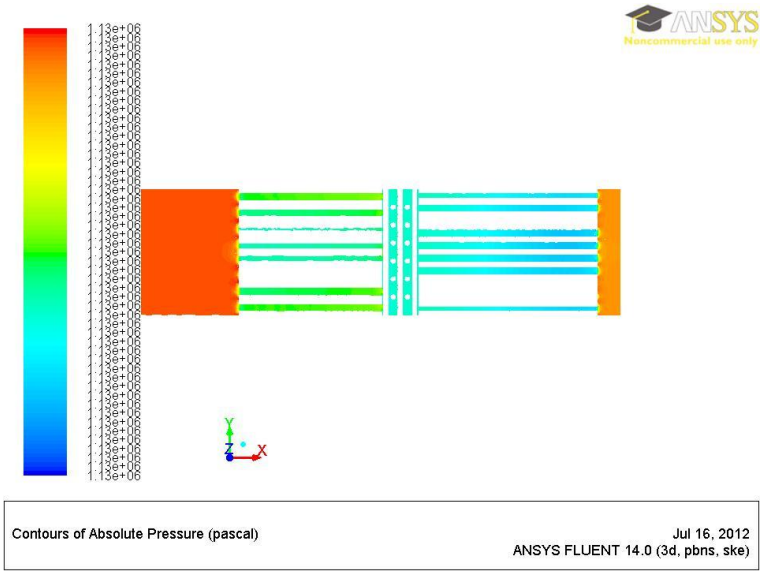


Şekil 6.9. 20°, 40°, 60°, 80° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

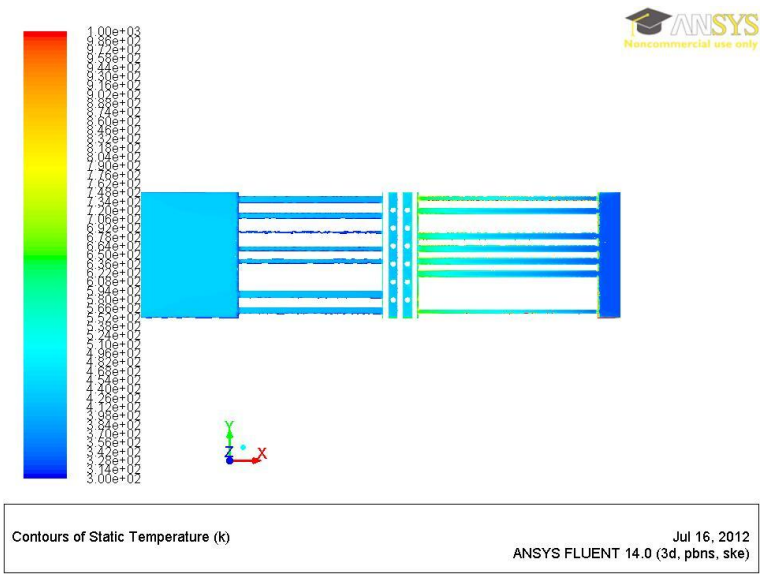
Şekil 6.10, 6.11, 6.12'de krank açısının 120° olduğu konumdaki Stirling motorunun içerisindeki akışkanın basınç, hız ve sıcaklık dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 15.87 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açının 120° olduğu konumda sıcak piston 3.479 m/s hız ile ÜÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 2.945 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 120^{o} olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1107 kPa dır. Stirling motorunda hacim azaldığı için basınç miktarı artmaya başlamıştır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1107550 Pa, minimum basıncı ise 1105435 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Krank açısının 120° olduğu konumda pistonlar karşılıklı olarak birbirine doğru hareket ettiği için motor içerisindeki akışkan hızı rejeneratörde yön değiştirmeye başlamıştır. Akışkan hızı yavaşladığı için rejeneratörde sıcaklık artmaya başlamıştır.



Şekil 6.10. 120° krank açısındaki hız dağılımı

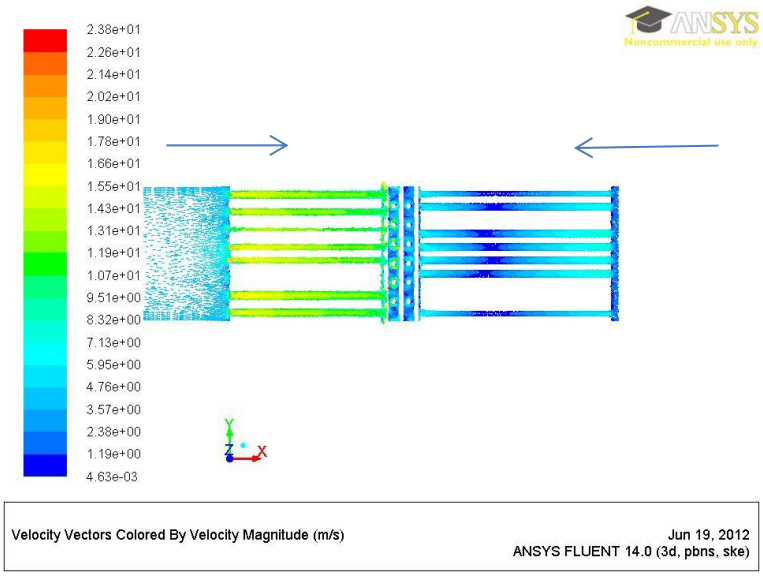


Şekil 6.11. 120° krank açısındaki basınç dağılımı

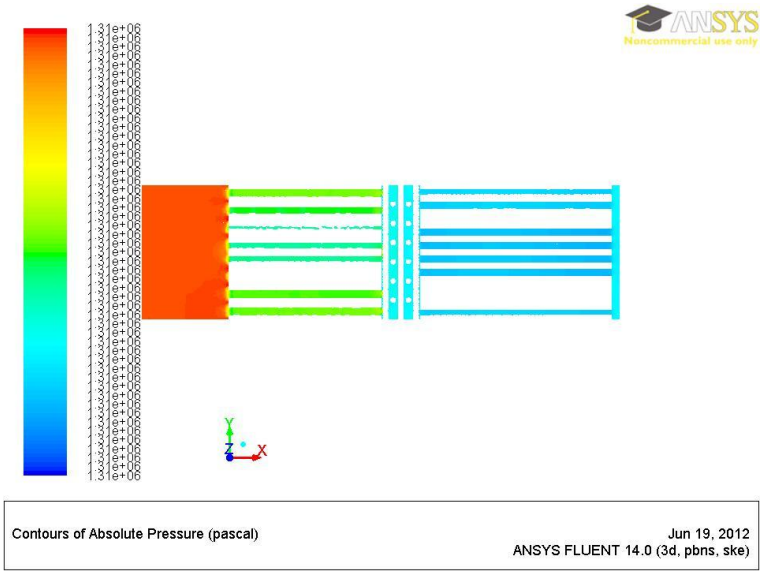


Şekil 6.12. 120° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

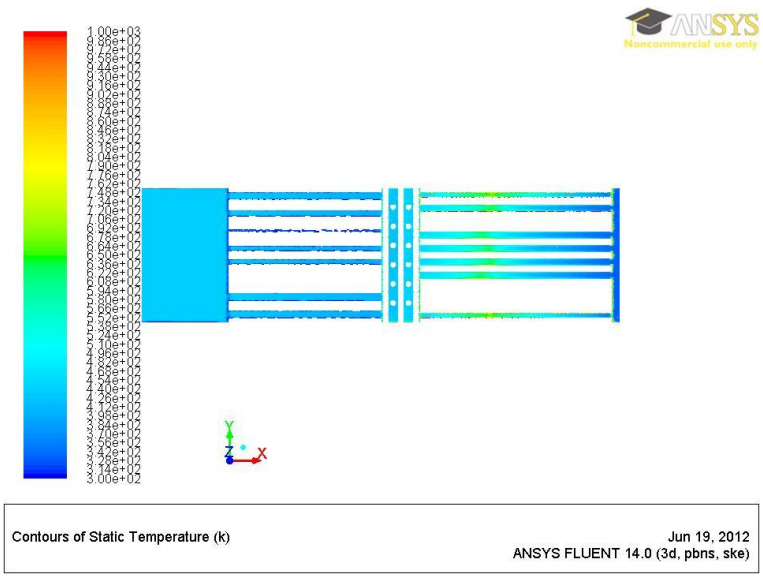
Şekil 6.13, 6.14, 6.15'de krank açısının 150° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 23.77 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açının 150° olduğu konumda sıcak piston 1.767 m/s hız ile ÜÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 4.683 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 150^{o} olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1311 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1311146 Pa, minimum basıncı ise 1306317 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olmasına rağmen soğuk piston hızından dolayı soğuk silindirdeki basınç sıcak silindire göre daha fazladır. Soğuk silindir tarafından itilen akışkan rejeneratörden geçerek ısıtıcıya girmiş ısıtıcının orta konumunda akışkanın yönünü sıcak silindire doğru dönmesini sağlamıştır.



Şekil 6.13. 150° krank açısındaki hız dağılımı

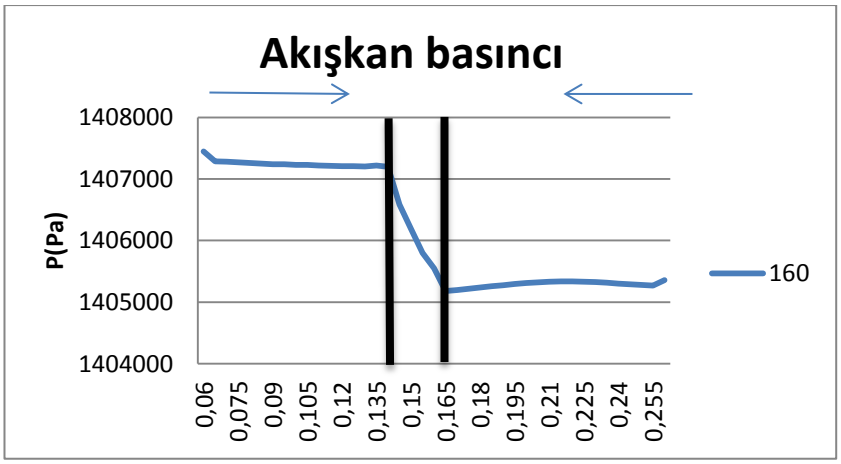


Şekil 6.14. 150° krank açısındaki basınç dağılımı



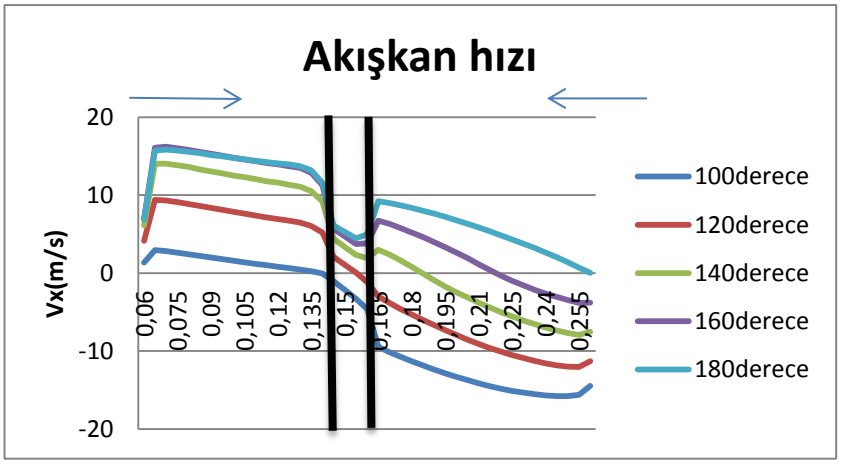
Şekil 6.15. 150° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.16'da krank açısının 160° olduğu konumda ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör içerisindeki basınç dağılımı görülmektedir. Bu konumda akışkan sıcak silindirden soğuk silindire geçiş yapıyor olsa bile pistonlar karşılıklı olarak ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 160° derece olduğu konumda soğuk piston hızının sıcak piston hızından yüksek olmasından dolayı soğutucu tarafında basınç fazladır.



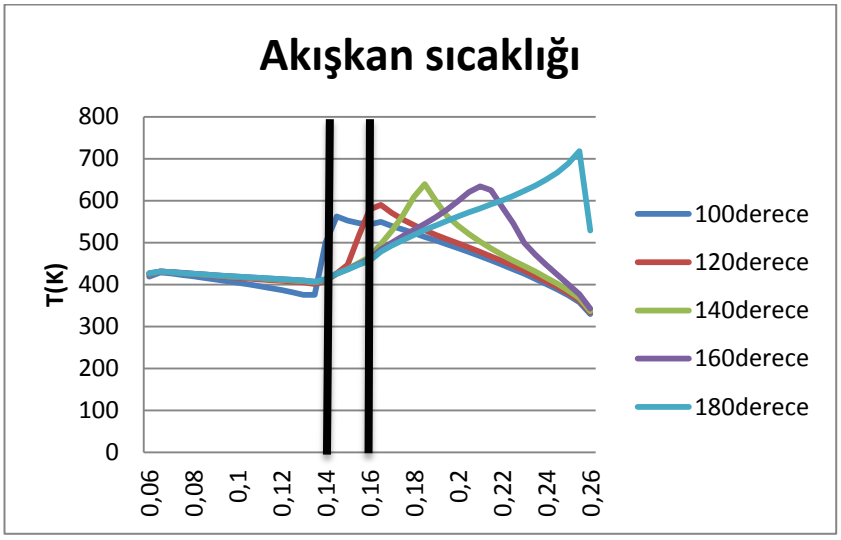
Şekil 6.16. 160° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.17'de ise 100°, 120°, 140°, 160°, 180° krank açılarındaki akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki x yönündeki akışkan hızları görülmektedir. Sıcak piston ve soğuk piston ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Şekil 6.17'de görüldüğü gibi soğuk piston akışkanı soğutucu içerisine doğru ittirmekte aynı şekilde sıcak piston ise akışkanı ısıtıcı içerisine doğru ittirmektedir. Krank açısı ilerledikçe motor içerisindeki akışkan ısıtıcı içerisinde yön değiştirmektedir.



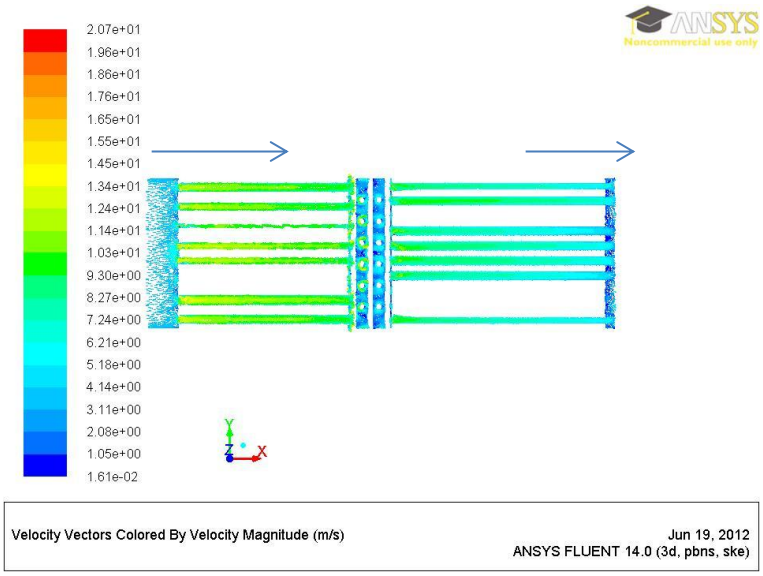
Şekil 6.17. 100°, 120°, 140°, 160°, 180° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.18'de ise 100°, 120°, 140°, 160°, 180° krank açılarındaki akışkan soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkan sıcaklıkları görülmektedir. Motorda akışkan teorik olarak kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olsa bile piston hızlarından dolayı akışkanın yönü soğuk silindirden sıcak silindire doğru olmaktadır. Bu nedenle akışkan soğutucu içerisinde soğutulmakta, rejeneratör içerisinde rejeneratörden ısı almakta daha sonra ısıtıcı içerisinde ısı almaktadır.

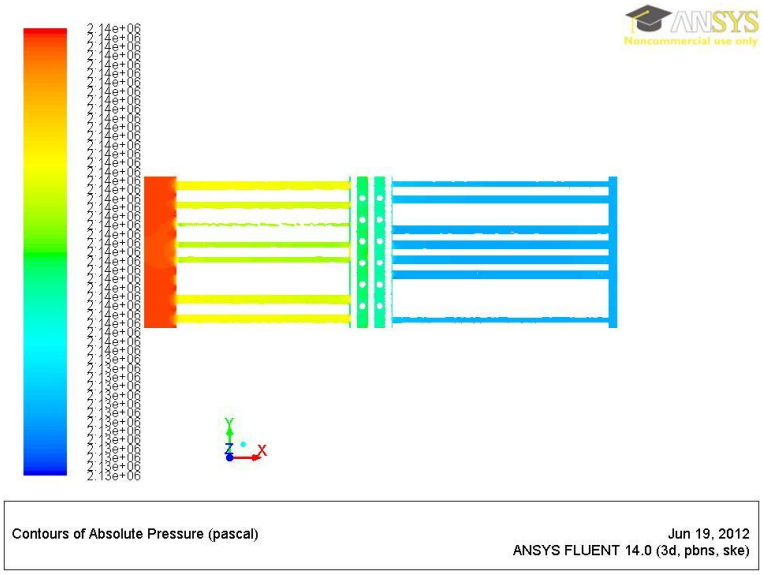


Şekil 6.18. 100°, 120°, 140°, 160°, 180° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

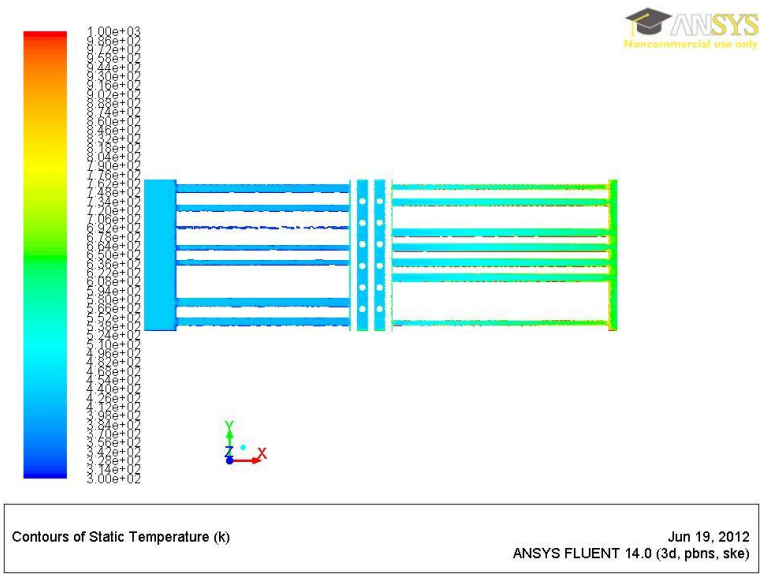
Şekil 6.19, 6.20, 6.21'de krank açısının 210° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, basınç ve sıcaklık dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 20.65 m/s dir. Hava soğuk silindirden sıcak silindire doğru geçmektedir. Krank açının 210° olduğu konumda sıcak piston 1.767 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 3.479 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 210° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 2140 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2140223 Pa, minimum basıncı ise 2133068 Pa dır. Motor içerisindeki maksimum basınç kütle geçişinin sıcak silindire doğru olmasından dolayı soğuk silindirin içerisindedir. Akışkan soğuk silindir içerisinde soğutulduktan sonra ısıtıcı içerisine girmekte ve burada ısıtıcı tarafından ısıtılmaktadır.



Şekil 6.19. 210° krank açısındaki hız dağılımı

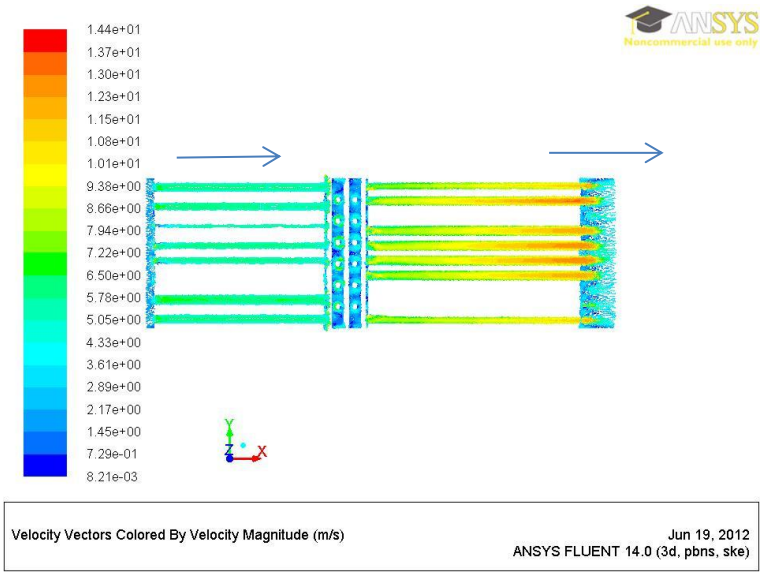


Şekil 6.20. 210° krank açısındaki basınç dağılımı

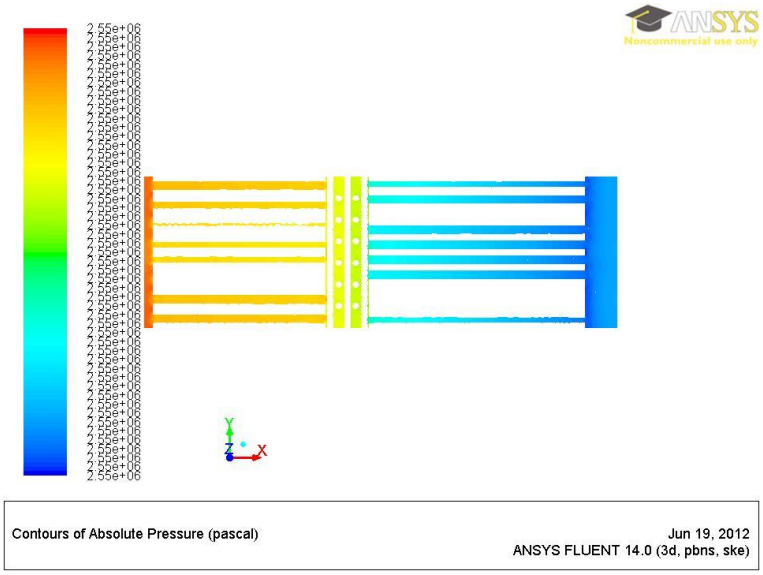


Şekil 6.21. 210° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

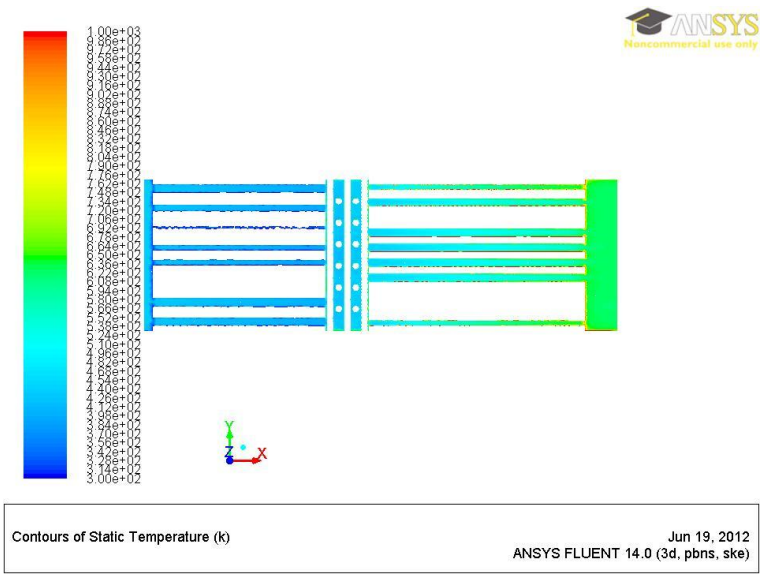
Şekil 6.22, 6.23, 6.24'de krank açısının 240° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, basınç ve sıcaklık dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 14.42 m/s dir. Akışkan soğuk silindirden sıcak silindire doğru geçmektedir. Krank açının 240° olduğu konumda sıcak piston 3.479 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 1.767 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 240^{o} olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 2554 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2554461 Pa, minimum basıncı ise 2549168 Pa dır. Motor içerisindeki basınç soğuk silindir içerisinde fazladır.



Şekil 6.22. 240° krank açısındaki hız dağılımı

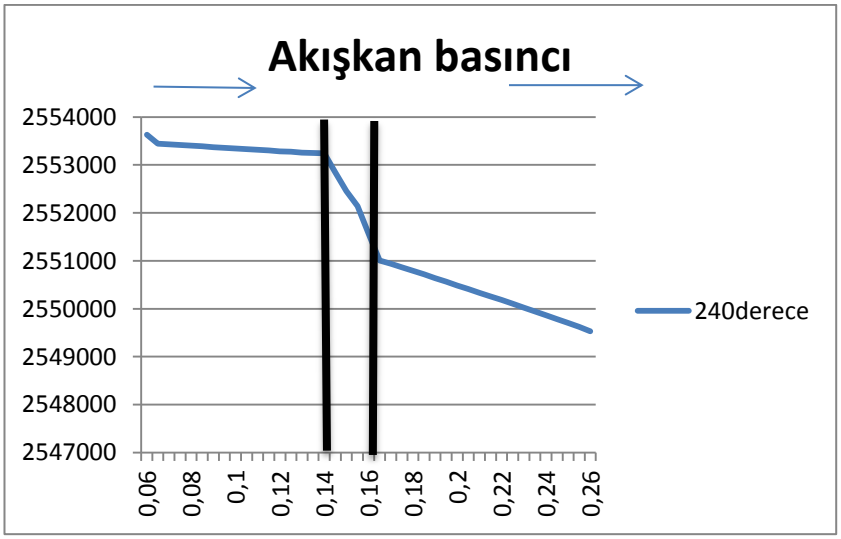


Şekil 6.23. 240° krank açısındaki basınç dağılımı



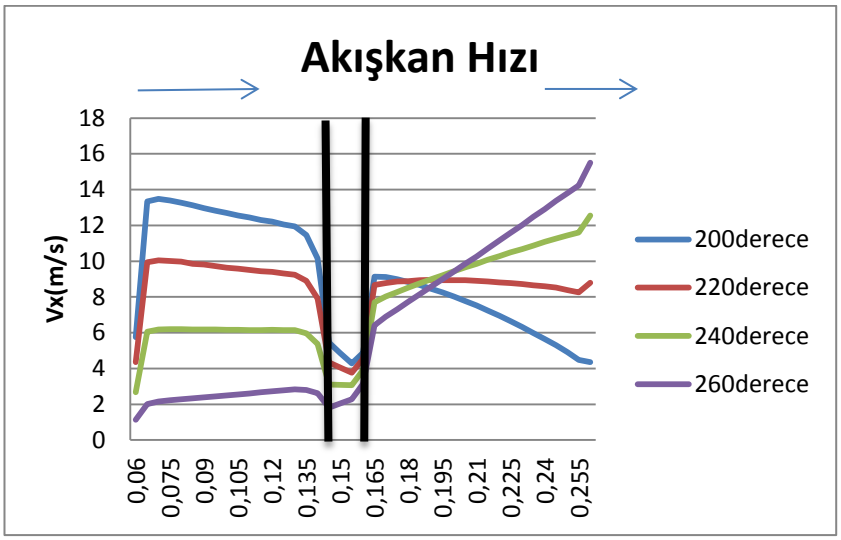
Şekil 6.24. 240° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.25'de krank açısının 240° olduğu konumdaki soğutucu, rejeneratör ve soğutucu içerisindeki basınç dağılımı görülmektedir. Krank 240° derece olduğu konumda akışkan soğuk silindirden sıcak silindire doğru geçmektedir. Bu durumdan dolayı soğutucu kısmındaki basınç ısıtıcı içerisindeki basınca göre yüksektir.



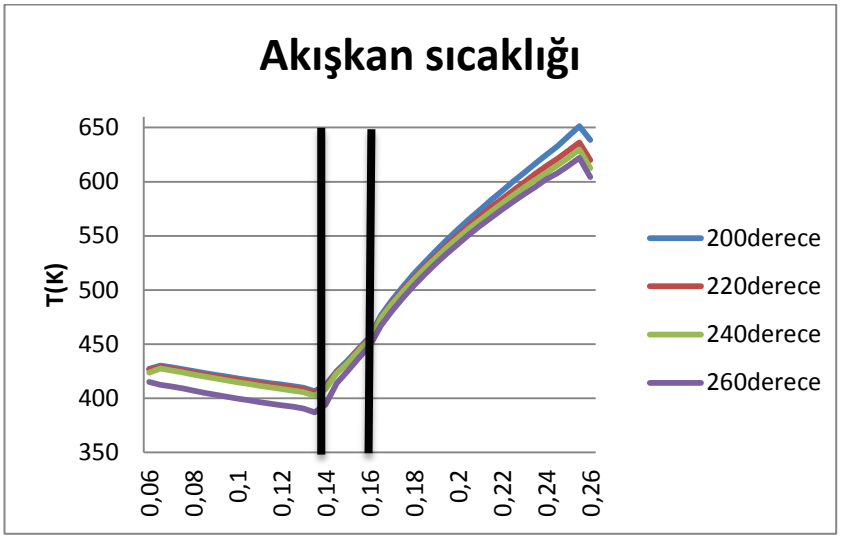
Şekil 6.25. 240° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.26'de 200°, 220°, 240°, 260° krank açılarındaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkanın hız dağılımı verilmiştir. Bu konumda soğuk piston ÜÖN'ya doğru hareket ederken hızı düşmekte bundan dolayı soğutucu içerisinde akışkan hızı düşmektedir. Sıcak piston ise AÖN'ya doğru hızı artarak hareket ettiği için ısıtıcının sonlarına doğru akışkan hızı sıcak silindire doğru artmaktadır.



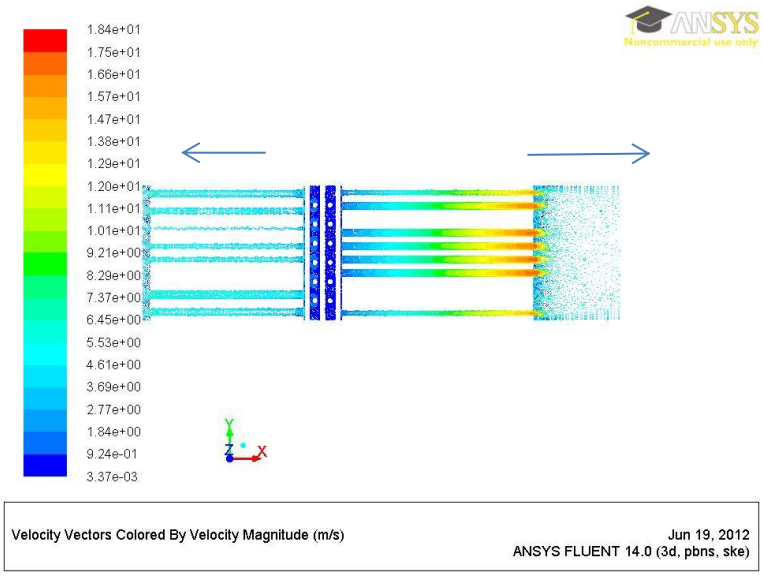
Şekil 6.26. 200°, 220°, 240°, 260° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.27'da 200°, 220°, 240°, 260° krank açılarındaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Krank açısının bu konumlarında soğuk piston içerisindeki akışkanı soğutucuya doğru ittirmektedir. Soğutucuda soğutulan akışkan rejeneratör ve ısıtıcıda ısıtılmaktadır.

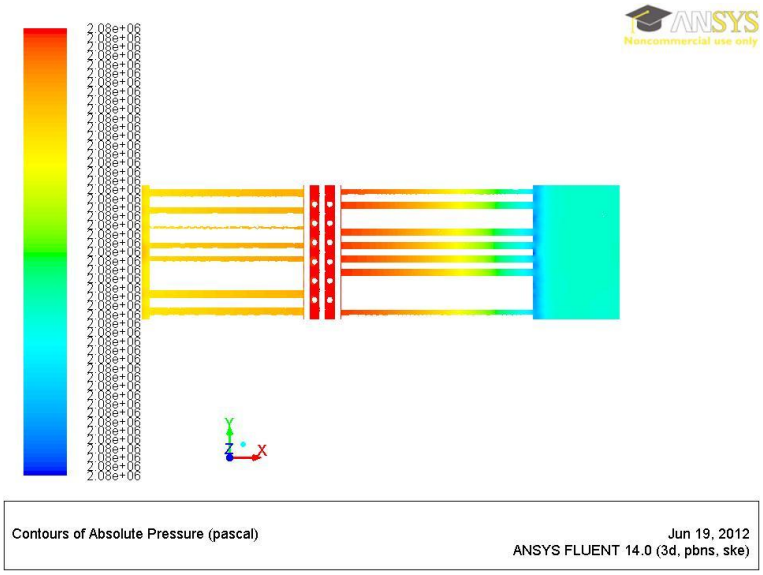


Şekil 6.27. 200°, 220°, 240°, 260° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

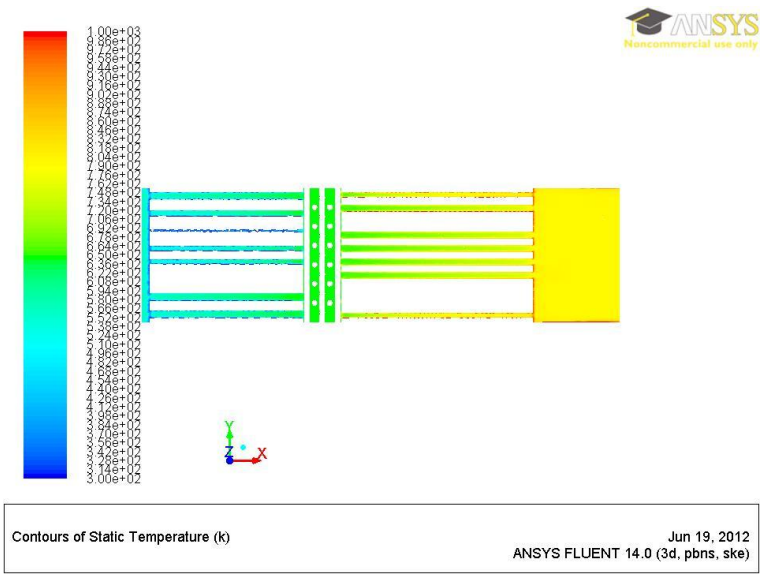
Şekil 6.28, 6.29, 6.30'da krank açısının 300° olduğu Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 18.41 m/s dir. Krank açının 300° olduğu konumda sıcak piston 4.683 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 1.767 m/s hız ile AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 300° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 2083 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2083368 Pa, minimum basıncı ise 2081253 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300. K'dir.



Şekil 6.28. 300° krank açısındaki hız dağılımı

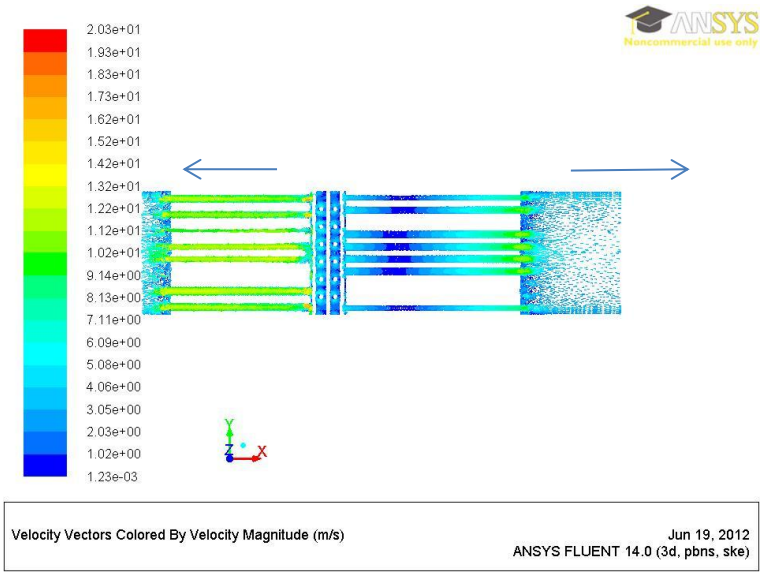


Şekil 6.29. 300° krank açısındaki basınç dağılımı

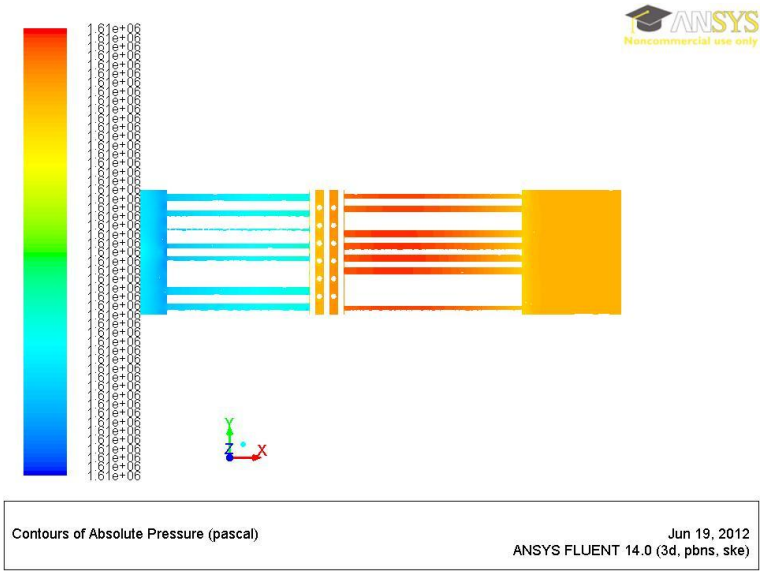


Şekil 6.30. 300° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

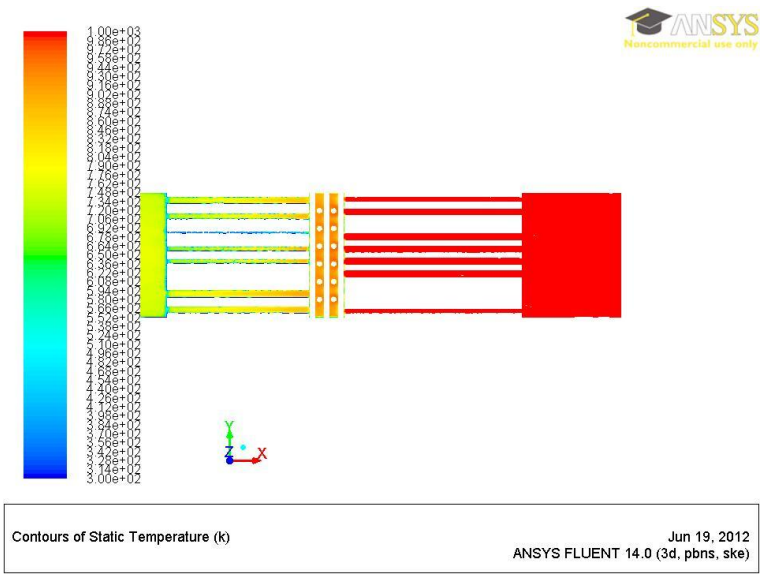
Şekil 6.31, 6.32, 6.33'de krank açısının 330° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 18.41 m/s dir. Krank açının 330° olduğu konumda sıcak piston 2.945 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 3.479 m/s hız ile AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 330° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1611 kPa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300 K'dir.



Şekil 6.31. 330° krank açısındaki hız dağılımı

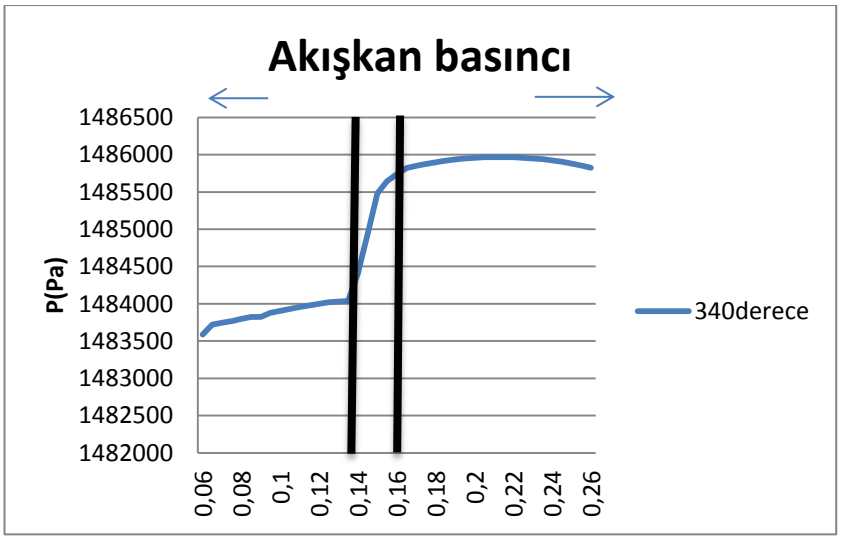


Şekil 6.32. 330° krank açısındaki basınç dağılımı



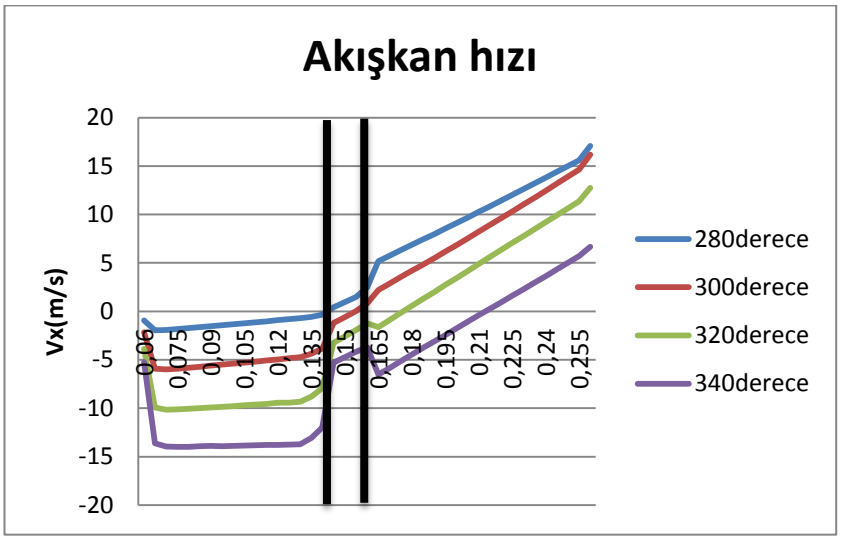
Şekil 6.33. 330° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.34'da 340° krank açısının olduğu konumdaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki basınç dağılımı görülmektedir. Bu konumda her iki piston karşılıklı olarak AÖN'lara doğru hareket etmektedir. Bu konumda akışkan sıcak piston hızındaki yavaşlamadan dolayı ısınmakta bundan dolayı ısıtıcı içerisinde akışkan basıncı soğutucu içerisindekine göre fazladır.



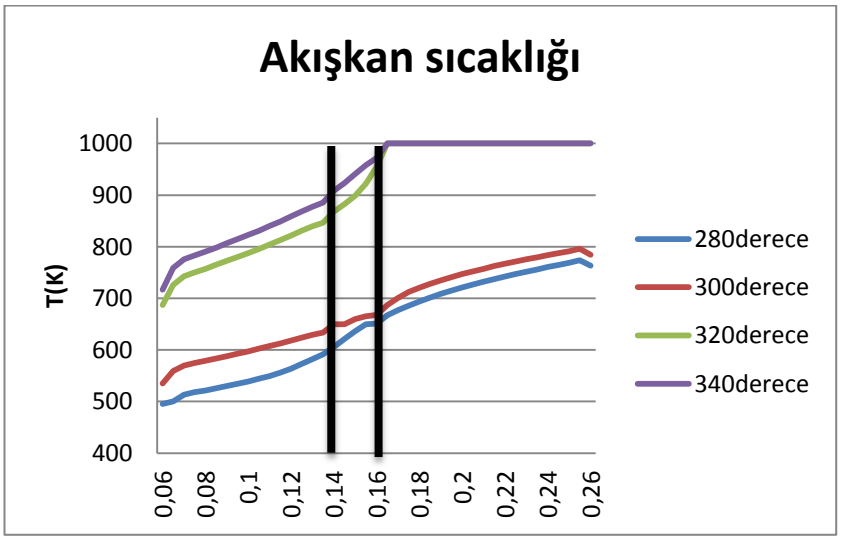
Şekil 6.34. 340° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.35'de ise 280°, 300°, 320°, 340° krank açılarındaki akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkan hızları görülmektir. Krank açısı ilerledikçe sıcak piston yavaşlamaya, soğuk piston ise hızlanmaya doğru hareket etmektedir.



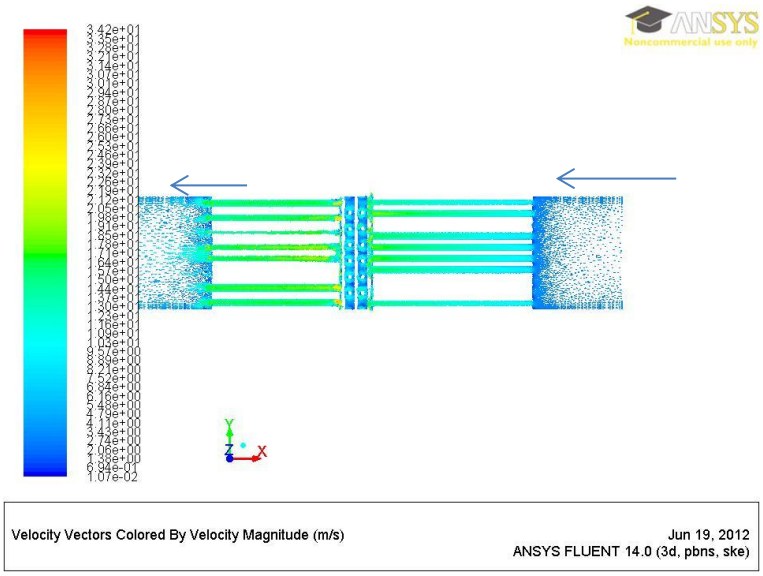
Şekil 6.35. 280°, 300°, 320°, 340° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.36'de 280°, 300°, 320°, 340° krank açılarındaki akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkan sıcaklıkları görülmektir. Burada tasarlanan ısıtıcıda akışkan maksimum sıcaklığa ulaşmaktadır. Bunun nedeni ısıtıcı içerisinde akışkan hızının yavaşlamasıdır.

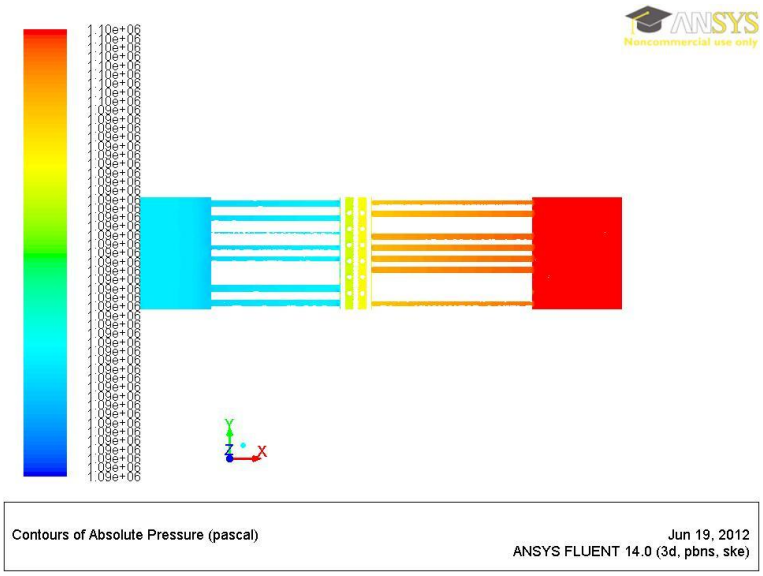


Şekil 6.36. 280°, 300°, 320°, 340° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

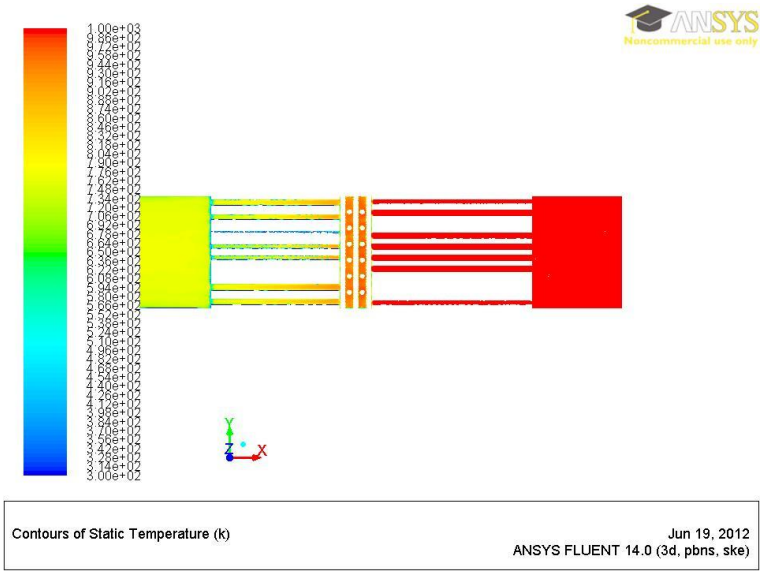
Şekil 6.37, 6.38, 6.39da krank açısının 390° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 34.16 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açısının 390° olduğu konumda sıcak piston 2.945 m/s hız ile ÜÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 4.683 m/s dir. Krank açısının 390° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1092 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1095629 Pa, minimum basıncı ise 1090629Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300 K'dir.



Şekil 6.37. 390° krank açısındaki hız dağılımı



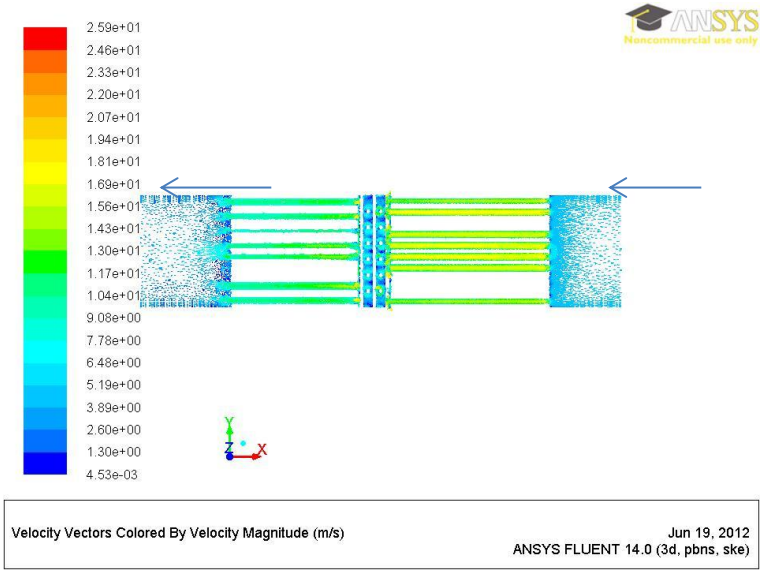
Şekil 6.38. 390° krank açısındaki basınç dağılımı



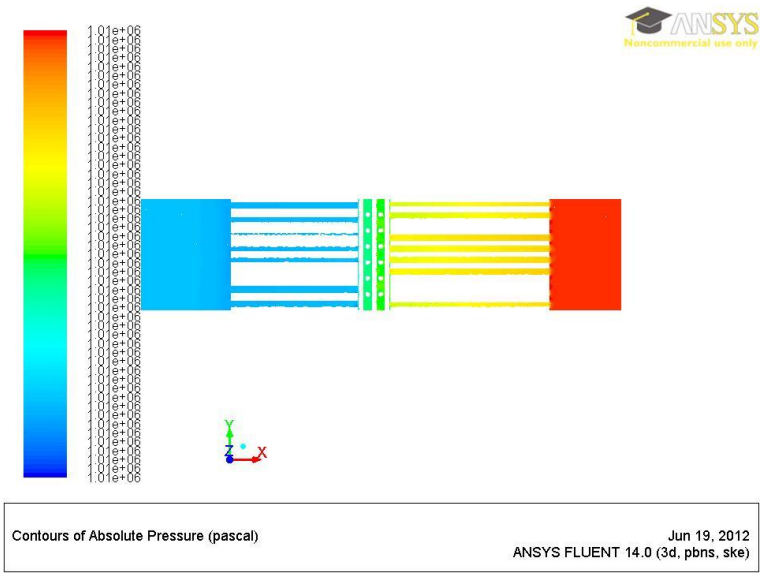
Şekil 6.39. 390° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.40, 6.41, 6.42'de krank açısının 420° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 25.92 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açının 420^{o} olduğu konumda sıcak piston 4.683 m/s hız ile ÜÖN'ya gelmektedir.

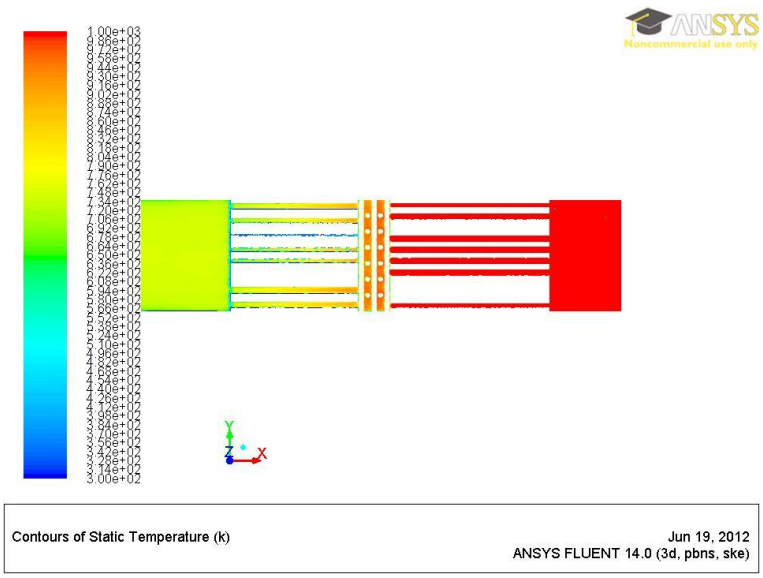
Soğuk piston hızı ise 2.945 m/s dir. Krank açısının 420° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1008 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1010723 Pa, minimum basıncı ise 1007420 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300 K'dir.



Şekil 6.40. 420° krank açısındaki hız dağılımı

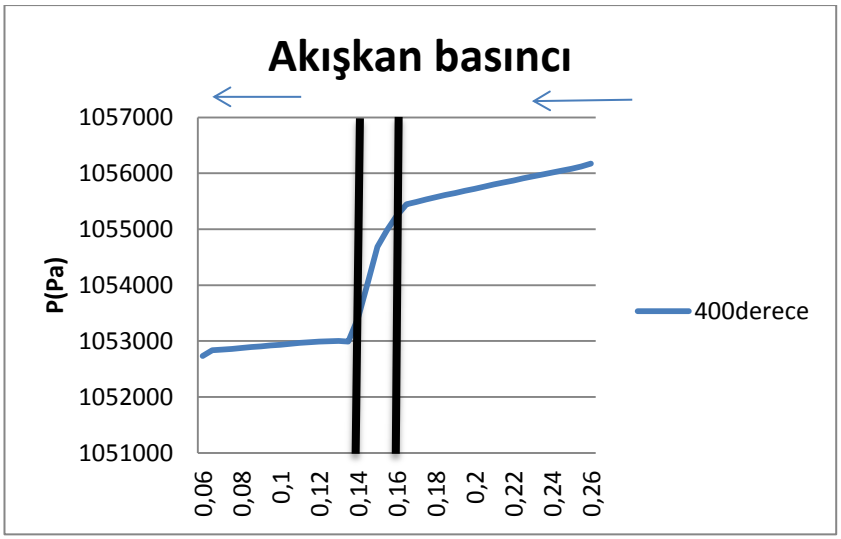


Şekil 6.41. 420° krank açısındaki basınç dağılımı



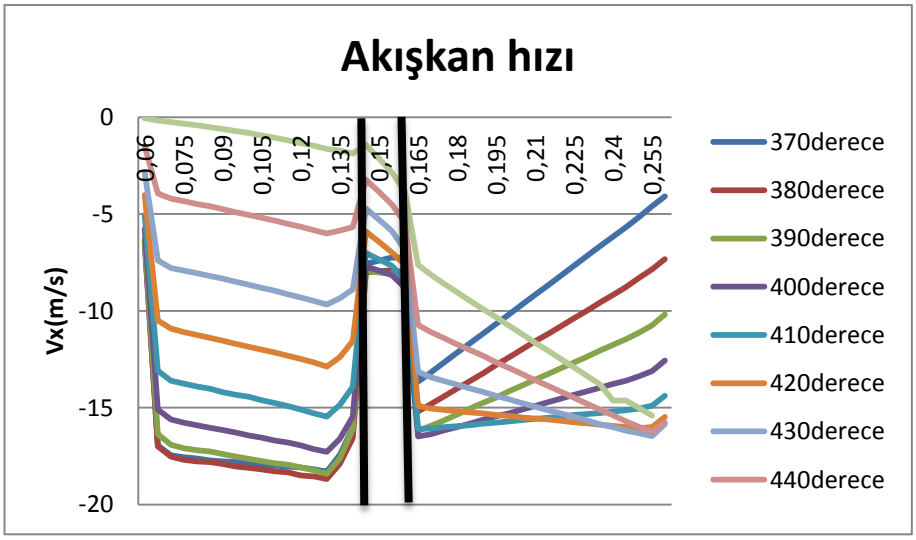
Şekil 6.42. 420° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.43'de krank açısının 400° derece olduğu konumdaki soğutucu, rejeneratör, ısıtıcı içerisindeki basınç dağılımı gösterilmiştir. Burada kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için basınç sıcak silindirde fazladır. Rejeneratör içerisindeki basınç düşüşü rejeneratörün elekli yapısından dolayı meydana gelmektedir



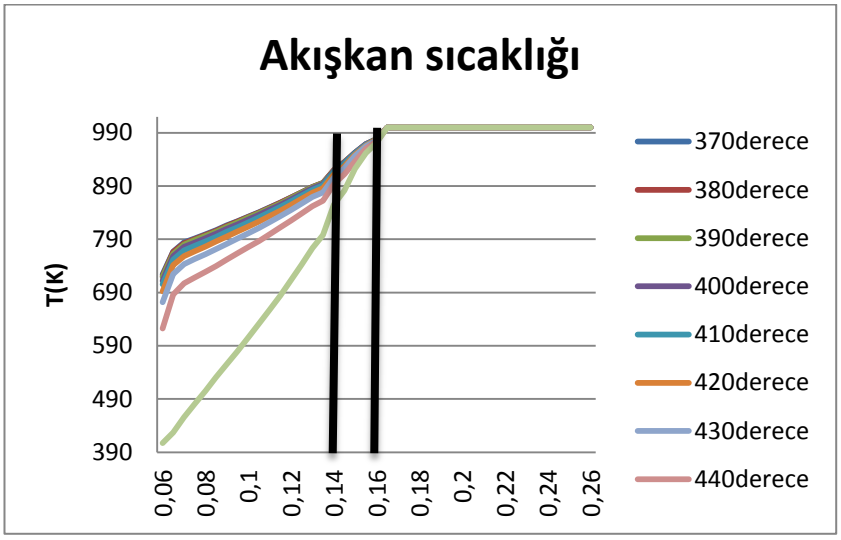
Şekil 6.43. 400° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.44'da 370°, 380°, 390°, 400°, 410°, 420°, 430°, 440°, 450° krank açısındaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki x yönündeki akışkan hızları verilmiştir. Isıtıcı girişinde akışkan hızları krank açısı ilerledikçe artmaktadır. Bunun nedeni sıcak pistonun krank ilerledikçe hızının artmasıdır. Hızın – yönde artması ise akış yönünden dolayıdır. Soğutucu girişindeki hızların artmasının nedeni ise soğuk pistonun krank açısı ilerledikçe hızının düşmesidir.



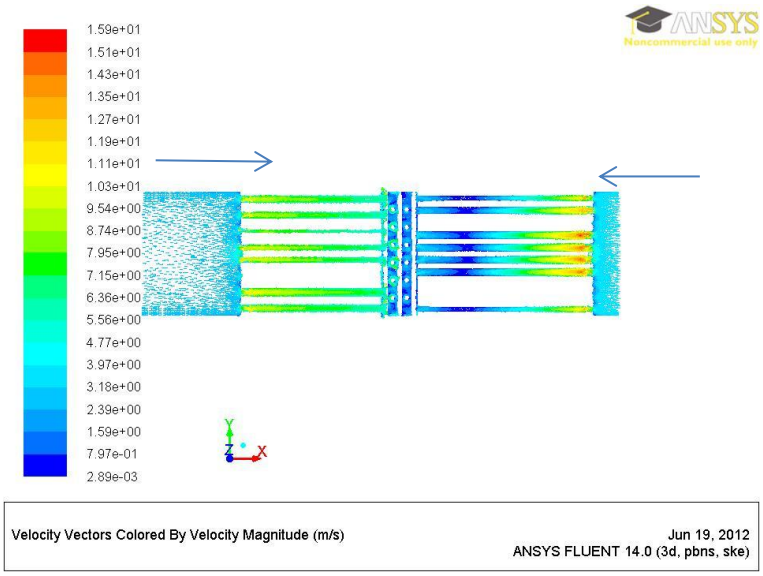
Şekil 6.44. 370°, 380°, 390°, 400°, 410°, 420°, 430°, 440°, 450° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.45'de ise 370°, 380°, 390°, 400°, 410°, 420°, 430°, 440°, 450° krank açılarında akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Motor yeni bir çevrime başladığı için ısıtıcı içeresindeki sıcak akışkanı rejeneratöre doğru ittirmektedir. Rejeneratörde ısısını veren akışkan soğutucuya girmekte ve kranka açısı ilerledikçe ısısını kaybetmektedir.

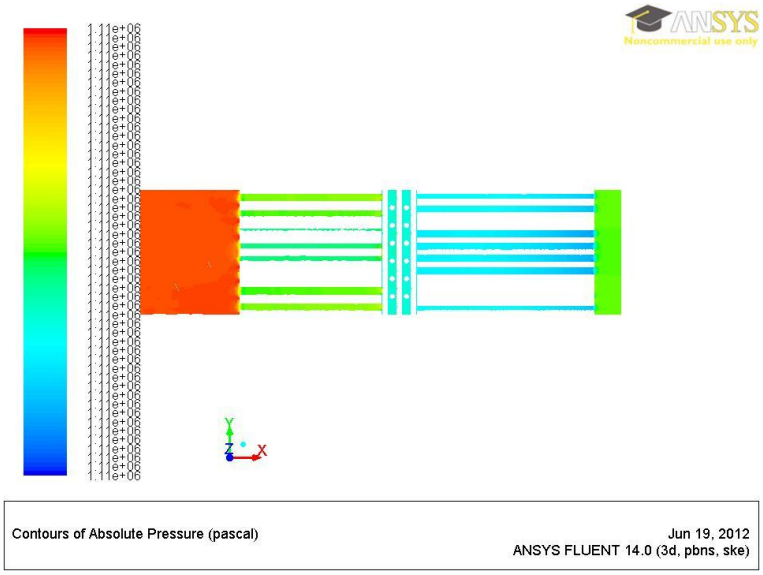


Şekil 6.46. 370°, 380°, 390°, 400°, 410°, 420°, 430°, 440°, 450° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

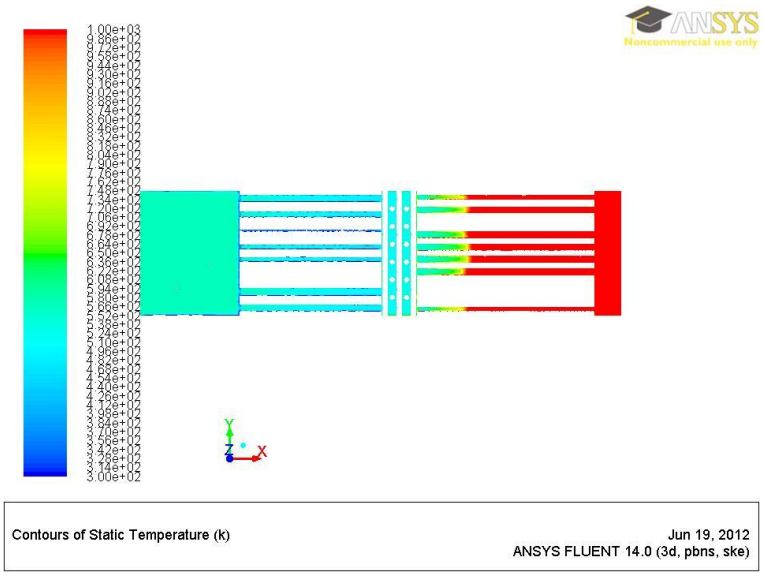
Şekil 6.47, 6.48, 6.49'de krank açısının 480° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 15.89 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açının 480° olduğu konumda sıcak piston 3.479 m/s hız ile ÜÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 2.945 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 480° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1107 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1107037 Pa, minimum basıncı ise 1105807 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olmasına rağmen soğuk piston hızının sıcak piston hızından fazla olmasından dolayı basınç soğuk silindir tarafında fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300. K'dir. Krank açısının bu konumunda soğuk pistonun ittiği akışkan soğutucuda soğutulmakta daha sonra rejeneratörde ısınarak ısıtıcıya girmektedir.



Şekil 6.47. 480° krank açısındaki hız dağılımı

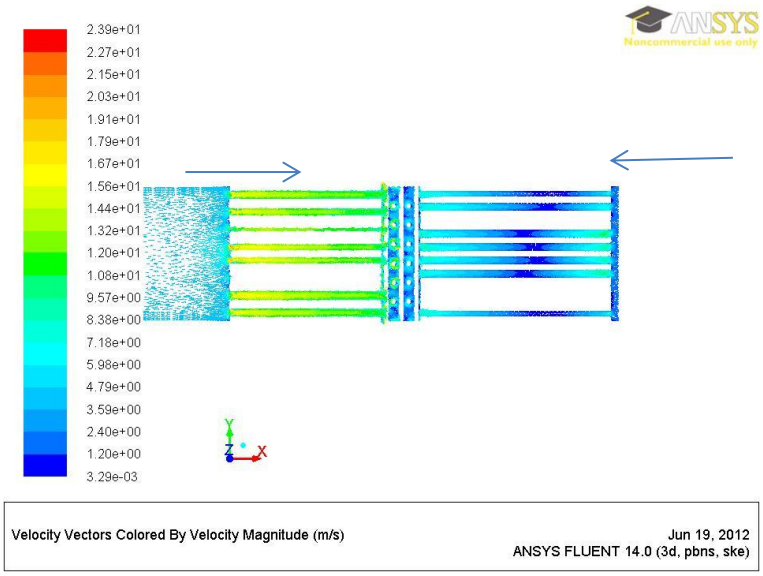


Şekil 6.48. 480° krank açısındaki basınç dağılımı

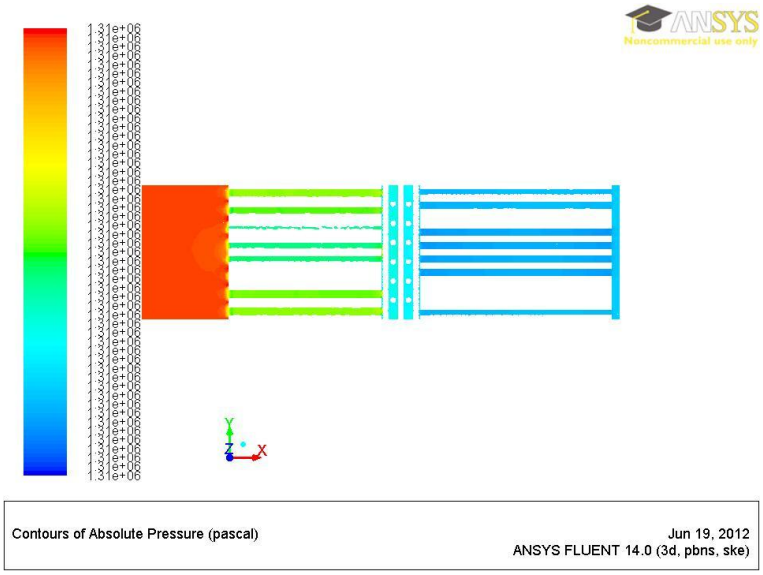


Şekil 6.49. 480° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

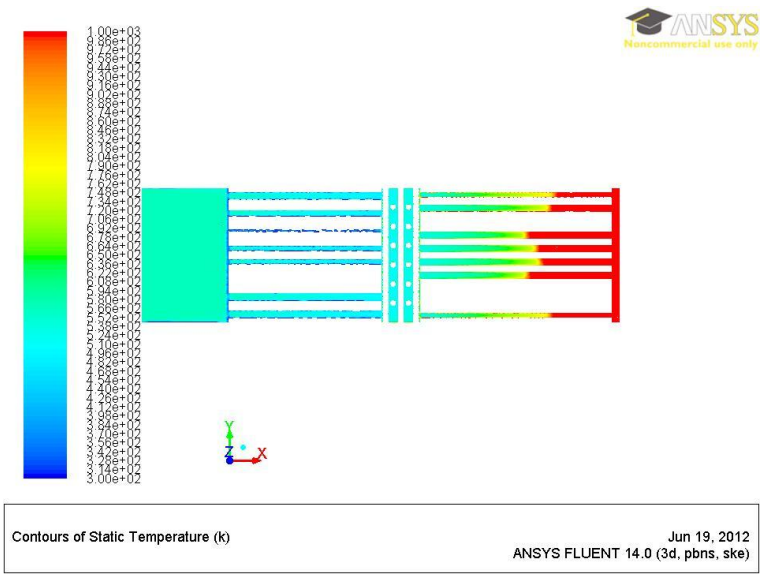
Şekil 6.50, 6.51, 6.52'de krank açısının 510° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 23.92 m/s dir. Hava sıcak silindirden soğuk silindire doğru geçmektedir. Krank açının 510^{o} olduğu konumda sıcak piston 1.767 m/s hız ile ÜÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 4.683 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 510° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1311 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 1311113 Pa, minimum basıncı ise 1307189 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru devam etmesine rağmen soğuk piston hızının giderek artmasından dolayı soğutucu içerisinde basınç fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300 K'dir. Akışkan pistonların karşılıklı olarak birbirlerine doğru gelmesinden dolayı ısıtıcının ortasında yön değiştirmeye başlamıştır. Soğutucuda soğutularak gelen akışkan ısıtıcı içerisinde akışkanı sıcak silindire doğru ittirmektedir.



Şekil 6.50. 510° krank açısındaki hız dağılımı

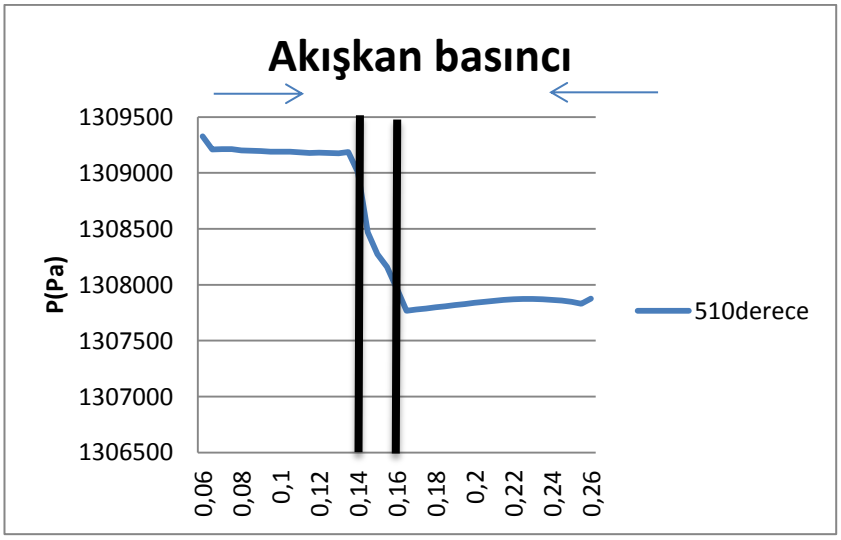


Şekil 6.51. 510° krank açısındaki basınç dağılımı



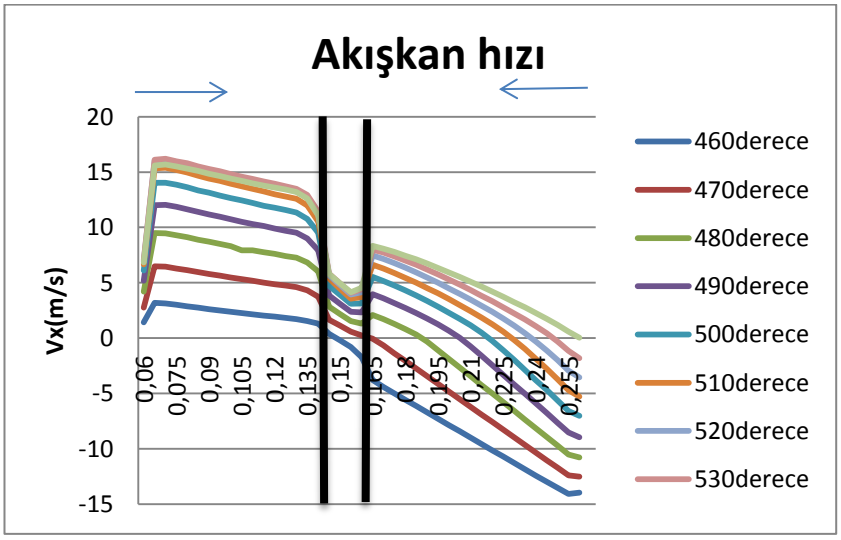
Şekil 6.52. 510° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.53'de ise krank açısının 510° olduğu konumdaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkan basıncı görülmektedir. Bu konumda pistonlar karşılıklı olarak birbirine doğru hareket etmektedir. Soğuk piston hızı sıcak piston hızından yüksek olduğu için basınç soğutucuda fazladır.



Şekil 6.53. 510° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.54'de ise ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu içerisindeki akışkan hızları görülmektedir. Şekil 6.54'de görüldüğü gibi krank açısı ilerledikçe soğuk piston hızı artmakta sıcak piston azalmaktadır. Akışkan ısıtıcı içerisinde krank açısı ilerledikçe yönü değişmektedir.



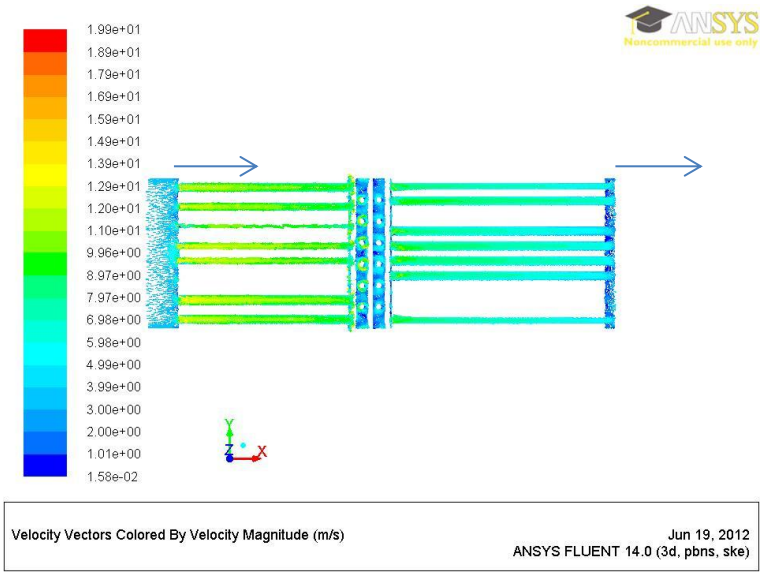
Şekil 6.54. 460°, 470°, 480°, 490°, 500°, 510°, 520°, 530°, 540° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.55'de ısıtıcı, rejeneratör ve soğutucu içerisindeki akışkan sıcaklıkları görülmektedir. Bu konum aralıklarında sıcak ve soğuk pistonlar ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Bundan dolayı sıcak piston sıcak silindirdeki sıcak havayı, soğuk piston ise soğuk silindir içerisindeki soğuk havayı karşılıklı olarak itmektedir. Krank açısı ilerledikçe soğuk piston hızı arttığı için soğutucudan daha çok akışkan ısıtıcıya girmektedir.

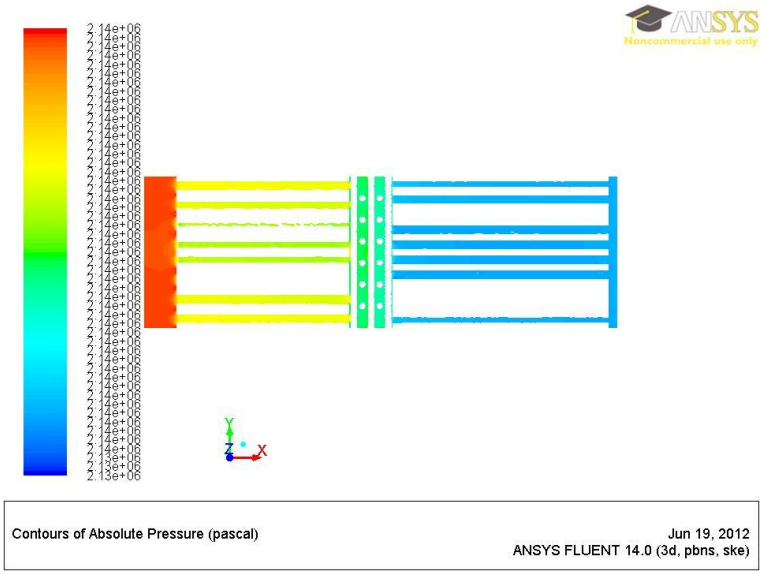


Şekil 6.55. 460°, 470°, 480°, 490°, 500°, 510°, 520°, 530°, 540° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

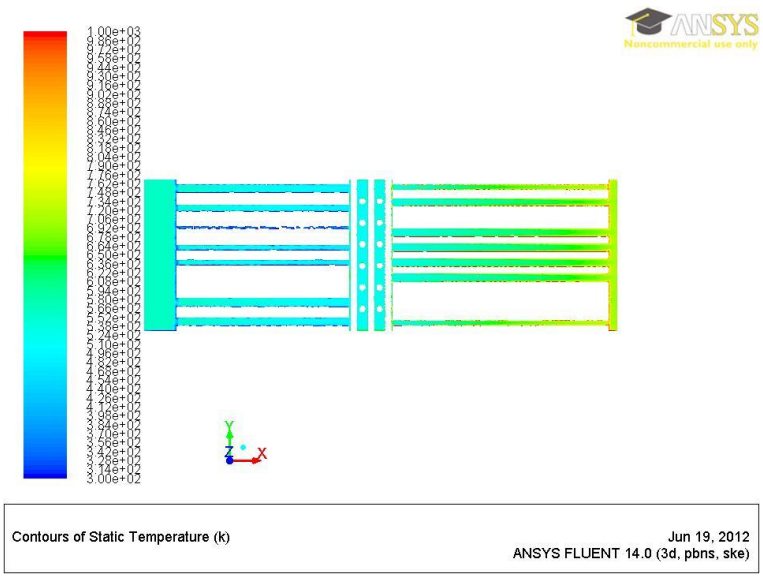
Şekil 6.56, 6.57, 6.58 Krank açısının 570° olduğu konumdaki içinde hava olan Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 19.9 m/s dir. Hava soğuk silindirden sıcak silindire doğru geçmektedir. Krank açının 570° olduğu konumda sıcak piston 1.767 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 3.479 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 570° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 2140 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2140172 Pa, minimum basıncı ise 2134725 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300. K'dir.



Şekil 6.56. 570° krank açısındaki hız dağılımı

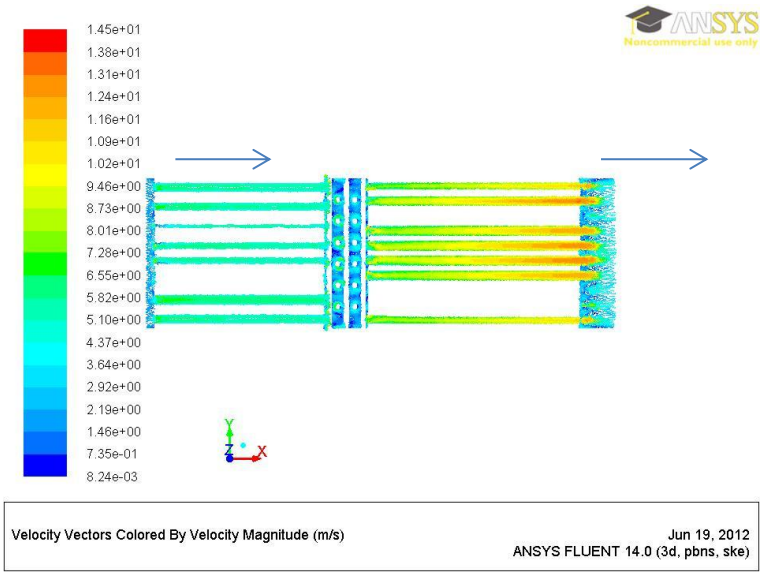


Şekil 6.57. 570° krank açısındaki basınç dağılımı

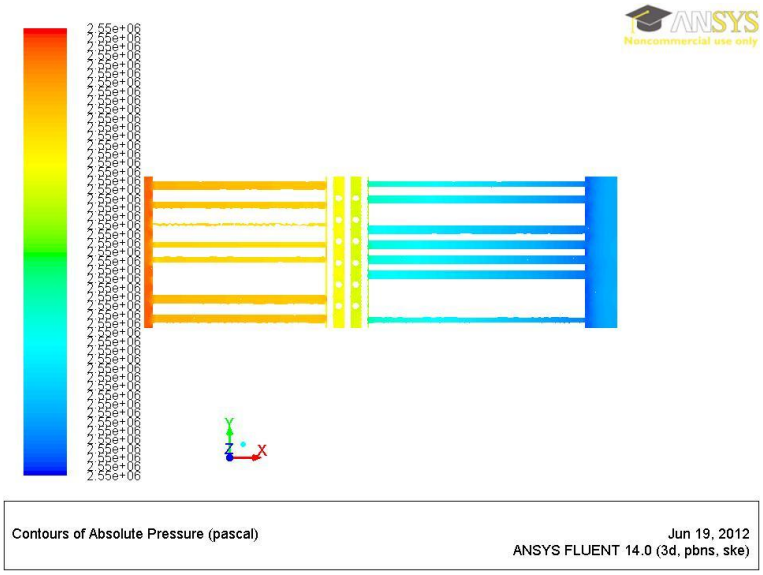


Şekil 6.58. 570° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

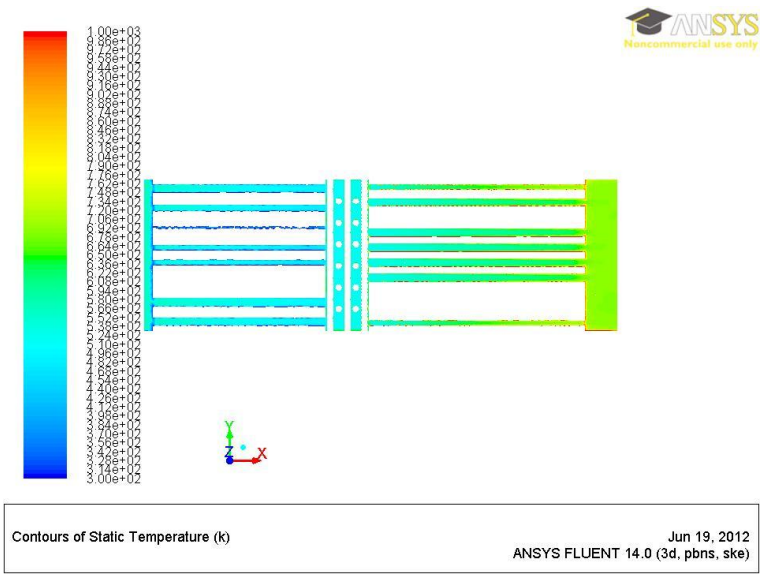
Şekil 6.59, 6.60, 6.61 Krank açısının 600° olduğu konumdaki içinde hava olan Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 14.54 m/s dir. Hava soğuk silindirden sıcak silindire doğru geçmektedir. Krank açının 600° olduğu konumda sıcak piston 3.479 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 1.767 m/s hız ile ÜÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 600° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 2554 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2554359 Pa, minimum basıncı ise 2549907 Pa dır. Kütle geçişi soğuk silindirden sıcak silindire doğru olduğu için soğuk silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300. K'dir. Ulaşılan maksimum sıcaklığın ısıtıcılı borunun orta konumunda olmasının sebebi sıcak pistonun ÜÖN'ya soğuk silindirin ise AÖN'ya doğru hareket etmesidir.



Şekil 6.59. 600° krank açısındaki hız dağılımı

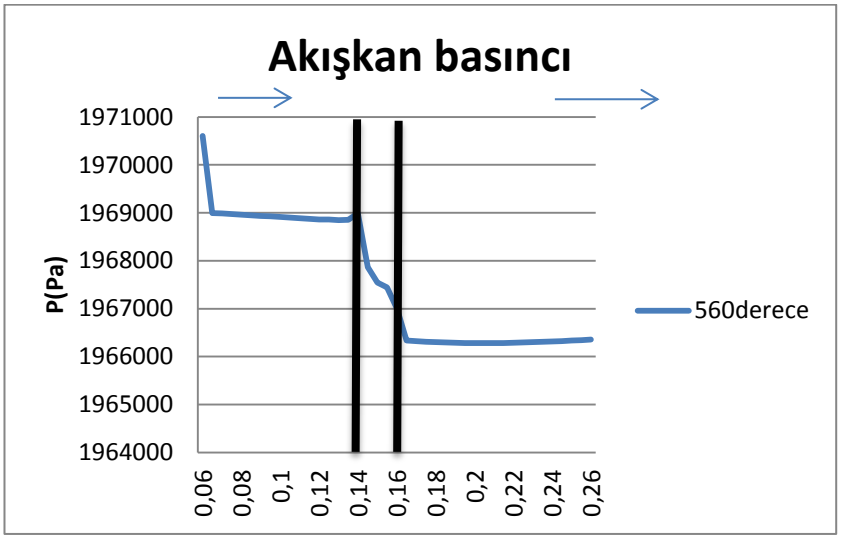


Şekil 6.60. 600° krank açısındaki basınç dağılımı



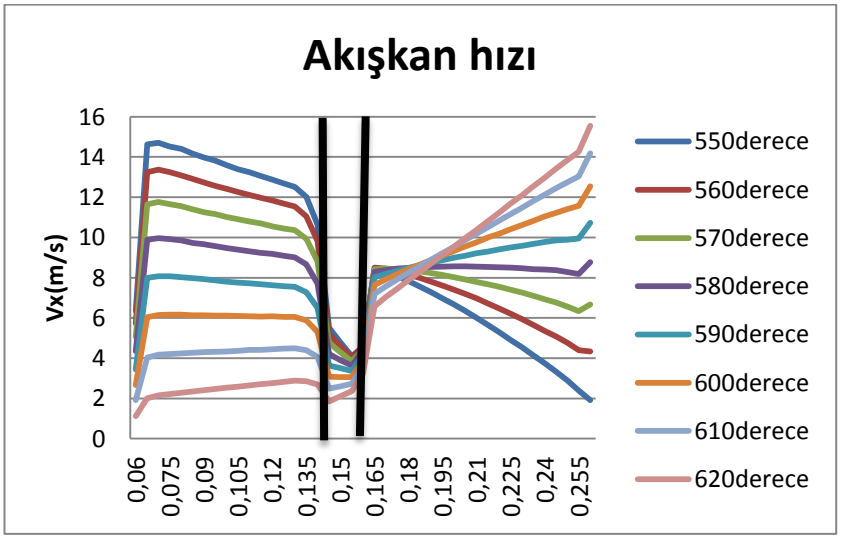
Şekil 6.61. 600° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.62'de krank açısının 560° derece olduğu konumdaki motor içerisindeki basınç dağılımı görülmektedir. Motor bu krank açısında iken soğuk piston ÜÖN'ya sıcak piston ise AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Bundan dolayı soğutucu kısmındaki basınç ısıtıcı kısmındaki basınçtan daha yüksektir.



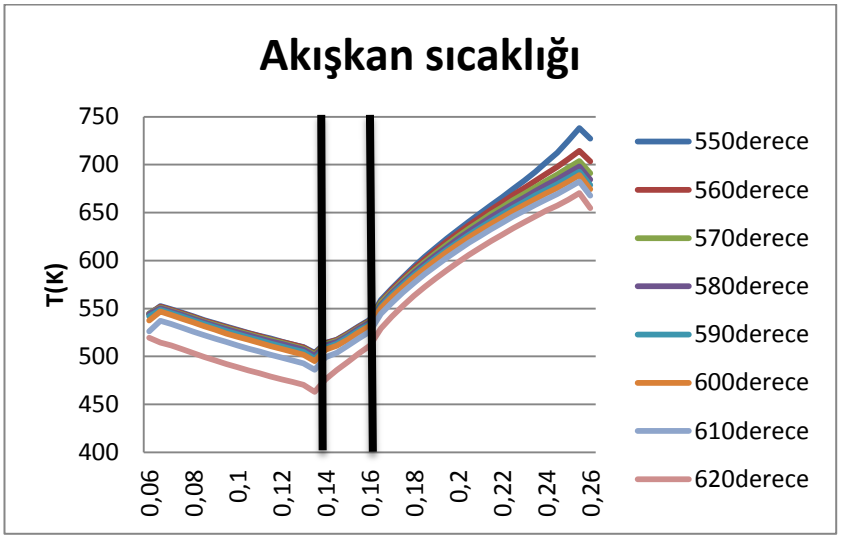
Şekil 6.62. 560° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.63'de 550°, 560°, 570°, 580°, 590°, 600°, 610°, 620° krank açılarındaki motor içerisindeki akışkan hızları görülmektedir. Krank açısı ilerledikçe soğuk piston hızı düşmekte sıcak piston hızı ise artmaktadır. Bu konum aralığında akışkan soğuk taraftan sıcak tarafa doğru geçmektedir.



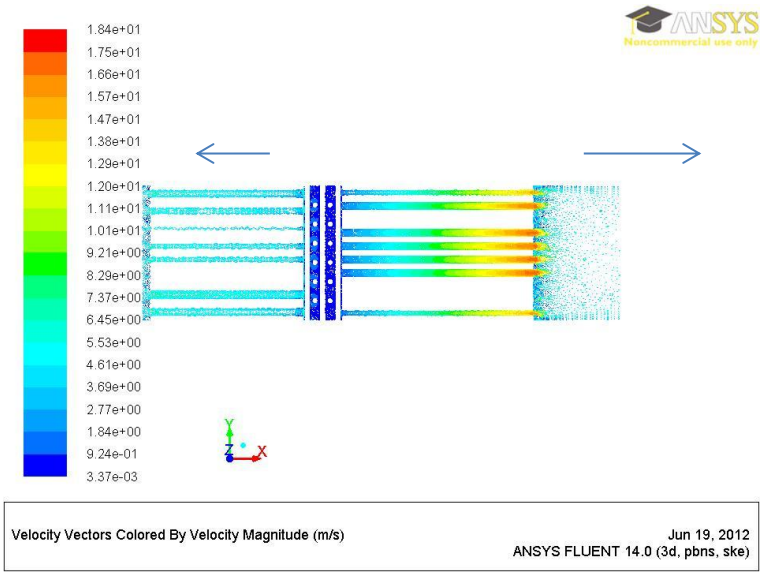
Şekil 6.63. 550°, 560°, 570°, 580°, 590°, 600°, 610°, 620° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.64'de 550°, 560°, 570°, 580°, 590°, 600°, 610°, 620° krank açılarındaki ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör içerisindeki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Krank açısı ilerledikçe akışkan soğutucu içerisinde soğutulmakta, ısıtıcı içerisinde ısıtılarak sıcak silindire doğru itilmektedir.

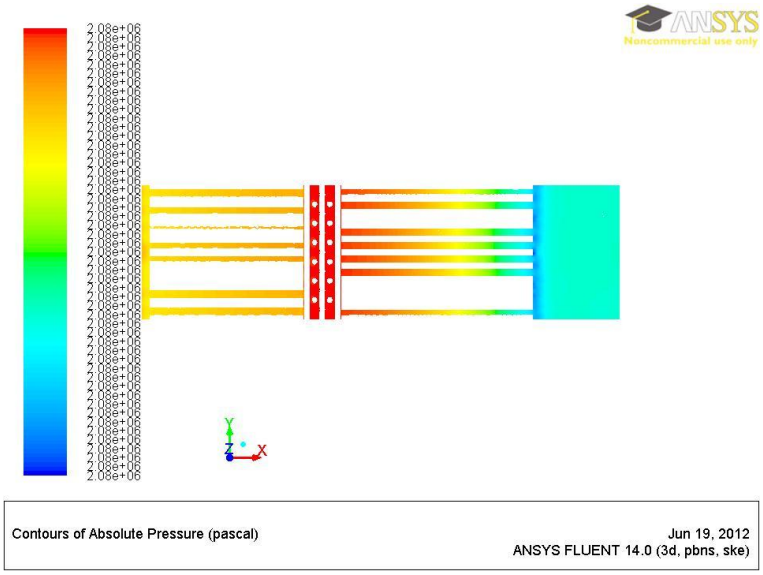


Şekil 6.64. 550°, 560°, 570°, 580°, 590°, 600°, 610°, 620° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

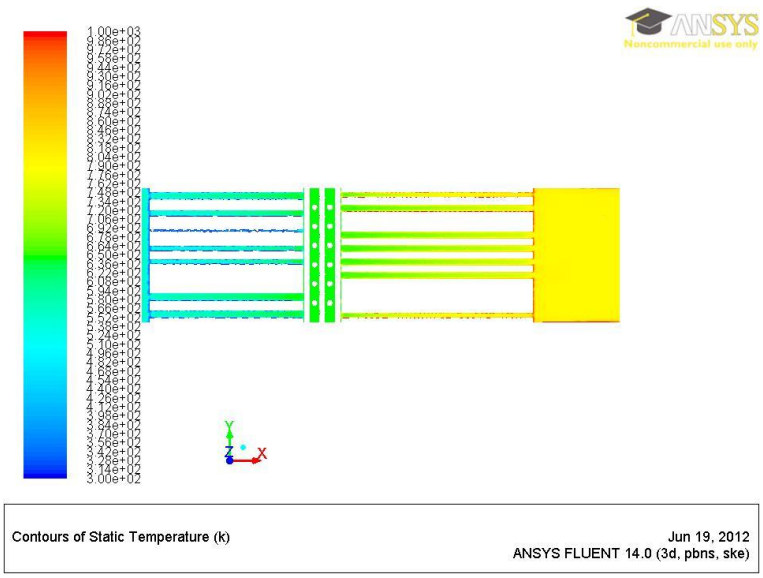
Şekil 6.65, 6.66, 6.67'de krank açısının 660° olduğu konumdaki içinde hava olan Stirling motorunun hız, sıcaklık ve basınç dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 18.41 m/s dir. Krank açının 660^{o} olduğu konumda sıcak piston 4.683 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 1.767 m/s hız ile AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 660^{o} olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 2083 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2083368 Pa, minimum basıncı ise 2081253 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300 K'dir. Bu konumda her iki piston AÖN'ya doğru hareket ettiği için rejeneratör içerisinde akışkan hızı en düşük seviyededir. Sıcak piston hızı soğuk piston hızından fazla olduğu için ısıtıcı içerisindeki akışkan hızı yüksektir.



Şekil 6.65. 660° krank açısındaki hız dağılımı

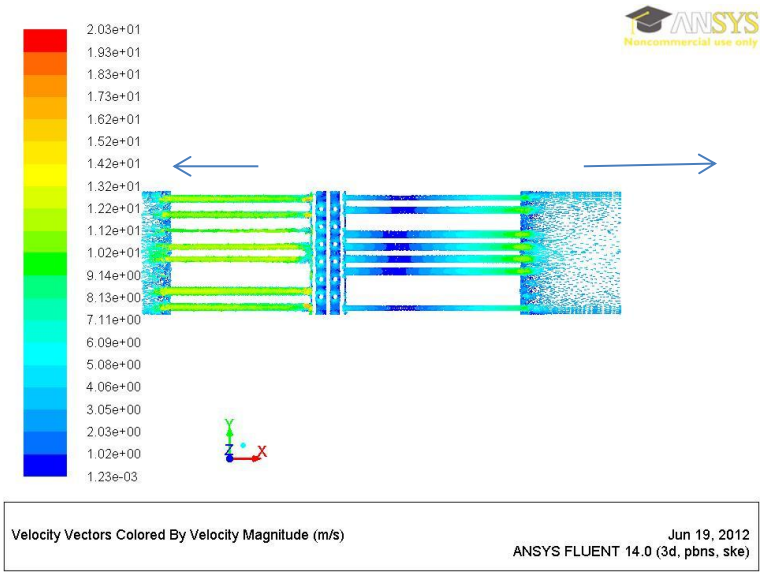


Şekil 6.66. 660° krank açısındaki basınç dağılımı

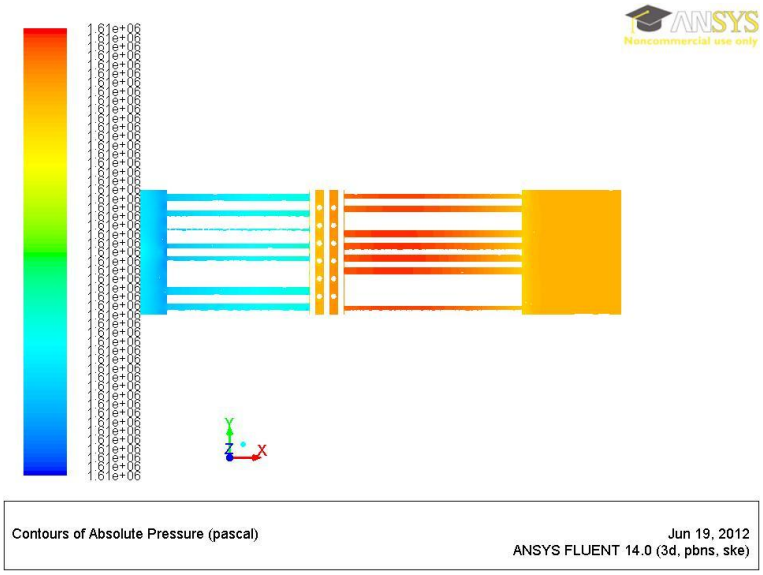


Şekil 6.67. 660° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

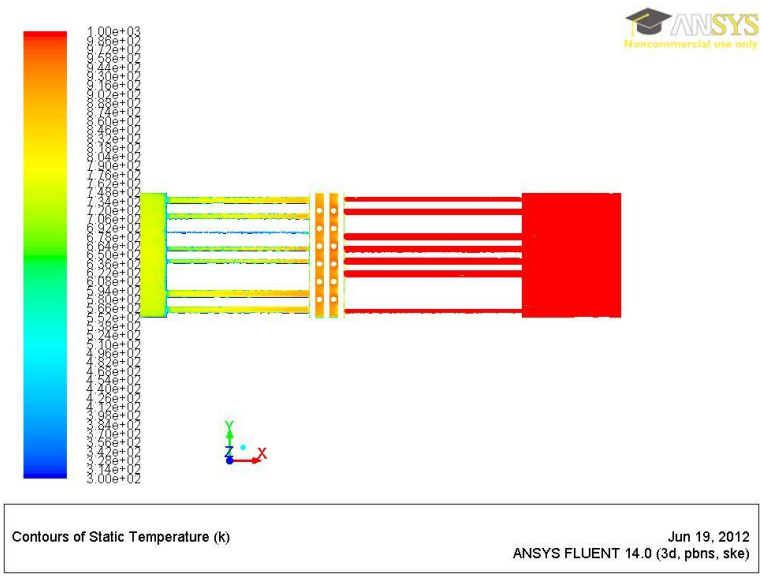
Şekil 6.68, 6.69, 6.70 Krank açısının 690° olduğu konumdaki Stirling motorunun hız, basınç ve sıcaklık dağılımı görülmektedir. Burada havanın ulaştığı maksimum hız 18.41 m/s dir. Krank açının 690° olduğu konumda sıcak piston 2.945 m/s hız ile AÖN'ya gelmektedir. Soğuk piston hızı ise 3.479 m/s hız ile AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Krank açısının 690° olduğu konumda Stirling motorunun ortalama basıncı 1611 kPa dır. Motorun bu konumdaki maksimum basıncı 2083368 Pa, minimum basıncı ise 2081253 Pa dır. Kütle geçişi sıcak silindirden soğuk silindire doğru olduğu için sıcak silindirdeki akışkan basıncı daha fazladır. Bu konumda sabit yüzey sıcaklığında olan ısıtıcıdan geçen havanın ulaştığı maksimum sıcaklık 1000 K, minimum sıcaklık ise 300 K'dir.



Şekil 6.68. 690° krank açısındaki hız dağılımı

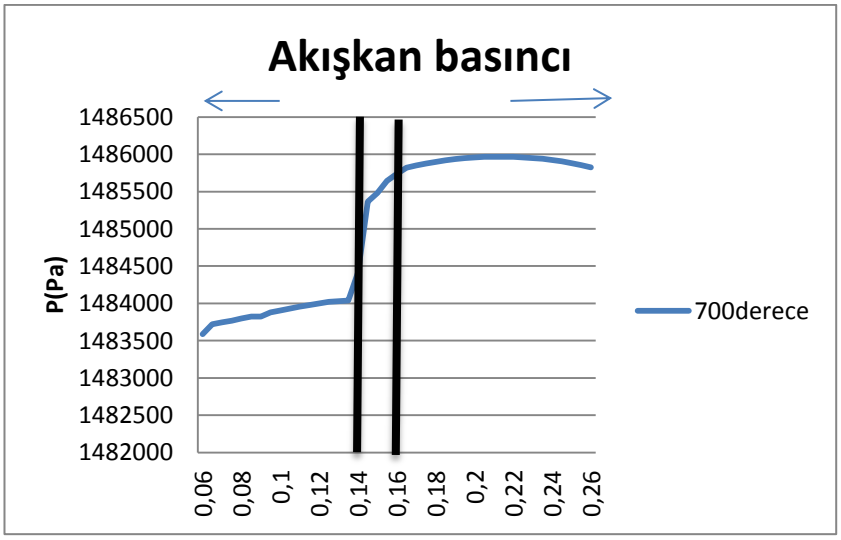


Şekil 6.69. 690° krank açısındaki basınç dağılımı



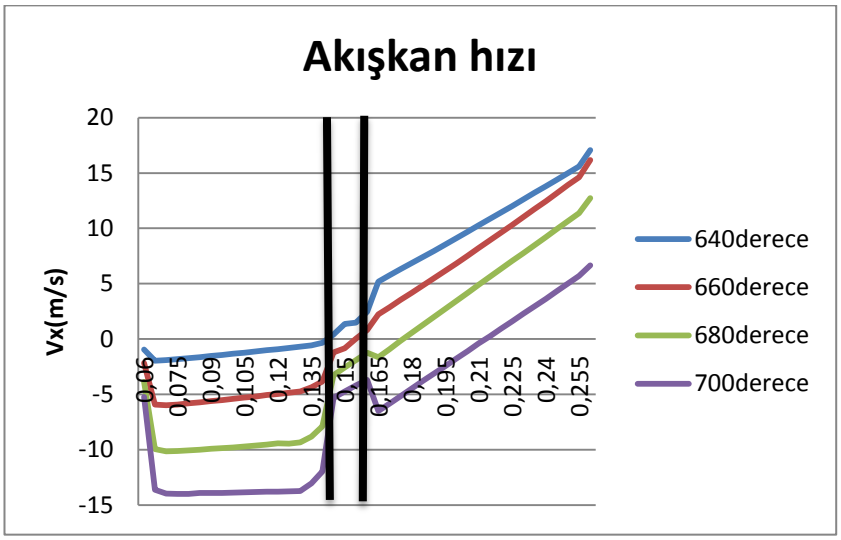
Şekil 6.70. 690° krank açısındaki sıcaklık dağılımı

Şekil 6.71'de krank açısının 700° derece olduğu konumdaki soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki basınç dağılımı görülmektedir. Motor bu konumda iken pistonlar AÖN'ya doğru hareket etmektedir. Isıtıcı içerisindeki sıcaklıktan dolayı ısıtıcı içerisindeki basınç soğutucuya göre yüksektir.



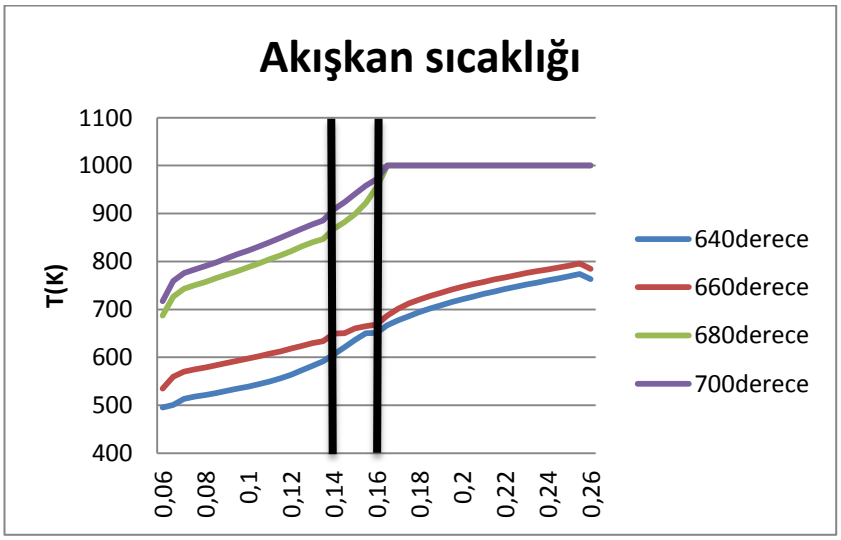
Şekil 6.71. 700° krank açısındaki akışkan basıncı

Şekil 6.72'de ise 640°, 660°, 680°, 700° krank açılarındaki akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkan hızları görülmektir. Krank açısı ilerledikçe sıcak piston yavaşlamaya, soğuk piston ise hızlanmaya doğru hareket etmektedir.



Şekil 6.72. 640°, 660°, 680°, 700° krank açısındaki x yönündeki akışkan hızları

Şekil 6.73'de 640°, 660°, 680°, 700° krank açılarındaki akışkanın soğutucu, rejeneratör ve ısıtıcı içerisindeki akışkan sıcaklıkları görülmektir. Burada tasarlanan ısıtıcıda akışkan maksimum sıcaklığa ulaşmaktadır. Bunun nedeni ısıtıcı içerisinde akışkan hızının yavaşlamasıdır.



Şekil 6.73. 640°, 660°, 680°, 700° krank açısındaki akışkan sıcaklıkları

6.2. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Rejeneratif çevrimle çalışan Stirling motorları üzerine icadından bugüne birçok araştırma yapılmıştır. Ancak yapılan çalışmalar içten yanmalı motorlar karşısında geri planda kalmıştır.

Bu tez çalışmasında, borulu tip ısı değiştiricili alfa tipi Stirling motoru tasarlanmış önce 1000 K ısıtıcı ve 300 K soğutucu sıcaklığında izotermal analizi daha sonra da üç boyutlu sayısal analizi yapılmıştır. Tasarım için ilk olarak mevcut yapılmış motorlar incelenmiş daha sonra literatüre uygun olarak 1.5 kW güç üretebilecek motor boyutlandırması yapılmıştır. Motorun şarj basıncı 1000 kPa olarak düşünülmüştür.

Isıtıcı ve soğutucu boru dizilişleri için ısı eşanjörleri için verilmiş olan diziliş kuralları incelenmiş yapılan sayısal analiz sonucunda en uygun boru dizilişi bulunmuştur. Böylece motor içerisindeki iş akışkanı ısıtıcı içerisinde 1000 K, soğutucu içerisinde 380 K sıcaklığa kadar gelmektedir.

Yapılan sayısal analiz ile her bir krank açısına ait grafikler çıkartılmış aracı akışkanın ısı alıp vermesi incelenmiştir. Bu analizde akış alanlarının modellemesinde sayısal akışkanlar dinamiği paket programlarından yararlanılmıştır. Bu çalışma, karmaşık yapıdaki problemlerin çözümü için yüksek maliyet ve zaman gerektiren deney sistemleri kurmak yerine, sayısal akışkanlar mekaniği paket programları kullanılarak az bir maliyetle ve kısa zamanda çözülebileceğini göstermiştir.

Isıtıcı, soğutucu ve rejeneratör arasındaki hacim dağılım yapılırken ölü hacmin motor performansına olan etkisi göz önüne alınmış, ölü hacmin çoğunluğu ısıtıcıya verilmiştir. Sayısal analizde aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Havaya yerine ısı iletkenlikleri ve ısı depolama katsayıları yüksek olan helyum gazı kullanılırsa elde edilen grafiklerde iyileşme olacağı düşünülmektedir.

Elde edilen sonuçlar aracı akışkanın ısıtıcı ve soğutucu boru içerisinde düzgün bir şekilde ısıtılıp soğutulduğunu göstermektedir.

Rejeneratör rejeneratörün gözeneklilik oranı literatüre uygun olarak 0.7 alınarak tasarlanmıştır. Rejeneratörün yüzey sıcaklığı 650 K olarak alınmıştır. Aracı akışkanın rejeneratör içerisinde lineere yakın bir şekilde ısıtılıp soğutulduğu görülmüştür. Rejeneratör malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır. İleriki çalışmalarda ısı transferi farklı olan malzemelerin kullanılması düşünülebilir.

Sayısal analizde türbülans modeli olarak boru içerisinde akış modellemesi olduğu için k-ε kullanılmıştır. Tasarlanan borulu tip ısı değiştiricili Stirling motorunun sayısal olarak performans testleri yapılmış fakat deneysel olarak testi yapılmamıştır. Yapılan bu çalışmanın bir sonraki adımda deneysel veriler ile birleştirilmesi gerekmektedir.

Yapılan sayısal analiz ile ısıtıcı, soğutucu ve rejeneratör içerisindeki akışkanın hız, sıcaklık ve basınç dağılımı çıkarılmıştır.

KAYNAKLAR

1. Okyay, Y., "Kütahya koşullarında fotovoltaik sistemin deneysel incelenmesi ve ekonomik analizi", Yüksek Lisans Tezi, ***Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 10-18 (2006).

2. Akkaya, S., "Yenilenebilir enerji kaynaklarının Türkiye açısından önemi ve bir rüzgar enerjisi uygulaması", Yüksek Lisans Tezi, ***Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Elazığ, 1-8 (2007).

3. Yücesu, H. S.,"Küçük güçlü güneş enerjili bir stirling motoru tasarımı", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 27-28 (1996).

4. Meijer, R. J., "The philips stirling thermal engine", Thesis, ***Technische Hogeschool Delft***, 99-103 (1960).

5. Finkelstein, T., Organ, A. J., "Air Engines The History, Science, and Reality of the Perfect Engine", ***ASME Press***, New York, 1-30 (2001).

6. Walker, G., "Stirling Engines", ***Clarendon Press***, Oxford, 47-71, 73-103, 107-121, 124-156, 160-199, 203-233, 254-287 (1980).

7. Çınar, C., "Gama tipi bir Stirling motorunun tasarımı imali ve performans analizi", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 4-50 (2001).

8. Kongtragool, B, Wongwises, S., "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines", ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, 7(2): 131-154 (2003).

9. Percival, W. H., "Historical Review of Stirling Engine Development in the United States From 1960 to 1970", ***ERDA***, No. NASA CR-121097, (1974).

10. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Koca, A., "Manufacturing and testing of a V-type stirling engine", ***Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences***, 24(2): 71-76 (2000).

11. Özgören, Y. Ö., "Stirling motorlarında ısı kayıplarının azaltılması için termal bariyer kullanımı", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 4-54 (2004).

12. Simetkosky, M., Mod I Automotive Stirling Engine Mechanical Development . ***SAE Paper***, No: 840462, (1985).

13. Tew, R., Jefferies, K. And Miao, D., "A Stirling Engine Computer model for performance calculations", ***Prepared for U.S. department of Energy***, USA, DOE/NASA/1011-78/24,1-50(1978)

14. Organ, A., J., "Thermodynamic analysis of the Stirling cycle machine a review of the literatüre", **Proceeding Int. Mech. Engineers, ImechE**, 201(6),381-402(1987)

15. Walker, G., "Cycle analysis for Stirling refrigerator with multiple expansion stages, perject regeneration and isothermal processes", ***Int. Journal of Refrigeration***, 13(1):13-19(1990)

16. Bergmann, C., Parise, J., "Numerical Prediction of the Instantaneous Regenerator and In-Cylinder Heat Transfer Of a Stirling Engine", ***Int. Journal of Energy***, 15:623-635(1991)

17. Rix, D., H., "Thermodynamic and detail design of a 0.5 kW Stirling engine for domestic scale cogeneration", ***IMechE***, 209(A1):19-26(1995)

18. Ladas, H., G., İbrahim, O., M., "Finite-Time thermodynamics of the Stirling engine", ***Proceeding of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference***, Orlando, USA,3:431-436(1995)

19. Costea M, Petrescu, S., Harman, C., "The effect of irrevesiblities on solar Stirling engine cycle performance". ***Energy conversion and management***, Pergamon, 40:1723-1731(1999)

20. Erbay, L., B., Yavuz, H., Analysis of the Stirling heat engine at maximum power conditions", ***Journal of energy,*** Pergamon,22(7):645-650(1997)

21. Demiralp, M., "Gama tipi bir Stirling motorun tasarımı ve imalatı", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 1-9 (2000).

22. Çınar, C., Karabulut, H., Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine, ***Renewable Energy***, 30(1): 57-66 (2005)

23. Çınar, C., Yucesu, H.S., Topgul, T., Okur M., **"**Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure***", Aplied energy***, 81 (4): 351-357 (2005).

24. Kongtragool, B., Wongwises, S., "Performance of a twin power piston low temperature differential stirling engine powered by a solar simulator", ***Solar Energy***, 81(7): 884-895, (2007).

25. Kongtragool, B., Wongwises, S., "Performance of low-temperature differential stirling engines***"***, ***Renewable Energy***, 32(4): 547-566, (2007.

26. Kongtragool, B., Wongwises, S., "A four power-piston low-temperature differential stirling engine powered using simulated solar energy as a heat source", ***Solar Energy***, 82(6): 493-500, (2008)

27. Tavakolpour, A. R., Zomorodian, A., Golneshan, A. A., "Simulation, construction and testing of a two-cylinder solar Stirling engine powered by a flat-plate solar collector without regenerator", ***Renewable Energy***, 33(1): 77-87 (2008).

28. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., "The investigation of the effect of thermal barrier coating on the performance of Stirling engine", ***Int. J. Energy Res.***, 33: 267–273 (2009).

29. Karabulut, H., Yücesu, H. S., Çınar, C., Aksoy, F., "An experimental study on the development of a b-type Stirling engine for low and moderate temperature heat sources", ***Applied Energy***, 86: 68–73 (2009).

30. Karabulut, H., Çınar, C., Öztürk, E., Yücesu, H.S., "Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism", ***Renewable Energy*** ,35: 138–143 (2010).

31. Çınar, C., Koca, A., Karabulut, H., "Farklı Çalışma Gazlarının Stirling Motorunun Performansına Etkilerinin Deneysel olarak incelenmesi", ***Gazi Ün. Müh. Mim. Fak. Der.***, 20:247-250 (2005).

32. Çetinkaya, S., "Gaz Türbinleri", ***Nobel Yayın Dağıtım***, Ankara, 33-37, 45-46 (1999).

33. Tekin, Y., "Stirling Çevrimi ile çalışan V-Tipi Soğutucunun Termodinamik Analizi", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 27-28 (2006).

34. Rogdakis, E. D., Bormpilas, N. A., Koniakos, I. K. "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines", ***Energy Conversion and Management***, 45(4): 575-593 (2004).

35. Boucher, J., Lanzetta, F., Nika, P., "Optimization of a dual free piston Stirling engine**", *Applied Thermal Engineering***, 27(4): 802-811 (2007).

36. Lane, N. W., Beale, W. T., "Free-Piston Stirling Design Features", ***Presented at Eighth International Stirling Engine Conference***, University of Ancona, Italy (1997).

37. Thombarea, D. G., Vermab, S. K., "Technological development in the Stirling cycle engines", ***Renewable and Sustainable Energy Reviews,*** 12: 1–38 (2008).

38. Neill, W. L., "Commercialization Status of Free-piston Stirling Machines, ***12th International Stirling Engine Conference***, Durham, UK (2005).

39. Aksoy, F., "Bir Stirling Motoruna Güneş Enerjisi Uygulaması**"**, Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 27-28 (2011).

40. Shendage, D. J., Kedare, S. B., Bapat, S. L., "An analysis of beta type Stirling engine with rhombic drive mechanism", ***Renewable Energy***, 36(1): 289-297 (2011).

41. Yüncü, H., Kakaç, S., "Temel ısı transferi" ***Bilim Kitabevi***, Ankara, 180-188 (1999).

42. Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., "Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları", Çev. Editörü, Tahsin Kaya, ***Güven Bilimsel***, İzmir, 399- 456 (2008).

43. Fluent Incorporated, "FLUENT 6.3 user's guide", ***Fluent Inc***., Lebanon 1000-1864 (2006).

44. Karagöz, İ., "Sayısal analiz ve mühendislik uygulamaları", ***Nobel Yayın***, Ankara, 39-82 (2008).

45. Özışık, M.N., "Heat transfer a basic approach", ***McGraw-Hill Book Company***, New York, 35-56 (1985).

46. Launder, B.E., Spalding, D.B., "Lectures in mathematical models of turbulence", ***Academic Press***, London, 50-150 (1972).

47. Versteeg, H.K., Malalasekera, W., "Computational fluid dynamics", ***Pearson Prentice Hall***, London, 102-157 (1995).

48. Seçilmiş, M., "Sonlu hacimler yöntemiyle çok ağlı sistemde iki boyutlu, sıkıştırılamaz ve laminer akış probleminin çözümü ve incelenmesi", Doktora Tezi, ***Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Kocaeli, 66-73 (2003).

49. Kayataş, N., "İç İçe Borulu Bir Isı Degiştiricisinde Isı Transferinin Iyileştirilmesinin Nümerik Olarak Incelenmesi", Y. Lisans Tezi, ***Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Kayseri, 29-32 (2003).

50. Forgo, L., "Some Extra High Capacity Heat Exchangers of Special Design in Heat Exchanger", ***N.H. Afgan and EU Schliinder***, Hemisphere, Washigton, 101-120 (1974).

51. Iwamoto I., Toda F., Hirata K., Takeuchi M., Yamamoto T. Comparison of lowand high temperature differential Stirling engines". ***Int Proceedings of the 8th International Stirling Engine Conference***, 29-38 (1997).

52. Kongtragool B, Wongwises S. "Performance of a twin power piston low temperature differential Stirling engine powered by a solar simülatör", ***Solar Energy,*** 2007;81:884-95 (2007).

53 Kongtragool B, Wongwises S. "Performance of low-temperature differential Stirling engines", ***Renewable Energy***, 32:547-66 (2007).

54. Kongtragool B, Wongwises S. "A four power-piston low-temperature differential Stirling engine using simulated solar energy as a heat source", ***Solar Energy*** (2008).

55. Hirata, K., Iwamoto, S., Toda, F. and Hamaguchi, K. "Performance evaluation for a 100W Stirling engine". ***In: Proceedings of 8th International Stirling Engine Conference*** (ISEC 97003), Ancona, Italy, 19-28 (1997)

56. Batmaz İ, Üstün S. "Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters", ***Applied Energy,*** 85:1041-9 (2008).

57. Borat, O., Balcı, M., Sürmen, A., "Motorlar Cilt-1", ***G.Ü. Teknik Eğitim Vakfı Yayınları***, Ankara, 27-37 (1993).

60. Ataer, Ö., E., "Numerical Analysis of Regenerator of Free-Type Stirling Engines Using Lagrangian Formulation", ***Journal of Refrigeration***, 25, 640-652 (2002).

61. Ataer, Ö., E., "An Approach to the analysis of regenerators of Stirling-cycle machines", ***International Journal of Refrigeration***, 15:263-269 (1992).

62. Koca, A., "V Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmali", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 1-49 (1997).

63.Baysal, E., "Eşmerkezli Borulu Isı Değiştiricilerinde Helisel Türbülatörlerin Etkilerinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi", Doktora Tezi, ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Ankara, 38-70 (2009).

64. El-Ehwany, A., A., Hennes, G.,M., Eid, E., L., Kenany, E., E., "Experimental investigation of the performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water tube bank used as a heater or cooler in alpha-type Stirling machines", ***Renewable Energy***, 36 488-497(2011)

65. El-Ehwany, A., A., Hennes, G.,M., Eid, E., L., Kenany, E., E., "Development of the performance of an alpha-type heat engine by using elbow-bend transposed-fluids heat exchanger as a heater and a cooler", ***Energy Conversion and Management***, 52 1010–1019(2011)

66. Tekin, Y., Ataer, Ö.E. "Performance of V-type Stirling-cycle refrigerator for different working fluids", ***International Journal Of Refrigeration*** ,33 12-18 (2010)

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖNDER, Murat

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 03.02.1980 Ankara

Medeni hali : Bekar

Telefon : 0 (312) 485 11 24

Faks : 0 (312) 485 11 24

e-mail : muratonder@yahoo.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi /End. Tek. Eğt. A.B.D.	2006
Lisans	Niğde Üniversitesi/Makine Müh.	2002
Lise	Özel Alp Lisesi	1997

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2003-….	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1.Önder, M., Yavuzcan, H.G., "Yatay Eksenli Türbin Kanadının Bilgisayar Destekli Tasarımı", Gazi Üniversitesi Endüstriyel Sanatlar Eğitim Fakültesi Dergisi (22): 1-11. Ankara, 2008

2. Şık, A., Ertürk, İ., Önder, M., "AA2024 Alüminyum Alaşımının Sürtünme Karıştırma Kaynağında Farklı Parametrelerin Mekanik Özelliklere Etkisinin İncelenmesi", Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi (16): 139-147. Denizli., 2010.

3. Şık, A., Önder, M., "Comparison between mechanical properties and joint performance of AA 2024-O aluminum alloy welded by friction stir welding and TIG processes" . Kovové materiály - Metallic Materials, 50, 2011.

Hobiler

Avcılık, Doğa yürüyüşü