



**GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN ISI
POMPALARININ ENERJİ VE EKSERJİ
VERİMLERİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Faraz AFSHARI

**Doktora Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı
Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI
2016
Her Hakkı Saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DOKTORA TEZİ

**GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN ISI POMPALARININ ENERJİ
VE EKSERJİ VERİMLERİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Faraz AFSHARI

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Termodinamik Bilim Dalı**

**ERZURUM
2016**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü
TEZ ONAY FORMU



GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN ISI POMPALARININ ENERJİ ve EKSERJİ
VERİMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Prof.Dr. Ömer ÇOMAKLI danışmanlığında, Faraz AFSHARİ tarafından hazırlanan bu çalışma, 29/11/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı'nda Doktora tezi olarak **oybirliği** ile kabul edilmiştir.

Başkan: Prof.Dr. Ömer ÇOMAKLI

İmza :

Üye : Prof.Dr. Fatih SEVİM

İmza :

Üye : Prof.Dr. Kenan YAKUT

İmza :

Üye : Doç.Dr. Haydar KÜÇÜK

İmza :

Üye : Doç.Dr. Mehmet KAYA

İmza :

Üye : Yrd.Doç.Dr. Şendoğan KARAGÖZ

İmza :

Üye : Yrd.Doç.Dr. Nesrin ADIGÜZEL

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu'nun 08/12/2016 tarih ve 47/20 nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Cavit KAZAZ
Enstitü Müdürü

Bu çalışma BAP projesi kapsamında desteklenmiştir.

Proje No: 2013/105

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Doktora Tezi

GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN ISI POMPALARININ ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Faraz AFSHARI

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimler Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI

Teknolojinin gelişmesiyle beraber, enerjinin yetersizliği ve fosil yakıtlar gibi var olan kaynakların uzun süre dayanamayacağı ve ayrıca çevreye olan zararları göz önüne alındığında, enerji konusundaki çalışmalar ve araştırmalar önemli ve güncel kılmaktadır.

Son yıllarda yapılan çeşitli araştırmalar, fosil kaynakların çevreye verdikleri zararları dikkate almış, alternatif enerji kaynaklarından faydalanılması gerektiğini ortaya koymuştur.

Bu doktora çalışmasında termodinamiğin bir ve ikinci yasaları, Enerji ve Ekserji analiz metotları kullanılarak Erzurum ilinde Atatürk üniversitesi Makine mühendisliği laboratuvarında buhar sıkıştırımlı hava kaynaklı ısı pompası sistemine ait ekserji ve enerji analizler yapılmıştır.

Buhar sıkıştırımlı bir ısı pompasında saf R134a, saf R404a, saf R407c ve R134a/R404a, R134a/R407c ve R404a/R407c soğutkan çiftlerinin değişik karışım oranlarının kullanılmasıyla, termodinamik datalar alınmış ve değerlendirilmiştir. Isı pompası sisteminin performansı (COP) ve verimi üzerine; karışım oranı, kaynak giriş sıcaklığı ve kondenser soğutma suyu debisinin etkileri incelenmiştir.

İlaveten bu çalışmada, mevcut ısı pompası sistemiyle farklı deneyler ve analizler de yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Saf soğutkan gazının optimum miktarı, farklı kompresör yağlarının kullanılmasının etkileri ve türbülötör kullanarak kondenser performansı ve veriminin artırılması ANSYS Fluent programı ile ayrı ayrı test ve analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

2016, 104 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı pompası; Soğutucu gazlar; Enerji; Ekserji; Gaz karışımları

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

EXPERIMENTAL STUDY ON REFRIGERANT MIXTURES IN HEAT PUMPS TO ANALYZE ENERGY AND EXERGY EFFICIENCY

Faraz AFSHARI

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of mechanical Engineering
Thermodynamic Branch

Supervisor: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI

Due to the depletion of the petroleum resources and also regarding to the environmental concerns, now there is a considerable demand for alternative energy sources, such as heat pumps and renewable energies. Therefore, research and studies on renewable energy area are valuable and up to date.

In this study, first and second thermodynamics laws, energy and exergy analyzing methods are used to investigate the performance of the air source heat pump system experimentally in the fluid mechanics laboratory of the Ataturk University in Erzurum.

In the installed heat pump, experiments of pure R134a, R404a and pure R407c and also R134a/R404a, R134a/407c and R404a/R 407c mixture of refrigerants were carried out at different mixture ratios and obtained results from both experimental and numerical studies were evaluated.

The effects of mixing ratio, the source inlet temperature and the condenser cooling water flow rate on the performance of coefficient (COP) were examined.

Additionally, in this study different experiments and analysis were also done on the existing heat pump system to reach results widely and analyze the whole system basically.

Determination of the optimum amount of the pure refrigerant gas, the effects of using different oils on the compressor working condition and effects of using turbulator in the condenser on heat transfer enhancement and condenser performance experimentally and numerically with ANSYS Fluent program were separately tested and analyzed. Overall obtained results are given in the related graphs and diagrams in the further sections.

2016, 104 pages

Keywords: Heat pump; Refrigerant Gases; Energy; Exergy; Gas mixtures

TEŞEKKÜR

Doktora tezi olarak sunduğum bu çalışma Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde hazırlanmıştır. Bu çalışmanın planlanıp yürütülmesinde bilgi birikimi ve engin tecrübelerini benimle paylaşan, yol gösteren, her konuda çalışma azmi veren, tez çalışmasında ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI 'ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Sunmuş olduğum çalışmasının hazırlanması esnasında değerli fikirlerinden yararlanmış olduğum ve yönlendirmeleri ile yardımcı olan Sayın Yrd. Doç. Dr. Şendoğan KARAGÖZ ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Nesrin ÖZDEMİR'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Bu sonucun sağlanmasında büyük emeği geçen Sayın Prof. Dr. Ayhan ÇELİK 'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deneylerde emeği geçen Sayın tekneysen Ahmed ÇEBE ve Abit CÖMERT'e teşekkür ederim. Sunmuş olduğum bu çalışmanın gerçekleşmesine imkân sağlayan Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünün değerli öğretim üyelerine ve her türlü manevi desteği sağlayan arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca güzel namına yaptığım işlerin tamamına tüm gücüyle maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli anneme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma BAP projesi kapsamında desteklenmiştir (Proje No:2013/105). Atatürk Üniversitesi BAP projeler birimine teşekkürlerimi sunarım.

Faraz AFSHARI

Ekim, 2016

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTARACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER.....	3
2.1. Isı Pompası Tanıtımı	3
2.2. Gaz Optimum Gaz Miktarı.....	7
2.3. Kompresörün Ekserji ve Enerji Analizleri	9
2.4. Kompresörde Kullanılan Yağlar	11
2.5. Kondenserlerde Turbulatörlerin Etkisi	13
2.6. Ekserji.....	14
2.7. Gaz Karışımları	16
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	19
3.1. Deney Düzeneği	19
3.1.1. Kompresör	21
3.1.2. Kondenser.....	21
3.1.3. Evaporatör	22
3.1.4. Genleşme vanası.....	23
3.2. Termokupllerin Kalibrasyonu	24
3.3. Isı Pompası Çevrimi	25
3.4. Soğutucu Gaz Optimum Miktarı Hesaplaması Deneyleri.....	27
3.5. Kompresör Performansı Üzerine Gaz Özellikleri Etkisinin Araştırılması.....	28
3.6. Kondenserlerde Turbulatörün Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı Üzerine Etkisinin Araştırılması.....	28

3.7. Çeşitli Viskoziteye Sahip Kompresör Yağlarının Isı Pompası Performansı Üzerine Etkisinin Araştırması ve Yağ-Gaz Karışımının Termodinamik Analizleri	29
3.8. Gaz Karışımları Kullanan Isı Pompaların Enerji ve Ekserji Verimlerinin İncelenmesi.....	30
3.9. Belirsizlik Analizi.....	31
3.10. Denklemler ve Korelasyonlar.....	31
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	51
4.1. Soğutucu Gazın Optimum Miktarının Hesaplaması	51
4.2. Gaz Özelliklerinin Kompresör Performansı Üzerine Etkisinin Araştırılması (R404a).....	65
4.3. Kondenserlerde Türbülatorün Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı Üzerine Etkisi.....	73
4.4. Kompresörde Kullanılan Farklı Viskoziteye Sahip Yağların Etkisinin İncelenmesi.....	82
4.5. Gaz Karışımları Kullanan Isı Pompaların Enerji ve Ekserji Verimlerinin DeneySEL Olarak İncelenmesi.....	84
5. SONUÇLAR.....	96
KAYNAKLAR	100
ÖZGEÇMİŞ	105

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

ψ	Ekserji (watt)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg s^{-1})
η_{ex}	Ekserjetik verim
$\dot{Q}$	Isı transferi (kW)
$\dot{W}$	Güç (watt)
A	Boru kesit alanı (m^2)
B	Termal Genleşme katsayısı (K^{-1})
C_p	Özgül ısı kapasitesi ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
d	Boru çapı
f	Sürtünme katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi (m s^{-2})
h	Entalpi (kJ kg^{-1})
I	Elektrik akım (A)
L	Test borusu uzunluğu (m)
n	Devir sayısı
p	Basınç (kPa)
R	Gaz sabiti ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
S	Entropi ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
S_y	İki kanatçık arası mesafe (m)
T	Sıcaklık (K)
t	Zaman (s)
U	Voltaj (V)
U_n	Belirsizlik
V	Hacim (m^3)
x	Akışkan kalitesi
Z	Sıkıştırabilirlik faktörü
α	Kanatçık açısı
ν	Kinematik viskozite ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)

λ	Termal iletkenlik ($\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
μ	Dinamik viskozite ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
ρ	Yoğunluk (kg m^{-3})

İndisler

act	Gerçek
C.V.	Kontrol hacim
cond	Kondenser
ç	Çıkış
g	Giriş
gen	Üretilen
hç	Hava çıkışı
hg	Hava girişi
IP	Isı pompası
ise	isentropi
komp	Kompresör
loss	Isı kayıpları
mix	Karışım
o	Yağ
R	Soğutucu akışkan
sç	Su çıkışı
sg	Su girişi
SM	Soğutma makinesi

Kısaltmalar

CFD	Computational fluid dynamics
COP	Coefficient of performance
Gr	Grashof sayısı
GWP	Global warming potential

Nu	Nusselt sayısı
ODP	Ozone depletion potential
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
TED	Termal enerji depolama



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Yer altı su kaynaklı ısı pompası uygulaması	3
Şekil 2.2. Soğutma ve ısıtma sezonlarında toprak kaynaklı ısı pompasının toprakla ısı alışverişi	4
Şekil 2.3. Bir güneş destekli ısı pompasının deney düzeneği	5
Şekil 2.5. R22 ve R407c gazlar için gaz miktarına göre performans katsayısı	8
Şekil 2.4. soğutma kapasitesi üzerine gaz miktarının etkisi	8
Şekil 2.7. İzentropik ve hacimsel verim üzerine kompresör dönme hızının etkisi	11
Şekil 2.6. Bir hermetik pistonlu kompresörün şematik tasarımı	11
Şekil 2.8. Eşanjörlerde ısı transferini arttırmak amacıyla kullanılan farklı türbülötörler	14
Şekil 2.9. R11/R22 gaz karışımı için COP üzerine farklı parametrelerin etkisi	18
Şekil 3.1. Isı pompasının termodinamik modeli	19
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünüşü	20
Şekil 3.3. Deneylerde kullanılmış Su-Hava ısı pompasının resmi	20
Şekil 3.4. kullanılan açık tip pistonlu kompresörün resmi	21
Şekil 3.5. sistemde kullanılan kondenserin resmi	22
Şekil 3.6. Isı pompasında kullanılan kondenserin geometrisi	22
Şekil 3.7. Sistemde kullanılan evaporatörün resmi	23
Şekil 3.8. Isı pompasında kullanılan evaporatörün geometrisi	23
Şekil 3.9. Su havuzu makinasıyla termokuplların kalibrasyonu	25
Şekil 3.10. T-s diyagramı (a) ve ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (b)	25
Şekil 3.11. 0° , 45° ve 90° açılarında kullanılan kanatçıkların şematik diyagramı	29
Şekil 3.12. Boru ve türbülötör sınır şartları şematik diyagramı	39
Şekil 4.1. R134a soğutkan için gaz miktarı ve su debisine göre COP varyasyonları	52
Şekil 4.2. R404a soğutkan için gaz miktarı ve su debisine göre COP varyasyonları	52
Şekil 4.3. R22 soğutkan için gaz miktarı ve su debisine göre COP varyasyonları	53
Şekil 4.4. R22, R134a ve R404a soğutkan için gaz miktarına göre güç tüketimi varyasyonları	54

Şekil 4.5. R22, R134a ve R404a soğutkan için gaz miktarına göre ısıtma kapasitesi varyasyonları.....	54
Şekil 4.6. Gaz miktarına göre Isıtma kapasitesi, COP ve güç tüketiminin değişimleri	55
Şekil 4.7. Gaz miktarına karşı soğutucu akışkanların kütleli debisi.....	56
Şekil 4.8. Gaz miktarına göre kondenser çıkış entalpisi	57
Şekil 4.9. Farklı gaz miktarlarında R22 gazı için P-h diyagramı.....	57
Şekil 4.10. R22 soğutkan için gaz miktarına göre COP ve emme hattının basıncı	58
Şekil 4.11. R134a soğutkan için gaz miktarına göre COP ve emme hattının basıncı.....	59
Şekil 4.12. R404a soğutkan için gaz miktarına göre COP ve emme hattının basıncı.....	59
Şekil 4.13. Gaz miktarına göre kompresör giriş hattının basıncı.....	60
Şekil 4.14. Tüm gazlar için gaz miktarına karşı kompresör basınç oranı.....	61
Şekil 4.15. R22 ve R404a soğutucu gazlar için kondenser su debisine göre COP varyasyonları (gaz miktarı 4800, 5000 ve 5200 gr)	62
Şekil 4.16. gaz miktarına göre kompresör giriş sıcaklığı varyasyonları.....	62
Şekil 4.17. Kondenserdeki farklı su debilerinde (kg/s) gaz miktarına göre kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları.....	63
Şekil 4.18. Gaz miktarına göre sıkıştırma oranı ve gaz kütleli debisinin değişimleri.....	63
Şekil 4.19. P-h diyagramında, gaz miktarının ısı pompası çevrimi üzerine etkisi.....	64
Şekil 4.20. a) gaz miktarına göre Kompresör giriş ve çıkış sıcaklığı; b) giriş ve çıkış basıncı	66
Şekil 4.21. Gaz miktarına göre kompresör giriş ve çıkış yoğunluğu (su debisi = 0.13 kg/s)	67
Şekil 4.22. Sabit Evaporatör ve kondenser koşullarında gaz miktarına bağlı akım ve gerilim değişimleri.....	67
Şekil 4.23. Gaz miktarı ve su debisine göre izantropik iş ile kompresör güç tüketiminin karşılaştırılması (su debisi = 0.05 kg/s)	68
Şekil 4.24. Evaporatör üzerinde hava akışının giriş sıcaklığına göre çevrimin performansı.....	69
Şekil 4.25. soğutkan gaz miktarı ve kondenser su debisi ile ideal gaz durumundan sapma diyagramı	70

Şekil 4.26. Kondenserin farklı su debilerinde gaz miktarına karşı Kompresörün giriş ve çıkış entalpisi	70
Şekil 4.27. Kondenserin farklı su debilerinde gaz miktarına karşı Kompresörün giriş ve çıkış entropisi	71
Şekil 4.28. Farklı su akış debilerinde gaz miktarına karşı izantropik verimliliği	71
Şekil 4.29. Farklı su akış debilerinde gaz miktarına karşı izantropik ve ikinci yasa verimliliğin karşılaştırılması	72
Şekil 4.30. Gaz miktarı ve su debisine göre kompresör ekserjisi için elde edilen sayısal sonuçlar	73
Şekil 4.31. Sayısal ve deneysel yöntemler ile boş boru için Re sayısına karşı Nusselt değerinin diyagramı.....	74
Şekil 4.32. Boş boru için denklemler, deneysel ve sayısal yöntemlerle alınan Re sayısına karşı sürtünme faktörünün diyagramı.....	74
Şekil 4.33. A, E, I numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları ($\alpha=0^\circ$)	76
Şekil 4.34. C, F, G numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları ($\alpha=90^\circ$)	76
Şekil 4.35. A, B, C numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları	77
Şekil 4.36. D, E, F numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları.....	77
Şekil 4.37. G, H, I numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları	78
Şekil 4.39. 6000 Re sayısında bir kanatçık etrafında hız vektörleri	79
Şekil 4.40. 6000, 11000 ve 17000 Re sayıları için, borunun ön tarafından türbülatorlerin hız profilleri.....	79
Şekil 4.41. Çeşitli açılara sahip türbülatorlerin farklı Reynolds sayılarında hız profilleri.....	80
Şekil 4.42. Çeşitli açılara sahip türbülatorlerin farklı Reynolds sayılarında sıcaklık profilleri	81
Şekil 4.43. Test yağlarının sıcaklığa göre yoğunluk değişimleri.....	82
Şekil 4.44. Gaz miktarı ve yağ türüne göre kompresör güç tüketimi	83
Şekil 4.45. Gaz miktarı ve yağ türünün performans katsayısı üzerine etkisi.....	83
Şekil 4.46. Gaz miktarı ve yağ türünün ekserjetik verim üzerine etkisi	84
Şekil 4.47. R404a/R134a gaz karışım oranının performans katsayısı üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.13 kg/s)	85

Şekil 4.48. %60 R404a gaz karışım oranında hava giriş sıcaklığının COP üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.07 kg/s)	86
Şekil 4.49. %60 R404a gaz karışım oranında kondenser su debisinin COP üzerine etkisi	86
Şekil 4.50. %60 R404a gaz karışım oranında kondenser su debisinin çevreye verilen ısı üzerine etkisi.....	87
Şekil 4.51. R134a/R407c gaz karışım oranının performans katsayısı üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.13 kg/s).....	88
Şekil 4.52. %100 R407c gaz karışım oranında hava giriş sıcaklığının COP üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.07 kg/s)	88
Şekil 4.53. %100 R407c gaz karışım oranında kondenser su debisinin COP üzerine etkisi	89
Şekil 4.54. %100 R407c gaz karışım oranında kondenser su debisinin çevreye verilen ısı üzerine etkisi.....	89
Şekil 4.55. R404a/R407c gaz karışım oranının performans katsayısı üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.13 kg/s).....	90
Şekil 4.56. R404a/R134a, R134a/R407c ve R404a/R407c gaz karışımları için performans katsayısı (kondenser su debisi = 0.13 kg/s)	91
Şekil 4.57. R404a/R134a gaz karışım oranına göre ekserji verimi (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)	92
Şekil 4.58. %60 R404a gaz karışım oranında hava giriş sıcaklığının Ekserjetik verim üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.07 kg/s).....	92
Şekil 4.59. %60 R404a gaz karışım oranında kondenser su debisinin COP üzerine etkisi	93
Şekil 4.60. R134a/R407c gaz karışım oranına göre ekserji verimi (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)	94
Şekil 4.61. R404a/R407c gaz karışım oranına göre ekserji verimi (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)	94
Şekil 4.62. R404a/R134a, R134a/R407c ve R404a/R407c gaz karışımları için Ekserjetik verim (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)	95

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Evaporatör özellikleri	21
Çizelge 3.2. Bileşenlerin özellikleri.....	24
Çizelge 3.3. kullanılan soğutucu gazların termodinamik özellikleri	24
Çizelge 3.4. Soğutucu gaz optimum gaz miktarı hesaplama deney planı.....	27
Çizelge 3.5. Özgül termal kapasitesi denkleminin parametreleri	42
Çizelge 4.1. Tüm gazlar için, gaz miktarı, kompresör giriş basıncı ve COP sayısının karşılaştırması.....	60
Çizelge 4.2. Test planı	75

1. GİRİŞ

Dünyada enerji tüketimi, teknolojik gelişmelerle beraber gitgide artan bir ivme kazanmaktadır. Klasik fosil kökenli enerji kaynaklarının büyük bir hızla tükenmesi ve diğer yandan hızlı nüfus artışı araştırmaları bir yandan eldeki enerji potansiyellerini daha verimli bir şekilde kullanmaya ve faydalanmaya iterken, öbür yandan alternatif yeni enerji rezervleri özellikle yenilenebilir enerji kaynakları bulmaya da zorlamaktadır. Bununla beraber enerji üretim ve tüketimi sürecinde çevreye verilen zarar mümkün olduğu kadar minimuma indirgenmelidir. Bu sistemlerin günlük yaşamda ve sanayide kullanılabilirliği ve ayrıca teknolojilerinin geliştirilmesini sağlayacak araştırmalara yönelmek gerektiği görülmektedir. Bu yönelimlerin bir tarafında toprak, güneş, hidrojen, rüzgâr, biyogaz ve deniz dalga enerji kaynakları gözükmektedir. Sağlanan enerjinin büyük bir kısmı tesisler ve konutların ısıtılma ve iklimlendirmesinde harcanmaktadır. Buradan yola çıkılarak sorunun çözümü için ısı pompalarının etkili ve önemli bir yöntem olarak büyük ölçüde rağbet göreceği açıktır.

Yenilenebilir enerji kaynağı olarak, ısı pompası sistemleri, hava, su, toprak ve güneş ile çalışmakta, hem ısıtma hem de soğutma sistemlerinde kullanımı dünya çapında gitgide artmaktadır. Isı pompaları, elektrikli ısıtmayla kıyas edildiğinde daha verimli olmaları, aynı sistemde hem soğutma hem de ısıtma amacıyla kullanabilmesi ve çevreye zararlı olmaması nedeniyle gelecekte yaygın kullanımı değerlendirilmektedir. Isı pompasında en önemli masraf elektrik enerjisi olmaktadır. Yeraltı sularında, havada ve toprak altında depolanan enerji, yıl boyunca elektrik enerjisi vasıtasıyla ısı enerjisiye dönüştürülür.

Deneylerde kullanılan hava kaynaklı ısı pompa sistemi güney iklimlerde, konutların ısıtılması ve iklimlendirilmesinde daha ekonomiktir. Fakat bu sistemlerin çalışma verimi büyük oranda çalışacağı iklime bağlıdır. Düşük dış ortam sıcaklıklarında hava kaynaklı ısı pompanın performansı büyük oranda düştüğü için soğuk bölgelerde bu tip ısı pompalarının kullanımı kısıtlanmaktadır. Bu sistem bir dönüştürme vanası yardımıyla yazın soğutma amacıyla, kışın da ısıtma amacıyla kullanılabilir. Diğer

sistemlerle kıyas edildiğinde ısı pompasının bu özelliği, önemli ve büyük bir meziyetidir. Bu doktora tez çalışması aşağıda sayılan deneysel ve sayısal bölümlerden ibarettir. Çalışmanın ilk bölümünde, ısı pompası sistemlerinin optimum gaz miktarı deneysel olarak farklı gazlar için (R404a, R134a ve R22) hesaplanmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

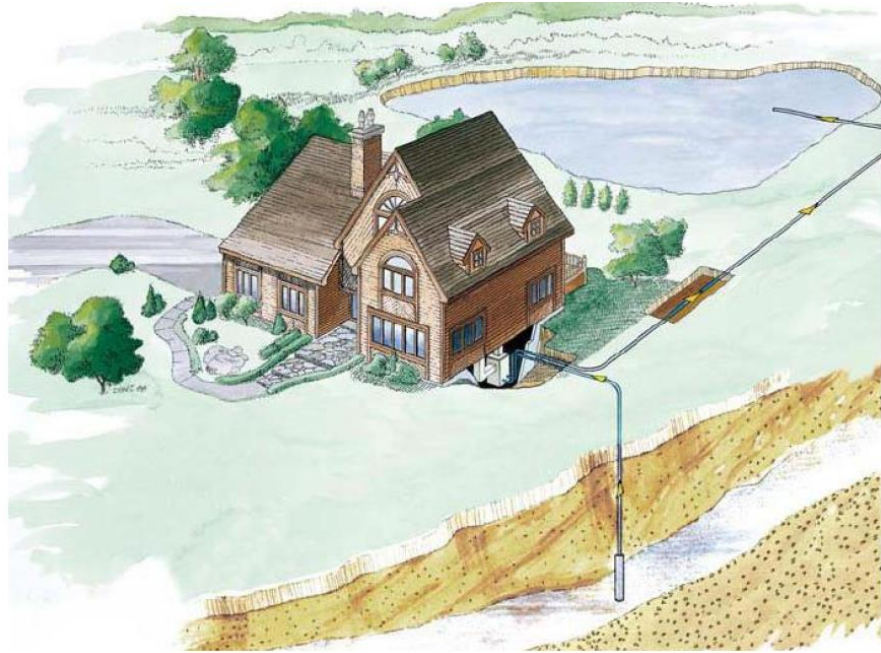
Çalışmanın ikinci bölümünde, kondenser veriminin artırma amacıyla türbülator yerleştirilmiş ve analizler hem deneysel hem de Fluent yazılımını kullanarak sayısal yöntem ile araştırılmıştır. Çalışmanın üçüncü kısmında, ısı pompaları ve soğutma makinelerinin kompresör yağı tanımı yapılmış ve sınıflandırılmıştır. Aynı sistemde üç farklı yağın deneyleri yapılmış ve kompresör performansı üzerine yağ tipi ve viskozitesinin etkisi incelenmiştir.

Çalışmanın önemli aşamasında, üç soğutucu gaz için farklı oranlarda gaz karışımları yapılmış ve sistemin ekserji ve enerji analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçların ve verilerin değişimi detaylı olarak grafikler halinde verilmiş ve diyagramlarda gösterilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

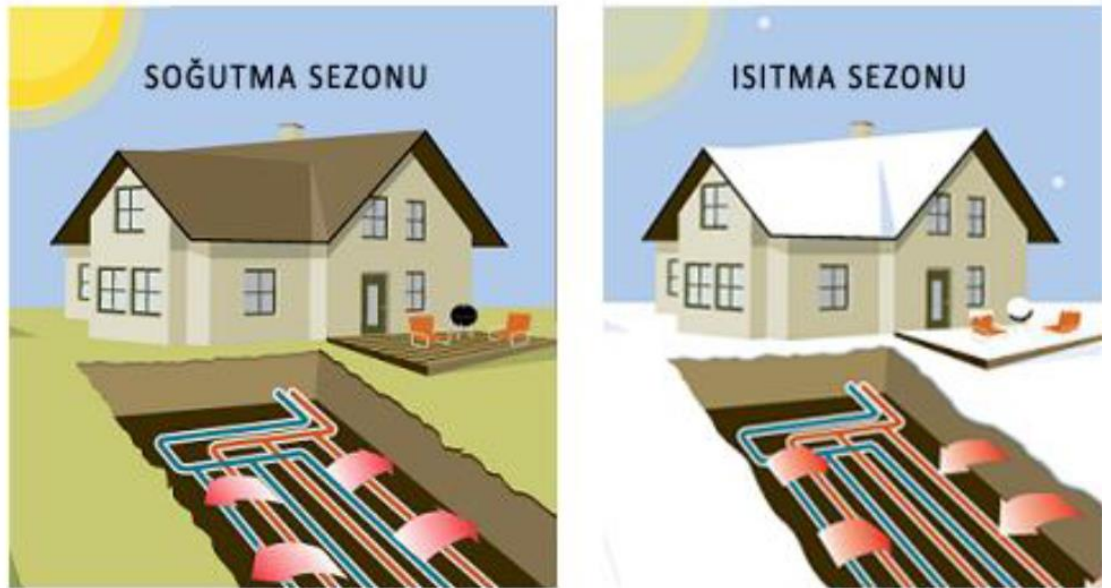
2.1. Isı Pompası Tanıtımı

Isı pompası sisteminin amacı bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu hedefi yerine getirmek için soğuk ortamın ısı enerjisi deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama taşınır. Diğer bir deyişle, bu sistemler, sıcaklığı düşük olan bir enerji kaynağından aldığı ısı enerjisi bir soğutucu akışkan vasıtasıyla daha yüksek sıcaklıktaki bir çevreye aktaran makinelerdir. Endüstri devrimi ve hızlı kentleşme nedeniyle enerji ve ısı enerjisi ihtiyaçlarının yükselmesine bir çare bulma fikri ortaya koyulmuştur. Son yıllarda, temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı yerli ve endüstriyel uygulamalar için oldukça dikkat çekmiştir. Sorunun çözümü için ısı pompalarının önemli bir teknik olarak büyük ölçüde rağbet göreceği açıktır. Bu nedenle, ısı pompası sisteminin uygulaması dünyada ve Türkiye için önemli bir potansiyele sahiptir (Çomaklı *et al.* 1996; Çomaklı *et al.* 2004). Şekil 2.1’de bir konut için uygulanan su kaynaklı ısı pompası sisteminin tasarımı gösterilmiştir.

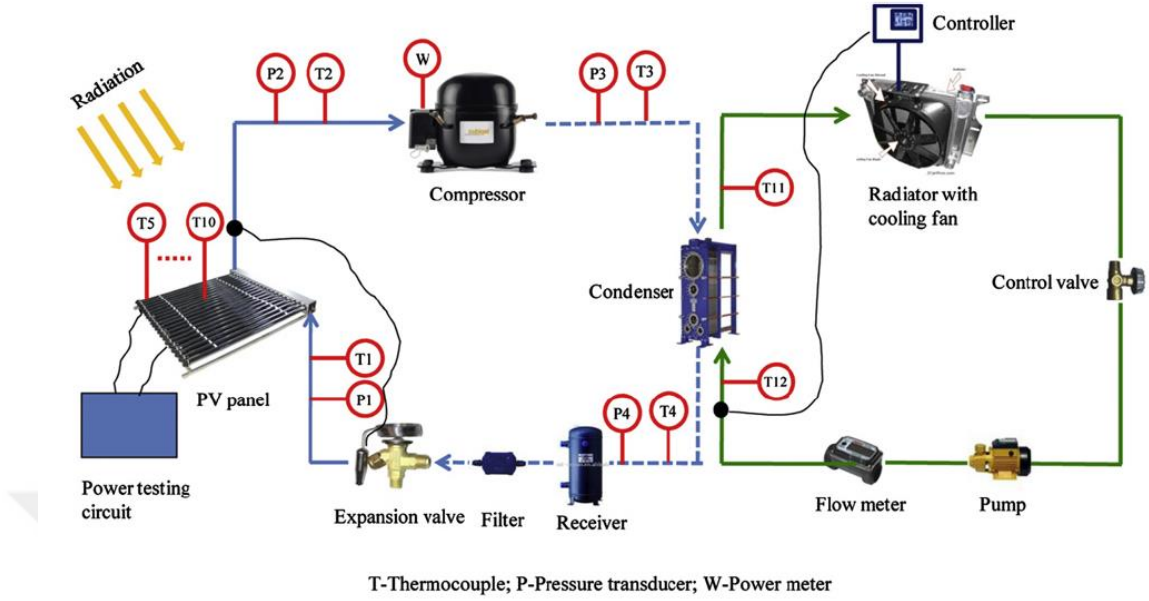


Şekil 2.1. Yer altı su kaynaklı ısı pompası uygulaması

Bu sistemlerin teknolojisi gelişmekte olan ülkelerde; ticari yapıların ve konutların soğutulması, ısıtılması ve sıcak su elde edilmesi için yıllar önce yaygın olarak kullanılmıştır (Ünal 2014). Deneysel bir çalışmada enerjik ve ekserjetik performansı karşılaştırmak amacıyla dört farklı modda çalıştırılabilir scroll kompresörü kullanarak çok fonksiyonlu bir ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. R22 gazı sistemin soğutucu akışkanı olarak kullanılmıştır (Çakır *et al.* 2013). Erzurum gibi soğuk iklime sahip olan bir ilde güneş-toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını incelemek amacıyla, deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada, sistemin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deney sonuçları Ekim ayından mayıs ayına kadar alınmıştır (2008-2009) (Bakırcı ve Özyurt 2011). Erzurum ilinde bir güneş kaynaklı ısı pompası ve enerji depolama sisteminin performansını incelemek amacıyla, deneysel bir sistem inşa edildi (Bakırcı ve Yüksel 2011). Literatür çalışmaları arasında, ısı pompalarında orta derecede sıcaklık için mükemmel performansa sahip ve çevre dostu olan soğutucu gazların bulunması ve seçimi yapılmıştır. Çalışmanın teorik kısmında, birkaç sıfır ya da küçük ÖDP değerlerine sahip HCFC ve HFC gazları üzerinde araştırmalar yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (Pan *et al.* 2011). Şekil 2.2’de soğutma ve ısıtma sezonlarında toprak kaynaklı ısı pompasının toprakla ısı alışverişi gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Soğutma ve ısıtma sezonlarında toprak kaynaklı ısı pompasının toprakla ısı alışverişi



Şekil 2.3. Bir güneş destekli ısı pompasının deney düzeneği

Güneş destekli ısı pompasının performansı hem teorik hem de deneysel olarak analiz edilmiştir ve bir konutun ısıtma sistemi, tasarlanmış, inşa ve test edilmiştir. Bu sistemde, daha yüksek verim elde etmek için tahliye edilmiş boru şeklinde güneş kollektörü kullanılmıştır. Sistemin ısıtma kapasitesi ve performansı üzerinde buharlaşma sıcaklığının etkisi incelenmiştir (Çağlar ve Yamalı 2012). Ayrıca, yıl boyunca kullanılabilen güneş destekli konut sıcak suyu temin edebilen ısı pompası yapılmıştır. Bu araştırmada R22 akışkan soğutucu gaz olarak sistemde kullanılmıştır. Sistemin termal performansı ve COP değerini artırmak için analizler yapılmıştır (Kong *et al.* 2011). Şekil 2.3'te bir güneş destekli ısı pompasının deney düzeneği gösterilmiştir. Isı pompasının verimini iyileştirmek için 18 adet düzlemsel güneş kollektörü düzeneği kurulmuştur. Deney modelinde, gizli ısı enerjisi depolama tankı, su-hava ve hava-hava işletme çevrimlerine göre çalışan bir ısı pompası ve diğer yardımcı aygıtlardan meydana gelmiştir. Bu deney düzeneğinde, deneyler 1990 yılının Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül, Ekim, Kasım, Aralık aylarında ısı pompası sistemleri için yapılmıştır. Bir bilgisayar programı yardımı ile sistemlerin performans katsayıları(COP_S) ve ısı pompasının performans katsayısı (COP_H) elde edilmiştir (Çomaklı 1991).

Fotovoltaik ve güneş enerji teknolojisi entegrasyonu, kollektör alanında enerji üretimini artırmaktadır. Geçmiş on yılda, bu teknolojiyi kullanarak enerji dönüşümünün verimliliğini yükseltmek amacıyla çok sayıda farklı araştırmalar yapılmıştır. Bu yeni ısı pompası sisteminde PV/T (photovoltaic/thermal) ile güneş destekli ısı pompası birleştirilmiş ve sistemin evaporatörü olarak çalışması önerilmiştir. Soğutucu gazın sağladığı daha düşük bir sıcaklık ve soğutma etkisi PV modüllerinde fotovoltaik verimliliğinin artırılmasına sebep olmuştur. Yapılan deneylerde bu sistemlerin performansı sayısal ve deneysel olarak hesaplanmıştır (Jie *et al.* 2008; Chen *et al.* 2011).

Bir deneysel çalışmada, peynir üretimi için ısı pompasıyla süt pastörizasyonu uygulanabilirliği araştırılmış ve klasik pastörizasyon sistemleri ile karşılaştırılmıştır. Bu sistemler için sonuçları elde ettikten sonra süt pastörizasyonu klasik sistemler ile karşılaştırılmış, ısı pompası kullanımının avantajları / dezavantajları belirlenmiştir (Özyurt *et al.* 2004).

Sıvı kaynaklı prensibine dayanan, 32°C sıcaklığına kadar soğutan ve 69°C pastörizasyon sıcaklığına kadar ısıtabilen uygun bir ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. Süt pastörizasyonu için gerekli enerji miktarı tasarlanmış ısı pompası için elde edilmiş ve klasik sistemler ile karşılaştırılmıştır (Çomaklı *et al.* 1994). Isı pompası kapalı ortamda ve düşük sıcaklıklarda kurutma gerektiren gıda ürünleri için uygun ve sağlık açısından da önemli bir yöntemdir. Aromatik bitkilerin kurutulması için vakumlu kurutma ısı pompası tasarlanmıştır. Nane bitkisi farklı sıcaklık ve vakumlama basınçlarında kurutulmuş, enerji maliyeti, kuruma zamanı, sistemin verimi incelenmiştir (Gül 2014).

Bir 20,7 m³'lük hacme sahip olan odanın ısıtılması ve soğutulması için R407c soğutucu akışkanı kullanılan toprak kaynaklı 40 m sondaj derinliğine sahip düşey tip bir ısı pompası tasarlanmıştır. Deney düzeneğinin ekserji verimleri ve enerji analizleri sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak farklı sezonlar için belirlenmiştir (Özdemir 2011). Erzurum ilinde TS 825'e göre bir konutun ısı kayıpları hesaplanmış ve toprak kaynaklı

ısı pompası ve mevcut sistemler ile ısıtılması halinde konutun ekonomik analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada, fosil kökenli yakıtların kullanılması halinde emisyon (CO₂) değerleri elde edilmiştir (Dumlu 2012). Başka bir çalışmada, yeraltı su kaynaklı bir ısı pompası teorik olarak Antalya iklimi sıcaklığı için termodinamik analizler yapılmıştır. Isı pompası sistemindeki her eleman için termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizi, performans katsayısı, ekserji verimleri ve tersinmezlikler incelenmiştir (Bardak 2011).

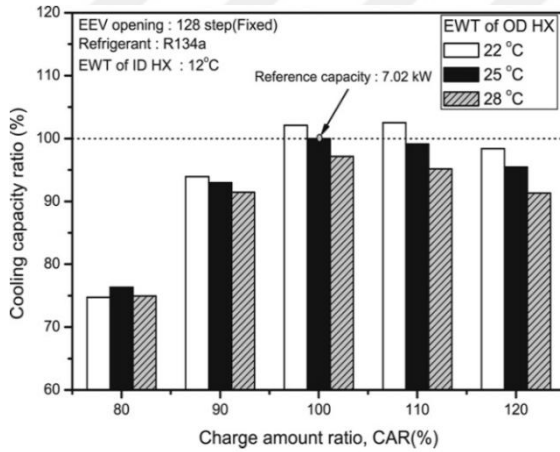
Bir motora dayalı ısı pompası birincil enerji yasasını göz önüne alındığında elektrik ısı pompasına göre daha iyi verimi sağlayabilmektedir. Bir su-su çalışma şekline sahip ısı pompasında dizel motor uygunluğunu incelemesi amacıyla deney düzeneği kurulmuştur. Sistemin performansı üç farklı motor devirlerinde (1600, 2000 ve 2400 rpm) ve dört evaporatör su giriş sıcaklıklarında (0, 5, 10 ve 15°C) analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, sistemin performansı, ısıtma kapasitesi, izantropik verimliliği ve atık gaz ısı geri kazanma analizleri sunulmuştur (Shah *et al.* 2016).

Dört farklı çalışma şekline sahip (su-hava, su-su, hava-hava ve hava-su) ısı pompası sisteminin ekonomik analizi ve hesaplamaları yapılmıştır. Bu araştırmada, mevcut ısı pompası sisteminin yıllık elektrik tüketim miktarları ve maliyetleri hesaplanmış, aynı kapasiteye sahip olan elektrikli ısıtıcı ile kıyaslanmıştır. Sonuçlarda, ekonomik olarak hava-hava, hava-su, su-hava ve su-su çalışma şekline sahip ısı pompalarının geri ödeme süresi sırasıyla; 4,6 yıl ve 5,5 yıl, 4,2 yıl ve 4,9 yıl olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, su-hava ısı pompası sisteminin diğer çalışma şekillerine sahip olan ısı pompaları ve elektrikli ısıtıcıya göre daha avantajlı olduğu belirtilmiştir (Çokgez 2011).

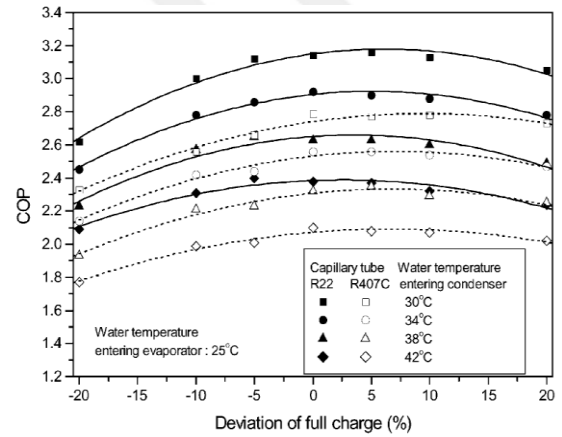
2.2. Gaz Optimum Miktarı

Isı pompası veya soğutma sistemlerinde, soğutucu seçiminden bağımsız olarak, çevre ve ya güvenlik konularında en başta gelen soğutucu gaz miktarının azaltılması ve optimum miktarının bulunmasıdır. Bir test laboratuvarında, soğutucu gaz miktarını en aza indirmek için 5 kW ısıtma kapasitesine sahip olan bir su-su ısı pompası sistemi inşa edilmiştir (Fernando *et al.* 2004). Soğutucu makinesi ve buzdolaplarında gaz miktarını

en aza indirmek amacıyla birçok çalışma geliştirilmiştir. Genellikle, soğutucu gaz miktarının azaltılması, sistemin enerji yönlerini etkilememelidir. Sistemin performans katsayısı (COP) ve soğutma kapasitesi üzerinde soğutucu gaz miktarının etkileri değerlendirilmiştir (Poggi *et al.* 2008). Isı pompası soğutucu gaz miktarı, sistem performansını etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Bir toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin performansı soğutucu akışkan miktarı değiştirilerek incelenmiş ve soğutucu akışkan miktarını tahmin etmek için bir algoritma geliştirilmiştir. (Choi *et al.* 2012). Hem az gaz eklemek ve hem de fazla soğutucu gaz yüklemek sistemin performansının düşmesine sebep olmuştur (Zhang *et al.* 2014). Bunlara ek olarak, CO₂ kullanan sistemlerde, soğutucu gaz miktarına bağlı olarak performans katsayısı büyük bir değişim göstermiştir. CO₂ kullanan ısı pompasının performansı, standart soğutma koşullarında akışkan miktarının değiştirilmesi ile analiz ve sonuçlar grafikler şeklinde verilmiştir (Cho *et al.* 2005). Şekil 2.4 ve 2.5 te COP ve soğutma kapasitesi üzerine gaz miktarının etkisi gösterilmiştir (Choi *et al.* 2012).



Şekil 2.4. Soğutma kapasitesi üzerine gaz miktarının etkisi



Şekil 2.5. R22 ve R407c gazlar için gaz miktarına göre performans katsayısı

Gaz miktarı optimizasyonu ile ilgili, propan soğutucu gazı kullanan su-su ısı pompası sisteminde bir çalışma geliştirilmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. İlk olarak çalışma koşullarında gazın miktarının etkisi sistemin kapasitesi ve COP sayısı üzerinde etkisi analiz edilmiştir. Daha sonra, teorik çalışması bölümünde, bir matematiksel model

ile soğutucu gaz miktarını tahmin etmek yöntemi araştırılmıştır. Matematiksel yöntem ile tahmin edilen sonuçlar ve deneyler arasında çok iyi bir uyumun olduğu açıklanmıştır (Corberan *et al.* 2008). Bu çalışmaların devamında, evaporatör ve kondenserde akışkanın sıcaklığının optimum gaz miktarı üzerinde etkisi için analizler yapılmıştır. Ayrıca, gaz miktarı arttıkça kompresör enerji tüketiminin yükseldiği ve kondenser basıncı üzerinde etkisi belirlenmiştir (Corberan *et al.* 2011; Kim *et al.* 2014).

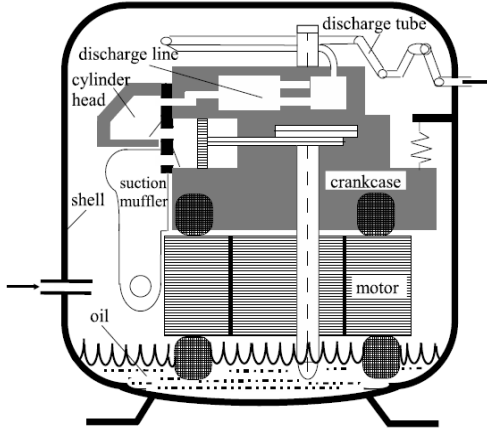
Bir deneysel çalışmada soğutucu gaz miktarı ve buzdolabı sisteminde gazın dağılımı analiz edilmiştir (Bjork ve Palm 2006). R407C kullanan, su-su ısı pompası sisteminde çeşitli gaz miktarlarında, bir genleşme valfi (expansion valve) performansı incelenmiştir. Bu soğutucu akışkan için, tam gaz miktarının -%20 ve +%20 aralıklarında çeşitli testler yapılmıştır. Sonuçlarda soğutucu akışkanı tam optimum miktarından sapma durumunda, sistemin kapasitesi ve COP sayısının düşmesi meydana gelmiştir. Bu sistem için hem R407C hem de R22 soğutucu gazların optimum gaz miktarı elde edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (Choi *et al.* 2004).

2.3. Kompresörün Ekserji ve Enerji Analizleri

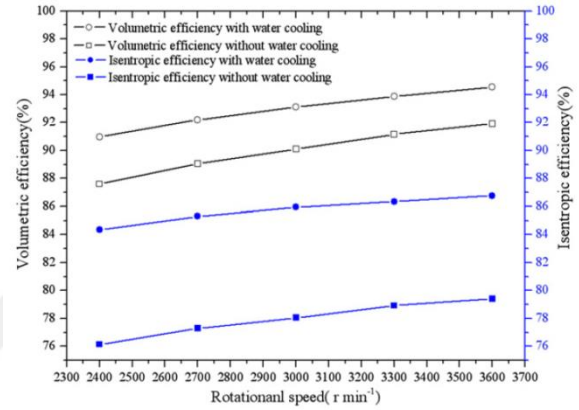
Bir soğutucu akışkan kompresörde, performansın yükseltilmesi, çeşitli mekanik ve elektriksel kayıpların azaltılması, gaz kaçağının azaltılması ve sistemin daha iyi yağlanması için kompresör sıcaklığını daha düşük tutmak ile elde edilebilir. Kompresörün en uygun tasarımı için, içindeki sıcaklık dağılımı analizi gerekmektedir. Bir hava sızdırmaz pistonlu kompresör için (hermetically sealed reciprocating) sayısal model oluşturulmuş ve ısı transferi hesaplamaları sunulmuştur. Kompresör içindeki sıcaklık dağılımı dikkate alınmış ve çeşitli ısı kaynakları hesaba alınarak deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Raja *et al.* 2003). Bir ısı pompası sisteminde, flaş tank ile skrol kompresörü birleştirilmiş ve sistemin performansı deneysel olarak ölçülmüştür. Bu çalışmada kompresör güç tüketiminin buharlaşma sıcaklığı ile değişmesi gösterilmiştir. Sonuçlarda, flaş tank kullanıldığında ısı pompası sisteminin daha verimli çalıştığı sunulmuştur (Guo *et al.* 2008). Soğutma kompresörü karterindeki yağ sıcaklığı sistemin performansında çok önemli ve yağ-soğutucu karışımı özelliklerinin

değerlendirilmesi için gereklidir. Farklı çalışma koşullarında hem hermetik pistonlu hem de skrol kompresörler için yağ karteri sıcaklıkları ölçülmüş ve kıyas edilmiştir. Bu sonuçlardan yola çıkarak, parametreler üzerinde teorik analizler yapılmış, kompresör giriş ve çıkış koşullarının bir fonksiyonu olarak yağ sıcaklığı için bir korelasyon tanıtılmıştır (Navarro *et al.* 2012). Konut soğutma sistemlerinde küçük pistonlu kompresörler için gazın aşırı ısınması (superheating), termodinamik enerji kaybının yarısına kadar sebep olduğu hesaplanmıştır. Emme ve sıkıştırma kısımlarında gaz ve katı bileşenlerin arasındaki ısı transferinin etkisi dikkate alınmıştır. Deneysel çalışmada üç farklı çalışma koşulları altında küçük bir pistonlu kompresör bileşenlerinde ısı transferi araştırmaları yapılmıştır. Ölçümler ince ısı akışı sensörler ve termokupllar ile emme yüzeyleri, deşarj odası, elektrik motoru ve kompresör yüzeyinde yürütülmüştür (Dutra ve Deschamps 2013). Isı pompası sistemlerinde yüksek verimlilik yönünde, yağın varlığı bir engeldir. Radyal kompakt kompresörlerde yağsız rulmanlar kullanma yöntemi umut verici bir alternatif olarak oluşturulmuştur. HFC 134a kullanan bir ısı pompasında, uygun bir soğutucu akışkan seçimi, mevsimsel ısı ihtiyacına göre bir prototip tasarımı, rulman ve rotorlar için istikrarlı çalışma dinamiği analizleri yapılmıştır (Schiffmann *et al.* 2009). Bu çalışmaların devamında, sayısal yöntemler de kullanılmış ve iletim ve taşınım ısı transferini detaylı olarak incelemek amacıyla skrol kompresörün bütün ardışık sıkıştırma işlemleri için detaylı şekilde bir simülasyonu yapılmıştır (Jang *et al.* 2006). Buzdolaplarında ortam sıcaklık değişimleri nedeniyle yoğunlaşma sıcaklığı değişmekte ve dondurucu kısmın sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma (evaporating) sıcaklığı değişmektedir. Buzdolaplarında kullanılan doğrusal (linear) kompresörler hem yoğunlaşma hem de buharlaşma sıcaklıklarına hassastırlar. Bu tip kompresörlerin aynı zamanda geniş sıkıştırma yükleri arasında, çalışma kabiliyetleri vardır. Bu tip kompresörler için, bir sayısal model ve prototip kompresör geliştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (Kim *et al.* 2014). Şekil 2.6 de bir hermetik pistonlu kompresörün şematik tasarımı ve Şekil 2.7’de ise izantropik ve hacimsel verim üzerine kompresör dönme hızının etkisi gösterilmiştir. Kompresörler sıkıştırma sürecinde soğutulduğu zaman, sıkıştırma işlemi izotermal koşullarına yaklaşabilir ve bu yöntemle kompresörün sıkıştırma işi azaltılabilir. Bu konuyla ilgili, skrol kompresör için özel bir dış soğutma sistemi yapılmıştır ve kurulmuş sistem için bir kompresör modeli simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçlarında gösterilmiştir ki, 30°C su soğutma yapısı üzerinden

akarken izantropik verimi %7.4 yükselmiş ve deşarj sıcaklığı önemli ölçüde azalmıştır (Shuai *et al.* 2010).



Şekil 2.6. Bir hermetik pistonlu kompresörün şematik tasarımı



Şekil 2.7. İzantropik ve hacimsel verim üzerine kompresör dönme hızının etkisi

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi ve ya ısı pompası sistemi bileşenleri arasında, enerji tüketiminde kompresör önemli bir role sahiptir. Bir kompresörün toplam verimliliği, üç farklı yön sonuçlarından analiz edilebilir; elektrik verimi (elektro motor iş tüketimine bağlı), mekanik verimliliği ve termodinamik verimliliği (emme, sıkıştırma ve deşarj işlemleri sürecinde tersinmezlikler nedeniyle). Kompresörde sayılan yönleri dikkate alarak çok sayıda değerli makale ve araştırmalar ortaya çıkmıştır. Araştırma sonuçlarında, hacimsel ve izantropik verimliliği, boyutsuz parametrelerin etkisi, kompresörün geometrisi, motor, vana ve çalışma koşullarının kompresörün Performansı ve davranışı üzerine etkisi ayrı ayrı gösterilmiştir (Rigola *et al.* 2005; Ribas *et al.* 2008).

2.4. Kompresörde Kullanılan Yağlar

Hemen hemen tüm buhar sıkıştırırmalı sistemlerinde bir yağlama maddesi kullanımı gerekmektedir. Kompresör tasarımında, hareketli parçalarının sürtünmesini azaltmak için, uygun miktarda yağın dolaşımı dikkate alınmalıdır. Kompresördeki yağ, parçaları arasındaki aşınmayı, kompresörden soğutucu gaz sızıntısını ve sıkıştırma sürecinde

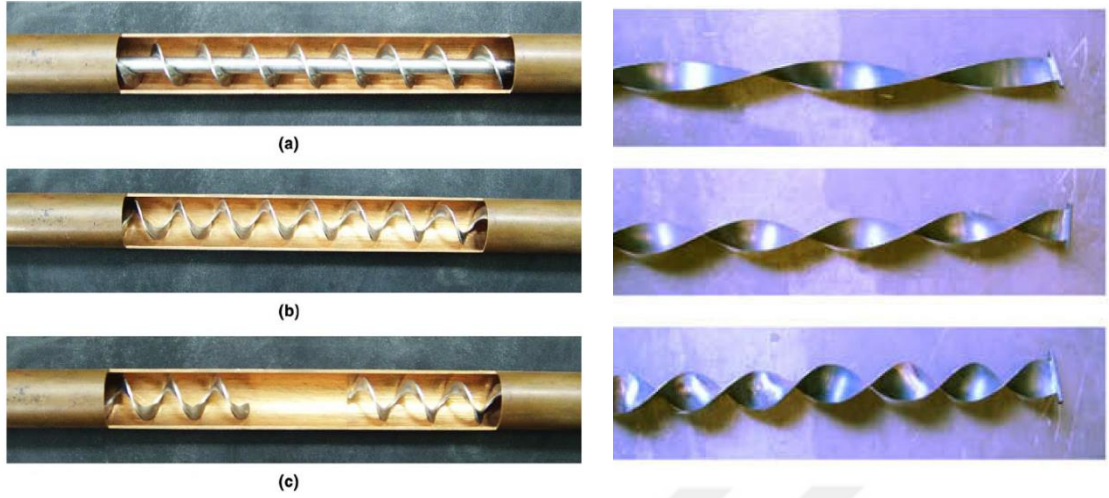
soğutucu gazın fazla ısınmasını önler. Ayrıca, çok fazla yağ verimini düşürür ve yağın az olması durumunda kompresörün dayanıklılığı azalır. R134a soğutucu gazı kullanan ısı pompasında skrol kompresörün yağ miktarını bulmak amacıyla deneysel sistem kurulmuş ve yağın ideal miktarı hesaplanmıştır (Nam *et al.* 2015). Başka bir çalışmada, paralel çalışan bir çift skrol kompresörün yağ dönüşü ve dolaşması incelenmiştir (Winandy *et al.* 2003). R-22 ve R-407C kullanan klima sisteminin yağ dolaşımı etkileri simülasyon modelleme ve deneysel olarak değerlendirilmiştir ve yağ kütle fraksiyonunu tahmin edilmiştir. Testler iki tip, mineral (MO) ve poliol-ester (POE) yağlar için yapılmıştır (Sarntichartsak *et al.* 2006). R410A kullanan soğutma sistemlerinde, dolaşan yağ miktarının artırılması ve sentetik yağı etkileri tüm sistemin modellemesiyle araştırılmıştır (Lottin *et al.* 2003). Çevrim içinde, kullanılan yağların belirli bir kısmı daima soğutucu gaz ile dolaşmaktadır ki bileşenler arasında teorik davranışların bir sapma kökeni hesaplanabilir. Yağ varlığının termodinamik ve termo-hidrolik etkileri üzerinde deneysel çalışmadan alınan sonuçlar analiz edilmiştir (Youbi idrissi *et al.* 2008). Başka bir deneysel çalışmada, propan (R290) soğutucu gazı kullanan ısı pompası ve soğutucu sistemlerde farklı kapasite ve silindir sayısına sahip olan pistonlu kompresörler için yağ dolaşımı hızı ve sistemin performansı incelenmiştir (Navarro *et al.* 2005). Isı pompası sisteminde, soğutucu-yağ karışımına, bir basitleştirilmiş entalpi hesaplama modeli ve yeni bir basınç-entalpi-buhar kalitesi diyagramı sunulmuştur ki soğutucu-yağ karışımlarında farklı yağ kütlesi fraksiyonlarında uygulanabilir. Bu çalışmada, aynı viskozite sınıfında olan iki farklı yağın soğutucu-yağ çözünürlüğü arttıkça, evaporatör performansının azalması gösterilmiştir (Youbi-Idrissia *et al.* 2003). Sistemde dolaşımdaki yağlayıcı madde miktarının yükselmesi, soğutucu ve yağ karışımının davranışında değişik sonuçlara yol açmaktadır. Başka bir ifadeyle, daha yüksek yağ kütlesi fraksiyonlarında, sistemde dolaşan akışkan bir zeotropik karışımı gibi davranmaktadır. Evaporatör bileşiminde, akışkan ısı transferi katsayısı hesaplaması için ve korelasyon seçimi hakkında değerli sonuçlar elde edilmiştir (Lottin *et al.* 2003).

2.5. Kondenserlerde Türbülatorlerin Etkisi

Eşanjörler, kondenserler ve evaporatörlerde ısı transferini artırmak amacıyla birbirinden farklı teknikler uygulanmaktadır. Bunların bazıları:

- (A) finler ve microfinler,
- (B) gözenekli ortam (porous media),
- (C) büyük partiküllerin süspansiyonları,
- (D) nano akışkanlar,
- (E) faz değişimi cihazları,
- (F) girdap (vortex) oluşturma düzenleri ve
- (G) yüksek termal iletkenliğe sahip kompozit malzemeler (Siddique *et al.* 2010).

Helisel bantların bir tüpteki ısı geçiş miktarının artışı üzerinde etkisini incelemek için bir araştırma sunmuşlardır. 2300-8800 arasında değişen Re sayısı için, girdaplı akış üretme amacıyla tüpün içerisinde bir helisel bant yerleştirilmiştir. Düzenli yerleştirilen helisel bantlarda düz tüpe göre nerdeyse %50'den fazla Nusselt sayısı elde edilmiştir [Eiamsa-ard *et al.* 2005]. Bu konuda başka bir çalışmada, ısı eşanjörlerinde ısı geçişi artışı için kullanılan konik halka türbülatorlerin ve akışkan titreşim karakteristikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Re sayısının artışıyla Nusselt sayısının artması ve türbülatorler arasında en yüksek ısı geçiş miktarı elde edilmiştir (Yakut *et al.* 2004). Chen ve arkadaşları, yüksek performanslı kanatçıklı oval bir tüpte ısı transferini çoğaltma amacıyla yerleştirilmiş kanatçıkların etkilerini incelemişlerdir. Laminar akış için, üç boyutlu enerji denklemleri ve Navier-Stokes, sonlu hacimler metodu ile hidrodinamik ve ısı enerji analizlerini yapmışlardır (Chen *et al.* 2000). Şekil 2.8'de kondenser veya eşanjörlerde ısı transferini arttırmak amacıyla kullanılan bazı türbülatorler gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Eşanjörlerde ısı transferini arttırmak amacıyla kullanılan farklı türbülatorler

Çeşitli kanatçıklar (farklı bükülme açısı olan hem delikli hem de deliksiz şeritler) kullanarak, dairesel bir boru içindeki, hava akımının termik-hidrolik özelliklerini incelemek için sayısal ve deneysel analizler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Re-Nu diyagramlar şeklinde sunulmuştur (Chiu *et al.* 2009). Bir tüp içerisindeki ısı geçişi artışı için dairesel kesit halkalar yerleştirilmiş ve bununla ilgili sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Halkalar farklı aralıklarıyla tüp duvarı yakınlığında yerleştirilmiştir. Nusselt sayısının değişimleri, sürtünme faktörü ve ısı geçişi artışı halkalı borular için sunulmuştur (Ozceyhan *et al.* 2008).

2.6. Ekserji

Literatür çalışmaları genellikle, ısı pompalarında sistem veriminin artırılması, farklı amaçlarla kullanılması (ısıtma, kurutma, nem alma vb.), farklı kaynaklarından faydalanabilmesi (güneş, toprak, egzoz gazları vb.), ısı pompalarının farklı iklimlerde uygulanabilirliği ve ekonomik değerlendirmesi, COP, ekserji ve enerji analizleri gibi konular üzerine yoğunlaşmıştır. Ekserji analizleri üzerine çok sayıda araştırmalar mevcuttur. Bir sistem üzerine kurulan ve aynı kompresörle çalışabilen dört farklı ısı pompasının ekserji analizleri sunulmuş ve sistem bileşenleri kendi aralarında ekserji davranışları karşılaştırılmışlardır (Çakır 2011). Antalya ikliminde hava kaynaklı bir ısı

pompası sistemi kurulmuş ve bu sistemi oluşturan kondenser, evaporatör ve kompresörünün farklı akışkan giriş sıcaklıklarına göre literatürden alınmış denklemleri kullanarak ekserji analizleri yapılmıştır (Özyirmidokuz 2010). Ekserji analizine ek olarak, toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin çalışma prensibi ve ısı pompalarını oluşturan elemanlar anlatılmış ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır (Patlar 2006).

Enerji depolama ve güneş destekli sistemi ile beraber çalışabilen bir ısı pompası düzeneğinde termodinamik incelemeleri yapılmış ve temel termodinamik korelasyonları kompresör, kondenser, evaporatör, solar kolektör, depolama tankı için faydalanılmıştır. Bu çalışma sonucunda, sistemin ekonomikliği üzerine etkili olan tasarım parametrelerin önemi belirlenmiştir (Çomaklı ve Bayramoğlu 1996). Bir ısı pompasında dört farklı soğutucu gaz kullanılarak termal enerji depolama (TED) sistemi incelenmiş, ekserji analizleri yapılmış ve kullanılan sistemin tipine göre en uygun soğutucu akışkan belirlenmiştir (Çakmaz 2007). Bölgesel ısıtma sistemlerin ısı dağıtım şebekesinde enerji ve ekserji kayıpları değerlendirilmiştir. Bu amaçla, enerji ve ekserji kayıplarının denklemleri belirlenmiş ve üniversite kampüsünün ısı dağıtım şebekesi (şebeke uzunluğu 11.988 m boru çapı ise 65-250 mm) analiz edilmiştir. Isı dağıtım esnasında oluşan ekserji kayıpları, sistemin toplam ekserjisinin yaklaşık %16 olarak hesaplanmıştır (Çomaklı ve Yüksel 2004). Ayrıca, jeotermal (toprak kaynaklı) ısı pompaları, yüksek enerji kullanım verimliliği için yıllarca yaygın şekilde gelişmiş ülkelerde kullanılmaktadır. Türkiye'de araştırmacılar monte edilmiş iki tip toprak kaynaklı ısı pompası ekserjetik performansı değerlendirmesi ile ilgilenmişlerdir. Birinci sistem, düşük sıcaklıklarda jeotermal kaynaklarının araştırılması için tasarlanmış ve inşa edilmiştir. İkincisi ise, toprak kaynaklı dikey ısı değiştiriciden yararlanma analizleri için inşa edilmiştir. Ekserji verim değerleri her iki sistem için verilmiş iken sistemin bileşenlerinin ekserji kayıpları belirlenmiştir (Akpınar *et al.* 2007).

Enerji ve ekserjetik sistem analizi ve performansı hesaplaması için, dikey toprak kaynaklı ve güneş destekli bir ısı pompası modellemesi yapılmıştır. Enerji (performans katsayısı) ve ekserji verimliliği farklı giren su sıcaklıklarında belirlenmiştir. Bundan başka, Ege üniversitesi güneş enerjisi enstitüsünde kurulan deney düzeneğinde, sistemin

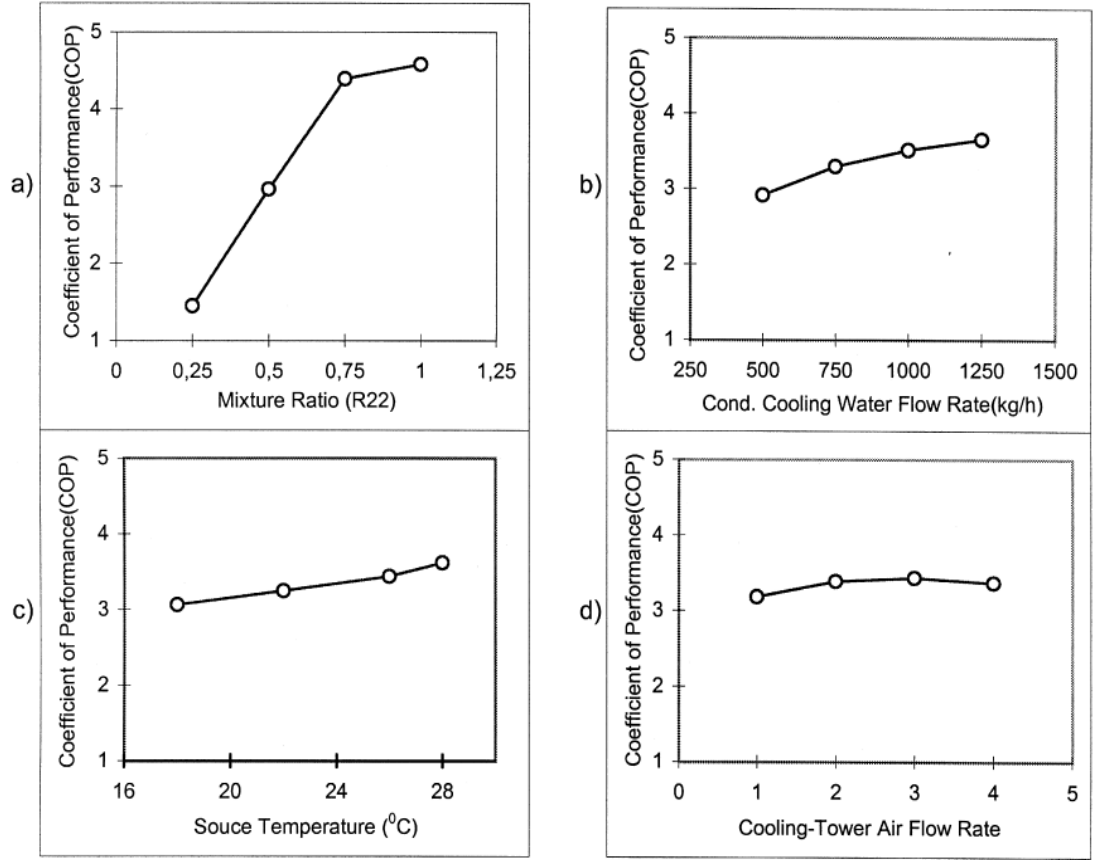
performansı ölçülmüş ve sistem şartlarına göre enerji ve ekserji verimlerinin nasıl değişmesi gerektiği gösterilmiştir (Özgener *et al.* 2007).

2.7. Gaz Karışımları

Bir azotrop ya da kaynama ile değişmeyen karışımı, iki ya da daha çok sıvı karışımlarıdır ki basit bir damıtma ile karışım oranları değişmez. Bu durumun nedeni bu ki, bir azeotrop kaynatılır iken buhar bileşenleri oranı kaynamadan önce ki oranlara eşittir ve değişmiyor. Azeotrop kelimesi Yunanca kelimelerden türetilmiştir. ζέειν (kaynama) ve τροπος (değişim) a(yok)- önek ile kombine edilmiş ve genel olarak "kaynamada değişiklik yok" anlamını vermektedir. Bu kelime ilk olarak İngiliz kimyacı John Wade ve Richard William tarafından 1911 yılında kullanılmıştır. Soğutucu akışkanlar karışımlarının uygulanması, sistemin performans katsayısını (COP) geliştirebilir ve bu konuyla ilgili çok sayıda araştırmalar mevcuttur. Taguchi yöntemiyle buhar sıkıştırılmalı ısı pompaların optimum işletme faktörleri belirlenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R407C, R22 ve bunların beş farklı kütleli karışımı (R22 %0, %25, %50, %75, %100) kullanılmıştır. Sistemin etkin çalışma parametrelerini analiz etmek için Genichi Taguchi tarafından önerilen method kullanılmıştır. Ekserji verimi için en etkin parametre kondenser suyu giriş sıcaklığı ve COP sayısı için en etkin parametre kondenser su debisi olarak bulunmuştur (Çomaklı *et al.* 2010). Buhar sıkıştırılmalı bir ısı pompası sisteminde saf R22, saf R134a ve R22/R134a gazlar çiftinin farklı karışım oranlarında kullanılmasıyla yapılan bir araştırmada, R22 kullanılan bir ısı pompasında ozon tüketme potansiyeli sıfır olan alternatiflerin (R134a ve R134a/R22'nin değişik karışım oranları) kullanılmasının ısı performans üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışma sonuçları değerlendirilmiş ve sistemin performans katsayısı ve ekserjetik verim bakımından optimum çalışma şartları belirlenmiştir (Karagöz 2002 ve Karagoz *et al.* 2004). Başka bir deneysel çalışmada, gaz karışım konsantrasyonu, kaynak sıcaklığı, kondenser soğutma suyunun akış hızı ve soğutma hava debisinin COP üzerine etkileri araştırılmış ve buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının ekserji verimliliği değerlendirilmiştir. Soğutucu akışkanlar (R11, R12, R22) ve ikili karışımları, (R22: %25, %52 ve %75 kütle fraksiyonu içererek) test edilmişlerdir. Bu çalışmada, saf

soğutucuların üzerine R22 ilavesi ile COP ve ekserji verimliliği arttığı gözlenmiştir (Çomaklı *et al.* 1999). %0, %25, %50, %75 ve %100 kütle fraksiyonu içeren, R22 ve R404A soğutucu akışkanların ikili karışımları test edilmiştir. Gaz karışımı oranı, evaporatör hava giriş sıcaklığı, evaporatör hava kütleli debisi, kondensör hava giriş sıcaklığı ve kondensör hava kütleli debisinin etkisi, performans katsayısı (COP) ve ekserji verim değerlerinin üzerine deneysel olarak incelenmiştir (Çomaklı ve Simsek 2009). R290/R600a soğutma akışkan karışımları kullanan soğutma düzeneğinde, sistemin performans değerlendirmesi sunulmuştur. Kararlı durum (steady – state) simülasyonu ile soğutucu bileşiminin etkisi aşağıdaki parametreler üzerinde analizleri gerçekleştirilmiştir: Performans katsayısı, kompresör gücü, soğutucu kütle akış hızı, soğutucu sıcaklığı, flaş tank çıkış akımlarının sıvı ve buhar kompozisyonu ve sıkıştırma oranı (D'Angelo *et al.* 2016). Deneysel bir çalışmada, yerli buzdolaplarında herhangi bir değişiklik yapmadan R134a yerine R436A (R290 ve R600a karışımının 56/44 kütle oranı) soğutucu akışkanın kullanılması araştırılmıştır (Rasti *et al.* 2012).

Soğutucu karışımlarının termodinamik özelliklerini tahmin etmek için hassas bir model geliştirilmiş ve karışımlar için Helmholtz enerjisi terimleri ifade edilmiştir. Altı ikili gaz karışımı aşağıdaki gibi sistemde kullanılmıştır: (R32+R125), (R32+R134a), (R125+R134a), (R125+R143a), (R134a+R143a) ve (R134a+ R152a). Alınan sonuçlar, literatürde olan soğutucu karışımların diğer modelleri ile karşılaştırılmıştır (Estela-Urbe 2014). Şekil 2.9'da R11/R22 gaz karışımı için COP üzerine farklı parametrelerin etkisi ayrı ayrı gösterilmiştir (Çomaklı ve Çelik 1999).

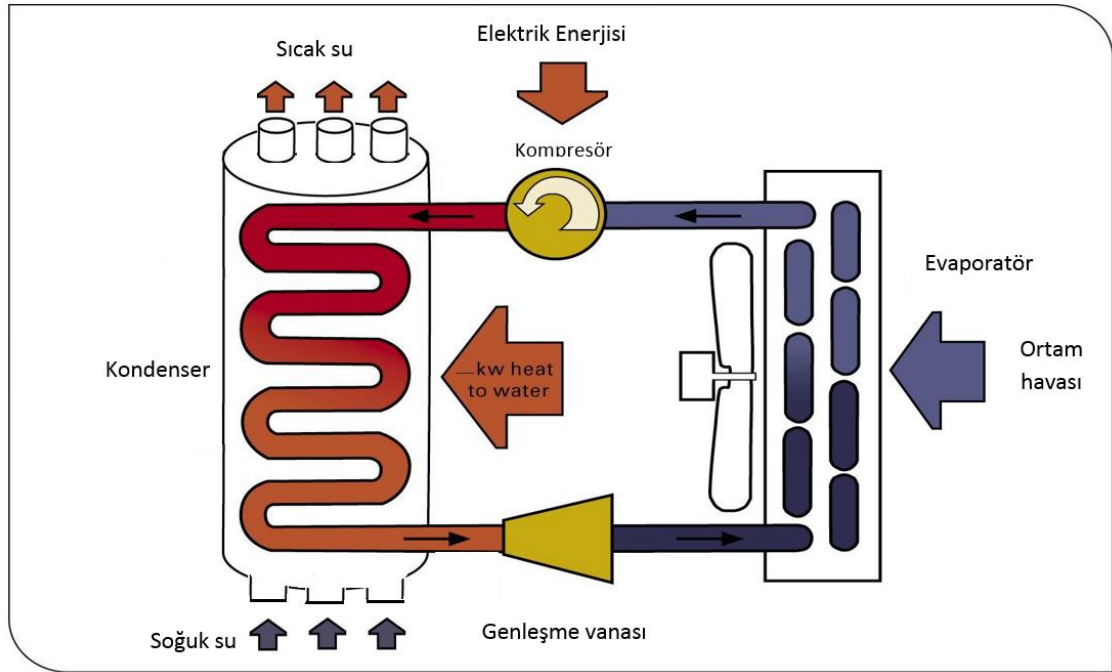


The effect of each parameter on coefficient of performance (for R11/R22 mixture).

Şekil 2.9. R11/R22 gaz karışımı için COP üzerine farklı parametrelerin etkisi

3. MATERİYAL ve YÖNTEM

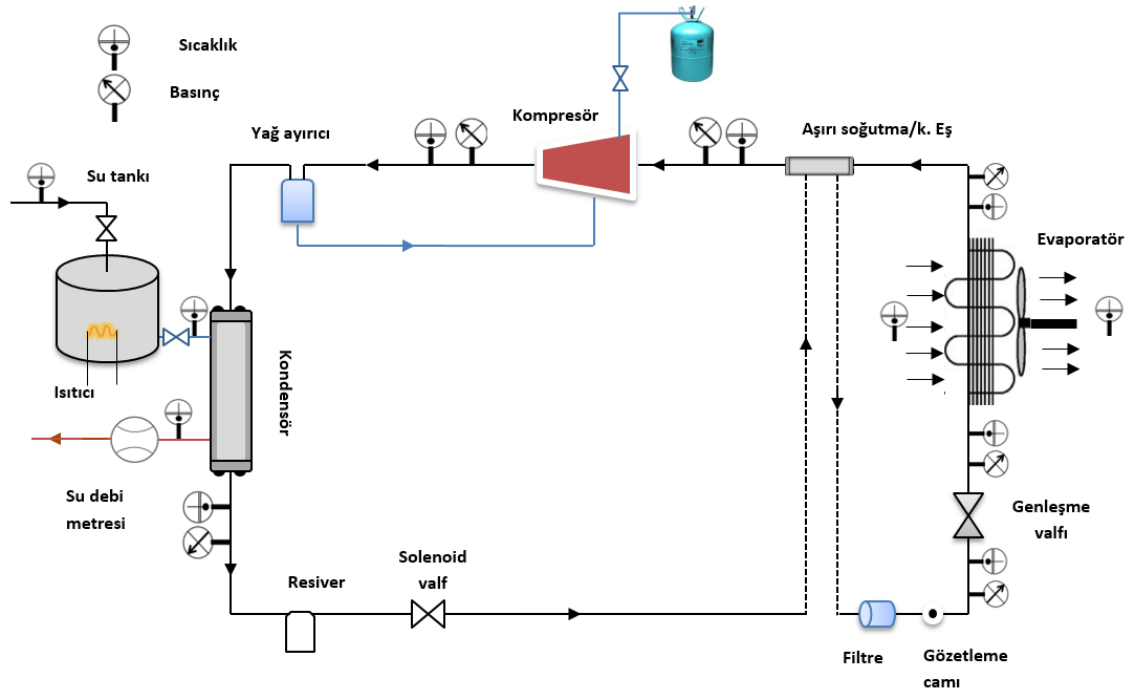
Bir çevreden daha sıcak bir çevreye ısı geçişi kendiliğinden olamaz. Bu işlemin gerçekleştirilmesi için bir ısı pompası veya soğutma makinesi kullanmak gerekir. Aynı çevrime göre çalışan bu sistemlerin termodinamik prensibi Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Sistem içinde dolaşan akışkanlara soğutucu akışkan adı verilmesine rağmen kullanım amaçları farklıdır.



Şekil 3.1. Isı pompasının termodinamik modeli

3.1. Deney Düzeneği

Deney düzeneğinin şematiği Şekil 3.2 ve 3.3’te gösterilmiştir. Çalışmamızda, hava-su buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompası sistemini araştırmak için deney düzeneği şekilde görüldüğü gibi kurulmuştur. Deney düzeneği ile ilgili detaylı bilgiler aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünüşü



Şekil 3.3. Deneylerde kullanılmış Su-Hava ısı pompasının resmi

Isı pompası sistemi elemanları 4 ana parçadan oluşur. Elemanların tanıtımı, yerleri ve özellikleri aşağıdaki gibi açıklanmıştır.

3.1.1. Kompresör

Buhar fazında olan akışkan kompresör vasıtasıyla sıkıştırılır, basıncı ve sıcaklığı arttırılır. Isı pompası deney düzeneğinde açık tip pistonlu kompresör (Şekil 3.4) kullanılmıştır.



Şekil 3.4. Kullanılan açık tip pistonlu kompresörün resmi

3.1.2. Kondenser

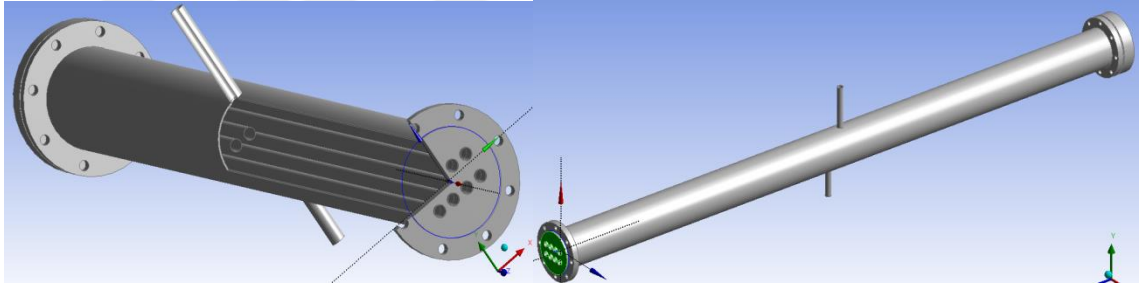
Soğutucu akışkan buhar fazında kondensere girdiğinde taşıdığı enerjinin bir miktarını çevrimden dışarıya aktararak faz değiştirir ve sabit basınçta sıvıya dönüşür. Sistemde kullandığımız kondenser, su soğutmalı, yatık bakır borulu gövde tipi bir kondenserdir. Kullanılan kondenserdeki gaz ve su devresi tamamen kapalıdır ve dış yüzeyleri 5 cm kalınlığında poliüretan köpük ile izole edilmiştir. Şekil 3.5 ve 3.6’da sistemde kullanılan kondenserin resmi ve geometrisi gösterilmiştir. Evaporatörün kapasite tablosu Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Evaporatör özellikleri

Kapasite	Ölçüler (mm)			Alan (m ²)
	Yükseklik	Genişlik	Kalınlık	
17500	590	1045	650	3398



Şekil 3.5. Sistemde kullanılan kondenserin resmi



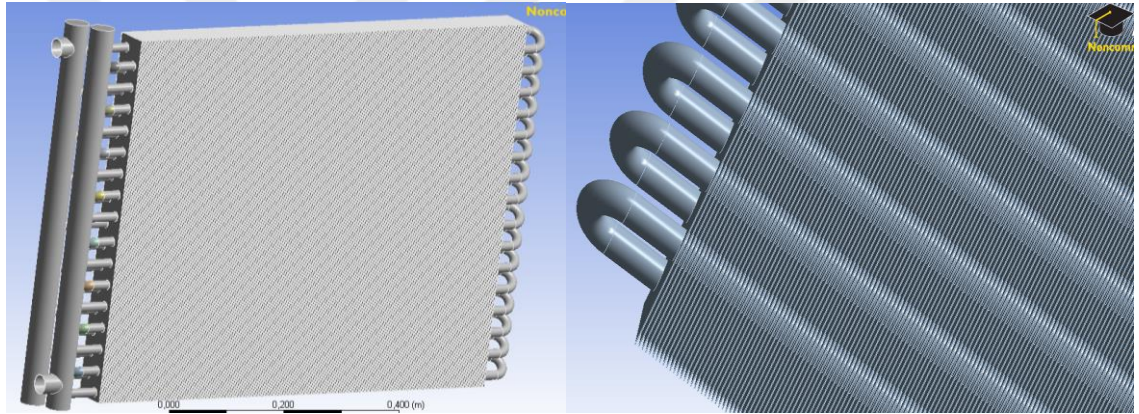
Şekil 3.6. Isı pompasında kullanılan kondenserin geometrisi

3.1.3. Evaporatör

Ortam havası veya başka ısı kaynaklardan alınan ısı enerjisi sistemde dolaşan soğutucu akışkanın sabit basınçta buharlaşmasını sağlar. Sistemde bakır borulu ve alüminyumla kaynak edilmiş hava kaynaklı bir evaporatör kullanılmıştır. Evaporatöre giren havanın sıcaklığını değiştirmek için hava kanalının girişine elektrikli bir ısıtıcı yerleştirilmiş, giren havanın sıcaklığını istenen seviyede tutmak için ısıtıcıya verilen akım bir varyak aracılığıyla kontrol edilmiştir. Sistemde hava tüneli içinde kullanılan evaporatörün resmi Şekil 3.7’de ve çizilmiş geometrisi Şekil 3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Sistemde kullanılan evaporatörün resmi



Şekil 3.8. Isı pompasında kullanılan evaporatörün geometrisi

3.1.4. Genleşme vanası

Akışkanın yeniden evaporatöre aynı şartlarda girebilmesi için basınç ve sıcaklığının düşürülmesini sağlar. Sistemde kullanılan termostatik genleşme vanası FME-E tipi bir valftir. Isı pompasında kullanılan diğer bileşenlerin özellikleri Çizelge 3.2’de ve kullanılan soğutucu gazların özellikleri ise Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.2. Bileşenlerin özellikleri

Bileşen	Açıklama	Özellikleri
Hava fanı	Hava kaynaklı evaporatöre yeterli havayı temin etmek amacıyla hava fanı kullanılmıştır.	Güç: 3KW Frekans 50 Hz Debi: 4000 m ³ /h
Hava ısıtıcısı	Evaporatöre giren havanın sıcaklığını değiştirmek için hava kanalının girişine yerleştirilmiş, giren havanın sıcaklığını istenen seviyede tutmak için de verilen akım bir varyak vasıtasıyla kontrol edilmiştir.	Varyak gücü: 15kVA Giriş gerilimi: 380 V Frekans 50 Hz
Isı eşanjörü	Evaporatör çıkışında aşırı kızdırma, kondensör çıkışında aşırı soğutma sağlamak hedefiyle kullanılmıştır.	Bakır çift borulardan makine bölümünde imal edilmiştir.
Filtre	Sistemde dolaşan akışkanı filtre etmek amacıyla kullanılmıştır.	Basınç 45 bar Sıcaklık -40, +80°C
Yağ ayırıcı	Soğutucu gazla kompresörden çıkan yağı ayırmak ve kompresöre geri göndermek amacıyla kullanılmıştır.	Deney gazlarına uygun ve farklı sıcaklık ve basınçlar aralıklarında kullanılabilir.

Çizelge 3.3. Kullanılan soğutucu gazların termodinamik özellikleri

Akışkan	Kimyasal formülü	Sıvı yoğunluğu (kg/m ³) 20°C	Sıvı hacmi (m ³ /kg) 20°C	Kritik basınç (kPa)	Kritik sıcaklık °C	Normal kaynama noktası °C	ODP	GWP
R22	CHClF ₂	1210.0	0.000826	4990.0	96.15	-40.8	0.05	1700
R134a	CH ₂ FCF ₃	1224.5	0.000816	4060.3	101.08	-26.6	0.0	1430
R404a	R125/134/143	1071.7	0.000938	3732.0	72.07	-46.6	0.0	3800
R407C	CH ₂ F ₂ /CHF ₂ CF ₃ /CF ₃ CH ₂ F	1154.7	0.00090	4619.0	86.74	-43.6	0.0	1600

3.2. Termokupllerin Kalibrasyonu

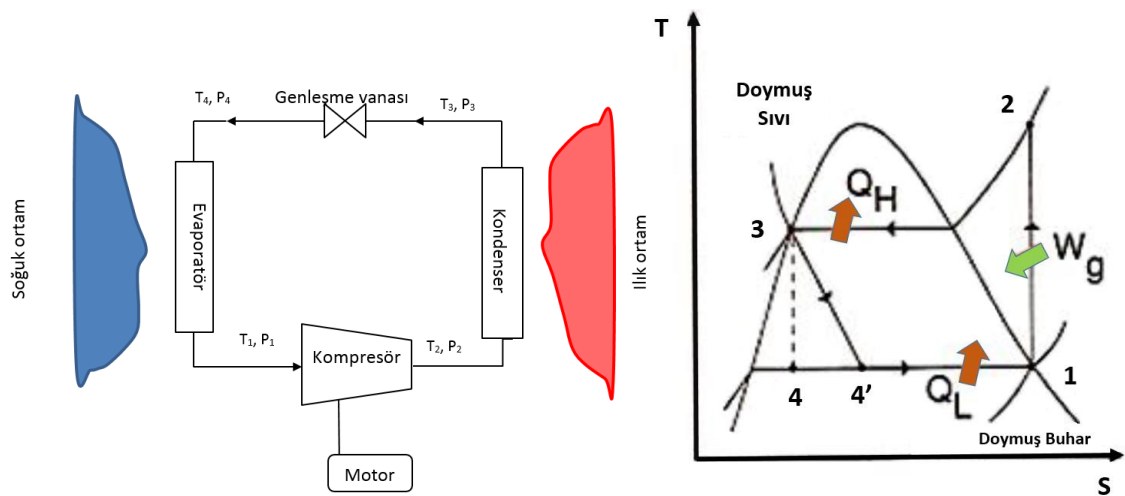
Gerekli noktaların sıcaklığını ölçmek amacıyla farklı noktalarda T tipi termokupllar kullanılmıştır. Termokuplların kalibrasyonu ayrı ayrı yapılmış ve bu şekilde elde edilen datalar denklemlerde kullanılmıştır.



Şekil 3.9. Su havuzu makinasıyla termokupllarin kalibrasyonu

3.3. Isı Pompası Çevrimi

Isı pompası çevriminde tersinir bir çevrimin gerçekleşmesi ters carnot olarak belirlenir. Bu sistemler ve soğutma makinelerinde, kısılma işlemi, sıvıyı bir kılcal borulardan veya kısılma valfinden geçirilerek yapılabilir, elde edilen çevrimi ise ideal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi olarak bilinir. İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevrimin T-s diyagramı ve genel çizimi Şekil 3.9 (a ve b) de gösterilmiştir.



Şekil 3.10. T-s diyagramı (a) ve ideal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi (b)

Şekilde görüldüğü gibi, $\dot{W}_g$ kompresörün çevrimde dolaşan soğutucu akışkan üzerinde yaptığı sıkıştırma işini, $\dot{Q}_L$ soğutulan ortamdan çekilen ısıyı ve $\dot{Q}_H$ ılık ortama atılan ısıyı göstermektedir.

Çevrimin hal değişimleri:

- 1-2: izantropik sıkıştırma
- 2-3: sabit basınçta çevreye ısı geçişi
- 3-4: genişleme ve basıncın düşmesi
- 4-1: akışkana sabit basınçta ısı geçişi

Yapılan deneylerde saf R404a, R134a, R22 ve R407 gazları ve onların farklı oranlarda karışımları kullanılmış ve istenen parametreler ve diyagramlar elde edilmiştir. Isı pompasının soğutucu akışkan kapasitesi hesaplaması amacıyla saf R404a, R134a ve R22 soğutkanların değişik ağırlık miktarlarında ilk deneyler buhar sıkıştırmalı ısı pompası sistemimiz üzerinde yapılmış ve çeşitli parametrelerin (hava kaynağı sıcaklığı ve kondenser soğutma suyunun debisinin) performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneylerde verileri kaydetmeden önce sistem kararlı hale gelene kadar yaklaşık 30 dakika çalıştırılmıştır. Sistemimizde kompresör giriş, kompresör çıkış, kondenser giriş, kondenser çıkış, evaporatör giriş, evaporatör çıkış sıcaklıkları ile kondensere giren ve çıkan soğutma suyunun sıcaklıkları ve son olarak evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere ayrı ayrı noktalardan termoeleman çiftleri yardımıyla sıcaklıklar ölçülmüştür. Kondenser, kompresör ve evaporatör giriş ve çıkışlarında sistem basıncı ölçülmüştür. Kondenser soğutma suyu debisi ve evaporatör hava debisi ise kontrole alınmış ve ölçülmüştür. Ayrıca bir ampermetre ve voltmeter vasıtasıyla elektrik motorun çektiği akım ve voltaj ölçülerek çevrime aktarılan elektrik işi hesaplanmıştır.

3.4. Soğutucu Gaz Optimum Miktarı Hesaplaması Deneyleri

Sistemde optimum gaz miktarını hesaplamak amacıyla farklı soğutucu gazlar için (R134a, R22, R404a) sisteme kademeli gaz artırma deneyleri yapılmış ve deney sistemine her gazın en uygun miktarı elde edilmiştir.

Sistem önce tahliye ve vakum edilmiş ve sonra birinci aşamada 2kg gazla çalıştırılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Deneyler yapıldıktan sonra sisteme 200-300 gr arası gaz eklenmiş ve sistemde toplam gaz miktarı 6-7 kg olana kadar deneylere devam edilmiştir. Kondenser soğutma suyu debisi dört farklı miktarda (0.5, 1, 1.5 ve 2 galon/dakika) ve evaporatör hava giriş sıcaklığı ise 3 farklı güç ayarında test edilmişlerdir (bir değişken testi yapılırken başka değişkenler sabit şekilde kontrol edilmiştir). Çalışmanın bu bölümünde yapılan deneylerin planı Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Soğutucu gaz optimum gaz miktarı hesaplama deney planı

Gaz miktarı (gram)	Kondensere giren su debisi (galon/dakika)				Evaporatör girişinde ısıtıcı gerilimi (V)		
2000	0.5	1	1.5	2	0	250	500
2250	√	√	√	√	√	√	√
2500	√	√	√	√	√	√	√
2800	√	√	√	√	√	√	√
3000	√	√	√	√	√	√	√
3200	√	√	√	√	√	√	√
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
5000 ~ 6000							

Sistemde istenen noktaların basınç ve sıcaklıkları alınmış ve termodinamik tablolardan ve denklemlerden her gazın Entalpisi (h), Entropisi (s), kütleli debisi ($\dot{m}$), genişleme vanası çıkışında akışkan kalitesi (x), evaporatörden alınan ısı (Q_L) kondenserdan atılan ısı (Q_h) ve diğer özellikler ilgili diyagramlarda sunulmuştur. (test gazları için

termodinamik tablolardan alınan dataların uyumlu ve daha dikkatli olması hedefiyle coolpack programı kullanılmıştır).

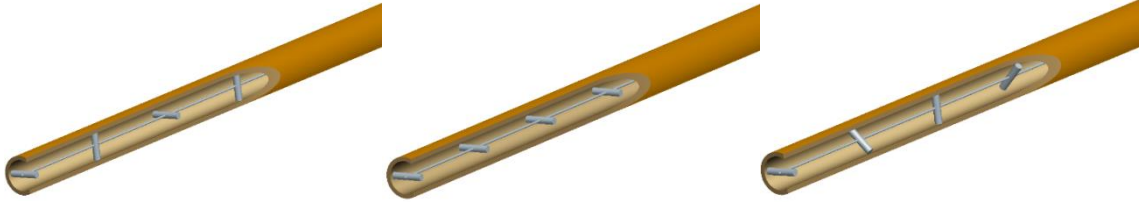
3.5. Kompresör Performansı Üzerine Gaz Özellikleri Etkisinin Araştırılması

Bir ısı pompası veya soğutma makineleri çevriminde, ısıtma veya soğutma amacı elde etmek için sistemde, sıvının hareket ettirilmesi gerekmektedir. Kompresör bileşeni bu hedefin sorumlusudur ve aynı zamanda sistemin güç tüketiminde önemli bir rolü vardır. Bu nedenle, sıkıştırma işlemi sırasında kompresör enerji tüketiminin incelenmesi ve azaltılması yollarını bulmak çok önemli ve literatürde ilgi çeken ve değerli konulardandır. Kompresör performansı araştırması için, R404a soğutucu gazı seçilmiş ve aşağıdaki parametreler ayrı ayrı incelenmiş ve sonuçlar bölümünde sunulmuştur.

İzentropik ve gerçek iş hesaplaması ve karşılaştırılması, sıkıştırma oranı ve giriş –çıkış yoğunluklarının değişmesi, kompresörün izantropik ve ikinci kanun verimi, ekserji analizleri ve ekserjetik verimliliği, giriş ve çıkış hatlarında gaz davranışı ve ideal gaz durumundan sapması ve giriş ve çıkış hatlarının entalpi ve entropi değişimleri.

3.6. Kondenserlerde Türbülatorün Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı Üzerine Etkisinin Araştırılması

Tezin bu bölümünde kondenserde ısı transferini arttırmak amacıyla, su borusu içinde türbülans oluşturan kanatçıklar kullanarak deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca, kanatçıklarda farklı geometrilerin ısı transferi ve sürtünme katsayısı üzerine etkileri incelenmiştir (Şekil 3.11). Deneyler üç farklı kanatçık açısında ($\alpha_{1,2,3} = 0^\circ - 45^\circ - 90^\circ$), üç farklı kanatçık arası mesafede ($Sy_{1,2,3} = 101\text{mm} - 216\text{mm} - 340\text{mm}$), ve üç farklı Reynolds sayısında ($Re_{1,2,3} = 6000 - 11000 - 17000$) 9 farklı türbülator kullanarak yapılmıştır.



Şekil 3.11. 0° , 45° ve 90° açılarında kullanılan kanatçıkların şematik diyagramı

Farklı türbülatorlerden elde edilmiş sonuçlar, Re-Nu ve Re-f diyagramlarında sunulmuş, birbirleriyle ve boş boru ile kıyas edilmişlerdir. Deneysel ve sayısal sonuçlarını karşılaştırmak için bir CFD programıyla (ANSYS-FLUENT) çeşitli koşullarda modellerin simülasyonu yapılmıştır.

3.7. Çeşitli Viskoziteye Sahip Kompresör Yağlarının Isı Pompası Performansı Üzerine Etkisinin Araştırması ve Yağ-Gaz Karışımının Termodinamik Analizleri

Isı pompası yağları kompresörde birkaç anahtar rol oynarlar.

- Sürtünmeye maruz kalan parçaların yağlaması,
- Kompresör sıkıştırma odasında gaz kaçağının önlemesi
- Sürtünme ile ısıtılan parçaların soğutulması bunların en önemlisi sayılmaktadır.

Yağların viskozitesi önemli bir parametredir ve uyumlu yağlayıcı seçmek için dikkate alınmalıdır. Genel olarak, yüksek viskoziteli yağlar sistemin verimini azaltır. Diğer yandan, düşük viskoziteli yağların kullanılması metal parçaların arasında doğrudan temasa neden olur. Kompresör çalışma şartlarında, soğutucu gaz az miktarda yağla çözünür ki bu durum yağın termo fiziksel özelliklerinde değişikliklere neden olabilir. Deneysel çalışmanın bu bölümünde, R-404a soğutucu gaz ile çalışan ısı pompasının kompresöründeki yağ dolaşımı etkilerinin analizi yapılmıştır. Deneylerde üç farklı yağ tipi, mineral düşük viskoziteli SL22 yağı, yüksek viskoziteli poliestere SL220 yağı ve orta seviye de viskoziteye sahip SL68 yağı dâhil kullanılmıştır. Yapılan deneylerde, her bir yağ için sonuçlar elde ettikten sonra sistemin yağı boşaltılmış ve aynı gaz için farklı

yağ kullanarak deneyler devam etmiştir ve farklı viskozite ve özelliklere sahip yağlar için alınan sonuçlar kıyaslanmıştır. Ayrıca, ısı pompası sistemlerinde, soğutucu gaz kompresörde koşullara bağlı %1-5 arası miktarlarda karışmaktadır. Bundan dolayı, bu karışımın özelliklerini elde etmek önemlidir ve hesaplamalarda göz önüne alınmalıdır. Burada yağ-gaz karışımı için yoğunluk, viskozite, entalpi ve diğer termodinamik parametrelerin incelenmesi yapılmıştır.

3.8. Gaz Karışımları Kullanan Isı Pompaların Enerji ve Ekserji Verimlerinin İncelenmesi

Isı pompası sisteminde saf R134a, saf R404a, saf R407 ve R134a/R404a, R134a/ R407 ve R404a/R407 soğutkan çiftlerinin farklı karışım oranlarında deneyler yapılmış ve sonuçlar termodinamik esaslarına göre enerji ve ekserji açılarından değerlendirilmiştir. farklı koşullar arasında çalışan sistem için COP ve ekserjetik veriminin optimum değerleri incelenmiştir. Bu deneyler esnasında, sistemin performansı üzerine; karışım oranı, kondenser soğutma suyu debisi evaporatörde kaynak giriş sıcaklığının etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. X ve Y gazlarından oluşan çift karışımların deneyleri aşağıdaki şekilde altı aşamada tamamlanmıştır.

%0 X ile %100 Y

%20 X ile %80 Y

%40 X ile %60 Y

%60 X ile %40 Y

%80 X ile %20 Y

%100 X ile %0 Y

Ayrıca, bu bölümde soğutkan karışımlarının ve bileşenlerinin termodinamik özellikleri incelenmiş, sıcaklık, basınç entalpi ve entropi değerleri termodinamik kanunlarına göre tahmin edilmiştir.

3.9. Belirsizlik Analizi

Deneysel belirsizlikler; deney araçları seçimi, kalibrasyon, okuma, gözlem kaydı, planlama ve bazıları çevresel hatalardan kaynaklanabilir. Sistemde, bakır konstantan termokupllar ile ölçülen sıcaklıklar için toplam belirsizlik $\pm\%1.2$, basınçları ölçen Bourdon tipi 1.6 sınıf manometreler için belirsizlik $\pm\%1.6$, elektrik enerjisini ölçen ampermetre ve voltmetre $\pm\%3.00$, soğutucu gaz miktarının hatası $\pm\%0.5$ ve su debimetresi için $\pm\%2.00$ olarak göz önüne alınmıştır.

Deneysel çalışmalarda ölçülmüş veri miktarlarının belirsizliklerinin hesaplanması için matematiksel denklemler kullanılmıştır (Pan ve arkadaşları 2011). Burada COP ve elektrik güç için 3.1 ve 3.2 denklemleriyle hesaplanan belirsizlik, sırasıyla $\pm\%2.17$ ve $\pm\%7.53$ olarak elde edilmiştir.

$$Un_{elek-güç} = \sqrt{(Un_I \frac{\partial \dot{W}}{\partial I})^2 + (Un_U \frac{\partial \dot{W}}{\partial U})^2 + (Un_{cos\phi} \frac{\partial \dot{W}}{\partial cos\phi})^2} \quad (3.1)$$

$$Un_{COP} = \sqrt{(Un_{\dot{m},su} \frac{\partial COP}{\partial \dot{m}_{cond,su}})^2 + (Un_t \frac{\partial COP}{\partial T_{cond,su,g}})^2 + (Un_t \frac{\partial COP}{\partial T_{cond,su,\phi}})^2 + (Un_{\dot{W}} \frac{\partial COP}{\partial \dot{W}})^2} \quad (3.2)$$

3.10. Denklemler ve Korelasyonlar

Bir ısı pompası veya soğutma makinesinin ısıl değerlendirilmesi performans katsayısı (coefficient of performance) ile yapılır. Isı pompası (a) ve soğutma makinesinin (b) performans katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen (ısıtma etkisi)}}{\text{harcanan (iş girişi)}} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_{net}} \quad (3.3)$$

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen (soğutma etkisi)}}{\text{harcanan (iş girişi)}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net}} \quad (3.4)$$

Kompresörden çevrime verilen elektrik iş miktarı:

$$\dot{W}_k = V * I * \sqrt{3} * P_f \quad (3.5)$$

Burada V elektrik voltaj, I elektrik akımı, $P_f (\cos\phi)$ ise güç faktörünü belirtmektedir.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesi ile ilgilidir ve iş, ısı veya kütle akışı olarak toplam giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olmasını gerektirmektedir. Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi için enerji denklemi:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\text{ç} e_\text{ç} - \sum \dot{m}_\text{g} e_\text{g} \quad (3.6)$$

Burada e akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütesinin toplam enerjisidir.

Burada $e = h + p_e + k_e$, olarak hesaplanırsa, termodinamiğin birinci kanunu yani enerjinin korunumu ilkesi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\text{ç} (h_\text{ç} + \frac{1}{2} v_\text{ç}^2 + g z_\text{ç}) - \sum \dot{m}_\text{g} (h_\text{g} + \frac{1}{2} v_\text{g}^2 + g z_\text{g}) \quad (3.7)$$

şeklinde belirlenir. Giriş ve çıkış indisleri sırasıyla 1 ve 2 ile değiştirilirse, kütle debisinin değişmediği kabul edilirse ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$), ayrıca kinetik ve potansiyel enerjilerin değişmediği göz önüne alınırsa, bir geçişli ve bir çıkışlı kontrol hacim için enerji denklemi:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

şeklinde yazılabilir. Kompresör için ısı kayıpları olmadığı farz edilirse daha basit şekilde yazılabilir.

$$-W = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

Ayrıca, enerji korumu denklemi kondensör ve evaporatör için,

$$\dot{Q}_h = \dot{m}(h_3 - h_2) = \dot{m}_s C p_s (T_{sç} - T_{sg}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m}_h C p_h (T_{hg} - T_{hç}) = \dot{Q}_h - W \quad (3.11)$$

Olarak hesaplanır. Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi ise,

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_h}{h_3 - h_2} \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir. Sistemin COP sayısı 3.1, 3.3 ve 3.8 denklemlerini kullanarak hesaplanmış ve ayrıca hava fanı enerji tüketimi COP denklemine eklenmiştir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{fan}} = \frac{\dot{m}_s C p_s (T_{sç} - T_{sg})}{\sqrt{3} V \cdot I \cdot p_f + \dot{W}_{fan}} \quad (3.13)$$

Isı pompası sisteminde ısı kaybını azaltmak için kullanılan kondenser uygun kalınlıkta asbest ile yalıtılmıştır. Kondenserden atılan ısı kayıpları ilgili denklemler ile elde edilmiş ve termodinamiğin birinci kanununda hesaplamıştır. Bunun için Grashof sayısı bu şekilde yazılabilir, (Holman 1986):

$$Gr_d = \frac{g B (T_{as} - T_{\infty}) D^3}{\nu_a^2}, \quad (3.14)$$

Buradan yatay bir silindirde doğal taşınım için Nusselt sayısı elde edilmiştir,

$$Nu = 0.36 + \frac{0.518 (Gr_d Pr)^{1/4}}{[1 + (\frac{0.559}{Pr})^{16}]^{4/9}} \quad (10^{-9} < Gr \, Pr < 10^{-6}) \quad (3.15)$$

Isı transfer katsayısı ise,

$$h_c = \frac{Nu \times k_a}{D} \quad (3.16)$$

kondenser ısı kayıpları,

$$\dot{q}_{loss,cond} = \frac{2\pi L(T_s - T_\infty)}{\frac{\ln(\frac{r_o}{r_i})}{k_{as}} + \frac{1}{r_o h_c}} \quad (3.17)$$

kondenser için termodinamiğin birinci yasası bu şekilde tanımlanabilir,

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r h_2 - \dot{m}_r h_3 - \dot{q}_{loss,kond} \quad (3.18)$$

ve aynı şekilde mekanik ve ısı kayıpları kompresör için göz önüne alınırsa,

$$\dot{w}_{komp} = \dot{m}_r h_2 - \dot{m}_r h_1 + \dot{e}_{komp} \quad (3.19)$$

olarak hesaplanır. Ayrıca, genleşme vanası ve ısı eşanjörü için sırasıyla (ortama ısı transferinin olmaması varsayılarak),

$$h_{3'} = h_4 \quad (3.20)$$

$$h_3 + h_{4'} = h_1 + h_{3'} \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilebilir. Evaporatör bileşeni yalıtılmış rüzgâr tüneli içinde olduğu için çevre ile ihmal edilebilir ısı transferi varsayılırsa, enerjinin korunumu denklemi,

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r h_{4'} - \dot{m}_r h_4 \quad (3.22)$$

ve genleşme vanası çıkışında akışkan kalitesi:

$$X_4 = \frac{(h_4 - h_f)}{(h_g - h_f)} \quad (3.23)$$

şeklinde hesaplanır.

Son beş enerji denklemlerini (3.15, 3.16, 3.17, 3.18 ve 3.19) çözerek, bilinmeyen miktarlar hesaplanmış, sonuçlar elde edilmiştir ve ilgili diyagramlarda sunulmuştur (bu sorun, Jacobian matrisini kullanarak Newton-Raphson yöntemi ile çözülmüştür).

Politropik süreçte kompresörün özel kapasitesi aşağıdaki denklemi kullanılarak hesaplanabilir,

$$w = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.24)$$

Politropik katsayısı (n) Coulson ve Richardson tarafından tarif edilen yöntem ile hesaplanabilir (1983) (Çomaklı vd 1996).

Buna ek olarak, çevrim içinde ideal bir gaz farz edilirse izantropik işlemi için kompresörde harcanan özel iş,

$$w = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.25)$$

şeklinde elde edilir. Burada R gazlar sabiti (kJ/ kg.k) ve k özgül ısı oranıdır (K=Cp/Cv).

Bu denklemde soğutucu akış hızı uygulandığında, güç tüketimi,

$$\dot{w} = \frac{k}{k-1} \dot{m} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.26)$$

Kompresör toplam verimi (η_{cm}) dikkate alınır, izantropik buhar sıkıştırma süreci için, kompresörün güç tüketimi,

$$\dot{W}_{comp-ise} = \dot{m}_r \frac{p_1 v_1}{\eta_{cm}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.27)$$

Kong ve arkadaşları tarafından (2011) toplam verimlilik hesaplaması metodu (Kong *et al.* 2011),

$$\eta_{cm} = \eta_m \eta_{mo} \eta_{id} \quad (3.28)$$

şekilde yazılabilir.

Burada, η_m mekanik verimliliği, η_{mo} motor verimliliği ve η_{id} belirtilen verimliliği olarak (indicated efficiency) hesaba alınmışlardır. Sabit kompresör çalışma hızında, soğutucu akışkan debisi farklı şekillerde hesaplanabilir. Kompresörde dolaşan soğutucu gazın kütleli debisi (Kong *et al.* 2011),

$$\dot{m}_r = \frac{n \mu v V_d}{60 v_i} \quad (3.29)$$

olarak verilir. Sunulan denklemde n kompresör hızı, μ hacimsel verimlilik, V_d deplasman hacim, ve v_i kompresörün emme hattında soğutucu özel hacim olarak tanımlanmıştır. Kompresörde hesaplanmış izantropik güç ve elektrik güç tüketimi karşılaştırılmış ve sonuçlar bir sonraki bölümde sunulmuştur. Kompresör sıkıştırma odasında, düşük basınçlarda gaz basıncının hacimle ters orantılı olduğu deneysel çalışmada gözlenmiştir. Bir gazın hacmi sıcaklıkla orantılıdır ve ideal gaz halinde,

$$Pv = RT \quad (3.30)$$

ile ifade edilebilir. Sabit kütle için ideal gaz denklemi iki kez yazılmış ve basitleştirilmiştir. Aynı zamanda, ideal gazın iki farklı hal durumu birbirine eşit olduğundan,

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (3.31)$$

gaz özellikleri her iki durum için elde edilebilir.

Düşük basınçlarda, gazlar sıcaklıktan bağımsız olarak ve yüksek sıcaklıkta basınçtan bağımsız olarak, iyi bir doğrulukla ideal gaz gibi davranır ve kabul edilebilirler. Bu çalışmada, kompresör giriş ve çıkış koşulları ideal gaz durumu ile ilgili diyagramlarda kıyaslanmıştır. İdeal gaz durumundan sapma diyagramı çeşitli deneylerde değerlendirilmiştir. Ancak, gerçek gazlar için sıkıştırılabilirlik faktörü (compressibility factor, Z) İdeal gaz davranışından sapma ölçüsüdür.

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad (3.32)$$

Ekserji analizi tüm enerji kaynakları uygulamalarında önemli olduğu için ve termodinamik analizlerinin bir parçası olduğu için bu tez çalışmasında da yapılmıştır. Ekserji analizinin temeli, bir sistemin faydalı mevcut enerjisini elde edilebilirliğidir. Genel olarak, tersinmezlik, ekserji tüketimi ve aynı zamanda iş kaybı temelde benzer kavramlardır. Ekserji sabit bir atmosfer basınç ve sıcaklığında (P_0 , T_0), bir sistem ile maksimum faydalı iş değerlendirilmesinin gerçekleştirilebilirliği olarak tanımlanabilir (Özgener *et al.* 2007).

Kompresörün ekserjisi aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$\psi_{komp} = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad (3.33)$$

Soğutucu akış debisini kullanarak, ekserji denklemini watt biriminde elde edebilirsiniz.

$$\psi_{komp} = \dot{m}_r((h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)) \quad (3.34)$$

Isı pompası sisteminin ekserjetik verimliliği Ayhan ve arkadaşları (1992) tarafından sunulmuş denklem ile elde edilmiştir.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{cond} - T_0 \dot{m}_{su} c_{p,su} \ln\left(\frac{T_{sg}}{T_{sc}}\right)}{\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{cond} - T_0 \dot{m}_h c_{p,a} \ln\left(\frac{T_{hg}}{T_{hc}}\right)} \quad (3.35)$$

Bu çalışmada, kompresörün her iki izantropik ve ikinci kanun verimi analiz edilmiş ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. Kompresörün izantropik verimliliği,

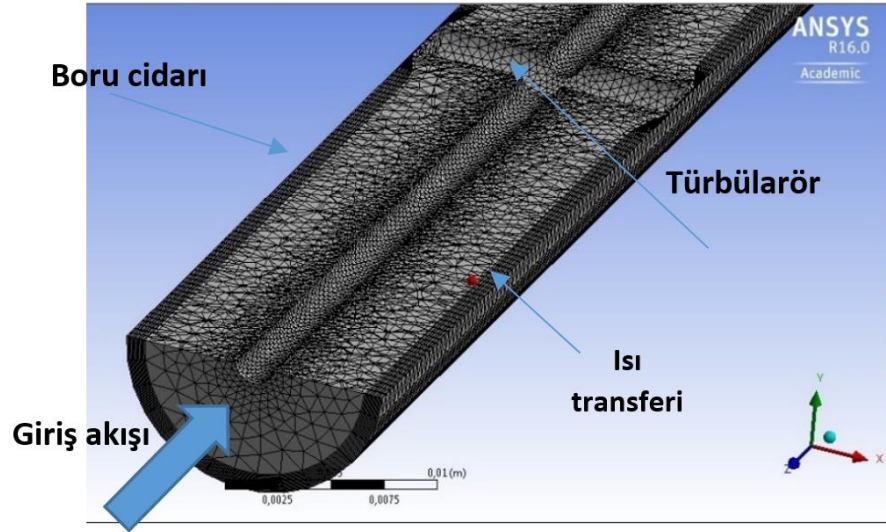
$$\eta_{komp,ise} = \frac{W_{ise}}{W_{act}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2act} - h_1} \quad (3.36)$$

İkinci kanunu verimliliği ise,

$$\eta_{komp,II} = \frac{\dot{W}_{rev,in}}{\dot{W}_{act,in}} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \quad (3.37)$$

Şekilde hesaplanabilir.

Kondenserin ısı transferini artırma çalışmasında, farklı kanatçık arası mesafe ve farklı açılarda yapılmış olan çeşitli türbülatorlerin ilgili matematiksel denklemler ile hesaplamaları yapılmıştır. Deneyler boyunca, ısı transferinin kararlı durumda olduğu varsayılmaktadır. Ayrıca, test eşanjörü iyi yalıtılmış olduğu gerçeği göz önüne alındığında, ısı transferi tüp içinde soğutma suyu ile çekilen ısı kaybına eşittir. Test bölümünde, boru ve kanatçık, sınır şartları ve mesh örneği ile Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Boru ve türbülör sınır şartları şematik diyagramı

Isı transferi için sağlanan elektrik enerjisi, şu şekilde ifade edilebilir,

$$\dot{Q} = VI = \dot{m}_{su} c_p (T_{\dot{c}} - T_g) \quad (3.38)$$

deney borusunda, taşınım ısı transfer katsayısı

$$h = \frac{\dot{Q}}{A[T_c - (\frac{T_g + T_c}{2})]} \quad (3.39)$$

olarak yazılabilir. Burada, $T_{\dot{c}}$ ve T_g çıkış ve giriş su sıcaklığı, T_c su borusu cidarının ortalama sıcaklığıdır.

A tüpün iç yüzey alanı, şu şekilde ifade edilebilir:

$$A = \pi DL \quad (3.40)$$

sonuçlarda, ortalama Nusselt sayısı, aşağıdaki şekilde hesaplanabilir,

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.41)$$

Sıvı termal iletkenliği (k) yerel ortalama sıvı sıcaklığında (mean bulk temperature) akışkan özelliklerinden elde edilir. ($T_b = (T_{\dot{c}} + T_g)/2$).

Basınç kayıplarını kullanarak, ΔP , boş boru sürtünme katsayısı boru boyunca aşağıda ki gibi hesaplanabilir,

$$f = \frac{\Delta P}{(L/D)(\rho v^2/2)} \quad (3.42)$$

Reynolds sayısı test borusunda giriş su debisine dayanarak,

$$Re = \frac{\rho v d_e}{\mu} \quad (3.43)$$

μ akışkanının dinamik viskozitesi, v ortalama hızı, (d_e) etkin çapı (boş tüp durumunda boru iç çapına eşittir) olarak hesaplara alınmıştır. Türbülator kullanılması halinde etkin çap değeri şu denklemden alınabilir.

$$d_e = \sqrt{\frac{4V'}{\pi L}}, \quad (V' = \text{boş boru hacimi} - \text{Türbülator hacimi}) \quad (3.44)$$

Nusselt sayısı boş boru durumunda, deneysel ve simülasyon yöntem ile elde edilmiş ve literatürde ifade edilen bağıntılarla da karşılaştırılmıştır (Eiamsa-ard *et al.* 2005),

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad \text{Colburn denklemi} \quad (10^4 \leq Re) \quad (3.45)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (n=0.3-0.4) \quad \text{Dittus-Boelter denklemi} \quad (10^4 \leq Re) \quad (3.46)$$

$$Nu = \frac{(\frac{f}{8})(Re.Pr)}{1.07 + 12.7(\frac{f}{8})^{\frac{1}{2}}[Pr^{\frac{2}{3}} - 1]} \quad \text{Petukhov denklemi} \quad (3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6) \quad (3.47)$$

Boş tüp için sürtünme katsayısı değerleri de 3.48 ve 3.49 denklemler ile hesaplanır,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad \text{Blasius correlation} \quad (Re \leq 20000) \quad (3.48)$$

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad \text{Petukhov correlation} \quad (3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6) \quad (3.49)$$

Hesaplamalarda kullanılan termodinamik ve akışkan analizleri bir laboratuvar ısı pompası modeline dayanarak ilgili formüller ve denklemler ile yapılmıştır. Bu bölümde aynı sistem için, pistonlu kompresör içinde tüm işlemin fiziği ve performansı üzerinde yağ etkisi araştırılmıştır.

Kompresörde kullanılan yağların performans üzerine etkisinin araştırması çalışmasında, pistonlu kompresörlerde tüm prosedürün fiziği ve farklı yağların etkilerini tanımlamak amacıyla ilgili denklemler kullanılmış ve sistemin termodinamik ve akış süreçlerinin analizleri yapılmıştır.

Yağın termodinamik ve fiziksel özellikleri:

- Özgül ağırlık: belli bir sıcaklıkta (15.56°C.), yağın bir referans madde ile yoğunluk oranıdır. Referans madde bu sıcaklıkta 999.0 kg/m³ yoğunluğa sahip saf sudur (Conde 1995).
- Yoğunluk: genel olarak, yağ yoğunluğu üreticiler tarafından sadece 20°C da belirlenir. Ancak, diğer sıcaklıklarda Mermond ve arkadaşları tarafından basit bir denklem ile değerlendirilmiştir (denklemde, Conde tarafından sunulan A katsayısı = 0.60, makul bir yaklaşım sağlar (Mermond *et al.* 1999).

$$\rho(T) = \rho(T_0) - A(T - T_0) \quad (3.50)$$

- Dinamik viskozite: yağlama yağlarının dinamik viskozitesi, sıcaklığa bağlıdır ve basıncın etkisi normal koşullarda göz ardına alınabilir (ilgili sıcaklıklarda, iki ya da daha fazla veri noktalarından α ve β kolayca doğrusal regresyon yöntem ile belirlenir) (Lottin *et al.* 2003).

$$\mu = \alpha e^{\beta T} \quad (3.51)$$

- Kritik sıcaklık: saf hidrokarbonun kritik sıcaklığı, normal kaynama noktası ve özgül ağırlığıyla aşağıdaki denklem ile değerlendirilmiştir (Nokay 1959).

$$T_c[\text{K}] = 15.2762 S^{0.2985} T_b^{0.62164} \quad (3.52)$$

- Özgül termal kapasite: bilinen normal kaynama noktası, acentric faktörü ve özgül ağırlığını kullanarak kesler ve arkadaşları tarafından sunulan denklem ile yağlama yağların özgül termal kapasitesi tahmin edilmiştir (Katsayı değerleri aşağıdaki tablo da verilmiştir).

$$C_{P,o} = C_0 + C_1 \frac{T_b^{1/3}}{S} - \left(C_2 - C_3 \frac{T_b^{1/3}}{S} + C_4 \frac{T_b^{2/3}}{S^2} \right) T + C_5 T^2 - \left[\left(C_6 - C_7 \frac{T_b^{1/3}}{S} \right) \frac{C_8 - C_7 \frac{T_b^{1/3}}{S}}{C_8 \omega} \right]^2 \times [C_9 - C_{10} \omega - (C_{11} - C_{12} \omega) T - (C_{13} - C_{14} \omega) T^2] \quad (3.53)$$

Çizelge 3.5. Özgül termal kapasitesi denkleminin parametreleri

$C_0 = -1.41874$	$C_3 = -10.58191$	$C_6 = 12.8$	$C_9 = 1.09296$	$C_{12} = -7.14436$
$C_1 = 0.14398$	$C_4 = 0.33736$	$C_7 = 1.21644$	$C_{10} = -2.48411$	$C_{13} = 7.27096$
$C_2 = 7.00192$	$C_5 = -2.25970$	$C_8 = 10.0$	$C_{11} = 3.43653$	$C_{14} = -99.26334$

Ayrıca, yağın özgül termal kapasitesi için başka bir denklemde (belirsizliği $\pm\%5$ olarak) sunulmuştur (Mermond *et al.* 1999).

$$C_{p,o} = 4.186 \left[\frac{0.388 + 0.00045(1.8T + 32)}{\sqrt{s}} \right] \quad (3.54)$$

([C_p] = kJ/kg K ve [T]= °C),

Bu denklemden entalpi değeri bu şekilde çıkarılabilir,

$$h_o = \int_0^T C_{p,o}(T) dT 4.186 \left[\frac{0.4024T + 0.000405T^2}{\sqrt{s}} \right] \quad (3.55)$$

burada h_o(0°C)= 0 kJ/kg

- Termal iletkenlik: yağ termal iletkenliği kolay şekilde aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir (T°C):

$$\lambda_o = \frac{0.1172}{s} (1 - 0.0054T) \quad (3.56)$$

Yağ-soğutucu karışımının termodinamik ve fiziksel özellikleri:

- Karışım yoğunluğu: birkaç değerli çalışma vasıtasıyla yağ ve soğutucu gaz karışımının termodinamik özellikleri elde edilmiştir ki ısı pompası veya buzdolabı sistemlerinde çalışan akışkanın yoğunluğunu öğrenmek için yararlılardır. Yağ-soğutucu karışımının yoğunluğu şu şekilde hesaplanmıştır.

$$\rho_{mix} = \frac{1}{1-k} \frac{\rho_{oil}}{1 + \gamma_R \left(\frac{\rho_{oil}}{\rho_R} - 1 \right)} \quad (3.57)$$

burada γ_R soğutucu akışkanın kütle fraksiyonudur ve k Jaeger tarafından yayınlanan ilgili tablolarda enterpolasyon yöntem ile hesaplanmıştır (Jaeger 1972).

- Karışım viskozitesi: Schroeder, yağ- soğutucu çözeltilerin viskozitesini tahmin etmek için bir denklem önermiştir. Schröder'in değerlendirdiği denklem (Schroeder 1986),

$$\ln \vartheta_m = (1 - \gamma_R) \ln \vartheta_{oil} + \gamma_R \ln \nu_R \quad (3.58)$$

Şekilde yazılabilir. Burada ϑ kinematik viskozite ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir,

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.59)$$

- Karışım kritik basıncı: Kesler ve Lee tarafından özgül ağırlık ve normal kaynama noktasını kullanarak kritik basıncın hesaplaması için bir denklem sunulmuştur (Kesler *et al.* 1976):

$$\begin{aligned} \ln P_{c,mix} = & 17.2019 - 0.0566S^{-1} - (0.4364 + 4.1216S^{-1} + 0.21343S^{-2})10^{-3}T_b \\ & + (4.7579 + 11.819S^{-1} + 1.5302S^2)10^{-7}T_b^2 - (2.4505 \\ & + 9.9009S^{-2})10^{-10}T_b^2 \end{aligned}$$

$$([T_b] = K \text{ ve } [P_c] = Pa). \quad (3.60)$$

- Özgül termal kapasitesi: çözeltinin özgül ısı kapasitesi, bileşenlerin özgül ısı kapasitelerinden sağlanabilir. (Jensen *et al.* 1984):

$$C_{p,mix} = \gamma_R C_{p,R} + (1 - \gamma_R) C_{p,oil} \quad (3.61)$$

- Karışım termal iletkenliği: tüm sistemin ve aynı zamanda tek başına kompresörün ısı transferini analiz etmek için, yağ-soğutucu karışımının ısı iletkenliğinin hesaplaması gerekmektedir. Bu parametre, Flipov denklemiyle hesaplanmıştır (Reid *et al.* 1987).

$$\lambda_{mix} = \lambda_R \gamma_R + \lambda_{oil}(1 - \gamma_R) - 0.72(1 - \gamma_R)\gamma_R(\lambda_{oil} - \lambda_R) \quad (3.62)$$

- Yağ-soğutucu karışımının entalpisi: doymuş buhar ve doymuş sıvı fazından oluşan sistemde, belirli bir basınçta ve sistemin dengeli halinde, toplam entalpi değeri, aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$h_T = \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_L + \dot{m}_V} \right) h_L + \left(\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_L + \dot{m}_V} \right) h_V = (1 - x)h_L + xh_V \quad (3.63)$$

Yağ-soğutucu karışımı durumunda, basit bir bağlantı Youbi-Idrissi ve arkadaşları tarafından sunulmuştur.

$$h_T = \left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_o + \dot{m}_V} \right) h_{L,r} + \left(\frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_o + \dot{m}_V} \right) h_o + \left(\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{L,r} + \dot{m}_o + \dot{m}_V} \right) h_V \quad (3.64)$$

Kurulmuş makine üzerine ana çalışmamızın önemli hedefi, soğutucu gazlar karışımının termodinamik analizleri ve deneysel olarak alınan sonuçları değerlendirmektir. Böylece, bu bölümde nihai sonuçları elde etmek için, ilgili denklemler ve termodinamik temel ilişkiler sağlanmıştır. Alınan sonuçlar ise diyagramlar ve grafikler şeklinde sunulmuştur.

Zeotropik karışımlarının termodinamik özellikleri:

Bir bileşenli gibi davranan azeotropik soğutkanların iki bağımsız özelliğinin bilinmesi diğer termodinamik özelliklerinin bilinmesi için yeterlidir. İdeal zeotropik karışımın termodinamik özellikleri, bileşenlerin ayrı ayrı özellikleri ile bulunabilen karışım olarak tanımlanmaktadır. Zeotropik soğutucu gazlar karışımlarının termodinamik özellikleri ise iki bağımsız özelliğin yanı sıra bileşenlerin kütle oranlarının bilinmesi ile hesaplanabilir.

$$X_i = \frac{M_i}{\sum M_i} \quad (3.65)$$

Zeotropik karışımlarda sıcaklık ve basınç hesaplaması için Rault ve Dalton kanunları kullanılmaktadır.

Rault kanunu belirletiyor ki, ideal karışımda her bileşenin kısmi buhar basıncı, saf bileşenin buhar basıncı çarpı karışımı içerisindeki mol fraksiyonuna eşittir. Matematiksel olarak, ideal bir çözüm için Raoult kanunu bu şekilde belirtilmiştir,

$$P_i = P_i^* x_i \quad (3.66)$$

Burada P_i , gaz karışımı içinde i bileşenin kısmi buhar basıncıdır. P_i^* saf bileşenin buhar basıncı ve x_i karışımda i bileşenin mol fraksiyonudur. Bileşenler karışım içinde denge haline geldikten sonra, çözeltinin toplam buhar basıncı Dalton yasası ile Raoult kanununu birleştirerek aşağıdaki ifadeyle bulunur.

$$P = P_A^* x_A + P_B^* x_B + \dots \quad (3.67)$$

Karışımın entalpisi ise bu şekilde elde edilir,

$$h_{mix} = h_A x_A + h_B x_B + \dots \quad (3.68)$$

Karışım süreci tersinir bir hal değişimi olduğu için ve bunun sonucunda karışımın entropi artması aşağıda ki gibi ifade edilir,

$$s_{mix} = \sum x_i h_i - R_{mix} \sum x_i \ln(x_i) \quad (3.69)$$

Bu denklemde, $x_i < 1$ olduğundan $-\ln(x_i)$ terimi entropiyi artıran bir parametredir.

Tezin son kısmında COP ve sistemin verimi, kompresör işi, soğutucu akışkan debisi ve kalitesi, sistemin ekserjetik verimi ve önceki bölümlerde açıklanan termodinamik

ilişkilerinin birçoğu kullanılmış gaz karışımlarının optimum çalışma koşulları diyagramlar üzerinde sunulmuştur.

Termodinamik ikinci kanun ve ekserji analizleri enerji kanunuyla beraber bu çalışmada yer almıştır.

Bir kontrol hacim için entropi değeri giriş, çıkış ve üretilen entropiler ile elde edilir,

$$\frac{dS_{C.V.}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\chi s_\chi + \sum \frac{\dot{Q}_{C.V.}}{T} + \dot{s}_{gen} \quad (3.70)$$

Entropi üretimi eşitsiz halinde her zaman pozitif veya sıfır olmalıdır. Denklem eşitsiz şeklinde yazılırsa,

$$\frac{dS_{C.V.}}{dt} \geq \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\chi s_\chi + \sum \frac{\dot{Q}_{C.V.}}{T} \quad (3.71)$$

Kararlı halde ise

$$\frac{dS_{C.V.}}{dt} = 0 \quad (3.72)$$

ve buradan,

$$\sum \dot{m}_\chi s_\chi - \sum \dot{m}_g s_g = \sum \frac{\dot{Q}_{C.V.}}{T} + \dot{s}_{gen} \quad (3.73)$$

Bir sistem için bir giriş ve bir çıkış düşünülürse denklem daha basit bir şekilde yazılabilir,

$$\dot{m}(s_\chi - s_g) = \sum \frac{\dot{Q}_{C.V.}}{T} + \dot{s}_{gen} \quad (3.74)$$

Alınan bu denklem watt biriminde ikinci kanun yasası veya entropi denklemi olarak termodinamik çalışmalarında kullanılmaktadır ancak kJ/kg.K biriminde yazılırsa,

$$s_{\dot{c}} = s_g + \sum \frac{q}{t} + s_{gen} \quad (3.75)$$

Üretilen entropi her zaman pozitif olduğundan, adyabatik bir sistem için,

$$s_{\dot{c}} = s_g + s_{gen} \geq s_g \quad (3.76)$$

Sistem adyabatik ve tersinir bir süreçte içinde farz edilirse,

$$s_{\dot{c}} = s_g \quad (3.77)$$

şeklinde yazılır ve izantropik süreç olarak özetlenir.

Sistemde olan kompresör gibi bileşenler için sabit entropi veya izantropik süreçlerde sistemin verimliliği bu şekilde hesaplanır,

$$\eta_{comp,ise} = \frac{W_{ise}}{W_{act}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (3.78)$$

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını göz önüne alarak, bir sistemde alınan iş,

$$W_{ters} = Q - Q_0, \quad \Delta S = \int \frac{\delta Q_{ters}}{T} = \frac{Q_0}{T_0}, \quad (3.79)$$

$$W_{ters} = Q - T_0 \Delta S \quad (3.80)$$

şeklinde yazılır ve burada son terim elde edilemeyen iş olarak kabul edilmiştir.

Birinci kanuna dayalı olarak iş değeri (3.81) ve diğer yandan elde edilen maksimum iş değerinden (3.82) sistemin tersinmezlik değeri hesaplanabilir (3.83).

$$w = q - (h_{\dot{c}} - h_g) \quad (3.81)$$

$$W_{ters} = T_0(s_{\dot{c}} - s_g) - (h_{\dot{c}} - h_g) + q(1 - \frac{T_0}{T_H}) \quad (3.82)$$

$$i = W_{ters} - W = T_0 \left[(s_{\dot{c}} - s_g) - \frac{q}{T_H} \right] \quad (3.83)$$

Bir sistemin ekserji değeri ψ işareti ile gösterilir ve ısı transferi göz önüne alınmadığında bu şekilde yazılır.

$$\psi = \left(h - T_0 S + \frac{1}{2} V^2 + gZ \right) - (h_0 - T_0 S_0 + gZ_0) \quad (3.84)$$

Potansiyel ve kinetik enerjilerinde değişiklik olmadığı durumda,

$$\psi = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.85)$$

İkinci kanun verimliliği farklı sistemler için, ekserji ile hesaplanabilir. Bir türbin veya kompresör için ikinci kanun verimliliği aşağıdaki denklemler ile elde edilir.

$$\eta_{Tür,II} = \frac{\dot{W}_{act}}{\dot{\psi}_g - \dot{\psi}_{\dot{c}}} = \frac{\dot{W}_{act}}{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)} \quad (3.86)$$

$$\eta_{Komp,II} = \frac{\dot{\psi}_g - \dot{\psi}_{\dot{c}}}{\dot{W}_{act}} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{\dot{W}_{act}} \quad (3.87)$$

Isı eşanjörlerinde iş yapılmadığından dolayı, ikinci kanun verimi sadece ısı transferinden hesaplanmaktadır. Bu durumda sistemin ekserjetik verimliliği aşağıdaki şekilde hesaplanabilir,

$$\eta_{Eşanj,II} = \frac{\dot{m}_2(\psi_{\zeta,2} - \psi_{g,2})}{\dot{m}_1(\psi_{g,1} - \psi_{\zeta,1})} = \frac{(h_{\zeta,2} - h_{g,2}) - \dot{m}_2 T_0 (s_{\zeta,2} - s_{g,2})}{(h_{g,1} - h_{\zeta,1}) - \dot{m}_1 T_0 (s_{g,1} - s_{\zeta,1})} \quad (3.88)$$

Entropi değişimi sabit basınçta farz edilirse,

$$(s_{\zeta} - s_g) = C_{p0} \ln \frac{T_{\zeta}}{T_g}, \quad \eta_{Eşanj,II} = \frac{(h_{\zeta,2} - h_{g,2}) - \dot{m}_2 T_0 C_{p0} \ln \frac{T_{\zeta,2}}{T_{g,2}}}{(h_{g,1} - h_{\zeta,1}) - \dot{m}_1 T_0 C_{p0} \ln \frac{T_{g,1}}{T_{\zeta,1}}} \quad (3.89)$$

Isı pompaları sistemleri için,

$$\eta_{Isı pompa,II} = \frac{\dot{Q}_{kond} - \dot{m}_2 T_0 C_{p0,2} \ln \frac{T_{\zeta,2}}{T_{g,2}}}{\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{komp} - \dot{m}_1 T_0 C_{p0,1} \ln \frac{T_{g,1}}{T_{\zeta,1}}} \quad (3.90)$$

şeklinde yazılır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada saf soğutkanların ve soğutucu akışkan çiftlerinin değişik oranlarda zeotropik karışımlarının hava-su ısı pompasının performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Tezin amacı olan “gaz karışımları kullanan ısı pompalarının enerji ve ekserji verimlerinin deneysel olarak incelenmesi” için deneylere başlamadan önce kritik ve önemli parametreler göz önüne alınmış ve bunun için sistem farklı acılardan incelenmiş, geniş ölçüde deneyler yapılmıştır.

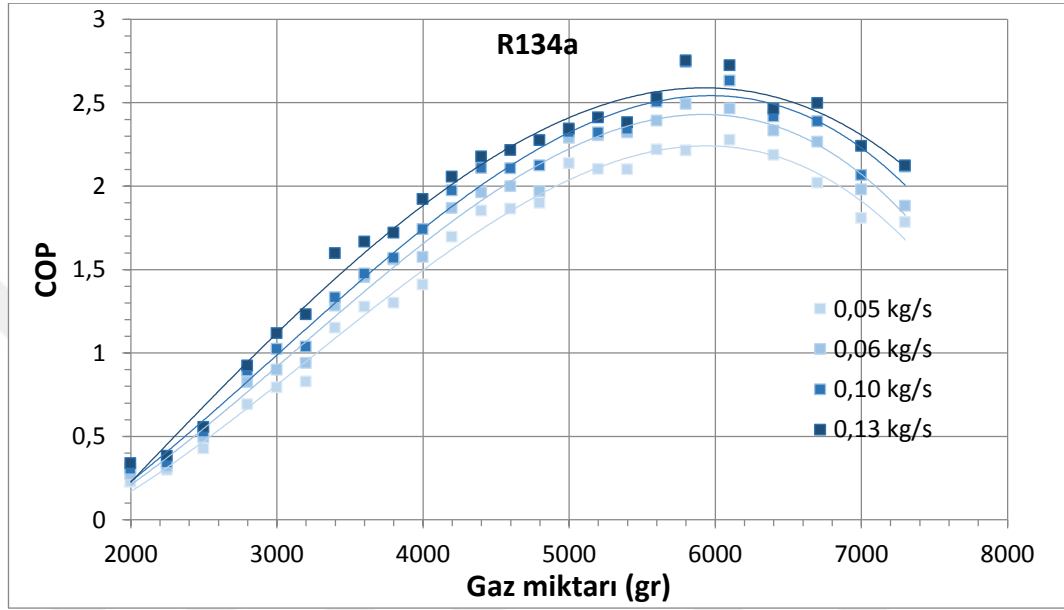
4.1. Soğutucu Gazın Optimum Miktarının Hesaplaması

Isı pompasının performansı, sisteme eklenen soğutucu gaz miktarına bağlıdır. Bir sistemin gaz miktarını belirlemek için farklı etkin parametreler vardır:

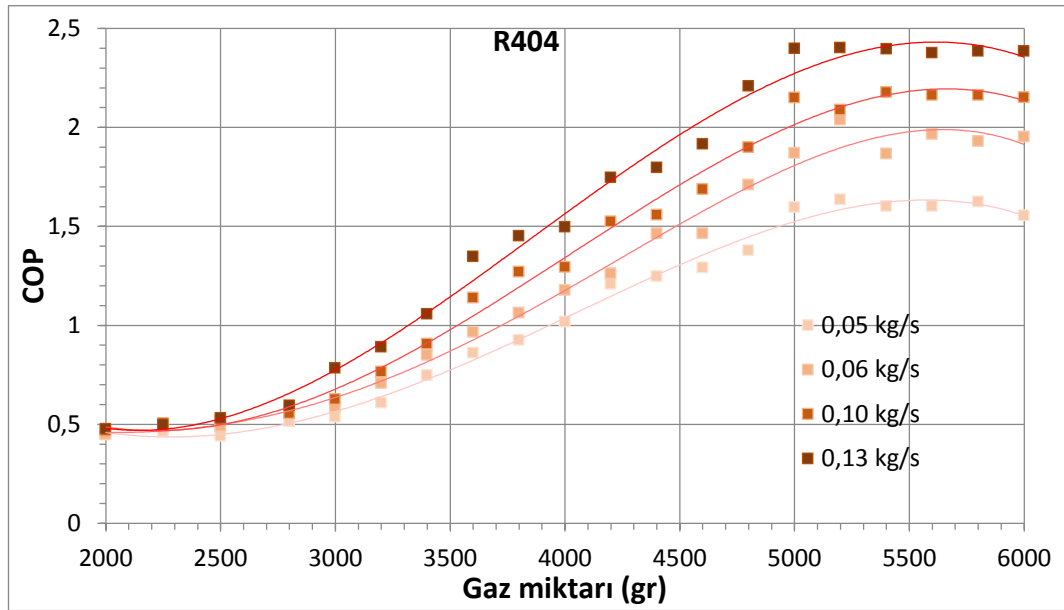
- Sistemin tasarımı,
- Boru çapları ve uzunlukları,
- Soğutucu gazın tipi,
- Resiver büyüklüğü ve
- Genişleme vanası.

Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3 sırasıyla R134a, R404a ve R22 gazlarının COP değerinin soğutucu akışkan miktarının bir fonksiyonu olduğunu göstermek için verilmiştir. Başlangıçta, COP maksimum noktaya ulaşana kadar yüksek eğim ile yükselmiştir. Tepe noktasını geçtikten sonra, ilave edilen gaz performans azalmasına neden olmuş ve COP değeri bir sonraki adımda düşmüştür (Afshari (1) *et al.* 2016 ve Corberan *et al.* 2011). Ayrıca, farklı su akış hızlarının (0.05, 0.06, 0.10 ve 0.1314 kg/s) COP üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi akış hızı arttıkça, ısı pompasının verimi artmaktadır. Çünkü akış hızının artmasıyla, sistemden daha fazla ısı alınmaktadır ve bu şekilde sistemden fazla ısının elde edilmesi performansın yükselmesine sebep olmuştur. COP sayısı, ısı kapasitesi ve hatta optimum gaz miktarını değerlendirmek için çeşitli

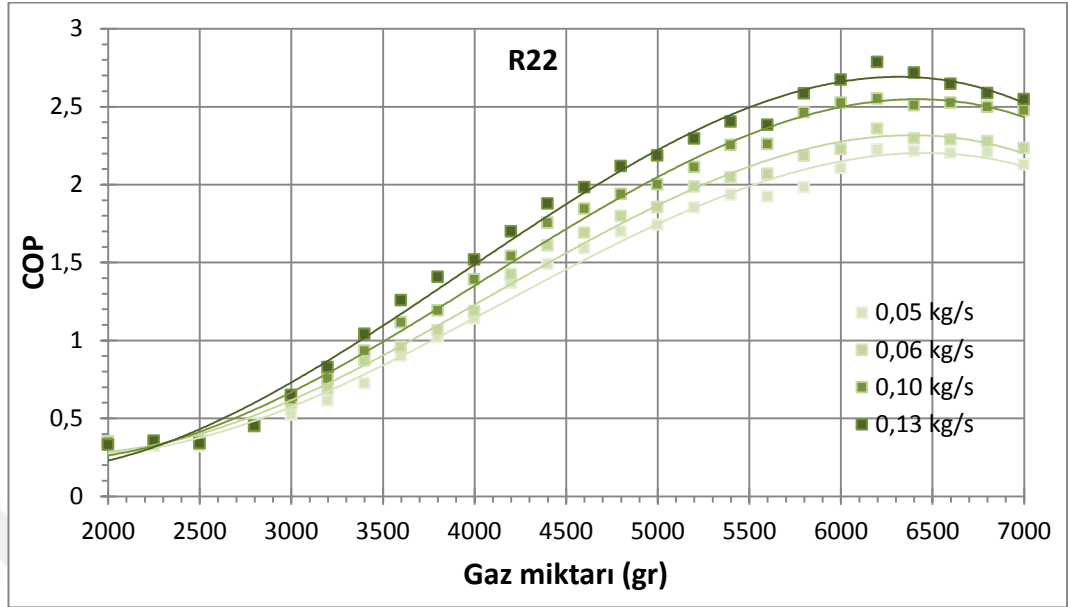
faktörler vardır. Bunlardan en önemlileri, hava giriş sıcaklığı ve debisi, su sıcaklığı ve debisi, ısı eşanjörlerinin verimliliği, kompresörün gücü ve sıcaklığı, soğutucu türü, yalıtım ve aynı zamanda kompresörde kullanılan yağın türüdür.



Şekil 4.1. R134a soğutkan için gaz miktarı ve su debisine göre COP varyasyonları



Şekil 4.2. R404a soğutkan için gaz miktarı ve su debisine göre COP varyasyonları

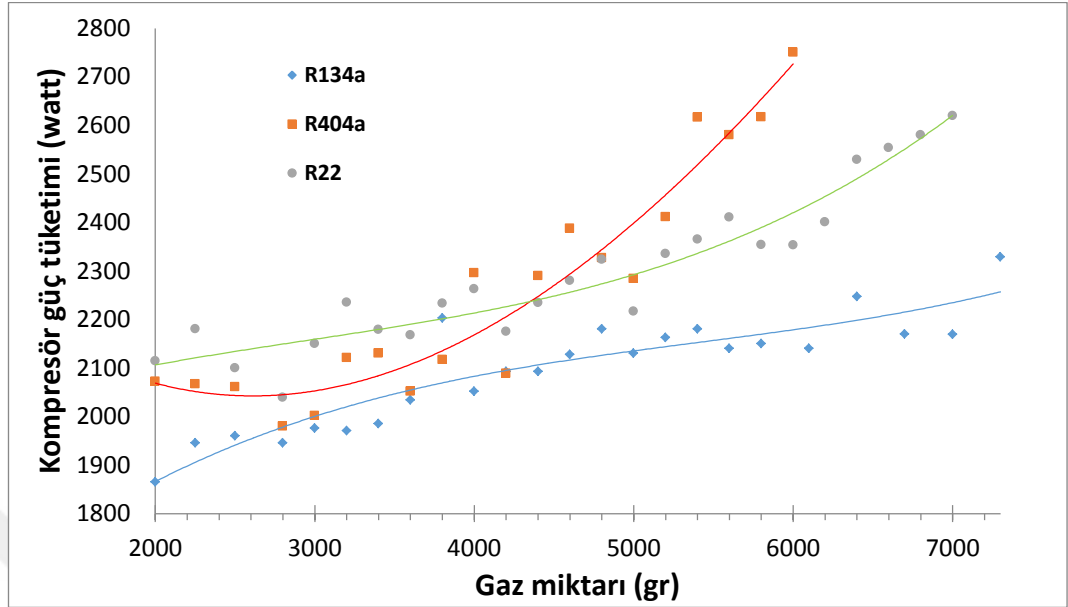


Şekil 4.3. R22 soğutkan için gaz miktarı ve su debisine göre COP varyasyonları

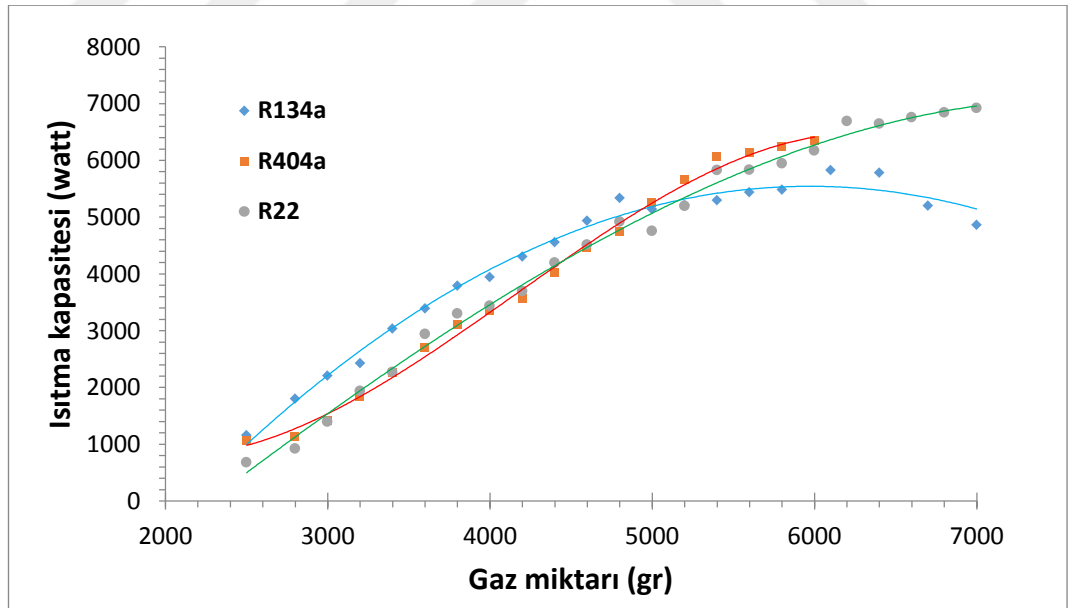
Sisteme düşük miktarda gaz eklendiği zaman (undercharge), soğutucu akış hızı seyrek olduğu için, ısı pompasının kapasitesi düşük seviyede olacaktır. Diğer taraftan, fazla gaz durumunda (overcharged) sistemde artan basınç nedeniyle hem daha yüksek bir kompresör güç tüketimi hem de istenilen ısı transferi elde edilemediği için COP azalmaya başlamıştır.

Şekil 4.4’de tüm soğutkanlar için gaz miktarının kompresör güç tüketimi üzerine etkisi gösterilmiştir. Sistemin ısıtma kapasitesi, Şekil 4.5’te gösterildiği gibi, aynı şekilde gaz miktarının artırılmasıyla tepe noktasını geçtikten sonra düşmüştür.

Diyagramda R134a soğutucu akışkanı net bir azalma göstermiştir ve böylece daha fazla gaz miktarlarında bu davranış biraz farklı şekilde de olsa (gaz özellikleri ve test koşullarına bağlı olarak) diğer gazlar için de beklenmektedir.



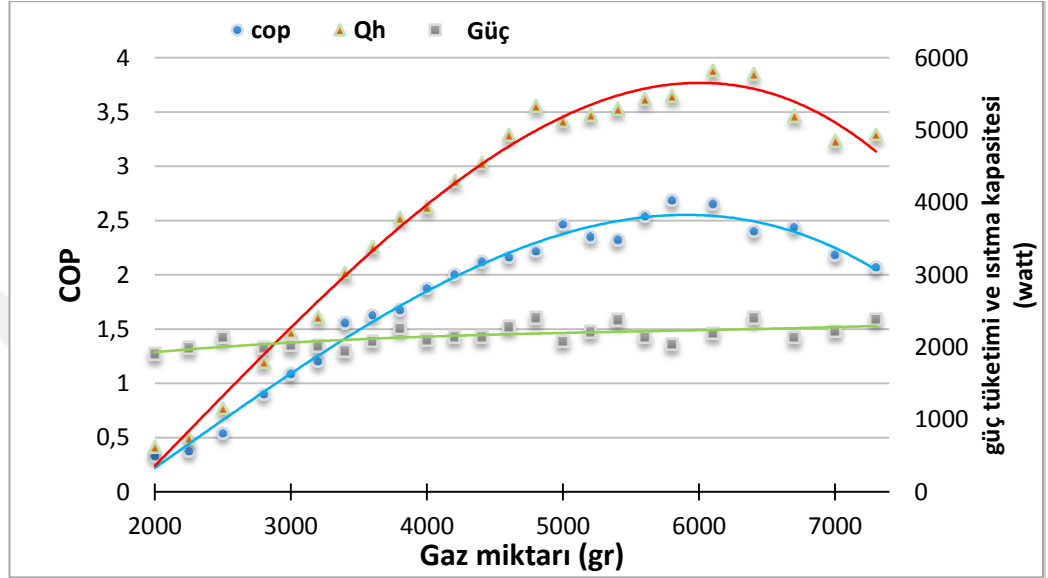
Şekil 4.4. R22, R134a ve R404a soğutkan için gaz miktarına göre güç tüketimi varyasyonları



Şekil 4.5. R22, R134a ve R404a soğutkan için gaz miktarına göre ısıtma kapasitesi varyasyonları

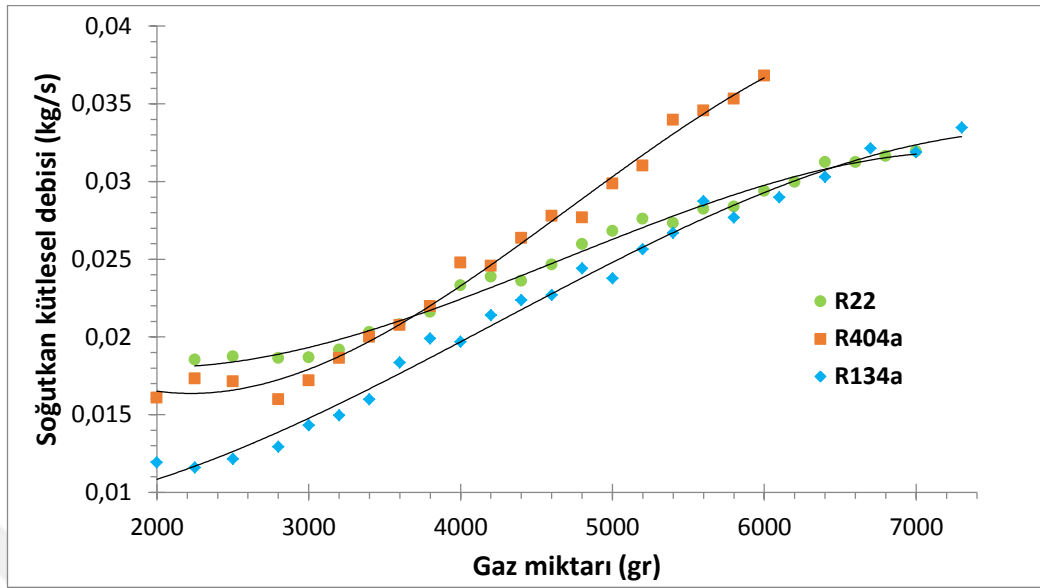
Şekil 4.6'da bir soğutkan için (R134a) gaz miktarına göre değişen ısıtma kapasitesi, COP ve kompresör güç tüketiminin değişimleri aynı diyagramda gösterilmiştir. Bu

şekilde deneylerin başlangıcından sonuna kadar sürekli artan güç tüketimi ve bununla birlikte, ısıtma kapasitesi ve COP değerinin maksimum noktalarını bulduktan sonra azalmaları gösterilmiştir.



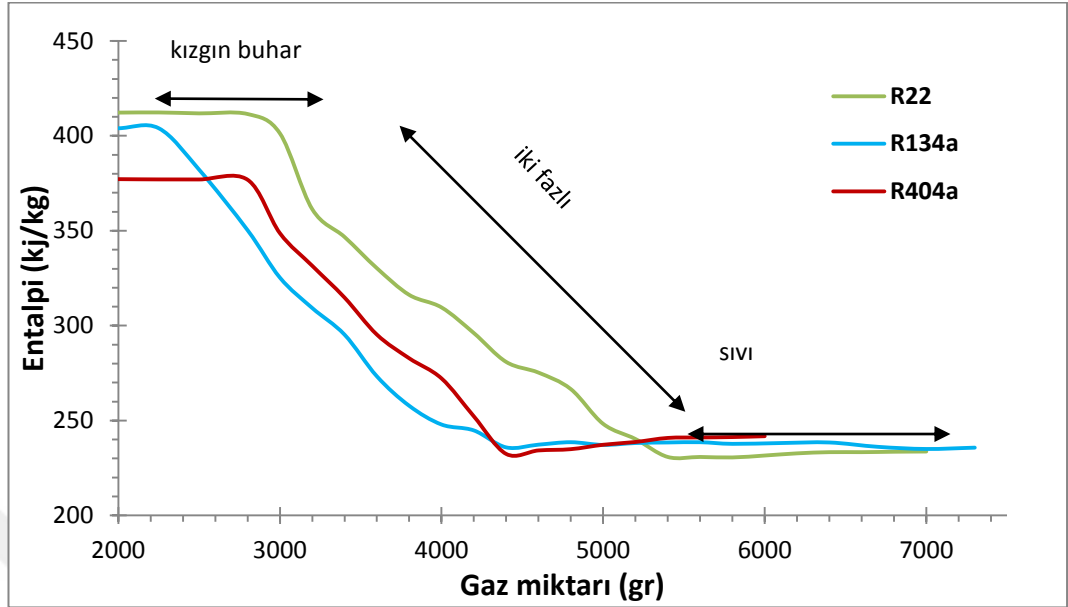
Şekil 4.6. Gaz miktarına göre Isıtma kapasitesi, COP ve güç tüketiminin değişimleri

Önceki bölümde açıklandığı gibi, tüm deneyler için gerçekleştirilen termodinamik bağıntıların çözülmesi ile soğutucu akışkan debisi, iki fazlı bölgede entalpi ve enerji kayıpları elde edilmiştir. Başka bir diyagramda (şek. 4.7) sistemde gaz miktarına karşı soğutucu akışkan debisinin varyasyonları gösterilmektedir. Kütlesel debi başlangıçta yüksek eğimle artmış, fakat kademeli olarak daha çok gaz miktarıyla azalmıştır. Şekildeki gibi bu olay gazın kimyasal özelliklerine bağlı olarak R134a ve R22 gazları için daha belirgin olarak gözlenmiştir (Afshari (1) *et al.* 2016). Gaz debisi için alınan sonuçlar literatürde sunulan diyagramlarla karşılaştırılmıştır ve alınan sonuçlar bu şekilde tasdik edilmiştir (Cho *et al.* 2005).

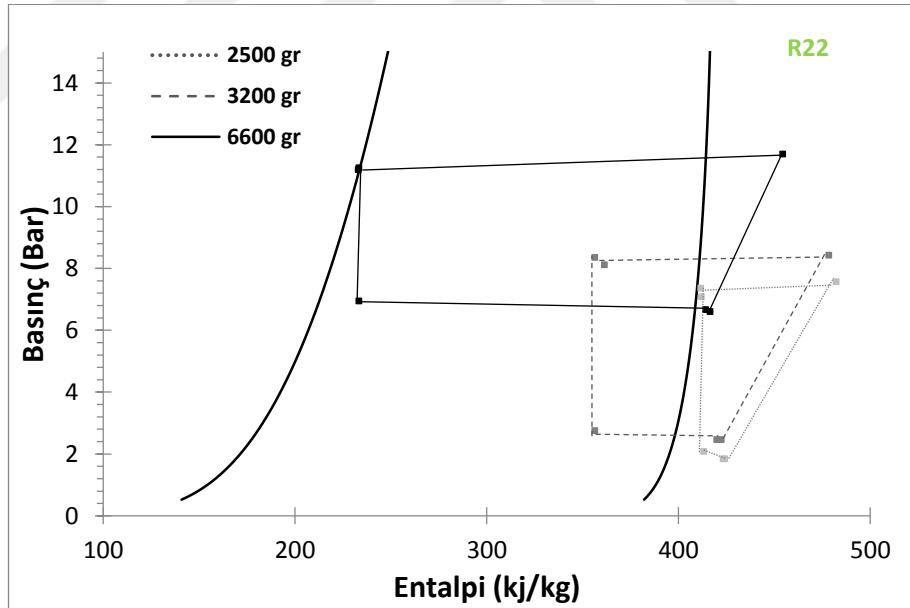


Şekil 4.7. Gaz miktarına karşı soğutucu akışkanların kütleli debisi

Deneyler esnasında, düşük gaz miktarları için termodinamik çevrimin tamamen gaz ve kızgın bölgede yerleşmesi (superheat region) tespit edilmiştir. Ancak, gaz miktarı arttıkça, p-h diyagramında görüldüğü gibi ısı pompası çevrimi iki fazlı bölgeye sürüklenmiştir (Şekil 4.8). Enerji denklemlerin çözülmesiyle diğer bilinmeyen miktarlar, iki fazlı bölgede entalpi ve çevrimdeki noktaların konumu dâhil olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.8’de görüldüğü gibi kondensörün çıkış entalpisi kızgın ve iki fazlı bölgelerden geçmiş ve sonunda sıvı fazına ulaşmıştır. Orta bölgede, yaklaşık 3000-5000 gr gaz arasında, kondenser çıkış entalpisi iki fazlı bölgede yerleşmiştir ve bu durumda ısı pompasının termodinamik çevrimi tamamlanmamıştır. Fakat entalpi hızlı şekilde aşağıya indikten sonra ve sıvı bölgede istikrarlı hale gelince çevrim tamamlanmıştır. Şekil 4.9’da gösterildiği gibi çok düşük gaz seviyesinde (2500 gr), tüm çevrim kızgın bölgede yer almıştır ve bu durumda sistemin performansının daha az olduğu tespit edilmiştir. Soğutucu gaz eklenmesi (3200 gr) ile çevrimin yarısı iki fazlı bölgeye sürüklenmiş ve tüm çevrim bir basınç artması nedeniyle yükseğe kaymıştır bir sonraki aşamada (6600 gr) gaz miktarı yeterli olduğu için işlem tamamlanmış ve istenen çevrim kurulmuştur (Afshari (1) *et al.* 2016).



Şekil 4.8. Gaz miktarına göre kondenser çıkış entalpisi

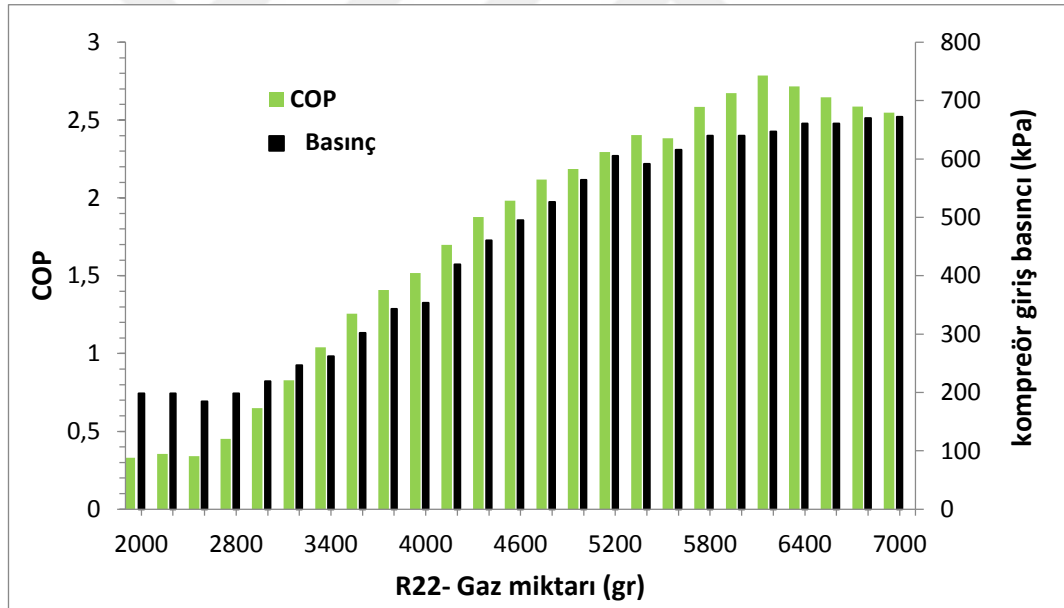


Şekil 4.9. Farklı gaz miktarlarında R22 gazı için P-h diyagramı

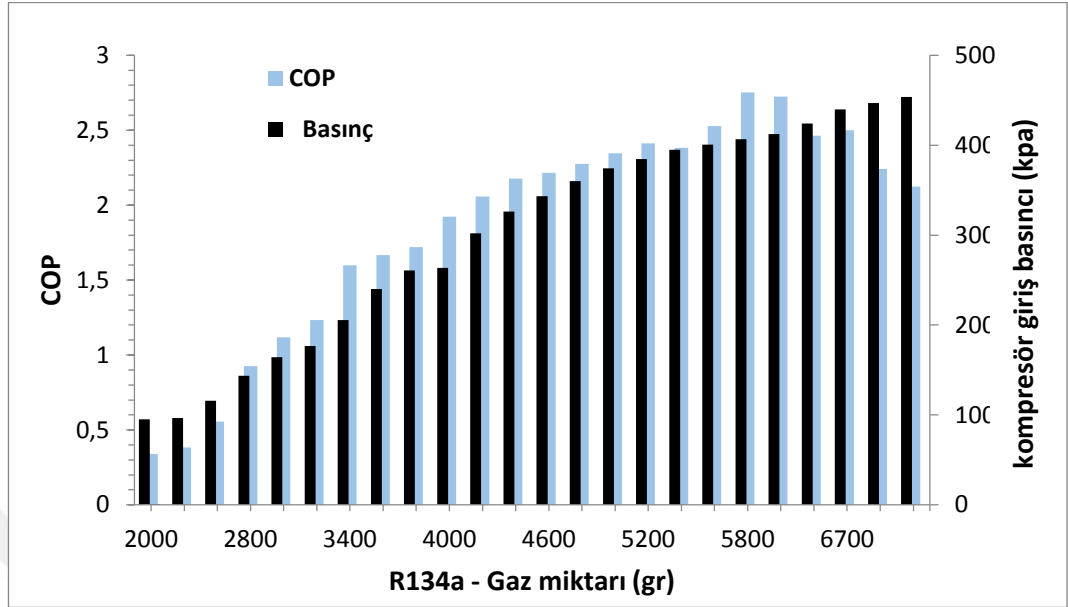
Kompresör giriş ve çıkış basınçları ısı pompasında çok önemli faktörlerden sayılmaktadır. Sadece tepe noktasına ulaşana kadar, artan soğutucu gaz miktarı ile performans ve emme hattının basıncı artar. Isıtma kapasitesi entalpi ve soğutkan kütleli debisinin bir fonksiyonudur; diğer yandan güç tüketimi yüksek basınç

nedeniyle artar. Bu demektir ki en yüksek COP değerini bulmak için, optimum gaz miktarı bulunmalıdır. Bu yüzden gaz miktarı ve basınç arasında bir ilişki bulmak bu çalışmanın amaçlarından biridir.

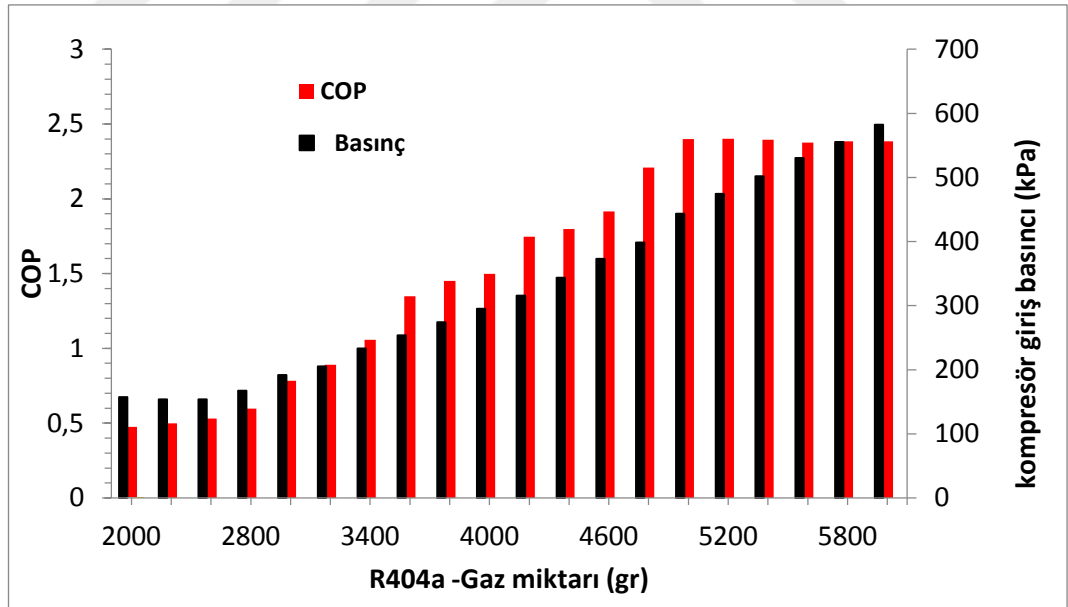
Şekil 4.10, 4.11 ve 4.12’de gaz miktarına bağlı olan emme hattının basıncı ve COP değeri arasındaki ilişki gösterilmiştir. Bu ilişki gerekli basıncı hesaplamak için kabul edilebilir ve ısı pompasının optimum gaz miktarını elde etmek yönünde bir yol gibi dikkate alınabilir. Testlerin sonuçlarına göre, R134a, R404a ve R22 soğutkanlar için, ısı pompasının tam gaz miktarı sırasıyla yaklaşık 5800-6000 gr, 5200-5400 gr ve 6200 gr olup ve elde edilen maksimum COP sayısı sırasıyla 2.91, 2.40 ve 2.78 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.10. R22 soğutkan için gaz miktarına göre COP ve emme hattının basıncı
($T_{h,g} = 19^{\circ}\text{C}$, $T_{su,g}=11.2$, $\dot{m}_{hava}=0.8025 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_{su}=0.13 \text{ kg/s}$)



Şekil 4.11. R134a soğutkan için gaz miktarına göre COP ve emme hattının basıncı ($T_{h,g} = 19^{\circ}\text{C}$, $T_{su,g}=11.2$, $\dot{m}_{hava}=0.8025$ kg/s, $\dot{m}_{su}=0.13$ kg/s)



Şekil 4.12. R404a soğutkan için gaz miktarına göre COP ve emme hattının basıncı ($T_{h,g} = 19^{\circ}\text{C}$, $T_{su,g}=11.2$, $\dot{m}_{hava}=0.8025$ kg/s, $\dot{m}_{su}=0.13$ kg/s)

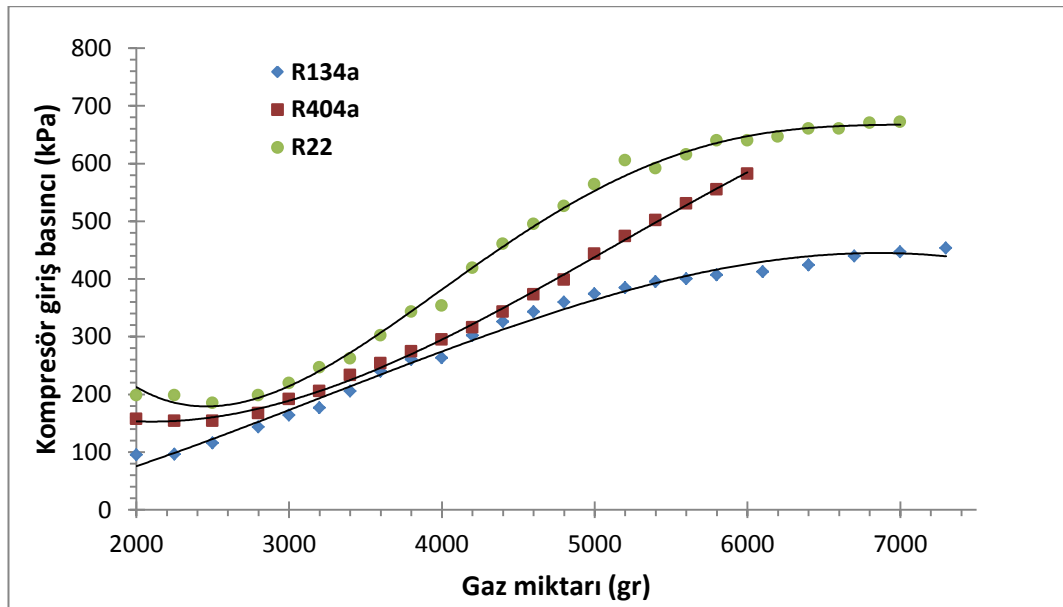
R404A soğutucu akışkanında, kompresör güç tüketimi gaz miktarına bağlı hızlı şekilde yükselmiştir ve elektrik motor gücünün yetersiz olduğundan dolayı sisteme eklenen

R404A gaz miktarı daha az miktarda gerçekleştirilmiştir. Gaz türü ve miktarına göre elde edilen maksimum COP değerleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

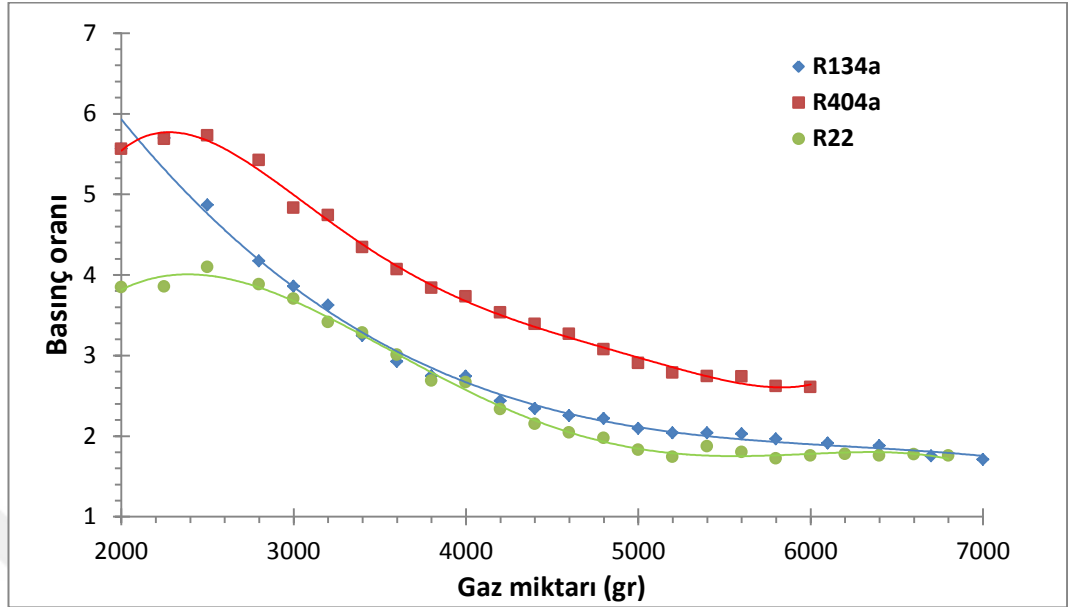
Çizelge 4.1. Tüm gazlar için, gaz miktarı, kompresör giriş basıncı ve COP sayısının karşılaştırması

$T_{hava,g} = 19^{\circ}\text{C}$, $T_{su,g}=11.2$, $\dot{m}_{hava} = 0.8025$ kg/s												
akışkan	$\dot{m}_{su}=0.05$ kg/s			$\dot{m}_{su}=0.06$ kg/s			$\dot{m}_{su}=0.10$ kg/s			$\dot{m}_{su}=0.13$ kg/s		
	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)
R22	2.22	650.27	6200	2.35	650.27	6200	2.55	649.46	6200	2.78	646.72	6200
R134a	2.27	431.61	6000	2.49	417.13	5800	2.74	410.92	5800	2.75	406.79	5800
R404a	1.63	426.09	5200	2.03	432.99	5200	2.19	457.12	5200	2.40	474.35	5200
$\dot{m}_{su} = 0.10$ kg/s , $T_{su,g}=11.2$, $\dot{m}_{hava} = 0.8025$ kg/s												
akışkan	$T_{hava,g} = 19^{\circ}\text{C}$			$T_{hava,g} = 20^{\circ}\text{C}$			$T_{hava,g} = 24^{\circ}\text{C}$					
	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)	COP	P_1 (kPa)	Gaz miktarı (gr)			
R22	2.54	653.62	6200	2.58	681.20	6200	2.74	698.43	6200			
R134a	2.27	431.61	6000	2.65	422.64	5800	2.91	446.78	5800			
R404a	2.27	455.05	5200	2.32	488.14	5400	2.36	491.59	5400			

Şekil 4.13’te, gaz miktarının artırılmasına göre kompresör giriş hattında soğutkanların basınçları verilmiştir ve Şekil 4.14’te ise soğutucu akışkan miktarının artması ile sıkıştırma oranının (çıkış –giriş basınç oranı) azalması gösterilmiştir.



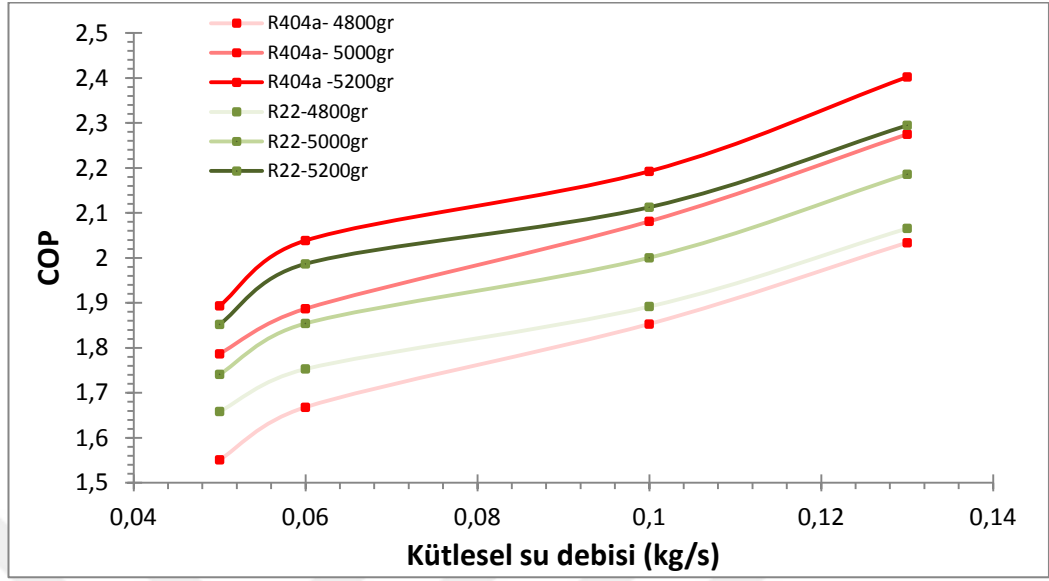
Şekil 4.13. Gaz miktarına göre kompresör giriş hattının basıncı



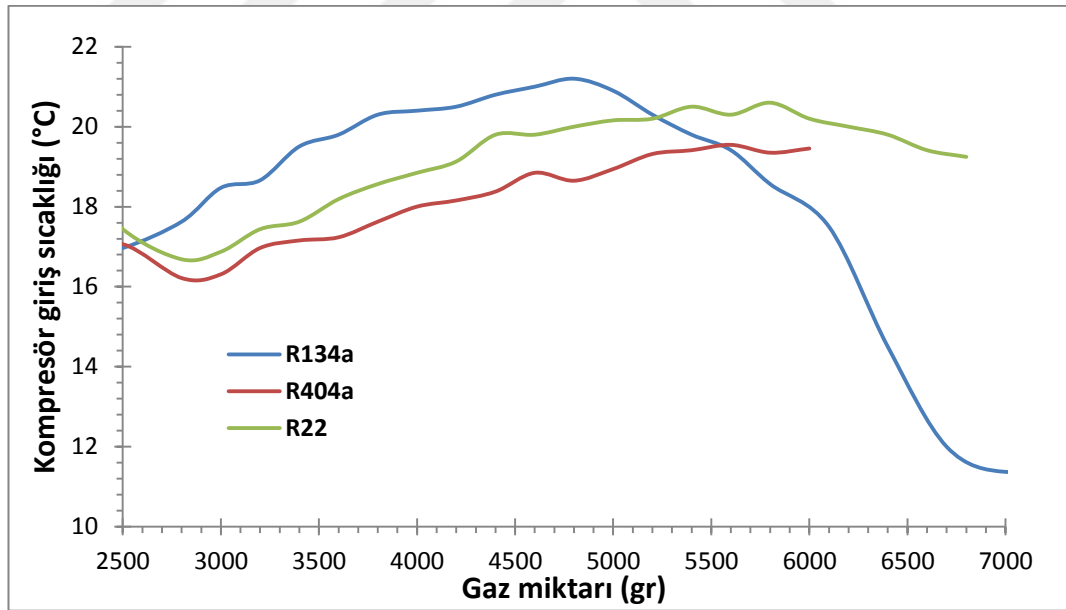
Şekil 4.14. Tüm gazlar için gaz miktarına karşı kompresör basınç oranı

Gazlar arasında, R404a diğerlerine göre daha az sıvı yoğunluğuna sahip olduğu için daha yüksek bir sıkıştırma oranını göstermiştir. Şekil 4.15'te R22 ve R404a karşılaştırılmış, COP üzerine kondenser suyu debisinin etkisi gösterilmiştir. Deney gazları için, su akış debisi 4 aşamada arttırılmıştır ve COP sayısı soğutkan gaz miktarı ile beraber çeşitli su debisi seviyelerinde de değerlendirilmiştir. Aynı sonuçlar, evaporatörde de elde edilmiştir; böylece hava tüneline hava sıcaklığının artması ile ısı pompası performansında net bir artış gözlenmiştir. R134a soğutucusu için, dikkat çekici bir nokta, gaz miktarı arttıkça tüm sistem sıcaklığının düşmesidir. Bu soğutkan, gaz miktarı 5 kg'dan fazla olunca net sıcaklık düşüşü göstermiştir. Bununla ilgili olarak, kompresörün giriş ve çıkış sıcaklıkları bile gaz miktarı arttıkça düşmüştür. Tüm deney gazlarında, kompresör giriş sıcaklığı optimum miktardan fazla gaz eklendiğinde bir düşüş göstermektedir (Şekil 4.16).

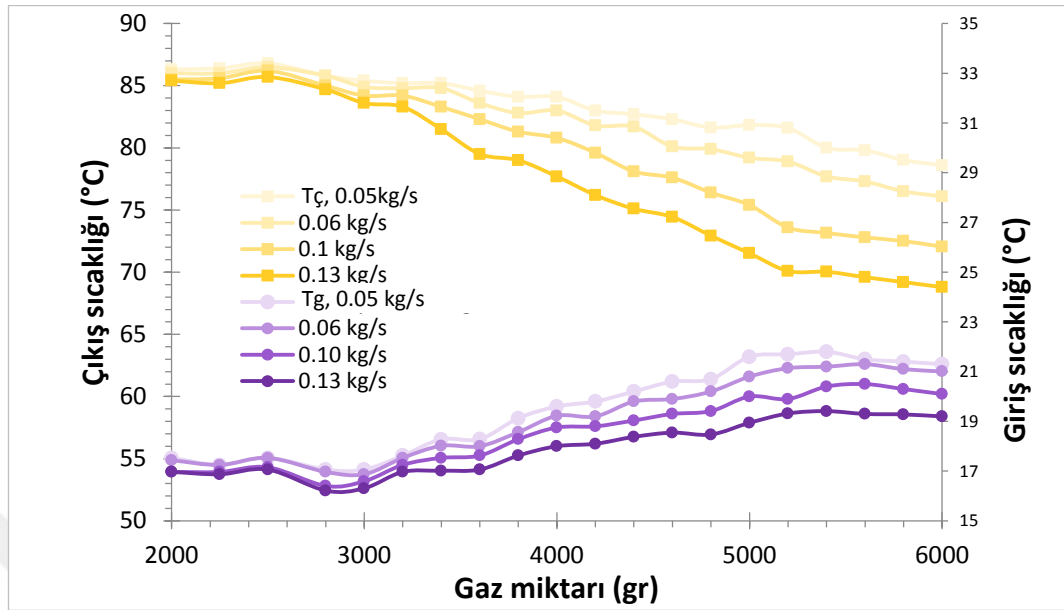
Şekil 4.17'de R404a soğutkan için giriş ve çıkış sıcaklıkları da karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.15. R22 ve R404a soğutucu gazlar için kondenser su debisine göre COP varyasyonları (gaz miktarı 4800, 5000 ve 5200 gr)

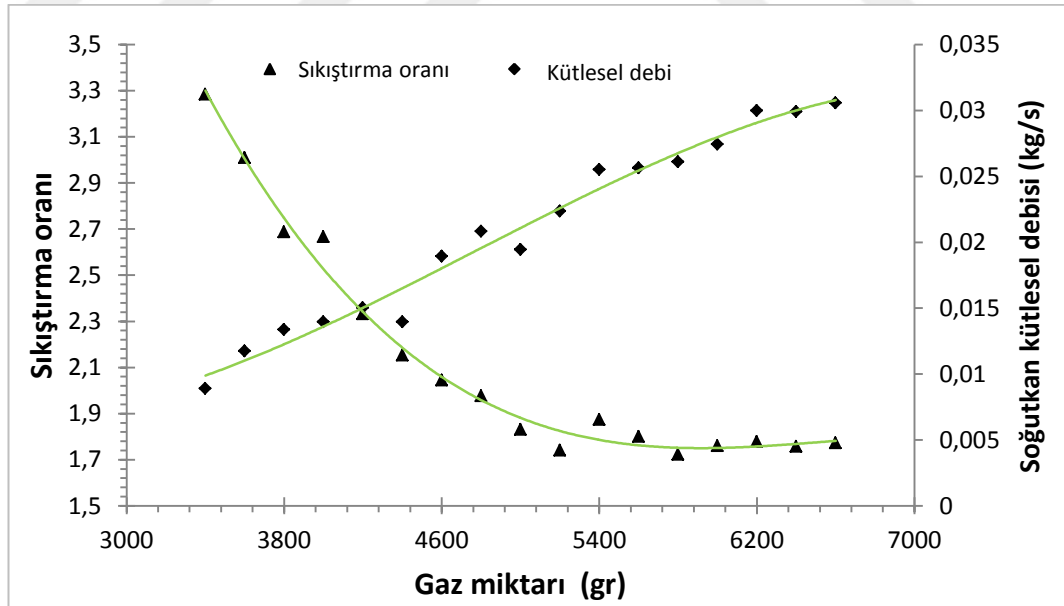


Şekil 4.16. Gaz miktarına göre kompresör giriş sıcaklığı varyasyonları
 $(T_{hava,g} = 19^{\circ}\text{C}, T_{su,g}=11,2, \dot{m}_{hava}=0,8025 \text{ kg/s}, \dot{m}_{su}=0,13 \text{ kg/s})$



Şekil 4.17. Kondenserdeki farklı su debilerinde (kg/s) gaz miktarına göre kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları

*Mor ve sarı çizgiler sırasıyla giriş ve çıkış sonuçlarını gösterir

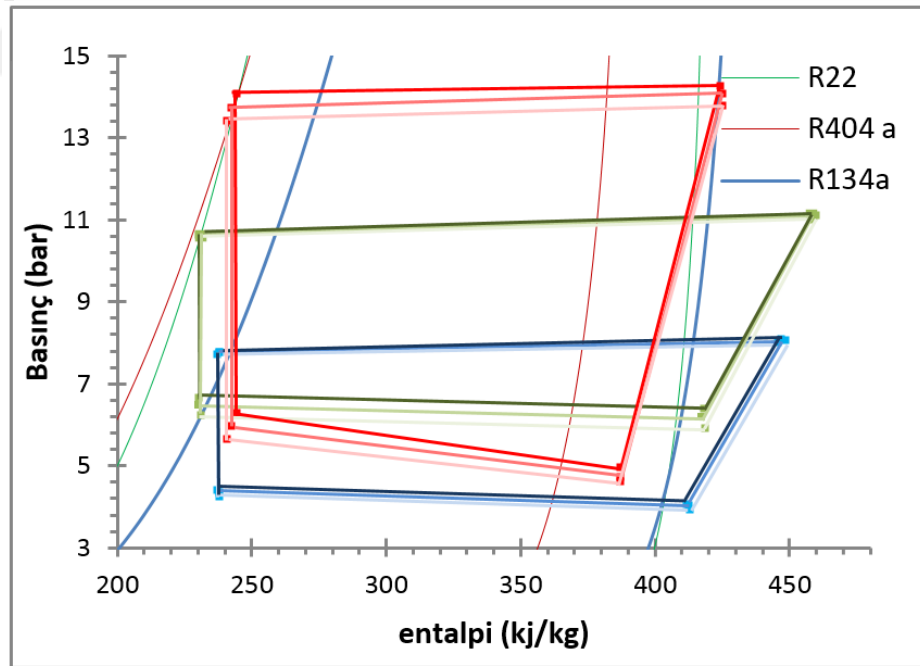


Şekil 4.18. Gaz miktarına göre sıkıştırma oranı ve gaz kütleli debisinin değişimleri

Isı pompası sisteminde, ikincil akışkanın (hava veya su) sıcaklığı ve soğutucu akışkan sıcaklığı arasındaki farkın bir sonucu olarak ısı transferi gerçekleşmektedir. Buna ek

olarak, hava-su ısı pompalarında hem yoğuşma hem de buharlaşma basıncı ikincil akışkan sıcaklıkları ile değişmektedir. Hava sıcaklığı buharlaşma basıncını etkiler ve aynı zamanda yoğuşma basıncı su sıcaklığının bir fonksiyonudur. Genel olarak, ısı pompası sisteminde gaz miktarı yoğuşma ve buharlaşma basıncını etkiler ve soğutkan artmasıyla yoğuşma ve buharlaşma basıncıyla beraber gazın yoğunluğu da artar.

Şekil 4.18’de R134a soğutucu gazı için, gaz miktarına göre sıkıştırma oranı ve kütleli akış debisi değişimleri gösterilmiştir. Kondenser ve evaporatör basınçları artmasına rağmen, Şekil 4.18’de gösterildiği gibi gaz miktarıyla sıkıştırma oranı giderek azalmaktadır. Şekil 4.19’da tüm gazlar için kondensör ve evaporatör de deney koşullarında basınç-entalpi çevrimi sunulmuştur. Bu diyagram göstermiştir ki, bir sistemde soğutucu gaz tipi ve miktarı ile sağlanan sıcaklık ve basıncına bağlı olarak her bir soğutucu gaz özel bir çevrimde çalışmaktadır.



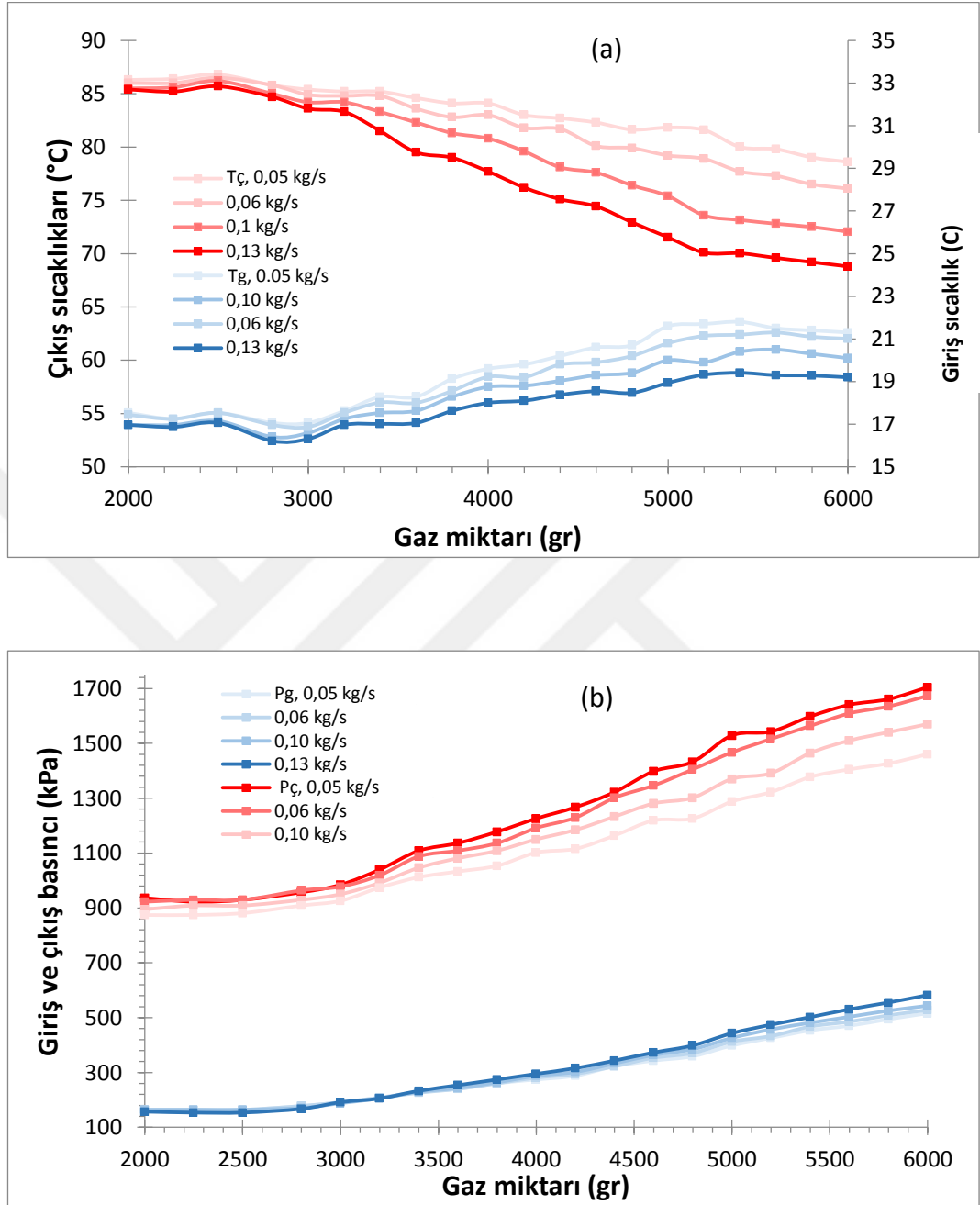
Şekil 4.19. P-h diyagramında, gaz miktarının ısı pompası çevrimi üzerine etkisi

*gaz miktarı = 5400, 5600 ve 5800 gr, $T_{hava,g}=19^{\circ}\text{C}$, $T_{su,g}=11.2$, $\dot{m}_{hava}=0.8025$ kg/s, $\dot{m}_w=0.13$ kg/s)

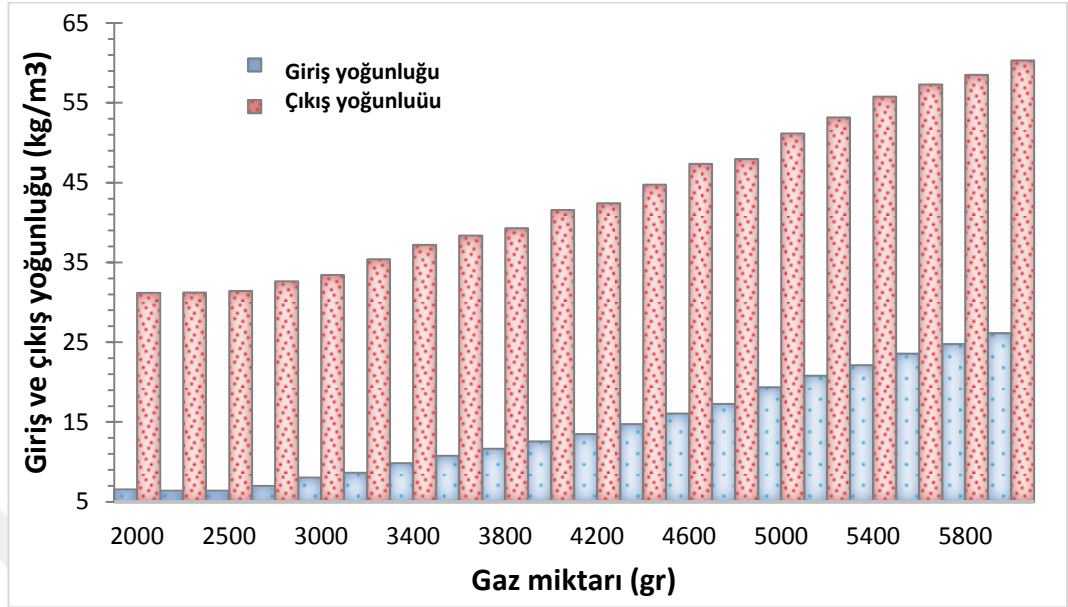
4.2. Gaz Özelliklerinin Kompresör Performansı Üzerine Etkisinin Araştırılması (R404a)

Kompresörün emme basıncı ve sıcaklığı önemli derecede evaporatörden etkilenmektedir. Genel olarak, yüksek buharlaşma oranlarına sahip soğutucular evaporatör çıkışında daha fazla basınç üretir. Kompresörün emme basıncı; buharlaşma entalpisi, normal kaynama noktası, soğutucu gaz debisi, evaporatörde ve kondenserde ısı transferi ve ikincil akışkanların sıcaklığı gibi parametrelere bağlıdır.

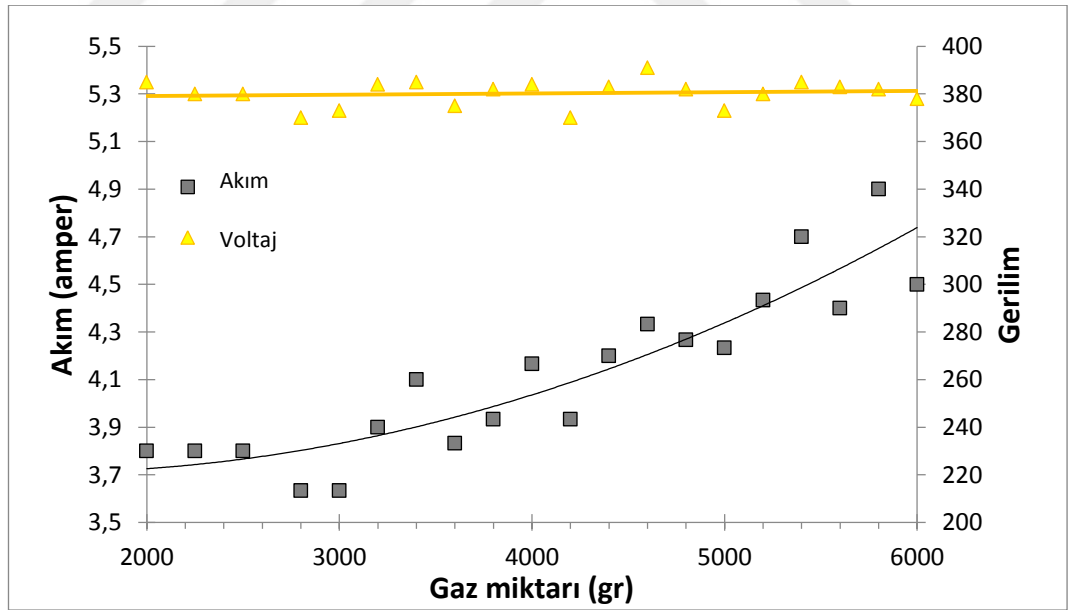
Ayrıca, gaz özellikleri arasında normal kaynama noktası önemli bir parametredir ve onun yüksek olması kompresör giriş sıcaklığını artırır. Diğer bir deyişle, soğutucu gazın normal kaynama noktasının, kompresör emiş hattı sıcaklığı üzerinde güçlü bir etkisi vardır. Buna ek olarak, kompresör çıkış basıncı özgül hacmin bir fonksiyonudur. Düşük yoğunluğu olan soğutucu gazlar kompresör odasının içinde önemli ölçüde sıkıştırılabilir ki bu kompresörün çıkış hattında yüksek bir basınca neden olur. Çıkış sıcaklığı, giriş sıcaklığı ile orantılı, basınç ve özgül hacim ile ters orantılıdır ki bu şekilde gaz kanunları ile analiz edilebilir. Kompresörün iç sıcaklığı önemli ölçüde, kompresör performansını etkiler. Araştırmalarda gaz sıcaklığının artması verimliliğin düşmesine neden olduğu belirlenmiştir. Başka bir ifade ile kompresörde bir gazın daha yüksek bir sıcaklık üretmesi, o sistemin verimliliğinin daha düşük olması demektir. Bir yüksek çıkış sıcaklığı da aşırı termal genişleme vasıtasıyla kompresörün iç bileşenlerinin arızalanmasına veya bozulmasına yol açabilir. Şekil 4.20 (a ve b) de R404a soğutucusu için, gaz miktarına göre giriş ve çıkış hatlarının sıcaklık ve basınç sonuçları çeşitli su debilerinde verilmiştir. Şekil 4.21’de kompresör giriş ve çıkış yoğunluğu gaz miktarına karşı sunulmuştur. Soğutucu gaz kapalı ve sabit hacimde çalıştığından dolayı, sistemde gaz miktarıyla soğutkanında yoğunluğu artmaktadır. Gaz miktarı arttıkça elektrik akımının artması ve onun bir sonucu olarak kompresörün güç tüketiminin artması Şekil 4.22’de gösterilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde elektrik potansiyeli 380 volt etrafında salınmış ve sabit kabul edilmiştir. İş denklemi göz önüne alındığında, çevrimin işi soğutucu akış miktarı ile doğru orantılıdır (Afshari (2) *et al.* 2016).



Şekil 4.20. a) gaz miktarına göre Kompresör giriş ve çıkış sıcaklığı; b) giriş ve çıkış basıncı



Şekil 4.21. Gaz miktarına göre kompresör giriş ve çıkış yoğunluğu (su debisi = 0.13 kg/s)

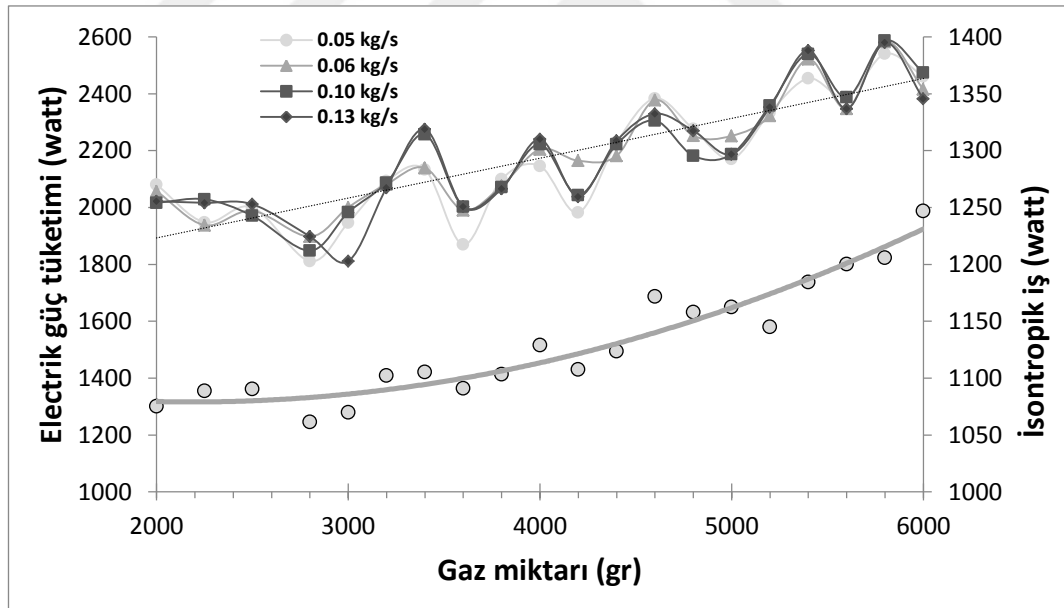


Şekil 4.22. Sabit Evaporatör ve kondenser koşullarında gaz miktarına bağlı akım ve gerilim değişimleri

Şekil 4.23'te izantropik iş ve kompresörün gerçek güç tüketimi karşılaştırılmıştır. Diyagramdan görüldüğü gibi ölçülen gerçek iş sistemde tersinmezlikler ve kayıplar

nedeniyle hesaplanan izantropik işten daha fazladır. Güç tüketiminin dalgalanan eğiminin çeşitli faktörlere bağlı olduğu tespit edilmiştir;

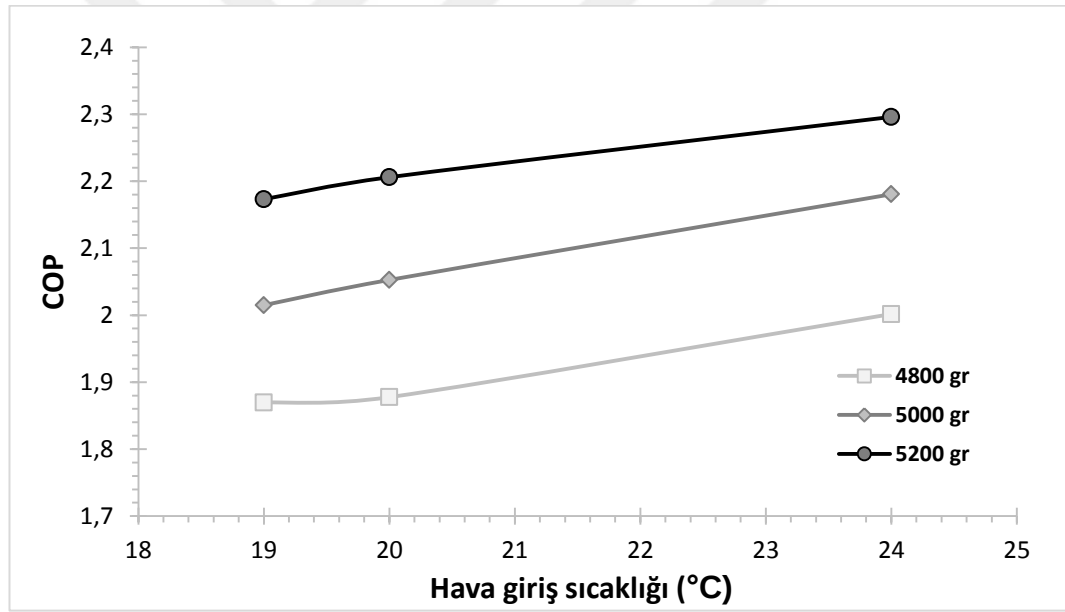
- Bir pistonlu tip kompresör iki aşamada çalışmaktadır: Emme (suction) ve deşarj (discharge). Emme, sıkıştırma aşaması ile karşılaştırıldığında, daha az iş tüketmektedir ki bu, tekrarlanan bir çevrim içinde dalgalı sonuçlara neden olabilir,
- Elektriksel gerilimin ani değişimleri ve dalgalanması,
- Kompresör içinde yağ miktarının değişmesi ki gaz ile kompresörden ayrılır, çevrimde ve yağ ayırıcı da dolaştıktan sonra bir daha kompresöre geri döner,
- Ortam sıcaklığının değişmesi ve bir sonuç olarak yağın viskozitesi ve çalışma koşullarının değişmesi
- Ampermetre ve voltmetre ile ilgili belirsizlikler.



Şekil 4.23. Gaz miktarı ve su debisine göre izantropik iş ile kompresör güç tüketiminin karşılaştırılması (su debisi = 0.05 kg/s)

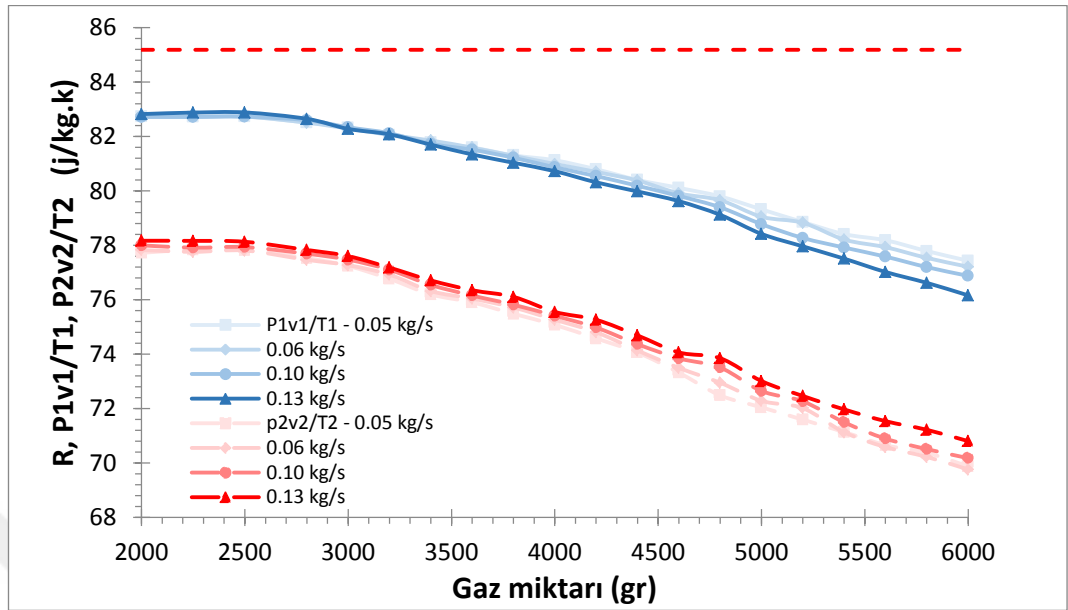
Deneyler sırasında, hava giriş sıcaklığı ısıtıcı gücün değişmesiyle muhtelif sıcaklıklarda (19, 20 ve 24°C) ayarlanmıştır. Bu deney evaporatör hava giriş sıcaklığının sistemin performansı üzerine etkisini belirlemek amacıyla yapılmıştır. Şekil 4.24'te gösterildiği gibi, evaporatör yüzeyindeki giriş hava sıcaklığının artırılması ısı transferinin artmasına

ve sistemin performansının (COP) yükselmesine yol açmıştır. Şekil 4.25'te R404a soğutkan için gaz sabiti (eşittir 85.19 j/kg.K) çizilmiştir. Diğer yandan R sayısı ile karşılaştırmak için emme ve basma hatlarında, P_v/T hesaplanmıştır. Ortaya çıkan sonuçlarda belirlenmiştir ki, sisteme daha fazla gaz ekleme ve basınç artması ile soğutucu gaz ideal gaz koşullarından uzaklaşmıştır. Şekil 4.26 ve 4.27 kompresöre ait giriş ve çıkış hatlarında entalpi ve entropi değişimlerini ve kondenser su debisinin etkisini göstermek için hazırlanmıştır. Şekil 4.28'de kompresörün izantropik verimliliği çizilmiştir. Burada gaz miktarı ve su debisi nedeniyle verimlilik değişimleri gözlenmektedir. İzantropik verimliliği gaz miktarıyla azalır ve ayrıca su akış debisi ile etkilenir.



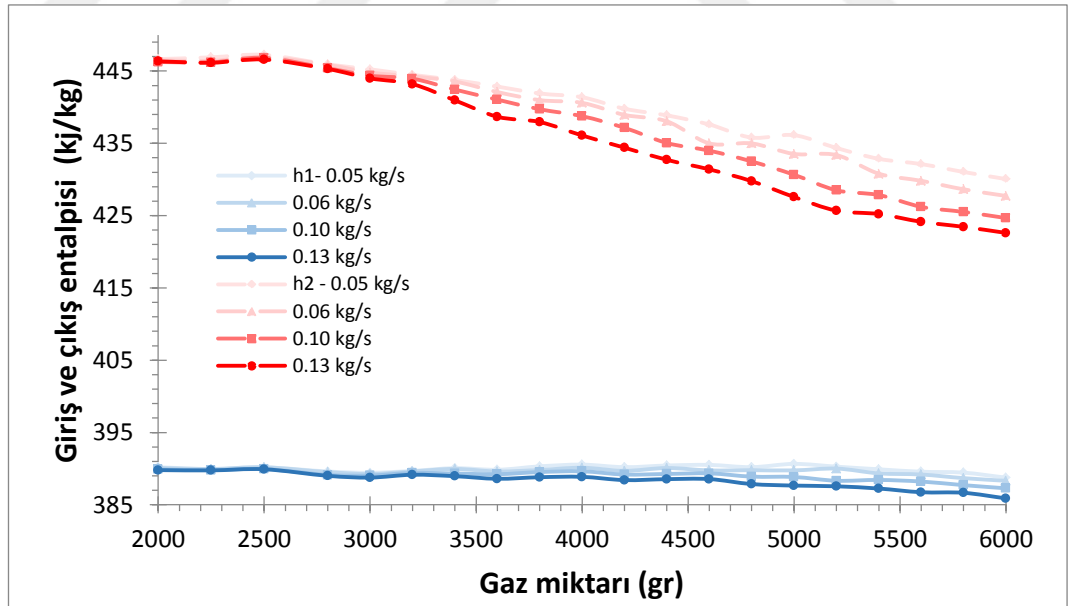
Şekil 4.24. Evaporatör üzerinde hava akışının giriş sıcaklığına göre çevrimin performansı

*Gaz miktarları 4,800- 5.000 ve 5.200 gr) Yüzey 4,800-, 5.000 ve 5.200-gr şarj at



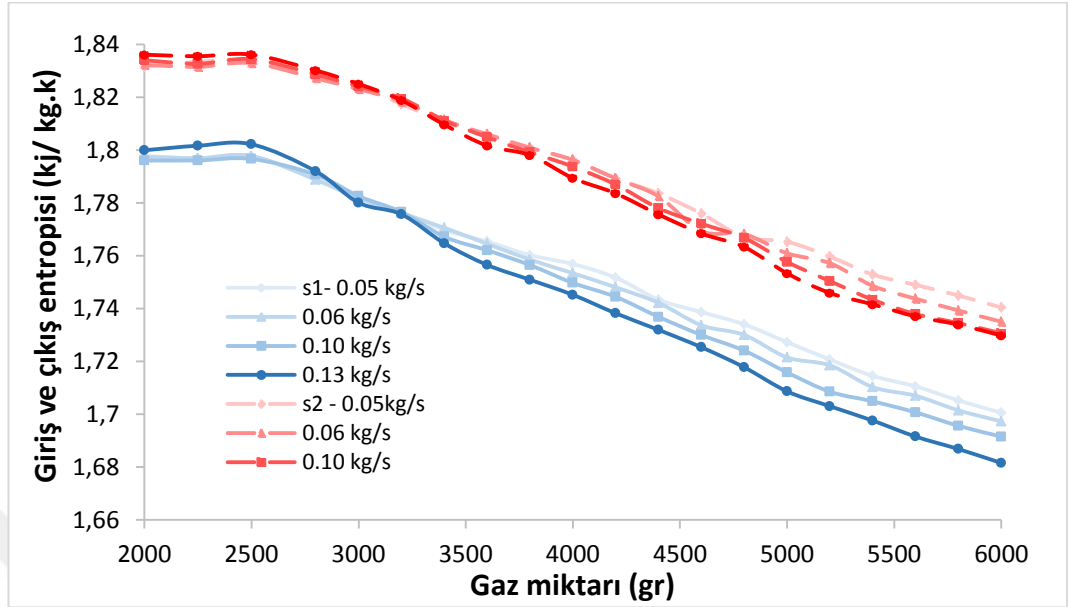
Şekil 4.25. Soğutkan gaz miktarı ve kondenser su debisi ile ideal gaz durumundan sapma diyagramı

*İdeal koşullarda $P1v1/T1$ ve $P2v2/T2$ eşittir R



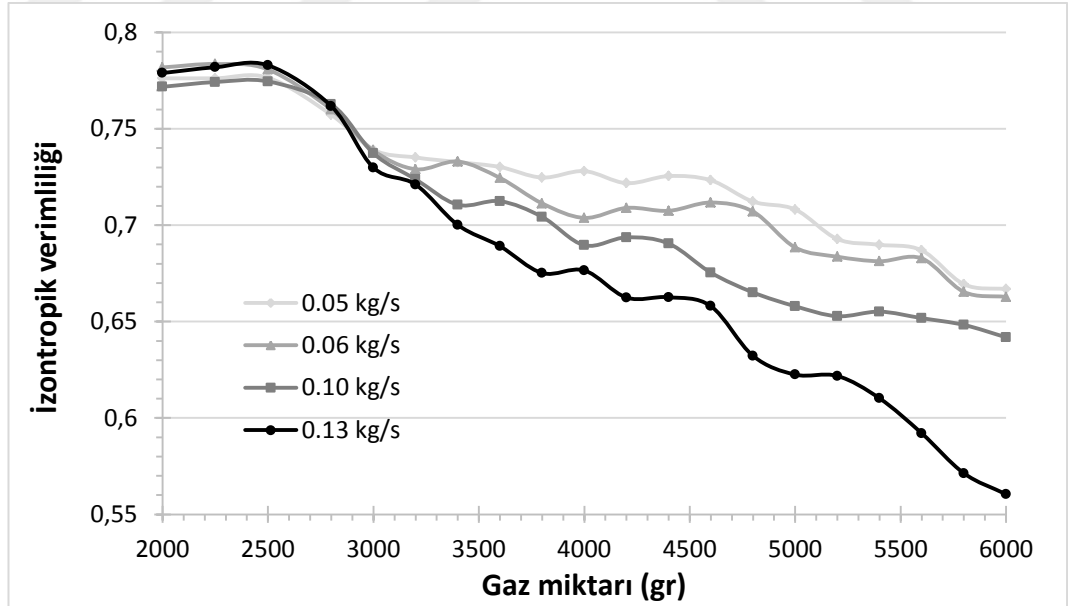
Şekil 4.26. Kondenserin farklı su debilerinde gaz miktarına karşı Kompresörün giriş ve çıkış entalpisi

*Sürekli ve kesintili çizgiler, sırası ile giriş ve çıkış sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 4.27. Kondenserin farklı su debilerinde gaz miktarına karşı Kompresörün giriş ve çıkış entropisi

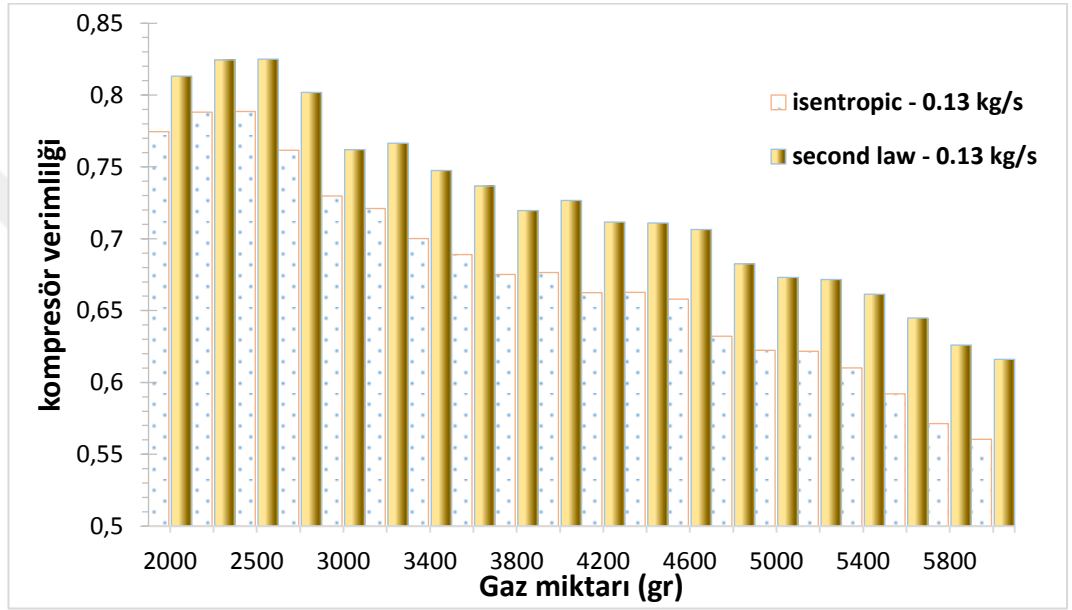
*Sürekli ve kesintili çizgiler, sırası ile giriş ve çıkış sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 4.28. Farklı su akış debilerinde gaz miktarına karşı izantropik verimliliği

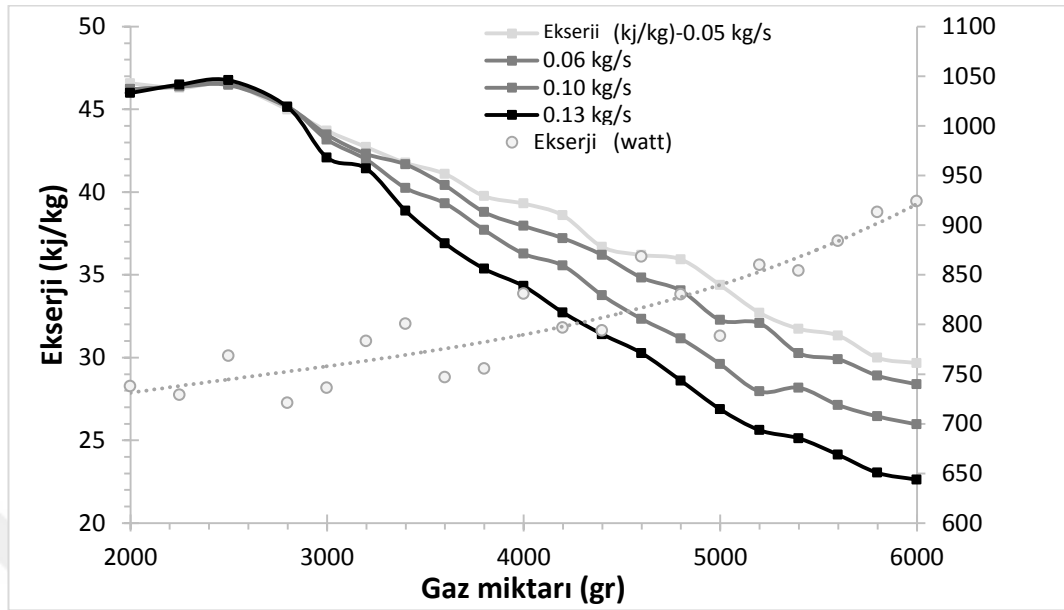
İzentropik ve ikinci yasa verimleri Şekil 4.29’da karşılaştırılmıştır. Alınan sonuçlarda ikinci yasa veriminin izantropik verimden biraz daha yüksek olduğu gözlenmiştir.

Kompresörün ekserji analizleri için 3.36 ve 3.37 denklemlerini kullanarak kompresörün ekserjisi hesaplamaları yapılmış, elde edilen diyagram Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Kompresör ekserjisi (kJ/kg biriminde) net bir şekilde gaz miktarı ve su debisi ile azalmıştır. Buna karşı, soğutucu akış debisi ile watt biriminde hesaplanan ekserji gitgide artmıştır (Afshari (1) *et al.* 2016).



Şekil 4.29. Farklı su akış debilerinde gaz miktarına karşı izantropik ve ikinci yasa verimliliğin karşılaştırılması

*Su kütleli debisi 0.13 kg/s



Şekil 4.30. Gaz miktarı ve su debisine göre kompresör ekserjisi için elde edilen sayısal sonuçlar

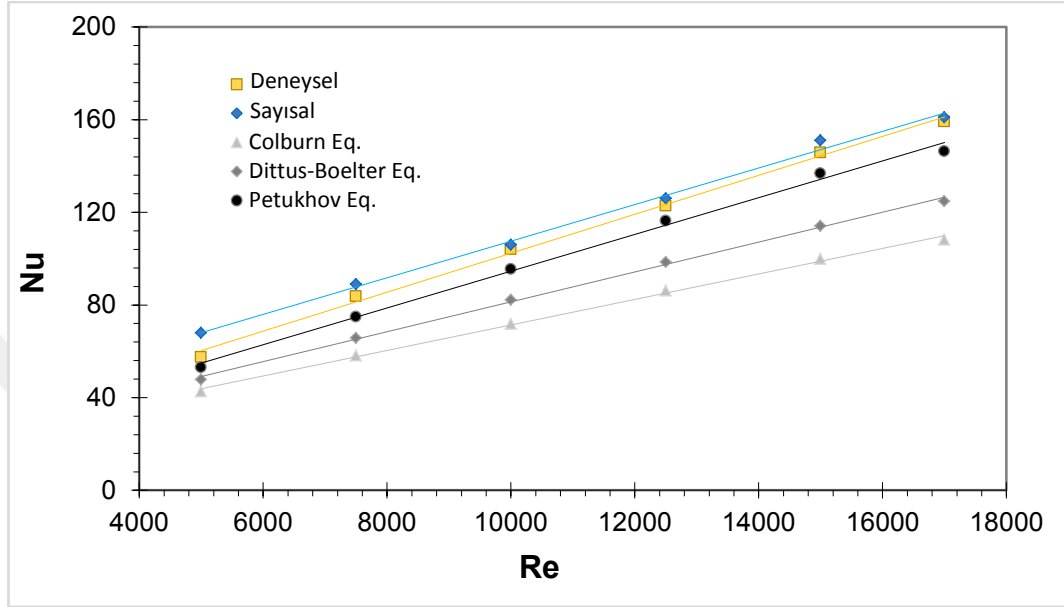
*kJ/kg biriminde ve karşılaştırmak için watt biriminde exerji değişimleri (su akış debisi =0,06 kg/s)

4.3. Kondenserlerde Türbülatorün Isı Transferi ve Sürtünme Katsayısı Üzerine Etkisi

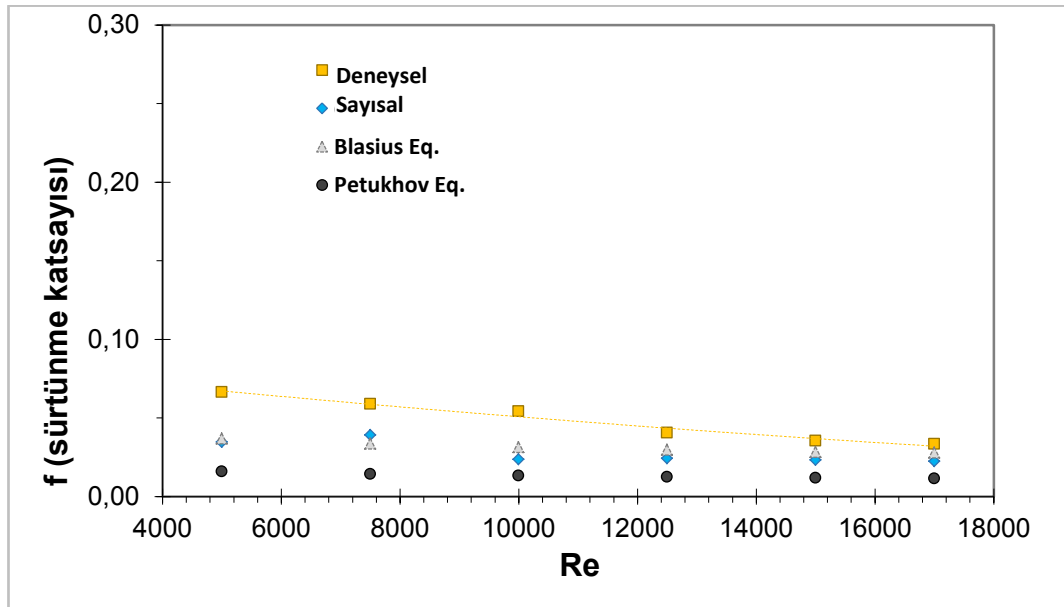
(Bu bölümde Çiltaş 2012’de yapmış olduğu tezin deneysel verileri kullanılarak CFD analizleri yapılmıştır)

Çalışmanın bu bölümde kondenser gibi bir eşanjörün araştırmaları yapılmış Nusselt sayısı ve sürtünme katsayı üzerine yapılan deneylerin sonuçları sunulmuştur. Önceki ilişkilerin sonuçları hem deneysel ve hem de sayısal sonuçlar çeşitli Reynolds sayılarına göre şekillerde toplanmıştır. Şekil 4.31’de görüldüğü gibi boş boru durumunda, Re sayısı arttıkça Nusselt değeri de artar ve Nusselt artışı konveksiyonla ısı transferinin geliştiğini göstermektedir. Buna ek olarak, boş bir test borusu için farklı Re sayılarında sürtünme faktörünün varyasyonu Şekil 4.32’de gösterilmiştir. Bu şekilde, deneysel ve CFD (simülasyon) sonuçları hesaplanmış Blasius ve Petukhov denklemlerinin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörünün (f) alınan sonuçları

eski çalışmalarda sunulan korelasyonlar ile kıyaslandığında iyi bir yaklaşım ortaya koymuştur.



Şekil 4.31. Sayısal ve deneysel yöntemler ile boş boru için Re sayısına karşı Nusselt değerinin diyagramı



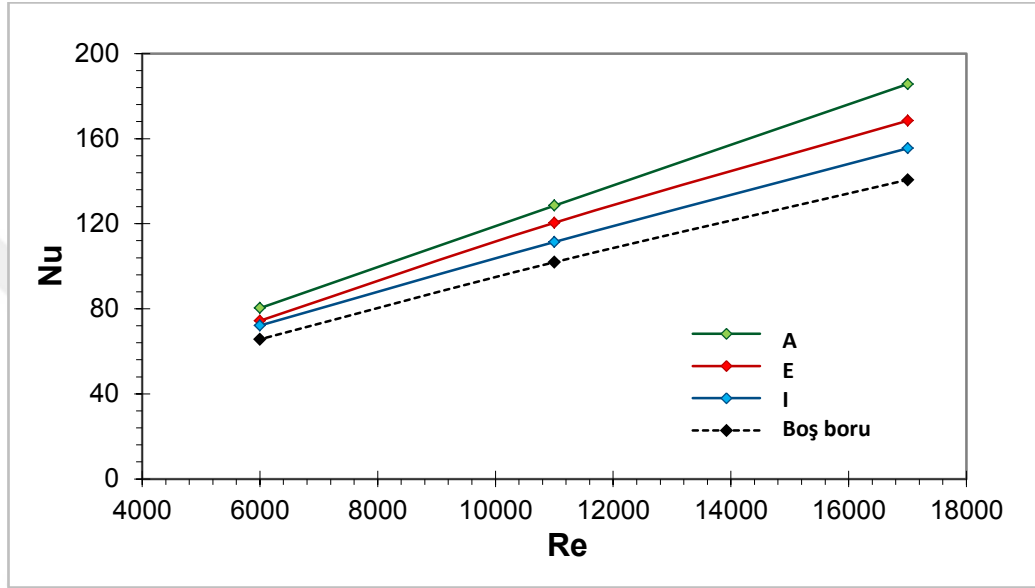
Şekil 4.32. Boş boru için denklemler, deneysel ve sayısal yöntemlerle alınan Re sayısına karşı sürtünme faktörünün diyagramı

Farklı türbülatorler ile yapılan deneylerin ısı transferini geliştirme sonuçları diyagramlarda gösterilmiştir. Önceki bölümde ilgili denklemleri kullanarak, Reynolds sayısına göre Nusselt sayısındaki değişimler farklı kanatçıklar için hesaplanmış ve boş boru ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar farklı kanatçık aralıkları ve açıları $\alpha = 0^\circ$ ve $\alpha = 90^\circ$ için sırasıyla Şekil 4.33 ve 4.34 de çizilmiştir. Diyagramları daha basit şekilde göstermek için türbülatorlerin karakteristikleri tablo 4.2’de verilmiş ve sonraki şekillerde kullanılmıştır. Genel olarak, elde edilen sonuçlarda her türlü türbülatorün kullanılması boş boru ile kıyas edildiğinde daha yüksek Nusselt sayısına sebep olmuştur. Ayrıca, tüm Reynolds sayılarında 10 kanatçıklı türbülatorler için hesaplanan Nusselt sayılarının diğerlerinden daha yüksek olduğu gösterilmiştir. Bunun anlamı, ısı transferi bakımından duvar sınırlarında sıcaklık gradyanının artışı demektir. Deneyler çeşidi açıda olan türbülatorler için birkaç kez gerçekleştirilmiş ve türbülatorlerin açı değişiminin ısı transferi üzerinde büyük bir etkiye sahip olmadığı tespit edilmiştir.

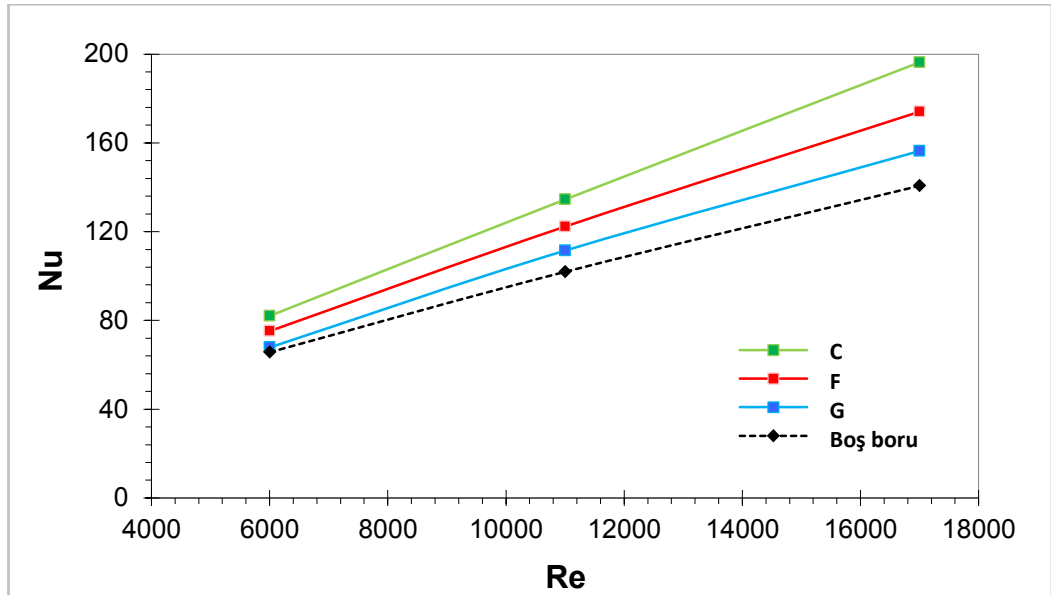
Çizelge 4.2. Test planı

Test numuneleri	No	S_y (mm)	α	Re
A (10 Tür - 0°)	1	101	0°	6000
	2	101	0°	11000
	3	101	0°	17000
B (10 Tür - 45°)	4	101	45°	6000
	5	101	45°	11000
	6	101	45°	17000
C (10 Tür - 90°)	7	101	90°	6000
	8	101	90°	11000
	9	101	90°	17000
D (5 Tür- 45°)	10	216	45°	6000
	11	216	45°	11000
	12	216	45°	17000
E (5 Tür - 0°)	13	216	0°	6000
	14	216	0°	11000
	15	216	0°	17000
F (5 Tür - 90°)	16	216	90°	6000
	17	216	90°	11000
	18	216	90°	17000
G (3 Tür - 90°)	19	340	90°	6000
	20	340	90°	11000
	21	340	90°	17000
H (3 Tür - 45°)	22	340	45°	6000
	23	340	45°	11000
	24	340	45°	17000
I (3 Tür - 0°)	25	340	0°	6000
	26	340	0°	11000
	27	340	0°	17000

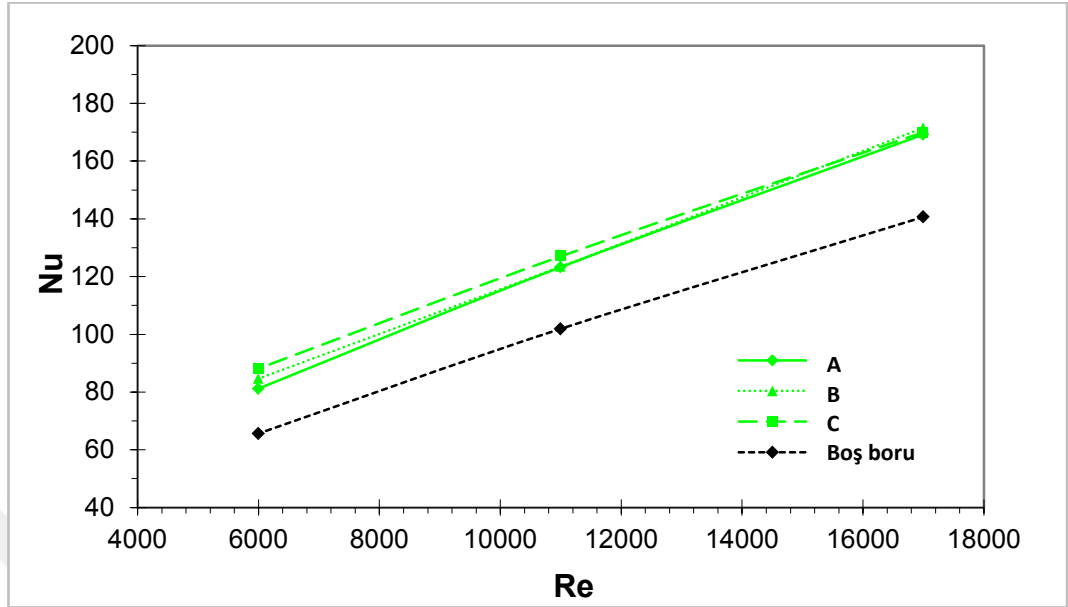
Şekil 4.35, 4.36 ve 4.37 Reynolds - Nusselt profillerinin birbirine çok yakın olduğunu göstermektedir ve değerleri yaklaşık olarak aynıdır. Bu nedenle, 0° açılı kanatçıkların üretim işlemi daha kolaydır ve düşük maliyetli olduğu için bu tür türbülátörler ısı transferini artırdığı için tercih edilir.



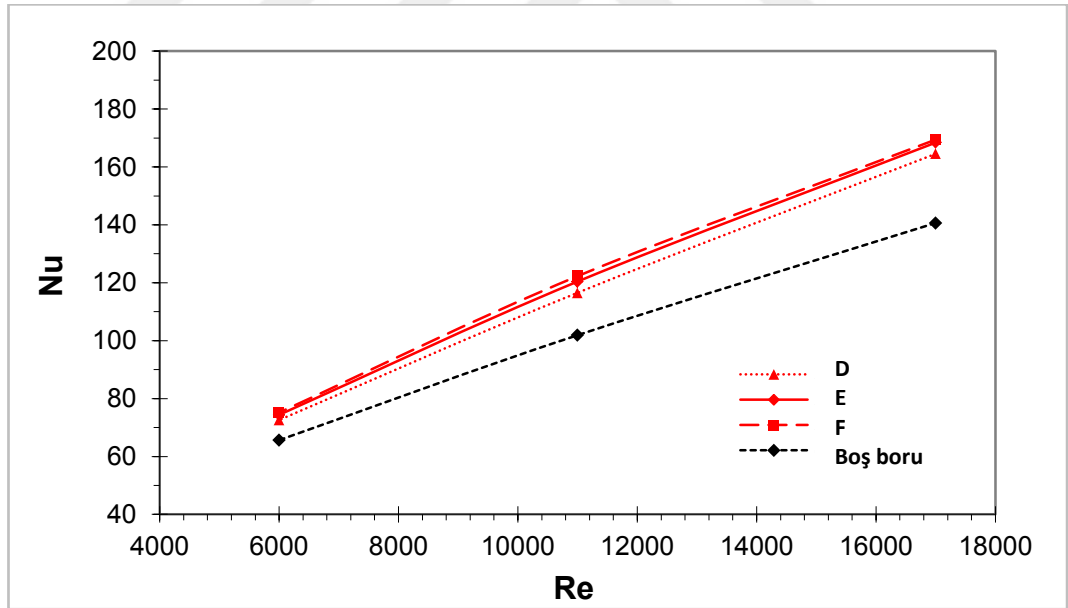
Şekil 4.33. A, E, I numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları ($\alpha= 0^\circ$)



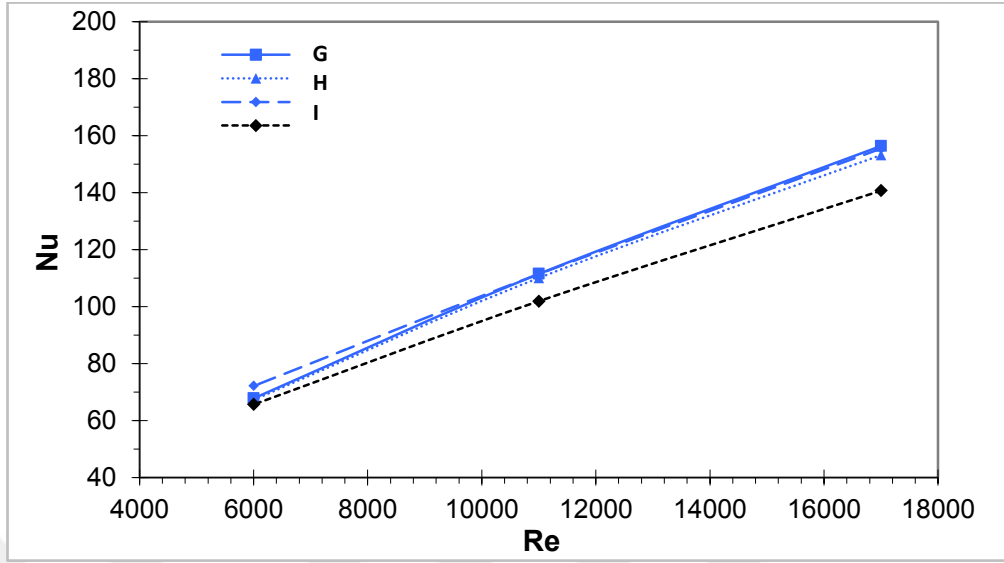
Şekil 4.34. C, F, G numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları ($\alpha= 90^\circ$)



Şekil 4.35. A, B, C numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları



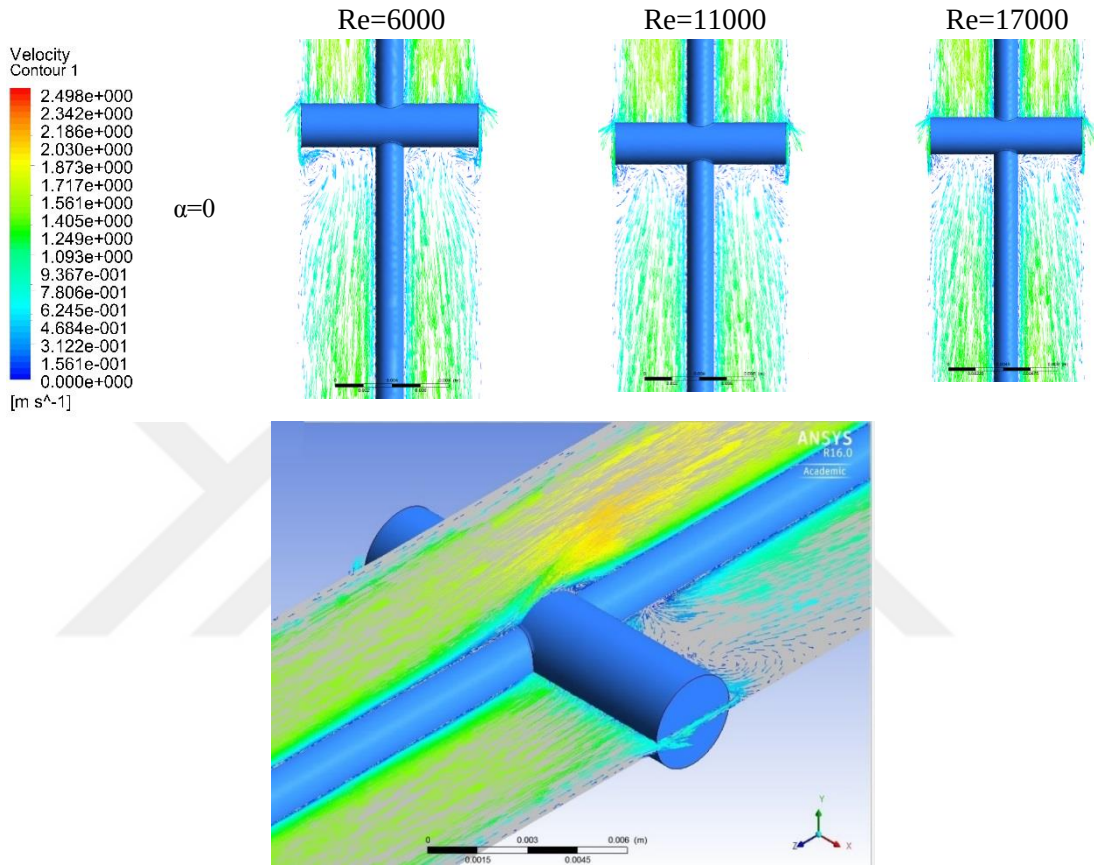
Şekil 4.36. D, E, F numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları



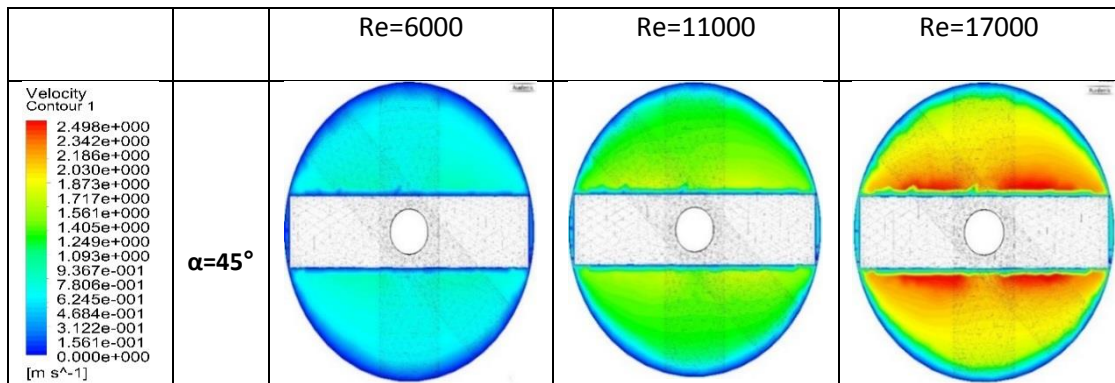
Şekil 4.37. G, H, I numuneleri için Nusselt sayısının deneysel sonuçları

3D simülasyonları dokuz tür türbülötör için farklı akışkan hızlarında aynı şekilde Re 6000, 11000 ve 17000 için yapılmıştır. Sayısal sonuçlar türbülötörlerin direnç ve ısı transferi hızı parametrelerini temsil etmektedir. Taşınım ısı transferi, sınır tabakasının karıştırması ve laminar akışı türbülans akışa çevirmesi türbülötörlerin geometrisi ile yakından ilişkilidir. Farklı Re sayılarında, kanatçıkların önünde oluşan hız vektörlerini tanıtmak için, üç boyutlu şekilde akış ve türbülötör geometrisinin etkisi gösterilmiştir (Şekil 4.38 ve 4.39). Re sayısı arttıkça kanatçığın önünde vortekslerin küçülmesi ve ihmal edilebilmesi bu şekilde gösterilmiştir. Kanatçıklar birbirine yakın olduğunda, sıvının sınır türbülansı ve karıştırılması önemli ölçüde artar ki bu daha ince sınır tabakaların oluşmasına neden olur ve bu nedenle sürtünme katsayısı belirgin bir şekilde artar. Daha küçük fasıllarda kanatçıkların kullanılmasının sıvının karıştırması ve türbülans oluşturmada pozitif etkisi vardır ve sınır tabakası sıcaklık gradyanını büyütür. Böylece, iyileştirilmiş ısı transferi nedeniyle çıkış sıcaklığı daha fazla bir artış göstermektedir. Çeşitli açılara sahip türbülötörlerin arasında farklı sonuçları göstermek için problem, verilen Re sayıları için iki kanatçık arasında çözülmüştür. Şekil 4.40'da verilen Reynolds sayıları için, borunun ön tarafından 45° açılıya sahip türbülötörlerin hız profilleri sunulmuştur. Şekil 4.41'de iki kanatçık arasındaki hız profilleri gösterilmiştir. Re ve kanatçık açısının etkisi türbülötörün etrafındaki sıvı akışı ve hız profili üzerine bu

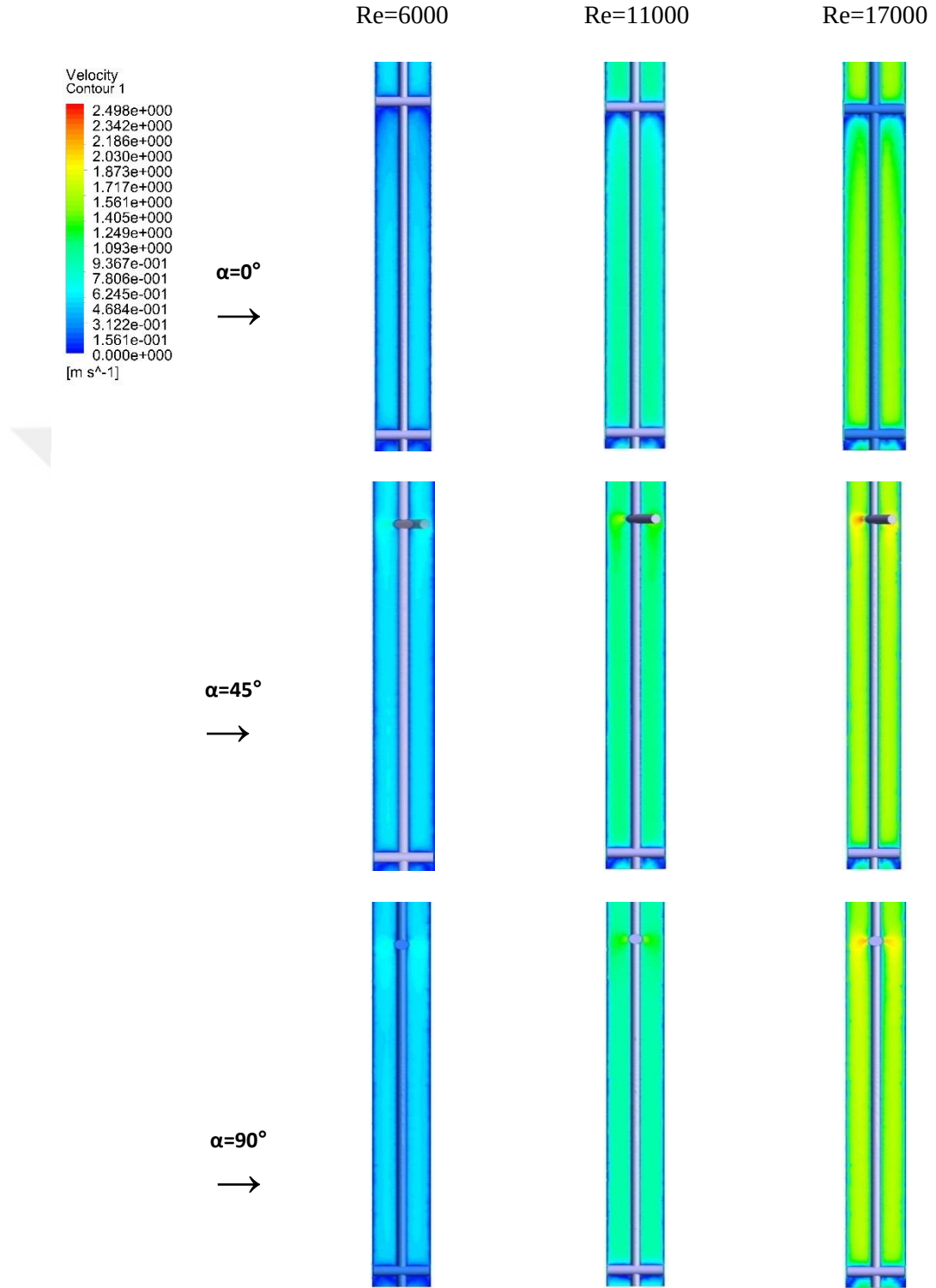
şekilde belirlenmiştir. Şekil 4.42’de aynı mesafede kanatçıkların sıcaklık profilleri türbülatorlerin farklı geometri ve açılara göre değişimleri çeşitli Re sayılarında gösterilmiştir.



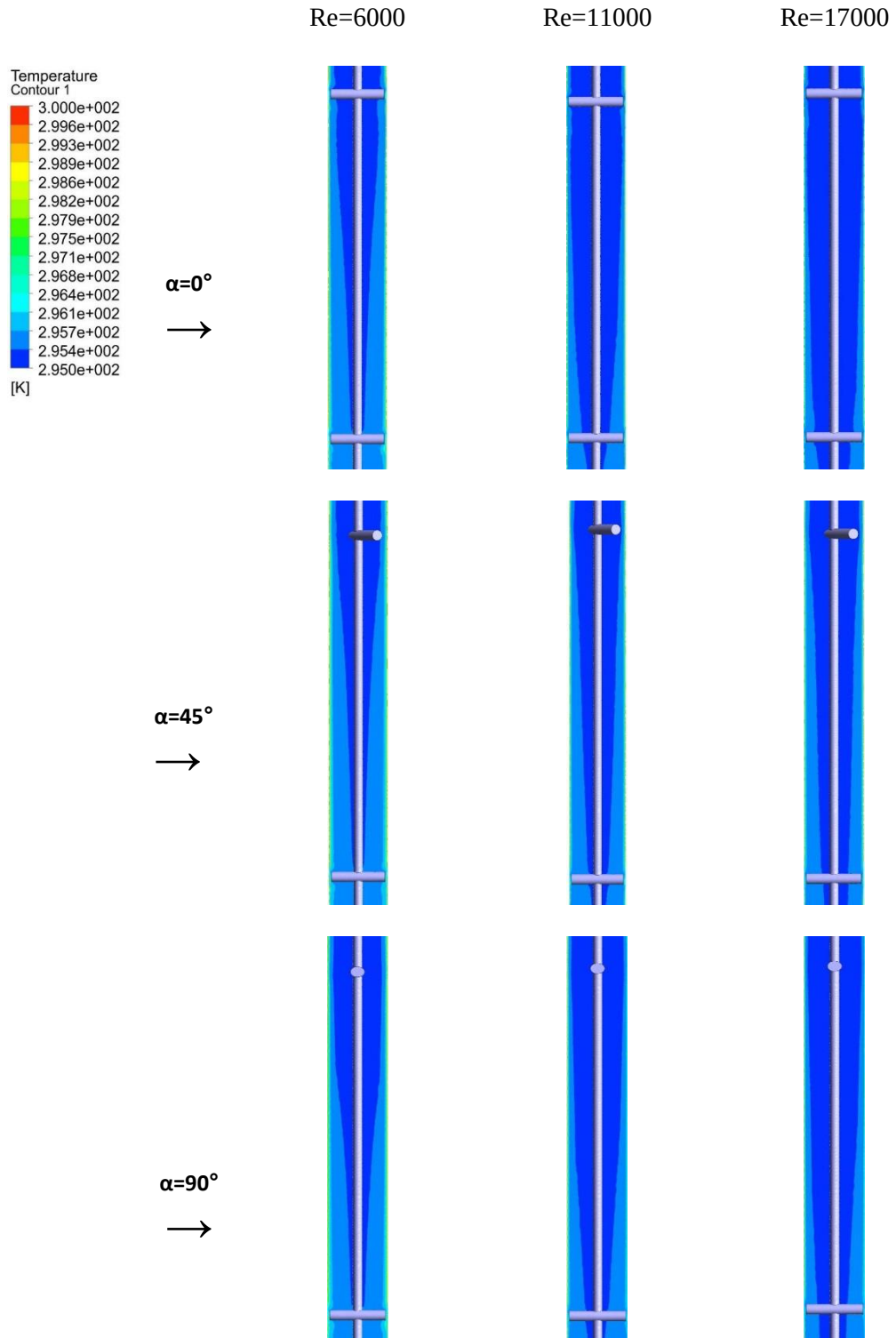
Şekil 4.39. 6000 Re sayısında bir kanatçık etrafında hız vektörleri



Şekil 4.40. 6000, 11000 ve 17000 Re sayıları için, borunun ön tarafından türbülatorlerin hız profilleri



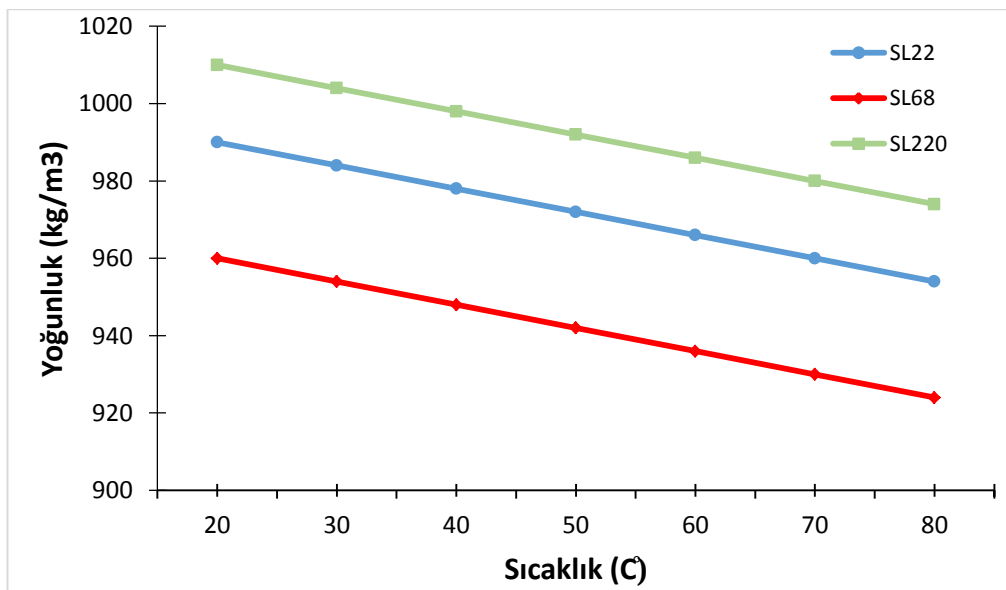
Şekil 4.41. Çeşitli açılara sahip türbülötörlerin farklı Reynolds sayılarında hız profilleri



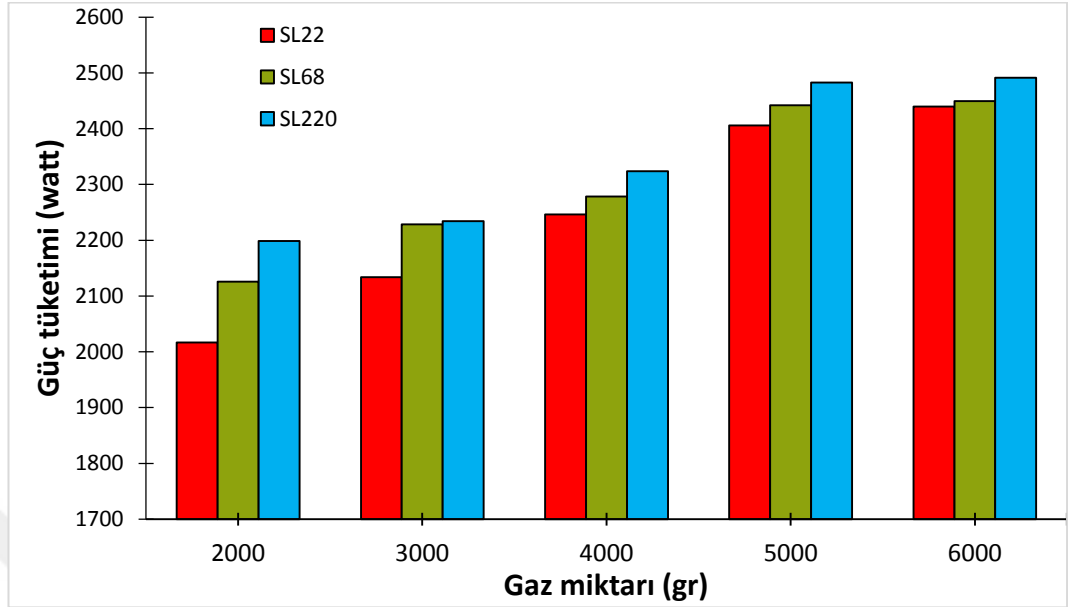
Şekil 4.42. Çeşitli açılara sahip türbülátörlerin farklı Reynolds sayılarında sıcaklık profilleri

4.4. Kompresörde Kullanılan Farklı Viskoziteye Sahip Yağların Etkisinin İncelenmesi

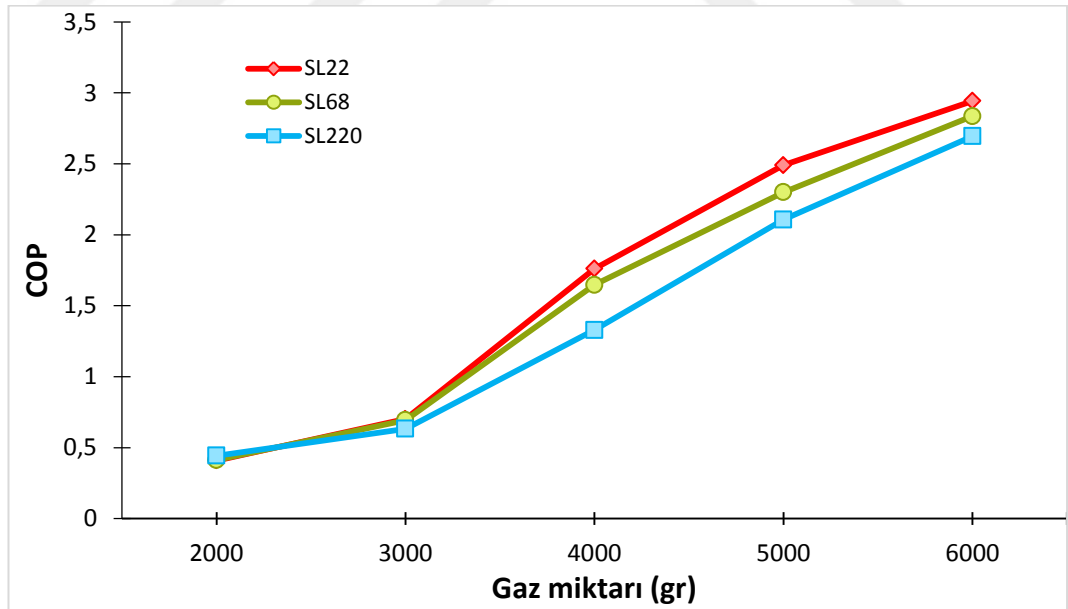
Çalışmanın bu bölümünde, saf R404a soğutkan gazı kullanarak çeşitli yağların etkileri deneyler sırasında kaydedilmiş ve diyagramlar üzerinde kıyaslanmıştır. Deneylerde kompresör yağları farklı çalışma şartlarında test edilmiş ve bunların performans katsayısı ve ekserjetik verim üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kullanılan yağlarda SL220 yağı en yüksek viskoziteye ve sırasıyla SL68 ve SL22 daha az viskoziteye sahip deney yağları olarak seçilmişlerdir. Şekil 4.43'te test yağlarının sıcaklığa bağlı yoğunlukları sunulmuş ve birbiriyle kıyas edilmiştir. Test yağlarının kompresör üzerindeki etkileri, önce kompresör güç değerini hesaplayarak dikkate alınmış ve Şekil 4.44'te görüldüğü gibi daha yüksek viskoziteye sahip yağlar, daha fazla güç tüketimine sebep olmuştur ve bu nedenle bir sonraki diyagramda performans katsayısının düşmesi gösterilmiştir (Şekil 4.45). Tüm gaz miktarlarından alınan sonuçlarda, SL220 yağı için en yüksek güç değeri elde edilmiş ve SL68 ve SL22 yağları için sırasıyla daha düşük güç tüketimi kaydedilmiştir. Bu sıralamanın tam tersine hesaplanan performans katsayılarında, SL22 için en yüksek, SL68 ve SL220 yağları için daha düşük COP sayıları gözlenmiştir.



Şekil 4.43. Test yağlarının sıcaklığa göre yoğunluk değişimleri



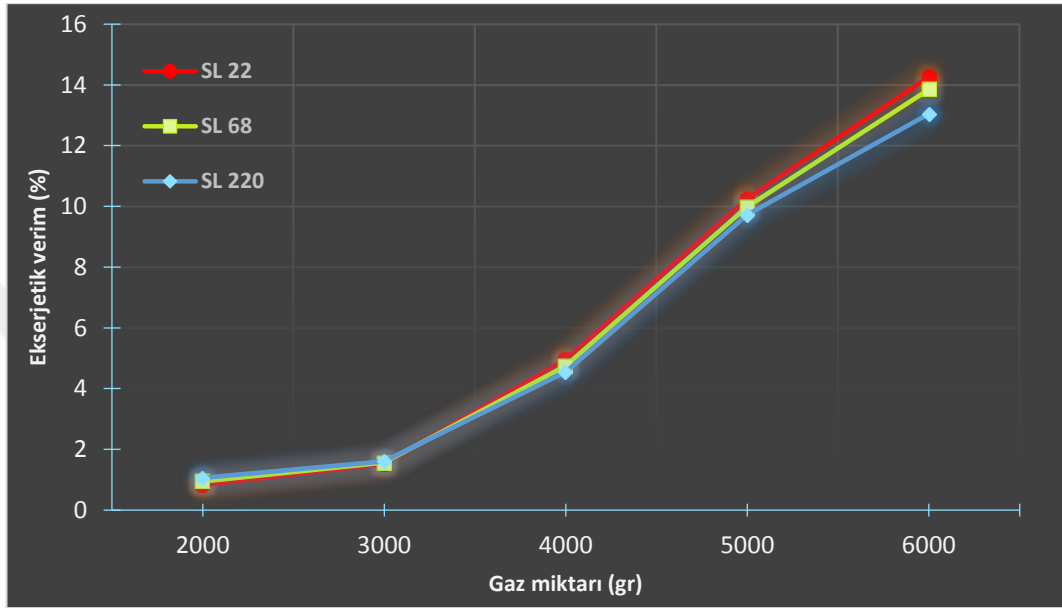
Şekil 4.44. Gaz miktarı ve yağ türüne göre kompresör güç tüketimi



Şekil 4.45. Gaz miktarı ve yağ türünün performans katsayısı üzerine etkisi

Şekil 4.46’da ekserjetik verim farklı yağlar için deneylerde değerlendirilmiş ve diyagram halinde karşılaştırılmıştır. Alınan sonuçlar birbirine yakın çıkmıştır; ancak en

yüksek verim performans katsayısı gibi SL22 yağına ait olmuştur. Ekserjetik verimin güç tüketimi ile ters orantılı olduğundan dolayı yüksek viskoziteye sahip yağlarda daha düşük verim gözlenmiştir.



Şekil 4.46. Gaz miktarı ve yağ türünün ekserjetik verim üzerine etkisi

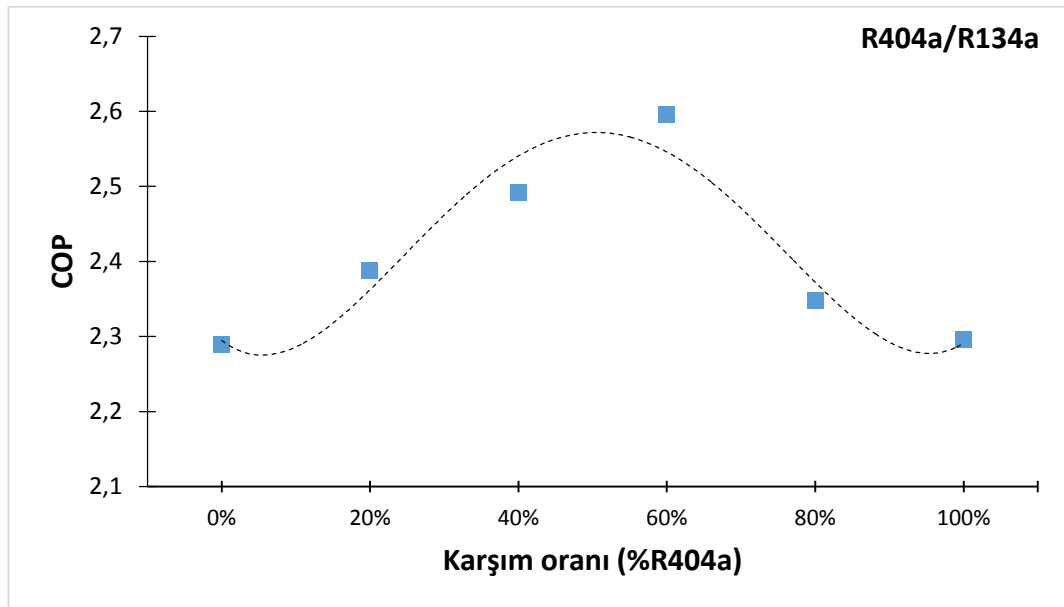
4.5. Gaz Karışımları Kullanan Isı Pompaların Enerji ve Ekserji Verimlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Bu çalışmada, saf R134a, R407c, R404a soğutkanları ile R134a/R407c, R134a/R404a ve R404a/R407c soğutucu akışkan çiftlerinin farklı oranlarda karıştırılması ile zeotropik karışımları elde edilmiş ve değişik oranlarda karışımın ısı pompası performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Deneylerde kondenser soğutma suyu debisi, gaz karışım oranı, evaporatör hava giriş sıcaklığı, değişken parametreler seçilmiş ve bu faktörlerin performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verimi (η_{ek}) üzerindeki etkileri incelenmiştir (bu bölümde, gaz karışımları deneyleri için sisteme toplam 5100 gr gaz eklenmiştir). Şekil 4.47, 4.48, 4.49 ve 4.50’de R404a/R134a gaz karışımından elde edilen sonuçlar, diyagramlar halinde sunulmuştur. Şekil 4.47’de görüldüğü gibi en yüksek COP değeri %60 R404a karışım oranında elde edilmiştir ve %100 R134a’ya doğru gidildikçe

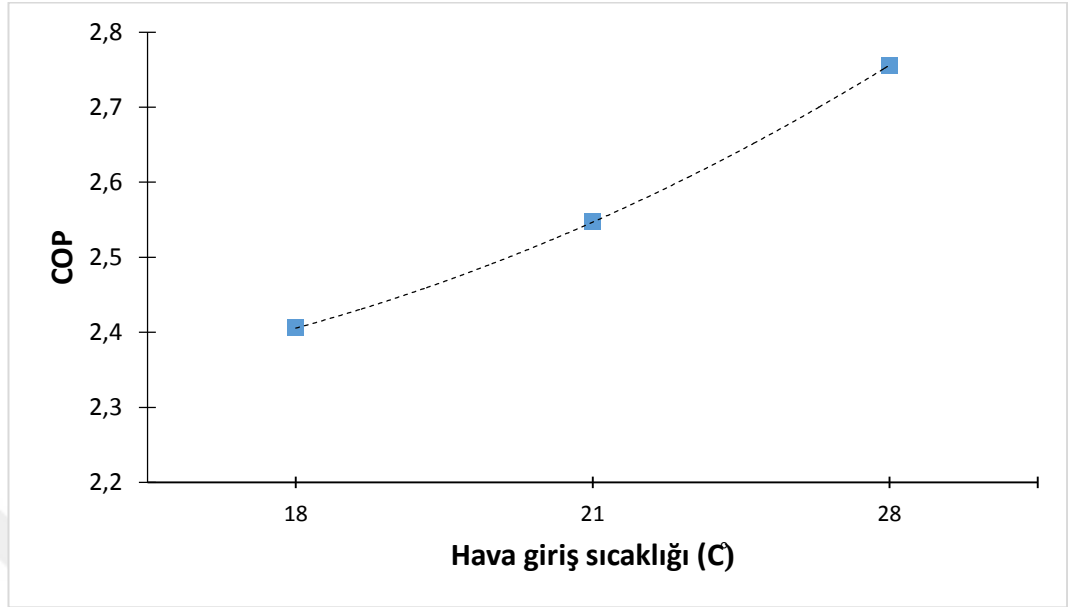
performans düşmüştür. Sistemde daha düşük performansların %60 R404a ile aynı performansı gösterebilmesi için, daha büyük kompresör gücü, daha yüksek evaporatör sıcaklıkları, daha soğuk kondenser su debisi ve gaz miktarı gibi farklı değişkenlerin kullanılması gereklidir.

Şekil 4.48’de en uygun gaz oranı için yani %60 R404a karışım oranında hava giriş sıcaklığı arttıkça performansın yükselmesi gösterilmiştir. Bu diyagramda, hava giriş sıcaklıkları 18, 21 ve 28°C’ye ayarlanmış ve performans katsayısı bu sıcaklıklara bağlı olarak elde edilmiştir.

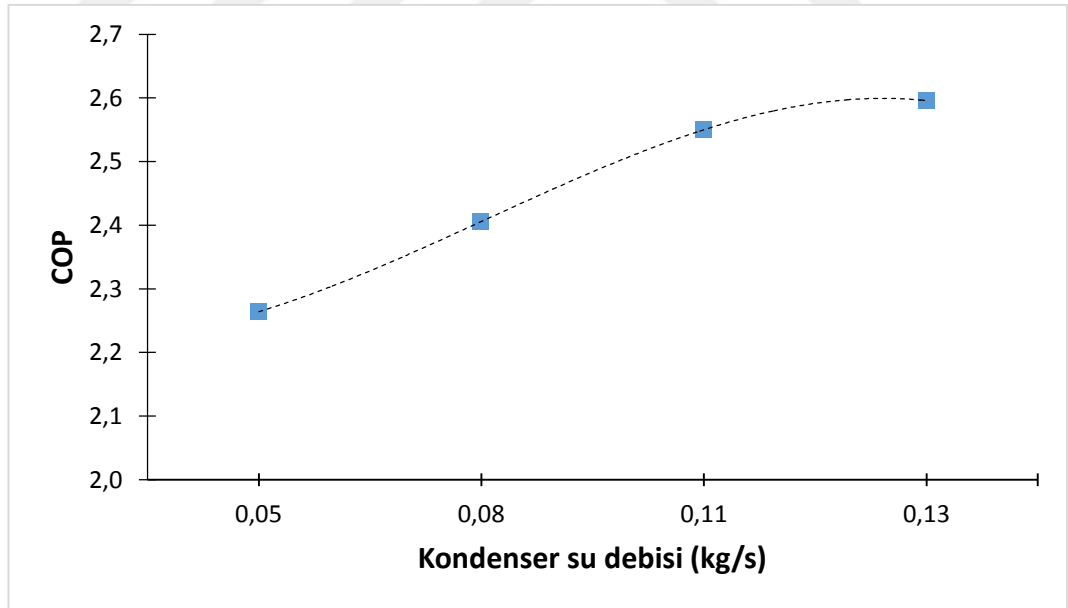
Kondenser su debisi ısı performans katsayısı için en etkin parametrelerden birisidir. Su debisinin etkisi %60 R404a karışım oranında bir sonraki diyagramda (Şekil 4.49) değerlendirilmiştir. En yüksek performans değeri maksimum su debisinde (0.13 kg/s’de) elde edilmiştir. Isı pompası sistemlerinde en önemli amaç çevreye verilen ısı (Q_h) sağlanmasıdır. Şekil 4.50’de aynı gaz oranında istenen ısı su debisine bağlılığı ve çevreye verilen ısı üzerine su debisinin pozitif etkisi gösterilmiştir.



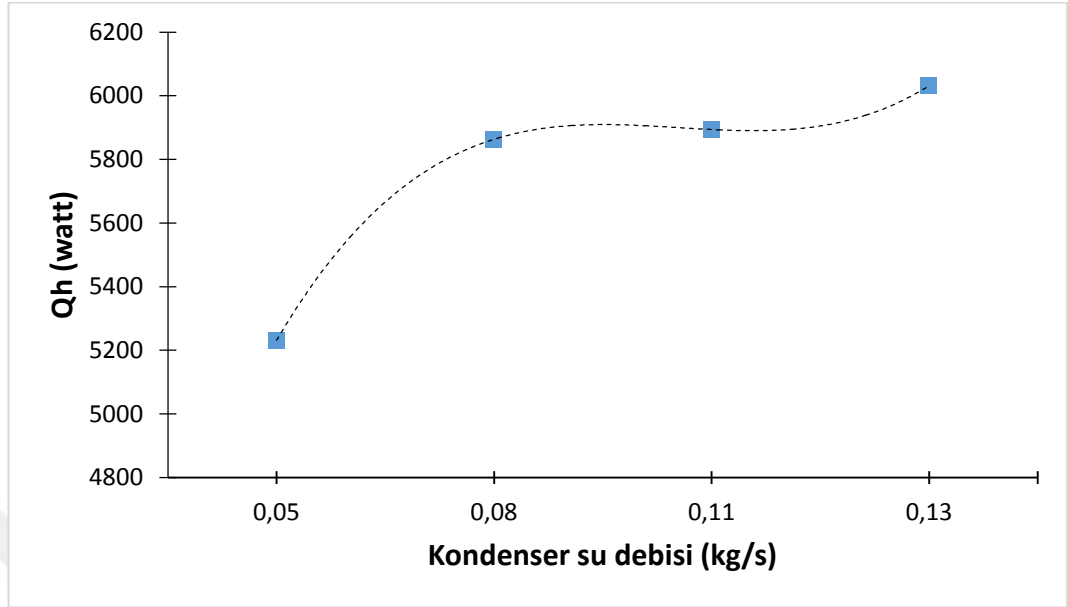
Şekil 4.47. R404a/R134a gaz karışım oranının performans katsayısı üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.13 kg/s)



Şekil 4.48. %60 R404a gaz karışım oranında hava giriş sıcaklığının COP üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.07 kg/s)



Şekil 4.49. %60 R404a gaz karışım oranında kondenser su debisinin COP üzerine etkisi

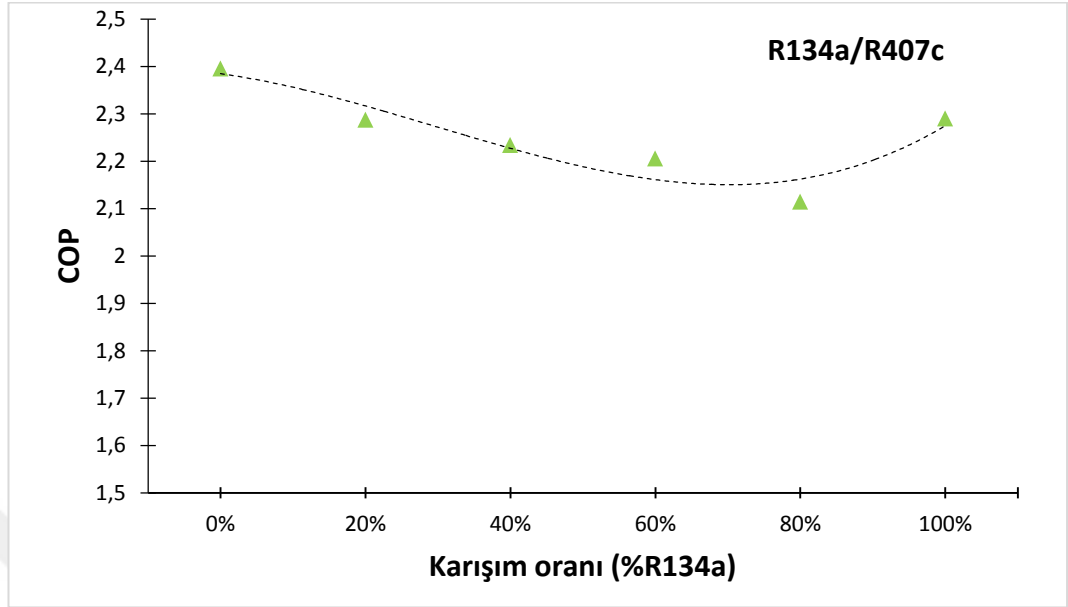


Şekil 4.50. %60 R404a gaz karışım oranında kondenser su debisinin çevreye verilen ısı üzerine etkisi

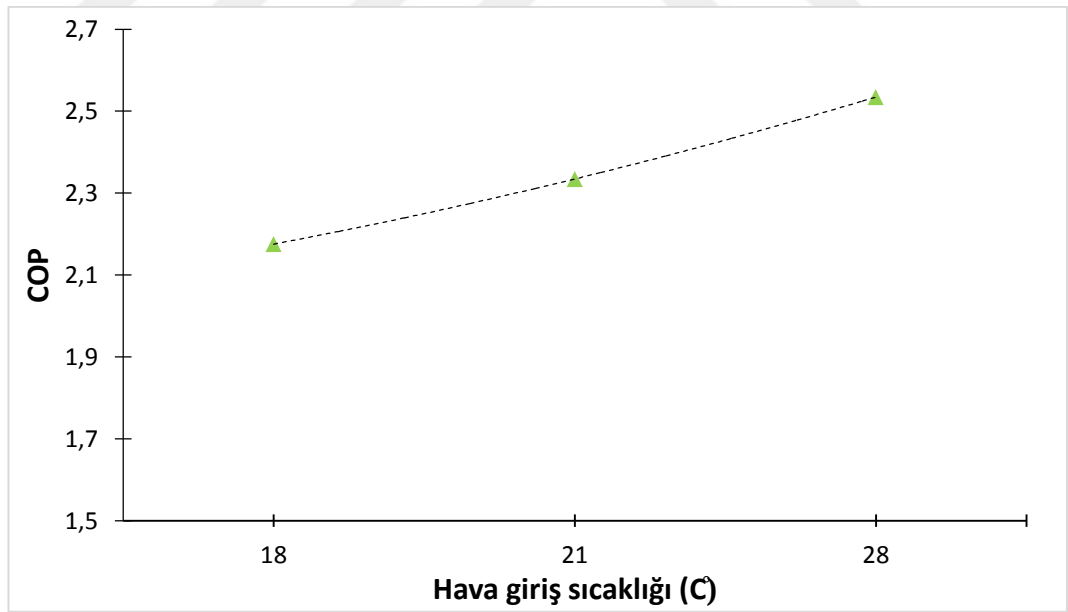
Şekil 4.51, 4.52, 4.53 ve 4.54'te R134a/R407c gaz karışımından elde edilen sonuçlar, diyagramlar halinde gösterilmiştir.

Şekil 4.51'de önceki gaz karışımı gibi en yüksek COP değeri elde edilmiştir. Bu diyagramda görüldüğü gibi %100 R407c karışım oranında performans katsayısı en yüksek miktarda olduğu tespit edilmiştir. Sonuçlarda COP sayısının en düşük değeri ise %80 R134a karışım oranında alınmıştır. Şekil 4.52'de COP değerinin değişimi hava giriş sıcaklığına göre %100 R407c gaz karışım oranında sunulmuştur. Aynı şekilde önceki diyagramlarda gözlendiği gibi hava sıcaklığının artırılması performansın yükselmesine sebep olmuştur. Evaporatör hava tünelinin girişinde kullanılan bir varyak vasıtasıyla hava giriş sıcaklıkları bu deneylerde de 18, 21 ve 28°C'ye ayarlanmıştır.

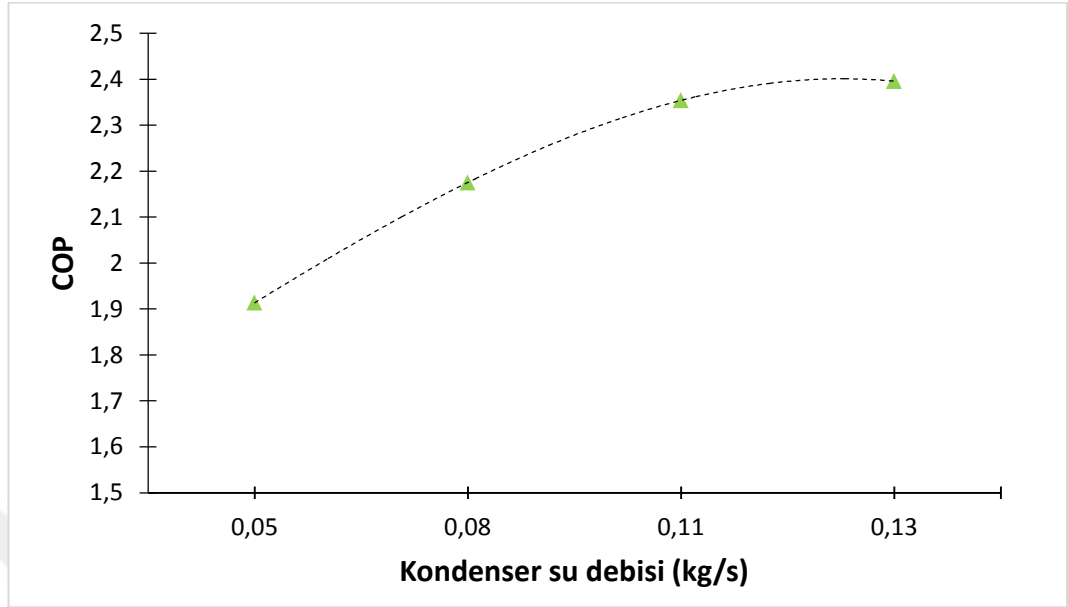
Değişik kondenser su debilerinde %100 R407c karışım oranı için COP sayısı şekil 4.53'te değerlendirilmiştir. 0.13 kg/s su debisinde en yüksek performans değeri elde edilmiştir. Şekil 4.54'te bu gaz oranı için Q_h - COP diyagramı hazırlanmıştır.



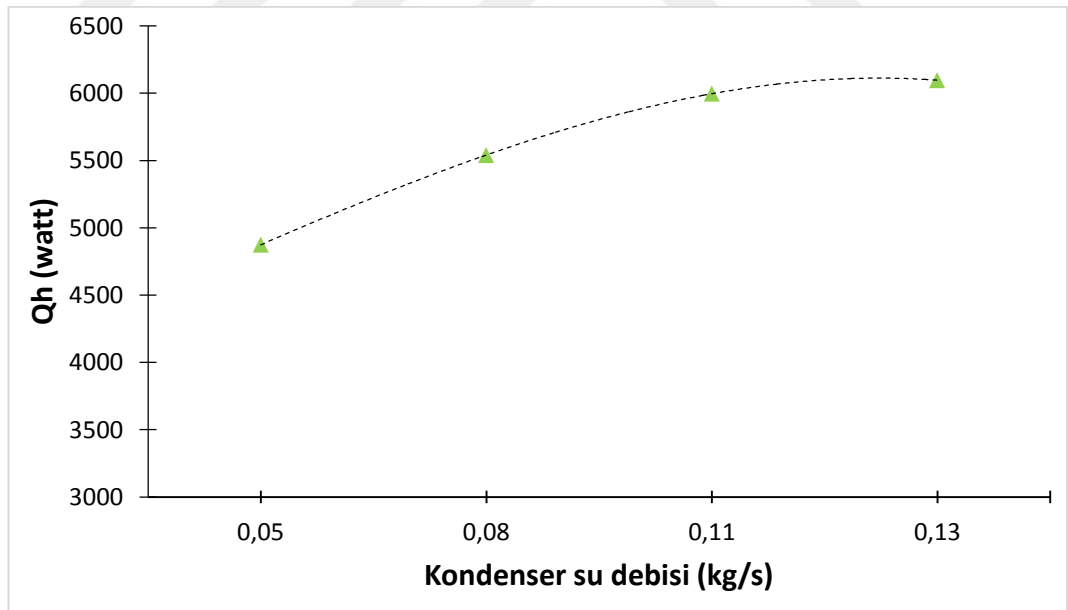
Şekil 4.51. R134a/R407c gaz karışım oranının performans katsayısı üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.13 kg/s)



Şekil 4.52. %100 R407c gaz karışım oranında hava giriş sıcaklığının COP üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.07 kg/s)



Şekil 4.53. %100 R407c gaz karışım oranında kondenser su debisinin COP üzerine etkisi

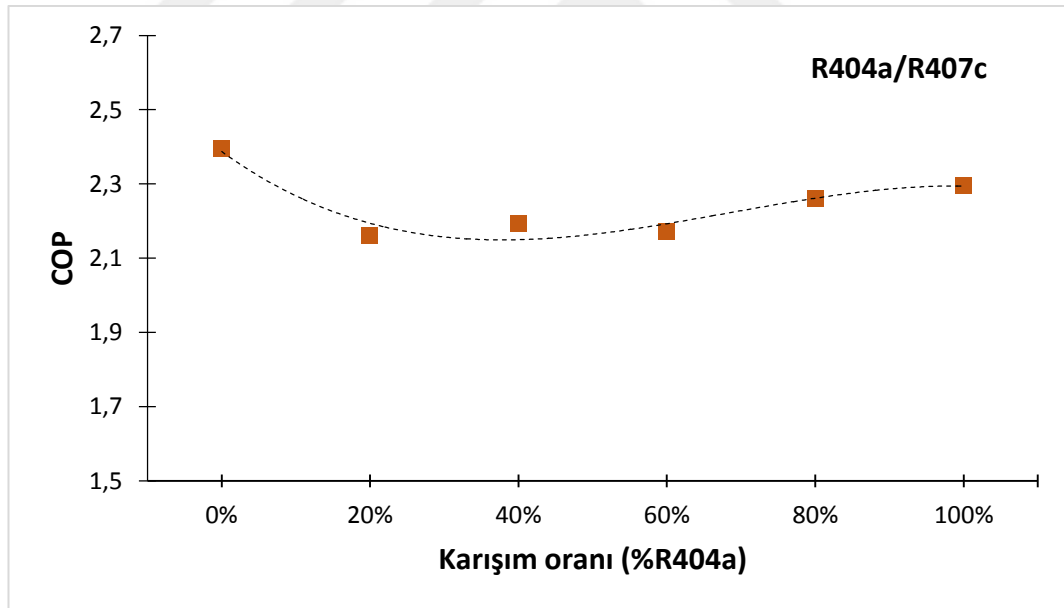


Şekil 4.54. %100 R407c gaz karışım oranında kondenser su debisinin çevreye verilen ısı üzerine etkisi

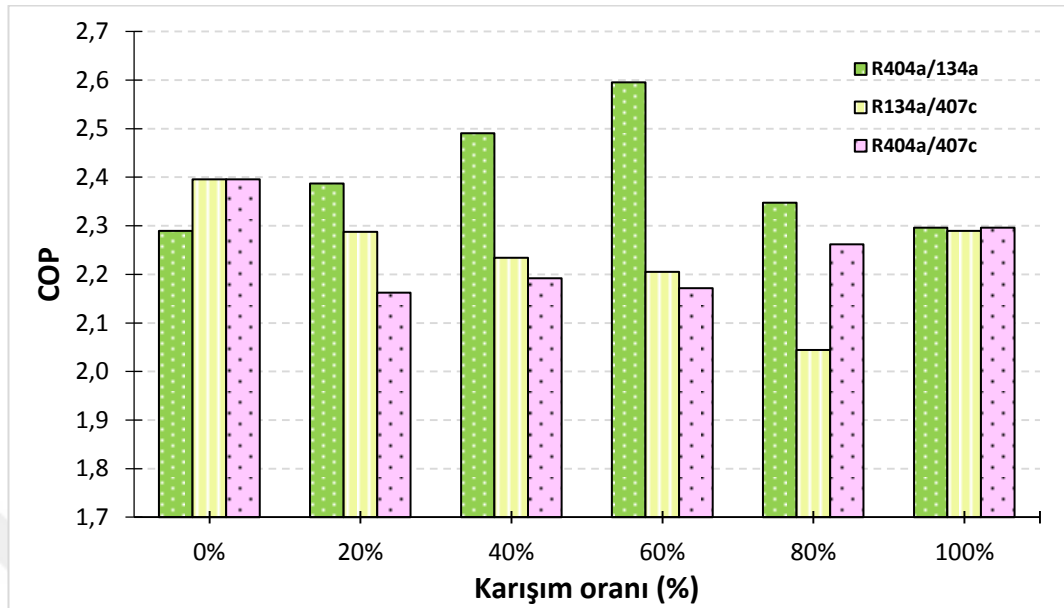
R404a/R407c gaz karışımı için önceden belirtilen şekilde deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.55'te gösterilmiştir. Diyagramda görüldüğü gibi son aşamadaki

deneylerin sonucunda, önceki deneyler gibi %100 R407c karışım oranında sistemden maksimum performans alınmıştır (Hava giriş sıcaklığının ve kondenser su debisinin etkisi ve ayrıca Q_h diyagramları 4.52, 4.53 ve 4.54 gibidir).

Gaz karışımlardan alınan bütün sonuçları kıyas etmek için, Şekil 4.56'da R134a/R404a, R134a/R407c ve R407c/ R404a gaz karışımlarından alınan performans katsayıları bir diyagramda toplanmış ve görüldüğü gibi en yüksek performans R404a/ R134a (%60 R404a) da elde edilmiştir. En düşük performans ise R134a/ R407c karışımında alınmıştır. Bu diyagramda karışımların %0 veya %100 durumunda saf gaz hali olduğu için, diğer karışımın saf hali ile karşılaştırıldığında cevaplar eşit olmalıdır. Yani R404a/R134a karışımında %0 oranında R134a saf gaz demek ve R134a/R407c karışımında %100 oranında alınan COP sayılar aynı demektir.



Şekil 4.55. R404a/R407c gaz karışım oranının performans katsayısı üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.13 kg/s)

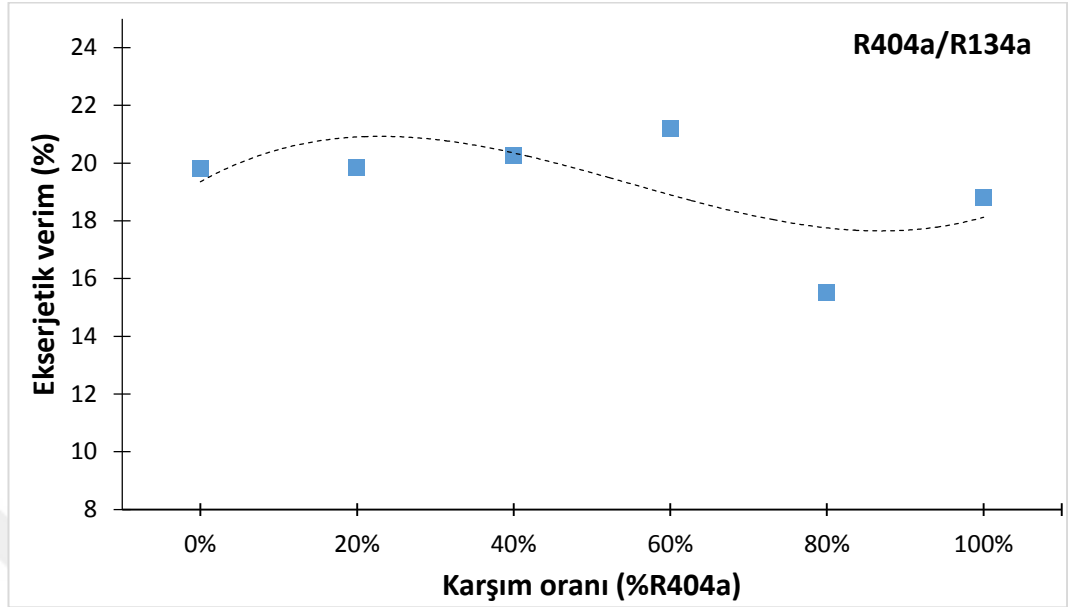


Şekil 4.56. R404a/R134a, R134a/R407c ve R404a/R407c gaz karışımları için performans katsayısı (kondenser su debisi = 0.13 kg/s)

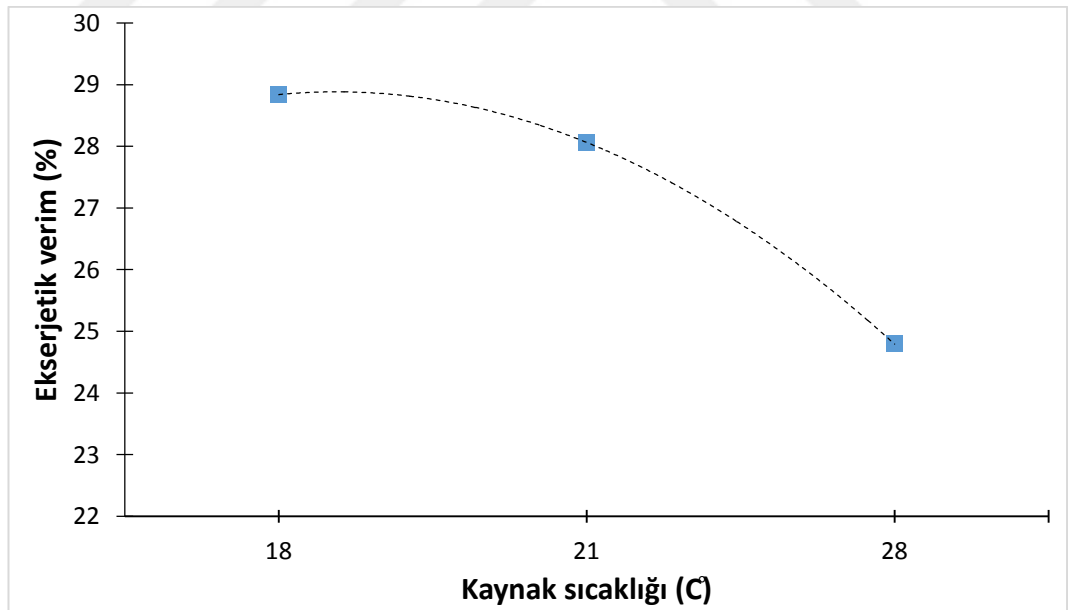
Bu çalışmada, saf soğutkanların ve farklı oranlarda karışımlarının ekserji analizi yapılmıştır. Birçok sistemler için termodinamik ikinci kanun verimliliği ve ekserjetik analizleri birinci kanun veya enerji korunumu ilkesi kadar önemli ve hesaplamalarda göz önüne alınmalıdır. Tezin bu bölümünde, aynı şekilde kondenser soğutma suyu debisi, gaz karışım oranı ve evaporatör hava giriş sıcaklığının ekserjetik verimi üzerinde etkileri diyagramlar üzerinde sunulmuştur.

Şekil 4.57’de görüldüğü gibi R404a/R134a gaz karışımında en yüksek ekserjetik verim değeri %60 R404a karışım oranında elde edilmiştir (önceden alınan verilere göre COP değeri de aynı oranda maksimum noktayı bulmuştur).

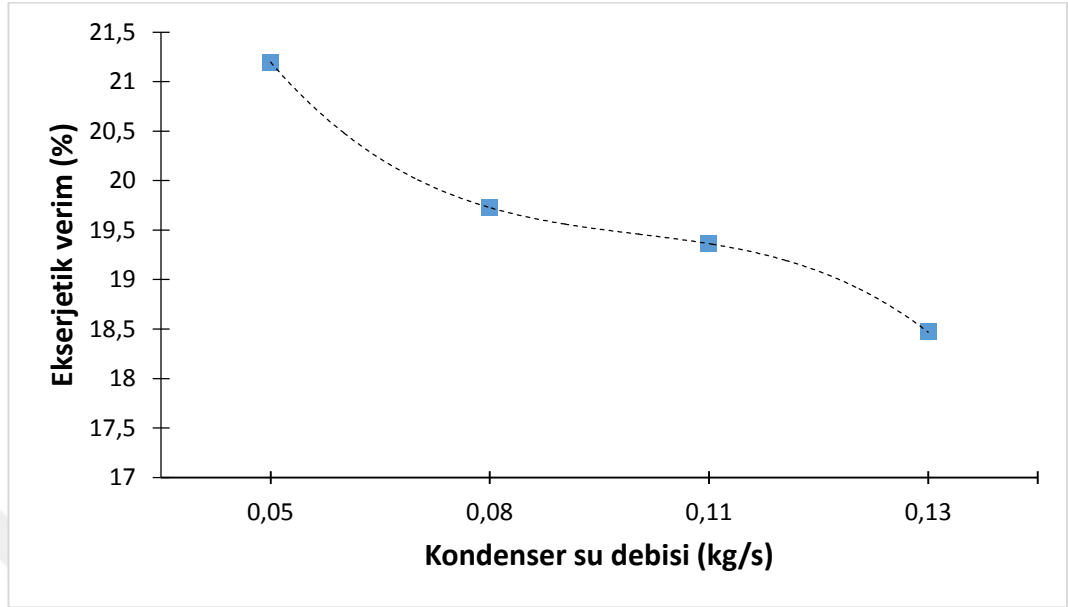
Şekil 4.58’de en yüksek gaz oranı için hava giriş sıcaklığına göre ekserjetik veriminin değişimi gösterilmiştir. Bu diyagramda, ayarlanmış hava giriş sıcaklıkları arttıkça elde edilen ikinci kanun verimi düşmüştür. R404a/R134a karışımı için %60 R404a karışım oranında su debisinin etkisi bir sonraki diyagramda (Şekil 4.59) değerlendirilmiştir. En yüksek ekserjetik verimi en düşük su debisinde (0.05 kg/s’de) elde edilmiş ve gitgide kondenser debisi arttıkça ekserjetik verim düşmüştür.



Şekil 4.57. R404a/R134a gaz karışım oranına göre ekserji verimi (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)



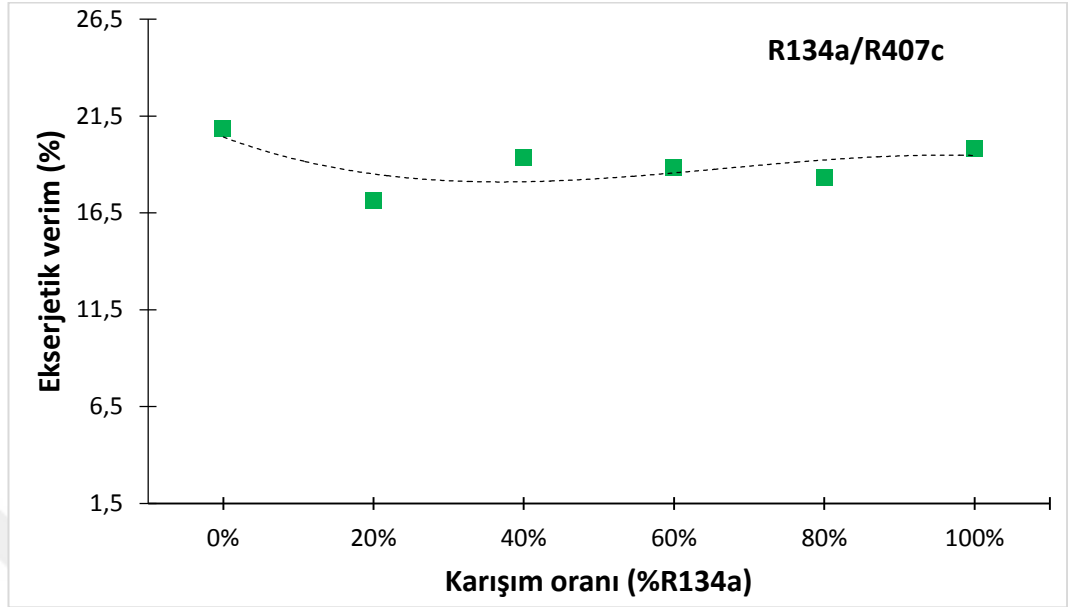
Şekil 4.58. %60 R404a gaz karışım oranında hava giriş sıcaklığının Ekserjetik verim üzerine etkisi (kondenser su debisi = 0.07 kg/s)



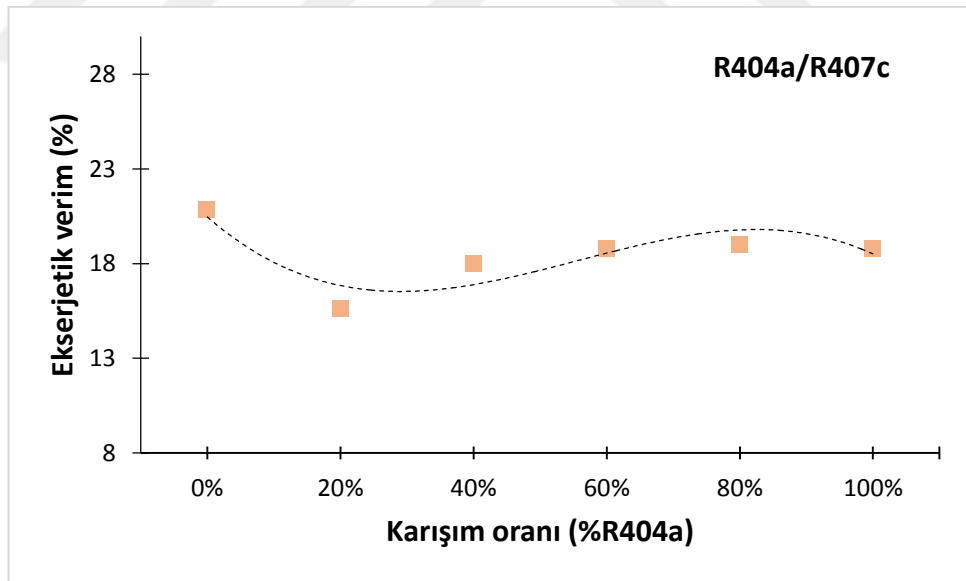
Şekil 4.59. %60 R404a gaz karışım oranında kondenser su debisinin COP üzerine etkisi

Şekil 4.60’da R134a/R407c gaz karışımından elde edilen ikinci kanun veriminin sonuçları, bir diyagram halinde gösterilmiştir. Bu şekilde önceki gaz karışımı gibi en yüksek verim değeri elde edilmiş ve görüldüğü gibi %100 R407c karışım oranında ekserjetik verimi maksimum miktarda olduğu tespit edilmiştir.

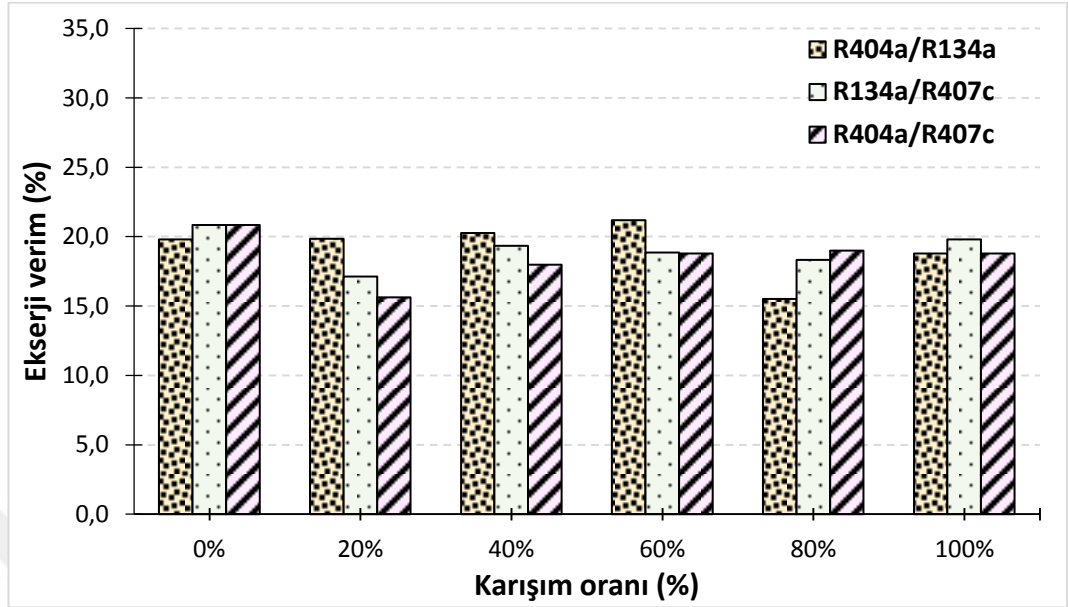
Şekil 4.58 ve 4.59’da görüldüğü gibi diğer gaz karışımları için aynı sonuçlar alınmıştır yani kondenser su debisi ve ayrıca evaporatör hava giriş sıcaklığı arttıkça ikinci kanun veriminde bir düşüşe sebep olmuştur. Bir başka ifade ile artan kondenser su debisi ile sistemin ısıl etkinliği artmakta ancak bu kondenslerdeki tersinmezliklerin artmasına sebep olmaktadır ve bu da artan su debisi ile ekserjetik verimin azaldığını göstermektedir. Son olarak Şekil 4.61’de R404a/R407c gaz karışımına göre ekserjetik verim değişimi gösterilmiştir. Ayrıca, tüm gaz karışımları için alınan verimler bir diyagram da kıyas edilmiş Şekil 4.62’de gösterilmiştir.



Şekil 4.60. R134a/R407c gaz karışım oranına göre ekserji verimi (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)



Şekil 4.61. R404a/R407c gaz karışım oranına göre ekserji verimi (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)



Şekil 4.62. R404a/R134a, R134a/R407c ve R404a/R407c gaz karışımları için Ekserjetik verim (kondenser su debisi = 0.05 kg/s)

5. SONUÇLAR

Kurulan ısı pompası sisteminde, çeşitli deneysel ve sayısal enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Deneylerde farklı gazlar, gazların belirli oranlarda karışımı, yağların etkisi kondenser ve kompresör bileşenlerinin analizleri yapılmış ve ayrı ayrı incelenmiştir.

Bu çalışmada çeşitli deneysel ve sayısal araştırmalardan elde edilen bazı önemli bulgular maddeler halinde sıralanmış ve özetlenmiştir:

1. Isı pompası sistemlerinde, farklı özelliklere sahip çeşitli soğutucuların optimum gaz miktarını bulmak için sistemin kompresör emme basıncı göz önüne alınmış ve optimum gaz miktarı hesaplaması için bir yöntem sunulmuştur.
2. Sistemin maksimum COP sayısının gaz miktarına ve soğutucu tipine bağlı olarak değişim gösterdiği tespit edilmiştir ve diğer taraftan, sistem performansının fazla gaz miktarları durumunda (over charge) düştüğü belirlenmiştir.
3. Bu çalışmada, düşük gaz seviyelerinde ısı pompası çevriminin P-h diyagramında tamamen buhar bölgede yer aldığı gösterilmiştir. Gaz eklenmesi ile çevrim ilk iki fazlı bölgeye geçmiş ve daha sonra hızlı bir şekilde, sıvı bölgeye ulaşmış ve bu şekilde nihayet çevrim tamamlanmıştır.
4. Gaz çeşidi ve gaz miktarının etkisi kompresörün giriş ve çıkış basınç ve sıcaklığı üzerine nitelendirilmiştir. R22 gaz için en yüksek COP sayısı 2.78, R134a için 2.75 ve R404a için 2.40 ve sırasıyla kompresör giriş basınçları 646.72 Pa, 406.79 Pa ve 474.35 Pa olarak elde edilmiştir.
5. Elde edilen sonuçlara göre sıkıştırma oranı, çok değişken bir parametredir ve etkin şekilde gaz özellikleri ve gaz miktarına bağlıdır. Sonuçlarda R404a en yüksek sıkıştırma oranına sahip olmuştur. R134a ve R22 gazlar ise daha düşük oranlara sahip olmuşlardır.
6. Gaz miktarının COP üzerinde güçlü bir etkisi vardır. R404a gazı için COP sayısı 3 kg gaz miktarında 0.78 ve 6kg gaz miktarında 2.38 değeri elde edilmiştir.
7. Kompresör gerçek güç tüketimi ve izantropik gücü karşılaştırıldığında önemli enerji kaybı ortaya çıkmıştır ki bu daha verimli ve yüksek performanslı kompresörlerin

tasarımında dikkate alınabilir. Deneylerde izantropik gücün değeri gerçek güç tüketiminin 45% olduğu gözlenmiştir.

8. Düşük gaz seviyelerinde, kompresörün çalışma koşullarının (özellikle giriş hattında), ideal gaz durumuna çok yakın olduğu gösterilmiş ve ilgili denklemlerde ideal bir gaz olarak kabul edilmiştir. Deneylerde R404a gazı için Pv/T oranının en yüksek miktarı 82.87 ve en düşük miktarı 69.76 (j/kg.K) olarak hesaplanmıştır.

9. Kompresörün izantropik ve ikinci kanun verimi gaz miktarı ile azalmaktadır. Ayrıca, bu çalışmada izantropik ve ikinci kanun verimi karşılaştırılmıştır. Deneylerde izantropik verimi gaz artışıyla 28,5% ve ikinci kanun verimi 25,6% azalmıştır.

10. Kondenser soğutma suyu debisinin verimlilik üzerinde güçlü bir etkisi vardır. 6 kg R134a gaz miktarında 0.05, 0.06, 0.10 ve 0.13 kg/s su debilerinde COP sayısı sırasıyla 2.27, 2.46, 2.63 ve 2.72 olarak elde edilmiştir.

11. Kompresör için ekserji hesaplamaları watt ve kJ/kg birimlerinde yapılmıştır. Sonuçta, kJ/kg biriminde ekserji gaz miktarıyla ve su debisi ile azalmıştır. Watt biriminde ise ekserji de bir artış gözlenmiştir. Watt biriminde ekserji değeri 26% artış kJ/kg biriminde ise 52% düşüş gözlenmemiştir.

12. Kondenser verimini yükseltmek için farklı türbülatorlerin etkisi araştırılmıştır. Boş boru ile kıyas edildiğinde kullanılan türbülatorler vasıtasıyla Nusselt sayısında artış gözlenmiş ve bu şekilde ısı transferi soğuk ve sıcak maddeler arasında arttırılmıştır. Deneylerde en yüksek Nu sayısı 196.30 olarak Re 17000'de 10 kanatçıklı türbülatorler için elde edilmiştir.

13. Kanatçıklar arası mesafesi en az olan türbülatorler Reynolds sayılarının hepsinde en yüksek Nu sayısına sahip olmuşlardır. Re 17000'de elde edilen sonuçlarda, 10 kanatçıklı türbülatorde Nu sayısı 186, 5 kanatçıklı türbülatorde 167 ve 3 kanatçıklı türbülatorde Nu sayısı 155 olarak hesaplanmıştır.

14. Türbülatorlerin çeşitli açılarında deneyler yapılmış ve sonuçlarda fazla değişiklik kaydedilmemiştir.

15. Çeşitli viskoziteye sahip kompresör yağlarında en yüksek COP sayısı daha düşük viskoziteli yağlarda elde edilmiştir. Sonuçlarda SL22 yağ için en yüksek COP değeri gözlenmiştir.

16. Genel olarak literatür çalışmaları detaylı şekilde incelenmiş ve bu tezde yağ ve gazın karışım oranı, yağın kompresörün ısı transferinde etkin bir parametre olduğu,

viskozitenin etkisi ve yağ miktarının bileşenler ve performansa tesiri bir arada incelenmiştir.

17. SL220, SL68 ve SL 22 kompresör yağlarında, en düşük güç tüketimi SL22 yağında gözlenmiştir. Ayrıca, sistemin ekserjetik verimi hesaplanmıştır ve burada güç tüketimi arttıkça ekserjetik verimin düşmesi nedeniyle en yüksek ekserji verimi SL22’de elde edilmiştir. Deneylerde 5 kg gaz miktarında, COP sayısı 2.49, 2.29 ve 2.10 sırasıyla SL22, SL68 ve SL 220 için elde edilmiştir.

18. Gazların karışım oranının ısı pompası performans katsayısı üzerine büyük bir etkisi gözlenmiş ve farklı karışımlar için diyagramlar üzerinde kıyaslanmıştır. R404a/R134a gaz karışımı için en yüksek performans katsayısı %60 R404a oranında, R404a/R407c için %100 R407c oranında ve R134a/407c karışımı için en yüksek COP değeri %100 R407c elde edilmiştir.

19. Gaz karışımı deneylerinde seçilen gazlar arasında, alınan bütün datalar göz önüne alınmış ve ortalama sonuçlar hesaplandığında, saf R407c en yüksek performans katsayısına sahip olmuştur.

20. Bütün karışım oranlarında kaynak sıcaklığının ve kondenser suyu debisinin etkisi incelenmiş ve onların performans üzerine pozitif etkisi tespit edilmiştir.

21. En yüksek ekserjetik verim %60 R404a, R404a/R134a gaz karışımı için elde edilmiştir.

22. Tüm saf gazlarda ve karışımlarında kondenser suyu debisinin artması ile ekserjetik verim azalmaktadır. R404a/R134a gaz karışımında 60% R404a durumunda ekserjetik veriminde 14.2% düşüş gözlenmiştir.

23. Aynı şekilde kaynak sıcaklığının da ekserjetik verim üzerine olumsuz bir parametre olduğu gösterilmiştir. Aynı gaz karışımında (60% R404a) ekserjetik veriminde 12.7% düşüş gözlenmiştir.

Öneriler

- 1- Sistemin performansını arttırmak için epevaporatör tüneline farklı sıcaklıklarda su spreyi yapılabilir (sıcak su güneş enerji kollektörlerinden sağlanabilir).
- 2- Aynı sistemde, daha düşük GWP ve ODP ye sahip R1233zd(E), R1234yf, R1243zf, DR-33ve N20 gibi yeni gazlar test ve bu sonuçlarla kıyaslanabilir.
- 3- Bir ısı pompası sisteminde, her bileşen için ve tüm sistem için hesaplanması gereken hatalar vardır. Ölçme cihazları, yalıtım, ortam sıcaklığının değişimi gün içinde veya mevsim değişmesinde, şehir su debisinin değişimi, elektrik gücü değişimi, makinenin çalışması başladıktan sonra ortam koşullarının değişmesine sebep olması, laboratuvarında klima tesisleri ve birçok hataların etkisi ve oranı değerli bir çalışma olabilir.
- 4- Kondenser ve evaporatörde farklı yöntemlerle sistemin verimi yükselebilir. Bu çalışmada bir tür türbülör araştırılmış ve sonuçlar sunulmuştur. Farklı türbülörlerin etkisinin araştırılması daha da verimli yöntemlerin elde edilmesine yol açabilir.
- 5- Farklı bilgisayar destekli simülasyon programları bileşenler ve tüm sistem için kullanılabilir ve bu şekilde zaman ve maliyetlerde bir avantaj sağlanacaktır.
- 6- Literatürde kompresör sıcaklığı düşük olduğunda daha verimli sonuçlar gözlenmiştir. Bu çalışmanın devamında, sprej gibi yöntemler kullanarak kompresör sıcaklığı düşürülebilir ve farklı sıcaklıklarda çalışan kompresörün sistem performansı üzerine etkisi araştırılabilir.
- 7- Termodinamikte ekserji alanı çok geniş ve kapsamlı bir konudur. Çalışmanın devamında her bir bileşenin ikinci kanun verimi ve ekserji analizleri yapılabilir ve tersinmezliklerin azaltılmasına ve ekserjetik verimin artmasına dair farklı yöntemlerin sunulması değerli bir çalışma olabilir.

KAYNAKLAR

- A. Ribas, F., Deschamps, C., Fagotti, F. ve Morriesen, A., 2008. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors - A Critical Review. International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Afshari, F., Çomaklı, Ö., Adıgüzel, N., ve Ghasemi Zavaragh, H., 2016. (1) Influence of refrigerant properties and charge amount on performance of reciprocating compressor in air source heat pump. *Journal of Energy Engineering*, 4016025:1-9.
- Afshari, F., Çomaklı, Ö., Adıgüzel, N., ve Karagöz, Ş., 2016. (2) Optimal charge amount for different refrigerants in air-to-water heat pumps. *Iranian Journal of Science and Technology*, 2: 016-028.
- Akpınar, E. ve Hepbaslı, A., 2007. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications. *Building and Environment* 42: 2004-2013.
- Bakırcı, K. ve Yüksel, B., 2011. Experimental Thermal Performance of Solar Heat Pump System for Residential Heating in Cold Climate Region. *Applied Thermal Engineering*, 31: 1508-1518.
- Bakırcı, K., Özyurt, Ö., Çomaklı, K. ve Çomaklı Ö., 2011. Energy Analysis of a Solar-Ground Source Heat Pump System with Vertical Closed-Loop for Heating Applications. *Energy*, 36: 3224-3232.
- Bardak, G., 2011. Yer altı suyu kaynaklı ısı pompası sistemleri için ekserji analizi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta.
- Bjork, E. ve Palm, B., 2006. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part I: Transient conditions. *Applied Thermal Engineering*, 26: 829-837.
- Çağlar, A. ve Yamalı, C., 2012. Performance analysis of a solar-assisted heat pump with an evacuated tubular collector for domestic heating. *Energy and Buildings*, 54: 22-28.
- Çakır, U., 2011. Isı pompaların kondenser ve evaporatörde kullanılan akışkana göre ekserjetik olarak karşılaştırılması. Doktora tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Çakır, U., Çomaklı, K., Çomaklı, Ö. ve Karslı, S., 2013. An experimental exergetic comparison of four different heat pump systems working at same conditions: As air to air, air to water, water to water and water to air *Energy*. *Energy*, 58: 210-219.
- Çakmaz, Y., 2007. Termal enerjinin yeraltında depolanması ve toprak kaynaklı dikey borulu ısı pompalı sistemler için ekserji analizi. Yüksek lisans tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Chen, H., Riffata, S. Ve Fua, Y., 2011. Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 31: 4132-4138.
- Chen, Y., Fiebig, M. ve Mitra, N., 2000. Heat transfer enhancement of finned oval tubes with staggered punched longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43: 417-435.
- Chiu, y. ve Jang, J., 2009. 3D numerical and experimental analysis for thermal-hydraulic characteristics of air flow inside a circular tube with different tube

- inserts. *Applied Thermal Engineering* 29: 250-258.
- Cho, H., Ryu, C., Kim, Y. ve Young Kim, H., 2005. Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump. *International Journal of Refrigeration* 28: 266-273.
- Choi, H., Cho, H. ve Choi, J., 2012. Refrigerant amount detection algorithm for a ground source heat pump unit. *Renewable Energy* 42: 111-117.
- Choi, J. ve Kim, Y., 2004. Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions. *International Journal of Refrigeration*, 27: 378-384.
- Çiltaş, S., 2012. Yatay borularda türbülantörlerin ısı transferine olan etkisinin deneysel araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Çokgez Kuş, A., 2011. Farklı kaynaklı ısı pompalarının ekonomik analizi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Çomaklı, K., Simsek, F., Çomaklı, Ö. ve Şahin, B., 2009. Determination of optimum working conditions R22 and R404A refrigerant mixtures in heat-pumps using Taguchi method. *Applied Energy*, 86: 2451-2458.
- Çomaklı, K., Yüksel, B. ve Çomaklı, Ö., 2004. Evaluation of energy and exergy losses in district heating network. *Applied Thermal Engineering*, 24: 1009-1017.
- Çomaklı, Ö., 1991. Güneş kolektörlü enerji depolu ısı pompası sisteminin deneysel ve teorik incelenmesi. Doktora Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi.
- Çomaklı, Ö., Bayramoğlu, M. ve Kaygusuz, K., 1996. A thermodynamic model of a solar assisted heat pump system with energy storage. *Solar Energy*, 6: 485-492.
- Çomaklı, Ö., Çelik, C. ve Erdoğan, S., 1999. Determination of optimum working conditions in heat-pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. *Energy Conversion & Management*, 40: 193-203.
- Çomaklı, Ö., Çomaklı, K., Özdemir, N. ve Yilmaz, M., 2010. Analysis of heat pumps with zeotropic refrigerant mixtures by TAGUCHI method. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30: 113-122.
- Çomaklı, Ö., Yüksel, B., Kara, YA., Çağlar A. ve Tülek, Y., 1994. Heat pump utilization in milk pasteurization. *Energy Conversion Management* 35: 91-96.
- Conde, M., 1995. Estimation of thermophysical properties of lubricating oils and their solutions with refrigerants: an appraisal of existing methods. *Applied Thermal Engineering*, 16, 51-61.
- Corberan, J., Martinez, I. ve Gonzalez, J., 2008. Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. *International Journal of Refrigeration* 31: 716 -726.
- Corberan, J., Martinez, I., Martinez-Ballester, S., Gonzalez-Macia, J. ve Royo-Pastor R., 2011. Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 34: 881-892.
- D'Angelo, J., Aute, V. ve Radermacher, R., 2016. Performance evaluation of a vapor injection refrigeration system using mixture refrigerant R290/R600a. *Int. Journal of Refrigeration*, 65: 194-208.
- Dumlu, S., 2012. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekonomik analizi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Dutra, T., ve Deschamps, C., 2013. Experimental characterization of heat transfer in the components of a small hermetic reciprocating compressor. *Applied Thermal*

- Engineering, 58: 499-510.
- Eiamsa-ard, S. ve Promvonge, P., 2005. Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helical tape swirl generators. *Solar Energy* 78: 483-494.
- Estela-Urbe, J., 2014. Helmholtz energy and extended corresponding states model for the prediction of thermodynamic properties of mixtures of refrigerants. *Fluid Phase Equilibria* 378, 60-72.
- Fernando, p., Palm, B., Lundqvist, P. ve Granryd, E., 2004. Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests. *International Journal of Refrigeration* 27:761-773.
- Gül, D., 2014. Aromatik bitkilerin kurutulması için ısı pompası destekli vakumlu kurutma fırını tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta.
- Guo-Yuan, M. ve Hui-Xia, Z., 2008. Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor. *Energy and Buildings*, 40: 697-701.
- Ho Kim, D., Park, H. ve Soo Kim, M., 2014. The effect of the refrigerant charge amount on single and cascade cycle heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 40: 254-268.
- Jaeger, H.-P., 1972. Empirische methoden zur Vorausberechnung thermodynamischer Eigenschaften von Öl-Kühlmittel-Gemischen, Dissertation, T. U. Braunschweig.
- Jang, k. ve Jeong, S., 2006. Experimental investigation on convective heat transfer mechanism in a scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 29: 744-753.
- Jensen, M. K. Jackman, D. L. 1984. Prediction of nucleate pool boiling heat transfer coefficients of refrigerant-oil mixtures. *ASME J. Heat Transfer* 106, 184-190.
- Jie, J., Keliang, L., Tin-tai, C., Gang, P., Wei, H. ve Hanfeng, H., 2008. Performance analysis of a photovoltaic heat pump. *Applied Energy*, 85: 680-693.
- Karagöz, Ş., 2002. Soğutkan karışımlarının ısı pompasında kullanımı. Yüksek lisans tezi, Atatürk Üniversitesi, Erzurum.
- Karagoz, Ş., Yilmaz, M., Çomaklı, Ö. ve Özyurt Ö., 2004. R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps. *Energy Conversion and Management*, 45: 181-196.
- Kesler, M., Lee, B. I. 1976. Improved prediction of enthalpy of fractions. *Hydrocarbon Proc.* 55,153-158.
- Kim, J. ve Kim, J. B., 2014. Modulation characteristics of a linear compressor for evaporating and condensing temperature variations for household refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 40: 370-379.
- Kong, X., Zhang, D., Li, Y. ve Yang, Q., 2011. Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater. *Energy* 36: 6830-6838.
- Lottin, O., Guillemeta, P. ve Lebreton, J., 2003. Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part II: quality of heat transfer and pressure losses within the heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 26: 783-794.
- Lottin, O., Guillemeta, P. ve Lebretonb, J., 2003. Effects of synthetic oil in a compression refrigeration system using R410A. Part I: modelling of the whole system and analysis of its response to an increase in the amount of circulating oil. *International Journal of Refrigeration*, 26: 772-782.

- Mermond, Y., Feidt, M., Marvillet, C. 1999. Thermodynamic and physical properties of mixtures of refrigerants and oils. *International Journal of Refrigeration* 22, 569-79.
- Nam, D., Lee, P., Lee, G., Kwon, Y. ve Lee, Ji., 2015. Optimization of an oil charge amount on electric driven scroll compressor for eco-friendly vehicle. *International Journal of Refrigeration*, 57: 54-61.
- Navarro, E., Corberan, J., Martinez-Galvan, I. ve Gonzalez, J., 2012. Oil sump temperature in hermetic compressors for heat pump applications. *International Journal of Refrigeration*, 35: 397-406.
- Navarro, E., Urchueguia J., Gonzalez, J. ve Corberan, J., 2005. Test results of performance and oil circulation rate of commercial reciprocating compressors of different capacities working with propane (R290) as refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 28: 881-888.
- Nokay, R., 1959. Estimate petrochemical properties. *Chem. Eng.* 66, 147-148.
- Ozceyhan, V., Gunes, S., Buyukalaca, O. ve Altuntop, N., 2008. Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from wall. *Applied Energy*, 85: 988-1001.
- Özdemir, M., 2011. R407C soğutucu akışkan kullanılan düşey tip toprak kaynaklı ısı pompasının performansının deneysel incelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.
- Özgener, Ö. ve Hepbaşlı, A., 2007. A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse. *Building and Environment*, 42: 11-24
- Özyirmidokuz, M., 2010. Hava kaynaklı ısı pompası ve ekserji analizi. Yüksek lisans tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.
- Özyurt, Ö., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M. ve Karşı, S., 2004. Heat pump use in milk pasteurization: an energy analysis. *International Journal of Energy research*, 28: 833-846.
- Pan, L., Wang, H., Chen, Q. ve Chen Chen., 2011. Theoretical and experimental study on several refrigerants of moderately high temperature heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 31: 1886-1893.
- Patlar, Ö., 2006. Toprak kaynaklı ısı pompalarında ekserji analizi. Yüksek lisans tezi, Marmara Üniversitesi, İstanbul.
- Poggi, F., Macchi, H., Leducq, D. ve Bontemps, A., 2008. Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration*, 31: 353-370.
- Raja, B., Joseph Sekhar, S., Mohan, D. ve Kalanidhi, A., 2003. A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor. *International Journal of Refrigeration*, 26: 652-658.
- Rasti, M., Hatamipour, M., Aghamiri, S. ve Tavakoli, M., 2012. Enhancement of domestic refrigerator's energy efficiency index using a hydrocarbon mixture refrigerant. *Measurement*, 45: 1807-1813.
- Reid, R. C., Prausnitz, J. M. Poling B. C. 1987. *The Properties of Gases and Liquids*, 4th Edn, McGraw-Hill, New York.
- Rigola, J., Perez-Segarra, C. ve Oliva, A., 2005. Parametric studies on hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 28: 253-266.
- Sarntichartsak, P., Monyakul, V., Thepa, S. ve Nathakaranakule, A., 2006. Simulation

- and experimental evaluation of the effects of oil circulation in an inverter air conditioning system using R-22 and R-407C. *Applied Thermal Engineering*, 26: 1481-1491.
- Schiffmann, J. ve Favrat, D., 2009. Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 32: 1918-1928.
- Schroeder, M., 1986. Beitrag zur Bestimmung thermophysikalischer Eigenschaften von Mischungen synthetischer Kältemaschinenrle mit Ein-und Zweistoffkältemitteln, Dissertation, Universität Hannover.
- Shah, N., Huang, M. ve Hewitt, N., 2016. Experimental study of a diesel engine heat pump in heating mode for domestic retrofit application. *Applied Thermal Engineering*, 98: 522-531.
- Shuai, S., Yuanyang, Z., ansheng, L. ve Pengcheng, S., 2010. Simulation research on scroll refrigeration compressor with external cooling. *International Journal of Refrigeration*, 33: 897-906.
- Siddique, M., Khaled, A., Abdulhafiz, N. ve Boukhary, A., 2010. Recent Advances in Heat Transfer Enhancements: A Review Report. *International Journal of Chemical Engineering*, 106461, 28.
- Ünal, F., 2014. Güneş enerjisi destekli dikey tip toprak kaynaklı ısı pompasının Mardin ili için kullanılabilirliği araştırılması. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Winandy, E. ve Cuevas C., 2003. Analysis of the oil return in a pair of scroll compressors working in parallel at part load. *Applied Thermal Engineering*, 23: 623-636.
- Yakut, K., ve Şahin, B., 2004. Flow-induced vibration analysis of conical rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers. *Int. J. Applied Energy* 78, 273-288.
- Youbi-Idrissi, M., 1, Bonjour, J., 2008. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects. *International Journal of Refrigeration*, 31: 165-179.
- Youbi-Idrissia, M., Bonjour, J., Marvillet, C. ve Meunier, F., 2003. Impact of refrigerant–oil solubility on an evaporator performances working with R-407C. *International Journal of Refrigeration* 26: 284-292.
- Zhang, D., Wu, Q., Li, J. ve Kong, X., 2014. Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. *Applied Thermal Engineering* 73: 520-526.

ÖZGEÇMİŞ

10 Nisan 1978 yılında İran'ın Doğu Azerbaycan Bölgesinin Tebriz şehrinde doğdu. İlköğrenimi fathiyan ilkokulu, orta öğrenimini bagir sadr erkek okulu ve lise öğrenimini ise Amirkhizi'de tamamladı. 1996 yılında Takestan Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı ve 2000 Yılında mezun oldu. 2008 Yılında aynı Üniversitede Enerji Mühendisliği bölümünü kazandı ve 2010 yılında mezun oldu. Erzurum Atatürk Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsünde 2012 yılından beri doktora eğitimine başlamıştır.

