

**ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN  
PERFORMANSLARININ EKSERJİ YÖNTEMİ İLE  
BELİRLENMESİ**

**2011  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Hasan ÖZCAN**

**ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ  
EKSERJİ YÖNTEMİ İLE BELİRLENMESİ**

**Hasan ÖZCAN**

**Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
Yüksek Lisans Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK  
Haziran 2011**

Hasan ÖZCAN tarafından hazırlanan “ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ EKSERJİ YÖNTEMİ İLE BELİRLENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

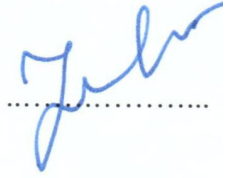
Doç. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



Doç. Dr. Tayfun MENLİK

Tez Danışmanı, Makina Eğitimi Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 23/06/2011

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

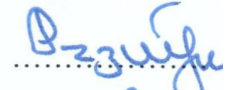
Başkan : Doç. Dr. Hüseyin KURT (KBU)



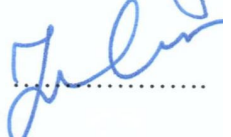
Üye : Yrd. Doç. Dr. Yaşar YETİŞKEN (KBU)



Üye : Doç. Dr. Ziyaeddin RECEBLİ (KBU)



Üye : Doç. Dr. Tayfun MENLİK (GU)



Üye : Doç. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU (KBU)



...../...../2011

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Hasan ÖZCAN

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ EKSERJİ YÖNTEMİ İLE BELİRLENMESİ**

**Hasan ÖZCAN**

**Karabük Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Doç. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU**

**Haziran 2011, 90 sayfa**

Bu tez çalışmasında su soğutmalı bir ısı pompasında çevre dostu alternatif soğutucu akışkanlar olan hidrokarbonlar ve karışımlarının birinci ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. Çalışma, deneysel olarak su soğutmalı bir ısı pompasında gerçekleştirilmiştir. Su soğutmalı ısı pompası R134a için dizayn edildiğinden bu akışkan referans olarak ele alınmıştır. Alternatif akışkanlar olarak R290, R600, R600a ve R1270 soğutucu akışkanlarının değişik kütle oranlarında karışımları ve R134a ile hidrokarbonların belli oranlarda karıştırılması ile elde edilen karışımlar kullanılmıştır.

Hidrokarbonların kullanılmasının temel nedeni tamamen doğal ve çevreye zararsız olmalarıdır. 1987 Montreal protokolüne göre 2010 yılı itibariyle Kloroflorokarbonlar ülkemizde yasaklanmıştır. 2030 yılından itibaren de Hidroflorokarbon kullanımı yasaklanacaktır. Bu çalışmada kullanılan akışkanlar 2030 projeksiyonuna uygundur.

Deneyleer sırasında hidrokarbonların yanıcılık özelliklerine karşı hazırlanan Avrupa Birliği yönetmeliklere uygun olarak çalışılmıştır.

Deneysel çalışmalarda performans hesaplamalarında elde edilen verilere karşılık gelen termodinamik özellikler REFPROP 7.0 programı yardımıyla elde edilmiştir. Deneysel çalışmalarda 3 farklı soğutma suyu debisi ve her su debisi için 3 farklı fan hava hızı ile 9 farklı durum ele alınmıştır. Elde edilen sonuçlar ile akışkanın kendi içerisinde de karşılaştırılabilmesi sağlanmıştır.

HC karışımı 9 durumda R134a'dan %24-35 arasında daha fazla enerji tüketmekte ve %20'ye kadar daha yüksek soğutma kapasitesine sahiptir. HC karışımı kullanılan soğutma sisteminde ekserji kaybı artmakta ve ekserji verimi ve oransal verim değerleri düşüş göstermektedir. Her ne kadar HC karışımı enerji ve ekserji analizinde R134a ile kıyasla daha iyi sonuçlar vermemişse de saf HC ve karışımlarının çevre dostu oluşu ve 2030 yılı itibariyle HFC'lerin üretimi ve ticaretinin yasaklanacağı gerçeğini göz önünde bulundurursak uygun sistem tasarımı veya CFC, HCFC ve HFC ile uyumlu sistemlerin optimizasyonu ile saf HC ve HC karışımları daha yüksek I. ve II. kanun verimleri ile alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılabilirler.

**Anahtar Sözcükler** : Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi, alternative soğutucu akışkanlar, hidrokarbonlar, REFPROP, ekserji analizi

**Bilim Kodu** : 914.1.131

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **PERFORMANCE DETERMINATION OF ALTERNATIVE REFRIGERANTS BY USING EXERGY METHOD**

**Hasan ÖZCAN**

**Karabük University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Assoc. Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU**

**June 2011, 90 pages**

In this thesis study, the first and second law analyses of environmentally friendly hydrocarbons and hydrocarbon mixtures have been studied on a water-cooled heat pump unit. The study has been conducted experimentally on a water cooled heat pump unit. As the heat pump is compatible with R134a, this refrigerant has been considered as the reference refrigerant. Various mass rates of R290, R600, R600a and R1270 hydrocarbon refrigerant mixtures and R134a/HC mixtures have been used as alternatives.

The basic reason of HC usage as alternatives is that HCs are natural and environmentally friendly. Chlorofluorocarbons have been phased out by the year 2010 in our country with respect to Montreal Protocol in 1987. By the year 2030

hydro fluorocarbon usage will be restrained. Refrigerants used in this study are appropriate for 2030 projections. Experiments have been conducted by considering European Union regulations for flammability properties of Hydrocarbons.

Thermodynamic properties that correspond to the data obtained in experimental studies have been specified with contribution of REFPROP 7.0 program. In experimental studies 3 different cooling water mass flows and for every water mass flow, three different fan air flow speeds have been considered. In this manner, an internal comparison has been enabled for the refrigerant itself.

Energy consumption and refrigeration capacity of HC mixture have been increased between %24 and % 35 and % 19-20 comparing to R134a respectively. The exergy destruction has been increased; exergetic and rational efficiencies have been decreased in the refrigeration unit using HC mixture. Even though HC refrigerant has lower first and second law efficiencies comparing to R134a, it should be considered that HC refrigerants are environmentally friendly and HFC production and trade will be phased out until 2030. With a proper system design or optimization of systems compatible with CFC, HCFC and HFCs, HC mixtures can be used as alternative refrigerants with higher first and second law efficiencies.

**Key Words** : Vapor compression refrigeration cycles, alternative refrigerants, hydrocarbons, REFPROP, exergy analysis

**Science Code** : 914.1.131



## **TEŞEKKÜR**

Tez alıŐmalarım boyunca benden desteklerini esirgemeyen danıŐmanım Doç Dr. Erol ARCAKLIOĞLU' na, deneysel çalıŐmalarımda bana her konuda yardımcı olan ikinci danıŐmanım Doç. Dr. Tayfun MENLİK'e, deneyler boyunca bana teknik destek veren Halit KAÇMAZ'a ve bu dönemde bana her konuda manevi destek veren aileme teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvi
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	4
LİTERATÜR İNCELEMESİ.....	4
2.1. SAF HİDROKARBONLAR .....	4
2.2. HİDROKARBON KARIŞIMLARI .....	6
2.3. HFC/HC KARIŞIMLARI .....	9
BÖLÜM 3 .....	13
SOĞUTUCU AKIŞKANLAR OLARAK HİDROKARBONLAR.....	13
3.1. HİDROKARBONLARIN GENEL ÖZELLİKLERİ .....	13
3.2. YAĞLAR VE SİSTEM EKİPMANLARI .....	15
3.2.1. Yağlar .....	15
3.2.2. Sistem Ekipmanları.....	16
3.3. GÜVENLİK ÖNLEMLERİ .....	17
BÖLÜM 4 .....	21
TERMODİNAMİK ANALİZ .....	21
4.1. EKSERJİ ANALİZİ .....	21

	<b><u>Sayfa</u></b>
4.1.1. Kütle, Enerji ve Entropi Dengesi.....	22
4.1.2. Genelleştirilmiş Ekserji Analizi.....	24
4.1.2.1. Kapalı Sistemlerin ve Akışın Ekserjisi .....	24
4.1.2.2. Isıl Ekserji .....	25
4.1.2.3. İş Ekserjisi.....	25
4.1.3. Ekserji Kaybı .....	26
4.1.4. Ekserji Dengesi.....	26
4.1.5. Verim İfadeleri ve Diğer Faydalı Veriler .....	27
4.2. HAL DENKLEMLERİ .....	28
4.2.1. Kübik Hal Denklemleri .....	29
4.2.2. Kübik Olmayan Hal Denklemleri.....	31
4.2.3. Çok Parametrelili Hal Denklemleri .....	31
4.3. HAL DENKLEMLERİNDEN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERE GEÇİŞ .....	32
 BÖLÜM 5 .....	 35
MATERYAL VE YÖNTEM .....	35
5.1. REFPROP PROGRAMI.....	36
5.2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	38
5.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi .....	38
5.2.2. Deney Düzeneği .....	40
5.3. ANALİZ EDİLEN AKIŞKANLARIN TANITIMI .....	43
5.4. PERFORMANS HESAPLARI .....	46
5.4.1. Genel Analiz .....	46
5.4.2. Sistemin Ekserji Analizi .....	49
 BÖLÜM 6 .....	 54
ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA .....	54
6.1. I. KANUN ANALİZİ .....	55
6.2. II. KANUN ANALİZİ.....	61
6.2.1. R134a İçin Analiz .....	61
6.2.2. R290/R600/R600a Karışımı İçin Analiz. ....	64

	<b><u>Sayfa</u></b>
6.2.3. Karşılaştırmalar .....	66
BÖLÜM 7 .....	83
SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	83
KAYNAKLAR .....	85
ÖZGEÇMİŞ .....	90

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1. Bazı soğutucu akışkanlar ve alternatiflerinin GWP ve ODP değerlerinin karşılaştırılması .....	15
Şekil 5.1. Propan için REFPROP tarafından belirlenen akışkan özellikleri .....	36
Şekil 5.2. Propan için basınç ve entalpi değerleri ile T-s diyagramı.....	37
Şekil 5.3. Basit bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi .....	38
Şekil 5.5. Şematik deney düzeneği .....	41
Şekil 5.6. Deney verilerinin elektronik ortama aktarılması .....	42
Şekil 6.1. R134a ve HC karışımının A1, A2 ve A3 durumunda performans etkenlik değerleri .....	57
Şekil 6.2. R134a ve HC karışımının B1, B2 ve B3 durumunda performans etkenlik değerleri .....	57
Şekil 6.3. R134a ve HC karışımının C1, C2 ve C3 durumunda performans etkenlik değerleri .....	58
Şekil 6.4. HC karışımının basınç oranlarının R134a'ya göre değişimi.....	59
Şekil 6.5. HC karışımının soğutma kapasitesinin R134a'ya göre değişimi.....	59
Şekil 6.6. HC karışımının enerji tüketiminin R134a'ya göre değişimi.....	60
Şekil 6.7. Kompresör ekserji kaybının değişimi .....	67
Şekil 6.8. Yoğuşturucu ekserji kaybının değişimi .....	68
Şekil 6.9. Genleşme vanası ekserji kaybının değişimi.....	69
Şekil 6.10. Buharlaştırıcı ekserji kaybının değişimi .....	69
Şekil 6.11. Isı pompası ekserji kaybının değişimi .....	70
Şekil 6.12. Tüm sistem ve ekipmanlardaki ekserji kaybının değişimi.....	70
Şekil 6.13. Kompresör ekserji verimi .....	71
Şekil 6.14. Yoğuşturucu ekserji verimi.....	72
Şekil 6.15. Genleşme vanası ekserji verimi .....	73
Şekil 6.16. Buharlaştırıcı ekserji verimi.....	74
Şekil 6.17. Tüm sistemin ekserji verimi.....	75
Şekil 6.18. Tüm sistem ve ekipmanların ekserji verimi.....	75

Şekil 6.19. Kompresör bağıl tersinmezliği.....	76
Şekil 6.20. Yoğuşturucu bağıl tersinmezliği .....	77
Şekil 6.21. Genleşme vanası bağıl tersinmezliği .....	77
Şekil 6.22. Buharlaştırıcı bağıl tersinmezliği.....	78
Şekil 6.23. R134a bağıl tersinmezliklerin ısı pompası bileşenlerine göre değişimi ..	78
Şekil 6.24. HC bağıl tersinmezliklerin ısı pompası bileşenlerine göre değişimi .....	79
Şekil 6.25. Isı pompası oransal verimi .....	80
Şekil 6.26. R134a C1 durumu ekserji diyagramı .....	80
Şekil 6.27. HC Karışımı C1 durumu ekserji diyagramı .....	81
Şekil 6.28. Isı pompası iyileşme potansiyeli.....	81

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 2.1. Saf Hidrokarbonlar Üzerine Deneysel ve Teorik Çalışmalar .....	5
Çizelge 2.2. Hidrokarbon Karışımları Üzerine Deneysel ve Teorik Çalışmalar.....	9
Çizelge 2.3. HFC/HC Karışımları Üzerine Deneysel ve Teorik Çalışmalar.....	12
Çizelge 3.1. Bazı Hidrokarbonların Fiziksel Özellikleri.....	13
Çizelge 3.2. Bazı Saf Hidrokarbonlar ve Karışımlarının Kullanım Alanları ve Replasyonları.....	14
Çizelge 3.3. Bazı Yağların Hidrokarbonlar ile Uyumluluğu .....	15
Çizelge 3.4. Soğutucu Akışkanların Emniyet Yönünden Sınıflandırılması.....	18
Çizelge 3.5. Bazı Hidrokarbonların Tutuşabilirlik Özellikleri.....	18
Çizelge 3.6. Değişik Alanlarda Soğutucu Akışkan Şarjları .....	19
Çizelge 3.7. Soğutucu Akışkan Şarjına Göre Alan Tipleri .....	19
Çizelge 4.1. Enerji ve Ekserji Karşılaştırması .....	21
Çizelge 5.1. Deney Düzeneği Ekipmanları .....	41
Çizelge 5.2. LPG ve MIX İçerikleri.....	44
Çizelge 5.3. Taslak Sonuç Tablosu .....	52
Çizelge 5.4. Taslak Veri Tablosu.....	53
Çizelge 6.1. Fan Hızı-Su Debisi Durumu .....	54
Çizelge 6.2. R134a I. Kanun analiz sonuçları.....	56
Çizelge 6.3. HC karışımı I. Kanun analiz sonuçları.....	56
Çizelge 6.4. R134a A1 durumu analiz sonuçları.....	62
Çizelge 6.5. R134a A2 durumu analiz sonuçları.....	62
Çizelge 6.6. R134a A3 durumu analiz sonuçları.....	62
Çizelge 6.7. R134a B1 durumu analiz sonuçları.....	62
Çizelge 6.8. R134a B2 durumu analiz sonuçları.....	63
Çizelge 6.9. R134a B3 durumu analiz sonuçları.....	63
Çizelge 6.10. R134a C1 durumu analiz sonuçları.....	63
Çizelge 6.11. R134a C2 durumu analiz sonuçları.....	63
Çizelge 6.12. R134a C3 durumu analiz sonuçları.....	64
Çizelge 6.13. R290/R600/R600a A1 durumu analiz sonuçları .....	64

Çizelge 6.14. R290/R600/R600a A2 durumu analiz sonuçları .....	64
Çizelge 6.15. R290/R600/R600a A3 durumu analiz sonuçları .....	65
Çizelge 6.16. R290/R600/R600a B1 durumu analiz sonuçları .....	65
Çizelge 6.17. R290/R600/R600a B2 durumu analiz sonuçları .....	65
Çizelge 6.18. R290/R600/R600a B3 durumu analiz sonuçları .....	65
Çizelge 6.19. R290/R600/R600a C1 durumu analiz sonuçları .....	66
Çizelge 6.20. R290/R600/R600a C2 durumu analiz sonuçları .....	66
Çizelge 6.21. R290/R600/R600a C3 durumu analiz sonuçları .....	66



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

A	: Isı Geçiş Alanı ( $m^2$ ), Helmholtz Enerjisi (J)
a,b,u,w,y	: Maddelere Özgü Hal Denklemi Parametreleri
C,c	: Özgül Isı
E,e	: Ekserji (J, J/kg)
G	: Gibbs Enerjisi (J)
H,h	: Entalpi (J, J/kg)
I	: Tersinmezlik (J/sn)
k	: Isı Geçiş Katsayısı
m,	: Kütle, Kütleli Debi (kg, kg/sn)
N	: Mol sayısı
P	: Basınç (Pa)
Q,q	: Isı geçişi, Isı Akısı (J/sn, J/kg)
R	: Gaz Sabiti
S,s	: Entropi (J/K, J/kgK)
T	: Sıcaklık ( $^{\circ}C$ )
$T_{cr}$	: Kritik Sıcaklık
U,u	: İç Enerji (J, J/kg)
V,v	: Hacim ( $m^3$ , $m^3/kg$ )
$V_m$	: Molar Hacim
w	: Özgül nem (kgs/kg)
W	: iş (J)
$W_{\dot{s}}$	: Şaft İş
Z	: Sıkıştırılabilirlik faktörü
$\alpha$	: Helmholtz enerjisi
$\beta$	: Boyutsuz CSD sabiti
$\delta$	: Boyutsuz yoğunluk değeri

$\eta$	: Enerji verimi
$\mu$	: Kimyasal potansiyel
$\rho$	: Yoğunluk
$\tau$	: Ekserji sıcaklık faktörü
$\psi$	: Ekserji verimi
$\Pi$	: Entropi üretimi

## KISALTMALAR

AB	: Alkali Benzen Yağlar
AB/M	: Yarı Sentetik Yağlar
BO	: Basınç Oranı
BT	: Bağlı Tersinmezlik
BWR	: Benedict-Webb-Rubin
CFC	: Chlorofluorocarbon
COP	: Performans Etkenliği (Coefficient of Performance)
CSD	: Carnahan-Starling-De Santis
ECS	: Genişletilmiş Uygun Hal Denklemi (Extended Corresponding State)
GV	: Genleşme Vanası
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential)
HC	: Hidrocarbon
HCFC	: Hidrochlorofluorocarbon
HFC	: Hidrofluorocarbon
HSK	: Hacimsel Soğutma Kapasitesi
IP	: İyileşme Potansiyeli
LFL	: Alt Tutuşabilirlik Sınırı (Lower flammability Limit)
LPG	: Otogaz (Liquefied Petroleum Gas)
M	: Mineral Yağlar
MIX	: Hidrokarbon Karışımı (Mixture)
ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli (Ozone Depletion Potential)
OV	: Oransal Verim
PAG	: Polialkalin Glikol Yağlar
PAO	: Poli – Alfa – Olefin Yağlar
POE	: Polyester Yağlar
PR	: Peng-Robinson
RKS	: Redlich-Kwong-Soave
TEWI	: Toplam Çevresel Isınma Etkisi (Total Equivalent Warming Impact)
UFL	: Üst Tutuşabilirlik Sınırı (Upper Flammability Limit)
VCR	: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi (Vapor Comp. Ref. System)

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Teknolojik devrimin tüm dünyayı hızla değiştirdiği günümüzde rekabete dayalı gelişmeler insan hayatını iki gerçek ile etkilemektedir. İlk olarak bu gerçek hayat konforu, iletişim kolaylığı, rahat yaşam gibi faydalar sağlamaktadır. İkinci gerçek ise bu değişimin bedelini dünyamızın ödediğidir.

Teknolojik gelişmeler sırasında çevresel faktörlerin göz önünde bulundurulmaması son yüzyılda yaşam alanımız olan dünyayı da geri dönüşü olmayan bir değişime sürüklemiştir. 20. Yüzyılın son çeyreğinde bu değişimin farkına geç de olsa varılmış ve acil önlemler için tüm dünya toplulukları bir araya gelmiştir. 1987 yılında Montreal protokolü ile başlayan çevre koruma faaliyetleri günümüzde de hızla devam etmektedir. Bu faaliyetlerin başında gelen konu başlıklarından biri de soğutucu akışkanların çevreye olan etkisidir.

1900'lü yılların başlarında soğutma endüstrisinde yaygın olarak kullanılan Metil Klorid, Sülfür Dioksit ve Amonyak keskin kokuları nedeniyle her ne kadar sızıntıların anlaşılmasını kolaylaştırırsa da konutsal soğutma için problem teşkil ediyordu [1]. Bu nedenle hidrokarbonlara alternatif olabilecek soğutucu akışkanlar üzerine çalışmalar yapıldı. 1930'lu yılların başlarında Migley ve Henne klor ve flor atomlarının hidrokarbonların kaynama noktası, yanma ve zehirlilik özellikleri üzerine etkilerini incelemişler, bu atomların hidrokarbonların istenmeyen özelliklerini büyük oranda düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Bu çalışmaların ardından ilk CFC üretimi ticari olarak R12 ile 1931 yılında gerçekleşmiştir. R12'yi takiben 1932 yılında R11 üretimi başlamış ve 1950'li yıllarda HCFC'lerin üretimi ve yaygın olarak kullanımı başlamıştır. Bu yıllarda geliştirilen soğutucu akışkan karışımları sıcaklık kayması faktörünü ortadan kaldıran azeotrop soğutucu akışkanlar olan R500 serileridir[2,3].

1974 yılında Molina ve Rowland, yaptıkları Nobel ödüllü çalışmaları sonucunda masum görünen CFC ve HCFC'lerin ozonu tükettiğini bildirmişlerdir [4]. Bu çalışma üzerine Birleşmiş Milletler Çevre Programı dâhilinde CFC ve HCFC'lerin ODP değerleri belirlenerek, tedavülden kaldırılması için şartlar oluşturulmuştur

Gelişmekte olan ülkelerde CFC'lerin tamamen tedavülden kaldırılması için tarih 2010 olarak, HCFC'ler için 2040 olarak belirlenmiştir [5,6]. CFC ve HCFC'ler yerine ozon tüketmeyen HFC kullanımı yaygınlaşmaya başladıysa da saf HFC'lerin yüksek GWP değerleri Kyoto Protokolünde belirlenmiş, HFC üretimi ve kullanımının azaltılması için ortak karar alınmıştır [7]. Ülkemizde CFC ve HCFC'lerin üretimi ve kullanımı 2010 yılında durdurulmuştur. 2030 yılına kadar da şu an kullanımına müsaade edilen HFC'lerin üretimi durdurulacaktır.

Hidrokarbonlar; doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, maliyeti düşük değişiklikler ile CFC, HCFC ve HCF ile uyumlu soğutma sistemlerinde kullanılabilen ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır. Doğada saf olarak buldukları için üretimi kolay ve maliyeti düşüktür [8].

Bu çalışmada, bir soğutma sisteminde saf HC, HC karışımları ve HC/HFC karışımları kullanılarak elde edilen veriler yardımıyla soğutma sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Termodinamik özellikler REFPROP programı ve alt yazılımları yardımıyla elde edilerek, enerji ve ekserji analizi uygulaması yapılmıştır.

R134a ile uyumlu çalışan su soğutmalı bir ısı pompasında farklı oranlarda saf HC, HC karışımları ve HC/HFC karışımlarının analizi, 3 farklı yoğuşturucu soğutma suyu debisi ve her farklı debi değeri için 3 farklı buharlaştırıcı fan hızı değerinde yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler yardımıyla uygulama yapılan soğutucu akışkan ve soğutucu akışkan karışımları için birinci ve ikinci kanun analizi yapılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. HFC134a'ya alternatif olarak R290, R600, R600a, R1270 hidrokarbonlarından oluşan karışımlar kullanılmıştır. Aynı zamanda

HFC/HC karışımları da kütleli olarak karıştırılarak performans analizleri yapılmıştır. Çalışma sonucunda sistem optimizasyonu ile hidrokarbon karışımlarının performansının R134a'ya yakın ya da daha iyi olabileceği öngörülmüştür. Bu çevre dostu soğutucu akışkan karışımları yeterli güvenlik önlemleri alınarak alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılabilirler.

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR İNCELEMESİ

UNEP (United Nations Environmental Programme, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1987) görüşmeleri sonrasında dünyanın çeşitli ülkelerinde alternatif soğutucu akışkanlar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Halojenlere alternatif olarak CFC/HCFC karışımları, HCFC/HFC karışımları ve saf HFC soğutucu akışkanlar önerilmiştir. Kısa süreli çözüm vadeden bu çalışmaların yanı sıra uzun vadede alternatif çözüm için saf HC, HFC/HC ve HC karışımları üzerine deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır [5].

Didion ve Bivens, alternatif azeotrop, yakın azeotrop ve zeotrop (karışımların buharlaşma sıcaklıkları farkları nedeniyle gösterdikleri davranış zeotropidir.) soğutucu akışkan karışımlarının termodinamik özelliklerini belirleme ve saf akışkan kullanan sistemlere olan uyumlulukları üzerine çalışma yapmışlardır. Özellikle üçlü azeotroplar özellik seçiminde esneklik gösterse de bu karışımların çeşitliliği yok denecek kadar azdır. Yakın azeotroplar, azeotroplara yakın davranışlar gösterse de faz değişimi sırasında kompozisyonları değişebileceğinden yeniden şarj edilirken hata yapma riskini de beraberinde getirmektedir. Zeotroplar, enerji verimliliği açısından olumlu iken, sistem ekipmanlarının değişimini gerektirdiğinden yalnızca yeni sistemlerde kullanımı uygundur [9].

#### 2.1. SAF HİDROKARBONLAR

James ve Missenden, R290'ın evsel soğutma sistemlerdeki performansını incelemiş, ayrıca CFC ile uyumlu sistemlere R290'ın uyumluluğu, çevresel etkileri, yangınlık gibi güvenlik faktörleri üzerine yaptığı çalışmanın sonucunda R290'ın CFC'lere alternatif olabileceğini bildirmiştir [10].

Petz ve Wolf, R12 kullanılan bir soğutma sisteminde R290, R600a ve R134a ile enerji tüketimi ve soğutma kapasitesi deneyleri yapmışlardır. R290'ın soğutma kapasitesi R12'ye göre %20 fazla, fakat enerji tüketimi de %5 fazla olarak tespit edilmiştir. R600a'nın ise soğutma kapasitesi R12'nin yarısı kadar olsa da enerji tüketimi R12'den %10 azdır. Piston contaları ve vanalar boyunca oluşan soğutucu akışkan sızıntılarının engellenmesi ile R290 ve R600a için daha yüksek enerji verimliliği elde edilebileceğini belirtmişlerdir [11].

Çizelge 2.1. Saf hidrokarbonlar üzerine deneysel ve teorik çalışmalar.

Referans No	Yayın Yılı	Durum	Soğutma Sistemi	Kullanılan Akışkan	Alternatif Akışkan
[10]	1992	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R12	R290
[11]	1995	Deneysel	Araç İklimlendirme Sistemi	R12	R290 R600a R134a
[12]	2001	Deneysel	Soğuk Depo Uygulaması	R12 R22	R600a
[13]	2003	Deneysel	VCR Ünitesi	R12	R134a R401A R290
[14]	2004	Deneysel	Soğuk Oda Uygulaması	R22	R404A R410A R290
[15]	2008	Teorik	VCR Ünitesi		R600a

Lee ve Su, 150 gr R600a şarj ettikleri soğutma sisteminde soğuk depo uygulamaları için 4°C ve dondurma uygulamaları için 10°C soğutma sıcaklıklarında deneysel performans analizi yapmışlardır. Deneyler sonucunda R600a kullanılan sistemde soğuk depo uygulaması için 4.5 ve dondurma uygulaması için 3.5 COP değeri elde etmişlerdir. Bu soğutucu akışkan R22 ve R12'ye alternatif olarak sunulmuştur [12].

Halimic vd. R12'ye alternatif olarak R134a, R401A ve R290 soğutucu akışkanlarını deneysel olarak incelemişlerdir. R290 karşılaştırıldığı akışkanlara göre en yüksek soğutma kapasitesini ve R12'ye göre en düşük TEWI (kgCO<sub>2</sub>-Toplam eşdeğer ısınma



etkisi) değerini göstermiştir. Bu değer soğutma nitesi için gerekli elektrik gücünün üretiminde oluşan CO<sub>2</sub> miktarının bir ölçüsüdür [13].

Spatz ve Motta, R22'ye alternatif olarak R404A, R410A ve R290'ın performanslarını deneysel olarak incelemişlerdir. R290, R22'ye göre %5'e yakın daha iyi verimlilik gösterse de çevresel etkileri optimize edilerek giderilmiş HFC410A'yı alternatif olarak sunmuştur [14].

Kabul vd. teorik olarak yaptıkları enerji ve ekserji analizi sonucunda değişen soğutma kapasitesi, kondenser sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı değerlerinde R600a'nın COP, verim oranı ve ekserji etkenliği değerlerini incelemişlerdir. Artan evaporatör sıcaklığında bu değerlerde artış gözlenmiş ve toplam tersinmezlik dşmştir. Kondenser sıcaklığının yükselmesi ile de bu değerlerde düşüş grlmştir [15]. Çizelge 2.1.'de R12 ve R22'ye alternatif saf hidrokarbonlar üzerine yapılan teorik ve deneysel çalışmalar zet halinde gösterilmektedir.

## 2.2. HİDROKARBON KARIŞIMLARI

Richardson ve Butterworth, evsel buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde R12 ile %56/44 ve %43/57 oranlarında R290/R600a ile performans ölümü yapmışlardır. %56/44 oranındaki karışım R12'den daha yüksek COP değeri göstermiştir. %43/57 oranlı karışım ise yalnızca -10°C zerindeki sıcaklıklarda yüksek performans göstermektedir [16].

Alsaad ve Hammad, sırasıyla %24.4/56.4/17.2 kütlesel oranında R290, R600 ve R600a içeren LPG (Liqufied Petroleum Gas) soğutucu akışkanı ile R12 ile çalışmaya uyumlu konutsal bir soğutma sisteminde yaptıkları deneysel çalışmada 27°C kondenser sıcaklığı ve 20°C ortam sıcaklığında 3.4 COP değeri ve -15°C'ye kadar evaporatör sıcaklığı elde edilmiştir. Bir başka deneysel çalışmada ise R12 ile uyumlu konutsal soğutma sistemine 4 farklı HC karışımları (%100 R290, %75/9,1/5,9, %50/38.3/11.7 ve %25/57.5/17.5 kütlesel oranlarında R290/R600/R600a) şarj ederek performans ölümü yapmışlardır. %50/38.3/11.7 oranındaki karışım 27°C kondenser

sıcaklığında 3.7 COP değeri ve -16°C evaporatör sıcaklığı ile en yüksek performansı göstermiştir. Bu karışım aynı koşullarda 3.6 COP değeri gösteren R12'ye alternatif olarak sunulmuştur [17,18].

Coulbourne ve Ritter %45.2/54.8 oranında R290/R600a karışımının mevcut HC karışımları içinde en popüler karışım olduğunu vurgulamış, kimyasal olarak kararlı davranış gösteren, hermetik kompresörlerde metal olmayan ekipmanlarla tepkimeye girmeyen yapıda olduğunu göstermişlerdir [19].

Arcaklıoğlu, tez çalışmasında R12'ye alternatif bulmak için yaptığı teorik performans çalışmasında, R290/R600a'nın performansını 9 farklı karışım oranında (40/60, 43/57, 48/52, 50/50, 56/44, 60/40, 70/30, 80/20, 90/10) hesap etmiştir. %14/86 oranında R152a/R134a, %18/82 oranında R600a/R134a ve %5/95 oranında R290/R134a karışımlarına göre daha iyi hacimsel soğutma katsayısı gösteren R290/R600a'nın %56/44 oranlı karışımı R12'ye en iyi alternatif olarak sunulmuştur [20].

Wongwises ve Chimres R290, R600 ve R600a soğutucu akışkanlarını saf, ikili ve üçlü olarak orta boy hermetik buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde R134a'ya alternatif sunmak için kullanmıştır. Sistem, %60/40 oranlı R290/R600 ile R134a'dan daha az enerji tüketmektedir. Bunun sebebi de bu karışımın doyma sıcaklığının R134a'dan düşük, erime sıcaklığının da yüksek olmasıdır. Aynı zamanda sisteme 60g HC şarjı yapılırken, R134a şarjı 120g'dır. Bu nedenle HC karışımının daha ekonomik olduğu da söylenebilir. Başka bir çalışmada ise Wongwises vd. araç iklimlendirme sisteminde yaptıkları deneysel çalışmada %50/40/10 oranında R290/R600/R600a karışımının R134a'dan daha düşük kompresör deşarj sıcaklığı ve basıncı gösterdiğini, 4-6°C evaporatör sıcaklığında R134a'dan %16.5 daha yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermişlerdir [21,22].

Fatouh ve Kafafy %60 propan %40 ticari bütan içeren LPG kullanarak yaptıkları deneysel analiz sonucunda, LPG kullanılan soğutma sisteminin enerji tüketiminin %10.8 azaldığını, COP değerinin %7.6 arttığını göstermişlerdir. LPG'nin sisteme şarjı arttıkça deşarj sıcaklığı, elektrik tüketimi ve soğutma kapasitesi artmaktadır. Bu

nedenle optimum LPG şarjı 60 g olarak belirlenmiştir. Diğer çalışmalarında da  $-35^{\circ}\text{C}$  ve  $-10^{\circ}\text{C}$  arası evaporatör sıcaklıkları ve  $40-60^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklıkları göz önüne alarak HC ve HC karışımları için simülasyon hazırlamışlardır. %60 propanlı Propan/bütan/ticari bütan karışımı R134a ile hemen aynı buhar basıncındadır. R134a'dan  $2^{\circ}\text{C}$  daha fazla deşarj sıcaklığı gösterir, COP değeri ise %2,3 fazladır. R134a ve HC karışımı için gerekli giriş gücü hemen hemen aynıdır [23,24].

Mani ve Selludari %68/32 oranında R290/R600a HC karışımını R12 ve R134a'ya alternatif olarak deneysel bir çalışma ile sunmuştur. Deneysel analiz sonucu R290/R600a diğerlerine göre yüksek soğutma kapasitesi ve yüksek enerji tüketimi göstermiştir. Yüksek evaporatör sıcaklığı ve düşük kondenser sıcaklıklarında HC karışımı en iyi performansı göstermektedir [25].

Rozhentsev ve Naer, Linde çevrimi ile çalışan bir Joule-Thomson soğutma makinesinde HC karışımları ile çalışmış ve bu soğutma sisteminin karışımlarla, saf akışkanlardan daha verimli çalıştığını göstermişlerdir [26].

Park ve Jung R170/R290 şarjı yaptıkları ısı pompasının performansını incelemişlerdir. R170 oranı artan karışımın soğutma kapasitesi artmakta, deşarj sıcaklığı düşmektedir. Düşük deşarj sıcaklığı sistem güvenilirliği ve ömrü açısından üreticilere fayda sağlamaktadır. Karışımın sıvı yoğunluğu düşük olduğu için R22'den %58 daha az şarj gerektirmektedir. %6 R170 içeren karışımın COP değeri R22'den %6 fazladır ve bu karışım R22'ye uzun vadede alternatif olarak sunulmuştur [27].

Dalkılıç ve Wongwises, teorik çalışmalarında bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde birçok saf HC, HFC ve HC karışımları ile performans analizi yapmışlardır. Çalışmalar sonucunda  $50^{\circ}\text{C}$  kondenser ve  $-10^{\circ}\text{C}$  evaporatör sıcaklığında R12' ye alternatif olarak %40/60 oranlı R290/R600a ve R22 alternatifi olarak %20/80 oranlı R290/R1270 karışımı uygun bulmuşlardır [28]. Çizelge 2.2., R12, R22 ve R134a gibi ozon tüketen ve küresel ısınmaya sebep olan soğutucu akışkanlara alternatif olarak HC karışımları ile yapılan deneysel ve teorik çalışmaları özetlemektedir.

Çizelge 2.2. Hidrokarbon karışımları üzerine deneysel ve teorik çalışmalar.

Referans No	Yayın Yılı	Durum	Soğutma Sistemi	Kullanılan Akışkan	Alternatif Akışkan
[16]	1995	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R12	R290/R600a (%56/44)
[17]	1998	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R12	LPG R290/R600/R600a (%24.4/56.4/17.2)
[18]	1999	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R12	R290/R600/R600a (%50/38.3/11.7)
[19]	2000	Deneysel	VCR Ünitesi	R12	R290/R600a (%45.2/54.8)
[20]	2002	Teorik	VCR Ünitesi	R12	R290/R600a (%56/44)
[21]	2005	Deneysel	VCR Ünitesi	R134a	R290/R600
[22]	2006	Deneysel	Araç İklimlendirme Sistemi	R134a	R290/R600/R600a (%40/50/10)
[23]	2006	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R134a	LPG R290/R600 (%60/40)
[24]	2006	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R134a	R290/R600a/R600 (%40 Propan)
[25]	2008	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R12 R134a	R290/R600a (%68/32)
[26]	2009	Deneysel	Joule-Thomson Soğutma Makinesi	Saf Soğutucu Akışkanlar	R290/R170/R50 (%29.5/57/13,5) (%35/35/30) (%74.5/21/4.5)
[27]	2009	Deneysel	Isı Pompası	R22	R170/R290 (%6/94)
[28]	2010	Teorik	VCR Ünitesi	R12 R22	R290/R600a (%40/60) R290/R1270 (%20/80)

### 2.3. HC/HFC KARIŞIMLARI

Kim vd. azeotropik davranış gösteren R290/R134a (%45/55) ve R134a/R600a (%80/20) karışımlarının performanslarını bir ısı pompasında değerlendirmişlerdir.

Karışımların kompresör deşarj sıcaklığı saf akışkanlarınkinden daha azdır. R290/R134a karışımının soğutma kapasitesi R22 ve R290'dan yüksektir. R134a/R600a karışımının COP değeri R12 ve R134a'dan yüksek olarak bulunmuştur [29].

Defibaugh ve Morrison, CSD (Carnahan-Starling-Desantis) hal denklemini kullanarak tek nokta ölçüm cihazı ile 15 farklı akışkan için etkileşim katsayılarını hesaplamış ve REFPROP programı değerleri ile kıyaslamıştır [30]. REFPROP, saf soğutucu akışkan ve 5'li karışıma kadar soğutucu akışkan karışımlarının termodinamik özelliklerini veren bir paket programdır. Özellikle HFC karışımlarında Helmholtz Enerji Hal Denklemini, diğer karışımlarda ise ilgili karışıma uygun hal denklemlerini kullanmaktadır. Doyma bölgesi, kızgın buhar bölgesi ve aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi için ve bilinen özelliklere göre hesaplanacak termodinamik değerleri ayrı alt programlarla hesaplayan REFPROP ile akışkanlara ait T-s, P-h, P-x, T-x diyagramları da çizilebilmektedir. Sekhar vd., 3 farklı R134a/R290/R600a karışımının deneysel analizini yapmıştır. HC karışımını %7, %9 ve %11 olarak R134a ile karıştırmışlardır. R290/R600a %45.2/54.8 oranında karıştırılmıştır. R134a/HC (%91/9) karışımının enerji tüketimi R12'den %6.4'e kadar azdır. Teorik COP değeri %3-12, gerçek COP değeri %3-8 arasında R12'den fazladır. Sıcaklık kayması 3°C civarındadır ve kabul edilebilir değerdedir. 8000 saatlik çalışma sonucunda yağ uyumluluğu konusunda da hiçbir problem yaşanmamıştır. Başka bir çalışmada Sekhar ve Lal, R134a/HC (%91/9) karışımının performansını evsel soğutucu, derin dondurucu, soğuk oda ve otomat soğutucuda değerlendirmiştir. HC karışımı %44.8/55.2 R290/R600a'dan oluşmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre HFC/HC karışımı R12'den değişik koşullar altında %10-30 arası daha iyi performans ve %5-15 arası daha az enerji tüketimi değerleri göstermiştir [31,32]

Apprea ve Renno R417A(R125/R134a/R600, %46.6/50/3.4) ile R22'nin deneysel olarak enerji ve ekserji performanslarını kıyaslamışlardır. Soğuk depo düzeneğinde yaz ve kış için elde edilen verilere göre R22, R417a'dan daha üstün performans gösterse de R417A eski sistemlere tam uyumu ve çevre dostu olması nedeniyle uzun vade alternatifi olarak göz önüne alınabilir [33].

Jabaraj vd. %80/20 R407C/HC karışımının performansını R22'ye alternatif olarak pencere tipi iklimlendiricide incelemiştir. HC karışımı %54.8/45.2 R600a/R290'dır. R22'nin sistem yağları ile uyumlu olmayan R407C'ye HC karışımı katılınca bu problem çözülmektedir. %20 oranında HC karışımı ile sıcaklık kayması değeri 6°C civarında olsa da R22'ye alternatif olabilecek durumdadır [34].

Park ve Jung, 7 farklı karışım ile deneysel su soğutmalı ısı pompası/klima sisteminde R22'ye alternatif aramışlardır. Yakın azeotrop olan R1270/R290/DME (%45/40/15) %5.7 daha iyi COP değeri göstermiştir. R1270/R290 (%20/80)'in kapasitesi R22'den azdır. Tüm karışımların deşarj sıcaklığı R22'den azdır. Düşük yoğunlukları nedeniyle tüm karışımların şarjı R22'den %55'e kadar azdır. Başka bir çalışmada, R430A (%76/24 R152a/R600a) R134a'ya alternatif olarak konutsal su arıtıcılarında incelenmiştir. Sistemin küçük hacmi soğutucu akışkan şarjının performansla olan etkisini arttırmıştır. 21-22 g şarj ile R430A R134a'dan %13.4 daha az enerji tüketmiştir. Kılcal boru optimizasyonu ve uygun yağlayıcı seçimi ile bu akışkan uzun vade alternatifi olarak sunulabilir [35,36].

Yu vd. R32/R290 (%70/30) karışımı ile su ısıtma ısı pompasının transkritik çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Kritik sıcaklığı ortam sıcaklığının altında olan soğutucu akışkan kullanan soğutma çevrimlerinde kondenser yerine gaz soğutucu kullanılır. Bu çevrimler transkritik çevrim olarak adlandırılır. Kompresör sıcaklığı 90°C, gaz soğutucu sıcaklığı 35°C ve evaporatör sıcaklık aralığı -10 ile 20°C olarak çalışıldığında, iç ısı değiştirici kullanılınca temel sistemden %3.41-4.73'e kadar daha iyi COP değeri sağlanmakta ve kompresör çıkış basıncı %7.11-7.82 düşmektedir. Küçük ısı pompalı su ısıtıcılarında R32/R290 karışımı 90 °C'ye kadar sıcak su sağlayabilmekte ve alternatif olabilmektedir[37].

Padilla vd. R413A (R134a/R218 /R600a %88/9/3) karışımını konutsal soğutma için R12'ye alternatif olarak sunmuştur. Deneysel çalışmalar sonucunda bu karışımın ekserji verimi R12'den daha iyidir, düşük enerji tüketimi gösterir[38]. Çizelge 2.3. HFC/HC karışımları üzerine yapılan çalışmaları özet halinde göstermektedir.

Çizelge 2.3. HFC/HC karışımları üzerine deneysel ve teorik çalışmalar.

Referans No	Yayın Yılı	Durum	Soğutma Sistemi	Kullanılan Akışkan	Alternatif Akışkan
[29]	1994	Deneysel	Isı Pompası	R12 R134a	R290/R134a (%55/45) R134a/R600a (%80/20)
[31]	2003	Teorik Deneysel	VCR Ünitesi	R12	R134a/HC[Ref 28 ] (%91/9)
[32]	2005	Deneysel	Evsel Soğutucu, Derin Dondurucu, Soğuk Oda, Otomat Soğutucu	R12	R134a/HC[Ref 28 ] (%91/9)
[33]	2003	Deneysel	Soğuk Depo	R22	R417A(R125/R134a/ R600) (%46.6/50/3.4)
[34]	2006	Deneysel	Pencere Tipi Soğutucu	R22	R407C/HC[Ref 28 ] (%80/20)
[35]	2007	Deneysel	Isı Pompası	R22	R1270/R290/DME (%45/40/15)
[36]	2009	Deneysel	Konutsal Su Aritıcı	R134a	R430A (R152a/R600a) (%76/24)
[37]	2010	Teorik	Transkritik Çevrimli Isı Pompası	R290	R32/R290
[38]	2010	Deneysel	Evsel Soğutma Sistemi	R12	R413A(R134a/R218/R600a) (%88/9/3)

## BÖLÜM 3

### SOĞUTUCU AKIŞKANLAR OLARAK HİDROKARBONLAR

#### 3.1. HİDROKARBONLARIN GENEL ÖZELLİKLERİ

Hidrokarbonlar; doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, soğutma sistemi ekipmanları değişmeden çalışabilen ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır. Doğada saf olarak buldukları için üretimi kolay ve maliyeti düşüktür [8].

Alternatif soğutucu akışkanların seçiminde termodinamik ve termofiziksel özellikleri göz önünde bulundurulur. Performans etkenliği, hacimsel soğutma kapasitesi, kritik sıcaklık ve basınç, moleküler ağırlık değerleri alternatifleri olacakları akışkanlara göre yakın ya da üstün olmalıdır [39]. Çizelge 3.1. bazı hidrokarbonların soğutucu akışkan olarak kullanımında gerekli olan fiziksel özelliklerini göstermektedir.

Çizelge 3.1. Bazı hidrokarbonların fiziksel özellikleri [40,41].

Soğutucu Akışkan	Molar Ağırlık (kg/kmol)	Normal Kaynama Sıcaklığı (°C)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (Mpa)	Üçlü Nokta Sıcaklığı (°C)	Hacimsel Soğutma Katsayısı (J/dm <sup>3</sup> )
R600	58.122	-0.49	151.98	3.796	-138.26	138.1
R600a	58.122	-11,75	134.66	3.629	-159.42	211.6
R290	44.096	-42.11	96.74	4,251	-187.62	693.4
R1270	42.08	-47,62	91.061	4.555	-185.2	883,55

Soğutma sistemlerinde hidrokarbon kullanımında göz önünde bulundurulmuş temel konular hidrokarbonların termodinamik ve termofiziksel özelliklerini takiben çevre dostu olmaları, güvenlik önlemleri, sistem uyumluluğu ve tasarımı, sistem komponentleri şeklinde tanımlanabilir. Çizelge 3.2. soğutma sistemlerinde en çok



kullanılan hidrokarbonların çalıştırıldıkları soğutma sistemleri ve alternatifi olabilecekleri soğutucu akışkanları listelemektedir. Bu akışkanlar düşük maliyetli değişimler ile sistemle uyumlu olarak çalışabilmektedir.

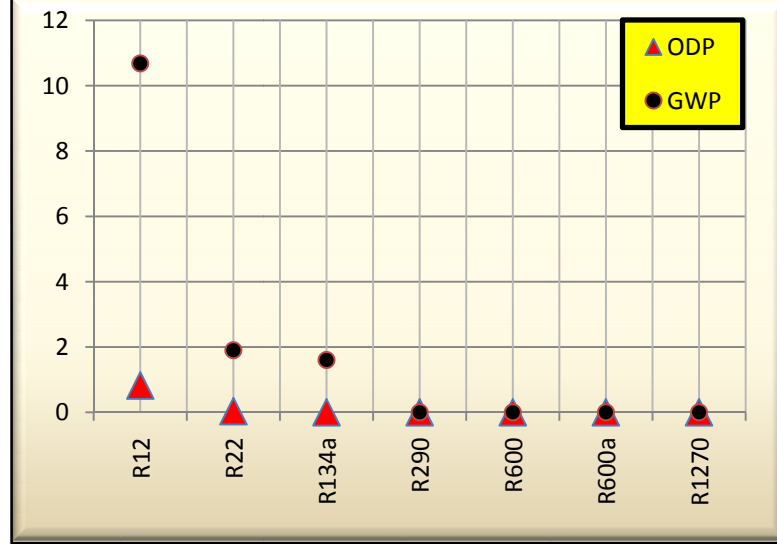
Çizelge 3.2. Bazı saf hidrokarbonlar ve karışımlarının kullanım alanları ve replasyonları [40].

Akışkan Kodu	Akışkan Adı	Sıcaklık Aralığı	Uygulama Aralığı	Kullanılan Akışkan
R600	Bütan	Düşük Orta Yüksek	Klima Isı Pompası Konutsal	R12 R22 R134a
R600a	İsobütan	Orta Yüksek	Konutsal	R12 R134a (Karışım durumunda)
R290	Propan	Düşük Orta Yüksek	Ticari Endüstriyel Klima Isı Pompası	R22 R404A R407C R507A
R1270	Propilen	Düşük Orta Yüksek	Ticari Endüstriyel Klima Isı Pompası	R22 R404A R407C R507A
R170	Etan	Düşük	Kaskat Soğutma Sistemleri	R13 R23 R503

Soğutma sistemlerinde kullanılan bazı soğutucu akışkanların R290, R600, R600a ve R1270 hidrokarbonları ile ODP ve GWP açısından karşılaştırılması Şekil 3.1.' de gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere R12 ozonu tüketmekle birlikte yüksek küresel ısınma potansiyeline sahiptir.

R22 ve R134a soğutucu akışkanları R12'ye geçici alternatifler olarak sunulmuş fakat her ne kadar R12'den daha çevre dostu olsalar da uzun vadeli kullanımlarında çevreye ciddi zararlar verebilirler. Hidrokarbonlar ise hem ODP hem GWP değerleri açısından en iyi çevre dostu soğutucu akışkanlardır. Ayrıca bu akışkanların

literatürde TEWI değerleri de göz önüne alınmış ve performans değerleri açısından hidrokarbonların yine daha iyi değerler gösterdiği tespit edilmiştir.



Şekil 3.1. Bazı soğutucu akışkanlar ve alternatiflerinin GWP ve ODP değerlerinin karşılaştırılması [42].

## 3.2. YAĞLAR VE SİSTEM EKİPMANLARI

### 3.2.1. Yağlar

Hidrokarbonlar soğutma sistemlerinde kullanımda olan yağların hemen hepsiyle uyumluluk göstermektedir. Hidrokarbonlar mineral yağlar ile iyi çözünürlük gösterdikleri için düşük çözünürlüklü ve yüksek viskoziteli yağların kullanımı gerekli olabilir. Bunun nedeni yüksek çözünürlüğün ortaya çıktığı durumlarda seyrelmenin önlenmesidir.

Çizelge 3.3. Bazı yağların hidrokarbonlar ile uyumluluğu.

Yağlayıcı	Uyumluluk
M	HC'ler ile tam çözünürlük gösterir. Seçim yapılırken yüksek viskoziteli olmasına dikkat edilmelidir.
AB	HC'ler ile tam çözünürlük gösterir. Tüm uygulamalara uygundur.
AB/M	Bu karışım HC'ler ile istenen uyumluluğu gösterir.
PAG	HC'ler ile kısmen veya tamamen çözünürlük gösterir. Yüksek viskozite seçimi gerektirmez.
POE	HC'ler ile aşırı çözünürlük gösterir. Yüksek viskoziteli yağ seçilmelidir.

Silikon ve silikat içeren yağlar HC'li sistemlere uyumluluk göstermez. Soğutma sistemlerinde yağların en çok etki gösterdiği ekipman kompresör olduğundan kompresörün temin edildiği üreticiye danışılarak uygun yağ seçimi yapılabilir. Hidrokarbonlar diğer soğutucu akışkanlar için seçilmiş yağlarla uyumlu çalışabildiğinden, özellikle hidrokarbonlar için yağ üretimi yapılmamıştır. Çizelge 3.3. bazı yağların hidrokarbonlar ile uyumluluğu hakkında özet bilgi vermektedir.

### **3.2.2. Sistem Ekipmanları**

Soğutma sistemleri 4 ana ekipmandan oluşmaktadır. Bunlar kompresör, yoğuşturucu, genişleme vanası veya kılcal borular ve buharlaştırıcı olarak sıralanabilir. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanların bu ekipmanlar ile uyum içinde çalışması sistemin performansını büyük oranda etkilediğinden, ekipman seçimi büyük önem arz etmektedir. Ayrıca hidrokarbon kullanımında sızdırmazlık güvenlik açısından çok önemli olduğundan sistem sızdırmazlığı gibi konular ele alınmalıdır.

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu seçiminde hidrokarbonlar için özel bir değişiklik yapmaya gerek yoktur. Hidrokarbonlar ve karışımlarının basınç değerleri HFC ve CFC'lere yakın olduğu için bu ısı değiştiricilerinin daha dayanıklı olarak üretimi söz konusu değildir.

Hidrokarbonlar, çoğu kompresör ile uyumlu çalışabilir ancak burada göz önünde bulundurulması gereken en önemli faktör kompresörlerin sızdırmazlığıdır. Hidrokarbonlar için özel kompresör üretimi yok denecek kadar azdır. Bunun nedeni hidrokarbonların HFC ve CFC ile çalışan kompresörlere uyum göstermesidir. Ancak hidrokarbonlara tam uyumlu kompresör üretimi zahmetli ve masraflıdır. Bu nedenle piyasada yüksek kapasiteli sızdırmaz kompresörler bulmak oldukça zordur. HC'ler için kullanılan kompresörler küçük boyutlarda sızdırmaz dönel ve pistonlu, büyük boyutlarda ise yarı sızdırmaz, pistonlu veya santrifüj kompresörlerdir. Orta boyutlarda sızdırmaz pistonlu, skrol ya da dönel tip kompresörleri temin etmek oldukça zordur. Skrol kompresörlerin uzun süreli kullanımda bozulduğu bir çok kaynakta belirtilmiştir fakat bazı üreticiler halen skrol kompresörler ile çalışan

hidrokarbonlu sistemlerde herhangi bir problem olmadığını öne sürmektedirler [1,40].

Sistemde genişleme vanası veya kapiler boru seçimi genellikle opsiyoneldir. Hidrokarbonlu sistemler için daha önce yapılan çalışmalarda her iki tip de kullanılmıştır. Genişleme vanası ya da kapiler boru kullanımında seçim, kullanılan akışkanın yoğunluğuna göre değişmektedir. Hidrokarbon karışımları HFC ve CFC gibi akışkanlara göre daha düşük yoğunluk değerleri gösterdiğinden bu sistemlere uyumlu genişleme vanaları ile uyumluluk göstermeyebilir.

Hidrokarbonlar HFC'ler ile karıştırıldığında genişleme vanası kullanımı sorun teşkil etmeyebilir. Daha önce yapılan deneysel çalışmaların çoğunda soğutma sistemlerinde kılcal boru kullanılmış, hatta kılcal boru boyları değiştirilerek değişik performans değerleri elde edilmiştir [21-25].

Kurutucular sistem içerisinde hava filtre kurutucuları içerisinde bulunur. Mevcut kurutucuların büyük çoğunluğu hidrokarbonlar ile uyumlu çalışabilmektedir. Soğutma sistemi tesisatı hazırlanırken kullanılan soğutucu akışkanın termodinamik ve transport özellikleri göz önünde bulundurulmalıdır. Her ne kadar hidrokarbonlar HFC'lere yakın özellikler gösterse de sistem üreticilerinin soğutucu akışkanın özelliklerine göre tesisat oluşturmaları sistem performansı için önem arz etmektedir.

Küçük boyutlu soğutma sistemlerinde iletim borularının yalıtımı önem teşkil etmese de büyük boyutlu uygulamalarda ısı kazancının istenmediği bölgelerde yalıtım yapılması sistem performansının artırılması bakımından önemlidir. Bunların dışında ana sistem ekipmanlarının yanı sıra buharlaştırıcı fanı seçimi, yoğuşturucu için su soğutmalı ya da hava soğutmalı sistemlerin seçimi söz konusudur.

### **3.3. GÜVENLİK ÖNLEMLERİ**

Hidrokarbonların yüksek yanıcılık ve patlayıcılık özellikleri, üreticileri kapsamlı güvenlik önlemleri almaya zorlamış ve soğutma sistemlerinde hidrokarbon kullanan birçok ülkede bu sistemlerin çalışma standartlarını belirlemek üzere kanun ve

tebliğler yürürlüğe sokulmuştur. Soğutucu akışkanların ASHRAE tarafından emniyet yönünden sınıflandırması Çizelge 3.4.'de gösterilmiştir. Sınıflandırmada kullanılan harfler zehirlilik özelliğini, sayılar ise yanıcılık özelliğini göstermektedir [43].

Çizelge 3.4. Soğutucu akışkanların emniyet yönünden sınıflandırılması [43].

YANICILIK SINIFI		Zehirlilik Sınıfı	
		A	B
		Düşük Zehirli	Yüksek Zehirli
1	Alevlenme Özelliği Yok	A1	B1
2	Düşük Yanıcı	A2	B2
3	Yüksek Yanıcı	A3	B3

Hidrokarbonların yüksek yanıcılıkları nedeniyle soğutucu akışkan olarak sistemlere şarj edilmelerine sınırlamalar getirilmiştir. Bu sınırlamalar hidrokarbonların alt ve üst tutuşabilirlik sınırlarına göre belirlenmekte ve uygulanmaktadır. Çizelge 3.5.'de bazı saf hidrokarbonların yanıcılık ile ilgili verileri özetlenmiştir.

Çizelge 3.5. Bazı hidrokarbonların tutuşabilirlik özellikleri [44].

Soğutucu Akışkan	LFL (%)	LFL(kg/m <sup>3</sup> )	UFL (%)	Yanıcılık Sınıfı	Oto-Tutuşma Sıcaklığı (°C)
R170	3	0.037	12-12.4	A3	515
R290	2.1	0.038	9.5-10.1	A3	480
R600	1.6	-	8.4	A3	420-500
R600a	1.8	0.043	9.6	A3	462
R1270	2.0	0.043	11.1	A3	458

Hidrokarbonların soğutma sistemlerine şarjı daha önce de belirtildiği gibi kısıtlanmıştır. Çizelge 3.6. bu kısıtlamaları tablo halinde özetlemektedir. Bu

kısıtlamalar için göz önüne alınan faktörler sırasıyla hidrokarbonların yanıcılık özellikleri, soğutma sistemi tipi ve kullanım yeridir.

Çizelge 3.6. Değişik alanlarda soğutucu akışkan şarjları [40].

Alan Tipi	Örnek	Gereksinimler
Evsel, Umumi (A)	Hastaneler, hapsederler, tiyatrolar, okullar, süpermarketler, oteller, konutlar vb.	- Sızdırmaz sistemler için <1.5 kg - İkincil sistemler için ve özel makine odaları için <5 kg
Ticari, Özel (B)	Ofisler, küçük marketler, restoranlar, insanların çalıştığı kapalı üretim yerleri vb.	- Sızdırmaz sistemler için <2.5 kg - İkincil sistemler için ve özel makine odaları için <10 kg
Endüstriyel, Yasaklı (C)	Soğuk depoları, mandıralar, mezbahalar, süpermarketlerin umumi olmayan bölgeleri vb.	- İnsan çalıştırılan yerlerde <10kg - Sistemin yüksek basınç kısmı özel bir makine odasına kurulmuşsa <25 kg - Eğer sistemler özel makine odalarında veya açık havadaysa limit yoktur.

0.15 kg ya da daha az hidrokarbon şarjı olan sistemler herhangi boyutlarda bir odaya kurulabilir. 0.15 kg.dan fazla akışkan şarjı gerektiren sistemlerin kurulduğu mekanlarda akışkan kaybının 0.0008 kg/m<sup>3</sup>'ten fazla olmaması gerekmektedir. Akışkan şarjı soğutma sisteminin boyutları ve kullanım yerinin büyüklüğü ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

Çizelge 3.7. Soğutucu akışkan şarjına göre alan tipleri [40].

Kategori	Soğutucu Akışkan Şarj Boyutu (kg)							
	<0.15	0.15-1	1-1.5	1.5-2.5	2.5-5	5-10	10-25	>25
<b>A</b>	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
<b>B</b>	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8
<b>C</b>	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8

Bu kısıtlamalardaki tek istisna çizelgede de belirtildiği gibi soğutma sisteminin özel bir makine kontrol odası veya açık havada kurulması durumudur. Bu durumlarda herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir. Bununla birlikte Çizelge 3.7.'de de yaşama alanları ve hidrokarbon şarjı için bir bağıntı oluşturulmuştur. Bir alana uygulanan soğutma sistemi ve soğutucu akışkan şarjı bu kategorilere göre belirlenir. Bir oda

hacmine göre o odadaki soğutma sistemine şarj edilebilecek maksimum hidrokarbon miktarı (3.1) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$M_r = 0.2 \times LFL \times V_{oda} \quad (3.1)$$

$$V_{oda} = \frac{M_r}{0.2 \times LFL} \quad (3.2)$$

Eşitlikte belirtilen  $M_r$  (kg) izin verilen maksimum şarj miktarını,  $LFL$  (kg/m<sup>3</sup>) cinsinden alt tutuşabilme sınırını ve  $V_{oda}$  (m<sup>3</sup>) oda hacmini belirtmektedir. Eşitlik (3.2) ile de şarj edilmiş bir soğutma sisteminin kurulabileceği minimum oda hacmi hesaplanabilir. Örneğin 50 m<sup>3</sup> hacimli bir odaya kurulacak soğutma sistemine şarj edilebilecek maksimum R290 miktarı bu denklem yardımıyla 0.4 kg bulunur. Bu değer üzerinde soğutucu akışkan şarjı tehlikeli ve kanunlar çerçevesinde yasaktır [40,44].

## BÖLÜM 4

### TERMODİNAMİK ANALİZ

#### 4.1. EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji kelimesi literatürde kullanılabilir enerji, kullanılabilirlik, iş yapabilme yeteneği, esserji olarak da geçer. Ekserji tüketimi ise kayıp iş, tersinmezlik, boşa giden iş, düzensizlik gibi terimlerle anılmaktadır. Enerji analizi, termodinamiğin birinci kanununa dayalı, bir uygulamanın fiziksel ve kimyasal süreçlerini değerlendiren ve enerjinin transferi ve korunumunu inceleyen bir metottür. Bu metot ile sağlanan enerji dengesi, kaybı, kalitesi ve kullanılabilirliği hakkında bilgi vermez. Ekserji analizi ise birinci kanunun sınırlamalarını aşarak enerjinin kalitesi hakkında da bilgi verir, anlamlı verimlilik değerlerini bulmaya yardımcı olur.

Çizelge 4.1. Enerji ve Ekserji karşılaştırması [45].

<b>Enerji</b>	<b>Ekserji</b>
Enerji akışına bağlıdır, çevresel koşullardan bağımsızdır.	Enerji akışına ve çevresel faktörlere bağlıdır.
Çevre ile denge halinde iken 0'dan farklı değerlere sahiptir.	Çevre ile denge hali ölü haldir ve değeri 0'dır
Tüm hal değişimlerinde korunur	Tersinir proseslerde korunur, gerçek çevrimlerde korunmaz
Yok edilemez ve yoktan var edilemez.	Tersinir proseslerde yok edilemez ve yoktan var edilemez fakat tersinmez süreçlerde yok edilir.
Birçok formda ortaya çıkar ve bu formda ölçülür	Birçok formda ortaya çıkar fakat iş temelli olarak ölçülür.
Nicelik ölçüsüdür.	Nicelik ve nitelik ölçüsüdür.

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına dayanan ekserji analizi bir sistemin iş yapabilme yeteneğini belirler. Enerji ve ekserji arasındaki farklar Çizelge 4.1.'de ayrıntılı olarak özetlenmiştir. Ekserji analizi Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına dayalı olarak sistemlerin verimlilik ve performans değerlerini gerçek



ölçümlere en yakın şekilde gösterir. Bu nedenle ekserji analizi sistemlerin optimizasyonu ve tasarımında etkin rol oynar [45,46].

#### 4.1.1. Kütle enerji ve Entropi Dengesi

Bir sistemin niteliğinin genel dengesi:

$$Girenler + Üretim - Çıkanlar - Tüketim = Toplam \quad (4.1)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada giren ve çıkanlar sistem sınırlarına giren ve sistem sınırlarından çıkan miktarlarla alakalıdır. (4.1) denklemini kütle, enerji ve entropi için de yazılabilir. Nükleer enerji reaksiyonları ihmal edildiğinde kütle ve enerji üretimi yoktan var edilemez ve üretilemez fakat entropi üretimi tersinmez tüm sistemlerde olur. Bu üç faktör için (4.2), (4.3) ve (4.4) denklemleri genel denge denklemleridir.

$$Kütle Girişi - Kütle Çıkışı = Kütle Toplamı \quad (4.2)$$

$$Enerji Girişi - Enerji Çıkışı = Enerji Toplamı \quad (4.3)$$

$$Entropi Girişi + Entropi Üretimi - Entropi Çıkışı = Entropi Toplamı \quad (4.4)$$

Bir sistem ilk olarak açık ve kapalı sistemler olarak göz önüne alınır. Açık sistemlerin kütle, ısı ve iş etkileşimleri vardır. Kapalı sistemlerde ise yalnızca iş ve ısı etkileşimi söz konusudur. Giren kütle, giren ısı ve çıkan iş kavramları pozitif değer olarak kabul edilir. (4.2), (4.3) ve (4.4) denklemleri matematiksel ve fiziksel olarak tanımlanmış temel denklemlerdir ve her türlü sistem için yazılabilir. Dengesiz bir akış prosesinin  $t_1$  ve  $t_2$  zaman aralığında enerji, kütle ve entropi dengelerini bir kontrol hacmi için (4.5), (4.6) ve (4.7) denklemleri ile aşağıdaki gibi yazabiliriz

$$\sum_g m_g - \sum_\xi m_\xi = m_2 - m_1 \quad (4.5)$$

$$\sum_g (e + Pv)_g m_g - \sum_\zeta (e + Pv)_\zeta m_\zeta + \sum_s (Q_r)_{1,2} - (W')_{1,2} = E_2 - E_1 \quad (4.6)$$

$$\sum_g s_g m_g - \sum_\zeta s_\zeta m_\zeta + \sum_g (Q_r / T_r)_{1,2} + \Pi_{1,2} = S_2 - S_1 \quad (4.7)$$

Burada  $m_g$  ve  $m_\zeta$  giriş ve çıkışlardaki kütleleri,  $g$  ve  $\zeta$  alt işaretleri de giriş ve çıkışı,  $(Q_r)_{1,2}$  ve  $(W')_{1,2}$  simgeleri sırasıyla kontrol hacmi yüzeyindeki ısı transferi ve iş transferini,  $s$  alt simgesi ise kontrol hacmi sınırını,  $\Pi_{1,2}$  ( $S_{\text{gen}}$ ) kontrol hacminde üretilen entropiyi,  $m_1, E_1$  ve  $S_1$  sırasıyla  $t_1$  anındaki kütle, enerji ve entropiyi,  $m_2, E_2$  ve  $S_2$  sırasıyla  $t_2$  anındaki kütle, enerji ve entropiyi ve  $e, s, P, T$  ve  $v$  özgül enerji, özgül entropi, mutlak basınç, mutlak sıcaklık ve özgül hacmi temsil etmektedir. Akış işini hariç tutarak toplam işi ve özgül enerjiyi sırasıyla denklem (4.8) ve (4.9) ile yazabiliriz.

$$W' = W + W_\zeta \quad (4.8)$$

$$e = u + ke + pe \quad (4.9)$$

Burada,  $W$  hacim değişiminden dolayı oluşan işi,  $W_\zeta$  shaft işini,  $u$  özgül iç enerji,  $ke$  özgül kinetik enerji,  $pe$  özgül potansiyel enerjiyi temsil etmektedir. Shaft işi sistemdeki mekanik iş ve elektrik işi gibi hacim işi dışında yapılan işlerin toplamını temsil etmektedir. Bu denklemler açık bir sistem için ele alınmıştır. Kapalı bir sistem göz önüne alındığında giriş ve çıkış kütleleri olmayacağından (4.10), (4.11) ve (4.12) eşitlikleri kullanılır. Bu eşitlikler (4.5), (4.6) ve (4.7) eşitliklerinin sağ taraflarındaki giriş ve çıkış kütlelerinin 0 alınması sonucu sadeleşmeleri ile ortaya çıkan denge denklemleridir.

$$m_1 = m_2 \quad (4.10)$$

$$\sum_s (Q_r)_{1,2} - (W')_{1,2} = E_2 - E_1 \quad (4.11)$$

$$\sum_s (Q_r / T_r)_{1,2} + (\Pi)_{1,2} = S_2 - S_1 \quad (4.12)$$

#### 4.1.2. Genelleştirilmiş Ekserji Analizi

Ekserji analizinde sistemin durumunun denklemler üzerinde kuvvetli etkisi vardır. Bu bölümde farklı sistemler ve enerjinin farklı formları için genel ekserji analizi yöntemleri belirtilmiştir. Temel alınan denklemler için Moran (1987) ve Kotas (1995)'in kitaplarındaki sunumlarından faydalanılmıştır [47,48].

##### 4.1.2.1. Kapalı Sistemlerin ve Akışın Ekserji Analizi

Kapalı ve akışsız bir sistemin ekserjisi  $m$  kütleli olduğu varsayımı ile:

$$Ex_{non-flow} = Ex_{fiz} + Ex_{kim} + Ex_{kin} + Ex_{pot} \quad (4.13)$$

$$Ex_{pot} = PE \quad (4.14)$$

$$Ex_{kin} = KE \quad (4.15)$$

$$Ex_{kim} = \sum (\mu_0 - \mu_{00})N \quad (4.16)$$

$$Ex_{fiz,non-flow} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.17)$$

Burada  $T$  sıcaklığı,  $P$  basıncı,  $N$  mol sayısını,  $E$  enerjiyi,  $S$  entropiyi,  $V$  hacmi,  $\mu$  kimyasal potansiyeli temsil etmektedir.  $T_0$ ,  $P_0$ ,  $V_0$ ,  $S_0$  ve  $\mu_0$  değerleri ölü hal değerleridir. (4.17) eşitliği akışlı sistem için göz önüne alındığında:

$$Ex_{fiz,flow} = Ex_{fiz,non-flow} + V(P - P_0) \quad (4.18)$$

(4.18) eşitliği ile düzenlendiğinde (4.19) eşitliği sağlanır.

$$Ex_{fiz,flow} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.19)$$

#### 4.1.2.2. Isıl Ekserji

Başlangıçta ölü halde olan ve sabit hacimde ısıtılıp soğutulduğu varsayımı ile bir kontrol kütlesi göz önüne alalım.

$$Ex^Q = \int_i^s (1 - T_0/T) \delta Q \quad (4.20)$$

$$\tau = 1 - T_0/T \quad (4.21)$$

$$Ex^Q = \tau Q \quad (4.22)$$

Alt simgeler  $i$  ve  $s$  ilk ve son halleri,  $\tau$  ekserji sıcaklık faktörünü ve  $\delta Q$  değişen ısı değerini temsil etmektedir. Bu denklem kontrol kütlesinde sabit  $T$  sıcaklığı için geçerlidir.  $T$  sıcaklığı ısı transferi ile zamanla değişeceğinden (4.22) eşitliği yalnızca herhangi bir an için göz önünde bulundurulabilir. Değişen sıcaklıklarda ısı transferi ile oluşan ekserji değeri için kullanılan eşitlik (4.23) eşitliği ile tanımlanmıştır.

$$Ex^Q = \int_s [q_s (1 - T_0/T_s) dA_s] \quad (4.23)$$

#### 4.1.2.3. İş Ekserjisi

Eşitlik (4.8) toplam işi, şaft işi ve hacim değişimi ile sistemin yaptığı iş olarak ikiye ayırmaktadır. Şaft işi ile oluşan ekserji şaft işi ile aynı değerdedir. Hacim değişimiyle oluşan ekserji transferi ise hacim değişimi ile oluşan net kullanılabilir iş  $W_{net}$  ile gösterilir. Zaman aralığı olarak  $t_1$  ve  $t_2$  alındığında

$$(W_{net})_{1,2} = W_{1,2} - P_0 (V_2 - V_1) \quad (4.24)$$

Burada  $W_{1,2}$  hacim değişimi ile yapılan işi temsil etmektedir.

#### 4.1.3. Ekserji Kaybı

Bir sistemde meydana gelen hal değişiminde toplam ekserji akışı ile ekserji toplamı arasındaki fark ekserji kaybı değerini verir.

$$I = T_0 S_{gen} \quad (4.25)$$

Eşitlikte görüldüğü üzere entropi oluşumu ile ekserji tüketimi doğru orantılıdır. Bu aynı zamanda Gouy-Stodola bağıntısı olarak da bilinir.

#### 4.1.4. Ekserji Dengesi

Enerjinin korunumu ve entropinin korunmaması kanunları birleştirilerek

$$Ekserji Girişi - Ekserji Çıkışı - Ekserji Tüketimi = Ekserji Toplamı \quad (4.26)$$

Ekserji tersinmezlikler nedeniyle tükenmektedir ve entropi tüketimi ile doğru orantılı olarak tükenmektedir. (4.26) eşitliği enerji ve ekserji arasındaki temel farklılığı göstermektedir. Enerji kalitesi ve iş potansiyelinin bir ölçümü olan ekserjinin tükenebilir olduğunu göstermektedir. Eşitlik (4.5)'dan (4.7)'e kadar olan denklemler dengesiz akışlı proste ekserji için yazıldığında ve zaman aralığı olarak  $t_1$  ve  $t_2$  alındığında

$$\sum_g ex_g m_g - \sum_\xi ex_\xi m_\xi + \sum_s (Ex^{Q_s})_{1,2} - (Ex^w)_{1,2} - (W_{net})_{1,2} - I_{1,2} = Ex_2 - Ex_1 \quad (4.27)$$

$$(Ex^{Q_s})_{1,2} = \int_{t_1}^{t_2} \left[ \int_s (1 - T_0 / T_s) q_s dA_s \right] dt \quad (4.28)$$

$$I_{1,2} = T_0 S_{gen} \quad (4.29)$$

$$Ex = \int p \xi dV \quad (4.30)$$

Burada,  $I$  ve  $S_{gen}$  ekserji tüketimi ve entropi üretimini açıklamaktadır. (4.27) eşitliğinin sol tarafının ilk iki terimi akış ile ilgili net ekserji girdisini, üçüncü terim sistem sınırlarındaki ısı alışverişi ile olan ekserjiyi, dördüncü ve beşinci terimler iş ile olan ekserjiyi ve son terim ekserji tüketimini formülize etmektedir. Bu eşitliğin sağ tarafı ekserji toplamıdır. Kapalı bir sistemde bu eşitlik (4.31)'deki gibi olur.

$$\sum_s (Ex^{Q_s})_{1,2} - (Ex^w)_{1,2} - (W_{net})_{1,2} - I_{1,2} = Ex_2 - Ex_1 \quad (4.31)$$

İlk ve son haller aynı ise (4.27) ve (4.31)'in sağ tarafları sıfırdır. Ayrıca hacim sabit olduğu durumda da  $W_{net}$  değeri sıfıra eşit olacaktır.

#### 4.1.5. Verim İfadeleri ve Diğer Faydalı Veriler

Verimlilik minimum enerji, zaman, kaynak vs. kullanarak arzu edilen etkiyi üretebilme yeteneğidir. Verimlilik her zaman sistemler üzerine yapılan işlemlerin sonucu olarak göz önüne alınan bir veridir. Enerji verimliliği ( $\eta$ ) gerçek verim değerlerine yakın değerler olarak gözlemlenirken, ekserji verimliliği ( $\psi$ ) değeri gerçek ya da doğru verim değerleri olarak göz önüne alınır. Ayrıca oransal verim ve iş verimi değerleri de ekserji değerlerine göre kararlı hal durumları için aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir.

$$\eta = \frac{\text{Çıktıların Enerjisi}}{\text{Girdilerin Enerjisi}} = 1 - \frac{\text{Enerji Kaybı}}{\text{Girdilerin Enerjisi}} \quad (4.32)$$

$$\psi = \frac{\text{Faydalanan Ekserji}}{\text{Ekserji Girdisi}} \quad (4.33)$$

$$\text{Oransal Verim} = 1 - \frac{\text{Ekserji Tüketimi}}{\text{Toplamis}} \quad (4.34)$$

$$\text{İş Verimi} = \frac{\text{Minimum Teorik Ekserji Girdisi İhtiyacı}}{\text{Gerçek Ekserji Girdisi}} \quad (4.35)$$

Ekserji verimlilikleri atık kayıpları ve tersinmezlikleri birbirinden ayırarak sistemleri optimize etmek ve geliştirmek için kayda değer ve kullanılabilir veriler sağlar [45-49]. Ekserji analizi soğutma sistemlerinde verimli bir şekilde kullanılabilir. Bu bölümdeki eşitlikler yardımıyla Materyal ve Yöntem bölümündeki performans hesaplamaları bu eşitlikler temel alınarak yapılacaktır.

## 4.2. HAL DENKLEMLERİ

Hal Denklemleri saf bir maddenin basınç-özellik hacim-sıcaklık davranışlarını ya da bir karışımın P-v-T-x davranışlarını belirler. Bu davranışlar ısı kapasiteleri ile birleştirildiğinde entalpi, entropi, Gibbs enerjisi gibi özellikler tayin edilebilir. Deneysel verilerle ilişki kurulabilmesi için hal denklemleri tüm termodinamik özellikleri mutlak uyumluluk ile temsil edebilir. Hal denklemleri aynı zamanda üzerine deneysel çalışma yapılmamış akışkanların özellikleri için de makul bir değerlendirme yapabilir. Tüm hal denklemlerinin en temel ve basiti belli sınırlar içinde P-v-T ilişkisini gayet hassas olarak verebilen ideal gaz kanunudur ve 0.1 Mpa altındaki basınçlarda kullanışlıdır.

$$\frac{pV}{RT} = 1 \quad (4.36)$$

Bu eşitlik aynı zamanda sıkıştırılabilirlik faktörü olan Z ile de tanımlanabilir. İdeal gazlar için geçerli olan bu hal denklemini gerçek gazlara uygulamak doğru sonuç vermez [20,50].

#### 4.2.1. Kübik Hal Denklemleri

İterasyon yapmaksızın köklerin bulunabildiği ve üçüncü dereceye kadar hacim terimleri içeren hal denklemleridir. Bu hal denklemlerinden en iyi bilineni 1873 yılında sunulan Van der Waals hal denklemdir:

$$P = \frac{RT}{V-b} + \frac{a}{v^2} \quad (4.37)$$

Bu hal denkleminde molekülleri birbirine çeken kuvvetler ( $a/v^2$ ) ve moleküllerin kapladığı hacimler ( $b$ ) göz önüne alınmıştır. Bu denklemde yer alan iki sabitin değerleri kritik noktadan geçen eş sıcaklık eğrisinin birinci ve ikinci türevlerinin sıfır olduğu gözlemine dayanarak bulunur. Bu nedenle kritik noktada  $P$ 'nin  $v$ 'ye göre birinci ve ikinci türevleri sıfıra eşitlenerek  $a$  ve  $b$  katsayıları aşağıdaki gibi belirlenir:

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}} \quad ve \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \quad (4.38)$$

Her ne kadar hassaslığı yetersiz olsa da gerçek gazların davranışlarını belirlemeye yönelik ilk hal denklemleri olduğundan diğer kübik hal denklemlerinin temeli konumundaki Van der Waals hal denklemleri büyük öneme sahiptir.

Van der Waals hal denkleminin ilk geliştirilmiş hali 1949 yılında sunulan Redlich-Kwong (RK) hal denklemdir. Kritik bölgeleri birbirinden çok uzak olmayan akışkan karışımlarında da kullanılabilir ve iki sabitli diğer denklemler arasında en çok tercih edilen hal denklemdir.

$$P = \frac{RT}{v-b} + \frac{a}{v(b+v)} \quad (4.39)$$

$$a = \frac{0.42748R^2T_{cr}^{2.5}}{P_{cr}T_{cr}^{0.5}} \quad ve \quad b = \frac{0.08664RT_{cr}}{P_{cr}} \quad (4.40)$$



Redlich-Kwong hal denklemindeki  $a$  sabitinde 1972’de Soave tarafından bir değişiklik yapılarak elde edilen hal denklemine ise Soave (RKS) hal denklemi adı verilmektedir. Buradaki değişiklik (4.41) eşitliği ile gösterilmiştir.

$$a = \frac{0.42748R^2T_{cr}^2}{P_{cr}} \left[ 1 + (0.48 + 1.574w - 0.176w^2)(1 - T_r^{0.5}) \right]^2 \quad (4.41)$$

$$T_r = \frac{T}{T_{cr}} \quad (4.42)$$

Peng-Robinson (PR) hal denklemi 1976 yılında geliştirilmiş, kritik noktalara yakınlık ve sıkıştırılabilme faktöründe doğruluk sağlanması açısından daha iyi sonuçlar vermiştir.

$$P = \frac{RT}{v - b} + \frac{a}{v^2 - 2vb - b^2} \quad (4.43)$$

$$a = \frac{0.45724R^2T_{cr}^2\alpha}{P_{cr}} \quad ve \quad b = \frac{0.0778RT_{cr}}{P_{cr}} \quad (4.44)$$

Peng-Robinson hal denklemi Soave’nin hal denklemine çok benzer sonuçlar verir fakat özellikle polar olmayan materyallerde daha doğru sıvı yoğunluğu değerleri verir. Peng-Robinson hal denklemi (4.43) eşitliği ile  $a$  ve  $b$  sabiteleri ise (4.44) eşitliği ile gösterilmiştir. Özellikle hidrokarbonların buhar basıncı verisinin daha uygun olması amacıyla bu hal denkleminde  $\alpha$  fonksiyonu bulunmuş ve uygulanmıştır. Bu fonksiyon ile uygulama yapıldığında daha uygun verilerin elde edildiği gözlemlenmiştir. Fonksiyon içerisindeki  $w$  ‘de asantriklik faktörünü temsil etmektedir.

$$\alpha = \left[ 1 + (0.37464 + 1.54226w - 0.26992w^2)(1 - T_r^{0.5}) \right]^2 \quad (4.45)$$

Kübik hal denklemlerinin hepsi tek bir denklem içindeki değişkenler ile tanımlanabilir. Bu denklem:

$$P = \frac{RT}{v-b} + \frac{a}{v^2 - uvb - wb^2} \quad (4.46)$$

şeklindedir. Eşitlikte  $u$  ve  $w$  değerli 0 alınırsa Van Der Waals,  $u=1$  ve  $w=0$  alınırsa Redlich-Kwong,  $u=2$  ve  $w=-1$  alınırsa Peng-Robinson hal denkleminin eşitliği elde edilir.

#### 4.2.2. Kübik Olmayan Hal Denklemleri

Dieterici hal denklemi:

$$p(V-b) = RT e^{a/RTV} \quad (4.47)$$

şeklinde tanımlanır. Eşitlikte  $a$  moleküller arasındaki etkileşimle,  $b$  ise moleküllerin sonlu boyutlarında göz önüne alınan değişkenlerdir.

#### 4.2.3. Çok Parametrelili Hal Denklemleri

Bu hal denklemleri saf akışkanların özelliklerini sıvı haldeyken de gaz haldeyken de yüksek doğrulukta göstermek için sunulmuştur. Bunlardan Carnahan-Starling- De Santis (CSD) hal denklemi saf ve karışım akışkanların termodinamik özelliklerini belirlemede ve sıvı-buhar dengesi hesabında kullanılmıştır.

$$P = \frac{RT}{v} \left[ \frac{1+y+y^2-y^3}{(1-y)^3} - \frac{a}{RT(v+b)} \right] \quad (4.48)$$

Burada  $y=b/4v$  değeridir ve eşitliği kısaltmak amacıyla yazılmıştır. Bu hal denklemi her ne kadar beşinci dereceden hacim ifadesi içerse de karakteristik olarak kübik hal denklemleriyle aynıdır. Eşitlikte belirtilen  $a$  ve  $b$  parametreleri kübik hal denklemindekiler ile aynı anlamdadır.

Helmholtz Enerji hal denklemi son zamanlarda çoğu saf akışkanın hal denklemi için kullanılmaktadır ve bu hal denklemleri indirgenmiş molar Helmholtz enerjisi ile ifade edilmiştir.

$$\alpha = \frac{A}{RT} = \alpha^{id} + \alpha^r = \ln \delta - N \ln \tau + \sum_i N_i \tau^{t_i} + \sum_k N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp(\gamma \delta^{1_k}) \quad (4.49)$$

$$\alpha^{id} = \frac{H_{ref}}{RT} - \frac{S_{ref}}{T} - 1 + \ln \left[ \frac{T \rho}{T_{ref} \rho_{ref}} \right] + \frac{1}{RT} \int_{T_{ref}}^T C_p^{id} dT - \frac{1}{R} \int_{T_{ref}}^T \frac{C_p^{id}}{T} dT \quad (4.50)$$

Lemmon ve Tillner-Roth tarafından bağımsız bir şekilde biraz farklı bir formda geliştirilen yeni bir model, karışım kurallarını karışım bileşenlerinin Helmholtz enerjisine uygulayarak karışımların termodinamik özelliklerini hesaplar

$$\alpha^{mix} = \sum_{j=1}^n \left[ x_j (\alpha_j^{id} + \alpha_j^r) + x_j \ln x_j \right] + \sum_{p=1}^{n-1} \sum_{q=p+1}^n x_p x_q F_{pq} \alpha_{pq}^{excess} \quad (4.51)$$

Bu karışım formülü doğrudan Helmholtz hal denkleminde uygulanabilir. Bu denklemden ilk toplam, ideal solüsyonu gösterir; n bileşenli karışımdaki saf akışkanların her biri için ideal gaz ve artık/gerçek akışkan terimlerinden ibarettir.

### 4.3. HAL DENKLEMLERİNDEN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERE GEÇİŞ

Termodinamik verilerin hal denklemleri yardımıyla gerçeğe en yakın doğrulukta elde edebilmek için 100'e yakın hal denklemi geliştirilmiştir. Hal denklemlerinin birçoğu gazların termodinamik özelliklerini belirlemek amacıyla geliştirilmiş fakat bazıları sıvı fazında p-v-T davranışlarını da açıklayabilmektedir. Hal denklemlerinin uygulanabilirliği genellikle sıkıştırılabilirlik faktörü Z ve indirgenmiş özellikler ile açıklanabilir [48,50].

$$p = - \left( \frac{\partial A}{\partial V} \right)_T \quad (4.52)$$

Termodinamik özelliklerin tamamını hesaplayabilmek için basınç hal denklemleri tüm bilgiyi içermez. Tüm termodinamik fonksiyonları elde edebilmek için ideal gazlara, spektroskopik verilere ve istatistiksel termodinamik verilere başvurmak

gerekmektedir. Basınç Helmholtz Enerjisine bağlıdır ve ilgili bağıntı ile diğer tüm termodinamik özelliklere geçiş yapılır.

$$p - p^0 = p - \frac{RT}{V} = -\left(\frac{\partial}{\partial V}(A - A^0)\right) \quad (4.53)$$

Helmholtz enerjisi basıncın hacim üzerinden integrali ile hesaplanabilir. Helmholtz enerjisi hesaplanırken integralin sınırlarını seçmeliyiz ki bunun için tüm gazların mükemmel gaz özelliği gösterdiği  $V=\infty$  sınırı seçilmelidir. Hacim sonsuza yaklaştıkça fark azalır ve integral sonlu olarak kalabilir.

$$A(V, T) - A^0(V, T) = \int_V^{\infty} \left(p - \frac{RT}{V}\right) dV \quad (4.54)$$

İntegrali uygularken ilk önce referans materyal olarak mükemmel gaza başvurduk ve diverjan integral olarak göz önüne aldık. Daha öncede açıklandığı gibi bu seçim mükemmel gazlarının tüm özelliklerinin son ayrıntısına kadar hesap edilebilir olmasıdır. Burada helmholtz enerjileri arasındaki fark tanımlandığından, bağımlı sıcaklık ve bağımsız hacim birimleri özdeş olmalıdır. Carnahan-Starling Hal Denkleminde elde edilen diğer termodinamik fonksiyonların tanımı aşağıdaki gibi yapılmıştır:

$$Z = \frac{1 + y + y^2 - y^3}{(1 - y)^3} - \frac{a}{RT(V + b)} \quad (4.55)$$

$$y = b/4V$$

$$A(V, T) - A^0(V, T) = -\frac{a}{b} \ln\left(\frac{V + b}{b}\right) + \frac{4RT\beta}{(V - \beta)} + \frac{RT\beta^2}{(V - \beta)^2} \quad (4.56)$$

$$\beta = b/4$$

$$G(T, p(V)) - G^0(p^*, T) = RT \ln\left(\frac{RT}{p^*V}\right) - \frac{a}{b} \ln\left(\frac{V+b}{b}\right) + \frac{RT\beta}{(V-\beta)^3}(8V^2 - 9V\beta + 3\beta^2) - \frac{a}{V+b} \quad (4.57)$$

$$S(V, T) - S^0(V, T) = \frac{a'b - ab'}{b^2} \ln\left(\frac{V+b}{b}\right) + \frac{ab'}{b(V+b)} - \frac{R\beta(4V - 3\beta)}{(V-\beta^2)} - \frac{RT\beta'(4V^2 - 2V\beta)}{(V-\beta)^3} \quad (4.58)$$

$$U(V, T) - U^0(T) = \frac{a'bT - ab'T - ab}{b^2} \ln\left(\frac{V+b}{b}\right) + \frac{ab'T}{b(V+b)} - \frac{RT^2\beta'(4V^2 - 2V\beta)}{(V-\beta)^3} \quad (4.59)$$

$$H(T, (p(V))) - H^0(T) = \frac{a'bT - ab'T - ab}{b^2} \ln\left(\frac{V+b}{b}\right) + \frac{ab'T}{b(V+b)} - \frac{RT(4V^2 - 2V\beta)(\beta - \beta'T)}{(V-\beta)^3} \quad (4.60)$$

$$C_v(V, T) - C_v^0(T) = \frac{6RT^2\beta^2(V\beta - 2V^2)(\beta - \beta'T)}{(V-\beta)^4} + \frac{2RTV((\beta'T + 2\beta')(\beta - 2V) + \beta'^2 T)}{(V-\beta)^3} - \frac{Tab'^2}{b(V+b)^2} + \frac{T(ab''b + 2a'b'b + 2ab'^2)}{b^2(V+b)} - \frac{(a'b^2T - 2a'b'bT + 2ab'^2T - ab''bT)}{b^3} \ln\left(\frac{V+b}{V}\right) \quad (4.61)$$

$$C_p = C_v - T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_{V,x}^2 / \left( \frac{\partial p}{\partial V} \right)_{T,x} \quad (4.62)$$

Eşitliklerde belirtilen üslü simgeler sıcaklığa göre birinci türevi, iki üslü çizgili simgeler ise sıcaklığa göre ikinci türevi belirtmektedir. Eşitlik (4.57)'de belirtilen  $p^*$  ise referans basıncı temsil etmektedir [50,51,52].

## BÖLÜM 5

### MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, deneyler için kullanılan alternatif soğutucu akışkanların literatür taramasıyla paralel olarak seçimi, analizi ve yapılan uygulama ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Deney düzeneğinin teknik özelliklerine göre akışkan seçimi ve uygulaması yapılarak elde edilen veriler yardımıyla termodinamik analiz yöntemi ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Deneyler sonucu elde edilen verilerin termodinamik analizde kullanılabilmesi için gerekli veriler REFPROP 7.0. programı yardımıyla elde edilmiştir.

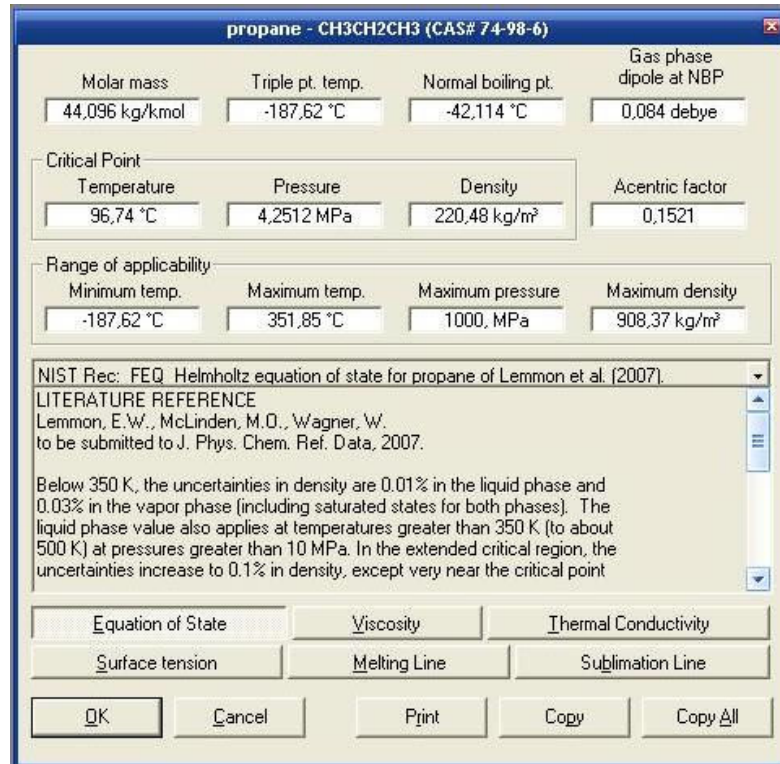
Deneysel analizi yapılan alternatif soğutucu akışkanlar genellikle içten yanmalı motorlarda, evsel kullanımda ya da konutsal ısıtmada da kullanılan yakıtlardır. Yakıt olarak kullanılan bu akışkanlar mevcut soğutucu akışkanlara yakın fiziksel ve kimyasal özellikler gösterebildiği için soğutma uygulamalarında da kullanılabilirler. Bu akışkanların içerikleri tedarikçi firmanın laboratuvarlarında ilgililer tarafından analiz edilmiştir. Analizi yapılan hidrokarbonların termodinamik ve termofiziksel özellikleri REFPROP 7.0. programı yardımıyla hesap edilmiş ve soğutma için kullanılabilirliği kontrol edilmiştir. Uygunluk kontrolünde kaynama noktası sıcaklığı (KNS), kritik sıcaklık, kritik basınç, hacimsel soğutma kapasitesi ve sıcaklığa bağlı sıvı ve gaz fazı yoğunluk değerleri göz önüne alınmıştır. Kontrol sonucunda bu soğutucu akışkanların soğutma sisteminde kullanımının uygun olduğu tespit edilmiştir.

Termodinamik özellik tablolarının elde edildiği termodinamik analiz programının kullanımı ve özellik tablolarının elde edilmesi yöntemi, alt programların işlevleri, kullanılan alternatif soğutucu akışkanların termodinamik ve transport özellikleri ile deney düzeneğinin yetenekleri hakkında ayrıntılı bilgi bu bölüm altında incelenmiştir.

## 5.1. REFPROP PROGRAMI

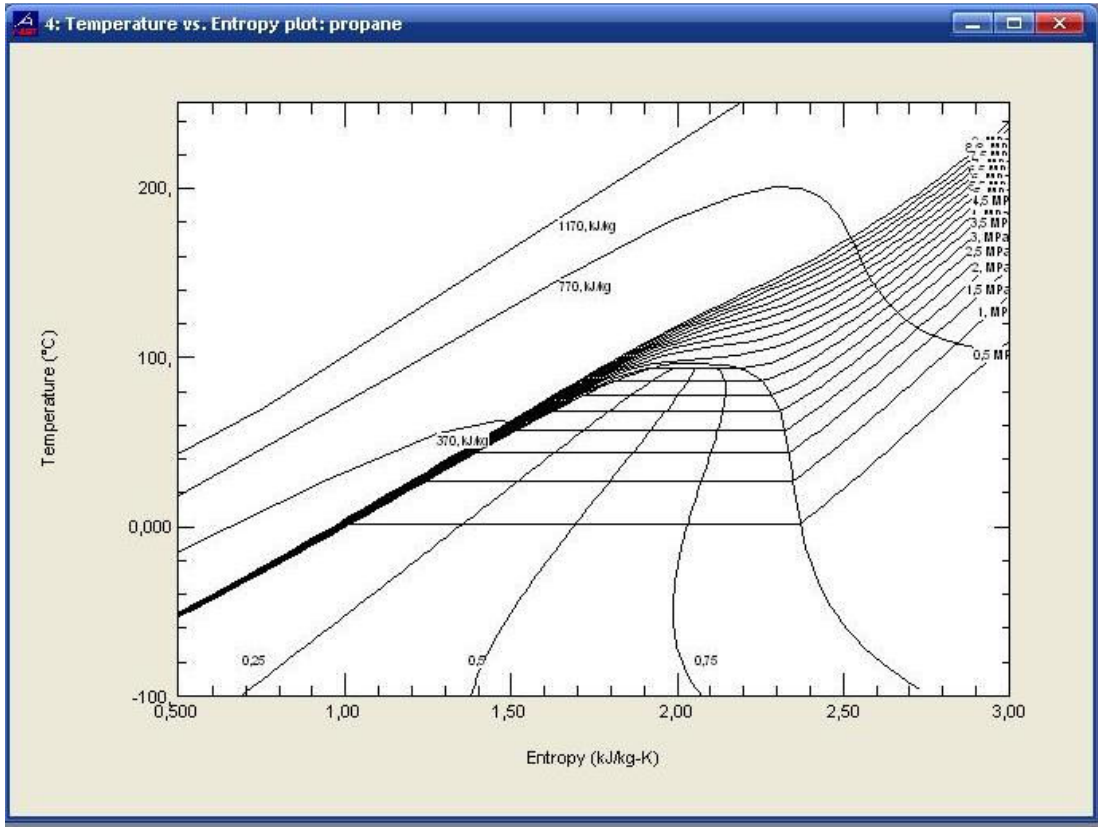
National Institute of Standards and Technology (NIST) tarafından geliştirilen, Reference Properties (Referans Özellikler)'in kısaltması olan REFPROP programı akışkanların termodinamik ve transport özelliklerini veren bir yazılımdır. Şu an mevcut olan en doğru saf akışkan ve karışım modellerini temel almaktadır. Programda saf akışkanlar için 3 model kullanılmaktadır: Helmholtz enerji hal denklemi, Benedict-Webb-Rubin hal denklemi ve Extended Corresponding State (ECS). Karışımlar için, karışım elemanlarının Helmholtz enerjisinin karışım kuralları model alınarak çıkış fonksiyonları göz önüne alınmıştır [41].

Program içerisinde mevcut olan saf akışkanların, karışımların ve kullanıcı tarafından belirlenen akışkan karışımlarının özellikleri belirlenebilir. Program içerisindeki akışkanlardan istenen kütleli veya molar oranlarda en fazla 5 akışkan içerecek şekilde karışımlar oluşturulabilmektedir.



Şekil 5.1. Propan için REFPROP tarafından belirlenen akışkan özellikleri.

REFPROP programı yardımıyla saf akışkanlar ya da karışımların molar ağırlıkları, kaynama noktaları, üçlü nokta sıcaklıkları, kritik özellikleri (basınç, sıcaklık, yoğunluk vb), uygulama aralığı verileri elde edilebilir. Bunun yanında T-s, T-h, T-d, p-h, p-d, p-v, p-T, Z-p, h-s,  $C_v$ -T,  $C_p$ -T, w-T, ekserji-h, viskozite-T, k-T diyagramları oluşturulabilir. Şekil 5.1 ve şekil 5.2 Propan için REFPROP tarafından belirlenen akışkan özelliklerini ve T-s diyagramını göstermektedir.



Şekil 5.2. Propan için Basınç ve Entalpi değerleri ile T-s diyagramı.

Programda hal denklemlerinden termodinamik özellikleri hesaplayan alt programlar mevcuttur. Bu alt programlar kullanılarak istenilen bir soğutma sistemini modelleyerek teorik sonuçlar elde etmek mümkündür. Bu tez çalışmasında deney düzeneği pratik olarak hazırlandığından REFPROP programından yalnızca termodinamik ve termodinamik özellikler elde etmek yoluyla yardım alınmıştır. Deney düzeneğinde basınç okuma bölgeleri yalnızca buharlaştırıcı çıkışı ve kompresör çıkışıdır. Bu nedenle bazı basınç değerlerini okumak için yine REFPROP programı kullanılmıştır.

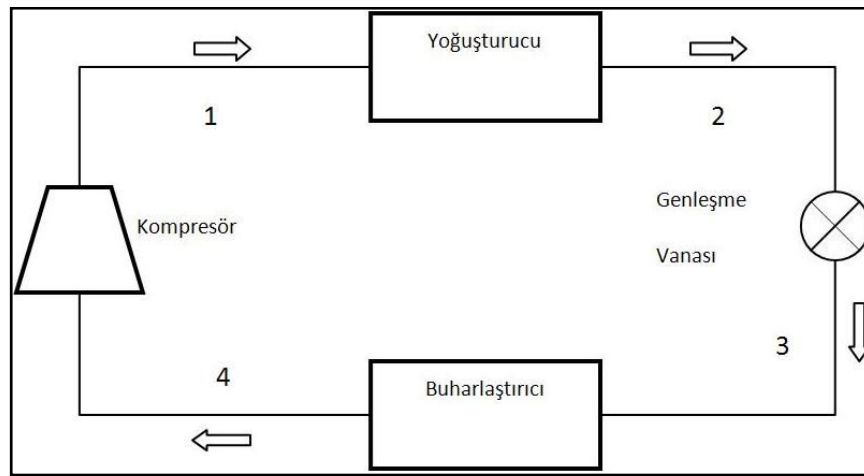


## 5.2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Soğutucu akışkanların performanslarının hesaplanmasında deneysel ve teorik yöntemler kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar ile performans hesaplaması su soğutmalı bir ısı pompasında gerçek değerler göz önüne alınarak yürütülmüştür. Teorik çalışmalar ise bu ısı pompasının bilgisayar ortamında benzetimi yapılarak sayısal çözümleme yolu ile istenen değerlerin çıkartılması yoluyla performans hesaplamasından ibarettir. Teorik ve deneysel çalışmaların her ikisinde de akışkanlara ait termodinamik özellikler elde edilemediğinden, performans hesaplamaları yapılırken REFPROP programının alt yazılımlarından, grafik ve tablolarından faydalanılmıştır.

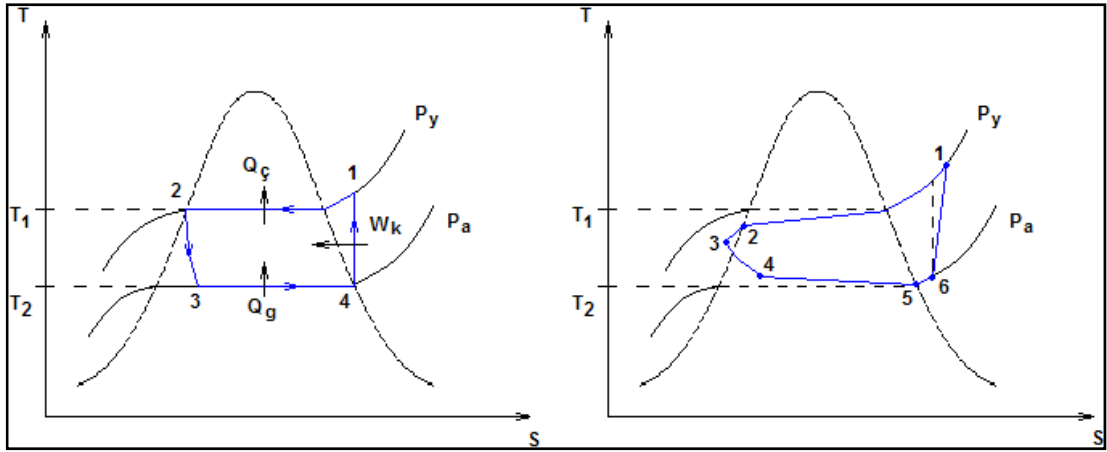
### 5.2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Buhar Sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri en temel halde 4 bileşen ihtiva ederler: Kompresör, yoğuşturucu, genleşme vanası ve buharlaştırıcı. Bu çevrimde buharlaştırıcıda ortamdan ısı alarak kızgın buhar haline gelen soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınca çıkarılır. Kondenserde dış ortama ısı vererek akışkan yoğuşur, genleşme vanasında basıncı düşürülür ve sıvı fazda iken tekrar buharlaştırıcıda dış ortamdan ısı alır. Çevrim bu şekilde devam eder. Buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevriminin şematik yapısı şekil 5.3.'te gösterilmektedir.



Şekil 5.3. Basit bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri ideal olarak ele alındığında, yoğuşturucudaki basınç kayıpları olmadığı, kompresörün izentropik ve genişleme vanasının izentalpik olduğu ve sistem boyunca herhangi bir basınç kaybı olmadığı kabulleri yapılmalıdır. Bu ideal çevrimdir ve gerçek çevrimlere referans olarak kullanılır. Termodinamik analiz sonucu en yüksek performans değeri ideal çevrimden elde edilir. Bu nedenle gerçek çevrimlerde ideal çevrimin performans değerlerine yaklaşma çabası içinde olunmalıdır. Şekil 5.4.'te ideal ve gerçek çevrimler için T-s diyagramları gösterilmektedir. İki diyagram arasındaki farkların temel sebebi gerçek çevrim ekipmanlarındaki tersinmezliklerdir.



Şekil 5.4. Buhar Sıkıştırırmalı soğutma sistemi ideal ve gerçek T-s diyagramları.

İdeal çevrimin 4-1 aralığında kompresör işi  $W_k$  sisteme girmekte, 1-2 aralığında yoğuşturucudan çevreye  $Q_c$  ısı transfer edilmekte ve 3-4 aralığında buharlaştırıcıya soğutulan ortamdaki  $Q_g$  ısı girişi olmaktadır. Gerçek soğutma çevriminde sıkıştırma süresince oluşan tersinmezlikler nedeniyle entropi artışı meydana gelmektedir. Ayrıca yoğuşma ve buharlaşma evresinde basınç düşümü olmakta ve soğutucu akışkan yoğuşturucu çıkışında aşırı soğutulmuş sıvı fazına, buharlaştırma evresinin sonunda da kızgın buhar fazına geçmektedir. Oluşan bu tersinmezlikler ve istenmeyen fiziksel değişimlerin sebebi çevresel faktörlerin sabit olmaması ve basınç düşümüne sebebiyet veren sistem içi sürtünmelerdir. Bu sürtünmelerin engellenmesi için çalışmanın başında soğutma sistemlerinde yağlayıcılar ile ilgili verilen bilgiler soğutma sistemlerine tatbik edilmektedir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin performanslarını etkileyen faktörlerin bir kısmı maddeler halinde belirtilmiştir;

- Yoğuşturucu olarak su soğutmalı ısı değiştiricisi kullanımı ile alt soğutma uygulaması yapılarak daha yüksek performans değerleri elde edilebilir.
- Kompresör girişinde buharın aşırı kızdırılması sistem basıncına bağlı olarak sistem performansını arttırabilir ya da azaltabilir.
- Emme hattında basınç düşümü her durumda sistem performansını olumsuz yönde etkilemekte olduğundan, emme hattındaki sürtünme ve sızıntılar mümkün olduğunca azaltılmalıdır.
- Kompresör çıkış basıncı olabildiğince düşük tutulmalıdır.
- Hacimsel soğutma etkisi; emme hattındaki buharın gerçek kütesinin teorik kütleyle oranıdır ve soğutma etkisini azaltan bir etki gösterir [20,53].

### 5.2.2. Deney Düzenegi

Deneyler su soğutmalı bir ısı pompasında gerçekleştirilmiştir. Bu cihaz buhar sıkıştırmalı çevrimin pratik bir örneği olup sistemde kompresöre verilen elektrik işi ile sistem tahrik olmakta ve çevrim gerçekleşmektedir.

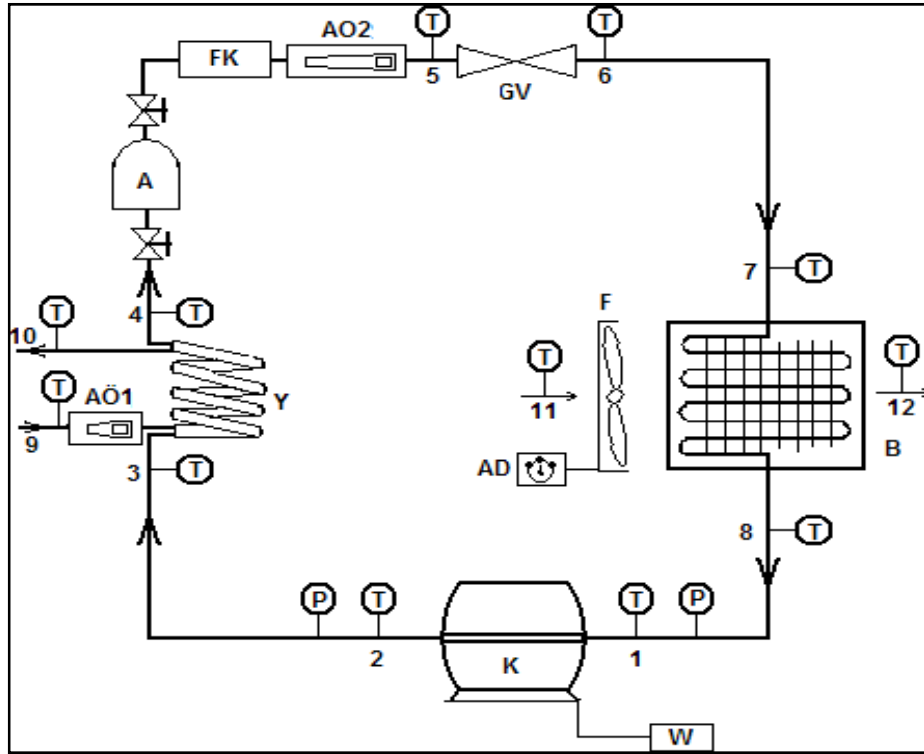
Soğutma sistemi R134a soğutucu akışkanı ile uyumlu çalışmaktadır. Kompresör hermetik olarak, 8.85 cm<sup>3</sup>/dev süpürme hacminde, 2800 dev/dak ve 50Hz ile 3400 dev/dak 60Hz dairesel hızlarında çalışmaktadır. Kompresör ayrıca aşırı ısı yüküne karşı korumalı olarak tasarlanmıştır. Tek yönlü, paralel akışlı borulara sahip yoğuşturucu, sürekli borulu, dıştan kanatlı bakır/alüminyum ve çelik malzemenen imal edilmiş buharlaştırıcı mevcuttur. Genleşme vanası termostatik kontrollü olup el kumandası ile aşırı ısıtma ayarı yapımına müsaittir.

Deney düzenegiinde bu dört ana ekipmana ek olarak alıcı, filtre kurutucu, soğutucu akışkan ve su akış ölçüm cihazları, kompresör elektrik tüketimini ölçmek için kronometre ile elektrik tüketiminin hesaplanmasını sağlayan wattmetre mevcuttur. Fan hızını ayarlamak için elektrik tesisatına fanı 4 farklı hızda çalıştırabilen adımlı dimmer monte edilmiştir. Sıcaklık verilerini elde etmek için 12 adet K tipi ısı çift ve sistemde alçak ve yüksek basınç değerlerini kompresör giriş ve çıkışından okumak için 2 adet basınç iletici temin edilerek sisteme montajı yapılmıştır. Deneyde elde

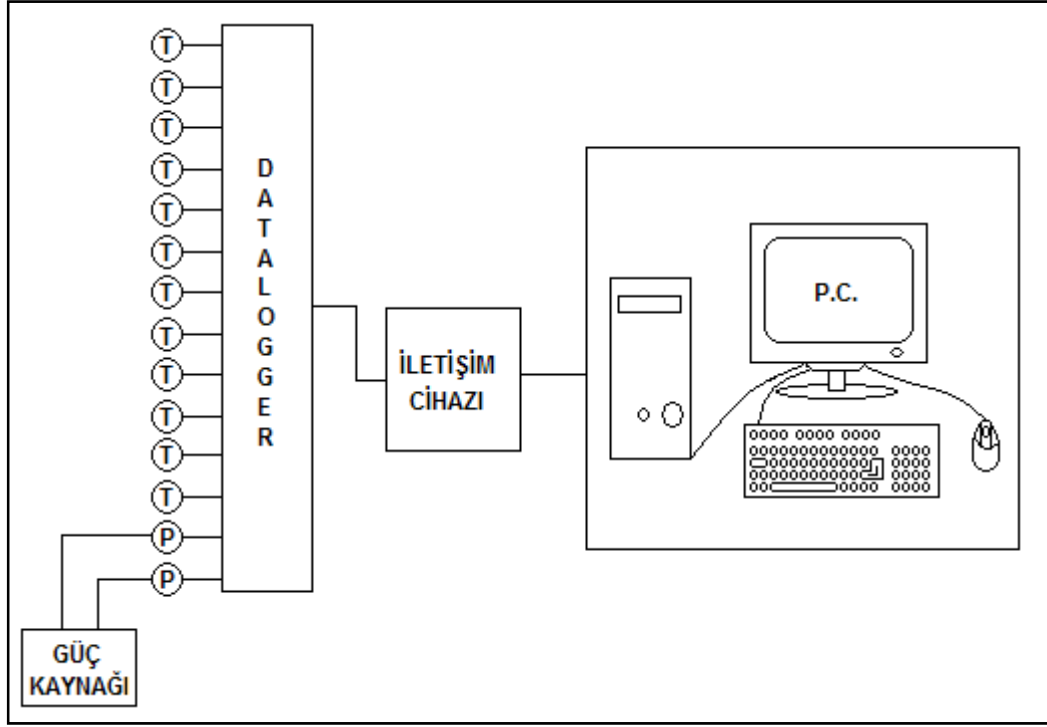
edilen sıcaklık ve basınç verileri iletişim cihazı ve datalogger yardımıyla bilgisayara aktarılmaktadır. Deney düzeneği şekil 5.5.'te ve deney setinin elektrik elektronik donanımı şekil 5.6'da şematik olarak gösterilmiştir. Ekipmanlar şekilde harfler ile gösterilmiştir. Deney şemasında belirtilen harflerin açıklamaları çizelge 5.1.'de tanımlanmaktadır. T ve P ile belirtilen ısı çift ve basınç ileticiler datalogger ve bilgisayara bağlıdır.

Çizelge 5.1. Deney düzeneği ekipmanları.

K	Kompresör	Y	Yoğuşturucu
GV	Genleşme Vanası	B	Buharlaştırıcı
AÖ1	Su Debi Ölçer	A	Alıcı
FK	Filtre Kurutucu	AÖ2	Soğutucu Akışkan Debi Ölçer
F	Buharlaştırıcı Fanı	AD	Adımlı Dimmer
W	Wattmetre	P	Basınç İletici
T	Isıl Çift		



Şekil 5.5. Şematik deney düzeneği.



Şekil 5.6. Deney verilerinin elektronik ortama aktarılması.

Deney düzeneğinde bulunan sayılar akışkanların hareketlerinin durumlarını belirlemek için yazılmıştır. 1 ve 2, kompresör giriş ve çıkışını, 3 ve 4 yoğurturucu giriş ve çıkışını, 5 ve 6 genleşme vanası giriş ve çıkışını, 7 ve 8 buharlaştırıcı giriş ve çıkışını, 9 ve 10 soğutma suyu giriş ve çıkışını, 11 ve 12 buharlaştırıcı fanı giriş ve çıkışını temsil etmektedir. Performans analizi yapılırken bu sayılar alt indis olarak kullanılmakta ve çözümü kolaylaştırmaktadır.

Deney düzeneğinde belirlenen her bir soğutucu akışkan için 4 farklı soğutma suyu debisinde ve her soğutma debi değeri için 4 farklı buharlaştırıcı fan hızı değerinde sonuçlar incelenmiştir. Bu durumda her soğutucu akışkan karışımı için 16 farklı değer elde edilecek, bu da hem çevresel etkilerle akışkanın kendi içindeki performans değişimini sağlamakta hem de diğer akışkanlarla karşılaştırmada kullanılacaktır. Çalışılan her akışkan için en iyi su debisi ve buharlaştırıcı fan hızı değerleri belirlenerek diğer akışkanlar ile karşılaştırma yapılmıştır.

Deney düzeneği R134a ile tam uyumlu çalışmaktadır. Bilindiği üzere soğutma sistemlerinde R134a kullanımı da fazlasıyla yaygındır. Bu nedenle deneysel sonuçlar alınırken R134a referans akışkan olarak belirlenmiş, saf akışkanın performans analizi yapılmış, daha sonra sisteme uyumlu olan HC ve HC/R134a karışmalarının performans analizi yapılmış ve R134a'ya göre durumları belirlenmiştir. Sistem 750 gram R134a ile çalışmaya uyumludur. R134a'nın sıvı fazdaki yoğunluğu göz önüne alındığında daha düşük yoğunluklu HC ve HC karışmalarının sisteme kütlesel şarjları daha düşük değerlerdedir. HC, HC karışmaları ve HC/HFC karışmalarının sisteme şarjı yapılırken hassas terazi kullanılmıştır.

Deneysel analizlerde kütlesel oranlar göz önüne alınmıştır. Oda sıcaklığında (25°C) sıvı fazının yoğunluğu 1206,7 kg/m<sup>3</sup>, LPG için bu değer 534,4 kg/m<sup>3</sup>, R290 için 492,4 kg/m<sup>3</sup> ve HC karışımı için 537,2 kg/m<sup>3</sup>'tir. Bu veriler bize kütlesel şarj miktarı hakkında bilgi vermektedir. Bu durumda, örnek olarak sisteme 330 gr'lık LPG ya da HC karışımı şarjı yeterli olmaktadır. R290 şarjı yoğunluk değerinden dolayı daha da düşük ve 300 gr civarındadır. Bu değerler deney sisteminde kullanılacak tüm akışkanlar için ayrı ayrı hesaplanmış ve kütlesel şarj işlemi bu verilere dayanılarak yapılmıştır. Örneğin 300 gr R290 şarjının tehlikeli seviyede olup olmadığı deney sisteminin bulunduğu odanın hacmi hesaplanarak elde edilmiştir. Eşitlik 3.1., sisteme şarj edilen yanıcı soğutucu akışkanların st sınırlarını hesaplamada yardımcı olmuştur. 90 m<sup>3</sup> oda hacmi ve R290'in kütlesel LFL oranı izelge 3.5.'den elde edilerek hesaplanıp st şarj sınırı 0.68 kg olarak hesaplanmıştır. Bu durumda deney tesisatının bulunduğu ortamda bu akışkanların hepsi rahatlıkla kullanılabilir. Fakat yine de ek nlem olarak odada havalandırma işlemi yapılmıştır.

### **5.3. ANALİZ EDİLEN AKIŞKANLARIN TANITIMI**

Deneysel çalışmalarda deney sistemi R134a ile uyumlu bir sistem olduğu için, bu soğutucu akışkan esas alınmıştır. R12'ye alternatif olarak kullanılan ODP değerı 0 fakat yüksek GWP ve TEWI değerlerine sahip bu soğutucu akışkanın 2030 yılı itibariyle piyasadan kaldırılması gerekmektedir. Özellikle R400 serisi R134a'ya

alternatif olarak sunulmakta ama yine de birçoğu GWP değerleri nedeniyle geçici çözüm sunabilmektedir.

Bu çalışmada alternatif soğutucu akışkanlar olarak Aygaz A.ř.’den tedarik edilen iki çeşit HC karışımları üzerinde yoğunlaşılmıştır. Bu akışkanların içerik analizi Aygaz laboratuvarlarında yapılmıştır. Çizelge 3.2. LPG ve MIX içeriğini göstermektedir. Bu akışkanların termodinamik zellikleri REFPROP programı yardımıyla elde edilmiştir.

Çizelge 5.2. LPG ve MIX içerikleri.

	LPG(% mol/mol)	MIX(% mol/mol)
Metan	0	0
Etan	0.581	1.035
Propan	51.439	40.963
Propilen	0	1.655
i-Bütan	7.909	17.709
n-Bütan	39.710	36.307
t2-Büten	0	0
1- Büten	0	0.523
i- Büten	0.129	0.489
c2-Büten	0	0.694
i-Pentane	0.233	0.255
n-Pentane	0	0.025
1,2-Bütadien	0	0
1,3-Bütadien	0	0.025

REFPROP programı ile en fazla 5’li karışıma kadar termodinamik özellik alınabildiğinden bu soğutucu akışkanlar içerisinde en yüksek oranlarda bulunan ilk 5 akışkan göz önüne alınmıştır. Bu durumda bu HC karışımları içerisindeki bazı akışkanlar ihmal edilmiştir. Buna rağmen diğer akışkanların çok dışük yzdeleri analiz edilen akışkanın saflık derecesini dışürmektedir. Saflık değeri LPG için

%99,9 ve MIX için %97,7'dir. Ayrıca aynı şirketten temin edilen R290 da %99 saflıktadır. Saflık değerlerinin %100 olmamasının nedeni bu akışkanların yanma sistemlerinde kullanılması ve yanmada verim sağlayıcı katkı maddeleri içermesidir. Katkı maddeleri soğutma sistemini ya da sistem performansına herhangi bir etki gösteremeyecek kadar düşük düzeyde olduklarından ihmal edilmişlerdir. Bu akışkanların termodinamik özelliklerinde özellikle sıvı ve buhar faz basınçları göz önüne alınmıştır ve uygun olduğu tespit edilmiştir.

Alternatif soğutucu akışkanlardan LPG içeriği kütleli olarak R290/R600/R600a /R170/Isopentane (%44,7/45,6/9/0,35/0,35) ve MIX içeriği yine kütleli olarak R290/R600/R600a/R1270/R170 (%36/42/20/1,4/0,6)'dir. Bu oranlar REFPROP programına yazıldıktan sonra, program otomatik olarak iterasyon yaparak her akışkana oranına göre eklendirme yapıp karışım oranlarının toplamını yüze tamamlamıştır.

Deneyisel çalışmalarda R134a'ya alternatif olarak sunulan akışkanların R290 ve R134a ile karıştırılarak yapılan analizleri literatüre olabildiğince uygun şekilde kütleli oranlar seçilerek yapılmaya çalışılmıştır. Örneğin LPG ya da MIX'e R290 ilavesi ile literatüre uygunluk sağlanmaya çalışılmış ya da HFC/HC karışımlarında literatürdeki R134a/HC oranları dikkate alınmıştır. Analizi yapılan akışkanlar aşağıdaki gibidir;

HFC

R134a

Saf HC

R290

HC karışımları;

R290/R600/R600a (%45/46/9)

Her akışkan karışımının oluşturulması 5 gr hassasiyetli 30 kg'ye kadar tartım yapabilen hassas terazi ile ölçülmüştür. Bu nedenle karışım oranları kullanılırken kütleli oranlar tercih edilmiştir.



## 5.4. PERFORMANS HESAPLAMALARI

Bu tez çalışmasında daha önce de belirtildiği üzere su soğutmalı bir ısı pompası ile çalışılmıştır. Bu sistemin kütle, enerji ve ekserji denklemleri oluşturularak ısı giriş ve çıkışı, ekserji kaybı, enerji ve ekserji verimleri, gelişme potansiyeli ve bağlı tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır. Bu eşitlikler şematik deney düzeneğindeki indisler göz önüne alınarak hazırlanmış ve deneysel sonuçlar ile alınan veriler bu denklemlere uygulanmıştır.

### 5.4.1. Genel Analiz

Sistemin kütle dengesi:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (5.1)$$

Enerji ve ekserji dengesi:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta \quad (5.2a)$$

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta = \dot{E}x_{kay} \quad (5.2b)$$

Su ve soğutucu akışkan için özgül ekserji:

$$ex_{su} = (h_{su} - h_0) - T_0(s_{su} - s_0) \quad (5.3a)$$

$$ex_r = (h_r - h_0) - T_0(s_r - s_0) \quad (5.3b)$$

Yukarıda tanımlanan 3 denklemdeki alt indislerden 'g' girişi, 'ç' çıkışı, 'kay' kaybı, 'su' suyu, 'r' soğutucu akışkanı ve '0' ölü hali simgelemektedir. '0' durumu için elde edilen veriler ekserji oranının hesabında tüm sistem ve her ekipman için

kullanılmaktadır. Özgül nem oranı ihmal edilerek  $P_0$  ve  $T_0$  değerleri için ideal gaz varsayımıyla elde edilen termodinamik özellikler kullanılmıştır. Ekserji oranı:

$$\dot{E}x = \dot{m}(ex) \quad (5.4)$$

Isı değiştiricilerindeki ekserji kaybı:

$$\dot{E}x_{kay,ID} = \dot{E}x_g - \dot{E}x_ç \quad (5.5)$$

Soğutma ve tüm sistem için I. Kanuna dayalı enerji verimleri  $COP_s$  ve  $COP_{sis}$  ile hesaplanabilir:

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.6)$$

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{fan}} \quad (5.7)$$

Elektrik girdisi göz önüne alındığında:

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp,el} + \dot{W}_{fan,el}} \quad (5.8)$$

$$\dot{W}_{komp,el} = \frac{\dot{W}_{komp}}{\eta_{komp,el} \cdot \eta_{komp,mek}} \quad (5.9a)$$

$$\dot{W}_{fan,el} = \frac{\dot{W}_{fan}}{\eta_{fan,el} \cdot \eta_{fan,mek}} \quad (5.9b)$$

Bu denklemlerdeki alt indislerden ‘ID’ ısı değiştiricisini, ‘buh’ buharlaştırıcıyı, ‘komp’ kompresörü, ‘s’ soğutmayı, ‘sis’ sistemi ‘el’ elektriği ve ‘mek’ mekaniği ifade etmektedir. Kompresörün elektrik ve mekanik verimi kullandığı enerji baz alınarak, fanın elektrik ve mekanik verimi ise üretici firma kataloglarından elde edilmiştir.

Ekserji verimi:

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{\zeta}}{\dot{E}x_g} \quad (5.10)$$

Isı değiştiricilerinde ekserji verimi:

$$\psi_{ID,yoğ} = \frac{\dot{m}_{su}(ex_{su,\zeta} - ex_{su,g})}{\dot{m}_r(ex_{r,g} - ex_{r,\zeta})} \quad (5.11)$$

$$\psi_{ID,buh} = \frac{\dot{m}_{hava}(ex_{hava,g} - ex_{hava,\zeta})}{\dot{m}_r(ex_{r,\zeta} - ex_{r,g})}$$

İyileşme Potansiyeli [55]:

$$\dot{I}P = (1 - \psi)(\dot{E}x_g - \dot{E}x_g) \quad (5.12)$$

Bağıl Tersinmezlik [56]:

$$BT = \frac{\dot{E}x_{yik,i}}{\dot{E}x_{yik,top}} \quad (5.13)$$

Bu denklemlerde, ‘yoğ’ yoğuşturucuyu, ‘top’ toplamı ifade etmektedir. ‘i’ alt indisi yerine de hangi cihaz için bağıl tersinmezlik oran hesaplanmak isteniyorsa o alt indis yazılır.

#### 5.4.2. Sistemin Ekserji Analizi

Ekserji analizi öncesinde denklemleri sadeleştirmek amacıyla bazı varsayımlar ile analiz yapılır. Yapılan kabuller ve varsayımlar liste halinde belirlenmiştir.

- Tüm durumlar için kararlı hal ve kararlı akış göz önüne alınmıştır.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir.
- Herhangi bir kimyasal reaksiyon yoktur.
- Sisteme ısı transferi ve sistemden iş transferi pozitif yöndedir.
- Hava sabit özgül ısıda ve ideal davranıştaadır.
- Bağlantı elemanları ve tesisattaki basınç düşümü ile ısı transferleri ihmal edilmiştir.
- Kompresörün mekanik verimi % 69 ve elektrik verimi % 69 olarak alınmıştır.
- Fanın elektrik ve mekanik verimi sırasıyla % 80 ve % 40’dır. Bu değerler literatürde kullanılan özdeş bir ısı pompasına ait verilerdir [45].

Sistem üzerindeki bileşenler için kütle, enerji ve ekserji eşitlikleri şekil 5.5.’teki şematik deney düzeneğine göre aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

#### Kompresör

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (5.14)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (5.15)$$

$$\dot{E}x_{kay,komp} = \dot{m}_r (ex_2 - ex_1) + \dot{W}_{komp} \quad (5.16)$$

### Yoğuşturucu

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \text{ ve } \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{su} \quad (5.17)$$

$$\dot{Q}_{yog} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (5.18a)$$

$$\dot{Q}_{yog} = \dot{m}_{su} C_{p,su} (h_{10} - h_9) \quad (5.18b)$$

$$\dot{Ex}_{kay,yog} = \dot{m}_r (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{su} (ex_9 - ex_{10}) \quad (5.19)$$

### Genleşme Vanası

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r \quad (5.20)$$

$$h_5 = h_6 \quad (5.21)$$

$$\dot{Ex}_{kay,GV} = \dot{m}_r (ex_5 - ex_6) \quad (5.22)$$

Genleşme vanasının giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar arasındaki farktan ziyade izentalpik durum göz önüne alınmıştır.

### Buharlaştırıcı

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r \quad (5.23)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_r (h_8 - h_7) \quad (5.24a)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{hava} C_{p,hava} (T_{11} - T_{12}) \quad (5.24b)$$

$$\dot{Ex}_{kay,buh} = \dot{m}_r (ex_8 - ex_7) + \dot{m}_{hava} (ex_{11} - ex_{12}) + \dot{W}_{fan} \quad (5.25)$$

Soğutucu akışkanın hacimsel debi değeri bilinmediği zaman gerçek performans etkenliği değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir. Yoğunluk ve özgül ısı değeri termodinamik tablolardan elde edilebilir [45].

$$COP_{ger} = \frac{\dot{V}_{hava} \rho_{hava} C_{p,hava} (T_{11} - T_{12})}{\dot{W}_{komp,ger}} \quad (5.26)$$

Isı pompası ve komponentlerinin ekserji verimi değerleri:

#### Isı Pompası Ünitesi

$$\psi_{IP} = \frac{\dot{E}x_{\zeta,buh} - \dot{E}x_{g,buh}}{\dot{W}_{komp,el}} = \frac{\dot{E}x_{sogutma}}{\dot{W}_{komp,el}} \quad (5.27)$$

#### Kompresör

$$\psi_{komp} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.28)$$

#### Yoğuşturucu ve Genleşme Vanası

$$\psi_{yog} = \frac{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} \quad (5.29)$$

$$\psi_{GV} = \frac{\dot{E}x_6}{\dot{E}x_5} \quad (5.30)$$

### Buharlaştırıcı

$$\psi_{buh} = \frac{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}} = \frac{\dot{m}_r(ex_8 - ex_7)}{\dot{m}_{hava}(ex_{11} - ex_{12})} \quad (5.31)$$

### Fan

$$\psi_{fan} = \frac{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}}{\dot{W}_{fan}} = \frac{\dot{m}_{hava}(ex_{11} - ex_{12})}{\dot{W}_{fan}} \quad (5.32)$$

Ekserji analizi sonucu elde edilen veriler oldukça fazla ve karmaşıktır. Ayrıca hesaplama yapılırken termodinamik tablolardan faydalanılmakta ve tablo okuma işlemi de hesaplama süresini uzatabilmektedir. Bu nedenle çizelge 5.3'te verilen tablo oluşturularak sonuçların bir araya toplanması sağlanmıştır. Son olarak oransal verim (OV) ifadesi de 4.34 no'lu eşitliğin deney düzeneğine uygulanmasıyla aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$OV_p = 1 - \frac{E_{dest,top}}{Ex_{top}} \quad (5.33)$$

Çizelge 5.3. Taslak sonuç tablosu.

Cihaz	Ekserji kaybı kW	IP kW	BT %	Ekserji Verimi	OV
Isı Pompası	Hesap	Hesap	-	Hesap	Hesap
Kompresör	Hesap	Hesap	Hesap	Hesap	-
Yoğuşturucu	Hesap	Hesap	Hesap	Hesap	-
GV	Hesap	Hesap	Hesap	Hesap	-
Buharlaştırıcı	Hesap	Hesap	Hesap	Hesap	-

Ekserji analizi yapılırken havanın nem oranı dikkate alınmıştır. Ankara'da sürdürülen deneyler için bağıl nem değerleri dikkate alınarak piskometrik diyagram

yardımıyla özgül nem değerleri elde edilmiştir. Hava ve suyun özgül ısı değerleri, özgül nem değerleri ve referans sıcaklık ve belirlenen durum sıcaklığı ile hava ekserji değerleri elde edilmiştir [46, 57].

$$ex_{hava} = (C_{p_h} + wC_{p_w})T_0[(T/T_0) - 1 - \ln(T/T_0)] + RT_0[(1 + 1,6078w_0) \ln\left[\frac{1 + 1,6078w_0}{1 + 1,6078w}\right] + 1,6078w \ln(w/w_0)] \quad (5.34)$$

Eşitlikte belirtilen  $C_{ph}$  ve  $C_{pw}$  sırasıyla hava ve su özgül ısı değerlerini,  $w$  ve  $w_0$  değerleri de belirlenen sıcaklık ve referans sıcaklığa bağlı özgül nem değerlerini simgelemektedir. Bu eşitlik kullanıldığında havanın nem durumuna bağlı olarak daha gerçek ekserji değerleri alınabilmektedir.



## BÖLÜM 6

### ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Deneysel çalışmalar sonucunda analizi yapılan akışkanlar için soğutmada ve tüm sistem için performans etkinliği değerleri, ekserji değerleri, bağıl tersinmezlik, iyileşme potansiyeli, ekserji kaybı ve ekserji verimi ifadeleri hesaplanarak çizelgeler halinde sunulmuştur. Her akışkan için 3 farklı fan hızı ve 3 farklı su debisi değerinde hesaplama yapıldığından çizelgeler bu duruma göre belirlenmiştir. Akışkanlara ait birinci ve ikinci kanun analizi ayrı ayrı yapılmıştır. Bu durumu belirten fan hızı ve su debisi değerleri Çizelge 6.1’de gösterilmiştir. Kendi içinde 9 farklı şekilde değerlendirilen akışkan için su debisi ve fan hızı değeri çıkarılmış ve diğer akışkanlar ve referans akışkan ile karşılaştırmalar bu değerler için yapılmıştır.

Çizelge 6.1. Fan Hızı- Su Debisi durumu.

Fan Hava debisi (kg/s)	<b>0,1</b>	<b>0,13</b>	<b>0,35</b>
Su Debisi (kg/s)			
<b>0.025</b>	A1	A2	A3
<b>0.030</b>	B1	B2	B3
<b>0.040</b>	C1	C2	C3

Deneysel çalışmanın yapıldığı akışkanlar aşağıdaki gibidir:

- R134a
- R290
- HC Karışımı (R290/R600/R600a %45/46/9)
- R134a/HC Karışımı (%50/50)

Çizelge 6.1'e bakıldığında A1 durumu 0.1 kg/s hava debisi ve 0.025 kg/s soğutma suyu debisini, A2 0.13 kg/s hava debisi ve 0.025 kg/s soğutma suyu debisini, A3 0.35 kg/s hava debisi ve 0.025 kg/s soğutma suyu debisini, B1 0.1 kg/s hava debisi ve 0.03 kg/s soğutma suyu debisini, B2 0.13 kg/s hava debisi ve 0.03 kg/s soğutma suyu debisini, B3 0.35 kg/s hava debisi ve 0.03 kg/s soğutma suyu debisini, C1 0.1 kg/s hava debisi ve 0.04 kg/s soğutma suyu debisini, C2 0.13 kg/s hava debisi ve 0.04 kg/s soğutma suyu debisini ve C3 0.35 kg/s hava debisi ve 0.04 kg/s soğutma suyu debisini temsil etmektedir.

Belirtilen akışkanların deneysel incelemesi yapılırken R290 ve HFC/HC karışımında ısı pompası ünitesi hata verdiği için bu akışkanların verileri kullanılarak analiz yapılamamıştır. R290 sisteme şarj edildikçe basınç artmakta fakat gözlem camında sıvılaşma tespit edilememiştir. Kompresörün aşırı ısınması nedeniyle de sistem kapatılmıştır. HFC/HC karışımında da aynı problem ortaya çıkmıştır. R134a ve HC karışımına enerji ve ekserji analizi uygulaması yapılmış olup enerji analizinde elde edilen veriler her üç akışkan için de karşılaştırılmıştır. Her debi ve debilere bağlı fan hava debisi değişiminde basınç oranları, deşarj sıcaklıkları, kompresör iş tüketimi ve soğutma kapasitesi değişimleri ele alınmıştır. Ekserji analizi sonuçları çizelgeler halinde verilerek ısı pompası bileşenlerinin ekserji verimi, ekserji kaybı, bağlı tersinmezlik, iyileşme potansiyeli verileri karşılaştırmalı olarak grafikler yardımıyla açıklanmıştır.

## **6.1. BİRİNCİ KANUN ANALİZİ**

Soğutma sisteminin I. Kanun analizi yapılırken materyal ve yöntem bölümünde tanımlanan eşitliklerden 5.5'den 5.9'a kadar olan eşitlikler kullanılmıştır. Deneysel çalışma sonucunda alınan veriler REFPROP'ta kullanılarak termodinamik özellikler elde edilmiş ve hesaplamalar yapılmıştır. R134a ve R290/R600/R600a hidrokarbon karışımı için elde edilen analiz sonuçları tablo halinde Çizelge 6.2. ve Çizelge 6.3'te gösterilmiştir. Tablolar Çizelge 6.1'de belirtildiği gibi A1-C3 aralığı için hazırlanmış ve grafikler yardımıyla karşılaştırmalar yapılarak en yüksek performans etkenliğinin, basınç oranlarının, enerji tüketimlerinin ve soğutma kapasitelerinin ortaya çıktığı su ve hava debisi durumları belirlenmiştir.

Çizelge 6.2. R134a I. Kanun analiz sonuçları.

R134a									
	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3
<b>COPs</b>	4,76	4,71	4,70	4,68	4,61	4,67	4,65	4,61	4,90
<b>COPsis</b>	4,31	4,09	3,29	4,25	4,01	3,29	4,22	4,01	3,41
<b>COPsisel</b>	2,01	1,87	1,39	1,98	1,84	1,39	1,97	1,84	1,44
<b>COPger</b>	1,77	1,51	1,39	1,31	1,30	1,38	1,29	1,17	1,29
<b>Qbuh</b>	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
<b>BO</b>	4,61	4,58	4,56	4,60	4,56	4,58	4,53	4,52	4,54
<b>Wcomp</b>	0.094	0.095	0.095	0.096	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09

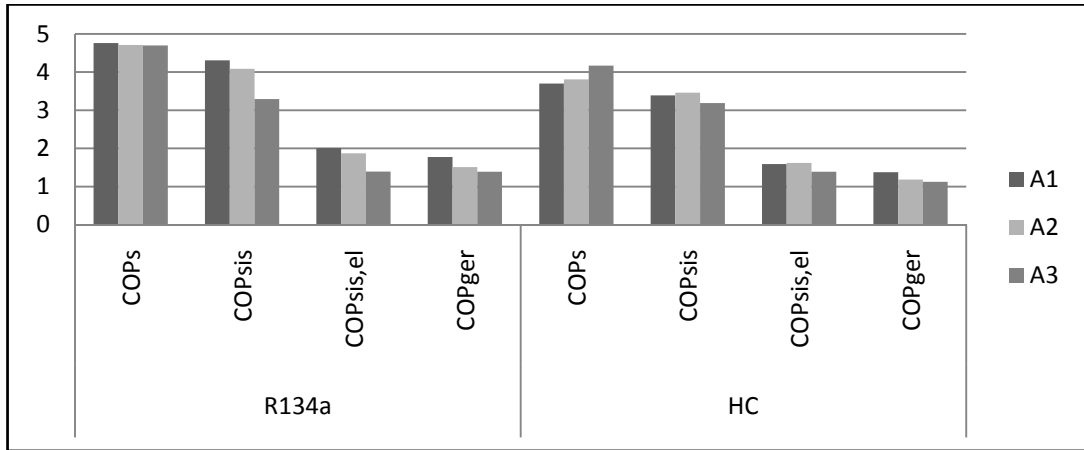
Çizelge 6.3. HC karışımı I. Kanun analizi sonuçları.

R290/R600/R600a									
	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3
<b>COPs</b>	3,70	3,81	4,17	3,96	3,94	4,35	4,12	3,97	4,09
<b>COPsis</b>	3,39	3,46	3,19	3,70	3,57	3,30	3,17	3,08	3,15
<b>COPsisel</b>	1,59	1,62	1,39	1,74	1,66	1,43	1,38	1,34	1,37
<b>COPger</b>	1,38	1,18	1,12	1,09	0,95	1,05	1,10	1,07	1,10
<b>Qbuh</b>	0,53	0.5523	0.5505	0,55	0,55	0,56	0,56	0,56	0,56
<b>BO</b>	4,78	4,74	4,78	4,69	4,69	4,74	4,75	4,71	4,74
<b>wcomp</b>	0,14	0,15	0,13	0,14	0,14	0,13	0,14	0,14	0,14

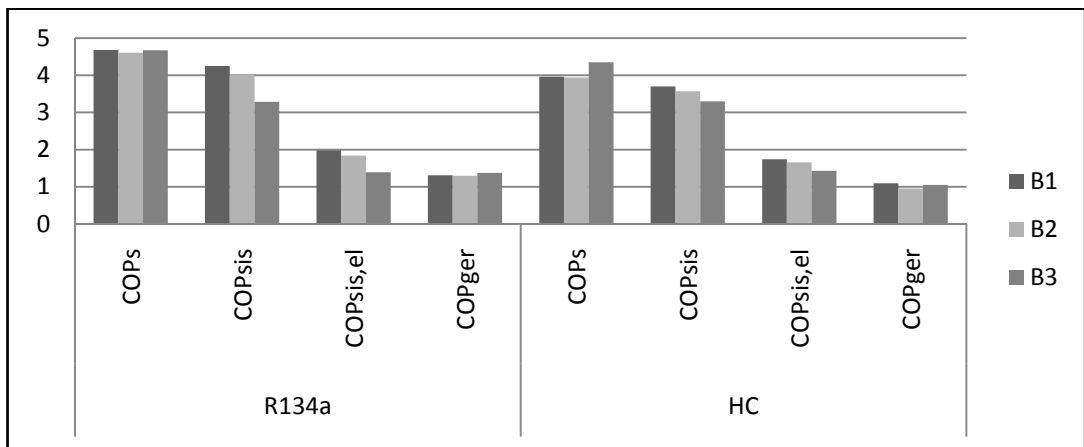
R134a ile yapılan deneylerde en yüksek soğutma performans etkenliği ( $COP_s$ ) değeri 4.90 ile C3 durumunda elde edilirken, A1 durumunda en yüksek sistem performans etkenliği ( $COP_{sis}$ ) ve ( $COP_{sis,el}$ ) değerleri 4.30 ve 2.00 olarak elde edilmiştir. Bunun nedeni artan fan hızı değerlerinde fanın harcadığı enerjinin artmasından dolayı COP değerini düşürmesidir. En yüksek gerçek performans etkenliği değeri de yine A1 durumunda 1.77 olarak elde edilmiştir.

Gerçek performans etkenliği değerinin artan su debisi ve fan hızlarında düşmesinin sebebi havanın buharlaştırıcı kanallarından daha hızlı geçişi nedeniyle ısı alışverişini tam olarak yapamamasıdır. HC karışımı ile yapılan deneylerde ise en yüksek  $COP_s$  değeri 4.35 ile B3 durumunda, en yüksek  $COP_{sis}$  ve  $COP_{sis,el}$  3.7 ve 1.77 olarak B1 durumunda ve en yüksek gerçek performans etkenliği değeri A1 durumunda elde edilmiştir.

R134a ve HC karışımının performans etkenliği değerleri açısından karşılaştırmaları şekil 6.1., 6.2 ve 6.3'te gösterilmiştir. COP değerlerinin HC karışımında düşmesinin en önemli nedeni kompresör işinin artmasıdır. Saf ve karışım HC'ler her ne kadar yüksek soğutma kapasiteleri gösterebilirler de eski sistemlerde kullanıldıklarında termodinamik özelliklerinin farklı olmasından dolayı daha fazla enerji tüketmektedirler. Su debi değerleri ve fan hızı sisteme olan dış etkilerdir ve iki akışkanında davranışı farklı değerlerde etkilenmektedir. Ortak olan tek noktaları A1 durumunda gösterdikleri yüksek gerçek performans etkenliği değerleridir. Diğer performans etkenliği değerleri için farklı su debilerinde ve farklı fan hava hızlarında değişen değerler göstermektedirler.

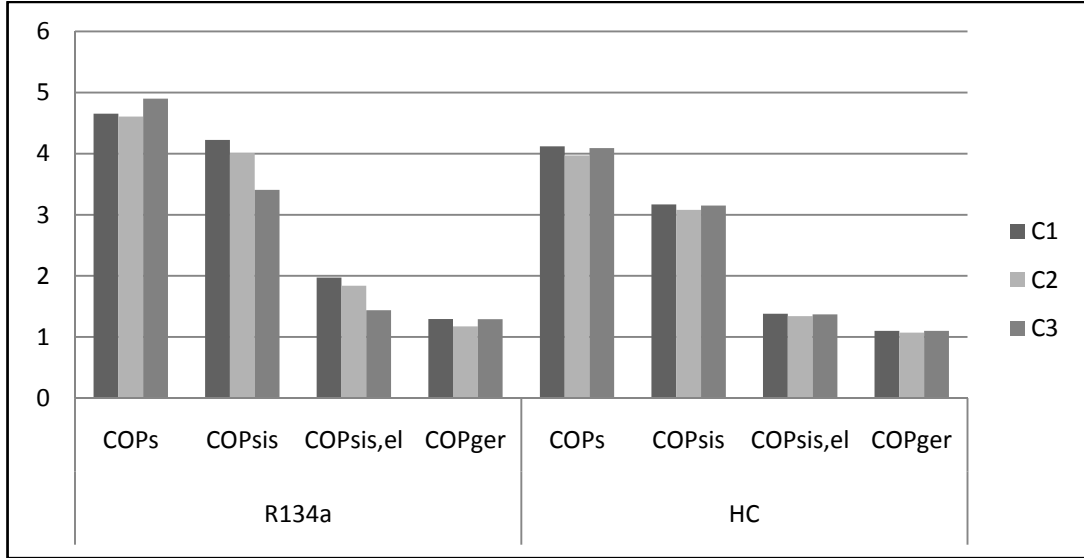


Şekil 6.1. R134a ve HC karışımının A1, A2 ve A3 durumunda performans etkenlik değerleri.



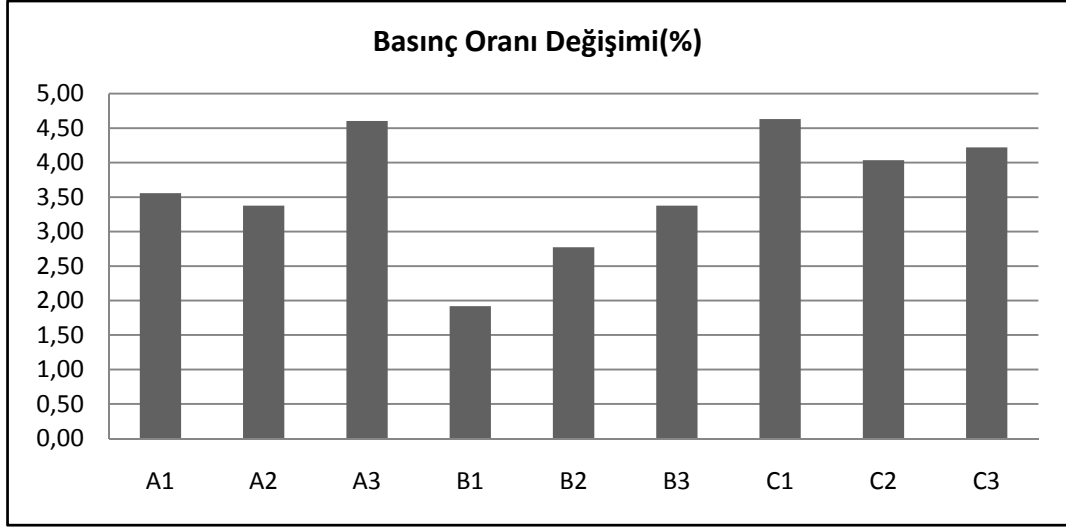
Şekil 6.2. R134a ve HC karışımının B1, B2 ve B3 durumunda performans etkenlik değerleri.

Kompresör deşarj sıcaklığı R134a ile çalışan sistemde 80-86 °C arasında değişmiş, HC karışımında bu değerler 89-95 °C arasına yükselmiştir. Deşarj sıcaklığının yükselmesi kompresörün iş tüketimini arttırmaktadır.



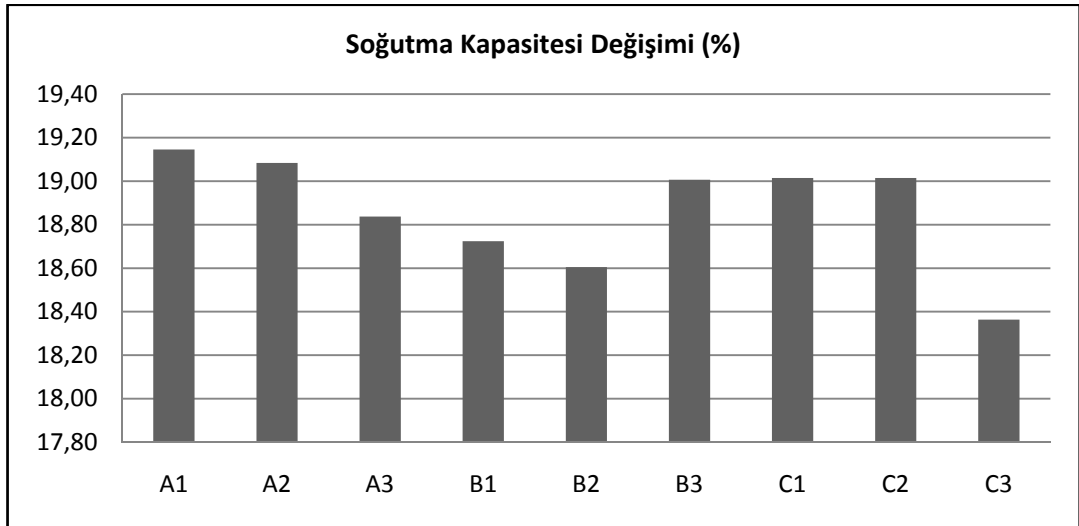
Şekil 6.3. R134a ve HC karışımının C1, C2 ve C3 durumunda performans etkenlik değerleri.

Kompresör süpürme hacmi R134a'nın termodinamik özellikleri göz önüne alınarak imal edilmiştir. Bu nedenle süpürme hacim boyutu her ne kadar soğutma sağlayabilmek için yeterli olsa da R134a'dan %58 civarında daha düşük yoğunluktaki HC karışımının daha verimli soğutma yapabilmesi için kompresör optimizasyonu gereklidir. Bununla birlikte R134a kullanımında genleşme vanası çıkış sıcaklıkları -10 ve -12°C arasında değişirken, HC karışımı için bu değer aralığı -12 ve -14 °C arasına düşmektedir. Emme ve basma hattının basınç değerlerinin oranı basınç oranını vermektedir. Isı pompasında R134a kullanımında basınç oranı değerleri 4.61-4.56 arasında değişirken HC karışımı ile bu oranlar 4.69-4.78 arasında değişmektedir. 9 farklı durum için basınç oranındaki artış Şekil 6.4'te gösterilmiştir. A3 ve C1 durumunda basınç oranının artışı en yüksek, B1 durumunda en düşüktür. Alternatif bir akışkanın değişecek akışkanla yakın basınç oranı değerleri göstermesi önemlidir. Her ne kadar basınç oranı değerleri belli oranda artış göstermişse de bu akışkanın basınç oranı durumu soğutma sistemine uygundur ve uygulanabilir. Ancak saf HC ya da karışımının düşük buharlaşma sıcaklıklarında olması nedeniyle eski sistemlere uyumsuzluk görülebilir.



Şekil 6.4. HC karışımının basınç oranlarının R134a'ya göre değişimi.

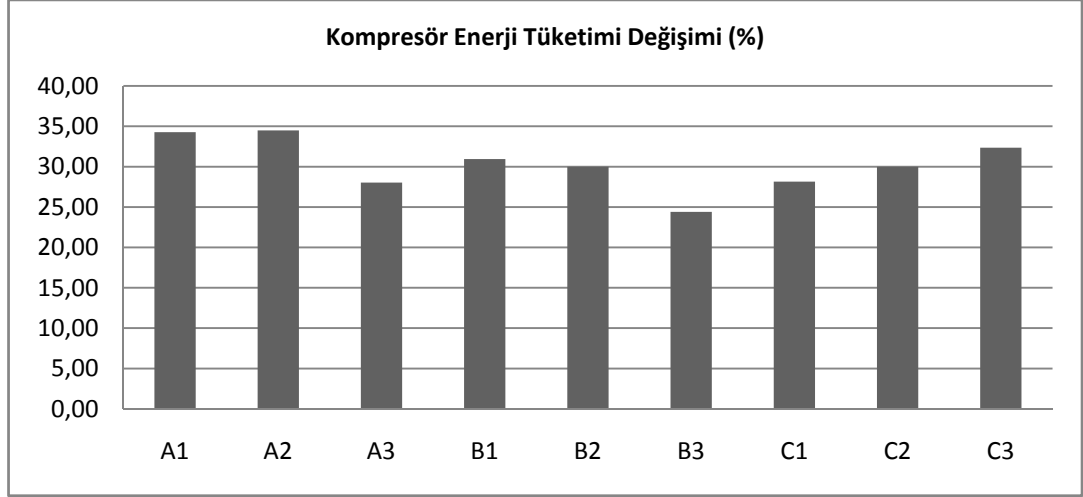
Isı pompasının soğutma kapasitesi HC karışımı kullanıldığında %18-19 artış göstermiş, en az artış B2 durumunda an fazla artış ise A1 durumunda ortaya çıkmıştır. Bununla birlikte enerji tüketimi değerleri de %25-35 arasında artış göstermiştir. En fazla enerji tüketimi artışı A2 durumunda, en az artış ise B3 durumunda olmuştur. Değişimler Şekil 6.5. ve 6.6'da özetlenmiştir.



Şekil 6.5. HC karışımının soğutma kapasitesinin R134a'ya göre değişimi.

Alternatif soğutucu akışkanların mevcut bir akışkana alternatif olabilmesi için soğutma kapasitelerinin yakın olması gerekmektedir. Soğutma kapasitesindeki bu

artış kabul edilebilir bir artıştır. Enerji tüketimindeki artışın sebebi daha önce de belirtildiği gibi kompresörün R134a'nın termodinamik özelliklerine göre imal edilmiş olmalıdır. Kompresör optimizasyonu ile bu değer aralığı düşürülebilir.



Şekil 6.6. HC karışımının enerji tüketiminin R134a'ya göre değişimi.

I. Kanun analizi bu iki akışkan için özetlenecek olursa en yüksek  $COP_s$  değeri R134a için 0.40 kg/s soğutma suyu debisi ve 4.5 m/s fan hava hızında elde edilmiş, hidrokarbon karışımı için en yüksek  $COP_s$  değeri 0.3 kg/s ve 1.75 m/s'ye karşılık gelen B3 durumunda elde edilmiştir. Fan hava hızı arttırıldıkça sistemin performans etkenliği ( $COP_{sis}$ )'te her iki akışkanda düşüş gözlemlenmiştir. R134a'nın kompresör deşarj sıcaklığı 80-86 °C arasında değişirken bu değer hidrokarbon karışımı kullanımında 89-95 °C'ye kadar yükselmiştir.

Genleşme vanası çıkışında R134a -12°C'ye kadar düşerken hidrokarbon karışımı için bu değer -14°C'ye kadar düşmüştür. Hidrokarbon kullanılan ısı pompasında enerji tüketimi R134a'ya göre %25-35 aralığında artış göstermiştir. Bunun nedeni kompresör süpürme hacminin HC karışımı için uygun olmamasıdır. Kompresör optimizasyonu gereklidir. Basınç oranları HC karışımında R134a'ya göre %2-4 aralığında artış göstermiştir. Sisteme şarj edilen HC karışımının kütleli miktarı R134a şarjından %57 oranında azdır.

R134a ile çalışan sistemde dış etkenler olarak en uygun fan hava hızı ve soğutma suyu debisi durumu A3 olarak görülse de sistemin enerji verimliliği göz önüne alındığında A1 durumu, hidrokarbon karışımı için de B1 durumudur. Yüksek enerji verimliliği için fan hava hızları düşük olmalı, soğutma suyu debi değerleri de yoğunlaştırıcıda soğutmayı verimli olarak sağlayacak şekilde düzenlenmelidir. Artan soğutma suyu debisinde bu akışkanların en yüksek performans etkenliği değerlerini gösterememe nedenleri soğutma suyunun kondenserden geçişinin hızlı olmaması nedeniyle tam ısı geçişinin sağlanamamasıdır.

Hidrokarbonlar ile uyumlu soğutma sistemlerinde hidrokarbon karışımları R134a'ya yakın ya da daha yüksek enerji verimliliği değerleri gösterebilirler. HC'lerin çevre dostu olmaları göz önüne alındığında bu akışkanların HFC'lere en uygun alternatifler oldukları görülmektedir. Ülkemizde 2030 yılı itibarıyla HFC kullanımı da sınırlanarak yasaklanacaktır. Bu nedenle üreticilerin soğutma sistemlerini hidrokarbonlar ile çalışmaya uygun olacak şekilde üretmeleri uzun vadede ortaya çıkabilecek verimsizlik ya da soğutma sistemi hatalarını ortadan kaldıracaktır.

## **6.2. İKİNCİ KANUN ANALİZİ**

Ekserji analizinde 5. bölümde tanımlanan eşitliklerden faydalanılarak sonuçlar tablolar haline getirilmiş, grafikler halinde sunularak görsel karşılaştırmaları yapılmıştır. Isı pompası üzerindeki ekipmanların ve ısı pompasının ekserji kaybı, ekserji verimi, bağıl tersinmezlik ve iyileşme potansiyelleri hesaplanmıştır. Ayrıca soğutma sisteminin oransal verimi de her 9 durum ve her iki akışkan için ayrı ayrı hesaplanarak hesaplanmıştır.

### **6.2.1. R134a İçin Analiz**

R134a ile yapılan deneysel çalışmaların analiz sonuçları Çizelge 6.4.'den 6.12'ye kadar olan çizelgelerde gösterilmiştir. Soğutma sistemi bu soğutucu akışkana uygun olarak imal edildiğinden ekserji analizi bu akışkanda HC karışımına nazaran daha iyi sonuçlar vermektedir.



Çizelge 6.4. R134a A1 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyilişme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,022	77,98	23,4	0,0049	
Yoğuşturucu	0,036	36,45	37,7	0,0230	
GV	0,008	92,58	8,8	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,029	35,43	30,1	0,0186	
Isı Pompası	0,096	17,82	100,0	0,0787	61,74

Çizelge 6.5. R134a A2 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyilişme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,026	74,86	24,5	0,0066	
Yoğuşturucu	0,036	39,28	33,8	0,0220	
GV	0,009	92,45	8,0	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,036	26,86	33,7	0,0299	
Isı Pompası	0,107	15,41	100,0	0,0904	61,96

Çizelge 6.6. R134a A3 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyilişme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,023	77,21	23,2	0,0053	
Yoğuşturucu	0,039	39,52	36,8	0,0223	
GV	0,008	92,65	8,3	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,032	27,84	31,7	0,0229	
Isı Pompası	0,107	13,72	100,0	0,0865	68,73

Çizelge 6.7. R134a B1 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyilişme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,025	75,73	25,4	0,0060	
Yoğuşturucu	0,034	44,17	35,0	0,0190	
GV	0,008	92,86	8,3	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,030	33,08	31,3	0,0204	
Isı Pompası	0,097	19,02	100,0	0,0789	59,32

Çizelge 6.8. R134a B2 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,027	74,35	27,0	0,0069	
Yoğuşturucu	0,035	46,48	35,8	0,0189	
GV	0,008	92,65	8,4	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,028	36,96	28,7	0,0179	
Isı Pompası	0,099	17,63	100,0	0,0814	61,28

Çizelge 6.9. R134a B3 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,025	76,06	23,1	0,0059	
Yoğuşturucu	0,038	45,47	35,2	0,0206	
GV	0,009	92,43	8,1	0,0007	
Buharlaştırıcı	0,036	18,62	33,6	0,0294	
Isı Pompası	0,107	13,67	100,0	0,0927	66,90

Çizelge 6.10. R134a C1 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,024	75,94	25,0	0,0058	
Yoğuşturucu	0,034	57,12	35,3	0,0159	
GV	0,008	92,95	8,3	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,030	34,25	31,4	0,0199	
Isı Pompası	0,096	19,50	100,0	0,0778	59,11

Çizelge 6.11. R134a C2 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,024	76,13	23,6	0,0057	
Yoğuşturucu	0,035	54,34	34,0	0,0158	
GV	0,008	92,84	8,0	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,035	23,75	34,4	0,0266	
Isı Pompası	0,101	18,53	100,0	0,0826	58,91

Çizelge 6.12. R134a C3 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,025	75,32	24,6	0,0062	
Yoğuşturucu	0,037	53,58	35,9	0,0143	
GV	0,009	92,44	8,4	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,032	19,78	31,1	0,0224	
Isı Pompası	0,102	14,16	100,0	0,0878	68,08

R134a'nın ekserji analizi sonucunda elde edilen veriler tablolar halinde bu şekilde özetlenmiştir. İleriki bölümlerde HC karışımı ile karşılaştırmalar halinde verilecektir.

### 6.2.2 R290/R600/R600a Karışımı İçin Analiz

R290/R600/R600a ile yapılan deneysel çalışmaların analiz sonuçları çizelge 6.13.'den 6.21'ye kadar olan çizelgelerde gösterilmiştir.

Çizelge 6.13. R290/R600/R600a A1 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,040	68,79	24,1	0,0123	
Yoğuşturucu	0,080	46,40	48,5	0,0427	
GV	0,010	90,32	6,0	0,0009	
Buharlaştırıcı	0,035	53,22	21,4	0,0164	
Isı Pompası	0,164	16,63	100,0	0,1339	43,36

Çizelge 6.14. R290/R600/R600a A2 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV(%)
Kompresör	0,040	68,67	24,7	0,0124	
Yoğuşturucu	0,079	45,63	49,5	0,0432	
GV	0,008	92,28	4,9	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,033	36,15	20,9	0,0214	
Isı Pompası	0,160	16,44	100,0	0,1360	46,70

Çizelge 6.15. R290/R600/R600a A3 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV (%)
Kompresör	0,039	69,07	24,5	0,0121	
Yoğuşturucu	0,081	46,94	50,3	0,0428	
GV	0,010	90,15	6,2	0,0010	
Buharlaştırıcı	0,036	33,94	19,1	0,0202	
Isı Pompası	0,160	13,00	100,0	0,1395	57,08

Çizelge 6.16. R290/R600/R600a B1 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,038	68,71	25,3	0,0124	
Yoğuşturucu	0,076	51,4	47,6	0,0362	
GV	0,009	92,41	4,9	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,034	46,02	22,2	0,0127	
Isı Pompası	0,160	19,44	100,0	0,1257	42,46

Çizelge 6.17. R290/R600/R600a B2 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,039	68,64	24,5	0,0125	
Yoğuşturucu	0,076	52,5	48,3	0,0351	
GV	0,009	92,34	5,1	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,034	41,40	20,8	0,0165	
Isı Pompası	0,160	19,00	100,0	0,1314	46,12

Çizelge 6.18. R290/R600/R600a B3 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,039	69,3	24,4	0,0125	
Yoğuşturucu	0,078	51,5	48,8	0,0351	
GV	0,008	91,9	5	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,038	38,6	21,6	0,0165	
Isı Pompası	0,162	17,8	100,0	0,1382	53,35

Çizelge 6.19. R290/R600/R600a C1 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,040	70,1	24,9	0,0125	
Yoğuşturucu	0,075	59,43	48,8	0,0351	
GV	0,01	92,4	5,6	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,036	44,76	22,7	0,0165	
Isı Pompası	0,161	21,3	100,0	0,1253	50,1

Çizelge 6.20. R290/R600/R600a C2 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,041	69,54	24,9	0,0125	
Yoğuşturucu	0,075	58,6	47,6	0,0351	
GV	0,009	91,5	5,7	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,034	42	21,8	0,0165	
Isı Pompası	0,165	19,6	100,0	0,1286	51,6

Çizelge 6.21. R290/R600/R600a C3 durumu analiz sonuçları.

Ekipman	Ekserji Kaybı (kW)	Ekserji verimi (%)	Bağlı Tersinmezlik (%)	İyileşme Potansiyeli (kW)	OV
Kompresör	0,043	69,1	25,6	0,0125	
Yoğuşturucu	0,076	57,5	44,8	0,0351	
GV	0,009	90,9	5,2	0,0006	
Buharlaştırıcı	0,042	39,8	24,7	0,1342	
Isı Pompası	0,170	18,35	100,0	0,1314	56,6

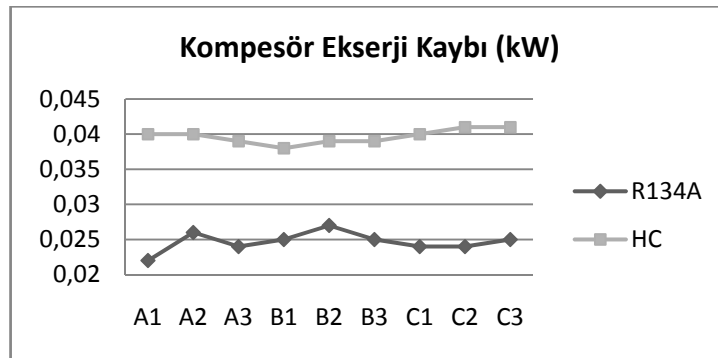
### 6.2.3. Karşılaştırmalar

Ekserji analizi boyunca her iki akışkanın kullanımında da her bileşen için ekserji kaybı, ekserji verimi, bağlı tersinmezlik değerleri hesaplanmıştır. Bunlara ilaveten ısı pompası sisteminin ekserji kaybı, ekserji kaybı, iyileşme potansiyeli ve oransal verim

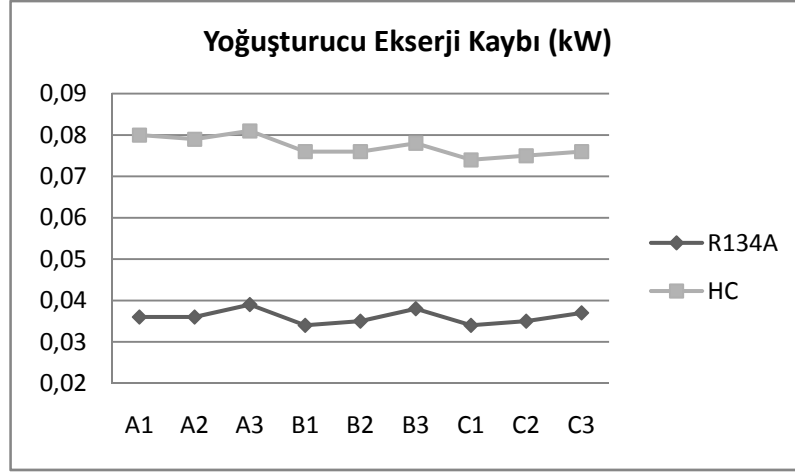
ifadeleri hesaplanarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Çizelgeler 6.4 ve 6.21 arasında verilen tabloları görsel olarak yorumlayabilmek için bu veriler grafikler halinde sunulmuştur. Değerlendirme 3 farklı su debisi ve her su debisine bağlı 3 farklı fan hava hızının durumuna göre yapılmıştır.

Kompresörde ekserji kaybı HC karışımı ile çalışıldığında R134a'ya göre % 29-44 arasında artış göstermektedir. R134a'da en az ekserji kaybı değeri A1 durumunda ve en yüksek ekserji kaybı B2'de gözlemlenirken HC karışımında en düşük ekserji kaybı B1'de ve en az ekserji kaybı C2'de görülmüştür. Ekserji kaybının artışının sebebi alçak ve yüksek basınç farklarının ve kompresör çıkış sıcaklıklarının HC karışımında daha yüksek olmasıdır. Bu artış sistem çıkışında entropi üretimini arttırmakta ve çıkışın noktasal ekserjisini düşürmektedir. R134a ve HC karışımının karşılaştırması şekil 6.7'de gösterilmiştir.

Yoğuşturucu ekserji kaybı değerleri HC karışımında R134a'ya göre %48-56 arasında artış göstermiştir. HC karışımı ile çalışılırken kompresörden yüksek sıcaklık ve basınçta yoğuşturucuya giren soğutucu akışkanın giriş ve çıkışındaki noktasal ekserji değerleri arasındaki fark yükselmektedir. Ayrıca soğutma suyu da R134a'daki duruma göre daha fazla ısınmaktadır. R134a ile çalışılırken yoğuşturucuda en yüksek ekserji kaybı B2'de ve en düşük ekserji kaybı A1'de görülürken HC karışımı için C2 ve B1 olarak sıralanabilir. Şekil 6.8'de 9 farklı durumda HC karışımı ve R134a ekserji kayıp değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Su debisinin artışıyla her iki akışkanın da yoğuşturucu ekserji kaybında biraz düşüş gözlemlenirken fan hava hızının artırılmasıyla bu değerler yükselmektedir.



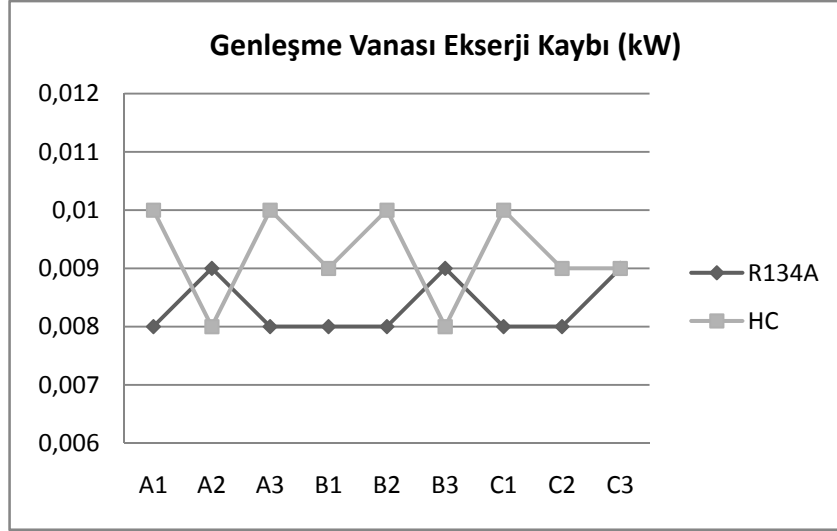
Şekil 6.7. Kompresör ekserji kaybının değişimi.



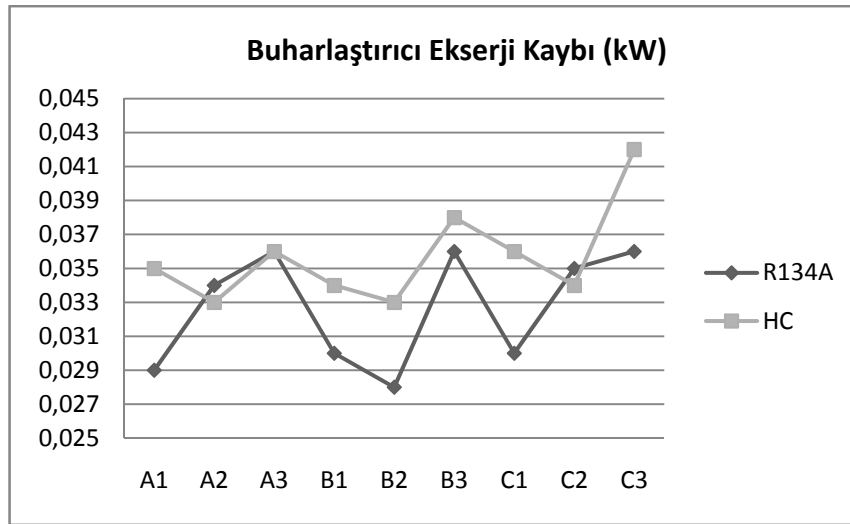
Şekil 6.8. Yoğuşturucu ekserji kaybının değişimi.

Genleşme vanasında ekserji kaybı her iki akışkanda ihmal edilebilir değişimler göstermiştir. Yine de bu değerler göz önüne alınacak olursa HC karışımı ile çalışıldığında genleşme vanasında ekserji kaybı değeri 0.001 kW'a kadar artış göstermektedir. Şekil 6.9'da bu değişimler özetlenmiştir.

Buharlaştırıcıda ekserji kaybı değerlerinde değişimler kompresör ve yoğuşturucuda olduğu gibi orantılı bir şekilde değişim göstermemiştir. Her ne kadar enerji analizinde belirtildiği gibi HC karışımı ile çalışan sistemde soğutma kapasitesinin arttığı gözlemlendi ise de bu durum ekserji kaybı değerleri üzerinde fazla etki yapmamaktadır. Şekil 6.10'da görüldüğü gibi A2 ve C2 durumunda R134a ile çalışan sistemin ekserji kaybı HC karışımına göre çok az da olsa artış gösterebilmektedir. Bunun en temel sebebi her ne kadar soğutma sistemi R134a ile uyumlu olsa da HC karışımı termodinamik özellikleri sayesinde daha iyi soğutma etkisi gösterebilmektedir. Yine de C3 durumunda buharlaştırıcının ekserji kaybı HC karışımında R134a'ya göre %15'lik artış göstermiştir. Buharlaştırıcı ekserji kaybının değişimindeki bu davranışın ana sebebi fan hava hızındaki değişimlerdir. Önceki bölümlerde belirtildiği gibi fan hava hızları 1.2, 1.75 ve 4.5 m/s değerleri olarak belirlenmişti. Yüksek fan hızlarında fanın elektrik tüketimi artmakta ve bu nedenle giren ve çıkan ekserjiler arasındaki farklar artmaktadır. Bu artış her iki akışkanda da ekserji değerlerini tüm sisteme etki edecek şekilde etkilemektedir.



Şekil 6.9. Genleşme vanası ekserji kaybının değişimi.

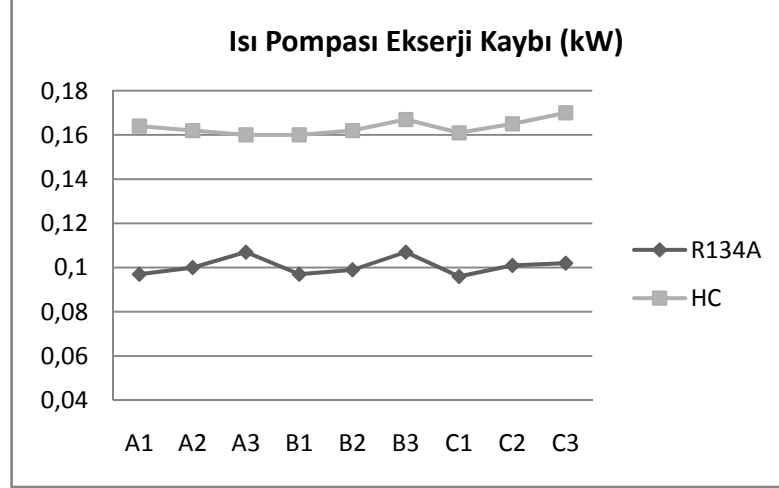


Şekil 6.10. Buharlaştırıcı ekserji kaybının değişimi.

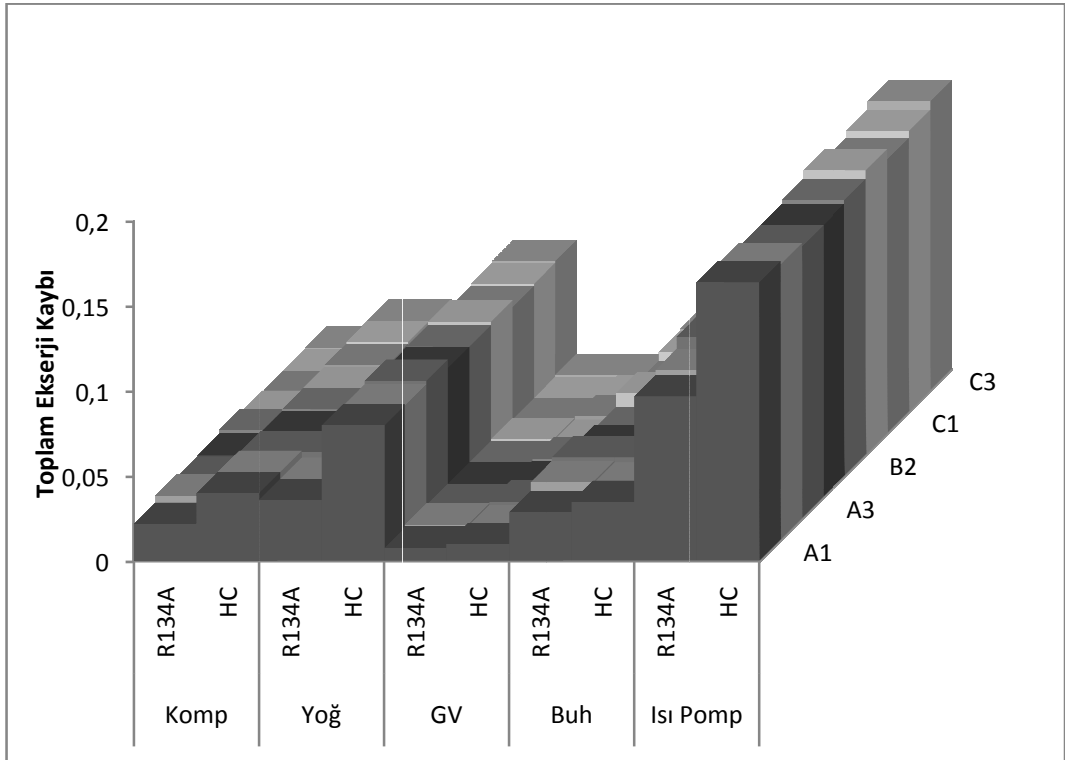
Isı pompası sisteminin ekserji kaybı R134a'ya göre HC karışımında gözle görülür bir artış göstermiştir. Bunun en temel sebebi kompresör ve yoğuşturucudaki ekserji kaybının artışıdır. Bu değişimler şekil 6.11'de gösterilmiştir. Toplam ekserji kaybı her iki akışkanda da çok fazla değişim göstermemiştir. HC karışımında en düşük ekserji kaybının görüldüğü B1 durumuna göre en yüksek ekserji kaybının görüldüğü C3 durumunda artış yalnızca % 4.8'dir. R134a'da ise en düşük ekserji kaybı C1 durumunda ve en yüksek ekserji kaybı A3 durumundadır ve değişim yaklaşık % 5.9'dur. Isı pompasında ekserji kaybı değişimi değerleri fazla değişim göstermese de



değişik debi ve fan hava hızı değerlerinde ekserji kaybının bileşenlere göre dağılımı değişmektedir. Tüm sistemde ekserji kaybının dağılımı Şekil 6.12’de gösterilmiştir. En yüksek ekserji kaybı her iki akışkanda da yoğuşturucuda görülürken en düşük ekserji kaybı genleşme vanasındadır.

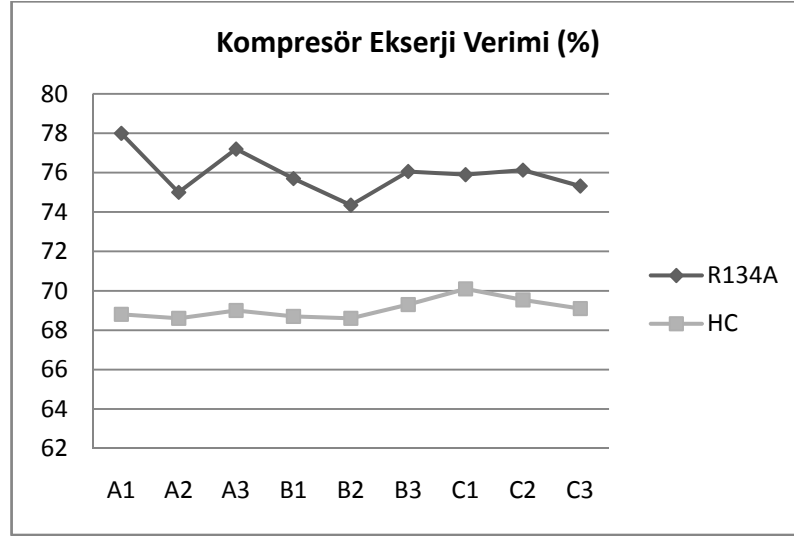


Şekil 6.11. Isı Pompası ekserji kaybının değişimi.



Şekil 6.12. Tüm sistem ve ekipmanlarda ekserji kaybının değişimi.

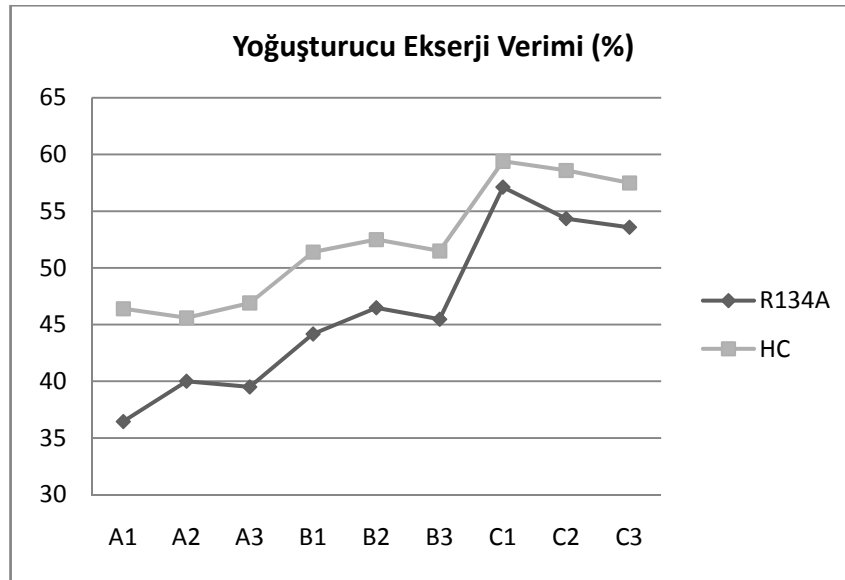
Sistem elemanlarının ve sistemin ekserji verimi ifadesi materyal ve yöntem bölümünde tanımlanan eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Kompresör ekserji verimi R134a’da HC karışımına göre %16’ya kadar artış göstermekte ve en yüksek ekserji verimi ifadesi A1 ve en düşük ekserji verimi B2 durumunda elde edilmiştir. HC karışımında ekserji verimi aralığı % 68-70’tir ve verim ifadesinde su debisi ve fan hava hızı değişiminde fazla değişim gözlemlenmemiştir. Ekserji veriminin kıyaslanması Şekil 6.13’te gösterilmiştir. HC karışımının kullanımında kompresör ekserji veriminin R134a’ya kıyasla daha düşük olmasının temel sebebi kompresör işinin HC karışımı kullanımında artması ve yüksek basıncın soğutmayı sağlayabilmek için artmasıdır. Kompresör düşük yoğunluklu HC karışımını yüksek basınç bölgesine iletmek için daha fazla güç harcamaktadır ve R134a ile uyumlu süpürme hacmi HC karışımı için düşüktür. Süpürme hacmi optimize edilmiş bir kompresör ile kompresör işi düşürülebilir ve ekserji verimi ifadesi ile birlikte tüm sistemin ekserji verimi de artırılabilir.



Şekil 6.13. Kompresör ekserji verimi.

Yoğuşturucuda ekserji verimi ifadeleri literatüre uygun olarak R134a’da ve HC karışımında % 35-60 aralığındadır. R134a ve HC karışımı için en yüksek ekserji verimi C1 durumunda elde edilmiştir. Bunun nedeni C1 durumunun en yüksek su debisi ve en düşük fan hava hızını temsil etmesidir. Düşük fan hava hızında buharlaştırıcıdan transfer edilen ısı daha azdır ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı yani

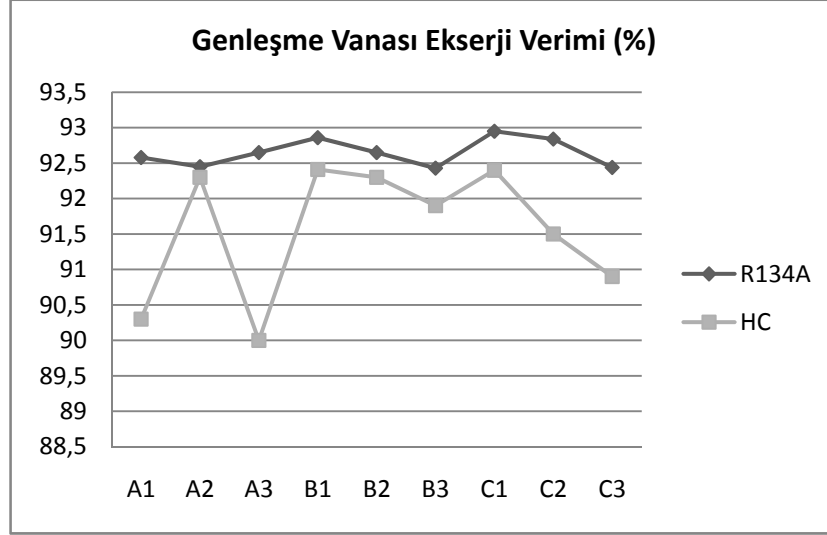
kompresör giriş sıcaklığı daha düşük değerdedir. Kompresör düşük sıcaklıklarda giren soğutucu akışkanlar daha düşük değerlerde kompresörden çıkmakta ve yoğuşturucuya girmektedir. Bu değerlerin karşılaştırması Şekil 6.14'te gösterilmiştir. Her iki akışkanın da yakın değerler göstermesi soğutma suyu ile alakalıdır. Soğutma suyu tesisattan alınmakta ve 21,5°C'de sisteme dahil olmaktadır. Bu değer her iki akışkanın da yeterince soğutulmasına imkan sağlamıştır. Eğer soğutma suyu tesisattan değil de ikincil bir sistemde soğutularak tekrar sisteme girecek olsa HC karışımı kullanımında suyun kondenser çıkış sıcaklığı artacağından giriş sıcaklığı da orantılı olarak artacak ve ekserji verimi düşük olacaktır.



Şekil 6.14. Yoğuşturucu ekserji verimi.

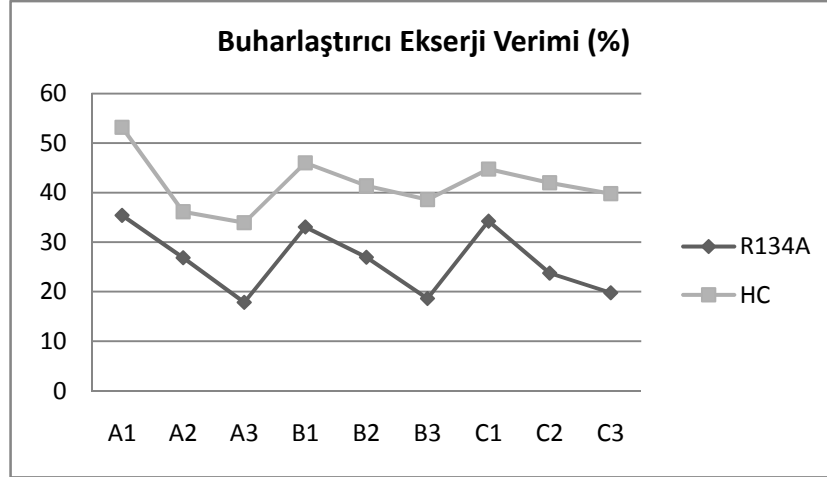
Genleşme vanasının ekserji verimi her iki akışkanda da birbirine çok yakın ve %90'ın üzerindedir. Yine de HC karışımı kullanımında ekserji verimi R134a'ya göre % 1-2 düşüş göstermiştir. Bu değişim Şekil 6.15'te gösterilmiştir. Genleşme vanasında ekserji veriminin düşüşü yüksek basınç farkı ve sıcaklık kayması olarak tanımlanabilir. Kondenser çıkışında gözlem camında HC karışımının tamamen yoğuştuğu gözlemlense de HC karışımı içinde çıkış sıcaklığı ve basıncında halen gaz fazında olan HC'ler genleşme vanasının ekserji verimini düşürmüş olabilir. Bu çalışmada deneyler sıcaklık kayması göz önüne alınmadan yapılmıştır. Yine de her ne kadar sıcaklık kayması sistem verimini etkileyecek olsa da bu etki kompresör ve yoğuşturucu kayıpları kadar yüksek değildir. Genleşme vanasında en düşük ekserji

verimi HC karışımında A3 durumunda % 90 olarak ve en yüksek ekserji verimi R134a'da % 93 olarak tespit edilmiştir.



Şekil 6.15. Genleşme vanası ekserji verimi.

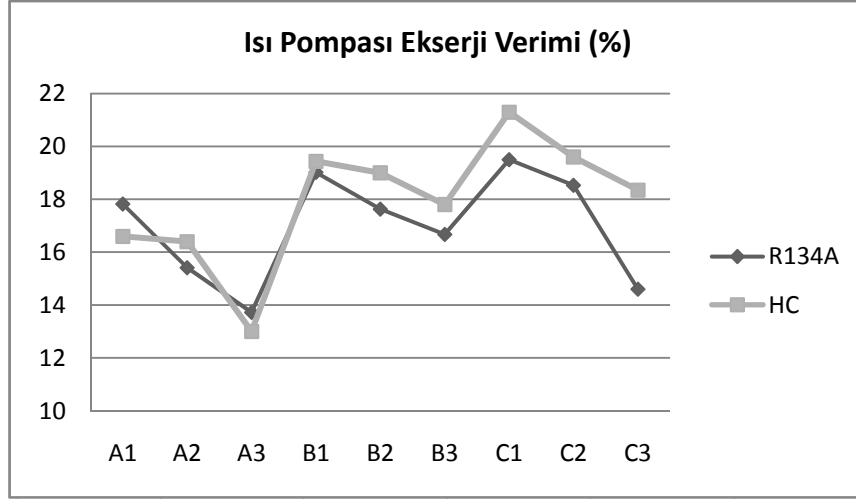
Buharlaştırıcıda ekserji verimi sistem ekipmanları arasında en düşük olanıdır ve her iki akışkan için de yakın değerler göstermektedir. Buharlaştırıcının ekserji verim değerinin diğerlerinden daha düşük olmasının sebebi ısı transferini sağlayan ikincil akışkan olan havadır. Fan giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkının değişimi giriş ve çıkış ekserjilerini oldukça fazla etkilemektedir ve fan hava hızının artışı debiyi arttırmaktadır. Artan debi daha fazla ekserji kaybına sebep olmaktadır ve buharlaştırıcı boyutları bu farkı kapatmaya uygun değildir. Şekil 6.16'da görüldüğü gibi her iki akışkanın da ekserji verimleri birbirinden farklı olsa da fan hava hızlarının değişimi buharlaştırıcının ekserji verimini gözle görülür bir biçimde değiştirmektedir. Her iki akışkanın kullanımında da en düşük buharlaştırıcı ekserji verimi A3 durumunda, en yüksek ekserji verimi de A1 durumunda elde edilmiştir. Burada diğer durumlardan farklı olarak HC kullanılan sistemde buharlaştırıcı ekserji verimi R134a'ya göre % 30'a kadar artış göstermiştir. Bunun nedeni GV çıkışındaki sıcaklıklar olarak düşünülebilir. HC karışımı GV çıkışında -14°C'ye kadar düşmüştür fakat R134a için bu değer - 11°C civarındadır.



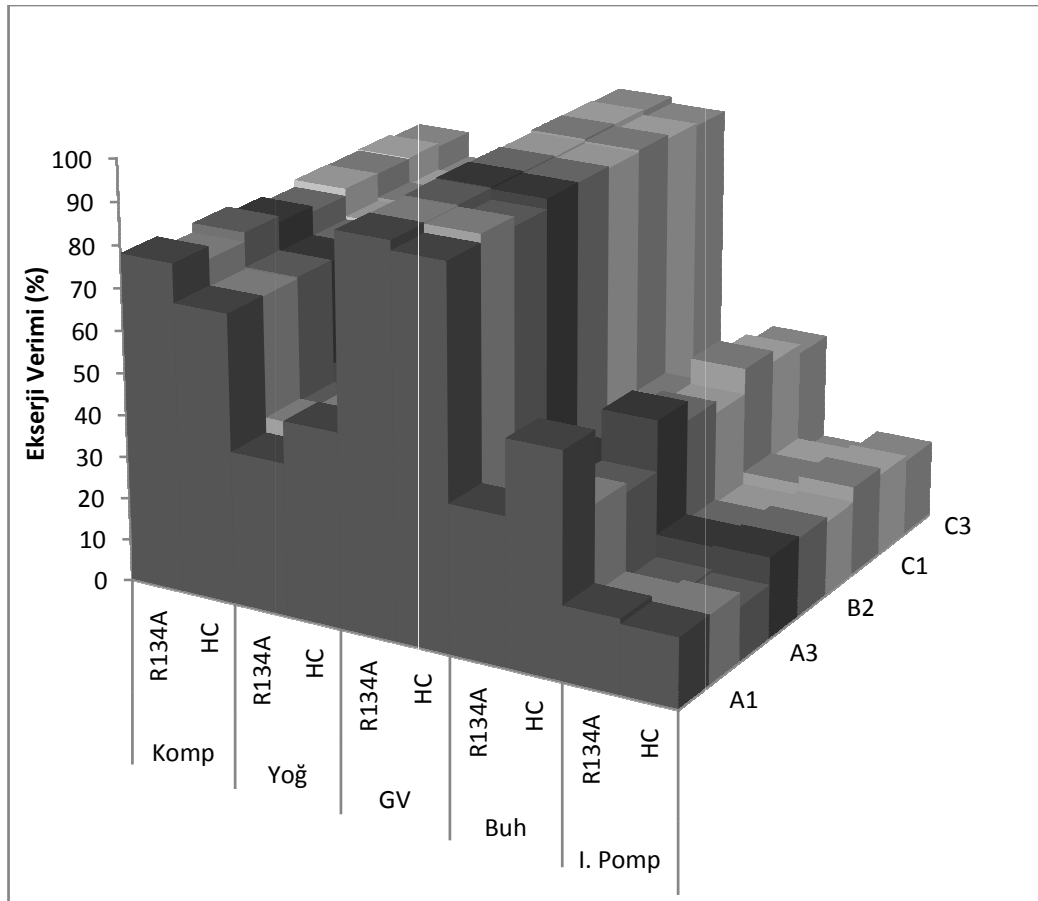
Şekil 6.16. Buharlaştırıcı ekserji verimi.

Tüm sistemin ekserji verimine bakıldığında her iki akışkanın da birbirine yakın değerler gösterdiği gözlemlenmiştir. Yine en yüksek ekserji verimi her iki soğutucu akışkan için de en yüksek soğutma suyu debisi ve en düşük fan hava hızını simgeleyen C1 durumunda elde edilmiş ve HC karışımı bu durumda R134a'dan % 8,5 kadar daha fazladır. En düşük ekserji verimi ise yine her iki akışkan içinde en düşük soğutma suyu debisi ve en yüksek fan hava hızını simgeleyen A3 durumundadır. Isı pompasının ekserji verimi her ne kadar en yüksek HC karışımında görülse de en düşük değere de HC karışımı sahiptir. Bu karşılaştırmalar Şekil 6.17'de gösterilmiştir. Bunun sebebi R134a'ya göre daha yüksek sıcaklıkta yoğusturucuya giren HC karışımının daha fazla soğutmaya ihtiyacı olması ve düşük soğutma suyu debisinde bu ihtiyacını tam olarak karşılayamamasıdır.

Şekil 6.18 ısı pompasında ekserji verimlerinin dağılımını her iki akışkan için, her 9 durum, her ekipman ve tüm sistem için göstermektedir. En yüksek ekserji verimi değerini her iki akışkan için de genişleme vanası ve en düşük ekserji verimini buharlaştırıcı göstermektedir. Isı pompasının ekserji veriminin en yüksek olduğu durum her iki akışkan için de C1 durumudur. Ekserji kaybı ile bilgiler verilirken de en düşük ekserji kaybının C1 durumunda en yüksek ekserji kaybının da A3 durumunda olduğu belirtilmişti. Burada da ekserji veriminin en düşük olduğu durum A3 durumudur. Her iki analizde de soğutma suyu debi değerinin artışı ve fan hızının azalmasının ekserji üzerine iyileştirici bir etki yaptığı görülmektedir.

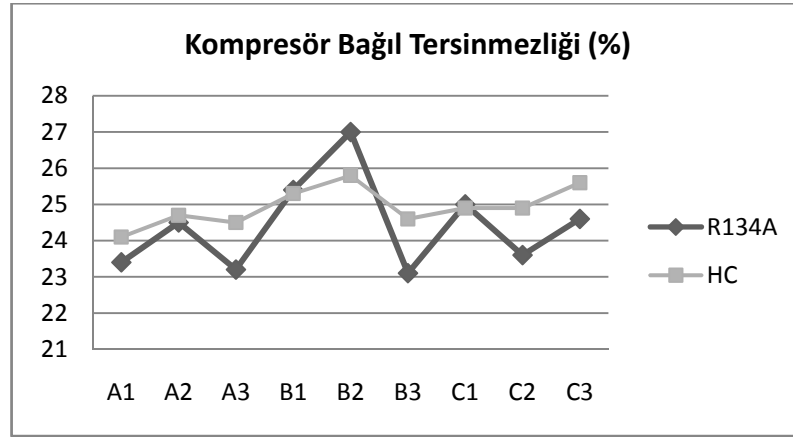


Şekil 6.17. Tüm sistem ekserji verimi.



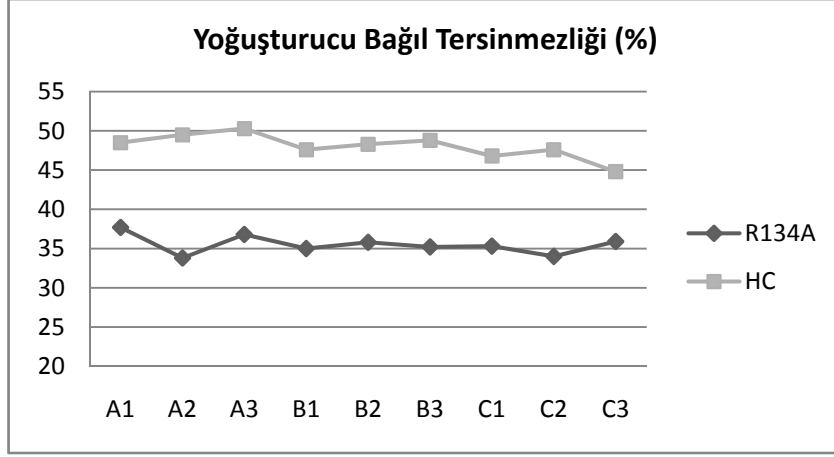
Şekil 6.18. Tüm sistem ve ekipmanların ekserji verimi.

Bağıl tersinmezlik ifadesi toplam tersinmezlikte ekipmanların payını gösteren bir parametredir ve hangi durumda hangi ekipmanın tersinmezlik açısından ne tür davranış gösterdiğini belirlemektedir. Bu ifadeye materyal ve yöntem kısmında atıf yapılarak 5.13 eşitliği ile ifade edilmiştir. Hangi durumda hangi ekipmanın tersinmezliğe ne kadar etki ettiğini görebilmek adına önemli bir parametredir. Kompresörün bağıl tersinmezlik değerleri birbirine çok yakındır ve en yüksek tersinmezliği her iki akışkan için B1 durumunda göstermektedir. Bunun nedeni B1 durumunda diğer ekipmanların tersinmezliklerinin düşmesi olarak görülebilir. Bu durum şekil 6.19’da gösterilmiştir.



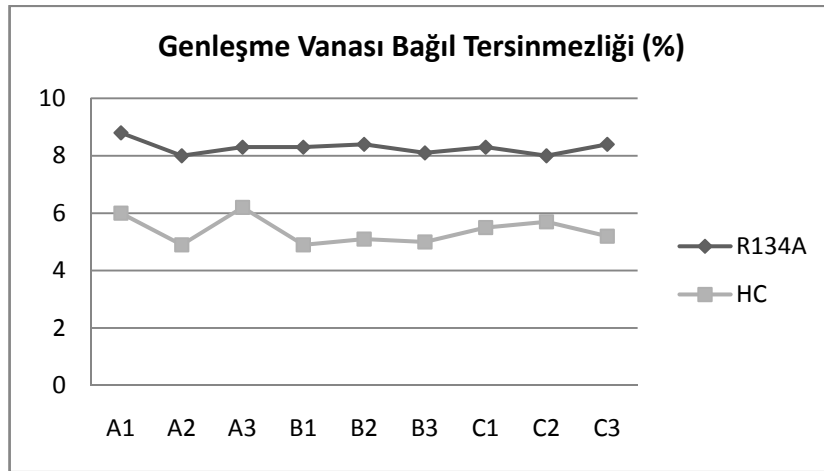
Şekil 6.19. Kompresörün bağıl tersinmezliği.

Yoğuşturucu ekserji kaybında analiz edildiği üzere her iki akışkanda da en yüksek tersinmezliği gösteren ekipmandır ve bağıl tersinmezliği de orantılı olarak en yüksektir. Bu durum Şekil 6.20’de özetlenmiştir. 9 farklı durumda bağıl tersinmezlik değerleri çok fazla değişim göstermemekle beraber HC karışımında yoğuşturucunun bağıl tersinmezliği R134a’ya göre % 20-23 fazladır. Bunun anlamı HC karışımı ile çalışan sistemde yoğuşturucunun toplam tersinmezliğe etkisi R134a’ya göre daha yüksektir. Yüksek basınç oranı ve kompresör deşarj sıcaklığı bunun temel nedeni olarak düşünülebilir. Kompresördeki bağıl tersinmezliklerin değişimi her iki akışkanda da % 23-27 aralığında olmaktadır. HC kullanımında kompresör işi artsa da toplam tersinmezliğe etkisi R134a ile yakın olmaktadır. daha uygun ekipman seçimi ile bu değer azaltılabilir.



Şekil 6.20. Yoğurturucu bağıl tersinmezliği.

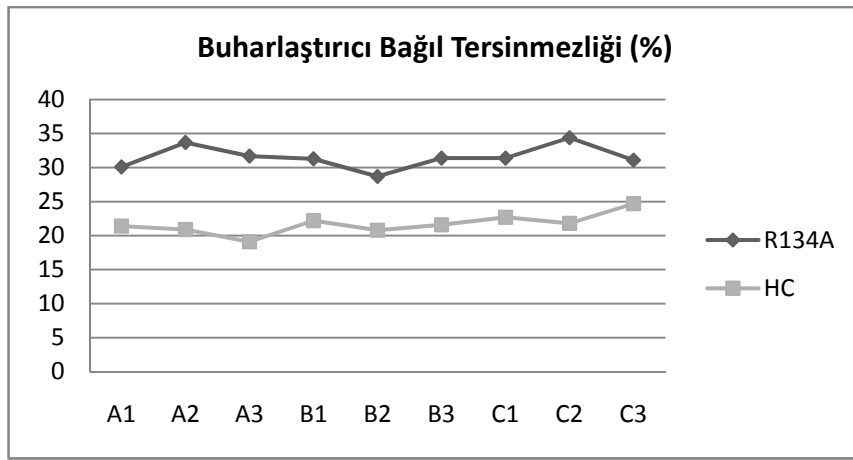
Şekil 6.21’de görüldüğü üzere genleşme vanasının toplam tersinmezliğe etkisi her iki akışkanda da oldukça düşük ve % 5-9 civarındadır. R134a’da genleşme vanasının tersinmezliğe katkısı oransal olarak HC karışımından yüksektir. Bunun nedeni R134a’da diğer ekipmanların tersinmezliklerinin HC karışımına göre az olması ve genleşme vanası tersinmezliklerinin birbirine yakın olmasıdır. Genleşme vanasının bağıl tersinmezliğinin HC karışımında % 5 civarlarında olduğu görülmektedir. Buradan yapılacak çıkarım genleşme vanasının veriminin HC karışımı kullanımında daha yüksek olması olarak yapılmamalıdır. Bunu görebilmek için şekil 6.9 incelenebilir.



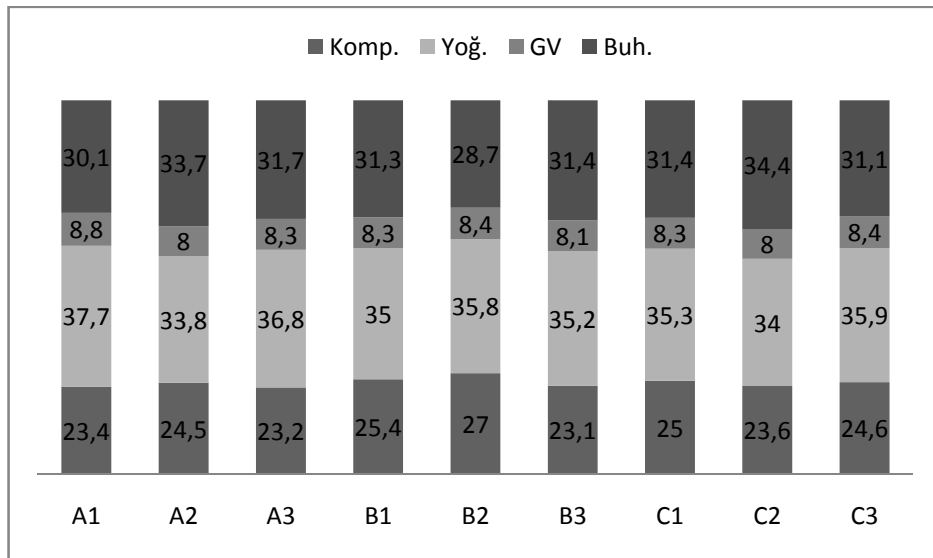
Şekil 6.21. Genleşme vanası bağıl tersinmezliği.



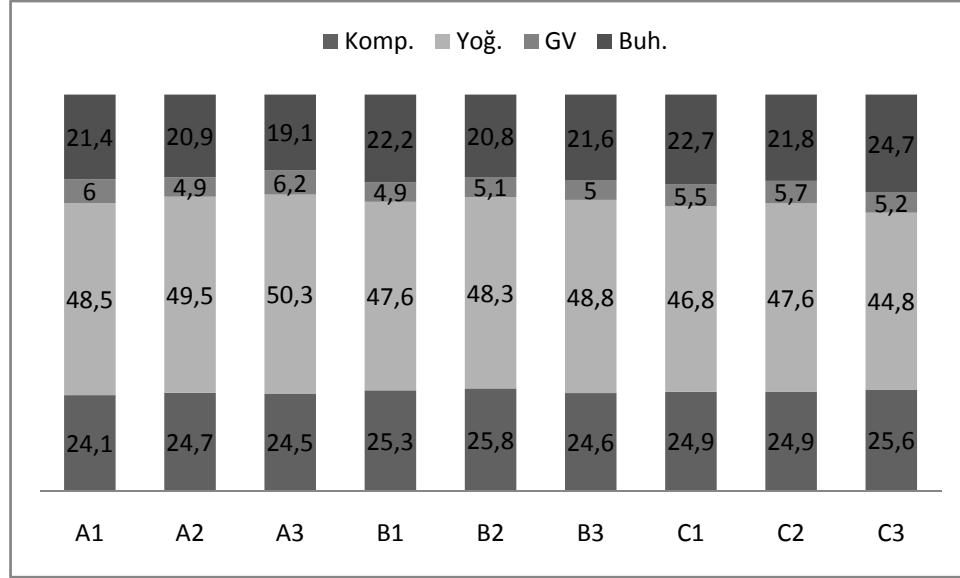
Buharlaştırıcı tersinmezliğin toplam tersinmezliğe etkisi R134a için % 30-35 aralığında ve HC karışımı için % 19-25 aralığındadır. Buharlaştırıcı her iki akışkanda da birbirine yakın tersinmezlik göstermekte fakat HC karışımında kompresör ve yoğuşurucu tersinmezlikleri daha yüksek olduğu için HC karışımında bağıl tersinmezlik oranı daha düşüktür. Ancak bu HC karışımında buharlaştırıcı tersinmezliğin R134a'dan daha düşük olduğu anlamına gelmez. Bu durum Şekil 6.22'de gösterilmektedir. Bağıl tersinmezliklerin ısı pompası bileşenlerin göre 9 durumda dağılımı Şekil 6.23 ve 6.24'te gösterilmektedir.



Şekil 6.22. Buharlaştırıcı bağıl tersinmezliği.



Şekil 6.23. R134a bağıl tersinmezliklerinin ısı pompası bileşenlerine göre dağılımı.

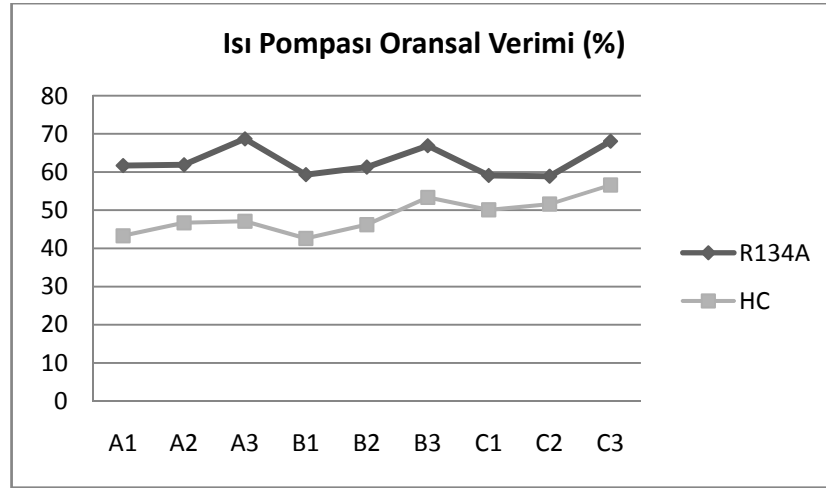


Şekil 6.24. HC bağıl tersinmezliklerin ısı pompası bileşenlerine göre değişimi.

Oransal verim ve iyileşme potansiyelleri materyal ve yöntem kısmında 5.12 ve 5.33 numaralı eşitliklerde belirtildiği gibi hesaplanmıştır. Oransal verim hesabı yapılırken toplam iş tüketimi olarak kompresör ve fanın gerçek enerji tüketimleri göz önüne alınmıştır. Fan hava hızlarının artışı ile orantılı olarak fanın gerçek enerji tüketimi oldukça yükselmektedir. Ayrıca HC kullanımında kompresör işinin de artması HC karışımının oransal verim değerini değiştirmektedir. Daha önce de belirtildiği üzere düşük fan hava hızı ve yüksek soğutma suyu debisinde yüksek ekserji verimliliği elde edilmektedir.

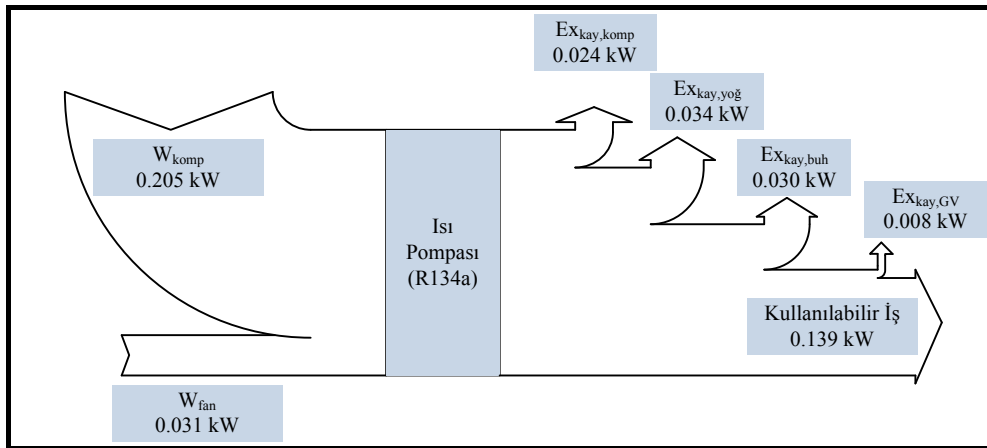
Oransal verim hesaplamalarında ise en yüksek değerler fan hava hızlarının yüksek olduğu durumlarda elde edilmiştir. Bunun nedeni toplam tersinmezlikle fan enerji tüketimi değişiminin farklı olmasıdır. 9 farklı durumda Şekil 6.10’da belirtildiği gibi toplam ekserji kaybı değişimi birbirinden çok farklı değildir. Yalnızca ekipmanlardaki tersinmezlik dağılımı farklılık göstermiştir. Ancak eşitliklerde payda durumunda olan fan enerji tüketimi artmakta ve oransal verim ifadesini hissedilir derecede değiştirmektedir. Fan enerji tüketimi sistemden hemen hemen tamamen bağımsızdır. Bu nedenle oransal verim ifadesinin hesabında fan tüketiminin veri olarak girilmesi gerçek veriler elde etmek açısından önemli olsa da oransal verim ifadesinde yanlış yönlendirmeye sebep olabilmektedir. Bu durumu Şekil 6.25 açıklamaktadır. Şekilde her iki akışkanın da oransal veriminin C3 durumunda en

yüksek olduğu görülmektedir. OV değeri performans etkenliği değerleri ile paralel bir değişim göstermektedir. R134a için en yüksek COP değerinin sağlandığı A3 durumunda oransal verim ifadesi de en yüksek değerdedir. OV R134a için % 59-68 aralığında ve HC karışımı için % 42-56 arasında değişim göstermektedir.

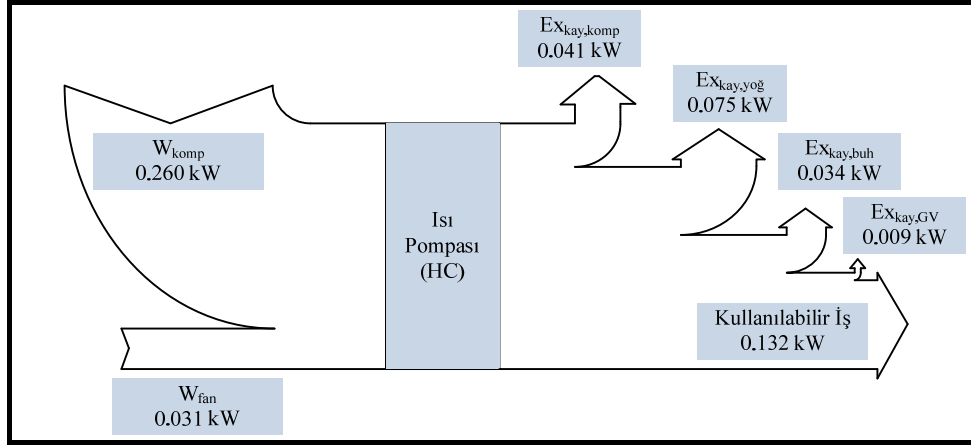


Şekil 6.25. Isı pompası oransal verimi.

Soğutma sisteminde ekserji verimliliği açısından en uygun durum her iki akışkan için de C1 durumu olarak belirlenmişti. Bu durumda akışkanlar için oluşturulan ekserji diyagramları şekil 6.26 ve 6.27’de gösterilmiştir. Şekillerden görüldüğü üzere her ne kadar HC karışımı için iş girişi R134a iş girişinden daha fazla olsa da kullanılabilir iş HC karışımında daha düşüktür.

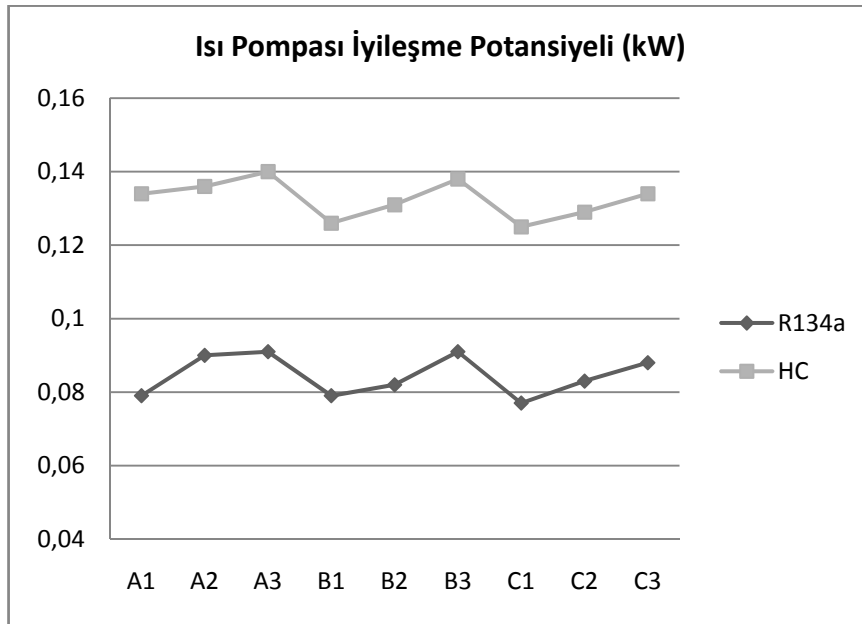


Şekil 6.26. R134a C1 durumu için ekserji diyagramı.



Şekil 6.27. HC karışımı C1 durumu için ekserji diyagramı.

Isı pompasında iyileşme potansiyelinin gözlemlenmesi hangi durumlarda sistemin optimizasyonun ne kadar gerektiği hakkında yorum yapabilmeyi sağlar. İyileşme potansiyeli düşük durumun tersinmezliği az demektir ve daha verimlidir. Isı pompasının 9 durum için IP değeri Şekil 6.26'da verilmiştir. HC karışımının tersinmezlikleri daha fazla olduğu için IP değeri de orantılı olarak fazladır. Fan hava hızı arttırıldıkça IP de artmaktadır. Bu kavram soğutma suyu debisi ve fan hava hızının tersinmezlikler üzerine etkisini anlamak adına sonuç verici bir kavramdır.



Şekil 6.28. Isı pompası iyileşme potansiyeli.

Şekilde görüldüğü üzere yüksek fan hızını belirten A3, B3 ve C3 durumunda her iki akışkanın da iyileşme potansiyeli artmaktadır. En yüksek IP değerine sahip durum her iki akışkanda da düşük soğutma suyu debisi ve yüksek fan hava hızındaki A3 durumudur. HC karışımının IP değeri kompresör ve yoğuşturucudaki yüksek tersinmezliklerden dolayı R134a'ya göre % 28-45 arasında artış göstermektedir. Her iki akışkanda en düşük IP değerine C1 durumunda sahiptir. Bu bölümde her iki akışkanın I. ve II. kanun analizi yapılarak görsel olarak tablolar ve grafikler halinde sunulmuş, karşılaştırmalı ve birbirine bağlantılı olarak irdelenmiştir. Yapılan analiz sonuçları diğer bölümde özetlenmiştir.

## BÖLÜM 7

### SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında su soğutmalı bir ısı pompasında çevre dostu alternatif soğutucu akışkanlar olan hidrokarbonlar ve karışımlarının birinci ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. Deneysel çalışma su soğutmalı bir ısı pompasında 3 farklı soğutma suyu debisinde ve her soğutma suyu debisi için 3 farklı fan hava hızında gerçekleştirilmiştir. Su soğutmalı ısı pompası R134a için dizayn edildiğinden bu akışkan referans olarak ele alınmıştır. Alternatif akışkanlar olarak R290, R600 ve R600a soğutucu akışkanlarının değişik kütleli oranlarda karışımları ve R134a ile hidrokarbonların belli oranlarda karıştırılması ile elde edilen karışımlar kullanılmıştır. I ve II. kanun analizi sonuçları aşağıda belirtilmiş ve öneriler sunulmuştur.

R134a ile çalışan sistemde dış etkenler olarak en uygun fan hava hızı ve soğutma suyu debisi durumu A3 olarak görülse de sistemin enerji verimliliği göz önüne alındığında A1 durumu, hidrokarbon karışımı için de B1 durumudur. Yüksek enerji verimliliği için fan hava hızları düşük olmalı soğutma suyu debi değerleri de yoğunlaştırıcıda soğutmaya verimli olarak sağlayacak şekilde düzenlenmelidir. Enerji analizi dış ortamdan bağımsız olarak yapılmaktadır ve çevresel faktörlerin değişiminden etkilenmemektedir. Bu nedenle ikinci kanun analizine başvurulmuş ve sonuçlar irdelenmiştir. HC karışımının soğutma kapasitesi R134a'dan % 20 civarında daha yüksektir.

II. kanun analizine göre ısı pompası sisteminin ekserji kaybı R134a'ya göre HC karışımında gözle görülür bir artış göstermiştir. Bunun en temel sebebi kompresör ve yoğunlaştırıcıdaki ekserji kaybının artışıdır. Toplam ekserji kaybı her iki akışkanda da çok fazla değişim göstermemiştir. HC karışımında en düşük ekserji kaybının görüldüğü B1 durumuna göre en yüksek ekserji kaybının görüldüğü C3 durumunda

artış yalnızca % 4.8'dir. R134a'da ise en düşük ekserji kaybı C1 durumunda ve en yüksek ekserji kaybı A3 durumundadır ve değişim yaklaşık % 5.9'dur. En yüksek ekserji verimi değerini her iki akışkan için de genleşme vanası ve en düşük ekserji verimini buharlaştırıcı göstermektedir. Isı pompasının ekserji veriminin en yüksek olduğu durum her iki akışkan için de C1 durumudur. Ekserji veriminin en düşük olduğu durum A3 durumudur. Her iki analizde de soğutma suyu debi değerinin artışı ve fan hızının azalmasının ekserji üzerine iyileştirici bir etki yaptığı görülmektedir. R134a'nın oransal verimi HC karışımından % 20-30 aralığında daha yüksektir ve iyileşme potansiyeli % 28-45 daha düşüktür. İyileşme potansiyelinin yüksek olması sistem tersinmezliğinin çok olması anlamına gelmektedir.

II. kanun analizinden anlaşılacağı üzere artan soğutma suyu debilerinde soğutma sisteminin ekserji verimi artmakta ve tersinmezlikler azalmaktadır. R134a, HC karışımına göre daha yüksek oransal verim ve daha düşük tersinmezlik değerleri göstermektedir. R134a ile uyumlu kompresörün süpürme hacmi HC karışımı ile uyumlu değildir. HC karışımında tersinmezliklerin azaltılması ve ekserji veriminin artırılması için HC ile uyumlu kompresör dizaynı gereklidir. Deneysel çalışmada deney ortamı denklem 3.1'e uygun olduğundan HC'ler ile çalışma yapılırken güvenlik önlemleri göz önüne alınmamıştır. Daha yüksek HC şarjı gerektiren sistemlerde güvenlik önlemleri alınmalıdır. Sızdırmaz sistem tasarımı, elektronik kaçak tespit cihazları, tasarımda mümkün olduğunca az bağlantı ile güvenlik problemleri büyük ölçüde giderilmiş olur.

Her ne kadar HC karışımı enerji ve ekserji analizinde R134a ile kıyasla daha iyi sonuçlar vermemişse de saf HC ve karışımlarının çevre dostu oluşu ve 2030 yılı itibarıyla HFC'lerin üretimi ve ticaretinin yasaklanacağı gerçeğini göz önünde bulundurursak uygun sistem tasarımı veya CFC, HCFC ve HFC ile uyumlu sistemlerin optimizasyonu ile saf HC ve HC karışımları alternatif soğutucu akışkanlar olarak kullanılabilirler.

## KAYNAKLAR

1. Palm, B., “Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems- A review”, *International Journal of Refrigeration*, 120: 296–302 (2002).
2. Midgley Jr,T. and Henne, A.L., “Organic fluorides as refrigerants”, *Journal of Industrial Engineering and Chemistry*, 22: 542-545 (1930).
3. Calm, J.M., “The next generation of refrigerants-historical review, considerations and outlook”, *International Journal of Refrigeration*, 31: 1123-1133 (2008).
4. Molina, M.J. and Rowland, F.S., “ Stratosphere sink for chlorofluoro-methanes chlorine catalyzed destruction of ozone” *Nature*, 249: 810-812 (1974).
5. United Nations Environment Program (UNEP), *Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer*, Major Topic of CFC and HCFC Phase Out, 624-685 (1987).
6. Powell, R.L., “CFC phase out: Have we met the challenge?”, *Journal of Fluorine Chemistry*, 114: 237-250 (2002).
7. United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), *Kyoto Protocol on Climate Change*, Major Topic of Ozone Depletion, 166-254 (1997).
8. İnternet : Hychill Ltd. Australia “ Usage Risks of Hydrocarbons” <http://www.hychill.com.au/pdf/facts.pdf> (2010).
9. Didion, D.A. and Bivens, D.B., “Role of refrigerant mixtures as alternatives”, *International Journal of Refrigeration*, 13: 163-175 (1990).
10. James, R.W. and Missenden, J.F., “The use of Propane in domestic refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 15: 92-100 (1992).
11. Petz, M. and Wolf, R., “Performance tests of a vehicle refrigerant compressor with R12, R134a, R290 and R600a”, *Syposium On Hydrocarbons And Other Progressive Answers To Refrigeration*, Greenpeace, Hamburg, 185-194 (1995).
12. Lee, Y.S. and Su, C.C., “Experimental studies of isobutane (R600a) in domestic refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 22: 507-519 (2001).
13. Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A. and Potts, I., “A comparison of the operating performance of alternative refrigerants” *Applied Thermal Engineering*, 23: 1441-1451 (2003).



14. Spatz, M.W. and Motta, S.F.Y., “An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems”, *International Journal of Refrigeration*, 27: 475-483 (2004).
15. Kabul, A., Kızıllan Ö. ve Yakut, A.K., “Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a)”, *International Journal of Energy Research*, 32: 824-836 (2008).
16. Richardson, R. and Butterworth, J., “The performance of propane/isobutane in a vapor-compression refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, 18: 58-68 (1995).
17. Alsaad, M.A. and Hammad, M.A., “The application of propane/butane mixture for domestic refrigerators”, *Applied Thermal Engineering*, 18: 911-918 (1998).
18. Alsaad, M.A. and Hammad, M.A., “The use of Hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators”, *Applied Thermal Engineering*, 19: 1181-1189 (1999).
19. Colbourne, D. and Ritter, T.J., “Compatibility of non-metallic materials with hydrocarbon refrigerants and lubricant mixtures”, *IIF – IIR Commission Proceedings*, Purdue University, USA, 214-222 (2000).
20. Arcaklıoğlu, E., “R12, R22 ve R502 soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının soğutma sistemlerindeki termodinamik analizi”, Doktora Tezi, *Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kırıkkale, 80-120 (2002).
21. Wongwises, S. and Chimres, N., “Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator”, *Energy Conversion and Management*, 46: 85-100 (2005).
22. Wongwises, S., Kamboon, A. and Orachon, B., “Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioner”, *Energy Conversion and Management*, 47: 1644-1659 (2006).
23. Fatouh, M. and El Kafafy, M., “Experimental evaluation of a domestic refrigerator working with LPG”, *Applied Thermal Engineering*, 26: 1593-1603 (2006).
24. Fatouh, M. and El Kafafy, M., “Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators”, *Energy Conversion and Management*, 47: 2644-2658 (2006).
25. Mani, K. and Selludari, V., “Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a”, *International Journal of Refrigeration*, 47: 1490-1495 (2008).

26. Rohentsev A. and Naer V., "Investigation of the starting modes of the low-temperature refrigerating machines working on the mixtures of refrigerants", *International Journal of Refrigeration*, 32: 901-910 (2009).
27. Park, K.J. and Jung, D., "Performance of heat pumps charged with R170/R290 mixture", *Applied Energy*, 86: 2598-2603 (2009).
28. Dalkilic, A.S. and Wongwises, S., "A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants", *International Communications In Heat and Mass Transfer*, 37: 1340-1349 (2010).
29. Kim, M.S., Mulroy, W.J. and Didion, D.A., "Performance evaluation of two azeotropic refrigerant mixtures of HFC-134a with R-290 (Propane) and R-600a (Isobutane)", *Journal of Energy Resources Technology*, 116: 147-155 (1994).
30. Defibaugh, D. and Morrison, G., "Interaction coefficients for 15 mixtures of flammable and non-flammable components", *International Journal of Refrigeration*, 18: 518 (1995).
31. Sekhar, S.J., Lal, D.M. and Renganarayanan, S., "Improved energy efficiency for CFC domestic refrigerators retrofitted with ozone-friendly HFC134a/HC refrigerant mixture", *International Journal of Thermal Sciences*, 43: 307-314 (2003).
32. Sekhar, S.J. and Lal, D.M., "HFC134a/HC600a/HC290 mixture a retrofit for CFC12 systems", *International Journal of Refrigeration*, 28: 735-743 (2005).
33. Aprea, C. and Renno, C., "Experimental comparison of R22 with R417A performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store", *Energy Conversion and Management*, 45: 1807-1819 (2003).
34. Jabaraj, D.B., Avinash, P., Lal, D.M. and Renganarayan, S., "Experimental investigation of HFC407C/HC290/HC600a mixture in a window air conditioner", *Energy Conversion and Management*, 47: 2578-2590 (2006).
35. Park, K.J. and Jung, D., "Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications", *Energy and Buildings*, 39: 675-680 (2007).
36. Park, K.J. and Jung, D., "Performance of alternative refrigerant R430A on domestic water purifiers", *Energy Conversion and Management*, 50: 3045-3050 (2009).
37. Yu, J., Xu, Z. and Tian, G., "A thermodynamic analysis of a transcritical cycle with refrigerant mixture R32/R290 for a small heat pump water heater", *Energy and Buildings*, 42: 2431-2436 (2010).

38. Padilla, M., Revellin, R. and Bonjour, J., "Exergy analysis of R413A as replacement of R12 in a domestic refrigeration system", *Energy Conversion and Management*, 51: 2195-2201 (2010).
39. Pearson, S.F. "New, Natural and Alternative Refrigerants", *Star Refrigeration Limited*, 1-12 (2003).
40. Internet: ACRIB (Air Conditioning and Refrigeration Industry Board) "Guidelines for hydrocarbon refrigerants usage at refrigeration units" [http://www.acrib.org.uk/web\\_images/documents/technical\\_updates/Use%20of%20Hydrocarbon%20Refrigerants%20Guidelines.pdf](http://www.acrib.org.uk/web_images/documents/technical_updates/Use%20of%20Hydrocarbon%20Refrigerants%20Guidelines.pdf) (2001).
41. Lemmon, E.W., McLinden, M.O. and Huber, M.L., "NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP", *NIST Standard Reference Database*, 23-Version 7.0 (2002).
42. Mohanraj, M., Jayaraj, S. and Muraleedharan, C., "Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants-A Review", *International Journal of Green House Gas Control*, 3: 108-119 (2009).
43. Internet: ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers) "Safety Code for Mechanical Refrigeration" [http://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/20036915243\\_347.pdf](http://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/20036915243_347.pdf) (1994).
44. BSI (British Standards Institution) Report, "Specification for safety and environmental aspects in the design, construction and installation of refrigerating appliances and systems.", *BS 4434 London*, 120-156 (1995).
45. Dinçer, İ. and Rosen, M.A., "Exergy: Energy, Environments and Sustainable Development", *Elsevier Science Publications*, 14-102 (2007).
46. Çengel, Y.A. and Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", *Literatür Yayıncılık*, 250-296, (1996).
47. Kotas, T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", *Krieger Publishing Company*, 330-375, (1995).
48. Moran, M.J., "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", *CRC Press*, Section 2:72-79 (1999).
49. Bejan, A., "Advanced Engineering Thermodynamics", *Wiley*, 44-91, (2006).
50. Morrison, G. and McLinden, M.O., "Application of a Hard Sphere Equation of State to Refrigerants and Refrigerant Mixtures", *National Bureau of Standards, Gaithersburg, MD USA*, 9-42 (1986).
51. Peng, D. Y. and Robinson, D. B. "A New Two-Constant Equation of State". *Industrial and Engineering Chemistry*, 15: 59-64 (1976).

52. Genceli, O., “ Thermodinamik ve Piskometrik Diyagramlar”, *Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar*, 2: 106-115 (1996)
53. Sundararajan, T. and Mallikarjuna, J.M., “Refrigeration Cycles”, *Indian Institute of Technology Madras*, 1-19 (2008).
54. AYGAZ, Yarımca LPG Analiz Laboratuvarı, *Rapor No: F0/727*, Kocaeli (2011)
55. Van Gool, W., “ Energy Policy: fairly tales and factualities” *Innovation and Technology-Strategies and Policies*, 93-105, (1997).
56. Szargut J., Ziebig A. and Stanek, W., “ Depletion of non-renewable natural resources as a measure of the ecological cost”, *Energy Conversion and Management*, 43: 1149-1163 (2002).
57. Wepfer, W.J. and Gaggioli R.A., “ Proper evaluation of available energy for HVAC”, *Ashrae Transactions*, 85: 214-230 (1979).

## **ÖZGEÇMİŞ**

Hasan ÖZCAN 1984 yılında Niğde’de doğdu; ilköğrenimini aynı şehirde tamamladı. Bor Akın Gönen Anadolu Lisesi’nden mezun oldu. 2004 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde öğrenime başlayıp 2009 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2008-2009 yılları arasında Somçelik Raf Sanayi A.Ş.’de Ar&Ge asistanı olarak çalıştı. 2009 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı’nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. Aynı yıl Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. Halen Karabük Üniversitesi’nde araştırma görevlisi olarak görevine devam etmektedir.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres: Karabük Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK

Tel: (370) 433 20 21

E-posta : ozcanh@karabuk.edu.tr