

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

R1234YF VE R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI TAŞIT
İKLİMLENDİRME VE ISI POMPASI SİSTEMİNİN
KARŞILAŞTIRMALI DENEYSEL ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ

MUKHAMAD SUHERMANTO

KOCAELİ 2016

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

R1234YF VE R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI TAŞIT
İKLİMLENDİRME VE ISI POMPASI SİSTEMİNİN
KARŞILAŞTIRMALI DENEYSEL ENERJİ VE EKSERJİ
ANALİZİ

MUKHAMAD SUHERMANTO

Prof. Dr. Murat HOŞÖZ
Danışman, Kocaeli Üniversitesi

Prof. Dr. Cenk SAYIN
Jüri Üyesi, Marmara Üniversitesi

Yard. Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi


.....

.....

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 29.06.2016

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince bilgisini ve tecrübesini benimle paylaşan, her türlü desteği sağlayan, deney programlarını belirleyerek deney cihazlarının ve malzemelerinin teminini sağlayan saygı değer hocam Sn. Prof. Dr. Murat HOŞÖZ'e sonsuz şükranlarımı sunarım.

Özellikle yapılan deneysel çalışmanın hesaplamaları kapsamında önemli destek ve yardımlarından dolayı değerli arkadaşım Mak. Müh. Mümin Celil ARAL'a çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca sağladığı burs için Yurt Dışı Türkler ve Akraba Topluluklar Başkanlığına teşekkürü borç bilirim.

Son olarak, yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca maddi-manevi yardımlarını esirgemeyen sevgili aileme ve laboratuvar çalışmalarında bana yardımcı olan öğrenci arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Haziran – 2016

Mukhamad SUHERMANTO

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	viii
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
1.1. R1234yf ve Özellikleri	4
1.1.1. Termodinamik özellikleri.....	4
1.1.2. Zehirlilik.....	6
1.1.3. Alev alma	6
1.1.4. Çevresel yönleri.....	7
1.1.5. Soğutma sistemlerinde R1234yf kullanımının onaylanması.....	8
1.2. Soğutma sistemlerinde R1234yf ve R134a kullanımıyla ilgili araştırmalar	9
1.3. Isı pompası sistemlerinde R1234yf ve R134a kullanımıyla ilgili araştırmalar	11
2. DENEYSEL SİSTEM	13
2.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması.....	13
2.2. Deneysel Sisteminin Önemli Bileşenleri.....	16
2.2.1. Kompresör ve elektrik motoru	16
2.2.2. Dört yöllü valf	16
2.2.3. Dış ünite ısı değiştirici.....	17
2.2.4. Termostatik genişleme valfi (TXV)	18
2.2.5. İç ünite.....	18
2.2.6. Ek bileşenler	19
2.3. Deneysel Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları	20
2.3.1. Sıcaklık ölçümü.....	21
2.3.2. Basınç ölçümü	22
2.3.3. Coriolis debimetre ile debi ölçümü	24
2.3.4. Kompresör hızı, izafi nem ve hava debisi ölçümleri.....	25
2.4. Klima Modunda Deneysel Sistem	26
2.5. Isı Pompası Modunda Deneysel Sistem	28
3. DENEYSEL YÖNTEM VE TERMODİNAMİK ANALİZ	31
3.1. Klima Modu Deneylerinde Uygulanan Yöntem	31
3.2. Isı Pompası Modu Deneyleri Yöntemi	32
3.3. Termodinamik Analiz.....	33
3.3.1. Soğutma modu için termodinamik analiz.....	33
3.3.1.1. Soğutma modu için enerji analizi	33
3.3.1.2. Soğutma modu için ekserji analizi.....	34

3.3.2. Isı pompası modu için termodinamik analiz	36
3.3.2.1. Isı pompası modu için enerji analizi	36
3.3.2.2. Isı pompası modu için ekserji analizi	37
4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR	40
4.1. R1234yf ve R134a için Soğutma Durumunda Performans	
Karşılaştırılması	40
4.1.1. R1234yf ve R134a soğutma durumunda enerji performans	
parametrelerinin karşılaştırılması	40
4.1.2. R1234yf ve R134a için soğutma durumunda ekserji performans	
parametrelerinin karşılaştırılması	47
4.1.2.1. Soğutma sisteminin bileşenlerinde yok edilen	
ekserjilerin karşılaştırılması.....	47
4.1.2.2. Soğutma sisteminin bileşenlerinde yok edilen	
ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	53
4.2. R1234yf ve R134a için Isı Pompası Durumunda Performans	
Karşılaştırılması	59
4.2.1. R1234yf ve R134a için ısı pompası durumunda enerji	
performans karşılaştırılması	60
4.2.2. R1234yf ve R134a için ısı pompası durumunda ekserji	
performans karşılaştırılması	69
4.2.2.1. Isı pompası sisteminin bileşenlerinde yok edilen	
ekserjilerin karşılaştırılması.....	69
4.2.2.2. Isı pompası sisteminde yok edilen ekserjilerin yüzdelik	
dağılımlarının karşılaştırılması	76
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	83
5.1. Sonuçlar	83
5.1.1. Klima durumu için sonuçlar	84
5.1.2. Isı pompası durumu için sonuçlar	86
5.2. Öneriler	88
KAYNAKLAR	90
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	94
ÖZGEÇMİŞ	95

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	R1234yf'nin buhar basıncının R134a ile karşılaştırılması.....	5
Şekil 1.2.	R1234yf'nin termodinamik çevriminin R134a ile karşılaştırılması.....	5
Şekil 2.1.	Klima ve Isı pompası deneysel sisteminin fotoğrafı	14
Şekil 2.2.	Klima ve Isı pompası deneysel sisteminin şematik görünümü	15
Şekil 2.3.	Deneysel sistemde kullanılan kompresörün elektrik motoruna bağlanmış durumdaki fotoğrafı	16
Şekil 2.4.	Deneysel sistemde kullanılan dört yollu valfin fotoğrafı	17
Şekil 2.5.	Kullanılan dış ünite: (a) kondenser veya evaporatör, (b) aksenal fan	17
Şekil 2.6.	Kullanılan termostatik genişleme valflerinden birinin fotoğrafı.....	18
Şekil 2.7.	Kullanılan iç ünite: (a) evaporatör veya kondenser, (b) santrifüj fan.....	19
Şekil 2.8.	Deneysel sisteminin ek bileşenlerinin fotoğrafları: (a) sıvı tankı, (b) manuel el vanası, (c) gözetleme camı, (d) filtre/kurutucu.....	19
Şekil 2.9.	Deneysel sistemde kullanılan data toplama sistemi	21
Şekil 2.10.	Deneysel sistemde kullanılan Daqview programının masaüstü görünümü	22
Şekil 2.11.	Basınç kontrol panosu: (a) dış ünite için Bourdon manometre, (b) iç ünite için Bourdon manometre, (c) basınç transmitterleri ve (d) devre kesiciler	24
Şekil 2.12.	Deneysel sistemde kullanılan Coriolis debimetre	25
Şekil 2.13.	Deneysel sistemde kullanılan: (a) fotoelektrik takometre, (b) anemometre fotoğrafı	26
Şekil 2.14.	Deneysel sisteminin klima modu çalışma durumunun basitleştirilmiş şematik görünümü	27
Şekil 2.15.	Deneysel sisteminin ısı pompası modu çalışma durumunun basitleştirilmiş şematik görünümü	30
Şekil 4.1.	Klima modunda soğutucu akışkan kütledebisinin karşılaştırılması	41
Şekil 4.2.	Klima modunda soğutma kapasitesinin karşılaştırılması	42
Şekil 4.3.	Klima modunda kompresör gücünün karşılaştırılması.....	43
Şekil 4.4.	Klima modunda yoğuşturucudan atılan ısının karşılaştırılması	44
Şekil 4.5.	Klima modunda soğutma tesir katsayısının karşılaştırılması.....	44
Şekil 4.6.	Klima modunda kompresörün basınçlar oranının karşılaştırılması	46
Şekil 4.7.	Klima modunda kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının karşılaştırılması.....	46
Şekil 4.8.	Klima modunda kompresörde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	48
Şekil 4.9.	Klima modunda yoğuşturucuda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	49
Şekil 4.10.	Klima modunda TXV'de yok edilen ekserjinin karşılaştırılması.....	50
Şekil 4.11.	Klima modunda buharlaştırıcıda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	51

Şekil 4.12. Klima modunda yok edilen toplam ekserjinin karşılaştırılması.....	52
Şekil 4.13. Klima modunda toplam yok edilen ekserjinin soğutma kapasitesine oranının karşılaştırılması	53
Şekil 4.14. $T_{içünite,hg}=30^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	54
Şekil 4.15. $T_{içünite,hg}=35^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	56
Şekil 4.16. $T_{içünite,hg}=40^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	58
Şekil 4.17. Isı pompası modunda soğutucu akışkan kütleli debisinin karşılaştırılması	61
Şekil 4.18. Isı pompası modunda ısıtma kapasitesinin karşılaştırılması	61
Şekil 4.19. Isı pompası modunda dış ünite ısı değiştiricideki meydana gelen buzlanma	62
Şekil 4.20. Isı pompası modunda kompresör gücünün karşılaştırılması	63
Şekil 4.21. Isı pompası modunda buharlaştırıcıda absorbe edilen ısının karşılaştırılması	64
Şekil 4.22. Isı pompası modunda ısıtma tesir katsayısının karşılaştırılması	65
Şekil 4.23. Isı pompası modunda kompresörün basınçlar oranının karşılaştırılması	66
Şekil 4.24. Isı pompası modunda kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının karşılaştırılması.....	67
Şekil 4.25. Isı pompası modunda iç ünite çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığının karşılaştırılması.....	68
Şekil 4.26. Isı pompası modunda kompresörde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	69
Şekil 4.27. Isı pompası modunda kondenserde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	70
Şekil 4.28. Isı pompası modunda TXV’de yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	71
Şekil 4.29. Isı pompası modunda buharlaştırıcıda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	72
Şekil 4.30. Isı pompası modunda dört yollu valfde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması	73
Şekil 4.31. Isı pompası modunda yok edilen toplam ekserjinin karşılaştırılması	74
Şekil 4.32. Isı pompası modunda yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranının karşılaştırılması	75
Şekil 4.33. $T_{içünite,hg}=5^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	78

Şekil 4.34. $T_{i\text{çünite,hg}}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	79
Şekil 4.35. $T_{i\text{çünite,hg}}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması	81



TABLolar DİZİNİ

Tablo 1.1. R1234yf'nin temel termodinamik özelliklerinin R134a ile karşılaştırılması	4
Tablo 1.2. R1234yf'nin zehirlilik ve çevresel etkilerinin R134a ile karşılaştırılması	6
Tablo 2.1. Deneysel sisteminde kullanılan kompresörün özellikleri.....	16
Tablo 2.2. Deneysel sistemin kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri.....	21
Tablo 2.3. Data toplama sisteminde ölçülen sıcaklıklar ve kullanılan kodları.....	22
Tablo 2.4. Basınç ölçüm cihazlarının özellikleri.....	23
Tablo 2.5. Coriolis debimetrenin özellikleri.....	25
Tablo 4.1. $T_{içünite,hg}=30^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması.....	55
Tablo 4.2. $T_{içünite,hg}=35^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması.....	57
Tablo 4.3. $T_{içünite,hg}=40^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması.....	59
Tablo 4.4. $T_{içünite,hg}=5^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması.....	77
Tablo 4.5. $T_{içünite,hg}=10^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması.....	80
Tablo 4.6. $T_{içünite,hg}=15^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması.....	82

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$c_{p,b}$: Su buharının sabit hacimde özgül ısısı, ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
$c_{p,h}$: Kuru havanın sabit basınçta özgül ısısı, ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
\dot{E}_{x_d}	: Yok edilen ekserji, (kW)
h	: Entalpi, (kJ kg^{-1})
\dot{m}	: Kütleli debisi, (kg s^{-1})
p	: Basınç, (Pa)
\dot{Q}_{kond}	: Isıtma kapasitesi, (kW)
\dot{Q}_{evap}	: Soğutma kapasitesi, (kW)
\dot{Q}_j	: T_j sıcaklığındaki sistem sınırından birim zamanda olan ısı geçişi, (kW)
R	: İdeal gaz sabiti, ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
s	: Özgül entropi, ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}$)
T	: Sıcaklık, ($^{\circ}\text{C}$)
T_0	: Çevre sıcaklığı, (K)
T_j	: Anlık sıcaklık, (K)
\dot{W}	: Güç, (kW)
\dot{W}_{cv}	: Kontrol hacimde üretilen güç, (kW)
β	: Performans değeri
ε	: Sapma
ω	: Özgül nem (kg su buharı/kg kuru hava)
Ψ	: Özgül akış ekserjisi, (kJ kg^{-1})
ρ	: Yoğunluk, (kg m^{-3})
0	: Referans (ölü) hal
4-y.valf	: Dört yollu valf
b	: Buhar
ç	: Çıkış
d	: Yok edilen
dış	: Dış ünite
e	: Efektif
evap	: Evaporator
hg	: hava giriş
iç	: İç ünite
kh	: Kontrol hacmi
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
r	: Soğutucu akışkan
top	: Toplam
tr	: Tersinir

okunan : Coriolis'te okunan değer
v : Su buharı
su : Su

Kısaltmalar

BM : Birleşmiş Milletler
CFC : Chlorofluorocarbon (Kloroflorokarbon)
FEV : Full Electric Vehicle (Tam Elektrikli Araç)
GWP : Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HFC : Hydrofluorocarbon (Hidroflorokarbon)
HFO : Hydrofluoroolefin (Hidrofloroolefin)
ITK : Isıtma Tesir Katsayısı
İYM : İçten Yanmalı Motorlar
LCCP : Life Cycle Climate Performance (Yaşam Döngüsü İklim Performansı)
LOAEL : Lowest Observed Adverse Effect Level (Gözlemlenen En Düşük Yan Etki Seviyesi)
NIST : National Institute of Standard and Technology (Ulusal Standart ve Teknoloji Enstitüsü)
NOAEL : No Observed Adverse Effect Level (Gözlemlenen Yan Etki Seviyesi Yok)
NOEL : No Observed Effect Level (Gözlemlenen Etki Seviyesi Yok)
ODP : Ozone Depletion Potential (Ozon Tüketme Potansiyeli)
SAE : Society of Automotive Engineering (Otomotiv Mühendisleri Derneği)
STK : Soğutma Tesir Katsayısı
TXV : Thermostatic Expansion Valve (Termostatik Genleşme Valfi)
US EPA : United States Environment Protection Agency (ABD Çevre Koruma Ajansı)
V : Vana

R1234YF VE R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLI TAŞIT İKLİMLENDİRME VE ISI POMPASI SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRMALI DENEYSEL ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme ve ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji performans parametrelerinin karşılaştırılması, klima ve ısı pompası modlarında sürekli rejimde çalışma durumları için yapılmıştır. Bu amaçla; R134a tipi iklimlendirme sisteminin bileşenlerinden laboratuvar amaçlı deneysel bir sistem kurulmuş ve mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Deneysel sistemin klima modunda, her iki akışkan için dört farklı kompresör devrinde testler gerçekleştirilmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişlerindeki hava akımlarının sıcaklıkları ise $T_{içünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$ (Set1); $T_{içünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$ (Set2); $T_{içünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ (Set3) olacak şekilde değiştirilmiştir. Sisteminin ısı pompası modunda çalıştırılması durumunda ise beş farklı kompresör devrinde testler gerçekleştirilmiştir. Bu modda yoğuşturucu ve buharlaştırıcı girişindeki hava akımı sıcaklıkları, $T_{içünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ (Set4); $T_{içünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ (Set5); $T_{içünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ (Set6) değerlerinde tutulmuştur.

Deney sonuçları kullanılarak sisteme uygulanan enerji ve ekserji analizlerine göre, R1234yf kullanan iklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinin performansları, R134a'ya kıyasla hafifçe düşük ancak makul ve karşılaştırılabilir olduğu belirlenmiştir. R1234yf'li iklimlendirme sisteminin R134a'lı sisteme göre Set1, Set2 ve Set3 şartlarında sırasıyla %3,5–5,3, %4,9–7,7 ve %5,2–7,0 daha düşük soğutma kapasitesi; %10,4–21,4, %8,0–17,9 ve %6,0–11,0 daha düşük soğutma tesir katsayısı; ortalama olarak %13,16, 7,23, 2,15 daha yüksek toplam yok edilen ekserji ile sonuçlandığı belirlenmiştir. R1234yf'li ısı pompası sisteminin R134a'lı sisteme göre Set4, Set5 ve Set6 şartlarında sırasıyla: %14,8–24,9, %10,2–20,9 ve %13,1–17,5 daha düşük ısıtma kapasitesi; ortalama olarak %2,9, 2,7 ve 2,0 daha düşük ısıtma tesir katsayısı; %8,5–18,33, 3,4–23,18 ve 8,24–23,0 daha düşük toplam yok edilen ekserji değerleri verdiği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Pompası, Klima, Otomotiv, R1234yf, R134a.

COMPARATIVE EXPERIMENTAL ENERGY AND EXERGY ANALYSES OF AN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING AND HEAT PUMP SYSTEM USING R1234YF AND R134A

ABSTRACT

This thesis deals with comparison of the steady-state performance parameters of an automotive air conditioning (AAC) and heat pump (AHP) system employing R1234yf and R134a. For this aim, an experimental system made up from original components of an R134a AAC system was developed and equipped with instruments for mechanical measurements. For each refrigerant, the experimental AAC system system was tested at four different compressor speeds. For each speed, the temperatures of the air streams entering the evaporator and condenser were maintained at $T_{\text{evap,ai}}=30^{\circ}\text{C} - T_{\text{cond,ai}}=30^{\circ}\text{C}$ (Set1), $T_{\text{evap,ai}}=35^{\circ}\text{C} - T_{\text{cond,ai}}=35^{\circ}\text{C}$ (Set2), and $T_{\text{evap,ai}}=40^{\circ}\text{C} - T_{\text{cond,ai}}=40^{\circ}\text{C}$ (Set3). The AHP system was tested at five different compressor speeds with two refrigerants. The temperatures of the air streams entering the condenser and evaporator were maintained at $T_{\text{cond,ai}}=5^{\circ}\text{C} - T_{\text{evap,ai}}=5^{\circ}\text{C}$ (Set4), $T_{\text{cond,ai}}=10^{\circ}\text{C} - T_{\text{evap,ai}}=10^{\circ}\text{C}$ (Set5) and $T_{\text{cond,ai}}=15^{\circ}\text{C} - T_{\text{evap,ai}}=15^{\circ}\text{C}$ (Set6).

According to energy and exergy analyses based on experimental data, AAC/AHP systems with R1234yf yields slightly lower but reasonable and competing performance with R134a. AAC system with R1234yf yielded 3.5–5.3%, 4.9–7.7% and 5.2–7.0% lower cooling capacity, 10.4–21.4%, 8.0–17.9%, and 6.0–11.0% lower coefficient of performance (COP) and on average 13,16, 7,23, 2,15% higher total exergy destruction rate than that of R134a for Set1, Set2 and Set3, respectively. The AHP system using R1234yf resulted in 14.8–24.9, 10.2–20.9 and 13.1–17.5% lower heating capacity, on average 2.9, 2.7, and 2.0% lower COP for heating and 8,5–18,33, 3,4–23,18 ve 8,24–23,0% lower total exergy destruction rate than that with R134a for Set4, Set5 and Set6, respectively.

Keywords: Heat Pump, Air Conditioning, Automotive, R1234yf, R134a.

GİRİŞ

Motorlu araçların kabinindeki termal konforun kalitesi, araçların satın alınımında göz önüne alınan temel faktörlerin başında gelmektedir. Termal konfor; soğutma, nem alma ve ısıtma ile elde edilebilmektedir. İçten Yanmalı Motorlar (İYM) ile çalışan araçlarda kabin içine gönderilen havanın soğutulması ve neminin alınması, otomobil iklimlendirme sistem tarafından sağlanmaktadır. Bu tür araçların konfor ısıtması ise, içten yanmalı motor tarafından sağlanan atık ısıyı kullanılarak sağlanmaktadır. Ancak, Wienbolt ve Augestein'e (2003) göre enjeksiyonlu ve turbo-şarjlı araçlarda motor teknolojisindeki gelişmelerin sonucu olarak motor veriminin artmasından dolayı taşıtlarda konfor ısıtması için kullanılan atık ısı miktarı giderek azalmaktadır. Ayrıca, elektrikle çalışan araçlarda; örneğin hibrit araçlarda, küçük hacimli ve yüksek verimliliğe sahip motorlar kullanılması nedeniyle motordan atılan ısı ve dolayısıyla konfor ısıtması için kabine sağlanabilecek ısı sınırlıdır (Zeng ve diğ., 2000). Tam elektrikli araçlarda (FEV) ise, İYM olmadığından atık ısı da neredeyse hiç yoktur (Yan ve diğ., 2014). Bu tür araçlarda kış mevsiminde termal konforun sağlanması için, motor atık ısı dışında bir ısı kaynağına ihtiyaç vardır. Kullanılabilecek alternatif yöntemlerden biri ise, araçta mevcut yaz iklimlendirme sistemini ters yönde çalıştırarak ısı pompası haline dönüştürmektir. Bu tür ısı pompası, yüksek verimli dizel ve hibrit araçlarda ek konfor ısıtması sağlayabilir, ya da FEV türü araçlarda tüm ısıtma yükünü karşılayabilir. Bu amaçla, Suzuki ve Ishii'nin (1996) önerisindeki gibi, bir araçta termal konforun her mevsimde sağlanması amacıyla soğutma ve ısı pompası özelliklerinin ikisine de sahip tek bir sistem inşa edilebilir.

Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların hem yeterli performansı sağlaması, hem de çevre-dostu olup bu konudaki yönetmeliklerin şartlarını sağlaması gerekir. Taşıtların iklimlendirme sistemlerinin ilk defa kullanılmaya başlanmasından itibaren bu sistemlerde yararlanılan Kloroflorokarbon (CFC) türü bir soğutucu akışkan olan R12, yıllarca yaygın olarak kullandıktan sonra stratosferdeki ozon tabakasını incelterek çevreye zarar vermesinin belirlenmesi üzerine 1987'deki

Montreal Protokolü ile yasaklanmıştır (UN, 1987). Birleşmiş Milletler'in (BM) önerisi ile CFC'nin yasaklanmasının ardından Hidroflorokarbon (HFC) türü soğutucu akışkanların kullanılmasına başlanmıştır. Bu türden soğutucu akışkanlardan birisi olan ve sıfır ozon tüketme (inceltme) potansiyeline (ODP) sahip R134a, 1994'ten itibaren araç imalatçıları tarafından taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır.

Küresel ısınma sorunu çözmek amacıyla 1997'de Kyoto Protokolü imzalanmıştır. Bu protokol, yüksek Küresel Isınma Potansiyeline (GWP) sahip olan soğutucu akışkanları kontrol altında almıştır. R134a'nın ODP değeri sıfır olmasına rağmen GWP değeri 100 yıl için 1430 olduğu için, R134a'nın kontrol altında olması gerekmektedir. Bundan dolayı R134a, kontrol edilen sera gazları listesinde yer almaktadır (Lee ve Jung, 2012). Avrupa Birliği'nin f-gaz yönetmeliğine göre, GWP değeri 150'den büyük olan soğutucu akışkanları kullanan yeni araçların 1 Ocak 2017'den itibaren Avrupa Birliği'nde satılması yasaklanacaktır (EU, 2014). Bu durum, mühendisler ve bilim adamlarının R134a'nın yerine en uygun soğutucu akışkanı bulması için yapılan araştırmaları teşvik etmektedir.

R134a'nın yerini alabilecek soğutucu akışkanlardan birisi olan R1234yf, otomotiv uygulamalarına uygun bir soğutucu akışkan olarak kabul edilmiştir (Lewandowski, 2009). Mart 2011'de, ABD Çevre Korunma Ajansı (US EPA), R1234yf'yi kabul ettiğini duyurmuştur (SNAP, 2011). Aynı yılda R1234yf, BM'nin REACH (Registration, Evaluation, Authorization, and Restriction of Chemicals) kimyasal kuralında listelenmiştir (HARP International, 2012).

R134a'ya alternatif olabilecek potansiyel adayların performans özelliklerini değerlendirmek için, mühendisler ve bilim adamların çoğu Termodinamiğin Birinci Kanunu ya da diğer ismiyle enerjinin korunumu prensibini kullanarak sistemin enerji etkileşimini değerlendirmektedir. Bu tür etkileşimler içerisinde; her formda ısı, kütle veya akış transferi ile olan enerji değişimleri yer almaktadır. Ancak, kaynak kullanımının bazı önemli yönlerini araştırmak için sadece enerji performansı ile değerlendirme yetersiz kalmaktadır. Çünkü enerji performans analizi, termodinamik sürecinin kullanılabilirliği ve tersinirliği değerlendirememektedir (Dinçer ve Rosen, 2013). Termodinamik süreçlerde kullanılabilirlik ve tersinirlik kavramlarının keşfi ile en büyük ekserji yıkımına neden olan bileşenlerin belirlenmesi sonucu sistemin

optimize edilebilmesi mümkün olmaktadır (Li ve Vigliola, 2004). Enerji bütün termodinamik proseslerde korunmasına rağmen ekserji, proseslerde kısmen veya tamamen yıkıma maruz kalmakta, yani yok edilmektedir. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının birlikte kullanılması ile yapılan ekserji analizi, sistemlerin potansiyel optimizasyonunu değerlendirmek açısından önem taşımaktadır.

Bu çalışma, beş bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde R1234yf'nin karakteristikleri ele alınarak R1234yf ve R134a kullanılan hem soğutma hem de ısı pompası sistemleri ile ilgili yapılmış çalışmalar incelenmiştir. İkinci bölümde deneysel soğutma ve ısı pompası durumları için deneysel sistemin tanıtılması, sistemin önemli bileşenleri ve kullanılan ölçüm cihazları ele alınmaktadır. Üçüncü bölümde deneysel yöntem ve termodinamik analiz üzerinde durulmuştur. Dördüncü bölümde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları ile soğutma ve ısı pompası durumlarında enerji ve ekserji performans parametrelerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Bu bölümde, ayrıca soğutma ve ısı pompası sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzde olarak karşılaştırılması yapılmıştır. Son bölümde ise, bulgulara dayalı önemli sonuçlar ve öneriler bulunmaktadır.

1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

1.1. R1234yf ve Özellikleri

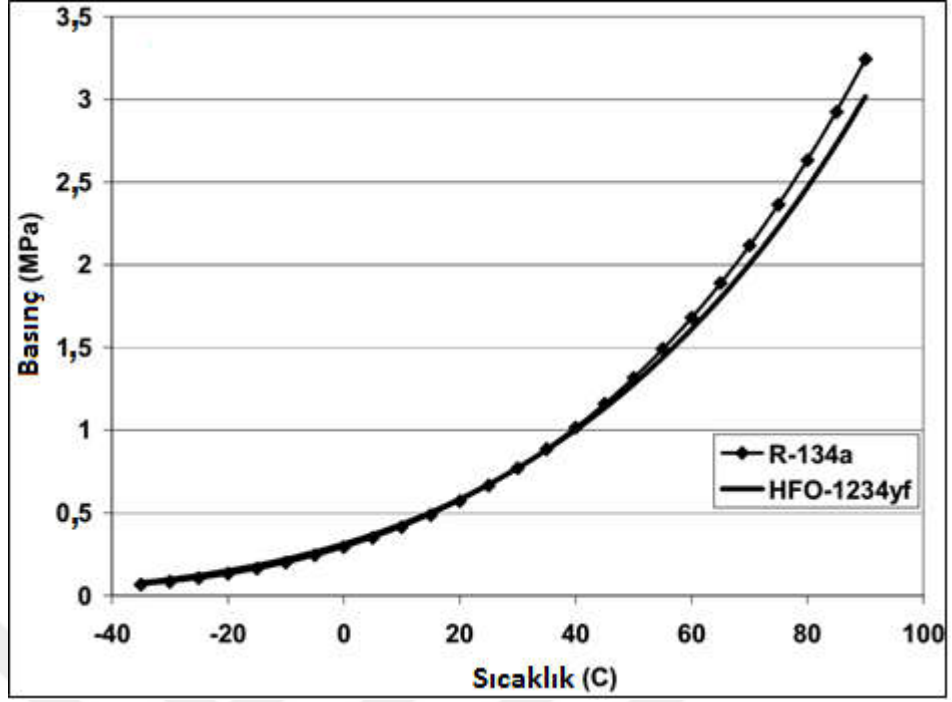
R1234yf, Hidrofloroolefin (HFO) grubundan soğutucu akışkanlardan biridir. Kimyasal sembolü $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$ olup 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene olarak adlandırılmıştır. R1234yf soğutucu akışkanının özellikleri, aşağıda ayrıntılı olarak açıklanmaktadır.

1.1.1. Termodinamik özellikleri

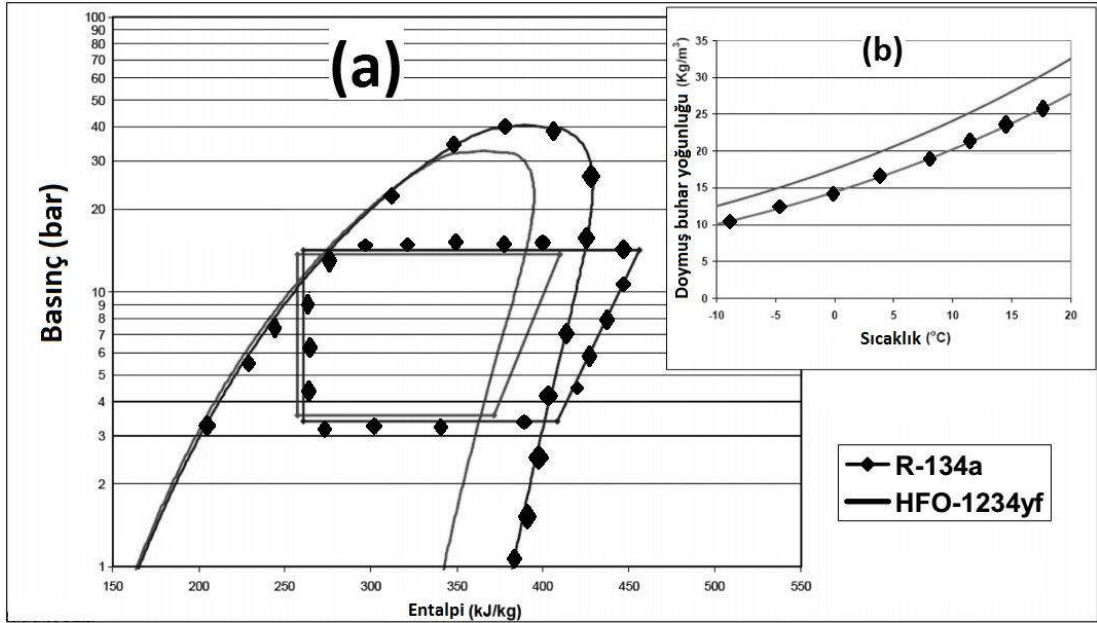
Tablo 1.1’de görüldüğü gibi, R1234yf’nin termodinamik özellikleri, R134a’ya çok benzemektedir. R1234yf, kaynama ve kritik noktalarından sıvı ve buhar yoğunluğuna kadar R134a ile karşılaştırılabilmektedir. Ayrıca Şekil 1.1’de gösterildiği gibi, R1234yf’nin buhar basıncı 25°C ’dan daha düşük sıcaklıklarda R134a’dan hafifçe yüksek olup 25°C ’dan daha yüksek sıcaklıklarda ise R134a’dan hafifçe düşüktür. Bunun sayesinde, R134a’ya göre daha düşük kompresör basınç oranlarına ve daha yüksek kompresör verimine sahiptir.

Tablo 1.1. R1234yf’nin temel termodinamik özelliklerinin R134a ile karşılaştırılması (Navarro-Esbri, 2014)

Özellikler	R1234yf	R134a
Kimyasal formülü	$\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$
Kaynama noktası (K)	244,15	247,15
Kritik noktası (K)	368,15	375,15
298,15 K’de sıvı yoğunluğu (kg m^{-3})	1094	1207
298,15 K’de buhar yoğunluğu (kg m^{-3})	37,6	32,4
ODP	0	0
GWP	4	1430



Şekil 1.1. R1234yf'nin buhar basıncının R134a ile karşılaştırılması (Koban, 2009)



Şekil 1.2. R1234yf'nin termodinamik çevriminin R134a ile karşılaştırılması (Spatz ve Minor, 2008)

Spatz ve Minor (2008), R1234yf'nin Şekil 1.2.'de görülen p-h soğutma çevrimi diyagramını ve sıcaklığa göre doymuş buharın yoğunluğunu sunmuştur. Yazarların teorik çalışmasına göre, belirli bir soğutma kapasitesi için R1234yf'nin buharlaşma gizli ısısının daha düşük olması nedeniyle, R1234yf'nin kütleli debisi R134a'dan daha yüksek olmaktadır. Şekil 1.2 (b)'de görüldüğü gibi, belirli bir sıcaklıkta R1234yf'nin daha büyük buhar yoğunluğuna sahip olması nedeni ile kütleli debisi de daha yüksek olmaktadır.

1.1.2. Zehirlilik

Koban (2009), Ekonomi İşbirliği ve Gelişim Organizasyonu'nun (OECD) standardına göre R1234yf'nin zehirlilik testlerini gerçekleştirmiş ve Tablo 1.2'de gösterildiği gibi sonuçları R134a'nın sonuçları ile karşılaştırmıştır. Görüldüğü gibi, iki akışkanın sonuçları birbirine yakındır. Hem araçlar hem de evsel soğutma sistemi uygulamaları için R1234yf'nin zehirliliği kabul edilebilir olarak değerlendirilmektedir. Akut insan sağlığına etkileri ve ekolojik etkileri açısından, R1234yf'nin zehirliliğinin R134a ile neredeyse eşdeğer olduğu görülmektedir.

Tablo 1.2. R1234yf'nin zehirlilik ve çevresel etkilerinin R134a ile karşılaştırılması (Koban, 2009)

Test	R1234yf	R134a
Akut öldürücülük (LC50)	Ölüm yok 400000 ppm	Ölüm yok 359700 ppm
Kalbe ait hassasiyet	NOEL > 120000 ppm	NOEL 50000 ppm LOAEL 75000 ppm
13 haftalık soluma	NOAEL 50000 ppm	NOAEL 50000 ppm
Gelişimsel (sıçan)	NOAEL 50000 ppm	NOAEL 50000 ppm
Genetik zehirlilik	Mutajenik yok	Mutajenik yok
Çevresel zehirlilik	NOEL > 83 mg/L (Geçti)	NOEL > 100 mg/L (Geçti)
Gelişimsel (tavşan)	NOAEL 4000 ppm LOAEL 5500 ppm	NOAEL 2500 ppm LOAEL 10000 ppm

*LOAEL : Lowest Observed Adverse Effect Level (Gözlemlenen En Düşük Yan Etki Seviyesi)

NOAEL : No Observed Adverse Effect Level (Gözlemlenen Yan Etki Seviyesi Yok)

NOEL : No Observed Effect Level (Gözlemlenen Etki Seviyesi Yok)

1.1.3. Alev alma

ASTM-E681-04'ye göre R1234yf'nin alt ve üst limitler dahilinde alevlenme özelliğine sahip olduğu belirtilmiştir (Koban, 2009). Honeywell (2011), R1234yf'yi alev alabilen soğutucu akışkan olarak sınıflandırmış ve R1234yf ile kompresör yağı karışım

durumdayken alev almanın daha da arttığını belirtmiştir. Soğutma sisteminin hareketli bileşenlerinde yeterli yağlamanın olması için, R1234yf'nin PAG tipi yağ kullanması gerekmektedir. R1234yf'nin alev alma özelliği, bazı araştırmacıların dikkatini çekmiştir. Çevre dostu soğutucu akışkanın kullanılması, risk güvenliğinin artmasının gerekçesi olmamalıdır. Olson ve Lambert (2012), R1234yf'nin alev alması üzerine yaptıkları deneysel araştırmada, iki farklı senaryoyu dikkate almışlardır. Birinci senaryoda, R1234yf'nin motor kompartımanında bulunan sıcak yüzeyler üzerindeki tutuşma karakteristikleri incelenmiş olup ikincisi senaryoda ise R1234yf'nin bir araç içerisindeki alev yayılma hızına etkisi incelenmiştir. Yangının yayılmasında etkili olan diğer faktörler ile karşılaştırıldığında, R1234yf'nin, yangın yayılması üzerinde ihmal edilecek kadar az bir etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir. Seybold ve diğ. (2014), benzer bir araştırmayı motor kaputu altındaki sıcak yüzeylere odaklanarak gerçekleştirmişlerdir. Beş farklı araç türü için 800'den fazla tutuşma testini hem orta hem de aşırı test şartları altında gerçekleştirmişlerdir. Sistemin daha güvenli olabilmesi için klima sisteminin kapatma-valfleri kullanılarak bölmelendirilmesini önermişlerdir. Bu durumda, 780°C'ye kadar yapılan testlerde yangın kendi kendine sönmüş veya hiç alev görülmemiştir.

Monforte ve Caretto (2009), R1234yf'li araçlar ile gerçek şartlar altında çarpışma testi yaparak sonuçları R134a'lı araçların sonuçları ile karşılaştırmıştır. Benzer şekilde Poklitar ve Seybold (2014), sıcak motor ile çalışma durumunda çarpışma testleri gerçekleştirmiştir. Monforte ve Caretto (2009), R1234yf ile çalışmanın R134a ile çalışmadan güvenlik yönünden farkı olmadığını ve soğutucu akışkan içindeki yağdan dolayı aşırı yüksek sıcaklıkta alev almanın görüldüğünü belirtmişlerdir. Poklitar ve Seybold (2014) ise, aşırı yüksek egzoz sıcaklıklarına ve kondenserden soğutucu akışkan/yağ karışımı yayılmasına rağmen algılanabilir bir tutuşmanın olmadığını gözlemlemiştir.

1.1.4. Çevresel yönleri

Pazarda mevcut soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinde kullanılıp kullanılmayacağını belirleyen en önemli faktörlerden birisi, çevresel sorunlara yol açıp açmadığıdır. R1234yf üzerine yapılan çalışmalara, 2007 yılından bu yana literatürde rastlanmaktadır. Nielsen ve diğ. (2007), R1234yf'nin atmosferdeki kimyasını

araştırarak R1234yf'nin 100 yıllık dilimdeki GWP değerini 4 olarak belirlemiştir. Bu GWP değerinin ihmal edilebilecek kadar küçük olduğunu ve iklim değişikliğine önemli bir etkisinin olmayacağını belirtmiştir. Navarro-Esbri ve diğ.'nin (2013) belirttiği gibi ve Tablo 1.1'de görüleceği üzere, R134a'nın GWP değeri ise 1430 olup ODP değeri 0'dır. Bu nedenle R1234yf, Kyoto Protokolü ve Avrupa Birliği f-gaz yönetmeliğine uyumludur.

Koban (2009), Yaşam Döngüsü İklim Performans (LCCP) analizini gerçekleştirerek belirtilen bir akışkanın belirli bir uygulama için yaşam döngüsü boyunca çevreye olan etkisini belirlemeye çalışmıştır. Bu çalışmada R1234yf, R134a ile üç durumda karşılaştırılmıştır: 1) eşit soğutma kapasitesi ve eşit Soğutma Tesir Katsayısı (STK), 2) eşit soğutma kapasitesi ve %3 daha büyük STK ve 3) eşit soğutma kapasitesi ve %5 daha büyük STK. Bu sonuçlara göre, üç karşılaştırma durumu için de R1234yf'nin iklim değişikliğine toplam katkısının, R134a'ya göre önemli derecede düşük olduğu görülmüştür. Bu analiz, R1234yf'nin yeni bir düşük küresel ısınma potansiyelli soğutucu akışkan olarak taşıt iklimlendirme sistemlerinde öne çıkan bir akışkan olduğunu onaylamaktadır. Bu durumda R1234yf, R134a'nın en iyi alternatif adayları arasındadır.

1.1.5. Soğutma sistemlerinde R1234yf kullanımının onaylanması

Amerika Otomotiv Mühendisleri Derneği (SAE) tarafından yapılan bir çalışmada, R1234yf kullanımının iki riske neden olduğu belirtilmiştir. Bu riskler, soğutucu akışkanın alev alması ve soğutucu akışkanın hidrojen florid açığa çıkarmasıdır. Fakat, bu riskin küçük olduğu ve R1234yf'nin otomotiv uygulamalarında soğutucu akışkan olarak kullanılabilmesi kabul edilmektedir (Lewandowski, 2009). Mart 2011'de ABD Çevre Korunma Ajansı (US EPA), R1234yf'yi kabul ettiğini duyurmuştur (SNAP, 2011). Aynı yılda, R1234yf Avrupa Birliğinin REACH (Registration, Evaluation, Authorization, and Restriction of Chemicals) kimyasal yönetmeliğinde listelenmiştir (HARP International, 2012).

Ancak R1234yf'nin risk tartışması, Daimler'in 2012'deki basın açıklamasının ardından tekrar yükselmiştir. Daimler'a göre R1234yf'nin yeni test sonuçları, eski sonuçlara göre R1234yf'nin daha büyük bir alevlenme tehlikesine sahip olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bunun sonucunda SAE-CRP, R1234yf'nin taşıt iklimlendirme

sistemde kullanımına yönelik ek değerlendirme gerçekleştirmiştir (Lewandowski, 2013). 2013'deki raporlara göre eski araştırmaların geçerliliği onaylanmış ve R1234yf kullanımından kaynaklanan riskin çok düşük olduğu ve bu akışkanın kabul edilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca, Daimler'in daha sonraki basın açıklamasında R1234yf'nin S-Class ve yeni E-Class araçlar hariç diğer modellerinde kullanılmaya başlandığı bildirilmiştir.

1.2. Soğutma Sistemlerinde R1234yf ve R134a Kullanımıyla İlgili Araştırmalar

Mathur (2010), bu tezde yapılabilecek benzer şekilde enerji analizi tabanlı deneysel bir araştırma yapmıştır. Bu çalışmada, R1234yf akışkanlı sedan tipi bir otomobilin bileşenlerinden kurulan masaüstü soğutma sisteminde referans olarak R134a akışkanı alınarak testler gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel sistemde, kabin içindeki sıcaklık 20°C olup izafi nem %50 değerinde sabit tutularak buharlaştırıcının hava debisi 5–9 m³/d arasında değiştirilmiştir. Motor kompartımandaki kuru termometre sıcaklığı (çevre sıcaklığı), 5°C aralıkla 25°C'ten 45°C'a kadar değiştirilmiş, yoğuşturucudan geçen hava debisi ise 2–10 m³/s değerinde tutulmuştur. Kompresör hızı olarak 800, 1500, 2000 ve 3000 d/d değerleri kullanılmıştır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem, R134a'ya göre %9–21 daha düşük çalışma basıncına ve 5–9°C daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına neden olmuştur. 35 ve 45°C çevre sıcaklığı durumunda, R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin STK'sı R134a'lı sistemden daha büyüktür.

Jarall (2012), teorik çevrim standartlarını kullanarak R1234yf ile R134a'nın karşılaştırmasını yapmıştır. Soğutma sisteminde, 550 W anma çıkış gücüne sahip hermetik dönel kompresör ve plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır. Sonuç olarak, yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklığı 40°C iken R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a'dan %0,4–8,4 daha düşük STK değerlerine sahip olduğu, yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklığı 45°C olduğunda ise %3,7–11,9 daha düşük STK değerlerinin oluştuğu belirlenmiştir. Ayrıca, R1234yf'nin R134a'ya göre daha düşük basınç oranına sahip olması nedeniyle kompresör gücü azalmaktadır.

Lee ve Jung (2012), Ulusal Standart ve Teknoloji Enstitüsü'ne (National Institute of Standard and Technology/NIST) göre laboratuvar amaçlı bir deneysel sistem kurarak R1234yf ve R134a'nın performansını karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, R1234yf akışkanlı sistem R134a'ya göre %0,8–2,7 daha düşük STK değerleri ve ortalama %4,0

daha az soğutma kapasitesi değerleri vermiştir. Ayrıca, R1234yf'li sistemlerde R134a'ya göre %10–11 daha az soğutucu akışkan şarjı yeterli olduğu için daha az çevre kirliliğine yol açması, R1234yf'nin avantajlarından biridir.

Navarro-Esbri ve diğ. (2013), R1234yf kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performansını sürekli rejimde çalışma durumunda test etmişlerdir. Sonuç olarak, R1234yf akışkanlı sistem R134a'ya göre yaklaşık %19 daha düşük STK değerleri ve yaklaşık %9 daha düşük soğutma kapasiteleri vermiştir. Ancak, iç değiştiricisi kullanımı ile R1234yf'li sistemin performansı artarak R134a'lı sisteme yaklaşmıştır. Buna benzer bir araştırma da Mota-Babiloni ve diğ. (2014) tarafından gerçekleştirilmiştir. İlgili araştırmacılar, bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin R1234yf ve R1234ze(E) akışkanları ile deneysel performansını değerlendirmişlerdir. Sonuç olarak, R1234yf akışkanlı sistem R134a'ya göre %3–11 daha düşük STK değerleri ve %9 daha düşük soğutma kapasiteleri vermiştir.

Hosoz ve Karabektas (2014), bir soğutma sisteminde R1234yf ve R134a kullanımının teorik performansa etkisini karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, R134a'ya göre R1234yf'nin %3,1–8,5 daha düşük STK ve %16,4–17,3 daha düşük kompresör çıkış sıcaklığı değerleri verdiğini belirlemişlerdir.

Diğer taraftan, R1234yf akışkanlı klima sisteminin ekserji analizi ile ilgili çalışmalar çok sınırlıdır. Ekserji analizi yöntemi, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları üzerine kurulu olup termal bir sistemin verimsiz çalışmasına neden olan bileşenlerin verimsizliğe katkı düzeylerinin belirlenmesini sağlayan çok yararlı bir yöntemdir. Ansari ve diğ (2013), tek evaporatörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde düşük GWP'li R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanların kullanımı durumunda çevrimin teorik ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmaya göre, en büyük yok edilen ekserji yoğunlaştırıcuda olup ardından kompresör, genişleme valfi, evaporatör ve iç ısı değiştirici gelmiştir.

Yataganbaba ve diğ. (2015), çiftli evaporatörlü bir soğutma sistemi kullanarak R134a'nın en iyi alternatifini belirlemek amacıyla R1234yf ve R1234ze kullanılması durumunda çevrimin teorik ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, R1234yf'nin R134a'ya daha düşük performansa sahip olduğu, ancak çok az fark

olduğu için R1234yf'nin en uygun alternatif olarak kabul edilebileceğini belirlemişlerdir.

1.3. Isı Pompası Sistemlerinde R1234yf ve R134a Kullanımıyla İlgili Araştırmalar

R1234yf akışkanlı ısı pompası ile ilgili olarak bilinen literatürde bir çalışma bulunmamaktadır. Ancak, az da olsa R134a akışkanlı otomotiv amaçlı ısı pompası sistemleri ile ilgili çalışmaların olduğu görölmektedir. Suzuki ve Ishii (1996) ile Pomme (1997), elektrik araçlar için dört-yolu valfi kullanarak ısı pompasını icat eden ilk öncülerdendir. Suzuki ve Ishii (1996), havadan nem almayı maksimuma çıkarmak için iç ünite ikincil ısı değiştiricinin kullanılmasını tavsiye etmişlerdir. Pomme'nin tasarımı, -10°C çevre sıcaklığında geçici ve sürekli rejimde yolcu kabinine en tasarruflu şekilde ısı sağlamayı amaçlamıştır.

Hoşöz ve Direk (2006), soğutma sistemini ters yönde çalıştırarak R134a akışkanlı çevre havası kaynaklı otomobil ısı pompası deneysel sistemini inşa etmiştir. Bu sistem, hava girişi sıcaklığı ve kompresör hızı değiştirerek test edilmiştir. Sonuç olarak, hava kaynaklı ısı pompası sisteminin yolcu kabinine önemli miktarda ısı sağlayabildiği sistemin ısıtma tesir katsayısı (ITK) değerlerinin STK değerlerinden daha büyük olduğu bulunmuştur.

Hoşöz ve diğ. (2015), R134a akışkanlı deneysel ısı pompası sisteminin çeşitli performans parametrelerini, ısı kaynağı olarak çevre havası, egzoz gazı ve motor soğutma sıvısı kullanılması durumları için araştırmışlardır. Çalışmalarında Fiat Doblo JTD dizel motoru ile tahrik edilen laboratuvar amaçlı bir ısı pompası sistemi kurarak geçici ve sürekli rejimde performans sonuçlarını sunmuşlardır. Isı pompasının dikkate alınan üç ısı kaynağı ile çalışma durumu için ısıtma kapasitesinin hem rölantide yüksüz durumda hem de yüksek hız ve yük altındaki çalışma durumunda ilk dakika içinde klasik motor soğutma sıvılı ısıtma sistemine göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Diğer taraftan, açık literatürde R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomotiv ısı pompası sistemlerinin ekserji analiziyle ilgili çalışma bulunmamakta, R134a kullanan sistemler ile ilgili ise az sayıda ekserji analizi çalışması olduğu görölmektedir. Hoşöz ve diğ. (2015), yukarıda isimleri geçen üç farklı ısı kaynağı için R134a soğutucu

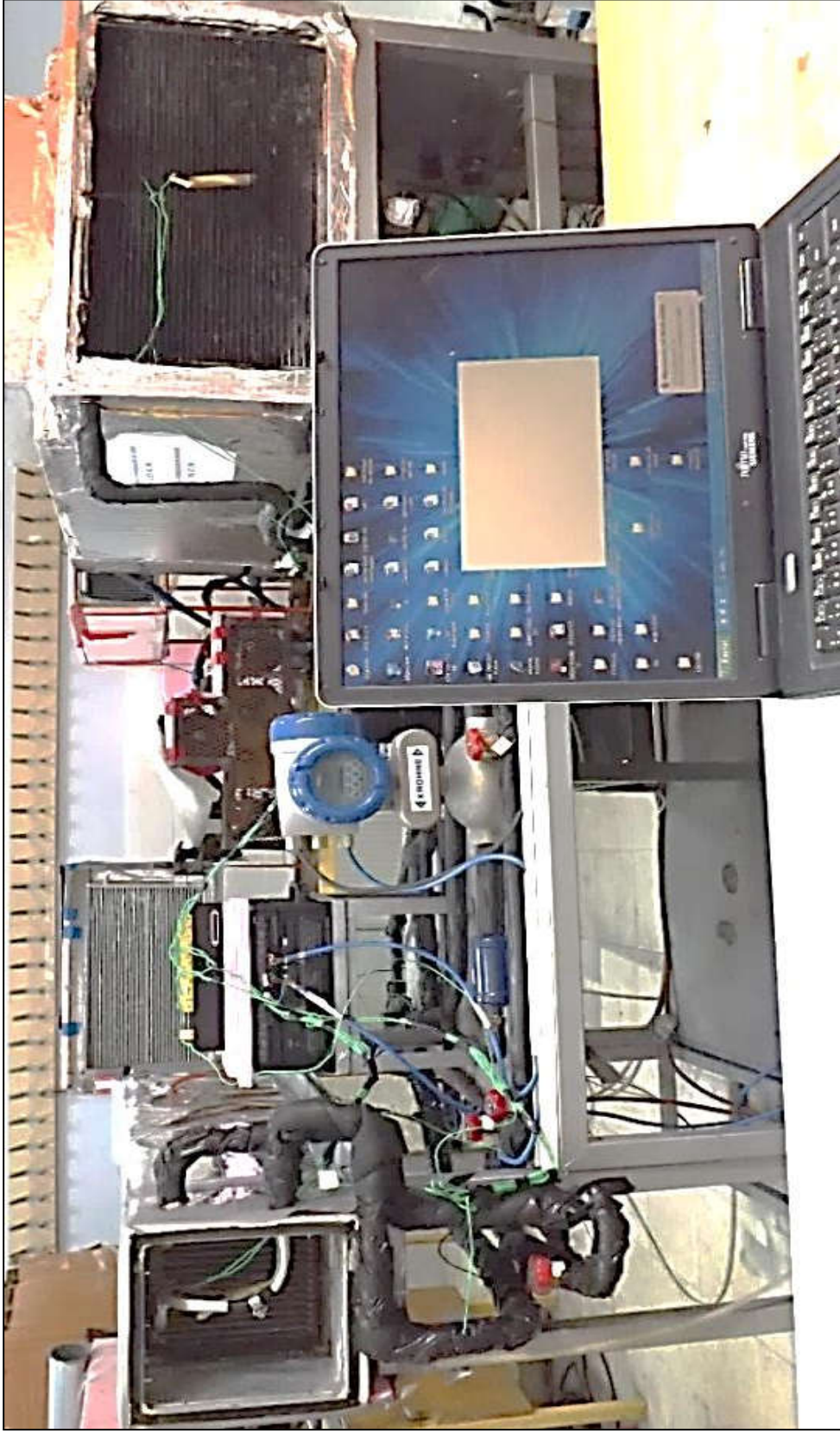
akışkanlı otomotiv ısı pompası sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserjileri belirlemişlerdir. Isı kaynağı olarak motor soğutma sıvısı kullanan ısı pompası sisteminde en büyük yok edilen ekserji değeri ile karşılaşmışlar; bu sistemi sırasıyla egzoz gazı ve çevre havası kaynaklı ısı pompası sistemlerinin izlediğini belirlemişlerdir.



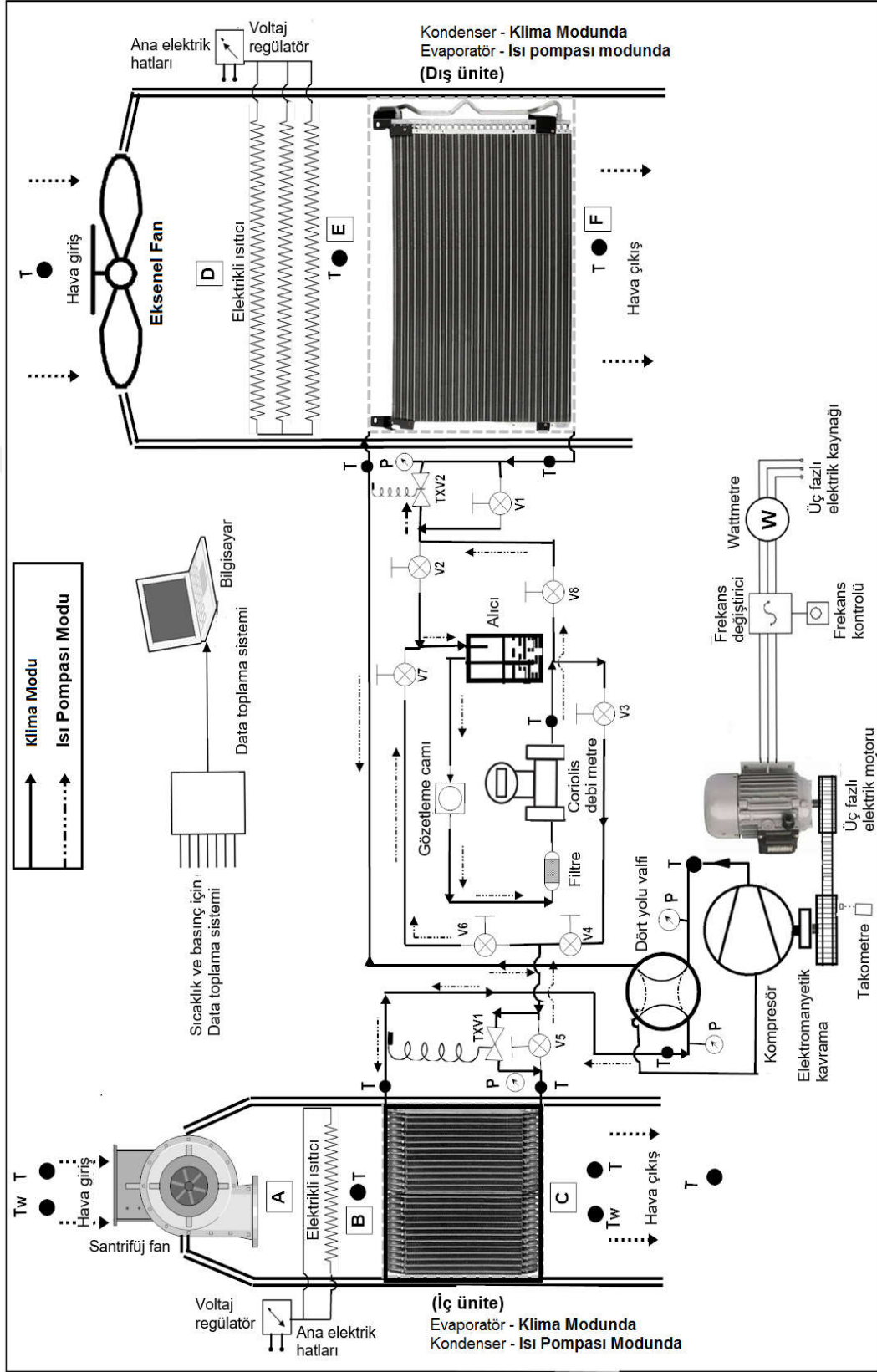
2. DENEYSEL SİSTEM

2.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması

Çalışma kapsamında kurulan deneysel taşıt iklimlendirme sistemi, kompakt bir otomobile ait R134a soğutucu akışkanlı otomobil iklimlendirme sisteminin orijinal elemanlarından oluşmaktadır. Buna ek olarak, istenilen şartlar altında sistemin test edilebilmesi ve gerekli mekanik ölçümlerin yapılabilmesi amacıyla çeşitli yardımcı elemanlar ve ölçüm cihazları bulunmaktadır. Sistemin fotoğrafı ve şematik resmi, sırasıyla Şekil 2.1 ve 2.2'de görülmektedir. Klima ve ısı pompası deneysel sisteminin fotoğrafı ve şematik görünümü, sırasıyla Şekil 2.1 ve 2.2'de görülmektedir. Deneysel sistem, Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Taşıt İklimlendirme Laboratuvarında mevcut olan bir sistem geliştirilerek elde edilmiş ve testler burada gerçekleştirilmiştir. Sistem, temel olarak beş silindirik yalpalı plakalı kompresör, dört yolu vana, kanatçık-plaka tipi lamine iç ünite, iki adet termostatik genişleme valfi, sıvı tankı, filtre/kurutucu, gözetleme camı, paralel akımlı mikro kanallı dış ünite ve veri toplama cihazından oluşmaktadır. Deneysel sistemdeki tüm iklimlendirme sistemi bileşenlerinin birbirleri ile bağlantıları, uygun çaptaki bakır borular ile yapılmıştır. İç ünite, klima modunda ve ısı pompası modunda sırasıyla buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak görev yapmaktadır. Dış ünite ise, klima modunda ve ısı pompası modunda sırasıyla yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak görev yapmaktadır. Deneysel sistem üzerinde, sistemi hem soğutma modunda klima olarak, hem de ısı pompası modunda ısıtma sistemi olarak çalıştırabilmek amacıyla soğutucu akışkanın uygun şekilde yönlendirilmesini sağlayan 8 adet manuel el vanası bulunmaktadır. Bunlar Şekil 2.2'de gösterildiği gibi, 1'den 8'e kadar numaralandırılmış ve 'V' sembolü ile gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Klima ve Isı pompası deneysel sisteminin fotoğrafı



Şekil 2.2. Klima ve ısı pompası deneysel sisteminin şematik görünümü

2.2. Deneysel Sisteminin Önemli Bileşenleri

2.2.1. Kompresör ve elektrik motoru

Deneysel sistemde kullanılan kompresörün fotoğrafı ve önemli özellikleri, sırasıyla Şekil 2.3 ve Tablo 2.1’de gösterilmektedir. Kompresör, 4 kW güce sahip 3 fazlı bir elektrik motoru tarafından motor sürücü aracılığıyla istenilen hızda tahrik edilmektedir.



Şekil 2.3. Deneysel sistemde kullanılan kompresörün elektrik motoruna bağlanmış durumdaki fotoğrafı

Tablo 2.1. Deneysel sisteminde kullanılan kompresörün özellikleri

Model/Marka	SD5H14
Maks. devir (rpm)	6000
Nominal çıkış basıncı (kPa)	1670
Nominal emme basıncı (kPa)	196
Silindir hacmi (cc)	138
Ağırlık (kg)	7,8
Tasarlandığı soğutucu akışkan	R134a

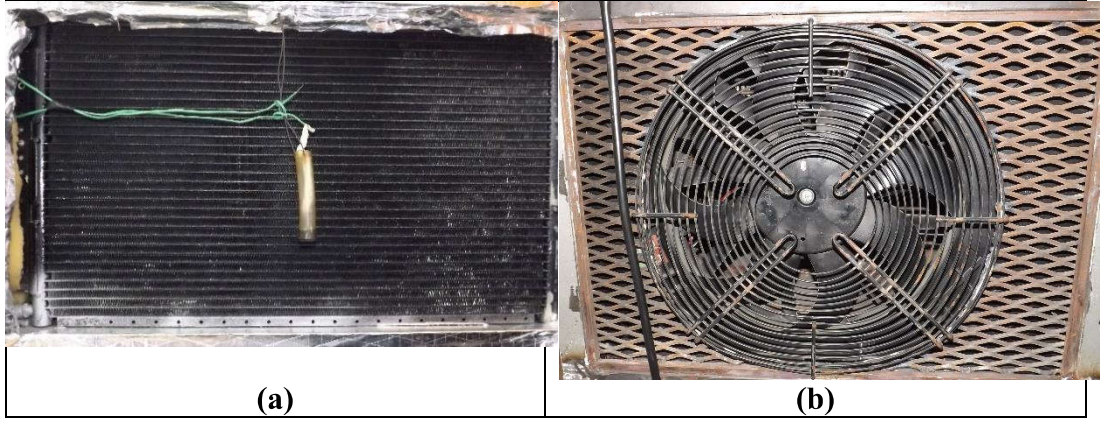
2.2.2. Dört yollu valf

Dört yollu valf, Şekil 2.4.’de gösterildiği gibi sistem üzerine yerleştirilmektedir. Dört yollu valfin klima modunda çalışan masaüstü deneysel sistem üzerindeki varlığı, sistemi ters yönde (ısı pompası modunda) çalıştırabilmesi bağlamında çok önemlidir. Bu cihaz, istenildiği takdirde 4–6 Watt elektrik gücü ile enerjilendirilerek aktif hale getirilebilmektedir.



Şekil 2.4. Deneysel sistemde kullanılan dört yollu valfin fotoğrafı

2.2.3. Dış ünite ısı değıştirci



Şekil 2.5. Kullanılan dış ünite: (a) kondenser veya evaporatör, (b) eksenel fan

Deneysel sistemde kullanılan dış ünitenin fotoğrafı ve dış ünite içindeki ısı değıştirciye gönderilen hava akımını sağlayan eksenel fan, sırasıyla Şekil 2.5 (a) ve (b)'de gösterilmektedir. Dış ünite ısı değıştirci, 1 metre uzunluğa ve $0,67 \times 0,35 \text{ m}^2$ kesit alanına sahip yalıtımlı hava kanalının içerisine yerleştirilmiştir. Bu hava kanalının girişine, $0,182 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ debide hava akımı oluşturabilen ve doğru akım güç kaynağı ile beslenen eksenel fan monte edilmiştir. Söz konusu eksenel fan kullanılarak dış ünite hava akımları elde edilmiştir. Dış ünite kanalı içinde ise, havanın dış ünite girişinde istenilen değere getirilmesinde yardımcı olması amacıyla gücü $0 - 6 \text{ kW}$ arasında değıştirilebilen üç adet elektrikli ısıtıcı bulunmaktadır.

2.2.4. Termostatik genişleme valfi (TXV)

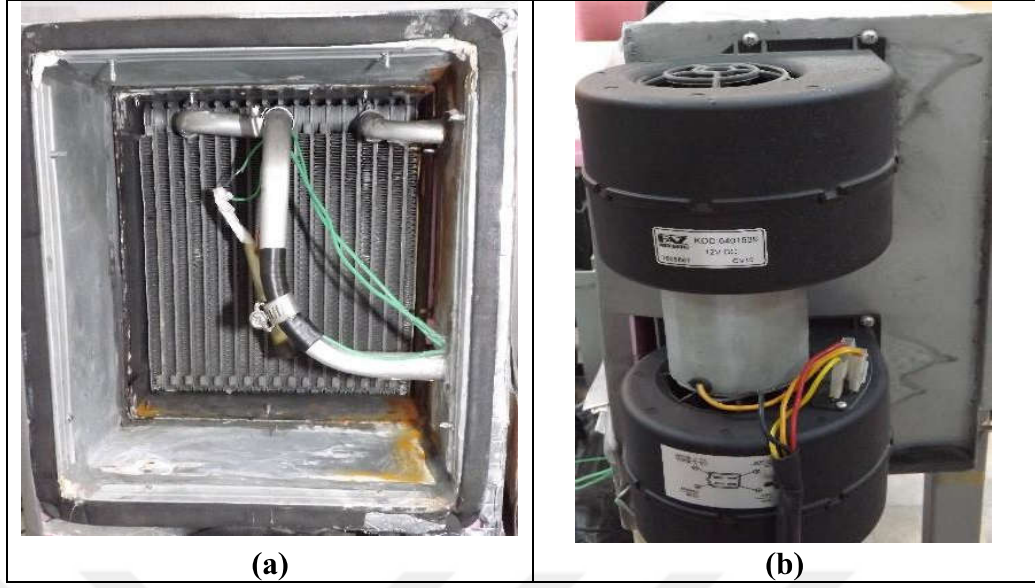
Deneysel sistemdeki kullanılan termostatik genişleme valflerinden (TXV) birinin fotoğrafı Şekil 2.6'da gösterilmektedir. Sistemde, Şekil 2.1'de görüldüğü gibi TXV1 ve TXV2 olmak üzere iki adet genişleme valfi kullanılmaktadır. Sistemin klima modunda çalıştırılması durumunda TXV1, ısı pompası modunda çalıştırılması durumunda ise TXV2 kullanılmaktadır. Sistemdeki termostatik genişleme valfleri, aslen R134a soğutucu akışkan için tasarlanmıştır. Her bir TXV'nin kapasitesi 1,5 frigo ton ($180 \text{ Btu/h} = 5,27 \text{ kW}$)'dur.



Şekil 2.6. Kullanılan termostatik genişleme valflerinden birinin fotoğrafı

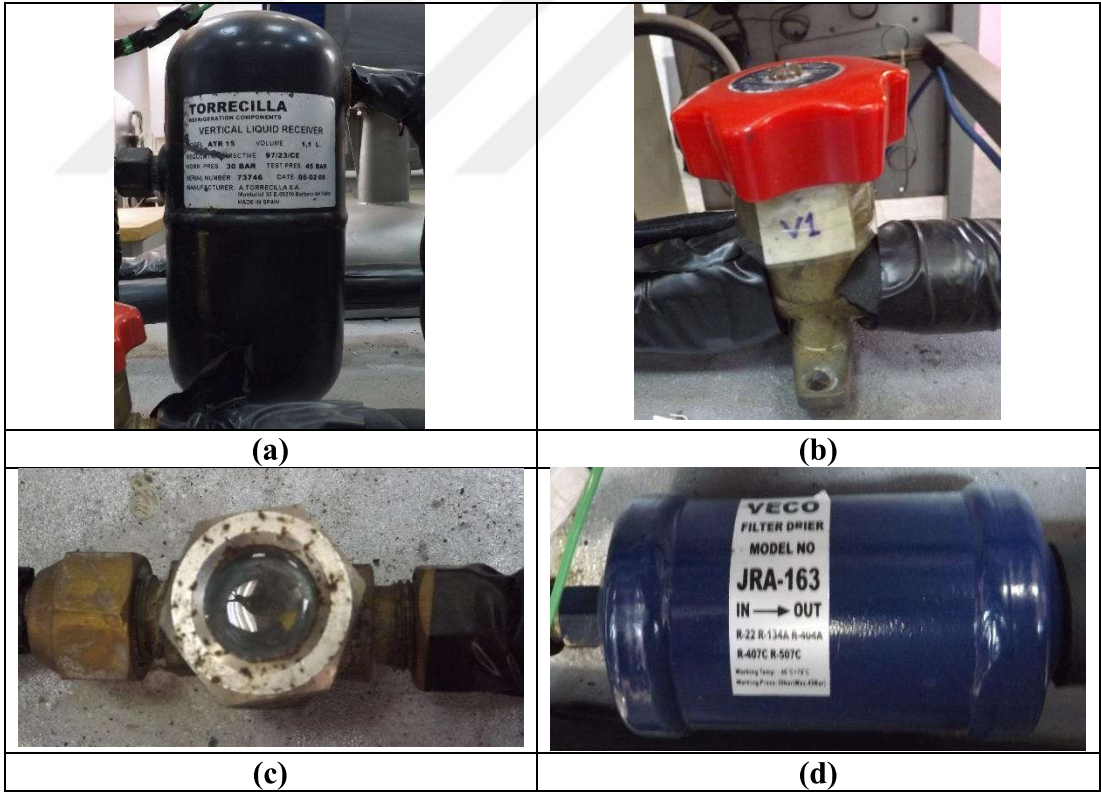
2.2.5. İç ünite

Deneysel sistemde kullanılan iç ünitenin fotoğrafı ve iç üniteye ısı değiştiriciye hava akımı besleyen santrifüj fan, sırasıyla Şekil 2.7 (a) ve (b)'de gösterilmektedir. İç ünite, 1 metre uzunluğa ve $0,24 \times 0,24 \text{ m}^2$ kesit alanına sahip yalıtımlı hava kanalının içerisine yerleştirilmiştir. Bu hava kanalının girişine, $0,112 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ debide hava akımı oluşturabilen ve doğru akım güç kaynağı ile beslenen aksel fan monte edilmiştir. Söz konusu aksel fan kullanılarak dış ünite hava akımları elde edilmiştir. İç ünite kanalının içinde ise, hava akımının iç ünite girişinde istenilen değere getirilmesinde yardımcı olması amacıyla çıkış gücü $0 - 2 \text{ kW}$ arasında değiştirilebilen elektrikli ısıtıcılar kullanılmaktadır.



Şekil 2.7. Kullanılan iç ünite: (a) evaporatör veya kondenser, (b) santrifüj fan

2.2.6. Ek bileşenler



Şekil 2.8. Deneysel sisteminin ek bileşenlerinin fotoğrafları: (a) sıvı tankı, (b) manuel el vanası, (c) gözetleme camı, (d) filtre/kurutucu

Deneysel sistem üzerine, özel amaçlara uygun birkaç bileşen eklenmiştir. Bunlar; Şekil 2.8 (a) – (d)'de gösterildiği gibi sırasıyla sıvı tankı, manuel el vanası, gözetleme camı ve filtre/kurutucudur. Tüm ek bileşenler, sistem üzerine Şekil 2.2'de gösterildiği gibi yerleştirilmektedir. Ayrıca manuel vanalar, Şekil 2.2'de gösterildiği gibi, 1'den 8'e kadar numaralandırılmış ve 'V' sembolü ile kısaltılmıştır.

Sistemdeki kullanılan sıvı tankı, 1,1 litre kapasiteye sahip olup taşıtlarda kullanılan normal sıvı tanklarından daha büyüktür. Bunun sebebi, deneysel sistem içerisinde hem klima hem de ısı pompası modu için şarj edilen soğutucu akışkan miktarının, normal otomobil iklimlendirme sistemlerindeki soğutucu akışkan miktarından daha fazla olmasıdır. Manuel vanalar, mevcut yaz iklimlendirme sistemini ters yönde çalıştırılarak ısı pompası haline dönüştürmektedir. Bu durum, Bölüm 2.4 ve 2.5'de daha ayrıntılı bir şekilde açıklanacaktır. Gözetleme camı, sistem içerisinde soğutucu akışkan eksikliği olup olmadığını gözlemleyebilmek amacıyla kullanılmaktadır. Deneysel sistemin çalışması esnasında, sistem içerisinde dolaşan soğutucu akışkan gözetleme camı üzerinden izlenerek, köpüklenme olup olmadığı kontrol edilebilir ve sistemdeki soğutucu akışkanda eksiklik olup olmadığı anlaşılabilir. Böylece, sisteme ilave soğutucu akışkan şarj edilip edilmemesi gerektiğine karar verilebilir. Son olarak filtre, deneysel sistemde dolaşan soğutucu akışkandaki her türlü kirliliği temizlemektedir.

2.3. Deneysel Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları

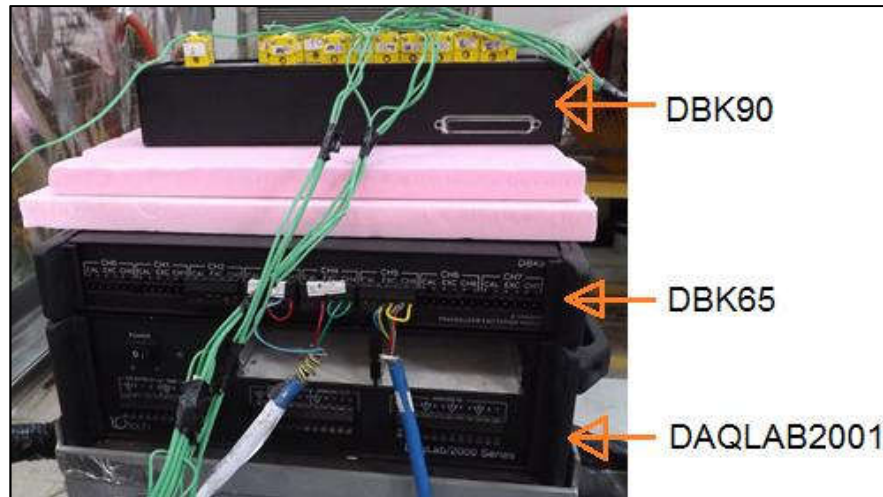
Sistemin performans analizi esnasında kullanılması gereken bazı dataların toplanması amacıyla, çeşitli mekanik ölçüm cihazları kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri, K tipi termokupllar kullanılarak data toplama sistemi vasıtasıyla belirli aralıklarla masaüstü bilgisayara kaydedilmiştir. Basınç, soğutucu akışkan debisi, iç ve dış üniteye giren hava akımı debileri ve kompresör hızı ölçümleri ise manuel olarak yapılmıştır. Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri, Tablo 2.2'de gösterilmektedir. Ölçüm cihazların açıklamaları, daha detaylı olarak aşağıdaki metinlerde sunulacaktır.

Tablo 2.2. Deneysel sistemin kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri

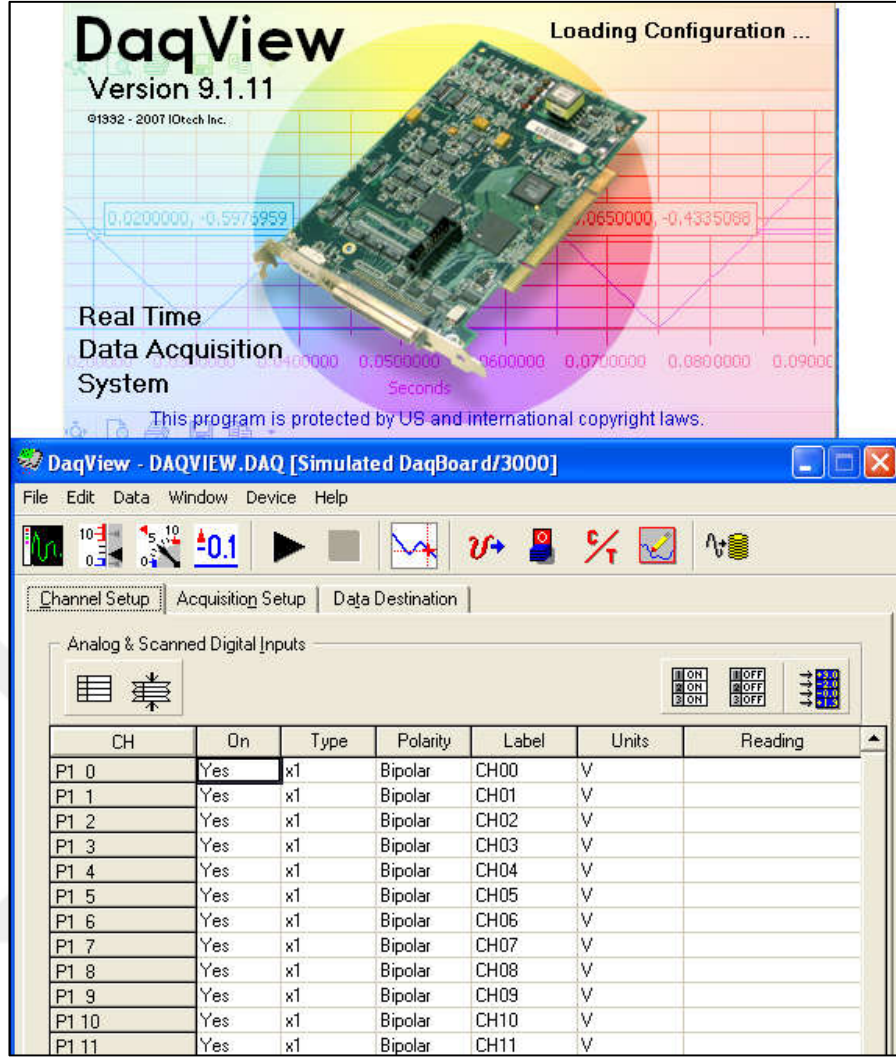
Ölçülen özellik	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K tipi termokupl	-50 – 500°C	± %0,3
Basınç	Basınç transmitteri ve Bourdon manometre	0 – 25 bar -1 – 10, 0 – 30 bar	± %0,2 0,1, 0,5 bar
Hava akımı hızı	Anemometre	0.1 – 15 m s ⁻¹	± %3,0
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis debimetre	0–350 kg h ⁻¹	± %0,1
Kompresör hızı	Fotoelektrik takometre	10 – 100000 d/d	± %2

2.3.1. Sıcaklık ölçümü

Tüm sıcaklıklar, belirli aralıklarla ölçülerek data toplama sistemi aracılığıyla masaüstü bilgisayara yarı-otomatik şekilde kaydedilmiştir. Data toplama sistemi, 16 bit 200 KHz frekanslı, 56 giriş kanallı termokupl modülü ve 8 kanallı transduser arayüz modülüne sahip bir sistemdir. Birkaç önemli bileşenin giriş ve çıkış noktalarındaki soğutucu akışkanın sıcaklıkları, Şekil 2.2’de gösterildiği gibi ‘T’ sembollü, K tipi termokupllar ile ölçülmektedir. Kullanılan termokuplar, -50 – 500°C ölçüm aralığına ve ± %0,3 doğruluğa sahiptir ve Şekil 2.9’de görüldüğü DBK90 modülü aracılığıyla data toplama sistemine bağlanmaktadır. Elde edilen datalar ise, Tablo 2.3’de ifade edildiği gibi okunan sıcaklıkların kodu ile data toplama sistemi aracılığıyla bilgisayara kaydedilmiştir. Ayrıca, havanın kuru ve yaş (‘Tw’ sembollü) termometre sıcaklıkları, Şekil 2.2’de görüldüğü gibi sistemin belirli noktalarından ölçülmektedir. Elde edilen bütün datalar, Şekil 2.10’da gösterilen DaqView programı kullanılarak bilgisayara kaydedilmiştir.



Şekil 2.9. Deneysel sistemde kullanılan data toplama sistemi



Şekil 2.10. Deneysel sistemde kullanılan Daqview programının masaüstü görünümü

2.3.2. Basınç ölçümü

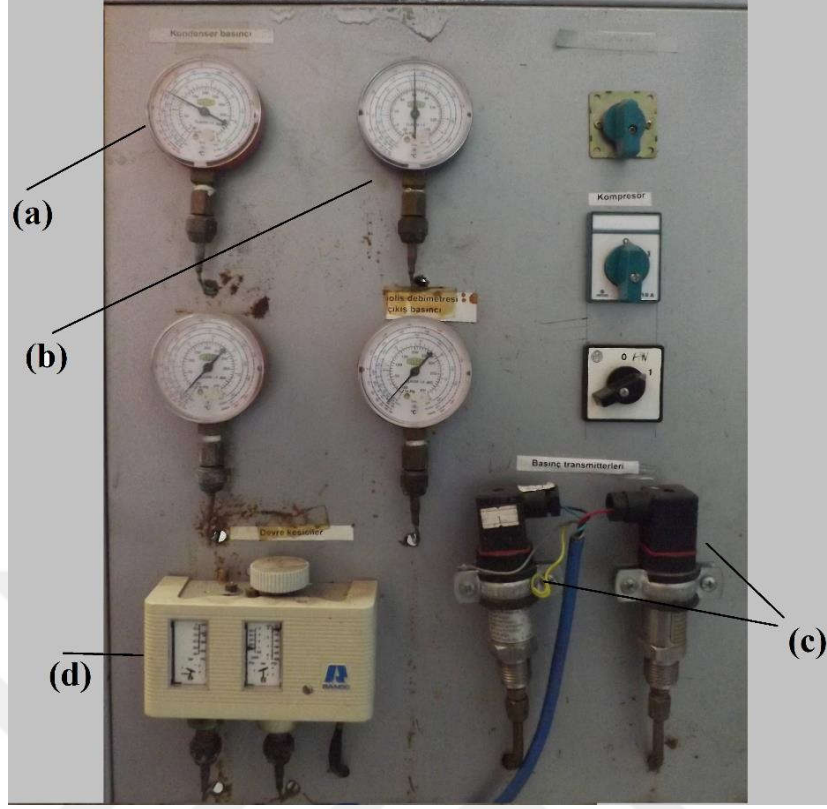
Deneysel sistemin basınç kontrol panosuna ait fotoğraf Şekil 2.11’de gösterilmektedir. Hem klima hem ısı pompası modunda kullanılan Bourdon manometre Şekil 2.11 (a) ve (b)’de gösterilerek Tablo 2.4’de özellikleri sunulmuştur. Sistemin sürekli rejimde ölçülen basınç değerleri manuel şekilde yazılarak kaydedilmiştir. Bunun yanı sıra, deneylerde kullanılan basınç transmitterleri Şekil 2.11 (c)’de görülmekte olup Tablo 2.4’de özellikleri açıklanmıştır. Ayrıca, deneysel sistemin güvenliği amacıyla kullanılan devre kesicilerin (düşük ve yüksek basınç presostatı) kontrol panosu üzerindeki görünümü Şekil 2.11 (d)’de görülmektedir.

Tablo 2.3. Data toplama sisteminde ölçülen sıcaklıklar ve kullanılan kodları

Termokupl no.	Ölçülen noktaları	Toplayıcı	Ölç. değeri
22	İç ünite kanalı girişi kuru termometre sıcaklığı	1	Hava
21	İç ünite kanalı girişi yaş termometre sıcaklığı	2	Hava
23	İç ünite kanalı ortasındaki kuru termometre sıcaklığı	3	Hava
24	İç ünite kanalı çıkışı kuru termometre sıcaklığı	4	Hava
25	İç ünite kanalı çıkışı yaş termometre sıcaklığı	5	Hava
26	Dış ünite kanalı ortasındaki kuru termometre sıcaklığı	6	Hava
28	Dış ünite kanalı çıkışı kuru termometre sıcaklığı	7	Hava
27	Dış ünite kanalı girişi kuru termometre sıcaklığı	9	Hava
1	Kompresör çıkış sıcaklığı	41	Soğ.Akış.
2	Dört yollu valf çıkış sıcaklığı	42	Soğ.Akış.
3	Dış ünite giriş sıcaklığı	43	Soğ.Akış.
4	Dış ünite çıkış sıcaklığı	44	Soğ.Akış.
5	Term. genleşme valfi (TXV1) giriş sıcaklığı	45	Soğ.Akış.
6, 19	İç ünite giriş sıcaklığı	55, 52	Soğ.Akış.
7	İç ünite çıkış sıcaklığı	47	Soğ.Akış.
8	Dört yollu valf giriş sıcaklığı	48	Soğ.Akış.
9	Kompresör giriş sıcaklığı	49	Soğ.Akış.
10	Isı pompası modunda 2. TXV2 giriş sıcaklığı	50	Soğ.Akış.
26	İç ünite çıkışı yalıtımsız boru sıcaklığı	51	Soğ.Akış.

Tablo 2.4. Basınç ölçüm cihazlarının özellikleri

Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Basınç transmitteri	0 – 25 bar	± %0,2
Bourdon manometre	-1 – 10, 0 – 30 bar	0,1, 0,5 bar



Şekil 2.11. Basınç kontrol panosu: (a) dış ünite için Bourdon manometre, (b) iç ünite için Bourdon manometre, (c) basınç transmitterleri ve (d) devre kesiciler

2.3.3. Coriolis debimetre ile debi ölçümü

Deneysel sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi, yüksek basınçlara dayanabilen ve yüksek doğruluğa sahip Şekil 2.12’de gösterilen Coriolis tip kütleli debimetre ile ölçülmüştür. Coriolis debimetrenin özellikleri Tablo 2.5’de gösterilmektedir. Bu cihaz, Şekil 2.2’de görüldüğü gibi sistemin sıvı hattı üzerinde, filtre kurutucu önüne monte edilmiştir. Deneyler esnasındaki soğutucu akışkan debileri, sistemin sürekli rejimde çalışması durumunda Coriolis debimetrenin dijital göstergesinden okunup, manuel olarak kaydedilmiştir. Kullanılan mevcut debimetre su yoğunluğuna göre kalibre edildiğinden dolayı, debimetre üzerinden okunarak elde edilen datalar, Denklem (2.1) ile görüldüğü gibi suyu yoğunluğuyla çarpılıp soğutucu akışkanın yoğunluğuna bölünerek ilgili soğutucu akışkan uygun olacak biçime dönüştürülmüştür.

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{\text{okunan}} \frac{\rho_{\text{su}}}{\rho_r} \quad (2.1)$$

Tablo 2.5. Coriolis debimetrenin özellikleri

Model/Marka	KROHNE – MFM 3300 C/D – SO4; MFS 3000
Nominal akış oranı (kg h^{-1})	350
Yoğunluk ölçümü (kg m^{-3})	500 – 2000 ($\pm\%0,2$)
Hassasiyet (%)	$\pm\%0,1$ (sıvı için) $\pm\%0,5$ (gaz için)



Şekil 2.12. Deneysel sistemde kullanılan Coriolis debimetre

2.3.4. Kompresör hızı, izafi nem ve hava debisi ölçümleri

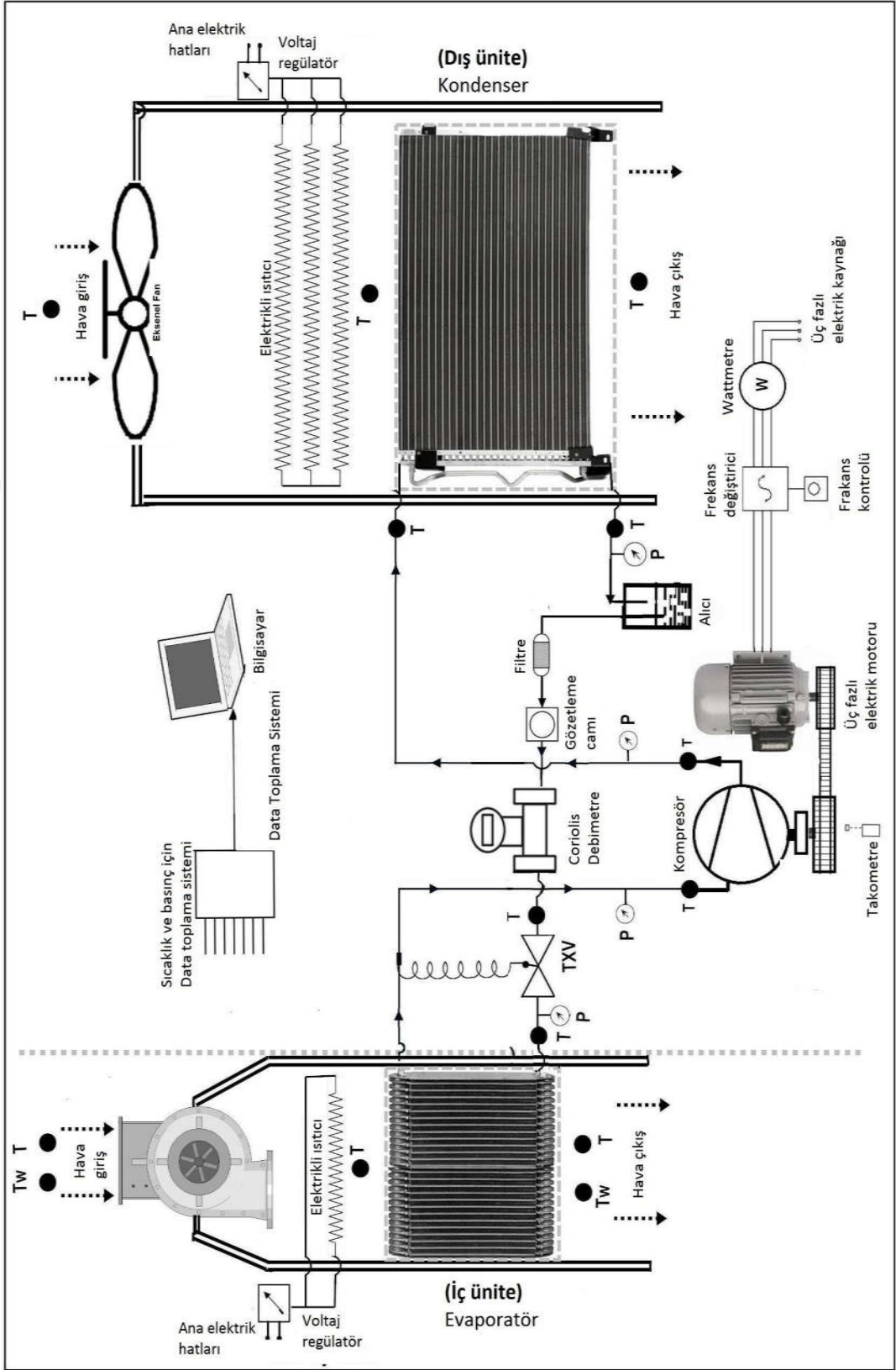
Deneysel sistemde kompresör hızını istenilen değere getirmek için, kompresörü tahrik eden elektrik motorunun hızı ayarlanmaktadır. Potansiyometre ile kontrol edilen bir motor sürücü yardımıyla elektrik akımının frekansı değiştirilerek kompresör istenilen devirde çalıştırılmaktadır. Kompresör hızının ayarlaması sürecinde, Şekil 2.13 (a)'da görülen fotoelektrik takometre kullanılmıştır. İlgili takometrenin ölçüm aralığı 10 – 100000 d/d 'dır ve $\pm\%2$ doğruluk ile çalışmaktadır. Ayrıca, iç ve dış üniteye giren hava akımı hız ölçümleri Şekil 2.12 (b)'de görülen, ölçüm aralığı $0,1 - 15 \text{ ms}^{-1}$ ve doğruluğu $\pm\%3,0$ olan anemometre ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.13. Deneysel sistemde kullanılan: (a) fotoelektrik takometre, (b) anemometre fotoğrafı

2.4. Klima Modunda Deneysel Sistem

Deneysel sisteminin klima modunda çalışması durumundaki şematik görünümünün basitleştirilmiş hali Şekil 2.14’de gösterilmektedir. Soğutucu akışkanın sistem içerisinde izlediği yol, boru hatları üzerinde gösterilen oklar takip edilerek şematik resim üzerinden görülebilmektedir. Karışıklığa yol açmamak adına, sistemin klima modunda çalışması durumu için daha önce de Şekil 2.2’de gösterildiği şekilde, akışkanın sistem içerisinde izlediği yol Şekil 2.14’de de düz çizgiler kullanılarak oluşturulan oklar yardımıyla gösterilmiştir. Sistemi klima modunda çalıştırabilmek için, dört yollu valfinin enerjilendirilmemesi ve V1, V2, V3 ve V4 vanalarının açık konuma, geriye kalan diğer vanaların ise kapalı konuma getirilmesi gerekmektedir.



Şekil 2.14. Deneysel sisteminin klima modu çalışma durumunun basitleştirilmiş şematik görünümü

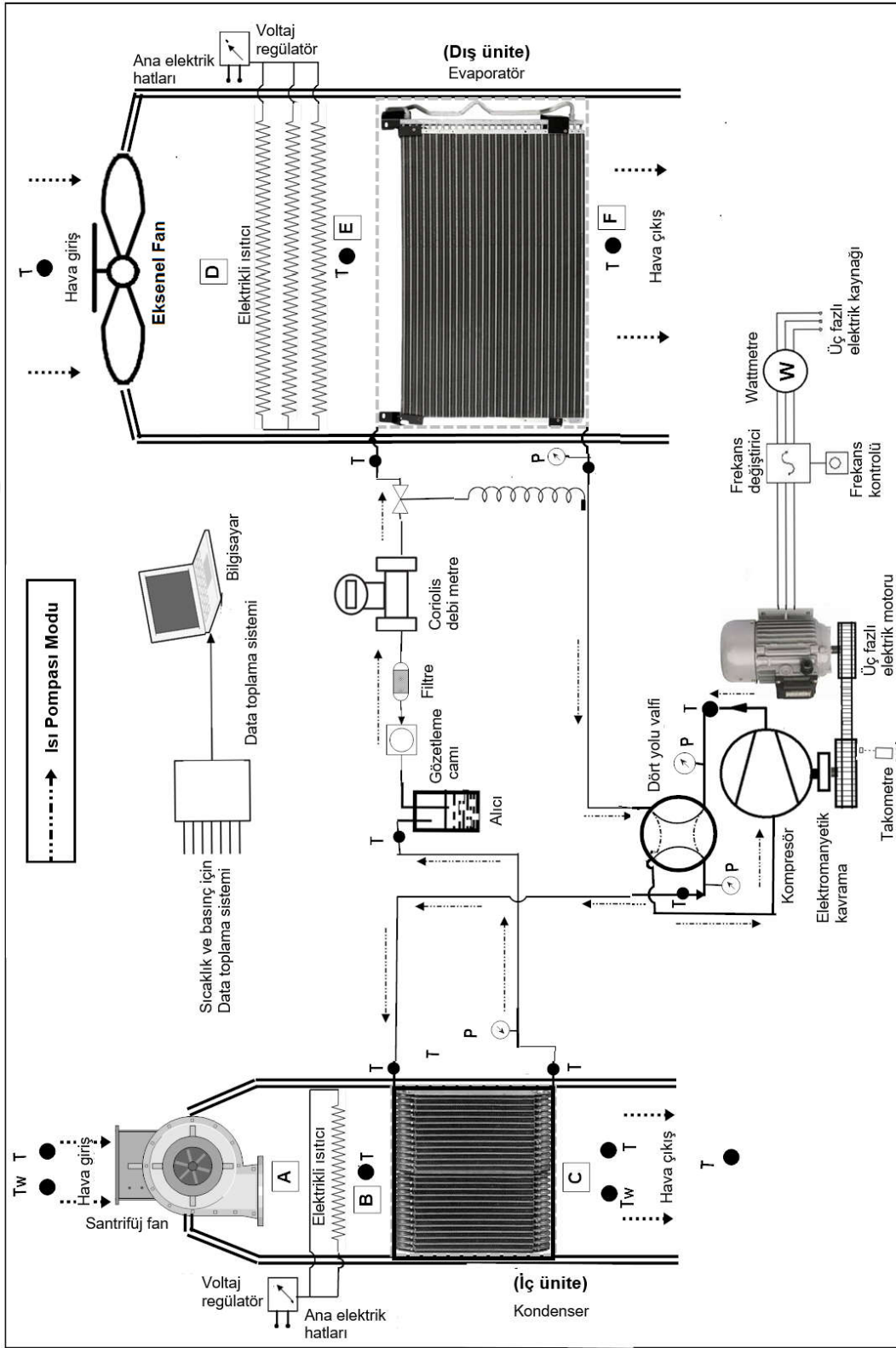
Sistemin klima modunda çalışması durumunda, kompresörden yüksek basınçta kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan, aktif olmayan dört yollu valfe girdikten sonra dış üniteye yönlendirilmektedir. Klima modunda dış ünite, yoğusturucu (kondenser) olarak görev yapmaktadır. Dış üniteden yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı halinde çıkan soğutucu akışkan, açık konumda bulunan V1 ve V2 vanalarından geçerek sıvı tankına giriş yapmaktadır. Sıvı tankı, termostatik genişleme valfinin (TXV1) kısıldığı durumlarda çevrimde ihtiyaç duyulmayan soğutucu akışkanı depolama, soğutucu akışkan içindeki kir ve nemi tutma görevi yapmaktadır. Sıvı tankıdan çıkan sıvı haldeki soğutucu akışkan sırasıyla gözetleme camı, filtre/kurutucu ve Coriolis debimetreden geçmektedir. V5 vanası kapalı konumda olduğundan, soğutucu akışkan açık konumda bulunan V3 ve V4 vanalarından geçerek 1. termostatik genişleme valfine (TXV1) girmektedir. Termostatik genişleme valfinden geçen soğutucu akışkanın basıncı düşmekte ve sıcaklığı azalmaktadır. Basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan TXV1 içerisinden geçtikten sonra, buharlaştırıcı olarak görev yapan iç üniteye, çıkışındaki kızgınlık sabit kalacak şekilde, düşük basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı olarak giriş yapmaktadır. Soğutucu akışkan, iç ünite hava akımından ısı çekerek buharlaşmakta ve düşük basınçta kızgın buhar olarak evaporatörü terk etmektedir. Burada, termostatik genişleme valfi (TXV1), bütün yüklerde evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit tutacak şekilde açılıp kapanmakta ve soğutucu akışkan debisini ayarlamaktadır. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından tekrar kompresöre yönlendirilerek soğutma modu çevrimini tamamlamaktadır.

2.5. Isı Pompası Modunda Deneysel Sistem

Deneysel sisteminin ısı pompası modunda çalışması durumundaki şematik görünümünün basitleştirilmiş hali, Şekil 2.15'de gösterilmektedir. Soğutucu akışkanın sistem içerisinde izlediği yol, boru hatları üzerinde gösterilen oklar takip edilerek şematik resim üzerinden görülebilmektedir. Karışıklığa yol açmamak adına, sistemin ısı pompası modunda çalışması durumu için daha önce Şekil 2.2'de gösterildiği şekilde, akışkanın sistem içerisinde izlediği yol Şekil 2.15'de de kesikli çizgiler kullanılarak oluşturulan oklar yardımıyla gösterilmiştir. Isı pompası modu basit olarak; sistemin klima modunda çalışması durumundaki soğutucu akışkanın, kompresör hariç diğer tüm sistem bileşenlerinden geçerken izlediği yolun tersini

izlemesi şeklinde gerçekleşmektedir. Akışkanın klima moduna göre ters yönde izlediği bu akış yönü, kompresör çıkış hattına yerleştirilen bir dört yollu valf aracılığı ile sağlanmaktadır. Sistemin ısı pompası modunda çalıştırılabilmesi için, dört yollu valfin enerjilendirilmesi ve V5, V6, V7 ve V8 vanalarının açık konuma, diğer vanaların ise kapalı konuma getirilmesi gerekmektedir.

Sistemin ısı pompası modunda çalışması durumunda, kompresörden yüksek basınçta kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan, aktif durumda olan dört yollu valfe girdikten sonra iç üniteye yönlendirilmektedir. Isı pompası modunda iç ünite, yoğuşturucu (kondenser) olarak görev yapmaktadır. Soğutucu akışkan iç üniteden geçerken, şartlandırılan hava akımına ısı atarak yoğuşmakta ve yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak kondenseri terk etmektedir. İç üniteden yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan V5, V6 ve V7 vanalarından geçerek sıvı tankına giriş yapmaktadır. Sıvı tankı, termostatik genleşme valfinin (TXV2) kısıldığı durumlarda çevrimde ihtiyaç duyulmayan soğutucu akışkanı depolama, soğutucu akışkan içindeki kir ve nemi tutma görevi yapmaktadır. Sıvı tankından çıkan sıvı haldeki soğutucu akışkan, sırasıyla gözetleme camı, filtre/kurutucu ve Coriolis debimetreden geçmektedir. V3 vanası kapalı konumda olduğundan, soğutucu akışkan açık konumda bulunan V8 vanasından geçerek 2. termostatik genleşme valfine (TXV1) girmektedir. Termostatik genleşme valfinden geçen soğutucu akışkanın basıncı düşmekte ve sıcaklığı azalmaktadır. Basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan TXV2 içerisinden geçtikten sonra, buharlaştırıcı (evaporatör) olarak görev yapan dış üniteye, çıkışındaki kızgınlık sabit kalacak şekilde, düşük basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı olarak giriş yapmaktadır. Soğutucu akışkan, dış ünite hava akımından ısı çekerek buharlaşmakta ve düşük basınçta kızgın buhar olarak evaporatörü terk etmektedir. Burada termostatik genleşme valfi (TXV2), bütün yüklerde buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlığı sabit tutacak şekilde açılıp kapanmakta ve soğutucu akışkan debisini ayarlamaktadır. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından tekrar kompresöre yönlendirilerek ısı pompası modu çevrimini tamamlamaktadır.



Şekil 2.15. Deneysel sisteminin ısı pompası modu çalışma durumunun basitleştirilmiş şematik görünümü

3. DENEYSEL YÖNTEM VE TERMODİNAMİK ANALİZ

3.1. Klima Modu Deneyslerinde Uygulanan Yöntem

Sisteminin klima modunda çalışma durumunda ilk olarak 2,20 kg R134a soğutucu akışkanı şarj edilerek birinci grup testleri yapılmıştır. R134a akışkanı kullanılarak gerçekleştirilen birinci grup testlerinin ardından, deneysel sisteme 2,00 kg R1234yf soğutucu akışkanı şarj edilerek ikinci grup testleri gerçekleştirilmiştir. Sistem içerisinde kullanılan R1234yf soğutucu akışkan miktarının R134a soğutucu akışkanın miktarına göre yaklaşık %10 daha az olmasının sebebi, R134a'nın sahip olduğu sıvı yoğunluğunun %10 daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır (Wang, 2014). Ayrıca, her soğutucu akışkan şarjı esnasında 300 cm³ PAG yağ da eklenmiştir. PAG yağlar, R134a soğutucu akışkanı için kullanılmak üzere tasarlanmış olmasına rağmen, R1234yf yüklü sistemlerde de güvenli bir şekilde kullanılabilir. Çünkü benzer sistemlerde çalışan R1234yf ve R134a için kullanılan yağlar arasında önemli bir fark bulunmamaktadır (Gordon ve Austice, 2011).

Söz konusu soğutucu akışkanlar kullanılarak, her iki akışkan için de deneysel sistemin kompresör hızı: 1000, 1500, 2000 ve 2500 d/d olacak şekilde dört farklı devirde testler gerçekleştirilmiştir. Yoğuşturucu (kondenser) ve buharlaştırıcı (evaporatör) girişindeki hava akımı sıcaklıkları sırasıyla $T_{içünite,hg}=30^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}C$; $T_{içünite,hg}=35^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}C$; $T_{içünite,hg}=40^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}C$ olacak şekilde değiştirilmiştir. Testler esnasında, iç ünite giriş hava akımı izafi nemi %55–75 aralığında tutulmuştur. Sistemin ilk olarak yaklaşık 10 dakika geçici rejimde çalışması beklendikten sonra, sistemin sürekli rejim dataları toplanmıştır. Sıcaklık ölçüm noktalarındaki sapmaların yaklaşık 3 dakika boyunca 0,5°C altında seyretmesi durumunda sistemin sürekli rejime geldiği kabul edilmiştir (Alkan ve Hosoz, 2010). Taşıt iklimlendirme sistemleri pratikte nadiren sürekli rejimde çalışmasına karşın, sistem performansının belirlenmesi için sürekli rejim analizi uygun bir prosedür olarak kabul edilmektedir (Jabardo ve diğ., 2003). Ayrıca, gerçekleştirilen her deney

ardından sistem yaklaşık 10 dakika dinlendirilerek, bir sonraki test için çalıştırılmadan önce benzer test koşullarının sağlandığından emin olunmuştur.

3.2. Isı Pompası Modu Deneyleri Yöntemi

Sisteminin ısı pompası modunda çalışma durumunda ilk olarak 2,00 kg R1234yf soğutucu akışkanı şarj edilerek birinci grup testleri yapılmıştır. R1234yf akışkanı kullanılarak gerçekleştirilen birinci grup testlerinin ardından, deneysel sisteme 2,20 kg R134a soğutucu akışkanı şarj edilerek ikinci grup testleri gerçekleştirilmiştir. Wang'ın (2010) ifade ettiği gibi, sistem içerisinde kullanılan R1234yf soğutucu akışkan miktarının R134a soğutucu akışkanın miktarına göre yaklaşık %10 daha az olmasının sebebi, sahip olduğu sıvı yoğunluğunun %10 daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, her soğutucu akışkan şarjı esnasında 300 cm³ PAG yağ da eklenmiştir. Gordon ve Austice'ye (2011) göre PAG yağlar, R134a soğutucu akışkanı için kullanılmak üzere tasarlanmış olmasına rağmen, R1234yf yüklü sistemlerde de güvenli bir şekilde kullanılabilir. Çünkü benzer sistemlerde çalışan R1234yf ve R134a için kullanılan yağlar arasında önemli bir fark bulunmamaktadır.

Söz konusu soğutucu akışkanlar kullanılarak, her iki akışkan için de deneysel sistemin kompresör hızı: 1000, 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d olacak şekilde beş farklı devirde testler gerçekleştirilmiştir. Yoğuşturucu (kondenser) ve buharlaştırıcı (evaporatör) girişindeki hava akımı sıcaklıkları sırasıyla $T_{içünite,hg}=5^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}C$; $T_{içünite,hg}=10^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}C$; $T_{içünite,hg}=15^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}C$ olacak şekilde değiştirilmiştir. Testler esnasında, iç ünite giriş hava akımı izafi nemi %45–65 aralığında tutulmuştur. Sürekli rejim dataları, sistemin yaklaşık 10 dakika boyunca geçici rejim şartlarında çalışmasının ardından alınmıştır. Sıcaklık ölçüm noktalarındaki sapmaların yaklaşık 3 dakika boyunca 0,5°C altında seyretmesi durumunda sistemin sürekli rejime geldiği kabul edilmiştir (Alkan ve Hosoz, 2010). Jabardo ve diğ.'ne (2003) göre, taşıt iklimlendirme sistemleri pratikte nadiren sürekli rejimde çalışmasına karşın, sistem performansının belirlenmesi için sürekli rejim analizi uygun bir prosedür olarak izlenebilmektedir. Benzer şekilde, gerçekleştirilen her testin ardından sistem yaklaşık 10 dakika dinlendirilerek, bir sonraki test için çalıştırılmadan önce benzer test koşullarının sağlandığından emin olunmuştur.

Sistemin klima ve ısı pompası modlarında performans analizlerini gerçekleştirmek için yukarıda bahsedildiği şekilde çok sayıda test yapıldıktan sonra, Şekil 2.2’de belirtilen noktalardan gereken bütün datalar toplanmış ve Lemmon ve diğ.’nin (2007) REFPROP programı kullanılarak soğutucu akışkanın bu noktalardaki termodinamik özellikleri elde edilmiştir.

3.3. Termodinamik Analiz

Bu tez kapsamında, sistemin klima ve ısı pompası modları için performans analizi gerçekleştirilmektedir. Sistemin her iki modu için de, enerji ve ekserji metodu kullanılarak gerçekleştirilen termodinamik analiz, aşağıda ayrıntılı olarak açıklanmaktadır.

3.3.1. Soğutma modu için termodinamik analiz

3.3.1.1. Soğutma modu için enerji analizi

Soğutma modunun sürekli rejimde olması durumunda kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilerek, Termodinamiğin Birinci Kanunu (enerjinin korunumu ilkesi) kullanarak soğutma sistemindeki bileşenlerin enerji performans parametreleri elde edilebilmektedir.

Sistemin soğutma kapasitesi, evaporatöre enerjinin korunumu ilkesinin uygulanmasıyla aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_{\text{evap},\varphi} - h_{\text{evap},g}) \quad (3.1)$$

Burada, \dot{m}_r , soğutucu akışkan debisi, $h_{\text{evap},\varphi}$, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışındaki entalpisi, $h_{\text{evap},g}$ ise soğutucu akışkanın buharlaştırıcı girişindeki entalpisini göstermektedir.

Benzer şekilde, yoğuşturucuda atılan ısı, dış üniteye enerjinin korunumu ilkesinin uygulanması ile aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_r (h_{\text{kond},g} - h_{\text{kond},\varphi}) \quad (3.2)$$

Burada, $h_{\text{kond},g}$ soğutucu akışkanın yoğusturucu girişindeki entalpisini, $h_{\text{kond},ç}$ ise soğutucu akışkanın yoğusturucu çıkışındaki entalpisini göstermektedir.

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç veya kompresör gücü aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_r (h_{\text{komp},ç} - h_{\text{komp},g}) \quad (3.3)$$

$h_{\text{komp},ç}$ soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki entalpisini, $h_{\text{komp},g}$ ise soğutucu akışkanın kompresör girişindeki entalpisini göstermektedir.

Soğutma Tesir Katsayısı (STK), sistemin soğutma modunda çalışması durumundaki enerji etkenliğinin bir göstergesidir. STK, soğutma kapasitenin kompresör gücüne oranlanması ile hesaplanmaktadır.

$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (3.4)$$

3.3.1.2. Soğutma modu için ekserji analizi

Bütün termodinamik proseslerde enerjinin korunmasına rağmen, ekserji kısmen veya tamamen yıkıma maruz kalmakta, yani yok edilmektedir. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının birlikte kullanılması ile yapılan ekserji analizi, sistemlerin potansiyel optimizasyonunu değerlendirmek açısından önem taşımaktadır. Soğutma sisteminin nerede ve ne kadar termodinamik olarak verimsiz çalıştığını belirleyebilmek için gerçekleştirilen ekserji analizinde, sistemin her bir bileşeni için ekserji kaybı, kontrol hacim için ekserji denge denklemi kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{\text{cv}} + \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_ç \Psi_ç \quad (3.5)$$

Burada \dot{Q}_j , T_j sıcaklığındaki sınırı geçen ısıdır. Denklemdaki \dot{W} , kontrol hacminde üretilen işi, Ψ ise özgül akış ekserjisini göstermektedir. Denklemda T_0 ölü hali temsil eden çevre sıcaklığını, "g" ve "ç" indisleri ise sırasıyla giriş çıkışı temsil etmektedir.

Soğutucu akışkanın giriş ve çıkış özgül akış ekserjileri aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$\Psi=(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.6)$$

Burada entropi 's', referans (ölü) hal '0' alt indisi ile gösterilmektedir.

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilerek, kompresörde yok edilen ekserji aşağıdaki denklemden bulunmaktadır.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_r(\Psi_{komp,g} - \Psi_{komp,\phi}) + \dot{W}_{komp} \quad (3.7)$$

Kompresörde yok edilen ekserji; gaz sürtünmesinden, hareketli parçaların mekanik sürtünmesinden ve iç ısı transferinden kaynaklanmaktadır.

Kondenserde yok edilen ekserjiye, kondensörden (dış ünite) geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ısı transferi sebep olmaktadır. Bu bileşende yok edilen ekserji, ve Denklem (3.5) kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_r(\Psi_{kond,g} - \Psi_{kond,\phi}) + \dot{m}_{h,kond}(\Psi_{a,E} - \Psi_{a,F}) \quad (3.8)$$

Burada, $\dot{m}_{h,kond}$, kondensörden geçen hava akımı kütleli debisidir.

Denklem (3.8)'de bulunan E ve F noktalarındaki havanın özgül akış ekserjileri, Özgener ve Hepbaşlı'nın (2007) ifade ettiği Denklem (3.9) kullanılarak hesaplanır.

$$\Psi_a = (c_{p,h} + \omega c_{p,b}) T_0 [(T/T_0) - 1 - \ln(T/T_0)] + (1 + 1,6078\omega) R_g T_0 \ln(P/P_0) + R_a T_0 \{ (1 + 1,6078\omega) \ln[(1 + 1,6078\omega_0)/(1 + 1,6078\omega)] + 1,6078\omega \ln(\ln\omega/\omega_0) \} \quad (3.9)$$

Burada, $c_{p,h}$ havanın özgül ısısını, $c_{p,b}$ su buharının özgül ısısını, R ideal gaz sabitini ve ω izafi nemi temsil etmektedir.

Termostatik genişleme valfinde (TXV) yok edilen ekserji, soğutucu akışkanın valften geçerken genişmesi esnasında oluşan akışkan sürtünmesinden kaynaklanmaktadır. Termostatik genişleme valfinin çevre ile yaptığı ısı transferi ihmal edilirse, bu elemanda yok edilen ekserji aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{x_{d,TXV}} = \dot{m}_r(\Psi_{TXV,g} - \Psi_{TXV,\zeta}) \quad (3.10)$$

Termostatik genişleme valfi boyunca akışkan entalpisinin sabit kaldığı dikkate alınarak Denklem (3.6) Denklem (3.10) 'a taşınırsa, bu elemanda yok edilen ekserji aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{x_{d,TXV}} = \dot{m}_r T_0 (s_{TXV,g} - s_{TXV,\zeta}) \quad (3.11)$$

Evaporatörde (iç ünite) yok edilen ekserji, evaporatörden geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkından meydana gelen ısı transferinden kaynaklanmaktadır ve Denklem (3.5) kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{E}_{x_{d,evap}} = \dot{m}_r(\Psi_{evap,g} - \Psi_{evap,\zeta}) + \dot{m}_{h,evap}(\Psi_{a,B} - \Psi_{a,C}) \quad (3.12)$$

Burada, B ve C noktalarındaki havanın özgül akış ekserjileri, Özgener ve Hepbaşlı'nın (2007) ifade ettiği şekilde Denklem (3.9) kullanılarak elde edilir.

Taşıt iklimlendirme sisteminin soğutma modunda çalışması durumu için sistemde yok edilen toplam ekserji, bileşenlerdeki ekserji kayıplarının toplanması ile aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{E}_{x_{d,top}} = \dot{E}_{x_{d,komp}} + \dot{E}_{x_{d,evap}} + \dot{E}_{x_{d,kond}} + \dot{E}_{x_{d,TXV}} \quad (3.13)$$

3.3.2. Isı pompası modu için termodinamik analiz

3.3.2.1. Isı pompası modu için enerji analizi

Isı pompası modunun sürekli rejimde çalışması durumunda kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilerek, enerjinin korunumu ilkesinin kullanımı ile ısı pompası sistemindeki bileşenlerin enerji performans parametreleri elde edilebilmektedir.

Isıtma kapasitesi, yoğuşturucu'ya (iç ünite) enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_r (h_{\text{kond,g}} - h_{\text{kond,\phi}}) \quad (3.14)$$

Benzer şekilde, buharlaştırıcıda absorbe edilen ısı buharlaştırıcıya (dış ünite) enerjinin korunumu ilkesi uygulanarak aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_{\text{evap,\phi}} - h_{\text{evap,g}}) \quad (3.15)$$

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç veya kompresör gücü,

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_r (h_{\text{komp,\phi}} - h_{\text{komp,g}}) \quad (3.16)$$

bağıntısı kullanılarak elde edilmektedir.

Isıtma Tesir Katsayısı (ITK), sistemin ısı pompası modunda çalışması durumundaki enerji etkenliğinin bir göstergesidir ve ısıtma kapasitenin kompresör gücüne oranlanması ile aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\text{ITK} = \frac{\dot{Q}_{\text{kond}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (3.17)$$

3.3.2.2. Isı pompası modu için ekserji analizi

Isı pompası sisteminin nerede ve ne kadar termodinamik olarak verimsiz çalıştığını belirleyebilmek için gerçekleştirilen ekserji analizinde, sistemin her bir bileşeni için ekserji kaybı, kontrol hacim için ekserji denge denklemi kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\phi \Psi_\phi \quad (3.18)$$

Soğutucu akışkanın giriş ve çıkış özgül akış ekserjileri aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$\Psi=(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.19)$$

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, Denklem (3.18) kullanılarak kompresörde yok edilen ekserji,

$$\dot{E}_{x,d,komp} = \dot{m}_r(\Psi_{komp,g} - \Psi_{komp,\zeta}) + \dot{W}_{komp} \quad (3.20)$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

Dört yollu valfde yok edilen ekserji, valfin adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, aşağıdaki denklem ile elde edilmektedir.

$$\dot{E}_{x,d,4-y.valf} = \dot{m}_r(\Psi_{4-y.valf} - \Psi_{4-y.valf}) \quad (3.21)$$

Kondenserde yok edilen ekserji Denklem (3.18) kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{E}_{x,d,kond} = \dot{m}_r(\Psi_{kond,g} - \Psi_{kond,\zeta}) + \dot{m}_{h,kond}(\Psi_{a,B} - \Psi_{a,C}) \quad (3.22)$$

Denklem (3.22)'de bulunan B ve C noktalarındaki havanın özgül akış ekserjileri, Özgener ve Hepbaşlı'nın (2007) ifade ettiği şekilde Denklem (3.9)'dan hesaplanır.

Termostatik genişleme valfinin çevre ile yaptığı ısı transferi ihmal edilirse, bu elemanda yok edilen ekserji aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{x,d,TXV} = \dot{m}_r(\Psi_{TXV,g} - \Psi_{TXV,\zeta}) \quad (3.23)$$

Termostatik genişleme valfi boyunca akışkan entalpisinin sabit kaldığı dikkate alınarak Denklem (3.19) Denklem (3.23) 'a taşınırsa, bu elemanda yok edilen ekserji,

$$\dot{E}_{x,d,TXV} = \dot{m}_r T_0(s_{TXV,g} - s_{TXV,\zeta}) \quad (3.24)$$

şekilde hesaplanabilir.

Evaporatörde (dış ünite) yok edilen ekserji, Denklem (3.18) kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\dot{E}X_{d, \text{evap}} = \dot{m}_r (\Psi_{\text{evap}, g} - \Psi_{\text{evap}, \phi}) + \dot{m}_{h, \text{evap}} (\Psi_{a, E} - \Psi_{a, F}) \quad (3.25)$$

Burada, E ve F noktalarındaki havanın özgül akış ekserjileri, Özgener ve Hepbaşlı'nın (2007) ifade ettiği şekilde Denklem (3.9) kullanılarak elde edilir.

Taşıt iklimlendirme sisteminin ısı pompası modunda çalışması durumu için sistemde yok edilen toplam ekserji, bileşenlerdeki ekserji kayıplarının toplanması ile aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{E}X_{d, \text{top}} = \dot{E}X_{d, \text{komp}} + \dot{E}X_{d, 4-y. \text{valf}} + \dot{E}X_{d, \text{evap}} + \dot{E}X_{d, \text{kond}} + \dot{E}X_{d, \text{TXV}} \quad (3.26)$$

4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

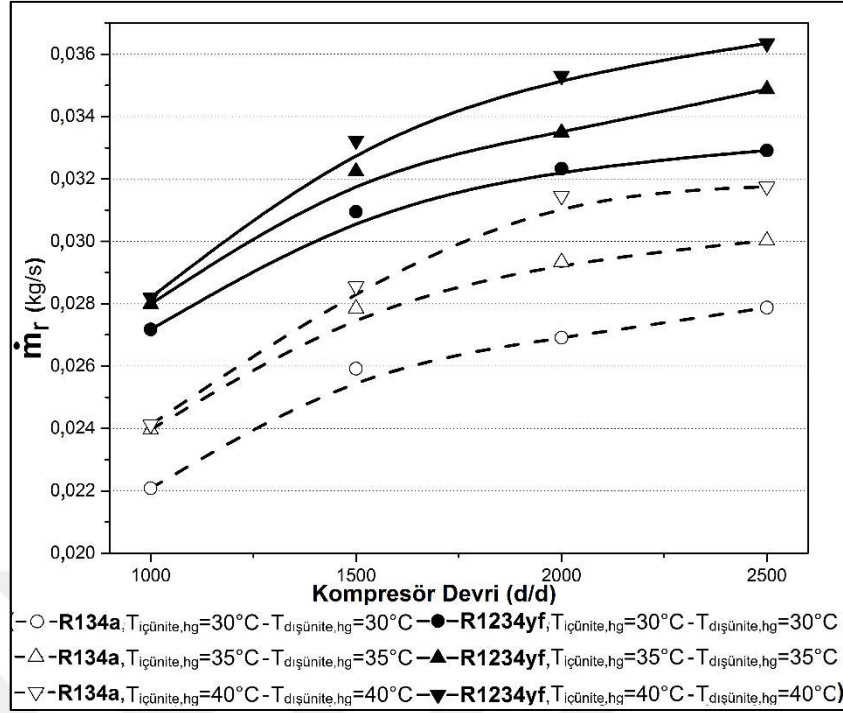
Bu bölümde, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme ve ısı pompası sisteminin performans parametreleri, sürekli rejimde klima (soğutma) ve ısı pompası (ısıtma) modlarında çalışma durumları için yapılan analiz sonuçlarına göre karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır.

4.1. R1234yf ve R134a için Soğutma Durumunda Performans Karşılaştırılması

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin soğutma modundaki enerji ve ekserji performans parametrelerinin karşılaştırılması, sırasıyla Şekil 4.1– 4.8 ve Şekil 4.9 – 4.16’de sunulmaktadır. Bu şekillerde ilgili performans parametreleri, kompresör hızı ve iç-dış ünite girişindeki hava akımın sıcaklıklarının fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Soğutma deneyleri, deneysel sistemin kompresör hızı 1000, 1500, 2000 ve 2500 d/d olacak şekilde dört farklı devirde gerçekleştirilmiştir. Dış ünite (yoğuşturucu/ kondenser) ve iç ünite (buharlaştırıcı/ evaporatör) girişindeki hava akımın sıcaklıkları, sırasıyla $T_{içünite,hg}=30^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}C$; $T_{içünite,hg}=35^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}C$; $T_{içünite,hg}=40^{\circ}C$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}C$ olacak şekilde değiştirilmiştir. Bu sıcaklık kombinasyonları, sırasıyla Set 1, Set 2 ve Set 3 olarak adlandırılmıştır. Testler esnasında, iç ünite giriş hava akımı izafi nemi %55–75 aralığında tutulmuştur.

4.1.1. R1234yf ve R134a soğutma durumunda enerji performans parametrelerinin karşılaştırılması

Klima modunda çalışan sistemin deneysel verileri kullanılarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları için sistemdeki soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_r), soğutma kapasitesi (\dot{Q}_{evap}), kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), kondenserde atılan ısı (\dot{Q}_{kond}), soğutma tesir katsayısı (STK), kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı ve kompresördeki basınçlar oranı gibi enerji performans parametreleri belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır.

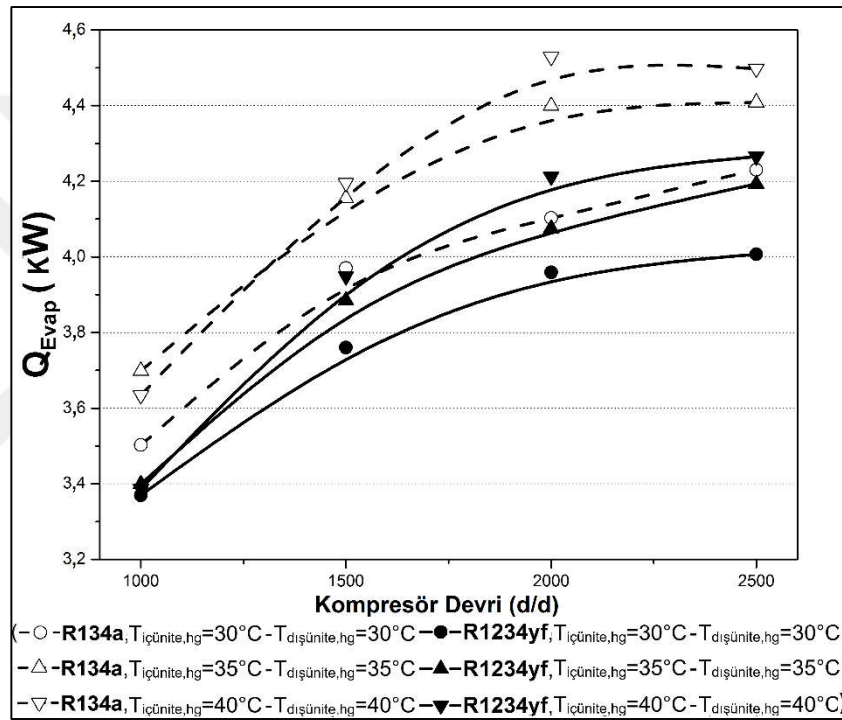


Şekil 4.1. Klima modunda soğutucu akışkan kütleli debisinin karşılaştırılması

Şekil 4.1’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin kütleli debisinin karşılaştırılması gösterilmektedir. R1234yf’li sistemin Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için R134a’lı sisteme göre sırasıyla %19,4–23,1, %15,7–16,8 ve %12,2–16,9 daha büyük soğutucu akışkanın kütleli debisi ile sonuçlandığı belirlenmiştir. Daha yüksek gaz yoğunluğuna sahip olması, R1234yf akışkanı için daha yüksek kütleli debi değerleri elde edilmesinin temel sebebidir. Klima modunda kompresör devrinin veya iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının artması sonucu soğutucu akışkan kütleli debisinin yükseldiği ortaya çıkmıştır.

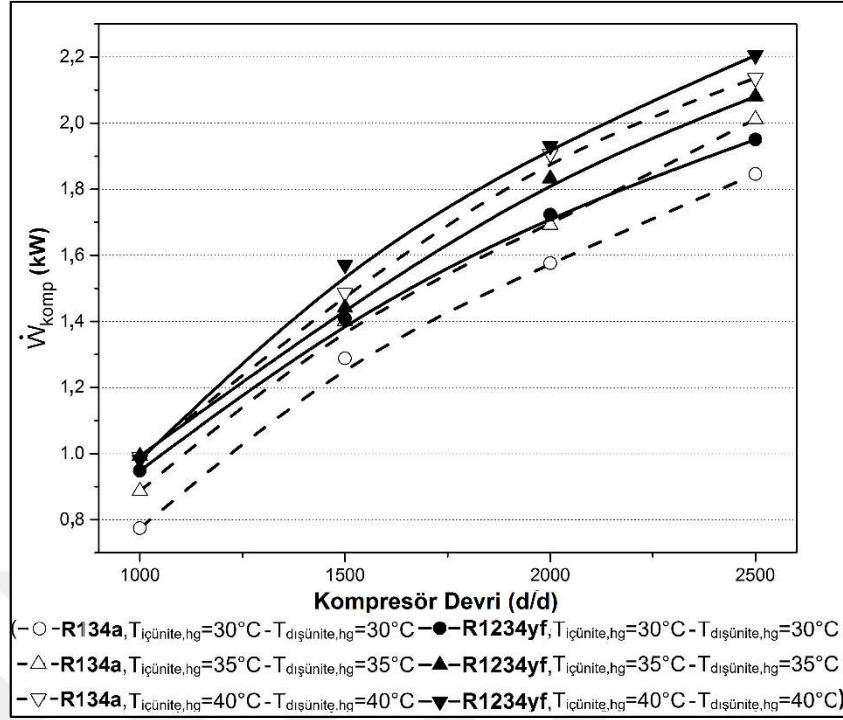
Şekil 4.2’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin soğutma kapasitesinin karşılaştırılması gösterilmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf’li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla %3,5–5,3, %4,9–7,7 ve %5,2–7,0 daha düşük soğutma kapasitesi ile sonuçlanmıştır. R134a’ya göre R1234yf’nin daha düşük soğutma kapasiteleri vermesinin nedeni, daha düşük buharlaşma gizli ısısına sahip olmasıdır. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte soğutma

kapasitesinin yükseldiği gözlemlenmektedir. $T_{içünite,hg}$ sıcaklığının artmasıyla, hava akımı ve buharlaşan soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmakta; bunun sonucunda ısı transferi de artarak soğutma modunda \dot{Q}_{evap} değerinde artış meydana gelmektedir. Diğer taraftan, $T_{dışünite,hg}$ sıcaklığının artmasıyla kondenserdeki ısı transferi azalmakta ve bunun sonucunda evaporatör kapasitesi de düşmektedir. Ancak, $T_{dışünite,hg}$ değerindeki artışın olumsuz etkisi, $T_{içünite,hg}$ değerindeki artışın olumlu etkisinden az olduğu için, birlikte artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu için sistem soğutma kapasitesinin yükseldiği görülmektedir.



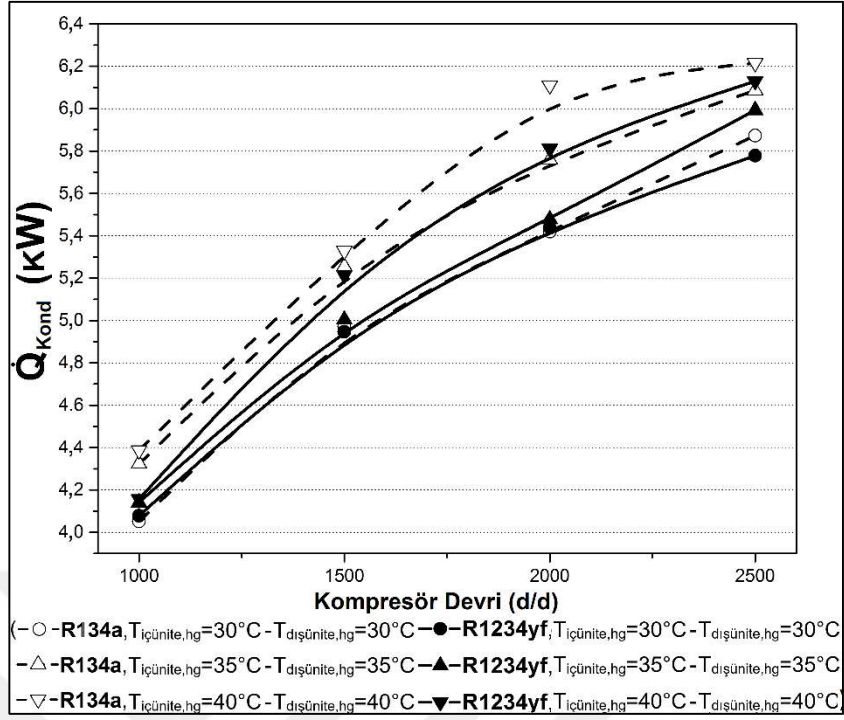
Şekil 4.2. Klima modunda soğutma kapasitesinin karşılaştırılması

Şekil 4.3'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin kompresör gücünün karşılaştırılması gösterilmektedir. Klima modunda kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan kütleli debisi ve kompresördeki basınçlar oranı da artmaktadır. Bunun sonucunda, kompresör gücünde de artma meydana gelmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf'li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, %5,7–9,3, %2,8–8,3 ve %0,9–5,7 daha büyük kompresör gücü ile sonuçlanmaktadır.

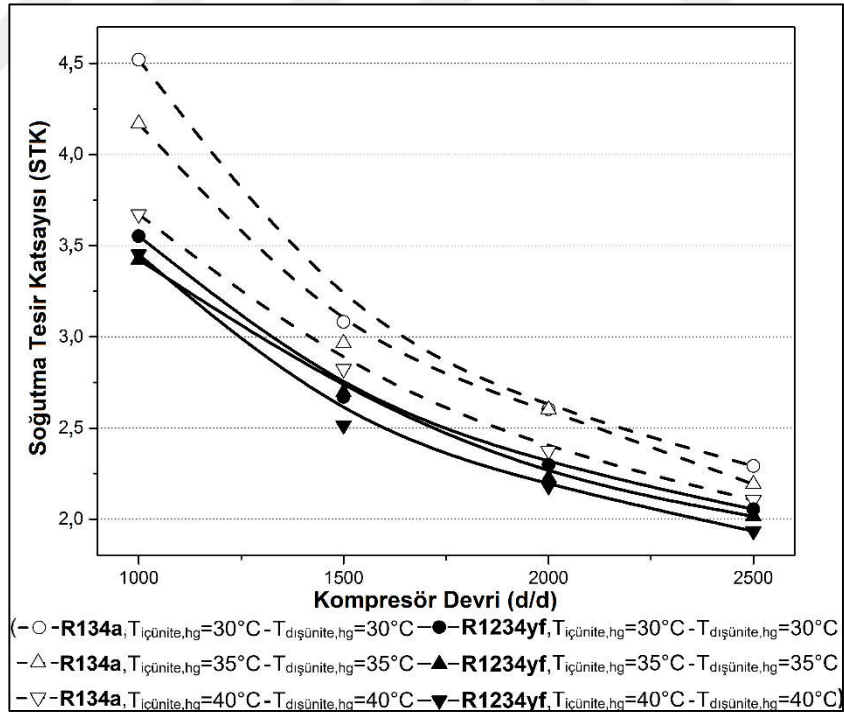


Şekil 4.3. Klima modunda kompresör gücünün karşılaştırılması

Şekil 4.4’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin dış ünitesinden atılan ısıların karşılaştırılması gösterilmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf’li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, %0,5–1,6, %1,5–4,9 ve %1,4–5,2 daha düşük kondenser ısı atımı ile sonuçlanmaktadır. Kondenserde atılan ısı, soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün toplamından oluşmaktadır. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte sistemin hem \dot{Q}_{evap} hem de \dot{W}_{komp} değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Bundan dolayı, yaklaşık olarak kompresör gücü ile soğutma kapasitesinin toplamı olan sistemin kondensesinde atılan ısının da yükseldiği görülmektedir.



Şekil 4.4. Klima modunda yoğuşturucudan atılan ısının karşılaştırılması

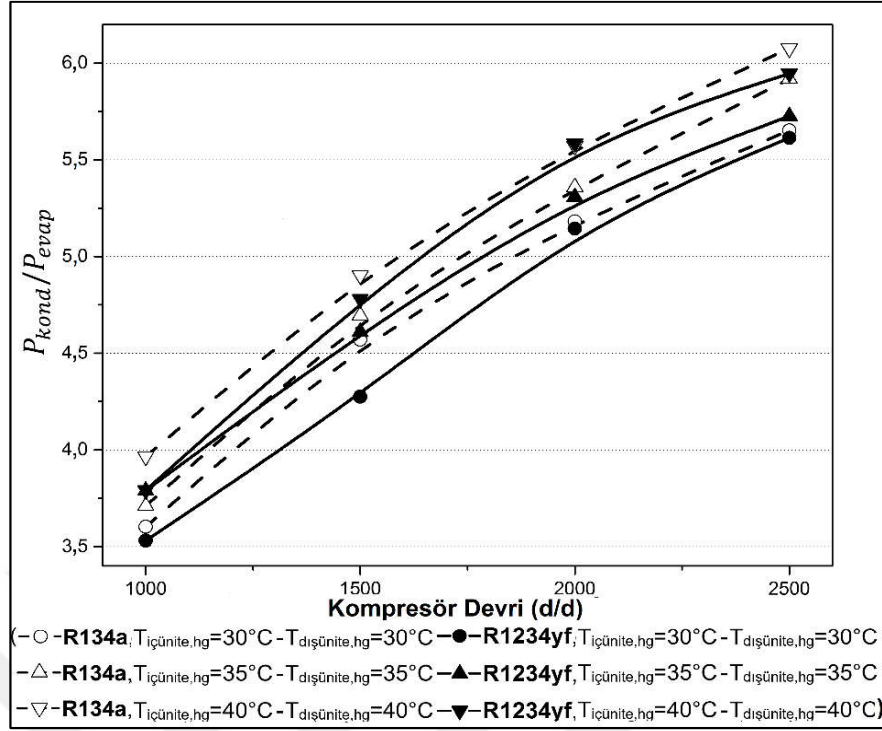


Şekil 4.5. Klima modunda soğutma tesir katsayısının karşılaştırılması

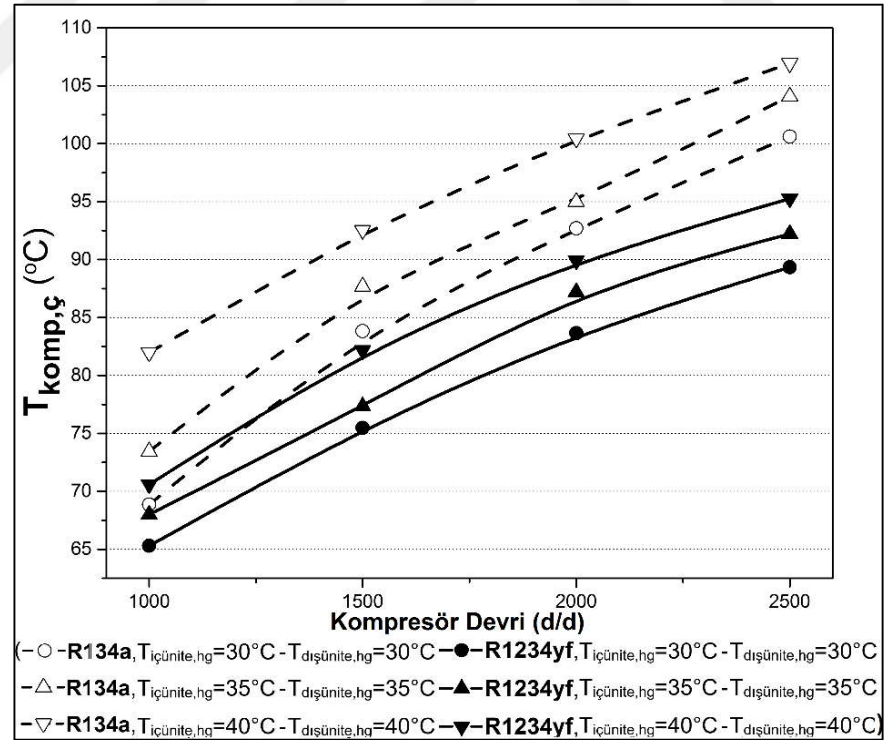
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin soğutma tesir katsayısının karşılaştırılması, Şekil 4.5'de gösterilmektedir. Denklem (3.4)'de görüldüğü gibi STK,

soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır. Artan kompresör devriyle kompresör gücündeki artışın soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük olmasından dolayı, artan kompresör devriyle sistemin STK değerinin düştüğü görülmektedir. Beraber artan kompresör devir ve $T_{içünite,hg} - T_{dışünite,hg}$ ile birlikte soğutma kapasitesindeki artışın, kompresör gücündeki artıştan daha yavaş olmasından dolayı ortaya çıkan bileşke etki sebebiyle STK azalmaktadır. Bundan dolayı en düşük soğutma tesir katsayısı değeri, $T_{içünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ olması durumunda elde edilmiştir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf'li sistem Set 1, Set 2 ve Set 3 için sırasıyla, %10,4–21,4, %8,0–17,9 ve %6,0–11,0 daha düşük soğutma kapasitesiyle sonuçlanmıştır.

Şekil 4.6'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin kompresöründeki basınçlar oranının karşılaştırılması gösterilmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf'li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla %0,7–6,5, %1,0–1,8 ve %2,1–4,4 daha düşük basınç oranları vermektedir. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte kompresörün basınçlar oranının yükseldiği görülmektedir. Artan kompresör devirlerinde veya hava sıcaklık kombinasyonlarında, yoğuşma basıncının artışı buharlaşma basıncının artışından daha yüksek olduğu için kompresörde basınçlar oranı yükselmektedir (Suhermanto ve diğ., 2016).



Şekil 4.6. Klima modunda kompresörün basınçlar oranının karşılaştırılması



Şekil 4.7. Klima modunda kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının karşılaştırılması

Şekil 4.7’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının karşılaştırılması gösterilmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf’li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 için sırasıyla 3,6-11,3°C, 5,5–11,9°C ve 10,4–11,7°C daha düşük kompresör çıkış sıcaklıkları vermektedir. Klima modunda kompresör hızı veya hava akımı sıcaklık kombinasyonu arttıkça, kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı da artmaktadır. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça, kompresör yağının bozulma riski yükselecek, bu ise kompresör içindeki hareket eden mekanik parçaları olumsuz yönde etkileyerek kompresörün dayanıklılığını ve ömrünü azaltacaktır (Cho ve diğ., 2013). Sonuç olarak, sistemde R1234yf’nin kullanılması durumunda kompresör ömrünün R134a’ya göre daha uzun olması beklenmektedir.

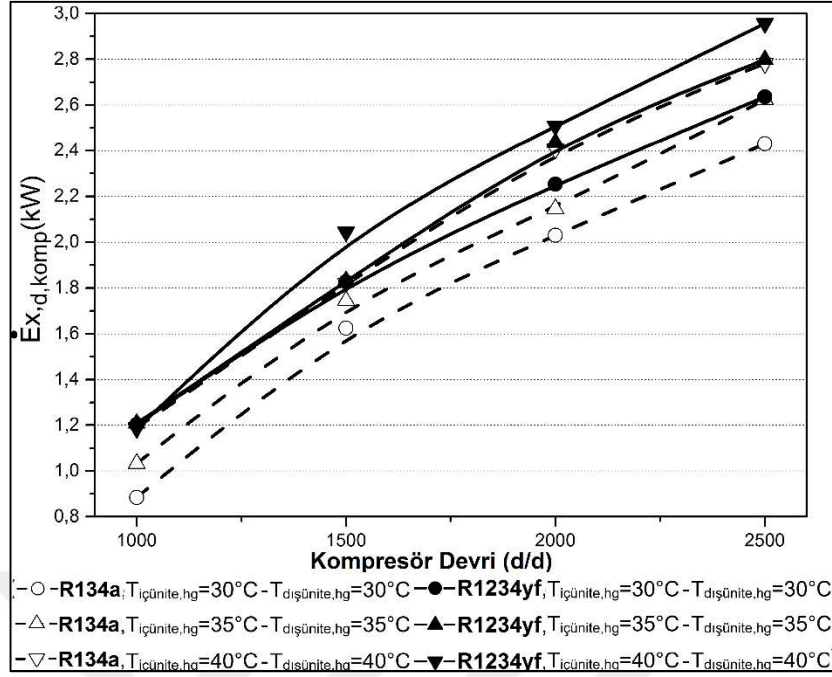
Yukarıdaki sonuçlardan, soğutma kapasitesi, soğutma tesir katsayısı ve kompresör çıkışındaki sıcaklıkları dikkate alındığında, R1234yf soğutucu akışkanlı klima sisteminin performansının R134a’ya göre, hafifçe daha düşük ancak makul ve karşılaştırılabilir olduğu görülmektedir.

4.1.2. R1234yf ve R134a için soğutma durumunda ekserji performans parametrelerinin karşılaştırılması

Bu bölümde, soğutma sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin karşılaştırılması ve yüzdesel olarak karşılaştırılması incelenmektedir.

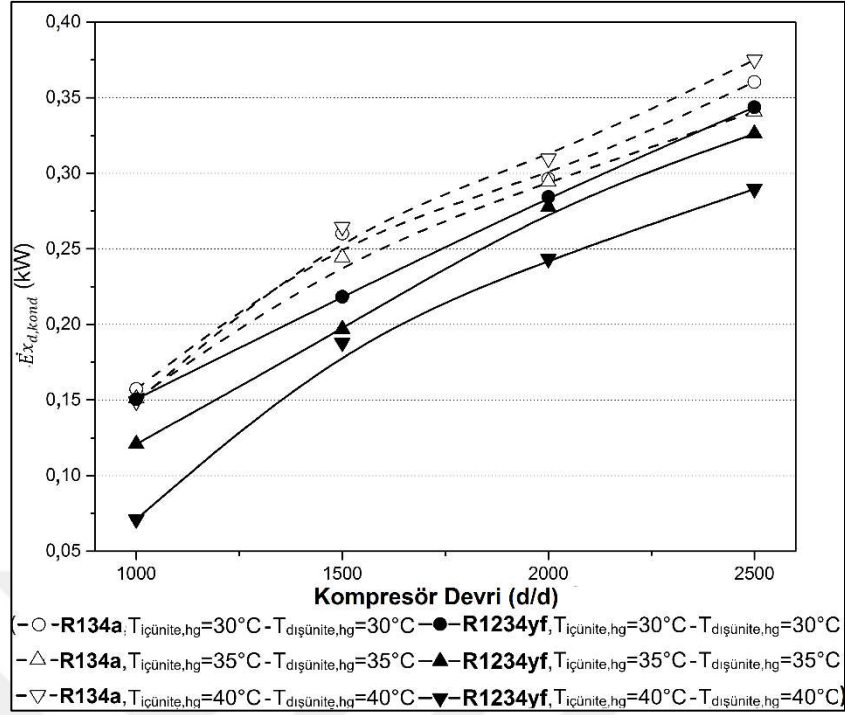
4.1.2.1. Soğutma sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin karşılaştırılması

Klima sisteminde ekserji analizi; kompresör, dış ünite ısı değiştirici, TXV ve dış ve iç ünite ısı değiştiriciye ayrı olarak uygulanarak sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca, yok edilen toplam ekserji ve yok edilen toplam ekserjinin soğutma kapasitesine oranı da sunulmaktadır.



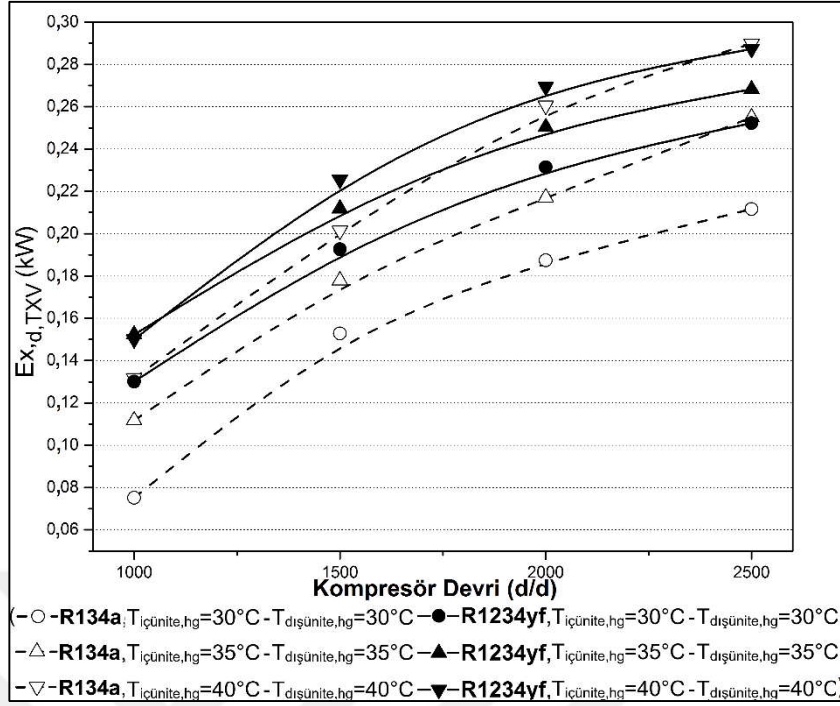
Şekil 4.8. Klima modunda kompresörde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.8’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin kompresöründe yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, kompresörde yok edilen ekserji; soğutucunun sürtünmesinden, hareket eden mekanik sürtünmesinden ve kompresörün kendi bileşenleri arasındaki gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Kompresörde yok edilen ekserjiye, silindir girişinde soğutucu akışkanın ısınması ve kompresör valflerindeki kayıp da etki etmektedir (Aprea ve diğ., 2003). R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin kompresöründe yok edilen ekserjinin, R134a’lı sisteme göre Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %17,0, 10,5 ve 5,6 daha yüksek olduğu görülmektedir. R1234yf’li sistemin R134a’dan daha büyük soğutucu akışkan debisine sahip olması, R1234yf’li sistemde yok edilen ekserjiyi artırmaktadır. Ayrıca, artan kompresör devirlerinde soğutucu akışkan debisi ve yoğunlaşma basıncı artmakta, buharlaşma basıncı ise düşmektedir. Soğutucu akışkan debisi ve kompresördeki basınçlar oranı arttığında, kompresörde yok edilen ekserji her iki akışkan için de yükselmektedir.



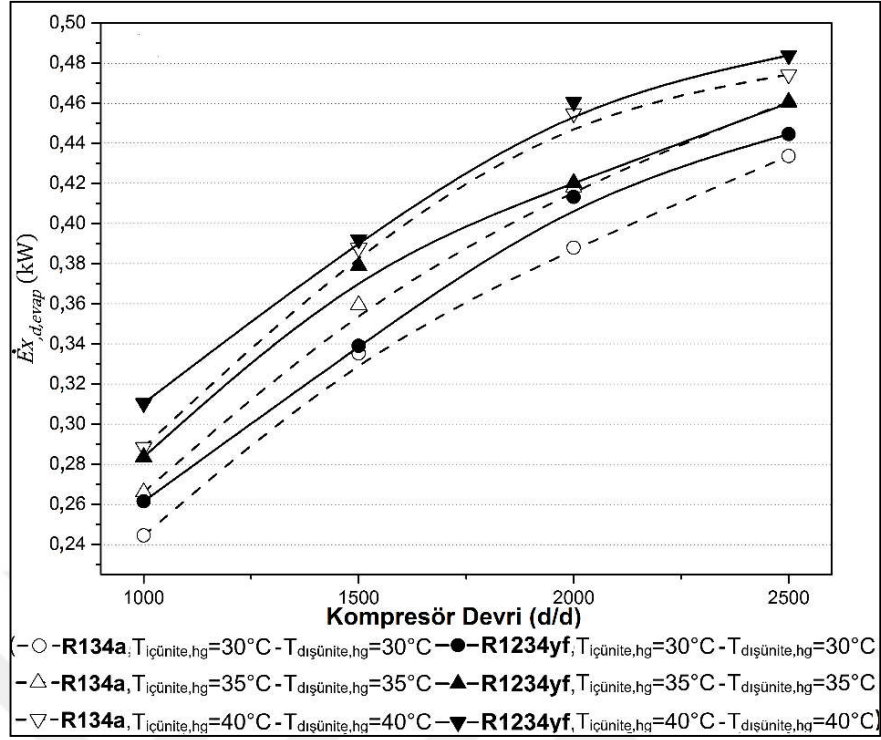
Şekil 4.9. Klima modunda yoğuşturucuda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminde yoğuşturucuda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması, Şekil 4.9'da gösterilmektedir. R1234yf'li sistemin daha düşük kompresör çıkış ve yoğuşma sıcaklıkları vermesi nedeniyle, R1234yf'li sistemde kondenserdan geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı, R134a'lı sistemden düşüktür. Sonuç olarak, R1234yf'li sistemin kondenserdeki ısı transferinin gerçekleştiği sıcaklık farkı azaldıkça, yok edilen ekserjinin de düştüğü görülmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf'li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla ortalama olarak %7,3, 14,6 ve 31,5 daha düşük kondenserde yok edilen ekserji değerleri ile sonuçlanmıştır. Soğutucu akışkanın kütleli debisinin, kompresör çıkışındaki sıcaklığının ve yoğuşma basıncının kompresör devrinden etkilenmesi nedeniyle artan kompresör devirlerinde $\dot{E}x_{d,kond}$ 'un yükseldiği görülmektedir.



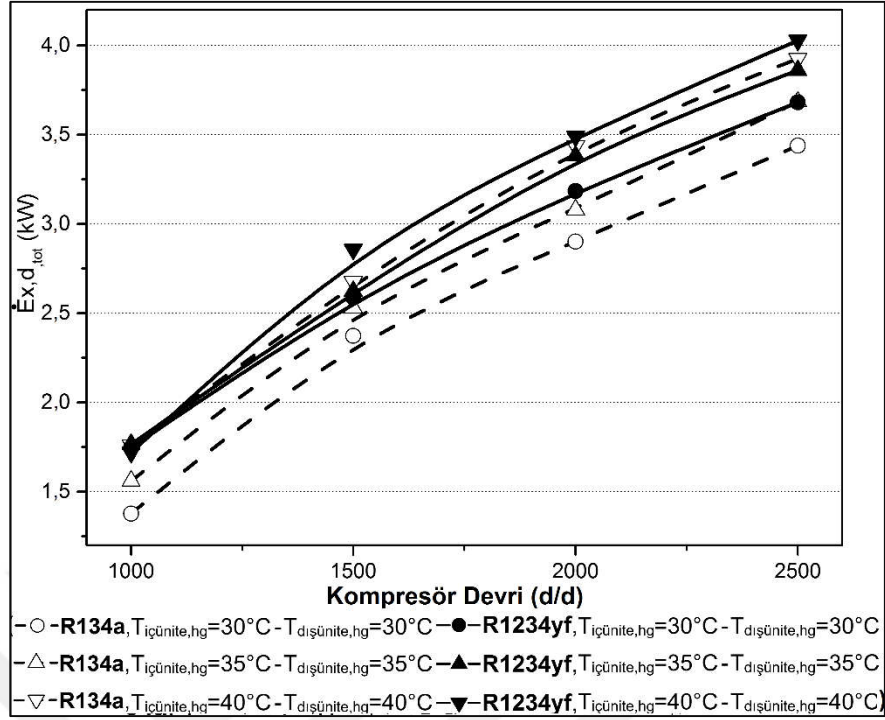
Şekil 4.10. Klima modunda TXV’de yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.10’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. TXV’nin adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, TXV’de ekserji yok edilmesinin nedeni, valfte gerçekleşen genişleme esnasında soğutucu akışkanın sürtünmesidir. Artan kompresör devriyle ve hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte soğutucu akışkanın kütleli debisi ve TXV’deki basınçlar oranı artmakta; bunların sonucu olarak $\dot{E}_{x_d, TXV}$ artmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sistemin TXV’sinde yok edilen ekserji, R1234yf’li sisteme göre Set 1, Set 2 ve Set 3 kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %35,5, 19,0 ve 7,1 daha düşük elde edilmiştir.



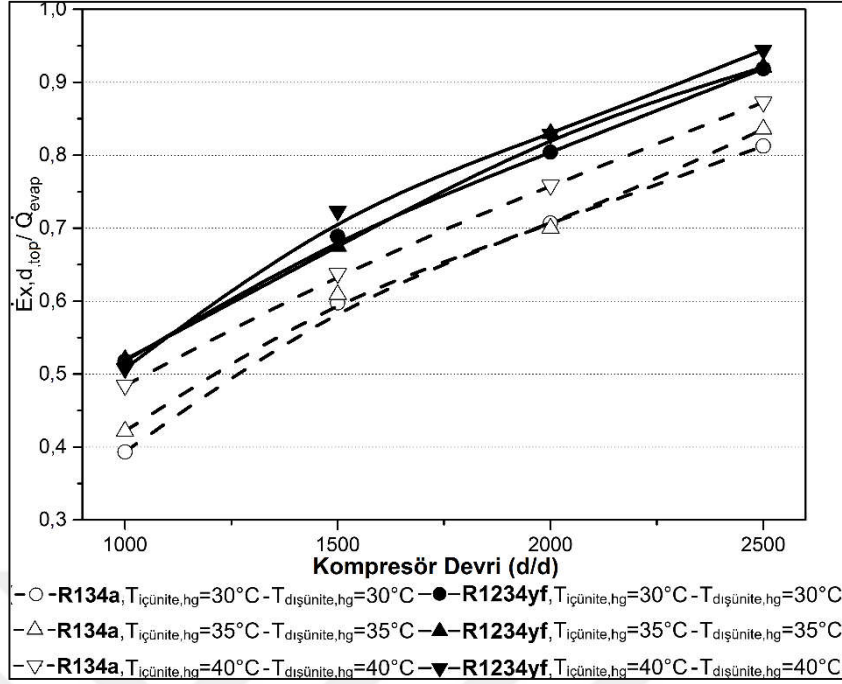
Şekil 4.11. Klima modunda buharlaştırıcıda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.11’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminin buharlaştırıcısında yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Evaporatörde basınç düşmesi olmadığı kabul edildiğinden, bu elemenda yok edilen ekserji, hava akımı ve soğutucu akışkan arasında gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Artan kompresör devriyle ve hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte, evaporatörde geçen hava akım ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı yükselmektedir. Bundan dolayı da evaporatörde yok edilen ekserji, yükselmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre, R1234yf’li sistemin evaporatöründe yok edilen ekserjinin, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %4,3, 4,0 ve 3,0 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.12. Klima modunda yok edilen toplam ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.12’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminde yok edilen toplam ekserjinin karşılaştırılması görülmektedir. Daha önce incelenen elemanlarda görülen eğilimlere benzer şekilde, artan hava giriş sıcaklıkları ve artan kompresör devriyle birlikte sistemde yok edilen toplam ekserjinin arttığı anlaşılmaktadır. R134a’lı sisteme göre R1234yf’li sistem, Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %13,16, 7,23 ve 2,15 daha yüksek yok edilen toplam ekserji değerleri vermektedir. Soğutma modunda çalışan R1234yf’li sistemde yok edilen toplam ekserjinin R134a’lı sisteme göre daha fazla oluşu, daha önce Şekil 4.5’de gösterilen R1234yf’li sistemin daha düşük STK değerleri vermesi sonucunu desteklemektedir.

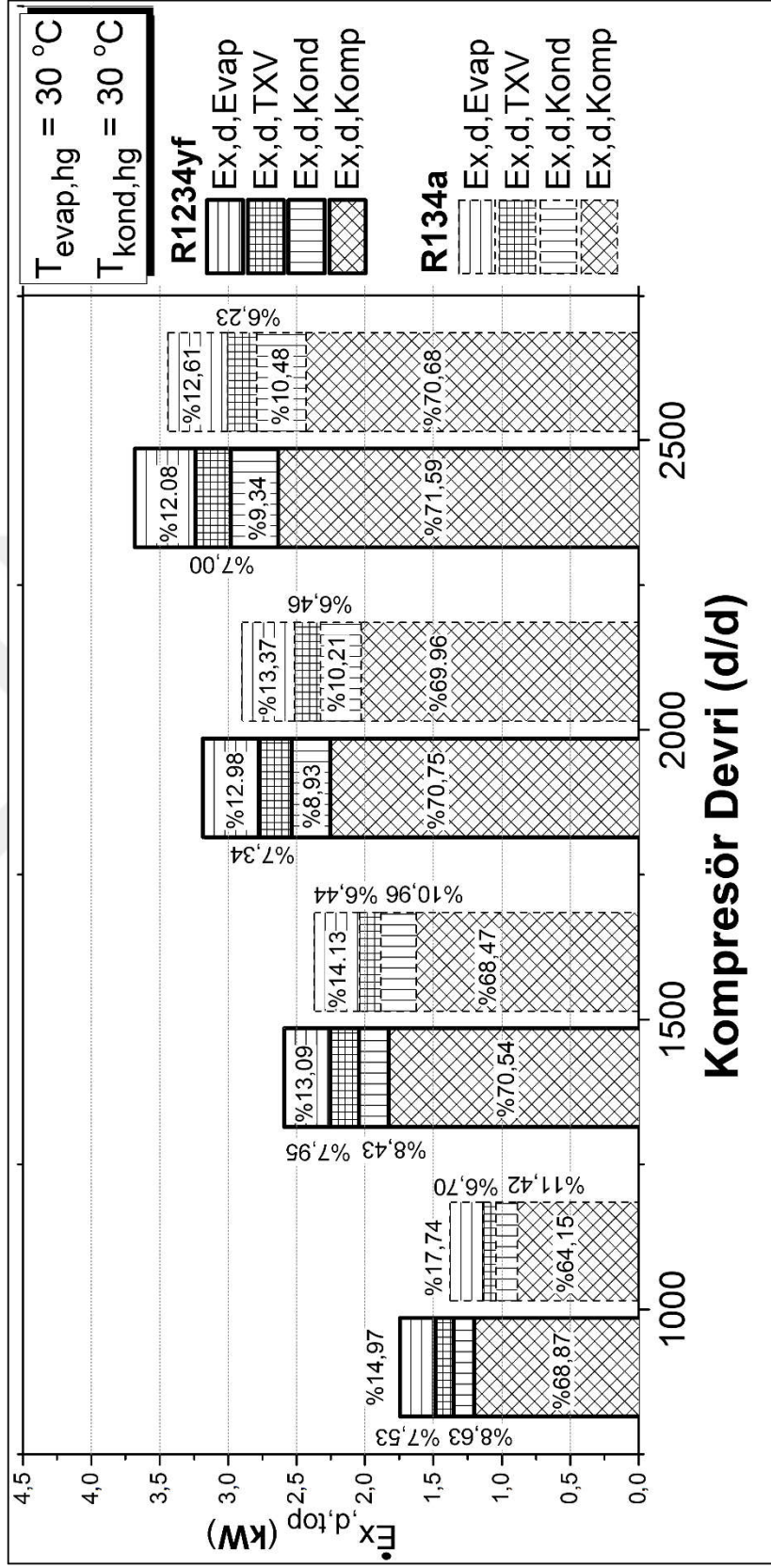


Şekil 4.13. Klima modunda toplam yok edilen ekserjinin soğutma kapasitesine oranının karşılaştırılması

Şekil 4.13'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı klima sisteminde yok edilen toplam ekserjinin soğutma kapasitesine oranının karşılaştırılması gösterilmektedir. R1234yf'li sistemin Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için R134a'lı sisteme göre ortalama olarak sırasıyla %18,4, 14,8 ve 8,9 daha yüksek toplam yok edilen ekserjinin soğutma kapasitesine oranları verdiği belirlenmiştir. Şekil 4.5'de gösterildiği gibi, R1234yf'li sistemin STK'sı R134a'dan daha düşük olduğu için, R1234yf'li sistemin toplam yok edilen ekserjinin soğutma kapasitesine oranları daha büyüktür.

4.1.2.2. Soğutma sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması

Şekil 4.14 – 4.16 arasındaki grafiklerde, sırasıyla $T_{içünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonları için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanı kullanan sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları gösterilmektedir.

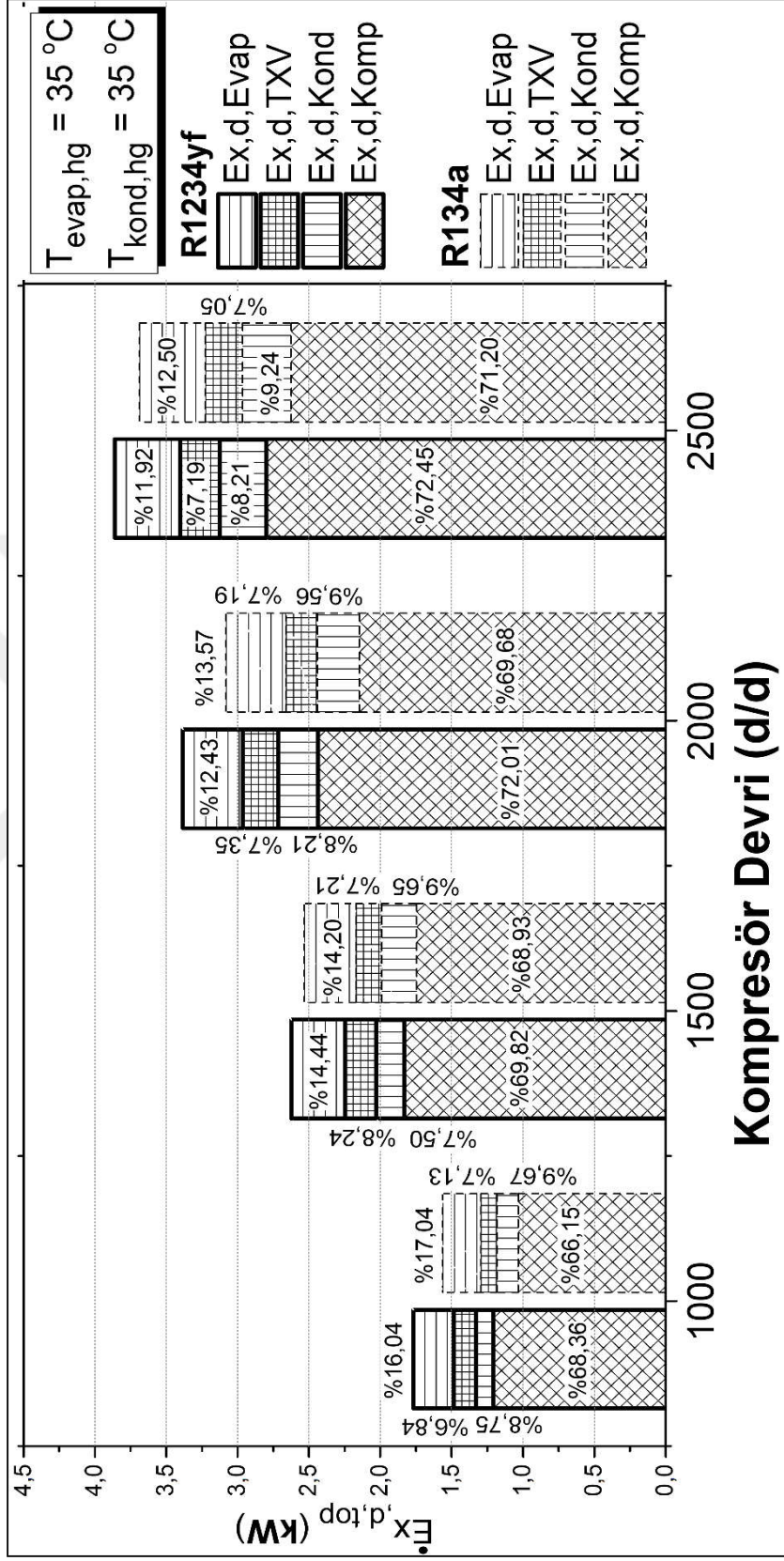


Şekil 4.14. $T_{içünite, hg}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite, hg}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması

Tablo 4.1. $T_{i\text{çünite,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması

Soğ. akışkan	Sıra	Kompresör devir (d/d)			
		1000	1500	2000	2500
R1234yf	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	3.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV
R134a	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	3.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV

Şekil 4.14’de, soğutma modunda $T_{i\text{çünite,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları, kompresör devrinin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tablo 4.1’de ise, sistemde yok edilen toplam ekserjilere en büyükten en küçüğe doğru katkı veren bileşenlerin sıralaması gösterilmiştir.. 1000 d/d’dan 2500’e doğru, en fazla katkıda bulunan bileşen, kompresör daha sonra ise evaporatör, kondenser ve TXV katkıda bulunmaktadır. R134a’lı sistemdeki sıralama; kompresör, evaporatör, kondenser ve TXV şeklindedir.

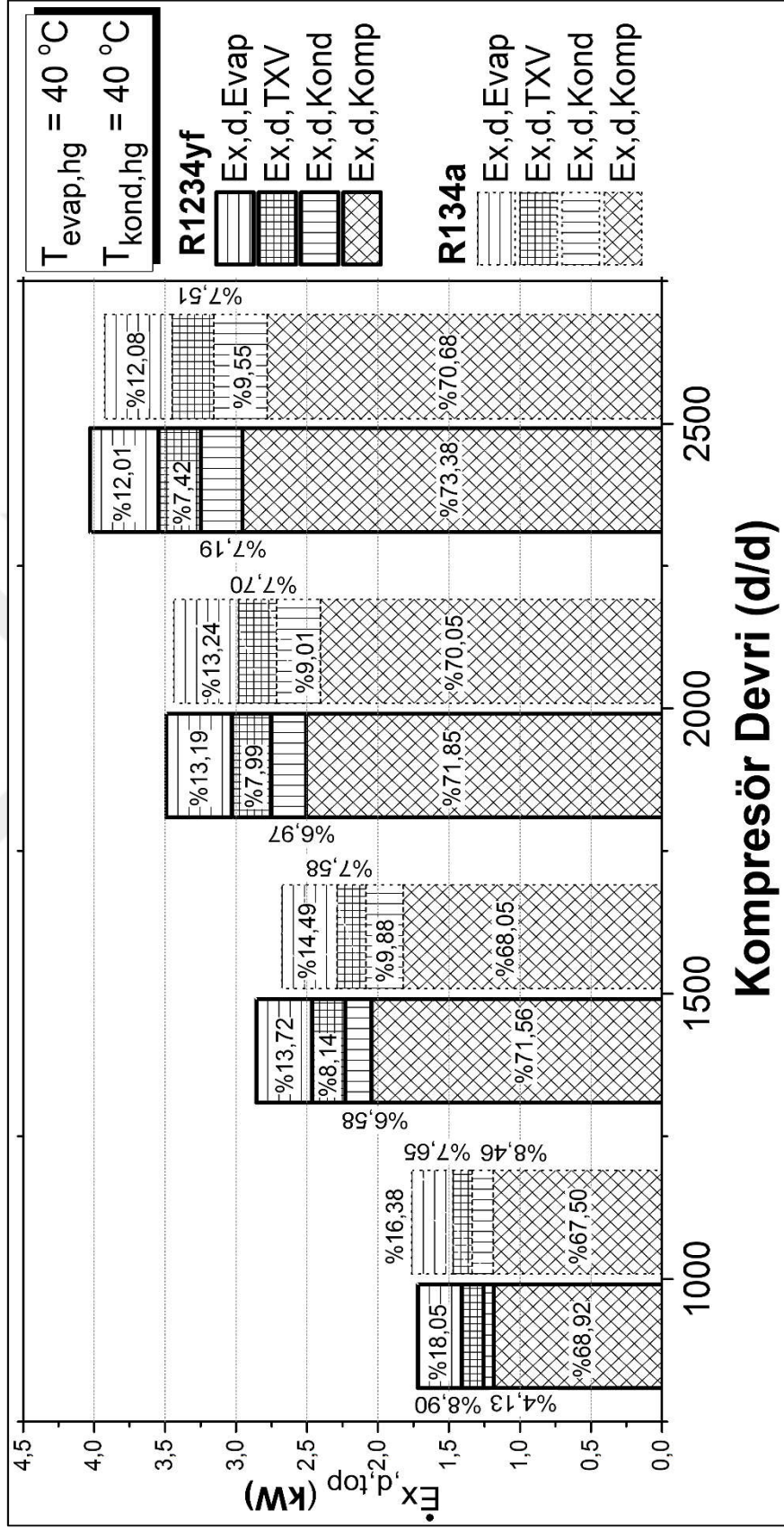


Şekil 4.15. $T_{\text{içümite,hg}}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{dışümite,hg}}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel

Tablo 4.2. $T_{i\text{çünite,hg}}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması

Soğ. akışkan	Sıra	Kompresör devir (d/d)			
		1000	1500	2000	2500
R1234yf	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	3.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV
R134a	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	3.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV

Şekil 4.15’de, soğutma modunda $T_{i\text{çünite,hg}}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları, kompresör devrinin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tablo 4.2’de ise, sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyükten en küçüğe doğru katkı veren bileşenlerin sıralaması gösterilmiştir. R1234yf’li sistemde yok edilen toplam ekserjiye sırasıyla en fazla kompresör, daha sonra ise evaporatör, kondenser ve TXV katkıda bulunmaktadır. R1234yf’li sisteme benzer şekilde, R134a’lı sistemde yok edilen toplam ekserjiye sırasıyla en fazla kompresör, daha sonra ise evaporatör, kondenser ve TXV katkıda bulunmaktadır.



Şekil 4.16. $T_{\text{içümite,hg}}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{\text{dışümite,hg}}=40^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması

Tablo 4.3. $T_{i\text{ç}\ddot{u}nite,hg}=40^{\circ}C$ ve $T_{dış\ddot{u}nite,hg}=40^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması

Soğ. akışkan	Sıra	Kompresör devir (d/d)			
		1000	1500	2000	2500
R1234yf	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	3.	TXV	TXV	TXV	TXV
	4.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
R134a	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	3.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV

Şekil 4.16’de, soğutma modunda $T_{i\text{ç}\ddot{u}nite,hg}=40^{\circ}C$ ve $T_{dış\ddot{u}nite,hg}=40^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonu için R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları, kompresör devrinin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tablo 4.3’de ise, sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyükten en küçüğe doğru katkı veren bileşenlerin sıralaması gösterilmiştir. R1234yf’li sistemde yok edilen toplam ekserjiye katkı sıralaması, kompresör daha sonra ise evaporatör, TXV ve kondenser olmaktadır. R134a’lı sistemde yok edilen toplam ekserjiye katkı sıralaması, kompresör, evaporatör, kondenser ve TXV şeklindedir.

Genel olarak, dikkate alınan devir aralığı ve sıcaklık kombinasyonları için sistemde yok edilen toplam ekserjideki en büyük payın kompresör ve ısı değiştiriciler (evaporatör ve kondenser) olduğu görülmektedir. Bundan dolayı, sistemin performansını iyileştirmek için yapılacak araştırmaların kompresör ve ısı değiştiricilerine, özellikle iç üniteye, odaklanması gerektiği belirlenmiştir. Örneğin, iç ünite ısı değiştiricisinin daha büyük ısı transfer alanına sahip olması veya iç üniteden geçen hava akımının artırılması durumunda, iç üniteye yok edilen ekserji düşürülebilir. Yok edilen toplam ekserji ile STK arasında doğrudan ilişki bulunduğundan, herhangi bir bileşende yok edilen ekserjinin azaltılması durumunda sistemin STK değeri artacaktır.

4.2. R1234yf ve R134a için Isı Pompası Durumunda Performans Karşılaştırılması

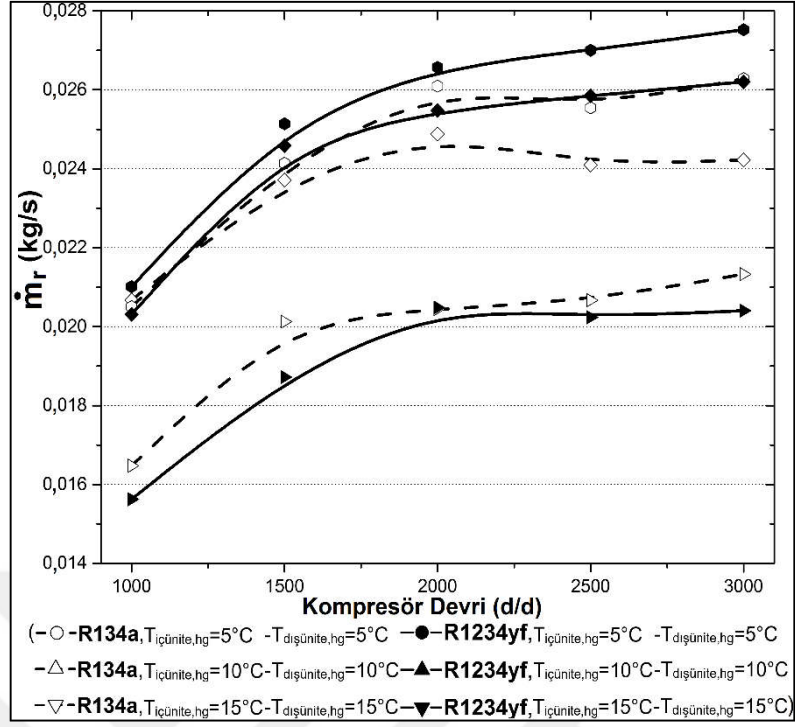
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin ısı pompası modundaki enerji ve ekserji performans parametrelerinin karşılaştırılması, sırasıyla Şekil 4.17–4.25 ve Şekil 4.26–4.35’de sunulmaktadır. Bu şekillerde ilgili performans parametreleri,

kompresör devri ve iç-dış ünite girişindeki hava akımının sıcaklıklarının fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Isı pompası deneyleri, deneysel sistemin kompresör devri 1000, 1500, 2000 ve 2500 d/d olacak şekilde dört farklı devirde gerçekleştirilmiştir. İç ünite (yoğuşturucu/ kondenser) ve dış ünite (buharlaştırıcı/ evaporatör) girişindeki hava akımı sıcaklıkları sırasıyla $T_{içünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ (Set 4); $T_{içünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ (Set 5); $T_{içünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ (Set 6) olacak şekilde değiştirilmiştir. Testler esnasında, dış ünite giriş hava akımı izafi nemi %45–65 aralığında tutulmuştur.

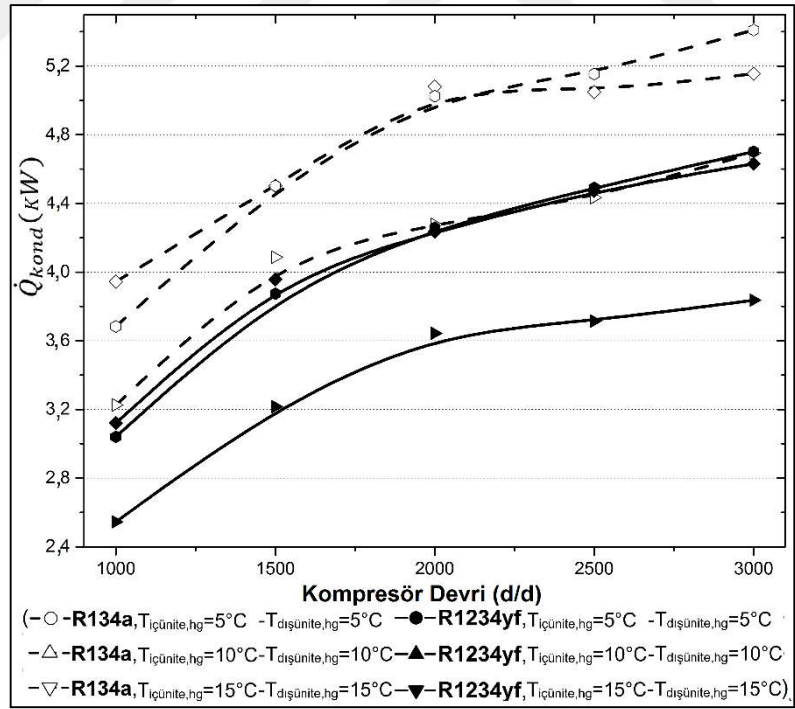
4.2.1. R1234yf ve R134a için ısı pompası durumunda enerji performans karşılaştırılması

Isı modunda çalışan sistemin deneysel verileri kullanılarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları için sistemdeki soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_r), ısıtma kapasitesi (\dot{Q}_{kond}), kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), evaporatörde absorbe edilen ısı (\dot{Q}_{evap}), ısıtma tesir katsayısı (ITK), kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı, kompresördeki basınçlar oranı ve iç ünite çıkışındaki hava sıcaklığı gibi enerji performans parametreleri belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır.

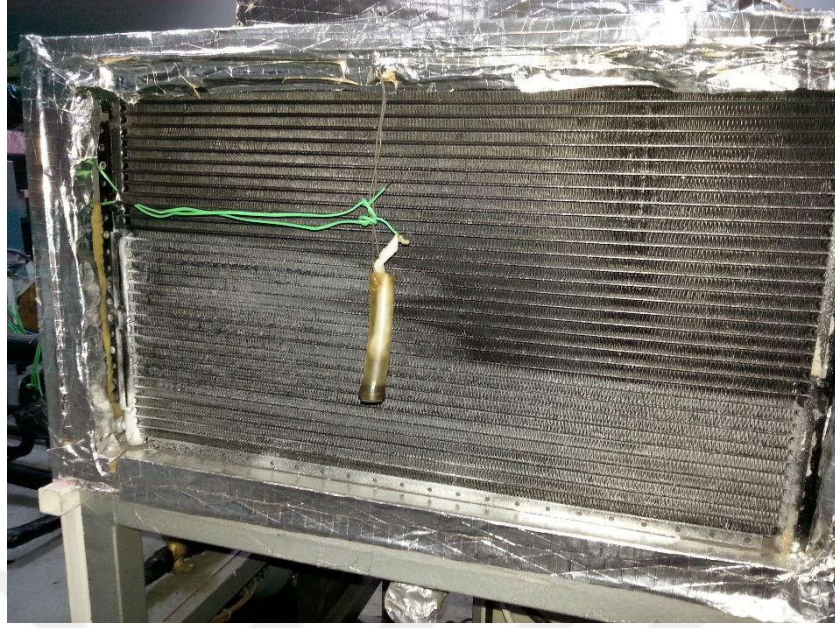
Şekil 4.17’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin soğutucu akışkan kütleli debilerinin karşılaştırılması gösterilmektedir. R1234yf’li sistemde soğutucu akışkan kütleli debisinin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre ortalama olarak Set 4 sıcaklık kombinasyonu için %3,7 daha düşük; Set 5 ve Set 6 için ise sırasıyla %3,9 ve %3,8 daha büyük olduğu belirlenmiştir. Spatz ve Minor’un (2008) ifade ettiği gibi, R1234yf’nin buharlaşma gizli ısısının daha düşük olması nedeniyle, R1234yf’nin kütleli debisi R134a’dan daha yüksek olmaktadır. Kompresör devrinin veya iç ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının artması sonucu soğutucu akışkan kütleli debisinin yükseldiği ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.17. Isı pompası modunda soğutucu akışkan kütleli debisinin karşılaştırılması

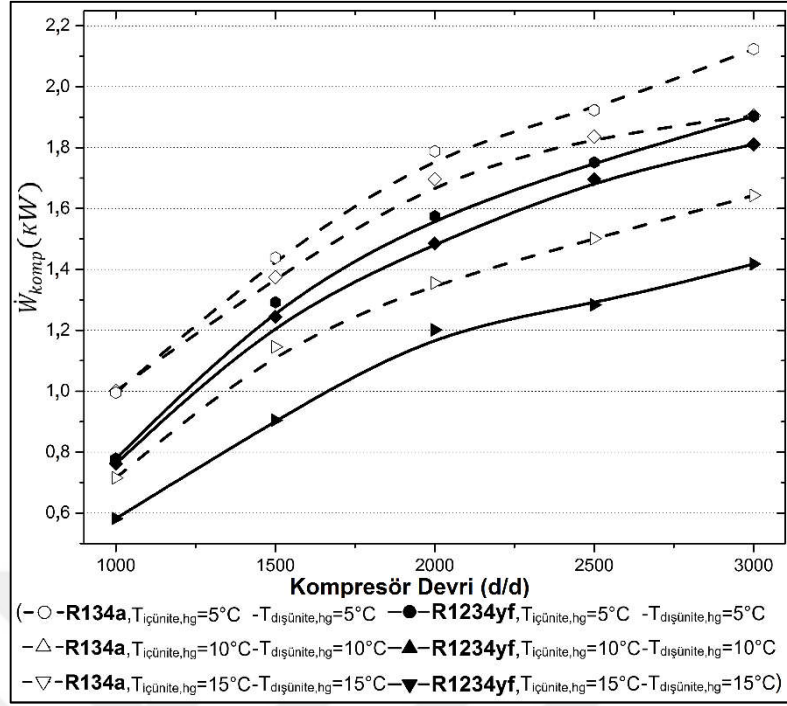


Şekil 4.18. Isı pompası modunda ısıtma kapasitesinin karşılaştırılması



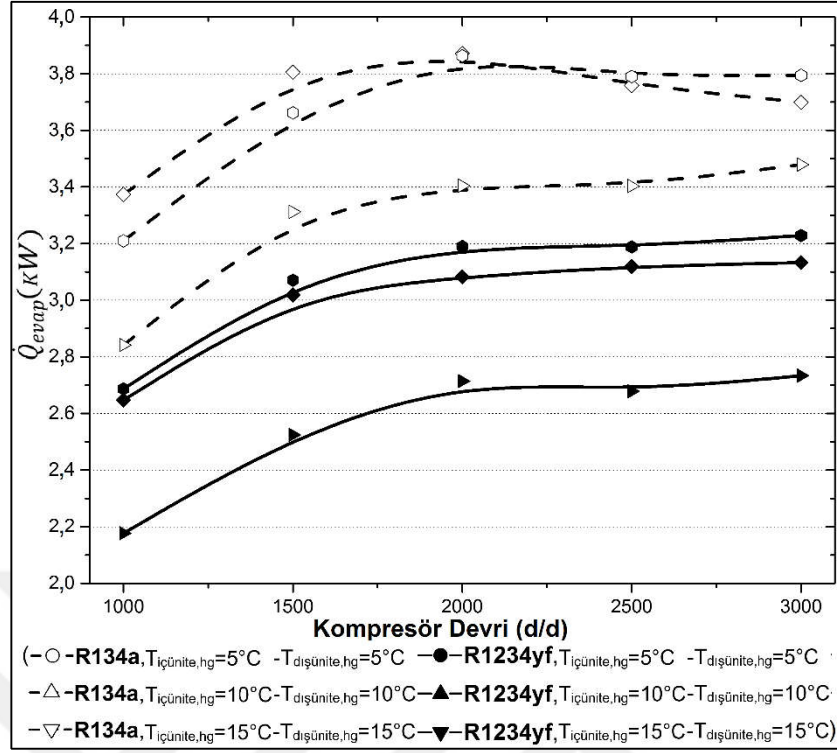
Şekil 4.19. Isı pompası modunda dış ünite ısı değiştiricideki meydana gelen buzlanma

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin ısıtma kapasitesinin karşılaştırılması, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak Şekil 4.18’de gösterilmektedir. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile, sistem ısıtma kapasitesinin yükseldiği görülmektedir. Ayrıca, sistemin 2000 d/d’den büyük devirlerde ısıtma kapasitesinin artışı, dış ünite de gerçekleşen buzlanma nedeniyle bazen hafifçe düşmüştür. Dış ünite ısı değiştiricisinin peteklerinin arasının buzlanması, üniteden geçen hava akımını engelleyerek hava akımı ve buharlaşan soğutucu akışkan arasındaki ısı transferini, dolayısıyla da ısıtma kapasitesini azaltmaktadır. Dış ünite de gerçekleşen buzlanma, Şekil 4.19’de görülmektedir. Kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan kütleli debisinin yükselmesi nedeniyle, ısıtma kapasitesi de artmaktadır. Ayrıca evaporatöre (dış ünite) giren hava akımı sıcaklıklarının artışıyla, buharlaşma sürecinde soğutucu akışkan tarafından daha fazla ısı absorbe edilmekte, böylece yoğunlaşma esnasında da daha fazla ısı atılmaktadır. Bu durum, ısıtma kapasitesinin artmasına yol açmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf’li sistemin ısıtma kapasitesinin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, %14,8–24,8, 10,2–20,9 ve 13,1–17,5 daha düşük olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.20. Isı pompası modunda kompresör gücünün karşılaştırılması

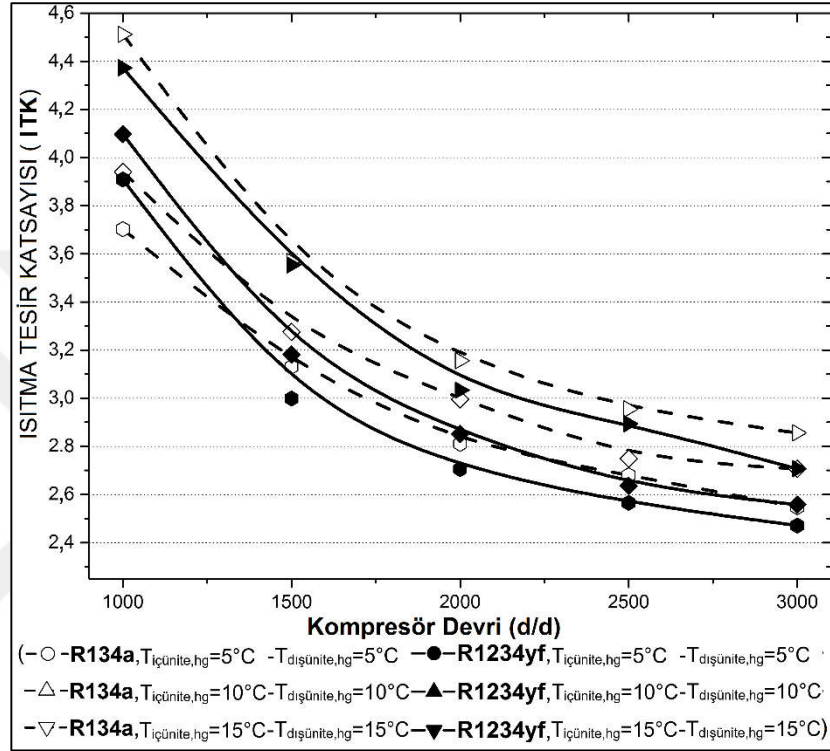
Şekil 4.20’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin kompresöründe soğutucu akışkan tarafından absorbe edilen gücün karşılaştırılması sunulmuştur. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte, sistem kompresör gücünün arttığı görülmektedir. Isı pompası modunda kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan kütleli debisi ve kompresördeki basınç oranı da artmaktadır. Bunun sonucunda, kompresör gücünde de artış meydana gelmektedir. Bunun yanı sıra, hava akımı sıcaklık kombinasyonlarının artışıyla beraber kompresör basınç oranı yükselmekte ve daha yüksek kompresör güçleri ortaya çıkmaktadır. R1234yf’li sistem daha düşük basınç oranına sahip olduğu için, ısı pompası modunda R134a’lı sisteme göre kompresörde absorbe edilen güç Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, %11,4–21,0, %4,9–23,9 ve %8,9–21,8 daha düşük tespit edilmiştir.



Şekil 4.21. Isı pompası modunda buharlaştırıcıda absorbe edilen ısının karşılaştırılması

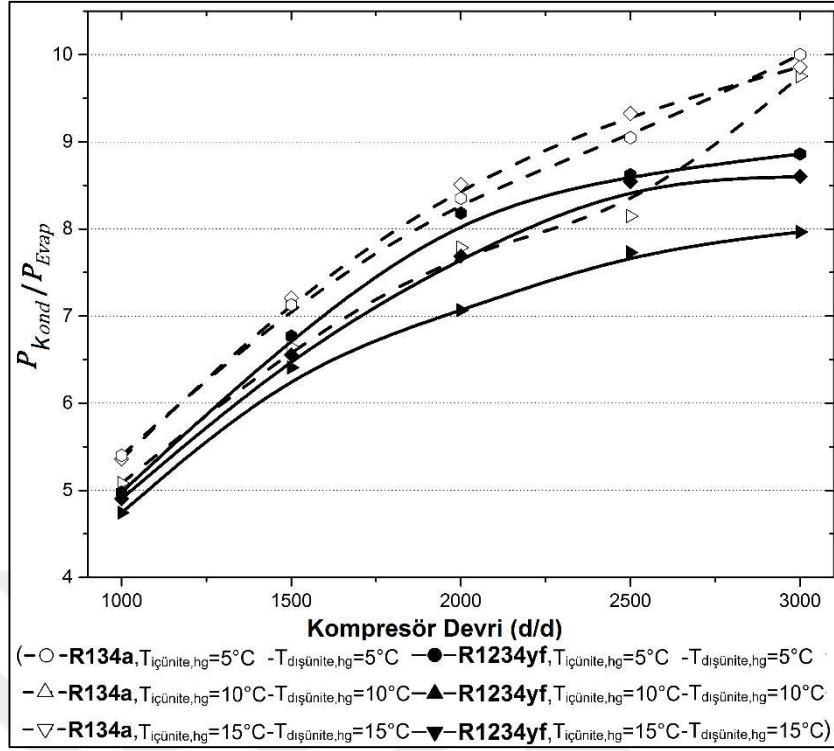
Şekil 4.21’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin buharlaştırıcısında (dış ünite) absorbe edilen ısılarının karşılaştırılması gösterilmektedir. R1234yf ’nin buharlaşma gizli ısısının daha düşük olması, dış üniteye absorbe edilen ısının çok daha düşmesine neden olmaktadır. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte buharlaştırıcıda absorbe edilen ısının yükseldiği gözlemlenmektedir. $T_{dışünite,hg}$ sıcaklığının artmasıyla, hava akımı ve buharlaşan soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmakta; bunun sonucunda ısı transferi de artarak ısı pompası modunda ısıtma kapasitesi değerinde artış meydana gelmektedir. Diğer taraftan, $T_{içünite,hg}$ sıcaklığının artmasıyla kondenserdeki ısı transferi azalmakta ve bunun sonucunda ısıtma kapasitesi de düşmektedir. Ancak, $T_{dışünite,hg}$ değerindeki artışın olumlu etkisi, $T_{içünite,hg}$ değerindeki artışın olumsuz etkisinden fazla olduğu için, birlikte artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu için sistem ısıtma kapasitesinin yükseldiği görülmektedir. Ayrıca, 2000 d/d ve daha yüksek devirlerde R134a’lı sistemin buharlaştırıcısında absorbe edilen ısının hafifçe düşmesi de, Şekil 4.19’de görülen buzlanmadan kaynaklanmaktadır. Dış ünite ısı değiştiricisinin peteklerinin arasının buzlanması, üniteden geçen hava akımını

engelleyerek hava akımı ve buharlaşan soğutucu akışkanın arasındaki ısı transferini, dolayısıyla da \dot{Q}_{evap} değerini düşürmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf'li sistemin \dot{Q}_{evap} değerinin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla %20,3–23,8, 15,3–21,5 ve 14,9–17,4 daha düşük sonuçlandığı belirlenmiştir.



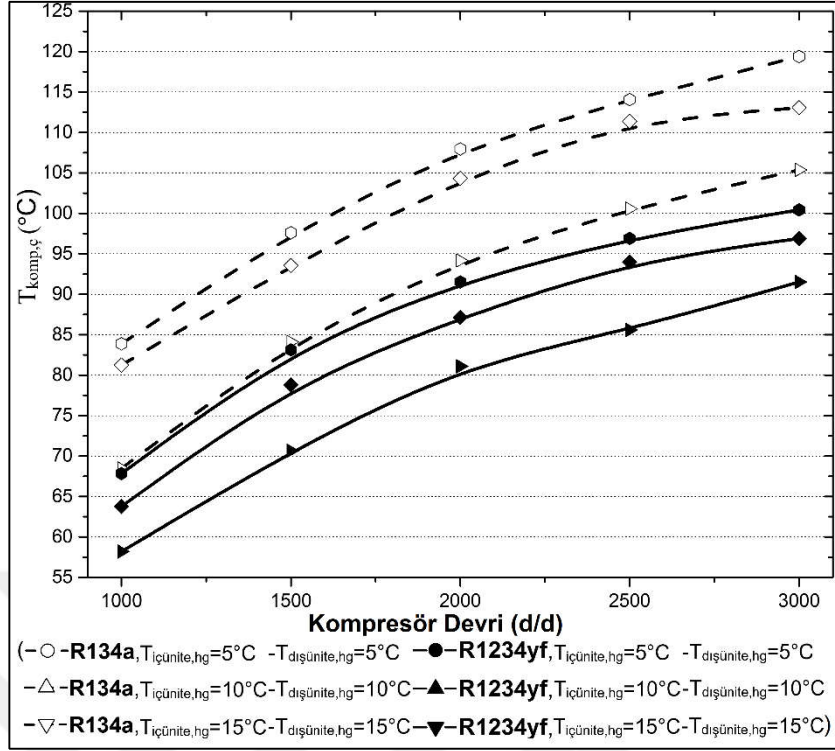
Şekil 4.22. Isı pompası modunda ısıtma tesir katsayısının karşılaştırılması

Şekil 4.22'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompasının ısıtma tesir katsayısının karşılaştırılması gösterilmektedir. Denklem (3.17)'de görüldüğü gibi ITK, ısıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır. Artan kompresör devriyle kompresör gücündeki artışın ısıtma kapasitesindeki artıştan daha büyük olmasından dolayı, artan kompresör devriyle sistemin ITK değerinin düştüğü görülmektedir. Beraber artan kompresör ve $T_{içünite,hg} - T_{dışünite,hg}$ ile birlikte ısıtma kapasitesindeki artışın, kompresör gücündeki artıştan daha yavaş olmasından dolayı ortaya çıkan bileşke etki sebebiyle ITK azalmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf'li sistemin ITK değerinin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla %2,9, 2,7 ve 2,0 daha düşük sonuçlandığı belirlenmiştir.



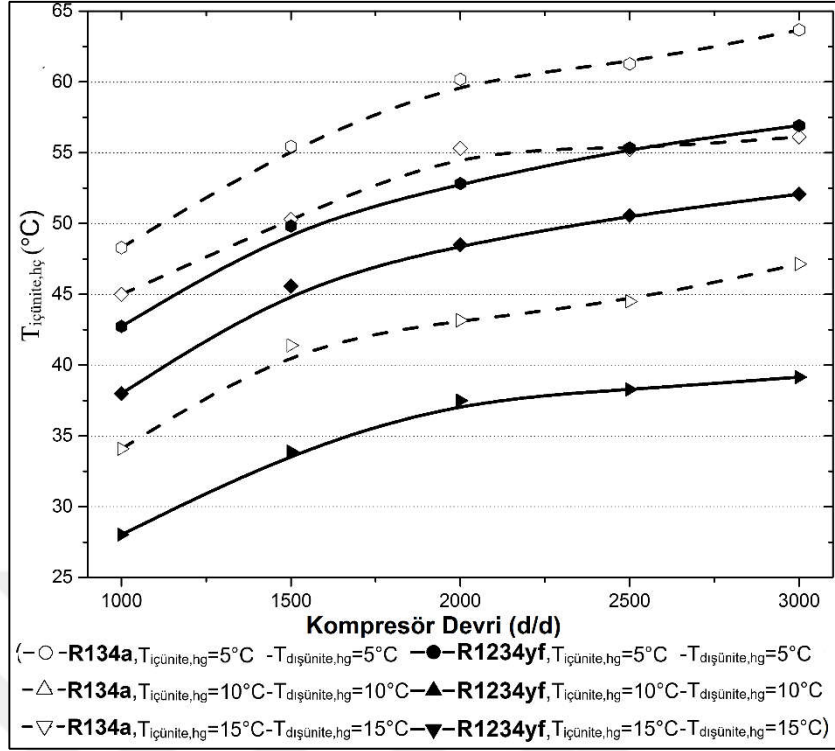
Şekil 4.23. Isı pompası modunda kompresörün basınçlar oranının karşılaştırılması

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin kompresör basınç oranının karşılaştırılması, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak Şekil 4.23'de gösterilmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf'li sistemin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, %8,6, 9,7 ve 6,2 daha düşük kompresör basınç oranları ile sonuçlandığı belirlenmiştir. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte kompresör basınç oranının yükseldiği görülmektedir. Artan kompresör devirlerinde veya hava sıcaklık kombinasyonlarında, yoğuşma basıncının artışı buharlaşma basıncındaki değişimden daha yüksek olduğu için kompresör basınç oranı yükselmektedir. Koban'ın (2009) ifade ettiği gibi, R1234yf'nin buhar basıncı 25°C'den daha düşük sıcaklıklarda R134a'dan biraz daha yüksek olmakta, 25°C'dan daha yüksek sıcaklıklarda ise R134a'dan biraz daha düşüktür. Bunun nedenle, R134a'ya göre daha düşük kompresör basınç oranlarına ve daha yüksek kompresör verimlerine sahiptir.



Şekil 4.24. Isı pompası modunda kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının karşılaştırılması

Şekil 4.24'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının karşılaştırılması gösterilmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça, kompresör yağının bozulma riski yükselecek, bu ise kompresör içindeki hareket eden mekanik parçaları olumsuz yönde etkileyerek kompresörün dayanıklılığını ve ömrünü azaltacaktır (Cho ve diğ., 2013). R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf'li sistemde, Set 4, Set 5 ve Set 6 için sırasıyla, 10,3–15,0°C, 14,7–17,5°C ve 14,5–18,9°C daha düşük kompresör çıkış sıcaklığı tespit edilmiştir. Artan kompresör devriyle veya artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte sistemin kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının yükseldiği görülmektedir. Sonuç olarak, sistemde R1234yf'nin kullanılması durumunda kompresör ömrünün R134a'ya göre daha uzun olması ve R1234yf'nin R134a'ya alternatif olarak uygun şekilde kullanılabileceği tespit edilmiştir.



Şekil 4.25. Isı pompası modunda iç ünite çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığının karşılaştırılması

Şekil 4.25’de, üç farklı giriş havası sıcaklığı için, kompresör devrinin fonksiyonu olarak, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompasının kondenser olarak çalışan iç ünite çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığının karşılaştırılması gösterilmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre R1234yf’li sistemin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla 5,7–8,0°C, 4,1–7,0°C ve 5,6–7,4°C daha düşük iç ünite çıkış havası kuru termometre sıcaklığı verdiği belirlenmiştir.

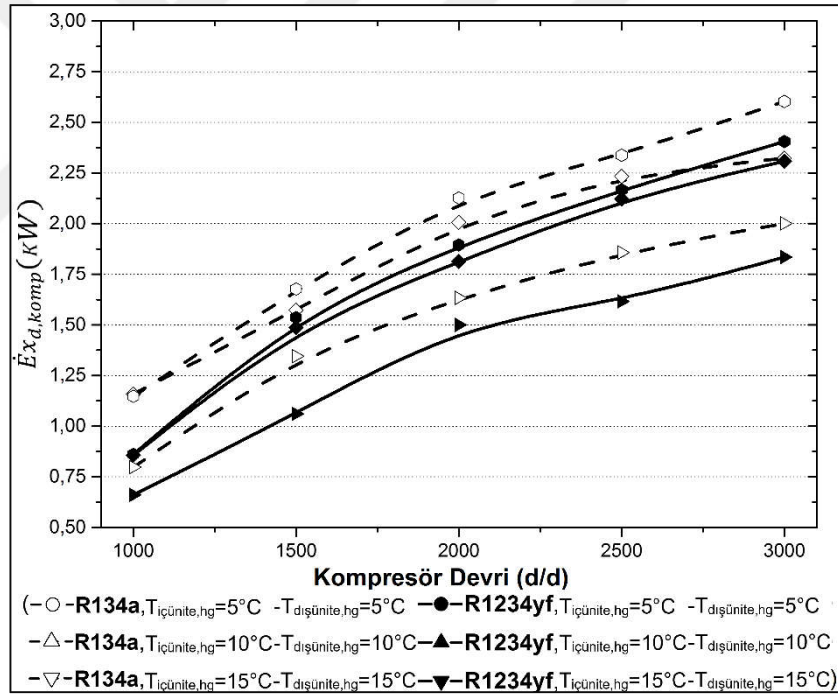
Yukarıdaki sonuçlardan, soğutma kapasitesi, ısıtma tesir katsayısı, kompresörün soğutucu akışkan sıcaklığı ve iç ünite çıkışındaki hava akımı sıcaklıkları dikkate alındığında, R1234yf soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin performansının R134a’ya göre, hafifçe daha düşük ancak makul ve karşılaştırılabilir olduğu görülmektedir.

4.2.2. R1234yf ve R134a için ısı pompası durumunda ekserji performans karşılaştırılması

Bu bölümde, ısı pompası sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin karşılaştırılması ve yüzdesel olarak karşılaştırılması incelenmektedir.

4.2.2.1. Isı pompası sisteminin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin karşılaştırılması

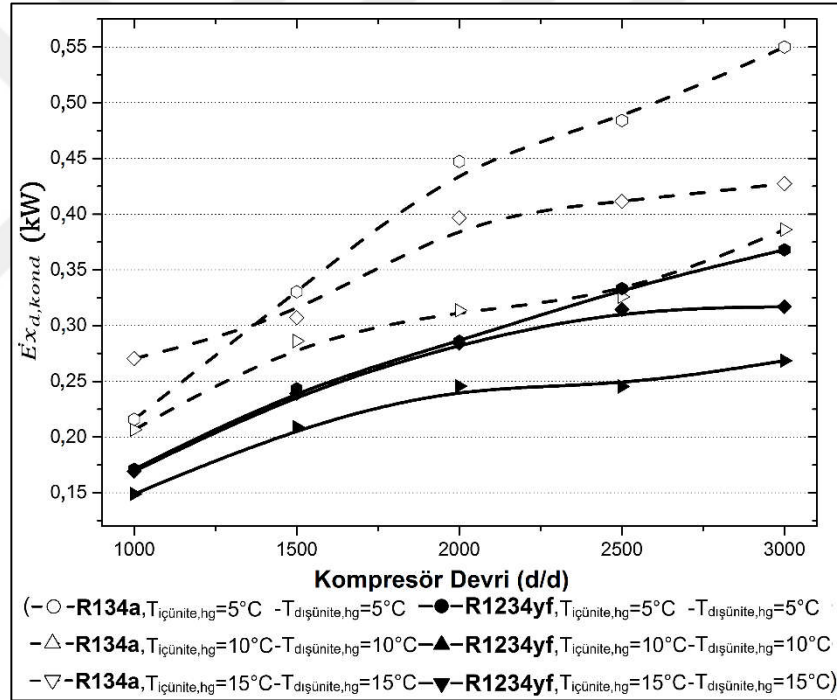
Isı pompası sisteminde ekserji analizi; kompresör, dört yönlü valf, iç ve dış ünite ısı değiştiriciye ayrı olarak uygulanarak sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca, yok edilen toplam ekserji ve yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranı da sunulmaktadır. Söz konusu soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin ekserji performans karşılaştırılması, Şekil 4.26–4.35 arasındaki grafiklerde gösterilmektedir.



Şekil 4.26. Isı pompası modunda kompresörde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.26'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin kompresöründe yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, kompresörde yok edilen ekserji; soğutucu akışkanın sürtünmesinden, hareketli parçaların mekanik sürtünmelerinden ve

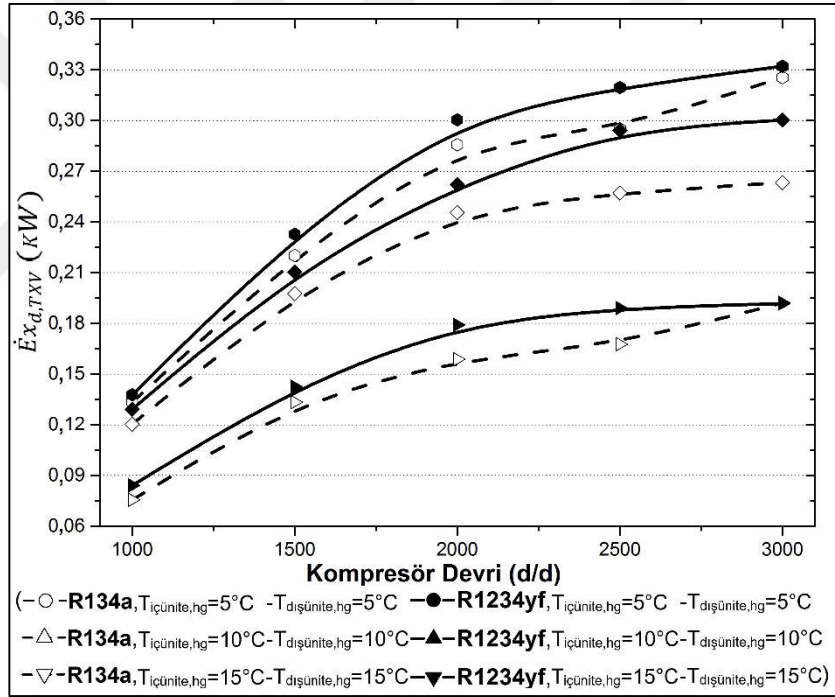
kompresörün kendi bileşenleri arasında gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Kompresörde yok edilen ekserjiye, soğutucu akışkanın silindir girişinde ısınması ve kompresör valflerindeki kayıplar da etki etmektedir (Aprea ve diğ., 2003). R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin kompresöründe yok edilen ekserjinin R134a'lı sisteme göre, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla ortalama olarak %13,4, 13,5, ve 2,41 daha düşük $\dot{E}x_{d,komp}$ değerleri ile sonuçlandığı belirlenmiştir. R1234yf'li sistemin R134a'dan daha büyük soğutucu akışkan debisine sahip olması, R1234yf'li sistemde yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Ayrıca, artan kompresör devirlerinde soğutucu akışkan debisi ve yoğuşma basıncı artmakta, buharlaşma basıncı ise düşmektedir. Soğutucu akışkan debisi ve kompresördeki basınç oranı arttığında, kompresörde yok edilen ekserji her iki akışkan için de yükselmektedir.



Şekil 4.27. Isı pompası modunda kondenserde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin kondensesinde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak Şekil 4.27'de gösterilmektedir. R1234yf'li sistemin daha düşük soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı vermesi nedeniyle, R1234yf'li sistemde kondenserden geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı, R134a'lı sistemden düşüktür. Dolayısıyla,

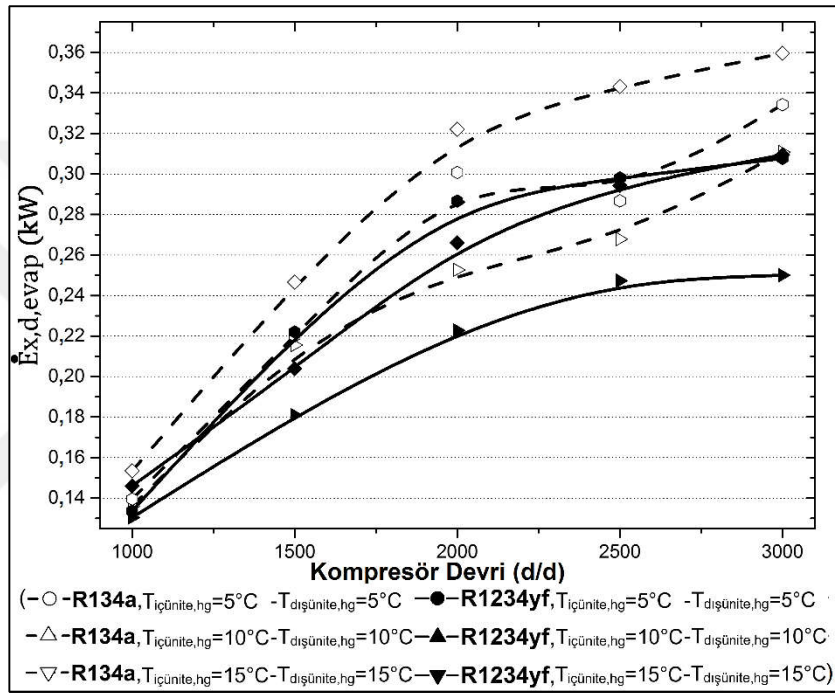
R1234yf'li sistemin kondenserinde sıcaklık farkından doğan ısı transferi R134'alı sisteme göre daha düşük olduğundan, yok edilen ekserjinin de daha az olduğu görülmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin kondenserine göre R1234yf'li sistemin kondenserinin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla ortalama olarak %26,4, 27,4 ve 29,5 daha düşük ekserji kaybı değerleri verdiği tespit edilmiştir. Kompresör çalışma hızının artması ile soğutucu akışkanın kütleli debisi, kompresör çıkış sıcaklığı ve yoğuşma basıncı arttığından, $\dot{E}x_{d,kond}$ değerinin de yükseldiği görülmektedir. Ayrıca, kondenserden geçen hava akımı sıcaklığı arttıkça, hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı düşmektedir. Sonuç olarak, artan kompresör devirleri ve iç ünite hava akımı sıcaklıklarında, bu elemanda yok edilen ekserji genelde düşmektedir.



Şekil 4.28. Isı pompası modunda TXV'de yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.28'da, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. TXV'nin adyabatik çalıştığı kabul edildiğinden, TXV'de ekserji kaybına neden olan etmen, valfte gerçekleşen genişleme esnasında soğutucu akışkanın sürtünmesidir. Artan kompresör devriyle ve hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte soğutucu

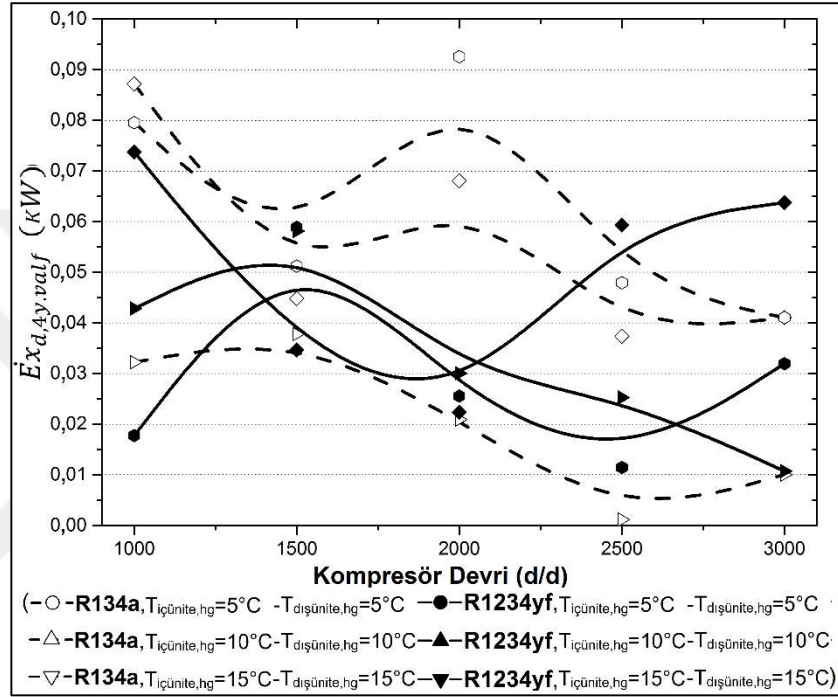
akışkanın kütleli debisi ve TXV'deki basınç oranı artmakta; bunların sonucu olarak $\dot{E}_{d,TXV}$ değeri de artmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sistemin TXV'sinde yok edilen ekserji $\dot{E}_{d,TXV}$, R1234yf'li sistemin TXV'sine göre Set 4, Set 5 ve Set 6 kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak: %8,7, 9,8 ve 4,9 daha düşük değerlerde belirlenmiştir. R1234yf ile R134a'lı sistemlerin $\dot{E}_{d,TXV}$ değerleri arasındaki fark, R1234yf'li çalışmalarda daha yüksek kütleli debi olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.29. Isı pompası modunda buharlaştırıcıda yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

Şekil 4.29'da, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin buharlaştırıcısında (evaporatör) yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Evaporatörde basınç düşmesi olmadığı kabul edildiğinden, bu elemanda yok edilen ekserji, hava akımı ve soğutucu akışkan arasında gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Artan kompresör devriyle ve hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte, evaporatörden geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı yükselmektedir. Bundan dolayı, artan kompresör devirleri ve ünitelerden geçen hava akımı sıcaklık kombinasyonları ile sistemin $\dot{E}_{d,evap}$ değerinin yükseldiği görülmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre,

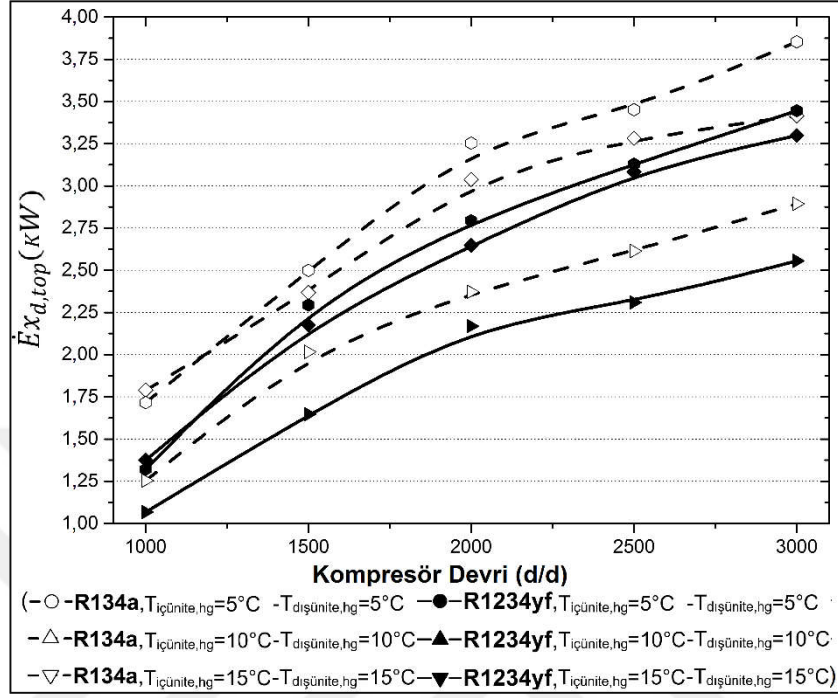
R1234yf'li sistemin evaporatöründe yok edilen ekserjinin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %13,4, 13,5 ve 2,4 daha düşük olduğu görülmüştür. R1234yf'li sistemin evaporatöründe yok edilen ekserji değerinin R134a'lı sisteme göre daha düşük olmasının nedeni, evaporatörden geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının daha küçük olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.30. Isı pompası modunda dört yollu valfde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması

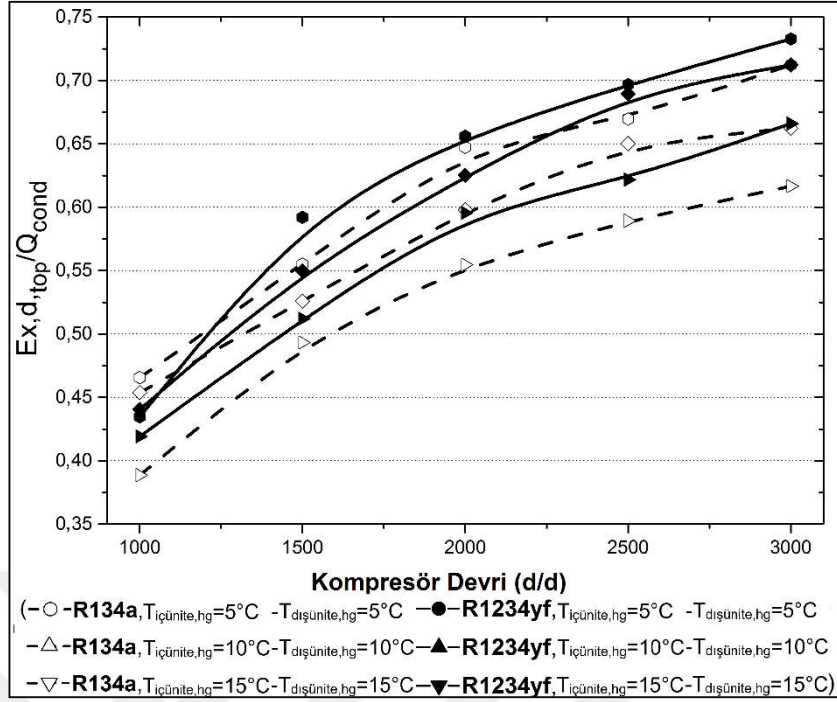
Şekil 4.30'de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin dört yollu valfde yok edilen ekserjinin karşılaştırılması gösterilmektedir. Dört yollu valfin adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, bu elemandaki ekserji kaybı iç ısı transferi ve soğutucu akışkan ile cihaz arasındaki sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Ayrıca, cihaz şebekedeki elektrik kullanılarak enerjilendirildiğinden dolayı ısı üretmektedir. Bundan dolayı, Şekil 4.31'de görülen dört yollu valfde yok edilen ekserji grafiği, cihazın çalışma prensibine göre kesin olarak açıklanamazken, $\dot{E}x_{d,4-Y,Val}$ değerlerinin düşük seviyelerde olduğu görülmektedir. R1234yf'li sistemin $\dot{E}x_{d,4-Y,Val}$ değerlerinin Set 4 ve Set 5 sıcaklık kombinasyonları için R134a'lı sisteme

göre sırasıyla: %27,5 ve 1,8 daha büyük olduğu, ancak Set 6 sıcaklık kombinasyonu için %46,7 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.31. Isı pompası modunda yok edilen toplam ekserjinin karşılaştırılması

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin yok edilen toplam ekserjilerinin karşılaştırılması, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak Şekil 4.31'de gösterilmektedir. Artan kompresör devriyle, soğutucu akışkan kütleli debisi ve kompresör basınç oranının artmasından dolayı, yok edilen toplam ekserjinin de yükseldiği görülmektedir. Ayrıca, artan hava akımı sıcaklık kombinasyonlarıyla birlikte yok edilen toplam ekserjinin arttığı görülmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf'li sistemde yok edilen toplam ekserji $\dot{X}_{d,top}$, Set 4, Set 5 ve Set 6 kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %8,5–18,33, 3,4–23,18 ve 8,24–23,0 daha düşük değerlerde elde edilmiştir.



Şekil 4.32. Isı pompası modunda yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranının karşılaştırılması

Şekil 4.32’de, üç farklı giriş hava sıcaklığı kombinasyonu için kompresör devrinin fonksiyonu olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminde yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranının karşılaştırılması gösterilmektedir. R134a’lı sisteme göre R1234yf’li sistemin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %6,5, 4,0 ve 1,7 daha yüksek toplam yok edilen ekserjinin ısıtma kapasitesine oranları verdiği belirlenmiştir. R1234yf’li sistem daha düşük yok edilen toplam ekserjiye sahip olmasına rağmen, ısıtma kapasitesinin de daha düşük olmasından dolayı, yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranının R134a’lı sistemden daha büyüktür. Burada edinilen toplam yok edilen ekserjinin ısıtma kapasitesine oranı sonuçları, Şekil 4.22’de görülen, R1234yf’li sistemin ITK’sının R134a’dan nispeten daha düşük olması sonuçları ile uyumluluk göstermektedir.

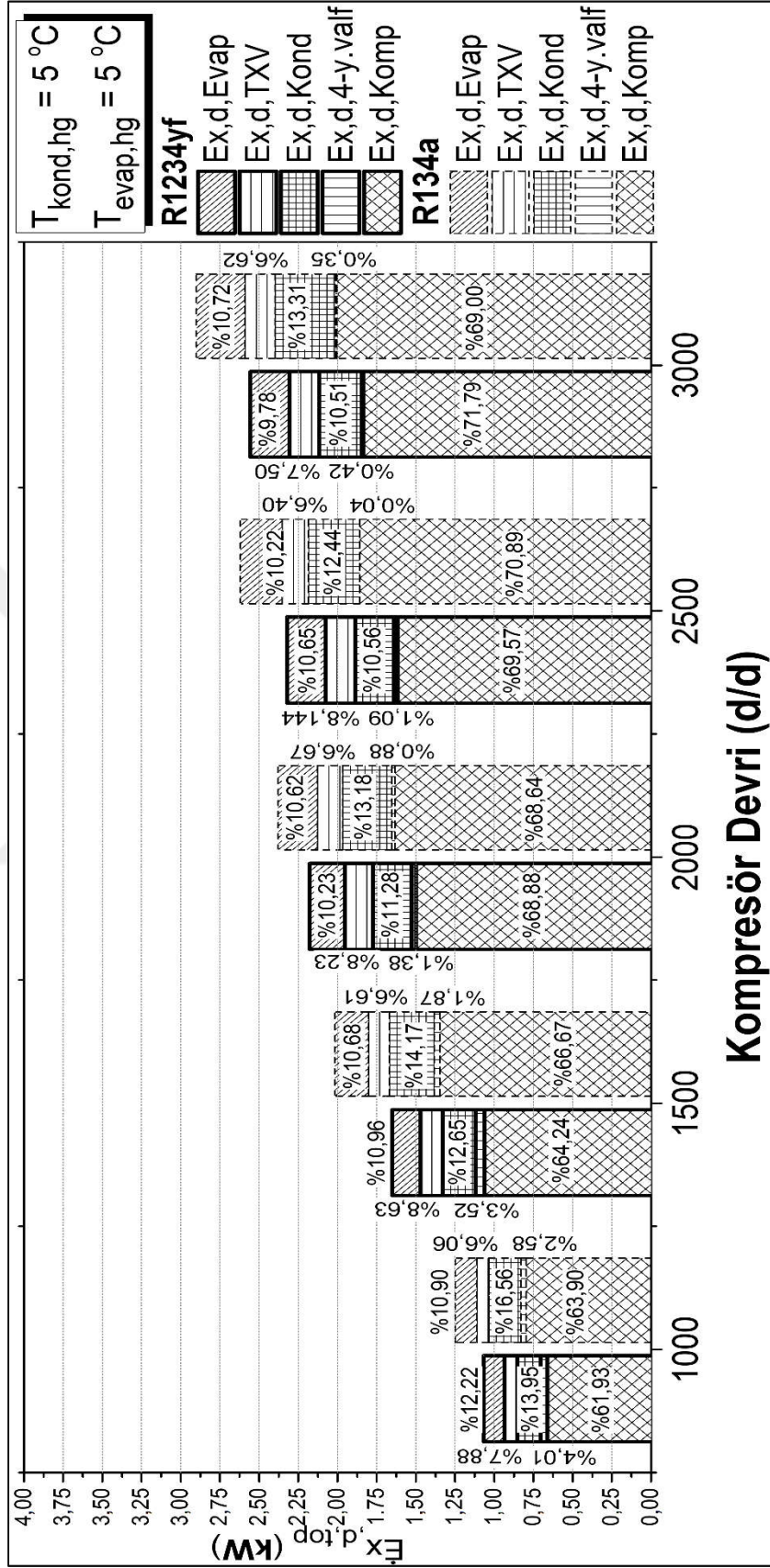
4.2.2.2. Isı pompası sisteminde yok edilen ekserjilerin yüzdelik dağılımlarının karşılaştırılması

Şekil 4.33 – 4.35 arasındaki grafiklerde, sırasıyla $T_{içünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonları için, kompresör devrinin fonksiyonu olarak, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanı kullanan sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları gösterilmektedir.

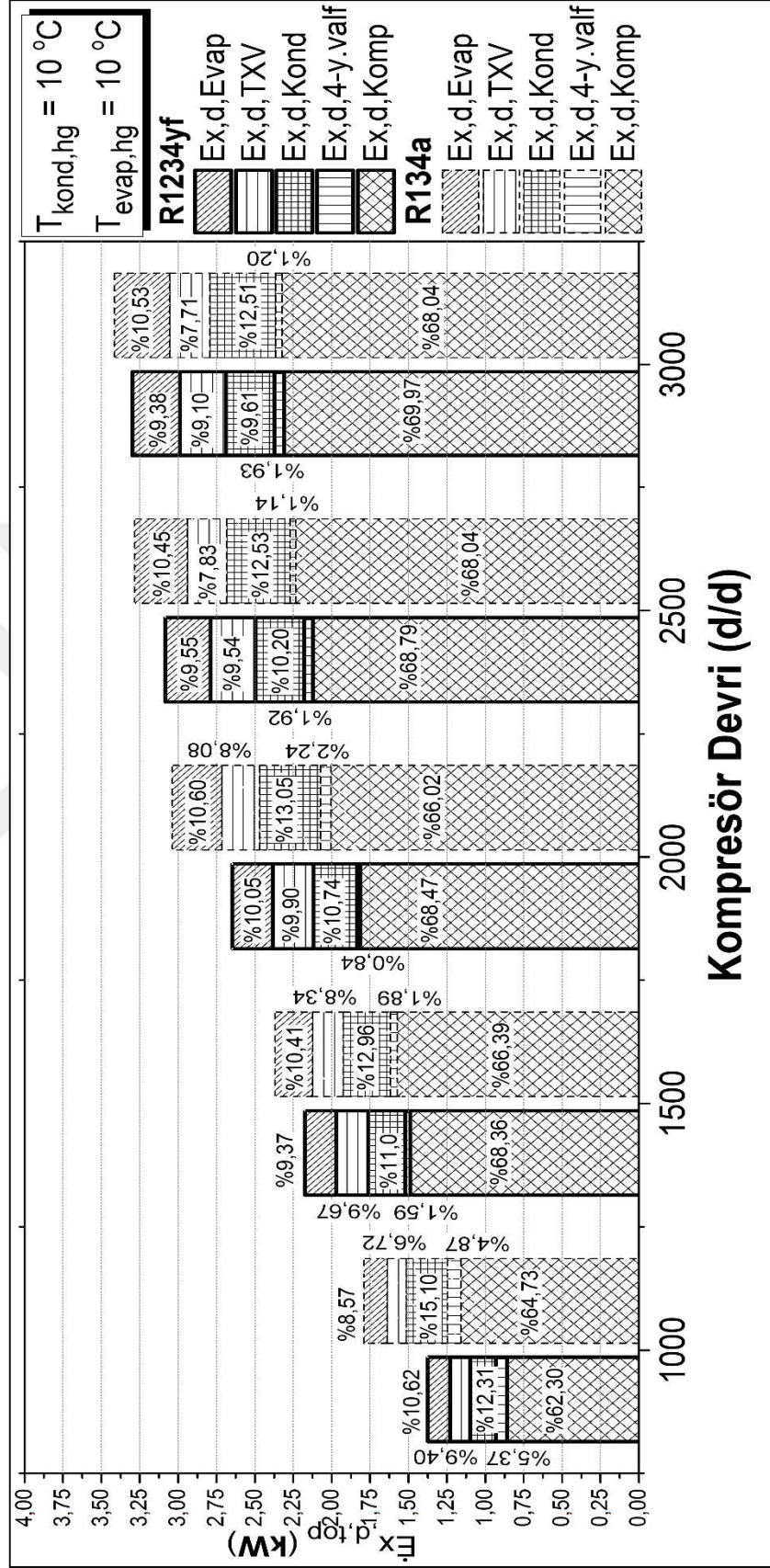
Şekil 4.33’de, ısıtma modunda $T_{içünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları, kompresör devrinin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tablo 4.4’de ise, sistemde yok edilen toplam ekserjilere en büyükten en küçüğe doğru katkı veren bileşenlerin sıralaması gösterilmiştir. Yapılan ekserji analizi dikkate alındığında, ısı pompası modunda R1234yf’li sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı veren bileşen kompresördür. R1234yf’li sistemde, özellikle düşük devirlerde, TXV’nin yok edilen toplam ekserjiye yüksek katkı verdiği belirlenmiştir. TXV orijinal olarak R134a için tasarlandığından, söz konusu elemanın bu çalışma hızlarında R1234yf için ayarlanması konusunda daha geniş araştırmaların yapılması gerekmektedir. Diğer taraftan, R134a’lı sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı veren bileşen kompresördür. Yok edilen toplam ekserjiye çokdan aza doğru katkı veren bileşenler kompresör, kondenser, evaporatör, TXV ve dört yollu valf olarak tespit edilmiştir.

Tablo 4.4. $T_{i\text{çünite,hg}}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması

Soğutucu akışkan	Sıra	Kompresör devir (d/d)				
		1000	1500	2000	2500	3000
R1234yf	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Evaporatör	Kondenser
	3.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Kondenser	Evaporatör
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
	5.	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf
R134a	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	3.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
	5.	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf



Şekil 4.33. $T_{içinmte,hg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışımte,hg}=5^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması

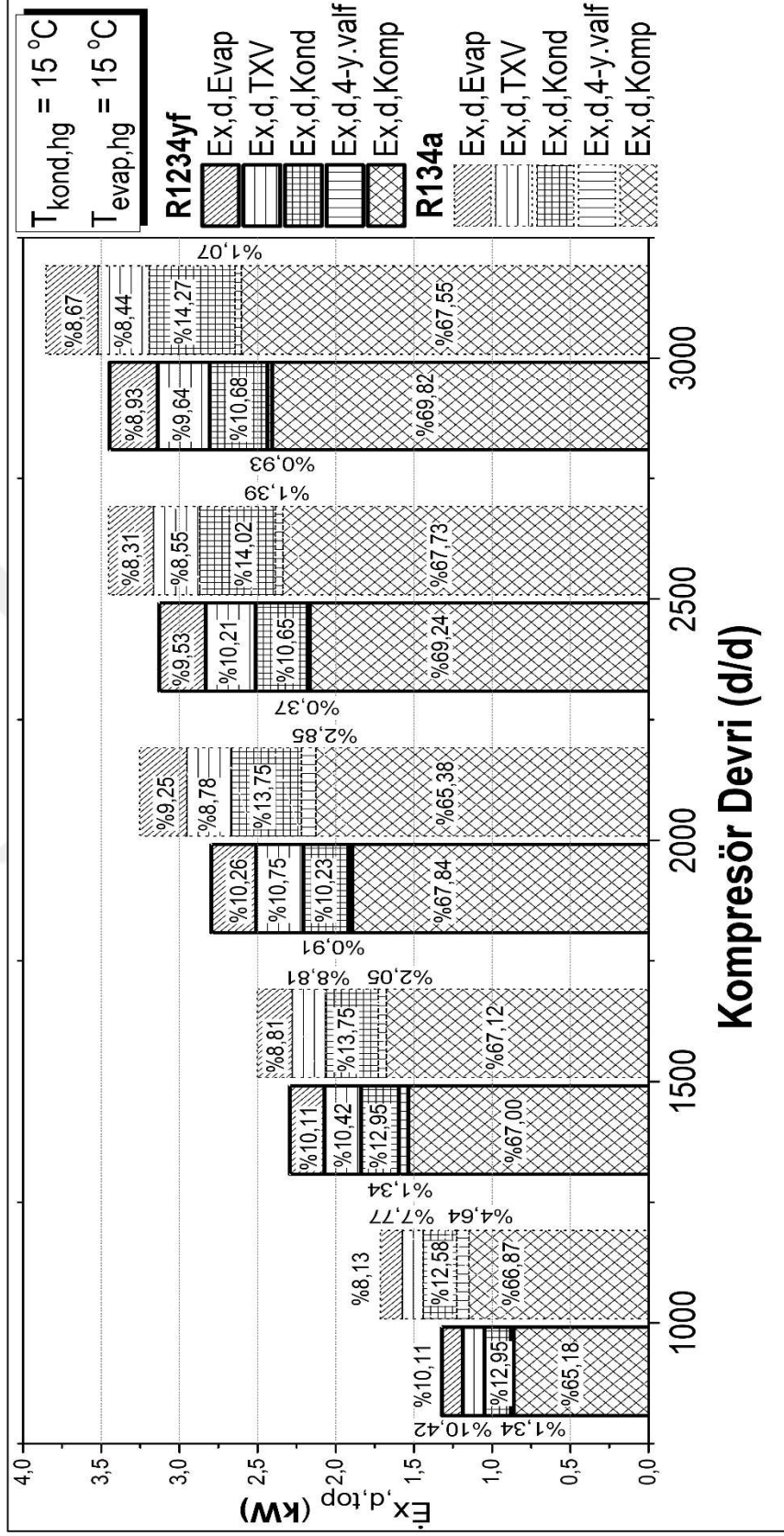


Şekil 4.34. T_{çıkımite,hg}=10°C ve T_{dışımite,hg}=10°C sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması

Tablo 4.4. $T_{i\text{çünite,hg}}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması

Soğutucu akışkan	Sıra	Kompresör devir (d/d)				
		1000	1500	2000	2500	3000
R1234yf	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	3.	Evaporatör	TXV	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	4.	TXV	Evaporatör	TXV	TXV	TXV
	5.	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf
R134a	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	3.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
	5.	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf

Şekil 4.34’de, ısıtma modunda Set 5 sıcaklık kombinasyonu için R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları, kompresör devrinin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tablo 4.5’de ise, sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyükten en küçüğe doğru katkı veren bileşenlerin sıralaması gösterilmektedir. Isı pompası modunda, R1234yf’li sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı veren bileşen düşük kompresör devirlerinde kondenser iken, 1500 d/d’den yüksek hızlarda ise kompresördür. 2000 d/d’den yüksek kompresör hızları için yok edilen toplam ekserjiye en fazla kompresör, ardından sırası ile kondenser, evaporatör, TXV ve dört yollu valfin katkı verdiği tespit edilmiştir. R1234yf’li sistemde, özellikle düşük devirlerde, TXV’nin yok edilen toplam ekserjiye yüksek katkı verdiği belirlenmiştir. Buradan anlaşılacağı üzere, TXV’nin R1234yf için ayarlanması konusunda daha geniş araştırmaların yapılması gerekliliği bir kez daha teyit edilmektedir. Diğer taraftan, daha önce incelenen $T_{i\text{çünite,hg}}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonundaki duruma benzer şekilde, R134a’lı sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı veren bileşen kompresördür. Yok edilen toplam ekserjiye çoktan aza doğru katkı veren bileşenler kompresör, kondenser, evaporatör, TXV ve dört yollu valf olarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.35. $T_{içimite,hg}=15^{\circ}C$ ve $T_{dışimite,hg}=15^{\circ}C$ sıcaklık kombinasyonu için bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımlarının karşılaştırılması

Tablo 4.5. $T_{i\text{çünite,hg}}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonunda bileşenlerde yok edilen ekserjilerin kompresör devrine göre sıralanması

Soğutucu akışkan	Sıra	Kompresör devir (d/d)				
		1000	1500	2000	2500	3000
R1234yf	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	3.	Evaporatör	TXV	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	4.	TXV	Evaporatör	TXV	TXV	TXV
	5.	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf
R134a	1.	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör	Kompresör
	2.	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser	Kondenser
	3.	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör	Evaporatör
	4.	TXV	TXV	TXV	TXV	TXV
	5.	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf	4-Y. Valf

Şekil 4.35’de, ısıtma modunda $T_{i\text{çünite,hg}}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonu için R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdesel dağılımları, kompresör devrinin fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tablo 4.5’de ise, sistemde yok edilen toplam ekserjilere en büyükten en küçüğe doğru katkı veren bileşenlerin sıralaması gösterilmiştir. Yapılan ekserji analizi dikkate alındığında, ısı pompası modunda, R1234yf’li sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı veren bileşen kompresördür. 1500 d/d kompresör hızında yok edilen toplam ekserjiye en fazla kompresör, ardından sırası ile kondenser, TXV, evaporatör, ve dört yollu valfin katkı verdiği tespit edilmiştir. 1000, 2000, 2500 ve 3000 devirde ise yok edilen toplam ekserjiye en fazla kompresör, ardından sırası ile kondenser, evaporatör, TXV ve dört yollu valfin katkı verdiği belirlenmiştir. Yukarıda incelenen sıcaklık kombinasyonu sonuçlarında, yok edilen toplam ekserjilere TXV’nin yüksek katkısı sadece düşük kompresör devirlerinde bulunmaktadır. Ancak $T_{i\text{çünite,hg}}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ sıcaklık kombinasyonunda, TXV hem düşük hem de yüksek kompresör devirlerinde yok edilen toplam ekserjiye büyük katkıda bulunmaktadır. Diğer taraftan, R134a’lı ısı pompası sisteminde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı veren bileşen de kompresördür. Hem düşük hem de yüksek kompresör devirlerinde, yok edilen toplam ekserjiye en fazla katkıyı kompresörden sonra ise sırasıyla, kondenser, evaporatör, TXV ve dört yollu valfin verdiği tespit edilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu bölümde, bulgulara dayalı önemli sonuçlar ve öneriler bulunmaktadır. Sonuçlar ise, sırasıyla klima ve ısı pompası durumlar üzerinde durulmuştur.

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme ve ısı pompası sisteminin performans parametrelerinin karşılaştırılması klima ve ısı pompası modunda sürekli rejimde çalışma durumu için yapılmıştır. Bu amaçla; R134a tipi iklimlendirme sisteminin bileşenlerinden laboratuvar amaçlı deneysel bir iklimlendirme sistemi kurulup gerekli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır.

Deneysel sistemin klima modunda çalıştırılması durumu için her iki akışkan için de deneysel sistemin kompresör hızı 1000, 1500, 2000 ve 2500 d/d olacak şekilde dört farklı devirde testler gerçekleştirilmiştir. Yoğuşturucu (kondenser) ve buharlaştırıcı (evaporatör) girişindeki hava akımının sıcaklıkları sırasıyla $T_{içünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=30^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=35^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=40^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde değiştirilmiştir. Bunlar sırasıyla Set 1, Set 2 ve Set 3 adlandırılmıştır. Klima testlerinde, iç ünite giriş hava akımı izafi nemi %55–75 aralığında tutulmuştur.

Diğer taraftan ise, sisteminin ısı pompası modunda çalıştırılması durumu için her iki akışkan için de deneysel sistemin kompresör hızı 1000, 1500, 2000, 2500 ve 3000 d/d olacak şekilde beş farklı devirde testler gerçekleştirilmiştir. Yoğuşturucu (kondenser) ve buharlaştırıcı (evaporatör) girişindeki hava akımı sıcaklıkları sırasıyla $T_{içünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=5^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=10^{\circ}\text{C}$; $T_{içünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ ve $T_{dışünite,hg}=15^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde değiştirilmiştir. Bunlar sırasıyla Set 4, Set 5 ve Set 6 adlandırılmıştır. Isı pompası testlerinde, dış ünite giriş hava akımı izafi nemi %45–65 aralığında tutulmuştur.

Sistem içerisinde kullanılan R1234yf soğutucu akışkan miktarı, R134a soğutucu akışkan miktarına göre yaklaşık %10 daha azdır. Bunun sebebi, R1234yf'nin sıvı yoğunluğunun R134a'ya göre %10 daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı deneysel sistemde kullanılan yağ tipi, R134a için kullanılan PAG yağıdır. Ayrıca sistemdeki termostatik genişleme valfleri, aslen R134a soğutucu akışkan için tasarlanmış olan valflerdir.

5.1.1. Klima durumu için sonuçlar

Klima modunda deneysel veriler kullanılarak yapılan enerji ve ekserji analizi sonuçlarına göre R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin performansı R134a'ya göre hafifçe daha düşük ancak makul ve karşılaştırılabilir düzeyde bulunmuştur. Bunun sonucunda sistemin klima modunda çalışması durumu için R1234yf, R134a'ya potansiyel en iyi aday olarak değerlendirilmektedir.

Klima modunda çalışan sistemde deneysel veriler kullanılarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlerin performans parametrelerinin değerlendirilmesi ve karşılaştırılması için; soğutucu akışkan debisi, soğutma kapasitesi (\dot{Q}_{evap}), kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), kondenserde atılan ısı (\dot{Q}_{kond}), STK, kompresör çıkışındaki sıcaklığı, kompresörde basınç oranı, iç ünite çıkışındaki sıcaklığı, soğutma sistemin bileşenlerinde yok edilen ekserjiler ve bileşenlerde yok edilen ekserjilerin yüzdesel oranları belirlenmiştir.

Artan kompresör devirleri ve üniteye giren hava akımı sıcaklık kombinasyonları için klima modunda \dot{m}_r , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{kond} , ve \dot{W}_{komp} da artmaktadır. Ancak kompresör devri ve hava akımı sıcaklık kombinasyonları arttıkça STK düşmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre Set 1, Set 2 ve Set 3 için R1234yf'nin, sırasıyla %19,4–23,1, %15,7–16,8 ve %12,2–16,9 daha büyük soğutucu akışkan kütleli debisi; %3,5–5,3, %4,9–7,7 ve %5,2–7,0 daha düşük soğutma kapasitesi; %5,7–9,3, %2,8–8,3 ve %0,9–5,7 daha büyük kompresör gücü; %0,7–1,8, %1,5–4,9, ve %1,4–5,2 daha büyük yoğuşturucuda atılan ısı; %10,4–21,4, %8,0–17,9, ve %6,0–11,0 daha düşük STK değerleri ile sonuçlandığı tespit edilmiştir.

Klima modunda çalışma durumu için artan kompresör devirlerinde ve artan hava akımı sıcaklık kombinasyonlarında, kompresörde basınç oranı ve kompresör çıkışındaki

soğutucu akışkan sıcaklığı artmaktadır. Kompresör hızı arttıkça, iç ünite çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığı düşmekte, fakat iç ve dış ünite hava akımı sıcaklık kombinasyonları arttıkça iç ünite çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığı hafifçe artmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre Set 1, Set 2 ve Set 3 için R1234yf'li sistemin sırasıyla %0,8–6,5, %0,9–1,8 ve %2,1–4,4 daha düşük kompresör basınç oranı; 3,6-11,3°C, 5,5–11,9°C ve 10,4–11,7°C daha düşük kompresör çıkış sıcaklığı verdiği belirlenmiştir.

Klima sisteminde ekserji analizi; kompresör, dış ünite, TXV ve iç üniteye uygulanmıştır. Hem R1234yf hem de R134a soğutucu akışkanlı sistemde, artan kompresör devirlerinde soğutucu akışkan debisi ve yoğuşma basıncı artmakta, buharlaşma basıncı ise düşmektedir. Soğutucu akışkan debisi ve kompresördeki basınç oranı arttığında, kompresörde yok edilen ekserji her iki akışkan için de yükselmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde, R134a'lı sisteme göre Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için, kompresörde ve kondenserde yok edilen ekserjiler sırasıyla, ortalama olarak %17,0, 10, , 5,6 ve %7,3, 14,6, 31,5 daha düşük değerlerde elde edilmiştir. Soğutucu akışkan kütleli debisinin, kompresör çıkışındaki sıcaklığının ve yoğuşma basıncının kompresör devrinden etkilenmesi nedeniyle artan kompresör devirlerinde kondenserde yok edilen ekserjinin yükseldiği görülmektedir.

R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde, R134a'lı sisteme göre Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için, TXV'de ve evaporatörde yok edilen ekserjiler sırasıyla, ortalama olarak %35,5, 19,0 , 7,1 ve TXV'de ve %4,3, 4,0 ve 3,0 daha yüksek değerlerde ile sonuçlanmıştır. Artan kompresör devriyle ve hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile birlikte soğutucu akışkanın kütleli debisi ve TXV'deki basınç oranı artmakta; bunların sonucu olarak $\dot{E}x_{d,TXV}$ artmaktadır. Ayrıca, artan kompresör devirlerinde ve artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu ile, evaporatörden geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının yükseldiği görülmektedir.

Son olarak, R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde, R134a'lı sisteme göre Set 1, Set 2 ve Set 3 sıcaklık kombinasyonları için, yok edilen toplam ekserji ve yok edilen toplam ekserjinin soğutma kapasitesine oranı sırasıyla, ortalama olarak %13,2, 7,2, 2,2 ve %18,4, 14,8, 8,9 daha yüksek değerlerde verdiği belirlenmiştir.

5.1.2. Isı pompası durumu için sonuçlar

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme sisteminin performans parametreleri karşılaştırıldığında, ısı pompası modunda sürekli rejimde çalışma durumu için R1234yf soğutucu akışkanlı sisteminin performansının hafifçe daha düşük ancak makul ve karşılaştırılabilir düzeyde olduğu belirlenmiştir. Bu nedenden dolayı, ısı pompası çalışma için R1234yf, R134a'ya alternatif en iyi aday olarak değerlendirilmektedir.

Isı pompası modunda çalışan sistemde, deneysel veriler kullanılarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlerin performans parametrelerinin değerlendirilmesi ve karşılaştırılması için soğutucu akışkan debisi, ısıtma kapasitesi (\dot{Q}_{kond}), kompresör gücü (\dot{W}_{komp}), evaporatorde absorbe edilen ısı (\dot{Q}_{evap}), ısıtma tesir katsayısı (ITK), kompresör çıkışındaki sıcaklığı, kompresörde basınç oranı, iç ünite çıkışındaki sıcaklığı, ısı pompasının bileşenlerinde yok edilen ekserji ve bileşenlerde yok edilen ekserjinin yüzdesel oranları belirlemiştir.

Artan kompresör devriyle ve artan hava akımı sıcaklık kombinasyonu, sistemde \dot{m}_r , \dot{Q}_{evap} , \dot{Q}_{kond} ve \dot{W}_{komp} değerlerinin yükseldiği görülmektedir. Ancak kompresör hızı ve iç ve dış ünite hava girişi arttıkça ITK düşmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf'nin kütleli debisi, ortalama olarak Set 4 için %3,67'den daha küçük, Set 5 ve Set 6 için ise sırasıyla %4,0 ve %3,8'den daha büyük sonuçlanmıştır. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre Set 4, Set 5 ve Set 6 için R1234yf, sırasıyla %14,8–24,9, %10,2–20,9 ve %13,1–17,5 daha düşük ısıtma kapasitesi; %11,4–21,0, %4,9–23,9, ve %8,9–21,8 daha düşük kompresör gücü; %20,3–23,8, %15,3–21,5 ve %14,9–17,42 daha düşük buharlaştırıcıda absorbe edilen ısı; ortalama olarak %2,9, 2,7, ve 2,0 daha düşük ITK değerleri ile sonuçlanmıştır.

Isı pompası modunda kompresör hızı ve hava sıcaklık kombinasyonu arttıkça, iç ünite (yoğuşturucu) çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığı, kompresör basınç oranı ve kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı da artmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansına göre Set 4, Set 5 ve Set 6 için R1234yf'li sistemin, sırasıyla 5,7–8,0°C, 4,1–7,0°C ve 5,6–7,4°C daha düşük iç ünite çıkışındaki hava kuru termometre sıcaklığı; 10,3–15,0°C, 14,7–17,5°C ve 14,5–18,9°C daha düşük

kompresör çıkış sıcaklığı; ortalama olarak %8,6, 9,7 ve 6,2 daha düşük kompresör basınç oranı verdiği tespit edilmiştir. Açıklanan analize göre, R1234yf soğutucu akışkanlı ısı pompası daha düşük kompresör çıkış sıcaklığı sağladığı için sistemde R1234yf'nin kullanılması durumunda kompresör ömrünün R134a'ya göre daha uzun olması ve R1234yf'nin R134a'ya alternatif olarak kullanılabilmesi tespit edilmiştir. Ancak, yüksek devirlerde dış ünite ısı değiştiricisinin peteklerinin arasının buzlanması, üniteden geçen hava akımını engelleyerek hava akımı ve buharlaşan soğutucu akışkanın arasındaki ısı transferini, dolayısıyla da ısıtma kapasitesini azaltmaktadır.

Isı pompası sisteminde ekserji analizi, kompresör, dört yollu valf, dış ünite, TXV ve iç üniteye uygulanmıştır. Hem R1234yf hem de R134a soğutucu akışkanlı sistemde, kompresör hızı ve iç ve dış ünite hava girişi arttıkça $\dot{E}x_{d,komp}$ de artmaktadır. Çünkü kompresör hızı arttıkça, soğutucu akışkan debisi ve yoğunlaşma basınç artmakta ve buharlaşma basınç düşmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin kompresöründe yok edilen ekserjinin R134a'lı sisteme göre, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %13,4, 13,5, ve 2,41 daha düşük $\dot{E}x_{d,komp}$ değerleri ile sonuçlandığı belirlenmiştir. R134a soğutucu akışkanlı sistemin kondenserine göre R1234yf'li sistemin kondenserinin, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla ortalama olarak %26,6, 27,4 ve 29,5 daha düşük kondenserde yok edilen ekserji değerleri verdiği tespit edilmiştir. Kondenserden geçen hava akımı sıcaklığı arttıkça, hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı düşmektedir. Sonuç olarak, artan kompresör devirleri ve iç ünite hava akımı sıcaklıklarında, bu elemanda yok edilen ekserji genelde düşmektedir.

R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre, R1234yf'li sistemde, Set 4, Set 5 ve Set 6 sıcaklık kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %8,7, 9,8 ve 4,9 daha büyük TXV'de yok edilen ekserji ve %13,4, 13,5 ve 2,4 daha düşük evaporatörde yok edilen ekserji değerleri ile sonuçlandığı görülmüştür. Artan kompresör devriyle ve hava sıcaklık kombinasyonu, soğutucu akışkanın kütleli debisi ve TXV'deki basınç oranının artması nedeniyle TXV'de yok edilen ekserji de artmaktadır. R1234yf'li sistemin evaporatöründe yok edilen ekserji değerinin R134a'lı sisteme göre daha düşük olmasının nedeni, evaporatörden geçen hava akımı ve soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının daha küçük olmasından kaynaklanmaktadır.

R1234yf'li sistemin dört yollu valfinde yok edilen ekserji değerlerinin Set 4 ve Set 5 sıcaklık kombinasyonları için R134a'lı sisteme göre sırasıyla %27,5 ve 1,8 daha büyük olduğu, ancak Set 6 sıcaklık kombinasyonu için %46,7 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Dört yollu valfin adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, bu elemandaki ekserji kaybı cihazın iç ısı transferi ve soğutucu akışkan ile cihaz arasındaki sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Ayrıca, cihaz şebekedeki elektrik kullanılarak enerjilendirildiğinden dolayı ısı üretmektedir. Ancak diğer bileşenlerde yok edilen ekserji ile karşılaştırıldığında, $\dot{E}_{x,d,4-y.valf}$ değerlerinin düşük seviyelerde olduğu görülmektedir.

R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre R1234yf'li sistemde yok edilen toplam ekserji, Set 4, Set 5 ve Set 6 kombinasyonları için sırasıyla, ortalama olarak %8,5–18,33, 3,4–23,18 ve 8,24–23,0 daha düşük değerlerde elde edilmiştir. Ancak, yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranı karşılaştırıldığında, R1234yf'li sistemin ortalama olarak %6,5, 4,0 ve 1,7 daha yüksek oranlar verdiği belirlenmiştir. R1234yf'li sistem daha düşük toplam yok edilen ekserjiye sahip olmasına rağmen, ısıtma kapasitesinin de daha düşük olmasından dolayı, yok edilen toplam ekserjinin ısıtma kapasitesine oranının R134a'lı sistemden daha büyüktür.

5.2. Öneriler

Düşük soğutma ve ısıtma kapasitelerini arttırmak amacıyla, iç ünite ısı transfer yüzey alanı genişletilebilir ve/veya iç ünite hava kanalı içerisindeki fan hızı yükseltilerek hava akımı debisi artırılabilir. İç ünite ısı değiştiricisinin daha büyük ısı transfer alanına sahip olması veya iç üniteden geçen hava akımının artırılması durumunda, iç üniteye yok edilen ekserji düşürülebilir. Yok edilen toplam ekserji ile ITK/STK arasında doğrudan ilişki bulunduğu için, herhangi bir bileşende yok edilen ekserjinin azaltılması durumunda sistemin ITK/STK değeri artacaktır.

Klima modunda sistemde, dikkate alınan devir aralığı ve sıcaklık kombinasyonları için sistemde yok edilen toplam ekserjideki en büyük payın kompresör ve ısı değiştiriciler (evaporatör ve kondenser) olduğu görülmektedir. Bundan dolayı, sistemin performansını iyileştirmek için yapılacak araştırmaların kompresör ve ısı değiştiricilerine, özellikle iç üniteye, odaklanması gerektiği belirlenmiştir. Örneğin, iç ünite ısı değiştiricisinin daha büyük ısı transfer alanına sahip olması veya iç üniteden

geçen hava akımının artırılması durumunda, iç üniteye yok edilen ekserji düşürülebilir. Yok edilen toplam ekserji ile STK arasında doğrudan ilişki bulunduğundan, herhangi bir bileşende yok edilen ekserjinin azaltılması durumunda sistemin STK değeri artacaktır.

Klima moduna benzer şekilde, ısı pompası modunda sistemde yok edilen toplam ekserjiye en büyük katkıyı yapan bileşenler, hem R1234yf hem de R134a soğutucu akışkanlı sistemler için sırasıyla kompresör, iç ünite, dış ünite, TXV ve dört yollu valftir. R1234yf soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin enerji performansını artırmak için, gelecek çalışmalarda kompresör ve iç üniteye (yoğuşurucu) da odaklanılması gerekmektedir.

Deneysel sistemin kullanılan orijinal bileşenleri, R1234yf yerine esas olarak R134a için tasarlanmıştır. Ancak, soğutucu akışkanların özelliklerine uygun şekilde ayarlanmış bileşenler (örneğin TXV) gerekmektedir. Diğer bir araştırma alanı, sistemin performansını artırmak için, TXV yerine elektronik genişleme valfi kullanılabilir. Ayrıca, R1234yf soğutucu akışkanlı iklimlendirme sisteminde emme hattı/sıvı hattı arasında eşanjör kullanımı veya ikinci bir döngülü soğutma çevriminin kullanımı incelenebilir.

KAYNAKLAR

Alkan A., Hosoz M., Comparative Performance of an Automotive Air Conditioning System Using Fixed and Variable Capacity Compressors, *Int. J. of Refrigeration*, 2010, **33**, 487-495.

Ansari N. A., Yadav B., Kumar J., Theoretical Exergy Analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an Alternative Replacement of HFC-134a in a Simple Vapour Compression Refrigeration System, *Int. J. of Science and Engineering Research*, 2013, **4**, 137-144.

Apra C., Rossi F. D., Greco A., Renno C., Refrigeration Plant Exergetic Analysis Varying the Compressor Capacity, *Int. J. Energy Research*, 2003, **27**, 653-669.

Cho H., Lee H., Park C., Performance Characteristics of an Automobile Air Conditioning System with Internal Heat Exchanger Using Refrigerant R1234yf, *Appl. Thermal Engineering*, 2013, **61**, 563-569.

Dincer I., Kanoglu M., *Refrigerant System and Application*, 2nd ed., Wiley, Chennai, India, 2011.

Dincer I., Rosen M. A., *Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development*, 3rd ed., Elsevier, Oxford, 2013.

Direk M., Isı Kaynağı Olarak Çevre Havası, Motor Soğutma Suyu ve Egzoz Gazı Kullanılabilen R134a Soğutucu Akışkanlı Otomobil Isı Pompasının Performansının Deneysel Analizi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2011, 287016.

Gordon T., Eustice H., Brooks W., Automotive AC System Oil Migration HFO-1234yf Vs. R134a, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/2011-01-1173.

Hosoz M., Direk M., Performance Evaluation of an Integrated Automotive Air Conditioning and Heat Pump System, *Energy Conversion Management*, 2006, **47**, 545-559.

Hosoz M., Direk M., Yigit K. S., Turkcan A., Alptekin E., Sanli A., Performance Evaluation of an R134a Automotive Heat Pump System for Various Heat Sources in Comparison with Baseline Heating System, *Appl. Thermal Engineering*, 2015, **78**, 419-427.

Hosoz M., Karabektas M., Comparative Performance of an Automotive Air Conditioning System Using R1234yf and R134a, *XIII Conference on Sustainable Energy Technology*, Geneva, Switzerland, 25-28 August 2014.

- Jabardo J. M. S., Mamani W. G., Ianella M. R., Modelling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor, *Int. J. of Refrigeration*, 2003, **25**, 1157-1173.
- Jarall S., Study of Refrigeration System with HFO-1234yf as a Working Fluid, *Int. J. of Refrigeration*, 2012, **35**, 1668-1677.
- Koban M., HFO-1234yf Low GWP Refrigerant LCCP Analysis, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/2009-01-0179.
- Lee Y., Jung D., A Brief Performance Comparison of R1234yf and R134a in a Bench Tester for Automobile Applications, *Appl. Thermal Engineering*, 2012, **35**, 240-242.
- Lemmon E. W., Huber M. L., McLinden M. O., Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0, *National Institute of Standards and Technology Laboratory*, Standard Ref. Data Program No. 23, 4-8, 2007.
- Lewandowski T., Additional Risk Assessment of Alternative Refrigerant R-1234yf, http://www.sae.org/standardsdev/tsb/cooperative/crp_1234-4_report.pdf (Ziyaret tarihi: 7 Mayıs 2016)
- Lewandowski T., Risk Assessment for Alternative Refrigerants HFO-1234yf and R-744 (CO₂), www.sae.org/standardsdev/tsb/cooperative/crp1234summary.pdf (Ziyaret tarihi: 25 Nisan 2016)
- Li H., Figliola R. S., Optimization of an Automotive Cooling System Based on Exergy Analysis, *SAE Technical Papers Series*, DOI:10.4271/2004-01-3541.
- Mathur G., Experimental Investigation of AC System Performance with HFO-1234yf as the Working Fluid, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/2010-01-1207
- Monforte R., Caretto L., Safety Issues in the Application of a Flammable Refrigerant Gas in MAC Systems: The OEM Perspective [Revised July, 2009], *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/2009-01-0541.
- Navarro-Esbri J., Mendoza-Miranda J. M., Mota-Babiloni A., Barragan-Cervera A., Belman-Flores J. M., Experimental Analysis of R1234yf as a Drop-in Replacement for R134a in a Vapor Compression System, *Int. J. of Refrigeration*, 2013, **36**, 870-880.
- Navarro-Esbri J., Moles F., Peris B., Barragan-Cervera A., Mendoza-Miranda J. M., Mota-Babiloni A., Belman J. M., Experimental Analysis Using R134a and R1234yf *Appl. Thermal Engineering*, 2014, **62**, 80-89.
- Nielsen O. J., Javadi M. S., Sulbaek Andersen M. P., Hurley M. D., Wallington T. J., Singh R., Atmospheric chemistry of CF₃CF=CH₂: Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O₃, *Chemical Physics Letters*, 2007, **439**, 18-22.

Olson J., Lambert S., Hot Surface Ignition and Fire Propagation Characteristics of R134a and R1234yf Refrigerants, *SAE Int. J. of Materials and Manufacturing*, DOI:10.4271/2012-01-0984.

Ozgener O, Hepbasli A., Modelling and Performance Evaluation of Ground Source (geothermal) Heat Pump Systems. *Energ Buildings*, 2007, **39**, 66–75.

Poklitar M., Seybold L., Crash Test with a Hot Operating Engine and R-1234yf MAC System, *SAE Int. J. Trans. Safety*, DOI:10.4271/2014-01-0420.

Pomme V., Reversible Heat Pump System for an Electric Vehicle, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/971772.

Seybold L., Styles B., Lazaridis I., Kneusels H., Vehicle Hot Surface Ignition and Mitigation Measures of R-1234yf Refrigerant for MAC Systems, *SAE Int. J. Trans. Safety*, DOI:10.4271/2014-01-0422

Spatz M., Minor B., HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update - Honeywell & DuPont Joint Collaboration, *International Refrigerant & Air Conditioning Conference*, Purdue, Indiana, United States of America, 14-18 July 2008.

Suhermanto M., Hosoz M., Aral M. C., Comparative Experimental Performance of an Automotive Air Conditioning System using Refrigerants R1234yf and R134a, VIII *OTEKON*, Bursa, Turkey, 23-24 May 2016.

Suzuki T., Ishii K., Air Conditioning System for Electric Vehicle, *SAE Technical Paper*, DOI:10.4271/960688.

URL – 1: <https://www.epa.gov/snap/snap-regulations> (Ziyaret tarihi: 2 Mayıs 2016)

URL – 2: <http://www.refrigerants.com/pdf/MSDS%201234yf.pdf> (Ziyaret tarihi: 6 Mayıs 2016)

URL – 3: <http://ozone.unep.org/pdfs/Montreal-Protocol2000.pdf> (Ziyaret tarihi: 12 Mayıs 2016)

URL – 4: http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=OJ%3AJOL_2014_150_R_0008 (Ziyaret tarihi: 2 Nisan 2016)

URL – 5: www51.honeywell.com/sm/lgwp-it/.../FP_LGWP_IT_HFO-1234yf_it_MSDS.pdf (Ziyaret tarihi: 13 Nisan 2016)

Wang C-C., System Performance of R-1234yf Refrigerant in Air Conditioning and Heat Pump System - An Overview of Current Status, *Appl. Thermal Engineering*, 2014, **73**, 1412-1420.

Wienbolt H. W., Augenstein C. D., Visco-heater for Low Consumption Vehicles, *SAE Technical Papers*, DOI:10.4271/2003-01-0738.

Wongwises S., Kamboon A., Orachon B., Experimental Investigation of Hydrocarbon Mixtures to Replace HFC-134a in an Automotive Air Conditioning System, *En. Conversion and Management*, 2006, **47**, 1644-1659.

Yan R., Shi J., Qing H., Chen J., Experimental Study on Heat Exchangers in Heat Pump System for Electric Vehicles, *SAE Technical Papers*, DOI:10.4271/2014-01-0696.

Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I., Energy Analysis of R1234yf and R1234ze as R134a Replacements in a Two Evaporator Vapour Compression Refrigeration System, *Int. J. of Refrigeration*, 2015, **60**, 26-37.

Zeng X., Major G. A., Hirao T., Imaiida T., An Automotive Hybrid Heating System for Parallel Hybrid Passenger Cars, *SAE Technical Papers*, DOI:10.4271/2000-01-1276.



KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- [1] Aral M. C., Hosoz M., **Suhermanto M.**, R134a ve R1234yf Soğutucu Akışkanlarını Kullanan Otomobil İklimlendirme Sistemi Performansının Ampirik Bağıntılar ile Belirlenmesi, *OTEKON*, Bursa, Türkiye, 23-24 Mayıs 2016.
- [2] Hosoz M., **Suhermanto M.**, Aral M. C., Comparison of the Experimental Performance of an Automotive Heat Pump System using HFO1234yf and HFC134a, *International Conference on Environment and Renewable Energy*, Munich, Germany, 25-27 May 2016.
- [3] **Suhermanto M.**, Hosoz M., Aral M. C., Comparative Experimental Performance of an Automotive Air Conditioning System using Refrigerants R1234yf and R134a, *OTEKON*, Bursa, Turkey, 23-24 May 2016.

ÖZGEÇMİŞ

1989 yılında Mojokerto, Doğu Java, Endonezya'da doğdu. İlk ve orta öğretimini Mojokerto'da tamamladı. 2008 yılında girdiği Malang Devlet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Otomotiv Öğretimi Bölümünden 2013 yılında mezun oldu. 2013 yılında Yurt Dışı Türkler ve Akraba Topluluklar Başkanlığı (YTB) bursu kazandı ve Türkçe hazırlık programını tamamladı. 2014 yılından bu yana Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimini sürdürmektedir.

