

YALOVA ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ İÇİN FARKLI ALTERNATİF
SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ
DEĞERLENDİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren SOYLU

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DİREK

AĞUSTOS 2019

YALOVA ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ İÇİN FARKLI ALTERNATİF
SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ
DEĞERLENDİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Eren SOYLU
165103002**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı


Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DİREK

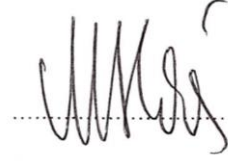
AĞUSTOS 2019

Yalova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 165103002 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Eren SOYLU** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ İÇİN FARKLI ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DİREK**
Yalova Üniversitesi



Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Murat HOŞÖZ**
Yalova Üniversitesi



Prof. Dr. Fikret YÜKSEL
Yalova Üniversitesi



Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DİREK
Yalova Üniversitesi



Teslim Tarihi : 24.07.2019
Savunma Tarihi : 26.08.2019





Aileme ve benden öncekilere,



ÖNSÖZ

Bu tez kapsamında otomobil iklimlendirme sistemlerinde R134a'nın yerine düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların kullanımı değerlendirilmiştir. TÜBİTAK tarafından desteklenen 216M437 nolu ve 'Otomobil Isı Pompası Sistemleri için düşük GWP değerine sahip farklı soğutucu akışkanların performanslarının karşılaştırılması' isimli çalışmamızda; düşük GWP değerine sahip yönetmeliklere uygun R1234yf, R1234ze(E), R152a ve R444a, soğutucu akışkanlarının araç iklimlendirme sistemlerindeki performans değerleri hem ısıtma hem de soğutma durumları için belirlenmiş ve ilave değişikliklerin performansa olan etkileri araştırılmıştır.

Hayatım boyunca her zaman, her kararında yanımda olan ve başarılarımı gerçekleştirmemde kilit rol oynayan anne ve babam, Sultan ve Alaattin SOYLU'ya, abim Dr. Ernes SOYLU'ya, lisans ve yüksek lisans eğitimim süresince eğitimime ve bu alanda gelişmeye katkısını asla unutmayacağım danışman hocam Dr. Mehmet DİREK'e, eğitimimde katkılarını unutmayacağım hocalarım Prof. Dr. Fikret YÜKSEL, Doç Dr. Ümit ÜNVER, Dr. Mehmet Selçuk MERT, Dr. Mehmet Ekrem ÇAKMAK'a ve ayrıca tavsiyeleri ve önerileriyle yardımlarında dolayı Doç. Dr. Sibel BAŞAKÇILARDAN KABAKÇI'ya teşekkürlerimi borç bilirim. Bununla birlikte benim hayatımı daha katlanılabilir hale getiren dostlarım Öğr. Gör. Hüseyin Çağdaş ASLAN, Hüseyin BAKIRCI, İsa Yavuz GÜNDOĞDU, Baran DEMİR, Hüseyin Batuhan ARUN, Erdi ÖZGÜLER, Can Eren DEMİR, Kerem Zana TANIŞ, Orhun ÜNAL, Gürcan ÖZBARAN, Tolunay PALAK, Volkan Kılıç, Anıl KARTAL, Hilmi Mert TOPCU, Seçil BABAOĞLU, Ahmet AKIN, Hayri ÖZKORKMAZ, Defne MURT, Selma KARAKUŞ, Serhat ERDİNÇ, Ahmet KAYA, Burak KENGER, Ali ÖZLÜTÜRK, Abdurrahman YILDIRIM, Sana BAREGHİ, Uğurcan ÇILGIN ve hayatıma dokunan tüm insanlara teşekkürlerimi borç bilirim.

'Otomobil Isı Pompası Sistemleri için düşük GWP değerine sahip farklı soğutucu akışkanların performanslarının karşılaştırılması' isimli ve 216M437 nolu projemize desteklerinden dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TUBİTAK)'a teşekkürlerimizi sunarız.

"Otomobil İklimlendirme Sistemleri İçin Farklı Alternatif Soğutucu Akışkanların Performanslarının Değerlendirilmesi" isimli, 2017YL0015 numaralı projeye desteklerinden dolayı Yalova Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi'ne teşekkürlerimizi sunarız.

Temmuz 2019

Eren SOYLU
Enerji Sistemleri Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı.....	3
1.2. Literatür Araştırması	4
1.2.1. R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan çalışma örnekleri	4
1.2.2. R152a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan çalışma örnekleri	6
1.2.3.R1234ze(E) soğutucu akışkanı kullanılarak ile yapılan çalışma örnekleri.....	7
1.2.4. Otomobil ısı pompası ile yapılan çalışma örnekleri	8
2. OTOMOBİL İKLİMLENDİRME VE ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ.....	11
2.1. Otomobil İklimlendirme Sistemleri ve Ekipmanları.....	12
2.1.1.Yolcu kabini havalandırma sistemi	12
2.1.2.Otomobil klima sistemleri	14
2.1.2.1.Kompresör.	14
2.1.2.2.Buharlaştırıcı.....	16
2.1.2.3.Yoğuşturucu.....	17
2.1.2.4.Termal genleşme vanası	18
2.1.2.5.Sıvı tankı (Kurutucu)	19
2.2. Soğutucu Akışkanların Özellikleri Ve Seçim Kriterleri	20
2.2.1.Soğutucu akışkanların sınırlandırılmasında kullanılan Parametreler.....	21
2.2.2.CFC ve HFC'lerin kullanımının sınırlandırılması.....	22
2.3. Buhar sıkıştırırmalı çevrim.....	23
3. MATERYAL VE METOT	25
3.1. Sistem Mimarisinin Tasarlanması Ve Gerçeklenmesi	25
3.2. Deneysel Sistemde Kullanılan Ölçüm Cihazları Ve Özellikleri.....	30
3.2.1.Coriolis debimetre.....	31

3.2.2. Isılçiftler ve sıcaklık ölçümü.....	32
3.2.3. Veri toplama sistemi	33
3.2.4. Dijital manifold ile basınç ölçümü	34
3.2.5. Elektriksel güç ölçümü	36
3.3. Deneysel Sistemin Kaçak Testlerinin Yapılması Ve Sistemin Hazır Hale Getirilmesi	37
3.3.1. Deney sisteminin kaçak testleri	37
3.3.2. Soğutucu akışkanların deney sistemine şarj edilmesi.....	38
3.4. Isıtma ve Soğutma Durumunda Çalıştırmak İçin Uygulanan Prosedür	41
3.5. Performans Parametrelerinin Hesaplanmasında Kullanılan Bağlıntılar	44
3.5.1. Soğutma durumunda kullanılan termodinamik bağlıntılar	44
3.5.2. Isıtma durumunda kullanılan termodinamik bağlıntılar	47
4. DENEYSEL SONUÇLAR.....	49
4.1. Soğutma Deneyleri Sonuçları	49
4.1.1. R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının performans parametrelerinin karşılaştırılması	49
4.1.2. Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234ze(E)'nin kullanılması durumunda sisteme eklenen iç ısı değiştiricinin sistem performansı üzerine etkisinin değerlendirilmesi.....	55
4.1.3. Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf'nin kullanılması durumunda sisteme eklenen iç ısı değiştiricinin sistem performansı üzerine etkisinin değerlendirilmesi.....	63
4.2. Isıtma Deney Sonuçları	69
5. TARTIŞMA	80
5.1. Soğutma Durumunda Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Akışkanların R134a Yerine Kullanılması Durumunda Elde Edilen Sonuçlar.....	80
5.2. Isıtma Durumunda Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Akışkanların R134a Yerine Kullanılması Durumunda Elde Edilen Sonuçlar.....	82
5.3. Öneriler	84
KAYNAKLAR.....	87
ÖZGEÇMİŞ	93

KISALTMALAR

A	: Açık Vana
ASHRAE	: Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği
CFC	: Kloroflorokarbon
EHP	: Deneysel Isı Pompası
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefin
IHX	: İç Isı Değiştirici
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı
K	: Kapalı Vana
KTS	: Kuru Termometre Sıcaklığı
LCCP	: Hayat Döngüsü İklim Performansı
MAC	: Mobil İklimlendirme sistemi
NTC	: Negatif Termal Sabit
ODP	: Ozon Tahrip Potansiteli
POE	: Poliolester
REFPROP	: Referans Özellikleri Veritabanı
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
TEWI	: Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi
TGV	: Termal Genleşme Vanası
UNF	: Vida Dış Adımı Standardı
UNFCCC	: Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçevesi Forumu
YTS	: Yaş Termometre Sıcaklığı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : R134a, R152a, R1234ze(E) ve R1234yf ‘nin termofiziksel özellikleri	1
Çizelge 3.1 : Deneysel sistemde kullanılan ekipmanların özellikleri.....	26
Çizelge 3.2 :İç ısı değiştirici olarak kullanılan plakalı değiştiricinin teknik özellikleri	30
Çizelge 3.3 : Kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri	31
Çizelge 3.4 : Coriolis Kütleli Debimetrenin Özellikleri.....	31
Çizelge 3.5 : Deneysel ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan sıcaklıkları ölçüm noktaları	33
Çizelge 3.6 : Deneysel ısı pompası sisteminde hava akımı sıcaklıkları ölçüm noktaları ve tipleri	33
Çizelge 3.7 : Veri toplama sisteminin teknik özellikleri	34
Çizelge 3.8 : Dijital manifold sıcaklık ölçümü ile ilgili özellikler	35
Çizelge 3.9 : Dijital manifold basınç ölçümü ile ilgili özellikler	36
Çizelge 4.1 : Sistemde soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234ze(E) ve R1234ze(E)+IHX kullanılması durumunda ve aşırı ısıtma ve Soğutma sıcaklıklarının kompresör hızlarına göre değişimi	58



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Otomobil klima sistemlerinde sisteminde şartlandırılan havanın İzlediği yol.....	13
Şekil 2.2	: Otomobil Soğutma Sistemi Temel Ekipmanları	14
Şekil 2.3	: Yalpalı Plakalı Kompresör	16
Şekil 2.4	: Scroll Tipi Kompresör ve Elemanları	16
Şekil 2.5	: Otomobil Kliması Buharlaştırıcısı.	17
Şekil 2.6	: Otomobil Kliması Yoğuşturucusu.....	18
Şekil 2.7	: TGV kesit görünümü.....	19
Şekil 2.8	: Sıvı tankı kesit görünümü	20
Şekil 2.9	: İdeal Tersine Carnot Çevrimi	23
Şekil 2.10	: Isı Pompası Sisteminde Kullanılan 4-Yollu Vananın Gerçekleştirdiği akış düzenlemeleri.....	24
Şekil 3.1	: İç ısı değiştiricisinin kapalı ve sistemin soğutma makinesi olması durumunda sistem ayarları ve ölçüm noktaları	27
Şekil 3.2	: İç ısı değiştiricisinin açık ve sistemin soğutma makinesi olması durumunda sistem ayarları ve ölçüm noktaları	28
Şekil 3.3	: İç ısı değiştiricisinin kapalı ve sistemin ısı pompası modunda olması durumunda sistem ayarları ve ölçüm noktaları	29
Şekil 3.4	: Deneysel ısı pompası sisteminin görünümü.....	30
Şekil 3.5	: Deneysel sistemde kullanılan Coriolis tipi kütleli debimetre ve flanş bağlantıları	32
Şekil 3.6	: Veri toplama sistemi ve bilgisayar ara yüzü	34
Şekil 3.7	: Veri toplama sistemi ölçüm ara yüzü.....	34
Şekil 3.8	: Testo 550 Dijital manifold	35
Şekil 3.9	: Dijital manifold ile deneyler esnasında basınç ölçümü yapılan noktalar.....	36
Şekil 3.10	: Frekans invertörü ve pens ampermetre ile akım ölçümleri	37
Şekil 3.11	: Deneysel sisteme uygulanan gaz kaçağı testleri.....	38
Şekil 3.12	: R152a'nın sisteme şarj edilmesi.....	39
Şekil 3.13	: R1234ze(E)'nin sisteme şarj edilmesi.....	39
Şekil 3.14	: Sistemde soğutucu akışkan şarj miktarının belirlenmesi deneyleri.....	40
Şekil 3.15	: R1234ze(E) gazı için artan şarj miktarına bağlı olarak STK'nın değişimi	41
Şekil 3.16	: Dış ünite elektrikli ısıtıcı, fan hız sürücü ve ısıtıcı dimmer devresinin görünümü	43
Şekil 3.17	: Dış üniteden geçen hava akımının soğutulması için kurulan sistem.....	43

Şekil 3.18 : Isıtma veya soğutma durumunda ve iç ısı değiştiricinin aktif olduğu durumda soğutucu akışkanın izlediği yollar.....	44
Şekil 4.1 : R134a ve Düşük GWP değerine sahip R152a soğutucu akışkanlarının çevrimlerinin P-h diagramı üzerinde gösterimi.....	50
Şekil 4.2 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının soğutma kapasitesinin değişimi.....	51
Şekil 4.3 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının kompresör güçlerinin değişimi.....	51
Şekil 4.4 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının soğutma tesir katsayısının değişimi.....	52
Şekil 4.5 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserji yıkımının değişimi.....	53
Şekil 4.6 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserji veriminin değişimi.....	54
Şekil 4.7 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserjetik soğutma tesir katsayısının değişimi.....	55
Şekil 4.8 : R134a ve düşük GWP değerine sahip R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının çevrimlerinin P-h diagramı üzerinde gösterimi.....	57
Şekil 4.9 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının soğutma kapasitelerinin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	57
Şekil 4.10 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının kompresör güçlerinin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	59
Şekil 4.11 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının soğutma tesir katsayılarının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	60
Şekil 4.12 : Kompresör hızlarının bir Fonksiyonu Olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının ekserji yıkımının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	61
Şekil 4.13 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının ekserji veriminin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	61
Şekil 4.14 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının ekserjetik STK'sının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	62
Şekil 4.15 : R134a ve düşük GWP değerine sahip R1234yf soğutucu akışkanlarının çevrimlerinin P-h diagramı üzerinde gösterimi.....	63
Şekil 4.16 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının soğutma kapasitesinin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	64
Şekil 4.17 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının kompresör gücünün iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	65
Şekil 4.18 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının soğutma tesir katsayısının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.....	66

Şekil 4.19 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının ekserji yıkımının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması	67
Şekil 4.20 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının ekserji veriminin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması	68
Şekil 4.21 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının ekserjetik soğutma tesir katsayısının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması	68
Şekil 4.22 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ısıtma kapasitesinin değişimi.....	70
Şekil 4.23 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ısıtma kapasitesinin değişimi.....	71
Şekil 4.24 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kütlelesel debilerin değişimi.....	72
Şekil 4.25 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kütlelesel debilerin değişimi.....	73
Şekil 4.26 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kompresör gücünün değişimi	73
Şekil 4.27 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kompresör gücünün değişimi	74
Şekil 4.28 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak Isıtma Tesir Katsayısının değişimi	75
Şekil 4.29 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak Isıtma Tesir Katsayısının değişimi	75
Şekil 4.30 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak basınç oranlarının değişimi.....	76
Şekil 4.31 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak basınç oranlarının değişimi.....	77
Şekil 4.32 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ekserji yıkımının değişimi	78
Şekil 4.33 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ekserji yıkımının değişimi	79



OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ İÇİN FARKLI ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN PERFORMANSLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

ÖZET

Küresel ısınmanın günümüzde etkisini şiddetle hissettirmesi, devletleri ve uluslararası kuruluşları küresel ısınmanın etkilerini sabitleyecek ve azaltacak çalışmalar ve düzenlemeler yapmak zorunda bırakmıştır. Bu düzenlemeleri en önemlilerinden biri de otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan ve yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip soğutucu akışkanların kullanımının sınırlandırılmasıdır. Bu hususta Avrupa Parlamentosu GWP'si 150'nin üzerinde olan soğutucu akışkanların kullanımının sınırlandırılması kararı almıştır.

Halihazırda otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan en yaygın soğutucu akışkan R134a (GWP=1300)'dır. R134a akışkanı soğutma sistemleri için yüksek performans sağlamasına rağmen yüksek küresel ısınma potansiyeli ile çevreye büyük zarar veren ve Avrupa Parlamentosu tarafından engellenecek akışkanlardan biridir. R134a soğutucu akışkanının diğer soğutucu akışkanlar içerisinde yerine geçebilecek düşük küresel ısınma potansiyeline sahip en iyi alternatifler R1234yf, R1234ze(E) ve R152a akışkanlarıdır. Bu akışkanlar Avrupa Parlamentosu düzenlemelerine uygun olmalarına rağmen ya R134a kadar performans verememekte, yada sistem tasarımlarına uygunluk ve yanma sınıfları konusunda problem oluşturmaktadırlar. Bu eksikliklerin giderilmesi ve düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların performanslarında görülen olumsuzlukların giderilmesi amacıyla düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkan çalışmaları yapılmaktadır.

Bu tez kapsamında düşük küresel ısınma potansiyeline sahip R152a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının performansları R134a ile karşılaştırılmıştır. Deneysel ısı pompası sisteminde farklı soğutucu akışkanlar hem ısıtma, hem de soğutma modunda test edilmiştir. Aynı zamanda sıvı hattına yerleştirilen plakalı bir iç ısı değiştiricinin, düşük performanslı soğutucu akışkanların sistem performans parametreleri üzerine etkisi incelenmiştir. R152a soğutucu akışkanının STK'sı R134a'dan %11 oranında fazla olduğundan sistem üzerinde ısı değiştiricisine ihtiyaç duymamaktadır. İç ısı değiştiricisinin sistemde aktif olmasıyla R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanının STK'sında sırasıyla %5-6 ve %4-5 oranında artış meydana gelmiştir.

Deneysel ısı pompası sistemi ısıtma modunda incelendiğinde R152a'nın Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) R134a'dan %2 oranında daha yüksek, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının ITK değerleri incelendiğinde ise akışkanların ITK'ları R134a'dan sırasıyla %4 ve %11 oranında daha düşük gerçekleşmiştir.

Anahtar kelimeler: Otomobil ısı pompası, iç ısı değiştirici, GWP, R152a, R1234yf, R1234ze(E)



EVALUATING PERFORMANCE OF DIFFERENT ALTERNATIVE REFRIGERANTS FOR AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEMS

SUMMARY

Governments and international organizations started to work and regulate for stop and reduce the effect of global warming due to the environmental impacts. One of the important regulation is limiting the usage of high global warming potential (GWP) refrigerants, which widely used in automotive air conditioning systems. European Parliament decided to restrict the use of high global warming refrigerants that have GWP more than 150 in this connection.

R134a is extensively used refrigerant in automotive air conditioning systems currently. In spite of high performance in refrigeration systems, R134a has a high global warming potential refrigerant and it will be banned by the European Parliament. The best low-GWP alternatives of R134a are R1234yf, R1234ze(E) and R152a. However, these refrigerants cannot fulfill the performance needs or cannot satisfy the flammability requirements of the industry despite meeting European Parliament regulations. There must be certain improvements in air conditioning system designs for using low-GWP refrigerants and obviate failure to fulfillment.

A lot of methods for improving the coefficient of performance (COP) has been proposed. The most common method is integrating an internal heat exchanger to condenser exit that exchanges heat with compressor suction line. The performance of low-GWP refrigerants R152a, R1234yf and R1234ze(E) has been compared within the scope of this thesis. An experimental heat pump (EHP) system was developed for comparing performance parameters. The EHP system gives opportunity of testing the performance of low-GWP refrigerants at heating and refrigeration modes. Effect of the brazed plate heat exchanger on low-GWP weak refrigerant's refrigeration performance was conducted meanwhile. Because COP of R152a is 11% more than R134a, it doesn't require performance improvements. After the activation of the internal heat exchanger, the COP of R1234yf and R1234ze(E) has increased 5-6% and 4-5%, respectively.

R152a has 2% more COP than R134a when the experimental heat pump system is working at heating mode. The COP of R1234yf and R1234ze(E) has 11% and 4% lower than R134a, respectively.

Keywords: Automotive heat pump, internal heat exchanger, GWP, R152a, R1234yf, R1234ze(E)



1. GİRİŞ

İnsanoğlunun bugün karşı karşıya olduğu en büyük sorunlardan biri, sera etkisi ve küresel ısınmanın artmasıdır. Hidroflorokarbon (HFC) grubu soğutucu akışkanların otomobil klimalarında kullanımları; yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerleri nedeniyle çevreye zarar vermektedir. Bu zararın önüne geçmek amacıyla alternatif soğutucu akışkanların kullanımları ile ilgili çalışmalar devam etmektedir. Bu kapsamda, küresel ısınma potansiyeli olan GWP değeri 150'den fazla olan soğutucu akışkanların çevresel etkilerinden dolayı otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanımına Avrupa Birliği yönetmelikleri ile bazı kısıtlamalar getirilmiştir (Directive 517/2014, 2014).

Çizelge 1.1'de otomobil klima sistemlerinde kullanılan veya kullanılma potansiyeli yüksek olan akışkanların özellikleri verilmiştir. Mevcut otomobil iklimlendirme sistemlerinin büyük çoğunluğu soğutucu akışkan olarak yüksek sera etkisine sahip HFC grubuna ait R134a'yı kullanmaktadır. R134a'nın GWP değeri 1300 olup Avrupa Birliği direktifleri tarafından kullanımına sınırlama getirilen gazlardan biridir (Çizelge 1.1). Bu kısıtlar ve çevresel endişeler ekseninde, otomobil klima sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R134a'ya alternatif soğutucu akışkan bulunması için çalışmalar devam etmektedir.

Çizelge 1.1 : R134a, R152a, R1234ze(E) ve R1234yf 'nin termofiziksel özellikleri (Lemmon vd., 2013).

Özellik	R134a	R152a	R1234ze(E)	R1234yf
ASHRAE Güvenlik sınıflandırması	A1	A2	A2L	A2L
ODP	0	0	0	0
GWP	1300	124	4	4
Kritik sıcaklık (K)	374,21	386,41	382,51	367,85
Kritik basınç (kPa)	4059,3	4516,8	3634,9	3382,2
Buhar yoğunluğu (kg/m ³ 25 °C'de)	32,35	18,47	26,32	37,92
Sıvı yoğunluğu (kg/m ³ 0 °C'de)	1294,8	959,11	1240,1	1176,3
Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg 25°C'de)	177,78	279,36	166,92	145,37

R134a'nın düşük GWP değerine sahip en önemli alternatiflerinden biri olan R1234yf, Hidrofloroolefin (HFO) grubuna mensuptur ve klorin içermemektedir. Ozon yıkım potansiyeli (ODP) 0, GWP değeri ise 4'ün altındadır (Çizelge 1.1). R1234yf'nin en önemli avantajı doğrudan değiştirme (drop-in replacement) yada küçük modifikasyonlar ile otomobil iklimlendirme sistemlerinde R134a'nın yerine kullanılabilmesidir (Zilio vd., 2011). R1234yf ile çalışan klima sisteminin performansını artırmak için; buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun kapasitelerini artırma (Zilio vd., 2011), yoğuşturucu çıkışında aşırı soğuma derecesini artırma (Pottker vd., 2014), sıvı hattına iç ısı değiştiricisi ekleme (Navarro vd., 2013; Cho vd., 2013) gibi sistem üzerinde değişiklikler incelenmiş ve sonuç olarak bu değişikliklerin sisteme olumlu etkisi olduğu gözlemlenmiştir.

Çok düşük GWP'ye sahip bir diğer akışkan olan R1234ze(E), otomobil iklimlendirme sistemlerinde R134a'nın alternatiflerinden biridir (Direk ve Soylu, 2018). Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde R134a'nın yerine direk olarak kullanıldığında R1234ze(E) soğutma performansının yaklaşık %27-30 daha düşük olduğu ve STK'nın R134a'ninkine çok yakın olduğu belirlenmiştir (Jankovic vd., 2015). Ayrıca, R1234ze(E), R134a ile aynı soğutma performansını %34-39 daha yüksek kompresör hızlarında sağlamaktadır (Mato-Babiloni vd., 2017).

Bu tez kapsamında incelenen ve R134a'nın diğer alternatiflerinden biri olan R152a soğutucu akışkanının GWP'si Avrupa Birliği Standartlarının altındadır. Yüksek buharlaşma gizli ısı ile yüksek soğutma kapasitelerine çıkmaktadır. Bununla birlikte sahip olduğu düşük buhar yoğunluğu sebebiyle ise birim kompresör hacminde daha az miktarda soğutucu akışkan transferi gerçekleşmektedir. R152a'nın aynı kompresör hızlarında soğutma kapasitesinin, R134a'dan ortalama %11 daha fazla olduğu; STK'sının ise %3 oranında fazla olduğu yapılan çalışmalarda görülmüştür (Direk vd., 2019).

Buraya kadar yapılan açıklamalar otomobil klima sistemlerinin soğutma amaçlı kullanımını ile ilgilidir. Ancak son yıllarda yapılan çalışmalarda araç yolcu kabini ısıtılması ile ilgili çalışmalarda önem kazanmıştır. Bilindiği gibi, içten yanmalı motor kullanılan araçlar, araç yolcu kabini ısıtılması amacıyla motorun soğutma suyunun ısısından yararlanmaktadır. Ancak, küresel ısınma ve CO2 emisyonu kısıtlamaları gibi etkiler nedeniyle içten yanmalı motorların verimliliği artırılmakta ve sonuç olarak alınan tedbirler ile motordan uzaklaştırılan ısı miktarı azalmaktadır. Alınan tedbirlerini iyileştirilmesi ısıtma sistemlerinde performansının artırılmasını gerektirmektedir (Hosoz vd.,2015).

İçten yanmalı ve elektrikli araçlarda kabin ısıtması gerçekleştirilmek üzere ısı pompasının kullanımını konusunda gerçekleştirilen araştırmalar ve bu uygulamalar son yıllarda artmıştır. Ayrıca, Isı pompası elektrikli araçlarda da kullanılabilir ve enerji tüketimini azaltabilir. Elektrikli araçlarda kabin ısıtmasında genellikle rezistif veya seramik temelli elektrik ısıtma sistemleri kullanılır. Bunun yerine ısı pompası sistemi de elektrikli araçların daha iyi performansı sağlamak için kullanılabilir (Qi, 2014). Elektrikli araçlarda dirençli tipte elektrik sistemi yerine ısı pompaları kullanıldığında, tüketim % 52'ye kadar azaltılabilir (Bellocchi vd., 2018). Tüm bu çalışmalar, mobil araçlarda ısıtma ve soğutma sistemlerinin kütle değerlerinin azaltılması ve performansının artırılarak etkin kullanılmasını gerektirmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Otomobil klima sisteminde dört yollu valf ve yardımcı ekipmanlar eklenerek deneysel otomobil ısı pompası olarak çalışabilir hale getirilmiştir.

- Kurulan deney sisteminin soğutma amaçlı çalıştırılmasında R134a, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a soğutucu akışkanları test edilmiş ve sonuçlar, grafikler halinde karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

- R134a'ya alternatif, düşük GWP değerine sahip R1234yf ve R1234ze(E) kullanılması durumunda sıvı hattında kullanılan ısı değiştiricisinin performans parametrelerine ve sistem üzerine etkileri araştırılmıştır.

- Deney sisteminin ısıtma amaçlı kullanımında R134a, R1234ze(E), R1234yf ve R152a soğutucu akışkanları ısıtma durumunda test edilmiş ve sonuçlar, grafikler halinde karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Otomobillerde iklimlendirme sistemleri uygulamaları 1930'lu yıllara dayanmaktadır. Söz konusu sistemlerde 1987'deki Montreal Protokolünün yürürlüğe girmesiyle ODP etkisi olmayan, HFC grubundan R134a soğutucu akışkanı, kullanılmaya başlamış ve yaygınlaşmıştır. Daha sonra 1997 yılında imzalanan Kyoto Protokolü ile GWP değeri yüksek soğutucu akışkanların kullanılmasına sınırlamalar getirilmiş ve kademeli olarak kaldırılması kararlaştırılmıştır (UNFCCC, 1998). GWP'si yüksek soğutucu akışkanların atmosfere bırakılması sonucunda küresel ısınmaya yol açmasından dolayı daha düşük sera etkisine sahip soğutucu akışkanların araştırılması önem kazanmıştır. Avrupa Parlamentosu ve Konseyinin 17 Mayıs 2006 tarihli 2006/40/EC (MAC-Directive) direktifiyle, 2017 tarihinden itibaren GWPsi 150'den yüksek olan soğutucu akışkan kullanılan araçların satışının engellenmesi planlanmıştır (Directive 2006/40/EC, 2006).

1.2.1 R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan çalışma örnekleri

Cho vd. (2013) soğutucu akışkan olarak R134a ile çalışan deneysel bir otomobil klima sisteminde alternatif olarak R1234yf soğutucu akışkanını test etmişlerdir. Sistemde R1234yf kullanılması durumunda iç ısı değiştiricisinin sistem performans parametreleri üzerindeki belirlemişlerdir. R1234yf'nin sistemde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılması durumunda kompresörde soğutucu akışkan verilen güç, soğutma kapasitesi ve STK'nın sırasıyla %3,9 , %7 ve %4,5 düşük olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin sıvı hattında bir iç ısı değiştiricisi kullanılmasıyla R1234yf kullanılan sistemin kompresör gücünün, soğutma kapasitesinin R134a kullanılan sistemden sırasıyla %2,9 ,%1,8 düşük olduğu fakat STK'sının %0,9 yüksek olduğu belirlenmiştir.

Cho vd. (2016) R134a'lı deneysel bir otomobil klima sisteminde alternatif olarak R1234yf soğutucu akışkanının kullanılması durumunda sistem performans değerlerini enerji ve ekserji analizi uygulayarak belirlemişlerdir. Sistemde R1234yf kullanılması durumunda düşük kompresör hızlarında en büyük ekserji yıkımının buharlaştırıcıda, yüksek kompresör hızlarında ise kompresörde gerçekleştiği belirlenmiştir.

Direk vd. (2017) R134a ve R1234yf kullanılan bir otomobil klima sisteminde sıvı hattına eklenen çift borulu bir iç ısı değiştiricinin sistem performans değerlerine olan etkilerini araştırmışlardır. Buharlaştırıcıya ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla iç ısı değiştiricinin STK üzerinde gösterdiği katkının azaldığını ifade etmişlerdir.

Daviran vd. (2017) R134a'lı buhar sıkıştırmalı standart bir soğutma çevriminde R1234yf kullanımının sistem performans parametrelerine etkisini teorik olarak incelemişlerdir. Kompresör hızı ve çevresel parametrelere bağlı model oluşturmuşlar ve iki senaryoda sistemin performans parametrelerinin değişimini incelemişlerdir. Gerçekleştirdikleri hesaplamalarda sabit soğutma kapasitesi ve sabit akışkan debisi için sistemin performans parametrelerini ve ısı transferini hesaplamışlardır. R1234yf ve R134a'nın aynı soğutma kapasitesinde çalıştığını varsayarak diğer performans parametrelerini incelemişlerdir. R1234yf'nin ortalama ısı transfer katsayısının %18-21 ve SRK'sının %1,3 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. R1234yf'nin kütlesel debisinin %18 daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Zilio vd. (2011), R134a ile çalışan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde R1234yf'yi hiçbir değişiklik yapmadan test etmişlerdir. Bu testlerde R1234yf'nin STK'sının ve soğutma kapasitesinin daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Yapılan numerik çalışmalarda aynı soğutma kapasitesinde R1234yf'nin STK'sının daha yüksek olduğu görülmüştür. Aynı soğutma kapasitesinin sağlanması için ısı transfer alanlarının arttırılması gerektiğini, yoğuşturucu için %20 ve buharlaştırıcı için %10 daha büyük yüzey alanının aynı soğutma kapasitesini sağlayacağını tespit etmişlerdir. R134a ve R1234yf'yi kullanan diğer bir araştırmacı Yohan ve Jung (2012) bir otomobil iklimlendirme sisteminin soğutma ve ısıtma durumları için test etmişlerdir. R1234yf'nin ısıtma ve soğutma STK değerlerinin sırasıyla % 0,8 ve % 2,7 düşük olduğunu belirlemişlerdir.

Belman-Flores vd. (2017a) R134a'lı mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde alternatif olarak R1234yf soğutucu akışkanını test etmişlerdir. Buzdolabının derin dondurucu ve taze yiyecek bölümünün sıcaklıklarının sırasıyla 0,4 °C ve 1,2 °C olması durumlarında akışkanların şarj miktarını optimize etmişlerdir. Sonuç olarak, R1234yf için optimum şarj miktarının R134a'dan % 7,8 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca, sistemde R1234yf kullanıldığı durumda kompresör gücünün R134a'ya göre % 4 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Belman-Flores vd. (2017b) soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir soğutma çevriminde hiçbir değişiklik yapılmadan R1234yf'nin kullanılması durumundaki sistem performans karakteristiklerini ekserji analizi yaparak değerlendirmişlerdir. Deneysel çalışmada sisteme ilk olarak 50 g R1234yf yüklenmiştir. Daha sonra sisteme her defasında 7 g akışkan ilave edilerek testler tekrarlanmıştır. Sonuç olarak optimum şarj miktarının 91–105 g aralığında olduğu belirlenmiştir. Sistemde R1234yf kullanılması durumunda yok edilen ekserjinin % 53 daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Sieres ve Santos, (2018) buharlaşma sıcaklığı, basınç oranı ve kompresör hızlarını değiştirerek R1234yf ve R134a kullanan bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini test etmişlerdir. Sonuçlar, R1234yf'nin R134a'ya çok yakın soğutma kapasitesi değerlerine sahip olduğunu göstermiştir.

1.2.2 R152a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan çalışma örnekleri

Meng vd. (2016) bir otomobil iklimlendirme sisteminde, R134a'nın alternatifi olarak düşük GWP değerine sahip R1234ze(E) ve R152a soğutucu akışkanlarının karışımlarının kullanılması durumunda performans parametrelerinin değişimlerini incelemişlerdir. R134a ile karşılaştırıldığında en yüksek değerlerin karışımın %50 R1234ze(E)/%50 R152a olduğu durumda elde edildiğini belirlenmiştir.

Ghodbane (1999), çalışmasında R134a kullanan mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde alternatif olarak R152a'yı test etmiş ve soğutma tesir katsayısı (STK) değerinin R134a'ya göre %15 oranında daha yüksek olduğunu belirlenmiştir.

Scherer vd. (2003), R134a ile R152a soğutucu akışkanlarını buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminde test etmiş ve birbirine yakın performans değerleri elde etmişlerdir.

Direk vd. (2019) yaptıkları çalışmada R444a ve R152a akışkanlarının otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanımlarını ve performansa etkilerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Yaptıkları çalışmalarda R152a soğutucu akışkanının soğutma kapasitesinin diğer soğutucu akışkanlardan fazla olduğu, iç ısı değiştiricinin artırılması ile daha fazla artış gözlemlendiğini değerlendirmişlerdir. STK'nın değişen kompresör hızlarında en yüksek değerine R152a gazı kullanıldığında ulaştığını gözlemlemiştir. Bunun yanında ekserji yıkımda da R152a'nın ve R444a'nın birbirine çok yakın değerler aldığını ifade etmişlerdir.

1.2.3 R1234ze(E) soğutucu akışkanı kullanılarak ile yapılan çalışma örnekleri

Leighton vd. (2012) deneysel olarak düzenlenmiş bir buzdolabında R134a yerine alternatif olarak R1234ze(E)'yi test etmişler ve soğutma kapasitesi değerini %21,5 daha düşük, STK değerini ise %7,9 daha yüksek elde etmişlerdir. Jankovic vd. (2015) buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde yaptıkları çalışmada R134a ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarını farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında test etmişlerdir. R1234ze(E) soğutma kapasitesinin %27 daha düşük olduğunu, STK değerlerinin ise çok yakın olduğunu belirlemiştir. Ayrıca R1234ze(E)'nin R134a ile aynı soğutma gücünü %34-39 oranında daha yüksek kompresör hızlarında sağladığını gözlemlemiştir. Benzer bir çalışmada Kabeel vd. (2016) R1234ze(E)'nin soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün sırasıyla %2-13 ve %9-15 arası daha düşük olduğunu belirlemiştir. Ayrıca Sethi vd. (2016) R1234ze(E)'nin performansının, toplam kompresör hacminin % 75 daha büyük olduğu bir kompresör kullanılması durumunda R134a'ya çok yakın olabileceğini belirtmişlerdir.

Righetti vd. (2015) buzdolabında kullanılan bir roll-bond tip buharlaştırıcılarda yaptıkları çalışmada R1234yf, R1234ze ve R600a gazlarının performanslarını benzer buharlaşma sıcaklıkları için test etmişlerdir. Çalışma sonuçları incelendiğinde bu gazların aynı kütleli debi değerleri için R134a için önemli alternatifler olabileceğini tespit etmişlerdir. Mastrullo vd. (2016) bir tren kompartımanı için tasarlanacak bir iklimlendirme sistemi için model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri modelde R1234ze(E)'nin performansını gözlemlemiştir. R1234ze(E)'nin STK'sının R134a'dan % 16 daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir. Majurin vd. (2015) yaptıkları çalışmada R1234ze(E) ve R1234ze/R1234yf/R32 karışımlarının sistem uyumluluklarını test etmişlerdir.

Jemaa vd. (2017) farklı ortam sıcaklıklarında R1234ze(E)'nin performansını teorik olarak incelemişlerdir. R1234ze(E) kullanılması durumunda tersinmezliklerin azaldığını gözlemlemişlerdir. Yatağanbana vd. (2015) R134a'ya alternatif olarak kullanılabilen R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının ekserjetik performansını, iki buharlaştırıcı bir buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminde test etmişlerdir. Gerçekleştirilen analizlerde R1234ze(E) ve R134a soğutucu akışkanların ekserji verimlerinin R1234yf'den yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir.

Mota-Babiloni vd. (2017), araştırmalarında R1234ze(E)'nin R134a ile aynı soğutma kapasitesi değerlerini % 36 daha yüksek kompresör hızlarında sağladığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, R1234ze(E)'nin % 43 daha yüksek kompresör hızlarında çalıştırılması durumunda kütleli debisinin R134a'ya göre % 5 daha yüksek olmuştur. Sonuç olarak R1234ze(E) iç ısı değiştirici ile birlikte kullanıldığında R134a ile soğutma kapasitesindeki farkın % 20'ye kadar düşürülebildiğini belirlemişlerdir.

Mota-Babiloni vd. (2014), R134a kullanan buhar sıkıştırıcı bir soğutma çevriminin performansını R1234yf ve R1234ze(E) kullanılması durumu için teorik olarak incelemiştir. Sistemde R1234yf ve R1234ze(E) kullanıldığı durumda iç ısı değiştiricinin aktif hale getirilmesiyle soğutma kapasitesinin arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca iç ısı değiştiricinin etkisiyle R1234ze'nin STK değerinin R134a ile karşılaştırıldığında çok yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

1.2.4 Otomobil ısı pompası ile yapılan çalışma örnekleri

Taşıtlarda kullanılan mevcut klima sistemi küçük müdahaleler ile ısı pompasına dönüştürülebilir. Isı pompası sistemi elektrikli ve hibrit araçlarda enerji tüketimini düşük tutmak amacıyla uygulanabilir.

Hoşöz vd. (2015) yaptıkları çalışmada farklı ısı kaynakları kullanabilen bir ısı pompası sisteminde R134a'yı test etmişlerdir. Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazını kullanmışlardır. En yüksek ısıtma kapasitesi ve İTK değerlerini araç motor soğutma suyunun ek ısı kaynağı olarak kullanılması durumunda elde edildiğini belirlemişlerdir.

Wang vd. (2017) otomobil ısı pompası sistemi üzerinde yaptıkları deneylerde dış hava sıcaklıklarının -18 °C altında olduğu durumlarda sistemin yetersiz kaldığını tespit etmişlerdir. Diğer bir çalışmada Dandong vd. (2017), düşük çevre havası şartlarında elektrikli bir araç için soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan bir ısı pompası sistemini

deneysel olarak test etmişlerdir. Dış ortam hava sıcaklığının $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması durumunda ısıtma tesir katsayısını (ITK) 3,1 ısıtma kapasitesini ise 3,6 kW olarak hesaplamışlardır. Benzer olarak yaptıkları çalışma sonucunda Lee vd. (2016) dış ortam sıcaklığının $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında olması durumunda ısı pompası sisteminin rezistif tip elektrik ısıtma sistemleri ile hibrit olarak çalışmasının uygun olacağı sonucuna varmışlardır.

Qin vd. (2014) $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ çevre havası sıcaklığında bir mobil iklimlendirme sistemini test etmişlerdir. Bu koşullarda sistem ITK değerini 1,7'nin üzerinde olduğunu görmüştür. Ek olarak, çok düşük hava sıcaklıklarında bile, ısı pompası sisteminin dış ünite işletim sistemini tersine çevirerek buz çözebilir. Deneysel sonuçlar, $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığında buz çözme süresinin 100 saniye sürdüğünü göstermiştir (Zhou vd. 2017). Qi (2014), ısı pompası sisteminin elektrikli araçların daha iyi enerji yönetimi için kullanılabilirliğini araştırmıştır. Bellocchi vd. (2018) elektrikli araçlarda dirençli tipte elektrik sistemi yerine ısı pompaları kullanıldığında, tüketim %52'ye kadar azaltılabileceğini ifade etmişlerdir.

Jung vd. (2017) yaptıkları çalışmada elektrikli araçlarda kullanılmak üzere soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan buhar enjeksiyonlu bir ısı pompasının simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Buldukları sonuçları deneysel verilerden elde edilen sonuçlar ile doğrulamışlardır. Farklı enjeksiyon kanalı açılarındaki sistem performans parametrelerinin değişimlerini incelemişlerdir. Enjeksiyon kanalı açısı arttıkça izentropik verim ve ITK'da önemli bir iyileşme tespit etmişlerdir.

Ahn vd. (2014) Elektrikli araçlarda rezistif tip elektrik ısıtıcıya alternatif olarak bir R134a kullanılan ısı pompası sistemini test etmişlerdir. İç ünite üzerinden geçen hava akışının sistem performansı üzerine etkisini belirlemişlerdir. 2 m/s 'nin altındaki hava hızlarında taşınım ısı transferi katsayısının daha yüksek olduğunu, 4.5 m/s 'nin üzerindeki hava akımı hızlarının ısıtma kapasitesi üzerine etkisinin ihmal edilebileceğini belirtmişlerdir..

Meng vd. (2018), R1234yf / R134a (kütle oranı 89/11) kullanarak bir ısı pompası sistemini test etmişlerdir. R1234yf / R134a'nın kompresör çıkış sıcaklığının R134a'ya kıyasla yaklaşık $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ daha düşük olduğunu belirlemiş. Sonuç, R134a'nın ısıtma performansının, R1234yf / R134a karışımından % 5 daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Çalışmalar incelendiğinde düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların buhar sıkıştırılmalı çevrim performanslarının genellikle soğutma durumu için araştırıldığı

görülmektedir. Otomobil klima sistemlerinin ısı pompası içermesi durumunda düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkan performanslarının gösterildiği çalışmaların zayıf olduğu görülmüştür. Ayrıca araştırmalarda sistem performansının buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak yapıldığı, ancak kompresör hızlarına bağlı olarak sistem performans karakteristiklerinin değerlendirildiği çalışmaların diğer çalışmalara göre daha az olduğu görülmektedir.



2. OTOMOBİL İKLİMLENDİRME VE ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

Otomobil iklimlendirme sistemleri, çeşitli iklim koşullarında, araç kabininin konfor şartlarında tutulmasını sağlayan sistemlerdir. Günümüzde otomobil iklimlendirme sistemleri otomobillerin olmazsa olmaz yardımcı sistemlerinden biridir. Kabin için sıcaklık, nem ve hava kalitesi; sürüş güvenliği ve kalitesi açısından sürücü ve yolcuları etkileyen en önemli etkenlerden biridir. Otomobil klimalarında buharlaştırıcı olarak kullanılan iç ünite, sisteme 4 yollu vana ve çeşitli valfler eklenip, yoğuşturucu olarak çalıştırılarak ısı pompasına dönüştürülebilir. Otomobil iklimlendirme ve ısı pompası sistemleri amaçları bakımında incelendiğinde, yolcu kabini içerisinde sıcaklığı ve bağıl nemi istenilen seviyeye getiren sistemlerdir.

Günümüzde araçlarda sürücü ve yolcu kabinlerinin iklimlendirilmesinde genel olarak buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi temel olarak kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve termal genişleme vanası ve yardımcı ekipmanlardan oluşmaktadır. Bu ekipmanlarla beraber sistemin kararlı halde çalışması ve konfor şartlarının sağlanması amacıyla fan, hava akımı yönlendiricileri, basınç ve sıcaklık kontrol elemanları bulunmaktadır.

Bir ortamın sıcaklığı düşürülmek isteniyorsa sistem iç ünitesi buharlaştırıcı olarak ortam sıcaklığı artırılmak isteniyorsa yoğuşturucu olarak kullanılır. Günümüzde soğutma devreleri ve dört yollu vanalar sayesinde aynı ısı değiştirici ortam değiştirilmeden hem yoğuşturucu hem de buharlaştırıcı olarak kullanılabilir (Hundy, 2016).

İklimlendirilen ortamın yapısına göre soğutma veya ısıtma işlemini gerçekleştiren cihazlara literatürde, sırasıyla soğutma makinesi ve ısı pompası denilmektedir. Evsel kullanımlarda genellikle ısı pompaları tercih edilmekte, sıcak mevsimlerde soğutma işlevi gösterirken; soğuk mevsimlerde ısıtma işlevi görmektedir. Ticari kullanımları

değerlendirildiğinde soğuk zincir uygulamalarında soğutma makineleri, endüstriyel kurutma sistemlerinde ısı pompalarının kullanılmaktadır (Alves-Filho, 2015).

Mobil iklimlendirme sistemlerine bakıldığında ise buhar sıkıştırılmalı çevrimin günümüzde otomobil sistemlerinde sadece kabin soğutma işlevi ile kullanıldığı görülmektedir. İçten yanmalı motor sistemlerinin motor soğutma sistemleri ile uzaklaştırılan ısı enerjisinin kabin iklimlendirmesi için kullanılması artık geleneksel bir hal almıştır. Fakat artan motor verimleri ile motor soğutma suyu sıcaklıklarının yeterli seviyede olmaması ve içten yanmalı motorlu araçların yanında elektrikli alternatiflerinin de piyasaya çıkması ile de mobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan buhar sıkıştırılmalı ekipmanların ısı pompası şeklinde kullanılması yeniden gündeme gelmiştir. Özellikle elektrikli araçlarda önemli yer arz eden bu uygulama, BMW i3 gibi elektrikli araçlarda yerini bulmaktadır (Url-1).

2.1 Otomobil İklimlendirme Sistemleri ve Ekipmanları

Otomobil iklimlendirme sistemleri, havayı şartlandırması ve kabin ısı konforunun sağlanması açısından havalandırma sistemi ile buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin birleştirilmesinden oluşurlar. Yaz aylarında kabinin soğutulması amacıyla buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi kullanılır. Kış aylarında ise kabin içerisine gönderilen havanın ısıtılması için motor soğutma suyunun ısısından faydalanılır. Günümüzde geleneksel motor soğutma suyunun atık ısı enerjisinin kabin havasının ısıtılmasında kullanılmasının motor verimlerinin artması ve elektrikli otomobillerin gündeme gelmesi ile azaldığı, sistemde kabin havasının ısıtılması için alternatif yöntemlerin gerekli hale geldiği görülmektedir. Bazı otomobil üreticileri motor soğutma suyunun kabin havasını ısıtmasını iklimlendirme ünitesi içerisine yerleştirilmiş elektrikli ısıtıcılarla desteklerken, diğer bir yöntem de otomobillerde bulunan buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin ısı pompası olarak kullanılmasıdır.

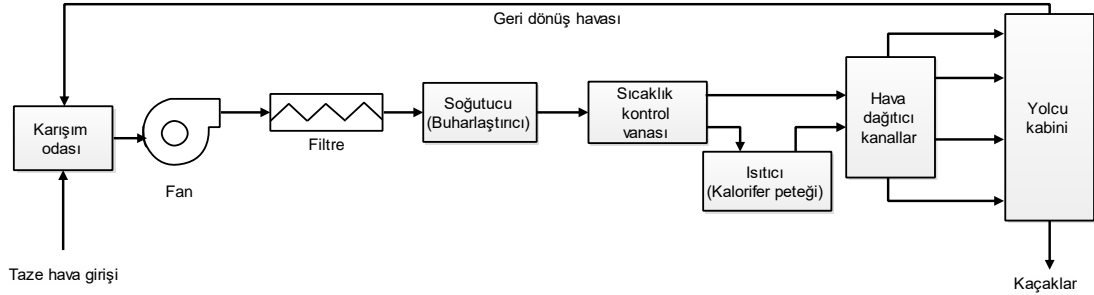
2.1.1 Yolcu kabini havalandırma sistemi

Otomobil iç mahalinde oksijen miktarının azalması sürücünün tepki hızının düşmesine ve metabolizmasının yavaşlamasına neden olmaktadır. Sürüş güvenliğinin sağlanması açısından kabin içerisindeki çevresel toz ve kirlere arındırılmış, yeterli miktarda

havanın sürekli olarak kabin mahaline sağlanması gerekmektedir. Otomobillerin taze hava girişi, hava şartlarından etkilenmeyecek biçimlerde kaputun altında konumlandırılmaktadır. Hava akımı giriş sıcaklığı hem motor ısılarından kaynaklı, hemde araç yüzeyinin güneş ışınları etkisinden kaynaklı olarak kabin havasından farklıdır. Bu durum kış şartlarında avantajken yaz şartlarında bir dezavantaja dönüşmektedir. (Nielsen,2016)

Enerji verimliliği amacıyla otomobile alınan taze hava kabin dönüş havasıyla bir miktarda karıştırılır. Kabin içerisine alınan havanın ne oranda alınacağına ya şoför doğrudan karar verir ya da iklimlendirme sisteminin otomatik fonksiyonu aktifse sürüş güvenliğini ve sağlığını etkilemeyecek şekilde sensörlerden alınan verilerle klima kontrol ünitesi karar vermektedir.

Şekil 2.1’de görüldüğü üzere yolcu kabine giden hava karışım odasından alınmakta, bir fan yardımı ile hızlandırılarak kabine gönderilmektedir. Kabinde çevresel tozların ve kirleticilerin kötü etkilerinin görülmemesi için fan ile hızlandırılan havanın filtrelenmesi gerekmektedir. Filtrelenmiş hava ile hava kalitesi arttırırken basınç düşümleri de görülmektedir (Akın, 2017).



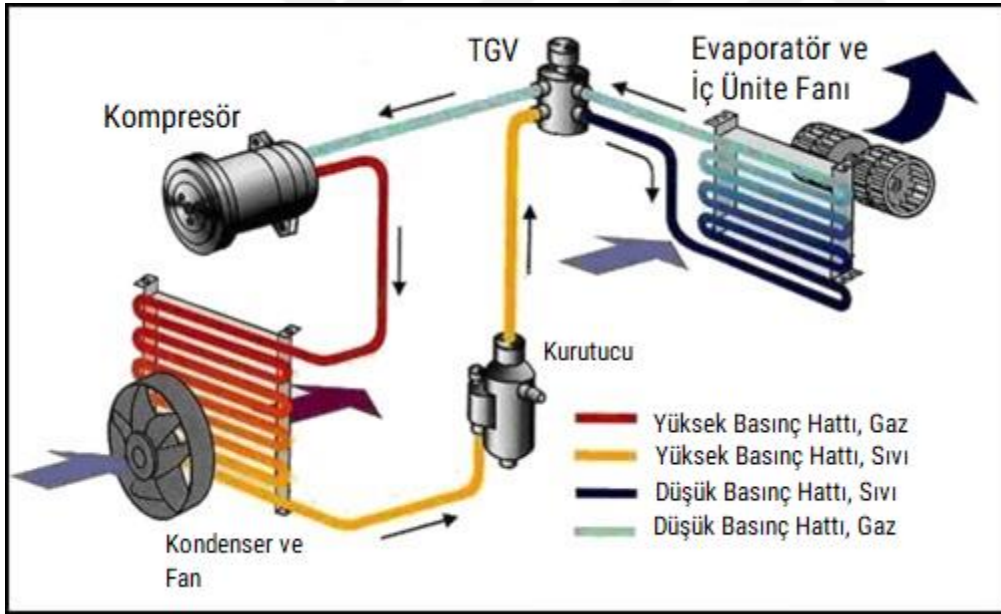
Şekil 2.1: Otomobil klima sistemlerinde sisteminde şartlandırılan havanın izlediği yol (Akın, 2017).

Yaz şartlarında sıcaklıkların kontrol edilerek kabin içerisindeki havanın konfor koşullarına getirilmesi, hava akımının soğutulması ile gerçekleştirilir. Buhar sıkıştırma çevrim ile düşük basınçlara getirilen sıvı buhar karışımı halindeki soğutucu akışkanın gönderildiği buharlaştırıcı ünitesi, şartlandırılması gereken hava akımının önüne yerleştirilir ve hava akımının üzerinden istenilen miktarda enerjinin soğutucu akışkana aktarılması ve hava akımının soğutulması beklenir. Bunun yanında

hava akımı sıcaklığının çığlenme noktasının altına düşmesi ile bünyesinde bulundurduğu nem yoğşarak sıvı hale gelir ve sistemde uzaklaştırılır. Böylelikle sistem içerisindeki nem miktarı da azaltılmış olur (Bilge, 2004). İçten yanmalı motorlu araçlarda kış şartlarında kabin içerisine gönderilmek istenilen hava motor soğutma suyu kullanılarak ısıtılır. Klima ve ısı pompası sistemlerinin kontrolü için aç-kapa veya PID kontrol sistemleri kullanılmaktadır. (Daly, 2016)

2.1.2 Otomobil klima sistemleri

Otomobillerde soğutma amacıyla genellikle buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Şekil 2.2’de otomobiller de kullanılan mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemini oluşturan ekipmanlar görülmektedir. Bu sistem en temel olarak bir kompresör, yoğşurucu, buharlaştırıcı ve termal genişleme vanasından oluşmaktadır.



Şekil 2.2 : Otomobil Soğutma Sistemi Temel Ekipmanları (Url-2).

2.1.2.1 Kompresör

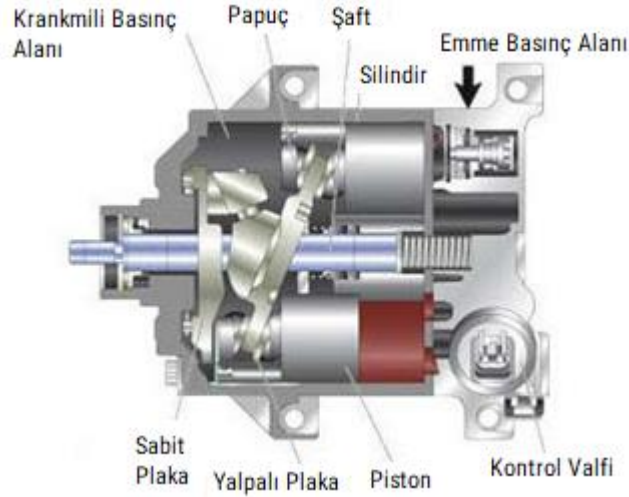
Kompresörler soğutma sistemlerinde buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçtaki kızgın buhar haline gelmiş soğutucu akışkanı basınçlandırarak yoğşurucuya gönderirler. Soğutma sisteminde soğutucu akışkanın kabin ısını ortamdan uzaklaştırabilmesi için

gerekli olan basınç farkının sağlanmasında yardımcı olurlar. Kompresörler yapıları itibariyle gaz akışkanın basınçlandırılmasında kullanılan ekipmanlardır. Buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkanın kızgın buhar halinde olması, kompresöre zarar gelmemesi açısından önemli bir faktördür.

Otomobil soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörler akışkanın sıkıştırılma biçimlerine göre ve tahrik biçimlerine göre sınıflandırılabilirler. Tahrik biçimlerine göre sınıflandırıldığında, motor dönme tahriğini motordan alan veya değişken hızlı elektrik motorlarından alan şeklinde sınıflandırılabilirler. Otomobil sistemlerinde kullanılan bir diğer sınıflandırma biçimi olan sıkıştırma tipine göre kompresörler incelendiğinde ise yalpalı plakalı pistonlu kompresörler ve scroll kompresörler olarak sınıflandırılabilirler.

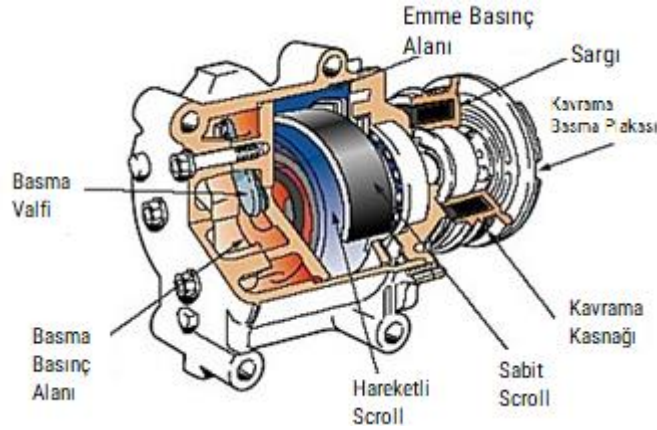
Motor tahriki ile çalışan kompresörler bir kayış-kasnak sistemi ile motor çıkışında bulunan kasnaktan güçlerini almaktadırlar. Kompresör kasnağı elektronik kontrole müsait bir kavrama yardımıyla gücü kompresör şaftına aktarmaktadırlar. Klima kontrol sistemi bu kavrama üzerinde bulunan elektromıknatis sayesinde kompresörü açık-kapalı kontrol şeklinde çalıştırmaktadır. Tahriğini değişken hızlı kompresörlerden alan sistemler ise ortak şaftlı bir kompresör, elektrik motor çifti ve bunların üzerine yerleştirilmiş bir frekans inverterinden oluşmaktadır. Genellikle hibrit ve elektrikli araçlarda görülen bu sistemde, klima kontrol ünitesi kompresörü çalıştıracak elektrik motorunu gerekli soğutma kapasitesini sağlayacak frekansta döndürerek çalıştırmakta ve kabin soğutması için gereken gücü sağlamaktadır.

Sıkıştırma tipine göre kompresörler yalpalı plakalı pistonlu kompresörler ve scroll kompresörler olarak sınıflandırılırlar. Şekil 2.3'de yalpalı plakalı kompresörler görülmektedir. Otomobil soğutma sistemlerinde en çok tercih edilen kompresör olan yalpalı plakalı kompresörlerde hareket miline bağlı 5-7 arası ufak piston bulunmaktadır. Yalpalı bir plakaya bağlı pistonlar, yalpalı plakayı döndüren hareket mili ile ileri geri hareket gerçekleştirirler. Pistonların her geri hareketinde düşük basınç hattındaki akışkanı emen pistonlar ileri hareketleriyle akışkanı sıkıştırırlar ve basınçlandırılmış akışkanı gönderirler.



Şekil 2.3 : Yalpalı Plakalı Kompresör (Url-3).

Şekil 2.4’de görülen scroll tip kompresörler ise soğutucu akışkanı birbirine karşılıklı konumlandırılmış biri sabit diğeri hareketli helezon bir yapı içerisinde dairesel hareketle sıkıştırırlar. Böylece helezon merkezinde daha küçük hacime sıkıştırılmış aynı kütledeki akışkanın basıncı artar. Bu artış ile akışkan basınçlandırılmış olur.

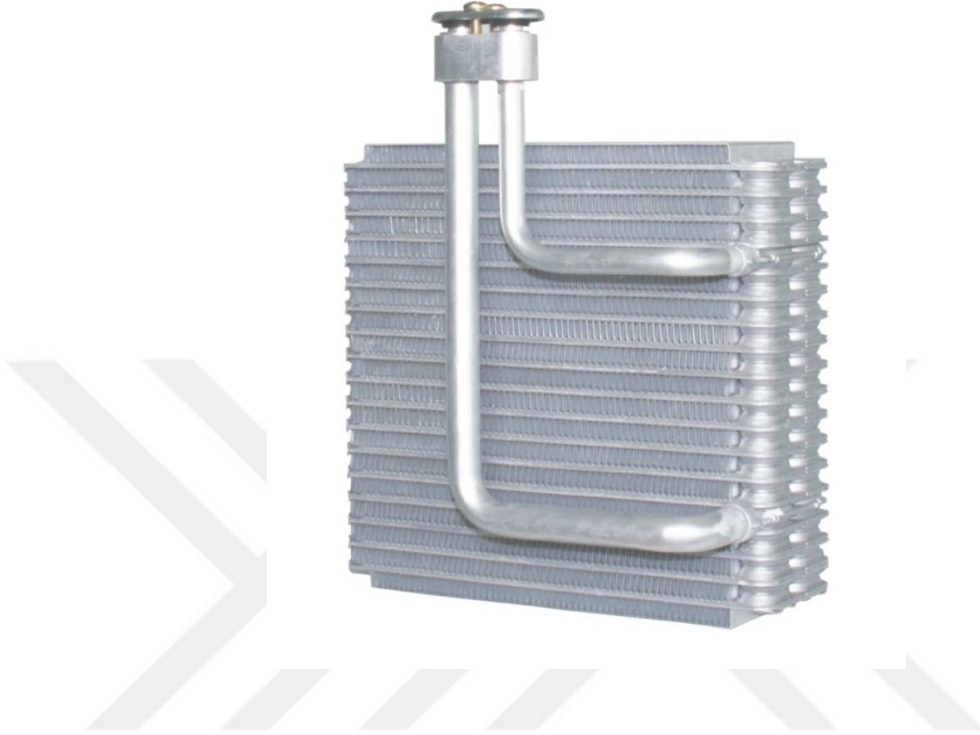


Şekil 2.4 : Scroll Tipi Kompresör ve Elemanları (Url-4).

2.1.2.2 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı; termal genişleme vanasından düşük sıcaklık ve basınçta çıkan sıvı buhar karışımı halindeki soğutucu akışkanı, kabin giriş havasının etkisi ile ısı transferi gerçekleştirildiği ve faz değişimi ile kızgın buhar haline geldiği ısı değiştiricidir. Şekil 2.5’de görülen buharlaştırıcı otomobil iklimlendirme ve hava dağıtım kanallarına

yerleştirilebilmesi amacıyla küçük yapıdadır. Ayrıca ısı transferi için yüzey alanının fazlalığını sağlamak amacıyla derinliği arttırılmıştır. Otomobil klima sistemlerinde genellikle paralel akışlı mikro kanallı ısı değiştiriciler kullanılır.



Şekil 2.5 : Otomobil Kliması Buharlaştırıcısı.

2.1.2.3 Yoğuşturucu

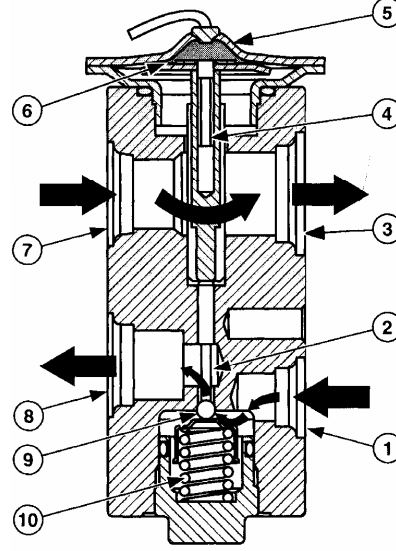
Yoęuřturucu, yüksek basınç ve sıcaklıkta gaz halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığının dūřürülerek yoğuşturulduğu ve sıvı halde termal genleşme vanasına gönderildiği ısı değiştiricileridir. Kabin havasının buharlaştırıcıda soğutulmasıyla soğutucu akışkan üzerine alınan enerji, kompresörde basınçlandırma ile soğutucu akışkana verilen enerji ile beraber yoğuşturucu üzerinden atmosfere atılmaktadır. Otomobil klima sistemlerinde mikro kanallı, paralel akımlı yoğuşturucular kullanılmaktadır. Őekil 2.6'da otomobil sistemlerinde kullanılan paralel akımlı mikrokanallı bir yoğuşturucu gösterilmiştir. Yoęuřturucu, otomobilin hızından da yararlanmak amacıyla otomobilin ön kısmında radyatörün hizasında konumlandırılmıştır. Dūřük hızlarda havanın yetersiz kaldığı durumlarda, fan devreye girerek yoğuşturucudaki soğutucu akışkanın soğumasını sağlar (Daly,2011).



Şekil 2.6 : Otomobil Kliması Yoğuşturucusu.

2.1.2.4 Termal Genleşme Vanası

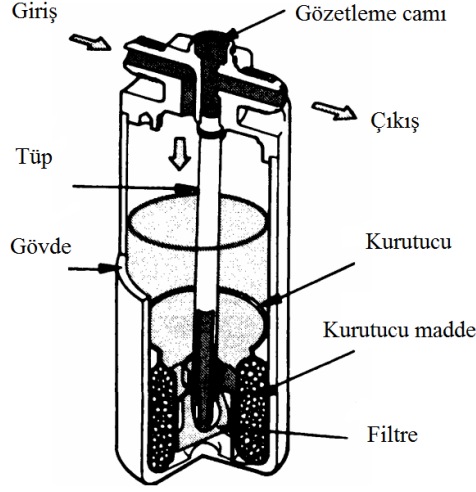
Otomobil klima sistemlerinde tercih edilen termal genleşme vanası (TGV) Şekil 2.7’de görülmektedir. Termal genleşme vanası ısısını atmış yüksek basınçtaki soğutucu akışkanın dar bir alandan geçerek basıncının düşmesini sağlamaktadır. Soğutucu akışkan basıncının düşmesi ile sıvı-buhar karışımı haline geçer ve buharlaştırıcıya doğru yol alır. Termal genleşme vanasının en önemli özelliği artan soğutma kapasitesi ihtiyacına bağlı olarak soğutucu akışkan debisini ayarlamasıdır. Üzerinde bulunan diyafram artan hava akım sıcaklıkları ile genişler, genişleme sonrası termal genleşme vanası daha fazla miktarda soğutucu akışkanı buharlaştırıcıya gönderir. Böylece artan soğutma yükü karşısında soğutucu akışkan debisi artırılarak buharlaştırıcının aşırı kızdırma sıcaklıkları sabit tutulur.



Şekil 2.7 : Termal Genleşme Vanası kesit görünümü – 1.Sıvı tankından girişi, 2.Vana sürgüsü, 3.Kompresöre çıkış, 4.Sıcaklığa duyarlı pim, 5.Diyafram kafası, 6.Basınca duyarlı diyafram, 7.Buharlaştırıcıdan girişi, 8. Buharlaştırıcıya çıkış, 9.Küresel vana, 10.Kızdırma yayı (Daly, 2006).

2.1.2.5 Sıvı Tankı (Kurutucu)

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan bir sıvı tankı Şekil 2.8’de görülmektedir. Sıvı tankı yoğuşturucu ile genleşme vanası arasında konumlandırılır. Yoğuşturucu üzerinde tam olarak sıvı hale geçemeyen soğutucu akışkanı tutarak buhar ve sıvı halini birbirinden ayırır. Ayrılan sıvı akışkan filtreden ve kurutucudan geçerek toplayıcı tüp ile TGV’ye yollanır. Filtre sayesinde akışkan içindeki kirleticiler ve yabancı maddeler ayrılırken, kurutucuda akışkanın nemi tutulur. Diğer bir görevi düşük soğutma yükünde, TGV soğutucu akışkanın debisini düşürdüğünde, soğutucu akışkanı biriktirmesidir. Üst kısmında gözetleme camı bulunan sıvı tanklarından soğutucu akışkanın hali gözlenebilir.



Şekil 2.8 : Sıvı tankı kesit görünümü (Daly, 2006).

2.2 Soğutucu akışkanların özellikleri ve seçim kriterleri

Bir akışkanın soğutucu akışkan olarak değerlendirilebilmesi ve buhar sıkıştırılmalı çevrim gibi soğutma sistemlerinde kullanılması için gereken özellikler aşağıda verilmiştir (Trott, 1999).

- Yüksek buharlaşma gizli ısısına sahip olması
- Düşük basınçtaki yoğunluğunun yüksek olması
- Korozif, zehirli ve yanıcı olmaması
- Kritik sıcaklığının ve üçlü noktasının çalışma basınç ve sıcaklık ölçeğinin dışında olması
- Sistemdeki diğer materyaller ve yağlama yağları ile uyumlu olması
- Gerçekçi bir basınç aralığında çalışması (Sistemi çalıştıracak kompresör basınçlarına uygun olması)
- Yüksek dielektrik direncinin olması
- Düşük maliyetli olması
- Kaçaklarının kolayca tespit edilmesi
- Çevre dostu olması

Son yirmi yılda soğutucu akışkanların kullanımlarında radikal değişiklikler meydana yapılmaktadır. Bunun temel sebebi ise atmosfere salınan soğutucu akışkanların ozon tabakasının delinmesine ve küresel ısınma etkisinin artmasına sebep olmalarıdır. İnsanoğlunun bugün karşı karşıya olduğu en büyük sorunlardan biri, sera etkisi ve

küresel ısınmanın artmasıdır. Avrupa Birliği, küresel ısınmayla doğrudan ilişkili olan kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) hidroflorokarbon (HFC) kullanımını için bazı düzenlemeleri onaylamıştır (Directive 2006/40/EC, 2006).

Hidroflorokarbon (HFC) grubu soğutucu akışkanların yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerleri nedeniyle çevreye verdikleri zararlardan dolayı alternatif soğutucu akışkanların kullanımları ile ilgili çalışmalar devam etmektedir. Mevcut otomobil iklimlendirme sistemlerinin büyük çoğunluğu soğutucu akışkan olarak yüksek sera etkisine sahip HFC grubuna ait R134a'yı kullanmaktadır. R134a'nın yaygın kullanımı ve bu durumun gittikçe şiddetlenen küresel ısınma etkisine olan katkısı devletlerin bu soğutucuların kullanımları ile ilgili endüstriye olan müdahalelerini arttırmıştır.

2.2.1 Soğutucu akışkanların çevresel değerlendirilmesinde kullanılan parametreler

GWP, bir bileşiğin 1 kg'ının zamana bağlı ışımsal etkisinin, 1 kg CO₂'nin 100 yılda olan ışımsal etkisine oranı olarak tanımlanmaktadır. Örneklenirse; GWP'si 1300 olan R134a'nın 1 tonunun yüz yıl içerisinde küresel ısınmaya etkisi karbondioksitin 1300 katıdır. Bu tanıma bağlı olarak bazı kimyasalların GWP değerleri Çizelge 1.1'de verilmiştir.

Ozon yok etme potansiyeli (ODP) ise bir bileşiğin ozon tabakasında yok ettiği ozon kütlesinin, R11 soğutucu akışkanının ozon tabakasında yok ettiği ozon kütlesine oranı şeklinde ifade edilmektedir. CFC tipi soğutucu akışkanlar bünyesinde halojen gazlar ihtiva etmesinde dolayı yüksek ODP potansiyeline sahiptirler. Ozon tabakasına verilen bu zarar ise otoritelerce farkedilmiş ve CFC gazlarına en iyi alternatif olan HFC ve HFO tipi gazlar önerilmiştir.

Çevresel etkiyi değerlendirmede kullanılan bir diğer parametre toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI)'dir. Bu parametre de GWP gibi hem kimyasalın atmosfere yaptığı etkinin karbon dioksit'in etkisi ile karşılaştırılmasına, aynı zamanda soğutma sistemlerinin harcadığı enerjinin üretildiği santrallerde kullanılan fosil yakıtların emisyonlarının küresel ısınmaya katkısını değerlendirmekte kullanılan etkidir. Bu etki

doğrudan etki olarak atmosfere salınabilecek soğutucu akışkan kaçakları olarak görülebileceği gibi, dolaylı olarak fosil yakıtların emisyonlarının küresel ısınma potansiyeline katkısı olarakta görülebilir. (Kruse, 1998)

Çevresel etkiyi değerlendirmede kullanılacak 3. parametre ise Hayat Döngüsü İklim Performansı (LCCP) mobil iklimlendirme endüstrisinde yoğun olarak kullanılmaktadır. Bir iklimlendirme ürününün ekonomik ömrü boyunca neden olduğu emisyonların tamamının toplamına verilen bir belirtme parametresidir (Koban, 2009).

2.2.2 CFC ve HFC'lerin kullanımının sınırlandırılması

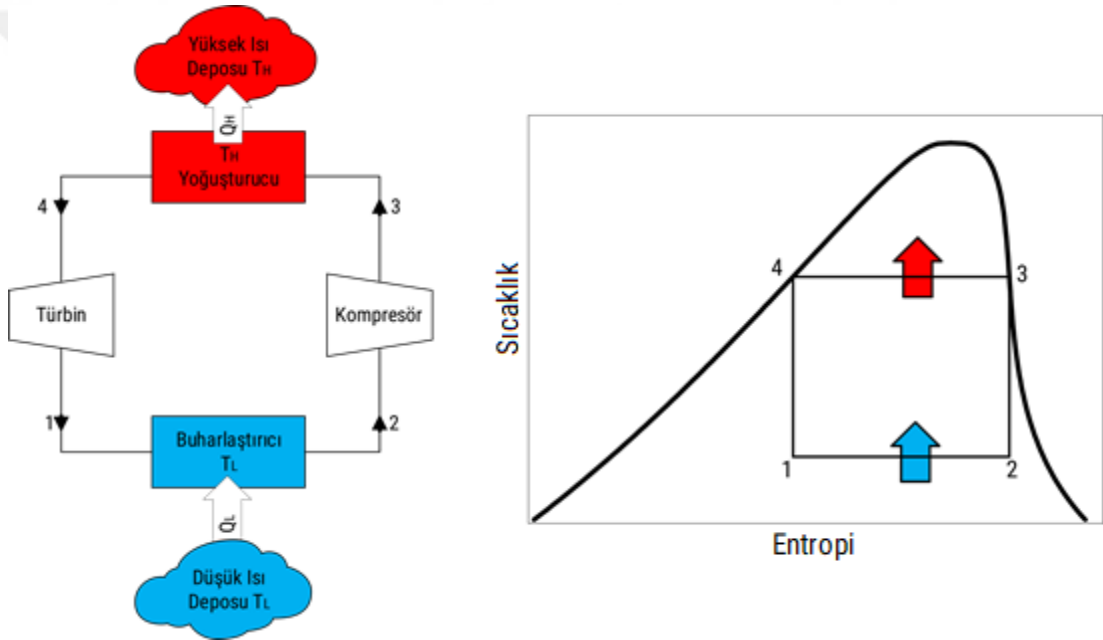
Dünya üzerinde şu an yüksek GWP'ye sahip soğutucu akışkanların kullanımının sınırlandırılması için yapılan çalışmalar çevre güvenliği ve daha yeşil bir geleceği güvence almak için gerçekleştirilmektedir. Bu konuda 1987 yılında Montreal Protokolünde CFC'lerin yüksek GWP ve ODP'ye sahip olmasından dolayı ozon tabakasına zarar verdiği ve kullanımının kaldırılması gerektiği öne sürülmüştür. Yine 1997 yılında Kyoto Protokolünde bazı HFC'lerin ozon tabakasına potansiyel tehditleri göz önüne serilmiş ve emisyonlarının düzenlenmesi için öneriler getirilmiştir. Bunun yanında çevresel güvenliği korumaya yönelik bir diğer adım Avrupa Birliği tarafından 2017 yılında bir direktifle yayınlanmıştır. Bu direktifte mobil iklimlendirme sistemlerinde GWP'yi 150'nin üstünde olan soğutucu akışkanlara engellemeler getirilmiştir, bu hususta GWP'si 1300 olan ve mobil iklimlendirme sistemlerinde geniş çerçevede kullanılan R134a'ya düşük GWP'li bir alternatif arayışı devam etmektedir (Protocol, 1987).

Avrupa birliği regülasyonları doğrultusunda ve literatür çalışmaları ışığında mobil iklimlendirme sistemlerine en uygun adaylar ise R1234yf, R1234ze(E) ve R152a olarak görülmektedir. Bu gazlar R134a'ya yakın yoğunluk ve viskoziteleri sayesinde var olan sistemlere adapte edilebilecekleri gibi, yeni sistemlerde neredeyse aynı performansta çalışabilme potansiyeline sahiptirler. R1234ze(E) gazının ısı pompası sistemlerine de uyumlu olması, R1234yf'nin R134a ile aynı kompresör hacimlerinde çalışabilmesi ve R152a'nın yüksek buharlaşma gizli ısı ile düşük şarjlarda aynı soğutma kapasitesini yakalayabilmesi bu gazları önemli adaylar arasına sokmaktadır.

2.3 Buhar Sıkıştırma Çevrim

Buhar sıkıştırma çevrim Carnot çevriminin idealleştirilmiş, en elverişli halidir. Performansı ve termal verimliliği ele alındığında diğer soğutma ve ısıtma çözümlerinden daha fazla öne çıkmaktadır. Tersine Carnot Çevrimi Şekil 2.9'da görülmektedir ve 4 süreçten oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla;

- 1-2 İzotermal ısı girişi
- 2-3 İzentropik Sıkışma
- 3-4 İzotermal Isı Çıkışı
- 4-1 İzentropik Genişlemedir.



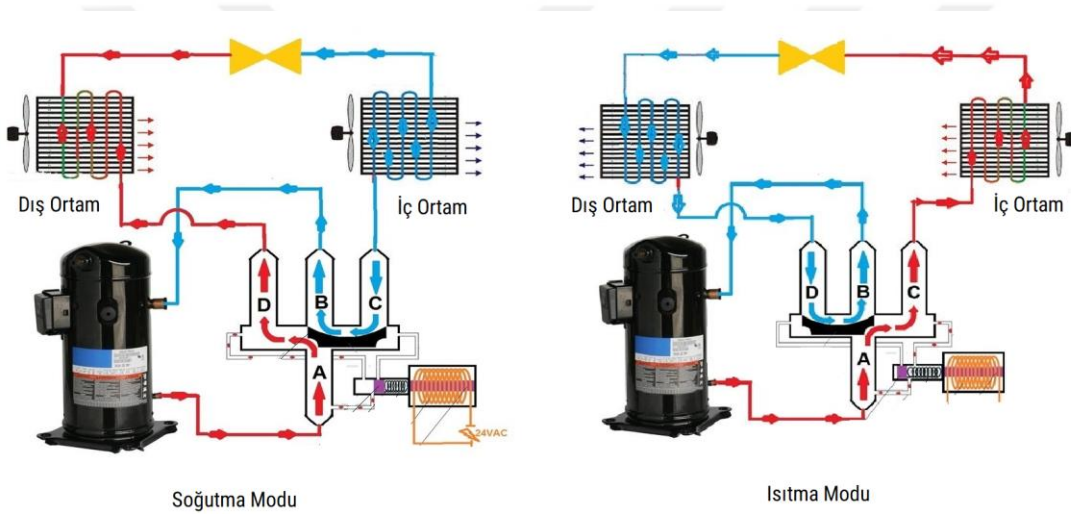
Şekil 2.9 : İdeal Tersine Carnot Çevrimi (Boles ve Cengel, 1989).

Burada T_H , yüksek ısı deposu, Q_H yüksek ısı deposuna olan ısı transferini, T_L düşük ısı deposu, Q_L 'de düşük ısı deposuna olan ısı transferini göstermektedir. İdeal buhar sıkıştırma çevriminde işlem prosesleri aşağıdaki gibidir.

- 1-2 Kompresörde İzentropik Sıkışma
- 2-3 Yoğusturucuda Sabit Basınçta Isı Atılması
- 3-4 Termal Genişleme Vanasında İzentropik Genişleme
- 4-1 Buharlaştırıcıda Sabit Basınçta Isı Girişi

İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimin otomobil ısı pompası olarak kullanımı için iç ve dış ünite ayrımının yapılması ve iç ünite ısı değiştiricisini hem sabit basınçta ilgili hacimden ısı çekecek bir buharlaştırıcıya, hem de sabit basınçta ısı verecek bir yoğuşturucuya çevirecek düzenlemelerin yapılması gereklidir.

Günümüz sistemlerinde bu dört-yollu vana ile gerçekleştirilir. dört-yollu vana sistemin ısıtma veya soğutma modunda çalıştırılması için gerekli akış düzenlemelerini sağlamaktadır. Şekil 2.2’de ilgili akış düzenlemeleri görülmektedir. Dört yollu vananın bobini enerjilendirildiğinde kompresörün basma hattını dış ortamda bulunan ısı değiştiricisine, enerjisi kesildiğinde ise iç ortamda bulunan ısı değiştiricisine yönlendirmektedir.



Şekil 2.10 : Isı Pompası Sisteminde Kullanılan Dört-Yollu Vananın Gerçekleştirdiği Akış Düzenlemeleri (Url-5).

3. MATERYAL VE METOT

Deney sisteminde bir otomobil klimasında kullanılan gerçek ekipmanlar kullanılmıştır. Hava kaynaklı bir ısı pompası olarak tasarlanan sistemin temsili gösterimi Şekil 3.1, 3.2 ve 3.3’de görülmektedir. Şekil 3.1’de sistemde iç ısı değiştiricinin kapalı olması durumunda soğutma makinesinin akış hatları ve fazları, Şekil 3.2’de sistemde iç ısı değiştiricinin açık olması durumunda soğutma makinesinin akış hatları ve fazları, Şekil 3.3’de sistemin ısı pompası olarak çalıştırılması durumunda sistemin akış hatları ve fazları incelenebilir. Ayrıca sistemde ısı pompası sisteminin ısıtma ve soğutma amaçlarını yerine getirebilmesi için sisteme 4 yollu valf ve vanalar eklenmiştir.

Bunun yanında sistem performansının artırılması amacıyla sistem içerisine yerleştirilen iç ısı değiştiricisinin açılmasını ve kapatılabilmesini sağlayabilecek küresel vanalar sisteme eklenmiştir. Küresel vanaların pozisyonları Şekil 3.1, 3.2 ve 3.3’de her bir vana için açık (A) ve kapalı (K) şeklinde gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın iç ısı değiştiriciye yönlendirilmesini sağlayan ara bağlantı düzenlemeleri yapılmıştır.

Bu bölümde deneysel ısı pompası sisteminin ana bileşenleri, sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri tanıtılmıştır. Soğutma ve ısıtma modlarında çevrimin çalışma ve kullanılan enerji ve ekserji denklemleri verilmiştir.

3.1 Sistem Mimarisinin Tasarlanması Ve Gerçeklenmesi

Deneysel otomobil ısı pompası sistemi klasik bir otomobil klima sistemi ekipmanlarından oluşturulmuştur. Sistemin ısıtma amaçlı kullanılabilmesi amacıyla dört yollu valf ve çeşitli vanalar eklenmiştir. Kullanılan ekipmanların genel özellikleri Çizelge 3.1’de sunulmaktadır. Sisteme ayrıca soğutma modunda kullanılmak üzere iç ısı değiştirici eklenmiş ve özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

İç ve dış ünite kanalları içine istenilen hava akımı sıcaklıklarını sağlamak amacıyla elektrikli ısıtıcılar ve hava kanallarının girişine istenen hava akımı hızlarını sağlamak için ayarlanabilir fanlar yerleştirilmiştir. Bağlantı elemanı olarak, buhar ve sıvı hattında bakır borular kullanılmıştır. Bağlantı elemanları çaplarına uygun yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır.

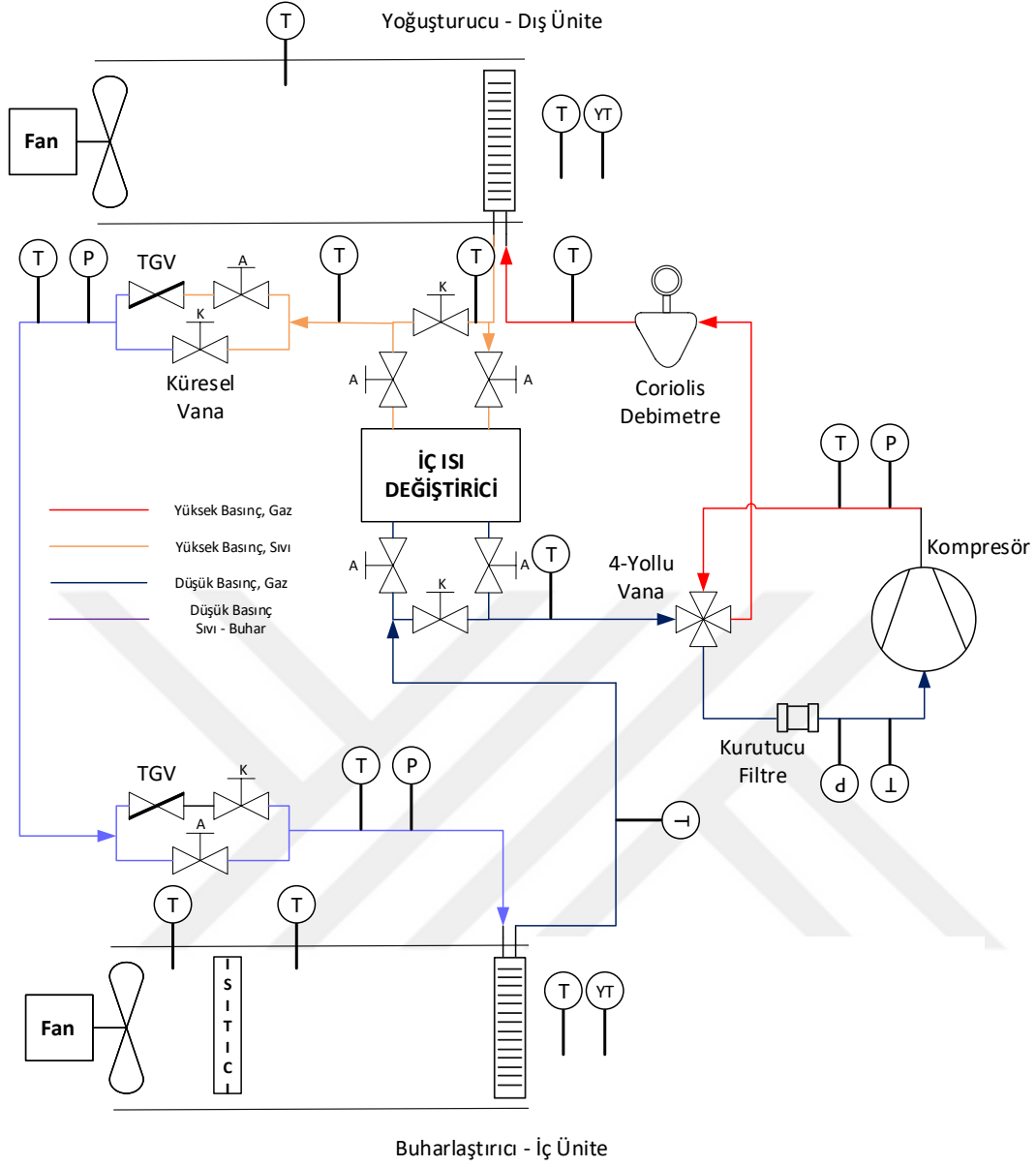
Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklıkları her bir bileşenin giriş ve çıkış noktalarından K tipi ısılıçiftler kullanılarak ölçülmüştür. Ölçülen değerler veri toplama cihazı ile bilgisayara aktarılmıştır. Sistemde basınç ölçümü buharlaşma ve yoğunlaşma basıncı olmak üzere iki noktadan dijital manifold ile yapılmıştır. Soğutucu akışkanın kütleli debisi Coriolis tipi debimetre ile yüksek hassasiyetle ölçülmüştür. Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri ve entalpileri REFPROP 9.1 programından alınmıştır (Lemmon vd., 2013).

Çizelge 3.1 : Deneysel sistemde kullanılan ekipmanların özellikleri.

Ekipman	Özellikler
Kompresör	138 cc, Silindir sayısı: 5
Yoğuşturucu	580 x 350 x 20 mm ³
Buharlaştırıcı	220 x 260 x 60 mm ³
Kısılma Vanası	TGV (5,27 kW)

Deneysel çalışmada soğutucu akışkanların Çizelge 1.1’de belirtilen sıvı haldeki yoğunluklarına bağlı olarak soğutucu akışkan yüklenmiştir. Deneysel iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları belirlenen değerlerde sabit tutulmuştur. Kompresör hızı 750 ve 2750 d/d arasında 500 d/d artışlarla değiştirilerek deneyler yapılmıştır.

Deneysel çevresel ortam ile dengeli hale getirildikten sonra ölçümler alınmıştır. Çevrimin performansının ölçülmesinde kullanılan ana veriler sıcaklık, basınç ve kütleli debidir. Ölçüm cihazlarına ait hassasiyet değerleri Çizelge 3.3’de verilmiştir.



Şekil 3.2 : İç ısı değişiricisinin açık ve sistemin soğutma makinesi olması durumunda sistem ayarları ve ölçüm noktaları.



Şekil 3.4 : Deneysel ısı pompası sisteminin görünümü.

Çizelge 3.2 : İç ısı değiştirici olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricinin teknik özellikleri.

Tip	Plakalı kaynaklı ısı değiştirici
Boyutlar (mm)	192x73
Plaka sayısı	24
Ağırlığı (g)	1430
Malzeme	304 paslanmaz çelik
Dizayn basıncı (bar)	30
Test basıncı (bar)	45
Çalışma sıcaklığı (°C)	-196 / +200
Isı transfer alanı (m ²)	0,26
Hacim (litre)	0,2

3.2 Deneysel Sistemde Kullanılan Ölçüm Cihazları Ve Özellikleri

Bu kısımda deneysel sistemin ölçüm cihazları ile donatılması iş paketinde gerçekleşen teknik gelişmeler anlatılmıştır. Deneysel ısı pompası sistemi sıcaklık, basınç, hız ve

debi ölçen çeşitli ölçüm cihazları ile donatılmıştır. Ölçüm cihazlarına ait özellikler aşağıdaki bölümde detaylı olarak anlatılmıştır. Çizelge 3.3’de ölçüm cihazlarının özellikleri verilmektedir. Ölçüm cihazları ayrıntılı olarak ilerleyen bölümde tanıtılmıştır.

Çizelge 3.3 : Kullanılan Ölçüm Cihazlarının Özellikleri.

Ölçülen değer	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K-tip ısıcıft	-100 - 1370°C	± 0,8 °C
Basınç	Elektronik Manifold	-1 - 60 bar	± %0,5
Hava akış hızı	Anemometre	0 - 30 ms ⁻¹	±%2
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis kütleli debi ölçer	0 - 5 kg s ⁻¹	±%0,1
Akım	Pens ampermetre	0-200 A	±%2
Kompresör hızı	Frekans inverteri	10 - 50 Hz	±%0,2

3.2.1 Coriolis debimetre

Deney sisteminde kullanılan coriolis tipi kütleli akış ölçer Şekil 3.3’de gösterilmiş ve teknik özellikleri Çizelge 3.4’de verilmiştir. Soğutucu akışkanın kütleli debi ölçümü için Krohne marka Optimass OPTIMASS 6400 model Coriolis tipi debimetre kullanılmıştır. Debimetre +400 °C ile – 200 °C sıcaklıkları arasında çalışabilir. Ayrıca, 200 Bar’a kadar basınçlara dayanım özelliği vardır. Kullanılan debimetre sıvı-gaz karışımında rezonans frekansını belirleyebilecek elektronik kabiliyete sağlamakta ve tutarsız sensör genliklerini oluşmadan net ölçümler yapabilmektedir. Sıvı fazdaki akışkana gaz fazının karışması durumunda %99,999 doğrulukta ölçümler yapabilmektedir.

Çizelge 3.4 : Coriolis Kütleli Debimetrenin Özellikleri.

Marka / model	KROHNE Optimass 6400
Ölçüm aralığı	0 - 5 kg s ⁻¹
Minimum ve maksimum ölçülebilen sıcaklık	-200 / +400 C
Maksimum ölçülebilen basınç	200 bar

Cihaz elektronik gösterge paneli 220V gerilim ile çalışmaktadır. Debimetre geçen akışkanın yoğunluk ve sıcaklık değerlerini çift yönlü olarak $\pm\%0,1$ doğruluk ile okuyabilmektedir.



Şekil 3.5 : Deney sisteminde kullanılan Coriolis tipi kütleli debimetre ve flanş bağlantıları.

Coriolis tipi debimetre flanş bağlantılı olduğu için, ölçüm hassasiyeti de dikkate alınarak yatay pozisyonda bağlantıları gerçekleştirilmiştir.

3.2.2 Isılçiftler ve sıcaklık ölçümü

Sistemde 13 noktadan soğutucu akışkan sıcaklığı, 8 noktadan hava akımı sıcaklığı olmak üzere toplam 21 adet sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ölçüm noktaları Çizelge 3.5 ve Çizelge 3.6'da verilmiştir. Sıcaklık ölçümü yapılan bakır boru yüzeylerine ısılıçiftlerin uçları yalıtım bantları montajlandıktan sonra elastomerik malzeme ile bakır boru dış çevresi yalıtılmıştır.

Çizelge 3.5 : Deneysel sistemde soğutucu akışkan sıcaklıkları ölçüm noktaları.

1	Kompresör giriş
2	Kompresör çıkış
3	İç ünite giriş (ısı değiştirici)
4	İç ünite çıkış (ısı değiştirici)
5	Coriolis debimetre giriş
6	TGV2 giriş (ısıtma durumu)
7	Dış ünite giriş (ısıtma durumu)
8	Dış ünite çıkış (ısıtma durumu)
9	TGV1 giriş (ısıtma durumu)
10	İç ünite iç ısı değiştirici giriş
11	Dış ünite iç ısı değiştirici giriş
12	İç ünite iç ısı değiştirici çıkış
13	Dış ünite iç ısı değiştirici çıkış

Çizelge 3.6 : Deneysel ısı pompası sisteminde hava akımı sıcaklıkları ölçüm noktaları ve tipleri.

14	İç ünite giriş	Hava KTS
15	İç ünite ısıtıcı çıkış	Hava KTS
16	İç ünite çıkış	Hava KTS
17	İç ünite çıkış	Hava YTS
18	Dış ünite giriş	Hava KTS
19	Dış ünite ısıtıcı çıkış	Hava KTS
20	Dış ünite çıkış-alt	Hava KTS
21	Dış ünite çıkış-üst	Hava YTS

3.2.3 Veri toplama sistemi

Deneysel sistemde ısılıçiftlerden gelen sıcaklıklar değişkenlere ait veriler Graphtec midi LOGGER GL840 model ve marka data toplama sistemi kullanılarak okunmuştur. Kullanılan data toplama sisteminin teknik özellikleri Çizelge 3.7’de verilmiştir. Deneysel esnasında elde edilen veriler data toplama sistemi ekranından izlendiği gibi aynı zamanda bilgisayar ekranına aktararak takibi yapılmıştır. Data toplama sistemi kablo bağlantıları ekranı ve bilgisayar ekranına ait görüntüler Şekil 3.6 ve 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7 : Veri toplama sisteminin teknik özellikleri.

Özellik	Açıklama
Boyutlar	A5 (240 mm x 158 mm x 52,5 mm)
Çalışma sıcaklığı	0 ile 50°C arası
Nem	%1 ile % 85 arası
Voltaj	20-500 mV
Ağırlık	1010 g
Örnekleme aralığı	10 ms – 1 saat
Doğruluk	\pm % 0,1 (full scale), \pm (% 0,05 F.S. + 10 μ V)



Şekil 3.6 : Veri toplama sistemi ve bilgisayar ara yüzü



Şekil 3.7: Veri toplama sistemi ölçüm ara yüzü.

3.2.4 Dijital manifold ile basınç ölçümü

Deneysel ısı pompası sisteminde belirlenen noktalardan basınç ölçümü amacıyla dijital manifold ve basınç transmitter kullanılmıştır. Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği İklimlendirme Laboratuvarında bulunan 2 adet dijital manometre kullanılmıştır. Dijital manifold çıkışları ile iç ve dış ünite ile kompresör giriş ve çıkışlarındaki basınçlar belirlenmiştir. Böylece iç ısı değiştiricinin kullanıldığı deneylerde ihtiyaç duyulduğu durumlarda buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç düşümleri bulunmuştur. Şekil 3.8’de dijital manifold Şekil 3.9’da ise basınç ölçümü yapılan noktalar görünmektedir. Dijital manifold sıcaklık ve basınç ölçümü ile ilgili özellikler Çizelge 3.8 ve 3.9’da verilmiştir.



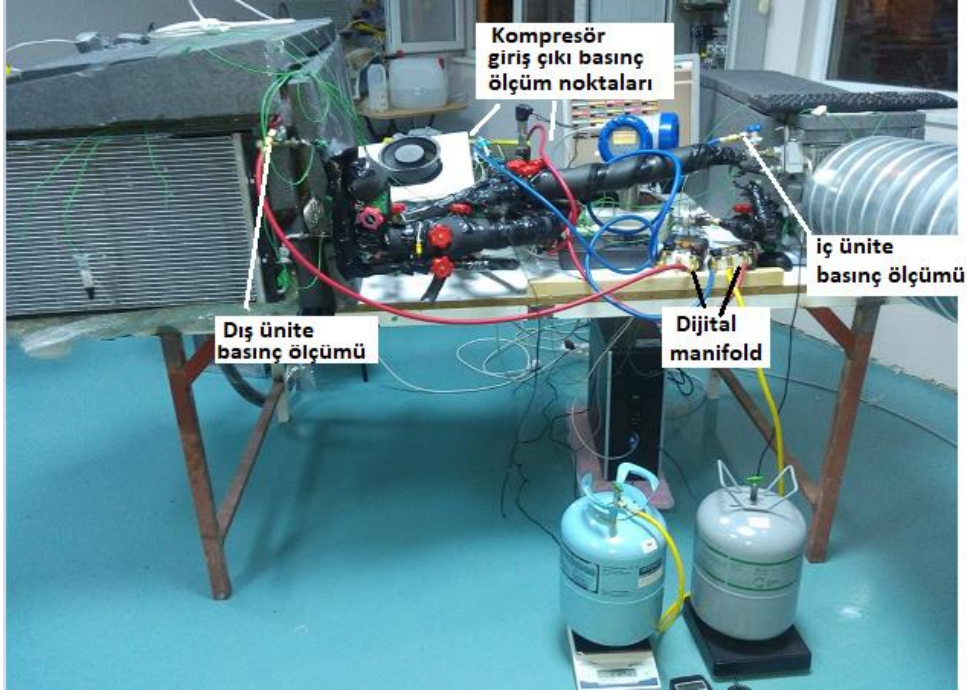
Şekil 3.8 : Testo 550 Dijital manifold.

Çizelge 3.8 : Dijital manifold sıcaklık ölçümü ile ilgili özellikler.

Ölçüm aralığı	-5...+150 °C
Doğruluk	± 0,5 °C
Çözünürlük	0,1 °C
Prob bağlantısı	2 x plug-in (NTC)

Çizelge 3.9 : Dijital manifold basınç ölçümü ile ilgili özellikler.

Ölçüm aralığı	-1...60 bar
Doğruluk	\pm % 0,5
Çözünürlük	0,01 bar
Prob bağlantısı	3 × 7/16" - UNF
Aşırı yük bağıl (yüksek basınç)	65 bar



Şekil 3.9 : Dijital manifold ile deneyler esnasında basınç ölçümü yapılan noktalar.

3.2.5 Elektriksel güç ölçümü

Deneysel ısı pompası sisteminde kullanılan kompresör 2.2 kW'lık bir elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Kullanılan elektrik motorunun devir kontrolü Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği İklimlendirme Laboratuvarında bulunan bir frekans invertörü (Şekil 3.10) tarafından yapılmış ayrıca kompresöre giden elektrik gücü Şekil 3.10b'de gösterilen pens ampermetre ve motor inverterinden alınan gerilim ve fazör bilgileri ile hesaplanmış, aynı zamanda inverter içerisindeki güç ölçüm mekanizmasıyla beraber teyit edilmiştir.



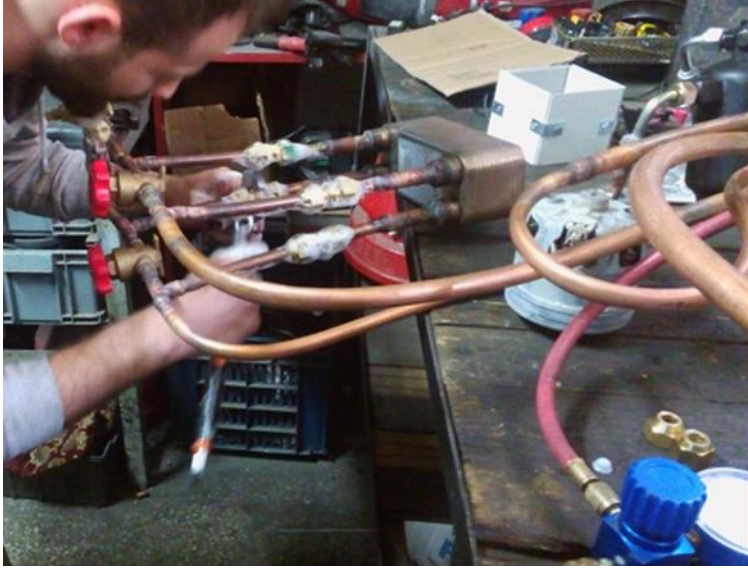
Şekil 3.10 : a) Frekans invertörü ve b) pens ampermetre ile akım ölçümleri.

3.3 Deneysel Sistemin Kaçak Testlerinin Yapılması ve Sistemin Hazır Hale Getirilmesi

Deneysel sistemin soğutucu akışkan şarjlarının ve kaçak testlerinin yapılarak sistemin hazır hale getirilmesi iş paketinde belirttiği gibi yapılmıştır. Kaçak testleri hem montaj aşamasında hem de soğutucu akışkan yüklemesi esnasında yapılmıştır.

3.3.1 Deney sisteminin kaçak testleri

Deney sisteminin ekipmanları ve bakır boru bağlantıları herhangi bir kaçak durumunun tespit edilebilmesi amacıyla 30 bar basınçta azot gazı ile test edilmiş ve kılcal kaçaklar için köpük testine tabi tutulmuştur. Ayrıca tüm ölçüm cihazları bağlantıları tamamlandıktan sonra sistem test aşamasında akışkan yüklemeye önce vakum uygulanmış ve kaçak kontrolü yapılmıştır. Yapılan azot gazı ile yapılan basınç ve köpük testine ait fotoğraflar Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11 : Deneysel sisteme uygulanan gaz kaçağı testleri.

3.3.2 Soğutucu akışkanların şarj miktarlarının belirlenmesi ve şarj edilmesi

Sistem tasarımı ve şarj miktarlarında R134a soğutucu akışkanı baz olarak alınmıştır. Sisteme R134a akışkanı 450-700 g aralığında, 50 g artışlarla şarj edilmiş ve en iyileme yöntemi ile sistemde en yüksek soğutma tesir katsayısının olduğu şarj miktarı tespit edilmiştir. Aynı çalışma R152, R1234ze(E) ve R1234yf soğutucu akışkanları ile gerçekleştirilmiştir. Alternatif olarak değerlendirilen bu gazların şarj miktarlarının tespitinde hem en yüksek STK yöntemi, hem de yoğunluklarının arasındaki farklar dikkate alınmıştır.

R152a soğutucu akışkanı 1 veya 2 kg'lık tüplerde satın alınmıştır. Sisteme akışkan şarjını yapabilmek için uygun bir aparat yapılmış ve hassas terazi kullanılarak sisteme yüklemesi yapılmıştır. Şekil 3.12'de R152a'nın sisteme yüklenmesine ait bir fotoğraf verilmiştir



Şekil 3.12 : R152a'nın sisteme şarj edilmesi.

R1234ze(E) mevcut şartlarda 50 kg tüplerde olduğu için 50 kg tüp ile satın alınmıştır. Kullanılan manifoldta uygun bir aparat yapıldıktan sonra küçük tüplere aktarılmış ve hassas terazide tartılarak sisteme şarjı yapılmıştır. (Şekil 3.13)

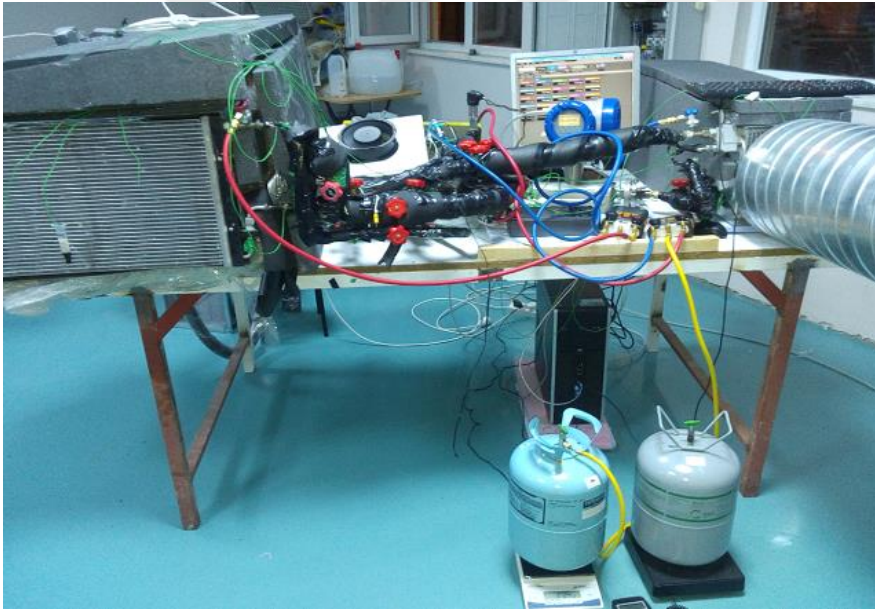


Şekil 3.13 : R1234ze(E)'nin sisteme şarj edilmesi.

R1234ze(E)'nin buhar yoğunluğu R134a'dan % 4,3 daha düşüktür. Düşük buhar yoğunluğu nedeniyle deneysel sistemde R1234ze(E) kullanılması durumunda kompresörden sisteme sevk edilen soğutucu akışkan miktarı azalmaktadır, düşük akışkan debisi kompresör gücünün ve soğutma kapasitesinin azalmasına sebep olmaktadır. Akışkan şarj miktarının kütesel debiye olan etkisi kompresörde harcanan

güç ve soğutma kapasitesi göz önüne alındığında şarj miktarının en uygun STK değerinin elde edildiği durumdur.

Bu amaçla kurulan deneysel otomobil klima sisteminde R134a gazının standart çalışma koşullarındaki miktarı esas alınarak, R1234ze(E)'nin şarj miktarı soğutma tesir katsayısına (STK) bağlı olarak belirlenmiştir. Deneyler soğutma durumunda gerçekleştirilmiştir. Hava akımı sıcaklıkları buharlaştırıcıda 27°C ve yoğuşturucuda 35°C'de sabit tutularak, 1750 d/d sabit kompresör hızında gerçekleştirilmiştir. Deneyler düşük şarj miktarlarında R134a ile aynı çalışma koşullarında 400 g'dan başlayarak 50 g artışlarla 700 g'a kadar R1234ze(E)'nin şarj edilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Her şarj miktarı için sistem STK değeri hesaplanarak en yüksek STK değerinin elde edildiği şarj miktarı belirlenmiştir. Şekil 3.14'de şarj sırasında uygulanan kütle ölçümler ve anlık olarak STK hesaplamaları görülmektedir.

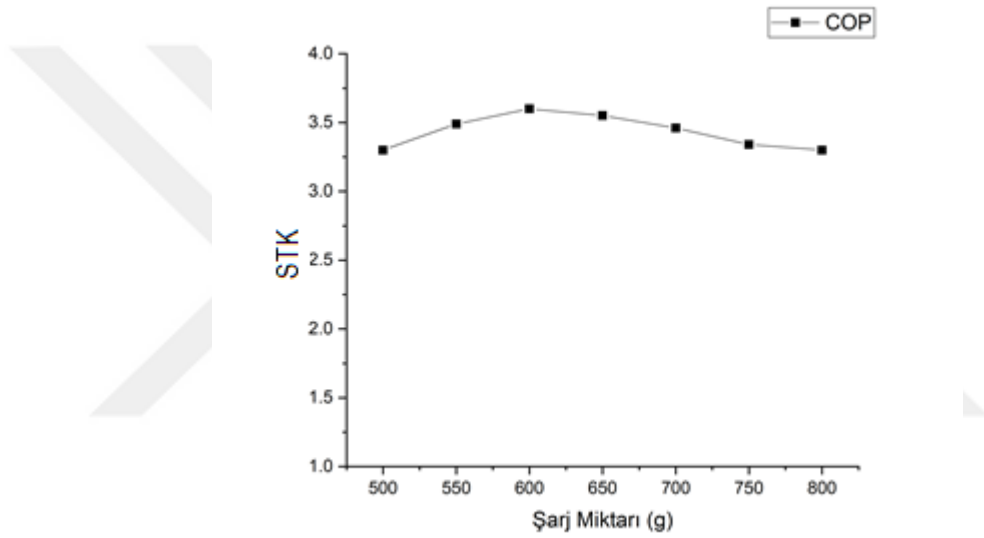


Şekil 3.14 : Sistemde soğutucu akışkan şarj miktarının belirlenmesi deneyleri.

Değişen şarj miktarlarında, en yüksek STK değerinin elde edildiği şarj miktarı belirlenmiştir. Sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarı arttığında kompresör gücünün arttığı fakat artan kompresör gücünün yanında soğutma kapasitesinde gerçekleşen artışın yeterli olmadığı tespit edilmiştir. Sisteme şarj edilen akışkan miktarı STK değerleriyle beraber değerlendirildiğinde 550 – 600 g şarj miktarı

arasında R1234ze(E) soğutucu akışkanının STK değerinin en yüksek seviyede olduğu Şekil 3.15’de görülmektedir.

Sistemde R1234ze(E) soğutucu akışkanı kullanılması durumunda en uygun şarj miktarının 550 – 600 g aralığında olduğu belirlenmiştir. Sonuç olarak düşük GWP ve yanıcılık değerine sahip Avrupa Birliği yönetmeliklerine uygun R1234ze(E) soğutucu akışkanı uygun şarj miktarı belirlendiğinde R134a ile kıyaslanabilir sonuçlar vermiştir. Referans sıvı yoğunlukları değerleri dikkate alınarak belirlenen akışkan miktarlarının en yüksek STK değerini veren miktar karşılaştırıldığında benzer sonuçlar bulunduğu görülmüştür.



Şekil 3.15 : R1234ze(E) gazı için artan şarj miktarına bağlı olarak STK’nın değişimi.

Sisteme yüklü soğutucu akışkan miktarını belirlemek için Çizelge 1.1’de verilen referans sıvı yoğunluğu değerleri dikkate alınmıştır. Buna göre sisteme 650g R134a, 600g R1234ze(E) ,590g R1234yf ve 460g R152a miktarda soğutucu akışkan şarjı yapılmıştır.

3.4 Isıtma ve Soğutma Durumunda Çalıştırmak İçin Uygulanan Prosedür

Sistemin kış mevsiminde ısıtma amaçlı kullanılması durumunda dört yollu valf aktif hale getirilmiş, kompresörde yüksek basınçta kızgın buhar haline getirilen soğutucu akışkan buharlaştırıcı görevi görmekte olan dış üniteye yönlendirilmiştir. İç ünite kış mevsiminde sistemin ısıtma durumunda çalıştırılması esnasında yoğuşurucu görevi

yaparak şartlandırılan hava akımına ısı atarak soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlamıştır.

Isıtma deneylerine başlamadan önce sistemdeki tüm vanalar açılarak sistem vakum alınmış, dijital manometrede vakumda artış olmadığı belirlendiğinde vakum işlemi tamamlanmıştır. Isıtma deneylerinde kullanılan devirler (750 d/d, 1250 d/d, 1750 d/d, 2250 d/d) kullanılmıştır. İlk önce sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumu için testler yapılmıştır. R134a'lı testler tamamlandıktan sonra sırasıyla, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a, R444a soğutucu akışkanları için aynı şartlarda testler tamamlanmıştır. Soğutucu akışkanlar sırasıyla sisteme yüklenerek iç ve dış üniteye giren farklı hava akımı sıcaklıklarında testler yapılmıştır.

Deneyler Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği İklimlendirme Laboratuvarında Kış mevsimi aylarında yapılmıştır. İstenilen hava akımı şartlarının (sıcaklıklarının) sağlanabilmesi Aralık, Ocak, Şubat ve Mart aylarında çoğunlukla akşam ve gece saatlerinde yapılmıştır. Yoğuşturucu olarak görev yapan iç üniteye ısınan hava akımının iç ortamı ısıtmasını engellemek amacıyla ısınan hava, kanal vasıtasıyla laboratuvar dışına atılmıştır. Deney şartlarında hava giriş sıcaklığının istenilen düzeyde tutulması için Şekil 3.16 ve 3.17'de gösterilen ek düzenekler kurulmuştur. Hava akımı sıcaklığının yeterli olmadığı durumlarda, ek düzenek ile dış ünite kanalı içine yerleştirilen bir ısı değiştiriciden (radyatör) soğuk su geçirilerek ünite içerisinden geçen hava akımı sıcaklığının düşürülmüş yada rezistanslı ısıtıcılarla havanın sıcaklığı arttırılmıştır. Hava akımının soğutulması için kurulan düzenekte yalıtılmış su deposu içerisine buz kalıpları konulmuş ve plastik hortum ve pompa ile kapalı döngü soğuk su dolaşımı sağlanmıştır.



Şekil 3.16 : Dış ünite elektrikli ısıtıcı, fan hız sürücü ve ısıtıcı dimmer devresinin görünümü.

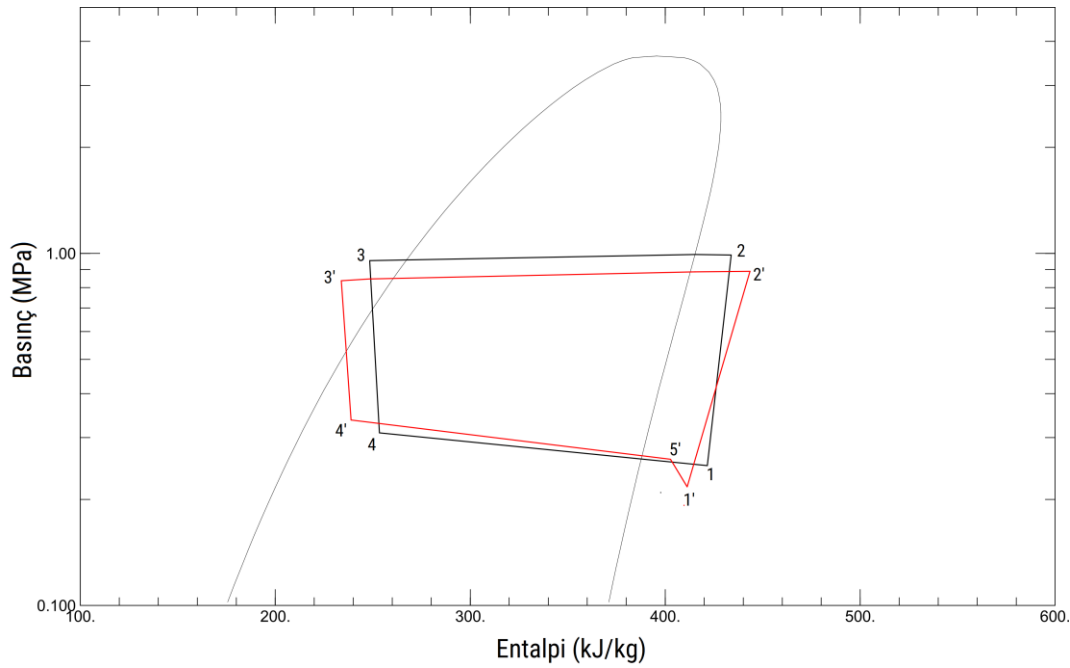
Gerektiği taktirde buz takviyesi yapılarak suyun sıcaklığının istenilen sıcaklıklara ulaşılabilir bir sıcaklığın altında kalması sağlanmış ve geçen hava akımı soğutulmuştur. Şekil 3.9’da havanın soğutulması için kurulan soğuk su sirkülasyon sistemi görülmektedir.



Şekil 3.17 : Dış üniteden geçen hava akımının soğutulması için kurulan sistem.

3.5 Performans Parametrelerinin Hesaplanmasında Kullanılan Bağlılar

Bu bölümde deneysel ısı pompası sisteminde soğutma ve ısıtma durumları için sistemin termodinamik analizi yapılırken kullanılan bağlantılar verilmektedir. Sistemin ısıtma ve soğutma durumunda ve ısı değiştiricisinin aktif olduğu soğutma durumunda çevrimini gösteren basınç entalpi diyagramı Şekil 3.18’de verilmektedir. Enerji ve ekserji analizinde kullanılan denklemler kullanılan çevrime göre verilmiştir. Sistemde ısı iç değiştiricinin kullanıldığı durum ayrıca ele alınmıştır.



Şekil 3.18 : Isıtma veya soğutma durumunda (1-2-3-4) ve iç ısı değiştiricisinin aktif olduğu durumda (1'-2'-3'-4'-5') soğutucu akışkanın izlediği yollar.

3.5.1 Soğutma durumunda kullanılan termodinamik bağlantılar

Bilindiği gibi buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşurucu, genişleme valfi ve buharlaştırıcının seri bağlanması ile soğutma sistemi oluşur. Soğutma sisteminin her bir elemanı açık sistem olarak değerlendirilir ve açık sistem için enerjinin korunum denklemi, Denklem 3.1’de verildiği şekilde yazılır (Dinçer ve Rosen, 2015).

$$\dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} = \sum \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_\phi h_\phi \quad (3.1)$$

\dot{Q}_{KH} kontrol hacmindeki enerji akışını, \dot{W}_{KH} kontrol hacminde gerçekleşen işi \dot{m} debiyi, h akışkanın entalpisini, g ve ç indisleri sırasıyla giren ve çıkan akışkanın yönünü göstermektedir.

Sistem soğutma kapasitesi iç ünite (buharlaştırıcı) enerjinin korunumu ilkesinin uygulanması ile 3.2 numaralı denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{i\text{ç ünite,SM}} = \dot{m}_a(h_1 - h_4) \quad (3.2)$$

Denklemler 3.2’de $\dot{Q}_{i\text{ç ünite,SM}}$, iç ünitenin soğutma kapasitesini, \dot{m}_a akışkan debisini, h_1 ve h_4 çıkan ve giren akışkanların entalpilerini göstermektedir.

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç olarak tanımlanabilecek kompresör gücü, aşağıdaki denklemden bulunabilir. Denklemlerde \dot{W}_{komp} kompresör tarafından akışkana verilen güç, \dot{m}_a akışkan debisini, h_2 ve h_1 çıkan ve giren akışkanların entalpilerini göstermektedir.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

Sistemden elde edilen soğutma kapasitesinin harcanan kompresör gücüne oranı olan ve bir performans parametresi olarak değerlendirilen soğutma tesit katsayısı denklemler 3.4 ile hesaplanır.

$$STK = \dot{Q}_{i\text{ç ünite,SM}} / \dot{W}_{\text{komp}} \quad (3.4)$$

Toplam ekserji yıkımını veren genelleştirilmiş denklemler ise Denklemler 3.5’de verilmiştir. Denklemlerde 3.5’de $\dot{E}x_y$, ekserji yıkımını, T_0 ölü hal sıcaklığını, T ortam sıcaklığını, \dot{Q} sistemde akışla gerçekleşen ısı transferini, \dot{W} kompresörde tahrip edilen enerji, g ve ç alt indisleri ekipmanlara giren ve çıkan akışkanın yönünü, \dot{m} kütleli debiyi, ψ ise fiziksel ekserjiyi göstermektedir.

$$\dot{E}_{x_y} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum_g \dot{m}\psi - \sum_\zeta \dot{m}\psi \quad (3.5)$$

Fiziksel ekserji akımı ile aktarılan ekserji ise Denklem 3.6 ile hesaplanır. Bu denklemde 0 alt indisi değerler ölü hal değerlerini ifade eder.

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

Soğutma durumunda her bir ana eleman için ekserji dengesi denklem 3.5'deki bağıntının her bir eleman için uygulanması ile bulunmaktadır. Kompresör, TGV, iç ünite (buharlaştırıcı), dış ünite (yoğuşturucu) ve IHX için türetilen bağıntılar denklem 3.7 ve 3.11 arasında verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{y,komp}} = \dot{m}_a(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{komp} \quad (3.7)$$

$$\dot{E}_{x_{y,TGV}} = \dot{m}_a(\psi_3 - \psi_4) \quad (3.8)$$

$$\dot{E}_{x_{y,iç\ ünite}} = \dot{m}_a(\psi_1 - \psi_4) + \dot{m}_{h1}(\psi_5 - \psi_6) \quad (3.9)$$

$$\dot{E}_{x_{y,dış\ ünite}} = \dot{m}_a(\psi_3 - \psi_2) + \dot{m}_{h2}(\psi_7 - \psi_8) \quad (3.10)$$

$$\dot{E}_{x_{y,IID}} = \dot{m}_a(\psi_{1b} - \psi_{1a}) + \dot{m}_a(\psi_{3b} - \psi_{3a}) \quad (3.11)$$

Soğutma durumunda toplam yok edilen ekserji ($\dot{E}_{x_{s,y}}$) denklem 3.12 kullanılarak bulunur.

$$\dot{E}_{x_{s,y}} = \dot{E}_{x_{y,komp}} + \dot{E}_{x_{y,buh}} + \dot{E}_{x_{y,TGV}} + \dot{E}_{x_{y,yoğ}} + \dot{E}_{x_{d,IID}} \quad (3.12)$$

Soğutma durumunda ekserji verimi (η_{ex}) ve ekserjetik STK (STK_{ex}) hesaplanırken denklem 3.13 ve 3.14'de verilen bağıntılar kullanılır. Denklem 3.13'de $\dot{E}_{x_{ü}}$ sistem tarafından üretilen ekserjiyi, \dot{E}_{x_g} sisteme giren ekserjiyi ifade etmektedir. Sistemin Carnot soğutma tesir katsayısı denklem 3.15 ile hesaplanmaktadır. Denklemde T_H yüksek enerjili ısı deponun sıcaklığını, T_L düşük enerjili ısı deponun sıcaklığını ifade etmektedir.

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}_{x_{ü}}}{\dot{E}_{x_g}} \quad (3.13)$$

$$STK_{ex} = \frac{STK}{STK_{carnot}} \quad (3.14)$$

$$STK_{carnot} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.15)$$

3.5.2 Isıtma durumunda kullanılan termodinamik bağıntılar

Sistemin ısıtma kapasitesi, termodinamiğin birinci yasası uygulandığında Denklem 3.16'da verilen denklikle hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{i\text{ç ünite,IP}} = \dot{m}_a(h_1 - h_4) \quad (3.16)$$

Kompresörün harcadığı güç için soğutma makinesinde uygulanan denklik uygulanır. Kompresörde harcanan güç denklem 3.3 ile hesaplanır. Sistemden elde edilen ısıtma kapasitesinin kompresörde harcanan güce oranı bize ısıtma tesir katsayısını vermektedir. Isıtma tesir katsayısı denklem 3.17'de verilen denklik ile hesaplanabilir.

$$ITK = \dot{Q}_{i\text{ç ünite,IP}} / \dot{W}_{\text{comp}} \quad (3.17)$$

Isıtma durumunda her bir ana eleman için ekserji yıkımı denklikleri, denklem 3.5'de verilen bağıntının her bir elemana uygulanması ile bulunmaktadır. Kompresör, TGV, iç ünite (yoğuşturucu) ve dış ünite (buharlaştırıcı) için bulunan ekserji yıkımı denklemleri denklem 3.18 ile 3.21 arasında verilmiştir.

$$\dot{E}_{x,y,\text{komp}} = \dot{m}_a(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{\text{komp}} \quad (3.18)$$

$$\dot{E}_{x,y,\text{TGV}} = \dot{m}_a(\psi_3 - \psi_4) \quad (3.19)$$

$$\dot{E}_{x,y,\text{dış ünite}} = \dot{m}_a(\psi_1 - \psi_4) + \dot{m}_{h1}(\psi_5 - \psi_6) \quad (3.20)$$

$$\dot{E}_{x,y,\text{iç ünite}} = \dot{m}_a(\psi_3 - \psi_2) + \dot{m}_{h2}(\psi_7 - \psi_8) \quad (3.21)$$

Isıtma durumunda toplam yok edilen ekserji ($\dot{E}_{x,l,y}$) denklem 3.22 kullanılarak bulunur.

$$\dot{E}_{x,l,y} = \dot{E}_{x,y,\text{komp}} + \dot{E}_{x,y,\text{buh}} + \dot{E}_{x,y,\text{TGV}} + \dot{E}_{x,y,\text{yoğ}} \quad (3.22)$$



4. DENEYSEL SONUÇLAR

4.1 Soğutma Deneyleri Sonuçları

Bu bölümde yaz mevsiminde soğutma amaçlı yapılan deneyler verilmiştir. Soğutma deneylerinde buharlaştırıcıya (iç ünite) ve yoğuşturucuya (dış ünite) giren hava akımı sıcaklıkları sırasıyla 27°C ve 35°C’de sabit tutulmuştur. Kompresör hızı sırasıyla 750 d/d - 2750 d/d olmak üzere 500 d/d aralıklar ile arttırılarak deneyler yapılmıştır. Deneylerde sistem kararlı hale getirildikten sonra ölçümler alınmıştır. Çevrimin performansının hesaplanmasında kullanılan ana veriler sıcaklık, basınç ve kütleli debidir.

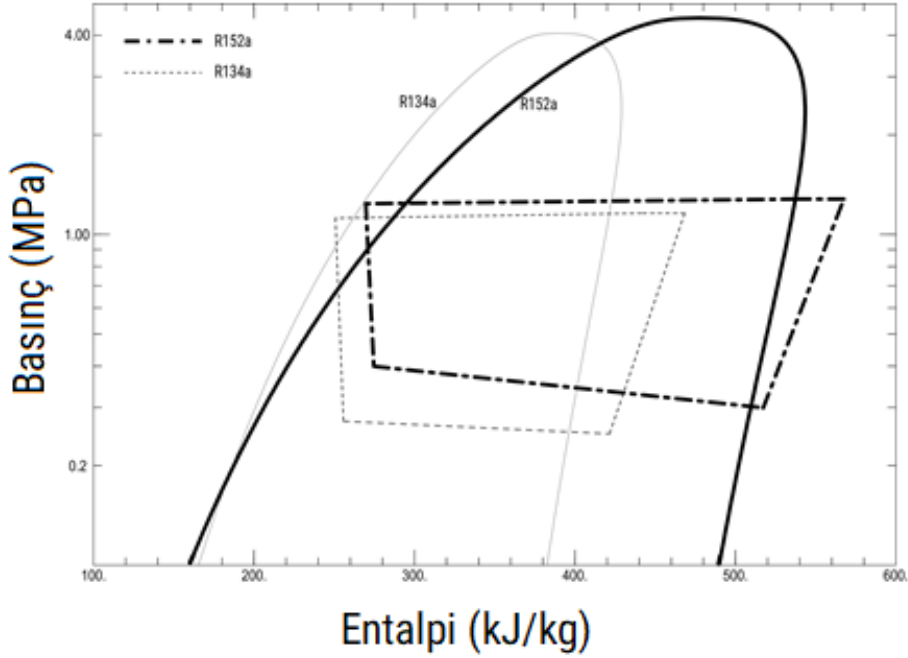
Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri ve entalpileri REFPROP 9.1 programından basınç ve sıcaklık verileri girilerek elde edilmiştir (Lemmon vd., 2013). Enerji ve ekserji analizi denklemleri kullanılarak, farklı soğutucu akışkanlara göre sistem performans parametreleri karşılaştırılmıştır.

Deneysel otomobil ısı pompası sisteminin soğutma modunda çalıştırılması durumunda R1234yf, R152a, R1234ze(E) soğutucu akışkanların R134a’nın yerine kullanılmasının sistem performansına etkileri ayrı ayrı olarak değerlendirilmiştir. Grafiklerin anlaşılır ve karşılaştırılabilir olması için R1234yf, R152a ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının iç ısı değiştiricisi olan performans parametrelerinin R134a ile karşılaştırıldığı grafikler birbirlerinden ayrı olarak verilmiştir.

4.1.1 R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının performans parametrelerinin karşılaştırılması

R134a ile R152a soğutucu akışkanları beraber değerlendirildiğinde R152a soğutucu akışkanının sıvı ve buhar yoğunluklarının R134a’dan sırasıyla ortalama %24 ve %42 oranında daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun yanında aynı basınçlardaki buharlaşma gizli ısıları değerlendirildiğinde R152a’nın buharlaşma gizli ısısının

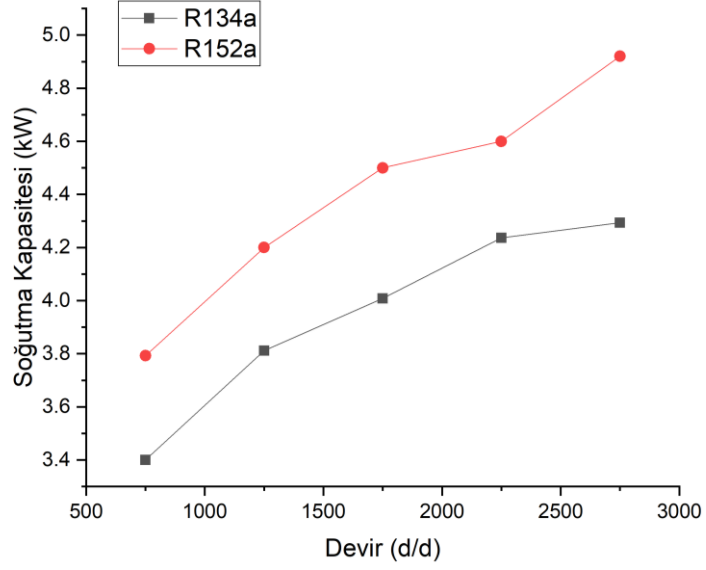
R134a'dan yoğuşma basınçlarında %42, buharlaşma basınçlarında %63 oranında yüksek olduğu görölmektedir. Çevrim içerisinde değerlendirildiğinde R152a soğutucu akışkanının buharlaşma gizli ısılarının daha fazla olduğu Şekil 4.1'de görölmektedir.



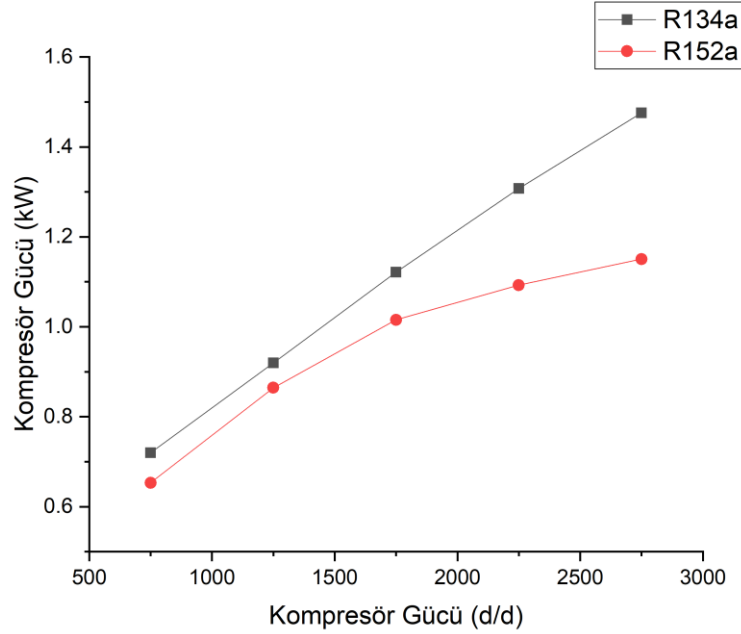
Şekil 4.1 : R134a ve Düşük GWP değerine sahip R152a soğutucu akışkanlarının çevrimlerinin P-h diagramı üzerinde gösterimi.

$$(T_{iç, ünit g} = 27^{\circ}C - T_{dış, ünit g} = 35^{\circ}C)$$

Şekil 4.2'de kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R152a ve R134a soğutucu akışkanlarının soğutma kapasiteleri karşılaştırılmaktadır. R134a ile karşılaştırıldığında R152a daha yüksek buharlaşma gizli ısı değerlerine sahiptir. Ayrıca, yoğunluk değerlerine bağlı olarak sistemde kütleli debi değerleri ise R134a'ya göre daha düşüktür. Bu iki durum birlikte değerlendirildiğinde Şekil 4.2'de göröldüğü gibi sistemde R152a kullanılması durumunda daha yüksek soğutma kapasitesi elde edilmektedir.



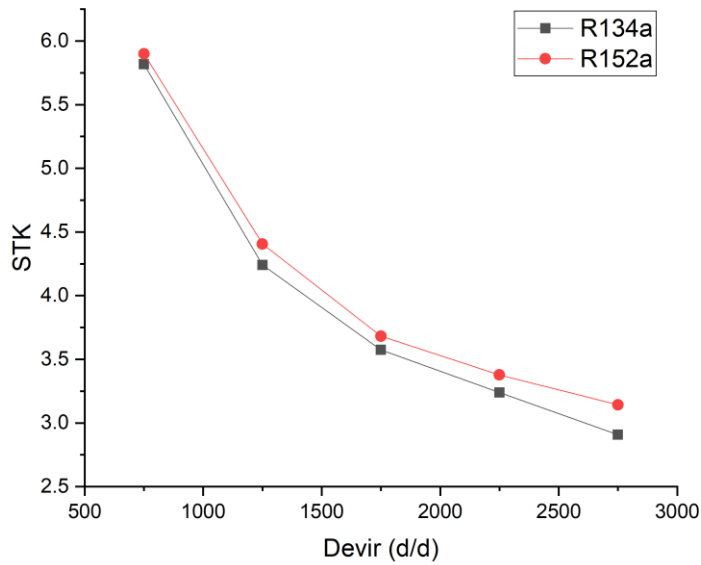
Şekil 4.2 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının soğutma kapasitesinin değişimi ($T_{iç, \text{ ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).



Şekil 4.3 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının kompresör güçlerinin değişimi. ($T_{iç, \text{ ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$)

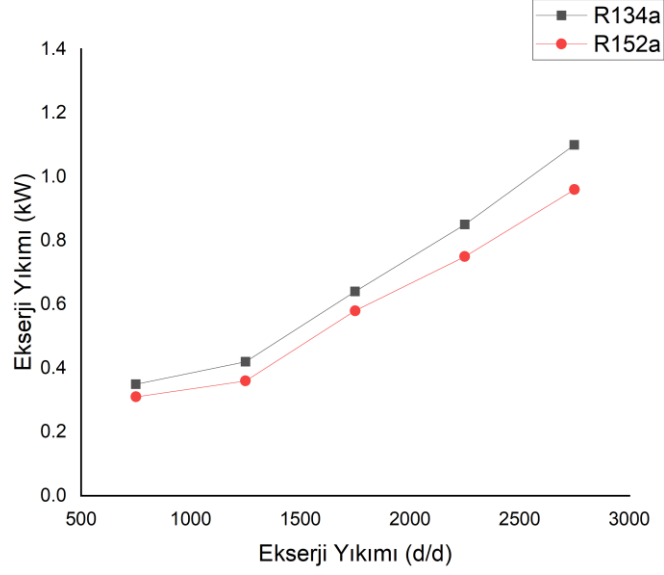
Şekil 4.3’de sistemde R152a ve R134a soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda kompresör güçlerinin kompresör hızlarına bağlı değişimleri gösterilmektedir. R152a’nın yoğunluğunun R134a’ya göre daha düşük olmasından dolayı aynı devir ve hava akımı sıcaklıklarında R152a’nın tükettiği net kompresör gücü R134a’dan %11 oranında daha düşüktür.

R152a soğutucu akışkanının R134a’dan daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olması ve kompresörde tükettiği enerjinin daha az olması soğutma tesir katsayısı (STK) değerine etki etmektedir. Şekil 4.4’de R152a ve R134a soğutucu akışkanlarının STK değerlerinin kompresör hızıyla değişimi gösterilmektedir. Sistemde R152a kullanıldığı durumda STK’nın R134a soğutucu akışkanına göre ortalama %11 oranında daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.4 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının soğutma tesir katsayısının değişimi

($T_{iç, \text{ ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).



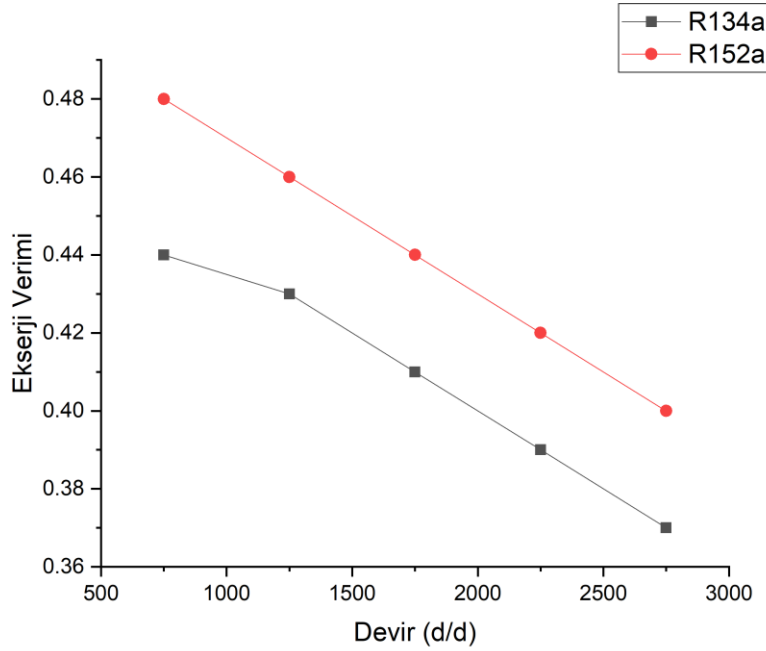
Şekil 4.5 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserji yıkımının değişimi

$$(T_{iç, ünit g} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, ünit g} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Şekil 4.5’de R152a ve R134a soğutucu akışkanlarının ekserji yıkımları görülmektedir. R152a soğutucu akışkanı artan soğutma kapasitesi ve yoğuşturucuda atılan ısının daha fazla olması ekserji yıkımını arttırmıştır. R152a’nın yoğunluğunun R134a’dan %40 oranında daha az olması ve R134a’nın daha yüksek sıcaklıklarda çalışmasından dolayı R134a’nın ekserji yıkımı R152a’dan daha büyüktür. R152a ve R134a soğutucu akışkanları kullanıldığında en yüksek ekserji yıkımı kompresörde gerçekleşir. Kompresörden sonra en yüksek ekserji yıkımının sırasıyla buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve TGV’de meydana geldiği görülmektedir. R134a soğutucu akışkanı R152 ile karşılaştırıldığında kompresörde %14, buharlaştırıcıda %44, yoğuşturucuda %63 ve TGV’de %28 oranında daha fazla ekserji yıkımı gerçekleştirmiştir. Kompresör hızına bağlı ekserji yıkımı grafikleri incelendiğinde R152a’nın ekserji yıkımı R134a’ya göre ortalama %41 oranında daha fazladır.

Kompresör hızındaki artış, kütle debi miktarını artırır ve bu da sistem bileşenlerinde ekserji yıkımının artışına neden olmuştur. Ek olarak, yoğuşturucu basıncı ve yoğuşma sıcaklığı, artan kompresör hızları ile artarken, buharlaştırıcı basıncı ve sıcaklığı azalmıştır. Bu azalma, soğutucu akışkan ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan geçen

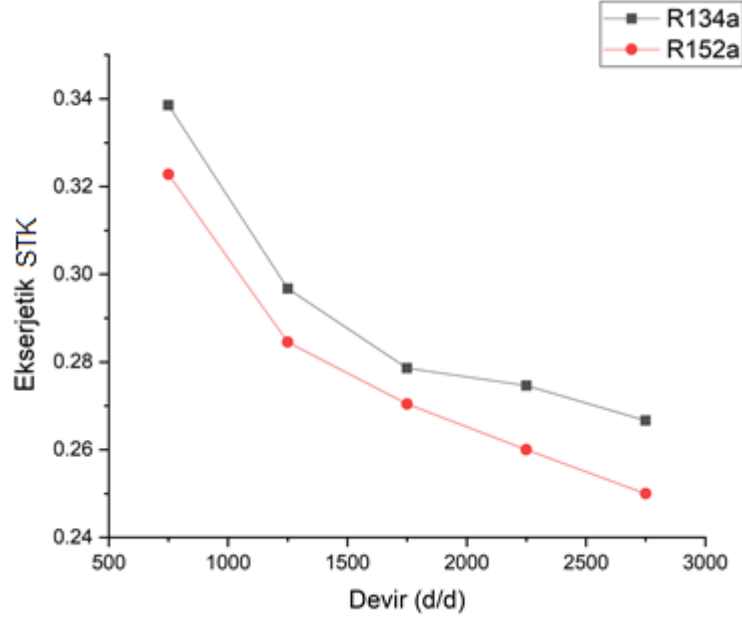
hava arasındaki sıcaklık farkında bir artışa neden olmuş, iki bileşen için ekserji yıkımı artmıştır. Sonuç olarak, tüm soğutucu akışkanlar için artan kompresör hızları ile sistemdeki toplam ekserji yıkımı artmıştır.



Şekil 4.6 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserji veriminin değişimi

$$(T_{\text{iç, ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{\text{dış, ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Şekil 4.6 incelendiğinde R152a ve R134a soğutucu akışkanları için tüm kompresör hızlarında, en yüksek ekserji verimi değerine sistemde soğutucu akışkan olarak R152a kullanıldığı durumda ulaşılmıştır. Birim ekserji yıkımı başına yapılan soğutma işinin fazla olması R152a'nın ekserji veriminin R134a'dan ortalama %7.8 oranında daha fazla olmasını sağlamıştır.



Şekil 4.7 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserjetik soğutma tesir katsayısının değişimi ($T_{iç, ünit g} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, ünit g} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).

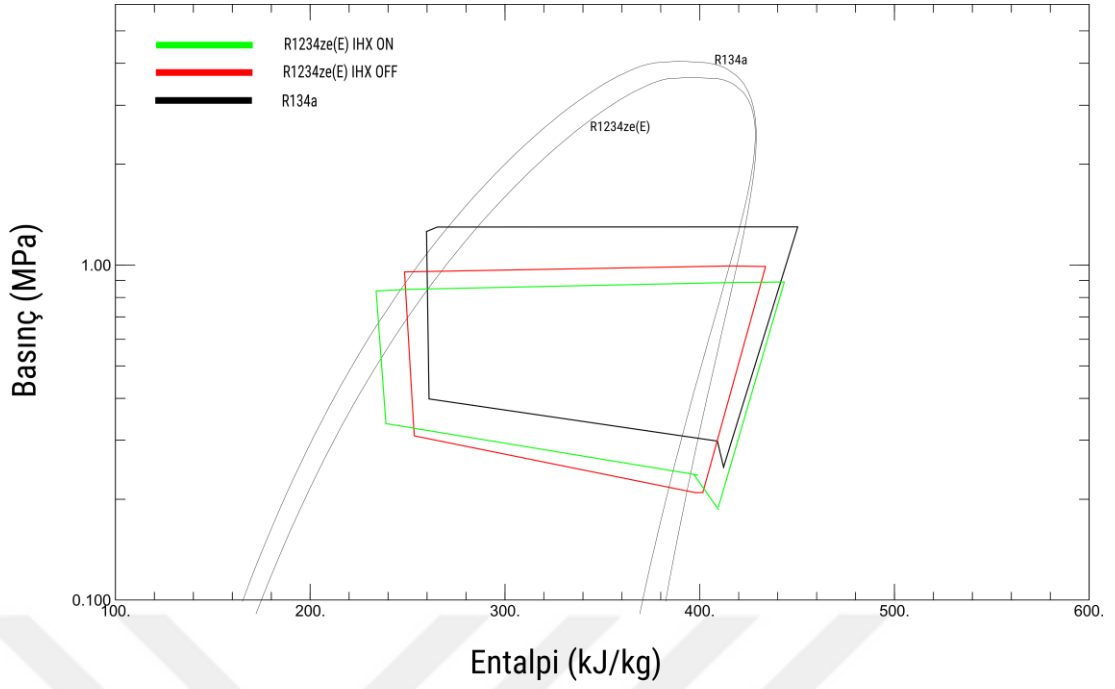
Kompresör hızı arttıkça, kompresöre göre çevre sıcaklıklarının daha düşük olması ve yoğuşturucuda, soğutucu akışkan ile geçen hava akışı arasındaki ısı transfer hızının artmasına bağlı ekserjetik STK değeri azalmaktadır. Isı transferi gerçekleştiren ayırık sistemlerin ekserji yıkımları soğutma kapasitelerinin artışıyla gerçekleştirilecek yeterli sıcaklık düşüşünün yoğuşturucu üzerinde gerçekleşen ısı transferini sağlayacak kompresör gücüne ve bu akışkanın fiziksel ekserjisine bağlıdır (Yüncü, 2010). Bu ekserji yıkımları incelendiğinde ve ekserjetik soğutma tesir katsayıları hesaplandığında R152a'nın ekserjetik STK'sının R134a'dan daha düşük olduğu Şekil 4.7'de görülmektedir.

4.1.2 Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234ze(E)'nin kullanılması durumunda sisteme eklenen iç ısı değiştiricinin sistem performansı üzerine etkisinin değerlendirilmesi

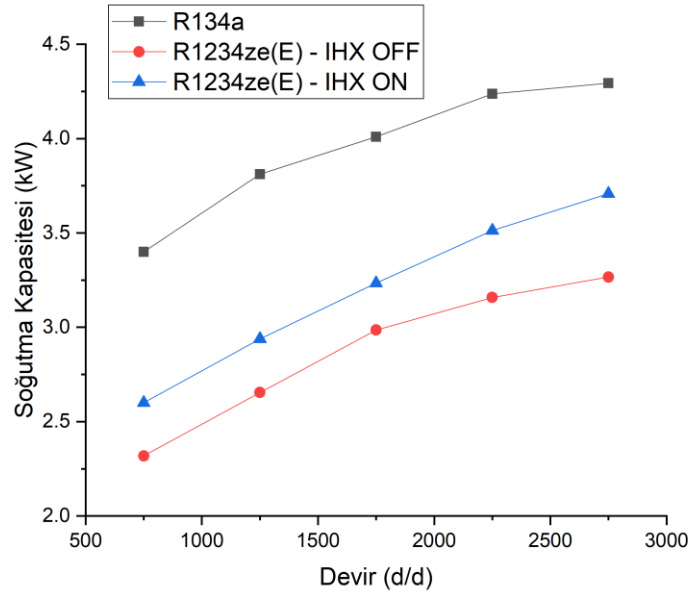
Bu bölümde, deneysel ısı pompası sisteminin yaz mevsiminde soğutma durumu çalıştırılmasında düşük GWP değerine sahip R1234ze(E) soğutucu akışkanı ile yapılan testlerin sonuçları R134a'dan elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmalı olarak

verilmektedir. Çalışmalardan elde edilen verilerle kompresör hızına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değişimi Şekil 4.9'da görülmektedir. R1234ze(E)'nin, R134a'ya göre bağıl olarak daha düşük kompresör güç değerlerine sahip olduğu anlaşılmaktadır. R1234ze(E), R134a ile karşılaştırıldığında soğutucu akışkanın kütleli debisinin ortalama %21 daha düşük olmasından dolayı kompresörde soğutucu akışkana verilen güç daha düşüktür. Sistemde soğutucu akışkan miktarının artırılmasıyla iç ısı değiştiricinin etkisinin azaldığı söylenebilir. Bununla birlikte, kompresör hızının yükselmesiyle kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değerindeki yüzdelik değişimlerin arttığı görülmektedir. R1234ze(E)'nin kullanıldığı ve iç ısı değiştiricinin aktif olduğu durumda, kütleli debinin düşmesi ile kompresörde harcanan güç değeri düşmektedir. İç ısı değiştirici aktif hale getirildiğinde kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün ortalama %5-6 oranında azaldığı görülmektedir. Plakalı kaynaklı ısı değiştirici sistem üzerinde ağırlık etkisi 1400 g'dır. Ancak düşük kütleli etkisine karşı sistemin performansı üzerine olumlu katkı sağladığı düşünülmektedir.

Kompresör hızının fonksiyonu olarak soğutma kapasitesinin değişimi Şekil 4.10'da verilmiştir. R134a ile karşılaştırıldığında R1234ze(E)'nin buhar yoğunluğunun % 19, gizli ısı değerinin % 7 daha düşük olması, soğutma kapasitesinin daha düşük olmasına sebep olur. Şekil 4.9 incelendiğinde R1234ze(E)'nin ortalama %27 daha düşük soğutma kapasitesi değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, sistemde artan kompresör hızıyla, R1234ze(E)'nin kütleli debisindeki artış oranının R134a ile karşılaştırıldığında daha yüksek olmasından dolayı soğutma kapasitesindeki bağıl farkın azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.8 : R134a ve düşük GWP değerine sahip R1234ze(E) soğutucu akışkanının iç ısı değişiricinin açık ve kapalı olması durumunda çevrimlerinin P-h diagramı üzerinde gösterimi ($T_{iç, \text{ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, \text{ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).



Şekil 4.9 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının soğutma kapasitelerinin iç ısı değişiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması ($T_{iç, \text{ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, \text{ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).

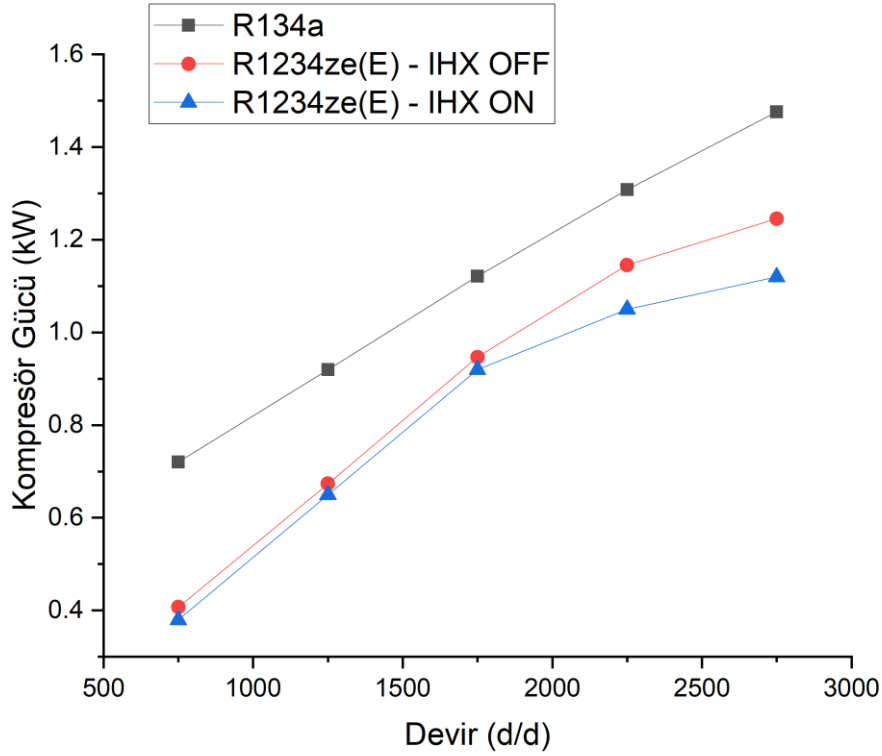
Yüksek devirlerde soğutma kapasitesindeki bağıl farkın %22'ye kadar düştüğü görülmektedir. Ayrıca, iç ısı değiştirici ile birlikte sistemde R1234ze(E) kullanılmadığı durumda elde edilen soğutma kapasitesi % 2-3 oranında artmıştır. Bunun nedeni iç ısı değiştiricisinin kullanılmasıyla soğutucu akışkanın iç ünite (buharlaştırıcı) girişindeki kuruluk derecesinin düşmesi ve gizli ısı kapasitesinin artmasıdır. Çizelge 4.1'de ısı değiştiricisinin devreye girmesiyle sistem aşırı soğuma değerindeki artış görülmektedir. Aşırı soğutma değerine bağlı olarak iç üniteye gizli ısı kapasitesi artmaktadır.

Çizelge 4.1 : Sistemde soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234ze(E) ve R1234ze(E)+IHX kullanılması durumunda ve aşırı ısıtma ve soğutma sıcaklıklarının kompresör hızlarına göre değişimi
($T_{iç, ünit g} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, ünit g} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).

Aşırı Kızdırma ($^\circ\text{C}$)			
Kompresör Hızı (d/d)	R134a	R1234ze(E)	R1234ze(E)+ IHX
750	5,2	6,14	10,26
1250	7,5	10,66	15,65
1750	10,2	13,92	20,01
2250	12,7	20,75	24,82
2750	15,6	22,86	29,38
Aşırı Soğutma ($^\circ\text{C}$)			
750	5,77	8,51	12,01
1250	7,08	12,46	16,70
1750	8,81	14,45	20,44
2250	10,93	16,09	24,59
2750	9,54	20,73	28,16

Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak kompresör güçlerinin değişimi Şekil 4.10'da gösterilmektedir. R1234ze(E)'nin buhar yoğunluğu R134a'dan daha düşüktür (Çizelge 1.1). Bu nedenle R134a'nın kütleli debisi R1234ze(E)'den %17 daha yüksektir. Bundan dolayı R134a, R1234ze(E)'den daha yüksek kompresör gücü harcamaktadır. IHX'in sistemde devreye alınması ile R1234ze(E) gazının aşırı kızdırma sıcaklıkları

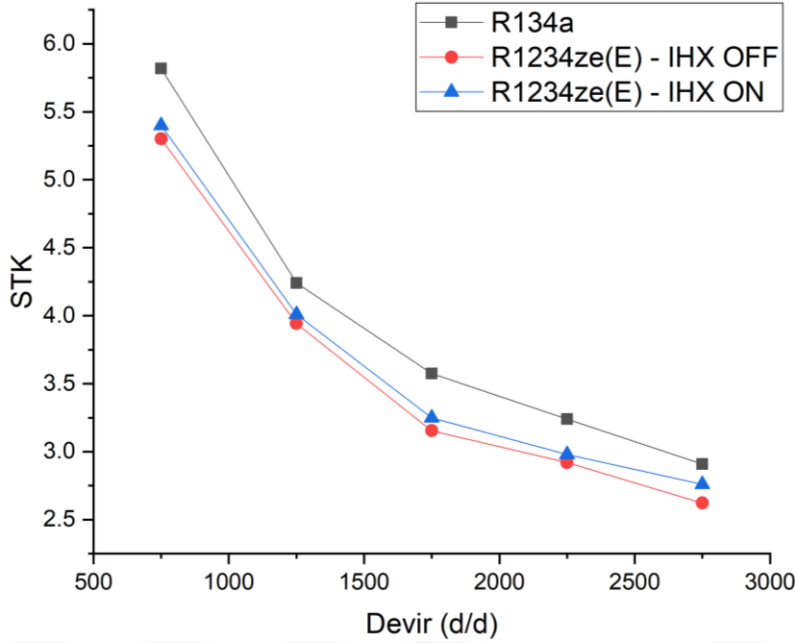
artmıştır (Çizelge 4.1). Emme hattı basıncının düşmesi ve aşırı kızdırmada gerçekleşen artış R1234ze(E) için gereken sıkıştırma oranının artışına neden olmuştur. Sıkıştırma oranlarının artması ile R1234ze(E)'nin iç ısı değiştiricisinin aktif olduğu durumda tükettiği kompresör gücü, pasif olduğunda tükettiği kompresör gücünden daha fazladır.



Şekil 4.10 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının kompresör güçlerinin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması
($T_{iç, ünit g} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, ünit g} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).

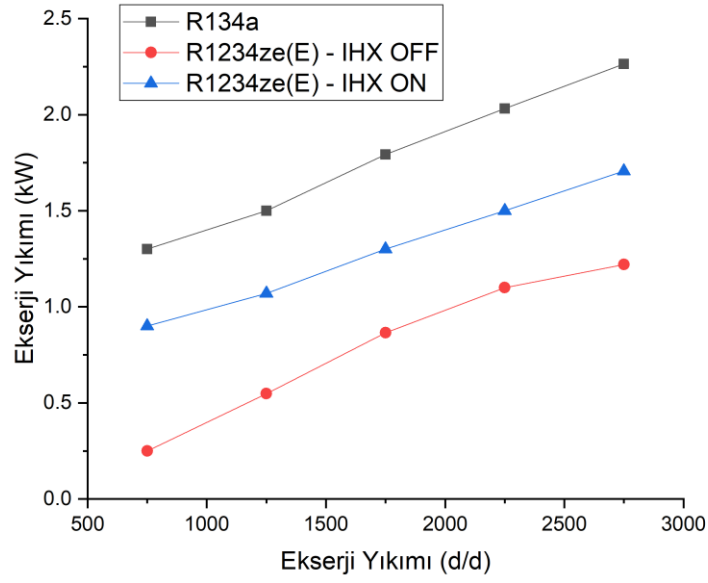
Kompresör hızına bağlı olarak STK değerinin değişimi Şekil 4.11’de verilmiştir. Tüm devirlerde sistemde soğutucu akışkan olarak R1234ze(E) kullanılması durumunda elde edilen STK değerinin R134a’ya göre daha düşük olduğu görülmektedir. Kompresör hızının artmasıyla R1234ze(E)’den elde edilen STK değerlerinin R134a’ya yaklaştığı incelenebilir. İç ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle R1234ze(E)’nin STK değerlerinde artış gözlenmiştir. Bununla birlikte kompresör hızının artmasıyla R1234ze(E)’nin STK değerlerinde bağıl değişimin azaldığı görülmektedir. Sistemde

ısı değiştirici kullanıldığında örneğin 750 d/d'da, R1234ze(E)'den elde edilen STK değerinin R134a'ya göre bağlı olarak farkının % 4'e kadar yaklaştığı incelenebilir. Soğutma sisteminin toplam ağırlılığında (13kg) geręekleřtirilmiř %10'luk bir değişmenin sistem performansında %4-5 oranında iyileşme geręekleřtirildięi gözlenmiştir.



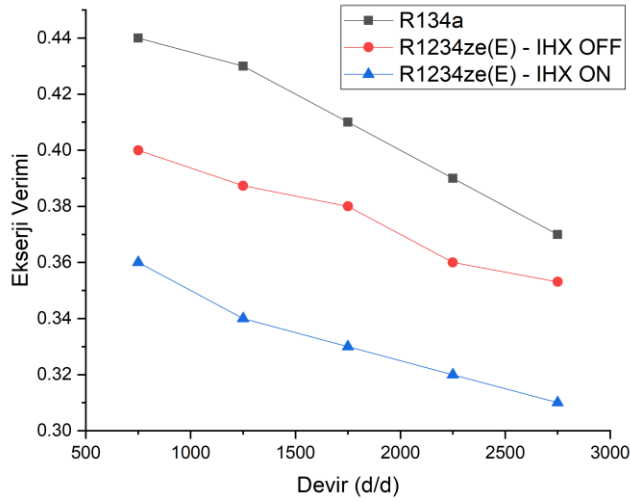
şekil 4.11 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının soğutma tesir katsayılarının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması ($T_{i, \text{ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{dış, \text{ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$)

R134a ile karşılaştırıldığında sistemde soğutucu akışkan olarak R1234ze(E)'nin kullanılması durumunda yok edilen ekserjinin daha düşük olduğu şekil 4.12'de görölmektedir. Kompresör hızının artmasıyla soğutucu akışkanlar arası bağlı farkın azaldığı, ekserji yıkımının arttığı gözlenmiştir. Ayrıca i ısı değiştiricinin aktif hale getirilmesiyle yokedilen ekserji miktarı artmıştır. Bunun nedeni artan kompresör devirlerinde R1234ze(E)'nin i ısı değiştirici ile kullanılmasıyla kompresörde yok olan ekserji değerlerinin yükselmesi ve i ısı değiştiricide yok edilen ekserji olduğu düşünölmektedir.



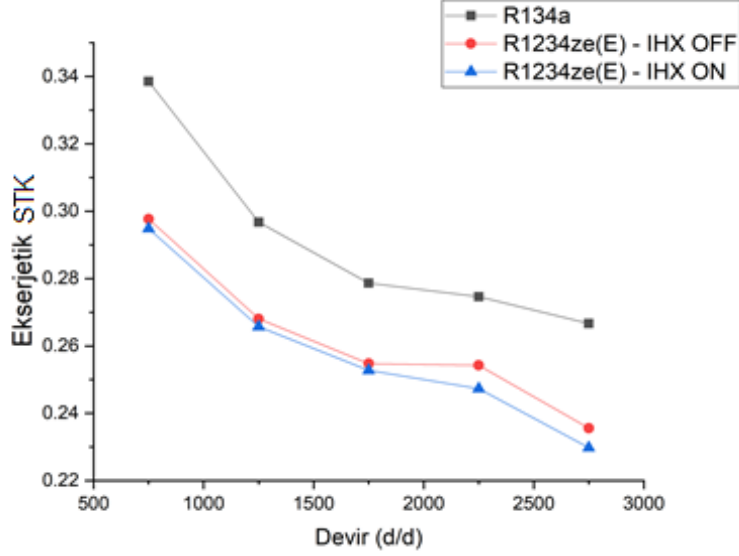
Şekil 4.12 : Kompresör hızlarının bir Fonksiyonu Olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının ekserji yıkımının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması.

($T_{iç, ünit g} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{dış, ünit g} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).



Şekil 4.13 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının ekserji veriminin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması.

($T_{iç, ünit g} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{dış, ünit g} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).



Şekil 4.14 : Kompresör hızlarının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234ze(E) akışkanının ekserjetik STK'sının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması.

$$(T_{\text{iç, ünit g}} = 27 \text{ °C} - T_{\text{dış, ünit g}} = 35 \text{ °C}).$$

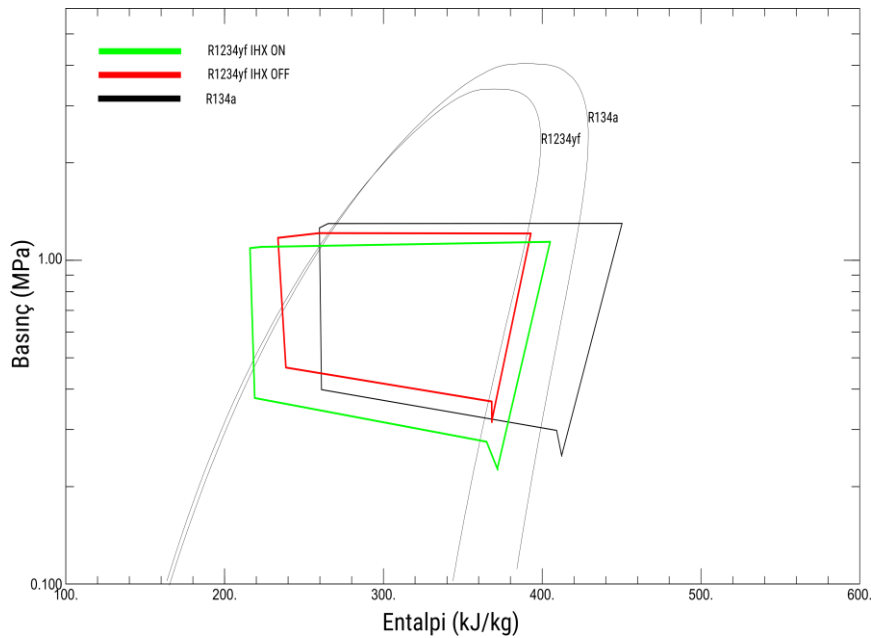
Şekil 4.13 ve 4.14 sistemde R1234ze(E) soğutucu akışkanının kullanılması durumunda ekserji verimi ve ekserjetik STK'nın kompresör hızlarının artışı ile değişimini göstermektedir. R134a soğutucu akışkanı, R1234ze(E) soğutucu akışkanına göre her devirde daha yüksek ekserji performansına sahiptir. Detaylı olarak incelenirse R134a soğutucu akışkanının ekserji veriminin iç ısı değiştiricinin kapalı olması durumunda R1234ze(E) soğutucu akışkanından ortalama %18 oranında daha yüksek olduğu, ekserjetik STK'nın ise ortalama %11 oranında daha yüksek olduğu görülmektedir.

Isı değiştiricisinin aktif hale getirilmesi ile sistemin ekserji yıkımına iç ısı değiştiricide gerçekleşen ekserji yıkımı da eklenmiştir. R1234ze(E) soğutucu akışkanının artan soğutma kapasitesi ile ısı değiştiricinin aktif durumunda yok ettiği ekserji miktarı karşılaştırıldığında ekserji verimi artmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R1234ze(E) akışkanı kullanılması durumunda ekserji verimi iç ısı değiştiricinin açık ve kapalı olmasına göre ortalama %13 oranında artmıştır. İç ısı değiştiricisinin sistemde kullanımı ile gerçekleşen basınç düşümleri sistemde yok edilen ekserji miktarını arttırmıştır. Bunun yanında soğutma kapasitelerindeki artış ise sistemin daha düşük sıcaklıklarda çalışmasına sebep olmaktadır. Bu sebepler doğrultusunda sistemin

ekserjetik STK'sı ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle çok az miktarda değişmektedir.

4.1.3 Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf'nin kullanılması durumunda sisteme eklenen iç ısı değiştiricinin sistem performansı üzerine etkisinin değerlendirilmesi

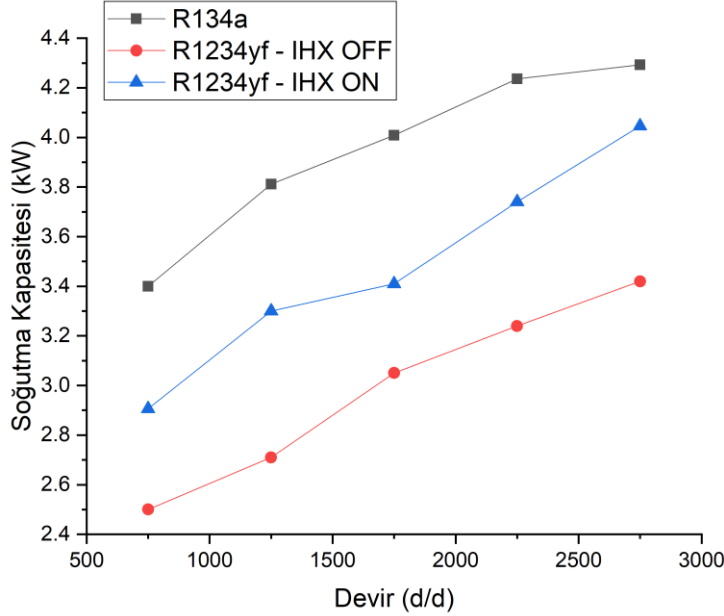
Bu bölümde deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf'nin kullanılması durumunda sisteme eklenen iç ısı değiştiricinin sistem performansı üzerine etkisi değerlendirilmektedir. R1234yf'nin buhar yoğunluğu R134a'dan %18 daha yüksektir. Yüksek yoğunluk nedeniyle R1234yf kullanılması durumunda birim zamanda kompresörden sisteme sevk edilen soğutucu akışkan miktarı artmaktadır (Çizelge 1.1). Dolayısıyla, R1234yf'nin kütleli debisi R134a'ya göre % 8-10 daha yüksektir. Ancak, R134a'nın buharlaştırıcı içerisinde buharlaşırken elde edilen özgül entalpi farkının, yaklaşık %18 daha yüksek olduğu görülmektedir. Buharlaşma gizli ısı ve kütleli debinin etkisi ile birlikte değerlendirildiğinde R1234yf'den elde edilen soğutma kapasitelerinin R134a'ya kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.15 : R134a ve düşük GWP değerine sahip R1234yf soğutucu akışkanlarının çevrimlerinin P-h diagramı üzerinde gösterimi.

$$(T_{i, \text{ ünit g}} = 27 \text{ }^\circ\text{C} - T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}).$$

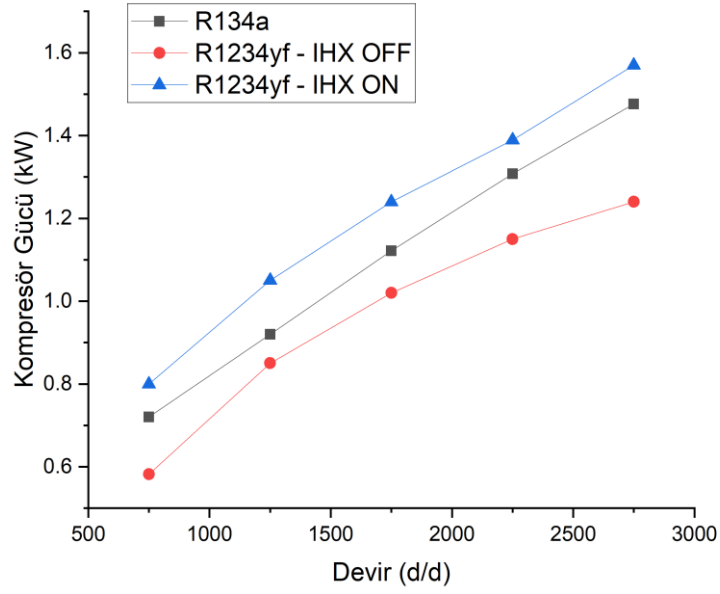
İç ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle soğutma kapasitesi % 5-6 oranında artmıştır (şekil 4.16). Bunun nedeni iç ısı değiştiricisinin kullanılmasıyla aşırı soğutmanın artışı ile soğutucu akışkanın buharlaştırıcı girişindeki kuruluk derecesinin dūřmesi ve buharlaşma gizli ısı kapasitesinin artması olarak değerlendirilmektedir.



şekil 4.16 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının soğutma kapasitesinin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması.

$$(T_{\text{iç, ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{\text{dış, ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

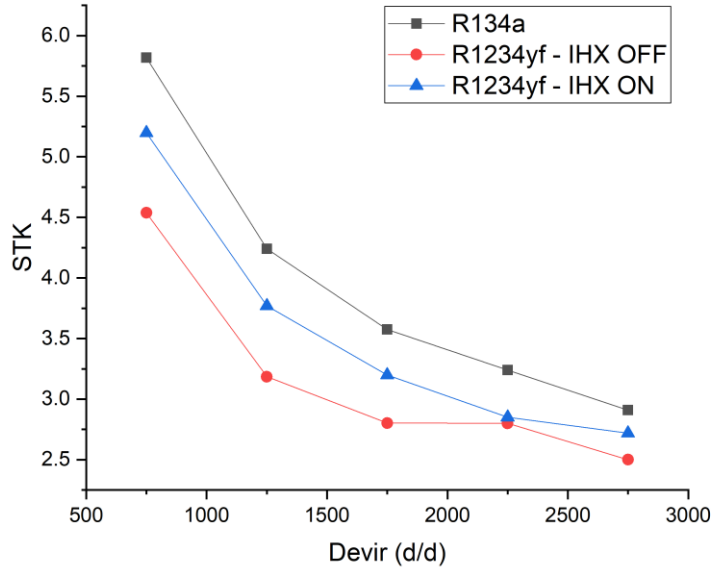
şekil 4.17’de R134a ve R1234yf akışkanlarının kompresör hızının artışı ve ısı değiştiricisinin pozisyonuna göre tükettikleri kompresör gücünün değişimi gösterilmektedir. R1234yf akışkanının tükettiği kompresör gücü R134a ile karşılaştırıldığında tüm kompresör devirlerinde R1234yf’nin ortalama %12,6 oranında daha az kompresör gücü tükettiği görölmektedir. Isı değiştiricinin aktif hale getirilmesiyle sistemdeki basınç dūřüşünün artması ve basınç oranlarının değişmesi sonucunda R1234yf soğutucu akışkanının tükettiği kompresör gücü artmıştır. R134a ile karşılaştırıldığında R234yf’nin ısı değiştiricisinin aktif olduğu durumundaki kompresör gücü %9,11 oranında daha fazladır. Sođutucu akışkanın kompresör girişindeki sıcaklıklarının artması ve artan aşırı kızdırmanın etkisi, dūřük basınçlardan yüksek basınçlara sıkıştırmak için gerekli kompresör gücünü arttırmıştır.



Şekil 4.17 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının kompresör gücünün iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması.

($T_{\text{iç, ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{\text{dış, ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).

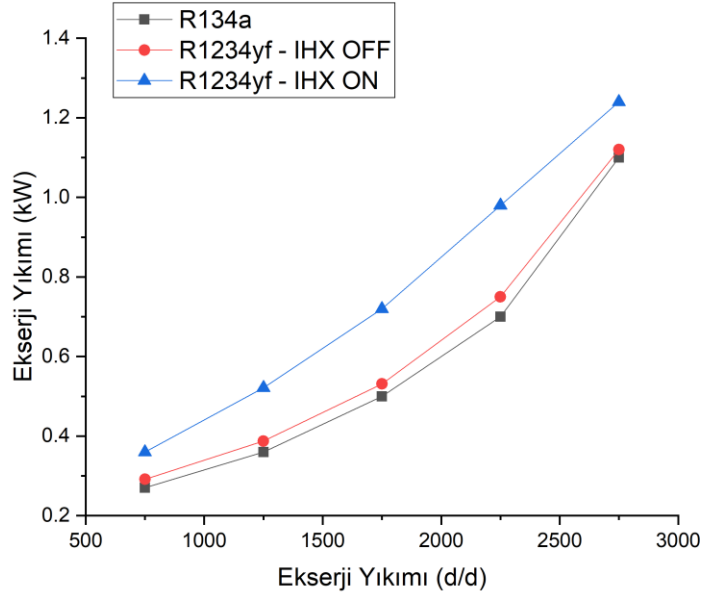
Şekil 4.18’de soğutma tesir katsayısının kompresör hızının artışı ile değişimi görülmektedir. R134a ve R1234yf soğurucu akışkanlarının kompresör hızının artmasıyla soğutma tesir katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanılması ve iç ısı değiştiricinin aktif edilmesi durumunda elde edilen STK değerinin R134a’ya göre bağıl olarak farkı % 4’e kadar azalmıştır. İç ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle sistemde soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanılması durumunda soğutma kapasitesi ortalama % 5-6 oranında arttığı belirlenmiştir. İç ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle R1234yf’nin STK değerlerinde artış gözlenmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda GWP değeri Avrupa Birliği direktiflerine uygun R1234yf’nin iç ısı değiştirici ile birlikte kullanıldığında performansı belirgin bir şekilde yükselmiştir.



Şekil 4.18 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının soğutma tesir katsayısının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması durumuna göre karşılaştırılması.

$$(T_{iç, \text{ ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

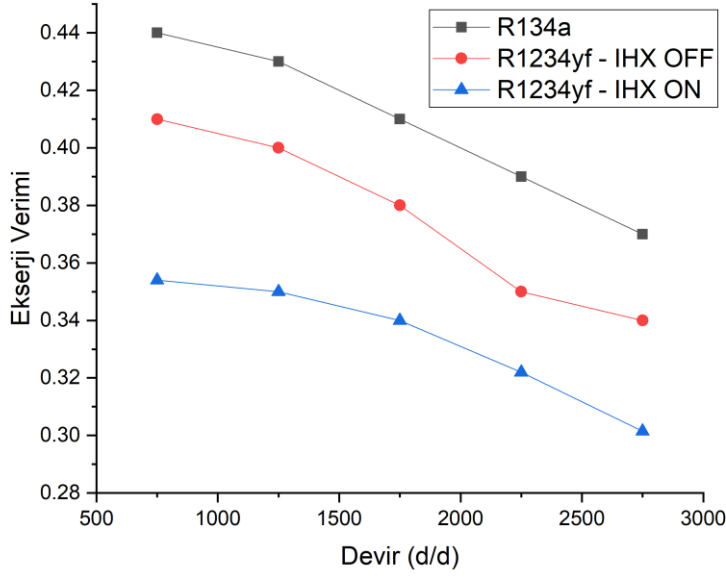
Şekil 4.19’da sistemde soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanılması durumunda yok edilen ekserji yıkımı değerlerinin değişimi görülmektedir. R134a ile karşılaştırıldığında R1234yf’nin kompresörden çıkış sıcaklıkları daha yüksek olmasından dolayı sistemde yok edilen ekserji daha fazla olmuştur. Bunun yanında R1234yf soğutucu akışkanının ısı değiştiricisinin aktif olması durumunda kullanımında iç ısı değiştirici içerisinde ekserji yıkımının oluşması, yoğuşurucu ve buharlaştırıcı basınçlarının düşmesi sonucu toplam yok edilen ekserji değeri artmıştır. R1234yf soğutucu akışkanının ısı değiştiricinin kapalı olduğu pozisyonda ekserji yıkımının R134a’dan ortalama %5.1 oranında fazla olduğu görülmektedir. İç ısı değiştiricinin sistemde aktif hale getirilmesi ile yok edilen ekserji miktarı %30,6 artmıştır. Bunun yanında kompresör emme hattında gerçekleşen basınç düşümleri tersinmezliklerin artmasına ve ekserji yıkımının artmasına sebep olmuştur.



Şekil 4.19 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının ekserji yıkımının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.

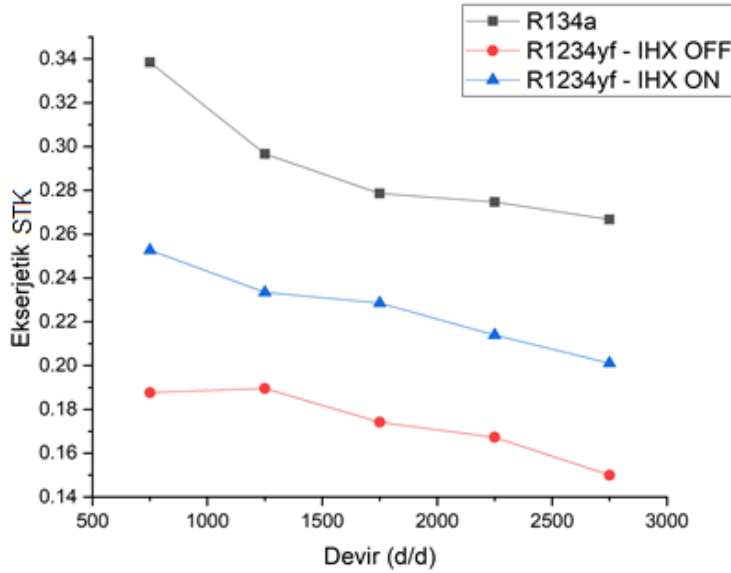
$$(T_{\text{iç, ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C} - T_{\text{dış, ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Şekil 4.20’de kompresör hızının artışıyla R134a soğutucu akışkanı ve R1234yf soğutucu akışkanının iç ısı değiştiricisinin her durumu için ekserji veriminin değişimi görülmektedir. Kompresör hızının artmasıyla birlikte artan ekserji yıkımı oranının soğutma kapasitesi oranından düşük olması ve artan kompresör basıncının armasıyla gerçekleşen sıcaklık artışı ve dolaylı olarak yoğuşma sıcaklıklarının artışından dolayı ekserji verimi düşmüştür. Bununla birlikte en yüksek soğutma kapasitesine sahip R134a soğutucu akışkanı en yüksek ekserji verimine sahiptir. R1234yf soğutucu akışkanın ısı değiştiricinin aktif olduğu durumda ekserji veriminin %11 oranında düştüğü görülmektedir.



Şekil 4.20 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının ekserji veriminin iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması.

($T_{iç, \text{ ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).



Şekil 4.21 : Kompresör hızının bir fonksiyonu olarak R134a akışkanı ile R1234yf akışkanının ekserjetik soğutma tesir katsayısının iç ısı değiştiricisinin açık ve kapalı olması duruma göre karşılaştırılması

($T_{iç, \text{ ünit g}} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$ – $T_{dış, \text{ ünit g}} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$).

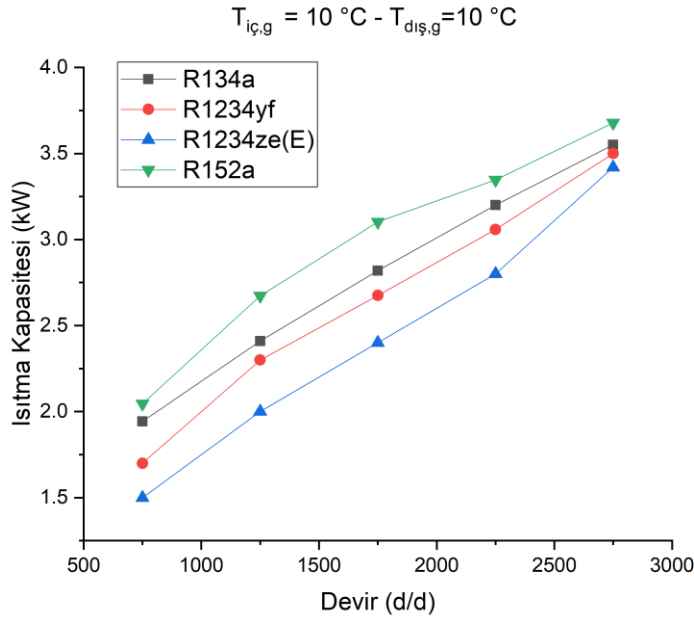
Şekil 4.21 incelendiğinde R134a'nın ekserjetik STK'sının R1234yf gazından %40 oranında daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun yanında R1234yf gazının ısı değiştiricisi ile beraber kullanımı ile R1234yf'nin ekserjetik STK'sında bir artış gözlenmektedir. Isı değiştiricisinin aktif hale getirilmesi ile R1234yf'nin ekserjetik STK'sı %49 oranında, artmıştır.

4.2 Isıtma Deney Sonuçları

Deneysel ısı pompası sisteminin kış mevsiminde ısıtma amaçlı kullanılması için dört yollu valf aktif hale getirilmiş, kompresörde yüksek basınçta kızgın buhar haline getirilen soğutucu akışkan, yoğuşturucu görevi görecek olan iç üniteye yönlendirilmiştir. İç ünite kış mevsiminde sistemin ısıtma durumunda çalıştırılması esnasında yoğuşturucu görevi yaparak şartlandırılan hava akımına ısı transfer ederek soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlamıştır. Isıtma deneylerine başlamadan önce sistemdeki tüm vanalar açılarak sistem vakuma alınmış, dijital manometrede vakumda artış olmadığı belirlendiğinde vakum işlemi tamamlanmıştır. Isıtma deneyleri 500 d/d – 2750 d/d arası 500 d/d artışlarla gerçekteşirilen kompresör hızlarında gerçekteşirilmiştir. Deneysel ısı pompası sisteminde ilk önce sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumu için testler yapılmıştır. R134a'lı testler tamamlandıktan sonra sırasıyla, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a soğutucu akışkanları için aynı şartlarda testler tamamlanmıştır. Soğutucu akışkanlar sırasıyla sisteme yüklenmiş, iç ve dış üniteye giren farklı hava akımı sıcaklıklarında testler yapılmıştır.

Soğutucu akışkanın termofiziksel özellikleri ve entalpileri REFPROP 9.1 (Lemmon vd, 2013). programı kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen verilerden performans parametreleri elde edilmiştir. Performans parametrelerinin hesaplanmasında sistemin her parçasının giriş çıkış sıcaklıkları ve basınçları ele alınmış ve entalpileri elde edilmiştir. Isıtma performansının göstergesi olarak Isıtma kapasitesi, STK, kompresör gücünün yanı sıra ekserji yıkımları ve birim soğutma kapasitesi başına ekserji yıkımları, basınç oranları ve akışkan yoğunluklarının göstergesi olarak akışkanlarının debilerinin grafikleri de değerlendirilmiştir. Farklı iç ünite yoğuşma sıcaklıklarında sistem yorumlanmış ve iç ünite sıcaklıklarının 10 °C ve 15 °C olduğu durumlar için farklı farklı değerlendirme yapılmıştır. Bu hesaplamalar sırasında sağlıklı bir değerlendirme yapılabilmesi için dış ünite sıcaklığı 10 °C 'de tutulmuştur.

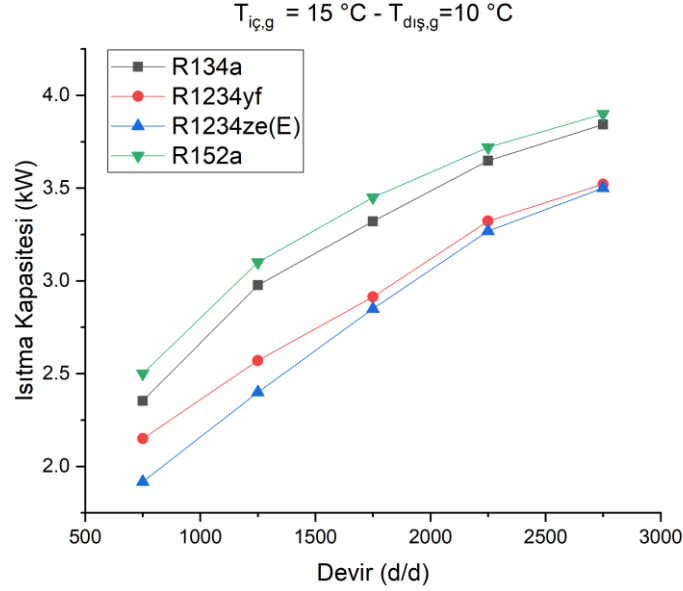
Şekil 4.22 İncelendiğinde tüm devirlerde R152a'nın ısıtma kapasitesinin diğer akışkanlara göre daha yüksek olduğu görülmektedir. R152a'yı sırasıyla R134a, R1234yf ve R1234ze(E) takip etmektedir. Kompresörde hızının artmasıyla ısıtma kapasiteleri arasında görülen fark giderek azalmaktadır. Kompresör hızının ve yüksek basınçta kompresör çıkış sıcaklıklarının fazla olması bu duruma etki etmiştir. Bunun yanında R152a'nın diğer akışkanlara göre daha düşük şarj miktarına ve görece olarak daha düşük kütleli debiye sahip olmasına rağmen, buharlaşma gizli ısılarının R134a'dan yüksek olması, yüksek ısıtma kapasitesi sağlamaktadır. R134a ile karşılaştırıldığında aynı hava akım sıcaklıklarına sahip deneylerde ısıtma kapasiteleri ortalama olarak R152a için %7 oranında fazla iken R1234yf ve R1234ze(E) için sırasıyla %6 ve %14 oranında daha azdır.



Şekil 4.22 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ısıtma kapasitesinin değişimi.

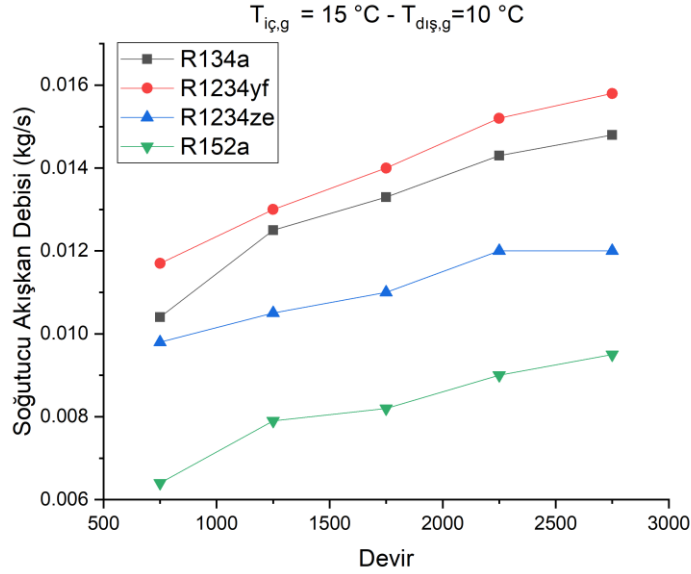
İç ünite sıcaklıklarının artmasıyla, yoğuşturucuda yoğuşan akışkanın basıncıda artmıştır. İç ünite hava akımı sıcaklığının değişmesiyle R134a, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın basınç oranları sırasıyla %21, %6, %26 ve %4 artmıştır. Bu artışlara bağlı olarak ısıtma kapasitelerinin değişiminin grafiği ise Şekil 4.23'de görülmektedir. Yoğuşma basınçlarının artmasıyla akışkanların daha yüksek basınçlarda, yoğuşturucunun daha fazla miktarda ısı transferi yaptığı görülmektedir.

Isıtma kapasitesinde en yüksek artış R134a akışkanında sonrasında R1234ze(E), R152a ve en düşük artış miktarı R1234yf akışkanında sırasıyla %16, %15, %12 ve %9 olarak görülmektedir. Bunun yanında kompresör hızının artmasıyla kapasitenin arttığı buna da artan basınç ve debi ile daha yüksek miktarda ısı transferinin yoğunlaştırucuda gerçekleşmesi neden olmaktadır.



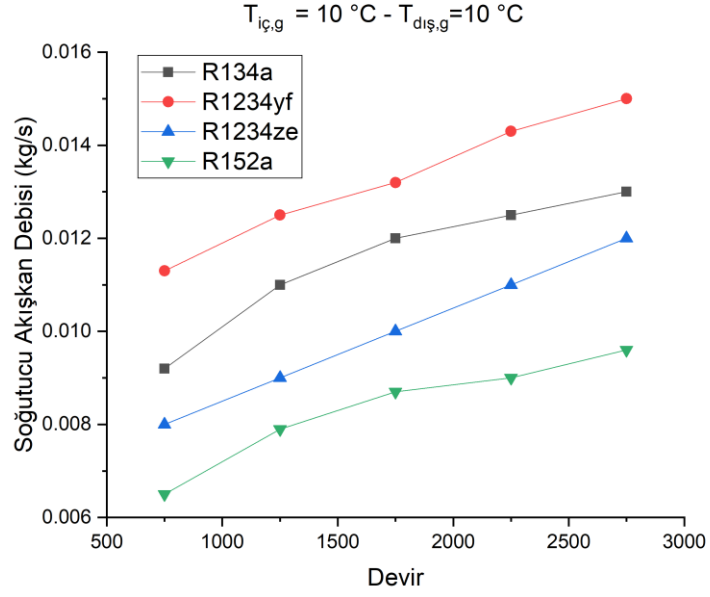
Şekil 4.23 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ısıtma kapasitesinin değişimi.

Isı pompası iç ünite sıcaklıklarının 10 °C ve 15 °C 'de olduğu durumda akışkanların debilerini gösteren grafikler Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'de verilmektedir. Kompresör hızının artmasıyla akışkanların debileri artmaktadır, ayrıca iç ünite sıcaklıklarının değişmesiyle de akışkan debilerinde R134a, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a için sırasıyla %13, %5,3, %11 ve %2 miktarında bir artış gerçekleşmiştir. İç ünite hava akımı sıcaklığının artmasıyla akışkanların yoğunlaşma basınçları ve sıcaklıklarına bağlı olarak yoğunlukları da artış göstermiştir. Bu artış akışkan debisine yansımaktadır. Aynı zamanda artan kompresör hızıyla da, daha yüksek basınçlarda akışkanın yoğunluklarında artış olduğu gözükmemektedir.

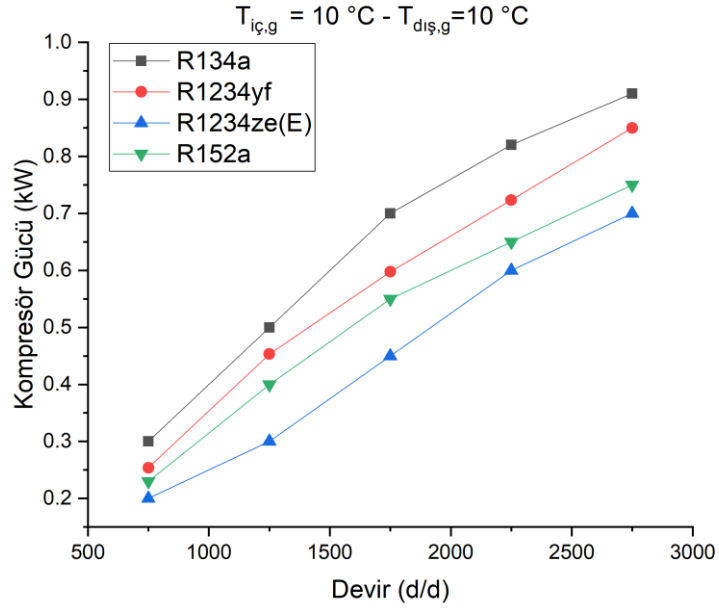


Şekil 4.24 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kütleli debilerin değişimi.

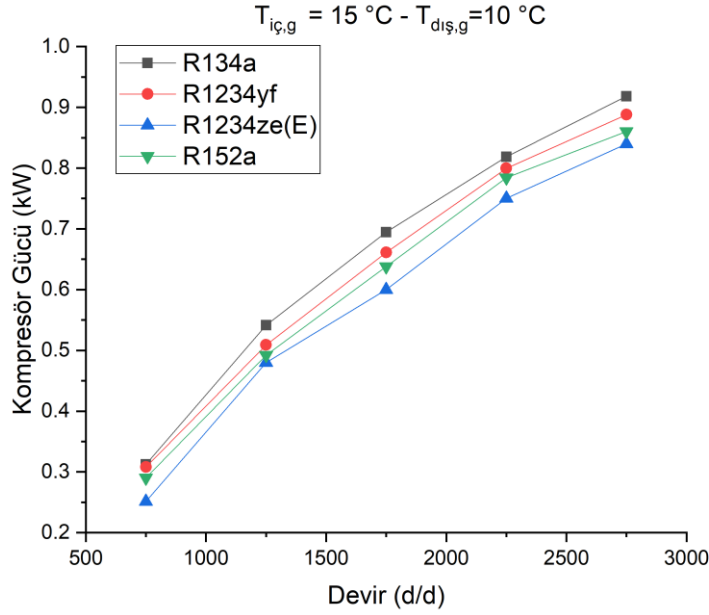
Şekil 4.26 ve 4.27'de kompresör hızının bir fonksiyonu olarak kompresör güçlerinin değişimi gösterilmektedir. Grafik incelendiğinde alternatif soğutucu akışkanların harcadıkları kompresör gücünün her devirde R134a'dan daha düşük olduğu görülmektedir. Tüm devirlerde harcanan kompresör gücünün ortalamaları karşılaştırıldığında R152a, R1234yf ve R1234ze(E) akışkanları R134a'dan sırasıyla %20, %11 ve %30 oranında daha düşük kompresör gücü harcamaktadır. R152a akışkanının daha düşük miktarda şarj edilmesi ve düşük basınç oralarında çalışması daha düşük kompresör gücü harcamasına neden olmuştur.



Şekil 4.25 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kütleli debilerin değişimi.



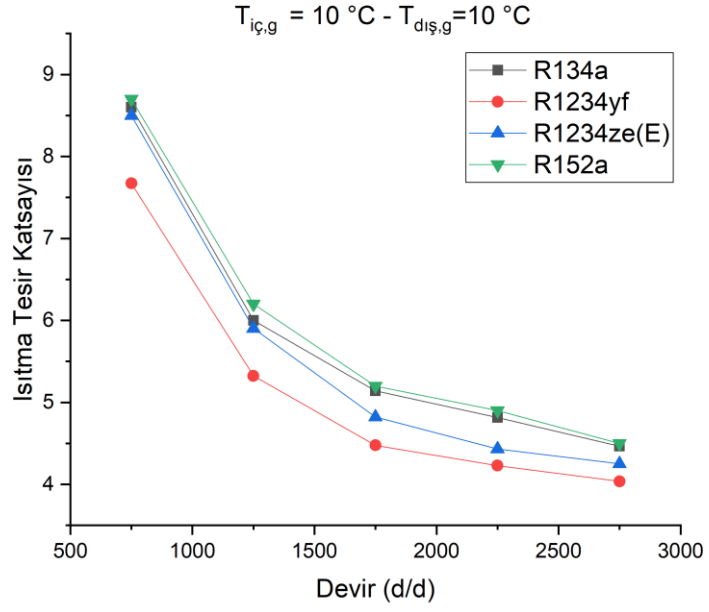
Şekil 4.26 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kompresör gücünün değişimi.



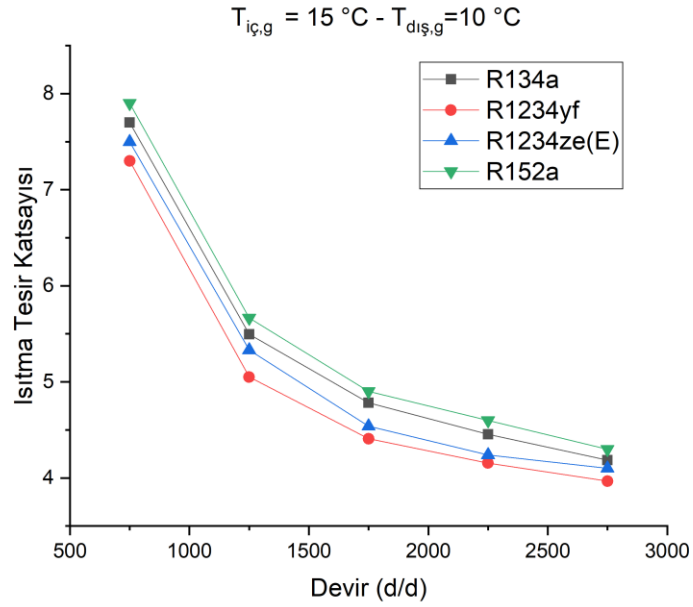
Şekil 4.27 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak kompresör gücünün değişimi.

İç üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla R134a'nın kompresör gücü %2 oranında azalırken alternatif olarak kullanılan R152a, R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarının kompresör güçleri sırasıyla %10, %30 ve %19 oranında azalmıştır. İç ünite sıcaklıklarının değişmesiyle R134a'nın debisinde önemli miktarda değişim gerçekleşmemiştir.

Bir performans parametresi olarak Isırma Tesir Katsayılarının (ITK) kompresör hızına göre değişimi Şekil 4.28 ve 4.29'da gösterilmiştir. Isıtma tesit katsayıları incelendiğinde R152a'nın en yüksek ITK değerine sahip olduğunu, ardından sırasıyla R134a, R1234ze ve R1234yf gazlarının geldiği görülmüştür. Yüksek buharlaşma gizli ısısına sahip olmasına rağmen, düşük kütleli debiden dolayı R152a'nın ITK'sı R134a'ya çok yakın çıkmaktadır. Bunun yanında R1234ze(E) akışkanının soğutma kapasitesi görece olarak diğer akışkanlardan düşük olmasına rağmen, düşük kompresör güçlerinde çalışmasında dolayı ITK'sı R1234yf gazından daha yüksektir. R134a ile karşılaştırıldığında R152a'nın ITK'sı R134a'dan %2 daha yüksek iken, R1234ze(E) ve R1234yf'nin ITK'sı R134a'dan %4 ve %11 daha düşüktür.

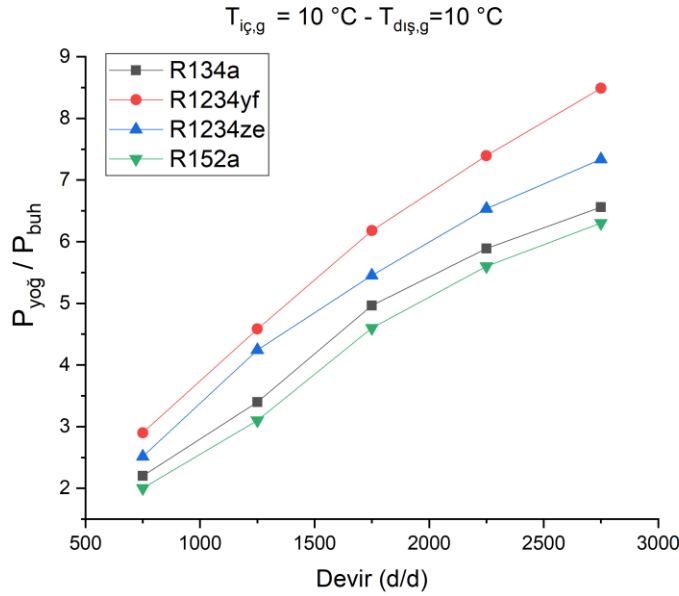


Şekil 4.28 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ısıtma tesir katsayısının değişimi.



Şekil 4.29 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ısıtma tesir katsayısının değişimi

İç ünite sıcaklıklarının artmasıyla iç üniteye yüksek basınçta yoğuşan akışkanın basıncı artmıştır. Bunun yanında artan buhar yoğunluğu akışkan debisinin artmasına, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu kapasitesinin ve kompresör güçlerinin de artmasına sebep olmuştur. Bu parametreler göz önünde alındığında yoğuşurucu kapasitesinde gerçekleştirilen artışın oranı kompresör kapasitesinin artışından daha az gerçekleşmiştir. Bu durumun ITK'ya etkisi incelendiğinde iç ünite sıcaklıklarının artmasıyla R134a, R152a, R1234ze(E) ve R1234yf'de sırasıyla %8, %3, %8 ve %7 oranında bir azalma meydana gelmektedir. Akışkanların iç ünite sıcaklıklarının artmış olduğu durum için ITK'ları karşılaştırıldığında R152a'nın ITK'sı R134a'ya göre %3 oranında daha fazla iken, R1234yf ve R1234ze(E)'nin ITK'sı R134a'ya oranla sırasıyla %7 ve %3 oranında daha azdır.

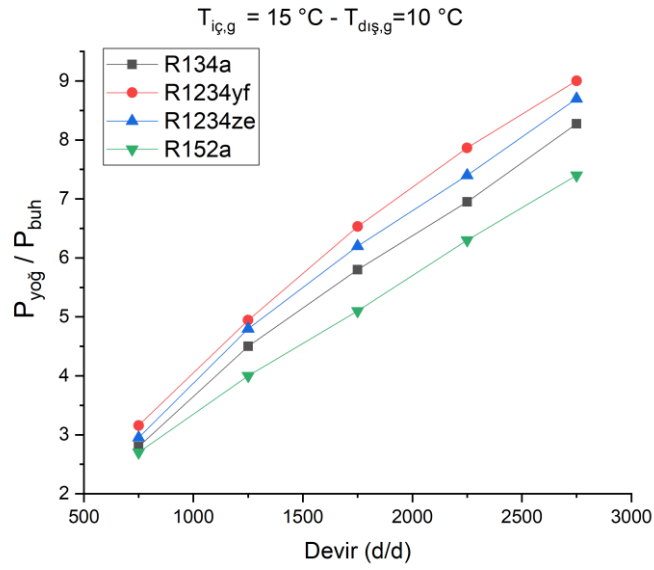


Şekil 4.30 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak basınç oranlarının değişimi.

Kompresör hızının artışıyla basınç oranlarının değişimi Şekil 4.30 ve 4.31'de gösterilmektedir. Basınç oranları incelendiğinde ise R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının basınç oranlarının R134a ve R152a akışkanlarına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sebebi aynı hava akım sıcaklıklarında R1234yf ve R1234ze(E) gazlarının basınçlarının R152a ve R134a'ya göre daha yüksek olmalarından kaynaklanmaktadır. Bunun yanında aynı hava akımı sıcaklıklarında

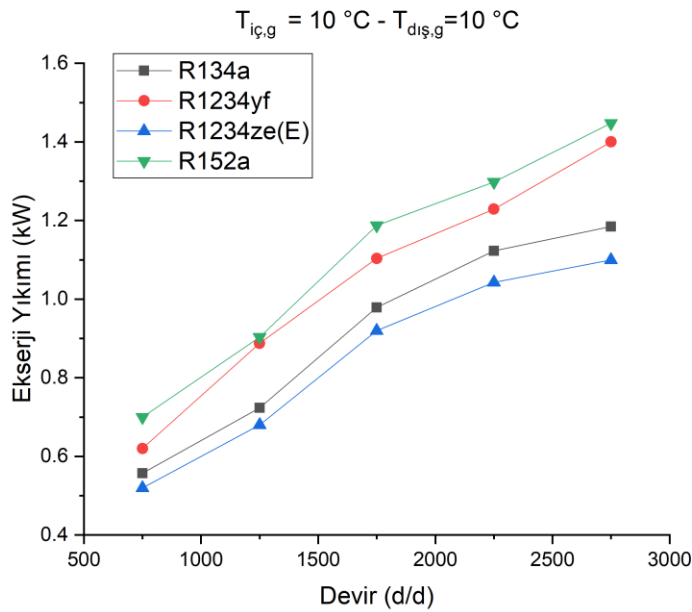
R1234yf ve R1234ze(E)'nin buhar yoğunlukları daha fazla olduğundan akışkan debilerinin R134a ve R152a'dan daha fazla olduğu görülmektedir. Basınç oranları karşılaştırıldığında R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarının basınç oranlarının R134a göre ortalama %26 ve %13 oranında fazla olduğu, R152a'nın basınç oranlarının ise R134a'ya göre ortalama %6 oranında daha az olduğu görülmektedir.

İç ünite sıcaklıklarının artmasıyla akışkanların yoğuşma basınçlarında gerçekleşen artış ve bununla birlikte buhar yoğunluklarının artmasına bağlı olarak buharlaştırıcı kapasitesinde gerçekleşen ısı transferinde gerçekleşen artıştan kaynaklı basınçların düşmesinden dolayı basınç oranlarında bir artış gözlenmektedir. İç ünite sıcaklık artışına bağlı olarak R134a, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'da sırasıyla %23, %7, %15 ve %18 oranında bir artış gerçekleşmiştir. R134a ile kıyaslandığında ise R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarının basınç oranlarında %11 ve %6 oranında bir artış gözlenirken, R152a'nın basınç oranında %11 oranında bir azalmak görülmektedir.



Şekil 4.31 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak basınç oranlarının değişimi.

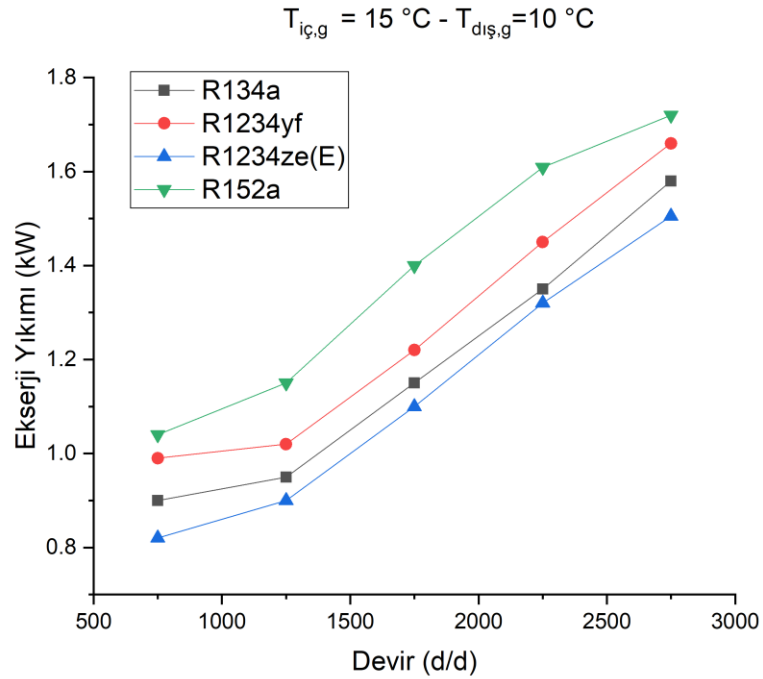
Şekil 4.33 ve 4.33 incelendiğinde her iki iç ünite sıcaklığında da soğutucu akışkanlarda en yüksek ekserji yıkımının R152a'da gerçekleştiği, devamında ekserji yıkımlarının büyükten küçüğe doğru sıralandığında R1234yf, R134a ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarında gerçekleştiği görülmektedir. Detaylı incelendiğinde; iç ünite sıcaklığının 10 °C olduğu durumda R152a ve R1234yf soğutucu akışkanının ekserji yıkımının R134a'dan sırasıyla %25 ve %14 oranında fazla olduğu, R1234ze(E) soğutucu akışkanının ekserji yıkımının ise R134a'dan %6,25 oranında az olduğu görülmektedir.



Şekil 4.32 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a'nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ekserji yıkımının değişimi.

İç ünite sıcaklıklarının artmasıyla tüm gazların ekserji yıkımlarında artış meydana gelmiştir. R134a, R1234yf, R1234ze(E) ve R152 soğutucu akışkanlarının ekserji yıkımları sırasıyla %30, %21, %32 ve % 25 oranında artış göstermiştir. Bununla birlikte iç ünite sıcaklığının artmasıyla R1234yf, ve R152a soğutucu akışkanlarının ekserji yıkımı R134a'dan %7 ve %17 oranında fazla iken R1234ze(E) soğutucu akışkanının ekserji yıkımı R134a'dan %5 oranında daha azdır.

R152a soğutucu akışkanı Çizelge 1.1’de gösterildiği üzere daha düşük yoğunluğa ve daha yüksek buharlaşma gizli ısısına sahiptir. Bunu mütakiben yoğunlaştırıcıda ve buharlaştırıcıda daha az debisi olmasına rağmen çevre sıcaklığı ile daha yüksek farklarda ısı transferi gerçekleştirmektedir. Yüksek ısı transferi ve yüksek sıcaklık farkları R152a ile yok edilen ekserji miktarını arttırmaktadır. R1234yf gazı ise termofiziksel özellikleri R134a’ya daha yakın bir akışkan olmasına rağmen farklı yoğunlaşma sıcaklık ve basınçları ve çevre sıcaklığından daha yüksek farklarla yaptığı ısı transferi dolayısıyla R134a’dan daha yüksek miktarlarda ekserji yıkımı gerçekleştirmektedir. R1234ze(E) akışkanı ise incelendiğinde çok düşük kompresör güçlerinde ve bununla beraber daha düşük ısıtma kapasitelerinde çalışmaktadır. Bu sebeple hem R134a’dan daha az miktarda ısıtma kapasitesi hem de çevre sıcaklıkları ile olan farklarının daha az olmasından dolayı R134a’dan daha az ekserji yıkımı gerçekleştirmektedir. Bunun yanında aynı hacimde basınçlanan akışkan miktarlarının kütlelerinin farklı olması ve kütleli debilerin düşük olmasının da akışkanların ekserji yıkımlarına etkileri görülmektedir.



Şekil 4.33 : Deneysel ısı pompası sisteminde R134a’nın yerine alternatif olarak R1234yf, R1234ze(E) ve R152a’nın kullanılması durumunda kompresör hızına bağlı olarak ekserji yıkımının değişimi.



5. TARTIŞMA

5.1 Soğutma Durumunda Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Akışkanların R134a Yerine Kullanılması Durumunda Elde Edilen Sonuçlar

Soğutucu akışkanların performans parametreleri ile termofiziksel özellikleri arasında doğrudan bir bağlantı olduğu yapılan deneysel çalışmaların sonucunda görülmektedir. Özellikle yoğunluk, buharlaşma gizli ısısı ve basınç özelliklerinin termodinamiğin 1. ve 2. Yasasına bağlı olarak sistemin enerji ve ekserji değerlerine doğrudan etki ettiği söylenebilir.

Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların yoğunlukları ve viskoziteleri birbirlerine çok yakın olmasına rağmen sistem performansında ufak farkların bile etkisinin hem enerji verimliliği hem de ekserji verimliliği açısından büyük farklar yaratabileceği ve incelemeye değer olduğu görülmektedir.

Tüm akışkanların testlerinde, akışkan üreticileri tarafından önerilen aynı sentetik yağ (POE) kullanılmıştır. Akışkanların yoğunluk ve viskozitelerinin arasında aşırı fark olmaması sayesinde R152a, R1234yf ve R1234ze(E) akışkanlarının R134a için hazırlanmış sistemlerde kullanılmasının sistem ekipmanlarına bir zararı tespit edilmemiştir.

Tüm kompresör hızları ile birlikte değerlendirildiğinde en yüksek soğutma kapasitesi ve STK değerine sistemde R152a kullanıldığında ulaşılmıştır. Örneğin 1750 d/d'da R152a soğutma kapasitesi R134a'ya göre %12,5 STK değeri ise %1,5 daha fazladır. R152a soğutucu akışkanı R134a'ya oranla %40 daha düşük yoğunluğa sahip olmasına rağmen birim kütle başına %55 oranında daha yüksek buharlaşma gizli ısısına sahiptir (Çizelge 1.1). Termofiziksel özelliklerinde görülen bu fark buharlaştırıcı içerisinde birim küttele daha fazla miktarda soğutucu akışkanın buharlaşmasına yardımcı olurken, daha az debide bu işlemin gerçekleşmesine ve R134a'dan daha az kompresör

gücü harcamasını sağlamıştır. Bu avantajı ile R152a akışkanı daha yüksek STK değerlerine sahiptir.

Ekserji yıkımları incelendiğinde R152a soğutucu akışkanının daha düşük ekserji yıkımına sahip olduğu görülmektedir. Bunun sebebi R152a'dan daha yüksek akışkan debisine ve kompresör çıkış sıcaklıklarına sahip olmasıdır. Çevre sıcaklıklarından daha yüksek sıcaklıklarda sistemin çalışması kompresörde ve yoğuşturucuda yok edilen ekserjinin daha fazla olmasına neden olmuştur. R152a'nın birim soğutma kapasitesi başına yok ettiği ekserji miktarı fazla olmasından dolayı ekserji verimi fazla iken ekserjetik STK'sinin daha düşük olduğu görülmektedir.

R134a akışkanı yerine R1234ze(E) akışkanı kullanılması durumunda R1234ze(E) soğutucu akışkanının performansının her kompresör hızında R134a'dan daha düşük olduğu görülmektedir. Soğutucu akışkan olarak R1234ze(E) kullanılması durumunda, sisteme ilave edilen iç ısı değiştiricinin sistemin performans değerlerini iyileştirdiği belirlenmiştir. R134a'ya göre kıyaslandığında kütleli debi değerlerine bağlı olarak iç ısı değiştirici kullanılması durumunda Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değerinin ortalama 5-6 % oranında azaldığı görülmüştür.

Isı değiştirici kullanılmasıyla R1234ze(E)'nin soğutma kapasitesi ortalama % 2-3 oranında artmıştır. İç ısı değiştiricinin aktif hale getirilmesiyle R1234ze(E)'nin STK değerleri ortalama % 5 artmıştır. İç ısı değiştiricisinin kullanılmasıyla yok edilen ekserji değeri artmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R1234ze(E) kullanılması halinde daha düşük ekserji kaybına sebep olacak iç ısı değiştirici kullanımı sistem performansını R134a'ya yaklaştıracaktır.

Bu sonuçlar doğrultusunda yanıcılık ve GWP değeri çok düşük olan R1234ze(E)'nin gerekli iyileştirmeler yapıldığında otomobil ısı pompası / klimalarına uygun alternatif bir soğutucu akışkan olabileceği düşünülmektedir. Soğutucu akışkan tiplerinin tamamı için ısı değiştirici ilavesi benzer katkı sağlamak ile birlikte soğutucu akışkan tipine göre ve sahip olduğu termofiziksel özelliklere göre etki derecesinin değiştiği belirlenmiştir.

R1234yf'nin soğutma kapasitesi R134a'dan daha düşüktür. R1234yf'nin yoğunluğunun ve bundan kaynaklı kütleli debisinin R134a'dan fazla olmasına

rağmen buharlaşma gizli ısısının düşük olması sebebiyle buharlaştırıcıda buharlaşan R1234yf miktarı R134a'dan daha azdır.

İç ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle sistemde soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanılması durumunda soğutma kapasitesi ortalama % 5-6 oranında arttığı belirlenmiştir. İç ısı değiştiricisinin aktif hale getirilmesiyle R1234yf'nin STK değerlerinde artış gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda GWP değeri Avrupa Birliği direktiflerine uygun R1234yf'nin iç ısı değiştirici ile birlikte kullanıldığında performansı belirgin bir şekilde (% 5-6 artış) yükselmiştir.

Soğutma sisteminin toplam ağırlığında gerçekleşen % 10'luk bir değişim sistem performansında % 5-6 iyileşme olmuştur. Standart kullanılan araçların toplam ağırlığı içerisinde klimaya ilave edilen ek ısı değiştiricinin ağırlık üzerinde olumsuz etkisi bulunmamaktadır.

5.2 Isıtma Durumunda Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip Akışkanların R134a Yerine Kullanılması Durumunda Elde Edilen Sonuçlar

Bu çalışmada deney sistemi ısı pompası moduna alınmış, 4-yollu vana ve diğer vanalar uygun pozisyona getirilmiştir. Dış üniteye buharlaştırıcı konumlandırılmış, iç üniteye ise yoğuşurucu bulunmaktadır. Isı pompası modunda kullanılan konfigürasyonlar Şekil 3.3'de görülmektedir. Deneyler iç ünite sıcaklıklarının 10°C ve 15°C olduğu iki farklı durum için gerçekleştirilmiştir.

Sistem ısıtma amaçlı çalıştırıldığında, en yüksek ısıtma kapasitesine R152a soğutucu akışkanının kullanıldığı durumda elde edilmiştir. Ardından sırasıyla R134a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanları gelmektedir. R152a soğutucu akışkanı, R134a'dan %7 oranında daha fazla ısıtma kapasitesine sahipken R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanları sırasıyla %6 ve %14 oranında daha düşük ısıtma kapasitesine sahiptir. İç ünite sıcaklıklarının değişmesiyle yoğuşan soğutucu akışkan basıncında meydana gelen artış incelendiğinde, R134a, R1234yf, R1234ze(E) ve R152a'nın basınç oranları sırasıyla %21, %6, %26 ve %4 artmıştır. Sonuçlar incelendiğinde daha yüksek basınçlarda sistemde gerçekleştirilen ısı transferinin daha

yüksek olduğu ve aşırı soğutma miktarlarının ilgili basınçtaki termodinamik özellikleri doğrultusunda arttığı görülmektedir.

Basınç oranları doğrultusunda R134a, R1234ze(E), R152a ve R1234yf akışkanlarının ısıtma kapasitelerinde gerçekleşen artış sırasıyla %16, %15, %12 ve %9 olarak görülmektedir. Bunlarla birlikte kompresör hızlarının artmasıyla hem basınç hem de basma hattı sıcaklıkları artmış, bu artış da sistemin ısıtma kapasitesinin artmasını sağlamıştır.

Isıtma durumunda sistemin debisi incelendiğinde sistem debisinin akışkan yoğunlukları ile doğru orantılı olarak sıralandığı görülmektedir. İç ünite sıcaklıklarının değişmesi ile R134a, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının debilerinde fark edilir seviyede bir artış gerçekleşmiştir, R152a'nın debisinde ise bu artış daha düşük oranlarda gerçekleşmiştir. İç ünite sıcaklıklarının ve basınçlarının artmasıyla yoğunlaştırıcıda birim zamanda yoğunlaşan akışkan miktarının artmış, bu durum akışkanların debisi ve termal iletkenlikleri ile doğru orantılı olarak debide artışa sebep olmuştur.

Isıtma için harcanan kompresör güçleri incelendiğinde sistemde en yüksek kompresör gücünün R134a'da tüketildiği görülmektedir. R152a, R1234yf ve R1234ze(E) akışkanları R134a'dan sırasıyla %20, %11 ve %30 oranında daha düşük kompresör gücü tüketmektedir. R152 soğutucu akışkanı yoğunluğu ve ideal şarj miktarının düşük olması, düşük sıcaklıklarda çalışması sebebiyle en düşük kompresör basma hattı sıcaklığına ve kompresör gücü tüketimine sahiptir. R134a soğutucu akışkanı, R1234ze(E) ve R1234yf'den yüksek basınç ve yüksek basma hattı sıcaklıklarında, R152a'dan daha yüksek debilerde çalışmasından kaynaklı olarak en yüksek kompresör gücü tüketimine sahiptir.

İç ünite sıcaklıklarının artmasıyla tüm gazların yoğunlaşma basınçlarında artış gerçekleşmiştir. Bu basınç artışı sonucu kompresöre giren akışkanların entalpi farkları ve ekserji yıkımları azalmıştır. Bu azalma sonucu kompresörde tüketilen güç daha azdır. Hava sıcaklıklarına bağlı olarak azalma miktarı R134a'da %2 iken R152a, R1234yf ve R1234ze(E)'de sırasıyla %10, %30 ve %19 oranında gerçekleşmiştir.

Isıtma performansının en büyük göstergesi olarak ısıtma tesir katsayısı incelendiğinde R152a'nın en yüksek ITK'ya sahiptir. R152a, R1234yf ve R1234ze(E)'nin ısıtma tesir katsayıları incelendiğinde R152a'nın ITK'sı R134a'dan %2 yüksek, R1234yf ve R1234ze(E)'nin ITK'sı %4 ve %11 daha düşüktür. R152a yüksek buharlaşma gizli ısısının sağladığı yüksek ısıtma kapasitesinden kaynaklı olarak daha yüksek ITK'ya sahiptir. R1234yf ve R1234ze(E) gazları karşılaştırıldığında R1234yf gazı daha yüksek ısıtma kapasitesine sahipken aynı oranda kompresör gücü harcamaktadır. R1234ze(E) gazı az kompresör gücü tüketmesine rağmen ısıtma kapasitesinin düşük olmasından dolayı en düşük ITK'ya sahiptir.

Isıtma modunda sistemde en yüksek ekserji yıkımı R152a soğutucu akışkanında gerçekleşmez. Büyükten küçüğe doğru sıralandığında ise sırasıyla R1234yf, R134a ve R1234ze(E) akışkanlarının sıralandığı görülmektedir. R1234ze(E) soğutucu akışkanı kompresörde daha az hüc tüketmekte ve çevre sıcaklıklarıyla düşük farklarda çalıştığından fiziksel ekserjisi düşüktür. R152a soğutucu akışkanı ise düşük devilerde ve kompresör güçlerinde çalışmasına rağmen yüksek buharlaşma gizli ısısından kaynaklı yüksek entalpi farklarına sahiptir ve yüksek fiziksel ekserjisine ve ekserji yıkımına sahiptir. R1234yf gazı R134a'dan daha yüksek yoğunluğa sahip olmasına rağmen daha düşük buharlaşma gizli ısısına sahip olduğundan daha düşük ısıtma kapasitelerinde çalışmaktadır ve birim soğutmada ekserji yıkımının yüksek olduğu görülmektedir.

5.3 Öneriler

Sistem doğru bir karşılaştırma gerçekleştirilmesi amacıyla tamamen R134a'ya göre ayarlanmıştır. Alternatif akışkanların testleri R134a'ya göre yapılmıştır. Alternatif gazlarla olan mobil iklimlendirme sistemlerin tasarımlarının gerçekleşmesinde ve üretiminde bu gazlara göre kalibrasyonların iyileştirilmesinin sistem performansı üzerinde pozitif bir etki yapacağı öngörülmektedir.

R1234ze(E) soğutucu akışkanının soğutma performansının daha büyük basma hacmine sahip kompresörlerle artabileceği araştırmacılar tarafından öngörülmektedir. (Sánchez, 2016). R1234ze(E) soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerin tasarımında bu

bilgilerin kullanılması daha yüksek soğutma ve ısıtma kapasitesine sahip sistemlerin elde edilmesine yardımcı olacaktır.

R152a soğutucu akışkanı alternatif olarak gösterilen soğutucu akışkanlar içinde en yüksek ısıtma ve soğutma kapasitesine sahip önemli bir akışkan olarak görülmektedir. Fakat diğer soğutucu akışkanlardan farklı olarak A2 yanıcılık sınıfındadır. Bu durum otomobil klimalarında/ısı pompalarında kullanımı konusunda önemli kısıtlar getirmektedir. Bu kısıtların engellenmesi ve R152a'nın iyi bir alternatif olarak değerlendirilmesi için soğutucu akışkan hatlarının tasarımı, sızdırmazlık ve ilgili aracın kaza performansında yolculara tehlike arz etmeyecek tasarımların gerçekleştirilmesi önem taşımaktadır.

R1234yf soğutucu akışkanı şu anda piyasada aktif olarak kullanılan en önemli alternatif düşük-GWP değerine sahip adaydır. Bu özellikleri ilerleyen çalışmalarda ve deneyimlerde R1234yf'nin tercih edilebilirliğinin artmasına olanak sağlayacaktır. Bunun yanında STK ve ITK değerlerinin düşük olması üreticilerin en büyük kaygılarının arasında gelmekte ve bu noktada çözüm için iç ısı değiştirici kullanımı gibi yöntemler sistemlerde aktif olarak kullanılmaya başlanmıştır. BMW elektrikli araç modellerinin ısı pompalı sistemlerinde R134a soğutucu akışkanını tecih ederken, ısı pompası olmaya sistemlerde R1234yf akışkanını tercih etmekte ve sıvı hattı ile emme hattı arasında ısı transferi gerçekleştirecek çift borulu bir ısı değiştiriciyi bünyesinde bulundurmaktadır.

Tüm bunlarla birlikte günümüzde elektrikli araç sektörünün alternatif olarak otomotiv sektöründe yer alması ve sistemlerin sadece kabin soğutması için değil, batarya soğutması için de iklimlendirme sistemlerine ihtiyaç duymaları, otomobil kliması sistemlerinin önemini birkez daha arttırmıştır. Yeni nesil sistemlerin gelişmesi, doğrudan gaz soğutmalı yada plakalı eşanjöre sahip buharlaştırıcı bulunduran sistemlerin tasarımlarının ve bu tasarımların düşük-GWP'ye sahip akışkanlarla yapılması elektrikli araçların çevreci rollerinin öneminde büyük avantaj sağlamaktadır.

Küresel ısınma şiddetle gezegenimizi etkilemektedir. Günümüzde 400 ppm üzerinde CO₂ düzeyi aşılmış ve küresel ısınmanın zararları geri döndürülemez boyutlara ulaşmıştır. Bu artışın daha fazla olmaması ve geleceğe yaşanılabilir bir gezegen

bırakmamız için küresel ısınma çalışmalarının artması ve fonlanması gerekmektedir. Endüstriyel yaptırımların devletler, uluslararası ve sivil toplum kuruluşları tarafından sağlanması, endüstrinin düşük küresel ısınma potansiyeline sahip ürünleri sağlayacak yatırımlarının teşviklenmesi önem arz etmektedir. Bu çalışma en önemli küresel ısınma potansiyeli kaynaklarından olan yüksek küresel ısınma sahip soğutucu akışkanların atmosferi tahrip etkilerinden birinin giderilmesi ve yaşanılabilir bir dünya hayali ile gerçekleştirilmiştir.





KAYNAKLAR

- Ahn, J. H., Kang, H., Lee, H. S., Jung, H. W., Baek, C. ve Kim, Y.,** 2014: Heating performance characteristics of a dual source heat pump using air and waste heat in electric vehicles. *Applied Energy*, **119**, 1-9.
- Bellocchi, S., Leo Guizzi, G., Manno, M., Salvatori, M. ve Zaccagnini, A.,** 2018: Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range. *Applied Thermal Engineering*, **129**, 290-305.
- Belman-Flores, J. M., Rangel-Hernández, V. H., Usón, S. ve Rubio-Maya, C.,** 2017: Energy and exergy analysis of R1234yf as drop-in replacement for R134a in a domestic refrigeration system. *Energy*, **132**, 116–125.
- Ben Jemaa, R., Mansouri, R., Boukholda, I. ve Bellagi, A.,** 2017: Energy and exergy investigation of R1234ze as R134a replacement in vapor compression chillers. *International Journal of Hydrogen Energy*. **42**, 12877-12887.
- Boles, M. A., Cengel, Y. A.** 1989: *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, New York, NY.
- Cho, H. ve Park, C.,** 2016: Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds. *Applied Thermal Engineering*, **101**, 30–37.
- Cho, H., Lee, H. ve Park, C.,** 2013: Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering*, **61(2)**, 563–569.
- Daly, S.** 2011: *Automotive air conditioning and climate control systems*. Elsevier, Oxford.
- Daviran, S., Kasaeian, A., Golzari, S., Mahian, O., Nasirivatan, S. ve Wongwises, S.,** 2017: A comparative study on the performance of HFO-1234yf and

HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, **110**, 1091-1100.

Dincer, I., & Rosen, M. A. 2015: Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning: Methods and Applications. Elsevier. McGraw-Hill, New York, NY.

Directive 2006/40/EC 2006: European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. *Off. J. Eur. Union*, **161**, 12-18.

Directive 517/2014 2014: European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation. *Off. J. Eur. Union*, **150**, 195-230.

Direk, M., ve Soylu, E., 2018: The Effect of Internal Heat Exchanger Using R1234ze(E) as an Alternative Refrigerant in a Mobile Air-Conditioning System. *Strojniški Vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, **64(2)**, 114-120.

Direk, M., Kelesoglu, A. ve Akin, A., 2017: Drop-in performance analysis and effect of ihx for an automotive air conditioning system with R1234yf as a replacement of R134a. *Strojniški Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, **63(5)**, 314-319.

Direk, M., Mert, M. S., Soylu, E. ve Yüksel, F. 2019: Experimental Investigation of an Automotive Air Conditioning System Using R444A and R152a Refrigerants as Alternatives of R134a. *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, **65(4)**, 314-319.

Ghodbane, M. 1999: An Investigation of R152a and Hydrocarbon Refrigerants in Mobile Air Conditioning. *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, March 1-4.

Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K. S., Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E. ve Sanli, A., 2015: Performance evaluation of an R134a automotive heat pump system for various heat sources in comparison with baseline heating system. *Applied Thermal Engineering*, **78**, 419-427.

Hundy, G. H., Trott, A. R. (2016). Refrigeration, air conditioning and heat pumps. Butterworth- Heinemann, Cambridge, MA.

- Janković, Z., Sieres Atienza, J. ve Martínez Suárez, J. A.,** 2015: Thermodynamic and heat transfer analyses for R1234yf and R1234ze(E) as drop-in replacements for R134a in a small power refrigerating system. *Applied Thermal Engineering*, **80**, 42-54.
- Jung, J., Jeon, Y., Lee, H., ve Kim, Y.,** 2017: Numerical study of the effects of injection-port design on the heating performance of an R134a heat pump with vapor injection used in electric vehicles. *Applied Thermal Engineering*, **127**, 800-811.
- Kabeel, A. E., Khalil, A., Bassuoni, M. M., ve Raslan, M. S.,** 2016: Étude comparative expérimentale de frigorigène à faible GWP alternatif au R134a dans une chambre froide. *International Journal of Refrigeration*, **69**, 3003-312.
- Koban, M.,** 2009: HFO-1234yf Low GWP Refrigerant LCCP Analysis. *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, 20-23 April.
- Kruse, H.,** 1998: Is the TEWI Number Suitable for Evaluating the Combined Global Warming Effect of Refrigeration and Heat Pump Systems? *HVAC&R Research*, **4(3)**, 203–204.
- Lee, H. S. ve Lee, M. Y.,** 2016: Steady state and start-up performance characteristics of air source heat pump for cabin heating in an electric passenger vehicle. *International Journal of Refrigeration*, **69**, 232–242.
- Lee, Y. ve Jung, D.** 2012: A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Engineering*, **35(1)**, 240–242.
- Leighton, D., Hwang, Y. ve Radermacher, R.,** 2012: Modeling of household refrigerator performance with low global warming potential alternative refrigerants. *ASHRAE Transactions*, **118**, 658–665.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L. ve McLinden, M.O.,** 2013: NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP 9.1. *National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA*.
- Mastrullo, R., Mauro, A. W. ve Vellucci, C.,** 2016: Refrigerant Alternatives for High Speed Train A/C Systems: Energy Savings and Environmental Emissions Evaluation under Variable Ambient Conditions. *Energy Procedia*, **101**, 280-287.

- Meng, Z., Zhang, H., Lei, M., Qin, Y. ve Qiu, J.,** 2018: Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air conditioning systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **116**, 362-370.
- Meng, Z., Zhang, H., Qiu, J., ve Lei, M.,** 2016: Theoretical analysis of R1234ze(E), R152a, and R1234ze(E)/R152a mixtures as replacements of R134a in vapor compression system. *Advances in Mechanical Engineering*, **8(11)**, 1-10.
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán, Á., Molés, F., ve Peris, B.,** 2014: Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements. *Applied Thermal Engineering*, **71(1)**, 259–265.
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Mendoza-Miranda, J. M., ve Peris, B.,** 2017: Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze(E) cooling capacity. *Applied Thermal Engineering*.
- Navarro-Esbrí, J., Molés, F., ve Barragán-Cervera, Á.,** 2013: Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a. *Applied Thermal Engineering*.
- Nielsen, F., Uddheim, Å., & Dalenbäck, J. O.,** 2016: Potential energy consumption reduction of automotive climate control systems. *Applied Thermal Engineering*, **106**, 381-389.
- Protocol, Montreal,** 1987: Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. *Washington, DC: US Government Printing Office*, **26**, 128-136.
- Qi, Z.,** 2014: Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **38**, 754-764.
- Qin, F., Xue, Q., Velez, G. M. A., Zhang, G., Zou, H., ve Tian, C.,** 2015: Experimental investigation on heating performance of heat pump for electric vehicles at -20 °C ambient temperature. *Energy Conversion and Management*, **102**, 39-49.
- Righetti, G., Zilio, C., ve Longo, G. A.,** 2015: Comparative performance analysis of the low GWP refrigerants HFO1234yf, HFO1234ze(E) and HC600a inside a roll-bond evaporator. *International Journal of Refrigeration*, **54**, 1-9.

- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Catalán-Gil, J., ve Torrella, E.,** 2017: Évaluation de la performance énergétique du R1234yf, du R1234ze(E), du R600a, du R290 et du R152a comme alternatives à faible GWP au R134a. *International Journal of Refrigeration*, **74**, 267–280.
- Scherer, L. P., Ghodbane, M., Baker, J. A., ve Kadle, P. S.,** 2010: On-Vehicle Performance Comparison of an R-152a and R-134a Heat Pump System. *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, March 3-7.
- Sethi, A., Vera Becerra, E., ve Yana Motta, S.,** 2016: Low GWP R134a replacements for small refrigeration (plug-in) applications. *International Journal of Refrigeration*, **66**, 64-72.
- Sieres, J., ve Santos, J. M.,** 2018: Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a small power refrigerating system. *International Journal of Refrigeration*, **91**, 230-238.
- Trott, A. R., & Welch, T. C.,** 1999: Refrigeration and air conditioning. Butterworth-Heinemann, Cambridge, MA.
- UNFCCC,** 1998: Kyoto Protocol. United Nations Framework Convention on Climate Change, Kyoto.
- Url-1** <<https://www.newtis.info/tisv2/a/en/i01-i3-rex-hat/repair-manuals/64-heating-air-conditioning/>>, alındığı tarih: 20.03.2019.
- Url-2** <<https://imgur.com/GzLqIKZ>>, alındığı tarih: 15.03.2019.
- Url-3** <<https://imgur.com/9JzJeQa>>, alındığı tarih: 15.03.2019.
- Url-4** <<https://imgur.com/gSpwhwB>>, alındığı tarih: 15.03.2019.
- Url-5** <<http://www.heatpump-reviews.com/Heat-Pump-Reversing-Valve.html>>, alındığı tarih: 10.11.2018.
- Wang, D., Yu, B., Hu, J., Chen, L., Shi, J. ve Chen, J.,** 2018: Caractéristiques des performances de chauffage d'un système de pompe à chaleur au CO2 pour un véhicule électrique dans un climat froid. *International Journal of Refrigeration*, **85**, 27-41.
- Wang, Z., Wei, M., Guo, C. ve Zhao, M.,** 2017: Enhance the Heating Performance of an Electric Vehicle AC/HP System under Low Temperature. *Energy Procedia*, **105**, 2384-2389.
- Yüncü, H. (2010).** Ekserji Analizi: İkinci Kanun Verimi ve Termodinami. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Yayınları, Ankara.

Zhou, G., Li, H., Liu, E., Li, B., Yan, Y., Chen, T. ve Chen, X., 2017: Experimental study on combined defrosting performance of heat pump air conditioning system for pure electric vehicle in low temperature. *Applied Thermal Engineering*, **116**, 677-684.

Zilio, C., Brown, J. S., Schiochet, G., ve Cavallini, A., 2011: The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. *Energy*, **36(10)**, 6110–6120.



ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Eren SOYLU

Doğum Yeri ve Tarihi: BARTIN / 01.01.1991

Adres: Yakınoğu Üniversitesi Lojmanları 22/01

Yakınoğu Bulvarı – Lefkoşa - KKTC

E-Posta: ernsoylu@gmail.com

Lisans: Yalova Üniversitesi – Enerji Sistemleri Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

- Araştırma ve Geliştirme Mühendisi – Yalova Üniversitesi
- Teknik Proje Mühendisi – System Solar Power Enerji Sistemleri
- Termal Yönetim Mühendisi – Günsel Otomotiv – Yakın Doğu Üniversitesi

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- **Direk, M., ve Soylu, E.,** 2018: The Effect of Internal Heat Exchanger Using R1234ze(E) as an Alternative Refrigerant in a Mobile Air-Conditioning System. *Strojniški Vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, **64(2)**, 114-120.
- **Soylu E., Direk M., Yüksel F.,** 2018: R1234yf Soğutucu Akışkanını Kullanan Klima Sisteminde Plakali Tip İç Isı Değiştiricisi Kullanımının Etkisi. 3. *Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, Kocaeli, 4-5 Mayıs.
- **Soylu E., Direk M., Yüksel F.,** 2018: Bir Otomobil Klima Sisteminde Alternatif Olarak R1234ze(e) Soğutucu Akışkanının şarj Miktarının Deneysel Olarak Belirlenmesi. 3. *Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, Kocaeli, 4-5 Mayıs.
- **Soylu E., Direk M., Yüksel F.,** 2018: Düşük Gwp Değerine Sahip R152a Soğutucu Akışkanının Mobil Soğutma Sistemleri İçin Uygunluğunun Değerlendirilmesi. *Uluslararası 9. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, 7-8 Mayıs.
- **Direk, M., Mert, M. S., Soylu, E., ve Yüksel, F.,** 2019: Experimental Investigation of an Automotive Air Conditioning System Using R444A and R152a Refrigerants as Alternatives of R134a. *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, **65(4)**, 314-319.

