T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

FARKLI SOĞUTMA DEVRESİ ELEMANLARININ R134a VE R1234yf KULLANILAN BİR OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Sait İNAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Alpaslan ALKAN

Ocak 2021

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

FARKLI SOĞUTMA DEVRESİ ELEMANLARININ R134a VE R1234yf KULLANILAN BİR OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Sait İNAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Alpaslan ALKAN

Ocak 2021

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

FARKLI SOĞUTMA DEVRESİ ELEMANLARININ R134a VE R1234yf KULLANILAN BİR OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Sait İNAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 20/01/2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

JÜRİ	BAŞARI DURUMU
Jüri Başkanı: Ahmet KOLİP	BAŞARILI
Üye: Murat HOŞÖZ	BAŞARILI
Üye: Alpaslan ALKAN	BAŞARILI

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim

Mehmet Sait İNAN

20/01/2021

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Alpaslan ALKAN'a teşekkürlerimi sunarım. Bunun yanında akademik çalışmamda maddi ve manevi desteğini hiç esirgemeyen başta babam İsmail İNAN'a ve tüm aileme teşekkürlerimi borç bilirim.

Laboratuar olanakları konusunda anlayış ve yardımlarını esirgemeyen Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölüm Başkanı Prof. Dr. Ahmet KOLİP'e teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmanın maddi açıdan desteklenmesine olanak sağlayan Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Komisyon Başkanlığına (Proje No: 2020-50-01-002) teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

BEYAN ..... **ii**
TEŞEKKÜR ..... **i**
İÇİNDEKİLER ..... **ii**
KISALTMALAR ..... **iv**
SİMGELER VE ALT İNDİSLER ..... **v**
ŞEKİLLER LİSTESİ ..... **vii**
TABLOLAR LİSTESİ ..... **x**
ÖZET ..... **xi**
SUMMARY ..... **xii**

BÖLÜM 1.
GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Araştırması 2

BÖLÜM 2.
OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ **7**
2.1 Genel Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar 8
2.1.1 Kompresör 9
2.1.1.1 Sabit kapasiteli araç klima kompresörü 10
2.1.1.2 Değişken kapasiteli araç klima kompresörü 11
2.1.2 Kondenser 12
2.1.3 Evaporatör 13
2.1.4 Genleşme elemanı 14

BÖLÜM 3.
OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE SOĞUTUCU AKIŞKANLAR **16**
3.1 Soğutucu Akışkanların Teknik Özellikleri 16

BÖLÜM 4.
DENEYSEL OTOMOBİL KLİMASI TEST SİSTEMİ 18
4.1 Deneysel Otomobil Klima Sisteminin Teknik Özellikleri ve Çalışması 19

BÖLÜM 5.
DENEYSEL ÇALISMADA İZLENİLEN PROSEDÜR 26
5.1 Deneysel Otomobil Klima Sistemin Enerji Analizi Hesaplamalarında İzlenilen Prosedür 26
5.2 Deneysel Otomobil Klima Sistemin Ekserji Analizi Hesaplamalarında İzlenilen Prosedür 28
5.3 Deneysel Çalışmada Kullanılan Karşılaştırma Şartları 29
5.4 Örnek Hesaplama 32

BÖLÜM 6.
DENEYSEL SONUÇLAR 37
6.1 Farklı Kompresör Tiplerinin Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi 37
6.2 R134a ve R1234yf Kullanımının Değişken Kapasiteli Kompresör İçeren Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi 48
6.3 R134a ve R1234yf Kullanımında İç Isı Değiştirici'nin Değişken Kapasiteli Kompresör İçeren Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi 59
6.4 Farklı Kompresör Tipleri İçin Evaporatör Hızının R134a ve R1234yf Kullanan Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi 70

BÖLÜM 7.
SONUÇLAR 82

KAYNAKLAR 88

ÖZGEÇMİŞ 92

KISALTMALAR

CFC	: Kloroflorokarbon
CO_2	: Karbondioksit
DKK	: Değişken kapasiteli kompresör
DOİC	: Deneysel otomobil iklimlendirme cihazı
GWP	: Küresel ısınma potansiyeli
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFO	: Hidrofloroolefin
HFC	: Hidroflorokarbon
IHX	: İç ısı değiştirici
ODP	: Ozon tüketim potansiyeli
SKK	: Sabit kapasiteli kompresör
STK	: Soğutma tesir katsayısı
TXV	: Termostatik genleşme elemanı

SİMGELER

$c_{p,a}$	**:** Havanın özgül ısısı, kJ/kg K
$c_{p,v}$	**:** Su buharının özgül ısısı, kJ/kg K
$\dot{E}_d$	: Yok edilen ekserji, kW
h	: Özgül entalpi, kJ/kg
$\dot{m}$	: Kütlesel debi, g/s
P	: Basınç, kPa
$\dot{Q}$	: Isı transfer miktarı, kW
R	: Ideal gaz sabitesi, kJ/kgK
s	: Özgül entropi, kJ/kgK
T	: Sıcaklık, K veya °C
T_0	: Ölü nokta sıcaklığı, K
$\dot{W}$	: Güç, kW

Yunan sembolleri

ω	: Özgül Nem
ψ	: Özgül akış ekserjisi, kJ/kg

Alt indisler

0	: Ölü durum
B,C,E,F	: Hava ölçüm noktaları
ç	: Çıkış
evap	: Evaporatör
g	: Giriş
h	: Hava
hg	: Hava girişi
kh	: Kontrol hacmi
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser

r	: Soğutucu akışkan
top	: Toplam
valf	: Genleşme elemanı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 : Otomobil klima sistemi çalışma şekli 7
Şekil 2.2 : Araç klima sisteminde bulunan elemanlar 9
Şekil 2.3 : Sabit kapasiteli klima kompresörü 10
Şekil 2.4 : Değişken kapasiteli araç klima kompresörünün strok değişiminin gösterimi 11
Şekil 2.5 : Değişken kapasiteli araç klima kompresörünün kontrol valfinin yapısı 11
Şekil 2.6 : Otomobil tipi kondenser yapısı 12
Şekil 2.7 : Otomobil tipi evaporatör yapısı 14
Şekil 2.8 : Otomobil klima sisteminde kullanılan termostatik genleşme elemanı ve Orifis tüpünün yapısı 15
Şekil 4.1 : Deneysel otomobil klima sistemi 18
Şekil 4.2 : Deneysel sistemin şematik görünümü. 19
Şekil 4.3 : Kompresör kayış-kasnak tasarımı 20
Şekil 4.4 : Kompresörleri devreye alıp devreden çıkaran küresel vanalar 21
Şekil 4.5 : Deneysel otomobil klima sistemi basınç elemanları 22
Şekil 4.6 : Deneysel otomobil klima sistemi elektronik kontrol panosu 23
Şekil 4.7 : Deney şartlarının girildiği bilgisayar kontrol paneli. 24
Şekil 4.8 : Deneysel sonuçların izlendiği program ara yüzü. 25
Şekil 5.1 : Örnek hesaplama yapılan deneysel veriler. 32
Şekil 6.1 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kütlesel debinin kompresör devri ile değişimi. 38
Şekil 6.2 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kondesörde atılan ısının kompresör devri ile değişimi. 39
Şekil 6.3 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de Soğutma Kapasitesinin Kompresör Devri ile Değişimi. 40
Şekil 6.4 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. 41
Şekil 6.5 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de soğutma tesir katsayısınn kompresör devri ile değişimi. 42
Şekil 6.6 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 43
Şekil 6.7 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kondenserde Yok Edilen Ekserji Miktarının Kompresör Devri İle Değişimi. 44
Şekil 6.8 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 45
Şekil 6.9 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 46
Şekil 6.10 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 47

Şekil 6.11 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de Çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi. 48
Şekil 6.12 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi. 49
Şekil 6.13 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi. 50
Şekil 6.14 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. 51
Şekil 6.15 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. 52
Şekil 6.16 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. 53
Şekil 6.17 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 54
Şekil 6.18 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kondenserde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 55
Şekil 6.19 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 56
Şekil 6.20 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 57
Şekil 6.21 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 58
Şekil 6.22 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi. 59
Şekil 6.23 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi. 60
Şekil 6.24 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile Kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi. 61
Şekil 6.25 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. 62
Şekil 6.26 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. 63
Şekil 6.27 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. 64
Şekil 6.28 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.65
Şekil 6.29 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile kondenserde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.66
Şekil 6.30 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.67
Şekil 6.31 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 68
Şekil 6.32 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi. 69

Şekil 6.33 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile Çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi. 70
Şekil 6.34 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile Soğutucu akışkan kütlesel debisinin evaporatör hava akım hızına göre değişimi. .. 71
Şekil 6.35 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile kondenserde atılan ısı miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 72
Şekil 6.36 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile soğutma kapasitesinin evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 73
Şekil 6.37 : R134a ve R1234yf Kullanılan DOİC'de Farklı Kompresör Etksi ile kompresör Gücünün evaporatör Hava Akım Hızına Göre Değişimi. 74
Şekil 6.38 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile soğutma tesir katsayısının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 75
Şekil 6.39 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile evaporatörde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 76
Şekil 6.40 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile kondenserde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 77
Şekil 6.41 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile kompresörde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 78
Şekil 6.42 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 79
Şekil 6.43 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 80
Şekil 6.44 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının evaporatör hava akım hızına göre değişimi. 81

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3.1 : Soğutucu akışkan özellikleri. 17
Tablo 4.1 : Deneysel otomobil iklimlendirme cihazı soğutma çevrimi elemanları. .. 19
Tablo 4.2 : Deneysel otomobil iklimlendirme cihazı ölçüm cihazları teknik özellikleri. 23
Tablo 5.1 : Otomobil klima sistemi için ekerji denklemleri. 29

FARKLI SOĞUTMA DEVRESİ ELEMANLARININ R134a VE R1234yf KULLANILAN BİR OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

ÖZET

Bu çalışmada, otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan R134a soğutucu akışkanına alternatif R1234yf soğutucu akışkanı ile beraber değişken (DKK) ve sabit (SKK) kapasiteli kompresörlerin performansları deneysel olarak incelenmiştir. Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği labaratuvarlarında gerçek otomobil kliması elemanlarından deneysel bir iklimlendirme cihazı kurulmuştur. Soğutma çevrim elemanları olan evaporatör, kondenser, sıvı tankı, SKK ve DKK kompresörleri, genleşme elemanı ve iç ısı değiştiriciye (IHX) ilaveten elektriksel kontrol elemanları bulunmaktadır. Deneysel otomobil iklimlendirme cihazında istenilen deney şartları bilgisayar yardımı ile oluşturulabilmekte ve kontrol edilebilmektedir. Anlık veri değerleri deney süresi boyunca takip edilebilmektedir. Farklı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları ve hızları ile farklı kompresör devirlerini içeren 862 adet deney yapılmıştır. Elde edilen deney verileri enerji ve ekserji denklemleri ile analizleri yapılmış ve sonuçlar grafikler haline getirilerek çalışmada sunulmuştur. DKK ile çalışılan farklı soğutucu akışkan deneyleri sonucunda, düşük hava akım giriş sıcaklıklarında kapasite kontrol sisteminin R1234yf soğutucu akışkanı kullanımında R134a kullanımına göre daha etkin olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sonucu olarak; düşük hava akım sıcaklıklarında R1234yf'li sistemin kompresör gücü, kütlesel debisi, toplam yok edilen ekserji değerlerinin R134a'lı sisteme göre daha az olduğu soğutma tesir katsayısının (STK) artan kompresör devrine bağlı olarak çok az yüksek olduğu görülmüştür. Yüksek hava akım sıcaklıklarında R1234yf'li sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi miktarının R134a'lı sisteme göre yaklaşık %55 yüksek olmasına bağlı olarak soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve toplam yok edilen ekserji değerlerinin daha fazla ancak STK değeri R134a'lı sisteme göre daha az olduğu gözlemlenmiştir. R1234yf soğutucu akışkanı ile çalışan değişken ve sabit kapasiteli kompresör deneylerinin sonucunda; düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında DKK kompresörün kapasite kontrol sisteminin etkisi ile SKK'ye göre yaklaşık %63,6 daha yüksek STK'ye sahip olduğu görülmüştür. DKK kullanılan sistemde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların performansına IHX'in etkisinin gözlemlendiği deneylerde; R134a'lı sistemin yüksek hava akımı giriş sıcaklıkları hariç IHX'in STK değerini genel olarak arttırdığı görülmüştür. Evaporatör hava akımı hızının artması ile DKK'nin kapasite kontrol sistemi etkisini azaltmasına bağlı olarak STK değerinin azalmasına neden olurken SKK sisteminin STK değerinin çok az artmasına neden olmakta olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Otomobil iklimlendirme, Soğutma, Değişken kapasiteli kompresör, R1234yf, R134a

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DIFFERENT CIRCUIT COMPONENTS ON THE PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM USING R134a AND R1234yf

SUMMARY

In this study, the performance of variable (VCC) and fixed (FCC) capacity compressors together with the R1234yf refrigerant alternative to R134a refrigerant used in automobile air conditioning systems were experimentally investigated. An experimental air conditioning device from real automobile air conditioners was installed in the Mechanical Engineering Laboratories of Sakarya University of Applied Sciences, Faculty of Technology. There are electrical control elements in addition to the refrigeration cycle elements such as evaporator, condenser, liquid tank, FCC and VCC compressors, expansion element and internal heat exchanger (IHX). The experimental conditions desired in the experimental automobile air conditioning device can be conditioned and controlled with the help of a computer. Instant data values can be followed throughout the experiment period. 862 experiments were carried out including different condenser and evaporator inlet air flow temperatures and speeds and different compressor speeds. The obtained experimental data were analyzed with energy and exergy equations and the results were presented in the study by being graphed. As a result of different refrigerant experiments working with VCC compressor, it has been observed that the capacity control system is more effective than R134a in the use of R1234yf refrigerant at low air flow inlet temperatures. As a result of this; It has been observed that the cooling capacity, compressor power, mass flow rate, discharge, total destroyed exergy values of the system with R1234yf at low air flow temperatures are lower than the system with R134a and the cooling of performance (COP) is slightly higher due to the increasing compressor speed. . Due to the fact that the amount of refrigerant flow circulating in the R1234yf system at high air flow temperatures is approximately 55% higher than the system with R34a, the cooling capacity, compressor power and total destroyed exergy values are higher, but the COP are it was observed to be less than the system with R134a. As a result of variable and fixed capacity compressor tests working with R1234yf refrigerant; With the effect of the capacity control system of the VCC compressor at low airflow inlet temperatures, it has been observed that it has approximately 63.6% higher COP than the FCC compressor. In the experiments where the effect of IHX was observed on the performance of R1234yf and R134a refrigerants in the system using VCC compressor; It has been observed that the system with R134a generally increases the COP value of IHX, except for high airflow inlet temperatures. It has been observed that the increase in the evaporator air flow velocity causes the COP value to decrease due to the decrease in the effect of the capacity control system of the VCC compressor, while the COP value of the FCC system slightly increases.

Keywords: Automobile air conditioner, refrigerant, variable capacity compressor, R1234yf, R134a

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Enerji ve ekserji analizine bağlı çalışmalar, çeşitli sistemlerde enerji kaynaklarının verimli kullanımı için esastır. Bu nedenle, son yirmi yılda bu analizlere doğru artış eğilimi gözlemlenmiştir. Geleneksel süreç analizi yöntemleri (enerji analizi) Termodinamiğin Birinci Yasasına dayanır. Bu yöntem, bir işlem sırasında enerji kalitesindeki değişiklikleri göz önünde bulundurmamaktadır, çünkü sistemin çevresindeki çevrenin özelliklerini dikkate almaz ve sistemdeki işlemlerin geri dönüşümsüzlüğünü karakterize etmez. Bu nedenle, geleneksel termodinamik analiz yöntemlerini oldukça tatmin edici kılar.

Soğutma sisteminin enerji tüketimi ve maliyetleri, otomotiv endüstrileri başta olmak üzere, yiyecek, içecek ve kimyasallar gibi birtakım ticari sektörler için gelecekteki stratejinin gündemindeki en önemli maddeler arasındadır. Bu yüksek talep ve maliyetlerin aksine, sistem performansındaki küçük bir optimizasyon bile önemli ölçüde tasarruf sağlayarak kâr artışı sağlayabilmektedir. Bu nedenle, sistem gereksinimlerine bağlı olarak, çevre ve enerji tasarrufu koşullarını dikkate alarak soğutma sistemlerinde çeşitli konfigürasyonlar yapılabilir.

Ozon tabakasının incelmesi ve küresel ısınmanın baş göstermesi Kyoto Protokolü tarafından sırasıyla 2020-2030 ve 2025-2040'a kadar planlama yapılmasını gerektirmiştir [1]. Bundan dolayı araştırmacılar Hidrokloroflorokarbon (HCFC)ların ve Hidroflorokarbon (HFC)ların alternatifleri için endüstrilerin çeşitli gereksinimlerine dayanarak, deneysel veri tabanını genişletmek amacıyla düşük küresel ısınma değeri (GWP) ve alternatif soğutucu akışkanlar için yeni ısı transferi verilerine yönelik çalışmalar başlatmıştır.

Avrupa Birliği'nin f-gaz yönetmeliği, 2017'den itibaren AB pazarına yerleştirilen tüm yeni araçların otomotiv klima sistemlerinde küresel ısınma değeri (GWP) 150'nin üzerinde olan Hidroflorokarbon soğutucuların kullanımını kısıtlamaktadır [1]. Sonuç olarak, 1994 yılından beri otomotiv klima sistemlerinde yaygın olarak kullanılan

soğutucu olan R134a, şu anda bu sistemlerde aşamalı olarak kullanımdan kaldırılmaktadır. R134a'nın başlıca potansiyel alternatifleri CO_2 ve R1234yf'dir.

Yanıcılığı olmayan doğal bir soğutucu olmasına rağmen CO_2, aşırı yüksek soğutucu akışkan basınçları gerektirir, bu da kaçak sorunları, artan ağırlık, yüksek kompresör gücü ve düşük soğutma tesir katsayısı (STK) değerlerine neden olur. Öte yandan, hidrofloroolefin (HFO) ailesinden yeni geliştirilen bir soğutucu olan R1234yf, hafif yanıcılığına ve yüksek maliyetine rağmen genellikle R134a'ya en iyi alternatif olarak kabul edilir. Sadece 4 GWP potansiyeline sahip olan ve R134a'nınkine yakın basınç gerektiren, otomobil klima sistemlerinde R134a'nın yerini alabilir ve soğutucu olarak kullanılabilir [2].

1.1 Literatür Araştırması

İçinde bulunduğumuz dönemde soğutma sektöründe ticari kaygı ve rekabetlerin fazla olması sebebiyle bu konudaki araştırmalar fazla olmasına rağmen, yazı ve makale yayınları oldukça düşük sayıda ve erişime kapalı şekilde yapılmaktadır. Özellikle araçlar küresel ekonomide yüksek bir paya sahip olduğu için bu alanda yapılan yenilikler ve gelişmeler de büyük önem arz etmektedir. Araştırmada ulaştığımız yayınlarda bilim insanları farklı soğutucu akışkanların otomobil klima sistemlerinde teorik ve deneysel analizlerini yaparak veya bilgisayar ortamında yapay zekâya uyarlayarak sistem davranışlarının pozitif ve negatif yönlerini ortaya koymaya çalışmışlardır.

Minor ve Spatz [3], küçük bir otomobilin iklimlendirme sisteminin bileşenlerini kullanarak geliştirdikleri bir setinde ölçülen sistem performansını rapor etmişlerdir. Verileri, hiçbir sistem değişikliği olmadan, R1234yf'nin soğutma kapasitesi ve enerji verimliliğinin R134a'nın %4-8'i içinde olduğunu göstermişlerdir.

Yohan Lee ve Dongsoo Jung [4] çalışmalarında, yeni soğutucu akışkan R1234yf ve HFC134a'nın performansını, bir otomobil iklimlendirme sistemi test cihazında yaz ve kış kliması mevsim koşulları altında ölçülmüştür. R1234yf'nin STK değerinin R134a'nınkinden % 0.8-2.7 daha düşük olduğunu ve R1234yf kapasitesi R134a'dan %4.0 daha düşük olduğunu gözlemlemiştir. Bu sonuçlardan yola çıkarak, uzun vadede R1234yf için ısı değiştirici devrelerinin optimizasyonu gibi bazı yollar dikkatle tasarlanması gerektiği kanısına varmışlardır.

Adrian Mota-Babiloni ve arkadaşları [5], R134a yerine R450 soğutucu akışkanının performansını, çeşitli çalışma koşulları altında bir buhar sıkıştırma sisteminde incelemişlerdir. Analiz edilen parametreler soğutma kapasitesi, STK ve deşarj sıcaklığıdır. R450A soğutma kapasitesinin R134a ile elde edilenden biraz daha düşük olduğunu (ortalama olarak% 6 daha düşük), Kompresörün güç tüketimi R450A kullanarak R134a'dan çok daha düşük ve bu nedenle R450A soğutma tesir katsayısının (STK) oranı ortalama olarak R134a'dan %1 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. İç ısı değiştiricisi (IHX), R134a'yı etkileyen benzer bir oranda R450A'nın enerji verimliliğini olumlu yönde etkilediği sonucuna varmışlardır.

Mahmoud Ghodbane [6] mobil iklimlendirme sistemindeki R152a ve hidrokarbon soğutucu akışkanlar üzerine bir araştırma yapmıştır. R152a ve siklopropanın (RC270) R134a'ya kıyasla soğutucu akışkan olarak üstünlük sağladığını gözlemlemişlerdir.

Jignesh K. Vaghela [7], R134a ve alternatif soğutucu akışkanları kullanarak bir otomobil klima sisteminin (OKS) karşılaştırmalı değerlendirmesi üzerine bir çalışma yapmışdır. Bu çalışmada farklı alternatif soğutucuların termodinamik özellikleri, yani R290, R600a, R407C, R410A, R404A, R152a ve R1234yf, AAC sisteminde kullanılan R134a ile karşılaştırılmıştır. R290 ve R600a'nın yüksek yanıcılık sorunu nedeniyle otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılması güvenlik açısından sakıncalıdır. Termodinamik özellik analizinden, R407C, R410A ve R404A'nın çok yüksek doygunluk basıncına sahip olduğu görülür ve bu nedenle mevcut otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılamaz. R152a, yalnızca güvenlik tedbirleri sağlandığında R134a'nın yerine kullanılabilir. Termodinamik döngü analizinden, R1234yf'nin R134a'ya kıyasla %6.3 daha düşük STK değerine sahip olduğunu ve R134a otomobil iklimlendirme sisteminde en uygun alternatif soğutucu akışkan olduğu sonucuna ulaşmışlardır, çünkü çok düşük GWP'ye sahip ve mevcut otomobil iklimlendirme sisteminde minimum modifikasyonla ikame edilebilirliğini belirlemiştir.

Wang vd. [8] iki aşamalı buhar enjeksiyonlu spiral kompresör geliştirmişlerdir. Deneysel sonuçlarına göre, aynı kompresör deplasman hacmine sahip geleneksel sisteme kıyasla buhar enjeksiyonlu R410A ısı pompası sistemi için -17,8 ºC ortam sıcaklığında %20 STK ile yaklaşık %30 ısıtma kapasitesi artışı elde edildiği görülmektedir.

Ooi [8], R1234yf ve R134a kullanılırken kompresör performansının karşılaştırılabilir olduğunu gösterdi ve literatürde bulunan sonuçları yeniden doğruladı. R134a ile çalışan kompresör, yüksek yoğunlaşma ve düşük buharlaşma sıcaklıkları altında çalışırken R1234yf ile çalışan kompresörden daha iyi performans gösterdiğini belirlemiştir. Ayrıca yoğunlaşma sıcaklığı düştüğünde, R1234yf, R134a'dan daha iyi performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Zilio ve arkadaşları [9], tipik bir otomotiv sistemindeki R1234yf için simülasyon sonuçlarını rapor etmişlerdir. Simülasyon sonuçları, R1234yf'nin soğutma kapasitesi ve STK, R134a'nınkinden % 2-4 daha düşük olduğunu göstermiştir. Öte yandan, R1234yf'nin kompresör çıkış sıcaklıkları R134a'nınkinden 4.9 ºC-7.6 ºC daha düşük olduğunu görmüşlerdir.

Yataganbaba ve ark. [10] R1234yf, R1234ze ve R134a için ekserji analizi yapmışlardır, R1234ze ve R134a'nın verimlilik eğilimlerinin hemen hemen aynı değerlerle eşleştiğini, R1234yfnin soğutucu akışkanlar arasında daha düşük performans göstermekte olduğunu, çevre ve güvenlik kriterleri dikkate alındığında, bu yapılandırma için en iyi çalışma sıvısının R1234ze olduğu kanısına varmışlardır. Termodinamik performans R134a kadar iyi olmasa da, R1234yf, istenen çevresel özelliklere bağlı olarak R134a'ya alternatif bir çalışma akışkanı seçimi olarak önerilebileceğini, R1234yf ve R134a'nın ekserji verimlilik değerleri arasında gözlenen maksimum fark %2 - %3 olduğunu gözlemlemişlerdir.

Fukuda ve arkadaşları [11], R1234ze için ısı pompası ve iklimlendirme sistemlerinde çalışmışlardır. Bir ısı pompası simülasyonunda R1234ze'nin endüstriyel amaçlı yüksek sıcaklıktaki ısı pompası sistemlerinde potansiyel bir alternatif olduğunu göstermiştir ve R1234ze'nin farklı ısıtma ve soğutma suyu giriş sıcaklıkları için bir adsorpsiyon soğutma döngüsünde R134a'dan biraz daha yüksek bir performans göstermiştir.

Devotta ve arkadaşları [12], klimalar için HCFC-22 alternatiflerini aramıştır. NIST CYCLE_D karşılaştırmalı termodinamik analiz için kullanılmıştır. Çalışılan soğutucu akışkanlar arasında (R134a, HC290, R407C, R410A ve HFC32, R134a ve R125'in üç karışımı), HFC134a en yüksek STK'yı sunar, ancak kapasitesi en düşüktür ve çok daha büyük kompresörler gerektirir.

Reasor ve arkadaşları [13], bir R1234yf için soğutma performans karşılaştırma araştırması gerçekleştirdiler. R134a veya R410A yerine R1234yf kullanılmasının

fizibilitesini belirlemek için R1234yf, R134a ve R410A arasında karşılaştırmalar ve simülasyonlar yaptığı görülmektedir.

Agarwal ve Hrnjak [14], R134a soğutucu akışkanının yoğunlaşma ve ısı transfer katsayılarının R1234ze(E)'ye göre yaklaşık %10 daha yüksek, R32'ye kıyasla yaklaşık %20 daha düşük olduğunu analiz etmişlerdir.

Babiloni vd. [15], son yıllarda, hidroksit olefinleri ve R32 karışımları üzerine çalışma yapmışlardır. Onaylanan ve beklenen çevre koruma düzenlemeleri nedeniyle, bazı otomobil iklimlendirme uygulamalarında R1234ze(E) veya karışımları gibi düşük GWP'li soğutucular aranmaktandır. İkili karışımlar ile ilgili olarak, üçlü karışımlar daha yüksek derecede kombinasyona ve R410A'nın ikamesi olarak kabul edilen R447A gibi ısıl ayarlama kabiliyetine sahip olduğunu bulmuşlardır.

McLinden vd [16], Yanıcılığı olmayan doğal bir soğutucu olan CO_2, aşırı yüksek soğutucu akışkan basınçları gerektirdiği, bu da kaçak sorunları, artan ağırlık, yüksek kompresör gücü ve düşük STK değerlerine neden olduğu gerekçesiyle yaptığı çalışmada, hidrofloroolefin ailesinden yeni geliştirilen bir soğutucu olan R1234yf, hafif yanıcılığına ve yüksek maliyetine rağmen genellikle R134a'ya en iyi alternatif olarak kabul edilebileceğini ifade etmiştir. Sadece 4 GWP potansiyeline sahip olan ve R134a'nınkine yakın basınç gerektiren R1234yf'nin, otomobil iklimlendirme sistemlerinde R134a'nın yerini alabileceğini ve soğutucu olarak kullanılabileceğini öne sürmektedirler.

Longo vd. [17] R1234ze(E)'nin, R134a ve R1234yf'ye çok benzer ısı transfer katsayıları sergilediğini ve sürtünme basıncının R134a ve R1234yf'den biraz daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Tartışılan sonuçlara dayanarak, R1234ze (E) 'nin R134a'nın yerine geçme potansiyeli olduğunu ve R1234yf'ye uygun bir alternatif olduğu sonucuna varmışlardır.

Gaurava vd.[18] otomobil iklimlendirme uygulamasında R134a'nın ikamesi olarak R1234yf'nin termoekonomik analizi üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışma sonucunda kompresör çalışma basınç oranının düşürülmesinin R1234yf'nin yanıcılığını azaltmada avantajlı olduğunu çünkü sistemdeki basıncı ve sıcaklığı düşüreceğini belirlemişlerdir. Aynı zamanda sistemden çevreye soğutucu ve yağ sızıntısını da azaltarak yanıcılık riskini de azalttığını çalışmalarında belirtmişlerdir. Bunun yanı sıra R1234yf, şu anda R134a ile karşılaştırıldığında maliyetli olduğunu ve daha düşük sıkıştırma oranınına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir.

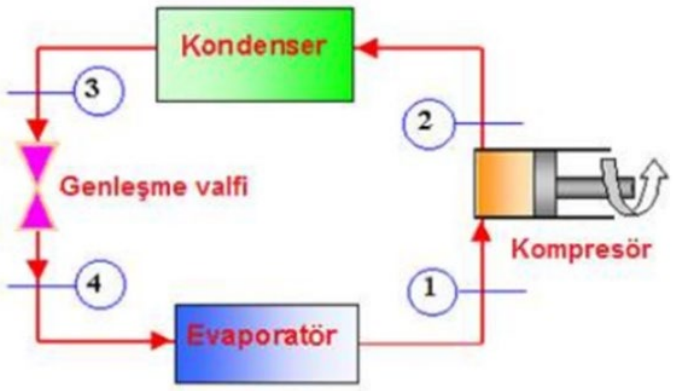
Cho vd. [19], R134a ve R1234yf kullanarak otomobil klima sistemlerinin performansını incelemişlerdir. R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının performanslarının gözlemlendiği bu çalışmada, dahili IHX sahip olmayan R1234yf sistemlerinin soğutmada yaklaşık % 7 ve % 4,5 düşüş yaşadıkları sonucuna vardıkları görülmektedir.

Literatür çalışması altında sunulan çalışmalara bakacak olursak farklı soğutma akışkanlarının yanı sıra birçok genleşme elemanları ve kompresör tipleri üzerinde araştırmalara gidilmiştir. Bunların çoğunluğunda numerik çalışma ve modellemeler üzerinden sonuç çıkartılmaya çalışılmıştır. Teorik çalışmalar önemli olduğu kadar pratik-deneysel çalışmalarla pekiştirildiğinde daha kesin ve kullanabilir verilere ulaşılır bu da sistemlerin geliştirilmesi için büyük bir önem arz eder. Bu çalışmada ise R134a'ya alternatif soğutucu akışkanlar olan R1234yf soğutucu akışkanın değişken ve sabit kapasiteli kompresör tipleri ile iç ısı değiştirici elemanıyla kullanımının enerji ve ekseji analizleri yapılarak performans analizleri karşılaştırmalı grafikler halinde sunulmuştur.

BÖLÜM 2. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİ

Artan sera gazı yayılımı dünya üzerinde sıcaklık değişimlerini arttırarak iklimlendirme sistemlerine duyulan ihtiyaçları gün geçtikçe arttırmaktadır. Modern toplumların atı olan ulaşım araçları, en büyük enerji tüketicilerinden biridir. Dünya otomobil filosu yaklaşık 1 milyar olup, 2035 yılına kadar iki katına çıkacağı tahmin edilmektedir ve yılda yüz milyarlarca galon yakıt tüketmektedir. Bu bağlamda, ulaşım dünya çapındaki tüm enerji tüketiminin yaklaşık %30'unu oluşturmakta ve bu enerjinin %90'ından fazlası fosil yakıtlardan gelmektedir[20].

Araçların fosil yakıtlara olan yüksek bağımlılığı, çevre üzerinde ciddi olumsuz etkiler oluşturmaktadır. Ayrıca iklim değişiklikleri nedeniyle klima sistemlerinin uzun süreli kullanımı, enerji tüketiminde önemli bir artışa neden olmaktadır. Gündelik hayatta pek çok kullandığımız otomobillerde klima sistemlerinde ki bu enerji tüketimini düşürmek üzere çalışmalar yapılmaktadır. Otomobil klima sistemleri araç içinde konfor sıcaklığımızı ayarlamaya ve havayı filtrelemeye yarar. Çalışma prensibi Termodinamiğin buhar sıkıştırmalı soğutma ilkesine dayanır. Soğutma çevrimi hal değişimi ile sağlanarak araç içerisindeki iklimlendirme konforu sağlanır. Şekil 2.1'de bu çalışma prensibi gösterilmektedir.

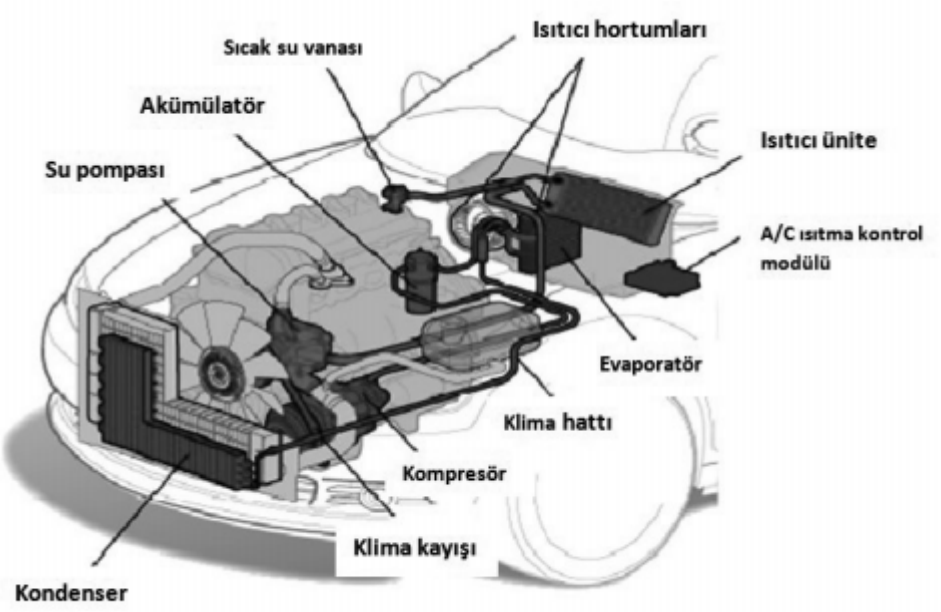


Şekil 2.1 : Otomobil klima sistemi çalışma şekli. [21]

Araç içerisinde soğutma yapılırken klima sistemindeki soğutucu akışkan, buharlaştırıcı diye bilinen evaporatör aracılığıyla ortamda konforu bozan yüksek ısıyı çekerek buharlaşır, gaz fazında olan soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılır ve kondenser diye bilinmekte olan yoğuşturucuya geçer. Daha sonra yoğuşturucu üzerinde gaz fazında ilerleyen soğutucu akışkan ilerledikçe dış çevreye ısı atmaya başlar, ısı atımıyla beraber yoğuşma olur ve sıvı faza geçer. Burada önemli bir detayı göz ardı etmemek gerekir, soğutucu akışkan araç içerisinde fazla olan ısıyı çekebilmesi için basıncının düşük olması gerekmektedir. Bu yüzden buharlaştırıcı girişlerinde basıncı düşürmek için genleşme elemanı bulundurma ihtiyacı ortaya çıkar. Yoğuşturucuya gitmeden önce soğutucu akışkanı bir kompresör yardımı ile sıkıştırmakta benzer bir amacı ortaya koyar. Yoğuşturucuda ısı atılımını kolaylaştırmak ve hızlandırmak için yüksek basınçta olması gerekmektedir. Yüksek basınca çıkması sıcaklığı da arttırdığı için çevreye ısı atımına yardımcı olunur.

2.1 Genel Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar

Buhar sıkıştırmalı sistemler, yüksek enerji tüketimine ve olumsuz çevresel etkilerine rağmen halen en yaygın kullanılan otomotiv soğutma sistemleri türüdür. Otomobil klima sistemleri, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin temel elamanlarının bulunmasının yanı sıra günümüz teknolojileriyle yardımcı elemanlarda artmaktadır. Temel elemanları Buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser), kompresör ve genleşme elemanı olan 4 ana bileşenden meydana gelir.



Şekil 2.2 : Araç klima sisteminde bulunan elemanlar [22].

Şekil 2.2'de temel bileşenler olan evaporatör, kondenser, kompresör ve genleşme elemanının yanı sıra yardımcı eleman olarak görev alan kurutucu ve termostat da gözükmektedir. Bunlara ek olarak hava yönlendiricileri, basınç ve sıcaklık ölçüm araçları da bulunabilir.

2.1.1 Kompresör

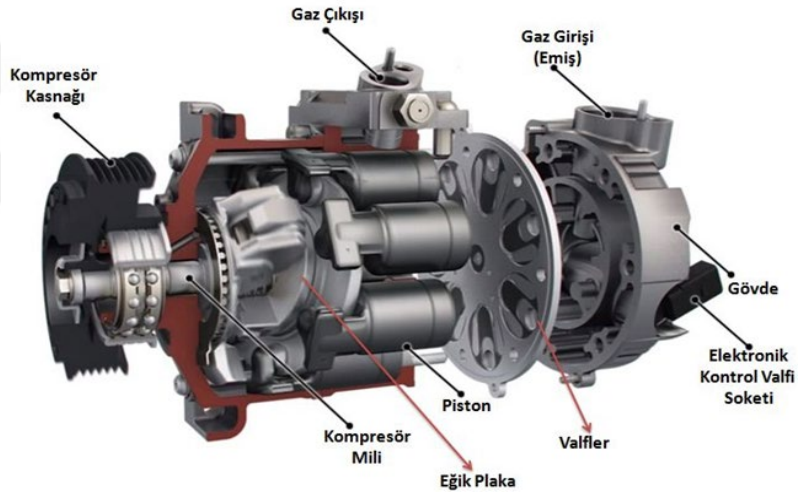
Sistemin kalbi olan kompresör, soğutucunun sıcaklığını ortam sıcaklığının üzerine çıkarmak için yeterince sıkıştırır ve ısıyı kondenserden dışarı aktarmaya zorlar. Bu nedenle, bu klima bileşeninin daha iyi bir halefini geliştirmek için önemli araştırma çabaları gerçekleştirilmiştir. Klima kompresörünün ilk tasarımları, pistonlu ve krank tipindeydi. Pistonlar, bir motor kasnağı tarafından döndürülen bir krank miline bağlıdır. Tasarımlar sıralı veya V şeklindeydi. Bahsedilen ilk tasarım, ağırlığı ve düşük performansı nedeniyle durduruldu. Bu sorunları çözmek için birçok yeni tasarım geliştirilmiştir. Yeni tasarımlarda hedefler kontrol iyileştirmeleri, ağırlık ve boyut iyileştirme üzerine yoğunlaşmaktadır.

Günümüz otomobil klima sistemlerinde Yalpalı plaka tasarımı kullanılmaktadır. Bu tasarımın ilk nesli, bir eğik plaka ve sabit kapasite ile karakterize edilen eksenel piston

tipidir, ikinci nesil ise kompresörün kapasitesini değiştirmesini sağlayan bir tasarıma sahiptir. Yani sabit ve değişken kapasiteli tasarım modelleriyle otomobil klima pazarında kullanılmaktadır. Bu gelişmiş kompresör türleri, teknolojisi olgun ve güvenilirliği yüksek olduğu için otomotiv klima pazarına hala hakimdir. Ayrıca, her yeni tasarımın, öncekilerin gerçekleştirmediği yeni nitelikleri tatmin etmek için geliştirildiğini vurgulamalıdır. Son olarak, hibrit otomobillerin geliştirilmesinin hibrit kompresör adı verilen yeni bir kompresör türü ortaya çıkardığını belirtmek önemlidir [20].

2.1.1.1 Sabit kapasiteli araç klima kompresörü

Günümüzde araçların klima sistemlerinde yalpalı plaka tasarımlı kompresörlerin sabit kapasiteli olanı çoğunlukla kullanılmaktadır.



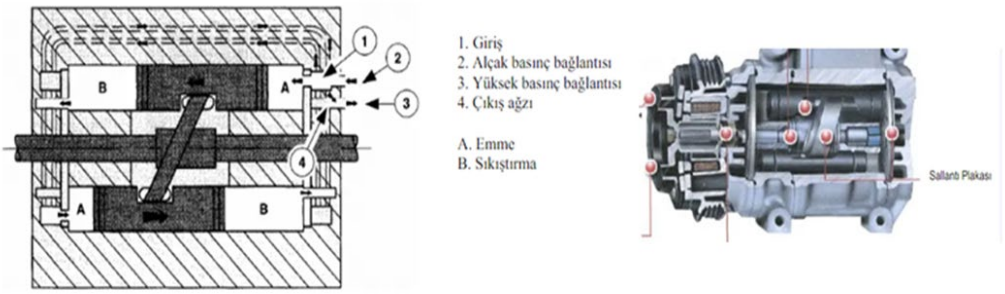
Şekil 2.3 : Sabit kapasiteli klima kompresörü [23].

Şekil 2.3'de sabit kapasiteli bir klima kompresörünü görülmektedir. Kompresör kasnağı kanallı bir yapıya sahiptir. Kasnak aracın krank miline "V kayış" yardımı ile bağlıdır. V kayışların seçimi ise kasnakların kanal sayılarına göre yapılmaktadır. Bu kanal sayıları piyasada "pk" olarak adlandırılır. 3pk, 4pk, 5pk şeklinde V kayış çeşitleri bulunmaktadır. Kasnak krank milinden almış olduğu hareketi kompresör miline iletir. Kompresör milinden alınan tahrik ile kompresörün pistonları strokları boyunca hareketlerini tamamlarlar. Burada Eğik plakaya bir parantez açmak gerekir. Eğik plaka yalpalı plaka tasarımına adını veren elemandır. Eğik plaka pistonlarla hareket ederken soğutucu akışkanın kompresör içine alınımını ve sisteme sıkıştırılarak gönderilmesini sağlayarak

aynı zamanda soğutma sisteminde ki debiyi de kontrol edebilen bir yerdir. Pistonlara geri dönülecek olursa, genellikle piston sayıları 5 veya 7 olan kompresörler kullanılır.

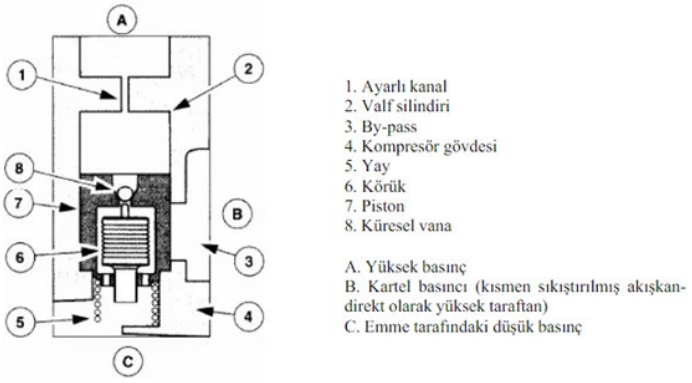
2.1.1.2 Değişken kapasiteli araç klima kompresörü

Araç klima kompresörlerinin diğer çeşidi değişken kapasiteli kompresörlerdir. Sabit kapasiteli kompresörlerle aynı çalışma şekline sahiptir.



Şekil 2.4 : Değişken kapasiteli araç klima kompresörünün strok değişiminin gösterimi [24].

Şekil 2.4'de görülen sallantı plakası kompresörün değişken kapasiteli olmasını sağlamaktadır. Bu plaka kesit gösteriminde görülebilen strok uzunluğunu aldığı eğime göre belirler ve kapasiteyi değiştirebilir. Değişken kapasiteli kompresörün üzerinde bir kontrol valfi vardır.



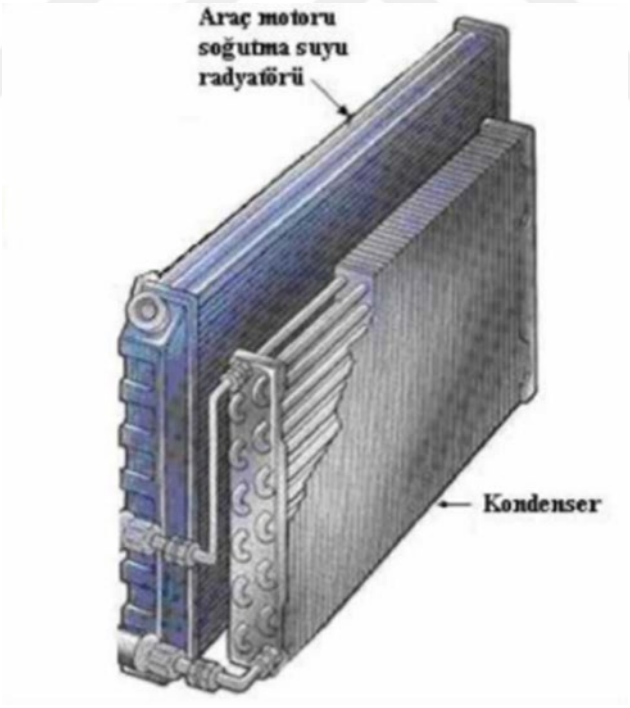
Şekil 2.5 : Değişken kapasiteli araç klima kompresörünün kontrol valfinin yapısı [24].

Şekil 2.5'de görülmekte olan kontrol valfi sayesinde sabit kapasiteli kompresörlerde görülen buzlanmanın önüne geçilir. Kontrol valfi plakanın konumunu ayarlayarak alçak basıncın 2 bardan aşağı düşmesini engeller bu sayede evaporatörde buzlanma olmaz.

Böylece buharlaştırıcının zarar görmesi engellenir ve kompresör daha fazla devrede kalarak soğutmanın verimini artırır. Çalışma esnasında bunu gözlemlemekle beraber detaylı inceleme de sonuçlar kısmında yazılacaktır.

2.1.2 Kondenser

Klima sistemindeki kondenser bir ısı eşanjörü görevi görür ve soğutucu akışkanın içinde yüklü olan ısıyı dış ortama aktarır. Otomobillerdeki yerleri genellikle motorun ön tarafında radyatörle motor arasında bulunur. Böyle yerleştirilmesinin sebebi aracın hareketinden kaynaklanan hava hareketini ve radyatörde bulunan fanın hava hareketini kullanarak soğutma verimini yükseltmektir. Otomotiv klimalarına uygulanan ağır koşullar, kondenser tasarımının bu önemli unsur için yüksek verimlilik ve kompaktlık sağlaması gerektiği anlamına gelir. Bu nedenle, klima kondenserleri son yıllar da önemli bir gelişme yaşamaktadır. Eski kondenserler kıvrımlı tasarıma sahipken, yenileri paralel akış tasarımına sahiptir.



Şekil 2.6 : Otomobil tipi kondenser yapısı [25].

En eski tip kondenserlerin tasarımı (bakırdan yapılmıştır ve uçları ilmeklerle birbirine bağlanan bir dizi düz kanatlı borudan oluşur) birçok çalışma da belirtildiği gibi önemli ölçüde geliştirilmiştir. Çalışmalardan birinde, çok akışlı tipten sub-cool tipe geçerek

serpantin tipinden tasarım evrimi (1980–2010) ile kondenser verimliliğinin nasıl geliştiğini gösteren bir şema sunulmuştur [26]. Modern kondenser performansında elde edilen gelişme tüp ve kanat imalatında alüminyum (bakır yerine) kullanılması, metre başına kanat sayısının artırılması ve kondenser tasarımının yanı sıra soğutucu akışkan akışına izin verecek yapının değiştirilmesi daha iyi soğutma yapılmasında önemli rol oynamıştır. Kondenserler ile ilgili bir şeyi bilmekte büyük bir fayda vardır. Kondenser performansını etkileyebilecek önemli bir tasarım sınırlaması vardır, kirlenmesidir. Kondenser kullanım alanı düşer ve dolayısıyla sistem çalışma basıncını artırır ve verime negatif bir etkisi olur.

Bu dezavantaj, farklı simülasyon modellerinin geliştirilmesiyle araştırılmıştır. Bulgular, R-134a ve R1234ze'ye göre R1234yf soğutucu akışkanının kirlenme etkisinin en fazla olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, R-134a'ya alternatif olarak R1234ze daha iyidir [27].

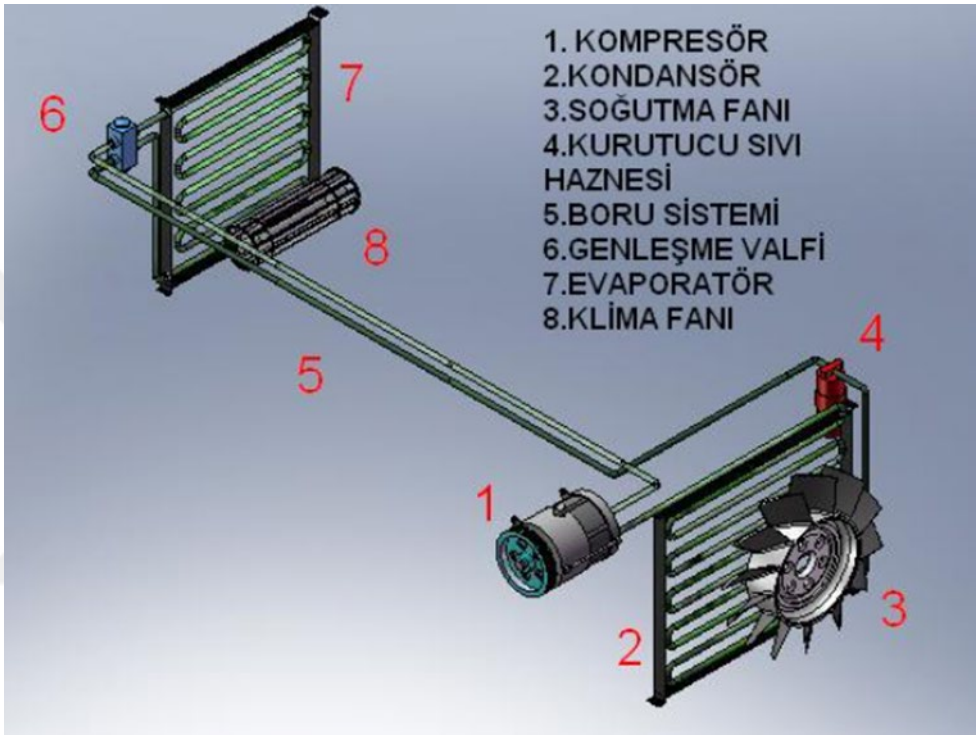
Küçük boyutlu arabaların geniş yayılımı, motor bölmesinin azaltılmış ön boşluğuna sığabilecek daha verimli ve daha küçük kondenserler geliştirmek için gelişmiş araştırmalar yapılmaktadır. Yeni kondenserlerin yapımında paralel akış tasarımı ve alüminyum alaşım kullanılması ağırlıklarını ve boyutlarını azalttı ve verimliliklerini artırdı. Bu bağlamda, önceki modellere göre boyut olarak %30 daha küçük ve ağırlık olarak %20 daha hafif olan yeni bir tip kondenserler geliştirilmiştir [28].

2.1.3 Evaporatör

Evaporatörün klima sisteminde ki işlevi, araç kabin havasında evaporatör kanallarına geçen sıcak havadaki ısıyı alıp buharlaştırmak için soğutucu akışkana aktararak aracın içini soğutmaktır. Kondenser tasarımları ile evaporatör tasarımlarının birbirleriyle benzediği görülmektedir. Kondenser tasarımının günümüzde gelişimi (tüp kanatlı ve serpantinli tiplerden paralel akışlı tipe geçişi), buharlaştırıcılar da benzer inovasyon değişikliklere uğramıştır. Bu bağlamda, kapsamlı bir araştırma, 1954 ile 1980 yılları arasında birkaç evaporatör tasarımının geliştirildiğini ve çoğunun nervürlü (direnci arttırılmak için çıkıntılı) bir plakaya ve oluklu bölünmüş alt kanat tasarımına sahip olduğunu göstermiştir [29].

Daha sonra, önceki evaporatör tiplerinde bulunan drenaj sorununu çözmek için U kanallı tek tanklı dikey tüp plaka tasarımı tanıtılmıştır. Ayrıca farklı tasarım parametrelerinin

evaporatör soğutma kapasitesi üzerindeki etkileri akademik çalışmalarla incelenmeye devam etmektedir. Bu çalışmalardan elde edilen verilere bakılırsa, soğutucu akışkan kanallarının uzunluğu arttıkça soğutma kapasitesinde %19'luk bir iyileşme sağlanabilmekte olduğunu ve buharlaştırıcıda sıklıkla meydana gelen bir başka tasarım sınırlaması buzlanmanın kondenserin girişindeki daha yüksek hava sıcaklığının bu donma sorununa yol açabileceğini gözlemlemiş oluruz [30,31].



Şekil 2.7 : Otomobil tipi evaporatör yapısı [32].

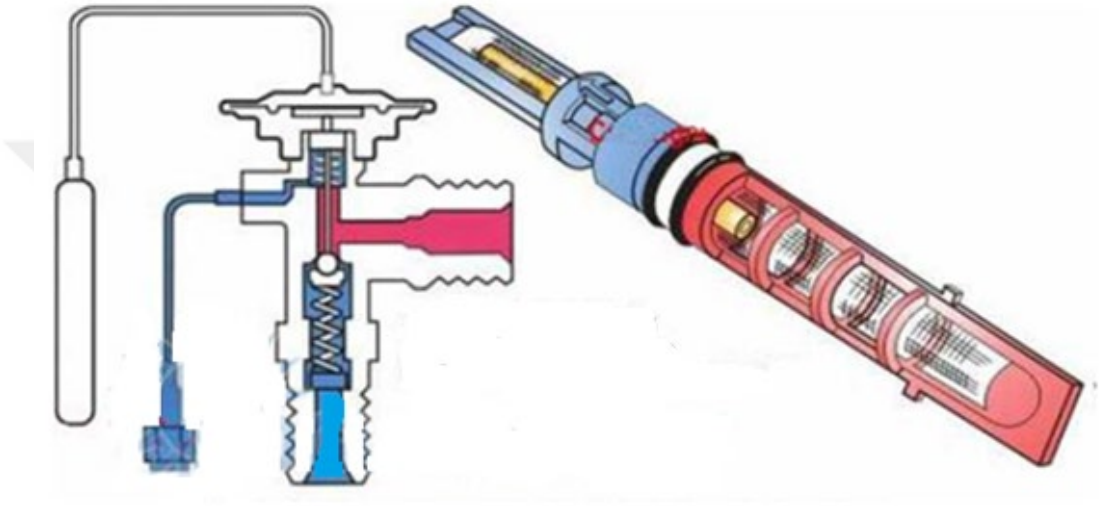
2.1.4 Genleşme elemanı

Evaporatörden geçen soğutucu akışkan miktarını düzenler ve esas olarak bir orifis borusu veya genleşme valfi içerir. Bu cihazlar (açıklık tüpü veya genleşme valfi) aracılığıyla kontrol görevini yapar. Sıvı halde ki soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girmeden önce soğutucunun genişlemesini ve basıncının düşürülmesini sağlar. İlk başlarda sabit Orifis tüpleri zamanla değişken orfis tiplerine dönüşmeye başladı daha sonra termostatik genleşme valfleri geliştirilmiştir. En son günümüzde elektronik olarak kontrol edilmek üzere elektronik genleşme valfleri geliştirildiği gözlemlenmektedir.

R-134a soğutucu akışkanlı klima sistemleri için hem maliyet hem de performans kısıtlamalarını arttırmaya yönelik genleşme valfinin seçimi üzerine çalışmalar devam

etmektedir. Bu çalışmaların bir kaçı incelendiğinde, termostatik valf kullanılan bir sistemin STK katsayısının, orfis tüplü bir sisteme göre %15 daha yüksek olduğu ve bununla beraber yüksek çalışma sıcaklıklarında maksimum verim ile çalıştığı görülmüştür [33].

Otomobillerde genellikle orfis tüplü genleşme elemanı ile Termostatik genleşme elemanı kullanılmakla beraber günümüzde elektronik genleşme elemanlarının kullanımı artmaktadır.



Şekil 2.8 : Otomobil klima sisteminde kullanılan termostatik genleşme elemanı ve Orifis tüpünün yapısı [34].

BÖLÜM 3. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Soğutucu akışkanlar iklimlendirme sistemlerinde ısının bir ortamdan diğer ortama aktarılması için kullanılan ana elemanlardan biridir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya gelir ve araç içinden fazla ısıyı çekerek teorik çevrimde doymuş gaz (gerçek çevrimde kızgın buhar) haline geçmektedir. Daha sonra kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan buradan sıcaklığı ve basıncı artarak kızgın buhar formunda çıkar, buharlaştırıcıdan çekmiş oldugu ısı ve kompresörde verilen sıkıştırma işi ile kazandığı ısıyı kondenserde yoğuşarak atar ve sıvı formuna geçer. Soğutma sistemleri geliştikçe ve farklı tipte soğutma sistemleri ortaya çıkmasıyla çevresel problemlerde ortaya çıkmaktadır. Verimin arttırılması ve çevresel problemleri düşürmek için soğutucu akışkan çeşitleri artmaktadır. Artmakta olan soğutucu akışkanlar farklı kimyasal özellikler ve farklı teknik özellikler ortaya çıkmaktadır. Kendi içinde Kloroflorokarbon (CFC), Hidroflorokarbon(HFC) ve Hidrokloroflorokarbon (HCFC) olarak ayrılırlar. Kloroflorokarbonlar ozon tabakasını delme ve küresel ısınmaya etkilerinin yüksekliği sebebiyle artık kullanılmamakla beraber uluslararası antlaşmalar ile yasaklanmıştır. Bunların yerini artık daha az küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip HFC ve HCFC almıştır.

3.1 Soğutucu Akışkanların Teknik Özellikleri

Avrupa Birliği'nin f-gaz yönetmeliği, 2017'den itibaren AB pazarına yerleştirilen tüm yeni araçların otomotiv klima sistemlerinde küresel ısınma potansiyeli (GWP) 150'nin üzerinde olan Hidroflorokarbon soğutucuların kullanımını kısıtlamaktadır [1]. Bu yönetmelikle birlikte R134a soğutucu akışkanının kullanımdan kaldırılması gerektiğine ve alternatiflerinin kullanımına geçilmesi gerektirmektedir. Alternatif araştırılırken, sınıflandırma yapılırken bazı teknik özellikler göz önüne alınır.

Bunlardan bazıları;

- ODP
- GWP
- Yanıcılık Sınıfı
- Kritik Basınç
- Atmosferde kalma ömrü
- Kaynama (Buharlaşma) Sıcaklığı

olarak belirtilebilir. Bunlara ek olarak soğutucu akışkanlar tercih edilirken sistemdeki elemanlarla tepkimeye girmemesine, kompresör yağına zarar vermeyecek şekilde seçilmesine dikkat edilmelidir.

Tablo 3.1 : Soğutucu akışkan özellikleri [35].

	R-1234ze	R-1234yf	R-134a
Ozon Delme Potansiyel (ODP)	0	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	6	4	1300
Atmosferik Ömür	18 gün	12 gün	11 yıl
Kaynama Sıcaklığı (1atm basınçta)	-19,27 ºC	-29,52 ºC	-26,09 ºC
Kritik Sıcaklığı	101 ºC	94,7 ºC	101 ºC
Kritik Basıncı	3632 kPa	3381 kPa	4059 kPa
Yanıcılık Sınıfı	A2L	A2L	A1

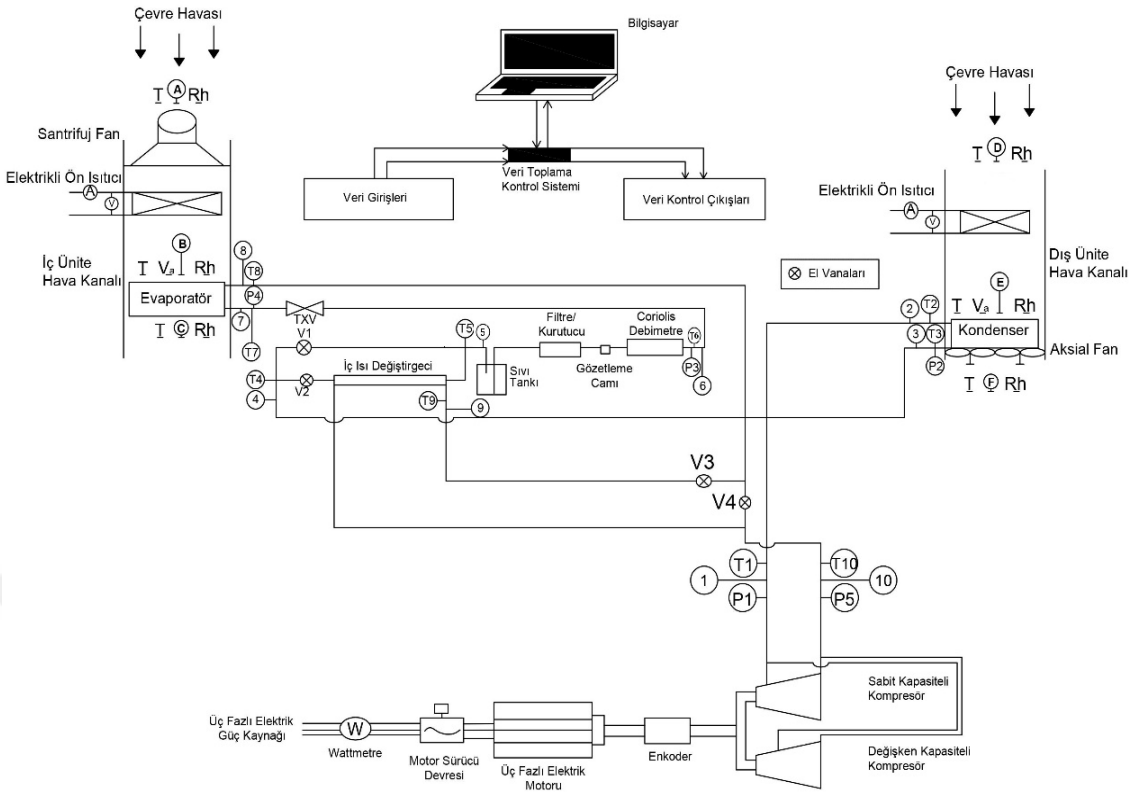
Tablo 3.1'e bakıldığında günümüzde otomobillerde kullanılan R134a'ya alternatif olan R1234ze ve R1234yf soğutucu akışkanlarının teknik özellikleri görülmektedir. Bu özelliklere bakarak söyleyebiliriz ki küresel ısınma değeri (GWP) 1300 olan R134a atmosferde de 11 yıl kalma süresiyle çevreye oldukça zararlıdır. Fakat R1234yf 4 olan küresel ısınma değeri ve 12 gün atmosferik ömür ile en zararsız gaz olduğu gözükmektedir. 1 atm basınçta kaynama sıcaklığıklarına baktığımızda ise R1234yf soğutucu akışkanının -29,52 ºC ile en düşük kaynama sıcaklığına sahip olduğu görülmektedir.

BÖLÜM 4. DENEYSEL OTOMOBİL KLİMASI TEST SİSTEMİ

Deneysel çalışmaları gerçekleştirildiği otomobil klima sistemi Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji laboratuvarında kurulmuştur. Yüksek lisans tezi kapsamında deneysel sistem üzerinde bazı değişiklikler yapılarak deneylere hazır hale getirilmiştir. Sistem elemanlarının tamamı orijinal otomobil klima bileşenleri ile aynı sonuçları alınacak şekilde seçilip hazırlanmıştır. Deneysel sistemin fotoğrafı Şekil 4.1'de şematik görünümü Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.1 : Deneysel otomobil klima sistemi.



Şekil 4.2 : Deneysel sistemin şematik görünümü.

4.1 Deneysel Otomobil Klima Sisteminin Teknik Özellikleri ve Çalışması

Bir deney masası üzerine kurulan otomobil klima sistemi bileşenleri; değişken ve sabit kapasiteli kompresör, paralel akımlı ve mikro kanallı bir kondenser, iç ısı değiştirici (IHX), termostatik genleşme elemanı, evaporatör olarak lamine tipte bir buharlaştırıcı, sıvı tankı – filtre kurucutusu, eksenel tip iki kondenser fanı, santrifüj tipli bir evaporatör fanı, akış kontrolünün gözlemlenebildiği bir gözetleme camı vardır. Tablo 4.1'de deneysel otomobil iklimlendirme cihazında kullanılan ana elemanların özellikleri gösterilmiştir.

Tablo 4.1 : Deneysel otomobil iklimlendirme cihazı soğutma çevrimi elemanları.

Genleşme valfi	Termostatik genleşme valfi (içten dengeli)
İç ısı değiştirici	Karşıt yönlü eş eksenli iç ısı değiştirici
Kondenser	Mikro kanallı paralel akımlı
Evaporator	Lamine tip
Sabit kapasiteli kompresör	Sanden SD7H15
Değişken kapasiteli kompresör	Sanden SD7V16

Deneysel sistemde Sanden SD7H14 modeli 7 pistonlu ve 154,98 cc/rev sabit süpürme hacimli yalpalı plakalı tip bir kompresör ile Sanden SD7V16 modeli 7 pistonlu ve maksimum 161,3 cc/rev süpürme hacimli değişken kapasiteli yalpalı plakalı klima kompresörü bulunmaktadır. Bu kompresör seçimi, teknik özellikleriyle sabit kapasiteli kompresöre en yakın özelliklere sahip olmasına dikkat edilerek yapılmıştır. Değişken ve sabit kapasiteli kompresörler sisteme Şekil 4.3'de görüldüğü gibi aynı elektrik motorundan hareket alacak şekilde bir kayış-kasnak tasarımı ile yerleştirilmiştir.



Şekil 4.3 : Kompresör kayış-kasnak tasarımı.

Şekil 4.3'de deneysel otomobil klima sisteminin elektrik motoru ve kompresörler arasındaki kayış-kasnak tasarımı görülmektedir. Kompresörler ile elektrik motoru arasında birer gergi bulunmaktadır. Gergilerin koyulma sebebi kayışın elektrik motoru ve kompresör kasnaklarını sıkı bir şekilde sararak klima sistemi çalıştırıldığında elektrik motorundan gelen dönme hareketini azalma olmadan kompresörlere iletebilmektir. Deney şartları olarak yüksek devirler kullanıldığında bu durumu görme ihtimali oldukça yüksektir fakat yapılan tasarım sayesinde güç aktarımı doğru şekilde yapılabilmiştir.

Deneysel sisteme kullanılan kompresör durumuna göre soğutucu akışkanları yönlendirmek amacı ile küresel vanalar Şekil 4.4'de görüldüğü gibi eklenmiştir.



Şekil 4.4 : Kompresörleri devreye alıp devreden çıkaran küresel vanalar.

Her bir kompresör için 2 adet küresel vana bulunmaktadır. Deneyde kullanılacak kompresörün emme ve basma hatları bu küresel vanalar yardımıyla devreye alınmakta diğer kompresör ise devre dışı bırakılmaktadır. Şekil 4.4'e baktığımız da ön tarafta bulunan iki küresel vana değişken kapasiteli kompresöre aitken, arka tarafta bulunan diğer iki vana sabit kapasiteli kompresöre aittir.

Şekil 4.5'de deneysel otomobil klima sisteminde soğutma devresinin basınç artmasına veya düşmesine karşı koruyan basınç presostatı ve monometreleri görülmektedir. Solda bulunun basınç prosestatı soğutma devresinin yüksek ve alçak basınçlarının sistemin çalışma sınırları içinde tutulmasını sağlamaktadır. Böylelikle deneyler sırasında yüksek veya alçak basınçların soğutma devresine zarar vermemesi sağlanmıştır. Bu basınç prosestatı yüksek basınç hattındaki basınç değerinin 25 bar üzerine geçmesi ile kompresörün elektomanyetik kavramasına giden elektrik akımını keserek kompresör haraketini durdururak sistemi korumaya almaktadır. Şekil 4.5'te sağ tarafta iki adet yağlı tip basınç göstergesi bulunmaktadır. Bu göstergelerden birisi sistemin yüksek basınç

hattının basınçını ölçen yüksek basınç manometresidir ve diğeri alçak basınç tarafını ölçen düşük basınç manometresidir.

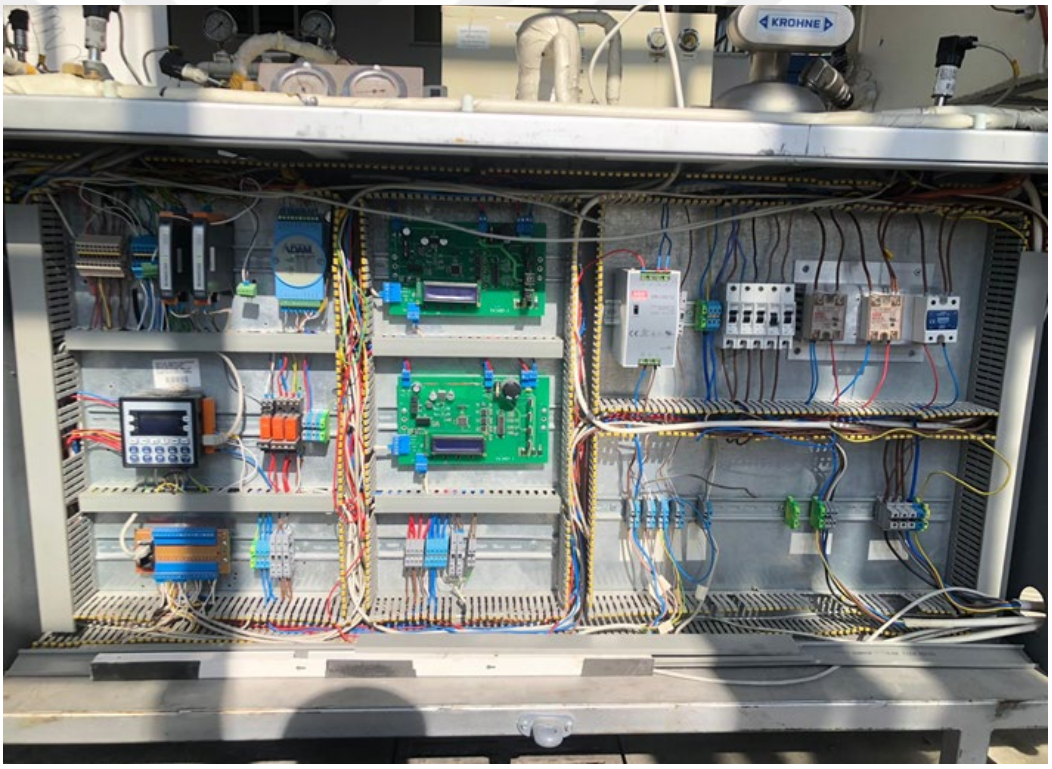


Şekil 4.5 : Deneysel otomobil klima sistemi basınç elemanları.

Deneysel sistemde soğutucu akışkanların kütle akışı "Krone Optımass 3300C H04" marka-modelli Coriolis tip kütle akış cihazı ile yapılmıştır. Soğutma çevriminde dolaşan soğutucu akışkanların sıcaklık ölçümleri Şekil 4.2'de "T" harfi ile gösterilen noktalardan T tipi termokupullar ile yapılmıştır. Şekil 4.2'de "P" harfi ile gösterilen noktalardan soğutucu akışkan basınçları basınç transmitterleri ile ölçülmüştür. Deneysel sistemin evaporatör ve kondenser hava kanallarından geçen hava akım hızları Şekil 4.2'de "V_h" harfi ile gösterilen noktalardan hava akış transmitterleri ile ölçülmüştür. Evaporatör ve kondenser hava kanallarından geçen hava akımının sıcaklık ve nem verileri SHT71 tip sıcaklık-nem sensörleri kullanılarak ölçülmüştür. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarınım özellikleri Tablo 4.2'de sunulmuştur. Tablo 4.2'de görülen ölçüm cihazların deneysel otomobil kliması sisteminde kullanım yerleri Şekil 4.2'de A, B, C, D, E, F ile belirtilmektedir.

Tablo 4.2 : Deneysel otomobil iklimlendirme cihazı ölçüm cihazları teknik özellikleri.

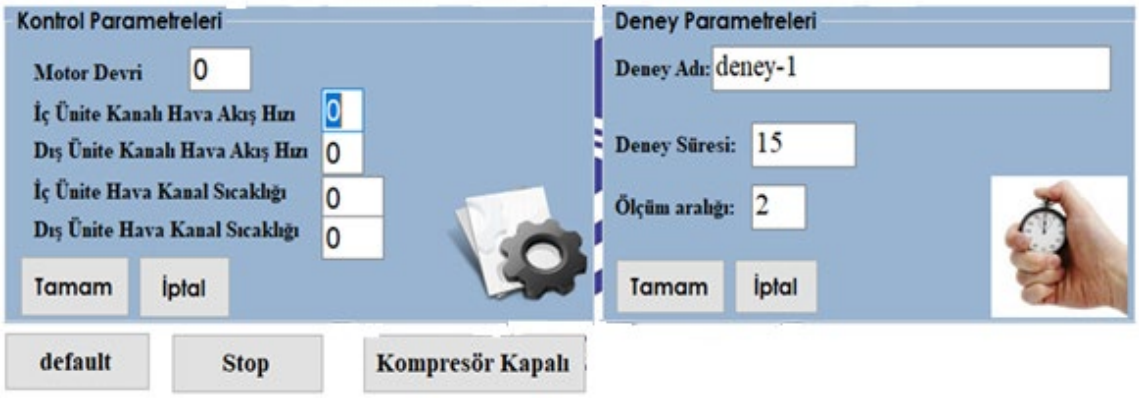
Ölçüm cihazı adı	Marka/Model	Hassasiyeti	Ölçüm aralığı
Basınç ölçer	VİKA / S-10	≤ 0,25 Bar	0-25 Bar
Hava akış hız ölçeri	E+E ELEKTRONIK / EE65-VCK200	0,2 m/s	0,2 / 10 m/s
Soğutucu akışkan sıcaklığı ölçer	T tipi termokupul	± 0.4 °C	− 40/123 °C
Kütle akış ölçer	Krohne Optimass 3300C H04 Coriolis	± 0.1%	0–450 kg h^{-1}
Bağıl nem ölçer	SHT71 nem sensörü	± 3%	0–100%
Hava sıcaklığı ölçer	SHT71 sıcaklık sensörü	± 0.4 °C	− 40–123 °C



Şekil 4.6 : Deneysel otomobil klima sistemi elektronik kontrol panosu.

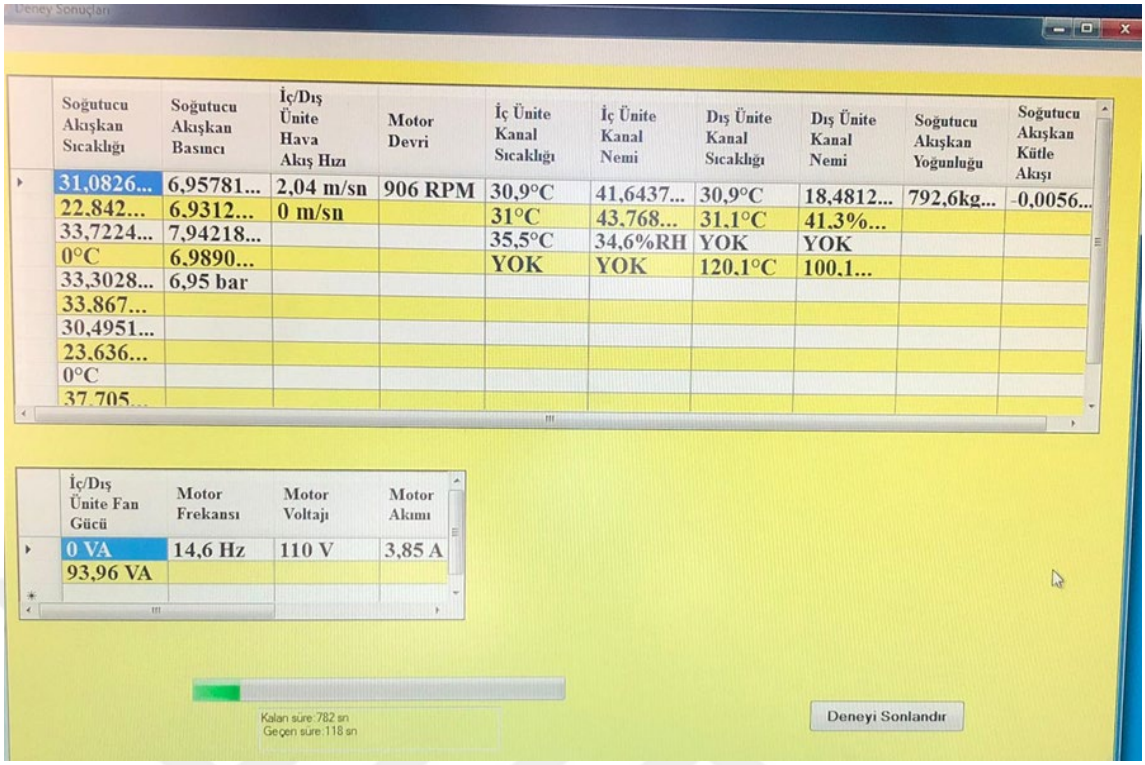
Deneysel otomobil klima sistemi elektronik bir kontrol ünitesine bağlıdır ve bilgisayar yardımıyla kontrol edilmektedir. Şekil 4.6'da görülen elektronik kontrol panosunda kompresörleri tahrik eden elektrik motorunun deviri anlık olarak okunabildiği bir gösterge, sigortalar, ölçüm cihazlarının verilerinin alınıp bilgisayara aktarılmasını sağlayan data kartları, kondenser ve evaporatör için istenilen hava akım sıcaklığının

şartlandırılmasını sağlayan ön ısıtıcıların kontrol sistemi bulunmaktadır. Bu pano elektriksel güç sistemlerinin ve acil durumlarda sistemin tüm gücünün kesildiği acil stop sistemini bulunduran diğer bir panoya bağlıdır.



Şekil 4.7 : Deney şartlarının girildiği bilgisayar kontrol paneli.

Şekil 4.7'de deneysel sistemin bilgisayar ortamı ile kontrolü sağladığımız programın arayüzü görülmektedir. Bu arayüzde değer girebilmemiz için ayarlardan hangi "COM" değeriyle bağlantı kuruluyor ise o değer programın ayarlar kısmından girilmektedir. Program ekranında gördüğümüz üzere her yaptığımız deneye bir isim verebilmekle beraber sürelerini istediğimiz zaman miktarı ile ayarlanabilmektedir. Bunlara ilaveten istenilen deney koşuluna göre klima kompresörün devrini motor devri kısmına girilerek sağlanmaktadır. İç ünite diye belirtilen kısım buharlaştırıcı (evaporatör), dış ünite diye belirtilen kısıma ise yoğuşturucu (kondenser) hava akım kanalındaki sıcaklık ile hız verileri girilmektedir. Kondenser ve evaporatörün test prosedüründe ki istenilen sıcaklık ve hava akım hızını da aynı şekilde deney öncesi bu panele girerek şartlandırılabilmektedir. Ölçüm aralığımız ise deney düzeneğinde sürekli ölçülen verilerin kaç saniyede bir rapora alınmasını sağlayan bölümdür. Default kısmına basıldığında elektrik motoru devreye girer sistem kompresör kavraması yapılmadan çalışmaya başlar. Daha sonra istenilen bütün parametreler girilip onaylandığında deneyi başlatma kısmı görülür ve kompresör açık kısma getirilip deney başlatılır.



Şekil 4.8 : Deneysel sonuçların izlendiği program ara yüzü.

Şekil 4.8'de gösterilen programın ara yüzünde anlık aldığımız bütün değerler görülmekte ve ölçüm aralığı boyunca sürekli olarak izlenebilmektedir. Bu ara yüzde soğutucu akışkan sıcaklık ile basınç değeri, motor devri, kondenser ve evaporatör giriş ve çıkışındaki hava akım hızları, sıcaklıkları ile nem miktarları izlenebilmektedir. Bunların yanı sıra arayüzde soğutucu akışkanın kütlesel debisi ve yoğunluk değişimi görülmektedir. Alt tarafda görülmekte olan süre kısmı dolduğunda okumakta olduğumuz bütün değerler otomatik olarak raporlanır ve bir Excel dosyası olarak deney programının olduğu klasöre kayıt edilir.

BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALISMADA İZLENİLEN PROSEDÜR

Bu çalışmada, deneysel olarak çalışılan otomobil klima sistemi için beş adet ana performans kriterini mukayese edilebilmesi için her deneyden elde edilen sonuçlar toparlanmıştır ve bu veriler yardımıyla sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Deneylerde elde edilen veriler Şekil 4.2'de görülen ölçüm noktalarından alınmıştır. Soğutucu akışkan için sıcaklık ölçümünde termokupullar kullanılmıştır. Bu termokupullar klima sisteminde bakır borulardan oluşan emme ve basma hatlarında bakır borular üzerine lehimlenmiştir. Termokupullar kompresör, kondenser ile evapatorün giriş ve çıkışlarına Şekil 4.2'de görüldüğü gibi konumlandırılmıştır. Ölçüm yapılan bir diğer parametre ise kondenser ve evaporatörde ki havanın giriş çıkışındaki kuru termometre sıcaklıkları bağıl nemleri ve hızlarıdır. Kütle akışının ölçümü için sisteme entegre bir kütle akış cihazı bulunmaktadır. Yapılan ölçümler veri toplama ünitesine sürekli gönderilerek anlık kütle ve yoğunluk değişimi okunabilmektedir.

Bu parametrelerin ölçümü deney süresi boyunca girilen ölçüm aralığı ile sürekli alınmaktadır. Deney süresi bitimi ile bilgisayardan yürütülen bu işlem bir Excel dosyasına şablon halde kayıt edilmektedir. Daha sonra bu şablondaki veriler kullanılabilir bir veri haline getirmek için REFPROP, OFFİCE programları gibi programlar kullanılarak enerji ve ekserji değerleri bulunmuştur. İşlenmiş ve kullanılabilir hale gelmiş bu veriler istenilen karşılaştırılmalı grafik şekline dönüştürülmüştür.

5.1 Deneysel Otomobil Klima Sistemin Enerji Analizi Hesaplamalarında İzlenilen Prosedür

İki farklı soğutucu akışkan (R134a, R1234yf) ile deneyler yapılan klima sisteminde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi elemanlarının giriş ve çıkış soğutucu akışkan sıcaklıkları için ölçülmüştür. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun basınç değerleri bu elemanlarının giriş

kısımlarından ölçülmüş ve sistemde olan basınç kaybı ihmal edilmiştir. Sabit ve değişken kapasiteli kompresörlerin ise giriş ve çıkış basınç değerleri ölçülmüştür.

Buharlaştırıcıya uygulanacak Enerjinin korunumu prensibi vasıtasıyla soğutma kapasitesi aşağıdaki denklemde gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_7 - h_6) \tag{5.1}$$

Denklemde görmekte olduğumuz $\dot{m}_r$ifadesi R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının her ikisi içinde debimetreden ölçülen kütlesel debiyi gösterir. h_7 soğutucu akışkanların evaporatör çıkışındaki entalpi değerini h_6 ise evaporatör girişindeki soğutucu akışkanların entalpi değerini göstermektedir.

Sistemde sabit ve değişken kapasiteli iki adet kompresör bulunur. Her iki kompresör için de adyabatik olduğu kabul edilerek soğutucu akışkanlara verilen kompresörün gücü ise şu şekilde bulunmuştur;

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \tag{5.2}$$

Bu denklemde de görülen h_2 ifadesi kompresörlerin çıkışındaki soğutucu akışkanların ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerine karşılık gelen entalpi değeridir. Aynı şekilde h_1 ifadesi de kompresörlerin girişindeki soğutucu akışkanların ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerine karşılık gelen entalpi değerleridir.

Soğutucu akışkanların yoğuşturucuda çevreye attığı ısı miktarı ise aşağıdaki denklem kullanılarak bulunmuştur.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \tag{5.3}$$

Denklemdeki h_3 ifadesi, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların yoğuşturucu girişindeki entalpi değerlerini, h_4 ifadesi ise çıkıştaki entalpi değerlerini ifade etmektedir. h_3 değeri soğutucu akışkanların yoğuşturucu girişinde kızgın buhar olmasına bağlı olarak ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine göre bulunur. h_4 değeri ise, yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkanlar sıvı formunda olduğu için yoğuşturucu çıkışında ölçülen sıcaklık değerlerine göre bulunur.

Soğutma sistemindeki performans katsayısı olarak da bilinen soğutma tesir katsayısı (STK), Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda topladığı ısının, kompresörde soğutucu akışkana verilen güce bölünmesiyle bulunur. Soğutma tesir katsayısının formalizasyonu şu şekilde gösterilmektedir;

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \tag{5.4}$$

5.2 Deneysel Otomobil Klima Sistemin Ekserji Analizi Hesaplamalarında İzlenilen Prosedür

Deneysel otomobil klima sisteminde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi elemanlarının soğutucu akışkan sıcaklıkları her devre elemanının giriş ve çıkışında ölçülmüştür. Her iki soğutucu akışkan için ekserji analizi yapılabilmesi için sıcaklık ölçümlerinin yanında basınç ölçümlerine de ihtiyaç vardır. Basınç değerleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişlerinden ölçülmekle beraber basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Değişken ve sabit kapasiteli kompresörlerin giriş ve çıkışlarından da basınç verileri alınmıştır.

Otomobil iklimlendirme cihazının bileşenlerinin termodinamik verimsizliği, bir ekserji analizi yapılarak ortaya çıkarılabilmektedir. Kontrol hacimleri için, sürekli rejimde ekserji dengesi denkleminin genel formu şu şekilde ifade edilebilir; [36, 37, 38]

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j + \sum \dot{m}_g \psi_g = \sum \dot{m}_ç \psi_ç + \dot{W}_{kh} + \dot{E}_d \tag{5.5}$$

Burada $\dot{E}_d$ yok olan ekserjiyi göstermekte ve ψ ise aşağıdaki gibi hesaplanılabilen soğutucu akışkanın akış ekserjisidir.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{5.6}$$

Burada "0" alt indisi ilk durumu belirtmektedir. Otomobil iklimledirme cihazında her bir bileşenindeki yok edilen ekserji denklemleri Denklem 5.5'den elde edilmiş ve Tablo 5.1'de listelenmiştir. Bu denklemlerdeki, $\dot{m}_{h,kond}$ ve $\dot{m}_{h,evap}$ sırasıyla kondenser ve evaporatör üzerinden geçen hava akımı kütle akış debilerini ifade eder. Ayrıca Şekil

4.2'de görülmekte olan B, C, E ve F noktalarındaki havanın özgül akış ekserjisi aşağıdaki denklem kullanılarak bulunmuştur [39, 40, 41].

$$\psi_h = \left(c_{p,a} + \omega\, c_{p,v}\right) T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0}\right) - 1 - ln\left(\frac{T}{T_0}\right)\right] + \left[(1 + 1.6078\ \omega) R_a T_0 ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right] +$$
$$R_a T_0 \left\{(1 + 1.6078\ \omega)\ ln\left(\frac{1+1.6078\ \omega_0}{1+1.6078\ \omega}\right) + 1.6078\ \omega\ ln\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)\right\} \quad (5.7)$$

Tablo 5.1 : Otomobil klima sistemi için ekerji denklemleri.

Sistem elemanı	Denklemi
Kompresör	$\dot{E}_{d,komp} = \dot{m}_r(\psi_{komp.g} - \psi_{komp,ç}) + \dot{W}_{komp}$
Kondenser	$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r(\psi_{kond,g} - \psi_{kond,ç}) + \dot{m}_{h,kond}(\psi_E - \psi_F)$
Genleşme Elemanı	$\dot{E}_{d,valf} = \dot{m}_r(\psi_{valf,g} - \psi_{valf,ç})$
Evaporatör	$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_r(\psi_{evap,g} - \psi_{evap,ç}) + \dot{m}_{h,evap}(\psi_B - \psi_C)$

Deneysel otomobil klima cihazındaki yok olan toplam ekserji değeri aşağıdaki denklem kullanılarak bulunumuştur;

$$\dot{E}_{d,top} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,evap} + \dot{E}_{d,valf} \quad (5.8)$$

5.3 Deneysel Çalışmada Kullanılan Karşılaştırma Şartları

Deneysel çalışmada, otomobil klima sisteminde R134a ile R1234yf soğutucu akışkanları, sabit ve değişken kapasiteli kompresör ile, iç ısı değiştiricinin devrede olduğu ve olmadığı durumlar incelenmiştir.

1. Soğutucu akışkan olarak R134a, kompresör olarak değişken kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisi kullanan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.
2. Soğutucu akışkan olarak R134a, kompresör olarak değişken kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisiz kullanılan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.

3. Soğutucu akışkan olarak R134a, kompresör olarak sabit kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisi kullanan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.
4. Soğutucu akışkan olarak R134a, kompresör olarak sabit kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisiz kullanılan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.
5. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, kompresör olarak değişken kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisi kullanan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.
6. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, kompresör olarak değişken kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisiz kullanılan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.
7. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, kompresör olarak sabit kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisi kullanan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.
8. Soğutucu akışkan olarak R1234yf, kompresör olarak sabit kapasiteli kompresör ve iç ısı değiştiricisiz kullanılan otomobil klima sistemine buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinden geçen farklı hava akım sıcaklıkları, hava akım hızları ile farklı kompresör devrinin performansa etkisi incelenmiştir.

Belirlenen bu karşılaştırma şartlarının soğutmada ortaya koydukları verim farklarını ortaya koymak ve yorumlayabilmek için grafikler oluşturulmuştur. Bu grafikler buharlaştırıcıdan geçmekte olan hava akım hızı ve kullanılan kompresör devirleri ile hazırlanmıştır. Kompresör devirleri araçların yüksüz ilk çalışma devirleri olarak kabul edilen 750 d/d ile minumum çalışma devri seçilmiştir. Daha sonra 500 d/d devir arttırarak 2750 d/d ya kadar çıkılıp deney setleri çalışılmıştır. 2750 d/d devre çıkılmasının sebebi ise yüksek devirde çalışıldığında soğutucu akışkan davranışlarını gözlemlemektir.

Deneylerin yapıldığı bölgenin iklimsel yaz şartlarını dikkate alarak 2 adet kompresör devir aralığı belirlenmiştir. Birinci devir aralığı $T_{evap} = T_{kond}$=40℃ ve

T_{evap} = 35℃, T_{kond}=40℃ giriş sıcaklıkları için 750-2750 d/d arasında 500 d/d artırım ile 5 adettir. İkinci devir aralığı T_{evap} = 25℃, T_{kond} = 32℃

T_{evap} = T_{kond} = 25℃ giriş sıcaklıkları için 750,1150,1450,1750 d/d olarak 4 kombinasyondur. Bunun sebebi ise buharlaştırıcıda çalışılmakta olan hava sıcaklığının azalmasına bağlı olarak buharlaştırıcı basıncının düşmesi ile buharlaştırıcı yüzeyinin buzlanmansından dolayıdır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda giriş hava akım sıcaklıkları 4 kombinasyon şeklinde belirlenmiştir bunlar;

$T_{evap} = T_{kond}$=40℃

T_{evap} = 35℃, T_{kond}=40℃

T_{evap} = 25℃, T_{kond} = 32℃

$T_{evap} = T_{kond}$ = 25℃

şeklinde belirlenmiştir. Çalışma sıcaklıklarını böyle belirleyerek yaz şartlarında deney bölgesi olan Sakarya ilinde oluşan maksimum sıcaklık incelenebildiği gibi, gece durumunda minumum şartları gözlemleme imkânı bulundu. Gündüz ve gece deneyleri olarak bir günün bütün şartlarını böylece incelenmiş bulunulmaktadır.

Otomobil iklimlendirme cihazına yüklenecek soğutucu akışkan miktarı R134a soğutucu akışkanı için sistem büyüklüğü ve DKK için eklenen boru miktarı göz önüne alınarak 2200 gramdan başlanıp 100'er gram eklenerek debimetrenin kesintisiz ölçüm yapabildiği optimim nokta aranmış ve 2500 gram olarak bulunmuştur. R1234yf soğutucu akışkanının yaklaşık %9 daha fazla olan özgül yoğunluğu göz önüne alınarak R134a'dan %10 düşük olarak 2250 gram sisteme deşarj edilmiştir. Debimetrede ölçüm sürekliliği kontrol edilmiştir. Son olarak ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda ki hava akım hızları 6 kombinasyon olacak şekilde belirlenmiştir. Buharlaştırıcıda 1,2,3 m/s olacak şekilde 3 adet hava akım hızı belirlenmiştir. Yoğuşturucuda ise 1,7 ve 3 m/s olarak iki adet hava akım hızı seçilmiştir.

5.4 Örnek Hesaplama

Bu bölümde herhangi bir deney koşulu alınarak kompresör gücü, kondenserden atılan ısı, soğutma kapasitesi, soğutma tesir katsayısı ve kompresör ile kondenserde yok edilen ekserji hesaplamalarının nasıl yapıldığına yer verilmiştir. Hesaplamalar yapılırken REFPROP programından yararlanılmıştır. Aşağıda örnek hesaplaması yapılan deneysel veriler Şekil 5.1'de verilmiştir.

Zaman(sn)		İç Ünite Sıcaklığı-4(°C)	0
İç Ünite Hava Akış Hızı(m/sn)	1	Dış Ünite Sıcaklığı-1(°C)	39,87377
Dış Ünite Hava Akış Hızı(m/sn)	1,7	Dış Ünite Sıcaklığı-2(°C)	40,1
Motor Devri(rpm)	751,071	Dış Ünite Sıcaklığı-3(°C)	42,72459
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-1(°C)	69,11182	Dış Ünite Sıcaklığı-4(°C)	118,7874
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-2(°C)	67,03001	İç Ünite Nem-1(%RH)	28,16909
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-3(°C)	48,14768	İç Ünite Nem-2(%RH)	84,60625
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-4(°C)	0	İç Ünite Nem-3(%RH)	34,51967
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-5(°C)	16,04265	İç Ünite Nem-4(%RH)	0
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-6(°C)	46,47464	Dış Ünite Nem-1(%RH)	2,465676
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-7(°C)	4,174301	Dış Ünite Nem-2(%RH)	28,03279
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-8(°C)	13,3817	Dış Ünite Nem-3(%RH)	24,78033
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-9(°C)	0	Dış Ünite Nem-4(%RH)	99,00601
Soğutucu Akışkan Sıcaklığı-10(°C)	23,68788	Soğutucu Akışkan Yoğunluğu(kg/m3)	997,5268
Soğutucu Akışkan Basıncı-1(bar)	12,2829	Soğutucu Akışkan Kütle Akışı(g/sn)	21,51759
Soğutucu Akışkan Basıncı-2(bar)	12,10909	Motor Frekansı(Hz)	13,1388
Soğutucu Akışkan Basıncı-3(bar)	11,74027	Motor Voltajı(V)	110,8852
Soğutucu Akışkan Basıncı-4(bar)	2,465847	Motor Akımı(A)	7,314044
Soğutucu Akışkan Basıncı-5(bar)	2,251691	İç Ünite Fan Gücü(VA)	22,08787
İç Ünite Sıcaklığı-1(°C)	40,26339	Dış Ünite Fan Gücü(VA)	58,74164
İç Ünite Sıcaklığı-2(°C)	5,425137		
İç Ünite Sıcaklığı-3(°C)	33,75683		

Şekil 5.1 : Örnek hesaplama yapılan deneysel veriler.

Örnek bir kompresör gücü hesabı;

Denklem 5.2'deki $\dot{m}_r$ değeri kütle sensöründen ölçülen soğutucu akışkan kütle akış miktarını göstermektedir. h_{10} kompresör girişindeki soğutucu akışkanın entalpi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için 10 noktasından ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak REFPROP uygulaması kullanılarak entalpi değeri bulunmuştur. h_1 kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için 1 noktasından ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak REFPROP uygulaması kullanılarak entalpi değeri bulunmuştur. Deneylerde ölçülen basınç değeri efektif basınçları göstermektedir. Hesaplama yapılırken ölçülen basınç değerlerine Atmosfer basınç 1 bar kabul edilerek ekleme yapılarak mutlak basınç değerine göre hesaplamalar yapılmıştır. Örnek verilerdeki değerler R1234yf soğutucu akışkan verileri

olduğundan REFPROP programında R1234yf soğutucu akışkanı seçilerek, h_{10} değeri için soğutucu akışkanın 10 noktasındaki ölçülen 23,69 ºC sıcaklık ile 3,25 bar mutlak basınç değerlerine bağlı olarak kızgın buhar tablosundan 234,04 kj/kg entalpi değeri bulunmuştur. Yine aynı şekilde, h_1 değeri 1 noktasındaki soğutucu akışkanın 69,11 ºC sıcaklık ile 13,28 bar mutlak basınç değerlerine bağlı olarak kızgın buhar tablosundan 263,57 kj/kg entalpi değeri bulunmuştur. Soğutucu akışkan kütle akış miktarı bu deney için kütle akış sensöründen ölçülen 21,58 g/sn olarak alınarak kompresör gücü ve diğer hesaplamalarda kullanılmıştır.

$$\dot{W}_{komp} = 21{,}58(263{,}57 - 234{,}04) = 637{,}26\ W$$

olarak kompresör gücü bulunmuştur.

Örnek kondenserde soğutucu akışkanın attığı ısı miktarı hesabı;

Denklem 5.3'deki h_2 kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entalpi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için T2 noktasından ölçülen sıcaklık ve P1 noktasından ölçülen basınç değerine bağlı olarak entalpi değeri bulunmuştur. h_3 kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan sıkıştırılmış sıvı halinde olduğu için 3 noktasında ölçülen sıcaklık değerine bağlı olarak entalpi değeri doymuş haller tablosundan bulunmuştur. h_2 değeri için soğutucu akışkanın T2 noktasındaki 67,03 ºC sıcaklık ile P1 noktasından ölçülen 13,28 bar mutlak basınç değerlerine bağlı olarak 261,12 kj/kg entalpi değeri kızgın buhar tablosundan bulunmuştur. h_3 değeri ise REFPROP programında sıcaklığa bağlı doymuş haller hesaplaması yapılarak bulunmuştur. 3 noktasından alınan soğutucu akışkanın 48,15 ºC sıcaklığına bağlı olarak sıvı entalpi değeri olan 115,97 kj/kg olarak bulunmuştur.

$$\dot{Q}_{kond} = 21{,}58(261{,}12 - 115{,}97) = 3132{,}34\ W$$

olarak kondenserden atılan ısı miktarı bulunmuştur.

Örnek bir Soğutma yükü hesabı;

Denklem 5.1'deki h_7 evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın entalpi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan sıvı-buhar halinde olduğu için hesaplama kolaylığı için termodinamik yaklaşım olarak genleşme elemanında sabit entalpide

genleşme gerçekleştiğinden entalpi değeri genleşme elemanın girişindeki sıcaklık değerine bağlı olarak sıvı entalpi değerine eşit kabul edilmiştir. Buna bağlı olarak T6 noktasındaki soğutucu akışkan sıvı olduğu için sıcaklığa bağlı doymuş haller tablosu kullanılarak entalpi değeri bulunmuştur. Denklem 5.1'deki h_8 evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için T8 noktasından ölçülen sıcaklık değerine ve P5 noktasından ölçülen basınç değerine bağlı olarak entalpi değeri bulunmuştur. h_7 değeri için soğutucu akışkanın T6 noktasındaki 46,48 ºC sıcaklığına bağlı olarak sıvı entalpi değeri doymuş haller tablosundan 113,45 kj/kg olarak bulunmuştur. h_8 değeri ise T8 noktasındaki 13,38 ºC sıcaklık ile P5 noktasındaki 3,25 bar mutlak basınç değerine bağlı olarak kızgın buhar tablosundan 224,46 kj/kg bulunmuştur.

$$\dot{Q}_{evap} = 21{,}58(224{,}46 - 113{,}45) = 2395{,}60\ W$$

olarak soğutma yükü bulunmuştur.

Örnek bir soğutma tesir katsayısı hesabı;

$$STK = \frac{2395{,}60}{637{,}26} = 3{,}76$$

olarak soğutma tesir katsayısı bulunur.

Örnek Kompresörde yok edilen ekserjinin hesaplanması;

Tablo 5.1'de verilen kompresörde yok edilen ekserji denkliği yerine denklem 5.6 konulursa denklem;

$$\dot{E}_{d,komp} = \dot{m}_r T_0 (s_1 - s_{10})$$

haline dönüşür. Buradaki s_1 değeri kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın entropi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için T1 noktasından ölçülen sıcaklık ve P1 noktasından ölçülen basınç değerine bağlı olarak entropi değeri bulunmuştur. s_{10} kompresör girişindeki soğutucu akışkanın entropi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için T10 noktasında ölçülen sıcaklık ve P5 noktasından ölçülen basınç değerlerine bağlı olarak entropi değeri bulunmuştur. s_{10} değeri için soğutucu akışkanın T10 noktasındaki ölçülen 23,69 ºC sıcaklık ile P5 noktasından ölçülen 3,25 bar mutlak basınç değerlerine bağlı

olarak kızgın buhar tablosundan 0,86553 kj/kgK entropi değeri bulunmuştur. Yine aynı şekilde, s_1 değeri T1 noktasındaki soğutucu akışkanın 69,11 ºC sıcaklık ile P1 noktasındaki 13,28 bar mutlak basınç değerlerine bağlı olarak kızgın buhar tablosundan 0,86884 kj/kgK entropi değeri bulunmuştur. T_0 değeri deneysel ortamın çevre sıcaklığı olarak hava akımı sıcaklık sensörü ile ölçülen 33,76 ºC'ye 273,15 eklenerek Kelvin ölçeğine çevrilerek bulunmuş ve denklemde yerine konularak

$$\dot{E}_{d,komp} = 21{,}52 * (33{,}76 + 273{,}15)(0{,}86884 - 0{,}86553) = 21{,}86\, W$$

olarak kompresörde yok edilen ekserji bulunmuştur.

Bu bölümde son olarak kondenserde yok edilen ekserji hesabına örnek verilmiştir. Tablo 5.1'de verilen kondenserde yok edilen ekserji denkliği yerine denklem 5.6 ve 5.7 konulursa denklem;

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r\big((h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)\big) + \dot{m}_{h,kond}(\psi_E - \psi_F)$$

haline dönüşür. h_2, h_3 ve T_0 değerlerinin nasıl bulunduğu daha önce ifade edilmiştir. s_2 kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entropi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar halinde olduğu için T2 noktasından ölçülen sıcaklık ve P1 noktasından ölçülen basınç değerine bağlı olarak entropi değeri kızgın buhar tablosundan bulunmuştur. s_3 kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın entropi değerini göstermektedir. Burada soğutucu akışkan sıkıştırılmış sıvı halinde olduğu için T3 noktasından ölçülen sıcaklık değerine bağlı olarak entropi değeri doymuş haller tablosundan bulunmuştur. s_2 değeri için soğutucu akışkanın 67,03 ºC sıcaklık ile 13,28 bar mutlak basınç değerlerine bağlı olarak 0,86166 kj/kgK entropi değeri bulunmuştur. s_3 değeri ise 48,15 ºC sıcaklığına bağlı olarak sıvı entropi değeri olan 0,41530 kj/kgK entropi değeri bulunmuştur. Burada hava tarafının yok edilen ekserjiye etkisi kondenser kesit yüzeyinden geçen havanın kütlesel debisi ile havanın özgül ekserji değerinin çarpılması ile bulunmuştur. Kondenser kesit yüzeyinden geçen hava akımının kütlesel debisi;

$$\dot{m}_{h,kond} = A * \rho * V_a = 0{,}268 * 1{,}1148 * 1{,}7 = 0{,}5079\, kg/s$$

Buradaki A kondenser kesit yüzey alanın göstermektedir, ρ kondenser girişindeki havanı yoğunluğunu, V_a ise kondenser girişindeki hava akış transmitteri ile ölçülen havanın hız

verisini göstermektedir. Kondenser kesit alanı 0,268 m^2 dir. Kondenser girişi hava akım yoğunluğu kondenser girişinde ölçülen sıcaklık ve nem sensörü verilerine bağlı olarak psikrometrik diyagramdan bulunmuştur. Kondenser giriş (ψ_E) ve çıkışındaki (ψ_F)havanın özgül ekserjilerin hesaplamasının örneği aşağıda verilmiştir;

$$\psi_E = 1{,}005 + 0{,}0113 * 1{,}8723 * (33{,}76 + 273{,}15) * \frac{(39{,}98 + 273{,}15)}{(33{,}75 + 273{,}15)} - 1$$
$$- \ln\left(\frac{(39{,}98 + 273{,}15)}{(33{,}75 + 273{,}15)}\right) = 0{,}0640\ kJ/kg$$

$$\psi_F = 1{,}005 + 0{,}0113 * 1{,}8723 * (33{,}76 + 273{,}15) * \frac{(46{,}20 + 273{,}15)}{(33{,}75 + 273{,}15)} - 1$$
$$- \ln\left(\frac{(46{,}20 + 273{,}15)}{(33{,}75 + 273{,}15)}\right) = 0{,}2524\ kJ/kg$$

$$\dot{E}_{d,kond} = 21{,}52\big((261{,}12 - 115{,}97) - (33{,}76 + 273{,}15)(0{,}86166 - 0{,}41530)\big)$$
$$+ (0{,}5079(0{,}0640 - 0{,}2524) * 1000) = 79{,}87\ W$$

olarak kondenserde yok edilen ekserji bulunmuştur.

BÖLÜM 6. DENEYSEL SONUÇLAR

Deneysel otomobil iklimlendirme cihazı ile yapılan deney sonuçları bu bölümde sunulacaktır. Deney sonrası alınan değerler 5. Bölümde açıklanan prosedürler ve denklemler kullanılarak grafiklere aktarılmıştır. Hazırlanan grafiklerde performans parametreleri üç kısımda kompresörün devir değişimi ile aktarılırken bir kısımda da buharlaştırıcıdan geçen havanın hız değişimine bağlı olarak değerlendirilmiştir.

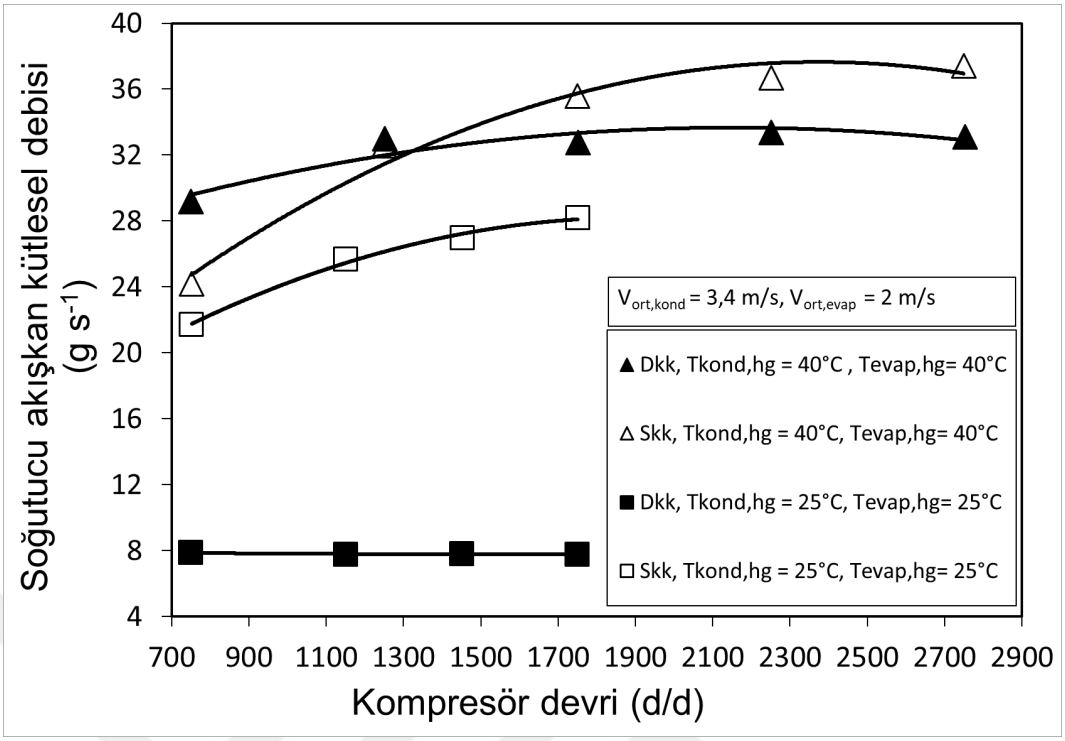
6.1 Farklı Kompresör Tiplerinin Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi

Değişken ve sabit kapasiteli kompresör kullanabilen deneysel otomobil iklimlendirme cihazında (DOİC) R1234yf soğutucu akışkanı ile çalıştırılmıştır. Şekil 6.1-6.11 aralığında aktarılacak performans grafikleri kompresör devirine bağlı olarak hazırlanmıştır. Kompresör devirimiz sebebi daha önce aktarıldığı üzere 750 – 2750 devir aralığında değişmektedir. Grafiklerdeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava giriş sıcaklıları;

$T_{evap} = T_{kond}$=40°C

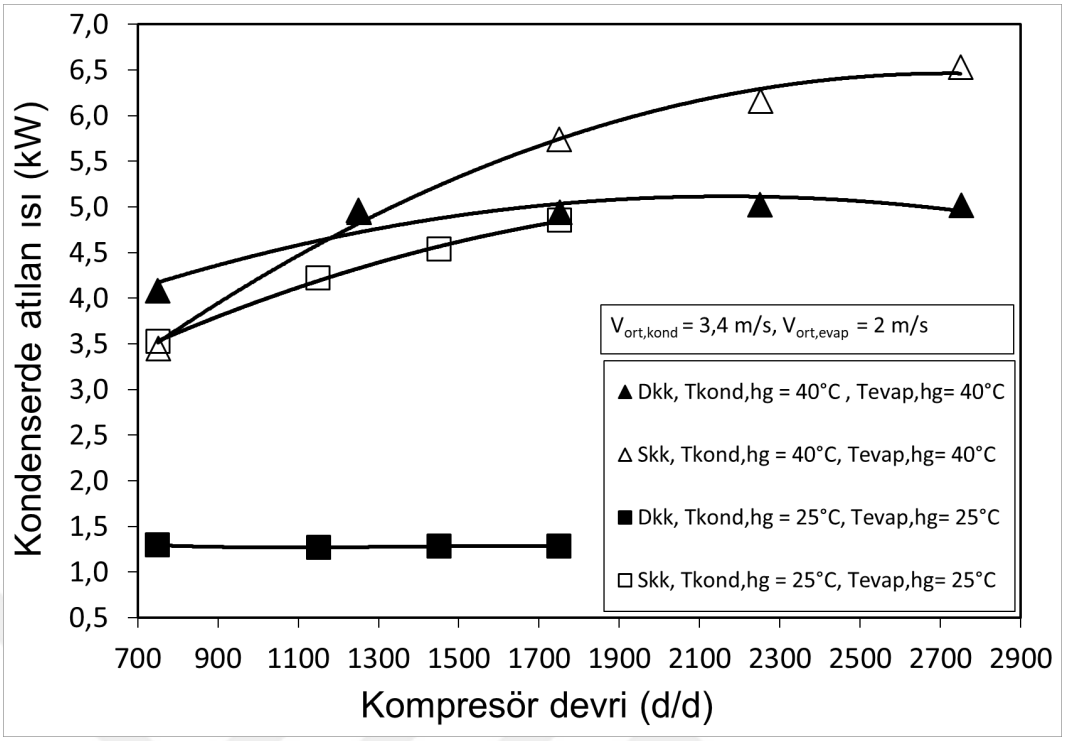
$T_{evap} = T_{kond}$ = 25°C

şeklinde iki kısımdan oluşmaktadır. Bunun yanında hava akım hızları ise $V_{ort,kond}$ = 3,4 m/s, $V_{ort,evap}$ = 2 m/s olarak belirlenmiştir.



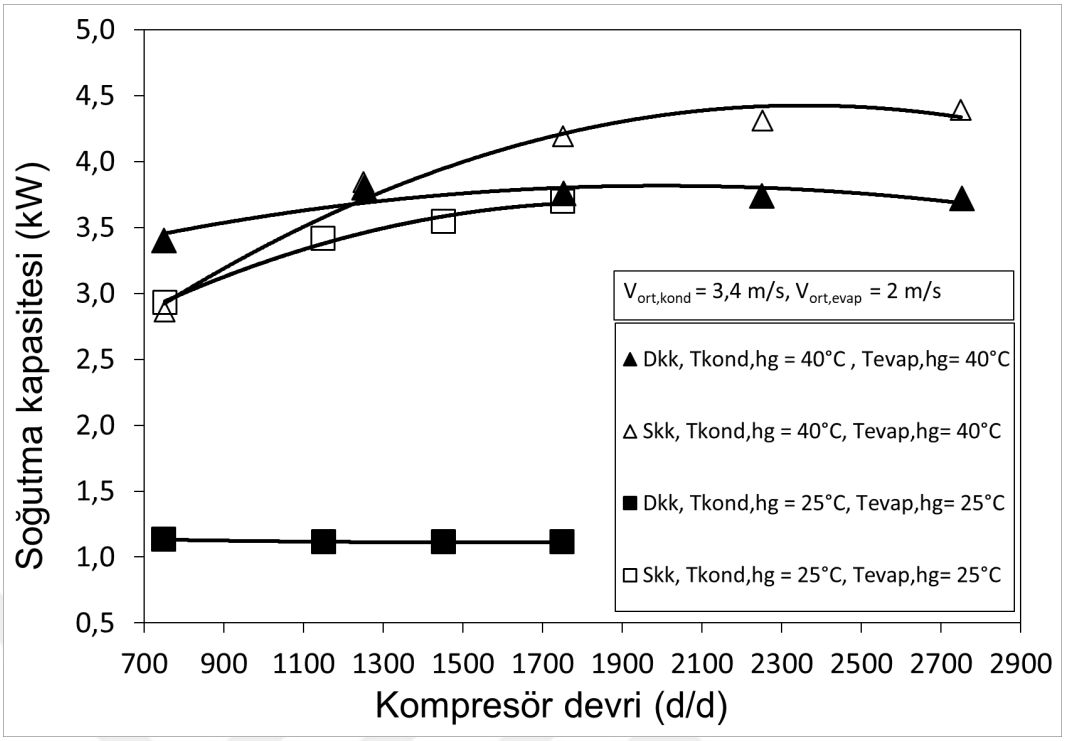
Şekil 6.1 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kütlesel debinin kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.1'de görülmekte olan soğutucu akışkan kütlesel debi grafiğine göre sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemde kompresör devri arttıkca soğutucu akışkan kütlesel debi miktarının artmakta olduğu görülmektedir. Buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığının 25 °C olduğu durumlarda sabit kapasiteli kompresörlü sistemde debi değişimi 7 $g.s^{-1}$ iken, buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığının 40 °C'ye çıktığı durumda ise debi değişimi 10 $g.s^{-1}$ olarak görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistemde daha lineere yakın bir grafik izlenmektedir. Buharlaştırıcı giriş sıcaklığının 25 °C olduğu durumlarda yaklaşık 0,5 $g.s^{-1}$'lik bir artış var iken, buharlaştırıcı giriş sıcaklığının 40 °C olduğu durumda ise yaklaşık 3 $g.s^{-1}$'lik bir değişimi olduğu görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresörde görülen bu lineerlik, strok boyunu kontrol edebilen kontrol valfinin daha hızlı devreye girerek soğutucu akışkan kütlesel debisinin sabite yakın kalmasını sağlamaktadır. Ayrıca düşük buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığında, değişken kapasiteli kompresör ile çalışan sistem 14$g.s^{-1}$ gibi çok daha düşük bir kütlesel debi ile çalışmakta olduğu görülmüştür.



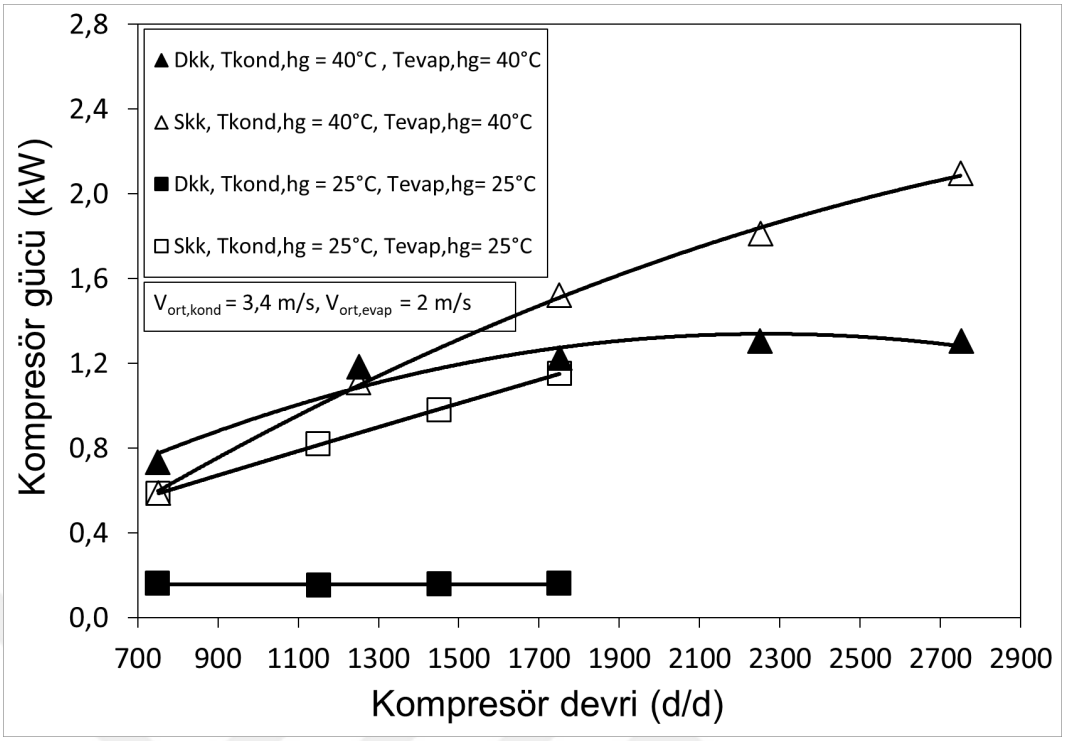
Şekil 6.2 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kondesörde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.

Kompresör devrinin artması kompresör çıkış sıcaklığını arttırarak kondenserdeki yoğuşmayı arttırmaktadır. Şekil 6.2'de görüldüğü üzere kompresör deviri arttıkça yoğuşturucuda atılan ısı miktarı artmaktadır. Şekil 6.1'deki kütlesel debi grafiğine bakıldığında değişken kapasiteli kompresörün T_{evap} = 25 ºC durumu için sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemin üçte biri kadar soğutucu akışkan kütlesel debisi kullandığı görülmektedir. Bu sebeple kondenserde atılan ısı miktarı değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde daha azdır. Sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemde ise yoğuşturucudan daha yüksek ısı atıldığı görülmektedir. $T_{kond} = T_{evap}$ = 40 ºC durumu için değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistemde ısı atılımı 4 kW'dan 4,5 kW'ya 0,5 kW artar iken, sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemde 3,5 kW'dan 6,5 kW'ya 3 kW'lık artış görülmektedir. $T_{kond} = T_{evap}$ = 25 ºC sıcaklıkları için değişken kapasiteli kompresör bulunan sistem 1,4 kW'dan 1,5 kW'ya yaklaşık 0,1 kW bir artış görülürken, sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemde 3,5 kW'dan 4,5 kW'ya 1 kW'lık artış görülmektedir.



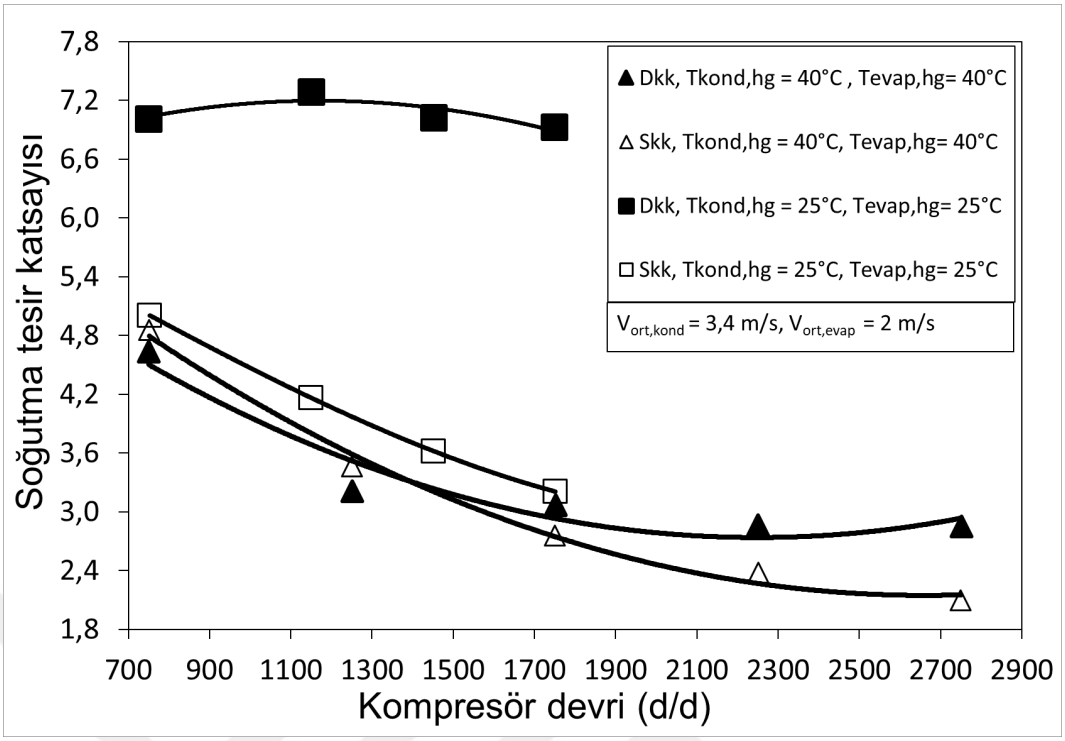
Şekil 6.3 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de Soğutma Kapasitesinin Kompresör Devri ile Değişimi.

Şekil 6.3'de soğutma kapasitesi grafiği kompresör devrine bağlı olarak sunulmuştur. Soğutma kapasitesi her iki sistem için de kompresör deviri yükseldikce soğutma kapasitesinin artış eğilimli olduğunu göstermektedir. Soğutma kapasitesinin buharlaştırıcıdan geçmekte olan soğutucu akışkan debisiyle doğru orantılı olması buna sebep olarak gösterilebilir. En fazla değişimin görüldüğü $T_{kond} = T_{evap} = 40$ ºC durumuna bakıldığında sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemde 3kW'dan 4,5 kW'ya 1,5kW'lık bir artış görülmekte iken, bu durum değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemde 3,4 kW'dan 3,5 kW'ya 0,1 kW gibi daha düşük bir artış görülmektedir. Bu da değişken kapasiteli kompresörün yaklaşık %8,69 daha az soğutma kapasitesi ile çalıştığını göstermektedir.



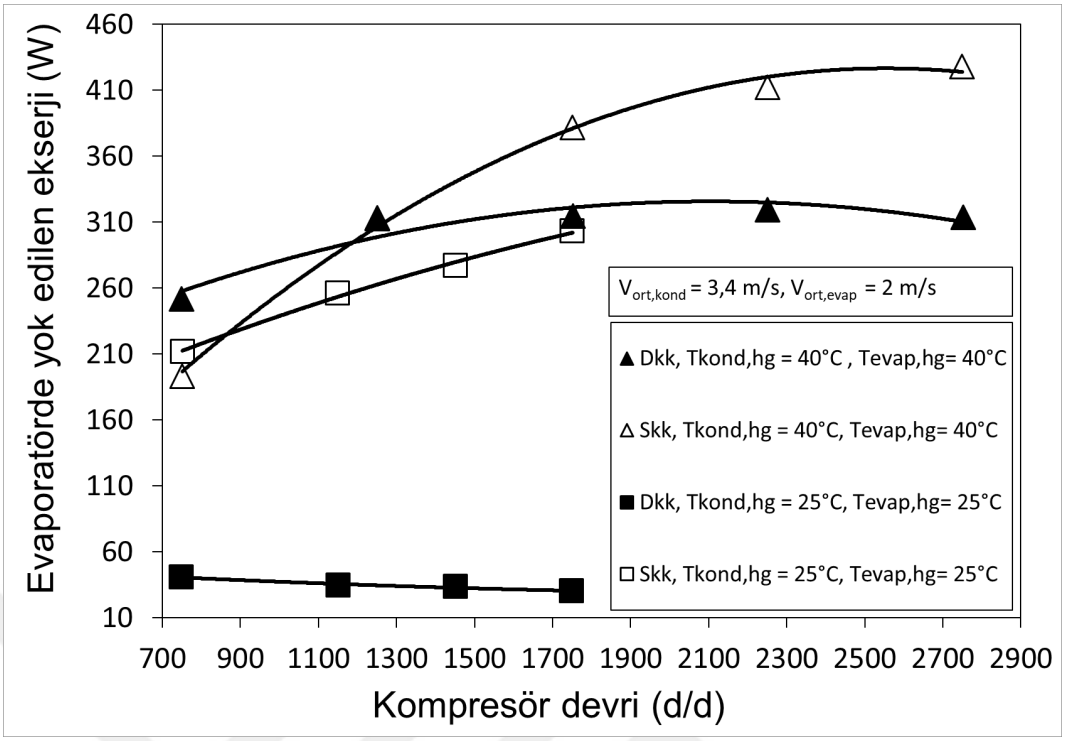
Şekil 6.4 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

Kompresör devrinin artması kompresörde kullanılan gücü arttırmaktadır. Şekil 6.4'de bu durum açıkca görülmektedir. Bir diğer etmen de kompresörün çalıştığı soğutucu akışkan miktarıdır. Sabit kapasiteli kompresör bulunan sistem daha yüksek bir debi ile çalıştığından kullandığı güç, $T_{kond} = T_{evap} = 40$ ºC durumu için yaklaşık 2,1 kW olarak en yüksek değeri göstermektedir. Bu da değişken kapasiteli kompresör bulunan sisteme göre %60 daha fazla kompresör gücü kullandığı sonucunu ortaya çıkarmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistem kapasite kontrol sisteminin etkisi ile daha düşük debiyle çalıştığından $T_{kond} = T_{evap} = 25$ ºC durumu için yaklaşık 0,2 kW ile grafiğin en düşük değerini göstermektedir. Buna bağlı olarak değişken kapasiteli kompresörün, sabit kapasiteli kompresöre göre %60 daha az kompresör gücü kullandığı görülmektedir.



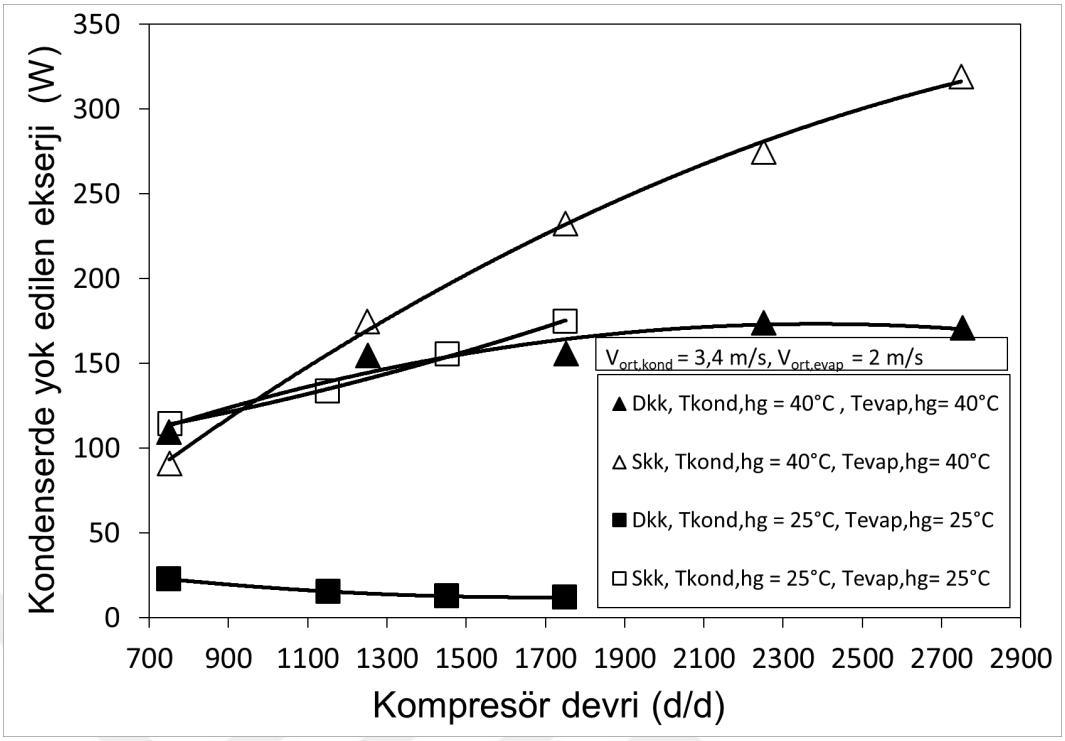
Şekil 6.5 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de soğutma tesir katsayısınn kompresör devri ile değişimi.

Soğutma tesir katsayısı (STK) birim kompresör gücüne karşılık gelen soğutma kapasitesi miktarıdır. Kompresör gücü arttırkca STK'nın değeri düşmektedir. Şekil 6.5'e bakıldığında kompresör devri arttıkça kompresör gücü arttıcağından STK'nın düştüğü görülmektedir. Buharlaştırıcı hava giriş sıcaklıklarının sabit kalıp yoğuşturucu hava giriş sıcaklığının değişiminin STK'ya etkisi değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemde açıkça görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresör T_{kond} = 25 ^{o}C, T_{evap} = 25 ^{o}C durumunda kapasite kontrol valfinin devreye girmesi ile kompresör gücünü minimuma indirmektedir. Aynı şekilde T_{kond} = T_{evap} = 25 ^{o}C durumu için değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistemin, sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemden yaklaşık %63,6 daha yüksek STK ile çalıştığı görülmektedir. Bu oranın T_{kond}=T_{evap}= 40 ^{o}C durumuda ise değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistem için, sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemden yaklaşık %18,75 daha yüksek olduğu görülmektedir.



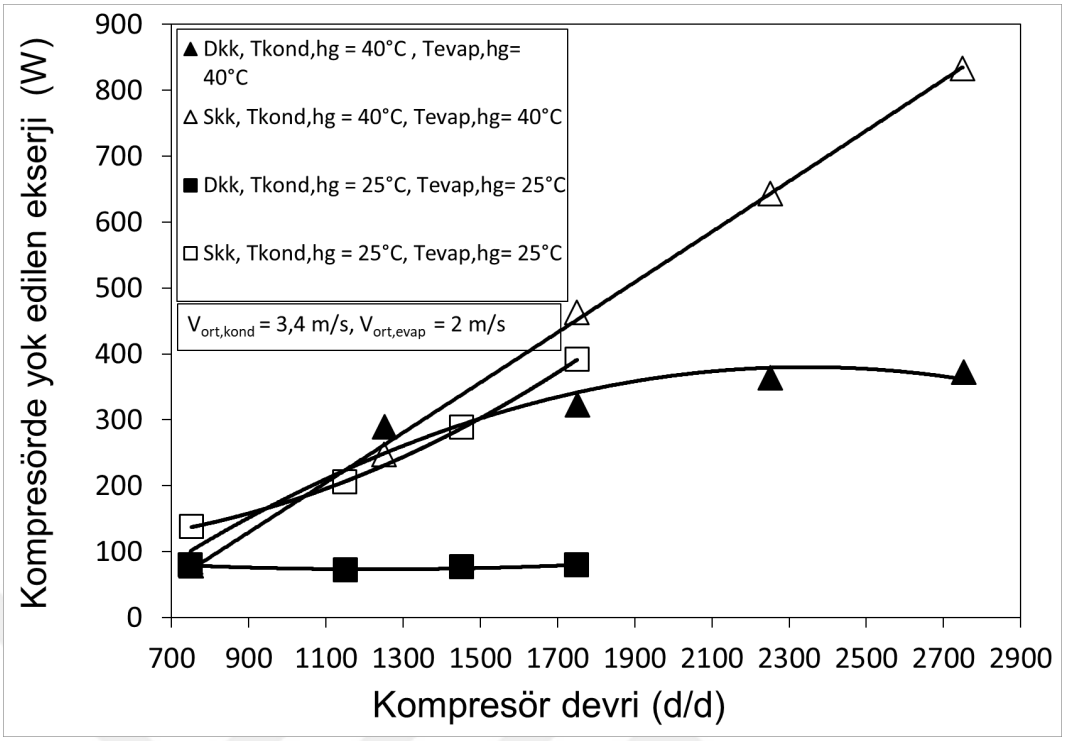
Şekil 6.6 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Buharlaştırıcıda yok edilen ekserji miktarı kompresör devrine bağlı olarak Şekil 6.6'da gösterilmiştir. Kompresör devirleri arttığında yok edilen ekserji miktarının arttığı görülmektedir. Yoğuşturcudaki basıncın artması buharlaştırıcının basıncını arttırarak buharlaşma sıcaklığını yükseltir. Bu durum soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkını azaltarak yok edilen ekserjinin miktarının düşürmesine neden olmaktadır.



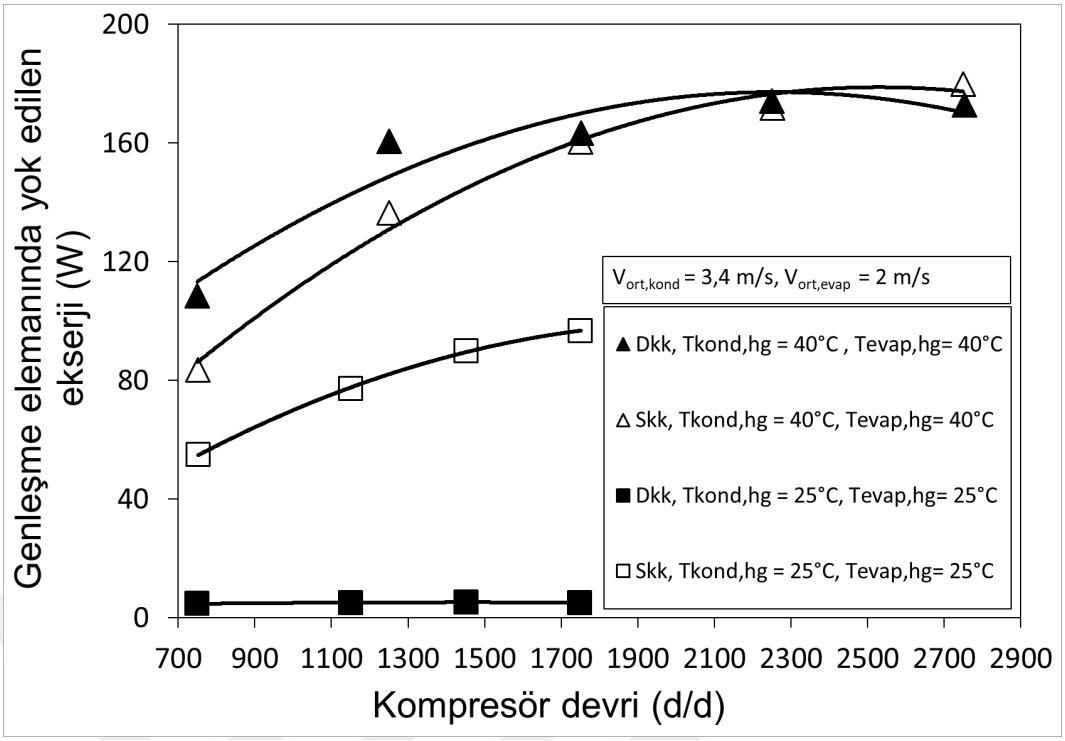
Şekil 6.7 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kondenserde Yok Edilen Ekserji Miktarının Kompresör Devri İle Değişimi.

Yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarı Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Kompresör devirleri arttığında yok edilen ekserji miktarı arttığı görülmektedir. Kompresör devri arttıkça soğutucu akışkanın sıcaklığı artmaktadır. Böylece sıcaklık farkı artacağı için yok edilen ekserjide de artış meydana gelmektedir. En düşük yok edilen ekserji miktarı değişken kapasiteli kompresörde görülmektedir. Bunun sebebi R1234yf soğutucu akışkanı değişken kapasiteli kompresörle kullanıldığında performans verilerinde ki artıştan olduğu gözlemlenmektedir.



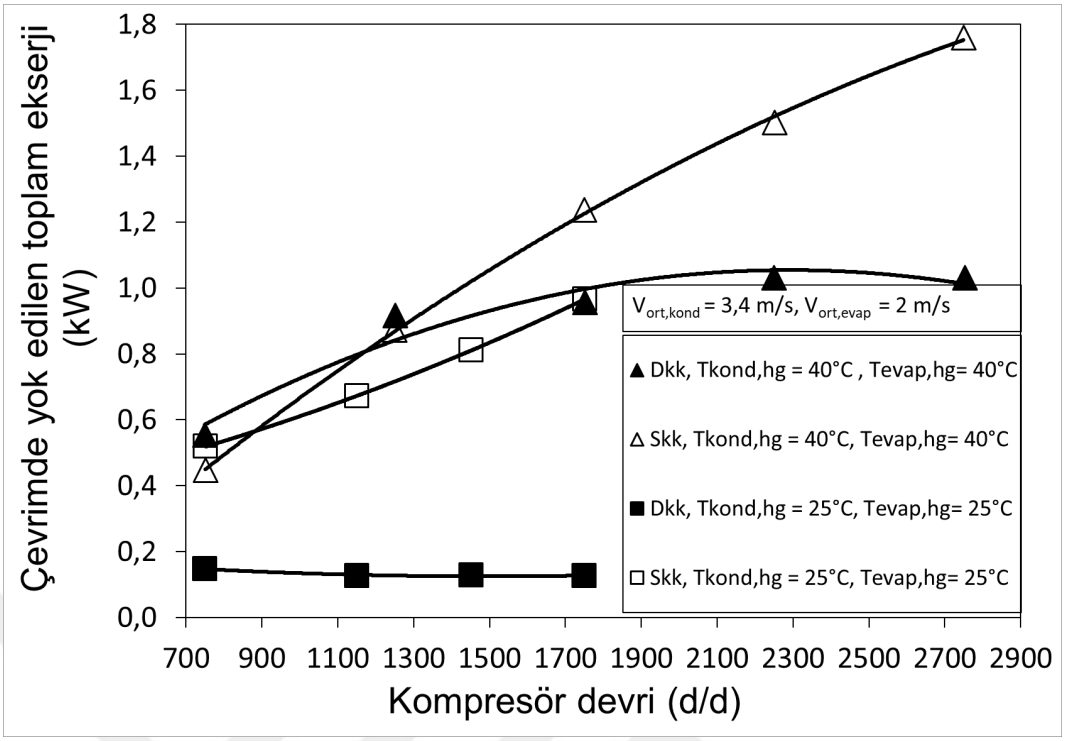
Şekil 6.8 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Kompresörde yok edilen ekserji miktarı Şekil 6.8'de görülmektedir. Kompresörde yok edilen ekserjiyi kompresörün devri, kullandığı güç ve kütlesel debi etkilemektedir. Kompresörde yok edilen ekserjinin minumum olduğu duruma bakacak olursak değişken kapasiteli kompresör bulunduran sisteme ait olduğu görülmektedir. $T_{kond} = T_{evap} = 25$ ºC durumunda değişken kapasiteli kompresör kapasite kontrol sisteminin etkisi ile çok daha az debi kullandığı için, kompresörün kullandığı güç düşmektedir, buna bağlı olarak sürtünmeden oluşacak ısı miktarıda düşmektedir böylece yok edilen ekserji miktarı minumum olarak hesaplanmaktadır. Fakat her iki sistem için de kompresör devri arttıkça kompresörde yok edilen ekserji miktarında kendi içinde bir artış gözükmektedir.



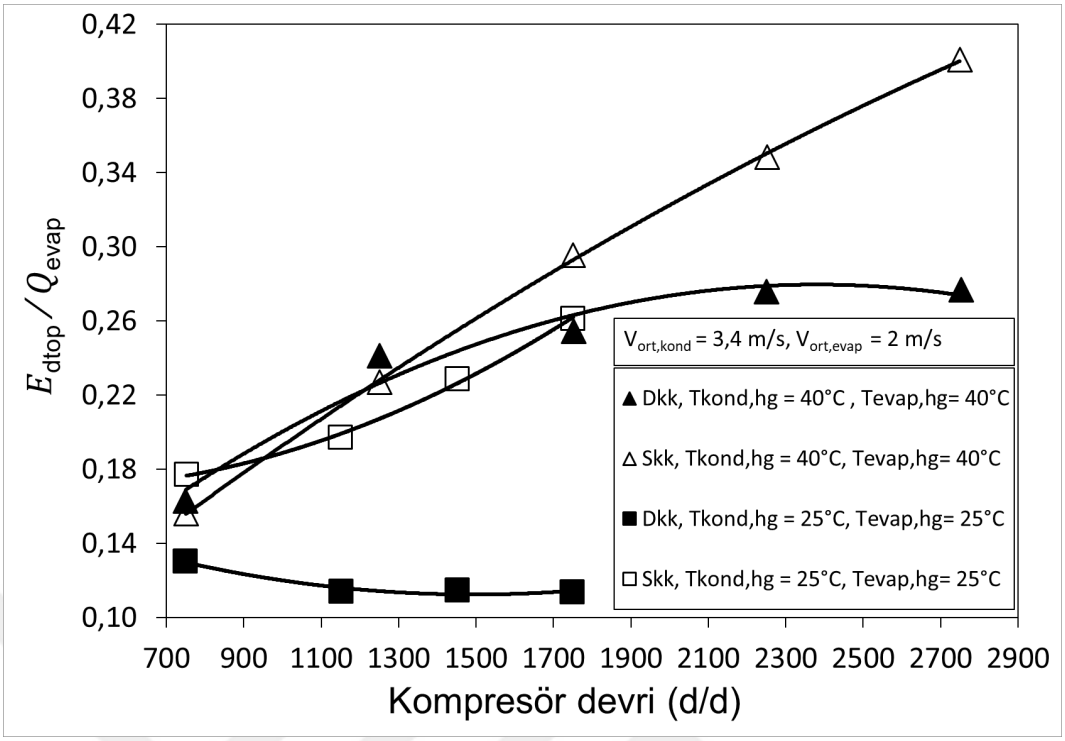
Şekil 6.9 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.9'da görülmekte olan genleşme elemanında yok edilen enerji miktarı kompresör devir arttıkça artmaktadır. Bunun sebebi ise kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan basıncı, sıcaklığı ve kütlesel debi miktarı artmaktadır. Kütlesel debinin artması ise genleşme elemanından geçmekte olan soğutucu miktarının artışına sebep olmaktadır. Özellikle düşük hava giriş sıcaklıkları için daha az debi ile çalışmakta olan değişken kapasiteli kompresör bulunan sistem debi miktarınıda stabil şekilde tutarak yok edilen ekserji miktarının hem az olmasını hem de değişim oranının düşük olmasını sağlamaktadır.



Şekil 6.10 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.10'da çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Kompresör devri arttıkça yok edilen ekserji miktarı (değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemin düşük hava giriş sıcaklıkları hariç) artmaktadır. Kompresör devrinin artmasının yanı sıra kondenser hava giriş sıcaklığının artması da yok edilen ekserji miktarında artmaya yol açmaktadır. Düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında daha az debi ile çalışan değişken kapasiteli sistemde toplam yok edilen ekserji miktarıda sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemden daha düşüktür. $T_{kond} = T_{evap} = 40$ °C durumu için bakılacak olduğunda sabit kapasiteli kompresör ile çalışan sistemde toplam yok edilen ekserji miktarı 1,4 kW artış gösterirken, değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemde bu artış 0,5 kW'dır. Aynı zamanda değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemde, sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemden %53,3 daha az çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarı gözükmektedir. Bu da değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrolünün sonuçlarına bir örnektir.



Şekil 6.11 : Farklı kompresör tipleri kullanılan DOİC'de Çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.11'de değişken ve sabit kapasiteli kompresör kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Bu grafik birim soğutma yükü başına toplam yok edilen ekserji miktarını açığa çıkartır. $T_{kond} = T_{evap} = 40$ ^{o}C durumu için yorumlandığında sabit kapasiteli kompresör bulunan sistem, değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemden yaklaşık %50 daha fazla bir artış göstermektedir.

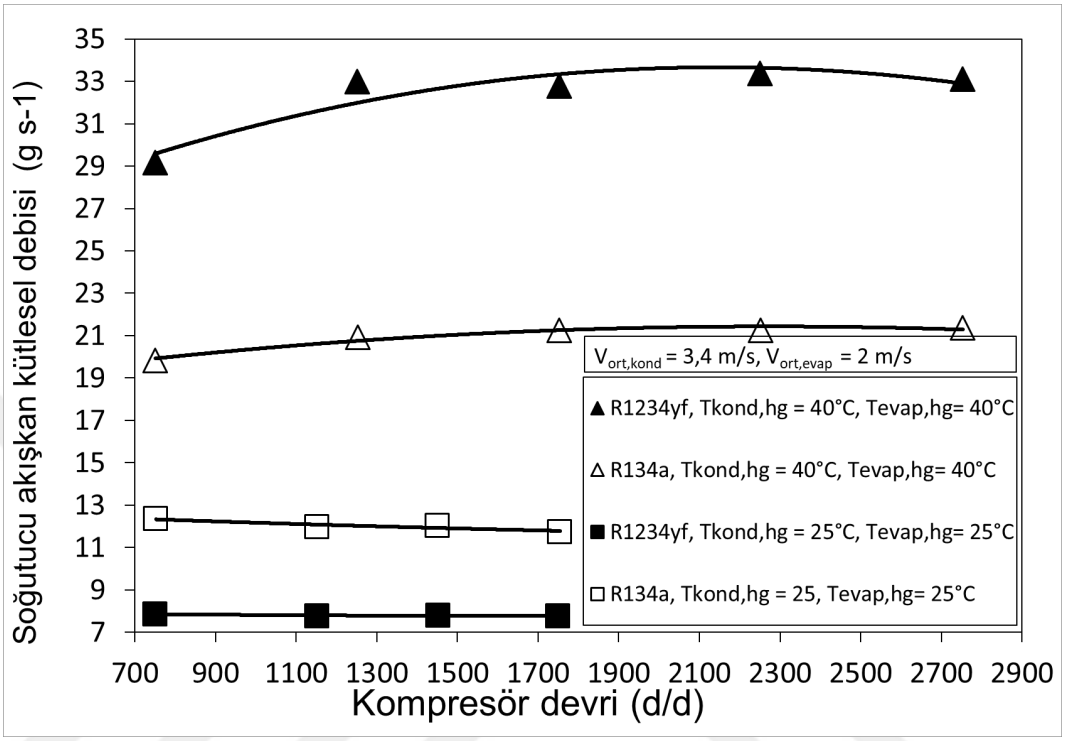
6.2 R134a ve R1234yf Kullanımının Değişken Kapasiteli Kompresör İçeren Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi

Bu bölümde, değişken kapasiteli kompresör (DKK) içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazı (DOİC) bu bölümde R134a ve R1234yf olarak 2 farklı soğutucu akışkanla çalışılması durumundaki kompresör devri ile değişimi incelenmiştir. Grafikler Şekil 6.12-6.22 aralığında aktarılmıştır. Kompresör deviri 750-2750 devir aralığında değişmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava giriş akımları ;

$T_{evap} = T_{kond}$=40°C

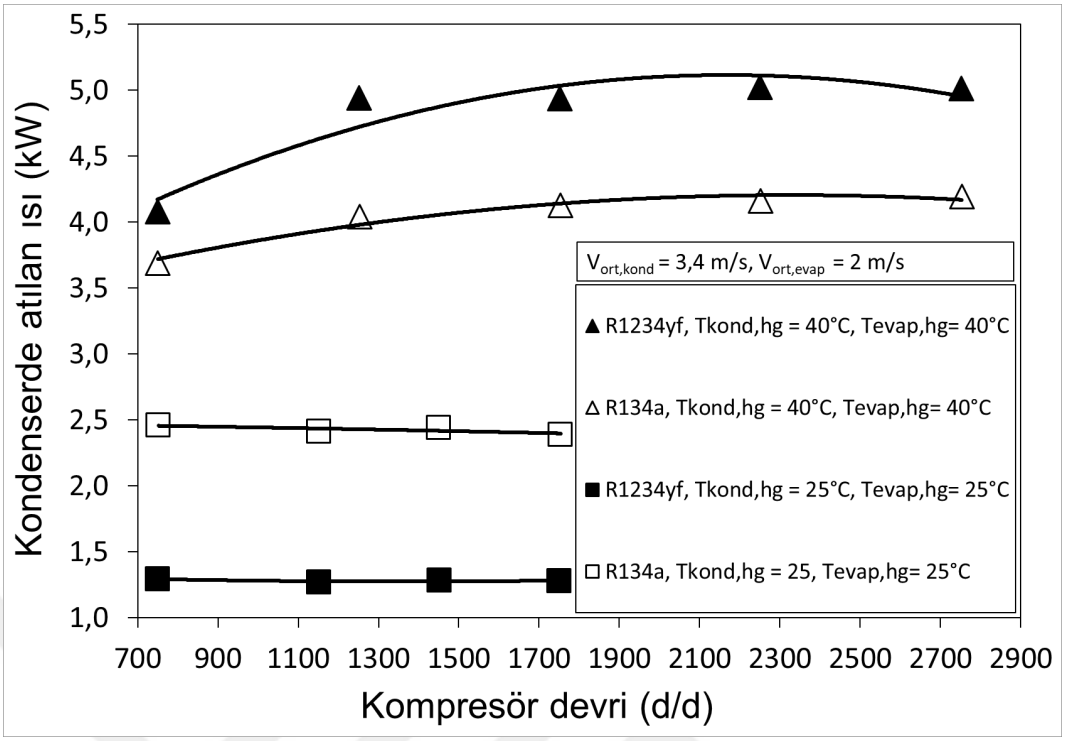
$T_{evap} = T_{kond} = 25°C$

şeklinde iki kısımdan oluşmaktadır. Ayrıca hava akım hızları ise $V_{ort,kond}$ = 3,4 m/s, $V_{ort,evap}$ = 2 m/s olarak belirlenmiştir.



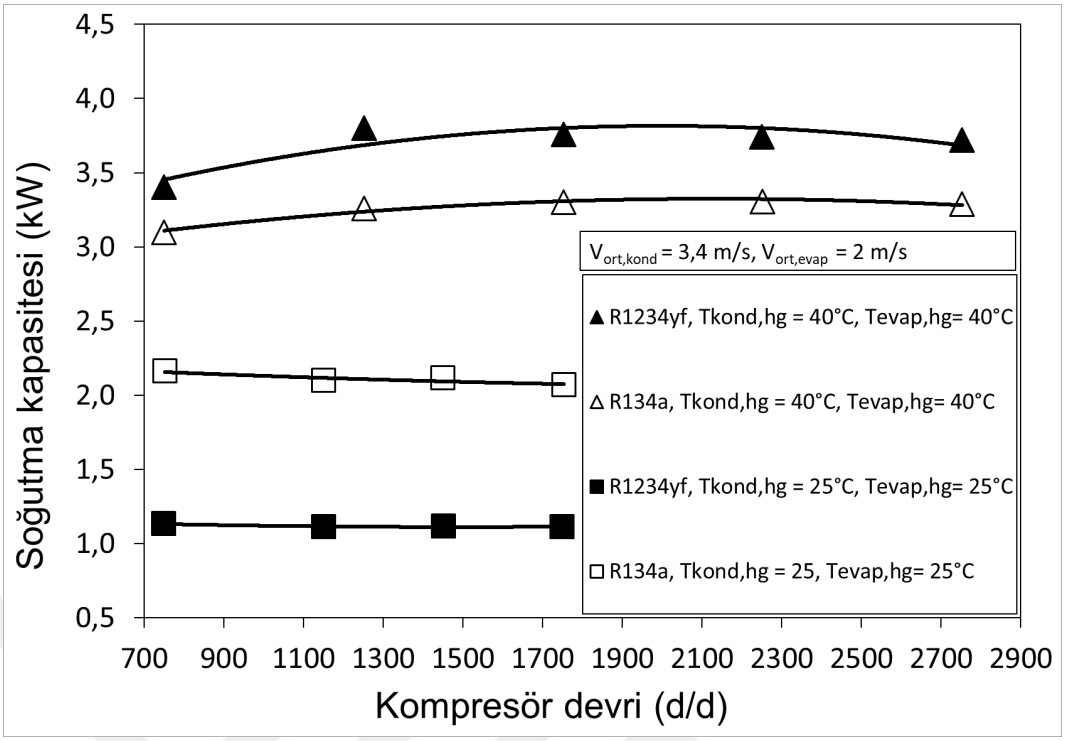
Şekil 6.12 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.12'de değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kütlesel debileri de artmaktadır. Düşük hava akım giriş sıcaklıkları için R1234yf soğutucu akışkanı R134a soğutucu akışkanına göre yaklaşık %75 daha düşük bir kütlesel debi kullandığı görülmektedir. $T_{evap} = T_{kond}$=40°C durumu için baktığımızda ise R1234yf'nin kütlesel debisi, R134a'ya göre %55 daha yüksektir.



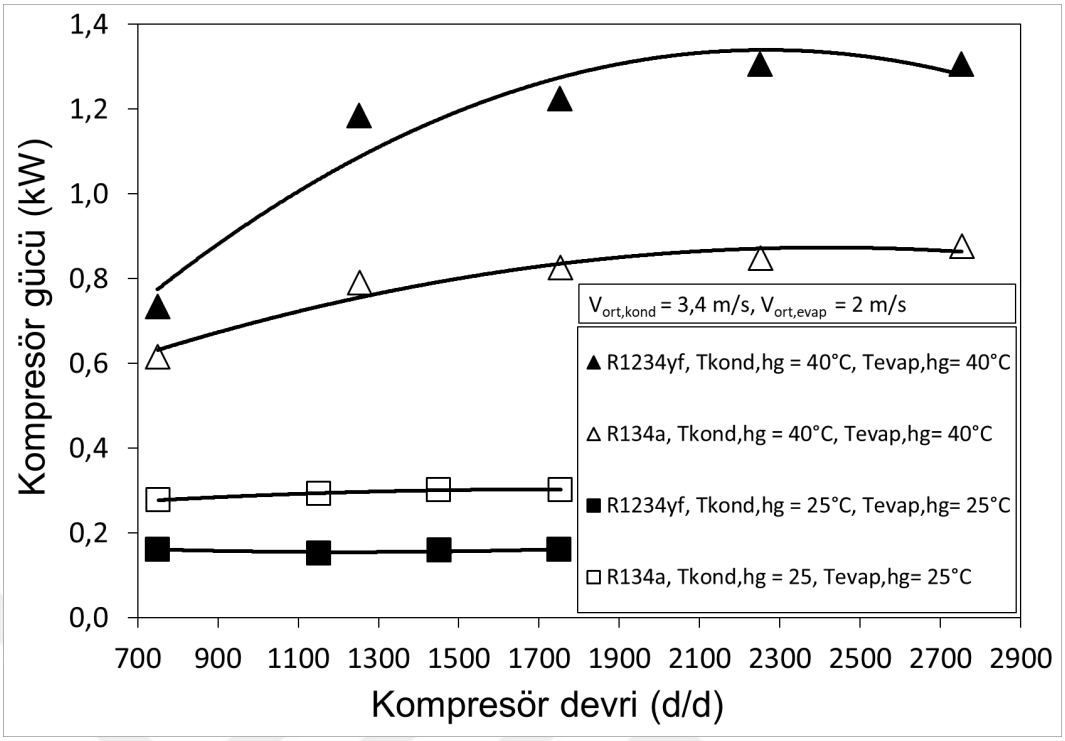
Şekil 6.13 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.13'de verilen değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Düşük hava akımı giriş sıcaklarında kompresör devri artsa da kondenserde atılan ısı sabit bir doğru izlemekte olduğu fakat yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devri arttıkca kondenserden atılan ısı miktarında artış görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanı T_{evap}=T_{kond}=40°C durumunda R134a ya göre yoğuşturucuda atılan ısı miktarı 0,5 kW daha fazladır. Düşük hava akımı giriş sıcaklığı olarak T_{evap}=T_{kond}=25°C durumuna bakıldığında ise R134a için kondenserde yaklaşık 2,5 kW ısı atılımı yaparken R1234yf'de 1,4 kW da kalır. Bu da R134a'da kondenserde atılan ısı miktarının R1234yf'den %78,5 daha fazla olduğunu göstermektedir.



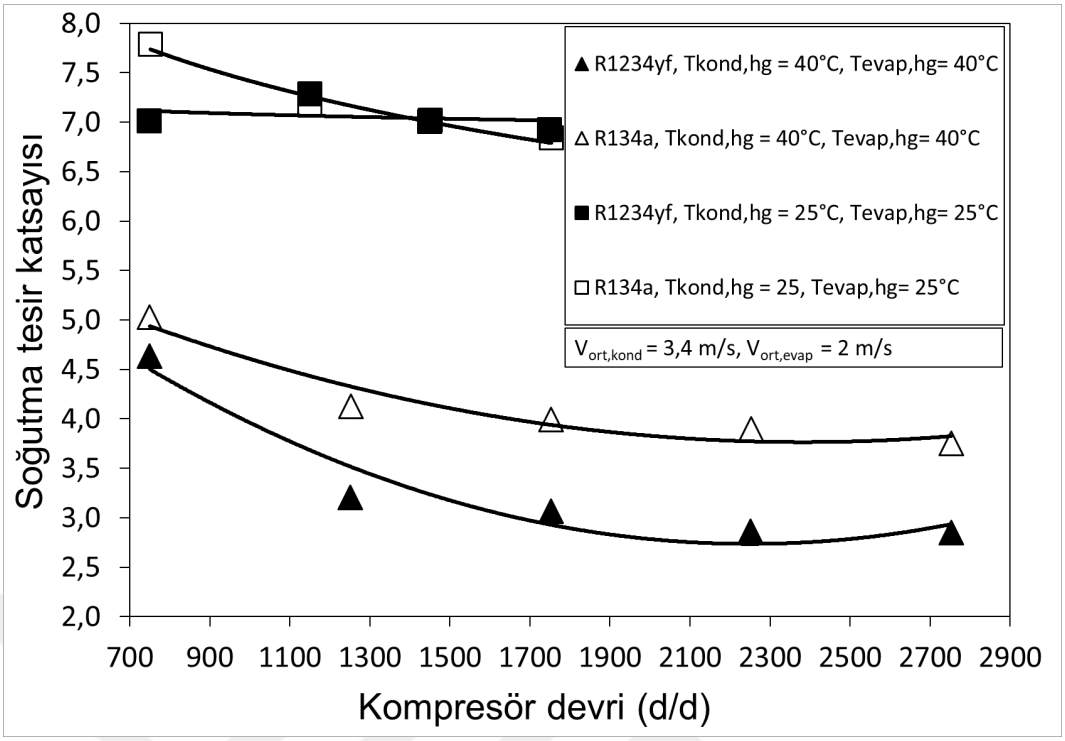
Şekil 6.14 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.14'deki soğutma kapasitesi grafiğine bakıldığında kompresör devri arttıkça her iki soğutucu akışkan için yüksek hava akımı giriş sıcaklığında soğutma kapasitesinde artış görülmekte iken düşük hava akımı giriş sıcaklarında stabil bir doğru izlemektedir. En yüksek soğutma kapasitesi ortalama 3,5 kW ile R1234yf soğutucu akışkanın yüksek hava akımı giriş sıcaklığı değerindedir. Bu durumun diğer bir sebebi şekil 6.12'de ki kütlesel debi grafiğinde görüldüğü üzere en yüksek debinin T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için R1234yf soğutucu akışkanında olmasıdır. Düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında ise R134a soğutucu akışkanı R1234yf'ye göre 1-2 kW daha yüksek bir soğutma kapasitesi göstermektedir.



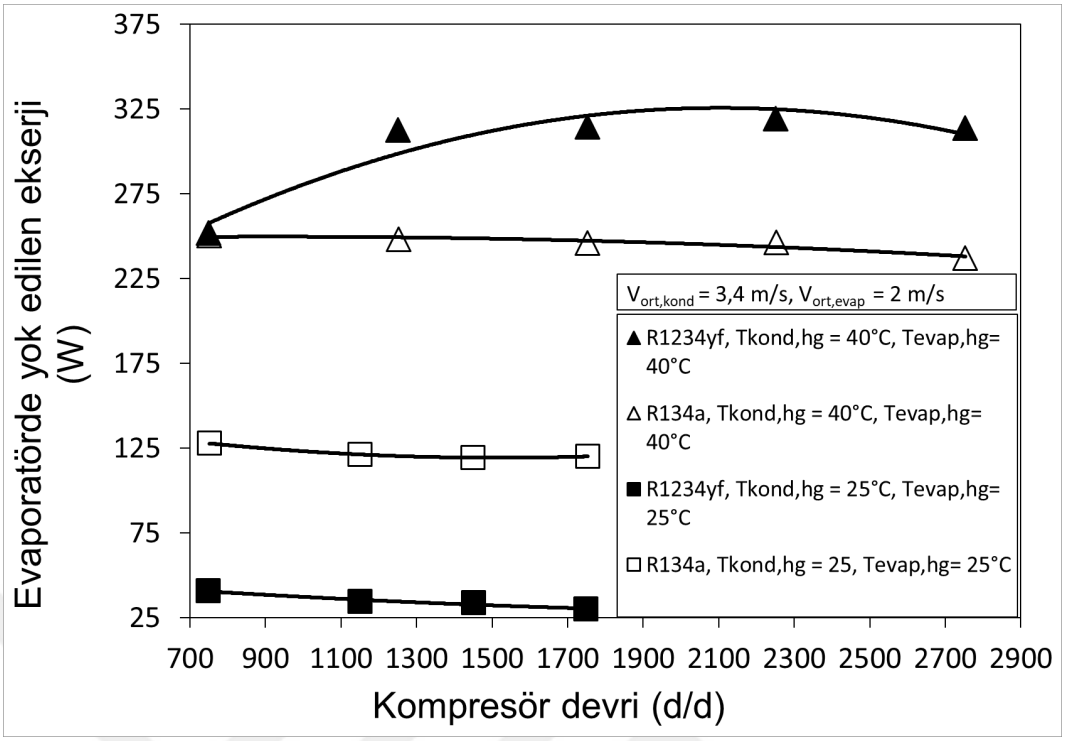
Şekil 6.15 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.15'de değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Kompresör devrinin artması soğutucu akışkan türü fark etmeksizin kompresör gücünün artmasına neden olmaktadır. Fakat bu artış düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında az görülmektedir. Bunun temel sebebi değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol valfinin devreye girmesinden kaynaklanmaktadır. Düşük sıcaklıklarda kompresör devri arttırıldığında kütlesel debiyi düşüren bu valf kompresörün yaptığı iş yükünü azalttığı için kompresörün gücündeki artışta küçük bir oranda olmaktadır. T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için soğutucu akışkanlar kıyaslanacak olursa R1234yf soğutucu akışkanı R134a'ya göre 0,35 kW artarak %50 daha yüksek kompresör gücü kullanmaktadır.



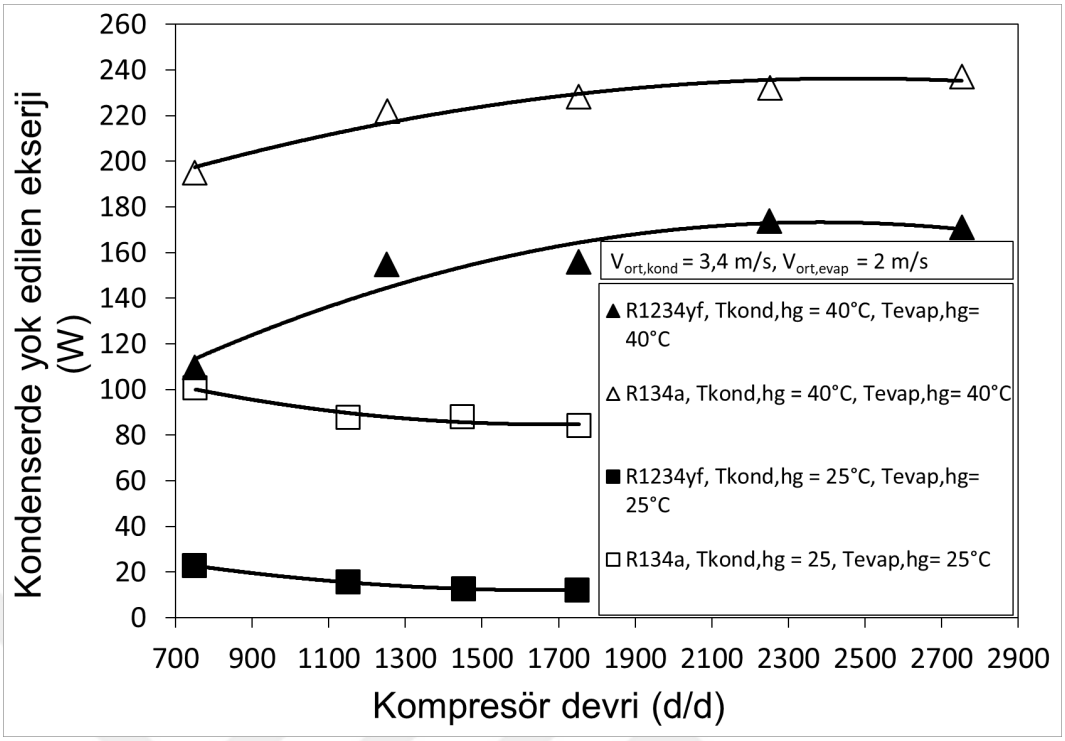
Şekil 6.16 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.6'da değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi verilmektedir. Soğutma tesir katsayısı birim kompresör gücü başına karşılık gelen soğutma kapasitesidir. Soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölümü sonucunda bulunmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanının düşük hava giriş sıcaklıkları hariç kompresör devrinin artmasıyla STK'nın düştüğü görülmektedir. Kompresör devrinin artması kompresör gücünü arttıracağından STK'da buna bağlı düşüş göstermektedir. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında R134a'nın STK değeri R1234yf'den yaklaşık %20 daha yüksek olduğu görülmektedir. Düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında R1234yf'nin STK değişimi kompresör devri ile değişmezken R134a'nın STK değeri düşmekte olduğu görülmektedir.



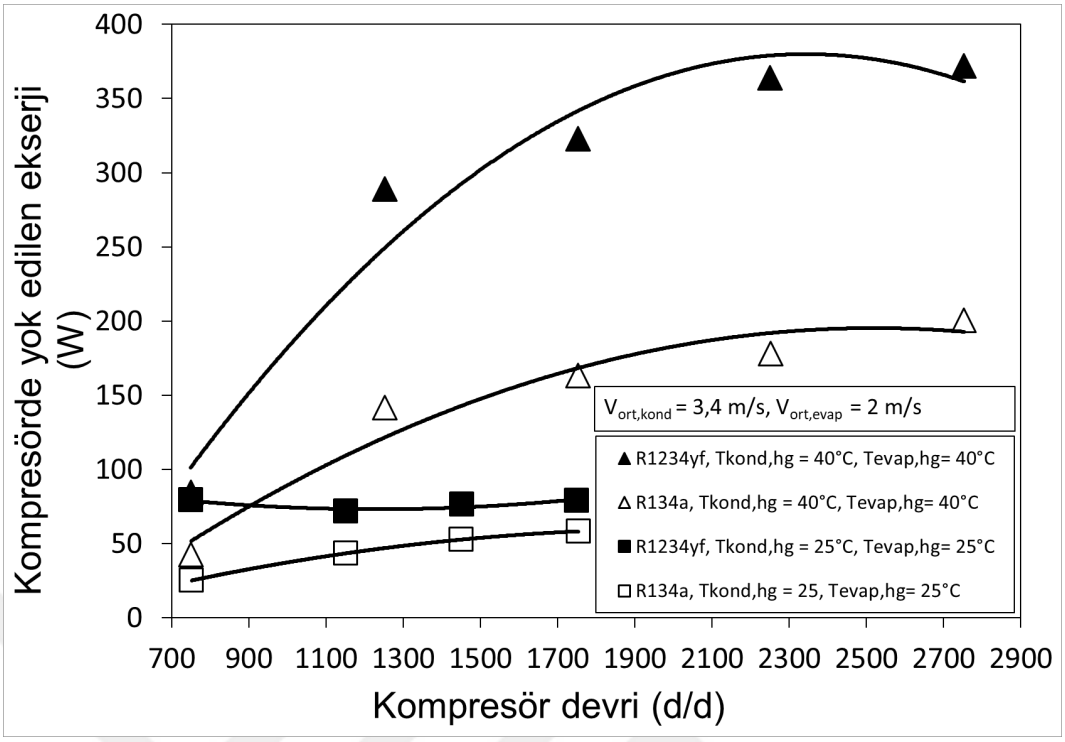
Şekil 6.17 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.17'de gösterilmektedir. T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için grafiğe bakılacak olursa R1234yf soğutucu akışkanı kullanıldığında buharlaştırıcıda yok edilen ekserji miktarı R134a'dan %15 daha fazla, T_{kond} = 25 °C, T_{evap} = 25 °C durumunda dört kat daha az olduğu görülmektedir. Bu durum düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında R1234yf soğutucu akışkanı değişken kapasiteli kompresörle kullanıldığında düşük kütlesel debi, yüksek STK değeri ile çalışması sonucunda ortaya çıkmaktadır.



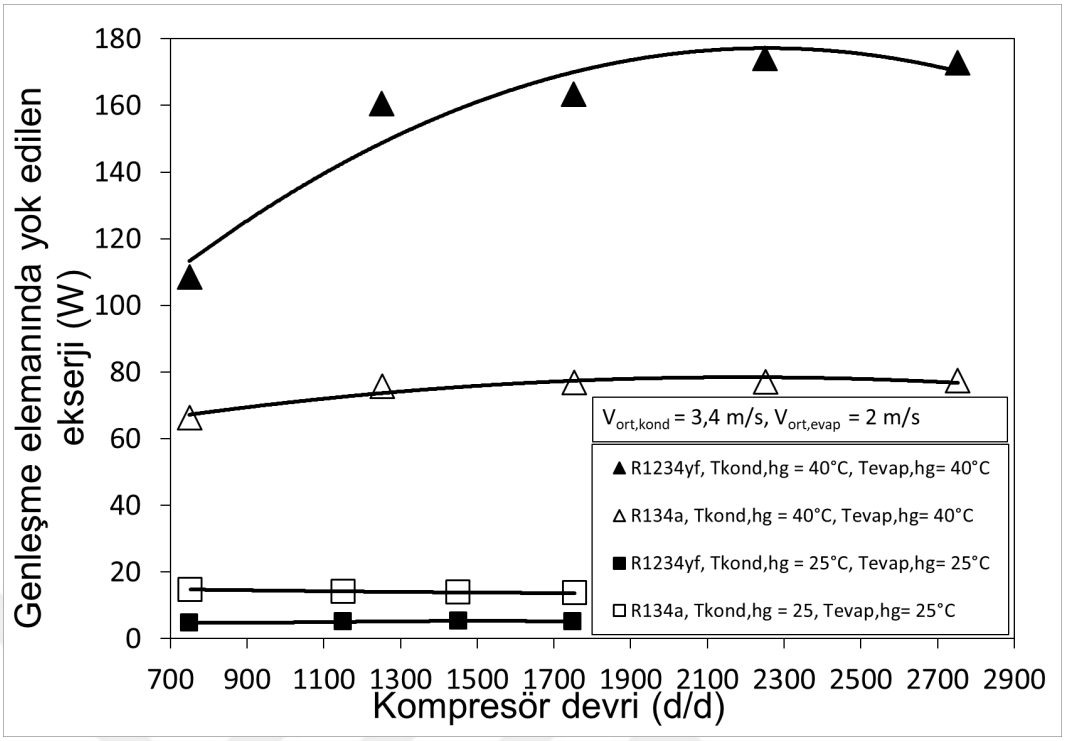
Şekil 6.18 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kondenserde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.18'de değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıkları için kompresör devrinin artmasıyla yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarı artarken, düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında düştüğü görülmektedir. T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için R134a ile çalışıldığında yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarının R1234yf'den yaklaşık %55,5 daha fazla olduğu görülmektedir.



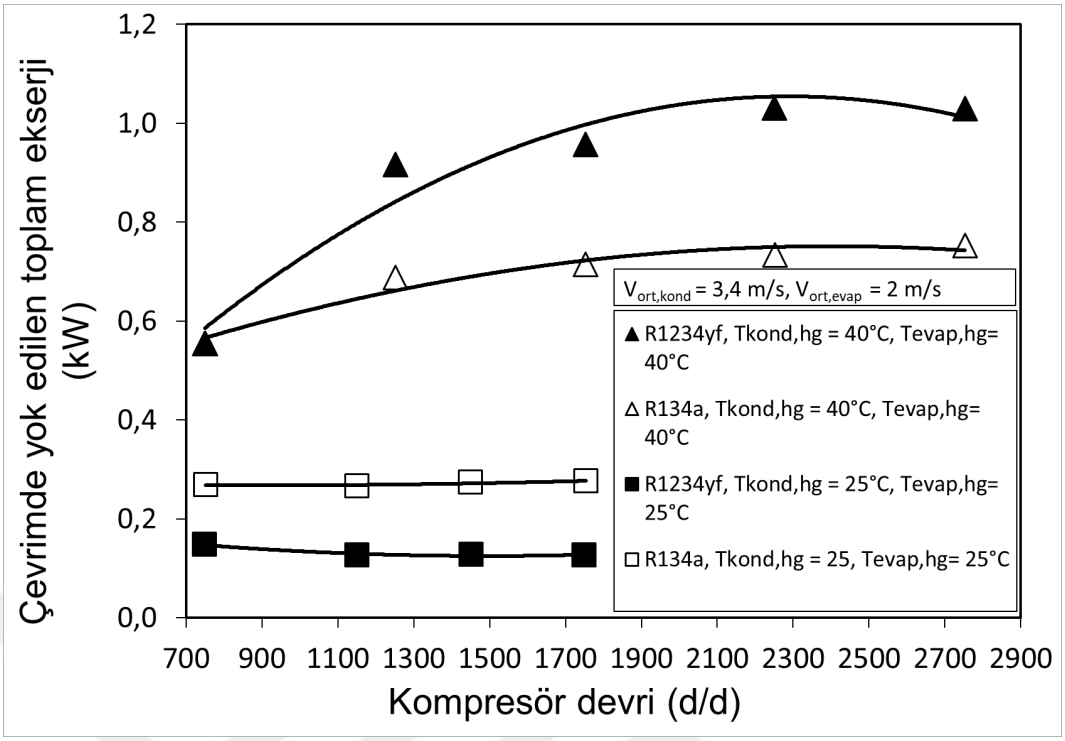
Şekil 6.19 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.19'da gösterilmektedir. Kompresör devrinin artması kompresörün kullandığı gücünü ve kütlesel debiyi arttırmaktadır. Kompresör gücü ve kütlesel debinin artmasıda kompresör giriş ve çıkışında soğutucu akışkan sıcaklık farkında artışa yol açmaktadır böylece yok edilen ekserji miktarında (R1234yf'nin düşük hava akım giriş sıcaklıkları hariç) artış görülmektedir. R1234yf kullanılan sistemde kompresörde yok edilen ekserji miktarının R134a kullanılan sistemden yaklaşık 3 katı kadar daha fazla olduğu görülmektedir.



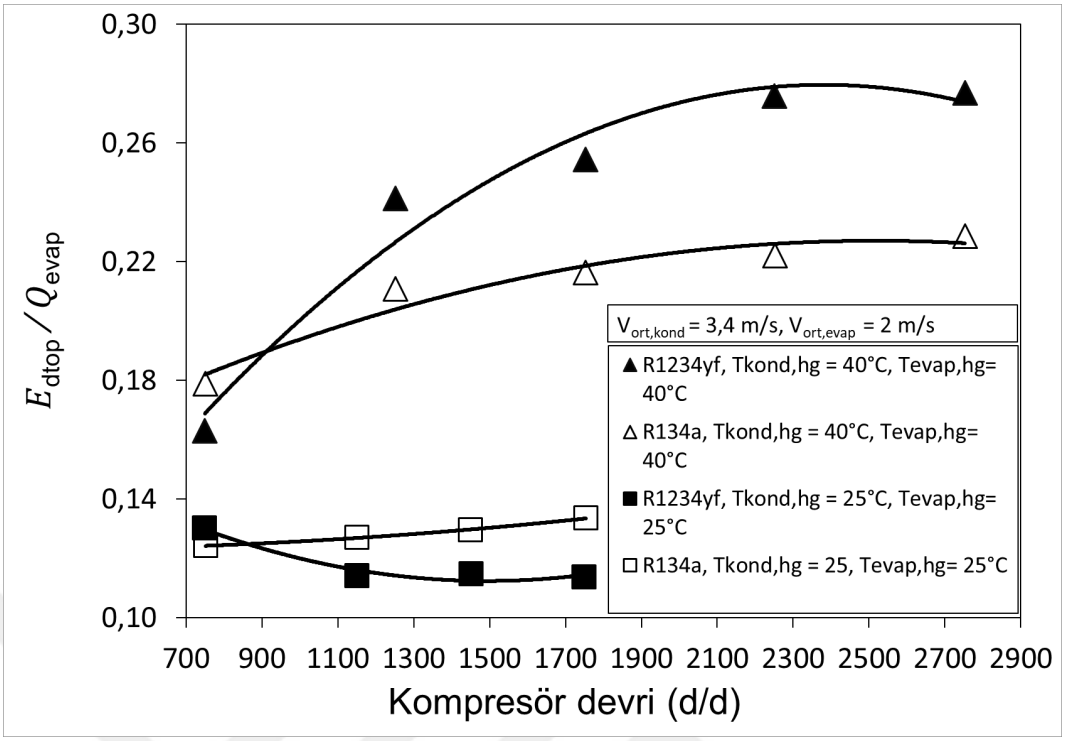
Şekil 6.20 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.20'de değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi sunulmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanının T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu hariç genleşme elemanında yok edilen ekserji daha stabil bir doğru izlemiştir. Bunun sebebi değişken kapasiteli kompresörde devir artsa bile kapasite kontrol sistemi ile kütlesel debi miktarındaki artış sınırlı olmaktadır. Böylece genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan miktarın az olması, sürtünme kayıpların azalması yok edilen ekserji değişimi sınırladığını göstermektedir.



Şekil 6.21 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.21'de gösterilmektedir. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıkları için R1234yf soğutucu akışkanıyla çalışan sistemin çevrimde yok edilem toplam ekserji miktarı R134a'dan %23 daha fazla iken, düşük hava giriş akımı sıcaklıklarında yaklaşık %85 daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 6.22 : DKK içeren DOİC'nin R134a ve R1234yf kullanımında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.22'de Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimledirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi görülmektedir. Bu grafik birim soğutma yükü başına toplam yok edilen ekserji miktarını açığa çıkarmaktadır. Bu oran T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için R1234yf soğutucu akışkanında R134a'ya göre yaklaşık %25 daha fazladır. T_{kond}=25°C, T_{evap}=25°C durumunda ise R134a soğutucu akışkanı ile çalışan sistem R1234yf ile çalışan sistemden %20 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

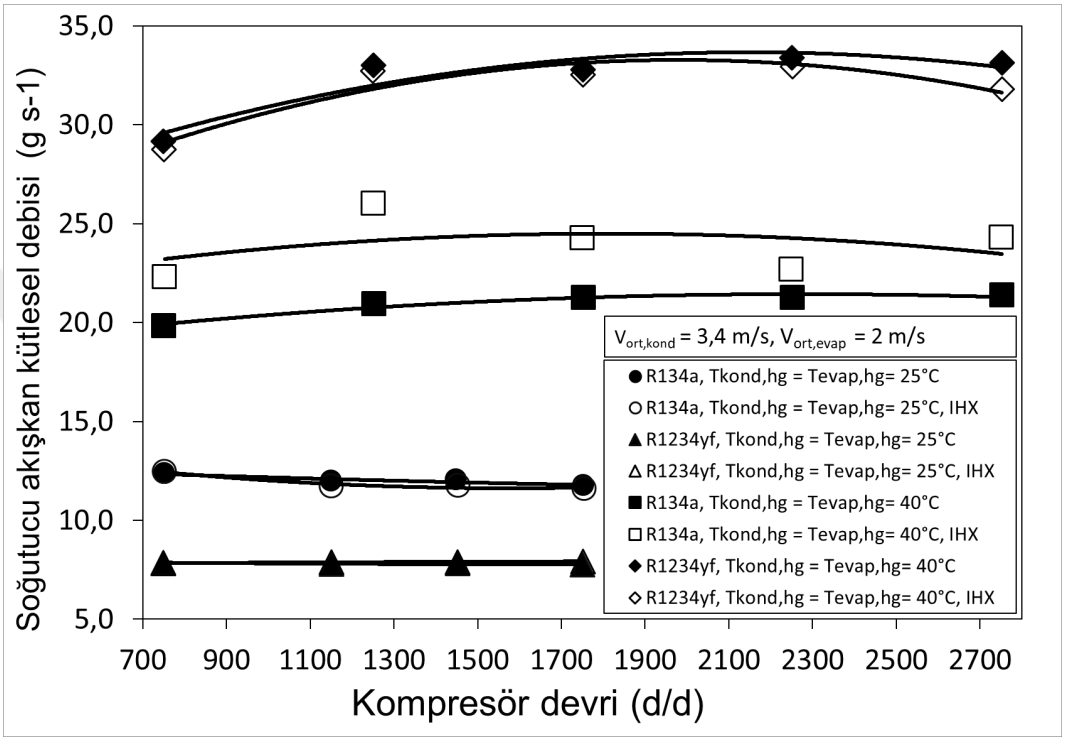
6.3 R134a ve R1234yf Kullanımında İç Isı Değiştirici'nin Değişken Kapasiteli Kompresör İçeren Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi

Bu bölümde değişken kapasiteli kompresör (DKK) içeren deneysel iklimlendirme cihazında (DOİC) farklı soğutucu akışkan kullanımıda iç ısı değiştirici (IHX) etkisinin kompresör devri ile değişimi incelenmektedir. Kompresör deviri 750–2750 d/d devir aralığında değişmektedir. Buharlaştırcı ve yoğuşturucu hava giriş sıcaklıları;

$T_{evap} = T_{kond}$=40°C

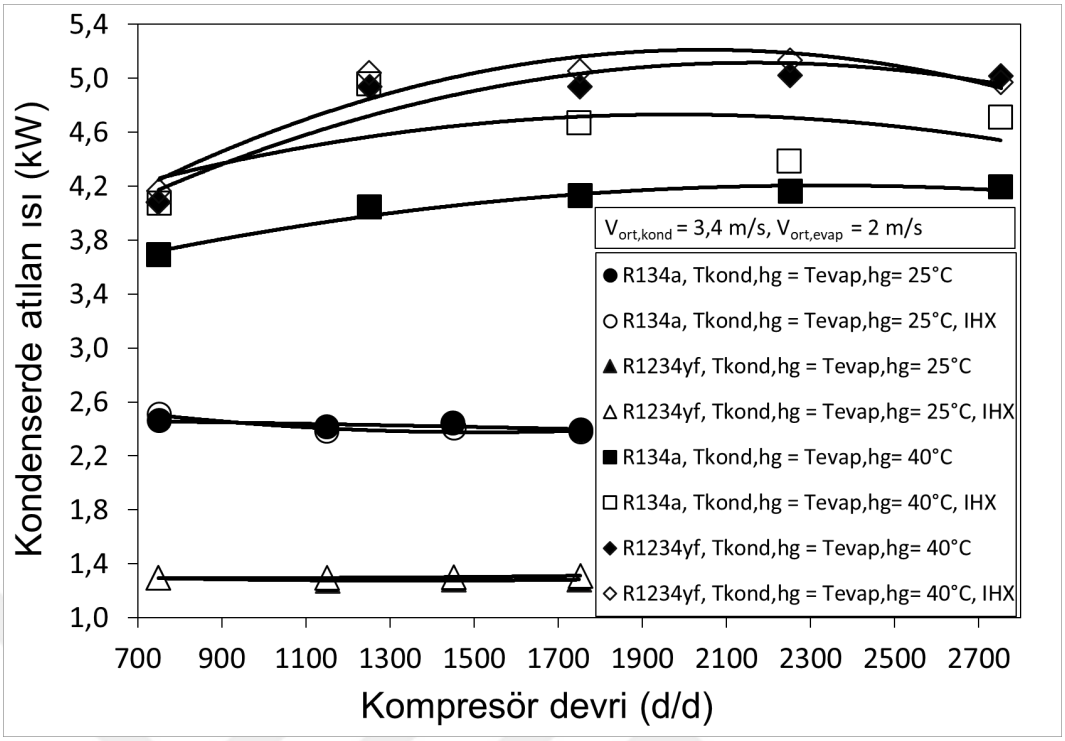
$T_{evap} = T_{kond} = 25$°C

şeklinde iki kısımdan oluşmaktadır. İki soğutucu akışkan, iki hava akımı giriş sıcaklığı ve iç ısı değiştiricisi olup olmama durumuyla toplamda 8 rijit bulunmaktadır. Bunun yanında hava akım hızları ise $V_{ort,kond} = 3,4$ m/s, $V_{ort,evap} = 2$ m/s olarak belirlenmiştir.



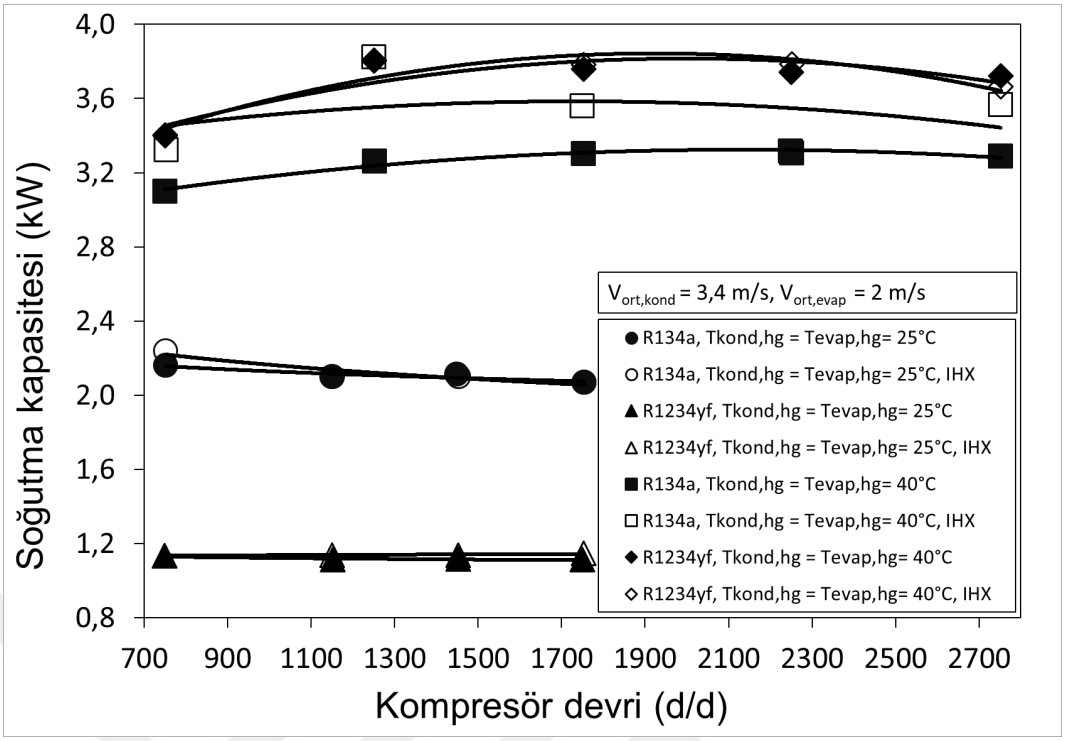
Şekil 6.23 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi Şekil 6.23'de gösterilmektedir. Düşük hava akımı giriş sıcaklıkları için değişken kapasiteli kompresörün debi kontrol valfi devreye girdiği için soğutucu akışkan kütlesel debisi stabil bir doğruda durduğu görülmektedir. $T_{evap} = T_{kond}$=40°C durumu için incelendiğinde R134a soğutucu akışkan için IHX kullanıldığında soğutucu akışkan kütlesel debi miktarında %20 artış görülmekte iken, R1234yf soğutucu akışkanında yaklaşık %3,5 oranında bir artış görülmektedir.



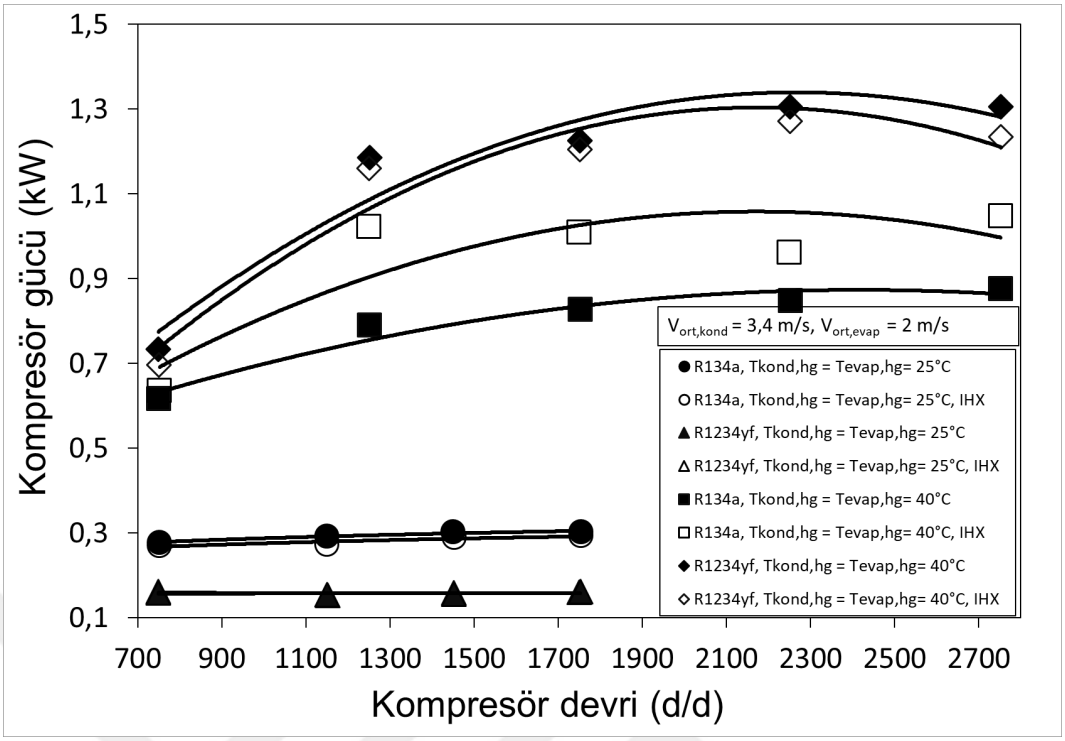
Şekil 6.24 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile Kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.24'de Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi verilmektedir. Düşük hava akımı giriş sıcaklığı için kompresör devirinin artması ya da iç ısı değiştirici kullanımının yoğuşturucuda atılan ısı miktarında stabile yakın bir grafik görülmesine rağmen yüksek hava akımı giriş sıcaklarında artış olduğu daha açık görülmektedir. T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için grafik incelediğinde R134a ile IHX kullanımın yoğuşturucudan atılan ısı oranında yaklaşık %11 artış belirlenirken, R1234yf ile IHX kullanımında yaklaşık %2 lik bir artış belirlenmektedir.



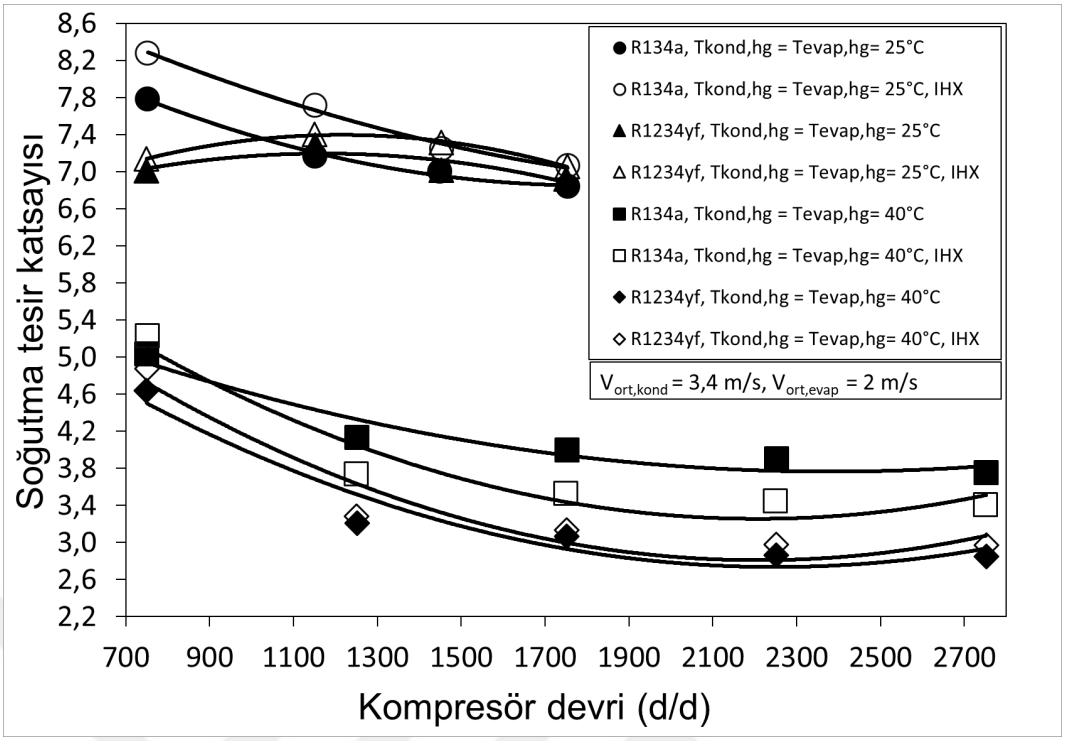
Şekil 6.25 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi Şekil 6.25'de gösterilmektedir. En yüksek değişim $T_{evap} = T_{kond}$=40°C durumu için R134a soğutucu akışkanınında görülmektedir. IHX kullanılmadığında 2,8 kW olan soğutma kapasitesi IHX kullanıldığında 3,2 kW ya çıkmaktadır bu da yaklaşık %14,2 bir yükseliş olduğu hesaplanmaktadır.



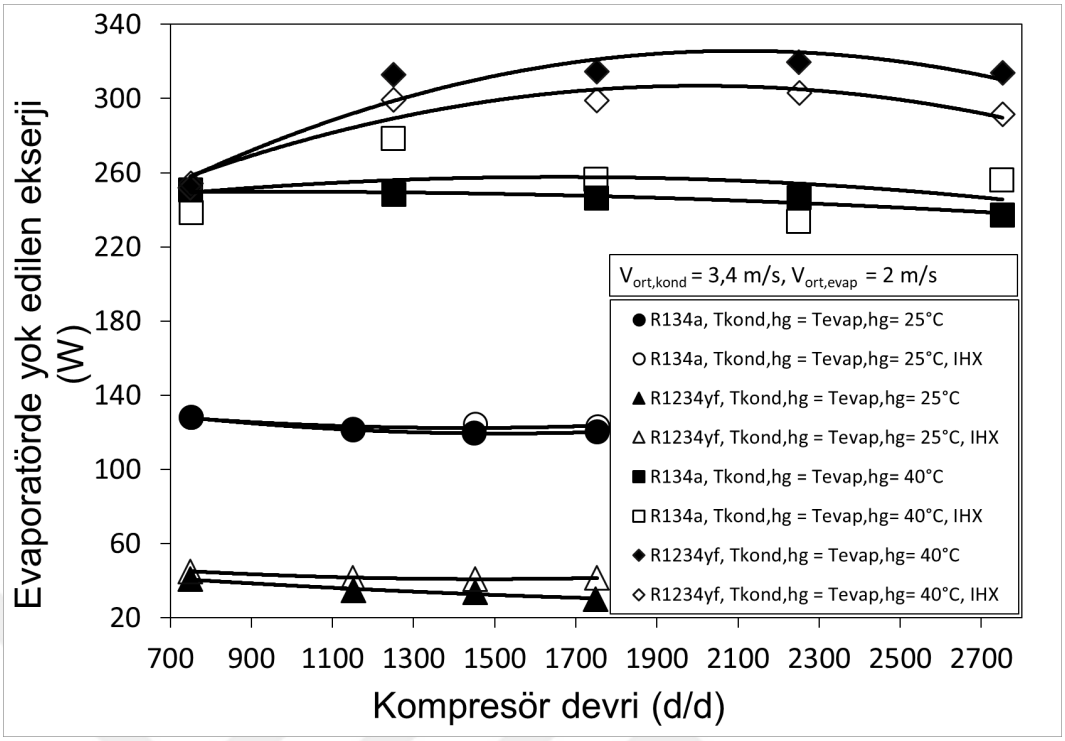
Şekil 6.26 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.26'da değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi verilmektedir. Kompresör devrinin artması kompresörün kullandığı gücü arttırmakta iken değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontlrol valfi düşük hava akım sıcaklıklarında bu değişimi minimize ederek çok az göstermektedir. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıkları için IHX'in etkisini yorumlanacak olursa, her iki soğutucu akışkan içinde IHX kullanıldığında kompresör gücü yaklaşık 0,1 kW artmakta bu da yaklaşık %10 daha fazla kompresör gücü kullanıldığını göstermektedir.



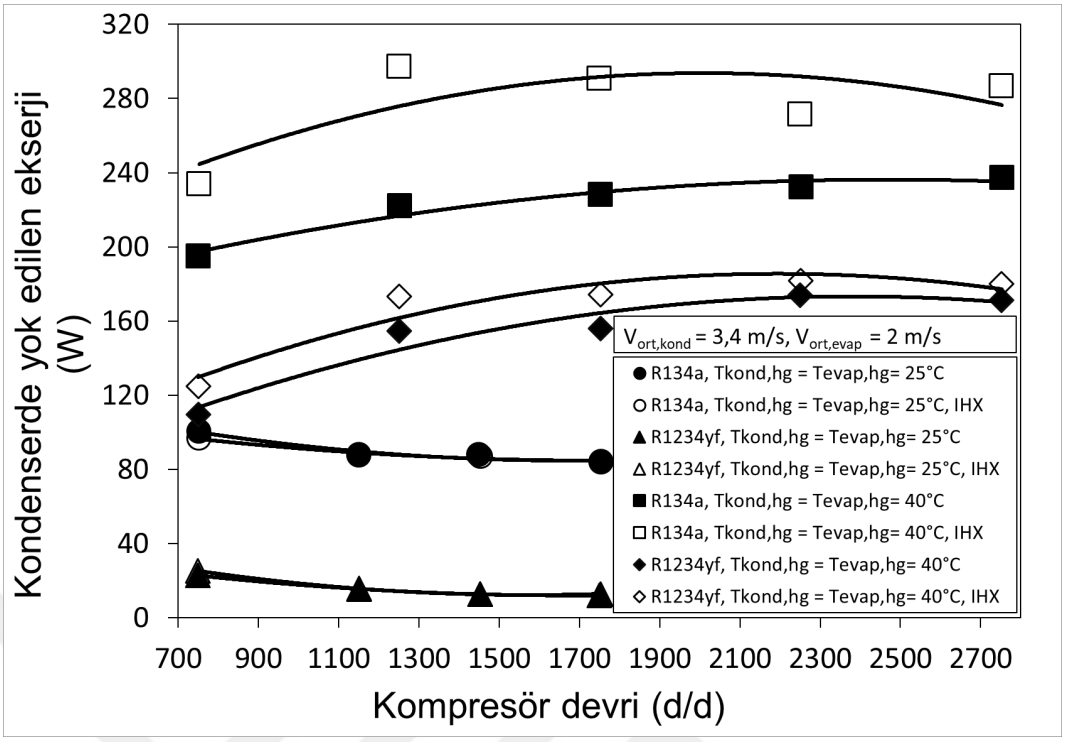
Şekil 6.27 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.27'de gösterilmektedir. R1234yf'nin düşük hava akımı giriş sıcaklıkları hariç kompresör devri arttıkça soğutma tesir katsayısında azalma olduğu görülmektedir. IHX'nı kullanımı R134a soğutucu akışkanlı sistemin yüksek hava akımı sıcaklıklarında kullanımı hariç STK'da artmaya yol açtığı görülmüştür. R134a soğutucu akışkanlı sistemde IHX kullanımı, $T_{evap} = T_{kond} = 25°C$ durumu için STK'da yaklaşık %4 artış sağlar iken $T_{evap} = T_{kond}=40°C$ durumda yaklaşık %2 azalış sağladığı görülmektedir.



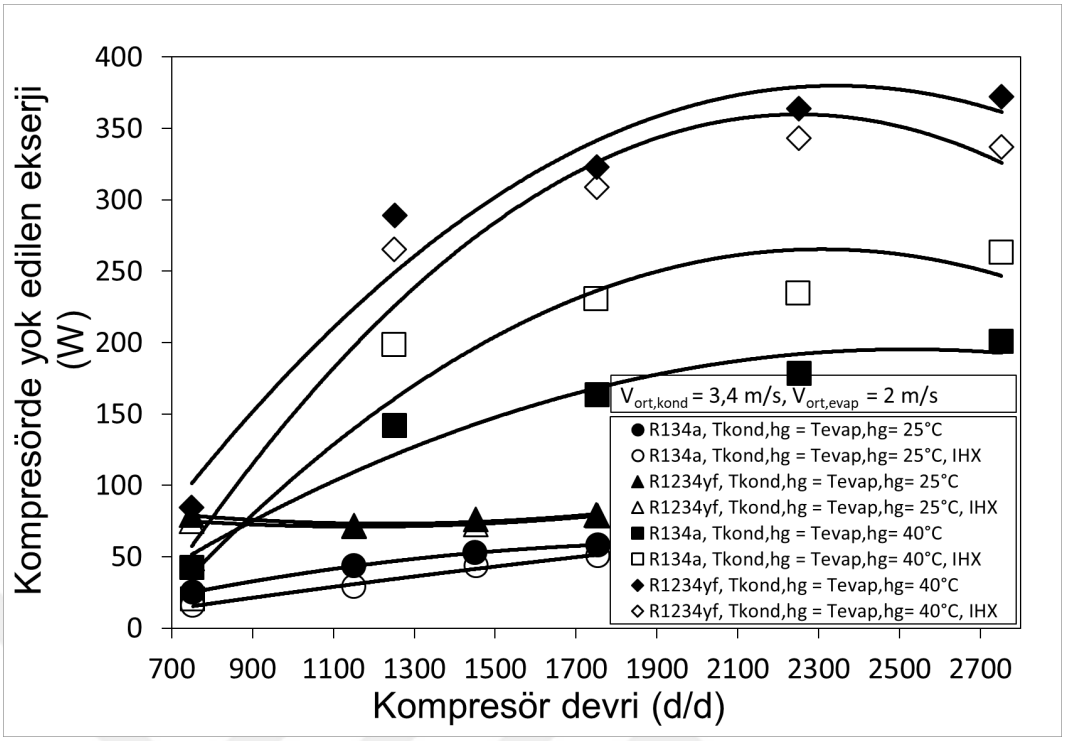
Şekil 6.28 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.28'de Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle evaporatörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi sunulmuştur. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkan için buharlaştırıcıda yok edilen ekserji miktarının düşük hava akımı giriş sıcaklıklarına göre daha yüksek olduğunu görülmektedir. $T_{evap} = T_{kond}$=40°C durumu için grafik incelendiğin de buharlaştırıcıda yok edilen ekserji miktarında IHX kullanılmasıyla R1234yf soğutucu akışkanında yaklaşık %4 artış, R134a soğutucu akışkanında yaklaşık %1 bir artış olduğu görülmektedir.



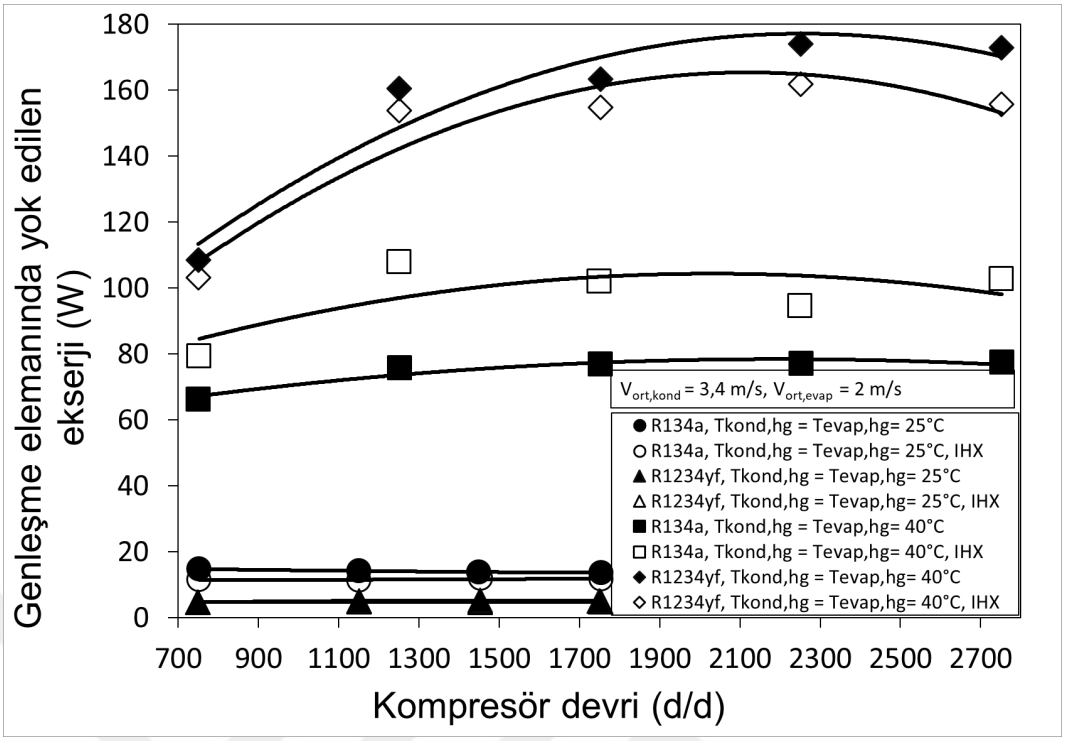
Şekil 6.29 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile kondenserde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle kondenserde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.29'da verilmiştir.Yüksek hava akımı giriş sıcaklıkları için R134a soğutucu akışkanı kullanılan sistemin yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarı R1234yf'den yaklaşık %50 daha fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca IHX kullanımı da yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında R134a'da yaklaşık %20,4, R1234yf'de yaklaşık %10 bir artış görülmektedir.



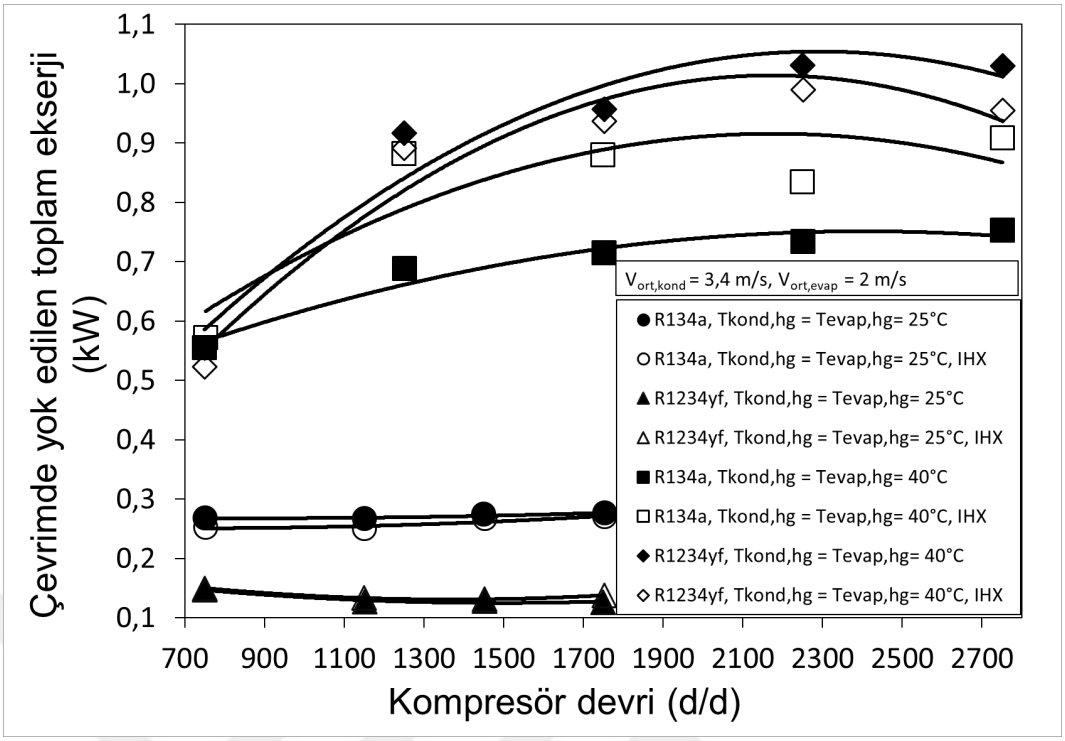
Şekil 6.30 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.30'da değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle kompresörde yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi gösterilmektedir. R1234yf'nin düşük hava akımı giriş sıcaklığı hariç kompresör devri arttıkça kompresörde yok edilen ekserji miktarı artmaktadır. Çünkü kompresör devrinin artması ile kütlesel debi artmaktadır ve kompresörün giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında ki farkda büyümektedir. Bu sebeble kompresörde yok edilen ekserji miktarında da artış olmaktadır. IHX'in etkisine bakıldığında T_{evap}=T_{kond}=40°C durumunda kompresörde yok edilen ekserji miktarında, R134a için yaklaşık %30 artış, R1234yf'de yakalış %10 azalış olduğu görülmektedir.



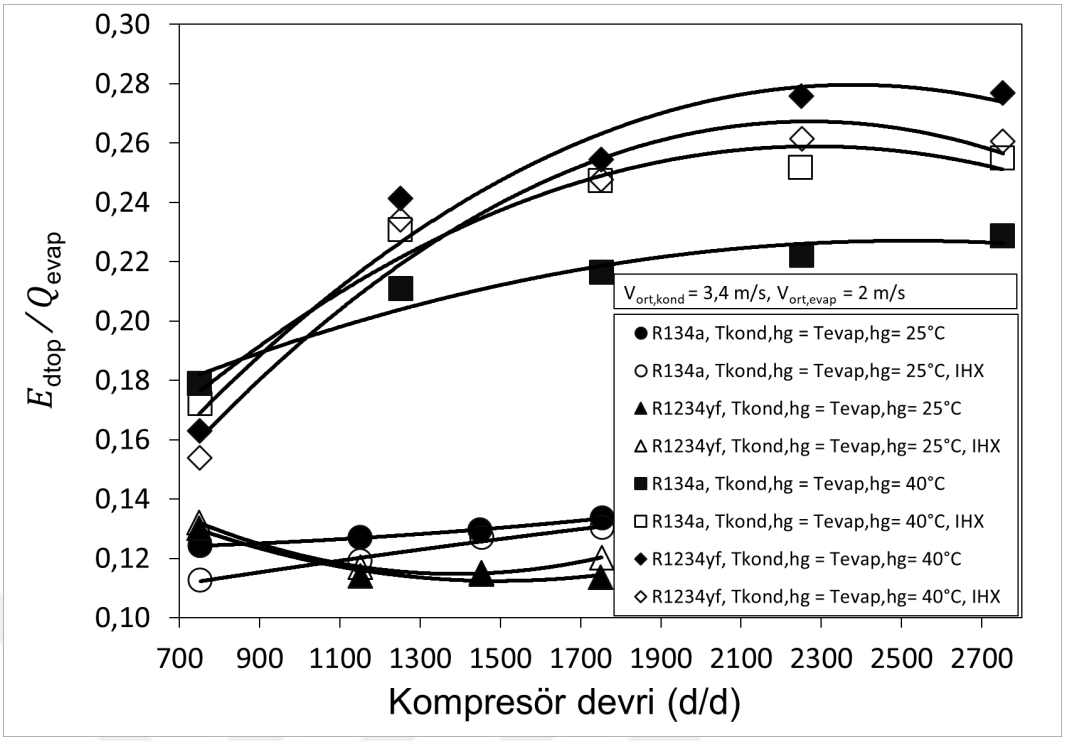
Şekil 6.31 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.31'de değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi verilmiştir. R1234yf'nin yüksek hava akımı sıcaklığı hariç genleşme valfinde yok edilen ekserji miktarı stabil bir doğru izlemektedir. Genleşme valfinde yok edilen ekserji miktarını azaltmak için kütlesel debiyi azaltarak genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan miktarını azaltmak gerekir böylece sürtünmeler azalacak, genleşme valfi giriş-çıkış sıcaklığı arasındaki fark da azlacağından yok edilen ekserji de azalacaktır. Değişken kapasiteli kompresör debi değişini minimize ettiği için daha stabil bir grafik görülmektedir. IHX'in etkisine bakılacak olursa yüksek hava akımı giriş sıcaklıkların da IHX kullanıldığında genleşme valfinde yok edilen ekserji miktarı R134a'da yaklaşık %26 artış gösterirken, R1234yf'de yaklaşık %7 azalışa yol açtığı belirlenmiştir.



Şekil 6.32 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi.

Değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.32'de gösterilmiştir. Düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında değişken kapasiteli kompresörün kütlesel debi kontrol etkisi ile sistem elemanlarındaki yok edilen ekserji miktarının stabil bir doğru izlediği için çevrimde yok edilen topam ekserji miktarı da aynı şekilde stabil bir doğru izlemektedir. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında ise kompresör devri arttıkça her iki soğutucu akışkanda da çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarında artış olduğu görülmektedir. Bu durumda IHX etkisine bakılacak olursa IHX kullanıldığında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarında R134a'da yaklaşık %20 artışa neden olurken R1234yf'de yaklaşık %5 azalışa neden olduğu görülmektedir.



Şekil 6.33 : Farklı soğutucu akışkan kullanan DKK'li DOİC'de IHX etkisi ile Çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi.

Şekil 6.33'de değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı soğutucu akışkan kullanımında iç ısı değiştici etkisiyle çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranı birim soğutma yükü başına toplam yok edilen ekserji miktarını ifade etmektedir. Kompresör devrinin artmasıyla (R1234yf'nin düşük hava akım sıcaklığı hariç) bu oranın arttığı görülmektedir. T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için R1234yf soğutucu akışkanında IHX kullanılmasıyla yaklaşık %4 düşüş gözlenirken R134a'da yaklaşık %25 artış gözlemlenmektedir. T_{evap}=T_{kond}=25°C durumu için ise IHX kullanıldığında R1234yf'de yaklaşık %3 artış, R134a' yaklaşık %9 azalış gözlemlenmektedir.

6.4 Farklı Kompresör Tipleri İçin Evaporatör Hızının R134a ve R1234yf Kullanan Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi

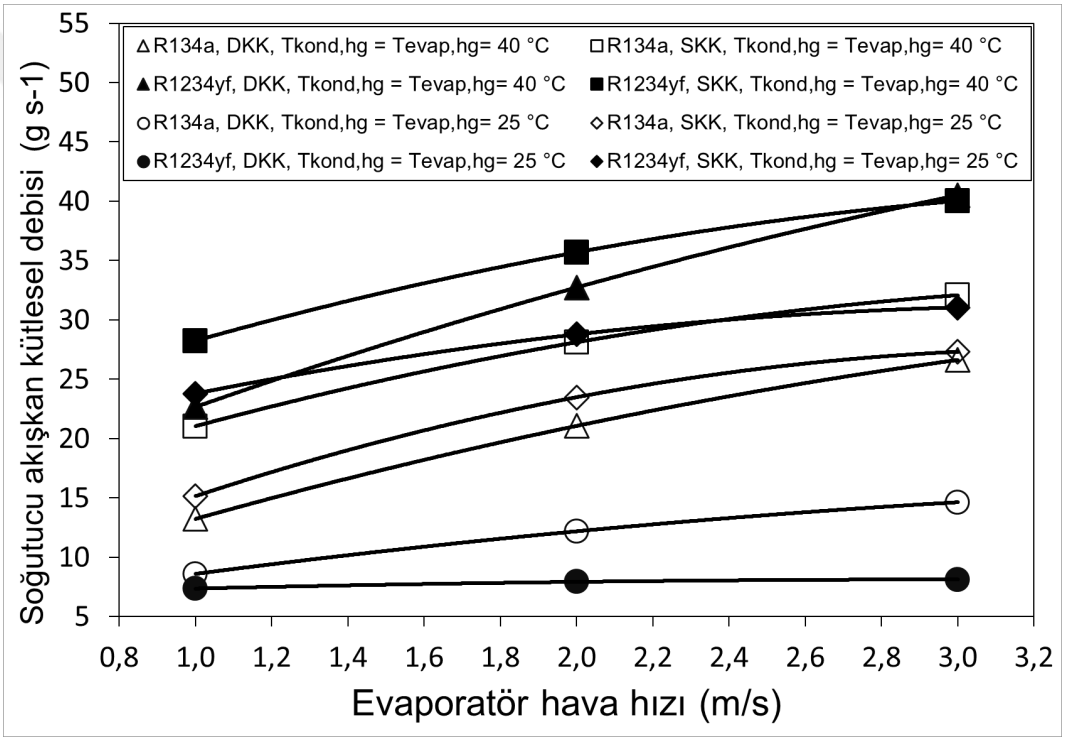
Değişken kapasiteli kompresör (DKK) ve sabit kapasiteli kompresör (SKK) kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazında (DOİC) R134a ve R1234yf soğutucu akışkanı kullanımına evaporatör hava akım hızının etkisi bu bölümde incelenmiştir. Şekil 6.34-

6.44 aralığında aktarılacak performans grafikleri evaporatör hava akım hıza bağlı olarak hazırlanmıştır. Kompresör devri 1750 d/d olarak seçilmiştir. Buharlaştırıcı hava akım hızları 1, 2, 3 m/s olarak belirlenmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akım giriş sıcaklıları;

$T_{evap} = T_{kond}$=40°C

$T_{evap} = T_{kond}$ = 25°C

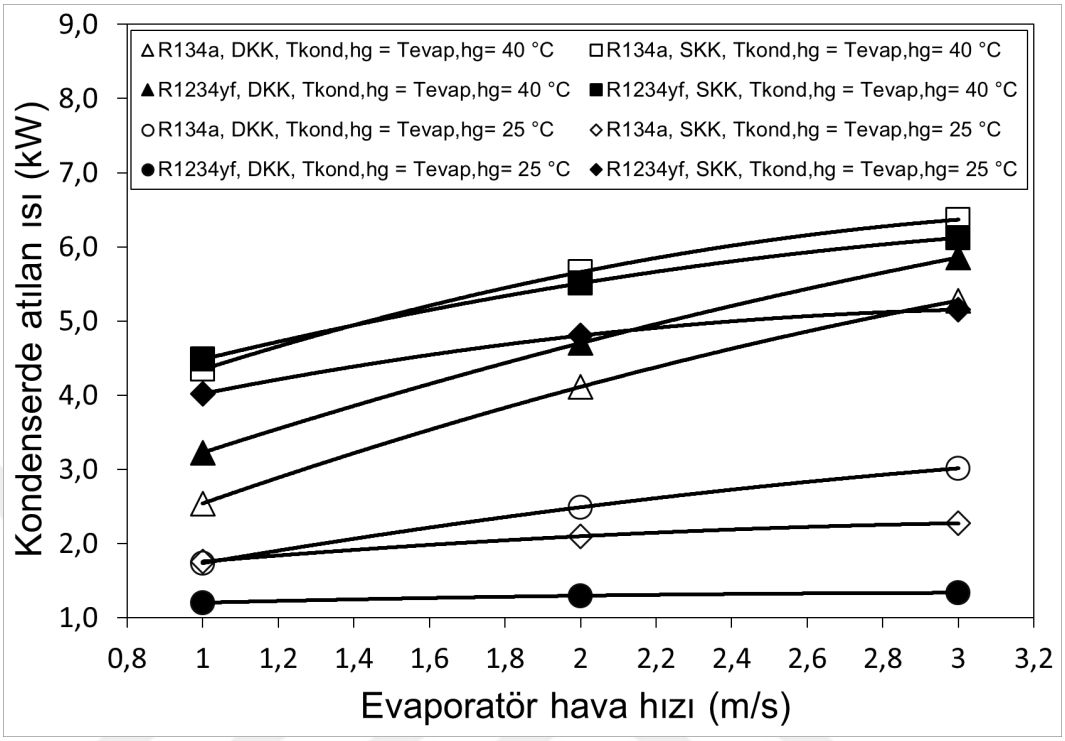
şeklinde seçilmiştir. Kondenserden geçen hava akım hızı 3,4 m/s olarak seçilmiştir. Grafiklerde 2 farklı kompresör, 2 farklı soğutucu akışkan ve 2 farklı hava akımı giriş sıcaklıkları ile toplamda 8 rijit bulunmaktadır.



Şekil 6.34 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile Soğutucu akışkan kütlesel debisinin evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

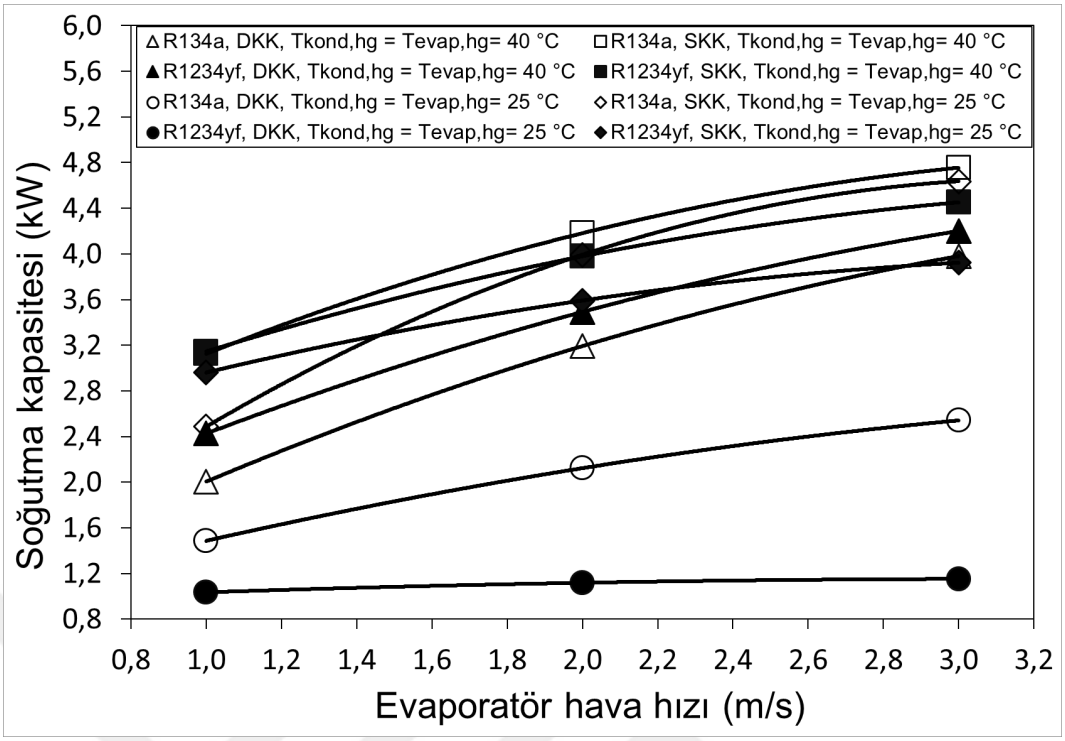
R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile soğutucu akışkan kütlesel debisinin evaporatör hava akım hızına göre değişimi Şekil 6.34'de verilmiştir. Buharlaştırıcı hızının artması ile soğutucu akışkanın kütlesel debisi bütün durumlar için artma eğiliminde olduğu görülmektedir. Bunun sebebi buharlaştırıcı hava akım hızının artması buharlaşmayı arttıracaktır bu artışı karşılamak içinde daha fazla soğutucu akışkan gerekmektedir. Bu yüzden soğutucu akışkanın

kütlesel debisinde artış olmaktadır. En yüksek kütlesel debi kullanımı R1234yf soğutucu akışkanında olduğu görülmektedir.



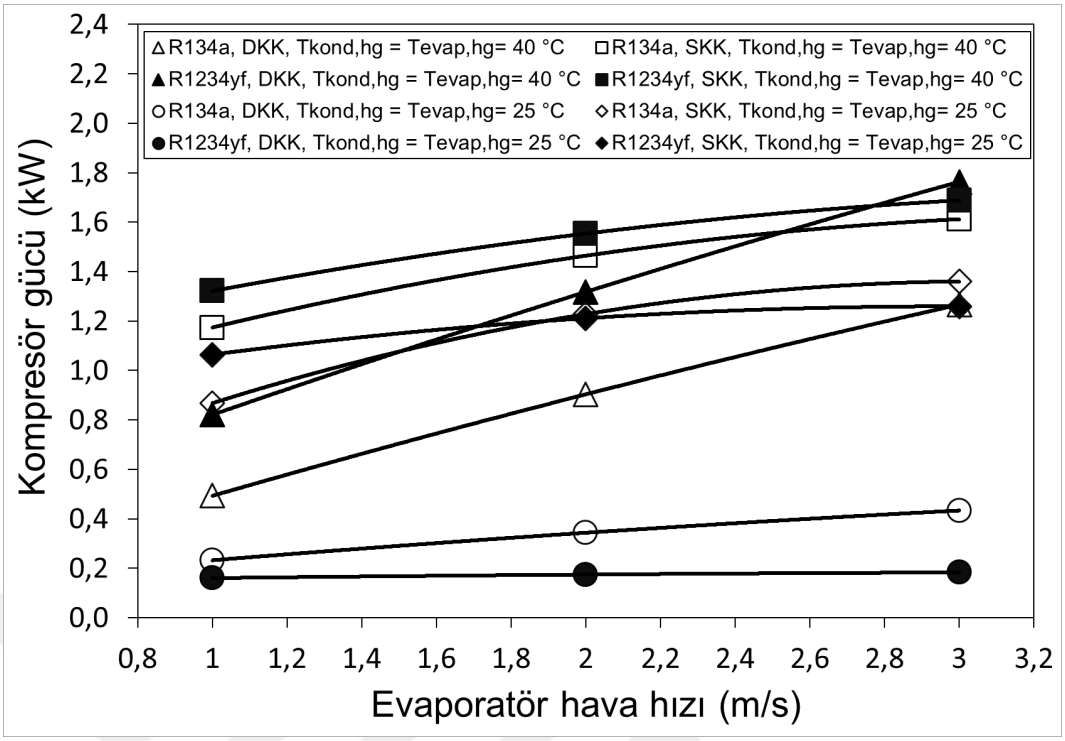
Şekil 6.35 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile kondenserde atılan ısı miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile kondenserde atılan ısı miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi şekil 6.35'de sunulmuştur. Grafiğe bakıldığında her durum için buharlaştırıcının hava akım hızı arttığında kondenserde atılan ısı miktarında da artış olduğu görülmektedir. Bu artış düşük hava akımı giriş sıcaklıkları için yaklaşık %10-20 aralığında iken yüksek hava akımı sıcaklıklarında %107 leri bulabilmektedir. Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı en fazla 5,45 kW ile $T_{evap}=T_{kond}=40°C$ durumu için R134a'nın sabit kapasiteli kompresörle kullanıldığı durumdur. Yaklaşık 5,45 kW olan yoğuşturucudan atılan ısı miktarı değişken kapasiteli kompresörle kullanıldığında 1,50 kW düşerek 3,95 kW'ya gerilemektedir. R1234yf soğutucu akışkanında yoğuşturucuda atılan ısı miktarı ise R134a'dan yaklaşık %2-3 oranında daha düşük olduğu belirlenmiştir.



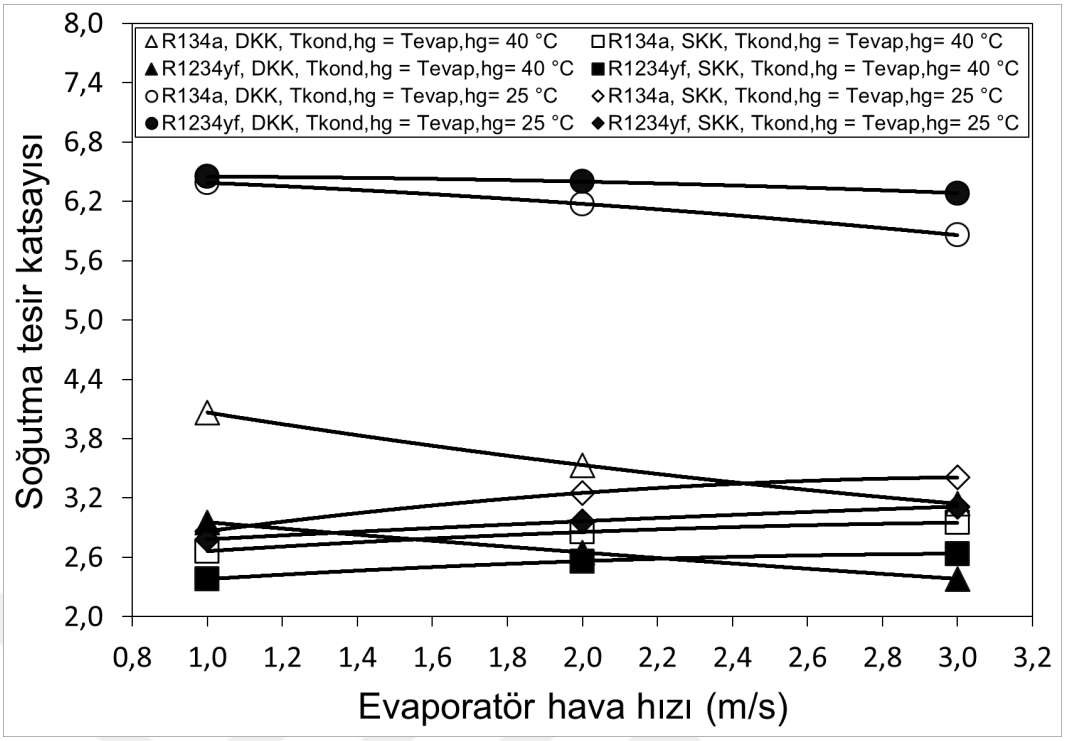
Şekil 6.36 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile soğutma kapasitesinin evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

Şekil 6.36'da R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile soğutma kapasitesinin evaporatör hava akım hızına göre değişimi gösterilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörün düşük hava akımı giriş sıcaklıkları hariç buharlaştırıcı hava akım hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye çıktığında soğutma kapasitesinde değişken kapasiteli kompresörde yaklaşık %80-90 oranında artış, sabit kapasiteli kompresörde ise yaklaşık %40-50 oranında artış gözlemlenmektedir.



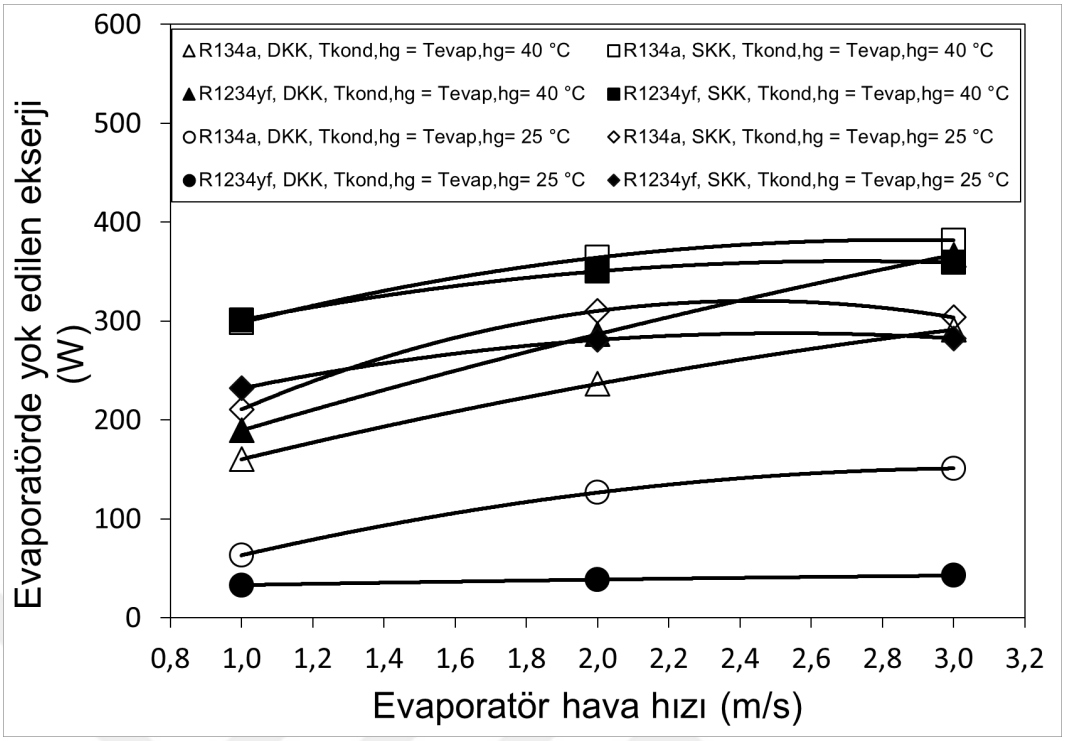
Şekil 6.37 : R134a ve R1234yf Kullanılan DOİC'de Farklı Kompresör Etksi ile kompresör Gücünün evaporatör Hava Akım Hızına Göre Değişimi.

Şekil 6.37'de R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile kompresör gücü kullanımının evaporatör hava akım hızına göre değişimi gösterilmektedir. Buharlaştırıcı hava akım hızının artmasının soğutucu akışkan kütlesel debisini arttırdığı Şekil 6.41'de açıklandığı üzere kütlesel debinin artmasına bağlı olarak kompresör gücünün artmasına sebep olmaktadır. Kompresör gücü en fazla 1,51 kW ile T_{evap} = T_{kond}=40°C durumu için R1234yf'nin sabit kapasiteli kompresörle kullanıldığı durumdur. Yaklaşık 1,51 kW olan kompresör gücü kullanımı değişken kapasiteli kompresörle kullanıldığında 0,2 kW düşerek 1,31 kW'a düşmektedir. R1234yf soğutucu akışkanında kompresör gücü değişken kapasiteli kompresör kullanıldığında R134a'dan yaklaşık %40-50 oranında daha az, sabit kapasiteli kompresör kullanıldığında %4-6 oranında daha az olduğu belirlenmiştir.



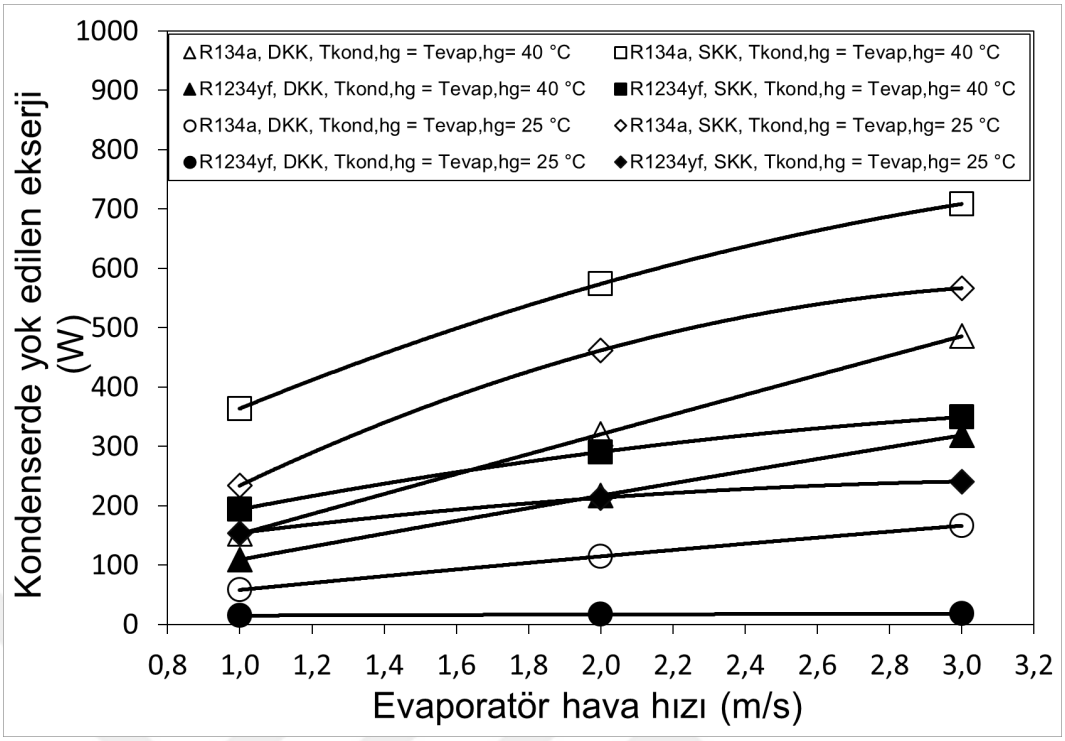
Şekil 6.38 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile soğutma tesir katsayısının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile soğutma tesir katsayısının evaporatör hava akım hızına göre değişimi şekil 6.38'de sunulmuştur. Buharlaştırıcı hava akım hızının 1 m/s'den 3 m/s'ye çıkmasıyla,T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için STK'ya bakıldığında değişken kapasiteli kompresörde %5-8 oranında bir azalma, sabit kapasiteli kompresörde %10 oranında bir artış görülmektedir. T_{evap}=T_{kond}=25°C durumu için STK'ya bakıldığında ise değişken kapasiteli kompresörde %25-30 oranında bir azalma, sabit kapasiteli kompresörde %10-15 oranında bir artış görülmektedir.



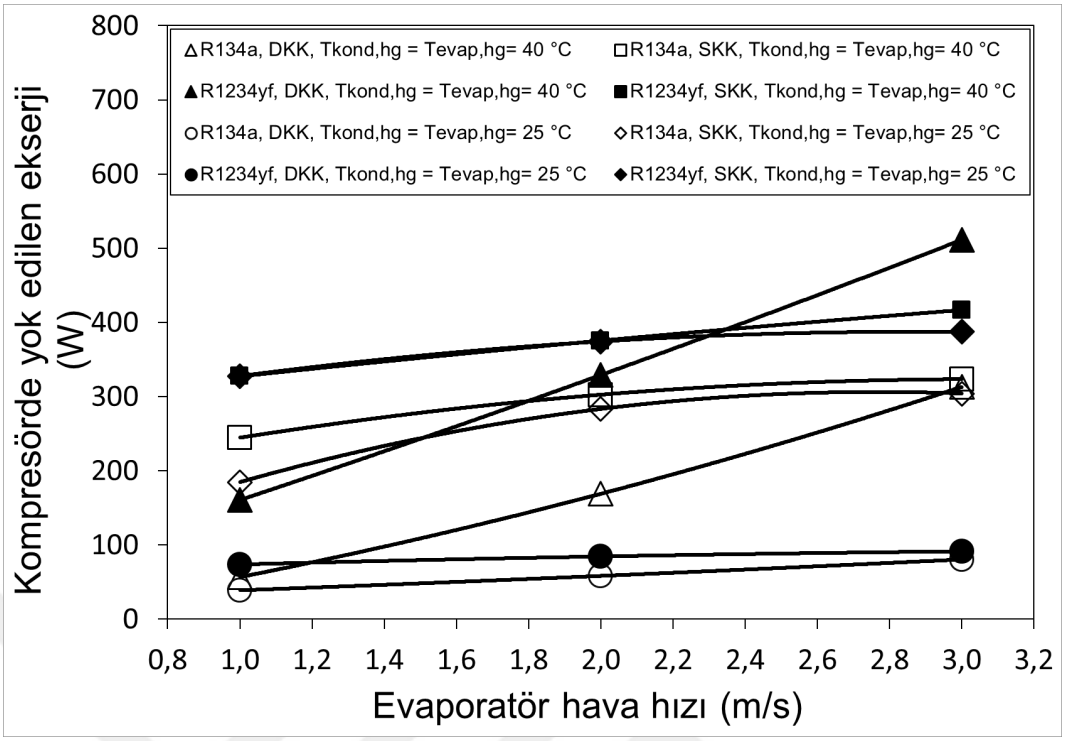
Şekil 6.39 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile evaporatörde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

Şekil 6.39'da R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etkisi ile evaporatörde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi gösterilmektedir. Buharlaştırıcı hava akım hızının artması bütün durumlar için yok edilen ekserji miktarını artırmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanında buharlaştırıcı hava akım hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde buharlaştırıcıda yok edilen ekserji miktarında yaklaşık %20-25 oranında artış görülmektedir.



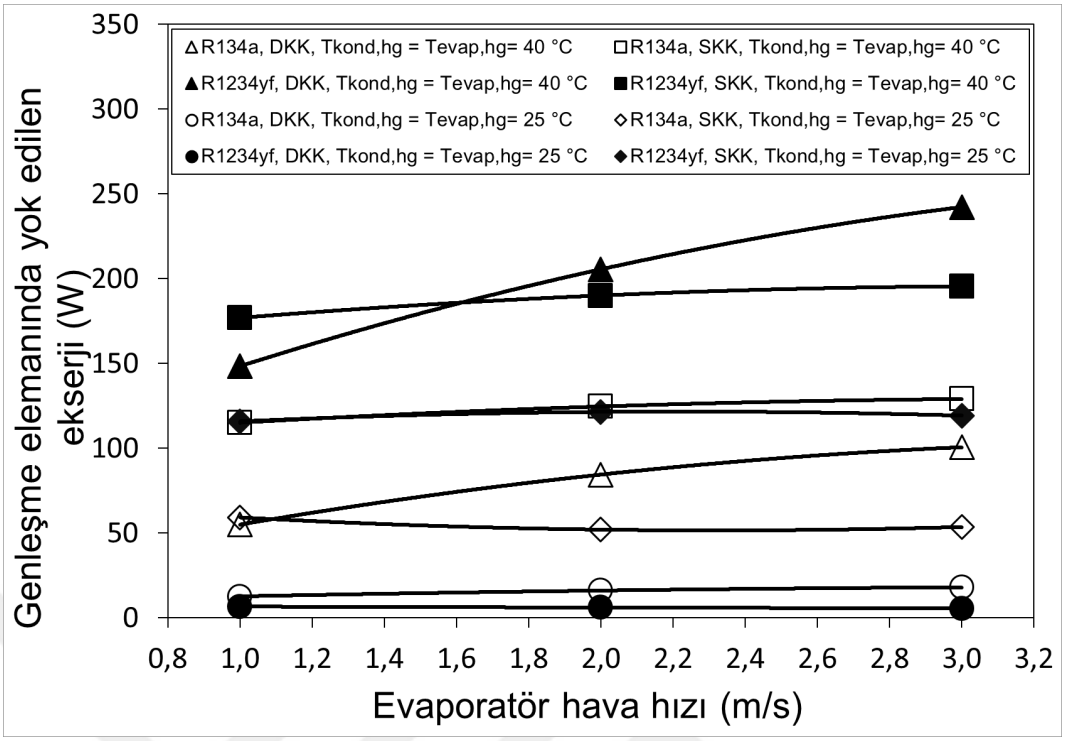
Şekil 6.40 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile kondenserde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

Şekil 6.40'da R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etkisi ile kondenserde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi gösterilmektedir. Yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarı buharlaştırıcı hava akım hızı ile arttığı görülmektedir. Buharlaştırıcı hava akımı hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde R134a soğutucu akışkanında yoğuşturucuda yok edilen ekserji miktarı 1,5-2 kat artarken, R1234yf'de ise %56-80 aralığında bir artış olduğu görülmektedir.



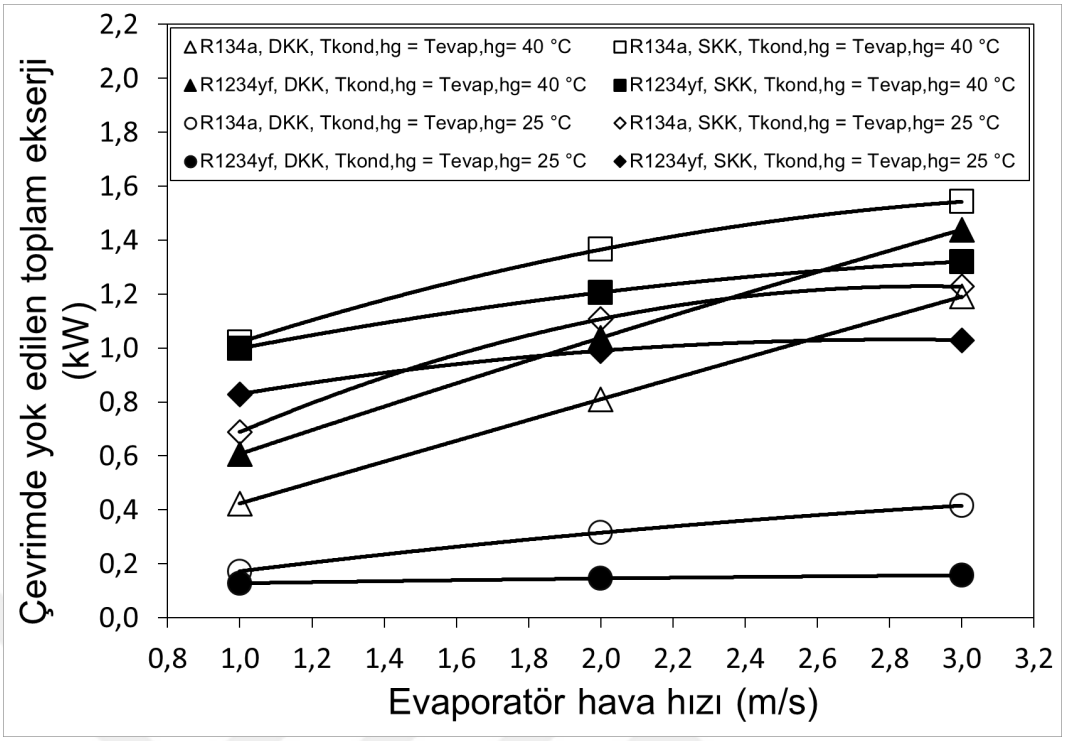
Şekil 6.41 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile kompresörde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile kompresörde yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi Şekil 6.41'da sunulmuştur. Buharlaştırıcı hava akım hızına bağlı en büyük değişim oranı değişken kapasiteli kompresörün yüksek hava akım giriş sıcaklığındadır. Buharlaşma hava akım hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde R134a soğutucu akışkanında kompresörde yok edilen ekserji miktarı 4,5 kat artarken R1234yf'de ise 2,5 kat arttığı görülmektedir.



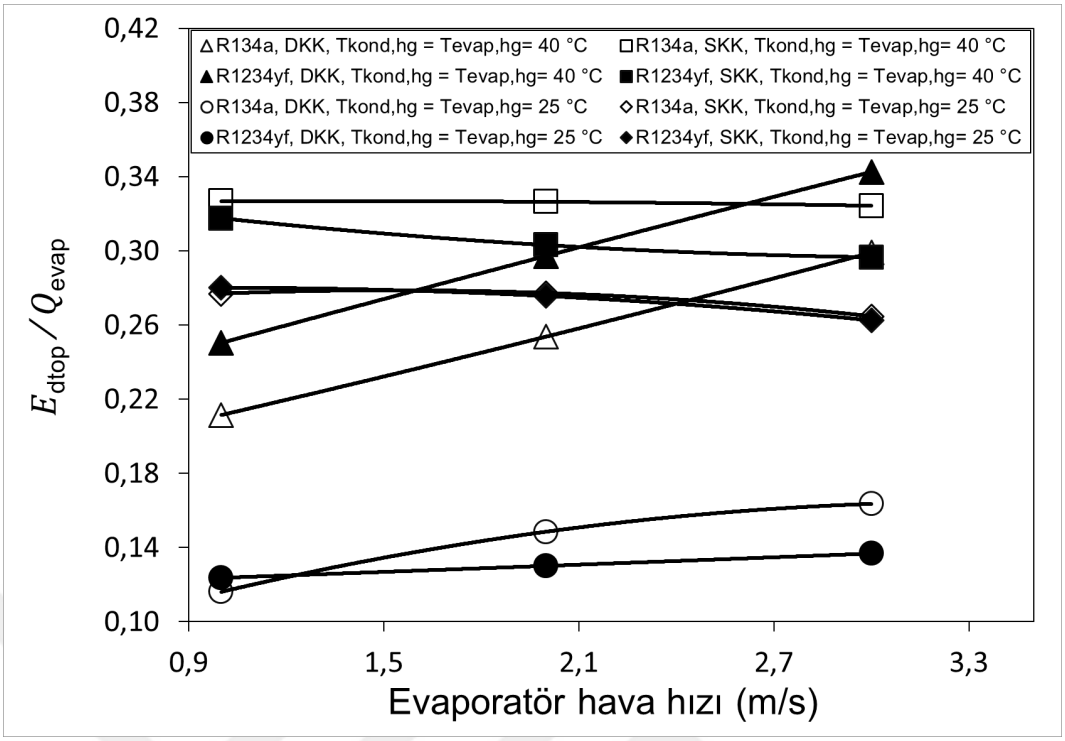
Şekil 6.42 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etkisi ile genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi Şekil 6.42'de verilmiştir. Evaporatör hava akım hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde sabit kapasiteli kompresörde genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarı T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için %10-12 oranında artarken T_{evap}=T_{kond} = 25°C durumu için %3-4 oranında artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde T_{evap} = T_{kond}=40°C durumu için %65-80 oranında artarken T_{evap}=T_{kond} = 25°C durumu için %10 oranında artmaktadır.



Şekil 6.43 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

Şekil 6.43'de R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının evaporatör hava akım hızına göre değişimi gösterilmektedir. Buharlaşma hava akım hızı hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde sabit kapasiteli kompresörde çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarı T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için %35-50 oranında artarken T_{evap}=T_{kond} = 25°C durumu için %30-40 oranında artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde her iki hava akım giriş sıcaklığı içinde 1,5 katı kadar artmaktadır.



Şekil 6.44 : R134a ve R1234yf kullanılan DOİC'de farklı kompresör etksi ile çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranının evaporatör hava akım hızına göre değişimi.

Şekil 6.44'de R134a ve R1234yf kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının farklı kompresör etksi ile çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarının soğutma kapasitesine oranın evaporatör hava akım hızına göre değişimi verilmiştir. Bu grafik ile birim soğutma yükü başına toplam yok edilen ekserji miktarını görülmektedir. Buharlaşma hava akım hızı hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde sabit kapasiteli kompresörde bu oran %4-6 oranında azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde her iki hava akım giriş sıcaklığı içinde %35-42 oranında artmaktadır.

BÖLÜM 7. SONUÇLAR

Bu çalışmada farklı soğutma devresi elemanlarının R134a ve R1234yf kullanılan bir otomobil klima sisteminin performansına etkilerinin sonuçları sunulmuştur. Çalışma Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Enerji labratuarında kurulan deneysel otomobil iklimlendirme cihazı ile gerçekleştirmiştir. Sabit kapasiteli kompresörle çalışan otomobil iklimlendirme cihazına değişken kapasiteli kompresör eklemiştir. Değişken ve sabit kapasiteli kompresör ile ayrı ayrı çalışılabilmesi için küresel vanalar ile boru hattı eklenmiştir. Deneysel iklimlendirme cihazı deney şartlarını sağlayıp devamlı halde tutabilmesi için elektronik kontrol sistemlerine sahiptir. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen verilere enerji ve ekserji yapılarak grafiklere haline dönüştürülüp sunulmuştur. Bunlar;

- Farklı Kompresör Tiplerinin Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi
- R134a ve R1234yf Kullanımının Değişken Kapasiteli Kompresör İçeren Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi
- R134a ve R1234yf Kullanımında İç Isı Değiştirici'nin Değişken Kapasiteli Kompresör İçeren Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi
- Farklı Kompresör Tipleri İçin Evaporatör Hızının R134a ve R1234yf Kullanan Deneysel Otomobil İklimlendirme Cihazının Performansına Etkisi

şeklinde dört kısımda verilmiştir.

Farklı kompresör tiplerinin deneysel otomobil iklimlendirme cihazının performansına Etkisi;

- Buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığının 25 °C olduğu durumlarda sabit kapasiteli kompresörlü sistemde debi değişimi 7 $g.s^{-1}$ iken, buharlaştırıcı hava giriş

sıcaklığının 40 °C'ye çıktığı durumda ise debi değişimi 10 $g.s^{-1}$ olarak görülmüştür. Buharlaştırıcı giriş sıcaklığının 25 °C olduğu durumlarda değişken kapasiteli sistemde yaklaşık 0,5 $g.s^{-1}$'lik bir artış var iken, buharlaştırıcı giriş sıcaklığının 40 °C olduğu durumda ise yaklaşık 3 $g.s^{-1}$'lik bir değişimi olduğu görülmüştür.

- Sabit kapasiteli kompresörde soğutma kapasitesi T_{kond}= T_{evap} = 40 ºC durumunda 3kW'dan 4,5 kW'ya 1,5kW'lık bir artış göstermekte iken değişken kapasiteli kompresörde 3,4 kW'dan 3,5 kW'ya 0,1 kW'lık artış görülmekte olduğu görülmüştür. Bu da değişken kapasiteli kompresörün yaklaşık %8,69 daha az soğutma kapasitesi ile çalıştığını göstermektedir.
- Özellikle düşük hava akımı sıcaklıklarıda sabit kapasiteli kompresör bulunana sistemin değişken kapasiteli kompresör bulunan sisteme göre %60 daha fazla kompresör gücüne sahip olduğu görülmüştür. Bu durumun değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistemin kapasite kontrol sisteminin etkisi ile daha düşük debiyle çalışması sonucu ortaya çıktığı görülmüştür.
- Soğutma tesir katsayısı, T_{kond} = T_{evap} = 25 ºC durumu için değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistemin, sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemden yaklaşık %63,6 daha yüksek STK ile çalışmakta olduğu görülmüştür. Aynı şekilde STK, T_{kond} = T_{evap} = 40 ºC durumu için ise değişken kapasiteli kompresör bulunduran sistemin, sabit kapasiteli kompresör bulunduran sistemden yaklaşık %18,75 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.
- Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin, düşük hava giriş sıcaklıklarında değişken kapasiteli sistemde toplam yok edilen ekserji miktarıda sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemden daha düşük olduğu belirlenmiştir. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında sabit kapasiteli kompresör çalışan sistemde toplam yok edilen ekserji miktarı 1,4 kW artış gösterirken, değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemde bu artış 0,5 kW olduğu görülmüştür. Aynı zamanda değişken kapasiteli kompresör bulunan sistemde, sabit kapasiteli kompresör bulunan sistemden %53,3 daha az çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarına sahip olduğu gözlemlenmiştir.

R134a ve R1234yf kullanımının değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel Otomobil iklimlendirme cihazının performansına etkisi;

- Kompresör devri arttıkça R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının kütlesel debileri de artmakta olduğu görülmüştür. Düşük hava akım giriş sıcaklıkları için R1234yf soğutucu akışkanı R134a soğutucu akışkanına göre %75 civarında daha düşük bir kütlesel debi kullandığı gözlemlenmiştir. Yüksek hava akım giriş sıcaklıklarında ise R1234yf'nin kütlesel debisi, R134a'ya göre %55 daha yüksek olduğu görülmüştür.
- Soğutma kapasitesinde yüksek hava akımı giriş sıcaklığında kompresör devrinin yükselmesiyle artış görülmekte iken düşük hava akımı giriş sıcaklarında stabil bir doğru izlemekte olduğu gözlemlenmiştir. En yüksek soğutma kapasitesi ortalama 3,5 kW ile R1234yf soğutucu akışkanın yüksek hava akımı giriş sıcaklığı değerinde olduğu görülmüştür. Düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında ise R134a soğutucu akışkanı R1234yf'ye göre 1-2 kW daha yüksek bir soğutma kapasitesi sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör gücünün kompresör devrinin artması ile her iki soğutucu akışkan türü için artışa neden olmakta olduğu görülmüştür. Fakat bu artışı düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında az görülmekte olduğu gözlemlenmiştir. T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için R1234yf soğutucu akışkanı R134a'ya göre 0,35 kW artarak %50 daha yüksek kompresör gücüne sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Soğutma tesir katsayısı, R1234yf soğutucu akışkanının düşük hava giriş sıcaklıkları hariç kompresör devrinin artmasıyla azaldığı görülmüştür. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında R134a'nın STK değeri R1234yf'den %20 daha yüksek, düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında %2 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.
- Çevrimde yok edilen toplam ekserji, yüksek hava akımı giriş sıcaklıkları için R1234yf soğutucu akışkanıyla çalışan sistemin R134a'dan %23 daha fazla iken, düşük hava giriş akımı sıcaklıklarında yaklaşık %85 daha düşük olduğu görülmüştür.

R134a ve R1234yf kullanımında iç ısı değiştirici'nin değişken kapasiteli kompresör içeren deneysel otomobil iklimlendirme cihazının performansına etkisi;

- Soğutucu akışkan kütlesel debisi, düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında değişken kapasiteli kompresörle çalışan sistemde soğutucu akışkan kütlesel debisi stabil bir

doğru izlemekte olduğu görülmüştür. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında R134a soğutucu akışkan için iç ısı değiştirici kullanılması ile soğutucu akışkan kütlesel debi miktarında %20 artış görülmekte iken, R1234yf soğutucu akışkanında yaklaşık %3,5 oranında bir artış olduğu gözlemlenmiştir.

- Soğutma kapasitesi, iç ısı değiştirici kullanılmadığında 2,8 kW iç ısı değiştirici kullanıldığında 3,2 kW ya çıktığı bu da yaklaşık %14,2 bir yükselişe karşılık geldiği gözlemlenmiştir.
- Kompresör gücü, yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkan içinde iç ısı değiştirici kullanıldığında kompresör gücü yaklaşık 0,1 kW arttığı bu da yaklaşık %10 daha fazla kompresör gücü kullanımına karşılık geldiği gözlemlenmiştir.
- Soğutma tesir katsayı, R1234yf'nin düşük hava akımı giriş sıcaklıkları hariç kompresör devri arttıkça azalmakta olduğu görülmüştür. İç ısı değiştirici kullanımı yüksek hava akımı sıcaklıklarında STK'da azalmaya yol açmakta iken düşük hava akımı sıcaklıklarında STK'da artmaya yol açtığı görülümüştür.
- Çevrimde yok edilen ekserji düşük hava akımı giriş sıcaklıklarında değişken kapasiteli kompresörün stabil bir doğru izlemekte olduğu görülmüştür. Yüksek hava akımı giriş sıcaklıklarında ise kompresör devri arttıkça R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarında çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarında artış olduğu gözlemlenmiştir.

Farklı kompresör tipleri için evaporatör hızının R134a ve R1234yf kullanan deneysel otomobil iklimlendirme cihazının performansına etkisi;

- Soğutucu akışkanın kütlesel debisi evaporatör hava akım hızının artması ile bütün durumlar için artma eğiliminde olduğu görülmüştür. En yüksek kütlesel debi kullanımı R1234yf soğutucu akışkanında olduğu gözlemlenmiştir. Değişken kapasiteli kompresörün sabit kapasiteli kompresöre göre yaklaşık %9 daha fazla soğutucu akışkan kütlesel debisi kullanmakta olduğu görülmüştür.
- Soğutma kapasitesi evaporatör hava akımı hızının artmasıyla artmakta olduğu görülmüştür. Değişken kapasiteli kompresörün düşük hava akımı giriş sıcaklıkları hariç evaporatör hava akım hızı 1 m/s'den 3 m/s'ye çıktığında soğutma

kapasitesinde değişken kapasiteli kompresörde yaklaşık %80-90 oranında artış, sabit kapasiteli kompresörde yaklaşık %40-50 oranında artış olduğu gözlemlenmiştir.

- Kompresör gücü en fazla 1,51 kW ile T_{evap} = T_{kond}=40°C durumu için R1234yf'nin sabit kapasiteli kompresörle kullanıldığı durumda gerçekleştiği görülmüştür. Yaklaşık 1,51 kW olan kompresör gücü kullanımı değişken kapasiteli kompresörle kullanıldığında 0,2 kW düşerek 1,31 kW'a düşmekte olduğu gözlemlenmiştir. R1234yf soğutucu akışkanında kompresör gücü değişken kapasiteli kompresör kullanıldığında R134a'dan yaklaşık %40-50 oranında daha az, sabit kapasiteli kompresör kullanıldığında %4-6 oranında daha az olduğu görülmüştür.
- Soğutma tesir katsayısı evaporatör hava akım hızının 1 m/s'den 3 m/s'ye çıkmasıyla, T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için değişken kapasiteli kompresörde yaklaşık %5-8 oranında bir azalış, sabit kapasiteli kompresörde %10 oranında bir artış göstermekte olduğu görülmüştür. T_{evap}=T_{kond}=25°C durumu için Soğutma tesir katsayısı değişken kapasiteli kompresörde %25-30 oranında bir azalış, sabit kapasiteli kompresörde %10-15 oranında bir artış göstermekte olduğu gözlemlenmiştir.
- Çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarında evaporatör hava akım hızının 1 m/s'den 3 m/s'ye yükseldiğinde sabit kapasiteli kompresörde T_{evap}=T_{kond}=40°C durumu için %35-50 oranında artmakta iken T_{evap}=T_{kond} = 25°C durumu için %30-40 oranında artmakta olduğu görülmüştür. Değişken kapasiteli kompresörde her iki hava akım giriş sıcaklığı içinde 1,5 katı kadar artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

Bu çalışma sonucunda R1234yf soğutucu akışkanı DKK ile kullanıldığında litatürdeki çalışmaların aksine R134a'dan daha yüksek soğutma tesir katsayısı ile çalışabildiği görülmüştür. Bunun temel sebebinin değişken kapasiteli kompresörün sahip olduğu kapasite kontrol valfi, düşük hava akım sıcaklıklarında strok boyunu küçülterek kütlesel debi ve kompresör güç kullanımını oldukca düşürmesinden kaynaklandığı gözlemlenmiştir. İleriki çalışmada kullanılan R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarına alternatif olarak R1234ze soğutucu akışkanı kullanım

incelenebilir. Ayrıca alternatif soğutucu akışkanların DKK ile kullanımlarında kapasite kontrol valfinin teknik özelliklerinde değişiklikler yapılarak performans analizleri gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

[1] European Union. "Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation (EC) no 842/2006 (1)." *Official Journal of European Union* 57 (2014): 195-230.

[2] McLinden, M.O., Kazakov, A.F.İ., Brown, J.S., ve Domanski, P.A., (2013). A Thermodynamic Analysis of Refrigerants: Possibilities and Tradeoffs for Low-GWP Refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 38, 80-92.

[3] Minor, B. & Spatz, M. (2008). HFO-1234yf low GWP Refrigerant Update. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, USA, Paper No. 2349.

[4] Lee, Y. & Jung, D., (2012). A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications, *Applied Thermal Engineering* 35 Paper No. 240 – 242.

[5] Babiloni, A. M., Esbrı, J. N., Cervera, A.B., Moles, F, Peris, B. (2015). Experimental study of an R1234ze(E)/R134a mixture (R450A) as R134a replacement, *İnternational Journal of Refrigeration*, Paper No 52-58.

[6] Ghodbane, M. (1999). An Investigation of R152a and Hydrocarbon Refrigerants in Mobile Air Conditioning, *SAE International, SAE Technical Paper Series*, 1999-01-0874.

[7] Vaghela, J. K. (2017). Comparative evaluation of an automobile air-conditioning system using R134a and its alternative refrigerants, *Energy Procedia*, 109, 153-160.

[8] Wang X.D., Hwang Y.H., ve Radermacher R. (2009) Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 32, 1442-1451.

[9] Zilio,C., S.S. Brown, and A. Cavallini,(2009) Simulation of R-1234yf Performance in a Typical Automotive System. *3rd Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigeration*, Boulder, CO, USA, Paper No. 128.

[10] Yataganbaba, A., Kilicarslan,A,. ve Kurtbaş, İ., (2015)Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system, *İnternational Journal of Refrigeration* 60 Paper No 26–37.

[11] Fukuda, S., Kondou, C., Takata, N., Koyama, S., (2013). Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. *İnternational Journal of J. Refrigeration* 40, Paper No 161-173.

[12] Devotta, S., Waghmare, A. V., Sawant, N. N., ve Domkundwar, B. M. (2001). Alternatives to HCFC-22 for air conditioners. *Applied Thermal Engineering*, 21(6), Paper No 703-715.

[13] Reasor,P., Aute,V., Radermacher, R., (2010). Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, School of Mechanical Engineering, Purdue University, Purdue e-Pubs.

[14] Agarwal, R. & Hrnjak, P. (2015). Condensation in two phase and desuperheating zone for R1234ze(E), R134a and R32 in horizontal smooth tubes. *İnternational Journal of Refrigeration*, 50, 172-183.

[15] Babiloni, A.M., Esbrí, J.N., Cervera, A.B., Molés, F., ve Peris, B., (2015) Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC / HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems, *İnternational Journal of Refrigeration*. 52 21-31.

[16] McLinden, M.O., Kazakov, A.F., Brown, J.S., ve Domanski, P.A., (2013) A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 38 80-92.

[17] Longo,G.A., Mancin,S,. Righetti,G., Zilio,C., (2016) "HFO1234ze (E) vaporization inside a Brazed Plate Heat Exchanger (BPHE): Comparison with HFC134a and HFO1234yf " *International Journal of Refrigeration* 67 125—133.

[18] Gaurava & Kumarb, R., (2017) Sustainabilityof Alternative Material of R-134a in Mobile Air-conditioning System: A Review Materials Today: Proceedings 4 112–118.

[19] H. Cho, H. Lee, C. Park, (2013) Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf, *Applied Thermal Engineering*. 61. 563–569.

[20] Bentrcia,M., Alshatewi, M., ve Omar H.M., (2017) Developments of vapor-compression systems for vehicle air-conditioning: A review Advances in Mechanical Engineering, Vol. 9(8) 1–15.

[21] Bulgurcu, H., (2015) Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimleri Ders Sunumu. https://docplayer.biz.tr/14014141-Buhar-sikistirmali-sogutma-cevrimleri-hazirlayan-doc-dr-huseyin-bulgurcu-7-kasim-2015.html adresinden erişildi.

[22] Sapcı, B. & Heperkan, H.A.(2018) Araç İklimlendirme Sistemlerinin Çalışma Prensiplerinin ve Verimliliğinin Araştırılması. *İstanbul Aydın Üniversitesi Dergisi* - İAÜD, 10(3): 37-56.

[23] Url-1<https://www.otomobil.page/2018/12/aracmn-klimas-calsmyorne-yapmalym.html >, erişim tarihi 11.10.2020.

[24] Ok, S. (2008). *Otomobil Klima Sistemi ve Klima Sisteminin Motor Performansı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi*. (Yüksek lisans Tezi). Yıldız Tenik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

[25] Url-2<http://otoklimagazidolumu.com/klima_bakim_onarimi.html>, erişim tarihi 14.10.2020.

[26] Ishikawa, M. Matsuno, T., Miyagawa K. (2004) Improvement of power saving in R134a air-conditioning system. Toyota Motor Corporation and Denso Corporation, https://docplayer.net/23929260-Improvement-of-power-saving-in-r134a-air-conditioning-system.html adresinden erişildi.

[27] Solanki, N. Arora A. Kaushik SC., (2015). Effect of condenser fouling on performance of vapor compression refrigeration system. *Journal of Thermodynamics.*(8):1-8.

[28] Lewis, T. Japan: smaller Denso condenser boosts efficiency. Just Auto, 15 May 2012, http://www.just-auto.com/news/smaller-denso-condenser-boosts efficiency_id123263.aspx.

[29] Lee, G-H. Lee, T-J. Lee, S-W. (2013). The improved valve assembly of swash plate compressor for vehicle air conditioning system. In: *Proceedings of the 8th İnternational Conference on Compressors and Their Systems*, City, University London, Oxford: Woodhead Publishing. DOI: 10.1533/9781782421702.10.565.

[30] Shen, CC. Lu, JH. (2014) Analysis of the performance of the evaporator of automotive air conditioning system. *International Journal of Automotive Technology*, 15(1): 19–38.

[31] Tian C, Li X ve Yang X. (2005). Numerical Analysis of Evaporator Frosting in Automotive Air-Conditioning System with a Variable-Displacement Compressor. *Applied Energy*, 82(1): 1–22.

[32] Url-3<https://www.sogutma.net/tasitlardaki-sogutma-sistemleri.html/arac-klima>, erişim tarihi 18.10.2020.

[33] Joshi R, Patil V, Patil A, vd. (2016). Experimental analysis of thermostatic expansion valve, constant expansion device & cap tube on vapour compression refrigeration system. *International Journal of Scientific Engineering and Applied Science (IJSEAS)*, 2(6) : 356–360.

[34] Url-4<https://www.sogutma.net/arac-sogutma-sistemi-devre-dlemanlari.html/4>, erişim tarihi 18.10.2020.

[35] Yılmaz, F. ve Tosun, C. (2014). Düşük Küresel Isınma Potansiyeline Sahip HFO-124ze Akışkanın Termodinamik Analizi. *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 30(5):308-313.

[36] Li Z, Khanmohammedi S, Khanmohammedi S, Al-Rashed AA, Ahmadi P, Afrand M. (2020). 3-E analysis and optimisation of an organic rankine flash cycle integrated with a PEM fuel cell and geothermal energy. *International Journal of HydrogenEnergy*, 45(3):2168−85. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.09.233.

[37] Targhi M.S., ve Khanmohammadi S. (2019). Energy and exergy analysis and multi-criteria optimization of an integrated city gate station with organic Rankine flash cycle and thermoelectric generator. *Applied Thermal Engineering*, 149:312−24. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.079.

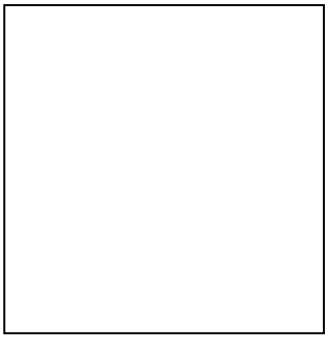
[38] Kumar V, Karimi MN, Kamboj SK. (2020). Comparative analysis of cascade refrigeration system based on energy and exergy using different refrigerant pairs. *JournalofThermalEngineering*.6:106−16. https://doi.org/10.18186/thermal.671652

[39] Alkan, A., Kolip, A. ve Hosoz, M. (2020) "Energetic and exergetic performance comparison of an experimental automotive air conditioning system using refrigerants R1234yf and R134a", acceptanced, *Journal of Thermal Engineering*

[40] Ozgener O., & Hepbasli A. (2007). Modelling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems. *Energy and Buildings*, vol: 39(1) 66−75. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.04.019.

[41] Hosoz M, Direk M, Yigit KS, Canakci M, Turkcan A, Alptekin E, 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*, 78:419−27. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.072.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Mehmet Sait İNAN

Doğum Tarihi ve Yeri : [redacted]

E-posta : [redacted]

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans :** 2018, Sakarya Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2018 yılında Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi'nde lisansını tamamladı.

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **İnan M. S., Alkan A.,** 2020. Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanılan Otomobil İklimlendirme Cihazında Farklı Soğutucu Akışkanların Performans Analizi. *4. Uluslararası Akademik Araştırmalar Kongresi (ICAR)*, 07-09 Aralık, 2020 Çevrimiçi, Türkiye.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER: