

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

R134A VE R1234YF KULLANAN TAŞIT KLİMASININ
PERFORMANSININ AMPİRİK OLARAK BELİRLENMESİ VE
KONDENSER ISI TRANSFERİNİN MODELLENMESİ

MÜMİN CELİL ARAL

KOCAELİ 2016

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

R134A VE R1234YF KULLANAN TAŞIT KLİMASININ
PERFORMANSININ AMPİRİK OLARAK BELİRLENMESİ VE
KONDENSER ISI TRANSFERİNİN MODELLENMESİ

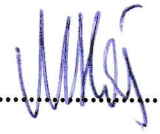

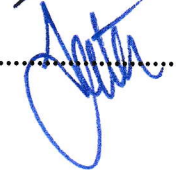
MÜMİN CELİL ARAL

Prof. Dr. Murat HOŞÖZ
Danışman, Kocaeli Üniv.

Prof. Dr. Cenk SAYIN
Jüri Üyesi, Marmara Üniv.

Yrd. Doç. Ertan ALPTEKİN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

Tezin Savunulduğu Tarih: 29.06.2016


.....

.....

.....

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Taşıtlarda iklimlendirme sistemleri, kabin içerisinde özellikle sıcak yaz aylarında sıklıkla tercih edilen, kişinin rahat, iyi ve serin hissetmesini sağlayan bir konfor gereksinimidir. Günümüzde, otomotiv sektörü açısından oldukça önemli bir hale gelen klima sistemleri, otomobil alırken de kullanıcılar tarafından dikkat edilen kritik bir unsur durumundadır. Otomobil içerisinde seyir halinde iken, yolun rahatsız edici gürültüleri veya esen sıcak hava dolayısıyla camlar kapalı tutulur. Bu durumda taşıt klimaları, kabin içerisindeki sıcaklık ve nem düzeyini ayarlayabilmek için devreye sokulur. Son yıllarda artan küresel ısınma sorununa bağlı olarak meydana gelen iklim değişiklikleri, aşırı sıcak veya aşırı soğuk hava koşulları doğurmaktadır. Bu nedenle taşıtlarda iklimlendirme sistemlerine olan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. Teknolojinin her alanda olduğu gibi otomotiv sektörünün de hızla ilerlediği günümüzde, kabin içerisinde istenilen konforu sağlamasına karşın, daha az enerji kullanarak çalışabilen ve çevreye olumsuz etkileri daha az olan iklimlendirme sistemlerinin geliştirilmesi üzerine araştırmalar devam etmektedir.

Bu çalışmada, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanabilen bir taşıt iklimlendirme sistemi çeşitli ortam şartlarında test edilmiştir. Elde edilen test verileri kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmış, ardından sistemin sürekli rejim performans parametreleri belirlenerek her iki akışkan için karşılaştırılmıştır. Ayrıca, sistemin performans parametrelerini tahmin edebilen iki farklı ampirik bağıntı geliştirilmiş ve elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Son olarak, deneylerde kullanılan kondenserin ısı transfer modellenmesi yapılarak, elde edilen sonuçlar deneylerde elde edilen kondensere ait performans verileri ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmayı yapma fikrini veren ve gerek deneylerin gerçekleştirilmesi sırasında, gerek teorik hesaplamaların yapılması sırasında hiçbir yardımını esirgemeyen Sn. Prof. Dr. Murat HOŞÖZ'e ve Mukhamad SUHERMANTO'ya teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, tüm hayatım boyunca beni destekleyen, bugünlere gelmemi sağlayan sevgili babam Mümin ARAL, annem Firdevs ARAL'a, son olarak desteklerinden dolayı ablam Nagehan ARAL'a teşekkürü borç bilirim.

Mayıs - 2016

Mümin Celil ARAL

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iv
TABLolar DİZİNİ	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
GİRİŞ	1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
1.1. Taşıtl İklİmlendirme Sistemleri ile İlgili Yapılmış Çalışmalar	3
1.2. Taşıtl İklİmlendirme Sistemlerinde Modelleme ile İlgili Yapılmış Çalışmalar.....	8
1.3. Kondenserde Isı Transferi ve Modelleme ile İlgili Yapılmış Çalışmalar.....	11
2. DENEYSEL OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİ	13
2.1. Sistemin Soğutma Moduna Uygun Olarak Çalışması.....	22
3. TEST PROSEDÜRÜ VE SİSTEMİN ENERJİ –EKSERJİ ANALİZLERİ	24
3.1. Deneylerin Yapılışı.....	25
3.2. Deneysel Sistemin Soğutma Modunda Çalışma Durumu İçin Enerji ve Ekserji Analizi	27
3.3. Deneysel Sistemin Soğutma Modunda Çalışma Durumu İçin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları.....	31
4. SİSTEMİN PERFORMANS PARAMETRELERİ İÇİN AMPİRİK DENKLEMLERİN GELİŞTİRİLMESİ.....	48
4.1. Ampirik Denklemlerle Bulunan Sonuçların İstatistiksel Performansı	49
4.2. Ampirik ve Deneysel Yolla Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması	50
5. KONDENSERDE ISI TRANSFERİNİN MODELLENMESİ.....	58
5.1. Etkenlik Yönteminin Kondensere Uygulanması	58
5.2. Kondenser İçin UA Değerinin Bulunması	59
5.2.1. Havanın ısı taşınım katsayısı h_n 'nin bulunması	61
5.2.2. Akışkanın ısı taşınım katsayısı $h_{soğ}$ 'un bulunması.....	61
5.2.2.1. Akışkanın tek fazlı bölgede ısı taşınım katsayısının bulunması.....	61
5.2.2.2. Akışkanın iki fazlı bölgede ısı taşınım katsayısının bulunması.....	62
5.3. Modellenen Kondenserin Geometrisi.....	64
5.4. Deneysel Kondenserde Isı Transferinin Hesaplanması	66
5.5. Teorik Model Sonuçları ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması	68
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	77
6.1. Sistemin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları	78
6.2. Sistemin Performans Parametreleri İçin Geliştirilen Ampirik Denklemlerin Sonuçları.....	81
6.3. Kondenserin Isı Transfer Modellemesi Sonuçları.....	82
6.4. Öneriler.....	83

KAYNAKLAR	84
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	87
ÖZGEÇMİŞ	88



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin genel görünümü.....	14
Şekil 2.2.	Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şematik resmi.....	14
Şekil 2.3.	Deneysel sistemde kullanılan kompresör ve elektrik motoru.....	16
Şekil 2.4.	Emme ve basma hattı basınçlarının ölçümünde kullanılan basınç transmitterleri.....	18
Şekil 2.5.	Manometreleri, basınç transmitterlerini, presostatı ve anahtarları içeren kontrol panosu.....	18
Şekil 2.6.	Coriolis tipi kütleli debimetre.....	19
Şekil 2.7.	Kullanılan veri toplama sisteminin görünümü.....	21
Şekil 3.1.	ROBINAIR servis istasyonu.....	24
Şekil 3.2.	Sistemin soğutma modunda çalışma durumu için basitleştirilmiş şematik şekli	27
Şekil 3.3.	Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızına göre değişimi.....	31
Şekil 3.4.	Soğutma kapasitesinin kompresör hızına göre değişimi.....	32
Şekil 3.5.	Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör hızına göre değişimi.....	33
Şekil 3.6.	Soğutma tesir katsayısının kompresör hızına göre değişimi	34
Şekil 3.7.	Kompresörün elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına göre değişimi.....	35
Şekil 3.8.	Kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızına göre değişimi.....	36
Şekil 3.9.	Sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına göre değişimi.....	37
Şekil 3.10.	Sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızına göre değişimi.....	38
Şekil 3.11.	Kondenserde atılan ısının kompresör hızına göre değişimi.....	39
Şekil 3.12.	Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör hızına göre değişimi.....	40
Şekil 3.13.	Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi.....	41
Şekil 3.14.	Evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi.....	42
Şekil 3.15.	Kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi.....	43
Şekil 3.16.	Termostatik genişleme valfinden yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi.....	44
Şekil 3.17.	Sistemde yok edilen toplam ekserjinin kompresör hızına göre değişimi.....	45
Şekil 3.18.	Evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının 35–35°C olması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdelik dağılımlarının kompresör hızına göre değişimi.....	46

Şekil 4.1.	Soğutma kapasitesi için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	51
Şekil 4.2.	Soğutma kapasitesi için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	51
Şekil 4.3.	Kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları	52
Şekil 4.4.	Kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	52
Şekil 4.5.	Soğutma tesir katsayısı için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	53
Şekil 4.6.	Soğutma tesir katsayısı için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	53
Şekil 4.7.	Kondenserde atılan ısı için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	54
Şekil 4.8.	Kondenserde atılan ısı için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	54
Şekil 4.9.	Kompresör çıkış sıcaklığı için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	55
Şekil 4.10.	Kompresör çıkış sıcaklığı için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	55
Şekil 4.11.	Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	56
Şekil 4.12.	Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	56
Şekil 4.13.	AAC sisteminde yok edilen toplam ekserji için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	57
Şekil 4.14.	AAC sisteminde yok edilen toplam ekserji için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları.....	57
Şekil 5.1.	Kondenserin herhangi bir hesap bölgesi için eşdeğer termal çevrim	59
Şekil 5.2.	Yatay tüp içerisinde yoğuşmada tam halkasal akış	63
Şekil 5.3.	Yatay tüp içerisinde yoğuşmada akış profil haritası	63
Şekil 5.4.	Paralel akışlı mikrokanallı kondenserin şematik gösterimi	64
Şekil 5.5.	Deneysel çalışmada kullanılan paralel akışlı mikro kanallı kondenser	65
Şekil 5.6.	Çalışmada kullanılan kondenserin kanal ve kanatçıklarının ayrıntıları.....	65
Şekil 5.7.	Kondenserin hesaplamalarda bölgelendirilmesinin şematik şekli.....	66
Şekil 5.8.	Bir hesap bölgesi için kontrol hacminin şematik görünümü	67
Şekil 5.9.	R134a için kondenser çıkış sıcaklıkları	70
Şekil 5.10.	R1234yf için kondenser çıkış sıcaklıkları.....	70
Şekil 5.11.	R134a için kondenserde atılan ısı	71
Şekil 5.12.	R1234yf için kondenserde atılan ısı.....	71
Şekil 5.13.	Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 3).....	73
Şekil 5.14.	Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 10).....	73
Şekil 5.15.	Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 5).....	74
Şekil 5.16.	Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 7).....	74

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 2.1.	Sisteminin soğutma çevriminde kullanılan ana bileşenlerin teknik özellikleri	18
Tablo 2.2.	Basınç transmitterlerinin teknik özellikleri.....	18
Tablo 2.3.	Ölçüm cihazlarının özellikleri	18
Tablo 2.4.	Ölçülen özelliğe ait termokupl numaralarının veri toplama sistemindeki karşılıkları.....	18
Tablo 3.1.	R1234yf ve R134a akışkanlarının ana termofiziksel özellikleri.....	25
Tablo 3.2.	Evaporatör ve kondenser girişi hava akımı sıcaklık kombinasyonları.....	25
Tablo 5.1.	Kanatçık ve kanal geometrisi.....	66
Tablo 5.2.	Isı transferi hesaplaması yapılan deneylerin akışkan giriş sıcaklık ve devir kombinasyonları	69
Tablo 5.3.	Deneysel sistem içerisinde R134a soğutucu akışkanı kullanılması durumunda deneysel ve teorik ısı transferi hesaplama sonuçları	75
Tablo 5.4.	Deneysel sistem içerisinde R1234yf soğutucu akışkanı kullanılması durumunda deneysel ve teorik ısı transferi hesaplama sonuçları	76

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

a	: Deneyle sonucunda elde edilen gerçek değer
A_f	: Kanatçıklı yüzey alanı, (m^2)
A_h	: Havanın ısı transfer yüzey alanı, (m^2)
A_o	: Toplam yüzey alanı, (m^2)
$A_{soğ}$: Soğutucu akışkan ısı transfer yüzey alanı, (m^2)
A_{uf}	: Kanatçiksız yüzey alanı, (m^2)
C	: Isı kapasitesi, (kJ/K)
$c_{p,a}$: Sabit basınçta havanın özgül ısısı, (kJ/kg K)
$c_{p,v}$: Sabit basınçta su buharının özgül ısısı, (kJ/kg K)
D_h	: Hidrolik çap, (m)
$\dot{E}x_d$: Yok edilen ekserji, (kW)
f	: Sürtünme faktörü
F_l	: Kanatçık boyu, (mm)
F_p	: Kanatçık adımı, (mm)
G	: Kütle akışı, ($kg/m^2 s$)
h	: Entalpi, (kJ/kg)
h_h	: Havanın ısı taşınım katsayısı, ($W/m^2 K$)
$h_{soğ}$: Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı, ($W/m^2 K$)
j	: Colburn Faktörü
k	: Isı iletim katsayısı, ($W/m K$)
L_1	: Panjur boyu, (mm)
L_p	: Panjur adımı, (mm)
\dot{m}	: Kütleli debi, (kg/m^3)
n	: Kompresör devir sayısı, (d/d)
N	: Tahmin edilen toplam veri sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
p	: Ampirik bağıntı kullanılarak elde edilen tahmini değer
P	: Güç, (kWh)
Pr	: Prandtl sayısı
\dot{Q}	: Soğutma kapasitesi, (kW)
\dot{Q}_j	: T_j sıcaklığındaki sistem sınırından birim zamanda olan ısı geçişi, (kW)
\dot{q}	: Gerçekleşen ısı transferi, (kW)
\dot{q}_{max}	: Gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi, (kW)
R	: Korelasyon katsayısı
R_g	: İdeal gaz sabiti, (kJ/kg K)
Re	: Reynold Sayısı
s	: Entropi, (kJ/kg K)
t	: Mikrokanal duvar kalınlığı, (m)
T_0	: Çevre sıcaklığı, (K)
T	: Sıcaklık, ($^{\circ}C$)

t_c	: Yoğuşma sıcaklığı, ($^{\circ}\text{C}$)
T_d	: Tüp derinliği, (mm)
t_e	: Buharlaşma sıcaklığı, ($^{\circ}\text{C}$)
T_j	: Anlık sıcaklık, (K)
T_p	: Tüp adımı, (mm)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı, ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$)
V_h	: Hava hızı, (m/s)
\dot{W}	: Güç, (kW)
x	: Kuruluk derecesi, (kg/kg)
δ_f	: Kanatçık kalınlığı, (mm)
ε	: Etkenlik
η_0	: Kanatçık toplam yüzey verimi
η_f	: Kanatçık verimi
θ_1	: Panjur açısı, ($^{\circ}$)
μ	: Dinamik Viskozite, (Pa.s)
ρ	: Yoğunluk, (kg/m^3)
Φ	: İzafi nem, (%)
Ψ	: Özgül akış ekserjisi, (kJ/kg)
ω	: Özgül nem, (kg su buharı/kg kuru hava)

Kısaltmalar

AAC	: Automotive Air Conditioning (Otomobil İklimlendirme)
CFC	: Chlorofluorocarbon (Kloroflorokarbon)
ç	: Çıkış
DC	: Direct Current (Direkt Akım)
el	: Elektriksel
eq	: Eşdeğer
evap	: Evaporatör
g	: Giriş
GWP	: Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HFC	: Hydrofluorocarbon (Hidroflorokarbon)
hg	: Hava Giriş
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
l	: Sıvı Faz
MRE	: Mean Relative Error (Ortalama İzafi Hata)
NTU	: Number of Transfer Units (Geçiş Birimi Sayısı)
ODP	: Ozone Depletion Potential (Ozon Tüketme Potansiyeli)
PAG	: Polyalkylene Glycol (Polialkilen Glikol)
RMSE	: Root Mean Square Error (Karelerin Karekökü Türünden Ortalama Hata)
soğ	: Soğutucu Akışkan
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
TXV	: Thermostatic Expansion Valve (Termostatik Genleşme Valfi)
v	: Buhar Faz

v

: Vana



R134A VE R1234YF KULLANAN TAŞIT KLİMASININ PERFORMANSININ AMPİRİK OLARAK BELİRLENMESİ VE KONDENSER ISI TRANSFERİNİN MODELLENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, bir otomobile ait iklimlendirme sisteminin orijinal elemanlarından oluşan deneysel bir sistem kurulmuş ve çeşitli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin sürekli rejim performans parametrelerini belirlemek amacıyla, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için dört farklı kompresör devrinde ve on farklı evaporatör-kondenser hava giriş sıcaklık kombinasyonunda testler yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, sistemin performans parametreleri ile sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjiler belirlenmiş ve her iki akışkan için karşılaştırılmıştır. Sistemin soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kondenserde atılan ısı ve sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin kompresör devri ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile yükseldiği, soğutma tesir katsayısının ise azaldığı tespit edilmiştir. Düşük kompresör hızlarında yok edilen ekserji miktarlarının çokdan aza doğru sırasıyla evaporatör, kompresör, kondenser ve termostatik genleşme valfinden açığa çıktığı belirlenirken, yüksek kompresör çalışma hızlarında ise kompresörde yok edilen ekserji miktarının diğer bileşenlerde yok edilen ekserji miktarlarına oranla daha fazla olduğu saptanmıştır. Ayrıca, deneysel sistemin sürekli rejim performans parametrelerini matematiksel yolla elde edebilmek amacıyla iki farklı ampirik bağıntı geliştirilmiş ve elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Her iki bağıntı ile yapılan tahminlerin deneysel sonuçlara çok yakın değerler verdiği ve iki bağıntının da taşıt iklimlendirme sistemlerinin performansını belirlemede kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır. Son olarak; hava ve akışkan tarafları ısı taşınım katsayılarının tayini için literatürdeki Nusselt korelasyonları kullanılarak, deneylerde kullanılan kondenserin ısı transferi modellenmiştir. Elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve birbirlerine oldukça yakın oldukları saptanmıştır. Kondenserde gerçekleşen ısı transferinin, en fazla yoğuşma bölgesinde olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ampirik, Ekserji, Enerji, Kondenser, Otomotiv İklimlendirme Sistemleri.

DETERMINING THE PERFORMANCE PARAMETERS OF AN AIR CONDITIONING SYSTEM USING R134A AND R1234YF EMPIRICALLY AND MODELLING CONDENSER HEAT TRANSFER

ABSTRACT

An experimental automotive air conditioning (AAC) system made up from original components was set up and equipped with various instruments. To determine the steady state performance parameters of the system, tests for both R134a and R1234yf were conducted at four different compressor speeds and ten different air stream temperature combinations entering the evaporator and condenser. Energy and exergy analyses were applied to the system using the experimental data. Then, the performance parameters and exergy destruction rate in each component were evaluated and compared. It was determined that the cooling capacity, compressor power, condenser heat rejection rate and exergy destructed in the components rise while coefficient of performance decreases with compressor speed and air stream temperature combination. The components causing exergy destruction from greatest to least are evaporator, compressor, condenser and thermostatic expansion valve at low compressor speeds, while the compressor causes the greatest exergy destruction at high compressor speeds. Moreover, two empirical correlations were developed to determine the steady state performance parameters of the experimental system mathematically. The predictions of both correlations were in good agreement with experimental results, and both correlations could be successfully used for determining the performance of AAC systems. Finally, the condenser heat transfer was modelled by using Nusselt correlations existing in open literature for determining the convection heat transfer coefficients. The theoretical and experimental results were compared and found in good agreement with each other. It was determined that the highest heat rejection rate occurs in condensing zone in the condenser.

Keywords: Empirical, Exergy, Energy, Condenser, Automotive Air Conditioning.

GİRİŞ

Otomotiv sektörü, teknolojik gelişmeye yaptığı katkılar, yarattığı iş alanları ve gelişimine katkıda bulunduğu sektörlerin çeşitliliği ile dünya ekonomisine en yüksek katkıyı sunan sektörlerin başında gelmektedir. Her geçen gün hızla gelişen otomotiv sektörünün bir alt kolu olan taşıt iklimlendirme sistemleri de bu gelişmelere ayak uydurmaktadır. Taşıt iklimlendirme sistemlerinin temel amacı, yolcu kabini içerisindeki ortamın sıcaklık, nem, temizlik ve hava hareketini insan sağlığına, konforuna ve ihtiyaçlarına en uygun seviyelerde tutmak üzere havayı şartlandırmaktır.

Otomobillerde iklimlendirme sistemlerinin kullanımı, 1930'lu yıllarda General Motors firması tarafından Kloroflorokarbon (CFC) grubu soğutucu akışkanlar ile çalışan taşıt klimalarının geliştirilmesiyle başlamıştır. Daha sonrasında günümüze gelene kadar, çevrede daha az olumsuz etkilere yol açacak, yolcu kabini içinde daha iyi bir termal konfor sağlayacak ve daha düşük ilk yatırım ve işletme maliyetlerine sahip olacak şekilde önemli değişimlerden geçmiştir.

Otomotiv sektöründe gerçekleştirilen araştırma geliştirme çalışmalarının önemli bir kısmında olduğu gibi, taşıt iklimlendirme sistemlerinde de yeterli performansı sağlayarak, çevre kirliliğine sebep olan faktörlerin en alt seviyeye çekilmesi amaçlanmaktadır. 1987'deki Montreal Protokolü, otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan Kloroflorokarbon grubundaki soğutucu akışkanların kullanımını, sahip oldukları yüksek ozon tüketme potansiyeli (ODP) ve sera etkisine yol açmalarından dolayı kısıtlamıştır. Bunun sonucunda, taşıt iklimlendirme sistemlerinde 1994 yılından bu yana Hidroflorokarbon (HFC) grubundan olan R134a soğutucu akışkanı kullanılmaya başlanmıştır.

Sonrasında, dünyamızın giderek artan düzeyde küresel ısınmadan olumsuz yönde etkilenmesi sonucu 1997 yılında imzalanan Kyoto Protokolü ile yüksek ozon tüketme potansiyeline sahip gazların yanı sıra, R134a'nın da içerisinde bulunduğu yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip gazların da

kontrolü zorunlu tutulmuş ve kullanımlarına ilişkin bazı düzenlemeler getirilmiştir. Bu düzenlemelere göre, GWP değeri 1430 olan R134a'nın 2017'den itibaren taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılması kısıtlanmıştır. Bu amaçla, R134a'ya alternatif olarak kullanılabilme potansiyeline sahip soğutucu akışkanlar aranmakta ve buna en güçlü aday olarak, çevreye olumsuz etkileri neredeyse yok denebilecek düzeyde olan R1234yf soğutucu akışkanı görülmektedir.

Özellikle sıcak yaz aylarında yolcu kabini içerisindeki konforun sağlanabilmesi amacıyla kullanımına fazlasıyla ihtiyaç duyulan taşıt klimalarının kompresörleri, motor krank mili tarafından tahrik edildiğinden dolayı taşıtın toplam yakıt tüketimini belli oranda arttırmaktadır. Günümüz yakıt fiyatlarının yüksek oluşu göz önüne alındığında, yakıt tüketim değerleri yüksek büyük hacimli motorlara sahip güçlü otomobillerin kullanımı, yerini hafif ve daha küçük hacimli motorlara sahip kompakt otomobillerin kullanımına bırakmaktadır. Bu bağlamda; taşıt iklimlendirme sistemlerinin de düşük güç tüketimi ve kompaktlığı ilke edinecek şekilde, daha efektif şekilde görev yapan kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi ve sıvı tankı gibi sistem bileşenlerinin geliştirilmesine çalışılmaktadır.

Bu çalışmada, Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Taşıt İklimlendirme Laboratuvarı'nda kurulmuş olan deneysel taşıt iklimlendirme sistemi üzerinde, R134a ve R1234yf akışkanları kullanılarak çok sayıda deney yapılmış ve sistemin performans parametreleri her iki akışkan için karşılaştırılmıştır. Ayrıca, sistemin performans parametrelerini tahmin edebilen ampirik bağıntılar geliştirilmiştir. Son olarak, deneysel sistemde kullanılan kondenserin ısı transfer modellemesi yapılarak, elde edilen teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yapılan tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen literatür araştırması, çalışmanın konu içeriğini kapsayacak şekilde; taşıt iklimlendirme sistemleri, taşıt iklimlendirme sistemlerinde modelleme, kondenserde ısı transferi ve modelleme olarak üç grupta incelenerek aşağıda detayları aktarılmıştır.

1.1. Taşıt İklimlendirme Sistemleri ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Kiatsiriroat ve Euakit (1997), soğutucu akışkan olarak R22/R124/R152A karışımı kullanılan bir otomobil klimasının buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi üzerinde çalışmış ve her bir bileşen için geliştirdikleri matematiksel modelleri sistem performansını simüle etmek amacıyla kullanmışlardır. Araştırmacılar, simüle edilen sonuçların deneysel veriler ile oldukça uyduğunu ve karışımdaki R22 oranının azalması ile birlikte sistemin soğutma kapasitesi ve enerji verimlilik oranının arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, R22 akışkanının karışım içerisindeki oranının %30 'un altında olması durumunda sistemin daha iyi performans verdiğini belirlemişlerdir.

Ratts ve Brown (2000), taşıt iklimlendirme sistemlerine yapılan akışkan şarj miktarının sistem elemanları üzerindeki termodinamik kayıplara olan etkisini incelemek adına, rölanti şartlarında çalışan bir yolcu taşıtına ait orifis tüplü bir iklimlendirme sistemi üzerinde deneyler yapmışlardır. Üzerinde çok sayıda sıcaklık, basınç ve nem ölçümleri yapabilmek amacıyla sistemi ölçüm cihazlarıyla donatmışlardır. Araştırmacılar, sistem bileşenlerine termodinamiğin ikinci kanununu uygulayarak kayıpların miktarını belirlemişlerdir. Elde edilen dataları kullanarak, sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarının %44 azaltılması ile sistemin ikinci kanun verimini %26 arttığı sonucuna varmışlardır. Bununla birlikte, her bir bileşene ait kaybı akışkan şarj miktarının bir fonksiyonu olarak elde etmişlerdir. Kompresör ve kondenser kayıplarının benzer büyüklükte ve toplam kayıplar içerisinde en yüksek paya sahip oldukları sonucuna varmışlardır. Evaporatör–akümülatör ve orifis tüpde meydana gelen kayıpların ise yine benzer büyüklükte fakat toplam kayıplar içerisinde daha küçük paya sahip olduklarını saptamışlardır. Sonuç olarak, sisteme

şarj edilen soğutucu akışkan miktarının %44 azaltılması ile kompresör, kondenser, evaporatör–akümülatör ve orifis tüpdeki kayıpların sırasıyla %13, %8, %10 ve %33 azaldığını görmüşlerdir.

Hosoz ve Direk (2006), ısı kaynağı olarak çevre havası kullanan, havadan havaya bir otomobil ısı pompası olarak da çalışabilen bir R134a soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme sisteminin ısıtma durumundaki deneysel performansını soğutma durumundaki performansı ile karşılaştırmışlardır. Sistemin ısı pompası ve klima olarak çalışması durumundaki performanslarını, kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarına ve debilerine bağlı olarak belirlemişlerdir. Sistemin ısı pompası olarak çalışma durumunda, yalnızca ılık hava şartlarında yeterli seviyede ısıtma yapabildiği ve çevre sıcaklığının düşmesiyle beraber ısıtma kapasitesinin aniden düşüş gösterdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca, sistemin ısı pompası olarak çalışması durumundaki ısıtma tesir katsayısının, soğutma modunda çalışması durumundaki soğutma tesir katsayısına oranla daha yüksek olduğu ve daha az entropi üretimi gerçekleştirdiği tespitine varılmıştır. Araştırmacılar, iç ünitenin yeniden tasarlanarak, sistemde ısı atma özelliği daha iyi bir akışkan kullanarak ve sisteme motor soğutma suyu veya egzoz gazı gibi daha iyi bir ısı kaynağı uygulayarak sistemin ısı pompası performansının geliştirilebileceğinin mümkün olduğunu ifade etmişlerdir.

Wongwises ve diğ. (2006), otomobil taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılan R134a soğutucu akışkanına alternatif olabilecek hidrokarbon karışımlarından propan (R290), bütan (R600) ve izobütan (R600a) 'ın performansını test etmek amacıyla dizel bir motor tarafından tahrik edilen, 3,5 kW kapasiteye sahip, ve akışkan olarak R134a kullanan bir otomobil kliması üzerinde, dört farklı oranda hidrokarbon karışımlarıyla testler gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar, soğutma çevrimi üzerinde önemli olan tüm noktalarda akışkanın sıcaklık ve basıncını, havanın sıcaklık, kütleli debi ve nemini, tork ve motor hızını kaydederek analizler gerçekleştirmişlerdir. Soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve soğutma tesir katsayısı parametrelerini inceleyerek, tüm hidrokarbon karışımları içerisinde R134a'ya alternatif olabilecek en iyi hidrokarbon karışımını propan/bütan/izobütan: %50/%40/%10 olarak belirlemişlerdir.

Kılıç ve Akyol (2009), otomobillerin ısıtma sürecinde farklı hava yönlendiricileri seçimlerinde (konsol üzerindeki 4 hareketli menfezin açık tutulması, ön cam altındaki ve ayak hizasındaki sabit menfezlerin birlikte açık tutulması) sürekli değişen ve kabin içinde düzensiz bir dağılım gösteren ısı konfor parametrelerinin değişimini deneysel olarak test etmiş ve hazırladıkları bir simülasyon modelini kullanarak sürücünün çevresi ile ısı etkileşimi, fizyolojik tepkileri (deri yüzey sıcaklıklarının değişimi) ve ısı konfor algılarını hesaplamışlardır. Teorik çalışmada anlık enerji dengesi modeli kullanarak insan vücudunun 16 bölmeli modelini Matlab-Simulink ortamında hazırlamışlardır. Araştırmacıların elde ettiği sonuçlara göre, otomobillerin ısıtma sürecinde yalnız konsol menfezlerinin açık tutulması ile sürücünün ayakları ve baldırları etrafındaki ortam havası yeterince ısınmamıştır. Vücudun menfez çıkış havası ile doğrudan temas eden bölmeleri üzerinde yüksek hava hareketleri oluşmaktadır. Deney başlangıcında düşük ortam sıcaklıklarında yüksek hava hızlarının sürücü üzerinde etkili olması ile özellikle konsol menfez seçiminde sol elden ve sağ koldan taşınım ile ısı kayıpları artmış ve bu vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıkları önemli oranda düşmüştür.

Hosoz ve diğ. (2010), bir dizel motoru tarafından tahrik edilen R134a soğutucu akışkanlı bir otomobil iklimlendirme sisteminin geçici ve sürekli rejim performans sonuçlarını sunmuşlardır. Bu amaçla, kompakt büyüklükte bir otomobilin iklimlendirme sistemi parçalarından oluşan deneysel bir sistem geliştirip, esnek bir hava kanalı kullanılarak sistemi araç yolcu kabini ile bağlantılı hale getirmişlerdir. Deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulayarak, sistemin performans parametrelerini geçici ve sürekli rejim durumları için elde etmişlerdir. Araştırmacılar, yolcu kabini ön menfez çıkışındaki hava sıcaklığının ilk 5 dakikada hızla azaldığı, artan kompresör devriyle soğutma kapasitesinin arttığı fakat soğutma tesir katsayısının azaldığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca, iklimlendirme sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserjinin hem kompresör devriyle, hem de buharlaştırıcı ve yoğuşturucu girişlerindeki hava akımı sıcaklıklarıyla birlikte arttığını tespit etmişlerdir.

Alkan ve Hosoz (2010a) değişken kapasiteli kompresör kullanan, R134a'lı bir otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performansını, genişleme elemanı olarak orifis tüp ve termostatik genişleme valfi kullanılması durumları için belirlemişlerdir.

Termostatik genleşme valfi kullanılması durumunda, orifis tüpe göre sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısını kısmen daha yüksek, ekserji üretimini ise daha düşük olarak elde etmişlerdir.

Alkan ve Hosoz (2010b), bir taşıt iklimlendirme sisteminin deneysel performansını, sabit ve değişken kapasiteli kompresörler kullanılması durumu için karşılaştırmalı olarak araştırmışlardır. Sistemin sürekli rejim çalışma şartlarında, her iki kompresör durumu için kompresör devri, kondenser ve evaporatör girişlerindeki hava akımlarının sıcaklık ve hızları değiştirilerek test edilmiştir. Araştırmacılar, her iki kompresörün çalışma şartlarında deneysel sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulayarak sistemin performans parametrelerini elde etmişlerdir. Sistemin değişken kapasiteli kompresör ile çalışması durumunda, sabit kapasiteli kompresöre göre daha yüksek bir soğutma tesir katsayısı ve daha düşük bir soğutma kapasitesi elde etmişlerdir. Ayrıca, değişken kapasiteli kompresör kullanılarak yapılan deneylerde soğutma kapasitesi ve toplam ekserji üretiminin belirli bir kompresör devrinden sonra neredeyse sabit kaldığını, sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda ise bu iki parametrenin kompresör devrinin artışıyla beraber sürekli artış gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Hosoz ve diğ. (2102), kompresör devrinin ve kondenser ile evaporatör girişlerindeki hava akımı sıcaklıklarının R134a soğutucu akışkanlı bir otomobil iklimlendirme sisteminin çeşitli sürekli rejim performans parametrelerine etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Bu amaçla, bir otomobile ait iklimlendirme sistemi parçaları kullanılarak, gerektiğinde ısı pompası olarak da çalıştırılabilen deneysel bir sistem geliştirilmiş ve çeşitli basınç/sıcaklık ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistem, bir dizel motoru tarafından tahrik edilerek soğutma modunda çalıştırılmış ve testler yapılmıştır. Araştırmacılar, deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulayarak, sistemin performans parametrelerini elde etmişlerdir. Kompresör devri arttıkça, soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kondenserde atılan ısı ve sistemde yok edilen ekserjinin arttığını, soğutma tesir katsayısının ise azaldığını belirlemişlerdir. Herhangi bir kompresör devri için kondenser ile evaporatör girişlerindeki hava akımı sıcaklıklarının birlikte artırılması ile yine soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kondenserde atılan ısı ve sistemde yok edilen ekserjinin arttığı, soğutma tesir katsayısının ise azaldığı sonuçlarına ulaşılmışlardır.

Lee ve Jung (2012), ısı pompası olarak çalışan bir otomobil iklimlendirme sistemi deney düzeneğinde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının performanslarını karşılaştırmışlardır. R1234yf'ye ait soğutma tesir katsayısı ve soğutma kapasitesi değerlerinin R134a'ya göre sırasıyla %2,7 ve %4 daha düşük olduğunu saptamışlardır. Ayrıca, sistemde R1234yf kullanılması durumunda elde edilen kompresör çıkış sıcaklığı ve toplam akışkan kütlelerini sırasıyla 6,5 °C ve %10 düşük elde etmişlerdir. Araştırmacılar elde ettikleri sonuçlara göre, çevreci özelliklere sahip olan R1234yf soğutucu akışkanının kabul edilebilir performans parametre değerleri ile birlikte uzun vadede kullanılabilir bir akışkan olduğu kanısına varmışlardır.

Navarro-Esbri ve diğ. (2013), buhar sıkıştırımlı bir sistem içerisinde geniş çalışma koşulları aralıkları altında, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının deneysel analizini yaparak enerji performanslarını karşılaştırmışlardır. Deneyler yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, kızgınlık derecesi ve kompresör çalışma hızının değiştirilmesi ve ısı eşanjörü kullanımı şartlarında değişiklikler yapılarak gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar tarafından R134a soğutucu akışkanı referans alınarak elde edilen sonuçlarda, R1234yf akışkanı kullanılması durumunda elde edilen soğutma kapasitesi yaklaşık %9, soğutma tesir katsayısını ise %19 daha düşük elde edilmiştir. Bunun dışında, sisteme ısı eşanjörü eklenmesi ile beraber enerji performansındaki bu farkların büyük ölçüde azaltıldığını tespit etmişlerdir.

Mota-Babiloni ve diğ. (2014), R134a soğutucu akışkanına alternatif olabilecek R1234yf ve R1234ze akışkanlarının deneysel performans analizlerini yapmışlardır. R134a akışkanı referans alınarak sistemin volümetrik verimi, soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayılarını karşılaştırmışlardır. Deneyler farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ve ısı eşanjörlü/ısı eşanjörsüz kombinasyonlarda gerçekleştirilmiştir. Araştırmacılar, ısı eşanjörü kullanılmadığı durumlarda R1234yf ve R1234ze akışkanları için ortalama volümetrik verimin R134a 'ya göre sırasıyla %4 ve %5 daha düşük olduğunu, soğutma kapasitesinin ise yine sırasıyla ortalama %9 ve %30 azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, soğutma tesir katsayısını R134a soğutucu akışkanına göre R1234yf için %7, R1234ze için ise %7 daha düşük değerlerde elde etmişlerdir. Son olarak, araştırmacılar ısı eşanjörü kullanılması durumunda her iki alternatif akışkan için de soğutma tesir katsayısındaki düşüşlerin daha az olduğunu belirlemişlerdir.

Hosoz ve diğ. (2015), bir dizel motoru tarafından tahrik edilen ve ısı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu veya egzoz gazını kullanabilen R134a soğutucu akışkanlı bir otomotiv ısı pompası sistemi geliştirerek sürekli rejim performansını test etmişlerdir. Deneysel sonuçlar yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizlerini uygulayıp üç farklı ısı kaynağı durumundaki sistem performans parametrelerini karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar, en yüksek iç ünite hava akımı çıkış sıcaklığının, test edilen ısı kaynaklarından motor soğutma suyu kullanılması durumunda elde edildiği sonucuna varmışlardır.

Yukarıda ifade edilen literatür araştırması sonucundan anlaşılacağı üzere; yakın gelecekte kullanımı yaygınlaşacak olan R1234yf soğutucu akışkanının taşıt klimalarında kullanılması sonucu elde edilen sürekli rejim performans parametrelerinin enerji ve ekserji analizleri sonuçlarının R134a ile karşılaştırılması, sistemin farklı devir ve farklı ünite hava akımı giriş sıcaklık şartları altında yok edilen ekserjilerin hangi sistem bileşenlerinde daha fazla meydana geldiğinin belirlenmesi yönünde bir çalışma pek fazla bulunmamaktadır.

1.2. Taşıt İklimlendirme Sistemlerinde Modelleme ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Mathur (1999), daha önceden kendisi tarafından geliştirilen bir bilgisayar programı (1997) kullanarak yerel bir taşıta ait paralel akışlı bir kondenserin performansını simüle etmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanmıştır. Simüle edilen performans değerlerini, kalorimetre testlerinden deneysel olarak elde edilen değerler ile karşılaştırmıştır. Araştırmacı, simüle edilen termal ve hidrodinamik performansı deneysel verilere yakınlık açısından $\pm\%6$ değerinde belirlemiştir. Araştırmacı daha sonra aynı kondenserin tüp ve kanatçık adımı, tüp geometrisi, kondenserin boyu, uzunluğu ve derinliği, geçiş sayısı ve kondenser giriş çıkış noktalarının konumları gibi tüm diğer değişkenlerini sabit tutmak kaydıyla, geçişlerdeki tüp sayılarını değiştirerek performans optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Geçişlerdeki tüp sayılarının değiştirilmesi ile kondenser performansının ilk duruma göre %4 arttırılabileceği kanısına varmıştır.

Mathur (2001), soğutucu akışkan olarak Propan (R290), İzobütan (R600a) ve kütleli olarak eşit oranda Propan-İzobütan karışımı kullanarak paralel akışlı bir kondenserin performansını simüle etmiştir. Daha sonra, simüle ettiği performansı

R134a kullanan sistemin performansı ile karşılaştırmıştır. Araştırmacı, kullandığı soğutucu akışkanların bilinen herhangi bir kondenser ısı kapasitesi değerindeki kütleli debisinin R134a'ya kıyasla önemli ölçüde daha düşük olduğu sonucuna varmıştır. Söz konusu hidrokarbon akışkanlar için simüle edilen ısı transferi değerlerini R134a'ya $\pm 3\%$ yakınlıkta elde etmiştir. Bunun yanı sıra, kullanılan hidrokarbon akışkanlardaki basınç düşüşünü R134a'ya göre daha düşük olarak saptamıştır. Simüle edilen termal performans değerlerini, deneysel test verileri ile karşılaştırmış ve $\pm 9\%$ yakınlıkta sonuçlar elde etmiştir.

Jabardo ve diğ. (2002), otomobil iklimlendirme sistemleri soğutma çevrimleri için bir kararlı hal bilgisayar simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Araştırmacılar tarafından geliştirilen simülasyon modeli, evaporatör ve mikro kanallı paralel akışlı kondensere ek olarak bünyesinde değişken kapasiteli bir kompresör ve bir termostatik genleşme valfi bulundurmaktadır. Modelden elde edilen sonuçları kontrol etmek amacıyla, kompakt bir yolcu taşıtına ait iklimlendirme sisteminin orijinal bileşenlerinden bir deneysel düzenek kurmuşlardır. Kompresör çalışma hızı, evaporatöre geri dönüş havası ve kondenser hava akımı sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiş ve geliştirilen model ile simüle etmişlerdir. Model sonuçlarını çoğu 10% 'un altında olmak üzere, 20% 'nin altında bir yüzde ile deneysel sonuçlardan farklı bulmuşlardır.

Hosoz ve Ertunc (2006), soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sistemine ait kompresör tarafından akışkana verilen güç, kondenserde atılan ısı, akışkanın kütleli debisi, kompresör çıkış sıcaklığı ve soğutma tesir katsayısı gibi performans parametrelerini yapay sinir ağları yöntemi ile tahmin edebilen bir model üzerinde çalışmışlardır. Geliştirilen model ile yapılan performans parametre tahminleri, deneysel verilere yakınlık açısından 0,968-0,999 korelasyon katsayısı (R), $1,52-2,51$ ortalama izafi hata (MRE) ve çok düşük değerlerde karelerin karekökü türünden ortalama hata (RMSE) aralıklarında çıkmıştır.

Wang ve diğ. (2006), taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılan sıvı tankının davranışı ve sistem üzerindeki etkilerini simüle edebilmek için bir akış analiz modeli geliştirmişlerdir. Araştırmacılar tarafından geliştirilen model, soğutucu akışkan buharı kütleli debisi ve sıvı tankı giriş basıncı gibi koşulları giriş parametresi olarak

kullanarak kapsamlı bir kararlı hal simülasyonuna imkan vermektedir. Ayrıca model, akümülatör içerisindeki sürtünme, eğilme, ani genişleme, ani büzülme ve ısı değişimleri gibi tüm ana etkenleri hesaba katmaktadır. Soğutucu akışkan/yağ karışımı olarak birbiriyle tamamen karışabilen R134a/PAG yağ karışımı kullanmışlardır. Model çıktılarını kurulum derecesi, basınç ve sıvı tankının farklı bölgelerindeki sıcaklıklar olarak belirlemiştir. Matematiksel modeli doğrulayabilmek adına, gerçek boyuttaki otomobil iklimlendirme sistemi bileşenlerinden bir deney düzeneği oluşturularak deneyler gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar simülasyon modeli ile deneysel sonuçları karşılaştırmış ve akışkan kurulum derecesinde %5 'in altında, sıvı tankı boyunca gerçekleşen basınç düşüşünde ise %13'ün altında yakın sonuçlar bulmuşlardır.

Hosoz ve diğ. (2013), R134a soğutucu akışkanı kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin performansının ANFIS yaklaşımı ile modellemesini yapmıştır. Sistemi, kompresör devri ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımlarının kuru termometre sıcaklıklarını, izafi nemleri ve ortalama hızların değiştirerek, sürekli rejim şartları altında çalıştırmışlardır. Deneysel verilerin bir kısmını kullanarak, sistem için bir ANFIS modeli geliştirilmişlerdir. Bu modeli, buharlaştırıcı çıkışındaki hava akımı kuru termometre sıcaklığı, soğutma kapasitesi, soğutma tesir katsayısı ve sistemin soğutma devresinde birim zamanda yok edilen toplam ekserji gibi çeşitli performans parametrelerinin tahmin edilmesinde kullanmışlardır. Model tahminleri deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında, 0,966–0,988 arasında değişen korelasyon katsayıları ve %0,23–5,28 arasında değişen ortalama izafi hatalar verdiğini belirlemiştir. Ulaşılan sonuçlar ile, ANFIS yaklaşımının otomotiv iklimlendirme sistemlerinin performansının tahmininde başarılı olarak kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Kamar ve diğ. (2013), standart bir yolcu taşıtına ait iklimlendirme sisteminin soğutma kapasitesi, kompresör gücü ve soğutma tesir katsayısını tahmin edebilmek için yapay sinir ağı modeli geliştirmişlerdir. Araştırmacılar gerekli verileri elde edebilmek için deneysel bir düzenek kurmuşlardır. Deneysel düzende kompresör hızı, evaporatör girişindeki hava akımı sıcaklığı, kondenser girişindeki hava akımı sıcaklığı ve evaporatör girişindeki hava akımı hızını değiştirerek sürekli rejimde çalıştırmışlardır. Araştırmacıların geliştirdikleri yapay sinir ağı modeli ile deneysel

verilere %0,65-1,65 hata indeksi, $1,09 \times 10^{-5}$ - $9,05 \times 10^{-5}$ ortalama kare hata (MRE) ve %0,33-0,95 karelerin kökü türünden ortalama hata (RMSE) aralıklarında bir performans ile yaklaşmışlardır. Ayrıca, yapay sinir ağları kullanarak elde ettikleri çıktılar ile deneysel sonuçlar arasında yüksek bir korelasyon katsayısı elde etmişlerdir.

Yukarıda ifade edilen literatür araştırması sonucundan anlaşılacağı üzere; belirli bir otomobil iklimlendirme sisteminin çeşitli soğutucu akışkanlar, farklı kompresör devirleri ve iç/dış ünite hava giriş sıcaklıkları altındaki sürekli rejim performans parametrelerinin ampirik bağıntılarla elde edilmesi yönünde bir çalışma bulunmamaktadır.

1.3. Kondenserde ısı transferi ve modelleme ile ilgili yapılmış çalışmalar

Hyun ve Pil (1997), R134a soğutucu akışkanlı bir taşıt iklimlendirme sistemi için sürekli rejim simülasyon planı uygulayarak performans optimizasyonu yapabilmek amacıyla geliştirilen bir tasarım aracı çalışması kapsamında, çok akışlı bir kondenser için termal akış analizi gerçekleştirmişlerdir. Araştırmacılar bir sonlu farklar metodu modeli kullanarak, R134a soğutucu akışkanının termodinamik ve akış özellikleri ile çok akışlı kondenserin yüzeyi üzerindeki hava akımı sıcaklık profilini akış kanalı uzunluğunun bir fonksiyonu olarak tahmin etmişlerdir. Simülasyon analitik modelinden elde ettikleri tahmin sonuçlarını, R134a'lı gerçek yolcu taşıtı iklimlendirme sistemine ait kondenserin çalışma koşulları ile uyumlu olarak elde etmişlerdir.

Lee ve diğ. (2002), iki farklı kondenser boru hattı yol tipi (U ve Z tipi) ve iki farklı soğutucu akışkan (R22 ve R407C) konfigürasyonu kullanarak, bir kondensere ait deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kondenserin soğutucu akışkan ve hava tarafından ısı transfer kapasitesini değerlendirebilmek adına birleşik bir test düzeneği kurmuşlardır. Hava tarafında dengesiz dağılım ve kondenser tüpleri boyu doğrultusunda akışkan tarafındaki sıcaklık kayması olduğu düşünülerek, bölüm bölüm (section-by-section) analiz şeması kullanarak bir nümerik model geliştirmişlerdir. Kullanılan kondenser boru hattı yol tipi ve soğutucu akışkana bağlı olarak, farklı deneysel ve nümerik kondenser kapasitesi değerlerine ulaşmışlardır. Araştırmacılar, R22 soğutucu akışkanının R407C soğutucu akışkanına göre, Z-tipi

kondenser boru hattı yolu kullanımı konfigürasyonlarında daha iyi sonuçlar sergilediği kanısına varırken, her iki akışkanın da U-tipi kondenser boru hattı yolu konfigürasyonunda kullanımı arasında önemli bir fark saptamamışlardır. R22 soğutucu akışkanı kullanımı ile elde edilen nümerik sonuçların deneysel sonuçlardan %10,1 daha yüksek, R407C akışkanı kullanımında ise %10,7 daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır. Araştırmacılar geliştirdikleri nümerik kodun, daha iyi kondenser boru hattı yolları geliştirilmesinde bir dizayn aracı olarak kullanılabilceği sonucuna varmışlardır.

Jabardo ve Mamani (2003), otomotiv uygulamaları için kullanılan mikro kanallı/panjur kanatçıklı bir kondenser üzerine teorik ve deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Akışkanın termodinamik durumuna bağlı olarak kondenser içerisindeki oluşan üç bölgeyi temel alarak bir simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Araştırmacılar söz konusu simülasyonu geliştirirken, ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü için literatürde daha önceden yapılmış çalışmalar sonucu elde edilen korelasyonları kullanmışlardır. Otomotiv iklimlendirme sistemlerinin termal performans değerlendirmelerini gerçekleştirmek için kurulan bir deneysel düzenek üzerinde kondenser ile bir takım deneyler gerçekleştirmişlerdir. Kondenserde atılan ısı, akışkandaki basınç düşüşü ve toplam ısı transfer katsayısı gibi kondenserdeki üç önemli parametreyi, R134a akışkanı kullanılarak yapılan deney ve simülasyon sonuçlarını ele alarak karşılaştırmışlardır. Model sonuçlarından elde ettikleri bu üç parametre değerini, %1-6 'lık sapmalarla deneysel sonuçlara benzer bulmuşlardır.

Llopi ve diğ. (2008), yaptıkları çalışmada gövde-boru tip bir kondensere ait bir matematiksel model sunmuşlardır. Söz konusu matematiksel model; süreklilik, enerjinin korunumu ve ısı transferi fiziksel temellerine dayanmakta ve metodolojisi kolaylıkla her çeşit kondenserin modellenmesi için uyarlanabilmektedir. Model, akışkanın kondenser içerisindeki bütün durumlarını temsil eden kontrol hacimlerinin bir kombinasyonu olarak formüle edilmiştir. Araştırmacılar, deneysel bir buhar sıkıştırma soğutma çevrimine ait sürekli rejim verileri ve geçici rejim testlerini kullanarak modelin geçerliliğini sınınamışlardır. Modelin deneysel verilerden yaklaşık olarak %5 daha düşük değerler verdiğini ve kondenserin dinamik performansını iyi bir şekilde yansıtabildiğini saptamışlardır. Ayrıca, evaporatör ve kondenserin deneysel sistem üzerindeki dinamik yanıtlarının önemini içeren bir teorik

karşılaştırma sunmuşlardır. Evaporatör yanıtının kondensere göre daha çabuk olduğunu ve bunun, basitleştirilmiş bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi modeli elde etmek amacıyla ihmal edilemeyeceğini göstermişlerdir.

Yukarıda ifade edilen literatür araştırması sonucundan anlaşılacağı üzere; taşıt klimalarında kullanılan paralel akışlı bir kondensere ait teorik ısı transfer modeli geliştirilerek, model sonuçlarının sistemde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanımı sonucunda elde edilen ısı transfer performans parametrelerinden kondenserde atılan ısı ve soğutucu akışkan kondenser çıkış sıcaklığının deneysel veriler ile karşılaştırılması yönünde bir çalışma bulunmamaktadır.



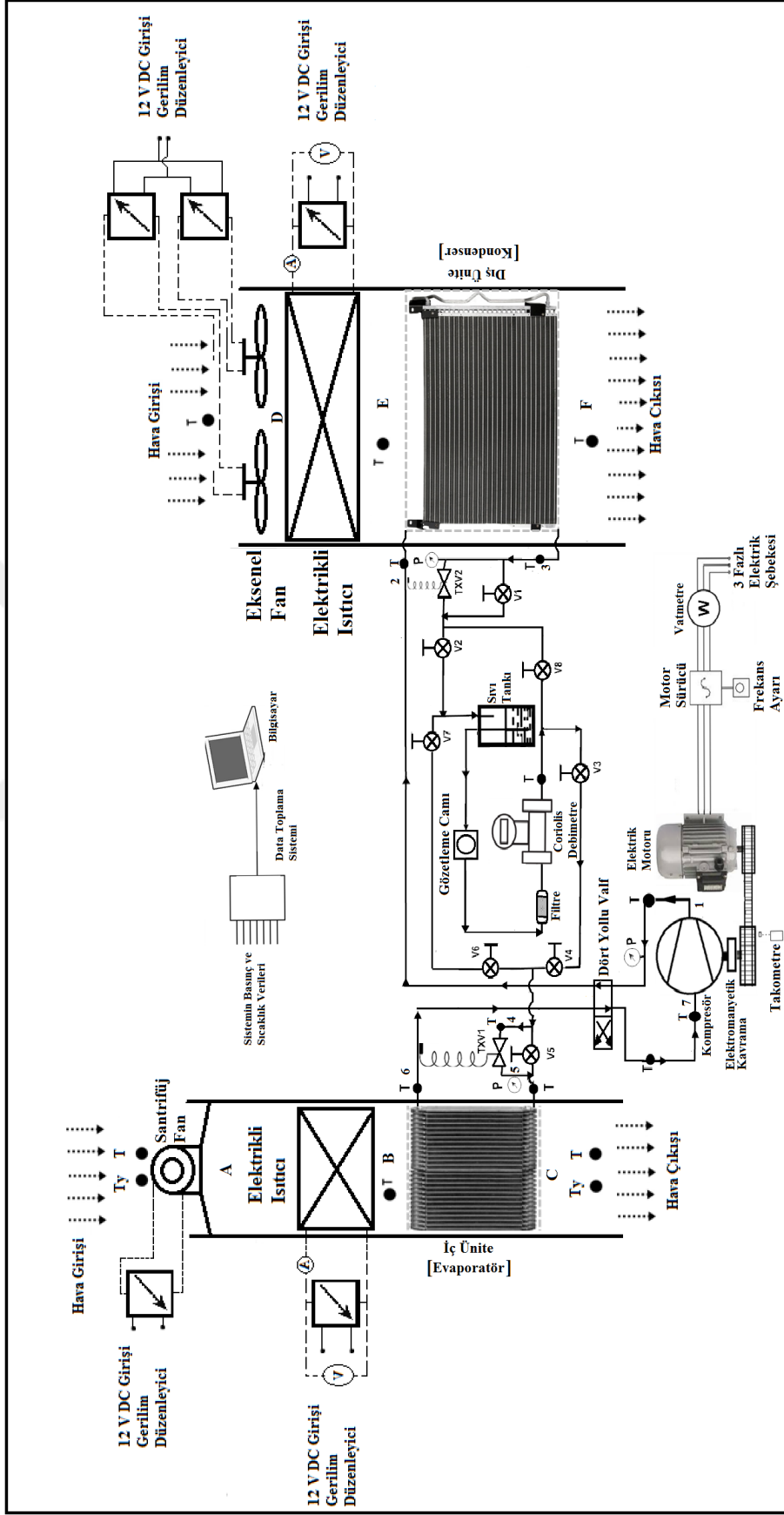
2. DENEYSEL OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİ

Çalışma kapsamında kurulan deneysel taşıt iklimlendirme sistemi, kompakt bir otomobile ait R134a soğutucu akışkanlı otomobil iklimlendirme sisteminin orijinal elemanlarından oluşmaktadır. Buna ek olarak, istenilen şartlar altında sistemin test edilebilmesi ve gerekli mekanik ölçümlerin yapılabilmesi amacıyla çeşitli yardımcı elemanlar ve ölçüm cihazları bulunmaktadır. Sistemin fotoğrafı ve şematik resmi, sırasıyla Şekil 2.1 ve 2.2'de görülmektedir.



Şekil 2.1. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin genel görünümü

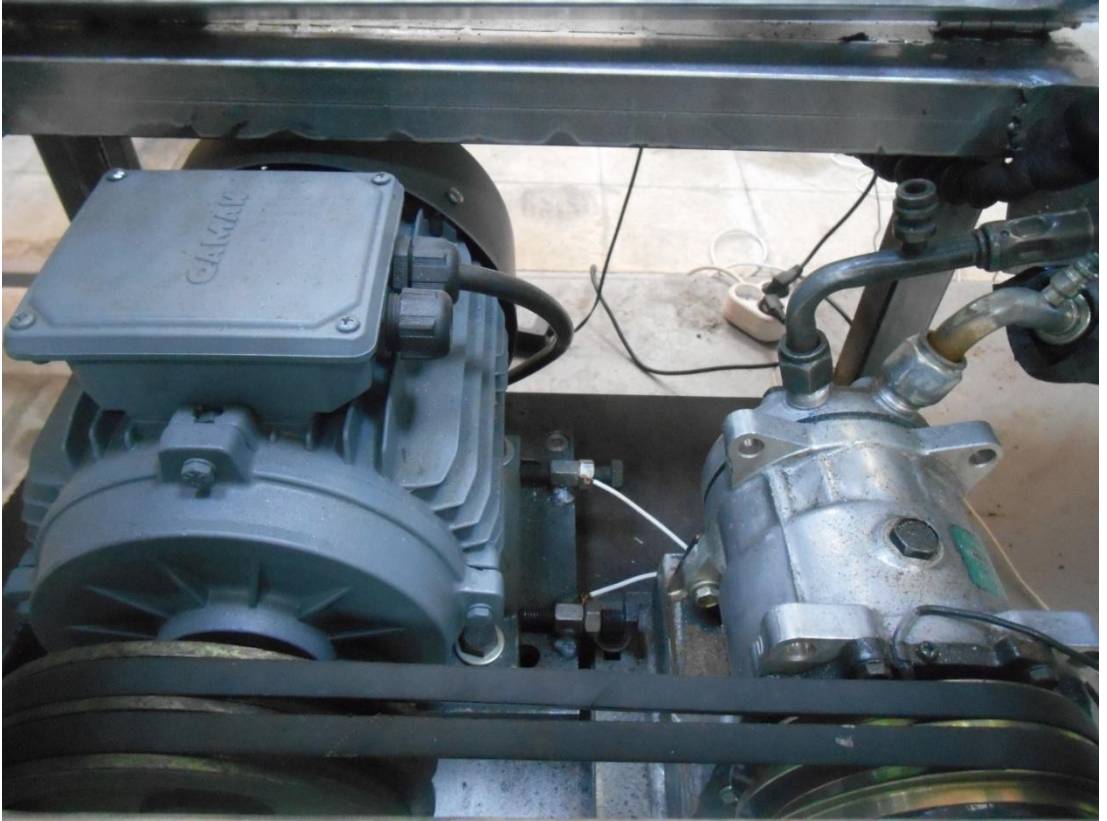
Sistem beş silindirli yalpalı plakalı kompresör, kanatçık-plaka tipi lamine evaporatör, paralel akışlı mikro kanallı kondenser, sıvı tankı, filtre/kurutucu, termostatik genişleme valfi, dört yollu vana ve veri toplama cihazından oluşmaktadır. Sistemin soğutma çevriminde kullanılan ana bileşenlerin özellikleri Tablo 2.1'de görülmektedir. Deneysel sistemdeki bağlantılar uygun çapdaki bakır borular ile yapılmış olup üzerlerine elastomerik yalıtım kaplanmıştır. İç ünite ve dış ünite,



Şekil 2.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şematik resmi

uzunlukları 1 metre olan ve akış kesit alanları sırasıyla 0,0576 ve 0,2345 m² olan hava kanalları içerisine yerleştirilmiştir. Dış ünite hava kanalı içerisinde hava akışı sağlamak amacıyla 0,182 m³/s debide maksimum hava akışı oluşturabilen aksel fan kullanılmıştır.

Benzer şekilde, iç ünite hava kanalı içerisinde hava akışı oluşturabilmek amacıyla ise 0,112 m³/s debide akış oluşturabilen bir santrifüj fan kullanılmıştır. Ayrıca sistemi istenilen hava sıcaklıkları altında test edebilmek amacıyla, iç ünite hava kanalı içerisinde 0 ila 2 kW arasında istenilen güçte ısı yayabilen 1 adet, dış ünite hava kanalı içerisinde ise yine 0 ila 2 kW arasında istenilen güçte ısı yayabilen 3 adet elektrikli ısıtıcı monte edilmiştir. Isıtıcılar voltaj regülatörleri aracılığıyla güçleri kontrol edilerek istenilen iç ve dış ünite hava giriş sıcaklıklarını sağlayabilmektedir. Kompresör, nominal devri 2850 d/d olan 4 kW güce sahip 3 fazlı bir elektrik motoru tarafından motor sürücü aracılığıyla tahrik edilmektedir. Motor sürücünün çıkış frekansı değiştirilerek kompresörün farklı devirlerde çalışması sağlanabilmektedir.



Şekil 2.3. Deneysel sistemde kullanılan kompresör ve elektrik motoru

Gerekli mekanik ölçümlerin yapılabilmesi amacıyla kullanılan çeşitli yardımcı elemanlar ve ölçüm cihazları Şekil 2.2'de şematik olarak görülebilmektedir. Ayrıca, ölçüm cihazlarının özellikleri de Tablo 2.3 aracılığıyla sunulmuştur. Kompresör devri fotoelektrik takometre ile ölçülmüş, kompresör emme ve basma hattı soğutucu akışkan basınçları ise kompresör giriş ve çıkışında bulunan Bourdon tipi manometrelerden ve basınç transmitterlerinden elde edilmiştir.

Tablo 2.1. Sistemin ana bileşenlerin teknik özellikleri

Bileşen	Özellik
Kompresör	Tip: Yalpalı plakalı Silindir hacmi: 138 cc Silindir sayısı: 5 Maksimum hız: 6000 d/d
Kondenser	Tip: Paralel akışlı mikro kanallı Kapasite: 6,44 kW Boyut: 575 x 320 x 17 mm ³ Kanal sayısı: 31
Evaporatör	Tip: Lamine Kapasite: 4,39 kW Boyut: 230 x 215 x 80 mm ³ Kanal sayısı: 19
Termostatik genişleme valfi	Tip: İçten dengelemeli Kapasite: 5,27 kW

Emme ve basma hatları oldukça kısa olduğundan, evaporatördeki buharlaşma basıncının kompresör emiş basıncına, kondenserdeki yoğuşma basıncının ise kompresör basma basıncına yaklaşık olarak eşit olduğu kabul edilmektedir. Belirtilen basınçların ölçülebilmesi için, emme ve basma hatlarına T bağlantılar ile kılcal borular bağlanmış ve kılcal boruların uçları ilgili manometre ve basınç transmitterleri ile bağlantılı hale getirilmiştir. Manometrelerin tamamı Refco marka soğutucu akışkan manometresi olup, kompresör giriş basıncını ölçen düşük basınç manometresi -1 Bar ile 10 Bar arasındaki efektif basınçları, yüksek basınç manometreleri ise -1 Bar ile 30 bar arasındaki efektif basınçları gösterebilmektedir. Basınç transmitterleri, enerji ve sinyal kabloları bağlı olarak Şekil 2.4'de görülmektedir. Basınç transmitterlerinin teknik özellikleri ise, Tablo 2.2'de mevcuttur.

Bunlara ilave olarak, emme ve basma hatlarından T bağlantı parçaları ve kılcal borular aracılığı ile algılanan basınçlar, emme hattı basıncının aşırı düşmesi yada basma hattı basıncının aşırı yükselmesi durumunda kompresör elektromanyetik kavramasının enerjisini keserek sistemin çalışmasını durduran Refco marka bir kombine düşük/yüksek basınç presostatına uygulanmıştır. Düşük ve yüksek basınç presostatlarının sistemi durduran efektif basınç değerleri, sırasıyla 0,1 Bar ve 16 Bar'a ayarlanmıştır.



Şekil 2.4. Emme ve basma hattı basınçlarının ölçümünde kullanılan basınç transmitterleri

Tablo 2.2. Basınç transmitterlerinin teknik özellikleri

Özellikler	Birim	Değer
Ölçüm aralığı	Bar	0 – 25
Hassasiyet	%	≤ 0,2
Çıkış	mA	4 – 20



Şekil 2.5. Manometreleri, basınç transmitterlerini, presostatı ve anahtarları içeren kontrol panosu

Sistemdeki iç ve dış ünitelerin her birinin giriş ve çıkışına K tipi termokupllar yerleştirilerek ilgili noktalardaki sıcaklıkların ölçümü yapılmıştır. Buna ek olarak, hava akımlarının yaş ve kuru termometre sıcaklıkları Şekil 2.2'de gösterilen konumlardan ölçülmüştür. Deneysel sistemin soğutma çevriminde dolaşmakta olan soğutucu akışkanın kütleli debisi, sıvı hattına bağlanan Krohne Optimass MFM3300 C/D model Coriolis tipi kütleli debimetre ile ölçülmektedir.

Kullanılan Coriolis tipi kütleli debimetre, 24 Bar ve 150°C kadar yüksek basınç ve sıcaklıklara dayanabilmekte, buna karşılık debisi ölçülen akışkanın sıvı olması durumunda ölçülen değerin $\pm 0,1$ 'i kadar olan çok küçük bir hata ile kütleli veya hacimsel debiyi çeşitli birimlerde gösterebilmektedir.



Şekil 2.6. Coriolis tipi kütleli debimetre

Bunların yanı sıra, debimetreden geçen akışkanın yoğunluğunu ve sıcaklığını da ölçebilmektedir. Ölçülen değerler dijital göstergede gösterilmekte, göstergedeki + veya - isareti ile akışın hangi yönde olduğu da bildirilmektedir.

Debimetrenin R134a için kalibrasyonunun yapılabilmesi için, akış hızının sıfır olduğu durumda debimetrenin kalibre edilmesine ihtiyaç vardır. Ayrıca, sıfır hız ve dolayısıyla sıfır debinin sağlandığı durumda, debimetre içinde sadece sıvı fazda R134a olması gerekmektedir. Ancak debinin sıfır olması, kompresörün çalıştırılmadığı durumda mümkün olup, bu durumda debimetre içindeki soğutucu akışkan basıncı düşmekte ve soğutucu akışkan, doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı (ıslak buhar) halinde olmaktadır. Bu nedenle debimetrenin kalibrasyonu, R134a

yerine debimetre hafızasında default olarak yüklü olan 1000 kg/m³ yoğunlukta su için yapılmıştır. Bu durumda, soğutucu akışkanın gerçek kütleli debisi ile göstergeden okunan kütleli debi arasında aşağıdaki bağıntı mevcuttur;

$$\dot{m}_{\text{soğ}} = \dot{m}_{\text{gösterge}} \frac{\rho_{\text{su}}}{\rho_{\text{soğ}}} \quad (2.1)$$

Burada $\rho_{\text{soğ}}$, debimetrenin su ile kalibrasyonunda kullanılan suyun yoğunluğu olup 1000 kg/m³ değerine eşittir. Denklemdaki ρ_{su} ise debimetreden geçen soğutucu akışkanın yoğunluğu olup, değeri debimetre göstergesinden okunmaktadır.

Debimetrenin gösterdiği değerlerin doğru olabilmesi için, sistem çalışırken içinden geçen akışkanın tamamen sıvı fazda olmasına gerek vardır. Akışkan içinde çok küçük bir oranda dahi buhar bulunması durumunda, debimetre hata sinyali vermekte ve gösterdiği değerler doğru olmamaktadır. Debimetreye giren akışkan içinde buhar fazı olup olmadığını anlayabilmek adına, sıvı tankından sonra çevrime filtre/kurutucu ve gözetleme camı eklenmiştir. Soğutucu akışkan içinde buhar bulunması durumunda gözetleme camında kabarcıklar gözlenmekte, akışkan tamamen sıvı fazda ise pürüzsüz bir akım gözlenmektedir.

Tablo 2.3. Ölçüm cihazlarının özellikleri

Ölçülen özellik	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K tipi ısı çifti	-50 – 500 °C	± %0,3
Basınç	Basınç transmitteri	0 – 25 bar	± %0.2
	Bourdon manometre	-1 – 10, -1 – 30 Bar	0,1 – 0,5 Bar
Hava akımı hızı	Anemometre	0,1 – 15 m/s	± %3,0
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis tipi debimetre	0–350 kg/h	± %0,1
Kompresör devri	Fotoelektrik takometre	10 – 100000 rpm	± %2

Deneysel sistemde ölçüm cihazlarının sensörlerinden gelen basınç, debi ve sıcaklık bilgileri, 16 bit 200 kHz özellikte Iotech Daqlab 2001 modeli veri toplama sistemi (data aquisition system) kullanılarak diz üstü bilgisayara aktarılmıştır. Şekil 2.7'de kullanılan veri toplama sisteminin arkadan ve üstten görünümü gösterilmektedir.

Söz konusu veri toplama sistemi; 56 giriş kanallı termokupl modülü, 8 kanallı transformatör arayüz modülüne ve 16 bit-200 kHz frekansa sahiptir. Toplanan veriler, Daqview arayüz programı kullanılarak diz üstü bilgisayarda görüntülenmiş ve istenilen örnekleme aralığında bilgisayara kaydedilmiştir. Yüksek hızlı ve çok fonksiyonlu bir veri toplama cihazı olan Daqlab2001, bir ethernet kablosu ile bilgisayara bağlanmıştır.



Şekil 2.7. Kullanılan veri toplama sisteminin görünümü

Soğutucu akışkan ve havanın, deneysel sistem üzerinde istenilen noktalardan sıcaklık ölçümlerinin gerçekleştirilmesi için yerleştirilen termokuplların numaraları, ölçülen özellikler ve veri toplama sistemi üzerindeki termokupl modülü giriş kanal numaraları Tablo 2.4'de görülmektedir.

Deneysel sistem içerisinde soğutucu akışkanı istenilen şekilde yönlendirebilmek amacıyla, Şekil 2.2'de görüldüğü üzere boru hatları üzerine V kısaltması ile 1'den 8'e kadar numaralandırılmış el vanaları konumlandırılmıştır. Uygun vana konfigürasyonu sağlanıp, sistem üzerinde gerekli ayarlamalar yapılarak, sistem soğutma moduna uygun olacak şekilde çalıştırılmaktadır.

Tablo 2.4. Ölçülen özelliğe ait termokupl numaralarının veri toplama sistemindeki karşılıkları

Termokupl No	Ölçülen Sıcaklık	Veri Toplayıcı
Soğutucu Akışkan ile İlgili Sıcaklıklar		
1	Kompresör çıkış sıcaklığı	41
3	Dış ünite giriş sıcaklığı	43
4	Dış ünite çıkış sıcaklığı	44
5	Termostatik genişleme valfi (TXV1) giriş sıcaklığı	45
6 ve 19	İç ünite giriş sıcaklığı	55 ve 52
7	İç ünite çıkış sıcaklığı	47
9	Kompresör giriş sıcaklığı	49
10	Termostatik genişleme valfi (TXV2) giriş sıcaklığı	50
26	İç ünite çıkış yalıtımsız boru sıcaklığı	51
Hava ile İlgili Sıcaklıklar		
22	İç ünite kanalı giriş kuru termometre sıcaklığı	1
21	İç ünite kanalı giriş yaş termometre sıcaklığı	2
23	İç ünite kanalı ortasındaki kuru termometre sıcaklığı	3
24	İç ünite kanalı çıkış kuru termometre sıcaklığı	4
25	İç ünite kanalı çıkış yaş termometre sıcaklığı	5
26	Dış ünite kanalı ortasındaki kuru termometre sıcaklığı	6
28	Dış ünite kanalı çıkış kuru termometre sıcaklığı	7
27	Dış ünite kanalı çıkış yaş termometre sıcaklığı	9

2.1. Sistemin Soğutma Moduna Uygun Olarak Çalışması

Sistemin soğutma modu uygun olarak çalışması durumunda iç ünite evaporatör, dış ünite ise kondenser olarak görev yapmaktadır. Akışkanın soğutma modunda izlediği akış yönü, Şekil 2.2'de boru hatları üzerindeki oklar yardımıyla gösterilmektedir. Kullanılan deneysel otomobil iklimlendirme sistemini soğutma modunda çalıştırmak için V1, V2, V3 ve V4 vanaları açılarak diğer vanalar kapalı konuma getirilmektedir. Böylelikle soğutucu akışkan, düşük basınçta kızgın buhar olarak kompresöre giriş

yapmakta ve kompresörde basınçlandırılarak yüksek basınçta kızgın buhar olarak dış üniteye gönderilmektedir. Soğutucu akışkan dış ünite içerisinde sırasıyla kızgınlık atma, yoğuşma ve aşırı soğuma bölgelerinden geçerek yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak dış üniteyi terketmektedir. Dış ünite kanalına giriş yapan çevre havası, gerekirse dış ünite hava kanalı içine yerleştirilmiş 6 kW gücündeki ısıtıcılar ile çevre sıcaklığı üzerinde istenilen bir değere ısıtılabilen ve daha sonra dış üniteye gönderilmektedir. Soğutucu akışkanın dış üniteye yoğuşması sırasında açığa çıkan ısı hava akımı vasıtasıyla dış üniteye dışarıya atılmaktadır. Daha sonra, açık olan V1 ve V2 vanalarının bulunduğu boru hatlarından geçen soğutucu akışkan, V7 vanasının kapalı konumda olmasından dolayı, sıvı tankı içerisinde geçmektedir. Bu eleman, termostatik genişleme valfinin (TXV1) kısıldığı durumlarda çevrimde ihtiyaç duyulmayan soğutucu akışkanı depolama, soğutucu akışkan içindeki kir ve nem tutma görevi yapmaktadır. Sıvı tankından geçen soğutucu akışkan, sırasıyla gözetleme camı, filtre/kurutucu ve Coriolis debimetreden geçmektedir. V8 vanasının kapalı konumda olmasından dolayı soğutucu akışkan açık konumda olan V3 ve V4 vanalarının bulunduğu hata yönlendirilmektedir. Daha sonra, V5 ve V6 vanalarının kapalı konumda olmasından dolayı soğutucu akışkan termostatik genişleme valfine (TXV1) gelmekte ve bu elemanda evaporatör çıkışındaki kızgınlık (superheat) sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşürülerek düşük basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı olarak iç üniteye giriş yapmaktadır. Soğutucu akışkan, evaporatör içerisindeki buharlaşma ve kızma bölgelerinden geçerek iç üniteyi terketmektedir. Burada, termostatik genişleme valfi (TXV1), bütün yüklerde evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit tutacak şekilde açılıp kapanmaktadır. İç üniteye giriş yapan hava akımı, istenirse iç ünite kanalı içindeki 2 kW maksimum güçteki ısıtıcıların enerjilendirilmesi ile çevre havası üzerinde herhangi bir sıcaklığa çıkarılabilmekte, daha sonra iç üniteye gönderilmektedir. İç ünite içerisinde soğutucu akışkanın buharlaşması esnasından ortamdan ısı çekilmektedir ve soğuyan hava akımı iç ünite kanalı yoluyla şartlandırılmak (soğutulmak) istenen ortama gönderilmektedir. Daha sonra, evaporatörü terkeden soğutucu akışkan tekrar kompresöre geri gönderilir, böylelikle çevrimi tamamlar.

3. TEST PROSEDÜRÜ VE SİSTEMİN ENERJİ – EKSERJİ ANALİZLERİ

Deneysel taşıt iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmek için R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılarak çok sayıda deney gerçekleştirilmiştir. Deneysel sisteme ROBINAIR marka soğutucu akışkan istasyonu yardımıyla R134a soğutucu akışkanı şarj edilerek ilgili deneyler yapılmıştır. R134a kullanılarak yapılan deneylerde sisteme 2,20 kg, R1234yf kullanılarak yapılan deneylerde ise 2,0 kg soğutucu akışkan şarj edilmiştir. Sistemde, yaklaşık olarak 0,5 kg PAG tipi kompresör yağı kullanılmıştır. PAG yağ aslen R134a için geliştirilmiş olsa da PAG yağın R1234yf için kullanımında bir sakınca görülmemiştir (Wang, 2014). Her iki akışkanın da sahip olduğu ana termodinamik özellikler Tablo 3.1'de sunulmuştur.



Şekil 3.1. ROBINAIR servis istasyonu

Deneysel sistem, her iki akışkan için de kompresör devri 1000 ve 2500 d/d'ler arasında 500 d/d artışlarla değiştirilerek dört farklı devirde test edilmiştir. Her devir için evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı ($T_{\text{evap,hg}}$) 25°C ile 40°C arasında 5°C 'lik artışlarla değiştirilmiştir; yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığı ($T_{\text{kond,hg}}$) ise buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığı ile 40°C arasında 5°C 'lik artışlarla değiştirilmiştir. Böylece, yukarıda belirtilen her kompresör devrinde buharlaştırıcı ve

yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının Tablo 3.2.'de belirtilen kombinasyonları için, her bir akışkanda 40 adet olmak üzere toplam 80 adet test yapılmıştır.

Tablo 3.1. R1234yf ve R134a akışkanlarının ana termofiziksel özellikleri

Termofiziksel Özellik	R1234yf	R134a
Kimyasal formül	CF ₃ CF=CH ₂	C ₂ H ₂ F ₄
Kaynama noktası (K)	244,15	247,15
Kritik nokta (K)	368,15	375,15
298,15 K'de sıvı yoğunluğu (kg m ⁻³)	1094	1207
298,15 K'de gaz yoğunluğu (kg m ⁻³)	37,6	32,4
Ozon tüketme potansiyeli (ODP)	0	0
Küresel ısınma potansiyeli (GWP)	4	1430

Tablo 3.2. Evaporatör ve kondenser girişi hava akımı sıcaklık kombinasyonları

Kombinasyon no	T _{evap,hg} (°C)	T _{kond,hg} (°C)
1	25	25
2	25	30
3	25	35
4	25	40
5	30	30
6	30	35
7	30	40
8	35	35
9	35	40
10	40	40

3.1. Deneylerin Yapılışı

DeneySEL taşıt iklimlendirme sistemi ile yapılan her bir deney için, ilk olarak istenilen evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıkları hava kanalları içerisindeki elektrikli ısıtıcılar enerjilendirilerek istenilen değere getirilmiştir. Yapılan bazı deneylerdeki istenilen evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklık kombinasyonları ortam sıcaklığı ile aynı değerde olduğundan ısıtıcıların

enerjilendirilmesine gerek kalmamıştır. Daha sonra; istenilen kompresör devri, motor sürücü çıkış frekansı kontrol edilerek ve fotoelektrik takometre ile ölçümü yapılarak istenilen değere getirilmiştir.

Ardından sistemin yaklaşık 5 dakika boyunca çalışması beklenmiştir ve bu esnada veri toplama sistemi tarafından toplanan veriler, Daqview arayüz programı kullanılarak bilgisayarda izlenmiştir. Kompresörün çalışmasından dolayı ortama bir miktar ısı yayılmaktadır. Bundan dolayı; bilgisayar monitöründen izlenmekte olan kondenser ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklıklarında bir değişim gözlemlenmesi durumunda, hava kanalları içerisindeki ısıtıcılara gönderilen akım miktarları tekrardan ayarlanarak hava akımları istenilen sıcaklıklara getirilmiştir.

Sistem her bir deney için toplamda 15 dakika boyunca çalıştırılmıştır. Bu süre içerisinde, belirli aralıklarla bir kaç defa kondenser ve evaporatör manomere basınçları kontrol panosu üzerinden; soğutucu akışkanın debisi, sıcaklığı ve yoğunluğu ise Coriolis debimetre üzerinden okunarak not edilmiştir. Diğer yandan; kompresörün çektiği elektriksel güç, gerçekleştirilen deneyin kompresör çalışma hızına bağlı olarak birim gücün ne kadar sürede harcandığı ölçülerek hesaplanmıştır. Ölçülen süre ve birim güç miktarları Denklem (3.4)'e taşınarak kompresörün çektiği elektriksel güç $\dot{W}_{komp,el}$ elde edilmiştir. Kompresör çalışma hızları 1000; 1500; 2000 ve 2500 d/d hızlarında iken harcanacak birim güç miktarları sırasıyla 0,03; 0,04; 0,05 ve 0,06 kWh olarak belirlenmiş ve elektrik sayacı izlenerek süre ölçümleri yapılmış ve not edilmiştir.

Bu esnada, veri toplama sistemi tarafından her ölçüm noktası için 300 adet veri alınarak bilgisayara kaydedilmiştir. Daha sonra bu veriler Excel programı ile açılarak her bir ölçüm için sürekli rejim verilerinin ortalamaları alınmıştır. Burada, veri toplama sistemi tarafından ilk 5 dakika içerisinde toplanan veriler, soğutma çevriminin bu süre zarfında kararlı halde olmadığı kabul edilerek alınan ortalamalara dahil edilmemiştir.

Gerekli ölçümler yapıldıktan ve istenilen veriler toplandıktan sonra kompresör durdurularak hızlı bir şekilde soğuması için endüstriyel bir fan aracılığıyla üzerine hava üflenmiştir. Soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı Daqview ekranından

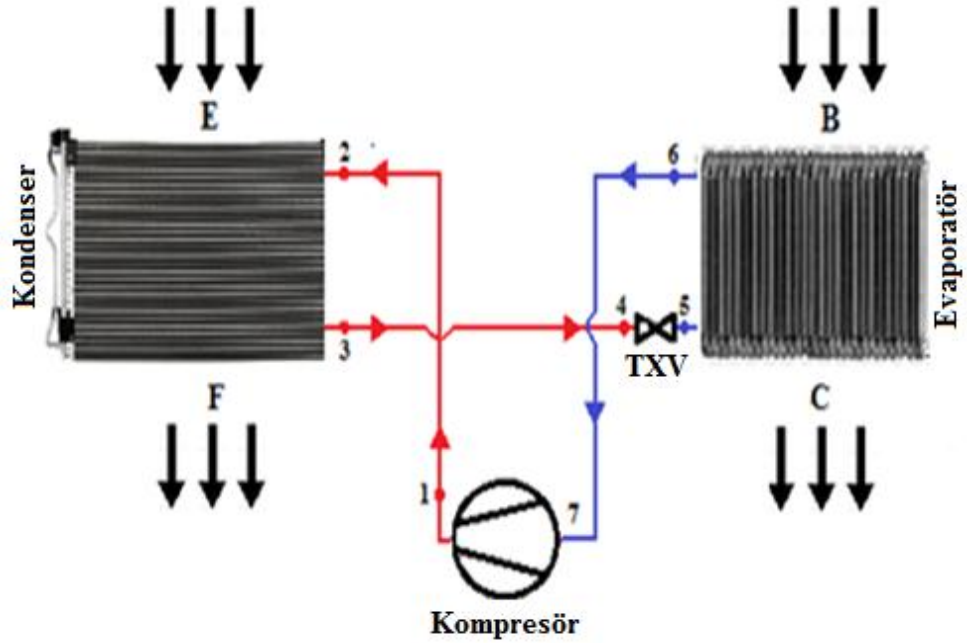
gözlemlenerek yaklaşık 30°C sıcaklığa düştüğünde bir sonraki deney için gerekli ayarlamalar yapılmıştır.

Yukarıda anlatıldığı şekilde, söz konusu deneysel taşıt iklimlendirme sistemi üzerinde soğutma modu deneyleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen veriler kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir.

Enerji ve ekserji analizlerinde kullanılan soğutucu akışkanların entalpi ve entropi değerleri, ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak REFPROP programından; havanın entalpi ve kuruluk derecesi değerleri ise AHUCalc programından elde edilmiştir.

3.2. Deneysel Sistemin Soğutma Modunda Çalışma Durumu İçin Enerji ve Ekserji Analizi

Şekil 3.2'de sistemin soğutma modunda çalışma durumu için basitleştirilmiş şematik şekli numaralandırılmış olarak sunulmuştur.



Şekil 3.2. Sistemin soğutma modunda çalışma durumu için basitleştirilmiş şematik şekli

Sistemin soğutma kapasitesi, iç üniteye enerjinin korunumu ilkesinin uygulanmasıyla aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(h_6 - h_5) \quad (3.1)$$

burada $\dot{m}_{\text{soğ}}$, Coriolis debimetresinden okunan değer yardımıyla Denklem (2.1)'den bulunan soğutucu akışkan debisi olup, h_6 ve h_5 ise sırasıyla evaporatör çıkış ve girişindeki soğutucu akışkan entalpileridir.

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç (kompresör gücü) aşağıdaki denklemden elde edilebilir;

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{soğ}}(h_1 - h_7) \quad (3.2)$$

burada h_1 ve h_7 sırasıyla kompresör çıkış ve girişindeki soğutucu akışkan entalpileridir.

Sistemin soğutma modunda çalışması durumundaki enerji etkenliğinin bir göstergesi olan soğutma tesir katsayısı STK ise, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranlanması ile hesaplanabilir;

$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (3.3)$$

Kompresörün neden olduğu elektriksel güç tüketimi $\dot{W}_{\text{komp,el}}$, kompresörün birim gücü ne kadar zaman içerisinde harcadığının bir göstergesidir ve aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$\dot{W}_{\text{komp,el}} = \frac{P_{\text{el}}}{\Delta t \cdot 3600} \quad (3.4)$$

burada P_{el} kWh cinsinden birim gücü, Δt ise saniye birimininden birim gücün harcadığı zamanı göstermektedir.

Kompresöre verilen elektriksel güce göre deneysel sistemin soğutma tesir katsayısı ise;

$$\text{STK}_{\text{komp,el}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{komp,el}}} \quad (3.5)$$

denkleminde bulunabilir.

Sistemin tüm bileşenlerinin neden olduğu elektriksel güç tüketimi \dot{W}_{el} ise, aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilmektedir;

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{komp,el} + 0,2565 \quad (3.6)$$

burada 0,2565 kW, sistemin kompresör dışındaki kondenser ve evaporatör fanları, termostatik genişleme valfi ve elektromanyetik kavrama gibi bileşenlerinin harcadığı elektriksel gücü ifade etmektedir.

Sistemin tüm bileşenlerinin harcadığı elektriksel güce göre deneysel sistemin soğutma tesir katsayısı ise;

$$STK_{el} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{el}} \quad (3.7)$$

denkleminde elde edilebilir.

Kondenserde atılan ısı, dış üniteye enerjinin korunumu ilkesinin uygulanması ile aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{soğ}(h_2 - h_3) \quad (3.8)$$

burada h_2 ve h_3 , sırasıyla kondenser giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan entalpileridir.

Sistemin soğutma modunda çalışma durumu için termodinamik kayıpların yerleri ve şiddetlerini bulabilmek için sisteme ekserji analizi uygulanmıştır. Bu amaçla, soğutma çevriminin herhangi bir bileşeninde yok edilen ekserji, ekserji dengesi denklemi yardımıyla yazılan aşağıdaki denklemden bulunabilir (Ozgener ve Hepbasli, 2007);

$$\dot{E}x_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_\phi \Psi_\phi \quad (3.9)$$

Bu denklemde \dot{Q}_j , T_j sıcaklığındaki sınırı geçen ısıdır. Denklemdeki \dot{W}_{cv} , kontrol hacminde üretilen işi, Ψ ise özgül akış ekserjisini göstermektedir. Denklemde T_0 ölü

hali temsil eden çevre sıcaklığını, "g" ve "ç" indisleri ise sırasıyla giriş çıkışı temsil etmektedir.

Kompresörde yok edilen ekserji gaz sürtünmesinden, hareketli parçaların mekanik sürtümesinden ve ısı transferinden kaynaklanmakta olup aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_{soğ}(\Psi_{komp,g} - \Psi_{komp,ç}) + \dot{W}_{komp} \quad (3.10)$$

Soğutucu akışkanın özgül akış ekserjisi aşağıdaki denklemden bulunabilir (Ozgener ve Hepbasli, 2007);

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.11)$$

burada, "0" indisi referans (ölü) hali temsil etmektedir.

Evaporatör ve kondenser ile soğutucu akışkan hatlarında basınç düşmesi olmadığı kabul edildiğinden, evaporatör ve kondenserde ekserjinin yok edilmesi, soğutucu akışkan ve hava akımları arasındaki ısı transferinden kaynaklanmaktadır.

Evaporatör ve kondenserde yok edilen ekserjiler sırasıyla aşağıdaki denklemlerden bulunabilir;

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

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_{soğ}(\Psi_{kond,g} - \Psi_{kond,ç}) + \dot{m}_{h,kond}(\Psi_{a,E} - \Psi_{a,F}) \quad (3.13)$$

Denklem (3.12) ve (3.13)'de bulunan, hava akımlarının evaporatör ve kondenser giriş çıkış konumları olan B,C ve E,F noktalarındaki özgül akış ekserjileri aşağıdaki denklemden bulunabilir (Ozgener ve Hepbasli, 2007);

$$\Psi_a = (c_{p,a} + \omega c_{p,v}) T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + (1 + 1,6078\omega) R_g T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) + R_a T_0 \left\{ (1 + 1,6078\omega) \ln \left[\frac{(1 + 1,6078\omega_0)}{(1 + 1,6078\omega)} \right] + 1,6078\omega \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) \right\} \quad (3.14)$$

burada $c_{p,a}$ havanın özgül ısısını, $c_{p,v}$ su buharının özgül ısısını, R_g ideal gaz sabitini ve ω özgül nemi göstermektedir.

Termostatik genişleme valfinde oluşan ekserji yıkımı basınç düşmesinden meydana gelmektedir. Termostatik genişleme valfinin adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, yok edilen ekserji aşağıdaki denklemden bulunabilir;

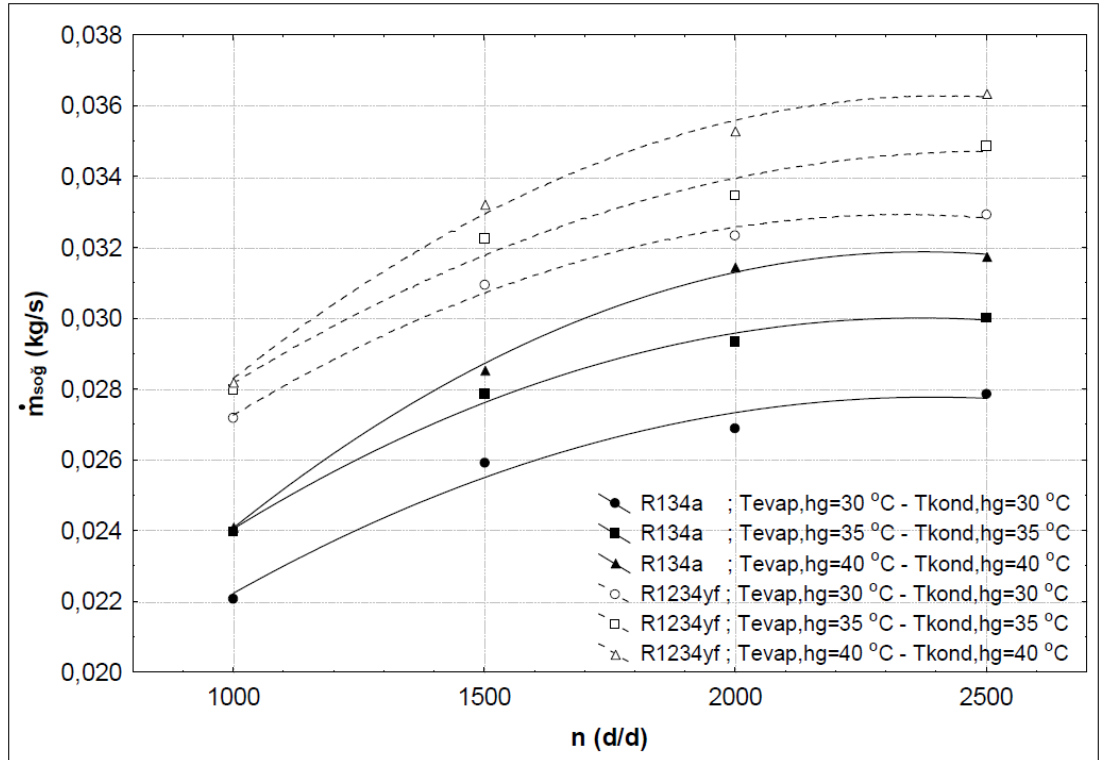
$$\dot{E}x_{d,TXV} = \dot{m}_{soğ}(\Psi_{TXV,g} - \Psi_{TXV,ç}) \quad (3.15)$$

Sistemde yok edilen toplam ekserji, tüm bileşenlerde yok edilen ekserjilerin toplanmasıyla aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$\dot{E}x_{d,toplam} = \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d,TXV} \quad (3.16)$$

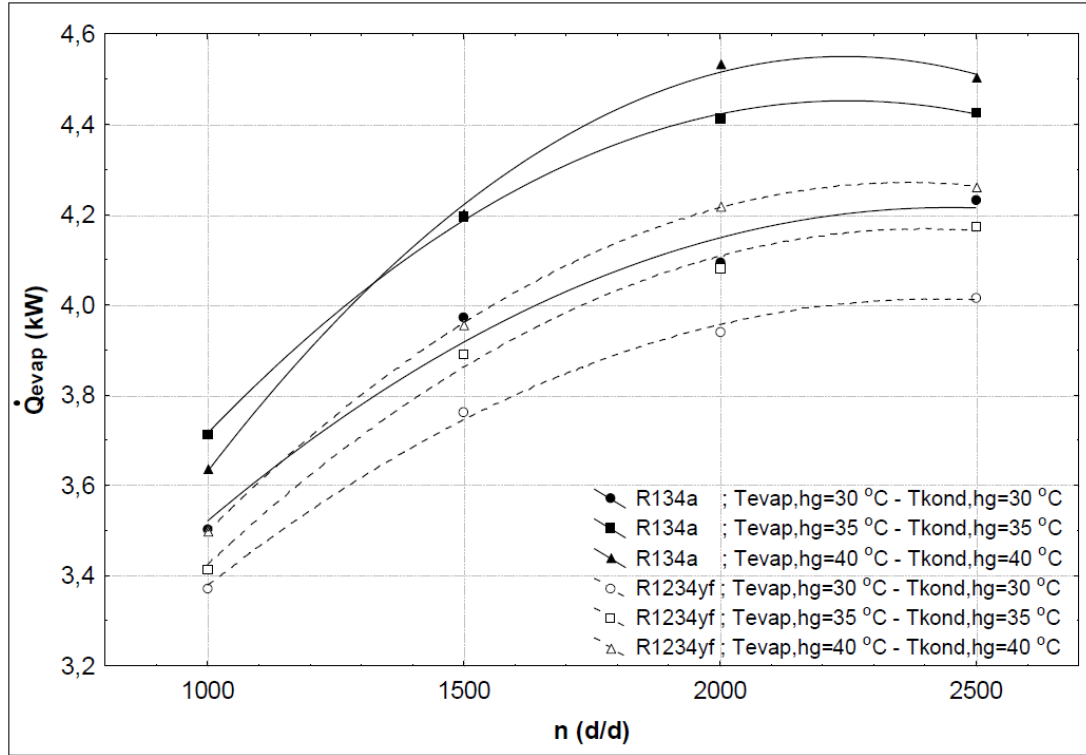
3.3. Deneysel Sistemin Soğutma Modunda Çalışma Durumu İçin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

Deneysel taşıt iklimlendirme sistemi ile R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen veriler ve Bölüm 3.2'de ifade edilen bağıntılar kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Her iki akışkan için elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak Şekil 3.3–3.17 arasında sunulmuştur.



Şekil 3.3. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızına göre değişimi

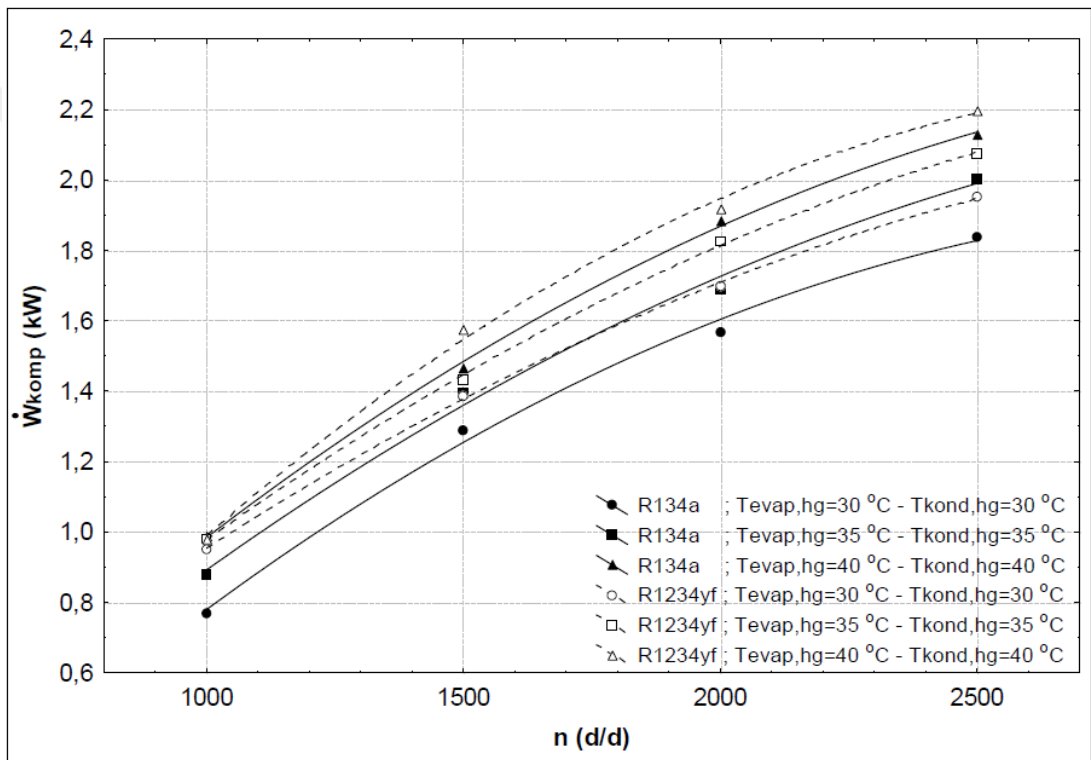
Şekil 3.3, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumundaki soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumundaki soğutucu akışkan kütleli debisi R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %19,43–23,07; 15,68–%16,82 ve %12,24–16,92 daha yüksektir. R1234yf akışkanı için daha yüksek kütleli debi değeri elde edilmesinin temel sebebi, daha yüksek gaz yoğunluğuna sahip olmasından kaynaklanmaktadır. Şekilden görüleceği üzere; her evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklık çiftinde, kompresör devri ve her iki ünite hava akımı giriş sıcaklıklarının artması sonucu soğutucu akışkan kütleli debisi artış göstermektedir.



Şekil 3.4. Soğutma kapasitesinin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.4, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumundaki soğutma kapasitesinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Kompresör hızının artışına bağlı olarak, her sıcaklık çifti için soğutma kapasitesinde artış gözlemlenmektedir. Evaporatör hava akımı giriş sıcaklıklarındaki her artış sonucunda, soğutucu akışkan ve hava akımı arasındaki sıcaklık farkı arttığından dolayı soğutma kapasitesinde artış meydana gelmektedir.

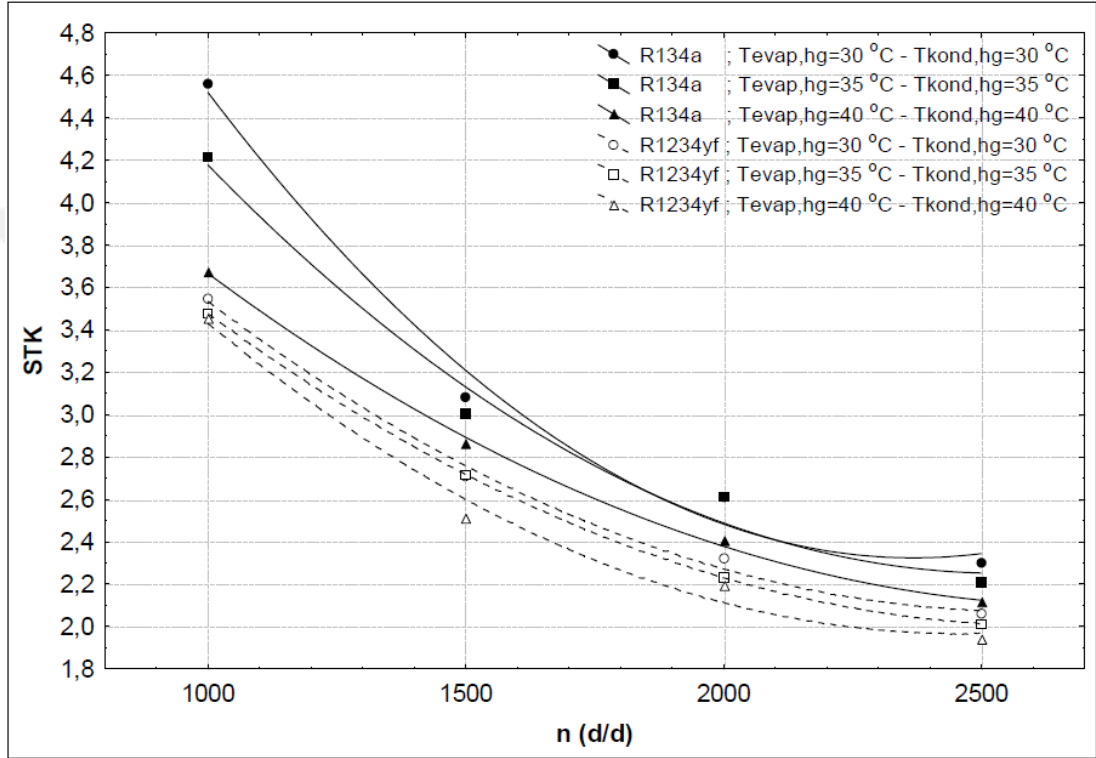
Diğer bir yandan, kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarındaki her artış, kondenserde meydana gelen ısı transferini kötüleştirerek soğutma kapasitesinin düşmesi yönünde etki göstermektedir. Fakat bu olumsuz etki, evaporatör hava akımı giriş sıcaklığındaki artıştan meydana gelen olumlu etki tarafından karşılanmaktadır. Sonuçta, her iki hava akımı giriş sıcaklığının beraber artması sonucu soğutma kapasitesi yükselmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda elde edilen soğutma kapasitesi R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %3,50–5,31, %4,89–7,66 ve %5,17–6,99 daha düşüktür.



Şekil 3.5. Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.5, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumundaki kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Kompresörde soğutucu akışkana verilen gücün, kompresör devri ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile yükseldiği görülmektedir. Kompresör hızının artmasından dolayı kompresörden geçen soğutucu akışkan debisi ve kompresördeki basınç oranı artmakta, bununla beraber kompresör gücü de artmaktadır. Ayrıca, evaporatöre giren hava akımı sıcaklığının artması evaporatör basıncının

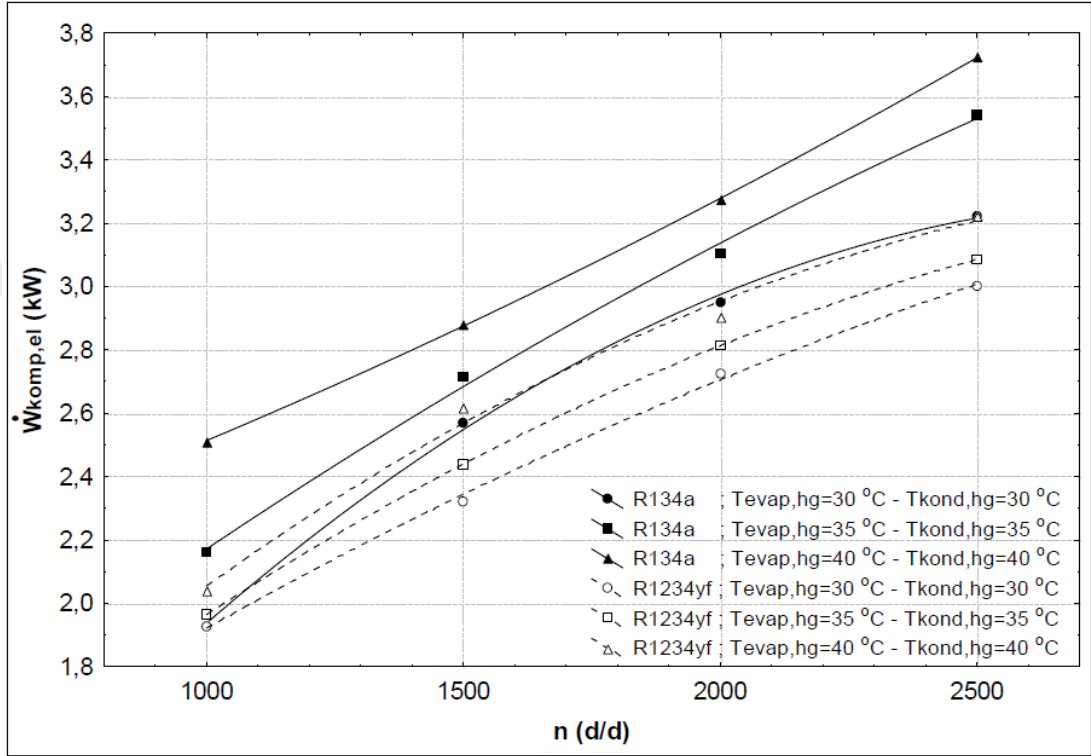
yükselmesine neden olsa da, kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması kondenser basıncını da yükseltmekte ve bunların bileşik etkisi olarak kompresör gücü artmaktadır. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresöre verilmesi gereken gücün R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %5,68–9.29; %2,82–8,30 ve %0,89–5,71 daha fazla olduğu elde edilmiştir.



Şekil 3.6. Soğutma tesir katsayısının kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.6, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumundaki soğutma tesir katsayısının kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Görüldüğü gibi, soğutma tesir katsayısının, kompresör devri ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile azaldığı saptanmıştır. Soğutma tesir katsayısı, Denklem (3.3)'de görüldüğü gibi soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır ve artan kompresör devriyle beraber kompresör gücündeki artışın soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük olmasından dolayı, soğutma tesir katsayısı kompresör devrinin artması ile azalmaktadır. Beraber artan evaporatör ve kondenser hava giriş sıcaklıkları ile birlikte soğutma kapasitesindeki artışın, kompresör gücündeki artıştan daha yavaş olmasından dolayı ortaya çıkan bileşke etki sebebiyle STK azalmaktadır.

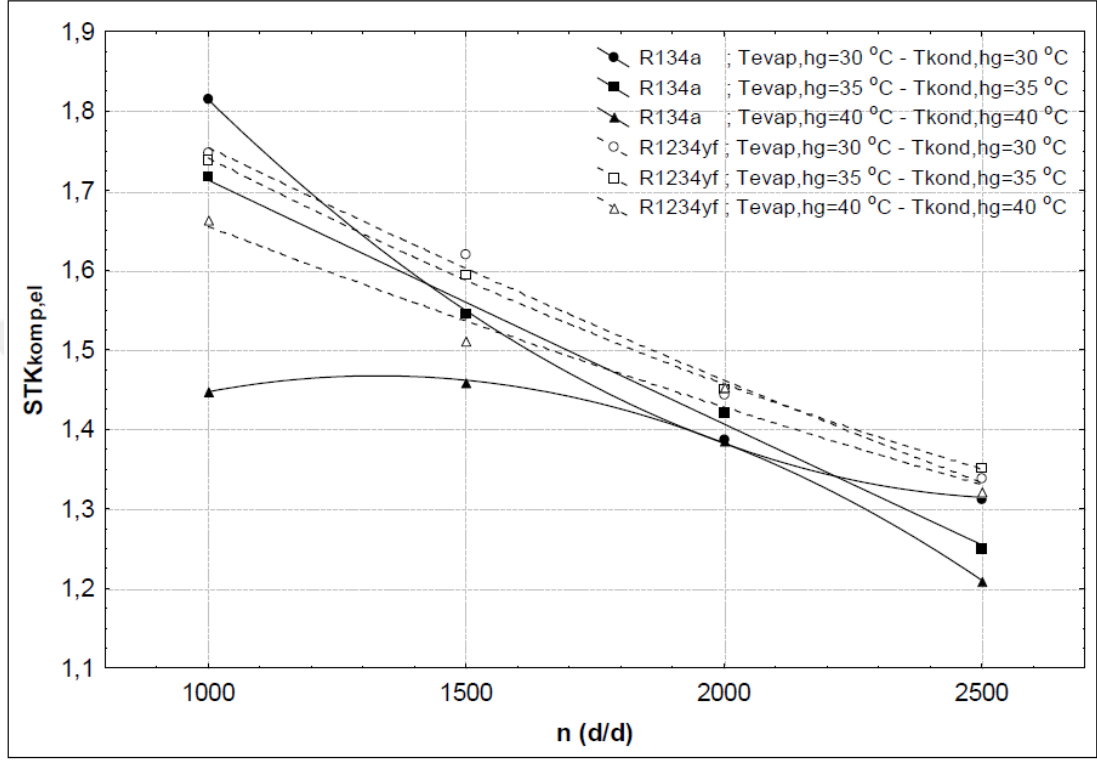
Bundan dolayı en düşük soğutma tesir katsayısı değeri, evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklık çiftinin 40–40 °C olması durumunda elde edilmiştir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumundaki soğutma tesir katsayısının R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla % 10,37–21,42; % 8,03–17,90 ve % 5,98–10,98 daha düşük olduğu elde edilmiştir.



Şekil 3.7. Kompresörün elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.7, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda kompresörün elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Kompresör devri ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile kompresörün soğutucu akışkana verdiği mekanik güç artmakta, buna paralel olarak kompresörün elektriksel güç ihtiyacı da artmaktadır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumunda R1234yf'ye göre daha yüksek kompresör çalışma sıcaklıkları ortaya çıkmaktadır. Kompresör gücünün hesaplanması sırasında kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilmektedir. Fakat pratikte kompresör adyabatik olarak çalışmadığından dolayı R134 kullanımında gerçekleşen ısı transferi R1234yf'ye göre daha fazla olmaktadır. Bu sebepten dolayı, Şekil 3.5'de gösterilen kompresörde soğutucu akışkana verilen mekanik güç grafiğinden farklı olarak, Şekil

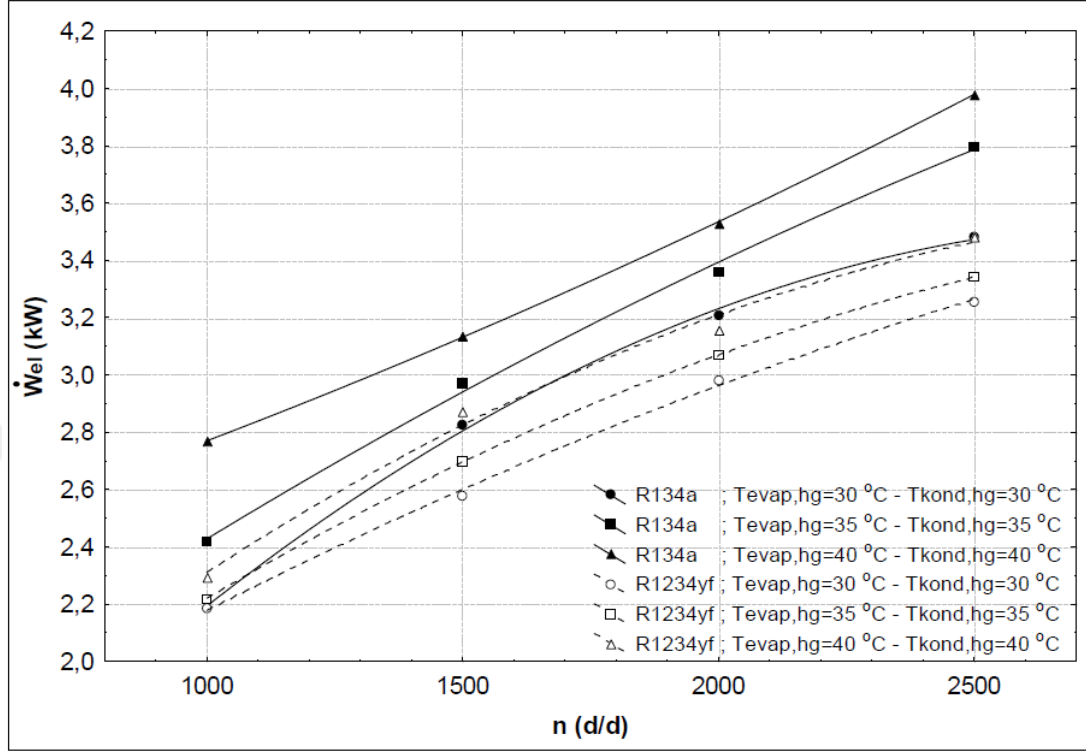
3.7'de R134a akışkanına ait eğriler R1234yf eğrilerin üzerinde çıkmaktadır. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresörün elektriksel güç tüketiminin R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %6,94–9,68; %9,37–12,85 ve %9,09–18,86 daha düşük olduğu elde edilmiştir.



Şekil 3.8. Kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.8, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı; daha önce Denklem (3.5)'de açıklandığı üzere, soğutma kapasitesinin kompresörün çektiği elektriksel güce oranıdır. Şekil 3.6'da belirtilen soğutma tesir katsayısı eğrilerine benzer şekilde, burada da kompresör çalışma hızının artmasıyla beraber kompresörün çektiği elektriksel güçteki artış, soğutma kapasitesindeki artıştan daha fazla olmaktadır. Böylece, artan kompresör çalışma hızı ile birlikte kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının düştüğü görülmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının R134a akışkanına göre;

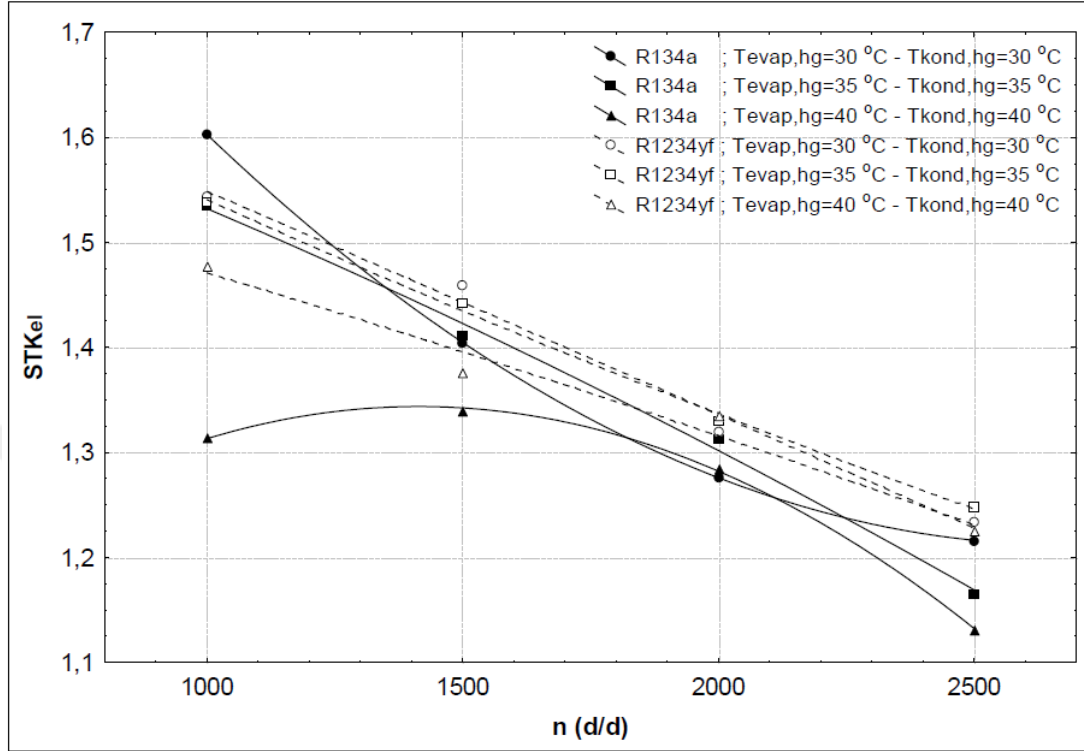
30-30°C, 35-35°C ve 40-40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla % 1,97–4,89; % 1,22–8,21 ve % 3,58–14,87 daha düşük olduğu elde edilmiştir.



Şekil 3.9. Sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına göre değişimi

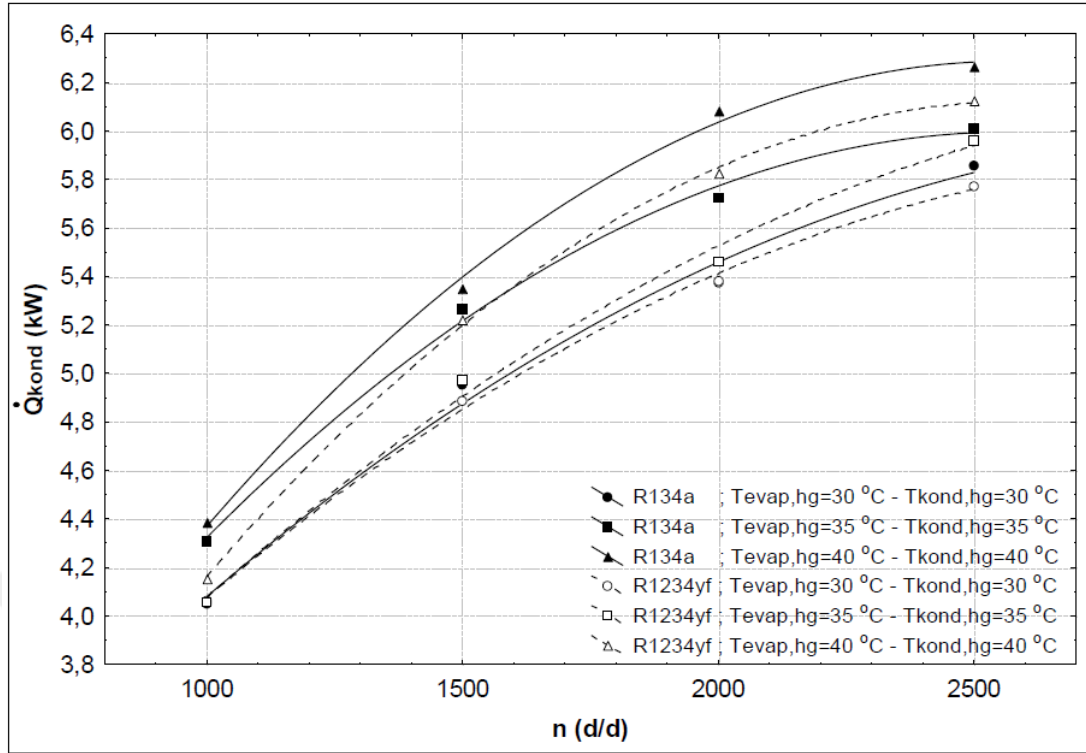
Şekil 3.9, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Denklem (3.6)'da açıklandığı üzere; sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketimi, kompresörün harcadığı elektriksel güç tüketimine kondenser ve evaporatör fanları, termostatik genişleme valfi ve elektromanyetik kavrama gibi bileşenlerin harcadığı elektriksel güç tüketiminin eklenmesi ile elde edilmektedir. Söz konusu bu bileşenler, gerçekleştirilen deneyler kapsamında sistemin her çalışma şartında toplamda yaklaşık olarak eşit miktarda güç (0,2565 kW) tükettiğinden, sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına göre değişimi eğrileri ile kompresörün elektriksel güç tüketiminin kompresör hızına göre değişimi eğrileri aynı trende sahiptirler. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketiminin R134a akışkanına

göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %6,43–8,80; %8,12–11,98 ve %8,34–17,12 daha düşük olduğu hesaplanmıştır.



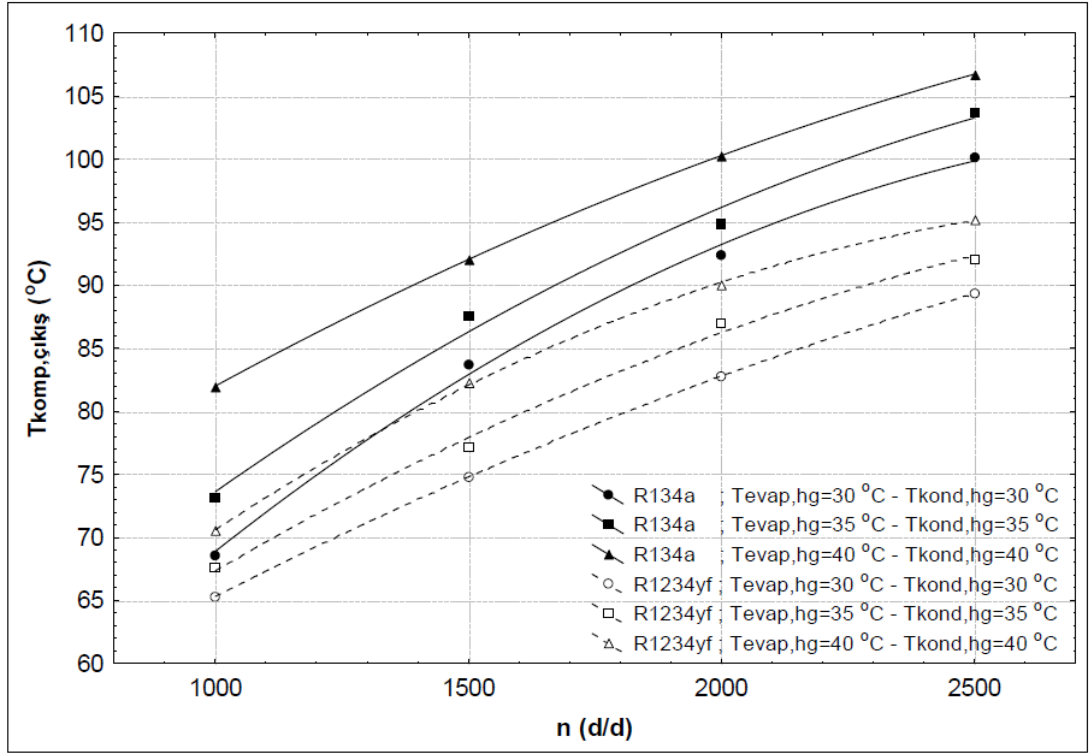
Şekil 3.10. Sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.10, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Şekil 3.8 eğrilerine benzer şekilde, burada da kompresör çalışma hızının artmasıyla beraber sistemin tüm bileşenlerinin çektiği toplam elektriksel güçteki artış, soğutma kapasitesindeki artıştan daha fazla olmaktadır. Böylece, artan kompresör çalışma hızı ile birlikte sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının düştüğü görülmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısının R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %1,42–3,88; %0,15–7,15 ve %2,74–12,46 daha düşük olduğu hesaplanmıştır.



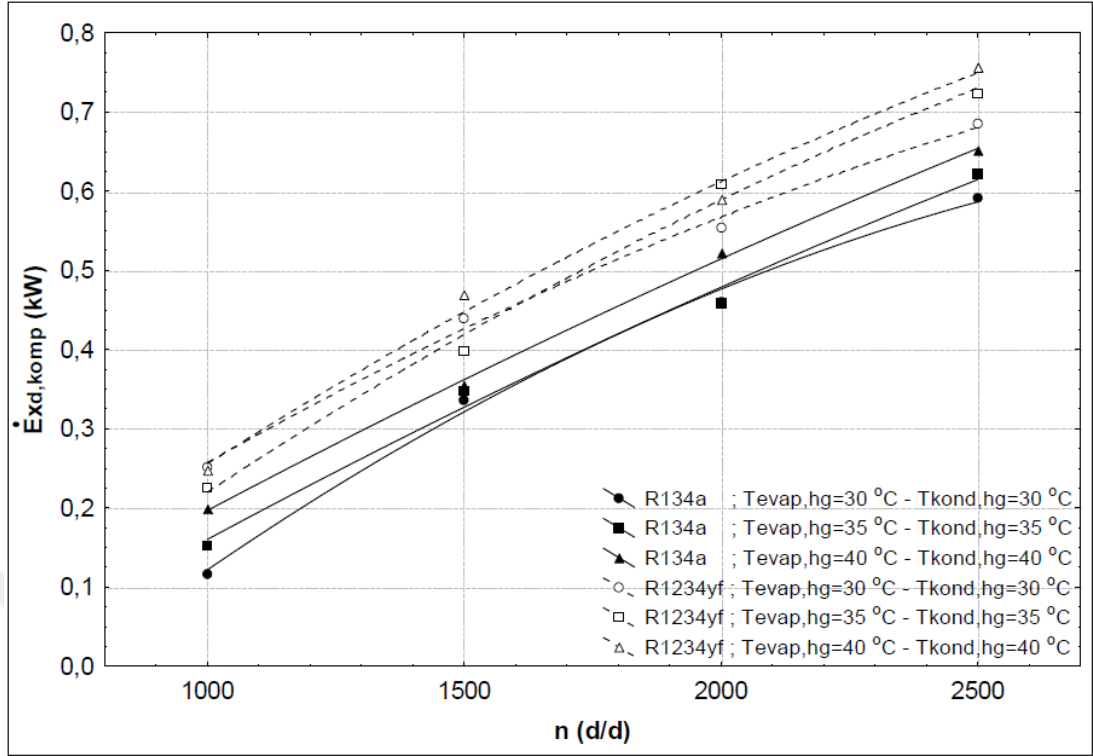
Şekil 3.11. Kondenserde atılan ısının kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.11, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda kondenserde atılan ısının kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Görüldüğü üzere, kompresör devri ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile kondenserde atılan ısı yükselmektedir. Kondenserde atılan ısı, soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün toplamından oluştuğundan dolayı, artan kompresör devriyle birlikte soğutma kapasitesinin ve kompresör gücünün de artması kondenserde atılan ısıyı yükseltmektedir. Benzer şekilde, evaporatör ve kondenserden geçen hava akımlarının sıcaklıklarının beraber artması, hem soğutma kapasitesinin hem de kompresör gücünün artmasına neden olduğundan, kondenserde atılan ısıyı yine yükseltmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kondenserden atılan ısının R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %0,51–1,62; %1,54–4,90, ve %1,39–5,24 daha düşük olduğu elde edilmiştir.



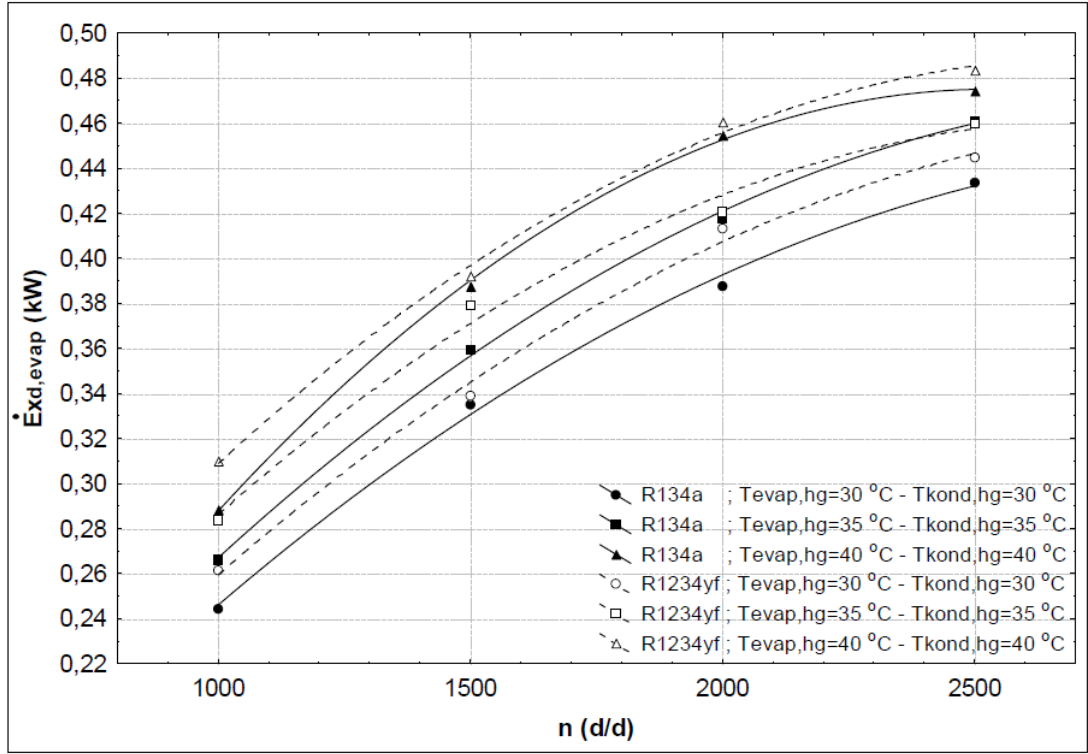
Şekil 3.12. Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.12, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığının kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Görüldüğü üzere, kompresör hızı ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması akışkanın kompresör çıkış sıcaklığını yükseltmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumundaki akışkanın kompresör çıkış sıcaklığının R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla 3,6–11,3°C; 5,5–11,9°C ve 10,4–11,7°C daha düşük olduğu hesaplanmıştır. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça kompresör yağı yağlayıcı özelliğini kaybetmeye başlamaktadır. Bunun yanı sıra, yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları aşırı yıpranmalara ve kompresör ömründe azalmaya neden olmaktadır. Sistemde R1234yf kullanılması durumunda kompresör ömrünün R134a'ya göre daha uzun olması beklenmektedir.



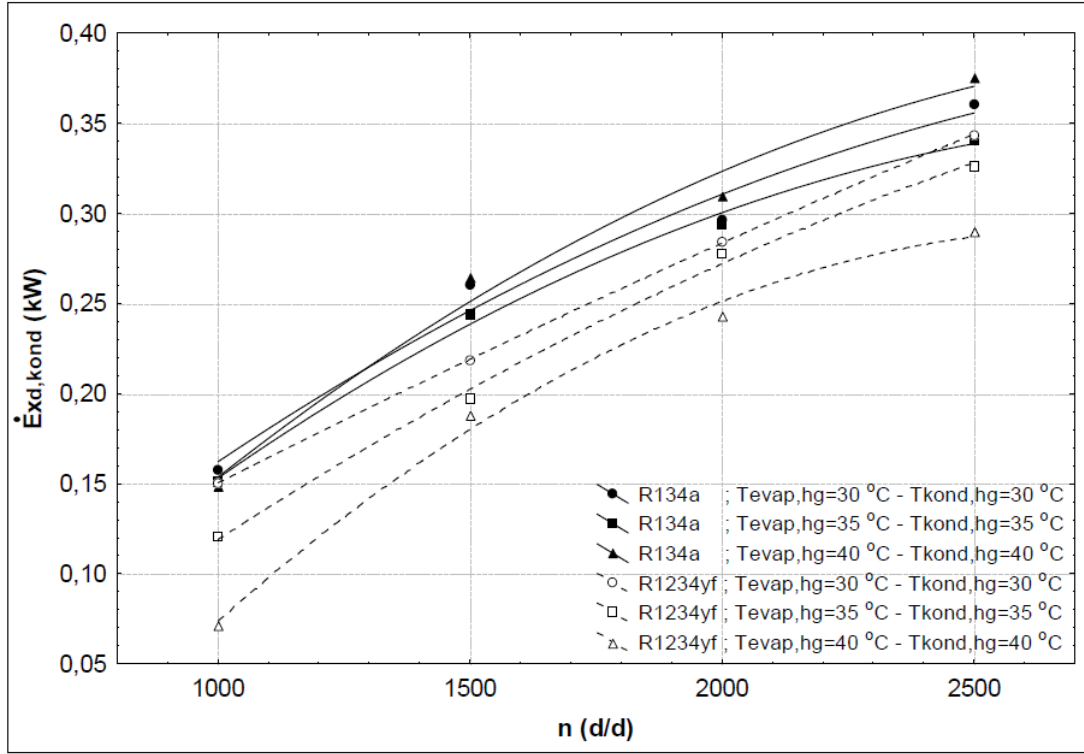
Şekil 3.13. Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.13, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, kompresörde yok edilen ekserji, kompresörün kendi bileşenleri arasındaki gerçekleşen ısı transferinden, soğutucu akışkan sürtünmesinden ve hareketli parçaların mekanik sürtünmesinden kaynaklanmaktadır. Her iki akışkan için de kompresörde yok edilen ekserji, evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının ve kompresör çalışma hızının artması ile beraber yükselmektedir. Kompresör hızının artması sistemdeki soğutucu akışkan debisini ve kondenser basıncını yükseltip evaporatör basıncını düşürerek de sistemin basınç oranını arttırmaktadır. Akışkan debisi ve basınç oranının artması, kompresörde yok edilen ekserjinin yükselmesine sebep olmaktadır. R1234yf kullanılması durumunda kompresörden geçen akışkan debisi daha fazla olduğundan dolayı, yok edilen ekserji de R134a kullanılması durumuna kıyasla daha yüksektir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresörde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %44,3; %29,3 ve %14,3 daha yüksek elde edilmiştir.



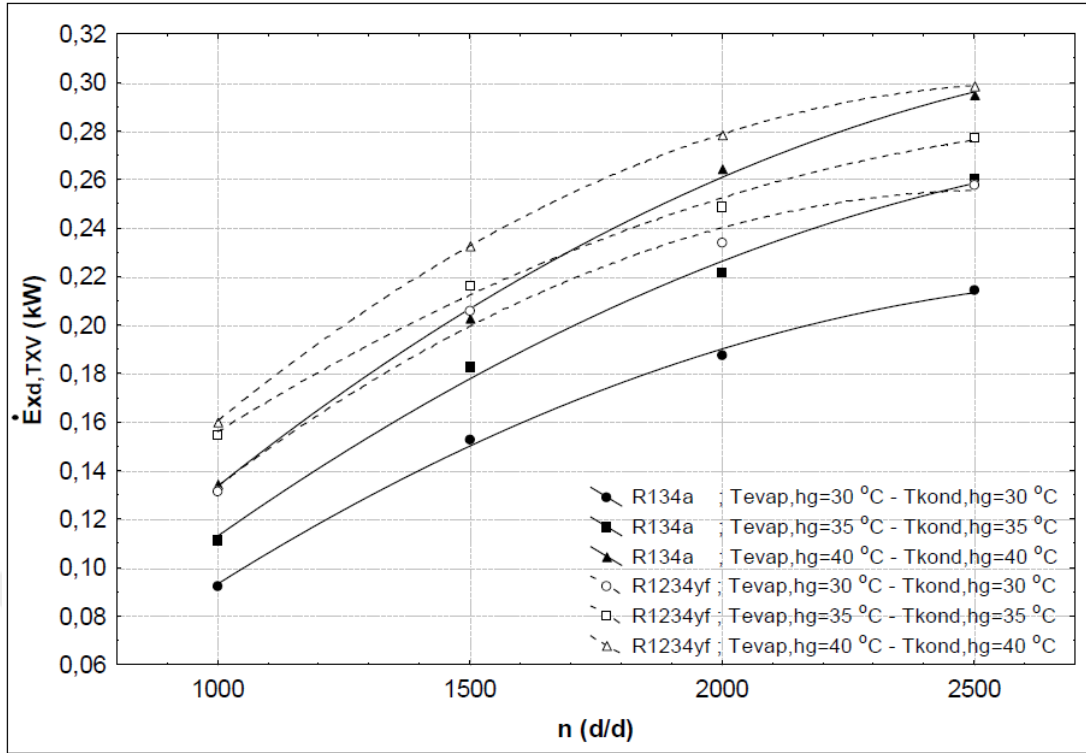
Şekil 3.14. Evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.14, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Evaporatörde basınç düşüşü olmadığı kabul edildiğinden, evaporatörden geçen hava akımı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkından dolayı ekserji yıkımı meydana gelmektedir. Kompresör çalışma hızı ve evaporatör ile kondenserden geçen hava akımı sıcaklıklarının artması, evaporatördeki akışkan ve hava akımı arasındaki ortalama sıcaklık farkını arttıracığından dolayı hem kompresör hızının hem de ünitelerden geçen hava akımı sıcaklıklarının artması, ekserjinin yükselmesi yönünde sonuç vermektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda evaporatörde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %4,28; %3,96 ve %2,99 daha yüksek elde edilmiştir.



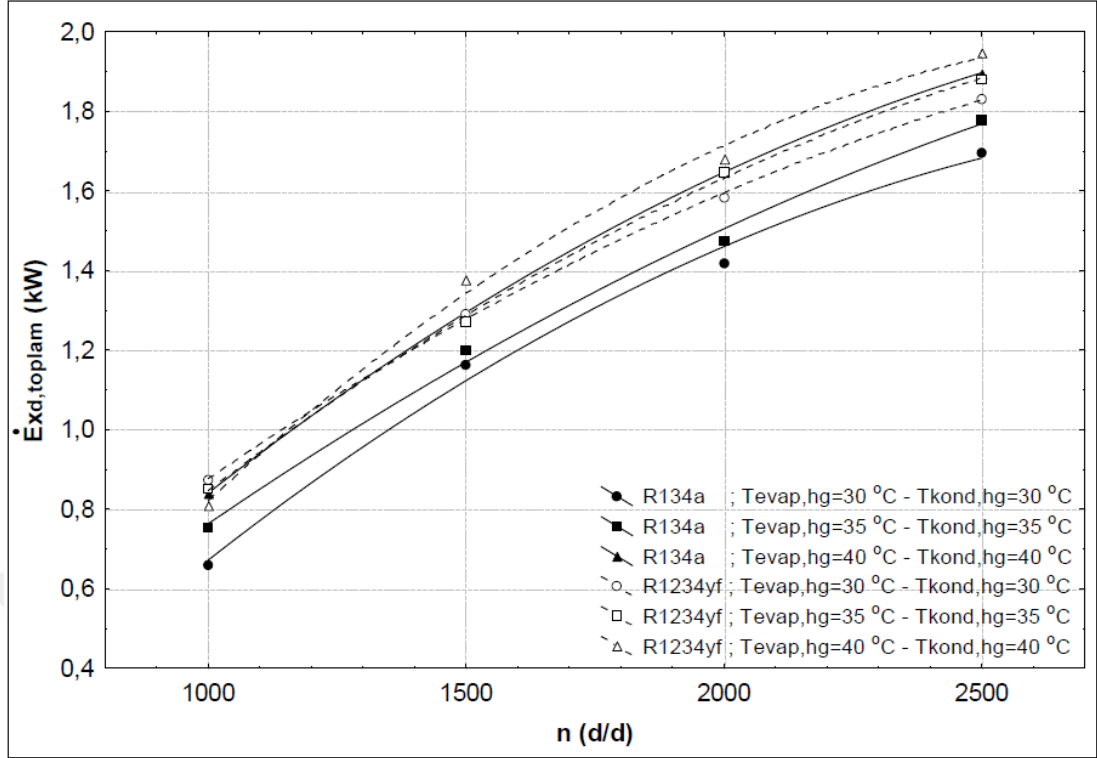
Şekil 3.15. Kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.15, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Kompresör hızının artmasıyla beraber soğutucu akışkan kütledebisi, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı arttığından dolayı, kondenserde yok edilen ekserji yükselmektedir. Bunun yanı sıra; R1234yf kullanılması durumunda R134a'ya oranla, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı daha düşük değerlerde meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak, R1234yf kullanımı esnasında kondenserde yoğuşmakta olan soğutucu akışkan ve hava akımı arasındaki ortalama sıcaklık farkı R134a'ya kıyasla daha düşük değerlerde açığa çıkmakta, böylece kondenserde yok edilen ekserji de R2134yf kullanımında daha düşük olmaktadır. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kondenserde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %7,26; %14,55 ve %31,37 daha düşük hesaplanmıştır. Sonuç olarak, kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkının azalmasına ve genellikle de kondenserde yok edilen ekserjinin düşmesine yol açmaktadır.



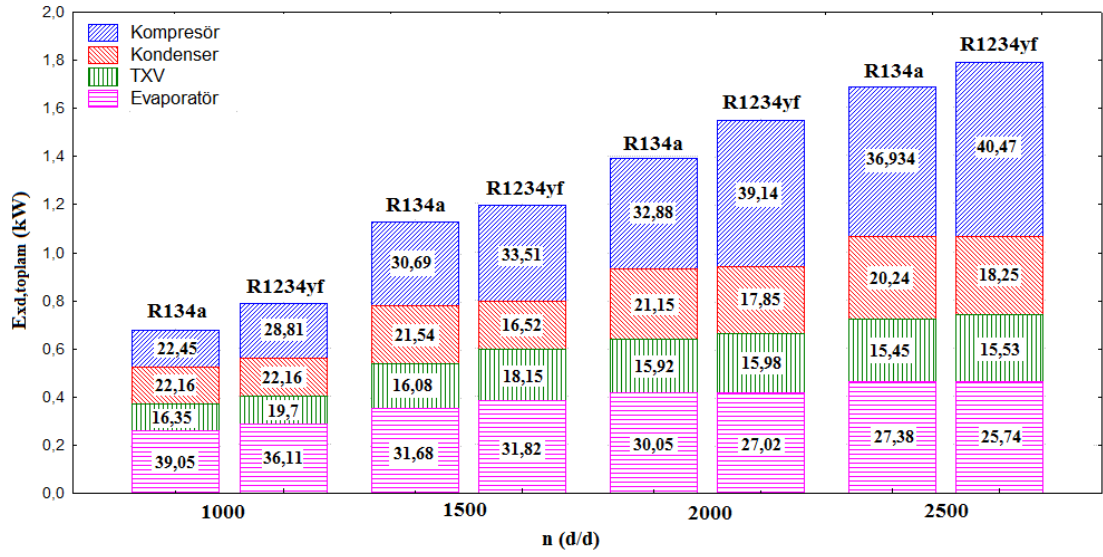
Şekil 3.16. Termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.16, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserjinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Termostatik genişleme valfinin adyabatik olarak çalıştığı kabul edildiğinden, ekserji yıkımına sebep olan etkenin valf boyunca genişmekte olan akışkanın sürtünmesi olduğu düşünülmektedir. Kompresör çalışma hızı ve ünitelere giren hava akımı giriş sıcaklıklarının artması, soğutucu akışkan debisi ve basınç oranını arttırdığından dolayı termostatik genişleme valfi boyunca yok edilen ekserji de yükselmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %35,5; %19,0 ve %7,1 daha yüksek elde edilmiştir. İki akışkan kullanımı durumunda termostatik genişleme valfinde yok edilen ekserji değerleri arasındaki fark, temel olarak akışkan kütleli debileri arasındaki farktan kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.17. Sistemde yok edilen toplam ekserjinin kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.17, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda sistemde yok edilen toplam ekserjinin kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Görüldüğü üzere; sistemde yok edilen toplam ekserji, Şekil 3.13–3.16 arasında açıklanan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji sonuçlarına paralel olarak, kompresör hızı ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla beraber yükselmektedir. Sistemde yok edilen toplam ekserji R1234yf akışkanı kullanılması durumunda R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %1,39; %8,82 ve %15,24 daha yüksek elde edilmiştir. Sistemde R1234yf kullanımında yok edilen toplam ekserjinin R134a'ya göre daha fazla olması sonucu, daha önce Şekil 3.6'da incelenen her iki akışkan için soğutma tesir katsayısı değerleri arasındaki oluşan farkı açıklamaktadır. Diğer bir deyişle; R1234yf kullanımında, sistemin sahip olduğu enerji potansiyelinin kullanılabilirliği olan ekserjinin yıkımı R134a'ya oranla daha fazla, sistemin enerji etkenliğinin bir göstergesi olan soğutma tesir katsayısı ise daha düşük elde edilmektedir.



Şekil 3.18. Evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının 35–35°C olması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjilerin yüzdelik dağılımlarının kompresör hızına göre değişimi

Şekil 3.18, evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının 35–35°C olması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjilerin yüzdelik dağılımlarının kompresör hızına bağlı değişimini göstermektedir. Sistemin R1234yf ile çalışması durumunda; düşük kompresör hızlarında gerçekleşen yok edilen ekserji miktarlarının çoktan aza doğru sıralaması evaporatör, kompresör, kondenser ve termostatik genişleme valfinde iken, yüksek kompresör çalışma hızlarında ise kompresörde yok edilen ekserji miktarı diğer bileşenlerdeki yok edilen ekserjilerden daha fazla olmaktadır. Diğer bir taraftan, sistemin R134a ile çalışması durumunda da benzer şekilde düşük kompresör çalışma hızlarındaki yok edilen ekserjiler çoktan aza doğru sırasıyla evaporatör, kompresör, kondenser ve termostatik genişleme valfinde ortaya çıkarken, yüksek kompresör çalışma hızlarında kompresörde yok edilen ekserji miktarı diğer bileşenlerdeki yok edilen ekserjilere oranla daha fazla olmaktadır.

Taşıt iklimlendirme sistemlerinin en önemli ve geliştirilmeye açık bileşenleri olan ısı değiştiricilerde (evaporatör ile kondenser) önemli miktarlarda ekserji yok edilmektedir. Taşıt iklimlendirme sistemlerinin enerjik performanslarını arttırabilmek amacıyla, başta evaporatör olmak üzere ısı değiştiriciler üzerine gerçekleştirilen çalışmalara yoğunlaşılması gerekmektedir. Örneğin, daha büyük ısı transfer yüzey alanlarına ve yüksek hava debisine sahip ısı değiştiriciler dizayn edilebilir.

Sistemde yok edilen ekserji miktarı, sistemin enerji etkenliğinin bir göstergesi olan soğutma tesir katsayısı ile doğrudan bağlantılıdır ve yok edilen ekserjilerde yapılabilecek her bir azaltma, sistemin soğutma tesir kasayısını arttıracaktır.



4. SİSTEMİN PERFORMANS PARAMETRELERİ İÇİN AMPİRİK DENKLEMLERİN GELİŞTİRİLMESİ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin evaporatör ve kondenser kapasiteleri ile kompresör gücü için Stoecker (1982) tarafından aşağıdaki denklemler önerilmektedir;

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = c_1 + c_2 t_e + c_3 t_e^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_e t_c + c_7 t_e^2 t_c + c_8 t_e t_c^2 + c_9 t_e^2 t_c^2 \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = d_1 + d_2 t_e + d_3 t_e^2 + d_4 t_c + d_5 t_c^2 + d_6 t_e t_c + d_7 t_e^2 t_c + d_8 t_e t_c^2 + d_9 t_e^2 t_c^2 \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{W}_{\text{komp}} \quad (4.3)$$

burada t_e ve t_c sırasıyla buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları olup c_i ve d_i ise katsayıları göstermektedir.

Yukarıdaki denklemler, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının giriş parametreleri olarak kabul edildiği durumlarda kullanılabilir. Söz konusu deneysel taşıt iklimlendirme sisteminde ise giriş parametreleri olarak kompresör devri, evaporatör ve kondenser girişlerindeki hava akımının sıcaklıkları ile buharlaştırıcı girişindeki hava izafi nemi seçilmelidir. Yapılan deneysel çalışmalarda, hava akımlarının hızları değiştirilmediği için giriş parametresi olarak seçilmemiştir. Diğer giriş parametrelerini kapsayacak şekilde, evaporatör soğutma kapasitesi, evaporatör çıkışındaki havanın sıcaklığı, kondenserde atılan ısı, kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç, kompresör çıkış sıcaklığı ve AAC sisteminde yok edilen toplam ekserji gibi herhangi bir çıkış parametresini belirlemek için iki farklı ampirik bağıntı geliştirilmiş olup, bunların genel hali aşağıdaki gibidir;

$$F_1 = c_1 + c_2 T_{\text{evap,hg}} + c_3 T_{\text{kond,hg}} + c_4 T_{\text{evap,hg}} T_{\text{kond,hg}} + c_5 T_{\text{evap,hg}}^2 + c_6 T_{\text{kond,hg}}^2 + c_7 T_{\text{evap,hg}}^2 T_{\text{kond,hg}}^2 + c_8 \Phi_{\text{evap,hg}} + c_9 \Phi_{\text{evap,hg}}^2 \quad (4.4)$$

$$F_2 = k_1 + k_2 T_{\text{evap,hg}} + k_3 T_{\text{kond,hg}} + k_4 \Phi_{\text{evap,hg}} + k_5 T_{\text{evap,hg}}^2 + k_6 T_{\text{kond,hg}}^2 + k_7 \Phi_{\text{evap,hg}}^2 + k_8 T_{\text{evap,hg}} T_{\text{kond,hg}} \Phi_{\text{evap,hg}} + k_9 T_{\text{evap,hg}}^2 T_{\text{kond,hg}}^2 \Phi_{\text{evap,hg}}^2 \quad (4.5)$$

burada c_i ve k_i sabit katsayıları, $\Phi_{\text{evap,hg}}$ ise evaporatör girişindeki hava akımının bağıl nemini göstermekte iken, F_1 ve F_2 ise herhangi bir çıkış parametresini göstermektedir. Bu ampirik bağıntılardaki c_i ve k_i katsayıları her bir kompresör devri için ayrı olarak hesaplanmıştır.

Deneysel olarak kullanılan R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının her biri için yukarıda bahsedilen altı performans parametresinin her biri ayrı olarak hesaplanmıştır. Ampirik bağıntıların en iyi sonucu veren katsayılarının belirlenmesi aşamasında, her akışkanın her bir kompresör devrinde on farklı sıcaklık kombinasyonundan bir tanesi sırası ile dışarıda tutulmuş ve geri kalan 9 sıcaklık kombinasyonu kullanılarak ilgili ampirik bağıntıların kökleri elde edilmiştir. Her devir için deneysel performans sonuçlarına en yakın tahmin sonuçları veren sıcaklık kombinasyonu belirlenerek deneysel sonuçlarla karşılaştırma için bu kombinasyondaki performans parametre değerleri kullanılmıştır. Sonuç olarak; her bir performans parametresi için 4 farklı devir ve 2 farklı akışkanı kapsayacak şekilde 8'er adet F_1 ve F_2 bağıntısı olmak üzere toplamda 16 adet ampirik bağıntı geliştirilmiştir. STK tahminleri ise, geliştirilen ampirik bağıntılardan elde edilen evaporatör soğutma kapasitesinin kompresörde soğutucu akışkana verilen güce oranlanmasıyla elde edilmiştir.

4.1. Ampirik Denklemlerle Bulunan Sonuçların İstatistiksel Performansı

F_1 ve F_2 ampirik bağıntıları ile elde edilen çıkış parametrelerinin, deneysel yolla elde edilen performans parametrelerine yakınlığını anlayabilmek amacıyla üç farklı istatistiksel performans parametresi kullanılmıştır.

Ortalama izafi hata, deneysel değerler ile tahmin değerleri arasındaki ortalama yüzdesel farkı göstermekte olup aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır;

$$\text{MRE}(\%) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| 100 \frac{(a_i - p_i)}{a_i} \right| \quad (4.6)$$

Karelerin karekökü türünden ortalama hata, gerçek değerler ile tahmin edilen değerler arasındaki farkların kareleri toplamının tahmin değeri sayısına bölümünün karekökü olup aşağıdaki denklemden bulunabilir;

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (a_i - p_i)^2} \quad (4.7)$$

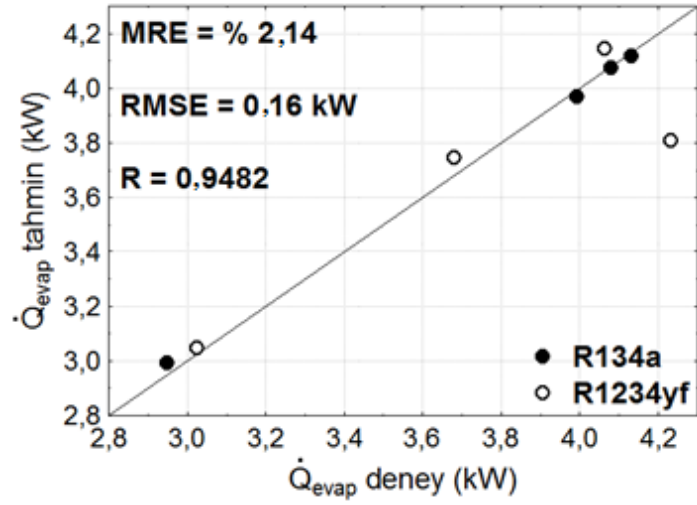
Korelasyon katsayısı ise, değişkenler arasındaki ilişkiyi göstermek için kullanılan istatistiksel bir performans kriteridir. Deneyler sonucu elde edilen veriler ve tahmin verileri arasındaki bu katsayı, aşağıdaki denklemden hesaplanmaktadır (Holman, 2012);

$$R = \frac{N \sum a_i p_i - (\sum a_i) (\sum p_i)}{[\sum a_i^2 - (\sum a_i)^2]^{1/2} [\sum p_i^2 - (\sum p_i)^2]^{1/2}} \quad (4.8)$$

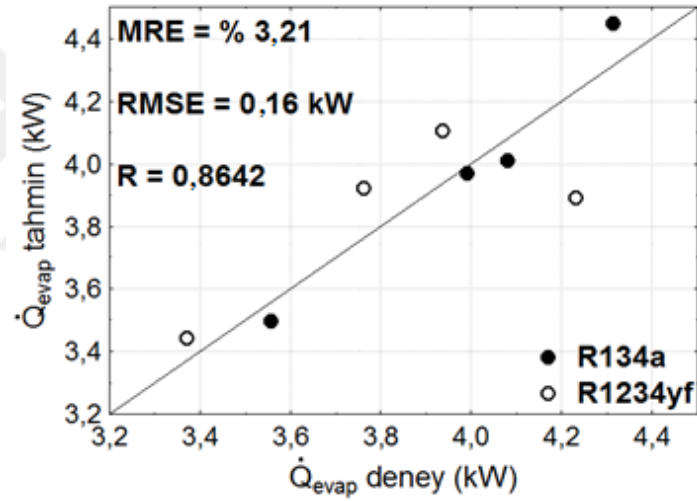
burada her üç istatistiksel analiz yöntemi bağıntısında yer alan a_i deneyler sonucu elde edilen değerleri, p_i ampirik bağıntılar kullanılarak elde edilen tahmin değerlerini, N ise tahmin edilen toplam veri sayısını ifade etmektedir.

4.2. Ampirik ve Deneysel Yolla Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılması

F_1 ve F_2 ampirik bağıntıları ile elde edilen performans parametreleri deneysel performans parametreleri karşılaştırılmış ve sonuçlar grafikler halinde Şekil 4.1–4.7 arasında sunulmuştur. Karşılaştırma sonuçlarının daha iyi gösterilebilmesi amacıyla, grafikler üzerine kusursuz tahmin çizgisi (grafiklerin ortasındaki çapraz çizgi) ve Denklem (4.6)–(4.8) bağıntıları kullanılarak elde edilen istatistiksel performans parametreleri eklenmiştir.

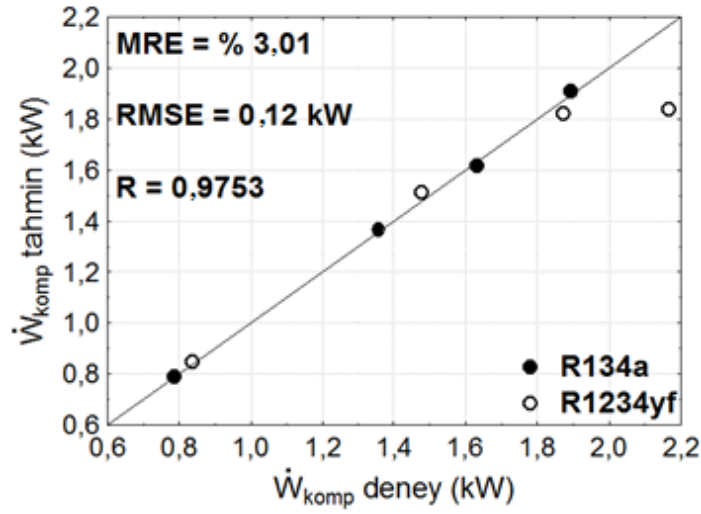


Şekil 4.1. Soğutma kapasitesi için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

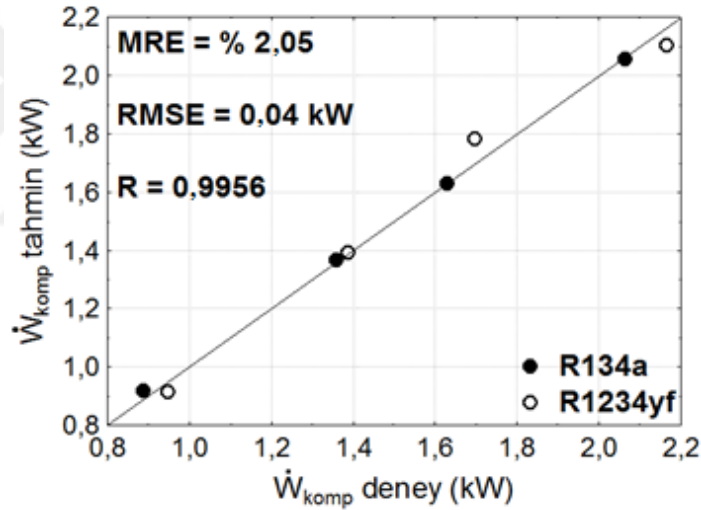


Şekil 4.2. Soğutma kapasitesi için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

Şekil 4.1–4.2'de, sistemin soğutma kapasitesinin deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için karşılaştırılmıştır. F_1 bağıntısı ile elde edilen tahminler, F_2 bağıntısı ile elde edilen tahminlere oranla deneysel verilere daha yakın sonuçlar vermektedir. Ayrıca her iki bağıntının da, sistemde R134a akışkanı kullanılması durumunda daha iyi sonuçlar verdiği anlaşılmaktadır.



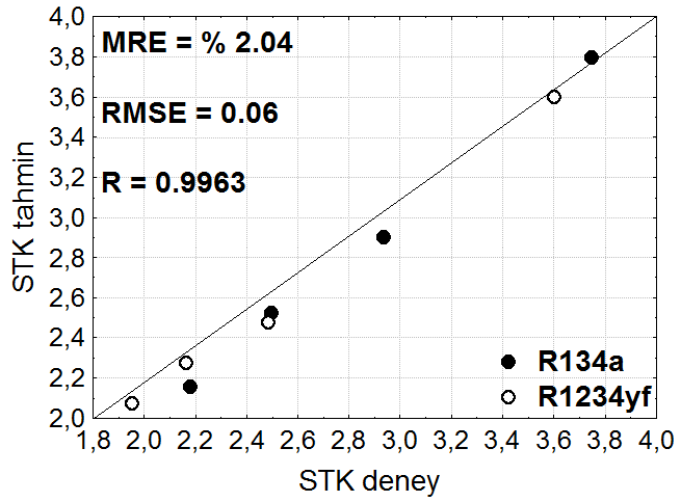
Şekil 4.3. Kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları



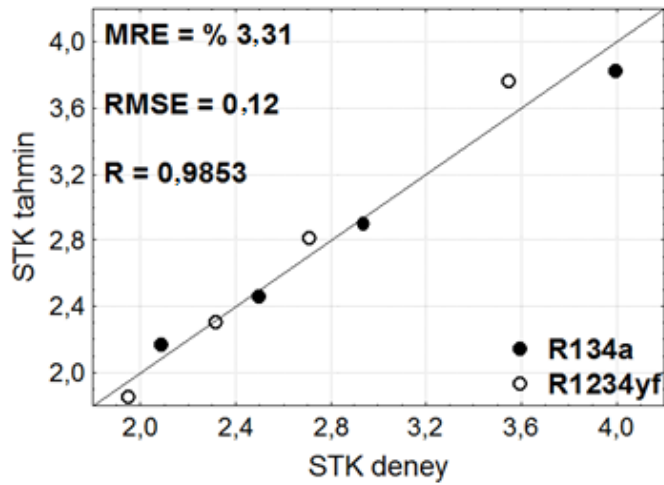
Şekil 4.4. Kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

Şekil 4.3–4.4'de, kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen gücün deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için karşılaştırılmıştır. F_2 bağıntısı ile elde edilen \dot{W}_{komp} değerleri sahip olduğu daha yüksek korelasyon katsayısı ve daha düşük MRE ve RMSE değerleri ile daha iyi bir istatistiksel performans göstermektedir. Bunun yanı sıra, her iki ampirik bağıntının da sistemde R134a soğutucu akışkanı kullanılması durumunda daha düzgün tahminler yaptığı görülebilmektedir.

Şekil 4.5–4.6'da, soğutma tesir katsayısının deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için karşılaştırılmıştır. Burada STK tahmin verilerinin direkt olarak F_1 ve F_2 bağıntılarından değil, geliştirilen ampirik bağıntılardan elde edilen evaporatör soğutma kapasitesinin kompresörde soğutucu akışkana verilen güce oranlanmasıyla elde edildiği dikkate alınmalıdır. Görüldüğü üzere F_1 bağıntısı ile elde edilen tahminler, F_2 bağıntısı ile elde edilen sonuçlara oranla deneysel verilere daha yakındır. F_1 ve F_2 bağıntılarının her ikisi de, çevrimde R134a veya R1234yf akışkanlarından herhangi birinin kullanılması durumu için yaklaşık olarak aynı doğrulukta deneysel verilere yaklaşmaktadır.

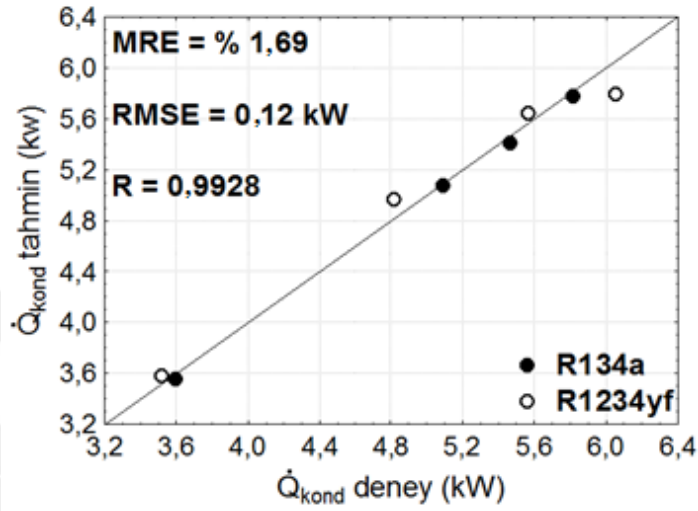


Şekil 4.5. Soğutma tesir katsayısı için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

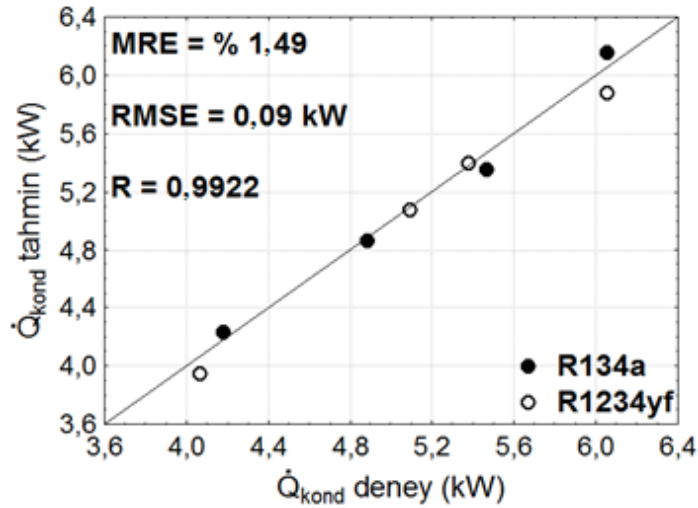


Şekil 4.6. Soğutma tesir katsayısı için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

Şekil 4.7–4.8'de, kondenserde atılan ısının deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için karşılaştırılmıştır. Her iki korelasyonun verdiği tahmin verileri yaklaşık olarak aynı korelasyon katsayını değerlerine sahipken, F₂ korelasyonu daha düşük MRE ve RMSE değerleri ile nispeten daha iyi sonuçlar vermektedir.



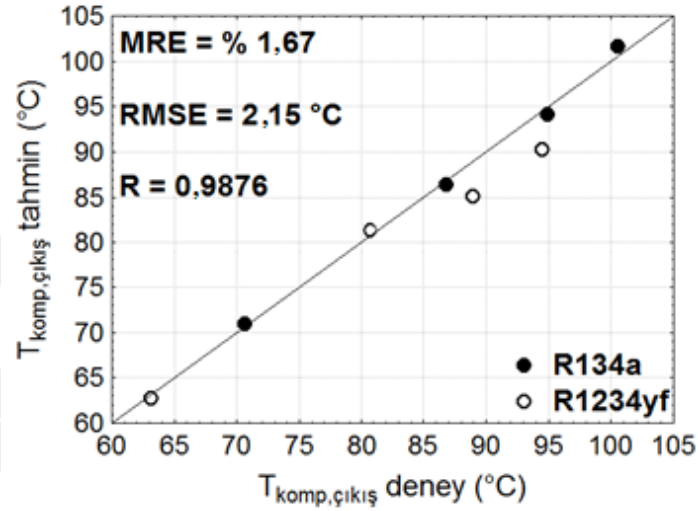
Şekil 4.7. Kondenserde atılan ısı için F₁ ampirik bağıntısının tahmin sonuçları



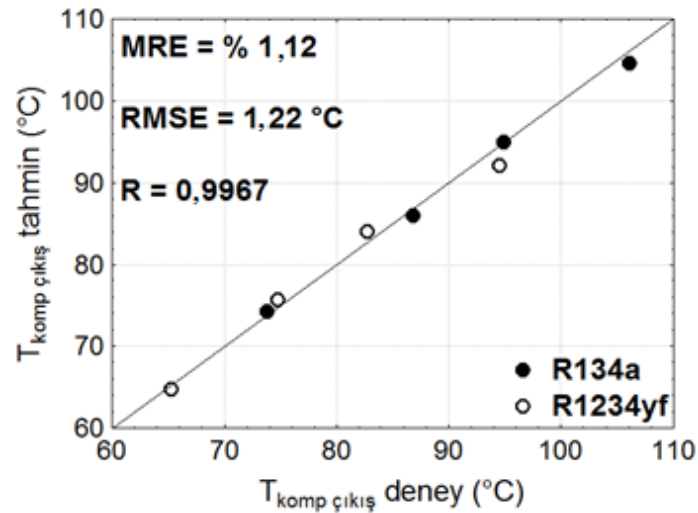
Şekil 4.8. Kondenserde atılan ısı için F₂ ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

Kompresör çıkış sıcaklığı, iklimlendirme sistemlerinin diğer performans parametreleri kadar önemli görülmesine de kompresör ömrü açısından takip edilmesi gereken bir parametredir. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça kompresör yağı

yağlayıcı özelliğini kaybetmeye başlamaktadır. Yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları aşırı yıpranmalara ve kompresör ömründe azalmaya neden olmaktadır. Şekil 4.9–4.10'da, kompresör çıkış sıcaklığının deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için karşılaştırılmıştır. Görüleceği üzere, F₂ tahmin sonuçları 0,9967 korelasyon katsayısı, %1,12 MRE ve 1,22 °C RMSE değerleri ile daha iyi bir istatistiksel performans göstermektedir.



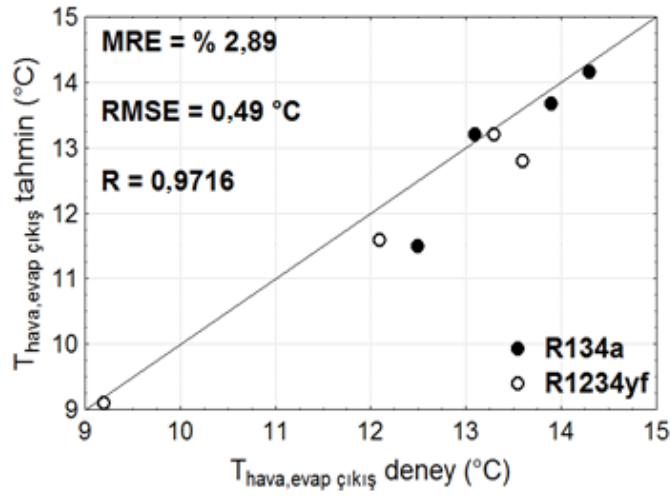
Şekil 4.9. Kompresör çıkış sıcaklığı için F₁ ampirik bağıntısının tahmin sonuçları



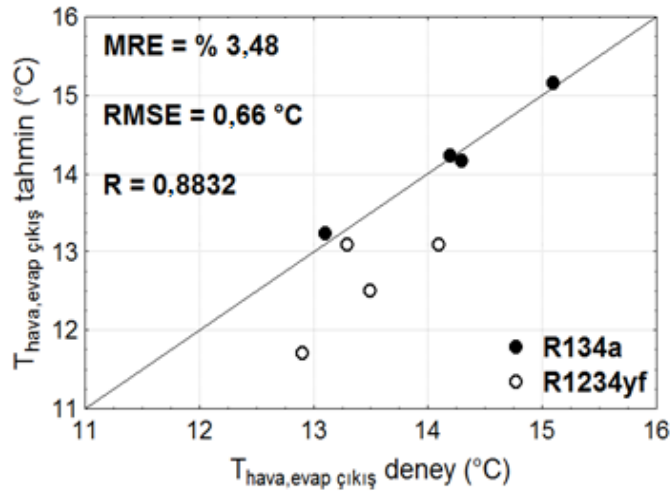
Şekil 4.10. Kompresör çıkış sıcaklığı için F₂ ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

Bir iklimlendirme sisteminin önemli performans parametrelerinden bir diğeri de evaporatör çıkışındaki havanın sıcaklığıdır. Şekil 4.11–4.12'de, evaporatör

çıkışındaki havanın sıcaklığının deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere F_1 korelasyonu kullanılarak elde edilen evaporatör çıkışındaki havanın sıcaklığı değerleri 0,9716 korelasyon katsayısı, %2,89 MRE ve 0,49 °C RMSE değerleri ile daha iyi bir istatistiksel performans göstermektedir. Buna karşılık, F_2 korelasyonu da 0,8823 korelasyon katsayısı, %3,48 MRE ve 0,66 °C RMSE değerleri ile yeterli doğruluk düzeyinde tahmin sonuçları verebilmektedir.



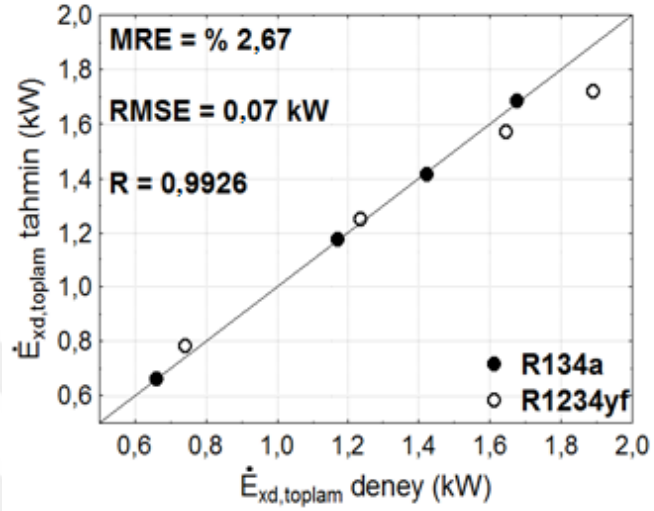
Şekil 4.11. Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları



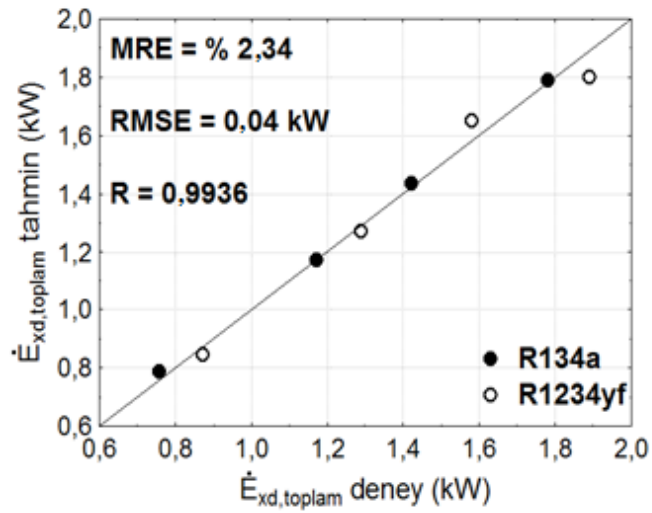
Şekil 4.12. Evaporatör çıkışındaki hava sıcaklığı için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

Şekil 4.13–4.14'de, sistemde yok edilen toplam ekserjinin deneysel ve ampirik bağıntılar sonucu elde edilen tahmin değerleri, her iki soğutucu akışkan için

karşılaştırılmıştır. Her iki korelasyon tahminleri de özellikle sistemde R134a kullanılması durumunda yüksek istatistiksel performans değerlerine sahipken, F_2 korelasyonu sistemde yok edilen toplam ekserji tahmininde nispeten daha iyi sonuçlar vermektedir.



Şekil 4.13. AAC sisteminde yok edilen toplam ekserji için F_1 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları



Şekil 4.14. AAC sisteminde yok edilen toplam ekserji için F_2 ampirik bağıntısının tahmin sonuçları

5. KONDENSERDE ISI TRANSFERİNİN MODELLENMESİ

Taşıt iklimlendirme sistemine ait paralel akışlı mikro kanallı panjurlu kanat kondenserin ısı transfer modellemesi yapılırken etkenlik-NTU metodu kullanılmıştır. Isı değiştircilerin analizini geniş ölçüde basitleştiren bu yöntem ilk olarak Kays ve London tarafından 1955 yılında ortaya çıkartılmıştır ve ısı transfer etkenliği (ϵ) olarak adlandırılan boyutsuz bir parametreye dayanmaktadır (Cengel, 2003).

5.1. Etkenlik Yönteminin Kondensere Uygulanması

Etkenlik; kondenserde gerçekleşen asıl ısı transferinin, gerçekleşebilecek maksimum ısı transferine oranıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir (Kays ve London, 1984);

$$\epsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{\max}} = \frac{\text{Gerçekleşen ısı transferi}}{\text{Gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi}} \quad (5.1)$$

Akışkanın tek faz durumunda olduğu kızgınlık atma ve aşırı soğuma bölgeleri için etkenlik ifadesi aşağıdaki bağıntı ile elde edilmektedir (Kays ve London, 1984);

$$\epsilon = 1 - \exp\{NTU^{0,22} \cdot [\exp(-C_R \cdot NTU^{0,78}) - 1] / C_R\} \quad (5.2)$$

burada C_R kapasite oranını ifade etmekte olan boyutsuz bir büyüklüktür ve;

$$C_R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\min(m_h c_{p,h}, m_{soğ} c_{p,soğ})}{\max(m_h c_{p,h}, m_{soğ} c_{p,soğ})} \quad (5.3)$$

olarak ifade edilmektedir.

Akışkanın iki faz durumunda olduğu yoğuşma bölgesi için ise etkenlik aşağıdaki bağıntı ile elde edilmektedir;

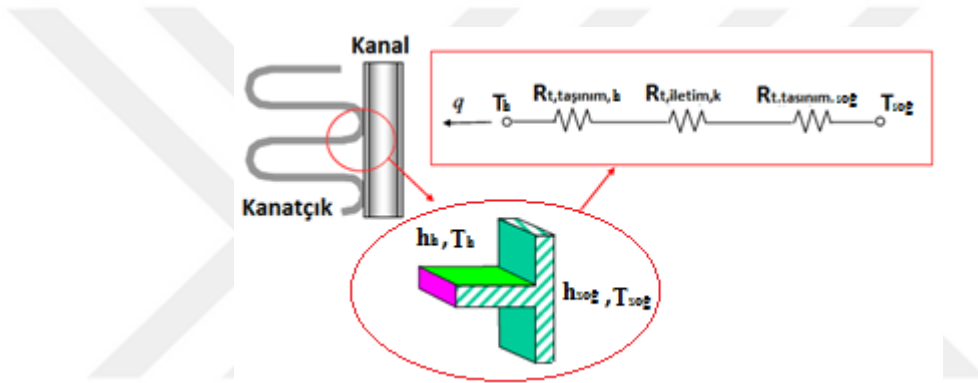
$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (5.4)$$

burada NTU (Number of Transfer Units) ile gösterilen geçiş birimi sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanan boyutsuz bir parametredir ve toplam ısı taşınım katsayısı, toplam ısı transfer yüzey alanı ve minimum ısı sığasının bir fonksiyonudur;

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (5.5)$$

5.2. Kondenser İçin UA Değerinin Bulunması

UA değeri, mikrokanallar ve hava arasındaki toplam termal direnç temel alınarak elde edilmektedir. Toplam termal direnci oluşturan faktörler, her iki akışkan (hava ve soğutucu akışkan) için taşınım dirençleri ve kanal için iletim direncidir.



Şekil 5.1. Kondenserin herhangi bir hesap bölgesi için eşdeğer termal çevrim (Jung ve Assanis, 2006)

$$R_{t,taşınım,h} = \frac{1}{\eta_0 h_h A_h} \quad (5.6)$$

$$R_{t,iletim,k} = \frac{t}{k A_{soğ}} \quad (5.7)$$

$$R_{t,taşınım,soğ} = \frac{1}{h_{soğ} A_{soğ}} \quad (5.8)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_0 h_h A_h} + \frac{t}{k A_{soğ}} + \frac{1}{h_{soğ} A_{soğ}} \quad (5.9)$$

Denklem (5.6)–(5.9) arasında kullanılan η_0 , h_h , A_h , k , $A_{soğ}$ ve $h_{soğ}$ değişkenleri sırasıyla; kanatçık toplam yüzey verimini, hava tarafındaki ısı taşınım katsayısını, hava tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanını, tüpün ısı iletim katsayısını, soğutucu akışkan tarafındaki toplam ısı transfer yüzey alanını ve soğutucu akışkan

tarafındaki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. Kanatçık toplam yüzey verimi η_0 aşağıdaki şekilde belirlenmektedir;

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (5.10)$$

$$A_o = A_f + A_{uf} \quad (5.11)$$

Burada A_f ve A_{uf} sırasıyla kondenserin kanatçıklı ve kanatçiksız yüzey alanlarını ifade etmektedir.

Kanatçıkları paylaşan kanallar arasındaki sıcaklık farkı ihmal edilebilir ve kanatçık merkezi yalıtımlı olarak kabul edilebilir. Böylelikle, adyabatik uçlu kanatçık için kanatçık verimi ifadesi η_f aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır (Jung ve Assanis, 2006);

$$\eta_f = \frac{\tanh(m(L_f/2))}{mL_f/2} \quad (5.12)$$

burada,

$$m = \sqrt{\frac{h_h P_f}{k_f A_{cr,f}}} \quad (5.13)$$

Denklem (5.12)–(5.13) arasında ifade edilen değişkenlerden L_f , P_f , k_f ve $A_{cr,f}$ sırasıyla; kanatçık boyunu, kanatçık adımını, kanatçık ısı iletim katsayısını ve kanatçık kesit alanını olarak tanımlanmaktadır.

Toplam ısı transfer katsayısının elde edilebilmesi için sırasıyla havanın ve akışkanın ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi gerekmektedir. Daha önce birçok araştırmacı tarafından ısı değiştiricilerde gerçekleşen ısı transferi konusu üzerine yapılan deneysel çalışmalar sonucu, hava ve akışkanlar için ısı taşınım katsayılarını veren ampirik korelasyonlar elde edilmiştir.

Yapılan bu çalışmada da, daha önce farklı çalışmalarda kullanılmış ve başarılı sonuçlar vermiş uygun korelasyonlar seçilerek deneysel sistemin toplam ısı transfer katsayısının elde edilmesinde kullanılmıştır.

5.2.1. Havanın ısı taşınım katsayısı h_h 'nin bulunması

Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı (h_h), panjurlu kanat tip ısı değıştirciler için Chang ve Wang (1997) tarafından önerilen aşağıdaki ampirik korelasyon kullanılarak elde edilmiştir;

$$j = \text{Re}_{L_p}^{-0,49} \left(\frac{\theta_1}{90}\right)^{0,27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,23} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{0,68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,28} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (5.14)$$

burada Re_{L_p} , kanatçık adımına bağı Reynolds sayısını ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde belirlenmektedir;

Kondenserin geometrik özellikleri kullanılarak elde edilen ve boyutsuz bir parametre olan Colburn Faktörü (j) aynı zamanda havanın fiziksel özellikleri ve ısı taşınım katsayısının bir fonksiyonu olarak şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$j = \frac{h_h}{\rho_h V_h C_{p,h}} \text{Pr}^{2/3} \quad (5.15)$$

bu korelasyon $100 < \text{Re}_{L_p} < 3000$ aralığı için geçerlidir.

5.2.2. Akışkanın ısı taşınım katsayısı $h_{\text{soğ}}$ 'un bulunması

Kondenser boyunca ilerleyen soğutucu akışkan sırasıyla kızgınlık atma, yoğuşma ve aşırı soğuma bölgelerinden geçmektedir. Akışkanın ısı taşınım katsayısı belirlenirken tek fazlı bölge (kızgınlık ata ve aşırı soğuma) ve iki fazlı bölge (yoğuşma) için farklı ampirik korelasyonlar kullanılmıştır.

5.2.2.1. Akışkanın tek fazlı bölgede ısı taşınım katsayısının bulunması

Kondenserde tek fazlı bölgeler için ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında Gnielinski (1976) tarafından önerilen korelasyon kullanılmıştır;

$$\text{Nu}_D = \frac{h_{\text{soğ}} D_h}{k_{\text{soğ}}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (\text{Re}_D - 1000) \text{Pr}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \left(\text{Pr}^{2/3} - 1\right)} \quad (5.16)$$

Bu korelasyon, otomotiv uygulamalarında kullanılan tipik kondenserlerin çalışma koşullarını kapsayacak şekilde $0,5 < Pr < 2000$ ve $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ aralıkları için geçerlidir (Jung ve Assanis, 2006).

Korelasyon içerisinde f olarak ifade edilen sürtünme faktörü, Petukhov (1970) tarafından önerilen korelasyon kullanılarak aşağıdaki şekilde belirlenmiştir;

$$f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (5.17)$$

burada,

$$Re_D = \frac{\rho_{soğ} \dot{V}_{soğ} D_h}{\mu_{soğ}} \quad (5.18)$$

bu korelasyon makul bir şekilde pürüzsüz yüzey koşullarına yaklaşmaktadır ve $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ aralığında geçerlidir (Jung ve Assanis, 2006).

5.2.2.2. Akışkanın iki fazlı bölgede ısı taşınım katsayısının bulunması

Tüp içerisinde, özellikle mikro/mini-kanallarda, soğutucu akışkanın iki fazlı ısı transferi en önemli sorunlardan birisidir. İki fazlı bölgede ısı transfer katsayısının belirlenmesi amacıyla on yıllardır bir çok ısı transfer korelasyonu önerilmektedir (Zhao ve diğ., 2012).

Yoğuşma bölgesinde, yoğuşan sıvı ve buhar şiddetli türbülans olarak nitelendirilen heterojen bir akışa sahiptir.

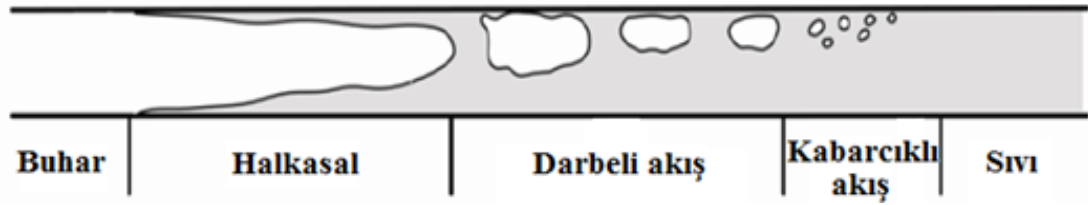
Yoğuşma bölgesinin başlangıcında, akış merkezindeki buhar hızı sıvı hızına oranla çok daha yüksek olduğundan dolayı halkasal akış (annular flow) profili mevcuttur. Halkasal akış rejiminde sıvı-buhar arayüzeyinde baskın olan kuvvet, yerçekimi kuvvetine göre çok daha baskın olan kayma gerilmesidir. Yoğuşma devam ettiği sürece, buhar fazındaki akışkan hızı gittikçe azalır ve baskın olan kuvvet kayma gerilmesinden yerçekimi kuvvetine dönüşür. Akışkanın sıvı fazdaki kısmı tüpün en alt noktasında toplanır. Tüpün üst bölgesinde sıvı tabakası ince olduğundan dolayı ısıl direnç daha küçüktür ve yoğuşma çoğunlukla bu bölgede gerçekleşir.



Şekil 5.2. Yatay tüp içerisinde yoğuşmada tam halkasal akış (Santa, 2012)

Yoğuşmanın devamında, buhar sürekli olarak yoğuşur ve kesit alanındaki sıvı yüzeyi gittikçe artar. Böylelikle, akış profili darbeli akış (slug-plug flow) olarak değişir.

Daha sonra, tıkaçlı buhar (slug vapour) formları gittikçe küçülerek kabarcıklı akış formu ortaya çıkar. Yoğuşma bölgesinin son kısmında, kuruluk derecesi sıfıra düşer ve tüp içerisinde tek fazlı (sıvı) akış oluşur (Santa, 2012).



Şekil 5.3. Yatay tüp içerisinde yoğuşmada akış profil haritası (Santa, 2012)

Burada, otomotiv uygulamalarında kullanılan ısı değiştiricilerde ısı transferi modellenmesi amacıyla yapılmış bazı çalışmalarda kullanılan iki fazda ısı transfer katsayısının belirlenmesi için önerilen Cavallini ve Zecchin (1974) korelasyonu kullanılmıştır;

$$h_{soğ} = 0,05 Re_{eq}^{0,8} Pr_1^{0,33} \left(\frac{k_l}{D_e} \right) \quad (5.19)$$

burada Re_{eq} olarak ifade edilen eşdeğer Reynold sayısı, aşağıdaki şekilde belirlenmektedir;

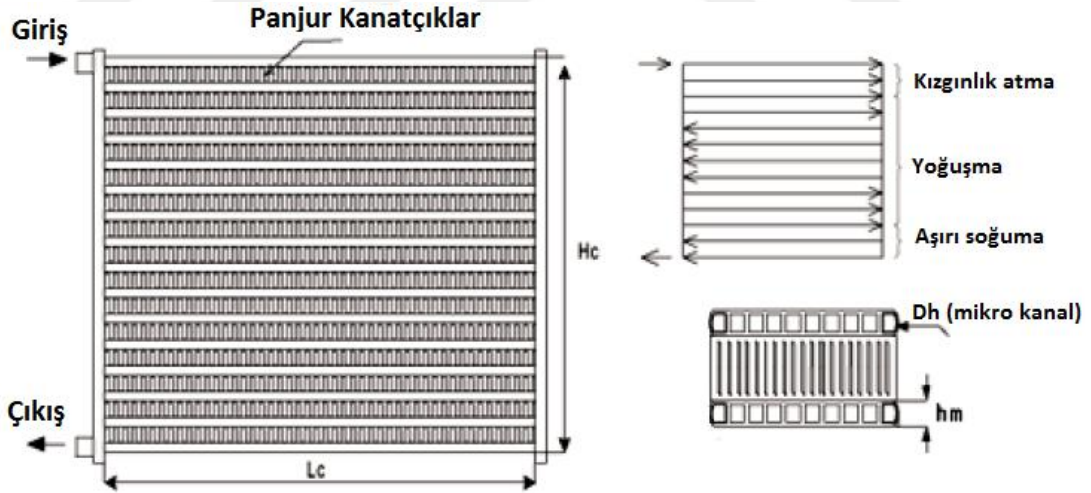
$$Re_{eq} = Re_1 + Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_1} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \quad (5.20)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \quad (5.21)$$

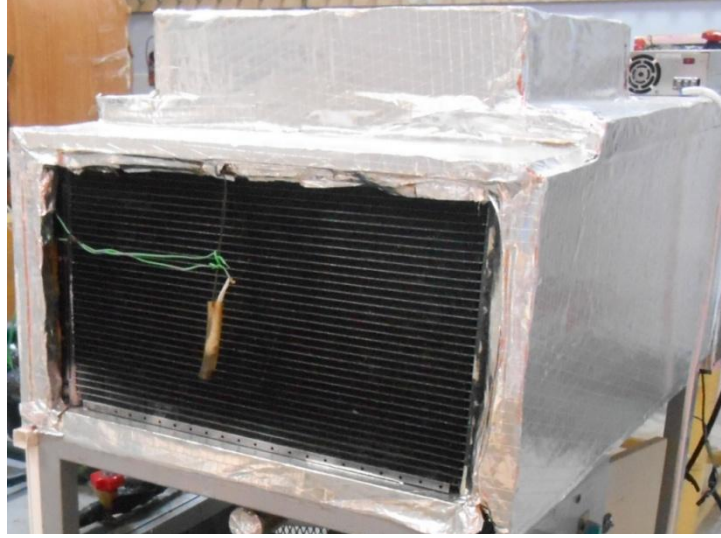
$$Re_v = \frac{Gx.D_h}{\mu_v} \quad (5.22)$$

5.3. Modellenen Kondenserin Geometrisi

Isı transferi modellenmesi yapılan deneysel otomobil iklimlendirme sistemine ait kondenserin şematik gösterimi, fotoğrafı ve geometrik ayrıntıları sırasıyla Şekil 5.4–5.6 arasında gösterilmektedir. Deneysel çalışmalarda kullanılan paralel akışlı mikrokanallı kondenserin tüp ve kanatçıkları ısı iletim katsayısı 180 W/mK olan alüminyum alaşımından üretilmiştir. Kondenser, 21 mm manifold çapına sahiptir ve iki manifold arası 575 mm 'dir. Ayrıca, kondenserde havanın akabileceği en üst nokta ile en alt nokta arasındaki yükseklik 320 mm'dir. Kondenser 6 geçişli olmakla beraber yukarıdan aşağıya her bir geçişte sırasıyla 8, 6, 5, 4, 4 ve 4 adet dikdörtgen kesitli tüp bulunmaktadır. Her tüp içerisinde yüksek basınçta akışkanın aktığı 1,18 mm eninde ve 0,9 mm yüksekliğinde 10 adet mikrokanal bulunmaktadır.

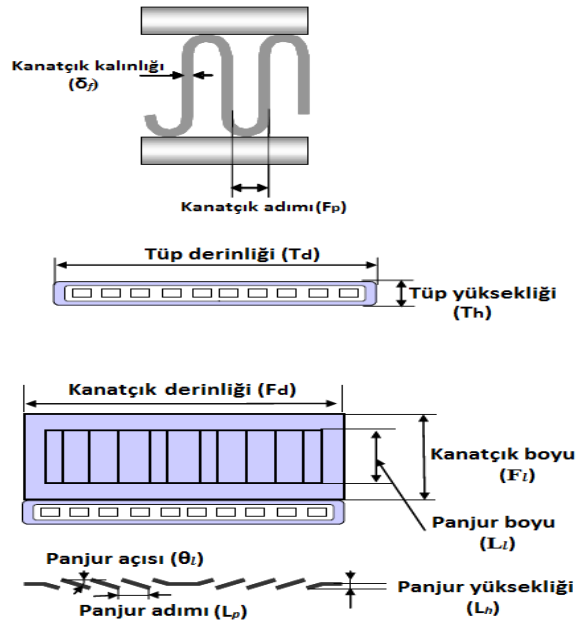


Şekil 5.4. Paralel akışlı mikrokanallı kondenserin şematik gösterimi (Jabardo ve Mamani, 2003)



Şekil 5.5. Deneysel çalışmada kullanılan paralel akışlı mikro kanallı kondenser

Kondenserin tüp ve kanatçık geometrisinin ayrıntıları şematik olarak Şekil 5.6'da ve boyutları sayısal olarak Tablo 5.1'de ifade edilmiştir. Özellikle havanın ısı taşınım katsayısının hesaplanmasında kullanılan Chang ve Wang (1997) tarafından önerilen korelasyonda elde edilen Colburn Faktörü, kondenserin geometrik boyutlarının bir fonksiyonu olduğundan dolayı bu parametrelerin doğru bir şekilde tayin edilmesi ve kullanılması gerekmektedir.



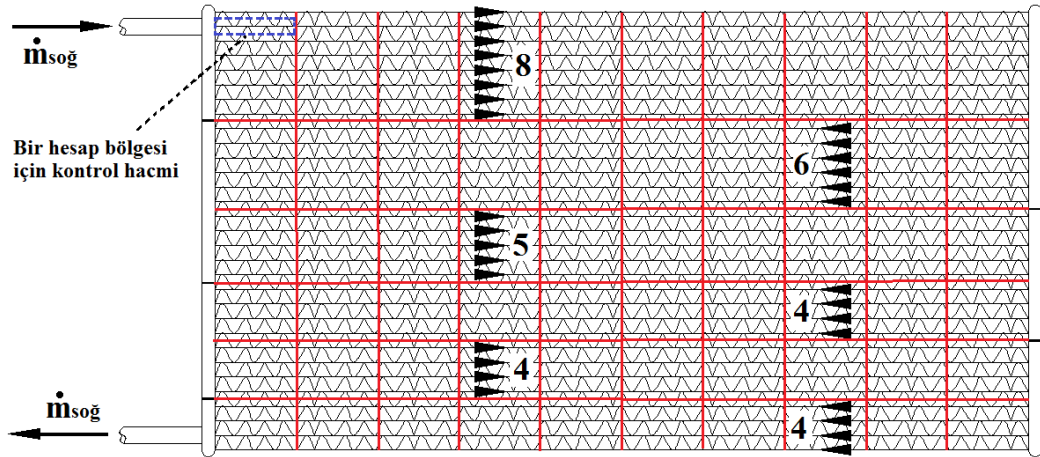
Şekil 5.6. Çalışmada kullanılan kondenserin kanal ve kanatçıklarının ayrıntıları (Jung ve Assanis, 2006)

Tablo 5.1. Kanatçık ve kanal geometrisi

Panjur açısı (θ)	30°
Kanatçık adımı (F_p)	1,4 mm
Panjur adımı (L_p)	1,1 mm
Kanatçık boyu (F_l)	8,1 mm
Tüp derinliği (T_d)	18 mm
Panjur boyu (L_l)	6,6 mm
Tüp adımı (T_p)	10,1 mm
Kanatçık kalınlığı (δ_f)	0,05 mm

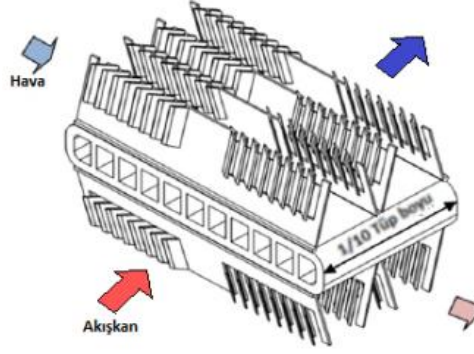
5.4. Deneysel Kondenserde Isı Transferinin Hesaplanması

Kondenserde ısı transferinin hesaplanması sürecinde, her bir geçiş 10 ayrı bölgeye bölünmek üzere toplam 60 adet bölge oluşturulmuştur. Daha sonra her bir bölge sahip olduğu tüp sayısına bölünerek, iki tarafında yarım kanatçıklar bulunan bir tüp kesitine sahip küçük kontrol hacimleri oluşturulmuştur. Böylece toplamda 310 adet kontrol hacmi elde edilmiştir. Her bir kontrol hacminin çıkıştaki akışkan özellikleri bir sonraki kontrol hacminin girişindeki akışkan özellikleri olarak ele alınmış ve hesaplamalar yapılmıştır.



Şekil 5.7. Kondenserin hesaplamalarda bölgelendirilmesinin şematik şekli

Aşağıdaki şekilde söz konusu kontrol hacimlerinden bir örnek şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 5.8. Bir hesap bölgesi için kontrol hacminin şematik görünümü (Zhao ve diğ., 2012)

Her bir kontrol hacmi için ilgili korelasyonlar ve kondenserin geometrik özellikleri kullanılarak havanın ve akışkanın ısı taşınım katsayıları bulunmuştur. Korelasyonlar kullanılırken gerekli olan soğutucu akışkan ve hava özellikleri sırası ile REFPROP ve AhuCalc bilgisayar programları kullanılarak elde edilmiştir. Hava ve akışkan giriş sıcaklıkları bilinen her bir kontrol hacmi için aşağıdaki bağıntı kullanılarak gerçekleştirilecek maksimum ısı transferi hesaplanmıştır;

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{\text{soğ.giriş}} - T_{\text{h.hiriş}}) \quad (5.23)$$

Kondenser boyunca bulunan ısı taşınım katsayıları Denklem (5.9)'da yerine konularak her bir kontrol hacmi için UA değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra elde edilen UA değerleri Denklem (5.5)'de yerine konularak her bir kontrol hacmi için geçiş birim sayısı (NTU) elde edilmiştir.

Soğutucu akışkanın tek veya iki fazlı bölgede olması durumuna uygun etkenlik bağıntısı kullanılarak her bir kontrol hacmi için etkenlik (ϵ) hesaplanmıştır.

Elde edilen etkenlik ve gerçekleştirilecek maksimum ısı transferi (\dot{q}_{\max}) değerleri Denklem (5.1) içerisinde kullanılarak, kontrol hacimlerinde meydana gelen asıl ısı transferi belirlenmiştir. Daha sonra, kontrol hacimlerine enerjinin korunumu denklemi uygulanarak aşağıdaki gibi çıkış entalpi değerleri belirlenmiştir;

$$\dot{q} = \dot{m}_{\text{soğ}}(h_{\text{soğ.giriş}} - h_{\text{soğ.çıkış}}) \quad (5.24)$$

Her bir kontrol hacmi için elde edilen çıkış entalpisine karşılık gelen sıcaklık değeri, ilgili kontrol hacminin çıkış sıcaklığı olarak alınmıştır.

Yüksek basınçta kızgın buhar olarak kondensere giriş yapan soğutucu akışkan ilk olarak kızgınlık atma bölgesinden geçmektedir. Kızgınlık atma bölgesi boyunca ilerleyen soğutucu akışkanın her bir kontrol hacmi çıkışındaki akışkan sıcaklığı kondenser basıncındaki doyma sıcaklığına gelene kadar izlenmiş ve kızgınlık atma bölgesinin bittiği konum belirlenmiştir. Bu bölge boyunca akışkanın ısı taşınım katsayısı belirlenirken tek fazlı bölge için Gnielinski tarafından önerilen korelasyon kullanılmıştır (Gnielinski, 1976).

Kızgınlık atan ve doyma sıcaklığına ulaşan yüksek basınçtaki soğutucu akışkan doymuş buhar olarak yoğuşma bölgesine giriş yapmaktadır. Akışkanın her bir kontrol hacmi çıkışındaki kuruluk derecesi, akışkan doymuş sıvı formuna gelene kadar izlenerek yoğuşma bölgesinin bittiği konum belirlenmiştir. Yoğuşma bölgesi boyunca akışkanın ısı taşınım katsayısı hesaplanırken iki fazlı bölge için Cavallini ve Zecchin tarafından önerilen korelasyon kullanılmıştır (Cavallini ve Zecchin, 1974).

Yoğuşmasını tamamlayan soğutucu akışkan, son olarak aşırı soğuma bölgesinden geçerek kondenseri terketmektedir. Bölge içerisindeki her bir kontrol hacmi çıkış sıcaklığı son kontrol hacmi çıkışına kadar izlenerek akışkanın kondenser çıkış sıcaklığı belirlenmiştir. Aşırı soğuma bölgesi boyunca, kızgınlık atma bölgesine benzer şekilde tek fazlı bölge için Gnielinski tarafından önerilen korelasyon kullanılmıştır (Gnielinski, 1976).

Böylelikle, tüm hesaplamalar sonucunda 310 adet kontrol hacminden atılan ısı toplanarak kondensere atılan ısı \dot{Q}_{kond} ve soğutucu akışkanın kondensere çıkış sıcaklığı $T_{soğ_{kond,ç}}$ teorik yolla elde edilmiştir.

5.5. Teorik Model Sonuçları ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Deneysel taşıt iklimlendirme sistemi içerisinde sırasıyla R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılmış ve her iki akışkan için de çok sayıda deney yapılarak, kondenserde gerçekleşen ısı transferi ve kondenser çıkış sıcaklıkları deneysel deneysel olarak elde edilmiştir.

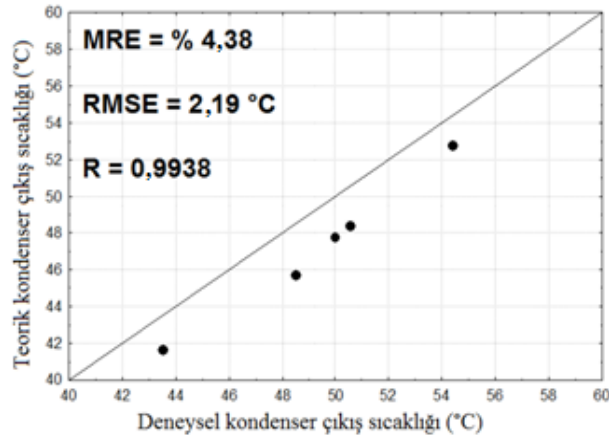
Yapılan ısı transferi modellemesi kullanılarak her bir akışkan için 5 adet olmak üzere toplamda 10 adet farklı ısı transferi hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Yapılan her bir hesaplamada kondenserdeki hava akımı ve akışkan giriş şartları, deneysel çalışmalar esnasındaki hava ve akışkan giriş şartları ile aynı değerlerde alınmıştır.

Aşağıdaki tabloda, ısı transfer hesaplamaları yapılan deneysel çalışmalardaki kondenser hava akımı ve soğutucu akışkan giriş şartları ile kompresörün çalışma hızı kombinasyonları gösterilmektedir.

Tablo 5.2. Isı transferi hesaplaması yapılan deneylerin akışkan giriş sıcaklık ve devir kombinasyonları

T _{hava giriş,kond} (°C) ; T _{soğ giriş,kond} (°C) ; n(d/d)			
R134a		R1234yf	
Deney 1	30 ; 91,6 ; 2500	Deney 6	35 ; 86,9 ; 2500
Deney 2	40 ; 96,8 ; 2500	Deney 7	40 ; 88,2 ; 2500
Deney 3	30 ; 99,7 ; 2500	Deney 8	35 ; 91,3 ; 2500
Deney 4	35 ; 97,1 ; 2500	Deney 9	40 ; 83,3 ; 1500
Deney 5	40 ; 100,8 ; 2500	Deney10	30 ; 88,7 ; 2500

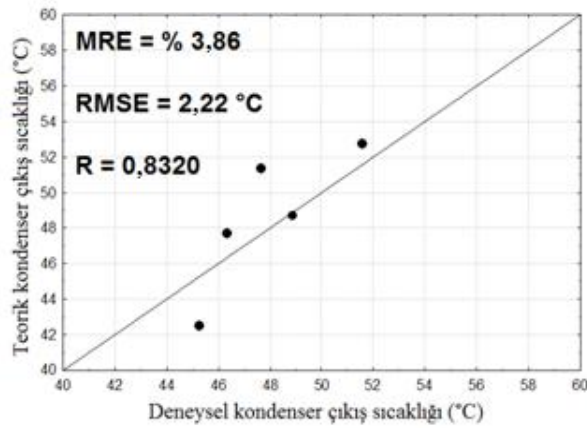
Her iki soğutucu akışkan için teorik ve deneysel yöntemler kullanılarak elde edilen kondenser çıkış sıcaklıkları ve kondenserde gerçekleşen ısı transferleri karşılaştırmaları Şekil 5,9; 5,10; 5,11 ve 5,12'de sırasıyla gösterilmiştir. Teorik ve deneysel yolla elde edilen sonuçların birbirlerine yakınlığını anlayabilmek amacıyla Bölüm 4'de olduğu gibi burada da ortalama izafi hata (MRE), karelerin karekökü türünden ortalama hata (RMSE) ve korelasyon katsayısı (R) olmak üzere üç farklı istatistiksel performans parametresi kullanılmıştır. Ayrıca, karşılaştırma sonuçlarının daha iyi gösterilebilmesi amacıyla, grafikler üzerine kusursuz tahmin çizgisi eklenmiştir.



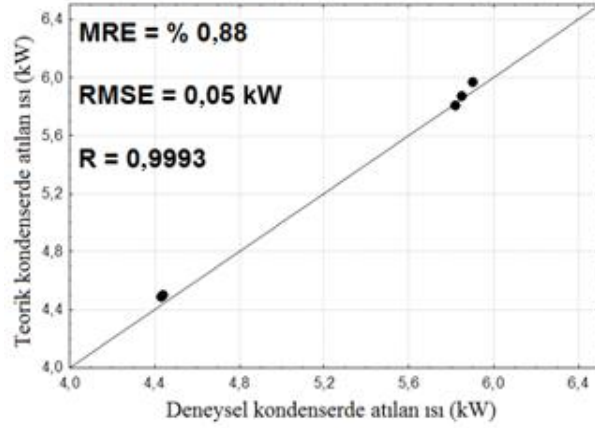
Şekil 5.9. R134a için kondenser çıkış sıcaklıkları

Şekil 5.9'da R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenser çıkış sıcaklıkları 5 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere, deneysel ve teorik sonuçlar sahip oldukları %4,38 MRE, 2,19 °C RMSE ve 0,9938'lik korelasyon katsayısı ile birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedir.

Şekil 5.10'da R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenser çıkış sıcaklıkları 5 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Teorik sonuçlar, deneysel sonuçlara sırasıyla %3,86, 2,22 °C ve 0,8320'lik MRE, RMSE ve R korelasyon katsayısı derecesinde yakınlık göstermektedir.



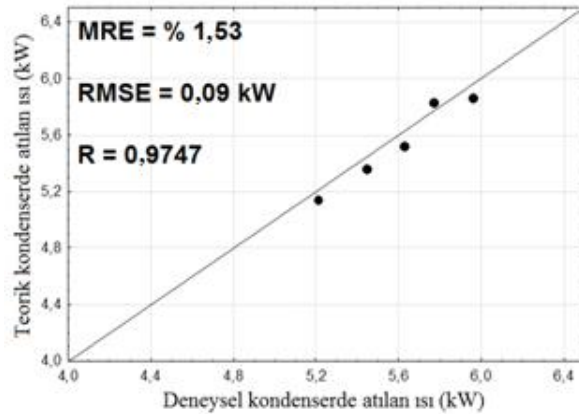
Şekil 5.10. R1234yf için kondenser çıkış sıcaklıkları



Şekil 5.11. R134a için kondenserde atılan ısı

Şekil 5.11'de R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenserde gerçekleşen ısı transferi 5 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere, deneysel ve teorik sonuçlar sahip oldukları %0,88 MRE, 0,05 kW RMSE ve 0,9993'lik korelasyon katsayısı ile birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedir.

Şekil 5.12'de R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenserde gerçekleşen ısı transferi 5 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Teorik sonuçlar, deneysel sonuçlara sırasıyla %1,53, 0,09 kW ve 0,9747'lik MRE, RMSE ve R korelasyon katsayısı derecesinde yakınlık göstermektedir.

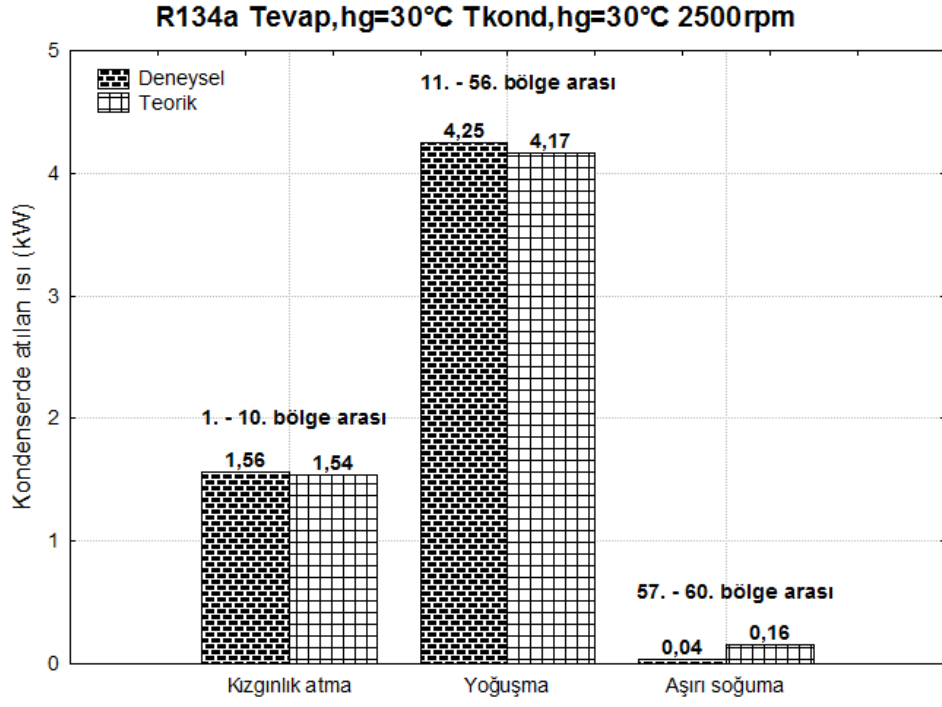


Şekil 5.12. R1234yf için kondenserde atılan ısı

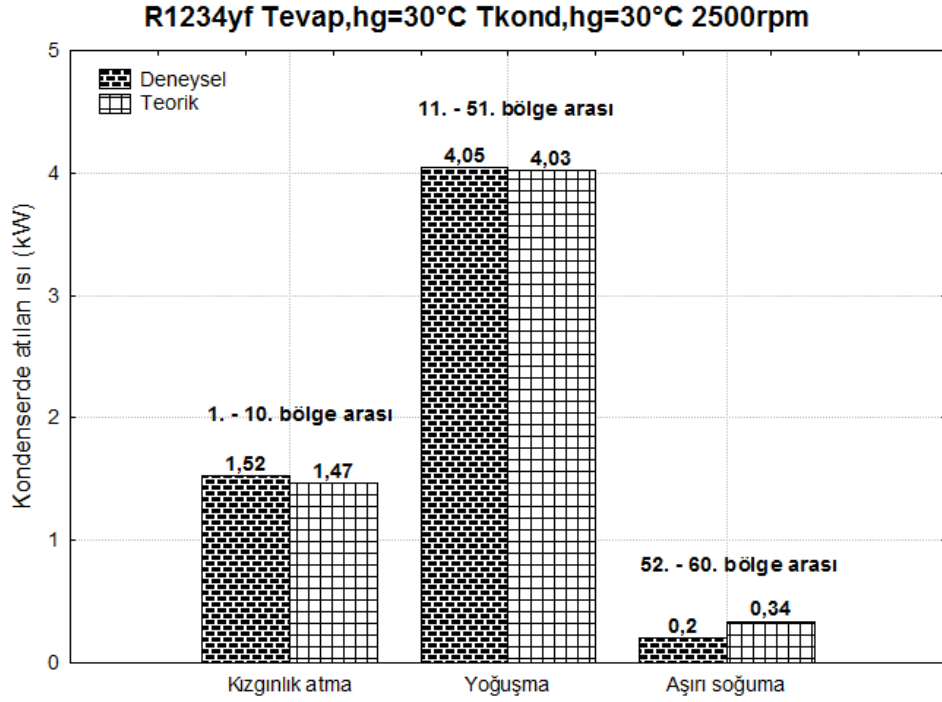
Deneysel sonuçlara daha fazla yakınlık sağlayabilecek hesaplamalar yapabilmek için her iki soğutucu akışkan için de, özellikle R1234yf için tek ve iki fazlı bölgelerde ısı taşınım katsayısının daha doğru bir şekilde belirlenebilmesine yönelik yeni ampirik korelasyonlar geliştirilebilir.

Kyoto Protokolü'ne göre kullanımı 2017 yılından itibaren kısıtlanacak olan R134a soğutucu akışkanına alternatif olarak en büyük kullanılabilir potansiyeline sahip olarak görülen R1234yf için yeni ampirik korelasyonların geliştirilmesi ilerleyen yıllarda yeni bir çalışma alanı olarak ortaya çıkacaktır.

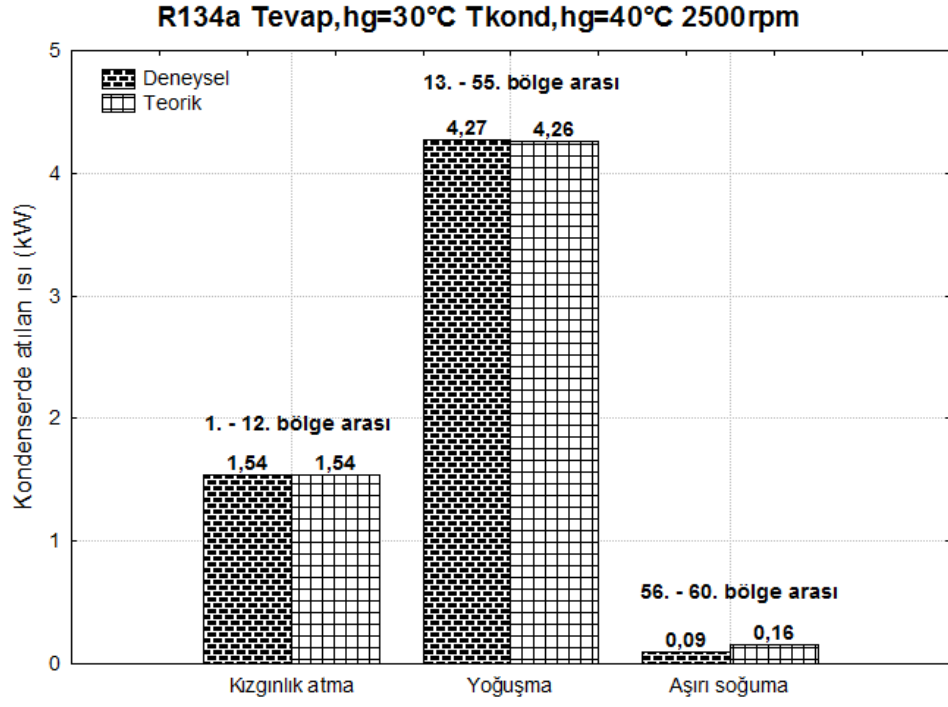
Aşağıdaki Şekil 5.13–5.16 arasında, bazı örnek durumlar için deneysel ve teorik yollarla elde edilen kondensere atılan ısıların kızgınlık atma, yoğuşma ve aşırı soğuma bölgelerindeki dağılımları gösterilmiştir. Daha önce bahsedildiği üzere, kondenserde ısı transferinin hesaplanması sürecinde her bir geçiş 10 ayrı bölgeye bölünmek üzere toplam 60 adet bölge oluşturulmuştur. Şekillerden görüleceği üzere yüksek sıcaklıkta kondensere giriş yapan soğutucu akışkan, kondensere geçen hava akımı ile arasındaki büyük sıcaklık farkından dolayı hızlı bir şekilde ısı transferi gerçekleştirerek yaklaşık olarak ilk 10-12 bölgede sonunda kızgınlık atmaktadır. Ardından doyma sıcaklığına ulaşan soğutucu akışkan en fazla miktarda ısı transferinin gerçekleştiği bölge olan yoğuşma bölgesinden geçerek kondenser çıkışına doğru yaklaşmaktadır. Akışkan iki fazlı durumda olduğu bu bölge içerisinde kondenser boyunca en yüksek ısı taşınım katsayısı değerine sahip olur. Yoğuşma bölgesinin ardından aşırı soğuma bölgesine giriş yapan soğutucu akışkan, kondenserin yaklaşık olarak son 4-5 bölgesinde aşırı soğuma gerçekleştirerek kondenseri terketmektedir.



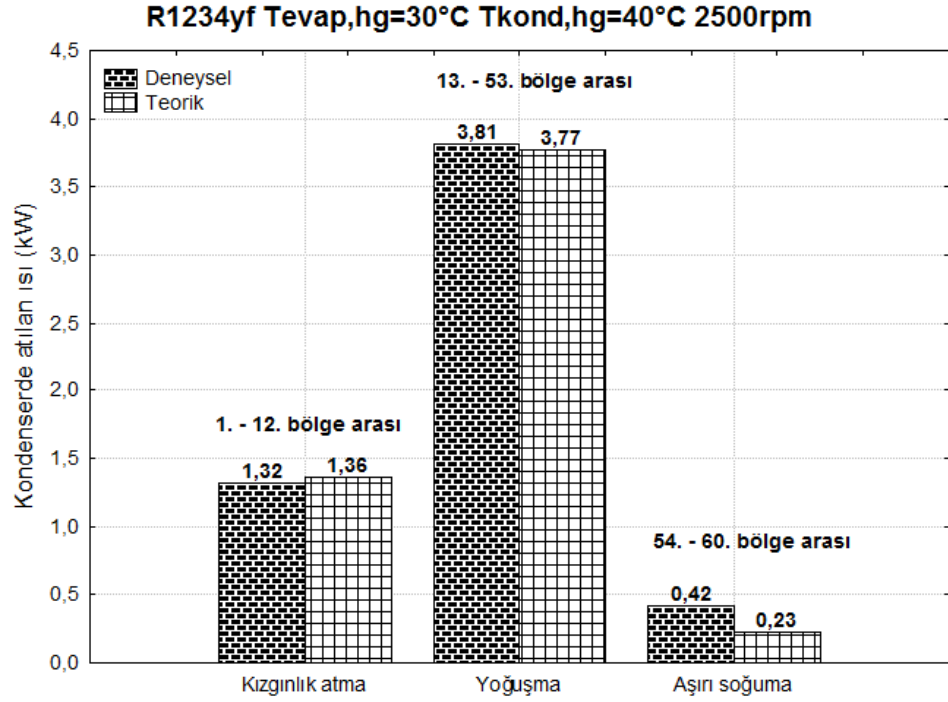
Şekil 5.13. Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 3)



Şekil 5.14. Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 10)



Şekil 5.15. Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 5)



Şekil 5.16. Kondenserde atılan ısıların dağılımları (Deney 7)

Yukarıdaki şekillerde görüldüğü üzere kondenser boyunca en fazla ısı transferinin gerçekleştiği bölge yoğuşma bölgesidir. Kondenser tasarımı yapılan çalışmalarda,

kondenser performansını arttırmak amacıyla yoğuşma bölgesinin mümkün olduğunca uzun tutulmasına çalışılmalıdır.

Aynı kompresör çalışma hızı ve evaporatör ile kondenser hava akımı giriş şartlarında, her iki akışkanda da kızgınlık atma bölgesinin yaklaşık olarak aynı bölgede tamamlandığı, R1234yf ile yapılan deneylerde yoğuşma bölgesinin R134a'ya oranla daha çabuk tamamlandığı ve aşırı soğuma bölgesinin ise daha uzun sürdüğü gözlemlenmiştir. Diğer bir deyişle, R134a kullanımında daha uzun süren yoğuşma bölgesi ile ısı atımı daha fazla olmaktadır. Bu gözlem, daha önce Şekil 3.11'de elde edilen, R134a kullanımında kondenserde atılan ısının daha fazla olduğu sonucunu desteklemektedir.

Son olarak, aşağıdaki tablolarda R134a ve R1234yf ile yapılan deney sonuçları ve teorik hesaplama sonuçları ayrıntılı olarak sunulmaktadır.

Tablo 5.3. Deneysel sistem içerisinde R134a soğutucu akışkanı kullanılması durumunda deneysel ve teorik ısı transferi hesaplama sonuçları

	Akışkan giriş sıcaklığı (°C)	Akışkan çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenserde atılan ısı (kW)	Kızgınlık atma (kW)	Yoğuşma (kW)	Aşırı soğuma (kW)
Deney 1						
Deneysel	91,6	43,5	4,44	1,07	3,32	0,06
Teorik	91,6	41,6	4,50	1,08	3,31	0,12
Deney 2						
Deneysel	96,8	49,9	4,43	1,14	3,29	0,01
Teorik	96,8	47,7	4,49	1,14	3,27	0,08
Deney 3						
Deneysel	99,7	48,5	5,85	1,56	4,25	0,04
Teorik	99,7	45,6	5,87	1,54	4,17	0,16
Deney 4						
Deneysel	97,1	50,5	5,82	1,45	4,25	0,11
Teorik	97,1	48,3	5,81	1,48	4,12	0,21
Deney 5						
Deneysel	100,8	54,3	5,90	1,54	4,27	0,09
Teorik	100,8	52,7	5,97	1,54	4,26	0,16

Tablo 5.4. Deneysel sistem içerisinde R1234yf soğutucu akışkanı kullanılması durumunda deneysel ve teorik ısı transferi hesaplama sonuçları

	Akışkan giriş sıcaklığı (°C)	Akışkan çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenserde atılan ısı (kW)	Kızgınlık atma (kW)	Yoğuşma (kW)	Aşırı soğuma (kW)
Deney 6						
Deneysel	86,8	46,3	5,63	1,37	3,95	0,31
Teorik	86,8	47,6	5,52	1,39	3,89	0,24
Deney 7						
Deneysel	88,1	47,6	5,45	1,32	3,81	0,42
Teorik	88,1	51,4	5,36	1,36	3,77	0,23
Deney 8						
Deneysel	91,3	48,8	5,96	1,58	4,12	0,26
Teorik	91,3	48,7	5,86	1,58	4,02	0,27
Deney 9						
Deneysel	83,3	51,6	5,21	1,19	3,90	0,12
Teorik	83,3	52,8	5,14	1,21	3,87	0,06
Deney 10						
Deneysel	88,7	45,2	5,77	1,52	4,05	0,20
Teorik	88,7	42,5	5,83	1,47	4,03	0,34

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir otomobile ait iklimlendirme sisteminin orijinal elemanlarından oluşan deneysel bir sistem kurulmuş ve çeşitli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin soğutucu akışkan debisi, soğutma kapasitesi, kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı, kompresörün elektriksel güç tüketimi, kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı, sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketimi, sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı, kondenserde atılan ısı, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve sistemin her bir bileşeninde yok edilen ekserji gibi sürekli rejim performans parametrelerini belirlemek amacıyla, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için dört farklı kompresör devrinde ve on farklı evaporatör-kondenser hava giriş sıcaklık kombinasyonunda testler yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, sistemin performans parametreleri ile sistem bileşenlerinde yok edilen ekserjiler belirlenmiş ve her iki akışkan için karşılaştırılmıştır. Ayrıca, deneysel sistemin sürekli rejim performans parametrelerini matematiksel yolla elde edebilmek amacıyla, deneysel sonuçların bir kısmı kullanılarak ampirik bağıntılar elde edilmiş ve bunların sonuçları, bağıntıların geliştirilmesinde kullanılmayan deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Söz konusu ampirik bağıntıların giriş parametreleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava giriş sıcaklıkları ile buharlaştırıcı girişindeki bağıl nem olarak belirlenmiştir. Çıkış parametreleri ise sistemin soğutma kapasitesi, kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç, yoğuşturucudan atılan ısı, soğutma tesir katsayısı, evaporatör hava akımı çıkış sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı ve sistemde yok edilen toplam ekserjidir. Son olarak; deneylerde kullanılan kondenserin ısı transfer modellemesi yapılmıştır. Isı transferi hesaplamalarında, hava ve akışkan ısı taşınım katsayılarının tayini için literatürde bulunan ampirik korelasyonlar kullanılmıştır. Daha sonra, elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılarak birbirleri ile yakınlıkları tespit edilmiştir.

6.1. Sistemin Enerji ve Ekserji Analizi Sonuçları

Evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisi, soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, kompresörün elektriksel güç tüketimi, sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketimi, kondenserde atılan ısı ve soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı her iki soğutucu akışkan için de kompresör hızı ve evaporatör ile kondenser hava akımı giriş sıcaklığı kombinasyonunun yükselmesi ile artmaktadır.

Evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarının sırasıyla; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C olması durumunda soğutma tesir katsayısı, kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı ve tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı ise kompresör devrinin artması ile azalmaktadır.

Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumundaki soğutucu akışkan kütleli debisi R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %19,43–23,07; %15,68–16,82 ve %12,24–16,92 daha yüksektir. Bu durum, R1234yf'nin daha yüksek gaz yoğunluğuna sahip olmasından kaynaklanmaktadır.

Evaporatör hava akımı giriş sıcaklıklarındaki her artış sonucunda soğutma kapasitesinde artış meydana gelirken, kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarındaki her artış soğutma kapasitesinin düşmesi yönünde etki göstermektedir. Burada, evaporatör hava akımı giriş sıcaklığındaki artıştan meydana gelen olumlu etki baskın gelerek, sonuçta soğutma kapasitesinin artmasını sağlamaktadır. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda elde edilen soğutma kapasitesi R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %3,50–5,31; %4,89–7,66 ve %5,17–6,99 daha düşüktür.

Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresöre verilmesi gereken gücün R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %5,68–9,29; %2,82–8,30 ve %0,89–5,71 daha fazla olduğu elde edilmiştir. Kompresör hızının artmasından dolayı kompresörden geçen soğutucu akışkan debisi

ve kompresördeki basınç oranı artmakta, bununla beraber kompresör gücü de artmaktadır.

Kompresör devri ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması ile kompresörün soğutucu akışkana verdiği mekanik güç artmakta, buna paralel olarak kompresörün elektriksel güç ihtiyacı da artmaktadır. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresörün elektriksel güç tüketiminin R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %6,94–9,68; %9,37–12,85 ve %9,09–18,86 daha düşük olduğu elde edilmiştir.

Sistemin tüm bileşenlerinin toplam elektriksel güç tüketimi, kompresörün harcadığı elektriksel güç tüketimine sistemin diğer bileşenlerin harcadığı elektriksel güç tüketiminin eklenmesi ile elde edildiğinden dolayı, devir sayısı ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının yükselmesiyle artış göstermektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketiminin R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %6,43–8,80; %8,12–11,98 ve %8,34–17,12 daha düşük olduğu hesaplanmıştır.

Sistemde R134a akışkanı yerine R1234yf akışkanı kullanılması durumunda 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için soğutma tesir katsayısı sırasıyla %10,37–21,42; %8,03–17,90 ve %5,98–10,98; kompresörün elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı sırasıyla %1,97–4,89; %1,22–8,21 ve %3,58–14,87 ve sistemin tüm bileşenlerinin elektriksel güç tüketimine göre soğutma tesir katsayısı ise sırasıyla %1,42–3,88; %0,15–7,15 ve %2,74–12,46 daha düşük elde edilmiştir. Soğutma tesir katsayılarındaki düşüş; beraber artan evaporatör ve kondenser hava giriş sıcaklıkları ile birlikte soğutma kapasitesindeki artışın, kompresör gücündeki artıştan daha yavaş olmasından dolayı ortaya çıkan bileşke etki sebebiyle meydana gelmektedir.

Kondenserde atılan ısı, soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün toplamından oluştuğundan dolayı, artan kompresör devri ve evaporatör ile kondenserden geçen hava akımlarının sıcaklıklarıyla birlikte soğutma kapasitesinin ve kompresör gücünün de artması kondenserde atılan ısıyı yükseltmektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kondenserden atılan ısının R134a akışkanına göre;

30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %0,51–1,62; %1,54–4,90 ve %1,39–5,24 daha düşük olduğu elde edilmiştir.

Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumundaki akışkanın kompresör çıkış sıcaklığının R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla 3,6–11,3°C; 5,5–11,9°C ve 10,4–11,7°C daha düşük olduğu hesaplanmıştır.

Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kompresörde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla %44,3; %29,3 ve %14,3 daha yüksek elde edilmiştir. Kompresör hızının artması ile beraber akışkan debisi ve basınç oranının artması, kompresörde yok edilen ekserjinin yükselmesine sebep olmaktadır. Kompresörden geçen akışkan debisi R1234yf kullanılması durumunda daha fazla olduğundan dolayı, yok edilen ekserji de R134a kullanılması durumuna oranla daha fazladır.

Kompresör çalışma hızı ve evaporatör ile kondenserden geçen hava akımı sıcaklıklarının artması, evaporatördeki akışkan ve hava akımı arasındaki ortalama sıcaklık farkını arttıracığından dolayı hem kompresör hızının hem de ünitelerden geçen hava akımı sıcaklıklarının artması, evaporatörde yok edilen ekserjinin yükselmesi yönünde sonuç vermektedir. Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda evaporatörde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %4,28; %3,96 ve %2,99 daha yüksek elde edilmiştir.

Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda kondenserde yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %7,26, %14,55 ve %31,37 daha düşük hesaplanmıştır. Kompresör hızının artmasıyla beraber soğutucu akışkan kütleli debisi, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı arttığından dolayı, kondenserde yok edilen ekserji yükselmektedir. Bunun yanı sıra, kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkının azalmasına ve genellikle de kondenserde yok edilen ekserjinin düşmesine yol açmaktadır.

Sistemde R1234yf akışkanı kullanılması durumunda termostatik genişleme valfinden yok edilen ekserji R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %35,5; %19,0 ve %7,1 daha yüksek elde edilmiştir. Kompresör çalışma hızı ve ünitelere giren hava akımı giriş sıcaklıklarının artması, soğutucu akışkan debisi ve basınç oranını arttırdığından dolayı termostatik genişleme valfi boyunca yok edilen ekserji de yükselmektedir.

Sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji sonuçlarına paralel olarak; sistemde toplam yok edilen ekserji, kompresör hızı ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla beraber yükselmektedir. Sistemde yok edilen toplam ekserji R1234yf akışkanı kullanılması durumunda R134a akışkanına göre; 30–30°C, 35–35°C ve 40–40°C sıcaklık çiftleri için sırasıyla ortalama %1,39; %8,82 ve %15,24 daha yüksek elde edilmiştir.

Sistemin ayrı ayrı her iki akışkan ile çalışması durumunda da; düşük kompresör hızlarında gerçekleşen yok edilen ekserji miktarları çoktan aza doğru sırasıyla evaporatör, kompresör, kondenser ve termostatik genişleme valfinden iken, yüksek kompresör çalışma hızlarında ise kompresörde yok edilen ekserji miktarı diğer bileşenlerde yok edilen ekserji miktarlarına oranla daha fazla olmaktadır.

6.2. Sistemin Performans Parametreleri İçin Geliştirilen Ampirik Denklemlerin Sonuçları

F_1 ampirik bağıntısı çıktılarının deneysel performans parametreleri ile karşılaştırılması sonucu elde edilen korelasyon katsayıları 0,9482–0,9963, MRE değerleri %1,67–3,01 aralığında iken, RMSE değerleri ise oldukça yeterli seviyede düşük çıkmıştır.

Diğer bir taraftan, F_2 korelasyonu tahmin sonuçları 0,8642–0,9967 aralığında korelasyon katsayıları, %1,12–3,48 aralığında MRE değerleri ve F_1 korelasyonu ile kıyaslanabilecek düzeyde RMSE değerlerine sahiptir.

Tüm istatistiksel performans kriterleri göz önüne alındığında; evaporatör soğutma kapasitesi, soğutma tesir katsayısı ve evaporatör çıkışındaki havanın sıcaklığı tahminleri için F_1 , kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen güç ve kompresör

çıkış sıcaklığı tahminleri için F_2 korelasyonu kullanılabilir. Kondenserde atılan ısı ve sistemde yok edilen toplam ekserji tahminleri için ise F_1 ve F_2 korelasyonları çok yakın istatistiksel performans verilerine sahip olduklarından her iki korelasyon söz konusu performans parametreleri tahmininde kullanılabilir.

Her iki formdaki korelasyon da doğru tahmin sonuçları verdiği için dolayı, otomotiv iklimlendirme sistemlerinin performans parametreleri tahmini için kullanılabilir. Dolayısıyla, korelasyondaki katsayıları belirleyebilmek için sınırlı sayıda test sonuçları kullanılarak, otomotiv iklimlendirme sistemlerinin performansları doğru bir şekilde hesaplanabilir. Böylece mühendislik çabaları, zaman ve harcamalarda tasarrufta bulunulabilir.

6.3. Kondenserin Isı Transfer Modellemesi Sonuçları

R134a soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenser çıkış sıcaklıkları ve kondenserde gerçekleşen ısı transferi 5 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Soğutucu akışkan kondenser çıkış sıcaklıkları için deneysel ve teorik sonuçlar sahip oldukları %4,38 MRE, 2,19 °C RMSE ve 0,9938 'lik korelasyon katsayısı ile birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedir. Benzer şekilde, kondenserde atılan ısı için deneysel ve teorik sonuçlar sahip oldukları %0,88 MRE, 0,05 kW RMSE ve 0,9993 'lik korelasyon katsayısı ile birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedir.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak yapılan deneyler sonucu elde edilen ve ısı transfer modellemesi kullanılarak hesaplanan kondenser çıkış sıcaklıkları ve kondenserde gerçekleşen ısı transferi 5 farklı deney şartı için karşılaştırılmıştır. Teorik sonuçlar, deneysel sonuçlara sırasıyla %3,86, 2,22 °C ve 0,8320'lik MRE, RMSE ve R korelasyon katsayısı derecesinde yakınlık göstermektedir. Benzer şekilde, kondenserde atılan ısı için deneysel ve teorik sonuçlar sahip oldukları %1,53 MRE, 0,09 kW RMSE ve 0,9747 'lik korelasyon katsayısı ile birbirlerine oldukça yakınlık göstermektedir.

Yüksek sıcaklıkta kondensere giriş yapan soğutucu akışkan, kondenserden geçen hava akımı ile arasındaki büyük sıcaklık farkından dolayı hızlı bir şekilde ısı transferi gerçekleştirerek yaklaşık olarak ilk 10-12 bölgede sonunda kızgınlık atmaktadır.

Soğutucu akışkan yaklaşık son 4-5 bölgeye gelene kadar, yoğuşma bölgesi içerisinde kondenser boyunca en yüksek ısı taşınım katsayısı değerine sahip olmakta ve bu bölgede en fazla miktarda ısı transferinin gerçekleştirmektedir.

Yoğuşma bölgesinin ardından aşırı soğuma bölgesine giriş yapan soğutucu akışkan kondenserin yaklaşık olarak son 4-5 bölgesinde aşırı soğuma gerçekleştirerek kondenseri terketmektedir.

6.4. Öneriler

Karşılaştırılan iki soğutucu akışkandan R1234yf, R134a ile kıyaslanabilir seviyede performans parametrelerine ve çevreye zararsız özelliklere sahip olduğundan, yakın gelecekte taşıt iklimlendirme sistemleri için kullanım potansiyeli üzerine yapılan çalışmalara daha fazla yoğunlaşılabilir.

Sistemin enerjik performanslarını arttırabilmek amacıyla, başta evaporatör olmak üzere ısı değiştiriciler üzerine farklı tasarım çalışmaları gerçekleştirilebilir.

Kondenser performansını arttırmak amacıyla yoğuşma bölgesinin mümkün olduğunca uzun tutulması yönünde çalışmalar yapılabilir.

Sistem bileşenlerinde, özellikle yüksek hızlarda kompresörde, yok edilen ekserji miktarlarının azaltılabilmesi için deneysel sistem üzerindeki iyileştirme işlemleri devam ettirilebilir.

KAYNAKLAR

Alkan A., Hosoz M., Comparative Performance of an Automotive Air Conditioning System Using Fixed and Variable Capacity Compressors, *Int. J. Refrigeration*, 2010, **33**(3), 487–495.

Alkan A., Hosoz M., Experimental Performance of an Automobile Air Conditioning System Using a Variable Capacity Compressor for Two Different Types of Expansion Devices, *Int. J. Vehicle Des.*, 2010, **52**, 160–176.

Cavallini A., Zecchin R., A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation, *International Heat Transfer Conference 5*, Tokyo, Japan, 3-7 September 1974.

Cengel Y. A., *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York 2003.

Chang Y. J., Wang C. C., A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry, *Int. J. Heat Mass. Tran.*, 1997, **40**(3), 533-544.

Gnielinski V., New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Eng.*, 1976, **16**(2), 359-368.

Holman J. P., *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill, New York, 2012.

Hosoz M., Direk M., Performance Evaluation of an Integrated Automotive Air Conditioning and Heat Pump System, *Energ. Convers. Manage.*, 2006, **47**(15), 545–559.

Hosoz M., Direk M., Yigit K. S., Canakci M., Turkcan A., Alptekin E., R134a Soğutucu Akışkanlı Bir Otomobil İklimlendirme Sisteminin Performansına Çalışma Koşullarının Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *1. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu*, Balıkesir, Türkiye, 13-15 Eylül 2012.

Hosoz M., Direk M., Yigit K. S., Canakci M., Turkcan A., Alptekin E., Sanli A., Ozguc A. F., Transient and Steady-State Performance Evaluation of an R134a Automotive Air Conditioning System, *OTEKON*, Bursa, Türkiye, 07-08 Haziran 2010.

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

- Hosoz M., Ertunc H. M., Artificial Neural Network Analysis of an Automobile Air Conditioning System, *Energy Energ. Convers. Manage.*, 2006, **47**(11-12), 1574–1587.
- Hosoz M., Ertunc H. M., Karabektas M., Ergen G., ANFIS Modelling of the Performance and Emissions of a Diesel Engine Using Diesel Fuel and Biodiesel Blends, *Appl. Therm. Eng.*, 2013, **60**(1-2), 24-32.
- Hyun L. K., Pil W. J., Thermal Flow Analysis of HFC-134a MFC Condenser for Automotive Air-Conditioner, *SAE Technical Paper*, 1997, 970828.
- Jabardo J. M. S., Mamani W. G., Ianella M.R., Modeling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor, *Int. J. Refrigeration*, 2002, **25**(8), 1157–1172.
- Jabardo J. M. S., Mamani W. G., Modeling and Experimental Evaluation of Parallel Flow Micro Channel Condensers, *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.*, 2003, **25**(2), 107-114.
- Jung D., Assanis D. N., Numerical Modeling of Cross Flow Compact Heat Exchanger with Louvered Fins using Thermal Resistance Concept, *SAE Technical Paper*, 2006, 2006-01-0726.
- Kamar H. M., Ahmad R., Kamsah N.B., Mustafa A. F. M., Artificial Neural Networks for Automotive Air-Conditioning Systems Performance Prediction, *Appl. Therm. Eng.*, 2013, **50**(1), 63-70.
- Kays W.M., London A.L., *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
- Kiatsiriroat T., Euakit T., Performance Analyses of an Automobile Air-Conditioning System with R22/R124/R152A Refrigerant, *Appl. Therm. Eng.*, 1997, **17**(11), 1085–1097.
- Kilic M., Akyol Ş. M., Otomobil Kabinlerinin Isıtılmasında Farklı Hava Yönlendiricileri Kullanımının Isıl Konfora Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 2009, **29**(1), 25-36.
- Lee J. H., Bae S. W., Bang K. H., Kim M. H., Experimental and Numerical Research on Condenser Performance for R-22 and R-407C Refrigerants, *Int. J. Refrigeration*, 2002, **25**(3), 372–382.
- Lee Y., Jung D., A Brief Performance Comparison of R1234yf and R134a in a Bench Tester for Automobile Applications, *Appl. Therm. Eng.*, 2012, **35**, 240-242.
- Llopis R., Cabello R., Torrella E., A Dynamic Model of a Shell-and-Tube Condenser Operating in a Vapour Compression Refrigeration Plant, *Int. J. Therm. Sci.*, 2008, **47**(7), 926–934.
- Mathur G., Predicting and Optimizing Thermal and Hydrodynamic Performance of Parallel Flow Condensers, *SAE Technical Paper*, 1999, 1999-01-0236.

Mathur G., Simulating Performance of a Parallel Flow Condenser Using Hydrocarbons as the Working Fluids, *SAE Technical Paper*, 2001, 2001-01-1744.

Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragan A., Moles F., Peris B. Drop-in Energy Performance Evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a Vapor Compression System as R134a Replacements, *Appl. Therm. Eng.*, 2014, **71**(1), 259-265.

Navarro-Esbri J., Mendoza-Miranda J. M., Mota-Babiloni A., Barraga'n-Cervera A., Belman-Flores J. M. Experimental Analysis of R1234yf as a Drop-in Replacement for R134a in a Vapor Compression System, *Int. J. Refrigeration*, 2013, **36**(3), 870-880.

Ozgener O., Hepbasli A., Modeling and Performance Evaluation of Ground Source (Geothermal) Heat Pump Systems, *Energ. Buildings*, 2007, **39**(1), 66-75.

Petukhov B. S., *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, Academic Press, New York, 1970.

Ratts E. B., Brown J. S., An Experimental Analysis of the Effect of Refrigerant Charge Leven on an Automotive Refrigeration System, *Int. J. Therm. Sci.*, 2000, **39**(5), 592-04.

Sánta R., The Analysis of Two-Phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of the Boundary Condition, *Acta Polytech. Hung.*, 2012, 9(6), 167-180.

Stoecker W.F., Jones W.B., *Refrigeration & Air Conditioning*, McGraw-Hill, Singapore, 1982.

Wang C-C., System Performance of R-1234yf Refrigerant in Air-conditioning and Heat Pump System - An Overview of Current Status, *Appl. Therm. Eng.*, 2014, **73**(2), 1412-1420.

Wang S., Gu J., Dickson T., Modeling and Experimental Investigation of Accumulators for Automotive Air Conditioning Systems, *Int. J. Refrigeration*, 2006, **29**(7), 1109-1118.

Wongwises S., Kamboon A., Orachon B., Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioning system, *Energ. Convers. Manage.*, 2006, **47**(11-12), 1644-1659.

Zhao Y., Liang Y., Sun Y., Chen J., Development of a Mini-Channel Evaporator Model using R1234yf as Working Fluid, *Int. J. Refrigeration*, 2012, **35**(18), 2166-2178.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Aral M. C., Hosoz M., Suhermanto M., R134a ve R1234yf Soğutucu Akışkanlarını Kullanan Otomobil İklimlendirme Sistemi Performansının Ampirik Bağıntılar ile Belirlenmesi, *OTEKON*, Bursa, Türkiye, 23-24 Mayıs 2016.

Aral M. C., Hosoz M., Suhermanto M., Heat Transfer Modelling of a Parallel Flow Micro Channel/Louvered Fin Condenser Using Refrigerants R134a and R1234yf, *1st International Mediterranean Science and Engineering Congress*, Adana, Turkey, 26-28 Oct 2016.

Hosoz M., Suhermanto M., **Aral M. C.**, Comparison of the Experimental Performance of an Automotive Heat Pump System using HFO1234yf and HFC134a, *International Conference on Environment and Renewable Energy*, Munich, Germany, 25-27 May 2016.

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

ÖZGEÇMİŞ

1991 yılında Samsun'da doğdu. İlk ve orta öğretimini Yalova'da tamamladı. 2008 yılında girdiği Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden 2013 yılında mezun oldu. 2014 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalında yüksek lisans öğrenimine başladı.

