

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDEKİ ISI POMPASI VE
İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN PERFORMANSA ETKİSİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eser Ömer YILDIZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Can HAŞİMOĞLU

AĞUSTOS 2018

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDEKİ ISI POMPASI VE
İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN PERFORMANSA ETKİSİNİN
DENEYSEL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eser Ömer YILDIZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 16.08.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr.
Can HAŞİMOĞLU
Jüri Başkanı

Prof. Dr.
Hüseyin BAYRAKÇEKEN
Üye

Doç.Dr.
Ahmet KOLİP
Üye

BEYAN

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

Eser Ömer YILDIZ

16.08.2018

TEŞEKKÜR

Tez alıŐma s¼recinde her t¼rl¼ yardım ve desteklerinden dolayı değerli danıŐman hocam Prof. Dr. Can HAŐIMOęLU'na teŐekk¼r ederim. Bilgi ve deneyimleri ile s¼rekli desteğini g¼rd¼ę¼m, hazırlamıŐ olduğu deney setini kullanmama izin veren Dr. Öğretim Üyesi Alpaslan ALKAN hocama teŐekk¼r ederim. Bilgi ve tecr¼belerinden istifade ettiğim Doç. Dr. Ahmet KOLİP hocama ve j¼ri üyeliği için gelen Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN hocama teŐekk¼r ederim. Deney çalıŐmalarım sırasında maddi manevi desteğini esirgemeyen ailem ve arkadaşlarıma teŐekk¼r ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
SUMMARY	xvi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2.	
KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
2.1. Matematiksel Modelleme	2
2.2. Performans Karşılaştırması	3
2.3. Deneysel Çalışma	4
BÖLÜM 3.	
SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE ISI POMPASI	8
3.1. Soğutma Makinaları.....	9
3.2. Carnot ve Ters Carnot Çevrimi	10
3.3. İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	12
3.4. Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	14
3.5. Isı Pompası.....	15
BÖLÜM 4.	

6.1.4. Kompresör çıkış sıcaklığı.....	39
6.1.5. Dış ünite de çekilen ısı.....	42
6.1.6. Soğutucu akışkan kütle sel debisi.....	44
6.2. Deney Sonuçlarının İç Ünite Hava Hızına Göre Analizi.....	47
6.2.1. Dış ünite den çekilen ısı.....	47
6.2.2. Kompresör gücü.....	49
6.2.3. Isıtma kapasitesi.....	52
6.2.4. Isıtma tesir katsayısı (ITK).....	55
6.2.5. Dış ünite hava çıkış sıcaklığı.....	57
6.2.6. Kompresör çıkış sıcaklığı.....	59
6.2.7. Soğutucu akışkan kütle sel debisi.....	62
BÖLÜM 7.	
TARTIŞMA VE SONUÇ.....	65
KAYNAKLAR.....	70
ÖZGEÇMİŞ.....	72

SİMGELER VE KISALTMALAR

CFC	: Kloroflorokarbon
CO ₂	: Karbondioksit
COP	: Etkinlik katsayısı
d.ü.	: Dış Ünite
Ē	: Ekserji
GWP	: Küresel ısınma potansiyeli
h	: Soğutucu akışkanın özgül entalpisi (kJ kg ⁻¹)
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
h.g.	: Hava girişi
Ihx	: İç ısı değiştirici
ITK	: Isıtma tesir katsayısı
IP	: Isı pompası
i.ü.	: İç Ünite
K	: Isı iletim katsayısı (Wm ⁻¹ °C ⁻¹)
Komp	: Kompresör
m	: Kütleli debi (g s ⁻¹)
ODP	: Ozon tüketim potansiyeli
P	: Basınç (kPa)
Q _{dü}	: Dış üniteye çekilen ısı
Q _H	: Yüksek sıcaklıklı ısı miktarı
Q _{IK}	: Isıtma kapasitesi
Q _L	: Düşük sıcaklıklı ısı miktarı
S	: Özgül entropi (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
SM	: Soğutma makinası
STK	: Soğutma tesir katsayısı

T	: Sıcaklık (°C)
TXV	: Termostatik genişleme valfi
Top.	: Toplam
Th	: Yüksek sıcaklık
TL	: Düşük sıcaklık
T _{iü}	: İç ünite hava akım sıcaklığı
T _{dü}	: Dış ünite hava akım sıcaklığı
T ₀	: Ortam sıcaklığı
Valf	: Genişleme valfi
V _{d.ü.}	: Evaporatör (Dış ünite) üzerinden geçen hava akımının hızı (m s ⁻¹)
V _{i.ü.}	: Kondenser (İç ünite) üzerinden geçen hava akımının hızı (m s ⁻¹)
W _{komp}	: Kompresör gücü (W)
W _{net,giren}	: Kompresöre giren net iş

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Soğutma makinası çalışması.....	10
Şekil 3.2. Carnot çevriminin P-V diyagramı.....	10
Şekil 3.3. Ters carnot çevriminin P-V diyagramı.....	11
Şekil 3.4. Temel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	12
Şekil 3.5. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı.....	13
Şekil 3.6. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı.....	14
Şekil 3.7. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	15
Şekil 3.8. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı.....	15
Şekil 3.9. Isı pompasının çalışması.....	16
Şekil 4.1. Otomobil iklimlendirme deney sistemi genel görünümü.....	18
Şekil 4.2. Otomobil iklimlendirme deney sistemi ısı pompası çalışma şekli şematik resmi.....	20
Şekil 4.3. Otomobil iklimlendirme deney sistemi iç ısı değiştiricili çalışma şekli şematik resmi.....	21
Şekil 4.4. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi iç ünite fanı.....	22
Şekil 4.5. Deneysel iklimlendirme sistemi ısıtma çevrimi ekipmanları.....	23
Şekil 4.6. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan kondenser ve evaporatör.....	23
Şekil 4.7. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi iç ünite ısıtıcı rezistansları	23
Şekil 4.8. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi klima kompresörü.....	24
Şekil 4.9. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan Krohne marka kütle akış sensörü.....	25
Şekil 4.10. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan sıcaklık/nem ve hava akımı hız sensörlerin montaj resimleri.....	27

Şekil 6.1. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	33
Şekil 6.2. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	34
Şekil 6.3. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası çalışma şartları).....	34
Şekil 6.4. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	35
Şekil 6.5. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	36
Şekil 6.6. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	36
Şekil 6.7. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası çalışma şartları).....	37
Şekil 6.8. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	37
Şekil 6.9. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	38
Şekil 6.10. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	38

Şekil 6.11. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=2,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası çalışma şartları).....	39
Şekil 6.12. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=2,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	39
Şekil 6.13. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $2,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	40
Şekil 6.14. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $3,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	41
Şekil 6.15. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $2,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası çalışma şartları).....	41
Şekil 6.16. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $2,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	42
Şekil 6.17. Dış ünite de çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $3,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	43
Şekil 6.18 Dış ünite de çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $3,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	43
Şekil 6.19. Dış ünite de çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $2,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, ısı pompası çalışma şartları).....	44
Şekil 3.20. Dış ünite de çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü}=$ $2,6m/s$ $T_{i.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=5\text{ }^{\circ}C$ / $T_{i.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, $T_{d.ü,h.g.}=15\text{ }^{\circ}C$, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	44

Şekil 6.21. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	45
Şekil 6.22. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	46
Şekil 6.23. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C / $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C ısı pompası çalışma şartları).....	46
Şekil 6.24. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}= 2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	47
Şekil 6.25. Dış üniteden çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	48
Şekil 6.26. Dış üniteden çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort.,d.ü.}= 3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	48
Şekil 6.27 Dış üniteden çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort.,d.ü.}= 2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, ısı pompası çalışma şartları).....	49
Şekil 6.28 Dış üniteden çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	49
Şekil 6.29. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}$ $=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	50
Şekil 6.30. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}$ $=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	51

- Şekil 6.31 Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$ $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, ısı pompası çalışma şartları)..... 51
- Şekil 6.32 Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları).... 52
- Şekil 6.33. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)..... 53
- Şekil 6.34. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)..... 53
- Şekil 6.35 Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, ısı pompası çalışma şartları)..... 54
- Şekil 6.36 Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları)..... 54
- Şekil 6.37. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)..... 55
- Şekil 6.38. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)..... 56
- Şekil 6.39. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^{\circ}\text{C}$, ısı pompası çalışma şartları)..... 56
- Şekil 6.40. Dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$

°C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	57
Şekil 6.41. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	58
Şekil 6.42. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	58
Şekil 6.43. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, ısı pompası çalışma şartları).....	59
Şekil 6.44. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	59
Şekil 6.45. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)...	60
Şekil 6.46. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	60
Şekil 6.47. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, ısı pompası çalışma şartları).....	61
Şekil 6.48. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C/ $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	61
Şekil 6.49. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	62
Şekil 6.50. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6$ m/s $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları).....	63

- Şekil 6.51. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort,d.ü.} = 2,6\text{m/s}$
 $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı
pompa çalışma şartları)..... 63
- Şekil 6.52. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort,d.ü.} = 2,6\text{m/s}$
 $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, iç ısı
değiştirici çalışma şartları)..... 64

TABLolar LİSTESİ

Tablo 4.1. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi ekipmanları	22
Tablo 4.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi klima kompresörü teknik özellikleri	22
Tablo 4.3. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan basınç transmitterleri teknik özellikleri	26
Tablo 4.4. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan hava akımı sıcaklık/nem sensörünün teknik özellikleri	27
Tablo 4.5. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan hava akış transmitteri teknik özellikleri	27

ÖZET

Anahtar kelimeler: R134a, .otomobil ısı pompası, iç ısı değiştirici, iklimlendirme.

Bu alışmada R134a soğutucu akışkanı ile çalışan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin kullanımı deneysel olarak araştırılmıştır. Laboratuvar ortamında hazırlanmış olan otomobil iklimlendirme sisteminin elektronik ve mekanik lem yapan cihazlar ile kontrol ve takibi yapılmıştır. lem cihazlarından alınan veriler veri aktarma ekipmanları ile bilgisayara iletilmiş ve sonuçlar excel programında listelenmiştir. Isıtma sistemi dış ünite, i ünite, iç ısı değiştirici, kompresör, elektrik motoru, genleşme valfi ve soğutucu akışkandan meydana gelmektedir. Yapılan deneylerde iklimlendirme sistemi iki ayrı durumda ısı pompası ve i ısı değiştiricili olarak incelenmiştir. Bu çerçevede i ünite hava akım hızı ve sıcaklığı, dış ünite hava akım hızı ve sıcaklığı ile kompresör devri değişkenlerine göre karşılaştırma yapılmıştır. Karşılaştırma sonuçları excel'de grafik haline getirilmiş ve sunulmuştur.

İklimlendirme sisteminde ısı pompası ve i ısı değiştiricili iki farklı çalışma durumu karşılaştırılmış ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur. Kış alışması olarak yapılan deneylerde; kompresör devrindeki artışa bağlı olarak, aynı dış ünite hava akım sıcaklığı ve hava akım hızı için i ünite hava akım hızı arttırılmışında; ısıtma tesir katsayısının (ITK) azaldığı; ısıtma kapasitesi, dış üniteden çekilen ısı, kompresör gücü, kompresör çıkış sıcaklığı ve soğutucu akışkan kütlesel debisinin ise arttığı grlmştir.

Diğer bir karşılaştırmada ise i ünite hava akım hızının artması ve dış ünite hava akım hızının sabit kalması ile kompresör gücü, dış ünite hava sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığının azaldığı, i ünitede çekilen ısı, ısıtma kapasitesi, ısıtma tesir katsayısı (ITK) ve soğutucu akışkan kütlesel debisinin ise arttığı belirlenmiştir. Aynı şartlarda sistemin her iki çalışma durumunda yapılan ekserji analizinde ise genleşme elemanı, i ünite ve toplam yok edilen ekserjide azalma olduğu tespit edilmiş; kompresörde ve dış ünitede yok edilen ekserjinin ise arttığı grlmştir.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PERFORMANCE EFFECT OF HEAT PUMP AND INTERNAL HEAT EXCHANGER IN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEM

SUMMARY

Keywords: R134a, automobile heat pump, internal heat exchanger, air-conditioning

In this work, the usage of empirical automobile air-conditioning system with R134a coolant has been investigated empirically. The automobile air-conditioning system having a setup in a laboratory environment has been monitored and controlled with both electronic and mechanic measurement devices. The data obtained from the measurement devices were transferred to a PC with data acquisition system and the results were listed in Excel. A heating unit consists of external unit, internal unit, internal heat exchanger, compressor, electrical machine, expansion valve and coolant. The realized air-conditioning system was investigated for two different cases with heat pump and internal heat exchanger. The air flow rate and temperature of both internal and external unit was compared with respect to compressor rotation variance. The comparison results were given in graphical form in Excel and presented in the study.

In the air-conditioning system the two cases (with heat pump and with internal heat exchanger) were compared and their results were presented in graphical form. The experiments were realized for winter conditions. In the experiments, depending on the increase in compressor rotation, when the internal unit air flow rate is increased for the same external unit air flow temperature and rate; the heating capacity, the heat drawn from the external unit, the compressor power, the compressor output temperature, and the mass flow of the coolant increase while the heating efficiency coefficient decreases.

Another comparison was made for the case of the increase in air flow rate of the internal unit and that of external unit was being kept constant. In this case, the compressor power, the external unit temperature and the compressor output temperature decrease while the heat drawn from the internal unit, the heating capacity, the heating efficiency coefficient and the mass flow of the coolant increase. In the exergy analysis for the both two cases in the same conditions, the exergy destruction decreases in the expansion valve in the rate of total exergy and in the internal while the exergy destruction in the compressor and external unit decreased.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Teknolojik gelişmelerin hızla ilerlediği, insanlığın konforuna daha fazla önem verdiği günümüzde her alanda arttığı gibi araçlara bilhassa otomobillerde konfor amaçlı klima uygulamalarında da kendini göstermiş ve seri üretimle maliyetlerin düşmesi, araç klimasına olan talebi arttırmıştır. Üretimde günümüzde klima standartlaştırılmış ve lüks olmaktan çıkıp zaruri ihtiyaç haline gelmiştir. Genellikle klima sistemleri taşıtlarda araç motorundan tahrikli kompresörler ya da küçük araçlarda elektrikli hermetik kompresörler kullanılmaktadır.

Otomobil hacimlerinin binalara göre çok daha küçük olması, metal aksamı olması ve güneş ışığını ve ısınıyı daha fazla alması sebebiyle daha hızlı soğuyup/ısınırken aynı zamanda nem kontrolü ve temiz hava ihtiyacı da daha hızlı olmalıdır. Konfor amaçlı klima sistemleri de bize bu imkânı sağlamakta ve ihtiyaçlarımıza hızlı cevap vermelidir. Zira konfor amaçlı klima sistemi sürücü ve yolculara rahat bir yolculuk için uyku, sersemlik hissi, dikkat bozukluğu vb. gibi olumsuzlukları önlemede etkin rol oynamaktadır.

Yaz şartlarında kabin içi düşük ısı kaynağı kabin dışı yüksek ısı kaynağı, kış şartlarında ise kabin içi yüksek ısı kaynağı kabin dışı ise düşük ısı kaynağıdır. Bu sebeple yaz şartlarında kabin içi soğutulması, kış şartlarında ise ısıtılması gerekmektedir. Kabin içi ısı konfor; sıcak hava şartlarında taşıt içi hava sirkülasyonu sıcak havanın uzaklaştırılıp neminin alınması ve filtrelenmiş taze havanın kabin içine gönderilmesi ile sağlanır. Kış şartlarında ise genellikle motor soğutma suyunun ısı ile kabin içi ısıtılmaktadır.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılan bir otomobil klima sisteminin; ısı pompası ve iç ısı değiştiricili olarak çalıştırılmasının, klima performansına olan etkileri deneysel olarak araştırılmıştır.

BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Rekabetin artması ve fikir haklarından dolayı, otomobil klima sistemlerinin deneysel performansına ilişkin yayınlar, kısıtlı kalmıştır. Bu yayınlarda farklı soğutucu akışkanların performans karşılaştırmaları, matematiksel modeller ile deneysel sonuçların karşılaştırmaları, yapay sinir ağları ile modellemeler ve otomobil klima sisteminde kullanılan farklı tipteki elemanların performansa etkileri analiz edilmiştir.

1987'deki Montreal Protokolü ile ozon tabakasına zarar veren klor atomu içeren soğutucu akışkanların kullanımı sınırlandırılmış ve kademeli olarak yasaklanmıştır. Bu Protokol sonucu otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan CFC ve HCFC içerikli soğutucu akışkanlar kademeli olarak yasaklanmıştır (Billiard, 2001).

Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan mevcut soğutucu akışkan, HFC soğutucu akışkan gurubundaki R134a soğutucu akışkanıdır. R134a soğutucu akışkanın GWP değeri 1430 birimdir.

2.1. Matematiksel Modelleme

Bir otomobil ısı pompası / klimasının benzetim yöntemi ile matematiksel modelini gerçekleştirdiler. Bu modelde R12 ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanarak ısıtma ve soğutma halleri için ısıtma ve soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarı değişimi, soğutma durumundaki sistem STK değerleri ile ısıtma durumundaki ısıtma tesir katsayısı (ITK) değerini, ayrıca iki farklı durum için kompresör devrinin performansa etkisini belirlediler. Soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığını, ısıtma durumunda ise ITK değerinin arttığını tespit ettiler. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma durumları için deneysel analizlerinde, birbirine yakın sonuçlar elde ettiler. Otomobil ısı pompası/klimasında ısıtma durumunda buldukları sistem ITK değerinin, soğutma

durumunda buldukları sistem STK'sından daha yüksek olduğunu gözlemlədiler (Ronald ve ark., 1993).

İdeal otomobil klima sistemlerinde çeşitli soğutucu akışkanların çalışma performansı karşılaştırmasını ve bilgisayar benzetim modeli hazırladılar. Bu modele R12' ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R134a, R290, R600a ve bir propan ve izobütan karışımı olan R290/R600a akışkanlarının sıkıştırma basıncı, enerji tüketimi ve STK değerlerinin birbirleri üzerine etkisini araştırdılar (Joudi ve ark., 2003).

Değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sistemi için bilgisayar modeli oluşturmuşlardır. İç üniteye giren hava akımı sıcaklığı ve dış ünite giriş havası akımı sıcaklığı ile kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin motor performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla, bir bilgisayar benzetim programı hazırlayıp, yaptıkları deneysel çalışma sonuçlarını bilgisayar simülasyonuna göre karşılaştırmışlardır (Jabardo ve ark., 2002).

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan bir otomobil klima sisteminde, kompresör devrine bağlı olarak, her bir çevrim elemanı için kayıpların değerlerini termodinamiğin II. kanununu kullanarak belirlemişlerdir. En fazla kaybın, sistemdeki kompresörde gerçekleştiğini bulmuşlardır (Ratts ve Brown, 2000).

2.2. Performans Karşılaştırması

Performans analizine dayalı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan otomobil klima sistemi için R22/R124/R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir karışım üzerinde çalıştılar. Geliştirdikleri matematiksel yöntemlerle her bir bileşeni inceleyip R22 soğutucu akışkanın yüksek yoğunluğunun soğutma tesir katsayısı (STK) değerini düşürdüğünü tespit ettiler (Kiatsiriroat ve Euakit, 1997).

Otomobil klima sistemlerinde R134a soğutucu akışkanı ve R744 soğutucu akışkanının kullanıldığı çevrim modelleri üzerinde karşılaştırmalar yapmışlardır. R134a soğutucu akışkanı kullanılan çevrimi kompresör, kondenser, genleşme elemanı ve

evaporatörden; R744 kullanılan sistemi ise bunlara ek olarak ısı değiştirgeci ilave ederek düzenlemişlerdir. Brown ve arkadaşları yaptıkları analizler sonucu, R134a soğutucu akışkanı kullanılan otomobil kliması değiştirilip R744 kullanıldığında, R134a'lı çevrimden daha iyi Soğutma Tesir Katsayısı (STK) değerlerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir (Brown ve ark., 2001).

R134a kullanılan bir soğutma sisteminin performans analizini gerçekleştirmiş ve kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirlemiştir. Ayrıca, R134a akışkanının yerine çevreye daha az zararlı bir akışkan olan CO₂ gazı kullanımının avantajlarını da tespit etmişlerdir (Lundberg, 2002).

Soğutucu akışkan olarak R744 kullanılan bir otomobil ısı pompası/kliması sisteminin deneysel performans analizini gerçekleştirmiştir. Sistemin soğutma ve ısıtma performansı, yakıt tüketimi, uzun süreli kullanım için R134a ve R744 soğutucu akışkanların üstünlüklerini tespit etmiştir. R744 soğutucu akışkanın otomobil ısı pompası / kliması için kullanımında R134a'ya kıyasla daha iyi soğutma performansı, daha düşük yakıt tüketimi ve daha yüksek ısıtma performansı sonuçları verdiğini belirlemiştir (Mager, 2002).

R12 soğutucu akışkanı ile R12'ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R401a, R290 ve R134a soğutucu akışkanları, R12 kullanan otomobil klima sistemlerinde soğutma kapasitesi ve STK parametrelerini karşılaştırmışlardır. R12 ye en yakın STK değerlerini R401a, soğutma kapasitesi en yüksek akışkanın R290 ve en az çevresel zarara yol açan akışkanın ise R290 olduğunu belirlemişlerdir (Halimic ve Ross, 2003).

2.3. Deneysel Çalışma

Deneysel ve teorik olarak yaptıkları bir çalışmada R12 soğutucu akışkanı ile çalışan bir otomobil klimasında R22, R134a, R142b, RE170, R290, R600a gibi farklı akışkanlardan oluşan soğutucu akışkan karışımlarının otomobil klima performansına etkilerini incelemişlerdir (Jung ve ark., 1999).

Deneysel performans karşılaştırmalı olarak R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimasında deneysel veriler üzerinden enerji analizi yaparak aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın yaklaşık %7 daha düşük STK değerleri verdiği görülmüştür. STK'nın, evaporatör yükü ile arttığı, kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile birlikte ise düştüğü belirlenmiştir. Soğutma yükü sabit kaldığında, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20–21 daha düşük bir soğutucu akışkan kütleli debisi ile çalıştığı tespit edilmiştir (Esen ve Hoşöz, 2006).

Deneysel bir çalışmada otomobil klima sistemindeki soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak her bir elemandaki kayıplar belirlenmiş. Sistemdeki kaçaklar nedeniyle soğutucu akışkanın şarj seviyesindeki azalmanın klima performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu azalmanın, kondenserdeki basıncın düşmesine ve soğutucu akışkan sıcaklığında artışa neden olduğunu tespit etmişlerdir (Ratts ve Brown, 2000).

Bir otomobil kliması sisteminin detaylı deneysel analizini yaparak evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, soğutucu akışkan debisi, sistem soğutma tesir katsayısı, minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini belirlemişlerdir. Evaporatör sıcaklığının ve kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin arttığını, aynı zamanda kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç değerinin de arttığını, bunun neticesinde sistem soğutma tesir katsayısının düştüğünü belirlemişlerdir. Soğutucu akışkan debisinin fonksiyonu olarak kondenser, evaporatör ve çevre sıcaklıklarındaki değişimleri gözlemlemişlerdir (Kaynaklı ve Horuz, 2003).

Deneysel çalışma ile ısı pompası olarak çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma durumlarındaki performanslarını tespit etmişler. Deneylerin neticesinde, sistemin çok düşük olmayan ortam havası sıcaklıklarında yeterli ısıtma kapasitesine ulaştığı, fakat ısıtma tesir katsayısının, soğutma tesir katsayısına değerine oranla daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Kompresör devrinin yükselmesi ile birlikte soğutma

ve ısıtma kapasitelerinin de arttığı, ancak ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının düştüğünü tespit etmişlerdir (Hoşöz ve Direk, 2006).

R744 soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminde çalışma parametrelerinin soğutma performansına etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışmada R744 soğutucu akışkanı ile çalışan bir otomobil klima sistemi düzeneği kurmuşlar. Kullanılan sistemde farklı iki tipteki kondenser görevine göre gaz soğutucu ile evaporatör ve bir iç ısı değiştiricinin performansa etkilerini belirlemişlerdir (Kim ve ark., 2009).

Değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sisteminin genişleme elemanı olarak orifis tüp ve termostatik genişleme valfi (TXV) kullanılması durumlarındaki deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak belirlemişlerdir (Alkan ve Hoşöz, 2010).

Aynı yazarlar %100 çevre havası ile çalışan bir otomobil klima sisteminde genişleme elemanı olarak termostatik genişleme valfi (TXV) ile sabit ve değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumundaki performansını deneysel çalışma ile karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda, değişken kapasiteli kompresöre göre %5–10 arasında daha yüksek soğutma kapasiteleri ve düşük devirlerde daha yüksek STK değerleri elde etmişlerdir (Alkan ve Hoşöz, 2010).

Klasik bir otomobil kliması ters yönde çalıştırılarak elde edilen ısı pompası sisteminin performansı, ısı kaynağı olarak çevre havasının kullanılması ile motor soğutma suyu ve egzoz gazlarından çıkan atık ısılarının kullanılması durumları için test edilmiştir. Ayrıca ısı pompası sisteminin performansı, motor soğutma suyu ısını kullanan kalorifer sisteminin performansı ile karşılaştırılmış, sistemin soğutma durumundaki performansı da analiz etmişler. Deneysel sonuçlarına göre sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, her ısı kaynağı durumu için ısı pompası sisteminin ve onu çalıştıran dizel motorun performans parametreleri ve egzoz emisyon değerleri belirlenmiş ve birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Klima sistemi bileşenlerinde yok edilen ekserji ve toplam yok edilen ekserji artan kompresör devri ile birlikte iç ve dış

ünite kanalına giren hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla birlikte arttığını tespit etmişler. Soğutma durumunda ise klima sistemi bileşenleri içerisinde en yüksek ekserji yoğunlaştırıcuda yok edilmiş, yoğunlaştırıcuyu sırasıyla kompresör, buharlaştırıcı ve genişleme valfi takip etmiştir (Direk ve Hoşöz, 2011).

R134a soğutucu akışkanı ile çalışan, termostatik genişleme valfi ve sabit strok hacimli kompresör kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemi kurmuşlar. Sistem, kompresör devri ve hava akımlarının evaporatör ve kondensere giriş sıcaklıkları değiştirilerek test edilmiştir. Hem yaz hem de kış çalışma durumlarında kompresör devri arttıkça soğutucu akışkan debisinin de artması nedeniyle soğutma ve ısıtma kapasitelerinde artış olmuştur (Tekin ve Hoşöz, 2015).

Deneysel otomobil klima sistemini elektrik motoru tahrikli olarak otomobil klima sistemi elemanları ile elektriksel ve mekaniksel ölçüm cihazlarını taşıyabilecek şekilde deney sistemi oluşturmuş. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımının sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğunlaşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı artmakta olduğu görülmüştür (Alkan ve Kolip, 2015).

İklimlendirme sisteminde deneysel çalışmada enerji ve ekserji analizlerinin yapıp performans analizlerinin belirlenmesinde sistemde kullanılan soğutucu akışkanın ve hava akımının belirli noktalardaki basınç, sıcaklık ve nem değerlerinin termodinamik ve termodinamik özelliklerinin bilinmesi ya da hesaplanması gerekmektedir. Soğutucu akışkan R134a için deneysel olarak elde edilmiş mol kütlesi, basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi değerlere bağlı olarak hal denklemleri yardımı ile termodinamik özellikler belirlenmiştir. R134a soğutucu akışkanı ve hava akımı için ısıtmaya yönelik termodinamik ve termodinamik özellikleri mevcuttur.

BÖLÜM 3. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE ISI POMPASI

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri de soğutmadır. Soğutma düşük sıcaklıktaki bir ortamın ısının aktarılmasıdır. Soğutma işlemini gerçekleştiren cihazlara soğutma makinası, çalıştıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri denir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bu çevrimde soğutkan sırasıyla buharlaşır, yoğunlaşır ve buhar fazındayken sıkıştırılır. Çok kullanılan bir başka soğutma çevrimi de gaz akışkanlı soğutma çevrimidir.

Isı akışkanının azalan sıcaklık yönünde, başka bir ifade ile yüksek sıcaklıktaki ortamlardan düşük sıcaklıktakilere doğru olduğu tecrübe ile sabittir. Bu yönde ısı aktarımı işlemi doğada herhangi bir cihaza gerek duymadan oluşur. Diğer taraftan ters yöndeki işlem kendiliğinden oluşamaz. Düşük sıcaklıktaki ortamdaki yüksek sıcaklıktakine ısının aktarılması için soğutma makinaları olarak adlandırılan özel cihazlara gereksinim duyulur (Çengel ve Boles 1989).

Düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısıyı aktaran bir başka cihaz da ısı pompasıdır. Soğutma makinaları ve ısı pompaları aslında aynı cihazlar olmakla birlikte, kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinasının hedefi soğutulan hacimden ısı çekerek onu düşük sıcaklıkta tutmaktır. Isı pompasının amacı ise ısıtılan ortamı yüksek bir sıcaklıkta tutmaktır. Bunu sağlamak için, kuyu suyu veya kış aylarında soğuk dış hava gibi düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekilir ve bu ısı ev gibi daha sıcak bir ortama aktarılır. Soğutma makinası ve ısı pompasının verimini ifade eden etkinlik katsayıları aşağıdaki şekildedir.

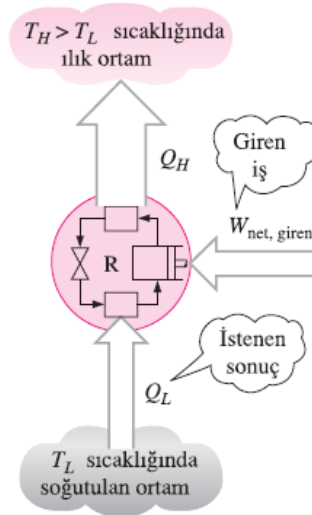
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{\text{Elde Edilmek İstenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Soğutma Etkisi}}{\text{İş Girişi}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net,g}}} \quad (3.1)$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{\text{Elde Edilmek İstenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Isıtma Etkisi}}{\text{İş Girişi}} = \frac{Q_H}{W_{\text{net.g}}} \quad (3.2)$$

3.1. Soğutma Makinaları

Isıl enerjinin önceki paragrafta belirtildiği gibi sıcak ortamdan daha soğuk bir ortama doğru aktığı belirtilmişti. Bu sıcaklık akımı için herhangi makinaya da gereksinim yoktur ve tabii olarak doğal kanunlar neticesinde gerçekleşir. Bu işlemin tersinin ise aynı şekilde gerçekleşmesi söz konusu değildir. Soğuk ortamdan sıcak ortama soğuk hava akımının geçişini soğutma makinaları ile gerçekleştirmek mümkündür.

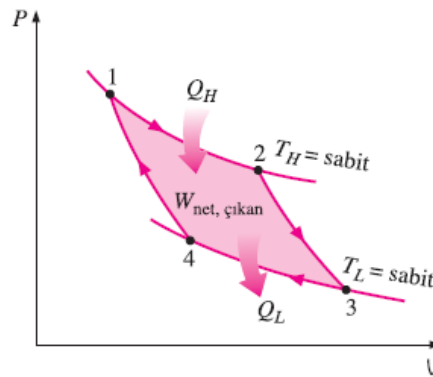
Soğutma makinaları da ısı makinaları gibi içinde soğutucu akışkan dolaşan bir çevrim yaparak çalışır ve en çok kullanılan soğutma çevrimi ise buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimidir. Çevrimin dört ana elmanı ise kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma vanasıdır. Kompresöre buhar olarak giren soğutucu akışkan yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Kompresörden daha yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan, yoğuşturucu borularında ortama ısı vererek soğur ve yoğuşma meydana gelir. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan geçtikten sonra kılcal borularda kısılma etkisi altına girer. Kılcal borularda akışkanın sıcaklık basıncı düştükten sonra akışkan buharlaştırıcıya girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcının akabinde kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanmış olur (Çengel ve Boles 1989).



Şekil 3.1. Soğutma makinası çalışması (Çengel ve Boles 1989).

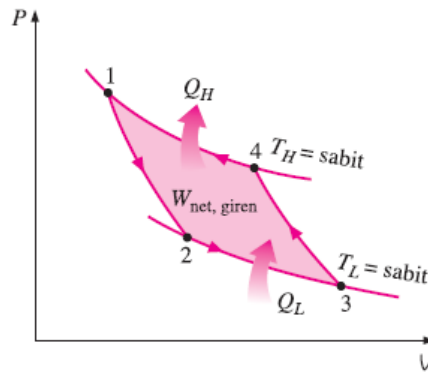
3.2. Carnot ve Ters Carnot Çevrimi

Isı makinalarının bir çevrim gerçekleştirerek çalıştığı iş akışkanının her çevrim sonunda ilk haline geri döner. Çevrimin bir bölümünde iş akışkanı iş yaparken, diğer bölümünde iş akışkanı üzerinde iş yapılır. Bu ikisi arasındaki fark ısı makinası tarafından yapılan net iştir. Isı makinasının verimi genellikle çevrimi oluşturan hal değişimlerinin nasıl gerçekleştiğine bağlıdır. Net iş ve dolayısıyla çevrimin verimi en az iş olarak ve en çok iş yaparak gerçekleşen hal değişimlerinin kullanılmasıyla başka bir deyişle tersinir hal değişimleri kullanılarak en yüksek değere çıkarılabilir. Carnot çevrimi P-V diyagramı şekil 3.2’de gösterilmiştir (Çengel ve Boles 1989).



Şekil 3.2. Carnot çevriminin P-V diyagramı (Çengel ve Boles 1989).

Carnot ısı makinası çevrimi tümüden tersinir bir çevrimdir ve onu oluşturan tüm hal değişimleri ters yönde gerçekleştirilebilir. Bu durumda Carnot soğutma makinası çevrimi elde edilmiş olur. Çevrimde ısı ve iş etkileşimleri ters yöne çevrilmesi dışında çevrimin kalan kısmı tamamen aynıdır. Q_L miktarda ısı düşük sıcaklıktaki ısıl depodan çekilir, Q_H miktarda ısı yüksek sıcaklıktaki ısıl depoya verilir ve bunları gerçekleştirmek için çevrime $W_{\text{net,giren}}$ kadar iş sağlanır. Ters Carnot çevrimi P-V diyagramı şekil 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Ters Carnot çevriminin P-V diyagramı (Çengel ve Boles 1989).

Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir soğutma makinası veya ısı pompası Carnot soğutma makinası veya Carnot ısı pompası olarak adlandırılır. Tersinir ve tersinmez soğutma makinası ve ısı pompasının etkinlik katsayıları aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir (Çengel ve Boles 1989).

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (3.3)$$

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (3.4)$$

Q_L düşük sıcaklıktaki ortamdan çekilen ısı miktarı, Q_H ise yüksek sıcaklıktaki ortama atılan ısı miktarı olarak verilmiştir. Bütün tersinir soğutma makinaları veya ısı pompalarının etkinlik katsayıları, yüksek sıcaklıktaki ve düşük sıcaklıktaki ısıl depoların mutlak sıcaklıkları yazılarak aşağıdaki denklemde şu şekilde ifade edilebilir.

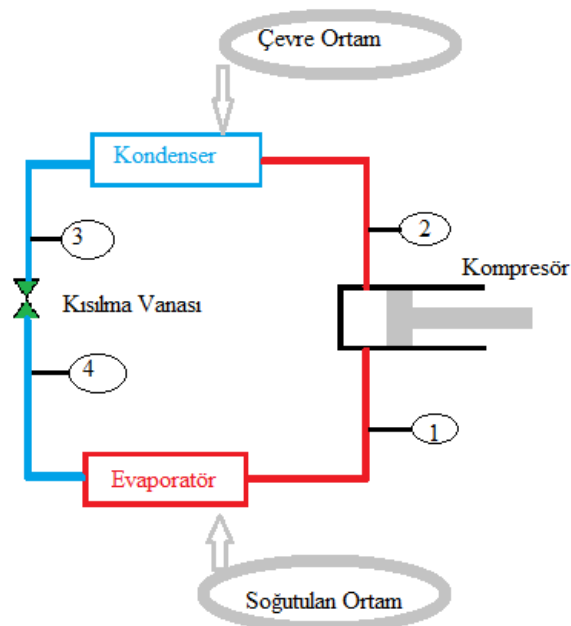
$$\text{COP}_{\text{SM,tr}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.5)$$

$$\text{COP}_{\text{IP,tr}} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (3.6)$$

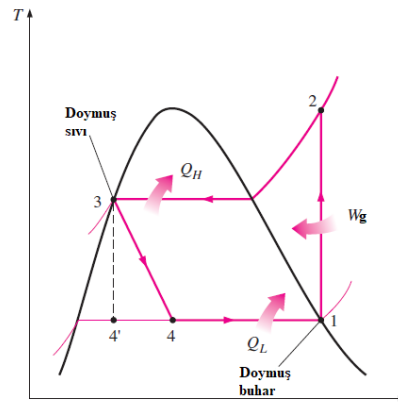
3.3. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevriminin uygulanması sırasında karşılaşılan bazı aksaklıkları gidermek için soğutucu akışkanın sıkıştırmadan önce tamamen buharlaştırılması ve türbin yerine genişleme vanası veya kılcal boru kullanılması ile oluşan çevrim, ideal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi olarak adlandırılır. Çevrim şu dört hal değişiminden oluşur.

- 1-2 kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi
- 3-4 genişleme cihazında kısılma
- 4-1 buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması



Şekil 3.4. Temel buhar sıkıştırma soğutma çevrimi



Şekil 3.5. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı (Çengel ve Boles 1989).

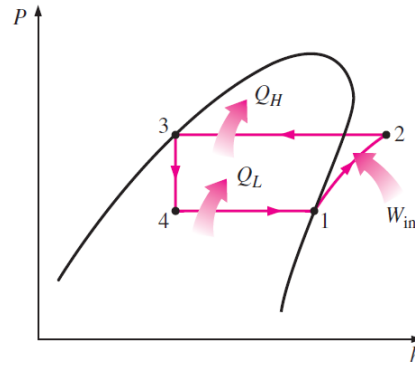
Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde kullanılan dört elemanın tümü sürekli akışlı olduklarından, dört hal değişiminin tümünden oluşan çevrim de sürekli akışlı hal değişimleri olarak düşünülebilir. İş ve ısı terimlerine göre soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri genelde küçük olduğu için ihmal edilebilir. Böylece birim kütle için sürekli akışlı enerji denklemi şu şekilde sadeleştirilebilir.

$$(q_g - q_c) + (w_g - w_c) = h_c - h_g \quad (3.7)$$

Yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıda herhangi bir etkileşim olmayıp kompresör adyabatik olarak kabul edilir ise ısı pompası ve soğutma makinasının etkinlik katsayıları şu şekilde gerçekleşir.

$$\text{COP}_{\text{IP}} = \frac{Q_H}{w_{\text{net,g}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.8)$$

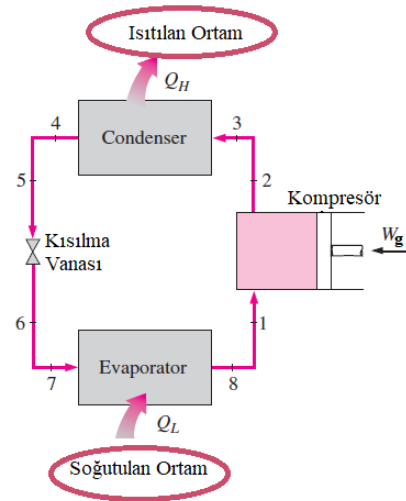
$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{w_{\text{net,g}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.9)$$



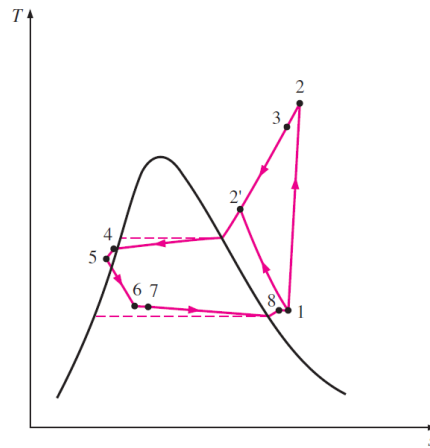
Şekil 3.6. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi P-h diyagramı (Çengel ve Boles 1989).

3.4. Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimden bazı yönleriyle farklılık gösteren ve çevrimi oluşturan elemanların tersinmezliklerinden kaynaklanmaktadır. Tersinmezliğin temelde iki sebebi soğutucu akışkanın sürtünmesiyle oluşan basınç kaybı ve çevreyle yaptığı ısı alışverişidir. İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer. Uygulamada ise soğutucu akışkanın halini hassas bir şekilde kontrolü yapılamayabilir. Bunun yerine soğutucu akışkanın kompresör girişinde bir miktar kızgın buhar olmasının sağlayacak şekilde sistemin tasarlanması gerekir. Böylelikle soğutucu akışkan kompresör girişinde tamamen buharlaşmış olur. Çevrimde yoğunlaştırıcıda, yoğunlaştırıcı ile kompresör ve kısılma vanası arasındaki borularda az miktarda basınç kaybı oluşur. Yoğunlaşma sonunda ise soğutucu akışkanın doymuş sıvı olacak şekilde tam bir hassaslıkta işlemini tamamlaması kolay değildir. Kısılma vanasına girmeden soğutucu akışkanın sabit basınçta doyma sıcaklığından daha düşük sıcaklığa indirilir. Böylece soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girip, soğutulan ortamdaki daha fazla ısıyı çekeceğinden söz konusu işlemin bir sakıncası yoktur. Kısılma vanası ile buharlaştırıcı arasında basınç düşüşü az olur (Çengel ve Boles 1989).



Şekil 3.7. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (Çengel ve Boles 1989).



Şekil 3.8. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-s diyagramı (Çengel ve Boles 1989).

3.5. Isı Pompası

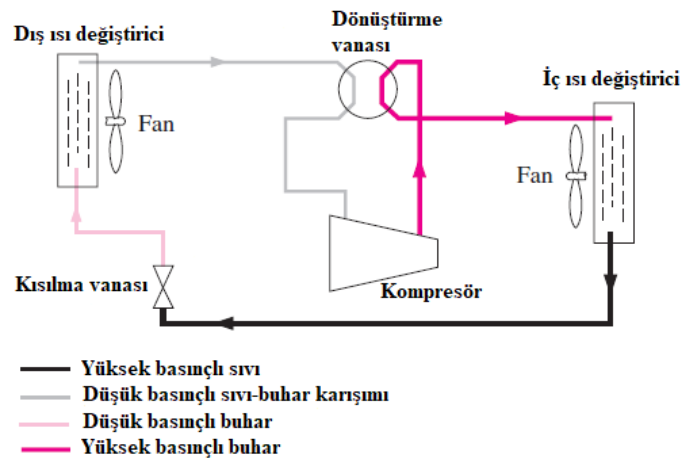
Düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısının aktarılması için kullanılan cihazlara ısı pompası adı verilmektedir. Soğutma makinaları ve ısı pompaları aynı çevrime göre çalışmakta olup kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinasının kullanım amacı soğuk ortamdan ısı çekip ortamı düşük sıcaklıkta tutmak iken ısı pompası ısıtılan ortamın yüksek sıcaklıkta tutulmasıdır. Kuyu suyu, toprak altı veya kışın dışarıdaki soğuk hava gibi düşük sıcaklıktan ısı çekilerek ısıtılmak istenen ortamın yüksek sıcaklıkta tutulması için aktarılmasıdır (Çengel ve Boles 1989).

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (3.10)$$

$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad (3.11)$$

Denklemden Q_H ve Q_L değerlerinin her iki çevrimde eşit olması durumunda denklem 3.11'e göre ısı pompalarında etkinlik katsayısı her zaman 1'den büyüktür. Çünkü COP_{SM} her zaman artı değere sahiptir. Buna göre bir ısı pompası en kötü durumda bir elektrikli ısıtıcı gibi görev yapar ve tükettiği kadar enerjiyi ısı olarak verir. Gerçekte ise Q_H 'in bir kısmı borulardan dış havaya geçer ve dış hava sıcaklığının çok düşük olduğu durumlarda COP_{IP} 1'in altına düşebilir.

Mevcut ısı pompalarının çoğu kışın soğuk havayı ısı kaynağı olarak kullanırlar ve hava kaynaklı ısı pompaları olarak adlandırılırlar. Bu tipteki ısı pompalarının COP değeri genelde 3,0'dır. Donma noktasının altındaki sıcaklıklarda verimleri önemli oranda düşen hava kaynaklı ısı pompaları soğuk iklime sahip yerlerde tercih edilmemelidir. Soğuk iklime sahip yerlerde ısı kaynağı olarak toprağı kullanan jeotermal toprak kaynaklı ısı pompası tercih edilir. Bu tür ısı pompaları hava kaynaklı ısı pompasına göre %45 daha verimli çalışırlar ve COP değeri yaklaşık 4'tür.



Şekil 3.9. Isı pompasının çalışması (Çengel ve Boles 1989).

BÖLÜM 4. DENEY SİSTEMİNİN TANITILMASI

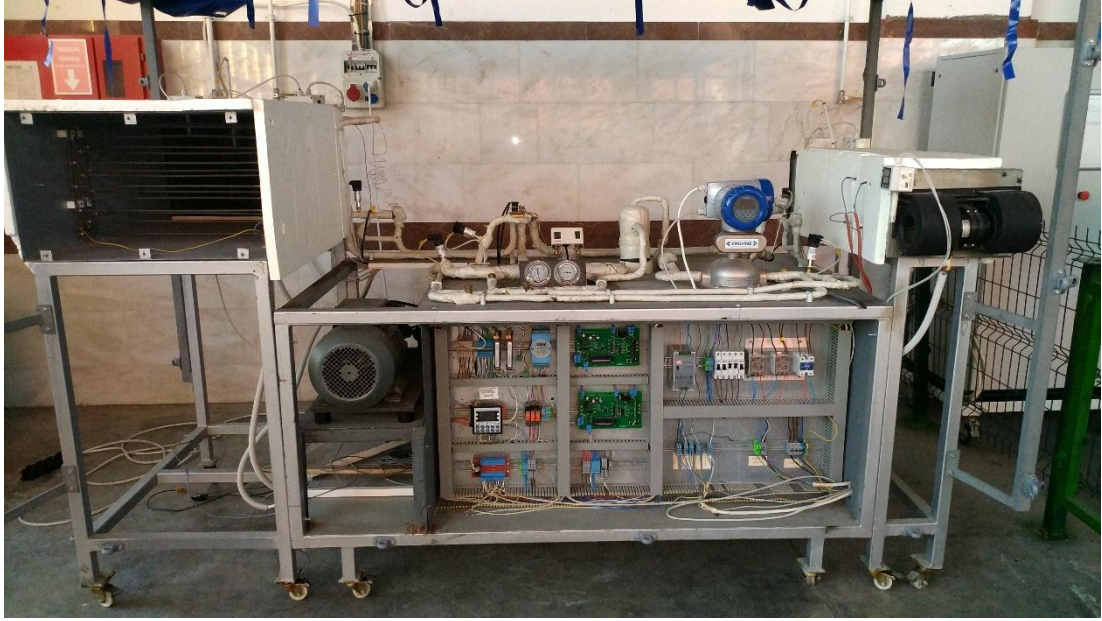
Deneysel sistemi Sakarya Üniversitesi Teknoloji Fakültesi T3 Blok İklimlendirme Laboratuvarlarında bulunmakta olup, tüm deneyler uygun ortam hava şartlarında yapılmıştır. Deneysel sistemde: sistemde kullanılan ısıtma çevrimi elemanları, deneysel şartları sağlayan ekipmanlar, performans verilerinin elde edildiği elektronik ölçüm cihazları, veri toplama ve kontrol sistemleri ile deneysel otomobil klima sisteminin çalışması yer almaktadır.

Ayrıca tasarımı yapılan deneysel otomobil iklimlendirme (klima) sisteminin çalışması ve deneysel çalışma için kullanılan mukayese şartları da izah edilmiştir. Termodinamik analiz bölümünde sistem üzerinden alınan verilerin ekserji ve enerji analizleri sonucu performans parametrelerinin formüle edilişi anlatılmıştır.

4.1. Deneysel Sistem ve Ekipmanları

Deneysel klima (iklimlendirme) sistemi, orijinal otomobil klima sistemine göre tasarlanmıştır. Isıtma çevrimini oluşturan ekipmanlardan uygun hava şartlarında deneysel şartları sağlayacak şekilde, elektronik ölçüm cihazlarından elektronik kontrol ve veri toplama sistemlerinden, iç ve dış ünite hava kanallarının üzerine kurulduğu deney masasından oluşmaktadır.

Bu bölümde öncelikle otomobil iklimlendirme sistemini oluşturan ısıtma çevrimi ekipmanları tanıtılacaktır. Akabinde ise deneysel otomobil iklimlendirme (klima) sisteminden verilerin toplanması ve deneysel çalışma koşullarının şartlandırılması ve kontrolünün hangi aşamalarda yapıldığı anlatılacaktır. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin genel görünümü Şekil 4.1’de sunulmuştur.



Şekil 4.1. Otomobil iklimlendirme deney sistemi genel görünümü

4.1.1. Deney masası ile iç ve dış hava kanalları

İklimlendirme sistemi deney masası; iç ünite ve dış ünite hava kanalları, ısıtma çevrimi elemanları, elektriksel/mekaniksel veri toplama cihazları ve deneysel ortam şartlarına imkân sağlayacak ekipmanlardan oluşmaktadır. Deney masası, elektrik motoru, klima kompresörü, ısıtma çevrimi soğutucu akışkan bağlantı boruları, debimetre ve iç ısı değiştiricisi yer alacak şekilde tasarlanmıştır (Şekil 4.1).

Dış ünite; klima evaporatörü, deneysel şartları sağlayacak şekilde hava kanalını ısıtma amaçlı rezistanslar, kanal içerisindeki hava hızı ile hava sıcaklığını ölçmek amaçlı ölçüm cihazlarına ve dış ünite fanını kapsayacak tasarlanmıştır.

İç ünite kanalı; iklimlendirme sistemi kondenseri, kanal içerisinde deney koşullarındaki hava sıcaklığını sağlamak için ısıtma rezistansları, iç ünite kanalı içerisinde akan hava hızını ve sıcaklığını ölçecek elektronik ölçüm aletleri ve iç ünite fanı yerleştirilerek oluşturulmuştur. Deney masası taşınabilir özellikte olup, malzemesi metal ve tekerlekli olarak iç ve dış ünite hava kanalları ve deney setini taşıyabilecek dayanımda yapılmıştır.

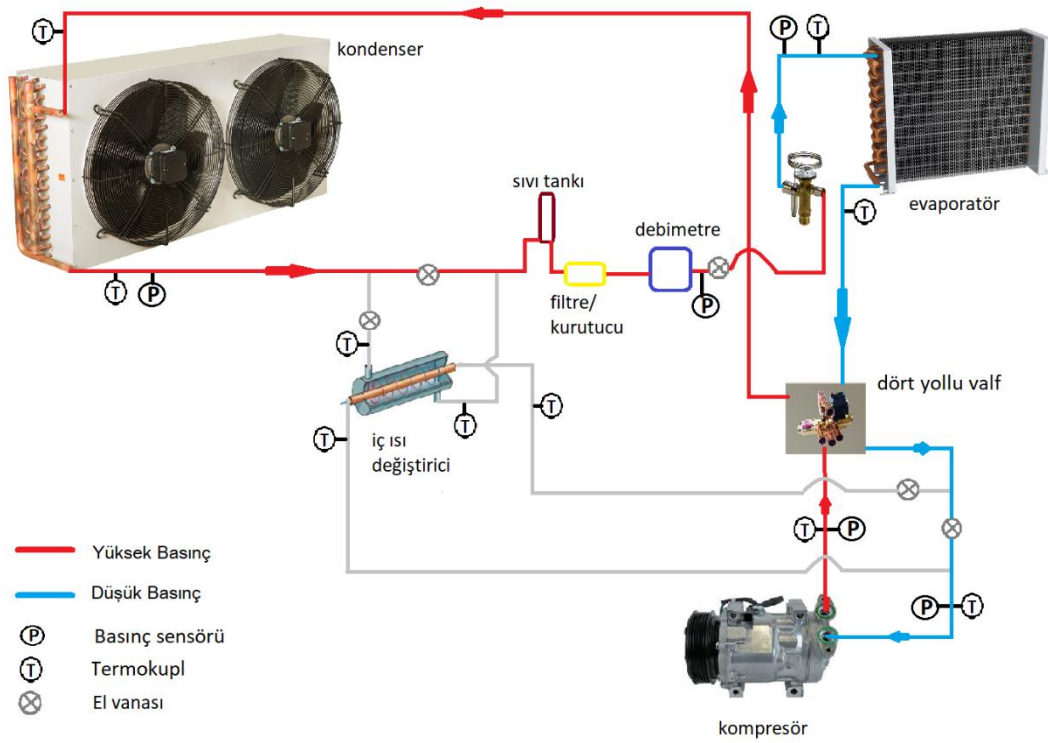
4.1.2. Deneysel otomobil klima sisteminin çalışması

Deneysel otomobil klima sistemi iç ısı değiştiricisiz ısıtma durumundaki çalışma şeması, R134a soğutucu akışkanı için şekil 4.2’de görölmektedir. Otomobil klima sisteminin kompresörü, elektrik motorunun tahrikiyle dış ünitedeki evaporatörden gelen düşük basınç ve kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı, yüksek basınç ve kızgın buhar olarak iç ünite hava kanalı içerisindeki kondensere göndermektedir.

İç ünite hava kanalı içerisinde hava akımına ısısını atan soğutucu akışkan, önce yüksek basınçta kızgın buhar halinden doymuş sıvı-buhar haline daha sonra doymuş sıvı haline dönüşmekte ve sıkıştırılmış sıvı olarak da kondenseri terk etmektedir.

Soğutucu akışkan, şekil 4.2’de belirtilen yolu takip ederek çevrimde kullanılmayan akışkanı tutan ve aynı zamanda akışkan içindeki pislikleri filtreleyip nemi tutabilen sıvı tankı-filtre ve kurutucudan geçmektedir. Soğutucu akışkan, gözetleme camı ve Coriolis tipi debimetreden geçerek TXV (kısılma vanası) elemanına gelecektir.

Kısılma vanasında, evaporatör çıkışındaki kızgınlık sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı- doymuş buhar olarak dış üniteye girmektedir. Dış ünite dış yüzeylerinden geçen hava akımından ısı çeken soğutucu akışkan, kızgın buhar halinde evaporatörden çıkarak kompresöre gelmektedir.



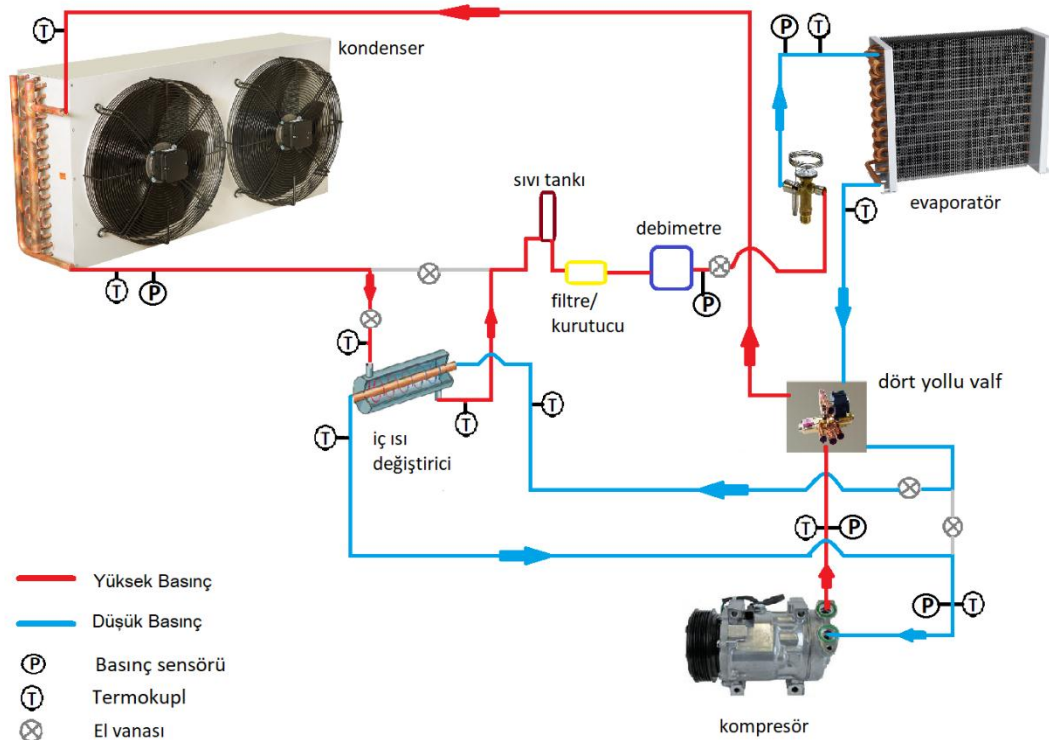
Şekil 4.2. Otomobil iklimlendirme deney sistemi ısı pompası çalışma şekli şematik resmi

Deneysel otomobil klima sistemi iç ısı değiştiricili ısıtma durumundaki çalışma şeması, R134a soğutucu akışkanı için Şekil 4.3' de görülmektedir. İç üniteden geçen hava akımı, çevreden çekildikten sonra kondensere gönderilmektedir ve kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın attığı ısıyı alarak kabin içine gönderilmektedir.

Dış üniteden geçirilecek hava akımı ise, bir santrifüj fan ile iç ünite hava kanalına alınmaktadır. Bu hava akımı, daha sonra evaporatör dış yüzeylerinden geçirilerek, evaporatör içinde buharlaşmakta olan soğutucu akışkana ısını atarak soğuması sağlanmaktadır.

Bu çalışma durumunda, genel olarak sistem ısı pompası çalışması şekli ile aynıdır. Ancak Şekil 4.3'de görüldüğü gibi kondenser çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı olan soğutucu akışkan sıvı tankına girmeden önce vanalar yardımı ile iç ısı değiştiricisine yönlendirilmiştir.

Aynı zamanda evaporatörden düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan vanalar yardımı ile iç ısı değiştiricisinden geçirilerek kompresöre giriş yapması sağlanmıştır. Böylelikle kondenserden ısısını atarak sıkıştırılmış sıvı halinde çıkan soğutucu akışkanın üzerindeki ısının bir miktarında iç ısı değiştirgeci ile evaporatörü terkeden düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkana atması sağlanmıştır.



Şekil 4.3. Otomobil iklimlendirme deney sistemi iç ısı değiştiricili çalışma şekli şematik resmi

4.1.2. Isıtma çevrimi ekipmanları

Deneysel otomobil klima sistemi ısıtma çevrimi bileşenlerini oluşturan ekipmanlar daha önceden tespit edilen bir otomobil markasının klima elemanlarına uygun olarak temin edilmiştir.

Kullanılan ekipmanlar; mikro kanallı ve paralel akımlı iç ünite (kondenser), lamine tip dış ünite (evaporatör), termostatik genişleme valfi, sıvı tankı ve filtre kurutucusu, iki tane aksenal evaporatör (dış ünite) fanı, santrifüj tip iç ünite (kondenser) fanı, 6 adet el vanası ve yalpalı plakalı 7 pistonlu sabit kapasiteli kompresörden oluşmaktadır.

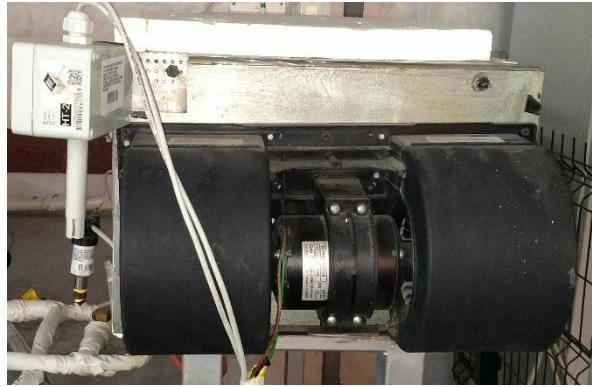
Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin ısıtma çevrimi ekipmanları Tablo 4.1’de ve klima kompresörünün teknik özellikleri de Tablo 4.2’de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi ekipmanları

Kompresör	Sanden SD7h15
İç ünite (kondensör)	Lamine tip
Dış ünite (evaporatör)	Paralel akımlı
Genleşme valfi	İçten dengeli termostatik
İç ısı değiştirici	Zıt yönlü eş eksenli
Isıtma çevrimi boruları	½" 5/8" 3/8" iç çapa sahip bakır borular

Tablo 4.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi klima kompresörü teknik özellikleri

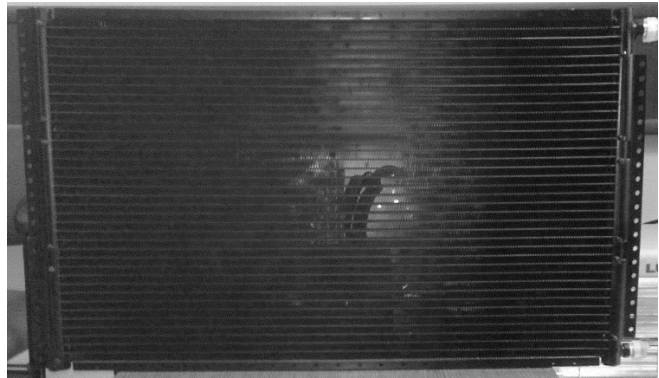
Marka / Model	Sanden SD7H15
Silindir çapı (mm)	29,3
Strok (mm)	32,8
Silindir hacmi (cc)	154,98
Maksimum devir (d/d)	6000
Yağ (sp 15)-(cc)	240



Şekil 4.4. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi iç ünite fanı



Şekil 4.5. Deneysel iklimlendirme sistemi ısıtma çevrimi ekipmanları



Şekil 4.6. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan kondenser ve evaporatör



Şekil 4.7. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi iç ünite ısıtıcı rezistansları



Şekil 4.8. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi klima kompresörü

4.2. Performans Ölçüm Cihazları

Deney sistemindeki ölçüm cihazlarını üç grup halinde sıralayabiliriz. Bunlar; soğutucu akışkan sıcaklık ve debisini ölçen cihazlar. Hava akımı hızını, nemini, sıcaklığını ölçen cihazlar ve sistemi deneysel koşullara şartlandırmak için kullanılan diğer elektronik ve mekanik ekipmanların harcadığı güç miktarını ölçen ölçüm cihazlarıdır.

4.2.1. Soğutucu akışkan değerlerini ölçen ölçüm cihazları

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde ısıtma çevriminde kullanılan soğutucu akışkanın özelliklerini ölçebilen ölçüm cihazları; ısıtma çevriminde hareket halindeki soğutucu akışkanı R134a'nın kütleli debisini ölçebilen kütle akış sensörü ile deney sisteminde farklı noktalardan basınç ve sıcaklık ölçümü yapacak şekilde yerleştirilen transmitterler ve termokupllardan oluşmaktadır.

4.2.1.1. Kütleli akış debimetresi

Deneysel otomobil klima sisteminde Şekil 4.9'de görülen KROHNE marka kütle akış sensörü kullanılmıştır. Kullanılan sensör aracılığıyla soğutucu akışkan R134a'nın sıcaklığı, kütleli debisi ve yoğunluğu ölçülebilmektedir. Kütle akış sensörü deneysel otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin ısıtma çevriminin sıvı hattında

bulunmaktadır. Kütlesel akış sensörü özelliği itibariyle; soğutucu akışkan debisini 0-125 g/s aralığında, soğutucu akışkan yoğunluğunu ise 400-3000 kg/m³ aralığında ölçebilmektedir. Kütle akış sensörünün ölçüm tüpü ise 150 bar basınç ve 150°C sıcaklığa kadar soğutucu akışkanların kütle akış miktarlarını ölçme kabiliyetine sahiptir. Kütle akış sensörü soğutucu akışkan bilgileri (kütle akış ve yoğunluk miktarı) anlık şekilde veri toplama sistemi üzerinden bilgisayara aktarılmaktadır. Aynı zamanda anlık olarak alınan bilgiler bilgisayarda kurulu olan aircon programı üzerinden takip edilebilmekte ve excel tablosuna dönüştürülmektedir.



Şekil 4.9. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan Krohne marka kütle akış sensörü

4.2.1.2. Basınç ölçüm cihazları-transmitterler

Deneysel otomobil klima (iklimlendirme) sisteminde 2 adet yağlı tipte bourdon tüpü manometre ve 5 adet basınç transmitteri kullanılmıştır. Bourdon tüpü manometreler basınç transmitterlerinde oluşabilecek herhangi bir arızanın tespit edilebilmesini sağlamak için kompresör giriş/çıkışına yerleştirilmiştir. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde basma hattındaki ani basınç yükselmesi ve emiş hattında ani basınç düşmesine tedbir amaçlı klima kompresörüne elektro manyetik kavramadaki enerjiyi kesecek basınç presostatı monte edilmiştir.

Basınç transmitterleri klima kompresörü girişi ve çıkışına, dış ünite girişine, kütle akış sensörü çıkışına ve iç ünite girişine montajları yapılmıştır. Tablo 4.3’de basınç transmitterlerine ait teknik özellikler gösterilmektedir. Transmitterlerden alınan veriler 16 bit çözünürlüğünde 4-20mA veri aktarma/toplama kartı ile bilgisayara aktarılmaktadır. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemindeki tüm basınç transmitter verilerine bilgisayar ortamından sürekli olarak ulaşılmakta ve kaydedilmektedir.

Tablo 4.3. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan basınç transmitterleri teknik özellikleri.

Marka / Model	VİKA / S-10
Ölçüm aralığı (bar)	0-25
Hassasiyeti	$\leq 0,25$
Veri çıkışı	(mA) 4 - 20 / 0 - 20
	(V) 0 - 5 / 0 - 10

4.2.1.3. Soğutucu akışkan sıcaklık ölçüm cihazı-termokupllar

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin ısıtma çevrimindeki soğutucu akışkan R134a’nın sıcaklık bilgileri, bakır akışkan boruları üzerine sızdırmaz olarak kaynatılmış plantinyum alaşımli T tipi termokupllar yardımıyla alınmaktadır. Otomobil klima sistemi ısıtma çevrimi üzerinde farklı noktalardan soğutucu akışkan R134a’nın sıcaklık bilgileri alınmaktadır.

4.2.1.4. Hava akımına ait özellikleri ölçen cihazlar

Otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin iç ünite ve dış ünite elemanlarında hava akımının nem, sıcaklık ve hız özelliklerini ölçebilmek amacıyla SHT-71 tip sıcaklık/nem sensörü kullanılmıştır. Deneysel otomobil klima sisteminin farklı noktalarından sıcaklık ve nem ölçüm cihazı aracılığıyla iç ve dış üniteye çekilen havanın sıcaklık-nem bilgileri ölçülmektedir. Alınan veriler, veri toplama elemanları aracılığıyla bilgisayara aktarılmaktadır. Şekil 4.10’de sıcaklık/nem ve hava akım sensörlerinin kullanıldığı yerlere montaj yapılmıştır.

Tablo 4.4. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan hava akımı sıcaklık/nem sensörünün teknik özellikleri.

Sensör tipi	SHT 71	
Ölçüm Aralığı	Sıcaklık (°C)	-40 / 123,8
	Nem (% RH)	0 / 100
Hassasiyeti	Sıcaklık (\pm °C)	0,4
	Nem (\pm %RH)	3

Tablo 4.5. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan hava akış transmitteri teknik özellikleri.

Marka / Model	E+E ELEKTRONIK / EE65-VCK200	
Ölçüm aralığı (m/s)	0,2 / 10	
Hassasiyeti (\pm m/s)	0,2	
Veri çıkışı	(mA)	4-20
	(V)	0 - 10



Şekil 4.10. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan sıcaklık/nem ve hava akımı hız sensörlerin montaj resimleri.

BÖLÜM 5. DENEYSEL SİSTEMİN ÇALIŞMA ŞARTLARI VE TERMODİNAMİK ANALİZ

Bu bölümde deneysel iklimlendirme sisteminde R134a soğutucu akışkanı ısı pompası ve iç ısı değiştiricisi elemanın performansa etkilerinin karşılaştırmaları ve termodinamik analizlerde kullanılan formüller anlatılmıştır.

5.1. Deneysel Çalışma Şartları

1. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin iç ısı değiştiricili kullanımı değişen kompresör devirleri, iç ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklığı ile hızlarının performansa etkileri araştırılmıştır.
2. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin ısı pompası kullanımının değişen kompresör devirleri, iç ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklığı ile hızlarının performansa etkileri araştırılmıştır.
3. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin hava akım hızlarının, iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans değerlerinin kompresör devri ile artış ve/veya azalışı araştırılmıştır.
4. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricili kullanımlarında dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devir hızına paralel olarak performans parametrelerinin iç üniteden geçen hava akım hızı ile değişimi araştırılmıştır.
5. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima (iklimlendirme) sisteminin iç ısı değiştiricili ve ısı pompası kullanarak hava akım hızlarının iç ünite ve dış üniteye giriş sıcaklıklarına bağlı şekilde performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi araştırılmıştır.

Yukarıda belirtilen beş durum için performans parametrelerinin grafikler halinde karşılaştırmaları kompresör devir hızı, iç ünite ve dış ünite hava akım hızı/sıcaklıklarına bağlı olarak hazırlanmıştır. Kompresör devri otomobiller için kabul edilen rölanti devri ve maksimum devirleri esas alınarak seçilmiştir. Rölanti devri için 900 d/d, maksimum devir için 2400 d/d motor hızları arasında 500 d/d arttırılarak yapılmıştır.

Klima performansının incelendiği grafiklerde iç ünite ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak yapılmıştır.

Kompresör devrine bağlı olarak ısı pompası ve iç ısı değiştiricili karşılaştırmaların yapıldığı grafiklerde iç ünite ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklıkları $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak seçilmiştir. Kompresör devrine göre yapılan grafiklerde dış ünite giriş hava akımı hızı 2,6/3,6 m/s olarak alınmıştır.

İç üniteden geçen hava akımının hızına bağlı olarak verilen grafiklerde, iç ünite ve dış ünite hava akımı giriş sıcaklığı 5°C ve 15°C olarak ayarlanmıştır. İç ünite hava akımı hızları 1,4- 2,0 ve 2,6 m/s seçilmiştir. 900 ve 2400 d/d'lık kompresör devirlerinde, 2,6 ve 3,6 m/s'de dış üniteden geçen hava akım hızları tercih edilmiştir.

5.2. Deneysel İklimlendirme Sistemin Termodinamik Enerji Analizi Hesaplamaları

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde R134a soğutucu akışkanın ısı pompası ve iç ısı değiştiricili durumlarından oluşan iki farklı çalışma performans parametreleri karşılaştırmalı olarak kullanılabilmesi için deneysel datalar toplanarak sistemde enerji analizleri yapılmıştır.

Deneysel veriler, soğutucu akışkanların sıcaklık, basınç, kütle akış miktarı ile hava akımların sıcaklık, nem ile hızlarıdır. Bunların yanında, klima kompresörün devri, iç ünite ve dış ünite fan hızları ile kompresörü harekete geçiren elektrik motorunun voltaj

ve akım değerleri de ölçülmüştür. Elde edilen tüm veriler her deney için ayrı ayrı Excel tablosu halinde kaydedilmiştir

Enerji analizleri için ısıtma çevrimi elemanlarının giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkana ait sıcaklıklar alınmıştır. Basınç değerleri dış ünite ve iç ünite elemanlarının girişlerinden alınıp basınç düşüşleri ihmal edilmektedir. Basınç transmitterleri ile klima kompresörünün giriş ve çıkış basınçları ölçülerek hesaplamalara dâhil edilmiştir. Kullanılan enerji denklemleri şu şekildedir.

5.2.1. Isıtma kapasitesi

Isıtma kapasitesi denklemi, iç üniteye enerjinin korunum ilkesine dayanarak Denklem 5.1’de verilmiştir.

$$\sum \dot{m}_i [h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i] - \sum \dot{m}_j [h_j + \frac{1}{2} V_j^2 + gz_j] + \dot{W} Q = \frac{dE}{dt}$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_j = \dot{m}_r$$

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{IK}}{h_2 - h_3}$$

$$Q_{IK} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (5.1)$$

Denklemdaki \dot{m}_r soğutucu akışkan R134a için kütle akış sensörü ile ölçülen kütleli debi miktarıdır. Soğutucu akışkan R134a’nın iç ünite çıkışındaki entalpi değeri h_2 ile ifade edilmektedir. h_3 ise iç ünite girişindeki entalpi değerini göstermektedir.

5.2.2. Kompresör gücü

Kompresörden soğutucu akışkana verilen güç, adyabatik kompresör denklemi yardımıyla Denklem 5.2’de hesaplanmıştır.

$$\sum \dot{m}_i [h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i] - \sum \dot{m}_j [h_j + \frac{1}{2} V_j^2 + gz_j] + \dot{W} Q = \frac{dE}{dt}$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_j = \dot{m}_r$$

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

Denklemdaki \square_2 kompresör çıkışında soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı ile basıncının fonksiyonu olarak hesaplanmış entalpi değeridir. Denklemdaki \square_1 değeri ise kompresör girişinde soğutucu akışkanın kompresör giriş sıcaklığı ile basıncının fonksiyonu olarak elde edilmiş entalpi değeri olarak ifade edilmektedir.

5.2.3. Dış üniteye çekilen ısı

R134a soğutucu akışkanının dış üniteden çektiği ısı denklemi aşağıda (Denklem 5.3) gösterilmiştir. Dış üniteye çekilen ısı; ısıtma kapasitesi ve kompresör gücü toplamına eşittir.

$$Q_{dışünite} = \dot{m}_r(h_1 - h_3) \quad (5.3)$$

Verilen denklemde, \square_1 değeri soğutucu akışkanın dış ünite girişindeki basıncı ile giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak ifade edilmiş olup entalpi değerini göstermektedir. Dış ünite çıkışında soğutucu akışkan R134a doymuş sıvı halinde olduğu için \square_3 değeri dış ünite çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığına bağlı olarak doymuş sıvı entalpi değeri olarak ifade edilmektedir.

5.2.4. Isıtma tesir katsayısı (ITK)

Isıtma sistemlerinin etkinliğini şeklinde ifade edilen ısıtma tesir katsayısı (ITK) iç üniteye ortamdaki soğutucu akışkanın üzerinden atılan ısı miktarının kompresör gücüne bölünmesiyle bulunur. Isıtma tesir katsayısının denklemi aşağıda (Denklem 5.4) verilmiştir.

$$ITK = \frac{Q_{IK}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.4)$$

BÖLÜM 6. DENEY SONUÇLARI

6.1. Deney Sonuçlarının Kompresör Hızına Göre Analizi

Soğutucu akışkan R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricisi çalışma durumlarında iklimlendirme sistemi performans parametrelerinin kompresör devrindeki artışa oranlı değişimleri, Şekil 6.1-6.12’de verilmiştir. Kullanılan grafiklerde klima kompresörü devri, elektrik motoruyla tahrik edildiği ve taşıtların asgari rölanti devri ile azami çalışma devri olan 800-2500 devir olması göz önüne alınarak 900-2400 devir arası 500 devir artışlı olarak belirlenmiştir.

Seçilen devir aralığı dış ünite giriş hava akımının düşük sıcaklıkta olduğu durumlarda dış ünite kanatçıklarında buzlanmanın en az olduğu devirler olarak seçilmiştir. Ancak uzun süre çalışma sonunda karlanmalar ve akabinde buzlanma meydana gelmekte bu sebeple belli bir sürenin sonunda normal çalışma değerlerinden uzaklaşan veriler alınmaktadır. Bu sebeple deney süreleri de ortalama 10-15 dakika arasında seçilmiştir.

Aşağıdaki grafiklerde iç ünite ve dış ünite giriş hava akımı sıcaklıkları $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}/T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}/T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak seçilmiştir. Dış ünite ve iç üniteden geçen ortalama hava akımı hızları ise $V_{ort.,d.ü.}= 1,4-2,0-2,6\text{ m/s}$, $V_{ort.,i.ü.}= 2,6 - 3,6\text{ m/s}$ olarak belirlenmiştir.

6.1.1. Isıtma tesir katsayısı (ITK)

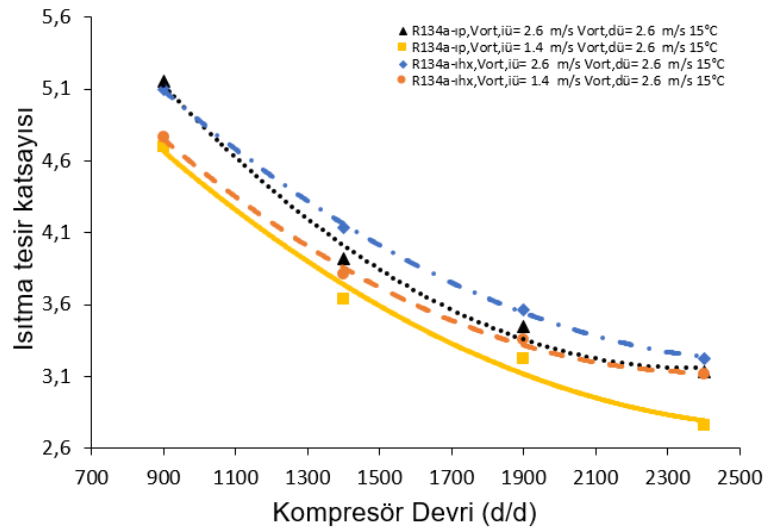
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında hava akımlarının iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarına bağlı olarak ısıtma tesir katsayısının (ITK) kompresör devri

ile değişimi, Şekil 6.1-6.2’de gösterilmiştir. ITK, ısıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak ifade edilmektedir.

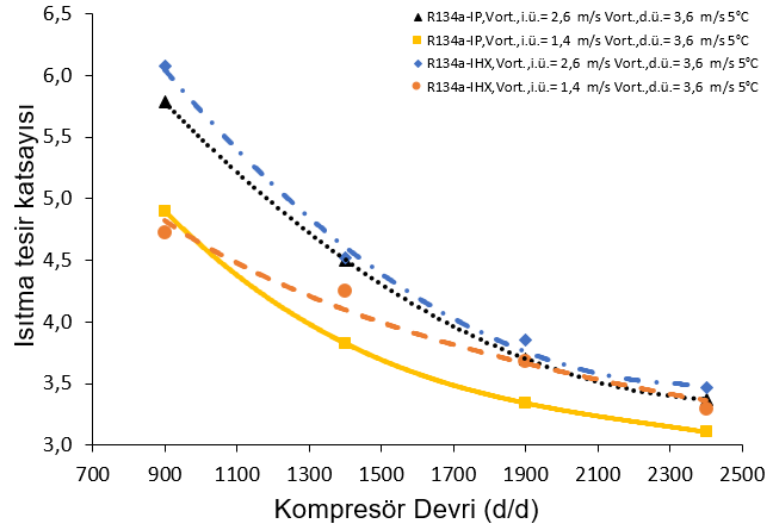
Kompresör devri arttıka i ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıklarının ve hava akım hızlarının da artması ile ITK değeri azalmaktadır. Kompresör devrinin artması ile Şekil 6.1-6.2’de görüldüğü gibi sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması, kompresör gücündeki artışın ısıtma kapasitesindeki artışa göre daha büyük olmasına neden olduğu için ITK değeri azalmaktadır.

Dış nite hava akım hızı sabit tutulduğunda (2,6 m/s hızında ve 3,6 m/s hızında), i ünite giriş hava akım hızının artması ile (1,4-2,0-2,6 m/s) ısıtma kapasitesinde ve kompresör gücünde artma meydana gelmektedir. Bunun sonucunda ITK azalmaktadır. Dış nite hava akım sıcaklığı arttığında, i ünite giriş hava akım sıcaklığında artması ile ısıtma kapasitesinde ve kompresör gücünde artma meydana gelmektedir ve neticede ITK azalmaktadır.

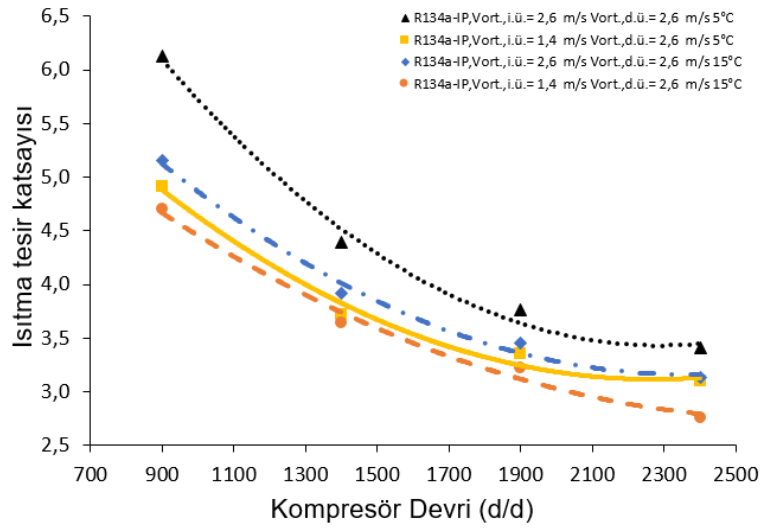
İ nite giriş hava akım hızı değişmeden dış ünite giriş hava akım hızının arttırılması sonucu, ısıtma kapasitesindeki artışın kompresör gücündeki artıştan daha fazla olması (yüzdesel olarak) sebebi ile ITK’da artma meydana gelmiştir.



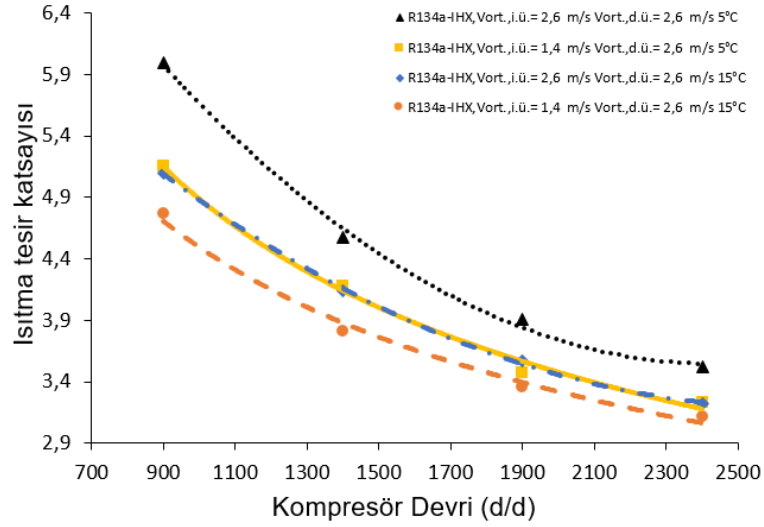
Şekil 6.1. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.} = 2,6\text{m/s}$ $T_{i.,h.g.} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{d.,h.g.} = 5\text{ }^\circ\text{C}$, ısı pompası ve i ısı değiştirici alışma Şartları)



Şekil 6.2. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.3. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası çalışma şartları)

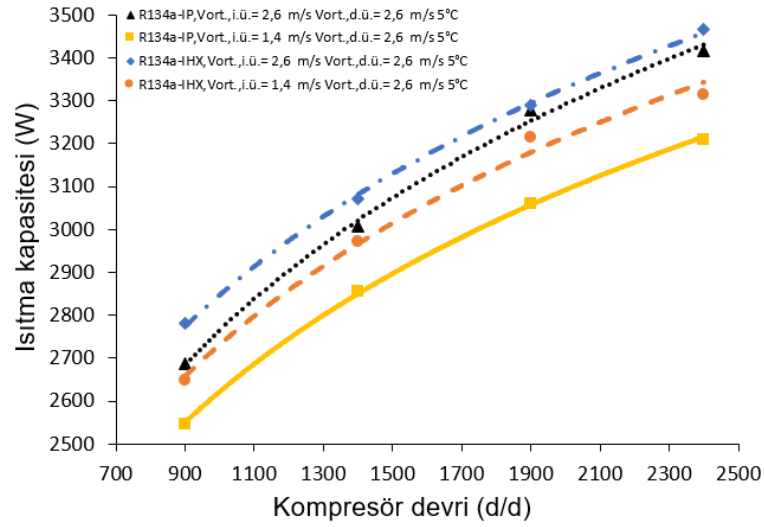


Şekil 6.4. Isıtma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ /
 $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları)

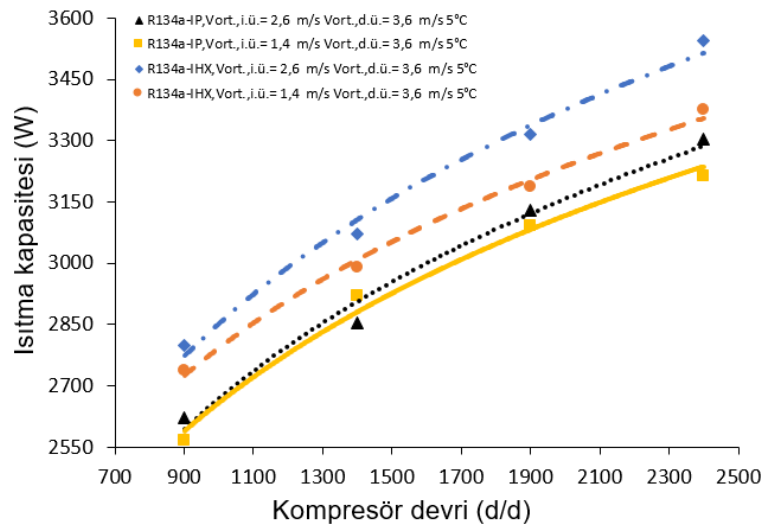
6.1.2. Isıtma kapasitesi

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında, hava akımlarının iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarının etkisiyle ısıtma kapasitesinin kompresör devrindeki artış ile değişimi, Şekil 6.5-6.8'de görülmektedir.

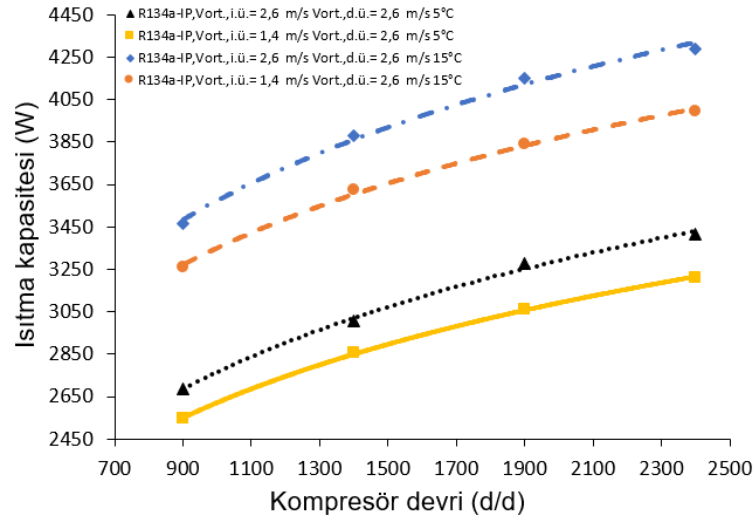
Dış ünite ile iç ünite giriş hava akım hızları, sıcaklıkları ve kompresör devrinin artması sonucunda ısıtma kapasitesi de artmaktadır. Kompresör devrindeki artış ile Şekil 6.5-6.8'de görüldüğü gibi sistem içindeki hareket halinde olan R134a soğutucu akışkanının kütleli debisi artmakta ve bunun etkisiyle ısıtma kapasitesi de artmaktadır. Dış ünite giriş hava akım hızı sabit kalmak üzere (2,6 yada 3,6 hava akım hızında ve 5-15 °C için) iç ünite giriş hava akım hızının artması ile (1,4 m/s den 2,0 ve 2,6 m/s hızına artması ile) ısıtma kapasitesi artmaktadır. İç ünite giriş hava akım sıcaklığı ve dış ünite giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu ısıtma kapasitesinin de arttığı görülmektedir.



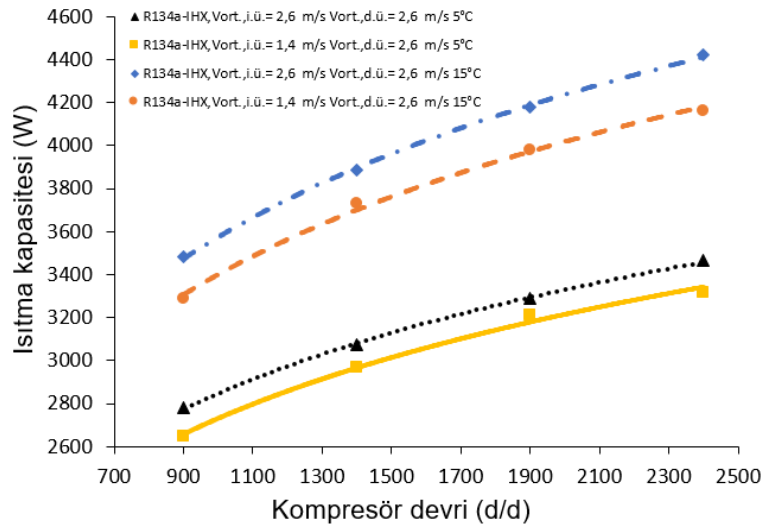
Şekil 6.5. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. (V_{ort.,d.ü.}= 2,6m/s T_{i.ü.,hg.}=5 °C, T_{d.ü.,hg.}=5 °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.6. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. (V_{ort.,d.ü.}= 3,6m/s T_{i.ü.,hg.}=5 °C, T_{d.ü.,hg.}=5 °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.7. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$ ısı pompası çalışma şartları)

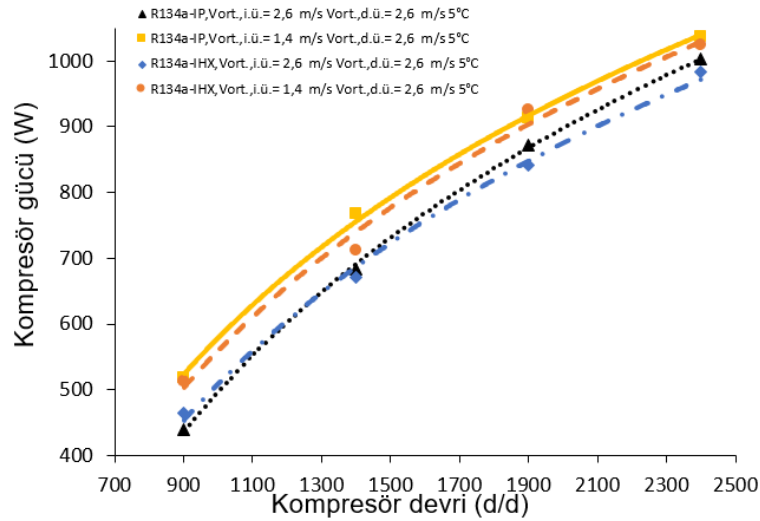


Şekil 6.8. Isıtma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$ iç ısı değiştirici çalışma şartları)

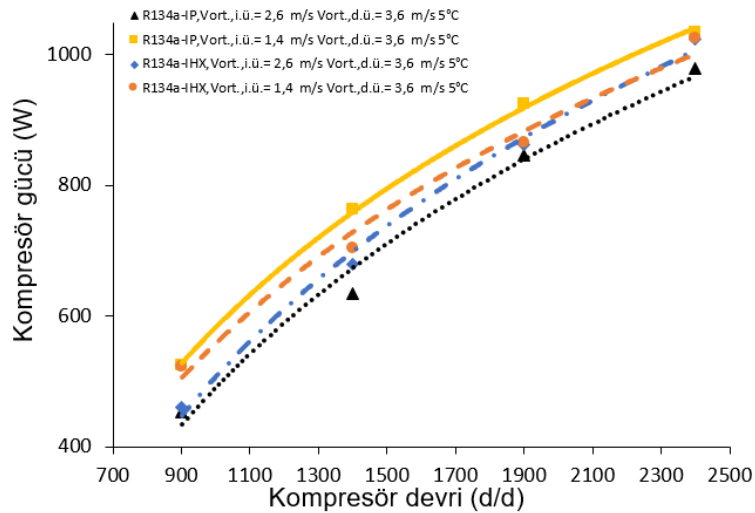
6.1.3. Kompresör gücü

Soğutucu akışkan R134a kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında hava akımlarının iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarındaki artışa bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devrindeki artışı ile değişimi, Şekil 6.9-6.12'da gösterilmiştir. Kompresör devri ile iç ünite ve dış ünite giriş hava akım hızları ve sıcaklıklarındaki artış ile kompresör gücü

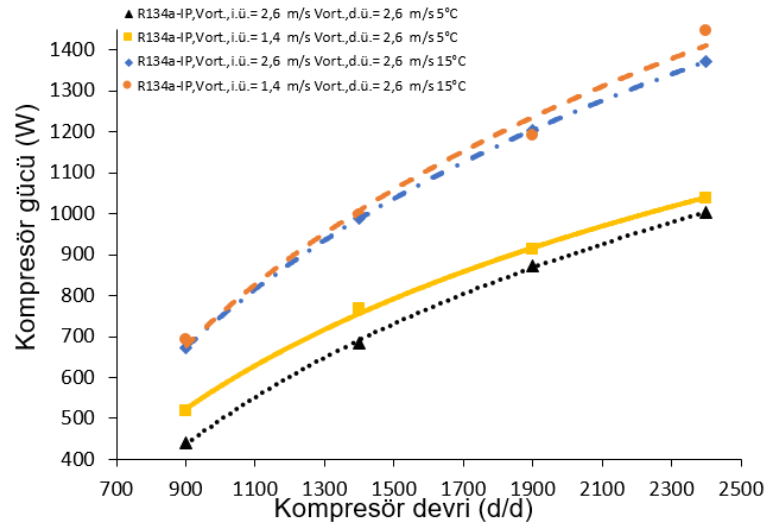
de artmaktadır. İç üniteye giren hava akım hızının artmasıyla yoğuşma sıcaklığının artması sonucu kompresör gücünde artma meydana gelmektedir. Dış ünite giriş hava akım hızının artması ile Şekil 6.9-6.12’de görüldüğü gibi ısıtma sisteminde dolaşan R134a soğutucu akışkanı kütledebisinin artışının etkisiyle kompresör gücünde artma meydana gelmektedir.



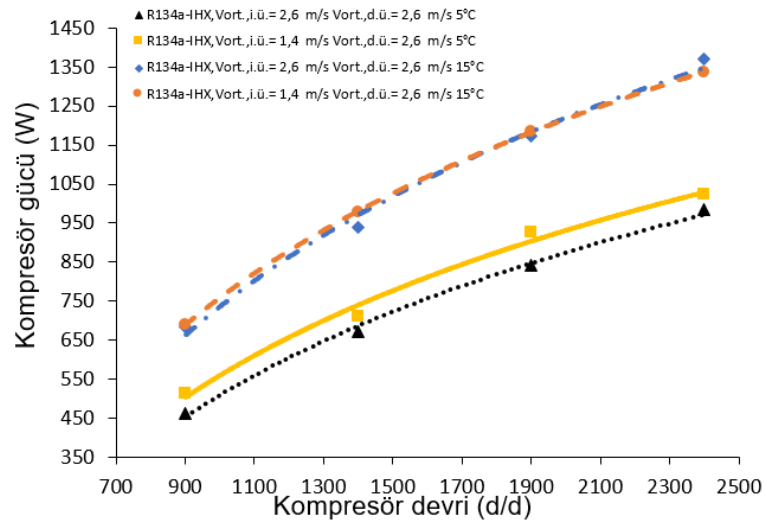
Şekil 6.9. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü.} = 2,6 \text{ m/s}$ $T_{i.ü.h.g.} = 5^\circ \text{C}$, $T_{d.ü.h.g.} = -5^\circ \text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.10. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort,d.ü.} = 3,6 \text{ m/s}$ $T_{i.ü.h.g.} = 5^\circ \text{C}$, $T_{d.ü.h.g.} = -5^\circ \text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.11. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$ ısı pompası çalışma şartları)



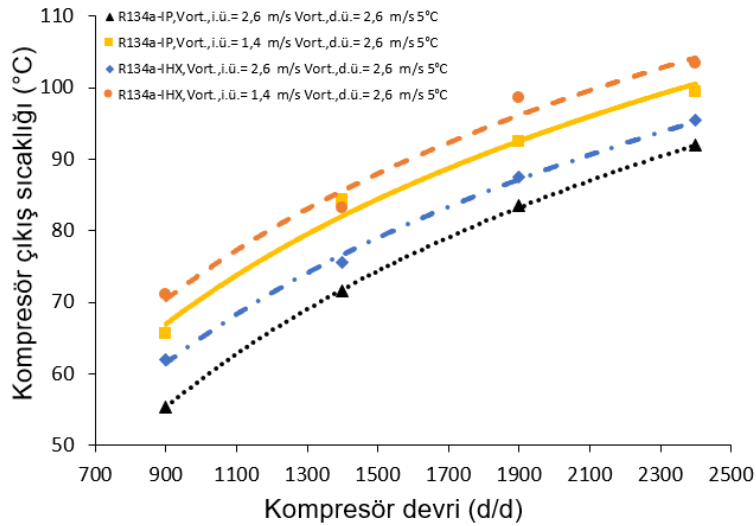
Şekil 6.12. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$ iç ısı değiştirici çalışma şartları)

6.1.4. Kompresör çıkış sıcaklığı

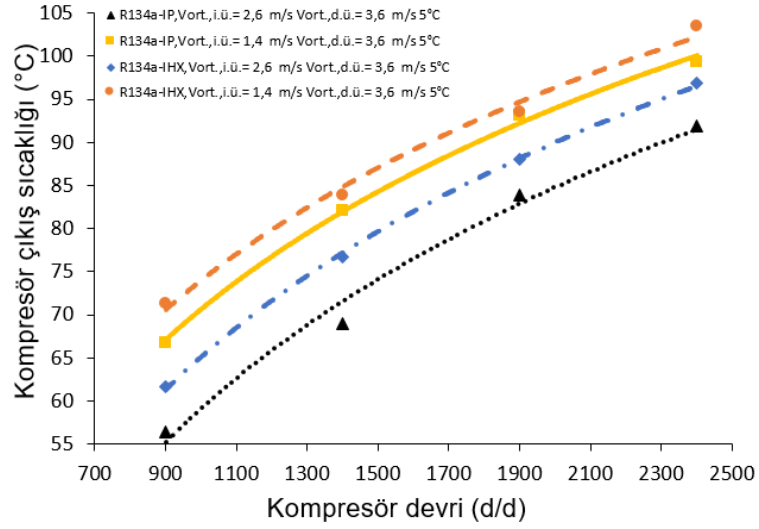
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında hava akım hızındaki artış, iç ünite ve dış ünite giriş hava sıcaklıklarına bağlı olarak R134a soğutucu akışkanı kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.13-6.16'de gösterilmiştir.

Kompresör devrinin 900 d/d'dan 2400 d/d'ya çıkması ile kompresör çıkış basıncının artması kompresör çıkış sıcaklığını % 40-80 arasında arttırmaktadır. Aynı iç ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı yaklaşık 10-12°C arasında artmaktadır.

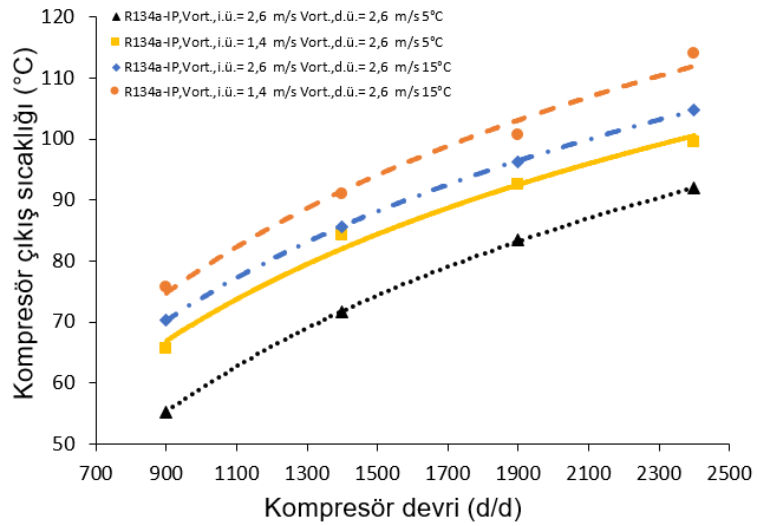
Dış ünite giriş hava akım hızı sabit kalmak üzere iç ünite giriş hava akım hızının artması ile yoğuşma basıncının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. İç ünite giriş hava akım hızı ve dış ünite giriş hava akım hızının ve sıcaklıklarının da artması sonucu soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığında genel olarak artma olduğu Şekil 6.13-6.16'de görülmektedir.



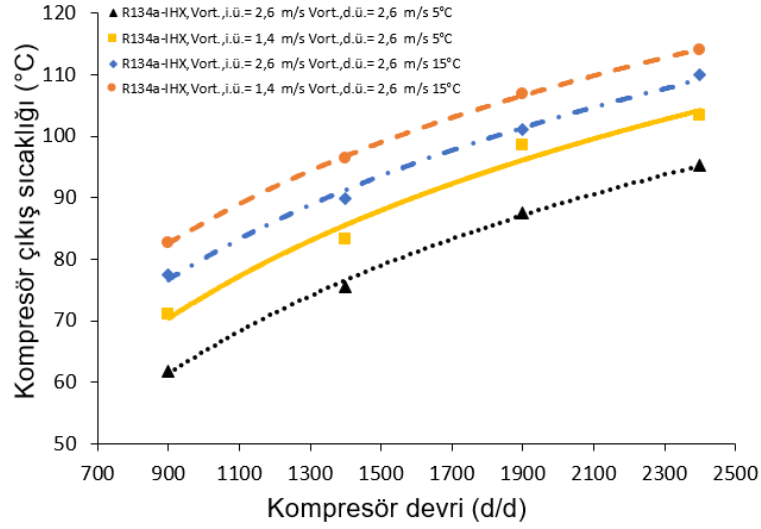
Şekil 6.13. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.14. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.15. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.}=5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=5$ °C / $T_{i.ü.,h.g.}=15$ °C, $T_{d.ü.,h.g.}=15$ °C, ısı pompası çalışma şartları)

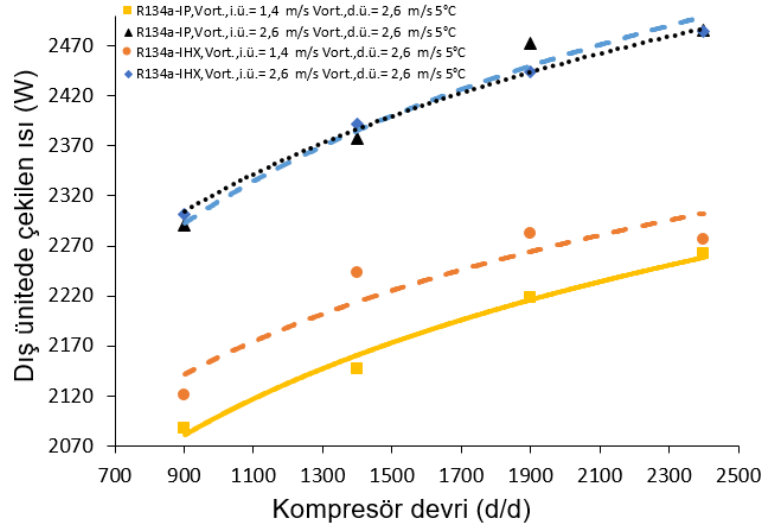


Şekil 6.16. Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5^\circ\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15^\circ\text{C}$ iç ısı değiştirici çalışma şartları)

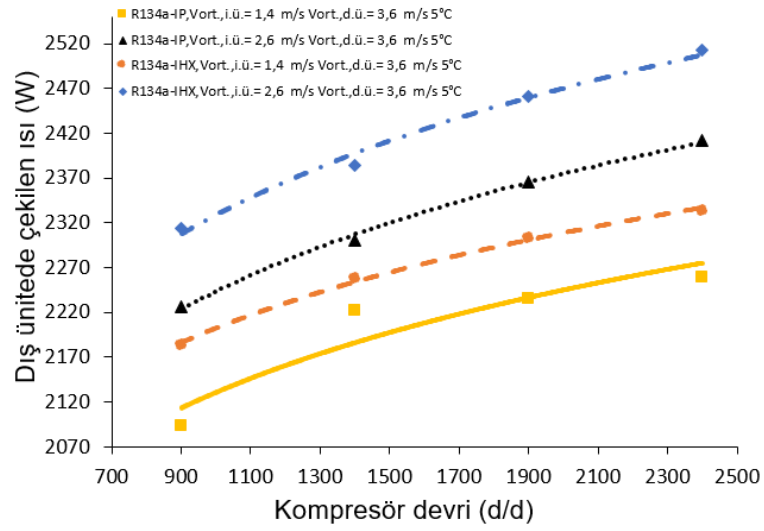
6.1.5. Dış ünite de çekilen ısı

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında hava akım hızlarının iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarına bağlı olarak dış üniteneden çekilen ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.17-6.20'da verilmiştir. Dış üniteneden çekilen ısı, ısıtma kapasitesi ve kompresör gücünün toplamına eşittir. Kompresör devrindeki artış ile ısıtma kapasitesi ve kompresör gücünün artması sonucunda dış üniteneden çekilen ısıda artış meydana gelmektedir.

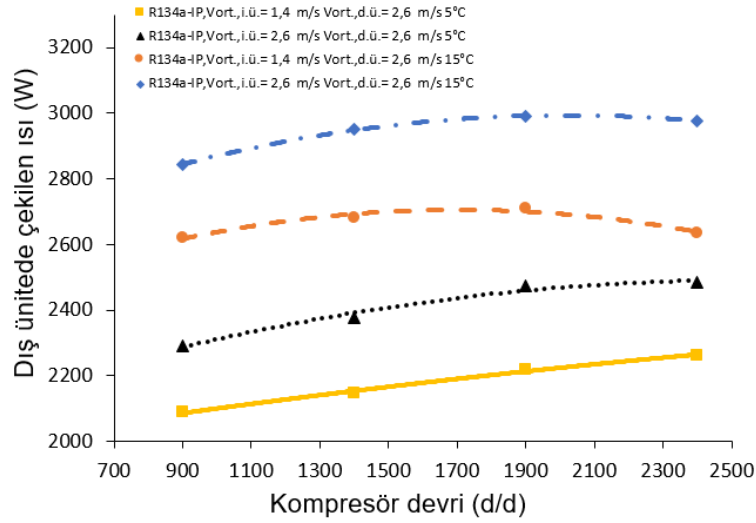
Dış ünite ve iç ünite hava akım hızlarının artması ile dış üniteneden çekilen ısı artmaktadır. Dış ünite giriş hava akım hızı sabit kalmak üzere iç ünite giriş hava akım hızının artması ile dış üniteneden çekilen ısı % 10-14 arasında artmaktadır. İç ünite giriş hava akım sıcaklığı artması ve dış ünite giriş hava akım sıcaklığının artması ile dış üniteneden çekilen ısı da %18-31 oranında artmaktadır.



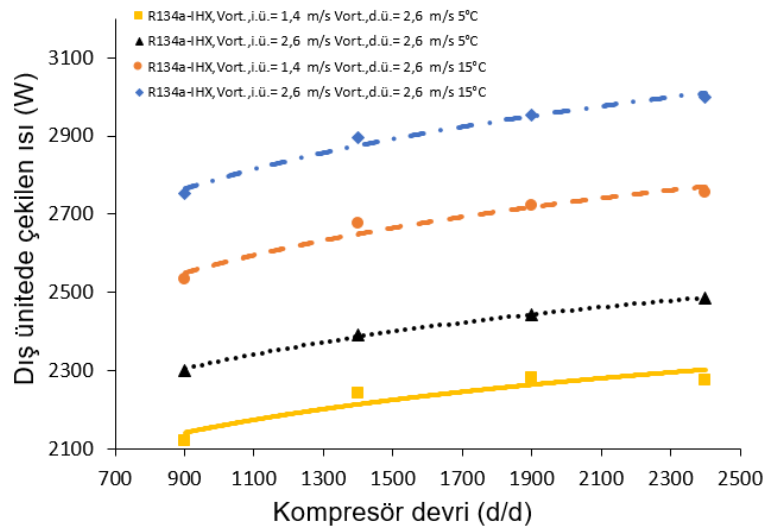
Şekil 6.17. Dış ünite çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.18. Dış ünite çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.19. Dış ünite çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6 \text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$ /
 $T_{i.ü.,h.g.} = 15 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15 \text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları)



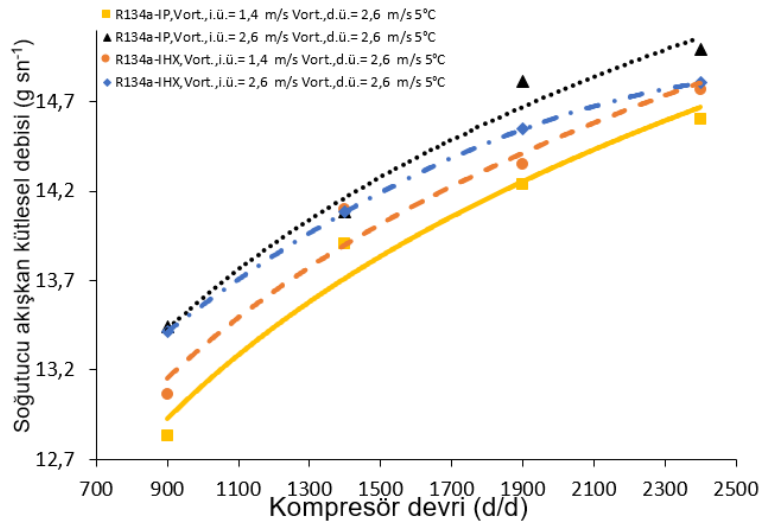
Şekil 3.20. Dış ünite çekilen ısının kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6 \text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$ /
 $T_{i.ü.,h.g.} = 15 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15 \text{ °C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları)

6.1.6. Soğutucu akışkan kütleli debisi

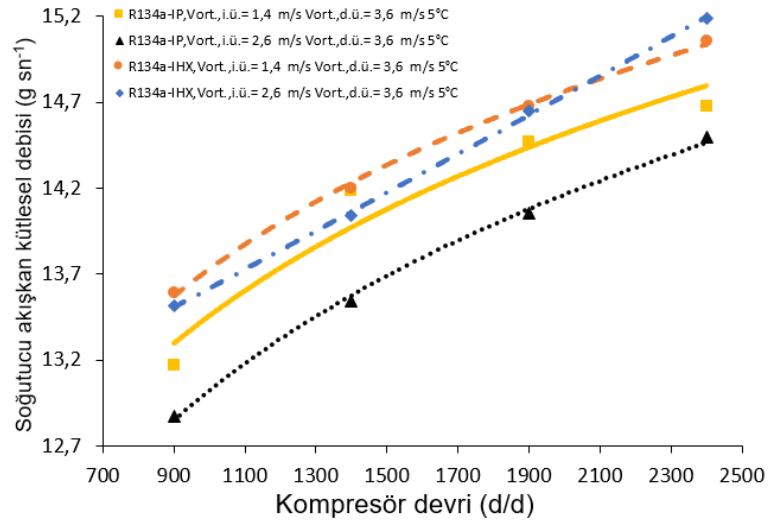
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında hava akımlarının iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.21-6.24'de görülmektedir.

Kompresör devrinin artması ile kompresörün anlık süpürme hacminin artmasına bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Aynı iç ünite ve dış ünite giriş hava akım hızları için giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır.

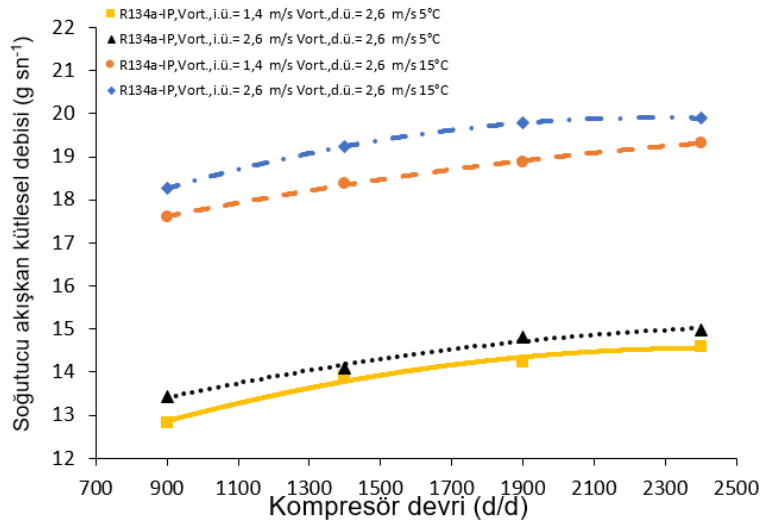
Dış ünite giriş hava akım hızı sabit kalmak üzere iç ünite giriş hava akım hızının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı çok az artış göstermektedir. Aynı iç ünite giriş hava akım sıcaklığı ile dış ünite giriş hava akım sıcaklıklarında kompresör devrinin artışına bağlı olarak ısı pompasında 5 °C'lik çalışmada %2-7, 15 °C'lik çalışmada ise % 1-4 oranında sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının arttığı görülmüştür. Aynı şekilde iç ısı değiştiricili durumda 5 °C'lik çalışmada %1-3, 15 °C'lik çalışmada ise % 4 oranında sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının arttığı gözlemlenmiştir.



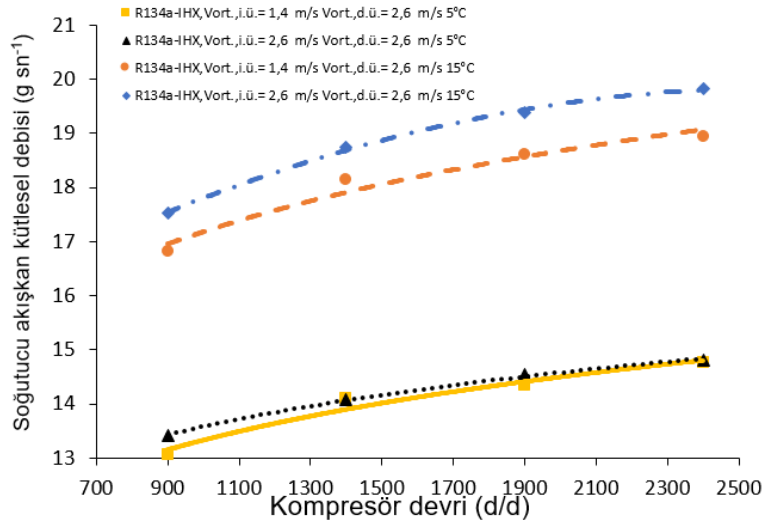
Şekil 6.21. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.22. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.23. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ısı pompası çalışma şartları)



Şekil 6.24. Soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. (V_{ort,d.ü.}=2,6m/s T_{i.ü.,h.g.}=5 °C, T_{d.ü.,h.g.}=5 °C/ T_{i.ü.,h.g.}=15 °C, T_{d.ü.,h.g.}=15 °C, iç ısı değiştirici çalışma şartları)

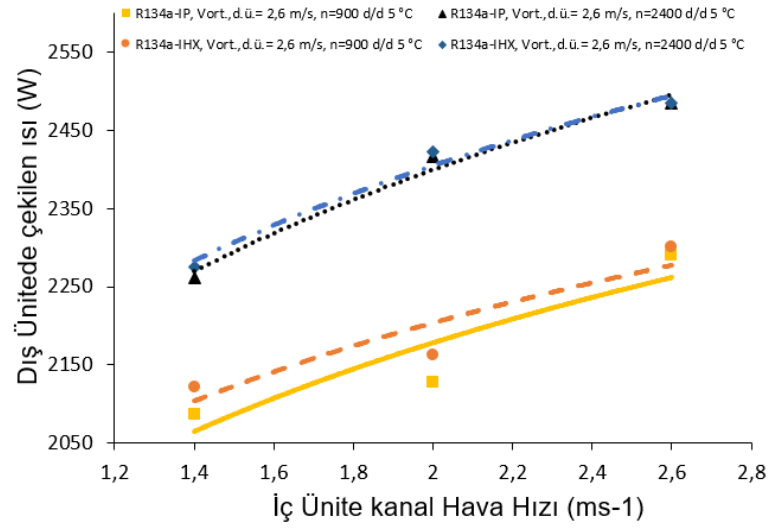
6.2. Deney Sonuçlarının İç Ünite Hava Hızına Göre Analizi

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminde ısı pompası ve iç ısı değiştiricili çalışma durumlarında dış ünitenden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerinin iç ünitenden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.25.-6.52’da verilmiştir. Kullanılan şekillerde iç ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıkları T_{i.ü.,h.g.}=5 °C/ T_{d.ü.,h.g.}=5 °C ve T_{i.ü.,h.g.}=15 °C/ T_{d.ü.,h.g.}=15 °C olarak tutulmuştur. Kompresör devri olarak 900 ile 2400 d/d devirlerinin her biri için dış ünite üzerinden geçen hava akım hızı V_{ort,d.ü.}= 2,6 m/s ve V_{ort,d.ü.} = 3,6 m/s değerlerine getirilerek, her devir ile dış ünite hava akım hızı için iç ünitenden geçen hava akım hızı V_{ort,i.ü.} = 1,4 m/s, V_{ort,i.ü.} = 2,0 m/s ve V_{ort,i.ü.} = 2,6 m/s değerlerine ayarlanmıştır.

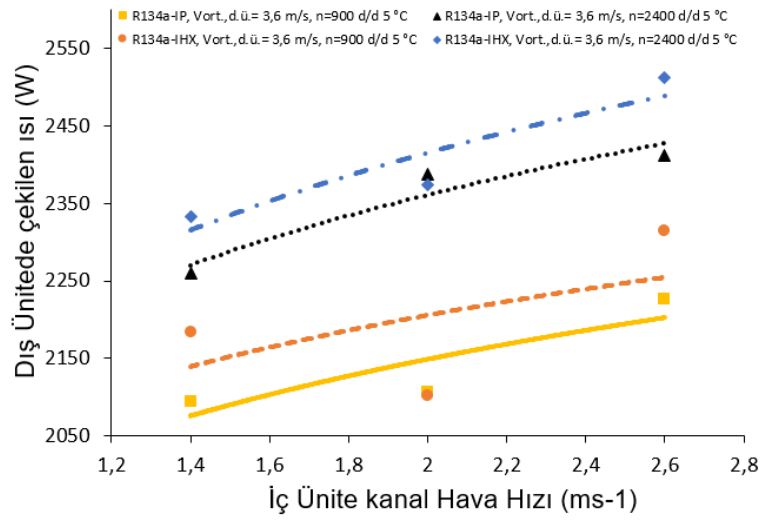
6.2.1. Dış ünite çekilen ısı

R134a soğutucu akışkanı kullanılan bir otomobil iklimlendirme sisteminde ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında dış ünitenden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak dış ünite çekilen ısının iç ünitenden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.25-6.28’de verilmiştir. Isı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında

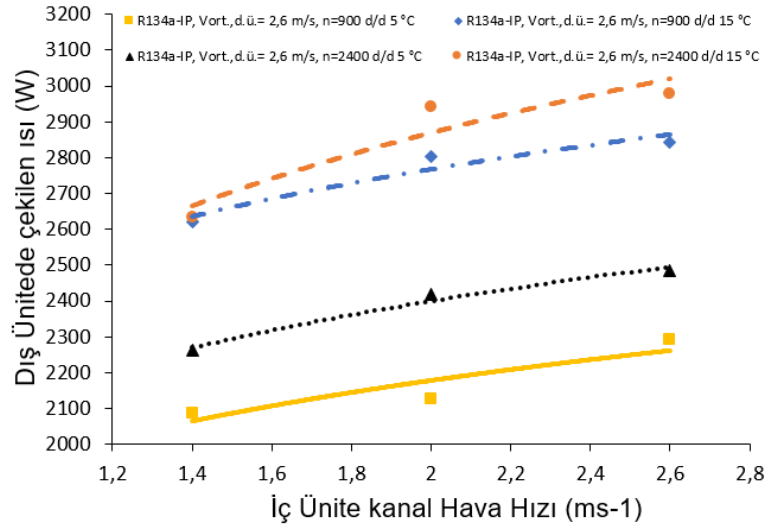
iç ünite hava akım hızı artması ile dış üniteden çekilen ısısında gözle görülür miktarda değiştiği görülmektedir. Dış ünite hava akım hızı artması ile dış ünitede çekilen ısı da yaklaşık % 9 artmaktadır.



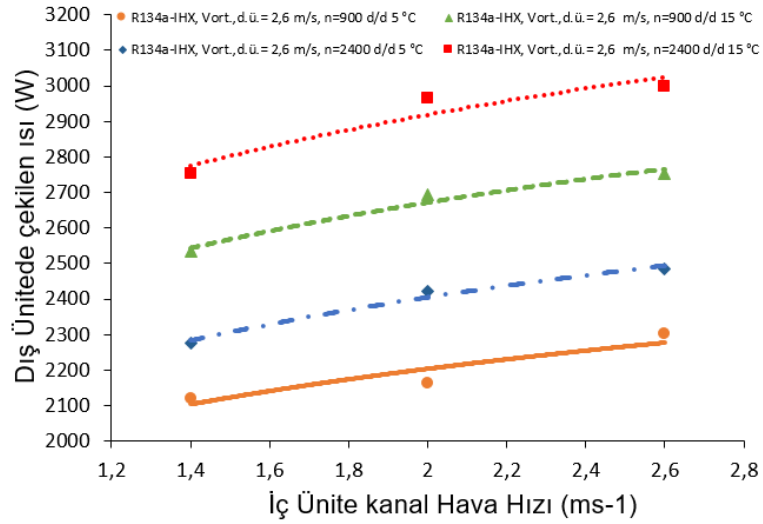
Şekil 6.25. Dış ünitede çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.} = 5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.26. Dış ünitede çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.} = 5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.27. Dış ünite çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası çalışma şartları)



Şekil 6.28. Dış ünite çekilen ısının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi ($V_{ort,d.ü.}=2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları)

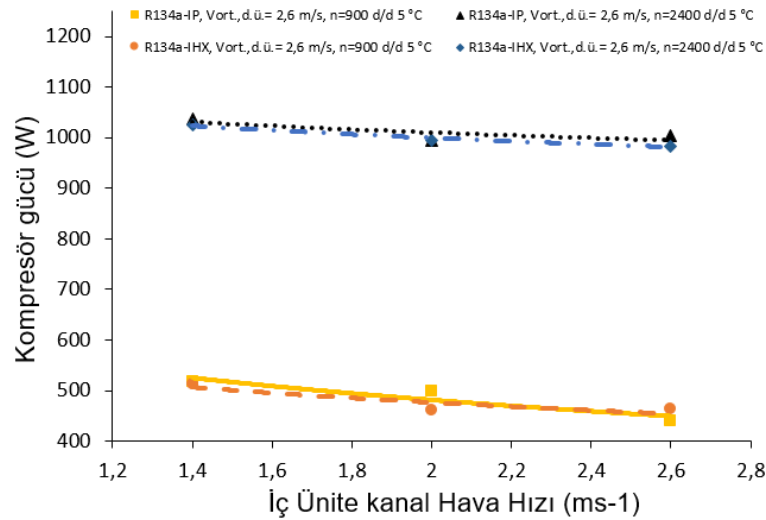
6.2.2. Kompresör Gücü

R134a soğutucu akışkanı kullanılan bir otomobil iklimlendirme sisteminde ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.29-6.32'da sunulmuştur.

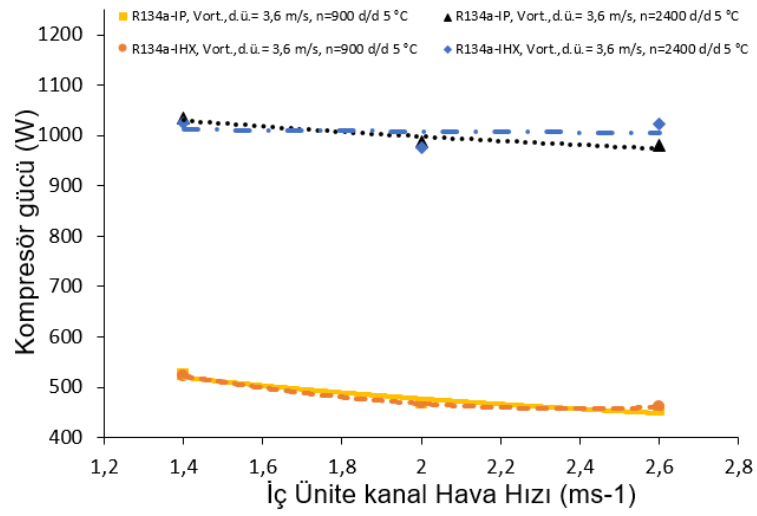
Düşük kompresör devirleri için ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında iç ünite giriş hava akım hızının artması ile kompresör gücünde çok az miktarda azalma meydana gelmekte iken kompresör devrinin artması ile kompresör gücü her ne kadar artsa da iç ünite giriş hava akım hızının artması sonucu kompresör gücünün de benzer şekilde çok düşük miktarlar azaldığı görülmektedir.

Kompresör devri yükseldiğinde iç ünite giriş hava akımının artması iç ünite doyma basıncının düşmesine neden olması ile kompresör yükünü azaltmakta ve kompresör gücünün azalmasına sebep olmaktadır.

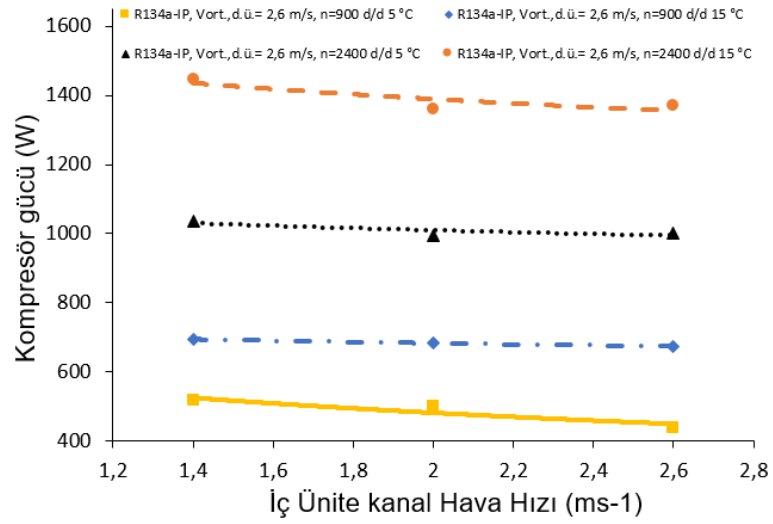
Isı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında aynı kompresör devri ile aynı dış ünite giriş hava akım hızına bağlı olarak iç ünite giriş hava akım hızı artması ile ısı pompası durumunda iken % 3-21 arasında değişen fazla kompresör gücüne sahip olduğu görülmektedir.



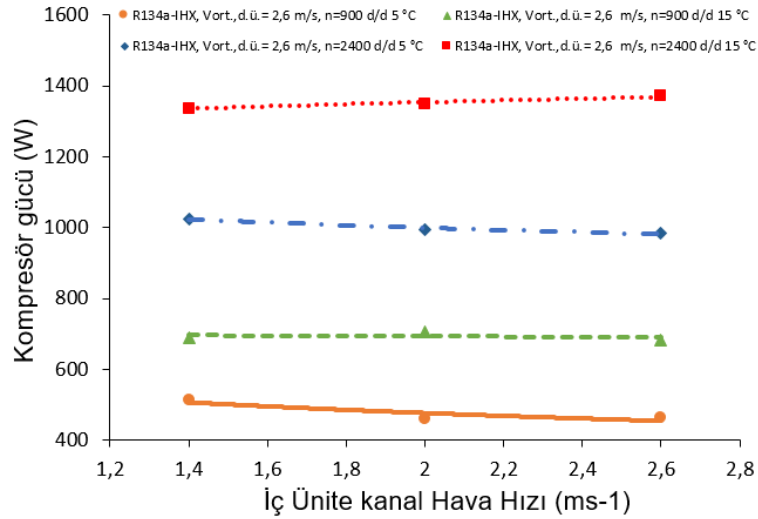
Şekil 6.29. Kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6 \text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.30. Kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=3,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.31. Kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları).

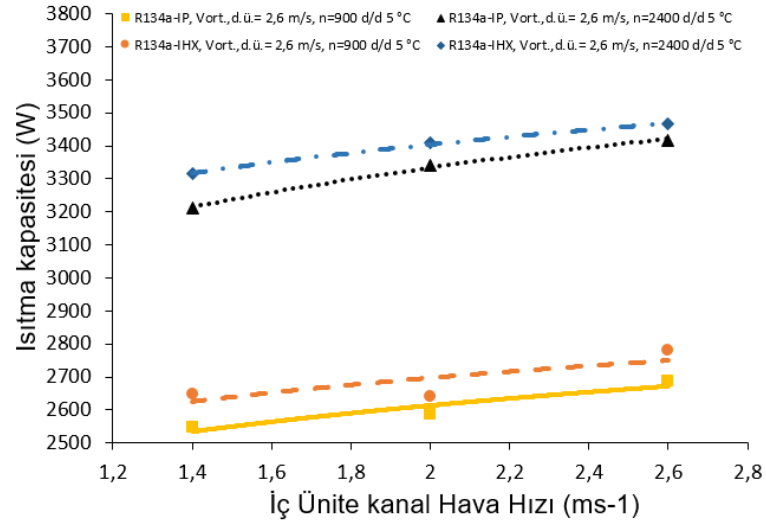


Şekil 6.32. Kompresör gücünün değişimi. ($V_{ort,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları.

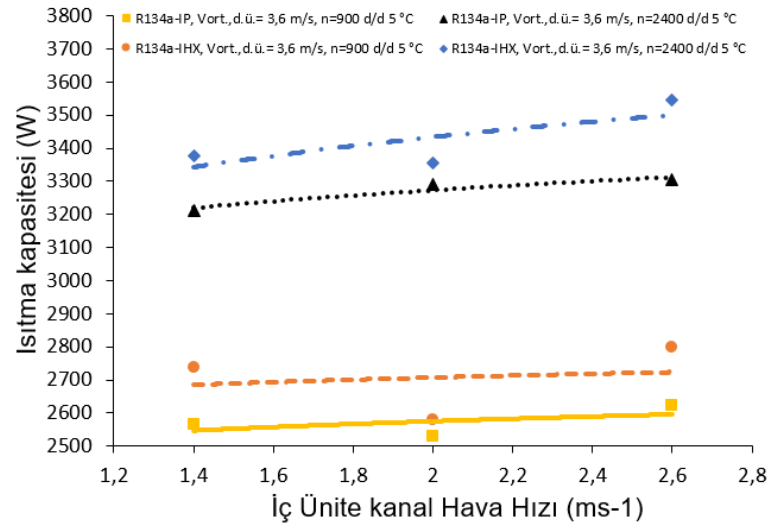
6.2.3. Isıtma kapasitesi

R134a soğutucu akışkanı kullanılan bir otomobil iklimlendirme sisteminde ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma kapasitesinin iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.33-6.36'de verilmiştir. Her iki çalışma durumunda da akışkan için iç ünite ve dış üniteden geçen ortalama hava akım hızının artması ile ısıtma kapasitesi artmaktadır.

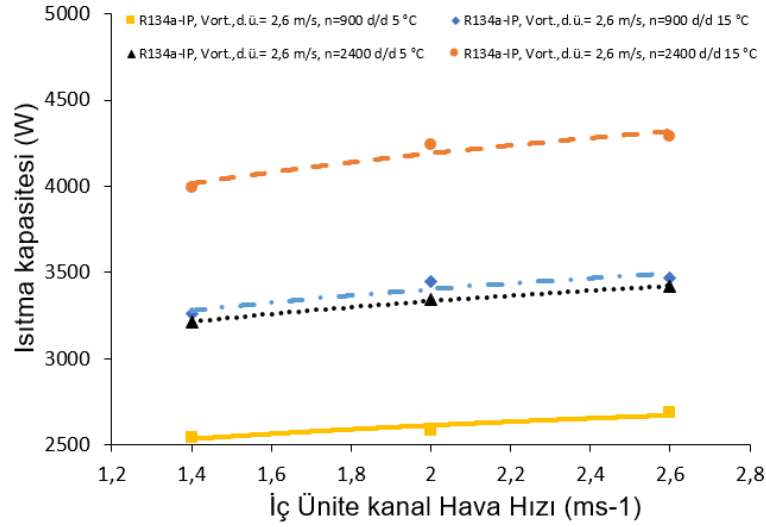
Dış ünite hava akım hızının az olduğu durumda her iki çalışmada birbirlerine yakın sonuç verir iken dış ünite hava akım hızı arttığı zaman sistemin ısı pompası olarak çalışması durumunda daha yüksek ısıtma kapasitesine sahip olduğu gözükmektedir. Isıtma kapasitesinin artmasında en önemli etkinin kompresör devrindeki artış ikici olarak dış ünite hava akım hızının üçüncü olarak iç ünite hava akım hızının etkili olduğu Şekil 6.33-6.36'de görülmektedir.



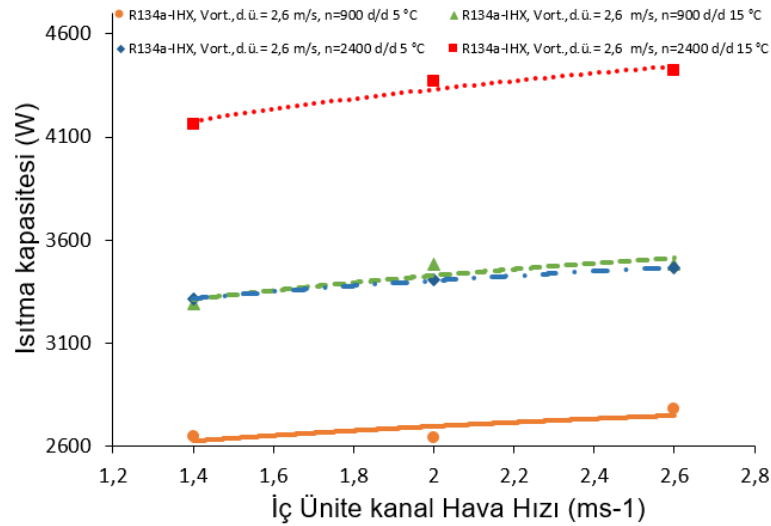
Şekil 6.33. Isıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.34. Isıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.35. Isıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları)



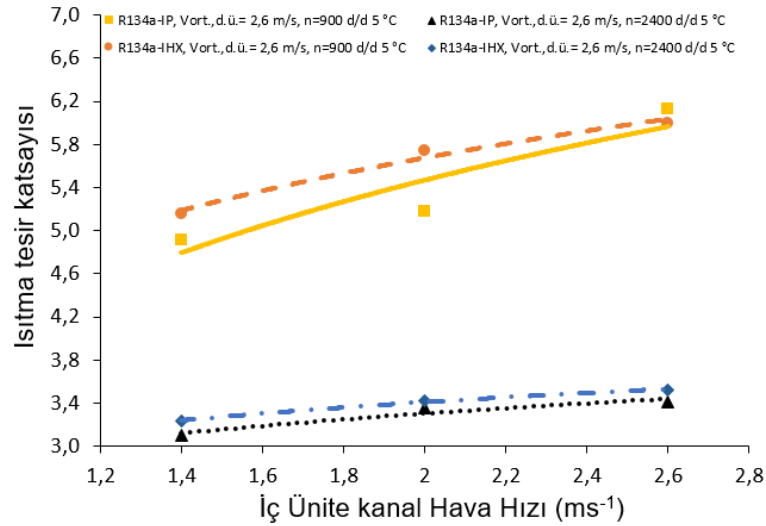
Şekil 6.36. Isıtma kapasitesindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları)

6.2.4. Isıtma tesir katsayısı (ITK)

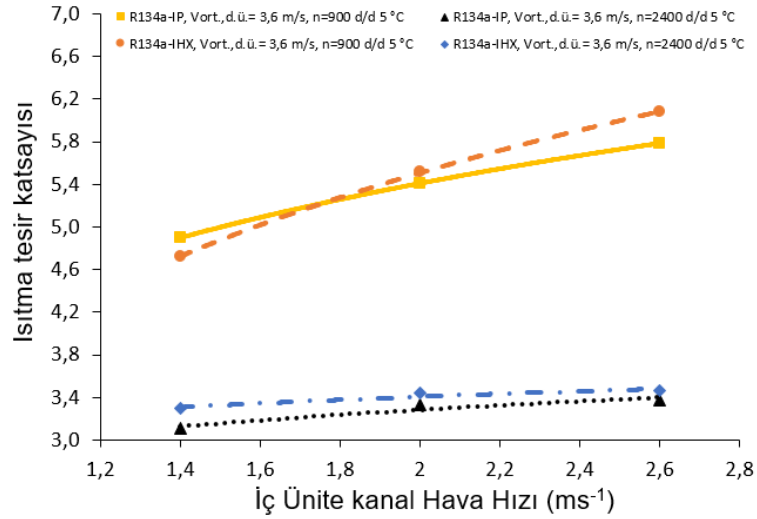
R134a soğutucu akışkanı kullanılan bir otomobil iklimlendirme sisteminde ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında dış ünitenden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak ısıtma tesir katsayısının iç ünitenden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.37-6.40'de görülmektedir. Isı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında iç ünite ve dış ünite giriş hava akım hızı artması ile ITK artmaktadır.

Ancak kompresör hızındaki artış ile soğutucu akışkanda ITK azalmaktadır. İç ünite hızının 1,4 m/s'ye den 2,6 m/s'ye artması ve ısı pompası durumunda çalışması ile sistemin ITK değeri dış ünite giriş hava akım hızı ve kompresör devriyle alakalı şekilde % 6-9 artar iken iç ısı değiştirici durumunda çalışması ile sistemde yaklaşık % 4-7 arasında arttığı görülmektedir.

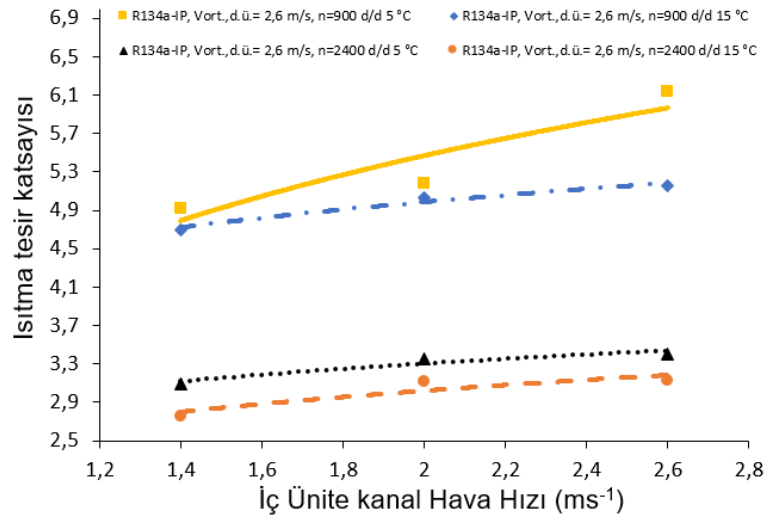
İç ünite giriş hava akım hızındaki artış ile Şekil 6.37-6.40'de belirtildiği gibi kompresör çıkış sıcaklığındaki azalmaya bağlı şekilde kompresörden soğutucu akışkana iletilen gücün azalmasına neden olmaktadır. İç ünite hava akış hızının artışı ile yoğuşma sıcaklığındaki azalmaya bağlı olarak dış ünite buharlaşma sıcaklığındaki azalma sonucu ısıtma kapasitesinin artması, ITK'nın artmasına sebep olmaktadır.



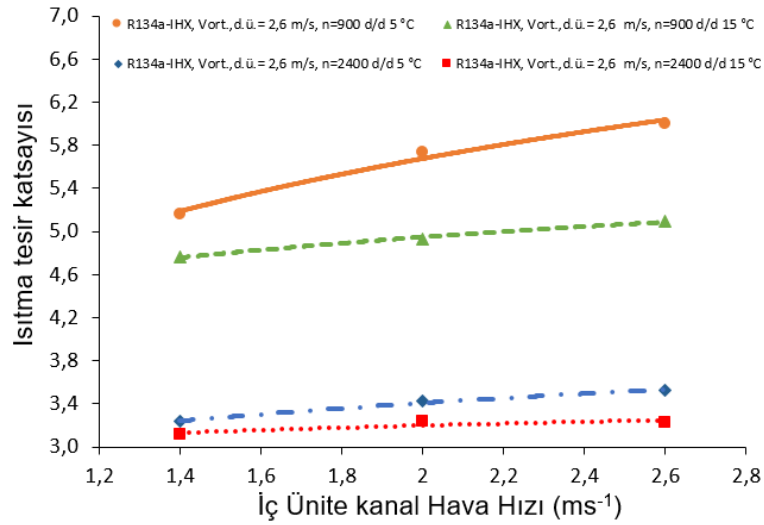
Şekil 6.37. Isıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.38. Isıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6 \text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.39. Isıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6 \text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.} = 15 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15 \text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları)



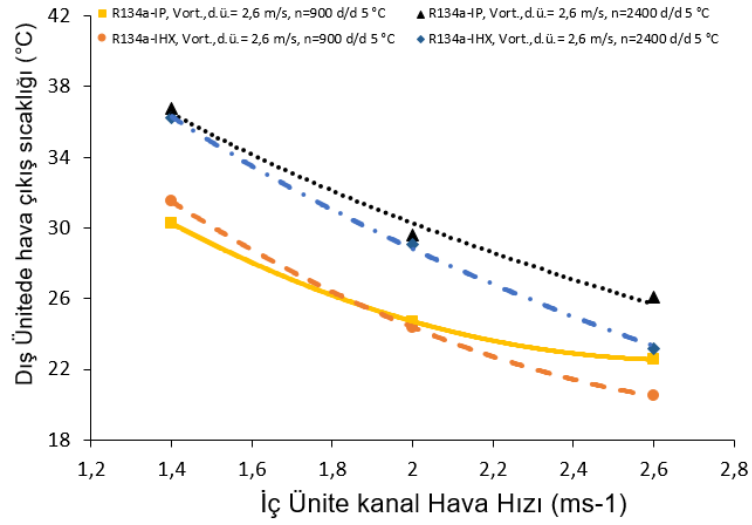
Şekil 6.40. Isıtma tesir katsayısındaki (ITK) değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları.

6.2.5. Dış ünite hava çıkış sıcaklığı

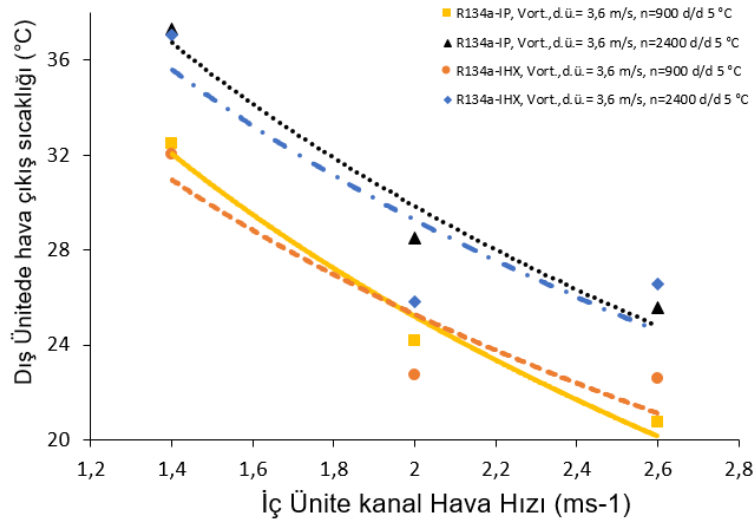
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma durumlarında dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak dış ünite hava çıkış sıcaklığının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.41-6.44’de verilmiştir.

İç ünite girişinde hava akımı hızı artışı ile yoğunlaşma sıcaklığındaki azalmaya bağlı olarak buharlaşma sıcaklığındaki azalma sonucu dış ünite çıkış hava akım sıcaklığı düşmektedir. İç ünite hava akım hızının 1,4 m/s’den 2,6 m/s’ye olması ile ısı pompası olarak çalışması durumunda yaklaşık % 10-30 arasında azalma, iç ısı değiştiricili sistemde çalışırken yaklaşık % 6-27 arasında azalma meydana gelmektedir.

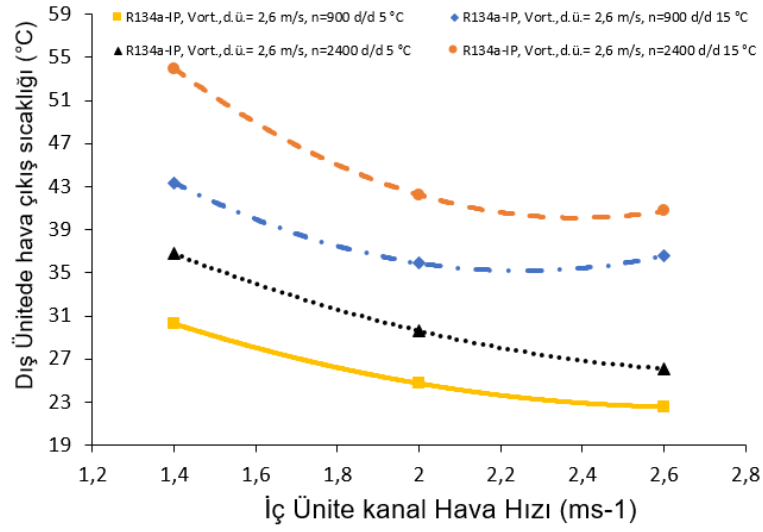
Dış ünite giriş hava akım hızı artışı ile buharlaşma sıcaklığındaki artış sonucu dış ünite çıkış hava akım sıcaklığı da artmaktadır. Dış ünite giriş hava akım hızının 2,6 m/s’den 3,6 m/s’ye olması ile sistem ısı pompası olarak çalışması durumunda kompresör devrinin artması sonucu yaklaşık % 15-24 arasında sıcaklık artar iken iç ısı değiştirici konumunda çalışması durumunda ise yaklaşık % 12-13 arasında artmaktadır.



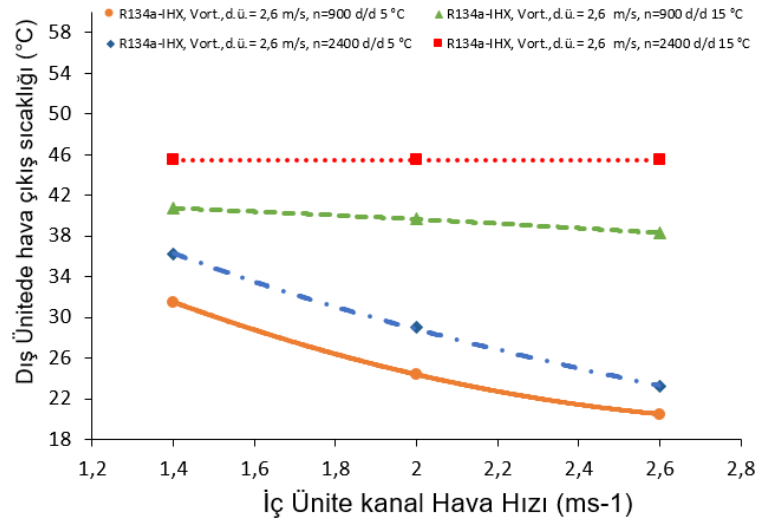
Şekil 6.41. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6 \text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.42. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6 \text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 \text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 4.43. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları.



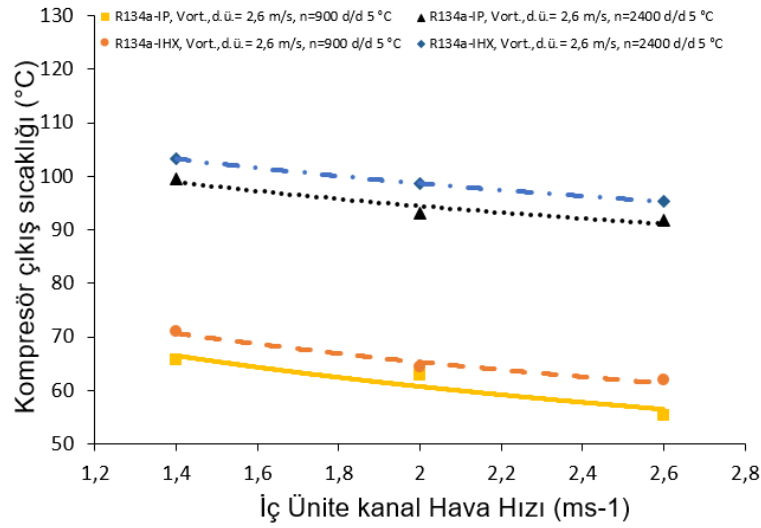
Şekil 6.44. Dış üniteden geçen hava çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları.

6.2.6. Kompresör çıkış sıcaklığı

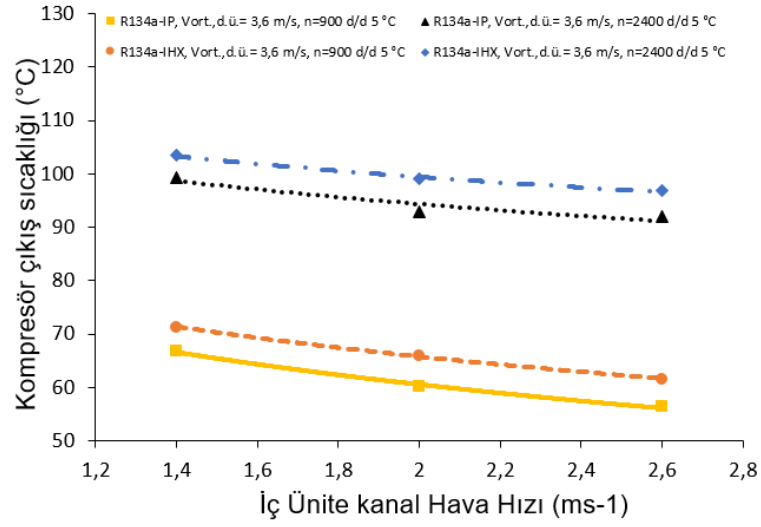
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma durumlarında dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.45-6.49'de gösterilmektedir. İç ünite giriş hava akım hızındaki

artış ile birlikte iç ünite de yoğuşma sıcaklığındaki azalmanın etkisiyle kompresör çıkışında alınan sıcaklığın da azalmakta olduğu görülmektedir.

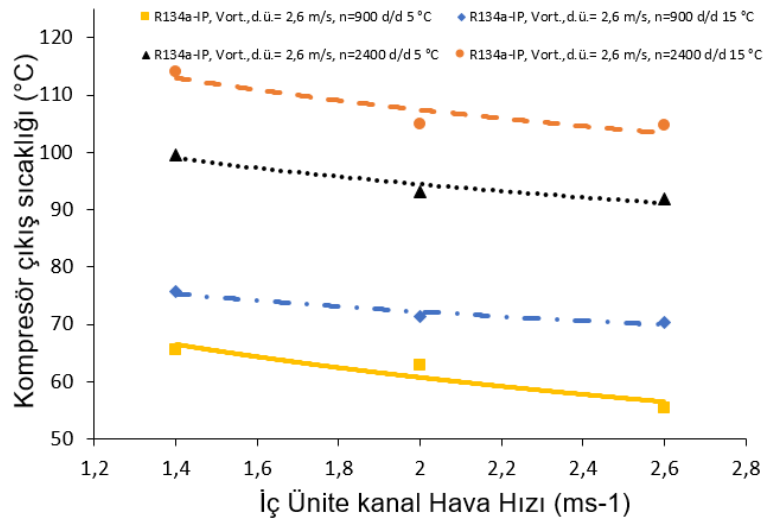
İç ünite hava akım hızının 1,4 m/s'den 2,6 m/s' ye yükselmesi ile yaklaşık % 3-6 kompresör çıkış sıcaklığında azalma meydana gelmektedir. Dış ünite giriş hava akım hızının artması ile dış ünite de yoğuşma sıcaklığının artmasının etkisiyle artan buharlaşma sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığında artış meydana getirmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığında, dış ünite hava akımı giriş hızının 2,6 m/s'den 3,6 m/s'ye yükseltilmesi ile mevcut deney şartlarında yaklaşık % 1-8 aralığında bir artış olduğu görülmektedir.



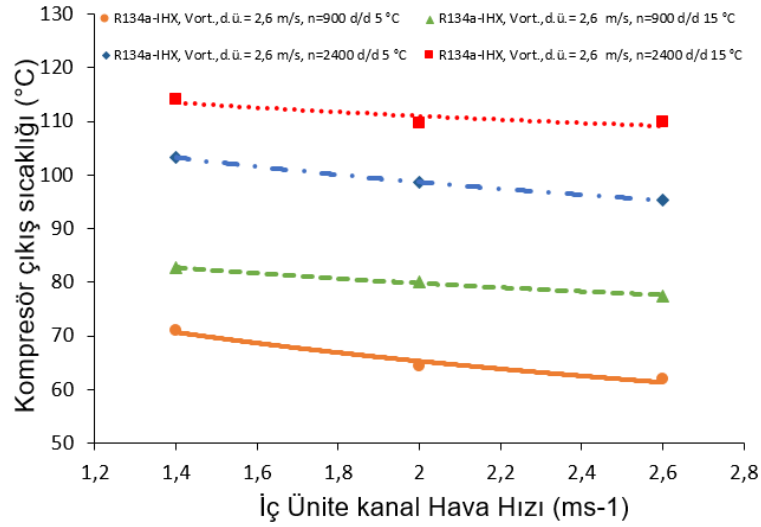
Şekil 6.45. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5$ °C, $T_{d.ü.,h.g.} = 5$ °C, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.46. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ °C}$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.47. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6\text{m/s}$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.} = 15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.} = 15\text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları)



Şekil 6.48. Kompresör çıkış sıcaklığındaki değişim. ($V_{ort,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, iç ısı değiştirici çalışma şartları.

6.2.7. Soğutucu akışkan kütleli debisi

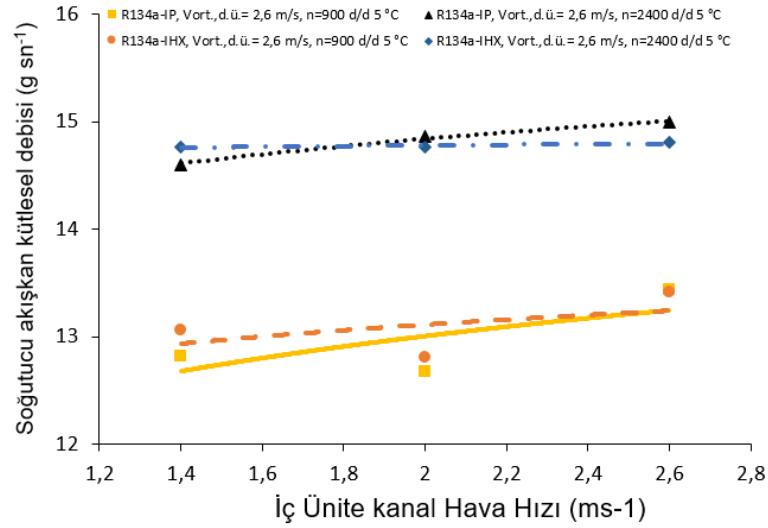
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricili çalışma durumlarında dış üniteden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkan R134a kütleli debisinin iç üniteden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.49-6.52’de verilmiştir. Kompresör devri ile dış ünite giriş hava akım hızının artması ile her iki çalışma durumu için sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi artmaktadır.

İç ünite giriş hava akım hızının 1,4 m/s ‘den 2,6 m/s’ye artması ile iç ısı değiştiricili durumda soğutucu akışkan debisinde yaklaşık % 1-4 arasında, ısı pompası çalışma durumunda soğutucu akışkan debisinde ise yaklaşık % 3 artmaktadır.

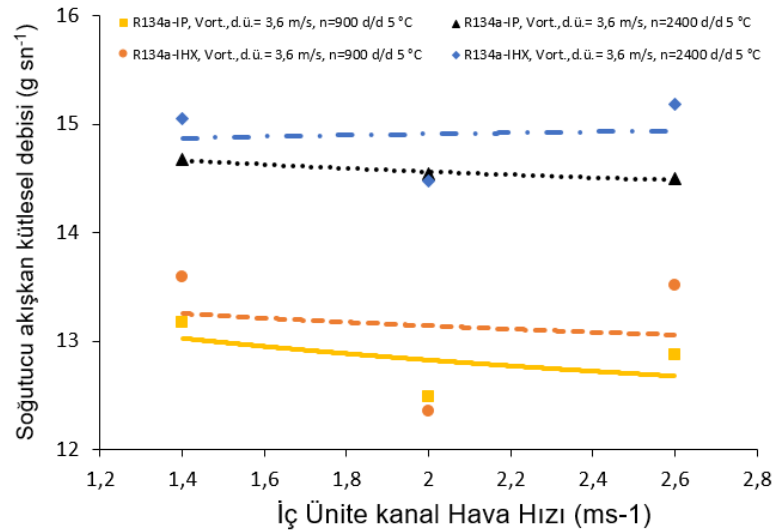
Dış ünite hava akımı giriş hızındaki artış iç ısı değiştiricili sistemde soğutucu akışkanının debisini yaklaşık % 2-4 arasında azalma meydana gelirken, sistemin ısı pompası olarak çalışması durumunda soğutucu akışkanının debisi yaklaşık olarak % 1-3 arasında azalmaktadır.

Kompresörün çalışma aralığı 900 d/d’dan 2400 d/d’ya yükselmesi ile sistemin, iç ısı değiştiricili olarak çalışması durumunda soğutucu akışkanının debisi yaklaşık %12-14

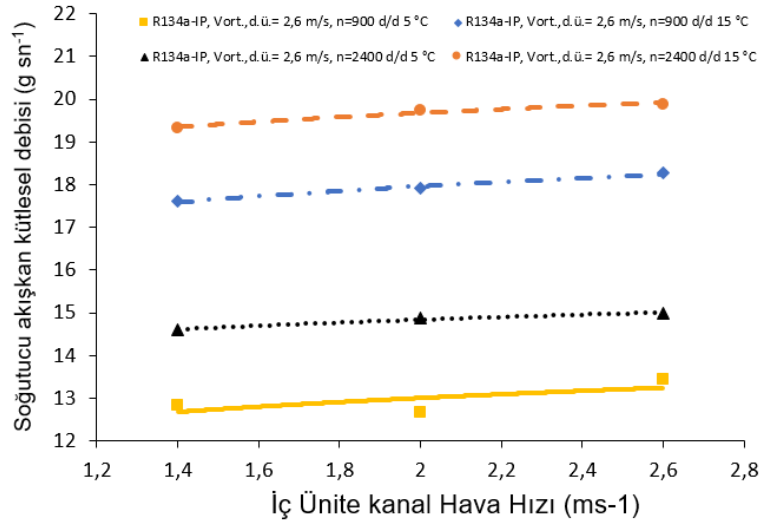
arasında artmakta iken, sistemin ısı pompası olarak çalışması durumunda ise soğutucu akışkan R134a debisinde yaklaşık olarak % 13-15 aralığında artma meydana gelmektedir.



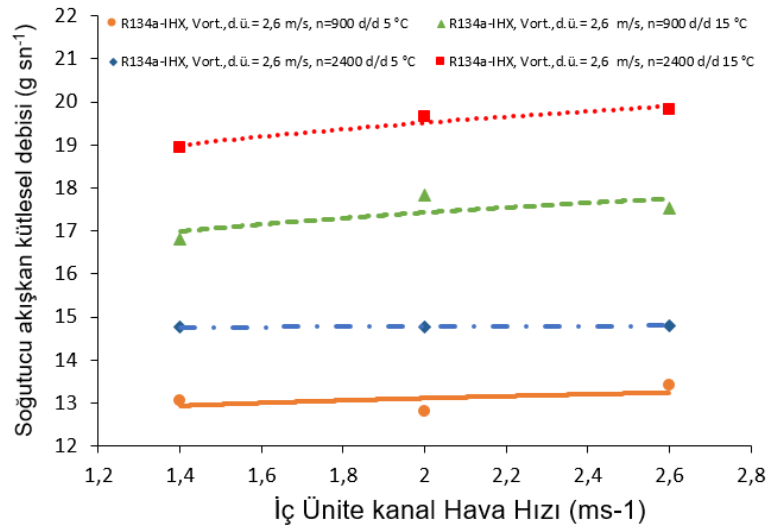
Şekil 6.49. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 2,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5 °C$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 °C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.50. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.} = 3,6m/s$ $T_{i.ü.,h.g.} = 5 °C$, $T_{d.ü.,h.g.} = 5 °C$, ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma şartları)



Şekil 6.51. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, ısı pompası çalışma şartları).



Şekil 6.52. Soğutucu akışkan kütleli debisindeki değişim. ($V_{ort.,d.ü.}=2,6\text{ m/s}$, $T_{i.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=5\text{ °C}$ / $T_{i.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$, $T_{d.ü.,h.g.}=15\text{ °C}$ iç ısı değiştirici çalışma şartları).

BÖLÜM 7. TARTIŞMA VE SONUÇ

Yapılan çalışmada, elektrik motoru kayış kasnak yardımıyla tahrik edilen deneysel otomobil iklimlendirme sistemi elemanları ve elektronik ve mekanik ekipmanların bir arada bağlantılı olacak şekilde deney masası kurulmuştur.

Bilgisayar üzerinden kontrol edilerek istenilen deney giriş şartlarını oluşturularak, bilgisayar ekranından otomobil iklimlendirme sisteminden alınan verileri sürekli izlenebilmektedir. Deneylerin neticesinde elde edilen veriler, ekserji ve enerji analizlerine tabi tutulmuş ve performans parametreleri belirlenerek ve elde edilen bulgular grafik olarak karşılaştırmalı hale getirilmiştir.

Deney sonuçları ilk kısımda R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricili olarak çalışması durumları için dış ünite hava akım hızı ve kompresör devrinin artışının etkisiyle performans parametrelerinin iç ünite hava akım hızı ile değişimleri yer almaktadır.

İkinci kısımda ise, R134a Soğutucu akışkanı kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricili olarak çalışması durumları için iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarının ve hava akımlarının etkisiyle ısıtma çevrimindeki performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi verilmiştir.

R134a Soğutucu akışkanı kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricili olarak çalışması durumları için iç ünite ve dış ünite giriş sıcaklıklarının ve hava akımlarının etkisiyle ısıtma çevrimindeki performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi neticesinde elde edilen deney sonuçları aşağıda verilmiştir;

1. Kompresör devri arttıkça iç ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıklarının ve hava akım hızlarının da artması ile ITK değerinin ısı pompası çalışma durumunda azaldığı gözlemlenmiştir. Kompresör devrinin artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması ile kompresör gücündeki artışın ısıtma kapasitesindeki artışa göre daha büyük olmasına neden olduğu için ITK değerinde azalma olduğu görülmektedir.
2. Otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici konumunda çalışma durumlarında, dış ünite ile iç ünite giriş hava akım hızları, sıcaklıkları ve kompresör devrinin artması sonucunda ısıtma kapasitesi de artma meydana gelmiştir. Kompresör devrindeki artış ile sistem içindeki soğutucu akışkanının kütleli debisi artmış ve bunun etkisiyle ısıtma kapasitesinde artma meydana gelmiştir. Dış ünite giriş hava akım hızı sabit kalmak üzere iç ünite giriş hava akım hızının artması ile ısıtma kapasitesinin arttığı görülmüştür. İç ünite giriş hava akım sıcaklığı ve dış ünite giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu ısıtma kapasitesinin de arttığı görülmektedir.
3. Dış ünite hava akım hızı sabit kalmak şartı ile iç ünite hava akım hızı arttıkça soğutucu akışkan yoğunluğunun azaldığı anlaşılmıştır. Dış ünite hava akım sıcaklığı ve iç ünite hava akım sıcaklığı arttığında soğutucu akışkan yoğunluğundaki azalmada artış meydana gelmiş ayrıca soğutucu akışkan yoğunluğunun azalması ile ısıtma kapasitesinin de arttığı gözlemlenmiştir.
4. Kompresör devri ile iç ünite ve dış ünite giriş hava akım hızları ve sıcaklıklarındaki artış ile kompresör gücü de artmakta olduğu görülmüştür. İç üniteye giren hava akım hızının artmasıyla yoğuşma sıcaklığının artması sonucu kompresör gücünde 5 °C'lik ısı pompası çalışma durumunda %21-57' lik güç artışı olduğu görülmüştür. İç ısı değiştiricili çalışma durumunda ise %100'ün üzerinde artış olduğu tespit edilmiştir. Dış ünite giriş hava akım hızının artması ile ısıtma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisinin artışının etkisiyle kompresör gücünde artma meydana geldiği görülmüştür.
5. Kompresör devrinin 900 d/d'dan 2400 d/d'ya çıkması ile kompresör çıkış basıncının artması sonucu kompresör çıkış sıcaklığının % 6-18 arasında arttırdığı izlendi. Aynı iç ünite ve dış ünite giriş hava akım sıcaklıkları için

hava akım sıcaklıklarının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı yaklaşık %11-27 arasında arttırdığı görüldü. Dış ünite giriş hava akım hızı sabit kalmak üzere iç ünite giriş hava akım hızının artması ile yoğuşma basıncının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ısı pompası çalışma durumunda 5 °C için %59-77 arttığı görülmüştür. İç ısı değiştiricili çalışma durumunda ise 5 °C için %50-63 arttığı gözlemlenmiştir.

6. Dış üniteden çekilen ısı, ısıtma kapasitesi ve kompresör gücünün toplamına eşittir. Kompresör devrindeki artış ile ısıtma kapasitesi ve kompresör gücünün artması sonucunda dış üniteden çekilen ısıda, ısı pompası durumunda %10 iç ısı değiştiricili durumda ise %8-20 artış meydana geldiği tespit edilmiştir. Dış ünite ve iç ünite hava akım hızlarının artması ile dış üniteden çekilen ısı, ısı pompası çalışma durumunda 5 °C için %10-16 arttığı görülmüştür. İç ısı değiştiricili çalışma durumunda ise 5 °C için %10-14 arttığı gözlemlenmiştir.
7. Otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında kompresör devrinin artması ile kompresörün anlık süpürme hacminin artmasına bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının arttığı görüldü. Aynı iç ünite ve dış ünite giriş hava akım hızları için giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının arttığı izlenmiştir. Dış ünite ve iç ünite hava akım hızlarının artması ile dış üniteden çekilen ısı, ısı pompası çalışma durumunda 5 °C için %13-21 arttığı görülmüştür. İç ısı değiştiricili çalışma durumunda ise 5 °C için %12-17 arttığı gözlemlenmiştir.

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştiricili olarak çalışması durumları için dış ünite hava akım hızı ve kompresör devrinin artışının etkisiyle performans parametrelerinin iç ünite hava akım hızı ile değişiminin deney sonuçları ile ilgili elde edilen bulgular aşağıda verilmiştir.

1. Otomobil iklimlendirme sisteminde ısı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında soğutucu akışkan içinde iç ünite hava akım hızı artması ile dış üniteden çekilen ısısında gözle görülür miktarda değiştiği görülmektedir. Dış

- ünite hava akım hızı artması ile dış üniteden çekilen ısı artmakta olduğu görülmüştür.
2. Düşük kompresör devirlerinde ısı pompası ve iç ısı değiştiricili durumlarında iç ünite giriş hava akım hızının artması ile kompresör gücünde az miktarda azalma meydana geldiği görülmüştür. Kompresör devrinin artması ile kompresör gücü her ne kadar artsa da iç ünite giriş hava akım hızının artması sonucu kompresör gücünün de benzer şekilde çok düşük miktarda azaldığı gözlemlenmiştir. Kompresör devri arttırıldığında iç ünite giriş hava akımının artması iç ünite doyma basıncının düşmesine neden olmakta ve kompresör yükünü azaltmakta olduğu görülmekte neticesinde ise kompresör gücünün azalmasına sebep olduğu görülmektedir.
 3. Dış ünite hava akım hızının az olduğu durumda soğutucu akışkanında her iki çalışma durumunda birbirine yakın sonuç verir iken dış ünite hava akım hızı arttığı zaman ısı pompası olarak çalışması durumunda daha yüksek ısıtma kapasitesine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Isıtma kapasitesinin artmasında en önemli etkenlerin ise kompresör devrindeki artış, dış ünite hava akım hızının ve iç ünite hava akım hızının etkili olduğu görülmüştür.
 4. Isı pompası ve iç ısı değiştirici durumlarında iç ünite ve dış ünite giriş hava akım hızı artması ile ITK artmakta ancak kompresör hızındaki artış ile soğutucu akışkanda ITK azalmakta olduğu görülmüştür. İç ünite hızının artması ve ısı pompası durumunda çalışması ile sistemin ITK değeri dış ünite giriş hava akım hızı ve kompresör devriyle alakalı şekilde % 6-9 artar iken, iç ısı değiştirici durumunda çalışması ile sistemde yaklaşık % 4-7 arasında arttığı görülmektedir. İç ünite hava akış hızının artışı ile buharlaşma sıcaklığındaki azalmaya bağlı olarak yoğuşma sıcaklığında azalma sonucu ısıtma kapasitesinin artması ITK'nın artmasına sebep olduğu gözlemlenmektedir.
 5. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma durumlarında iç ünite girişinde hava akım hızındaki artış ile buharlaşma sıcaklığındaki azalmaya bağlı olarak yoğuşma sıcaklığındaki azalma sonucu dış ünite çıkış hava akım sıcaklığı düştüğü görülmüştür.

6. Otomobil iklimlendirme sisteminin ısı pompası ve iç ısı değiştirici çalışma durumlarında iç ünite giriş hava akım hızındaki artış ile birlikte i ünite buharlaşma sıcaklığındaki azalmanın etkisiyle kompresör çıkış sıcaklığında azalmakta olduğu görölmüştür. İç ünite hava akım hızının yükselmesi ile yaklaşık % 3-6 kompresör çıkış sıcaklığında azalma meydana gelmiştir. Dış ünite giriş hava akım hızının artması ile dış ünite yoğuşma sıcaklığının artmasının etkisiyle artan buharlaşma sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığında artış meydana getirdiği anlaşılmıştır.
7. Kompresör devri ile dış ünite giriş hava akım hızının artması ile sisteminin ısı pompası ve i ısı değiştirici çalışma durumlarında, sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi artmaktadır. İç ünite giriş hava akım hızının 1,4 m/s ‘den 2,6 m/s’ye artması ile i ısı değiştiricili durumunda soğutucu akışkan debisinde yaklaşık % 1-4 arasında, ısı pompası çalışma durumunda ise yaklaşık % 3 artmakta olduğu görölmüştür.

Isı pompası ve i ısı değiştiricili klima sisteminin karşılaştırmalı deneyleri neticesinde kış şartlarında dış ortam sıcaklığı düştükçe ısıtma kapasitesi düştüğü belirlenmiştir. Kompresör devrinin artışı ile ısıtma kapasitesi artmış ancak dış ortam sıcaklığı 15 °C altına indikçe klima performansında düşme meydana gelmiştir. Sebebi ise kondensere gelen soğuk dış ortam havası ile aşırı soğuyan soğutucu akışkan, evaporatörde de aynı şekilde soğuk dış ortam havasından ısı ekememekte ve kompresöre istenilen sıcaklıkta iletilememekte. Dış ortam havasının azalmasıyla evaporatörde kısa sürede karlanma ve buzlanma meydana gelmekte ve soğutucu akışkan kütleli debisi azalıp deney şartlarında da belirtildiği gibi 15 dakika sonra akış durmaktadır.

Neticede düşük ortam sıcaklıklarında otomobillerde mevcut klima sisteminin uzun süreli ısıtma yapması mümkün görölmemiştir. İlave sistemler kullanılarak elektrikli rezistans kullanılarak dış ünite hava akımı ön ısıtma yapılır, karlanma ve buzlanma engellenir ise sistemin ideal şekilde çalışması sağlanırsa düşük ortam sıcaklıklarında kullanılabilir.

KAYNAKLAR

The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Change, 1997.

RONALD, E., Domitrovic, Vince C. Mei, F.C. Chen., Simulation of an automotive Heat Pump, ASHRAE Transactions, 1993.

JOUDI, K. A., MOHAMMED, A. S. K., MOHAMMED, K. A., Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants, Energy Conversion and Management, 44:2959-2976, 2003.

JABORDO, J.M.S., MAMANI, W.G., IANELLA, M.R., "Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor", International Journal of Refrigeration, 25:1157-1172, 2002.

RATTS, EB., BROWN, JS., An experimental analysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system, Int. J. Therm. Sci., 39:592-604, 2000.

KIATSIRIROAT, T., EUAKIT, T., "Performance analyses of an automobile air-conditioning system with R22/R124/R152A refrigerant", Applied Thermal Engineering, 17:1085-1097, 1997.

BROWN, JS., YANA, SFM., DOMANSKI, PA., Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, International Journal of Refrigeration, 25:19-32, 2001.

LUNDBERG, E., An Enhanced R-134a Climate System, Automotive Alternative Refrigerant System Symposium, SAE., USA., 2002.

MAGER, R., Experience of a R744 Fleet Test, Automotive Alternative Refrigerant System Symposium, SAE., USA., 2002.

HALIMIC, E., ROSS, D., AGNEW B., ANDERSON, A., POTTS, I., A comparison of the operating performance of alternative refrigerants, Applied Thermal Engineering, 23:1441-1451, 2003.

JUNG, D., PARK, B., LEE, H., Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12, International Journal of Refrigeration, 22:558-568, 1999.

- ESEN, DÖ., HOŞÖZ, M., R12 ve R134a soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak., 21(4):703-709, 2006.
- RATTS, EB., BROWN, JS., An experimental anaysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system, Int. J. Therm. Sci., 39:592-604, 2000.
- KAYNAKLI, O., HORUZ, I., An experimental analysis of automotive air conditioning system, International Communications in Heat and Mass Transfer, 30:273-284, 2003.
- HOSOZ, M., DIREK, M., Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system, Energy Conversion and Management, 47:545-559, 2006.
- KIM, SC., WON, JP., KIM, MS., Effects of operating parameters on the performance of a CO₂ air conditioning system for vehicles, Applied Thermal Engineering, 29:2408-2416, 2009.
- ALKAN, A., HOSOZ, M., Experimental Performance of an Automobile Air Conditioning System Using a Variable Capacity Compressor for Two Different Types of Expansion Devices, International J. Vehicle Design, 52:160-176, 2010.
- ALKAN, A., HOSOZ, M., Comparative performance of an automotive air conditioning system using fixed and variable capacity compressors, International Journal of Refrigeration, 33:487-495, 2010.
- DİREK, M. , Isı Kaynağı Olarak Çevre Havası, Motor Soğutma Suyu Ve Egzoz Gazı Kullanabilen R134a Soğutucu Akışkanlı Otomobil Isı Pompasının Performansının Deneysel Analizi. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi, Doktora Tezi, 2011.
- TEKİN İ., Isı Pompası Olarak Çalışabilen R134a Soğutucu Akışkanlı Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performansı. Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2015.
- ALKAN A., Otomobil Klima Sisteminde R134a Yerine R1234yf Kullanımının Teorik Ve Deneysel İncelenmesi Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Doktora Tezi, 2015.
- ÇENGEL, Y., and BOLES, M., A., Thermodynamics on Engineering Approach, International edition, Mc Graw-Hill Companies, 1989.

ÖZGEÇMİŞ

Eser Ömer YILDIZ, 01.08.1983 tarihinde Elbistan’da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Bursa’da tamamladı. 1999 yılında Bursa Hürriyet Endüstri Meslek Lisesi Motor bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Abant İzzet Baysal Üniversitesi Bolu Meslek Yüksekokulu Otomotiv önlisans programını kazandı ve 2002 yılında mezun oldu. 2004 yılında Sakarya Üniversitesi Otomotiv Öğretmenliği lisans eğitimine başlayıp, 2008 yılında mezun olmuştur. 2010 yılında ise Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümüne başlamış ve 2014 yılında mezun olmuştur. 2012 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği yüksek lisans eğitimine başladı. 2015 yılında Sakarya Üniversitesi Sapanca Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma programında görevlendirme ile öğretim görevlisi olarak çalışmaya başlamış olup halen Sakarya Üniversitesi Arifiye Meslek Yüksekokulunda görevine devam etmektedir.