KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

R134A VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLI BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANIMININ SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ

UMUT GÜNGÖR

KOCAELİ 2021

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

R134A VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLI BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANIMININ SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ

UMUT GÜNGÖR

Prof. Dr. Murat HOŞÖZ		
Danışman,	**Kocaeli Üniv.**	**.....**
Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN		
Jüri Üyesi,	**Kocaeli Üniv.**	**.....**
Dr. Öğr. Üyesi Alpaslan ALKAN		
Jüri Üyesi,	**Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniv.**	**.....**

Tezin Savunulduğu Tarih: 03.02.2021

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Günümüzde yaşanan iklim değişikliği, küresel ısınma gibi çevresel problemler her geçen gün daha çok hissedilmektedir. Enerjinin etkin kullanımı, sürdürülebilir olması, kullanılan sistemlerin çevre dostu olması gibi kriterler önemli hale gelmiştir. Bu sebeple bir lüks olmaktan çıkıp, ihtiyaç haline gelen otomobil iklimlendirme sistemlerinin enerjiyi verimli kullanması, kompakt ve hafif olması, çevreye ve insana olan olumsuz etkilerinin olmaması beklenmektedir.

Yukarıda sözü edilen beklentiler doğrultusunda, bu çalışmada çevreye verdiği zararın R134a soğutucu akışkanına göre daha az olduğu bilinen R1234yf soğutucu akışkanının performansı araştırılmıştır. Sistemde vanalarla kontrol edilen iki farklı genleşme elemanı ve bir de iç ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Deneysel sistem çeşitli ortam şartlarında test edilmiş ve R1234yf soğutucu akışkanının çeşitli performans parametreleri, R134a soğutucu akışkanı ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmamın her aşamasında benden hiçbir desteğini esirgemeyen, her türlü bilgi ve deneyimini benimle paylaşan saygı değer danışman hocam Prof. Dr. Murat HOŞÖZ'e, teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca beni her konuda destekleyen Sn. Gökhan AKYOL'a, maddi ve manevi her zaman yanımda olan ablam Gülşen GÜNGÖR'e, yaşadığım tüm zorluklarda yanımda olan sevgili ailem ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Ocak – 2021 Umut GÜNGÖR

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
TABLOLAR DİZİNİ viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ ix
ÖZET xi
ABSTRACT xii
GİRİŞ 1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4
2. OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN TANITIMI 12
2.1. Otomobil İklimlendirme Sistemlerinin Bileşenleri 12
2.1.1. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan soğutucu akışkanlar 12
2.1.1.1. R134a (tetrafluoroethane) soğutucu akışkanı ve özellikleri 12
2.1.1.2. R1234yf (tetrafluoropropene) soğutucu akışkanı ve özellikleri 13
2.1.2. Kompresör 13
2.1.3. Kondenser 15
2.1.4. Genleşme elemanı 16
2.1.4.1. Termostatik genleşme valfi 17
2.1.4.2. Orifis tüp 18
2.1.5. Akümülatör 19
2.1.6. Filtre/kurutucu ve sıvı tankı 20
2.1.7. Evaporatör 20
2.2. Otomobil İklimlendirme Sistemi Çalışma Prensibi 22
2.2.1. TXV'li otomobil iklimlendirme sisteminin çalışması 22
2.2.2. Orifis tüplü otomobil iklimlendirme sisteminin çalışması 23
3. DENEYSEL SİSTEM VE ÖZELLİKLERİ 25
3.1. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminin Genel Tanıtımı 25
3.2. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sistemi Elemanları 29
3.2.1. Deneysel sistemde kullanılan termostatik genleşme valfi ve orifis tüp 29
3.2.2. Deneysel sistemde kullanılan koaksiyel iç ısı değiştiricisi 29
3.2.3. Deneysel sistemde kullanılan sabit kapasiteli eğik plakalı kompresör ve üç fazlı asenkron elektrik motoru 31
3.2.4. Deneysel sistemde kullanılan lamine tip evaporatör ve mikro kanallı paralel akımlı kondenser 31
3.2.5. Deneysel sistemde kullanılan sıvı tankı, filtre / kurutucu 33
3.2.6. Deneysel sistemde kullanılan gözetleme camı 33
3.2.7. Deneysel sistemde kullanılan vanalar 34

3.3. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları 34
3.3.1. Sıcaklık ölçümü 35
3.3.2. Basınç ölçümü 36
3.3.3. Debi ölçümü 36
3.3.4. Kompresör devri ölçümü 37
3.3.5. Ortam sıcaklığı ve izafi nem ölçümü 37
3.4. Deneysel Sistemin Çalışması 38
4. DENEYSEL SİSTEME UYGULANAN TEST PROSEDÜRÜ 39
5. DENEYSEL SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ 40
5.1. Deneysel Sistemin Enerji Analizi 40
5.2. Deneysel Sistemin Ekserji Analizi 41
6. BULGULAR VE TARTIŞMALAR 44
6.1. R134a'lı Eşanjörsüz Sistemin Termostatik Genleşme Valfli ve Orifis Tüplü Çalışması Durumlarındaki Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması 45
6.2. R1234yf'li Eşanjörsüz Sistemin Termostatik Genleşme Valfli ve Orifis Tüplü Çalışması Durumlarındaki Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması 54
6.3. R134a'lı Termostatik Genleşme Valfli Sistemin Eşanjörlü ve Eşanjörsüz Çalışması Durumlarındaki Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması 63
6.4. Termostatik Genleşme Valfi Kullanan Eşanjörsüz R134a'lı Sistem ile Eşanjörlü ve Eşanjörsüz R1234yf'li Sistemin Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması 72
6.5. Orifis Tüp Kullanan Eşanjörsüz R134a'lı Sistem ile Eşanjörlü ve Eşanjörsüz R1234yf'li Sistemin Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması 82
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 92
7.1. Sonuçlar 92
7.2. Öneriler 97
KAYNAKLAR 98
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER 102
ÖZGEÇMİŞ 103

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Otomobil iklimlendirme sistemindeki kompresör ve bileşenleri 14
Şekil 2.2. Otomobil iklimlendirme sisteminde değişken kapasiteli yalpalı plakalı bir kompresör ile sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün farkları 15
Şekil 2.3. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan kondenser 16
Şekil 2.4. Serpantin ve paralel akışlı tip kondenserler 16
Şekil 2.5. Termostatik genleşme valfi 18
Şekil 2.6. Orifis tüp 19
Şekil 2.7. Akümülatör 19
Şekil 2.8. Filtre/Kurutucu ve sıvı tankı 20
Şekil 2.9. Serpantinli tip evaporatör 21
Şekil 2.10. Lamine tip evaporatör 21
Şekil 2.11. Blok tipi genleşme valfli kullanan otomobil iklimlendirme sistemi 23
Şekil 2.12. Orifis tüp kullanan otomobil iklimlendirme sistemi 24
Şekil 3.1. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şeması 27
Şekil 3.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin genel görünümü 28
Şekil 3.3. Deneysel sistemdeki TXV 29
Şekil 3.4. Deneysel sistemde kullanılan orifis tüp 29
Şekil 3.5. Koaksiyel eşanjör 30
Şekil 3.6. P-h diyagramı 30
Şekil 3.7. Kompresör ve ona kayış kasnak mekanizması ile bağlı elektrik motorunun fotoğrafı 31
Şekil 3.8. İç ünite: (a) evaporatör fotoğrafı, (b) santifrüj fan fotoğrafı 32
Şekil 3.9. Dış ünite: (a) kondenser fotoğrafı, (b) eksenel fan fotoğrafı 33
Şekil 3.10. Sıvı tankı 33
Şekil 3.11. Vana 34
Şekil 3.12. K tipi termokupl okuyucular 35
Şekil 3.13. Coriolis debimetre 36
Şekil 3.14. Anemometre 37
Şekil 6.1. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi 46
Şekil 6.2. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 47
Şekil 6.3. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi 48
Şekil 6.4. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi 49

Şekil 6.5. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde STK'nın kompresör devri ile değişimi 50
Şekil 6.6. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi 51
Şekil 6.7. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 52
Şekil 6.8. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi 53
Şekil 6.9. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi 54
Şekil 6.10. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi 55
Şekil 6.11. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 56
Şekil 6.12. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi 57
Şekil 6.13. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi 58
Şekil 6.14. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde STK'nın kompresör devri ile değişimi 59
Şekil 6.15. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi 60
Şekil 6.16. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 61
Şekil 6.17. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi 62
Şekil 6.18. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi 63
Şekil 6.19. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi 64
Şekil 6.20. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 65

Şekil 6.21. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi 66
Şekil 6.22. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi 67
Şekil 6.23. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre STK değerinin kompresör devri ile değişimi 68
Şekil 6.24. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi 69
Şekil 6.25. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 70
Şekil 6.26. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre çevrimde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi 71
Şekil 6.27. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre ekserji verimi kompresör devri ile değişimi 72
Şekil 6.28. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi 73
Şekil 6.29. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 74
Şekil 6.30. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi 75
Şekil 6.31. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi 76
Şekil 6.32. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi 77
Şekil 6.33. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin STK değerinin kompresör devri ile değişimi 78
Şekil 6.34. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 79
Şekil 6.35. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin çevrimde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi 80
Şekil 6.36. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi 81

Şekil 6.37. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi 83
Şekil 6.38. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 84
Şekil 6.39. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi 85
Şekil 6.40. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi 86
Şekil 6.41. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi 87
Şekil 6.42. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin STK değerinin kompresör devri ile değişim 88
Şekil 6.43. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi 89
Şekil 6.44. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin çevrimde yok edilen ekserji değerinin kompresör devri ile değişimi 90
Şekil 6.45. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin STK değerinin kompresör devri ile değişimi 91

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. R134a soğutucu akışkanının özellikleri 12
Tablo 2.2. R1234yf soğutucu akışkanının özellikleri 13
Tablo 3.1. Deneysel sistemdeki kompresörün teknik özellikleri 31
Tablo 3.2. Ölçüm cihazları ve teknik özellikleri 35
Tablo 3.3. K tipi termokupların marka ve modele göre özellikleri 36
Tablo 3.4. Coriolis tip debimetrenin özellikleri 37
Tablo 3.5. Fotoelektrik takometrenin özellikleri 37
Tablo 3.6. Deneysel sistemde kullanılan anemometreinin özellikleri 38

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$\dot{E}x_d$	:	Yok edilen ekserji, (kW)
h	:	Entalpi, (kJ kg^{-1})
$\dot{m}$	:	Kütlesel debisi, (kg s^{-1})
p	:	Basınç, (Pa)
$\dot{Q}_{kond}$	:	Isıtma kapasitesi, (kW)
$\dot{Q}_{evap}$	:	Soğutma kapasitesi, (kW)
$\dot{Q}_j$	:	T_j Sıcaklığındaki sistem sınırından birim zamanda ısı geçişi, (kW)
R	:	İdeal gaz sabiti, (kJ $kg^{-1}K^{-1}$)
s	:	Özgül entropi, (kJ $kg^{-1}K$)
T	:	Sıcaklık, (℃)
T_j	:	Anlık sıcaklık, (K)
T_0	:	Çevre sıcaklığı, (K)
$\dot{W}$	:	Güç, (kW)
$\dot{W}_{kh}$	:	Kontrol hacimde üretilen güç, (kW)
ω	:	Özgül nem (kg su buharı/kg kuru hava)
Ψ	:	Özgül akış ekserjisi, (kJ kg^{-1})
ρ	:	Yoğunluk, (kg m^{-3})
0	:	Referans (ölü) hal
b	:	Buhar
ç	:	Çıkış
d	:	Yok edilen
e	:	Efektif
ex	:	Ekserji
evap	:	Evaporator
ge	:	Genleşme Elemanı
h_g	:	Hava giriş
iç	:	İç ünite
kh	:	Kontrol hacmi
komp	:	Kompresör
kond	:	Kondenser
soğ	:	Soğutucu akışkan
top	:	Toplam
tr	:	Tersinir

Kısaltmalar

BM	:	Birleşmiş Milletler
CFC	:	Chlorofluorocarbon (Kloroflorokarbon)
GWP	:	Global Warming Ptotential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HFC	:	Hydrofluorocarbon (Hidroflorokarbon)
HFO	:	Hydrofluoroolefin (Hidrofloroolefin)

ITK	:	Isıtma Tesir Katsayısı
NIST	:	National Institute of Standard and Technology (Ulusal Standart ve Teknoloji Enstitüsü)
ODP	:	Ozone Depletion Potential (Ozon Tüketme Potansiyeli)
OT	:	Orifis Tüp
SAE	:	Society of Automotive Engineers (Otomotiv Mühendisleri Derneği)
STK	:	Soğutma Tesir Katsayısı
TXV	:	Thermostatic Expansion Valve (Termostatik Genleşme Valfi)
V	:	Vana

R134A VE R1234YF SOĞUTUCU AKIŞKANLI BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNDE İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİ KULLANIMININ SİSTEM PERFORMANSINA ETKİLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılan bir otomobil iklimlendirme sistemi, laboratuvar ortamında kurulmuştur. Sistem, genleşme elemanı olarak termostatik genleşme valfi (TXV) ve orifis tüp (OT) ile donatılmıştır. Ayrıca sistemin performansı arttırmak amacıyla emme ve sıvı hatları arasına bir de koaksiyel iç ısı eşanjörü eklenmiştir. Sistemin testleri, TXV ile OT tipi genleşme elemanları için ısı eşanjörü devreye alınmadan ve alınarak her iki soğutucu akışkan için gerçekleştirilmiştir. Sistemin performansını belirlemek amacıyla soğutucu akışkan debisi ile soğutma devresinin çeşitli noktalarından soğutucu akışkan basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sonuçlarına bağlı olarak sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Sistemdeki soğutucu akışkan debisi, evaporatör buharlaşma sıcaklığı, soğutma kapasitesi, kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı, kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı, soğutma tesir katsayısı (STK), kondenserde atılan ısı, yok edilen toplam ekserji ve ekserji verimi gibi performans parametreleri hesaplanarak, sonuçlar karşılaştırmalı grafikler ile sunulmuştur. TXV kullanan eşanjörsüz R1234yf'li sisteminin soğutma kapasitesi ile STK değerlerinin, eşanjörsüz R134a'lı sisteme göre sırası ile ortalama %12,9 ve %5,3 daha düşük olduğu belirlenmiştir. R1234yf'li sisteme eşanjör eklendiğinde ise soğutma kapasitesi ile STK değerlerinin, eşanjörsüz R134a'lı sisteme göre sırası ile ortalama %11,2 ve %2,5 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Eşanjörün aktif hale getirilmesiyle, soğutma kapasitesi ve STK değerlerinde sırası ile ortalama %2,2 ve %2,9 iyileşme sağlandığı anlaşılmıştır. OT kullanan eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin ise eşanjörsüz R134a'lı sisteme göre sırası ile ortalama %22,5 ve %10,9 daha düşük olduğu bulunmuştur. R1234yf'li sistemdeki eşanjör devreye alındığında ise eşanjörsüz R134a'lı sisteme göre soğutma kapasitesi ortalama %6,9 daha yüksek olmasına rağmen STK değeri ortalama %3,5 daha düşük olmaktadır. OT kullanan R1234yf'li sistemde eşanjörün devreye alınmasının, soğutma kapasitesi ile STK değerlerini sırası ile ortalama %27,8 ve %7,6 yükselttiği anlaşılmaktadır. Bu durumda, özellikle genleşme elemanı olarak OT kullanan R1234yf soğutucu akışkanlı otomobil iklimlendirme sistemlerinin performansının iç ısı eşanjörü kullanımıyla iyileştirilebileceği, böylece R1234yf kullanan otomobil iklimlendirme sistemlerinin, R134a soğutucu akışkanı kullanan sistemler ile daha rekabetçi olabileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Eşanjör, Otomobil İklimlendirme, Performans, R1234yf, R134a.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECTS OF USING INTERNAL HEAT EXCHANGER ON THE PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM WITH REFRIGERANTS R134A AND R1234YF

ABSTRACT

In this study, an automobile air conditioning (AAC) system using refrigerants R134a and R1234yf was set up in laboratory environment. The system was equipped with a thermostatic expansion valve (TXV) and an orifice tube (OT) as expansion device. Furthermore, a coaxial internal heat exchanger (HEX) was installed between the suction and liquid lines to increase the performance of the AAC system. The system was tested with TXV and OT by employing and not employing the HEX for both refrigerants. In order to evaluate the performance of the system, the refrigerant mass flow rate, refrigerant pressure and refrigerant temperature measurements were conducted at various points of the refrigeration circuit. Based on measurement data, energy and exergy analysis of the AAC system components were performed. Then, performance parameters such as the refrigerant mass flow rate, evaporating temperature, cooling capacity, compressor power, coefficient of performance (COP), condenser heat rejection rate, total exergy destruction rate and exergetic efficiency were calculated, and the results were presented in comparative graphics. It was found that the R1234yf AAC system using TXV and not using HEX had 12.9% lower cooling capacity and 5.3% lower COP in comparison to the R134a AAC system not using HEX. When the HEX was employed in the R1234yf system with TXV, it provided 11.2% lower cooling capacity and 2.5% lower COP relative to the R134a AAC system not using HEX. It was determined that the cooling capacity and COP increased on average 2.2% and 2.9%, respectively, by activating the HEX in the R1234yf system with TXV. Furthermore, it was found that the R1234yf AAC system using OT and not using HEX had 22.5% lower cooling capacity and 10.9% lower COP in comparison to the R134a AAC system not using HEX. When the HEX was employed in the R1234yf system with OT, it provided 6.9% higher cooling capacity but 3.5% lower COP relative to the R134a AAC system not using HEX. It was determined that the cooling capacity and COP increased on average 27.8% and 7.6%, respectively, by activating the HEX in the R1234yf AAC system with OT. Consequently, it was revealed that especially the performance of R1234yf AAC systems using OT can be improved by employing an internal HEX. Thus, the AAC systems using R1234yf can be more competitive with the ones using R134a.

Keywords: Heat Exchanger, Automobile Air Conditioning, Performance, R1234yf, R134a.

GİRİŞ

İnsanların günlük hayatlarında taşıtlar içinde geçirdikleri sürenin artması, taşıtlarda kullanılan iklimlendirme sistemlerinin önemini giderek arttırmaktadır. İnsanların bulundukları ortamlardaki sıcaklık ve nem değerlerinin uygun aralıklarda tutulmasına, ısıl konfor adı verilmektedir. Taşıt iklimlendirme sistemleri, yolcu kabini içine gönderilecek hava akımına isteğe bağlı olarak ısıtma, soğutma ve nem alma işlemlerini uygulayıp yolcu kabininde ısıl konfor sağlayan yardımcı sistemlerdir.

Yolcu kabininde ısıl konforun sağlanamaması, özellikle yaz aylarında artan sıcaklık sebebiyle sürüş güvenliğini riske atabilecek bir faktördür. Yüksek sıcaklık nedeniyle insanlarda metabolizma hızının artması, kalp atış ritmini bozabilir, dikkati dağılabilir ve tüm bu sebepler kazalara neden olabilir. Yolcu kabini içinde, özellikle aracı kullanan kişi için ısıl konforun sağlanması gerekmektedir. Taşıt iklimlendirme sistemi, yolcu kabinine göndereceği şartlandırılmış hava akımı sayesinde yolcu kabininin kazandığı ısıyı kabinden çekebilmeli ve burada ısıl konforu sağlayabilmelidir. Kış aylarında ise kabine göndereceği sıcak hava akımı ile kabinin çevreye kaybettiği ısıyı kabine tekrar verebilmelidir. Bu amaçla, motorun sıcak soğutma sıvısı bir kalorifer peteğinden geçirilerek, soğutma sıvısından çekilen ısı ile yolcu kabinine gönderilecek hava akımının ısıtılması sağlanır. Özellikle yeterince atık ısının olmadığı elektrikli araçlarda ise taşıt iklimlendirme sistemi ısı pompası şeklinde çalıştırılarak çevre havasından çekilen ısı ile yolcu kabinine gönderilecek hava akımının ısıtılması sağlanabilir.

Taşıt iklimlendirme sistemlerinde bulunan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kompresör, bir kayış kasnak mekanizması aracılığıyla gerekli enerjiyi taşıtın içten yanmalı motorundan alır. Elektrikli araçlarda ve konutlarda kullanılan iklimlendirme sistemlerinde ise elektrik motoruyla çalıştırılan genellikle hermetik veya yarı hermetik kompresörler kullanılır.

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde yazın yolcu kabinine gönderilecek hava akımı, genellikle çevreden veya istenirse yolcu kabini içinden santrifüj bir fan yardımıyla çekildikten sonra içinde düşük bir sıcaklıkta soğutucu akışkanın buharlaştığı evaporatörün dış yüzeylerinden geçirilerek soğutucu akışkana ısı verir. Bunun sonucunda, hava akımının evaporatör çıkışındaki sıcaklığı düşer. Evaporatör yüzeylerinin sıcaklığı, evaporatöre giren hava akımının çiğ noktası sıcaklığı altında olduğu için, bu yüzeylere değen hava akımı içindeki su buharı yoğuşur. Sonuçta, yolcu kabinine düşük sıcaklıkta nemi alınmış hava akımı gönderilir. Yolcu kabinine gönderilecek hava akımından evaporatörde alınan ısı, soğutucu akışkan tarafından kondensere taşınarak burada çevre havasına atılır. Sistemdeki kompresör, evaporatör ve kondenserde sırası ile düşük ve yüksek basınçların oluşmasını sağlayarak bu basınçların fonksiyonu olacak şekilde evaporatörde düşük bir buharlaşma sıcaklığı, kondenserde ise yüksek bir yoğuşma sıcaklığı olmasını sağlar. Kondenserden yoğuşarak çıkan sıvı haldeki soğutucu akışkan, evaporatöre girmeden önce genleşme elemanından geçerek düşük basınç ve sıcaklığa genleşir. Taşıt iklimlendirme sistemlerinde genleşme elemanı olarak termostatik genleşme valfi (TXV) veya orifis tüp (OT) kullanılmaktadır.

Azalan doğal kaynaklarımız, iklim değişiklikleri, çevre kirliliği gibi etkenler enerjinin doğru ve verimli kullanımı konularında yapılan çalışmaları önemli hale getirmiştir. Enerji verimliliği ile ilgili yapılan çalışmaların sayısı her geçen gün artmaktadır. Sürdürülebilir, doğaya zarar vermeyen ya da en az şekilde zarar verecek sistemlerin üzerinde yapılan araştırmalar, taşıt iklimlendirme sistemleri için de büyük bir rekabet konusu oluşturmaya başlamıştır.

Taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar birçok açıdan doğaya zarar verebilir niteliktedir. Günümüzde yürürlükte olan bazı kanun ve yönetmelikler ile bu etkilerin en aza indirilmesi hedeflenmektedir. Kullanılacak soğutucu akışkanların atmosfere zarar vermemesi, küresel ısınmaya önemli bir katkısının olmaması gibi özelliklere sahip olması önem kazanmıştır. Ayrıca soğutucu akışkanların insan sağlığını doğrudan etkileyen yanıcılık, zehirlilik gibi özelliklerinin de minimum düzeyde olması istenmektedir. Tüm bu durumların yanında, geliştirilen yeni soğutucu akışkanları kullanan sistemlerin performanslarının da yüksek olması hedeflenmektedir.

Bu çalışmada, R134a soğutucu akışkanına alternatif olarak geliştirilen R1234yf soğutucu akışkanının bir taşıt iklimlendirme sistemindeki performansı araştırılmaktadır. Sistem, genleşme elemanı olarak taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılan iki farklı genleşme elemanıyla, yani hem TXV hem de OT ile çalışabilmektedir. Ayrıca, R1234yf kullanılması durumunda performans düşmesini engellemek amacıyla sistemde bir iç ısı değiştirici de kullanılabilmektedir.

1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde 1930'lu yıllardan itibaren kullanılan ve Kloroflorokarbon (CFC) grubuna ait olan R12 soğutucu akışkanının içinde bulunan Klor atomlarının Ozon tabakasına verdiği zarardan dolayı, CFC grubuna ait soğutucu akışkanların kullanımı Montreal Protokolü ile sınırlandırılmıştır (UNEP,1987). Bu gelişmeye bağlı olarak, 1994 yılından itibaren üretilen araçlarda R12 yerine R134a kullanılmaya başlanmıştır (Kuijpers, 1994). Bunun temel nedenlerinden biri, R134a'nın büyük değişiklikler yapılmadan R12 kullanan taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılabilmesidir. R134a, Hidroflorokarbon (HFC) grubuna ait bir soğutucu akışkan olup Klor içermemesi nedeni ile Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP) bulunmamaktadır.

Kyoto Protokolü, küresel ısınma problemini çözmek amacıyla 1997 yılında imzalanmış ve Küresel Isıtma Potansiyeli (GWP) yüksek olan maddelerin kullanımının kontrol altına alınmasını amaçlamıştır. Avrupa Parlamentosu, GWP değeri 150'den yüksek olan soğutucu akışkanlarının 1 Ocak 2017 tarihi itibariyle Avrupa Birliği ülkelerinde üretilecek araçlarda kullanımını sınırlandırmıştır (EU, 2014). Bu durum, ODP değeri 0 olsa dahi GWP değeri 1430 olan R134a yerine kullanılabilecek alternatif soğutucu akışkan arayışını teşvik etmiştir. R134a yerine Hidrofloroolefin (HFO) grubundan ve GWP değeri 4 olan bir soğutucu akışkan olan R1234yf önerilmiştir (Zilio, 2011). Ancak R1234yf, günümüz itibariyle R134a'ya göre yaklaşık 22 kat daha pahalı olup soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısının (STK) R134a'dan daha düşük olduğu rapor edilmektedir.

R1234yf soğutucu akışkanının geliştirilmesiyle birlikte, araştırmacıların bu yeni alternatif soğutucu akışkanı kullanan sistemlerin performansını belirlemeye yönelik çalışmalar yaptıkları görülmektedir. Wantha (2019), dahili ısı değiştiricisi kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının performanslarını araştırmıştır. Eşanjör kullanılan sistemlerde STK değerlerinde sırasıyla %2,11 ve %3,78 iyileşme görülmüştür. Vaghela (2017), Engineering Equation Solver (EES) ve REFPROP yazılımlarını kullanarak R410A, R600a,

R407C, R404A, R290, R152a ve R1234yf'nin R134a'ya göre performans analizini teorik olarak araştırmıştır. R134a'ya göre performansı biraz düşük olsa bile en iyi alternatif soğutucu akışkanın R1234yf olduğunu belirlemiştir. Gaurav ve Kumar (2018), R134a'ya alternatif olarak 31 adet soğutucu akışkan ve bu akışkanların çeşitli karışımlarını test etmişlerdir. Bu soğutucu akışkanlardan en yüksek STK değerini R290 vermesine rağmen yanıcılık değeri yüksek olmasından dolayı iyi bir alternatif olarak görülmemiştir. R134a için diğer en iyi alternatifi %40 R134a + %22 R1234yf + %38 R1234ze karışımı olarak önermişlerdir. Cho ve Park (2016), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların performanslarını, sisteme eklenen dahili bir iç ısı eşanjörü kullanarak kıyaslamışlardır. Eşanjör kullanılmayan sistemde, R1234yf akışkanının R134a akışkanına göre %4,0-7,0 daha düşük soğutma kapasitesi ve %3,6-4,5 daha düşük STK değeri sağladığını gözlemlemişlerdir. Eşanjör devreye alınan sistemde ise R1234yf'li sistem ile R134a'lı sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin neredeyse eşit olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Cho ve diğ. (2013), bir iç ısı değiştiricisi kullanmayan R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin R134a'lı sisteme kıyasla, sırasıyla %7,0 ve %4,5 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Bununla birlikte, iç ısı değiştirici kullanıldığında, R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerinin, R134a sistemine göre sırasıyla %1,8 ve %2,9 daha düşük olduğunu ve eşanjörsüz sisteme göre bir iyileşme gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Li ve diğ. (2019), yağsız çalışan lineer bir kompresör kullanan deneysel bir soğutma sisteminde R134a ve R1234yf'nin performanslarını karşılaştırmışlardır. R1234yf'li sistemin STK değerlerinin, R134a'lı sisteme göre ortalama %20 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Qi (2015), R1234yf kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin performansını teorik olarak araştırmıştır. Sabit bir kompresör gücü için kondenserdeki aşırı soğumanın değeri 1 K'dan 10 K'ya çıkarıldığında STK'nın %15 arttığını belirlemişlerdir. Hosoz ve diğ. (2018), destek vektörü regresyon tekniğini kullanarak R1234yf akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sistemi için bir model geliştirmişlerdir. Modelin performans sonuçlarının, deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Meng ve diğ. (2018), R134a'ya alternatif olarak bir R1234yf/R134a karışımı (kütlece 89:11) kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performansını araştırmışlardır. Sistem, hem soğutma hem de ısı pompası modlarında test edilmiştir.

Sistemin, soğutma modunda %4-16 daha düşük STK ve ısıtma modunda %4-9 daha düşük ısıtma tesir katsayısı (ITK) sağladığını belirlemişlerdir. Li ve diğ. (2019), R1234yf'in performansını lineer kompresörlü bir soğutma sisteminde test etmişlerdir. Sistemin, 40°C kondenser sıcaklığında ve kompresörün basınç oranının 2,6 olduğu durumda STK değerinin 3,0 olduğunu belirlemişlerdir. Zilio ve diğ. (2011), R1234yf kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin performansının nasıl iyileştirilebileceğini ve R134a'lı sistem performansına nasıl yaklaştırabileceğini araştırmışlarıdır. R1234yf'li otomobil iklimlendirme sisteminin, bileşenlerde değişiklikler yapılarak R134a'lı sistemle aynı soğutma kapasitesini sağlayabildiğini bulmuşlardır. Belman-Flores ve Ledesma (2015), yapay sinir ağını kullanarak R1234yf'li bir soğutma sistemi için bir model geliştirmişler ve deneysel olarak bulunan değerlerle model sonuçlarının birbirine yakın olduğu sonucunu elde etmişlerdir. Aral ve diğ. (2020), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf akışkanlarının performanslarını hem soğutma hem de ısı pompası modunda karşılaştırmalı olarak test etmişlerdir. R1234yf sisteminin, R134a sistemine göre soğutma modunda %5,8 daha düşük soğutma kapasitesi ve %11,9 daha düşük STK sağladığını gözlemlemişlerdir. Öte yandan, R1234yf sisteminin R134a sistemine kıyasla ısı pompası modu için %0,2 daha yüksek ısıtma kapasitesi ve %3,6 daha düşük ITK sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Navarro-Esbri ve diğ. (2013) geleneksel R134a kullanan otomobil iklimlendirme sistemine bir iç ısı eşanjörü eklemişler ve bu sistemde R1234yf'nin performansını incelemişlerdir. İç ısı eşanjörü kullanılmadığında, R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin R134a'lı sisteme göre sırasıyla %6,0 ve %13,0 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Bununla birlikte, R1234yf'li sistemde iç ısı eşanjörü kullanıldığında soğutma kapasitesi ve STK değerlerinde sırasıyla %2,0 ve %6,0 iyileşme gözlemlemişlerdir. Daviran ve diğ. (2013), MATLAB ve REFPROP yazılımlarını kullanarak R1234yf kullanan bir otomobil iklimlendirme sistemini simüle etmişlerdir. R1234yf sisteminin, sabit bir soğutma kapasitesi için R134a'ya göre %1,3-5 daha düşük STK verdiğini belirlemişlerdir. Direk ve diğ. (2017), R134a'ya göre tasarlanmış bir otomobil iklimlendirme sistemine iç ısı değiştiricisi eklemişlerdir. Bu sistemde iç ısı değiştiricisi kullanıp kullanmama durumlarına göre R1234yf sisteminin deneysel performansını araştırmışlardır. İç ısı değiştiricisi kullanmanın soğutma kapasitesini ve STK'yı önemli ölçüde iyileştirdiğini belirlemişlerdir. Alkan ve diğ. (2009),

deneysel bir taşıt iklimlendirme sisteminde genleşme elemanı olarak orifis tüp (OT), kompresör olarak da sabit ve değişken devirli kompresörler kullanılması durumunda sistemin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan deneylerde, kompresör devrindeki artışın soğutma kapasitesi ile çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi arttırdığını ve STK değerini azalttığını gözlemlemişlerdir. Lee ve diğ. (2000), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde bulunan tüm elemanları, farklı ortam koşullarında test etmişlerdir. Bu deneyler sonucunda, performansı belirleyen denklemler geliştirerek evaporatör ve kondenserin de simülasyonunu yapabilecekleri bir bilgisayar yazılımı geliştirmişlerdir. Sistemde bulunan soğutucu akışkan miktarının performansı nasıl değiştirdiğini gözlemlemişlerdir. Esen ve Hoşöz (2005), deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanarak sistem performansını analiz etmişlerdir. R12'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerinin, R134a'lı sisteme göre daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Brown ve diğ. (2002), soğutucu akışkan olarak CO2 ve R134a kullanan bir taşıt iklimlendirme sisteminin yarı teorik modelini geliştirmişlerdir. Bu sistemin performansını araştırdıklarında, CO2 soğutucu akışkanının R134a'ya göre daha düşük STK değerleri verdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca STK değerinin kompresörün devrine ve ortam koşullarına bağlı olduğu sonucunu çıkarmışlardır. Kaynaklı ve diğ. (2003), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a kullanmış ve sistemin performans parametrelerini kompresör devri, dış ortam koşulları, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak incelemişlerdir. Ratts ve diğ. (2000), R134a soğutucu akışkanı kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminde her bir elemanda oluşan kayıpları, sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarının fonksiyonu olarak hesaplamışlardır. Yapılan ölçümlerde, sistemdeki akışkan miktarının artması sonucu en büyük kayıpların kompresör ile kondenserde meydana geldiğini ve miktar azaldıkça kayıpların da azaldığını belirlemişlerdir. Alkan ve Hosoz (2010), R134a kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sistemini sabit ve değişken devirli kompresörler ile ayrı ayrı çalıştırarak sistem performansını test etmişlerdir. Bunun sonucunda değişken devirli kompresöre sahip sistem, sabit kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre daha yüksek STK değerleri vermiştir. Alkan ve Hosoz (2010), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde değişken kapasiteli kompresör kullanarak genleşme elemanı olarak TXV ve OT kullanılması durumlarında sistemin performans analizini

gerçekleştirmişlerdir. Sistemde kompresör devri ile soğutma kapasitesi ve STK'nın azaldığını rapor etmişlerdir. TXV'li sistemin OT'li sisteme göre soğutma kapasitesinin ve STK'sının daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Preissner ve diğ. (2000), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a kullanmış ve sisteme bir de iç ısı değiştiricisi eklemişlerdir. Isı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması durumlarında sistemin performansını araştırmışlardır. Yapılan deney sonuçlarına göre iç ısı değiştiricisi kullanan sistemin soğutma kapasitesi ve STK'sının daha yüksek değerlerde olduğunu belirlemişlerdir. Li ve diğ. (2004), elektronik genleşme valfi kullanan bir otomobil iklimlendirme sistemini test etmişlerdir. Step motor kullanan elektronik genleşme valfli sistemde, evaporatör çıkış sıcaklığının yaklaşık olarak 3°C daha düşük olduğunu rapor etmişlerdir. Kocatürk ve Salman (2006), R134a kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde kondenser fan hızının performansa etkisini incelemişlerdir. Yapılan deneylerde, fan hızının artması ile STK değerlerinin de yükseldiğini belirlemişlerdir. Lee ve Jung (2011), deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını test etmişlerdir. R134a'lı sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin, R1234yf'li sisteme göre sırası ile %2,7 ve %4,0 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Daviran ve diğ. (2016), genleşme elemanı olarak TXV kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a ve R1234yf akışkanlarının performanslarını test edebilecekleri bir simülasyon programını bilgisayar ortamında geliştirmişlerdir. Bu program sonuçlarına göre sistem sabit soğutucu akışkan debisinde çalıştığında R1234yf'li sistemin STK değerinin, R134a'lı sisteme göre %18 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Sabit bir soğutma kapasitesinde sistemi test ettiklerinde ise R1234yf'li sistemin R134a'lı sisteme göre %27 daha yüksek soğutucu akışkan debi değerleri verdiğini gözlemlemişlerdir. Direk ve diğ. (2017), R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sistemine iç ısı değiştiricisi ekleyerek R1234yf soğutucu akışkanını test etmişlerdir. Sistemde iç ısı değiştiricisinin kullanılmaması durumunda, R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin, R134a kullanan sisteme göre sırasıyla ortalama %17,1 ve %12,4 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Sistemdeki eşanjörü devreye almaları durumunda, R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerlerinin yine sırası ile %7,9 ve %4,1 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. Bu sonuçlara bakarak iç ısı değiştiricisinin sistem performansına önemli bir katkıda bulunduğunu

rapor etmişlerdir. Sieres ve Santos (2018), düşük kapasiteli soğutma yapmak amacıyla R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanan deneysel bir iklimlendirme sistemi geliştirmişler ve bu sistemin performansını araştırmışlardır. Düşük soğutma kapasitelerinde sistemlerin performanslarının birbirlerine çok yakın olduğunu gözlemlemişlerdir. Devecioğlu ve diğ. (2018), deneysel bir iklimlendirme sisteminde R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarını test etmişlerdir. Düşük GWP değeri olan bu akışkanların performanslarını arttırmak için sisteme bir iç ısı değiştiricisi eklemişlerdir. R1234yf'li sistem R1234ze(E)'li sisteme göre daha yüksek soğutma kapasitesi sağlamış ancak daha düşük bir STK değeri vermiştir. Andrizal ve diğ. (2020), R134a kullanan deneysel bir otomobil sisteminde genleşme elemanı olarak OT kullanmışlardır. ADDIE yöntemi ile bir simülasyon modeli geliştirip kurdukları bu deneysel sistemin performansı ile kıyaslamışlardır. Simülasyon ile geliştirilen sistemin STK değerinin 4,8 olduğunu ve deney sonuçlarına %93 oranında yakınlaştığını tespit etmişlerdir. Rajendran ve diğ. (2019), iç ısı değiştiricisi eklenen bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a akışkanı ile iki farklı TXV ayarında deneyler gerçekleştirmişlerdir. TXV'nin orijinal ayarları kullanıldığında ve sistemde bir de iç ısı değiştiricisi kullanıldığında STK'nın %2,8 oranında arttığını belirlemişlerdir. Yeni bir kızgınlık değerine ayarlanan TXV ile yapılan deneyler sonucunda ise STK değerinin %6,7 artış sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Mota-Babiloni ve diğ. (2014), düşük GWP değerine sahip R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının, R134a için oluşturulmuş bir sistemde farklı deney koşullarında performanslarını araştırmışlardır. Sistem performansını geliştirmek adına, sisteme bir de iç ısı değiştiricisi eklemişlerdir. Eşanjör kullanılmadan yapılan deneyler sonucunda R1234yf ve R1234ze(E) kullanan sistemin soğutma kapasitesi değerlerinin, R134a kullanan sisteme göre sırası ile %9 ve %30 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. R1234yf ve R1234ze(E) kullanan sistemin STK değerlerinin ise R134a kullanan sisteme göre sırası ile %7 ve %6 daha düşük olduğunu gözlemlemişlerdir. Sistemde iç ısı değiştiricisini kullandıklarında ise STK değerinde bir iyileşme olduğunu tespit etmişlerdir. Shin ve diğ. (2020), bir otomobil iklimlendirme sisteminde R134a ve R134a/R1234yf karışımı için dış hava sıcaklıkları ve kompresör hızına bağlı olarak enerji ve ekserji analizi gerçekleştirmişlerdir. MIX30 olarak tanımladıkları R134a/R1234yf karışımının kütlesel oranları 70:30'dur. Dış ortam sıcaklığı 32,5°C'den 37,5°C'ye yükseldiğinde

MIX30 kullanan sistemin STK'sı ve yok edilen toplam ekserji değeri R134a'lı sisteme kıyasla sırasıyla %5,2 ve %25,8 azalmıştır. MIX30 karışımı kullanan soğutma sisteminin ekserji verimliliğinin, R134a kullanan sisteme göre %21,8 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Golzari ve diğ. (2017), bir otomobil iklimlendirme sistemini bilgisayar ortamında simüle ederek R134a ve R1234yf akışkanları için sistemin ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu sistemdeki soğutucu akışkan özelliklerini REFPROP 8.0 yazılımından elde etmişlerdir. Deney sonuçlarına göre R1234yf'li sistemin, R134a'lı sisteme kıyasla daha yüksek ekserji verimliliğine sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca, en yüksek entropi üretimi ve dolayısıyla ekserji yıkımının kompresörde olduğunu tespit etmişlerdir. Sistemde R1234yf kullanıldığında, ekserji yıkımının R134a'lı sisteme göre daha az olduğunu gözlemlemişlerdir. Pottker ve diğ. (2015), R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminde kondenserdeki aşırı soğumanın STK üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Sistemin performansındaki değişimi görmek için sisteme bir de iç ısı değiştiricisi eklemişlerdir. Kondenserdeki aşırı soğutma etkisi ile STK değerlerinin R1234yf için %18'e ve R134a için %9'a kadar iyileşme gösterebileceğini tespit etmişlerdir. Ayrıca R1234yf'li sistemin, R134a'lı sisteme göre kondenserdeki aşırı soğutma etkisinden daha iyi faydalanabileceğini gözlemlemişlerdir. Bunun yanında, ısı değiştiricisi kullanımı sayesinde STK değerlerinin de iyileştiğini tespit etmişlerdir.

Literatür araştırmasında görüldüğü gibi, otomobil iklimlendirme sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda genleşme elemanı olarak genellikle TXV kullanılmış olup OT kullanan çalışmalar çok nadirdir. Ayrıca R1234yf'li otomobil iklimlendirme sistemleri üzerindeki deneysel çalışmalarda sistemin çeşitli performans parametrelerinin genellikle dar çalışma koşulları aralığında R134a'lı sistemin performans parametreleri ile karşılaştırıldığı görülmektedir.

Sunulan çalışmada ise R134a kullanacak şekilde tasarlanmış bir otomobil iklimlendirme sisteminde, karşılaştırma yapabilmek amacıyla genleşme elemanı olarak hem OT hem de TXV kullanılmıştır. Performansı iyileştirmek için, sistemin emme ve sıvı hatları arasına vanalarla devreye alınıp devreden çıkarılabilen bir de iç ısı eşanjörü eklenmiştir. Sistemin soğutucu akışkan debisi, buharlaşma sıcaklığı, soğutma kapasitesi, kondenserde atılan ısı, kompresör gücü, STK, kompresör çıkış

sıcaklığı, yok edilen toplam ekserji ve ekserji verimi gibi performans parametreleri, kompresör devrine ve evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıklarına bağlı olarak geniş bir test aralığında belirlenmiştir. Bunun sonucunda, her iki genleşme elemanı tipi için eşanjör kullanıp kullanmama durumlarına göre sistemin yukarıda belirtilen performans parametreleri her iki soğutucu akışkan için belirlenerek sonuçlar, grafikler ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

2. OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN TANITIMI

2.1. Otomobil İklimlendirme Sistemlerinin Bileşenleri

Otomobil iklimlendirme sistemleri, genellikle buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi prensibine göre çalışmaktadır. Bu sistem, temel bileşenler olarak kompresör, kondenser, genleşme elemanı, sıvı tankı, filtre/kurutucu ve evaporatör gibi elemanlardan oluşmaktadır. Bu bölümde bu elemanların özellikleri açıklanmıştır.

2.1.1. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan soğutucu akışkanlar

2.1.1.1. R134a (tetrafluoroethane) soğutucu akışkanı ve özellikleri

R134a soğutucu akışkanı Ozon tabakasına zarar veren R12 soğutucu akışkanı yerine 1990'lı yıllardan itibaren kullanılmaya başlanmıştır. Kimyasal formülü CH2FCF3 olan R134a akışkanı, 1994 yılından itibaren üretilen araçlarda yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Ancak R134a soğutucu akışkanının ODP değeri 0 olmasına rağmen GWP değerinin 1430 olması sonucu küresel ısınmaya yaptığı etkinden dolayı bu akışkanda kısıtlamaya gidilmiş ve alternatif soğutucu akışkanlar geliştirilmeye başlanmıştır. R134a'nın önemli fiziksel değerleri Tablo 2.1'de sunulmuştur.

Tablo 2.1. R134a soğutucu akışkanının özellikleri (Lemmon ve diğ., 2013)

ODP	0
GWP	1430
Kritik sıcaklık (K)	374,21
Kritik basınç (kPa)	4059,3
Buhar yoğunluğu (kg/m^3, 25°C'de)	32,35
Sıvı yoğunluğu (kg/m^3, 0°C'de)	1294,8
Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg, 25°C'de)	177,78

2.1.1.2. R1234yf (tetrafluoropropene) soğutucu akışkanı ve özellikleri

R1234yf soğutucu akışkanının kimyasal formülü CH2=CFCF3'tür. Bu akışkan Klor atomları içermediği için ODP değeri sıfır olup ve GWP değeri 4'tür. Küresel ısınmaya yaptığı düşük katkıdan dolayı R134a için iyi bir alternatif olarak görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanının günümüz şartlarındaki birim fiyatı, R134a'ya göre yaklaşık 22 kat daha yüksektir. R1234yf soğutucu akışkanının atmosferik ömrü, 12 yılda doğada parçalanan R134a akışkanına kıyasla sadece 11 gün olduğu için çevreye çok daha az zararlıdır (Shan, 2009). R1234yf'nin önemli özellikleri Tablo 2.2'de gösterilmiştir.

Tablo 2.2. R1234yf Soğutucu Akışkanının Özellikleri (Lemmon ve diğ., 2013)

ODP	0
GWP	4
Kritik sıcaklık (K)	367,9
Kritik basınç (kPa)	3382
Buhar yoğunluğu (kg/m^3, 25°C'de)	37,92
Sıvı yoğunluğu (kg/m^3, 0°C'de)	1176
Gizli buharlaşma ısısı (kJ/kg, 25°C'de)	145,4

2.1.2. Kompresör

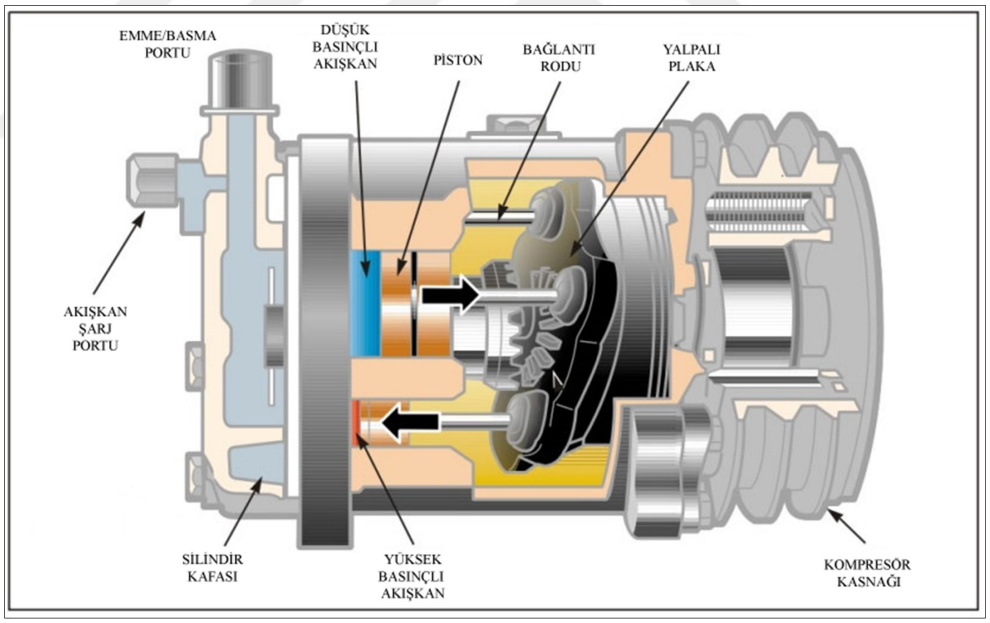
İklimlendirme sisteminde soğutucu akışkanın sirkülasyonunu sağlayan, evaporatörden gelen düşük basınç kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı alıp sıkıştırarak yüksek basınçta kızgın buhar halinde kondensere gönderen elemandır.

Kompresör, kendisine gelen akışkanın basıncını arttırdığında sıcaklık da artar ve kompresör çıkışındaki akışkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kondensere girerek evaporatörde çekilen ısının kondenserde çevre havasına atılmasını sağlanır.

Geleneksel bir otomobil klimasındaki kompresör, bir kayış kasnak mekanizması ile aracın motorundan tahrik edilir. Kompresör, kullanıcı klimayı çalıştırdığında elektromanyetik bir kavrama aracılığı ile devreye alınır. Kompresörlerin devirleri genellikle araç devrine bağlıdır. Ayrıca, içinde hareketli parçalar bulunduğu için soğutucu akışkana uygun bir yağ ile sürekli olarak yağlanması gerekir.

Günümüz iklimlendirme sistemlerinde; iki silindirli pistonlu kompresör, yalpalı plakalı kompresör, radyal kompresör, sarmal kompresör ve kanatlı kompresör çeşitleri kullanılmaktadır.

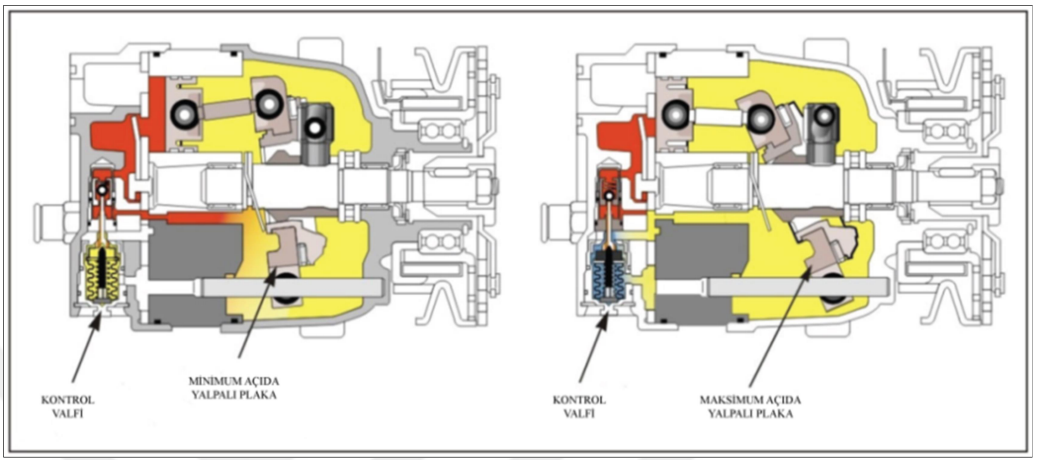
Otomobil iklimlendirme sistemlerinde ise genellikle yalpalı plakalı kompresör kullanılmaktadır. Yalpalı plakalı kompresörün sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki farklı çeşidi bulunmaktadır. Sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresör, motordan alınan dönme hareketini kasnak ve elektromanyetik kavrama aracılığıyla kompresör miline uygular. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi mile sabit bir biçimde bağlanmış yalpalı bir plaka bulunmaktadır. Bu plaka, mil ile birlikte dönerken pistonlar ileri ve geri yönde hareket yaparak soğutucu akışkanı emme hattından çeker ve basınçlandırıp basma hattından kondensere gönderir. Bu sistemde, kompresörde herhangi bir debi kontrolü yapılmamaktadır.



Şekil 2.1. Otomobil iklimlendirme sistemindeki kompresör ve bileşenleri (Ariazone, 2014)

Değişken kapasiteli yalpalı plakalı bir kompresör ile sabit kapasiteli yalpalı plakalı bir kompresörün çalışma prensibi temelde birbirine benzemektedir. Aralarındaki fark, değişken kapasiteli kompresörün evaporatördeki basıncın değişme eğilimine göre kompresörün içindeki karter basıncını ayarlayarak piston strok hacmini azaltıp arttırması yoluyla debi kontrolü sağlamasıdır.

Şekil 2.2’de, değişken kapasiteli yalpalı plakalı bir kompresör ile sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün farkları şematik resimler üzerinde verilmiştir.



Şekil 2.2. Otomobil iklimlendirme sisteminde değişken kapasiteli yalpalı plakalı bir kompresör ile sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün farkları (Ariazone, 2014)

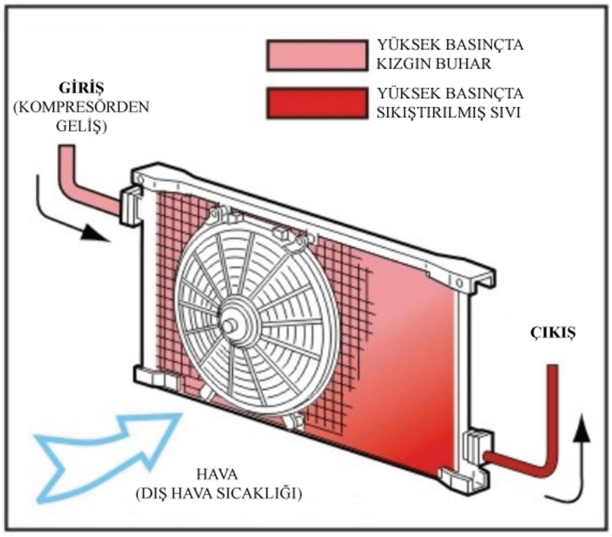
2.1.3. Kondenser

Kompresörden yüksek sıcaklık ve basınçta kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan, kondensere gelir. Kondenserde çevre havasına ısı atarak yoğuşan soğutucu akışkan, bu esnada evaporatörden çektiği ısı ve kompresörden aldığı işi ısı olarak çevreye atar.

Kondensere gelen soğutucu akışkan, önce kızgınlık atmakta, daha sonra yoğuşmakta ve son olarak aşırı soğumaya maruz kalmaktadır. Bunun sonucunda kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan, yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazında olmaktadır.

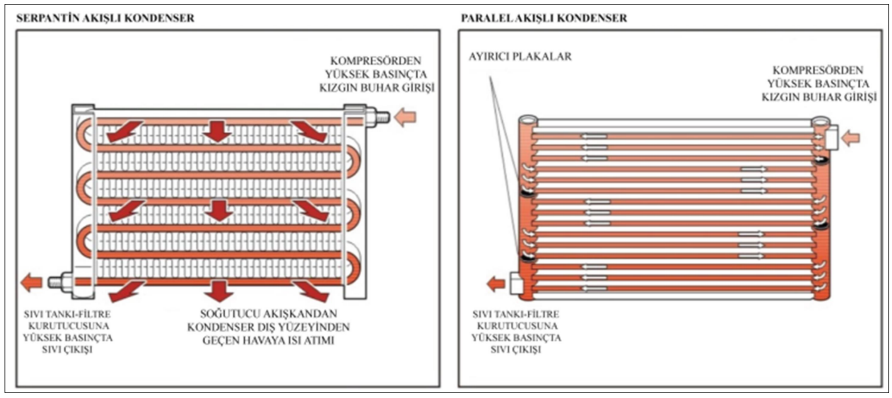
Kondenserde ne kadar ısı atılabilirse, sistemin performansının o kadar iyi olacağı bilinmektedir. Bu sebeple kondenserin önünde bir eksenel fan bulunmaktadır. Kondenser fan hızının artması ile kondenserden atılan ısının ve sistem performansının arttığı belirlenmiştir (Kocatürk ve diğ., 2006).

Araca gelen seyir rüzgârından faydalanmak amacıyla kondenser, aracın ön kısmına radyatörün önüne pozisyonlandırılmıştır. Şekil 2.3’te, otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan bir kondenser gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan kondenser (Ariazone, 2014)

Kondenser, sistem içinde kompresörden sonra genleşme valfinde önce yer almaktadır. Şekil 2.4'te serpantin tipi ve mikro kanallı-paralel akışlı kondenserler gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Serpantin ve paralel akışlı tip kondenserler (Ariazone, 2014)

2.1.4. Genleşme Elemanı

Genleşme elemanı, sistemde evaporatörden önce yer alır ve soğutucu akışanın basıncını düşürüp evaporatöre iletir. Soğutucu akışkanın yüksek basınçtan alçak basınca geçtiği elemandır.

Soğutucu akışkanın genleşme esnasında basıncı düştüğünde sıcaklığı da düşer ve genleşme elemanı çıkışında düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı elde

edilir. Taşıt iklimlendirme sistemlerinde genleşme elemanı olarak termostatik genleşme valfi veya orifis tüp kullanılmaktadır.

2.1.4.1. Termostatik Genleşme Valfi

TXV, evaporatörün çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığını bir bulb sayesinde ölçebilen ve bu sayede soğutucu akışkanın basıncını ve debisini ayarlayabilen bir genleşme elemanıdır. Bu bulb içinde, genellikle sistemdeki soğutucu akışkan ile aynı akışkan bulunmaktadır. TXV'nin şematik resmi Şekil 2.5'te verilmiştir.

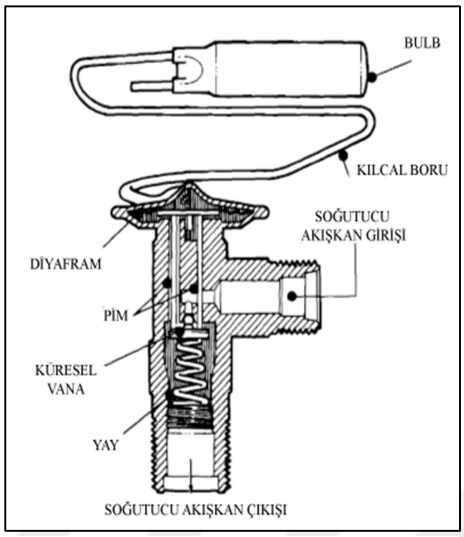
Evaporatör çıkışındaki sıcaklığa bağlı olarak genleşen bulbin içindeki soğutucu akışkan doyma halinde olduğu için, TXV'nin üzerindeki bir diyaframa basınç uygular. Diyaframın altına ise evaporatör basıncı ve yay baskı kuvveti etki etmektedir.

Evaporatör ısı yükü artıp soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı yükseldiğinde, diyaframa yukarıdan etki eden basınç da artacağı için aşağıdan etki eden kuvvetler yenilerek diyaframın aşağı yönde hareketi gerçekleşir.

Bu durumda TXV açılarak evaporatöre giden soğutucu akışkan debisi arttırılır. Evaporatördeki ısı yükü azalıp soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı düştüğünde, diyaframa yukarıdan etki eden basınç da düşer. Bunun sonucunda, diyaframa aşağıdan etki eden kuvvetler baskın geleceği için diyafram yukarı yönde hareket eder.

Daha sonra TXV kapanarak evaporatöre giden soğutucu akışkan debisi azaltılır. Sonuç olarak, evaporatördeki ısı yükü ne olursa olsun soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit kalacak şekilde, çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi TXV tarafından ayarlanır.

Böylece, her çalışma koşulu altında kompresöre kızgın buhar fazında soğutucu akışkan gitmesi sağlanır. Buna bağlı olarak da kompresöre akışkanın sıvı fazında gitmesi de önlenmiş olur. Yani TXV aynı zamanda kompresöre sıvı fazında soğutucu akışkanın gitmesinin önüne geçmektedir.



Şekil 2.5. Termostatik genleşme valfi (Stubblefield ve diğ., 2000)

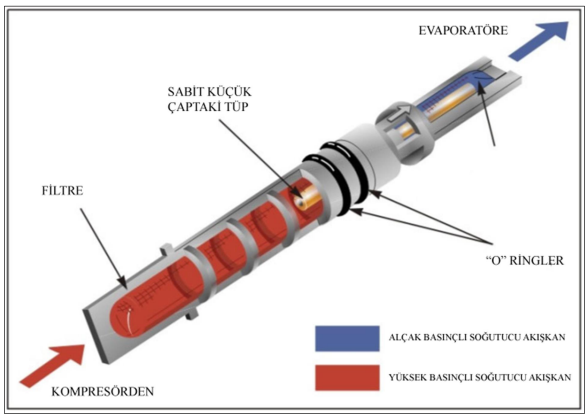
2.1.4.2. Orifis Tüp

OT, kondenserden gelen yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazındaki soğutucu akışkanı dar bir aralıktan geçirerek evaporatöre düşük basınçta ve düşük sıcaklıkta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı gelmesini sağlayan genleşme elemanıdır.

OT'li sistemlerde debi değişimi yüksek basınç ve alçak basınç arasındaki farka göre değişir. Yüksek ve alçak basınç arasındaki fark ise OT'nin çapına ve tüp uzunluğuna bağlıdır.

OT'nin girişinde, pislikleri tutması amacıyla bir filtre bulur. OT'li taşıt iklimlendirme sistemlerinde soğutucu akışkan debisi yüke bağlı olarak TXV'li sistemler kadar hassas değiştirilememektedir.

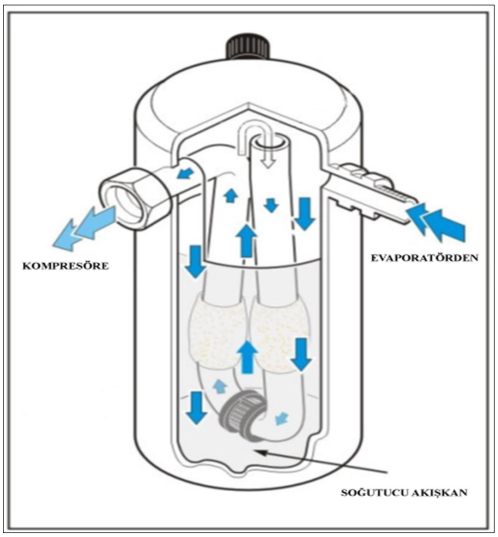
Bu durumda, özellikle düşük ısı yüklerinde evaporatörden geçen soğutucu akışkan yeterince ısı alamadığı için tam olarak buharlaşmadan evaporatörden çıkabilmektedir. Bunu önlemek amacıyla genleşme elemanı olarak OT kullanan taşıt iklimlendirme sistemlerinde evaporatör ile kompresör arasında sıvı haldeki soğutucu akışkanı tutabilen bir akümülatör kullanılır. OT'nin şematik resmi Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Orifis tüp (Ariazone, 2014)

2.1.5. Akümülatör

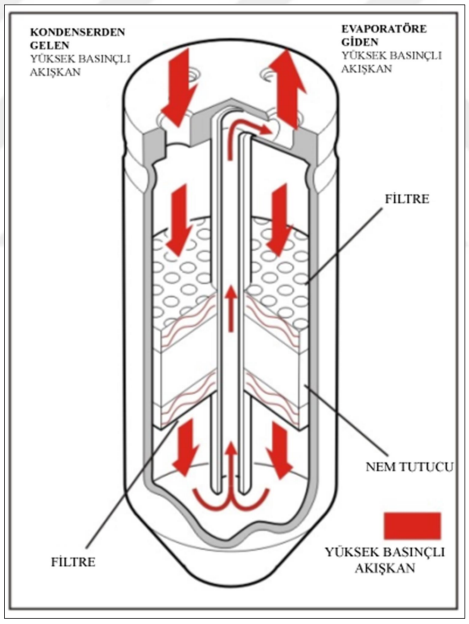
Akümülatör, genleşme elemanı olarak OT kullanan taşıt iklimlendirme sistemlerinde evaporatör çıkışı ile kompresör girişi arasında bulunmaktadır. OT, sabit bir kesite ve tüp uzunluğuna sahip olduğu için evaporatördeki ısı yüküne göre soğutucu akışkan debisini ayarlayamamakta ve bunun sonucunda evaporatör çıkışında soğutucu akışkanın her çalışma koşulunda buhar fazında olmasını sağlayamamaktadır. Akümülatör, düşük ısı yüklerinde evaporatörden doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak çıkabilecek soğutucu akışkan içindeki doymuş sıvıyı tutarak kompresöre gitmesini engellemektedir. Akümülatörün şematik resmi Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Akümülatör (Ariazone, 2014)

2.1.6. Filtre/kurutucu ve sıvı tankı

Filtre/kurutucu ve sıvı tankı, genleşme elemanı olarak TXV kullanan sistemlerde kondenser çıkışı ile genleşme elemanı arasında bulunan ve birden çok işlevi olan bir elemandır. Filtre/kurutucu ve sıvı tankı, temelde üç ayrı görev üstlenir. Bunlardan ilki, yüksek basınçta gelen soğutucu akışkanın içinde bulunabilecek pislikleri filtre etmektir. İkinci görevi, soğutucu akışkanın içinde bulunabilecek nemi tutarak sistemin nemden dolayı zarar görmesini engellemektir. Üçüncü ve son görevi ise TXV'nin soğutucu akışkan debisini düşürdüğü durumlarda sistemde kullanılmayan soğutucu akışkanı depolamaktır. Filtre/kurutucu ve sıvı tankı, Şekil 2.8'de görülmektedir.

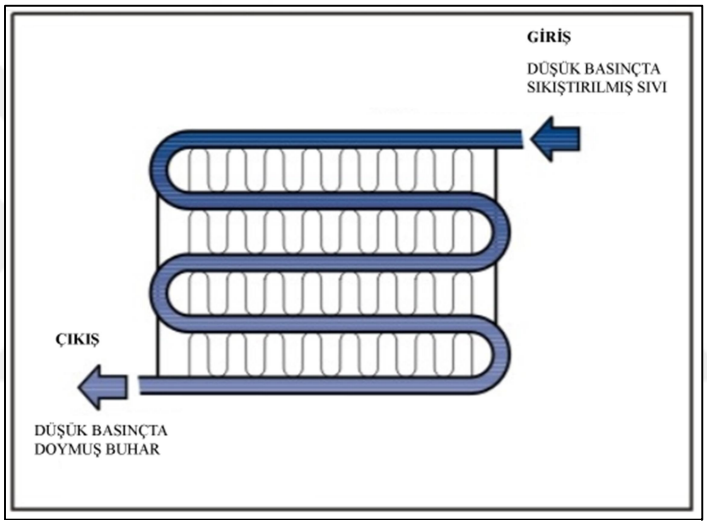


Şekil 2.8. Filtre/kurutucu ve sıvı tankı (Ariazone, 2014)

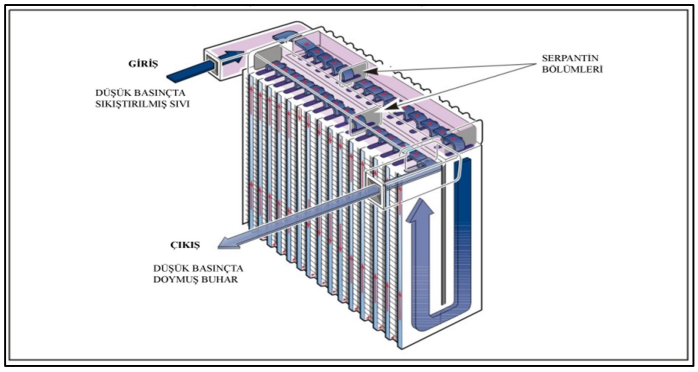
2.1.7. Evaporatör

Evaporatör, otomobilde genellikle torpidonun alt kısmında bulunan ve yolcu kabinine gönderilen hava akımından hem ısı hem de nem çekerek kabin içinde ısıl konforu sağlayan elemandır. Genleşme elemanından düşük basınç ve sıcaklıkta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak çıkan ve evaporatöre giren soğutucu akışkan, çevreden veya yolcu kabininden çekilen hava akımından ısı çekerek buharlaşır. Bunun sonucunda, hava akımının sıcaklığı düşer. Ayrıca, evaporatör

yüzey sıcaklığı, evaporatöre giren hava akımının çiğ noktası sıcaklığının altında olduğu için hava akımı içindeki nem, evaporatör yüzeylerinde yoğuşur ve evaporatör çıkışında özgül nemi düşük bir hava akımı elde edilir. Düşük sıcaklık ve özgül nemdeki şartlandırılmış hava akımı, evaporatör fanı ile yolcu kabinine üflenir. Hava akımından ısı çeken soğutucu akışkan, önce buharlaşır ve sonra kızgınlık kazanarak yüksek basınçta kızgın buhar fazında evaporatörü terk eder. Taşıt iklimlendirme sistemlerinde kullanılan serpantinli ve lamine tip evaporatörler, sırası ile Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Serpantinli tip evaporatör (Ariazone, 2014)



Şekil 2.10. Lamine tip evaporatör (Ariazone, 2014)

Evaporatöre giren soğutucu akışkanın debisinin nominal seviyede tutulması çok önemlidir. Eğer evaporatöre gereğinden fazla debi geliyor ise ısı transferi yeterli seviyede olmayacağı için soğutma kapasitesi düşer. Eğer gereğinden az debi geliyor ise yeterince ısı çekilemeyeceği için sistem performansı yine düşer. Evaporatördeki

buharlaşma sıcaklığı, genellikle 0°C civarıdır. Evaporatör buharlaşma sıcaklığı bu değerin altına düşer ise evaporatörde yoğuşan nem, buz haline dönüşür ve hava geçişini engelleyerek sistem performansının düşmesine yol açar. Buzlanmayı önlemek amacıyla, evaporatörün üzerinde bir termik sıcaklık algılayıcı bulunur. Evaporatör sıcaklığı 0°C'nin altına düşüp buzlanma başlaması durumunda, bu eleman sayesinde kompresörün elektromanyetik kavramasına giden akım kesilerek kompresör kasnağı ile mili arasındaki bağlantı kesilir. Bu durumda kompresör çalışmayacağı için evaporatördeki buzlanma kısa sürede son bulur. Evaporatör yüzey sıcaklığı yeterince yükseldiğinde, bunu sezen termik sıcaklık algılayıcı tarafından kompresör yeniden çalıştırır.

2.2. Otomobil İklimlendirme Sistemi Çalışma Prensibi

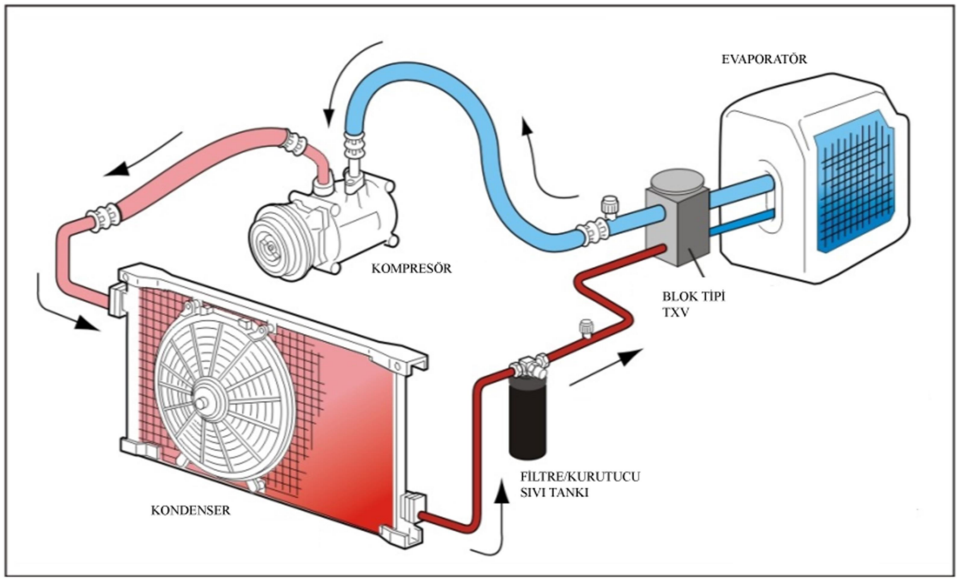
Otomobil iklimlendirme sistemleri, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimini esas alarak çalışmaktadır. Soğutucu akışkanın düşük basınç ve yüksek basınçta yapmış olduğu ısı alışverişi ile sürekli bir çevrim şeklinde sistemin çalışması sağlanır. Genleşme elemanı türüne göre iki ayrı sistemin çalışması, aşağıda detaylı bir şekilde açıklanmaktadır.

2.2.1. TXV'li Otomobil iklimlendirme sisteminin çalışması

Kompresörde sıkışarak yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan, daha sonra basma hattı içinden kondensere gelir. Soğutucu akışkan, bir fan yardımı ile kondenser üzerinden geçirilen hava akımına ısı atarak yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı fazında kondenserden çıkış yapar. Daha sonra, sıvı hattı aracılığıyla bir filtre/kurutucu ve sıvı tankından geçerek üzerindeki nem ile pislikleri bu elemanda bırakır. Ayrıca özellikle düşük soğutma yüklerinde ihtiyaç duyulmayan soğutucu akışkan, sıvı tankında depolanır. Buradan çıkan soğutucu akışkan TXV'ye girer ve düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olarak bu elemanı terk eder. TXV, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın belirli bir kızgınlıkta olmasını sağlayacak şekilde kısılıp açılarak soğutucu akışkan debisini ayarlar. Soğutucu akışkan, daha sonra evaporatöre girerek bir fan yardımıyla evaporatör üzerinden geçen hava akımından ısı çeker. Bu sırada, soğuk evaporatör yüzeylerine çarpan hava akımı içindeki nem yoğuşarak evaporatörün altında bulunan bir kapta toplanır ve bir hortum içinden dışarıya alınır. Şartlandırılacak hava

akımından ısı çeken soğutucu akışkan, düşük basınçta kızgın buhar fazında evaporatörü terk eder. Soğutucu akışkan, daha sonra emme hattından kompresöre giriş yapar ve tekrar basınçlanarak aynı döngüye devam eder.

Blok tipi TXV kullanan sistemin şematik resmi Şekil 2.11'de gösterilmiştir. Blok tipi TXV, çalışma prensibi açısından yukarıda çalışması açıklanan bulblu tip TXV'den farksızdır. Blok tipi TXV'nin avantajı, sıcaklığı sezen elemanın aynı blok yapısı içinde olmasından dolayı daha az yer kaplaması ve servis kolaylığı sağlamasıdır.



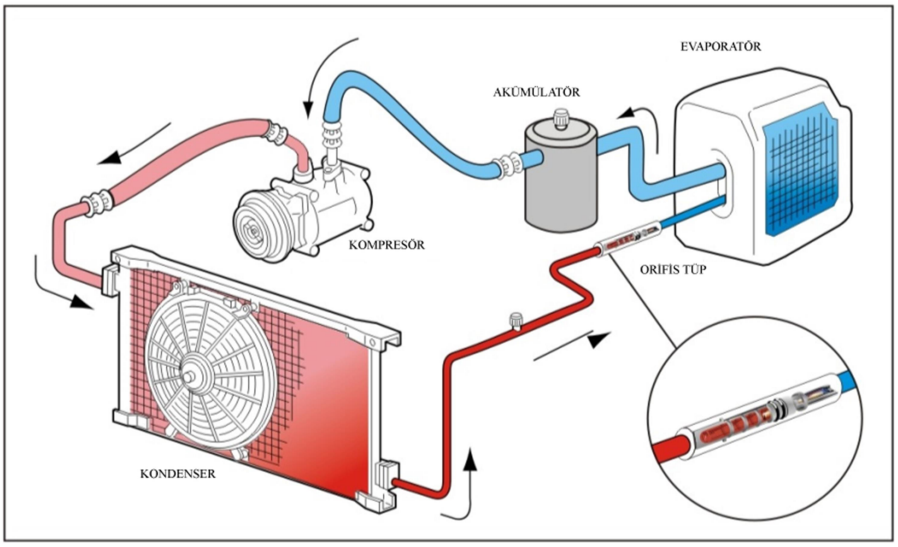
Şekil 2.11. Blok tipi genleşme valfli kullanan otomobil iklimlendirme sistemi

2.2.2. Orifis tüplü otomobil iklimlendirme sisteminin çalışması

OT'li bir otomobil iklimlendirme sisteminin çalışması, TXV kullanan sisteme büyük oranda benzemektedir. Bu iki sistem arasındaki en büyük fark, OT'nin çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisini TXV kadar hassas bir şekilde değiştiremeyişidir. OT, sabit bir kesit ve tüp uzunluğu içinden soğutucu akışkanın geçmesine izin verdiği için, düşük yük durumlarında soğutucu akışkan evaporatörde yeterince ısı çekemez ise kompresöre sıvı halde akışkan gidebilir. Bu sebeple, sisteme kompresörden önce bir akümülatör yerleştirilmiştir.

Ayrıca, çevrimde soğutucu akışkanın tamamı dolaştırıldığı için sıvı tankı/filtre/kurutucu kullanılmamaktadır. Filtre/kurutucu görevini akümülatör içine

yerleştirilmiş filtre ve nem alıcı madde görmektedir. Bunun dışındaki süreç TXV'li sistem ile bire bir aynı olup şematik resmi Şekil 2.12'de gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Orifis tüp kullanan otomobil iklimlendirme sistemi

3. DENEYSEL SİSTEM VE ÖZELLİKLERİ

3.1. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminin Genel Tanıtımı

Bu çalışmada R134a ve R1234yf akışkanları ile çalışabilen deneysel bir otomobil iklimlendirme sistemi kullanılmıştır. Kocaeli Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü Taşıt İklimlendirme Laboratuvarı'nda mevcut olan bir sisteme, hedeflenen deneyler için ihtiyaç duyulan elemanlar eklenerek bu çalışmada kullanılacak deneysel sistem elde edilmiştir. Sistemin şematik resmi Şekil 3.1'de, genel fotoğrafı ise Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

Deneysel sistem, TXV ve orifis tüp olmak üzere iki ayrı genleşme elemanı, koaksiyel iç ısı değiştiricisi, sabit kapasiteli eğik plakalı kompresör, lamine tip evaporatör, mikro kanallı paralel akımlı kondenser, sıvı tankı, filtre/kurutucu, gözetleme camı ve vanalardan oluşmuştur. Ayrıca kompresörü istenen devirlerde çalıştırmak amacıyla içten yanmalı bir motor yerine invertör tarafından enerjilendirilen üç fazlı asenkron bir elektrik motoru kullanılmıştır.

Sistemde kullanılan evaporatör ve kondenser, her birinin uzunluğu 1 metre olan hava kanallarının içine yerleştirilmiştir. Bu kanallardaki hava akımları, evaporatör için orijinal bir santrifüj fan ve kondenser için orijinal bir eksenel fan yardımı ile sağlanmıştır. Otomobil iklimlendirme deney düzeneği, yüksek hava sıcaklıklarının hüküm sürdüğü şartlarda soğutma yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu amaçla, hava kanallarının içine evaporatör ile evaporatör fanı arasına gücü 1,8 kW olan bir elektrikli ısıtıcı ve kondenser ile kondenser fanı arasına gücü 5,6 kW olan başka bir elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir. Deneyler sırasında evaporatöre ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları, bir potansiyometre sayesinde ısıtıcı rezistanslara uygulanan şebeke gerilimi değiştirilerek istenen değerlere ayarlanmıştır. Ayrıca, deneyler esnasında bu fanlar maksimum devirlerde çalıştırılmış olup ortalama hava hızları evaporatörde 2,1 m/s ve kondenserde 3,1 m/s olarak ölçülmüştür.

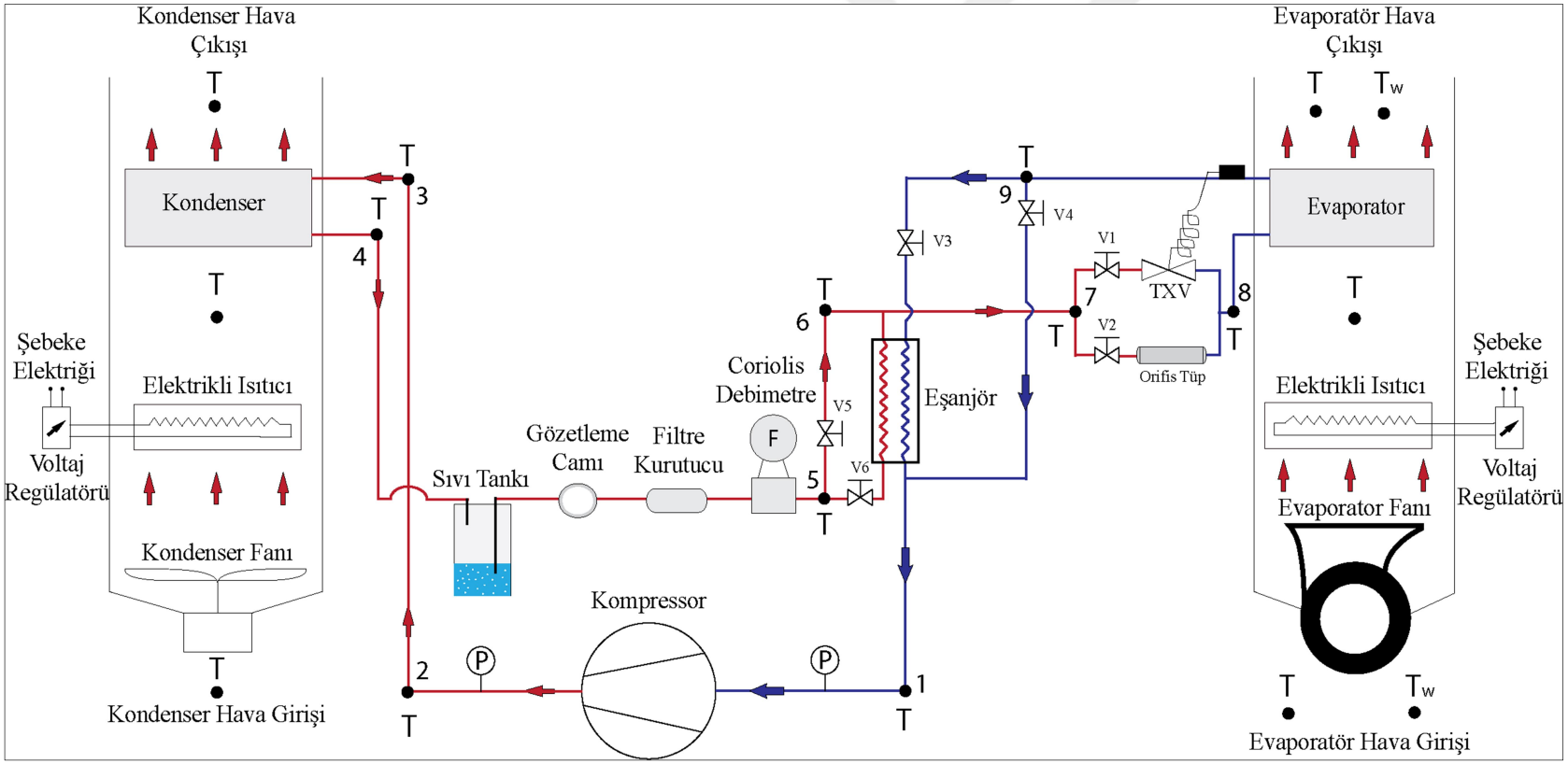
Deneysel sistemde R134a testlerinde 2400 g R134a, R1234yf testlerinde ise 2200 g R1234yf soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Wang, R1234yf soğutucu akışkanının yoğunluğunun sıvı fazındaki R134a'ya göre yaklaşık %10 daha düşük olduğu ve bu sebeple R1234yf'li sistemin R134a'lı sisteme göre ihtiyaç duyacağı soğutucu akışkan miktarının %10 daha düşük olacağını belirtmiştir (Wang, 2014). Bu nedenle, kullanılan R1234yf miktarı R134a şarjından yaklaşık %10 daha azdır. Deneysel sistemde, her iki soğutucu akışkan için 200 cc PAG tipi kompresör yağı kullanılmıştır.

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin performansını ölçebilmek için sistemin çeşitli noktalarına ölçüm cihazları yerleştirilmiştir. Sistemin emme ve basma hattı basınç değerlerini belirlemek için kompresörün giriş ve çıkışına Bourdon tüpü manometreler yerleştirilmiştir. Genleşme elemanı dışında sistemde bulunan elemanlarda ve boru hatlarında basınç kaybının olmadığı kabul edilmiş ve kompresör giriş ve çıkışında ölçülen basınç değerleri ile evaporatör ve kondenser basınçları sırasıyla birbirine eşit kabul edilmiştir.

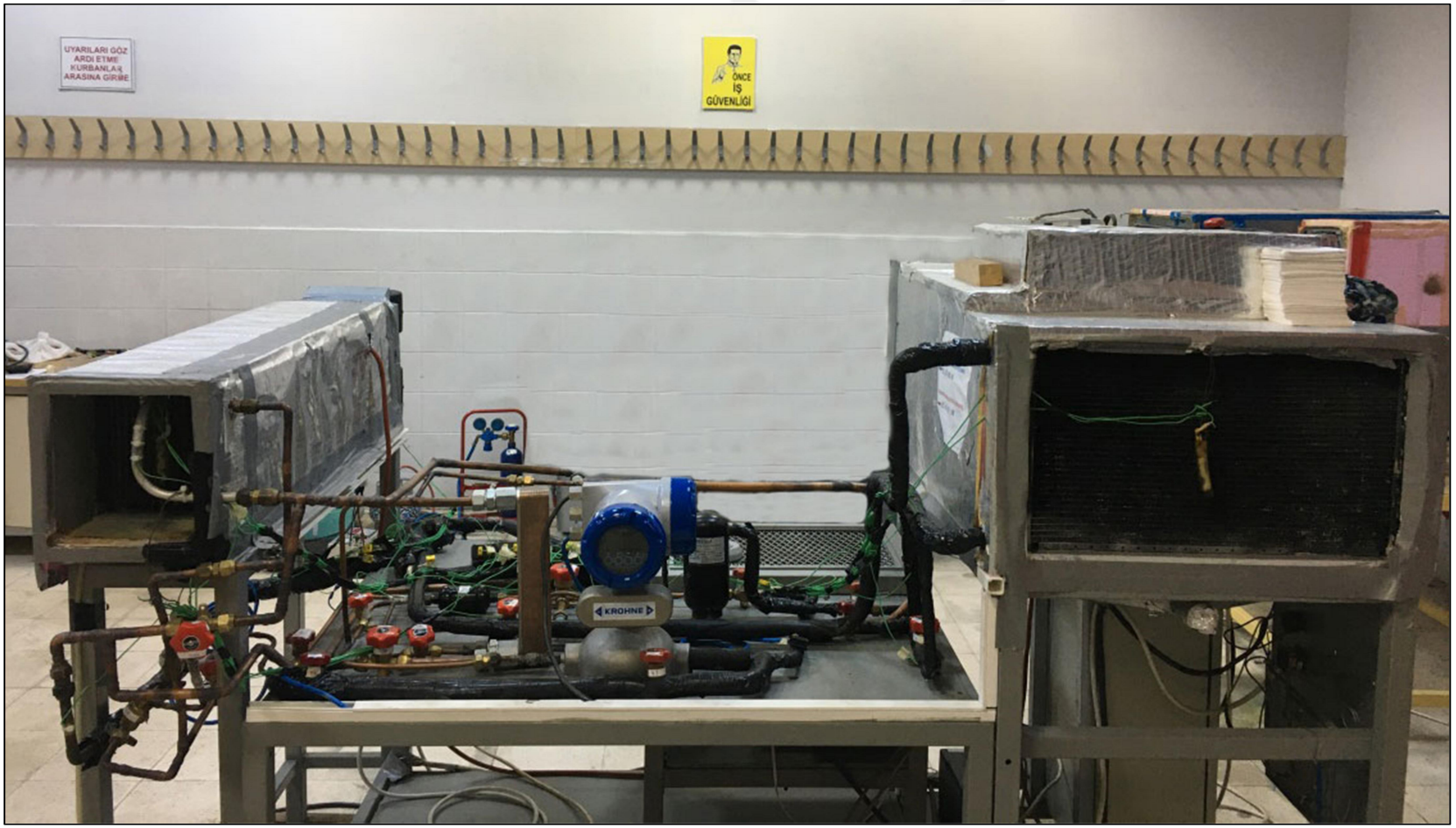
Şekil 3.1'de görüldüğü gibi, sistemdeki kritik elemanların her birine giren ve çıkan soğutucu akışkan sıcaklıklarını belirlemek için giriş ve çıkış noktalarına K tipi termokupllar monte edilmiştir. Evaporatör kanalına giren ve çıkan hava akımının kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ile evaporatör girişindeki kuru termometre sıcaklığı K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Kondenser kanalına giren ve çıkan hava akımının kuru termometre sıcaklıkları ile kondenser girişindeki kuru termometre sıcaklığı, yine K tipi termokupllar ile ölçülmüştür.

Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütlesel debisini ölçmek için sıvı hattına yerleştirilmiş Coriolis debimetre kullanılmıştır. Ayrıca Coriolis debimetre üzerinden, debimetreden geçen soğutucu akışkanın sıcaklık ve yoğunluk değeri de ölçülmüştür.

Kompresör devrinin ölçmek amacıyla, kompresör kasnağına yapıştırılmış parlak bir kâğıttan lazer ışığının yansıması prensibine dayalı olarak çalışan bir fotoelektrik takometre kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şeması



Şekil 3.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin genel görünümü

3.2. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sistemi Elemanları

3.2.1. Deneysel sistemde kullanılan termostatik genleşme valfi ve orifis tüp

Sistemde, TXV ve OT olmak üzere iki ayrı genleşme elemanı kullanılmıştır. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'te bu genleşme elemanlarının fotoğrafları verilmiştir. Genleşme elemanları, vanalarla kontrol edilmektedir. V1 vanası açık V2 vanası kapalı konumda iken sistem TXV ile çalışmaktadır. V2 vanası açık V1 vanası kapalı konumda iken sistem OT ile çalışmaktadır. Sistemde kullanılan TXV, orijinalde R134a ile çalışacak şekilde tasarlanmış olup nominal soğutma kapasitesi 5,7 kW'tır.



Şekil 3.3. Deneysel sistemdeki TXV (Suhermanto, 2016)

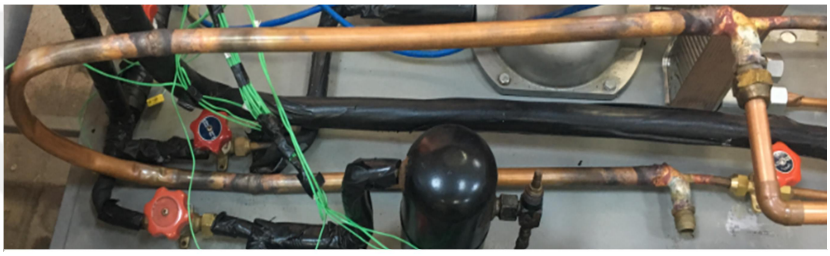


Şekil 3.4. Deneysel sistemde kullanılan orifis tüp

3.2.2. Deneysel sistemde kullanılan koaksiyel iç ısı değiştiricisi

Deneysel sistemde kullanılan eşanjörün resmi Şekil 3.5'te gösterilmiştir. 5/8" dış çaplı bakır boru ve 3/8" dış çaplı bakır borunun iç içe geçirilmesiyle oluşturulmuştur.

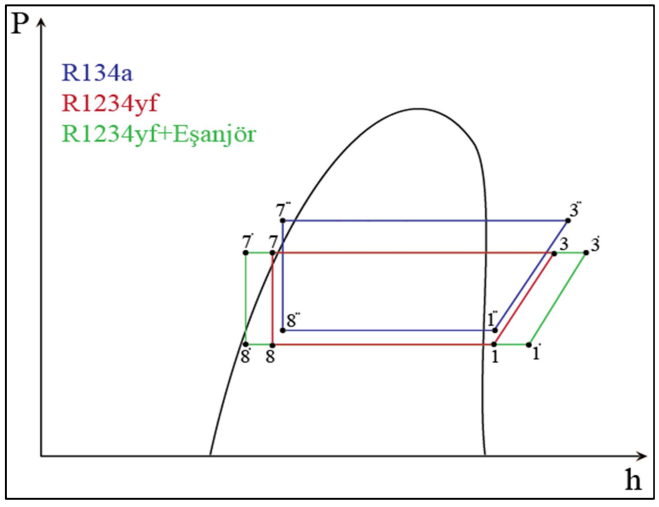
Uçlarından sert lehimleme yolu ile bağlantı elemanları eklenerek soğutma devresine bağlanmıştır. Dışarıdan da elastomerik yalıtım malzemesiyle yalıtılmıştır. Bir hat için toplam boru uzunluğu 155 cm'dir. Kondenserden çıkan sıkıştırılmış sıvı, 3/8" dış çaplı borunun içinden geçmektedir. Evaporatörden çıkan kızgın buhar ise 5/8" dış çaplı bakır boru ile 3/8" dış çaplı bakır borunun arasından geçmektedir. Bu iki akışkan, birbirine zıt yönlerde eşanjörün içinden geçerken ısı alışverişi yapmaktadır. Bunun sonucunda da genleşme elemanına daha düşük sıcaklıkta soğutucu akışkan gelmektedir.



Şekil 3.5. Koaksiyel eşanjör

İç ısı eşanjörü kullanarak sistemdeki soğutma kapasitesi ve STK değenlerinin düşmesi hedeflenmektedir. Şekil 3.6'da eşanjör kullanan sistemin farkını gösteren P-h diyagramı verilmiştir.

Şekilden de anlaşılacağı üzere, eşanjörlü sistemde soğutucu akışkanın genleşme elemanına düşük entalpide gelmesi ile soğutma kapasitesinde artış amaçlanmıştır.



Şekil 3.6. P-h diyagramı

R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesinin R134a'lı sistemin kapasitesine yaklaşması amaçlanmıştır.

3.2.3. Deneysel sistemde kullanılan sabit kapasiteli eğik plakalı kompresör ve üç fazlı asenkron elektrik motoru

Deneysel sistemde kullanılan kompresör ve elektrik motorunun resmi Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Kompresörü 5,5 kW'lık inventör aracılığı ile besleme frekansı değiştirilebilen üç fazlı asenkron bir elektrik motoru çalıştırmaktadır. Kompresörün teknik özellikleri Tablo 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.7. Kompresör ve ona kayış kasnak mekanizması ile bağlı elektrik motorunun fotoğrafı (Suhermanto, 2016)

Tablo 3.1. Deneysel sistemdeki kompresörün teknik özellikleri (URL-1)

Marka/Model	SD5H14
Maksimum devir (d/d)	6000
Nominal çıkış basıncı (kPa)	1670
Nominal giriş basıncı (kPa)	196
Silindir hacmi (cc)	138
Ağırlık (kg)	7,8
Tasarlandığı soğutucu akışkan	R134a

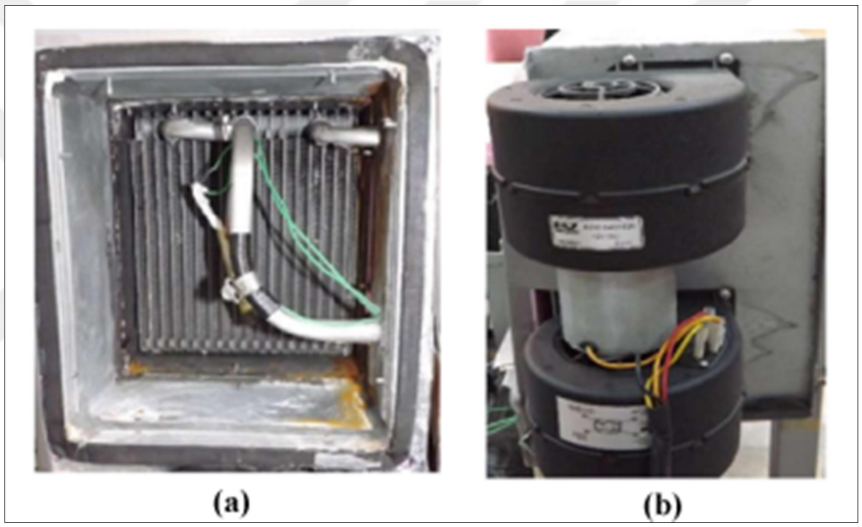
3.2.4. Deneysel sistemde kullanılan lamine tip evaporatör ve mikro kanallı paralel akımlı kondenser

Sistemde kullanılan lamine tip evaporatör ve evaporatördeki hava akımını oluşturan santifrüj fan, Şekil 3.8'de gösterilmiştir. 1 m uzunluğundaki hava kanalı, 0,24x0,24

m^2'lik bir kesit alanından oluşmaktadır. Bu hava kanalı, dış ortam ile ısı alışverişini engellemek için poliüretan köpük ile yalıtılmıştır.

Deneyler sırasında yaz şartlarını sağlayabilmek dışarıdan üflenen havanın ısıtılması gerekmektedir. Bu sebeple, evaporatör hava kanalının içine 1,8 kW'lık bir elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir.

Bu elektrikli ısıtıcı potansiyometre aracılığıyla enerjilendirilerek evaporatöre giren hava akımının testlerde istenilen sıcaklıkta olmasını sağlamaktadır.

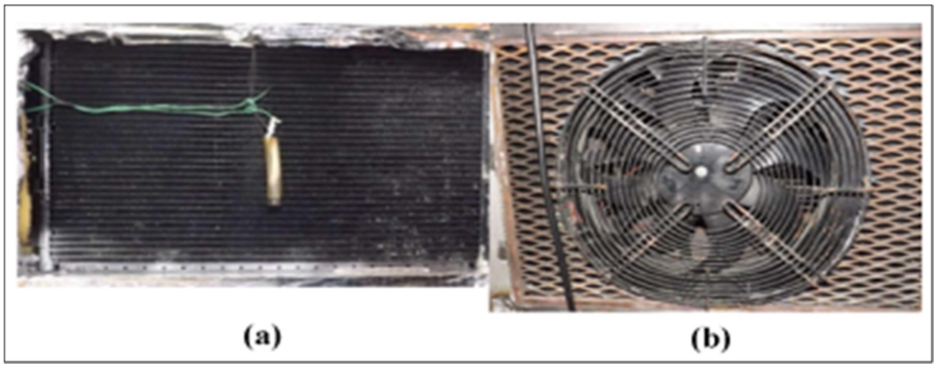


Şekil 3.8. İç ünite: (a) evaporatör fotoğrafı, (b) santifrüj fan fotoğrafı (Suhermanto, 2016)

Sistemde kullanılan mikro kanallı ve paralel akımlı kondenser ile kondenserdeki hava akımı oluşturan eksenel fan, Şekil 3.9'da gösterilmiştir. 1 m uzunluğundaki hava kanalı 0,67x0,35 m^2'lik bir kesit alanından oluşmaktadır. Bu hava kanalı, çevre ile ısı alışverişi yapmaması için poliüretan köpük ile yalıtılmıştır.

Deneyler sırasında yaz şartlarını sağlayabilmek kondensere gelen hava akımının ısıtılması gerekmektedir. Bu sebeple, kondenser hava kanalının içine 5,6 kW'lık üç adet elektrikli ısıtıcı yerleştirilmiştir.

Bu elektrikli ısıtıcı potansiyometre aracılığıyla enerjilendirilerek, kondenser girişinde istenen hava sıcaklığının elde edilmesini sağlamaktadır.



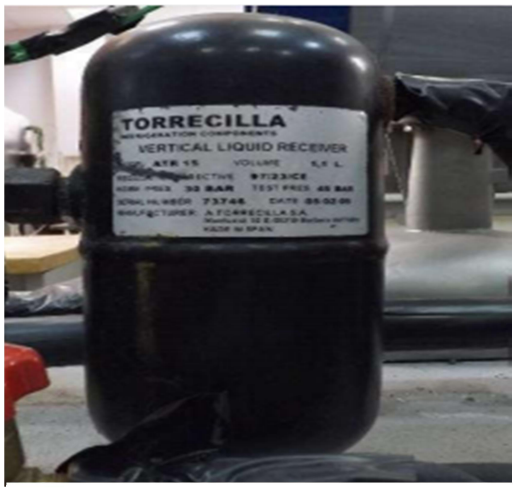
Şekil 3.9. Dış ünite: (a) kondenser fotoğrafı, (b) eksenel fan fotoğrafı (Suhermanto, 2016)

3.2.5. Deneysel sistemde kullanılan sıvı tankı, filtre / kurutucu

Şekil 3.10'da gösterilen sıvı tankının kapasitesi 1,1 litredir.

Deneysel sistemlerde kullanılan akışkan miktarı, standart otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan miktardan daha fazla olduğu için kullanılan sıvı tankı standart araç klimalarında kullanılandan daha büyük seçilmiştir.

Sıvı tankından sonra kullanılan filtre/kurutucu ile sistemde dolaşabilecek olan her türlü yabancı maddeler ve nem tutulmaktadır.



Şekil 3.10. Sıvı tankı (Suhermanto, 2016)

3.2.6. Deneysel sistemde kullanılan gözetleme camı

Gözetleme camı, filtre/kurutucudan sonra yer almakta olup sistemdeki sıvı soğutucu akışkan akımını gözlemek amacıyla kullanılmıştır. Gözetleme camından bakıldığında

soğutucu akışkan akımı içinde bir köpüklenme görülüyor ise sistemde soğutucu akışkanın eksik olduğu anlaşılır.

Sistemin düzgün çalışabilmesi için, sıvı hattındaki akışkanın tamamen sıvı olması, yani köpüklenme görülmemesi gerekir.

3.2.7. Deneysel sistemde kullanılan vanalar

Sistemde farklı deney modlarını oluşturmak adına Şekil 3.1'de gösterilen V1-V9'a kadar dokuz adet vana kullanılmıştır. Vanalar, "V" ile kısaltılmış ve yanına numara eklenmiştir.

Bu vanaların açık ve kapalı olma durumlarına göre çeşitli varyasyonlarda deneyler gerçekleştirilmiştir. Sistemde kullanılan bir vananın fotoğrafı, Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Vana

3.3. Deneysel Otomobil İklimlendirme Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları

Deneysel sistemin performansını değerlendirmek için üzerinde çeşitli mekanik ölçümler yapılmıştır.

Sistemin kritik noktalarındaki sıcaklıkları ölçmek için K tipi termokupllar kullanılmış ve bunlar Şekil 3.1'de "T" sembolü ile gösterilmiştir.

K tipi termokupllardan gelen verilerin okunmasını sağlayan iki adet 4 kanallı iki adet 2 kanallı termokupl okuyucu kullanılmıştır. Tablo 3.2'de, deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının önemli teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.2. Ölçüm cihazları ve teknik özellikleri

Ölçülen Parametre	**Ölçüm Cihazı**	**Ölçüm Aralığı**	**Doğruluk**
Sıcaklık	K tipi termokupl	-50°C/500°C	±0,5°C
Basınç	Bourdon manometre	-1/10, 0/30 bar	±0,1/0,5 bar
Kompresör devri	Fotoelektrik takometre	10/999999 d/d	±%0,1
Hava hızı	Pervaneli anemometre	0,1/15 m/s	±%3
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis debimetre	0/350 kg/h	±%0,1

3.3.1. Sıcaklık ölçümü

K tipi termokupllar ile ölçülen sıcaklıklar, Şekil 3.12'de gösterilen K tipi termokupl okuyucularından okunmuş ve manuel olarak kayıt edilmiştir. Cem DT-3891G ve TT Technic HT-L13 olmak üzere iki ayrı model kullanılmıştır. Cihazların teknik detayları Tablo 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.12. K tipi termokupl okuyucular

Tablo 3.3. K tipi termokupların marka ve modele göre özellikleri

Marka/Model	Cem DT-3891G	TT Technic HT-L13
Doğruluk	±1°C	±1°C
Çalışma sıcaklığı	0°C … +50°C	0°C … +50°C
K Tipi sıcaklık ölçüm aralığı	-200°C … +1372°C	-200°C ... +1000°C

3.3.2. Basınç ölçümü

Deneysel sistemde basınç ölçümü amacıyla kompresör emme ve basma hatlarına monte edilen gliserin ile doldurulmuş Bourdon tüpü manometreler kullanılmıştır. Manometreler içindeki gliserin sayesinde, kompresör emme ve basma hatlarındaki titreşimlerin basınçların doğru ölçülmesine olan olumsuz etkisi giderilmiştir. Ayrıca sistemde emniyet amaçlı kullanılan düşük ya da yüksek basınç durumlarında sistemi durduran basınç presostatları sisteme eklenmiştir.

3.3.3. Debi ölçümü

Sistemde dolaşımda olan soğutucu akışkan debisini ölçmek için Coriolis tip kütlesel bir debimetre kullanılmıştır. Deneyler esnasında sistem rejime girdiğinde, debimetrenin dijital göstergesinde okunan debi değeri manuel olarak kayıt altına alınmıştır. Debimetre, Şekil 3.13'te görüldüğü üzere filtre/kurutucu sonrasına eklenmiştir. Bu çalışmada R134a ve R1234yf akışkanları ile deneyler gerçekleştirildiği için akışkan değişimlerinden sonra kullanılan akışkana göre debimetrenin kalibrasyonu yapılmıştır. Kalibrasyon amacıyla, debimetrede mevcut olan kendini kalibre etme özelliğinden faydalanılmıştır. Debimetrenin önemli özellikleri Tablo 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.13. Coriolis debimetre

Tablo 3.4. Coriolis tip debimetrenin özellikleri

Marka/model	KRONE - MFM 330 C/D - SO4; MFS 3000
Nominal kütlesel debi (kg/h)	0 - 350
Yoğunluk ölçümü (kg/m^3)	500 - 2000 (± %0,2)
Doğruluk (%)	± %0,1 (sıvı için) ± %0,5 (gaz için)

3.3.4. Kompresör devri ölçümü

Kompresörü enerjilendiren elektrik motoru, bir frekans inverteri (motor sürücü) aracılığıyla çalıştırılmaktadır. Motor sürücünün çıkış frekansı ise bir potansiyometre ile değiştirilebilmektedir. Fotoelektrik takometre ile kompresör kasnağının devri ölçülerek, potansiyometre sayesinde istenilen değere getirilebilmektedir. Kullanılan takometrenin önemli özellikleri, Tablo 3.5'da verilmiştir.

Tablo 3.5. Fotoelektrik takometrenin özellikleri

Ölçülen Parametre	**Ölçüm Cihazı**	**Ölçüm Aralığı**	**Doğruluk**
Kompresör devri	Fotoelektrik takometre	10/999999 d/d	±%0,1

3.3.5. Ortam Sıcaklığı ve İzafi Nem Ölçümü

Deneyler sırasında ortamın sıcaklığını, ortamın nemini ve evaporatör ve kondenser kanallarından çıkan hava akım hızlarını ölçmek için Şekil 3.14'de gösterilen pervaneli anemometre kullanılmıştır. Anemometrenin önemli özellikleri Tablo 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Anemometre (Suhermanto, 2016)

Tablo 3.6. Deneysel sistemde kullanılan anemometreinin özellikleri

Ölçülen Parametre	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
Hava hızı	Pervaneli anemometre	0,1/15 m/s	±%3

3.4. Deneysel Sistemin Çalışması

Şekil 3.1'de görüldüğü üzere, soğutucu akışkan 1 noktasında düşük basınçta kızgın buhar olarak kompresörün emme portundan kompresöre giriş yapar. Kompresörde basıncı ve sıcaklığı artan soğutucu akışkan, 2 noktasında kompresörün basma portundan yüksek basınçta kızgın buhar olarak kompresörü terk eder. Soğutucu akışkan, basma hattından ilerleyerek kondensere giriş yapar. Kondenserde önce kızgınlık atan, daha sonra yoğuşan ve aşırı soğuyan soğutucu akışkan, yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı olarak kondenserden çıkar. Daha sonra sıvı hattından ilerleyerek sıvı tankına giriş yapar. Çevrimde kullanılan TXV'nin soğutucu akışkan debisini azalttığı durumlarda, çevrimde kullanılmayan fazla akışkan sıvı tankında depolanır. Bu elemandan çıkan soğutucu akışkan, gözetleme camını geçtikten sonra filtre/kurutucuya giriş yapar. Burada, akışkanın içindeki pislikler ve nem tutulur. Buradan çıkan soğutucu akışkan, debimetreden geçtikten sonra 5 noktasına ulaşır. Eğer sistem eşanjörsöz çalışma modunda ise V5 vanası açık, V6 vanası kapalıdır. Eğer sistem eşanjörlü çalışma modunda ise V5 vanası kapalı, V6 vanası açıktır. 5 noktasından sonra akışkan, 7 noktasına gelir. Bu noktandan sonra V1 vanası açık V2 vanası kapalı ise sistem TXV ile çalışacak, V1 vanası kapalı V2 vanası açık ise OT ile çalışacaktır. Soğutucu akışkan, genleşme elemanını geçtikten sonra düşük basınç ve sıcaklıkta doymuş sıvı – doymuş buhar karışımı olarak evaporatöre giriş yapar. Evaporatörde, şartlandırılacak hava akımından alınan ısı ile soğutucu akışkan önce doymuş buhar, sonrada kızgın buhar haline gelir ve evaporatörden çıkış yapar. 9 noktasına geldiğinde, sistem eşanjörsüz çalışıyor ise V3 vanası kapalı V4 vanası açık, eşanjörlü çalışıyor ise V3 vanası açık V4 vanası kapalı olacaktır. Daha sonra soğutucu akışkan, tekrar emme hattında ilerleyerek kompresöre giriş yapar ve çevrim benzer şekilde devam eder.

4. DENEYSEL SİSTEME UYGULANAN TEST PROSEDÜRÜ

Bölüm 3'te açıklanan deneysel otomobil iklimlendirme sistemi, yaz aylarındaki ortam koşullarında soğutma modunda test edilmiştir.

Sistemde evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları, elektrikli ısıtıcılar sayesinde birlikte değiştirilerek sırasıyla 30°C, 35°C ve 40°C değerlerinde tutulmuştur. Evaporatör ve kondenser girişlerindeki hava akımı sıcaklıklarının aynı değerde tutulmasının nedeni, otomobil iklimlendirme sistemleri %100 çevre havası ile çalıştırıldığında kondenser ve evaporatöre doğrudan çevreden alınan hava akımının giriş yapmasıdır. Deneyler esnasında bu fanlar maksimum devirlerde çalıştırılmış olup ortalama hava hızları evaporatörde 2,1 m/s ve kondenserde 3,1 m/s olarak ölçülmüştür.

Her hava akımı giriş sıcaklığı için kompresör devri, 1000 d/d ile 2600 d/d arasında 400 d/d arttırılarak sistem sürekli rejime gelinceye kadar beklenmiştir. Kompresör giriş ve çıkışlarındaki sıcaklıklar 2 dakika boyunca ±1°C'den fazla değişmediğinde, sistemin sürekli rejime ulaştığı anlaşılmış ve ilgili test için gerekli ölçümler gerçekleştirilerek ölçüm sonuçları manuel olarak not edilmiştir.

Testler, sisteme R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları şarj edilerek ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. İlk olarak R134a'lı sistem, TXV ve OT olarak iki farklı genleşme elemanında test edilmiştir. Daha sonra deneysel sistemdeki eşanjör aktif hale getirilerek testler tekrar edilmiştir. Sonra da R134a soğutucu akışkanı sistemden çekilerek yerine R1234yf şarj edilmiş ve aynı testler tekrarlanmıştır.

Sonuç olarak deneysel sistem, her soğutucu akışkan için üç ayrı hava giriş sıcaklığında, beş farklı kompresör devrinde ve iki farklı genleşme elemanında olmak üzere eşanjörlü ve eşanjörsüz olarak test edilmiştir. Bu durumda her soğutucu akışkan için 60 olmak üzere toplam 120 adet test gerçekleştirilmiştir.

5. DENEYSEL SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

5.1. Deneysel Sistemin Enerji Analizi

Deneysel sistemin Şekil 3.1'de gösterilen numaralandırılmış noktalarından ölçülen soğutucu akışkan sıcaklıkları ile kompresör emme ve basma basınçları kullanılarak numaralandırılmış noktalardaki soğutucu akışkan özellikleri REFPROP 9.1 programından (Lemmon ve diğ., 2013) elde edilmiştir. Her bir bileşen için enerjinin korunumu denklemi yazılarak programdan elde edilen soğutucu akışkan özellikleri bu denklemlere taşınmıştır. Enerjinin korunumu denklemlerinde tüm bileşenler için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir. Bu durumda evaporatörün soğutma kapasitesi, aşağıdaki Denklem (5.1)'de bulunabilir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{soğ}(h_9 - h_8) \tag{5.1}$$

Burada $\dot{m}_{soğ}$ soğutucu akışkanın debisini, h_9 ve h_8 ise evaporatörden çıkan ve giren soğutucu akışkanın özgül entalpilerini göstermektedir. Sistemde 7 ve 8 noktaları arasında genleşme elemanı bulunduğu ve bu bileşendeki genleşme işleminin sabit entalpide gerçekleştiği kabul edildiğinden, h_8 değeri h_7'e eşit olarak alınmıştır. h_7 entalpisi, kompresör basma hattı basıncı ile 7 noktasında ölçülen soğutucu akışkan sıcaklığı kullanılarak belirlenmiştir. h_9 entalpisi ise 9 noktasında ölçülen soğutucu akışkan sıcaklığı ve kompresör emme hattı basıncı yardımı ile bulunmuştur.

Çevre ile olan ısı transferinin ihmal edilmesiyle soğutucu akışkanın kompresörde absorbe ettiği güç, aşağıdaki Denklem (5.2)'den hesaplanabilir.

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

Soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak tanımlanan ve sistemin enerji kullanım etkenliğini gösteren soğutma tesir katsayısı ise aşağıdaki Denklem (5.3)'den belirlenebilir.

$$STK = \dot{Q}_{evap}/\dot{W}_{komp} \quad (5.3)$$

Soğutucu akışkanın kondenserde çevre havasına attığı ısı ise aşağıdaki Denklem (5.4)'den bulunabilir.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{soğ}(h_3 - h_4) \quad (5.4)$$

Bu denklemdeki h_3 entalpisi, kompresör basma hattı basıncı ile 3 noktasında ölçülen soğutucu akışkan sıcaklıkları yardımı ile belirlenmiştir.

Ayrıca, denklemdeki h_4 entalpisi, 4 noktasında ölçülen soğutucu akışkan sıcaklığı yardımı ile belirlenmiştir.

5.2. Deneysel Sistemin Ekserji Analizi

Ekserji kavramı, bir sistemin ya da akış halinde bir maddenin referans çevre ile dengeye gelinceye kadar sağlayabileceği en büyük iş olarak tanımlanmaktadır.

Ekserji, enerji gibi korunmaz ve sistemde çeşitli nedenlerle yok edilir. Sistemden termodinamik açıdan daha iyi bir performans elde etmek için sistem elemanlarında yok edilen ekserji değerleri hesaplanıp, bu elemanlarda iyileştirmeler yapılabilmektedir.

Ayrıca tüm elemanlarda yok edilen ekserjilerin toplanmasıyla bulunacak toplam yok edilen ekserji değeri, sistemin performansı hakkında önemli veriler sağlamaktadır. Açık bir sistem için ekserji dengesi (Moran ve Shapiro, 2006) Denklem (5.6)'dan aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}x_d = \sum(1 - \frac{T_0}{T_j})\dot{Q}_j - \dot{W}_{kh} + \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_ç \Psi_ç \quad (5.6)$$

Yukarıdaki denklemde T_0 sistemin ölü hal sıcaklığı, yani çevre sıcaklığıdır. $\dot{Q}_j$ ise T_j sıcaklığındaki sistem sınırından geçen ısıyı göstermektedir.

$\dot{W}_{kh}$ kontrol hacmindeki üretilen işi, $\dot{m}$ sistemden geçen akışkanın kütlesel debisini, Ψ akışkanın özgül akış ekserjisini, $\dot{E}x_d$ ise sistemde yok edilen toplam ekserjiyi temsil etmektedir. Özgül akış ekserjisi aşağıdaki Denklem (5.7)'den hesaplanabilir.

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{5.7}$$

Üstteki denklemde s özgül entropiyi, 0 indisi ise ölü hal durumunu temsil etmektedir. Adyabatik olduğu kabul edilen bir kompresörde yok edilen ekserji değeri aşağıdaki Denklem (5.8)'den hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_{soğ}\left(\Psi_{komp,g} - \Psi_{komp,ç}\right) + \dot{W}_{komp} \tag{5.8}$$

Kompresörde istenmeyen iç ısı transferleri, akışkan sürtünmeleri ve mekanik sürtünmeler, ekserjinin yok edilmesine sebep olmaktadır.

Çevre ile ısı transferi olmadığı kabul edilen genleşme elemanında yok edilen ekserji ise aşağıdaki Denklem (5.9) ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{d,ge} = \dot{m}_{soğ}\left(\Psi_{ge,g} - \Psi_{ge,ç}\right) \tag{5.9}$$

Genleşme elemanındaki iç sürtünmeler ve ani basınç kayıpları, ekserjinin yok edilme sebepleridir.

Kondenserdeki ısı transferinin sadece soğutucu akışkan ve hava akımları arasında olduğu kabul edilirse, kondenserde yok edilen ekserji aşağıdaki Denklem (5.10) ile hesaplanabilir (Cho ve Park, 2016).

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_{soğ}(\Psi_{kond,g} - \Psi_{kond,ç}) - (1 - \frac{T_0}{T_{soğ,kond,ç}})\dot{Q}_{kond} \tag{5.10}$$

Burada $T_{soğ,kond,ç}$ soğutucu akışkanın kondenser çıkışındaki K biriminden sıcaklığıdır. Evaporatördeki ısı transferinin sadece hava ve soğutucu akışkan akımları arasında olduğu kabul edilirse, evaporatörde yok edilen ekserji aşağıdaki Denklem (5.11) ile hesaplanabilir.

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_{soğ}(\Psi_{evap,g} - \Psi_{evap,ç}) - (1 - \frac{T_0}{T_{soğ,evap,ç}})\dot{Q}_{evap} \tag{5.11}$$

Burada $T_{soğ,evap,ç}$ soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki K biriminden sıcaklığıdır. Sistemde toplam yok edilen ekserji ise aşağıdaki Denklem (5.12)'den bulunabilir.

$$\dot{E}x_{d,top} = \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,ge} + \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d,evap} \quad (5.12)$$

Sistemin ekserji performansı ise aşağıdaki Denklem (5.13)'ten hesaplanan ekserji veriminden belirlenebilir.

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{E}x_{d,top}}{\dot{E}x_g} \quad (5.13)$$

Burada $\dot{E}x_g$ sisteme giriş yapan ekserji olup kompresör işine eşit olduğu kabul edilebilir.

6. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Bu bölümde farklı genleşme elemanları kullanan R134a'lı ve R1234yf'li sistemlerin performans kıyaslamaları, iç ısı eşanjörü kullanılma ve kullanılmama durumlarına göre grafiklerle sunulmuştur. Deney sonuçları hesaplanırken, Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi bölümünde açıklanan denklemler kullanılmıştır. Deneysel Sisteme Uygulanan Test Prosedürü bölümde belirtilen kompresör devirleri ile evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarında testler yapılmıştır. Sistemlerin performans karşılaştırması yapılırken eşanjör kullanılmayan TXV'li ve R134a'lı sistem, referans olarak kabul edilmiştir.

İlk aşamada, R134a'lı ve R1234yf'li sistemlerin kendi aralarında performans parametreleri karşılaştırılmıştır. İlk olarak genleşme elemanı olarak TXV ve OT kullanan R134a'lı sistemin farklı evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devrine bağlı performans parametreleri grafiklerle gösterilmiştir. Daha sonra genleşme elemanı olarak TXV ve OT kullanan R1234yf'li sistemin farklı evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devrine bağlı performans parametreleri grafiklerle sunulmuştur. Bundan sonra, TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz durumlarında farklı evaporatör ve kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devrine bağlı performans parametreleri verilmiştir.

İkinci aşamada, R134a'lı ve R1234yf'li sistemlerin performans değerleri birbirleri ile karşılaştırılmıştır. İlk olarak TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi kıyaslanmıştır. Sonrasında ise OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi grafiklerle gösterilmiştir.

6.1. R134a'lı Eşanjörsüz Sistemin Termostatik Genleşme Valfli ve Orifis Tüplü Çalışması Durumlarındaki Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

İç ısı eşanjörü kullanmayan R134a'lı sistemin TXV'li ve OT'li çalışma durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi Şekil 6.1-6.9 arasında gösterilmiştir.

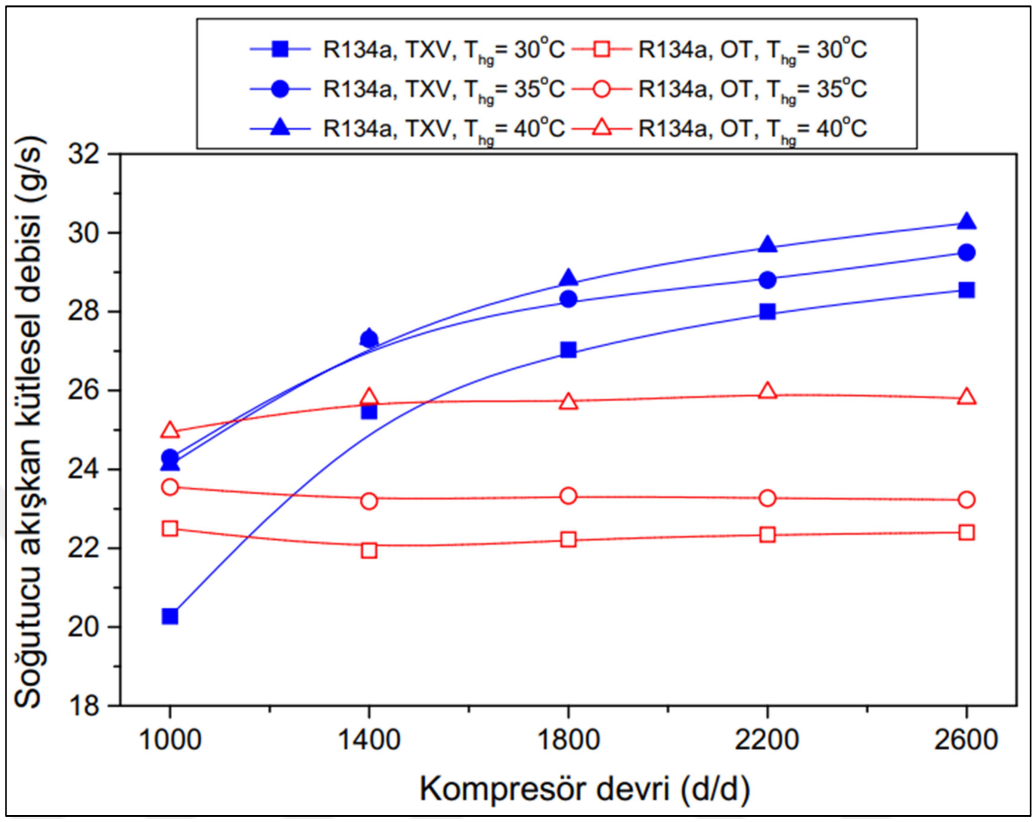
Kompresör devrine göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi Şekil 6.1'de gösterilmiştir. Buna göre, kompresör devri arttıkça TXV'li sistemde debinin hızla arttığı, OT'li sistemde ise hafifçe yükseldiği görülmektedir.

Evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları arttıkça her iki sistemde de debinin arttığı anlaşılmaktadır. Hem TXV'li hem de OT'li sistemde devir arttığında kompresörün birim zamanda çektiği soğutucu akışkan hacmi arttığı için debi de artma eğilimi göstermektedir.

Ayrıca, TXV'li sistemde devir arttığında buharlaşma basıncı düşmekte ve evaporatör çıkışındaki kızgınlık artma eğilimi göstermektedir. Bu durumda TXV açılarak soğutucu akışkan debisini arttırmaktadır.

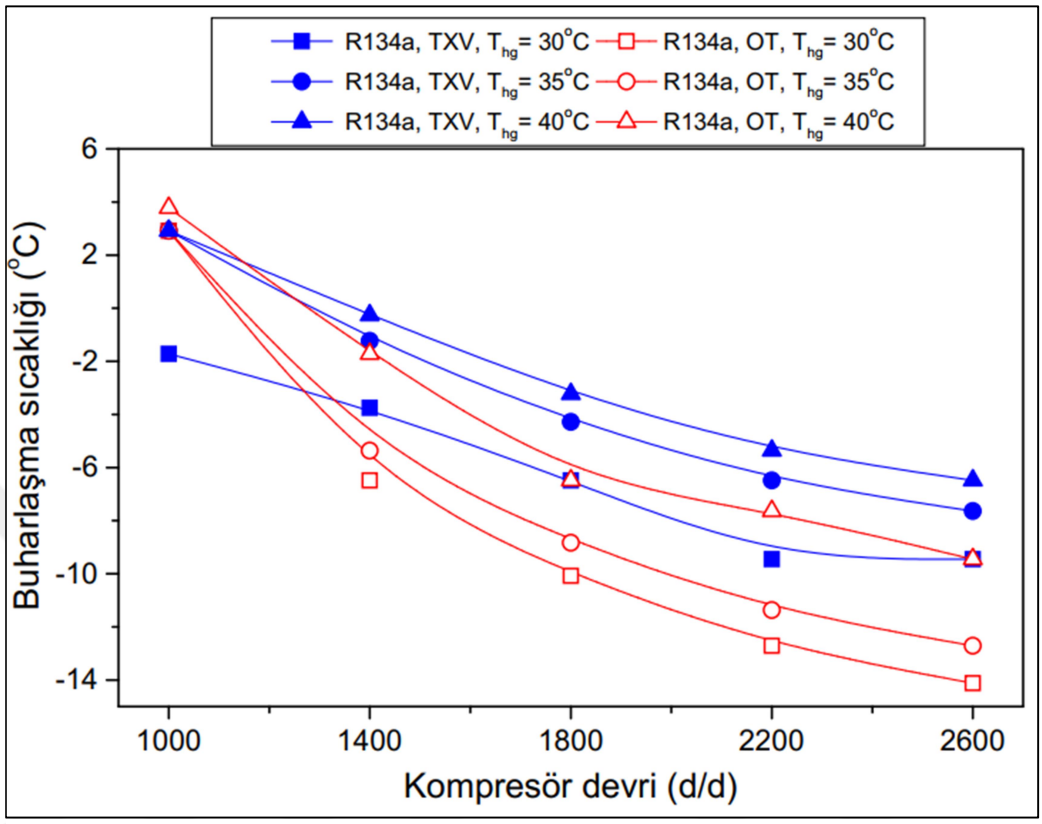
OT'li sistemde ise soğutucu akışkan debisi evaporatör ve kondenser basınçları arasındaki fark ile orantılıdır. Bu basınç farkı devir ile çok az arttığından OT'li sistemde soğutucu akışkan debisi kompresör devriyle birlikte çok az yükselmektedir. Hava akımı giriş sıcaklıkları arttığında ise evaporatör çıkışındaki kızgınlığın artma eğiliminde olması nedeni ile TXV açılarak debiyi arttırmakta ve kızgınlığı normal değerine düşürmektedir.

OT'li sistemde ise artan hava giriş sıcaklıkları ile birlikte evaporatör ve kondenser basınçları arasındaki fark büyüdüğü için soğutucu akışkan debisi de yükselmektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin, OT kullanan sisteme göre %14,5 daha büyük soğutucu akışkan debisi ile çalıştığı anlaşılmaktadır.



Şekil 6.1. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi

Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.2'de gösterilmiştir. Kompresör devri ile birlikte TXV'li sistemde buharlaşma sıcaklığının azaldığı, ancak OT'li sistemde daha fazla azaldığı görülmektedir. Evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları arttıkça her iki sistemde de buharlaşma sıcaklığının yükseldiği görülmektedir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak buharlaşma basıncı düşmekte, yoğuşma basıncı ise artmaktadır. Buharlaşma sıcaklığı da buharlaşma basıncı ile birlikte düşmektedir. Artan kompresör devri ile birlikte evaporatör çıkışındaki kızgınlık her iki sistemde de artma eğiliminde olmaktadır. Bu durumda TXV açılarak debiyi arttırmakta ancak OT'li sistemde kompresör devrinin debiye önemli bir etkisi bulunmamaktadır. Artan debinin sonucu olarak TXV'li sistemde buharlaşma sıcaklığının devirle azalması, OT'li sistem kadar büyük oranlarda olmamaktadır. OT'li sistemde en düşük ve en yüksek buharlaşma sıcaklıkları sırayla, -14,1°C ve 3,8°C'dir. TXV'li sistemde ise en düşük ve en yüksek buharlaşma sıcaklıkları sırayla, -9,4°C ve 2,9°C'dir. TXV ve OT'li sistemde buharlaşma sıcaklıklarının ortalaması ise sırasıyla, -4,0°C ve -6,7°C'dir.

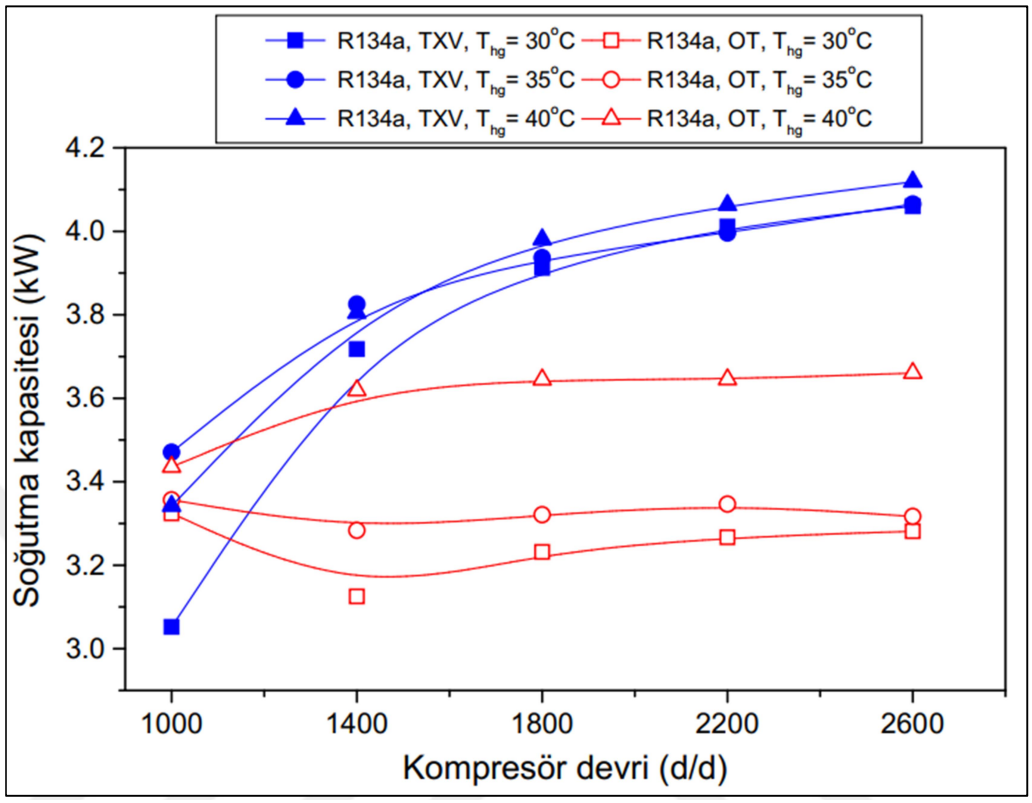


Şekil 6.2. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi Şekil 6.3'te gösterilmiştir. Soğutma kapasitesi, büyük oranda çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisine bağlıdır. Şekil 6.1'te görüldüğü gibi TXV'li sistemde soğutucu akışkan debisi kompresör devri ile hızla artarken OT'li sistemde debi, devir ile çok az artmaktadır. Bu nedenle, TXV'li sistemde soğutma kapasitesinin devirle büyük oranda arttığı ancak OT'li sistemde hafif bir artış olduğu görülmektedir.

Evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı sıcaklıkları arttıkça her iki sistemde de soğutma kapasitesinin arttığı görülmektedir. Evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı arttıkça buharlaşan soğutucu akışkan daha çok ısı çekerek soğutma kapasitesinin artmasına neden olmaktadır.

Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre %12,7 daha büyük soğutma kapasitesi sağlamaktadır.



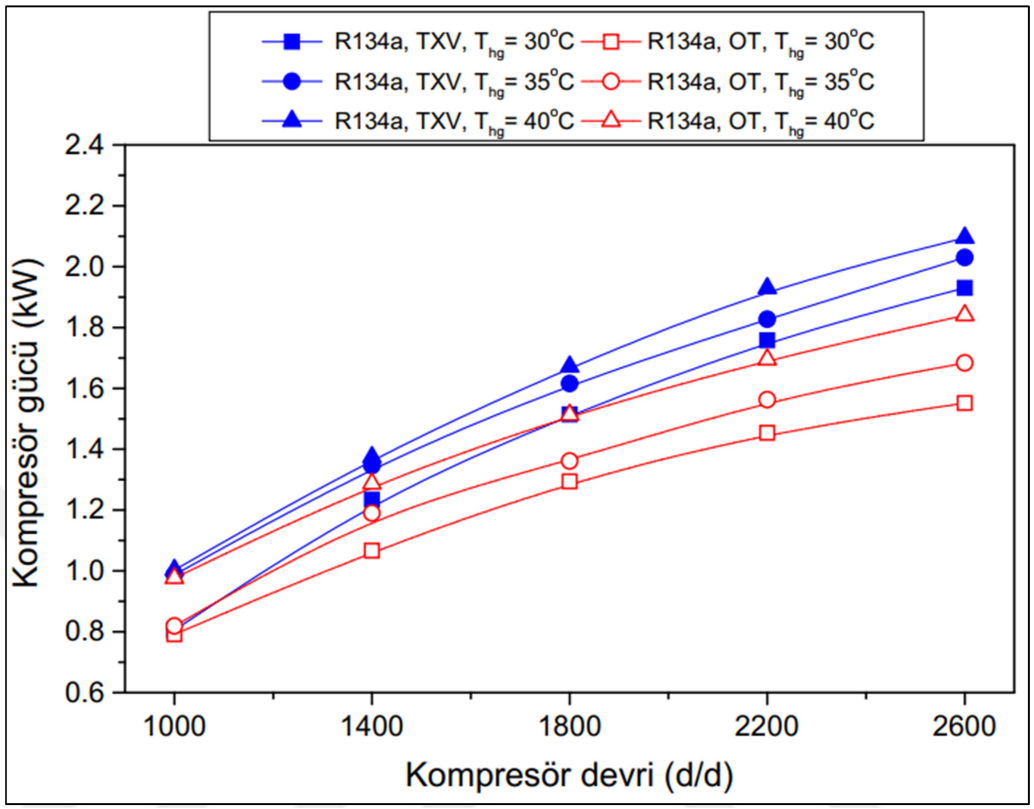
Şekil 6.3. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

Kompresörde soğutucu akışkanın absorbe ettiği gücün kompresör devri ile değişimi Şekil 6.4'te gösterilmiştir. Kompresör gücü, çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin ve kompresördeki basınçlar oranının fonksiyonu olarak değişir.

Devir arttıkça soğutucu akışkan debisi ve kompresör basınçlar oranı yükseldiğinden, her iki genleşme elemanı için kompresör gücünün de arttığı görülmektedir.

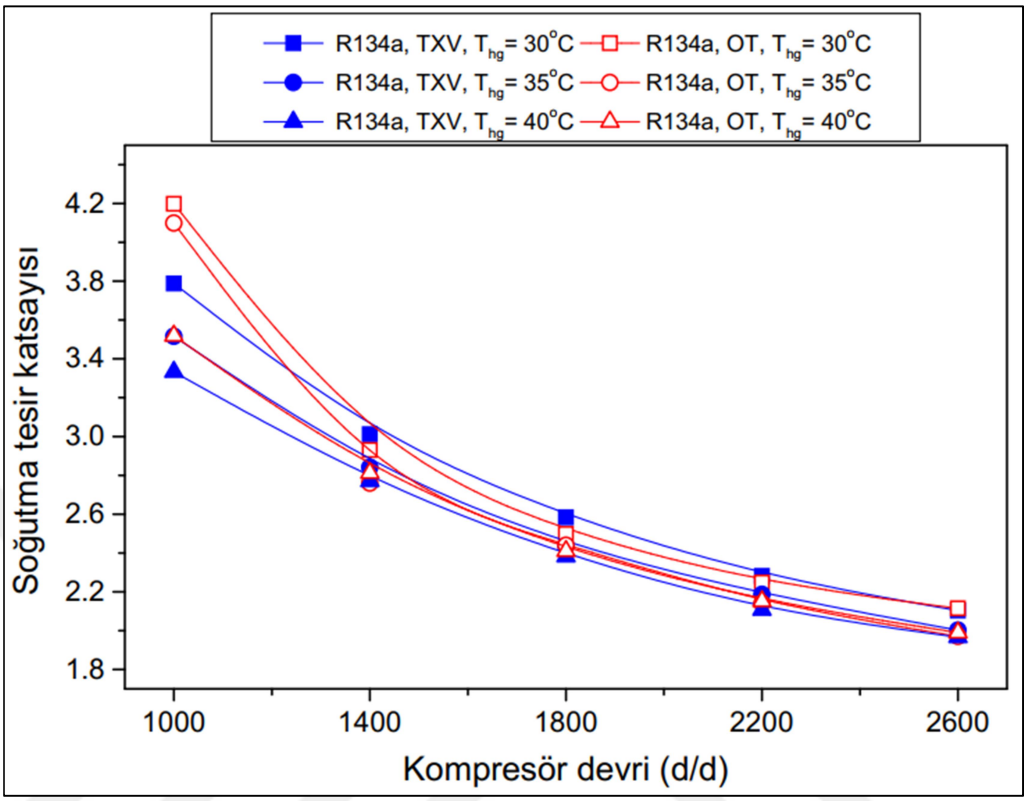
Ayrıca evaporatöre ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları arttıkça soğutucu akışkan debisi artmakta ve bunun sonucunda kompresör gücü de yükselmektedir.

Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin, OT kullanan sisteme göre %15,1 daha büyük kompresör gücü kullandığı belirlenmiştir. Bunun başlıca nedeni, TXV'li sistemde soğutucu akışkan debisinin OT'li sistemden daha yüksek oluşudur.



Şekil 6.4. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi

Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişim Şekil 6.5'te verilmiştir. Kompresör devri arttıkça kompresör gücü ve soğutma kapasitesi, her iki tip genleşme elemanı için artmaktadır. Ancak kompresör gücündeki artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük oranda olduğu için STK, artan kompresör devri ile düşmektedir. Evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları birlikte artırıldığında, STK'nın her iki genleşme elemanı durumunda da düştüğü görülmektedir. Kondensere gelen dış hava sıcaklığı arttıkça STK'nın azaldığı, evaporatöre gelen dış hava sıcaklığı arttıkça STK'nın yükseldiği bilinmektedir. Hava akımlarının giriş sıcaklıkları aynı anda arttırıldığında ise kondenser giriş sıcaklığının STK'yı düşürme yönündeki etkisi, evaporatör giriş sıcaklığının arttırma yönündeki etkisini yenmekte ve STK, artan hava akımı giriş sıcaklıkları ile birlikte düşmektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin, OT kullanan sisteme göre %2,4 daha düşük STK değerleri verdiği tespit edilmiştir. Buradan, TXV'li sistemin enerji kullanım etkenliğinin, OT'li sistem kadar yüksek olmadığı anlaşılmaktadır.

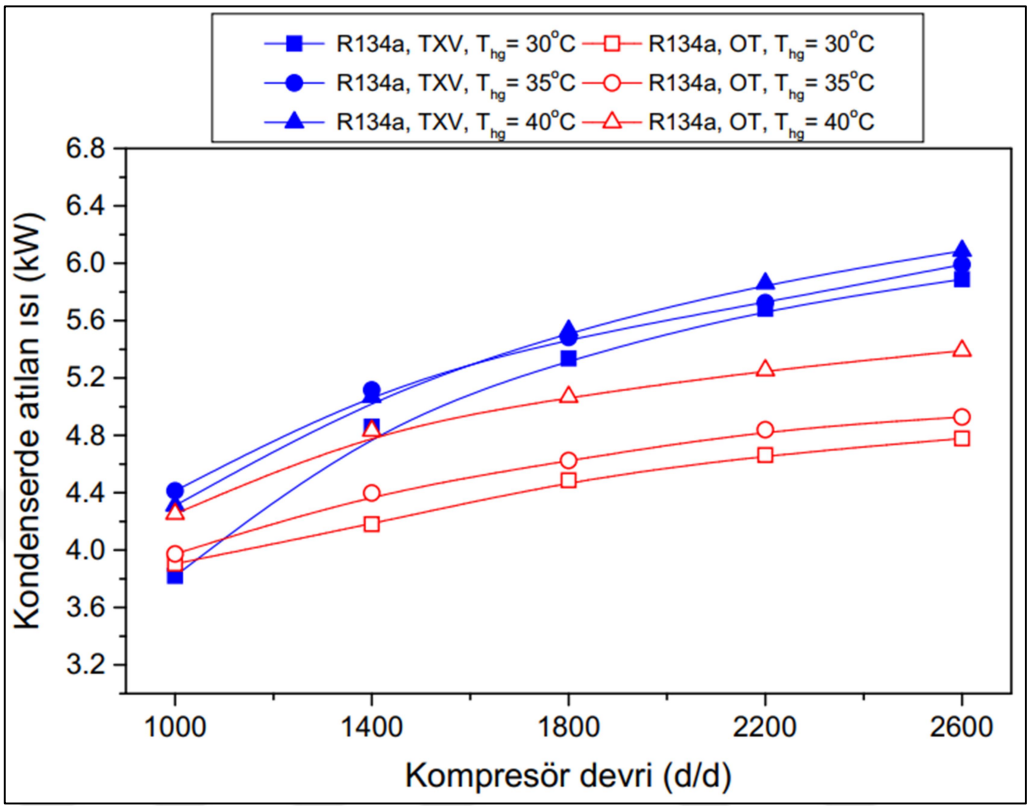


Şekil 6.5. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde STK'nın kompresör devri ile değişimi

Kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi Şekil 6.6'da gösterilmektedir. Kondenserde atılan ısı, kompresör gücü ile soğutma kapasitesinin toplamından oluşmaktadır. Kompresör gücü ve soğutma kapasitesi, her iki genleşme elemanı için kompresör devri ile birlikte yükselmektedir.

Ancak TXV'li sistemde soğutma kapasitesinin devir ile artışı OT'li sisteme göre daha fazla olmaktadır. Bu durumda kondenserde atılan ısı, her iki sistemde kompresör devri ile birlikte artmakta, ancak bu artış TXV'li sistemde daha büyük oranda gerçekleşmektedir.

Hava akımlarının evaporatör ve kondenser girişindeki sıcaklıkları arttıkça hem soğutma kapasitesi hem de kompresör gücü arttığından, kondenserde atılan ısı da artmaktadır. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre %13,7 daha büyük kondenser ısı atımı değerleri vermektedir.

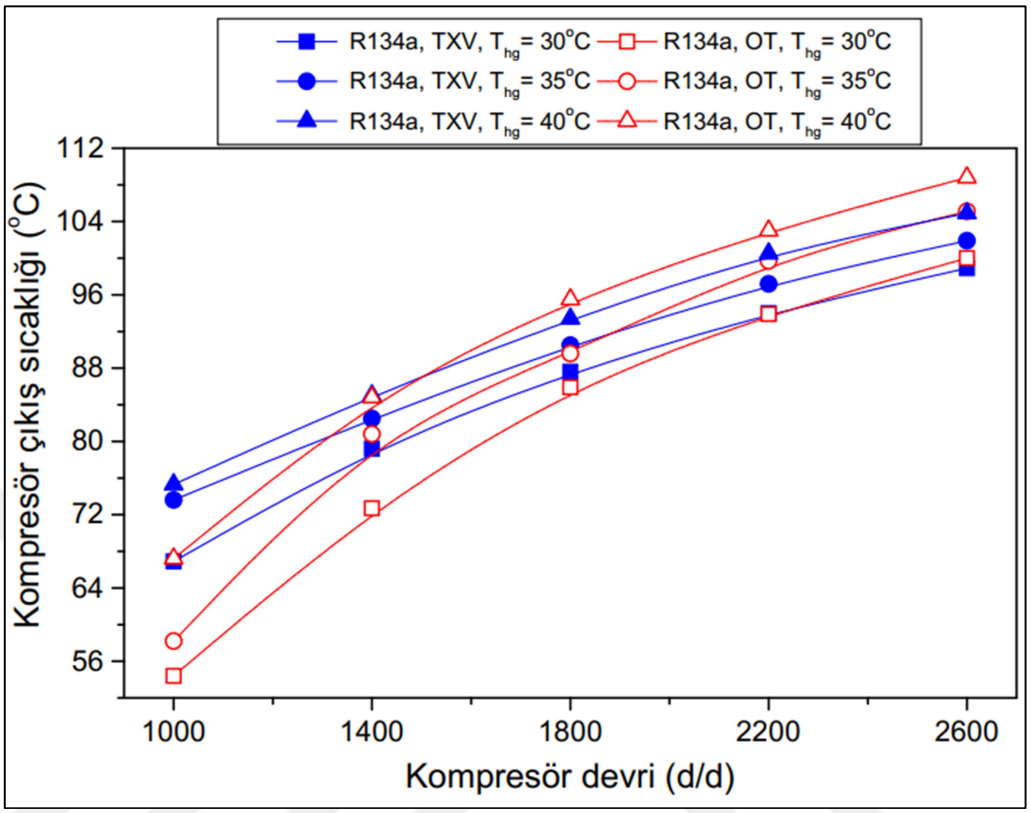


Şekil 6.6. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi

Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.7'de gösterilmiştir. Kompresör çıkış sıcaklığı arttıkça kompresör yağı özelliğini kaybedebilmekte ve kompresör ömrü kısalmaktadır. Düşük kompresör çıkış sıcaklıkları ise ihtiyaç duyulan kondenser ısı transferi alanında artışa neden olmakta ve büyüyen kondenser nedeni ile iklimlendirme sisteminin ağırlığının artmasına yol açmaktadır.

Kompresör devri arttıkça kompresörden çıkan soğutucu akışkanın basıncı ve kompresörde soğutucu akışkana verilen güç arttığı için soğutucu akışkanın kompresör çıkışındaki sıcaklığı da artmaktadır.

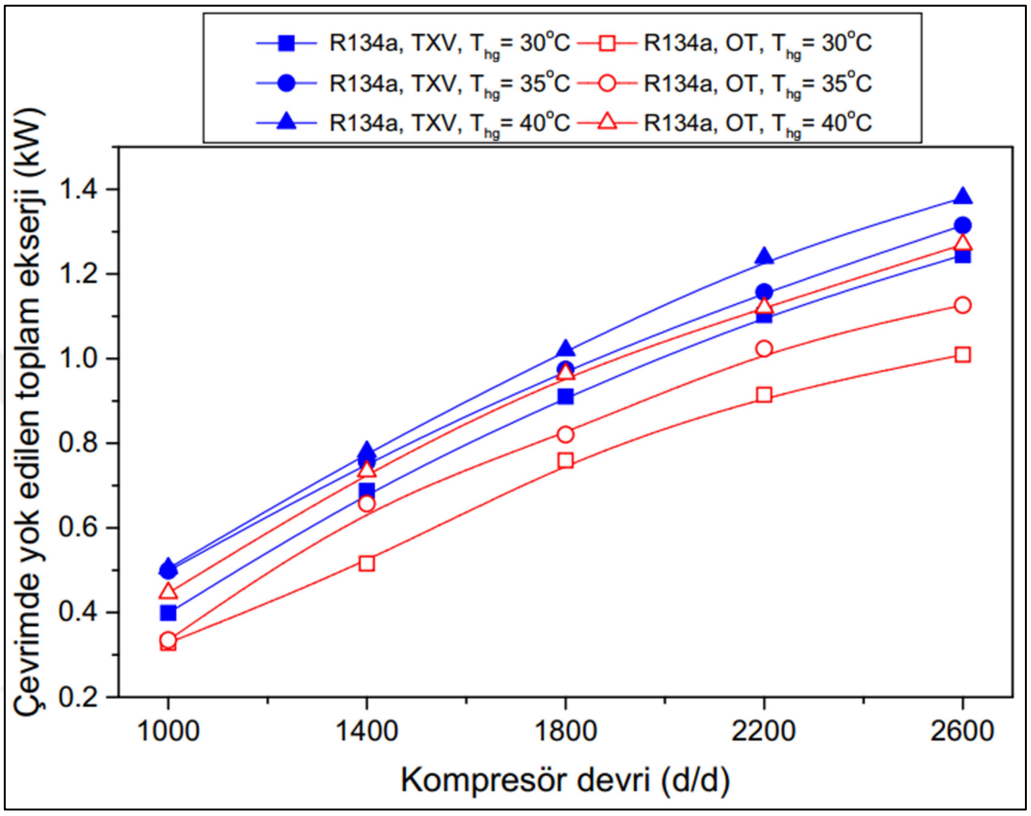
TXV'li sistemde en düşük ve en yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sırayla, 66,9°C ve 104,9°C'dir. OT'li sistemde ise en düşük ve en yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sırayla, 54,4°C ve 108,8°C'dir. TXV ve OT'li sistemde kompresör çıkış sıcaklıkları ortalaması ise sırasıyla, 88,8°C ve 86,6°C'dir.



Şekil 6.7. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Kompresör devrine göre çevrimde yok edilen toplam ekserji, Şekil 6.8'de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak sistemde yok edilen toplam ekserji, her iki genleşme elemanı ile çalışma durumu için artmaktadır. Ayrıca evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artmasının da çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi arttırdığı anlaşılmaktadır. Kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin arttığı bilinmektedir. Çevrimin bütün elemanlarında yok edilen ekserji, soğutucu akışkan debisi ile doğru orantılıdır. Bunun sonucu olarak artan debi ile birlikte sistemde yok edilen toplam ekserji de artmaktadır. Kompresör devrinin artışı evaporatördeki buharlaşma sıcaklığını düşürmekte ve kondenserdeki yoğuşma sıcaklığını arttırmaktadır. Evaporatör ve kondenserde ekserjinin yok edilmesinin temel sebebi, soğutucu akışkan ile hava akımları arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu durumda devir ile birlikte sıcaklık farkı büyümekte ve dolayısıyla hem evaporatör hem de kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Bütün devirlerdeki ve

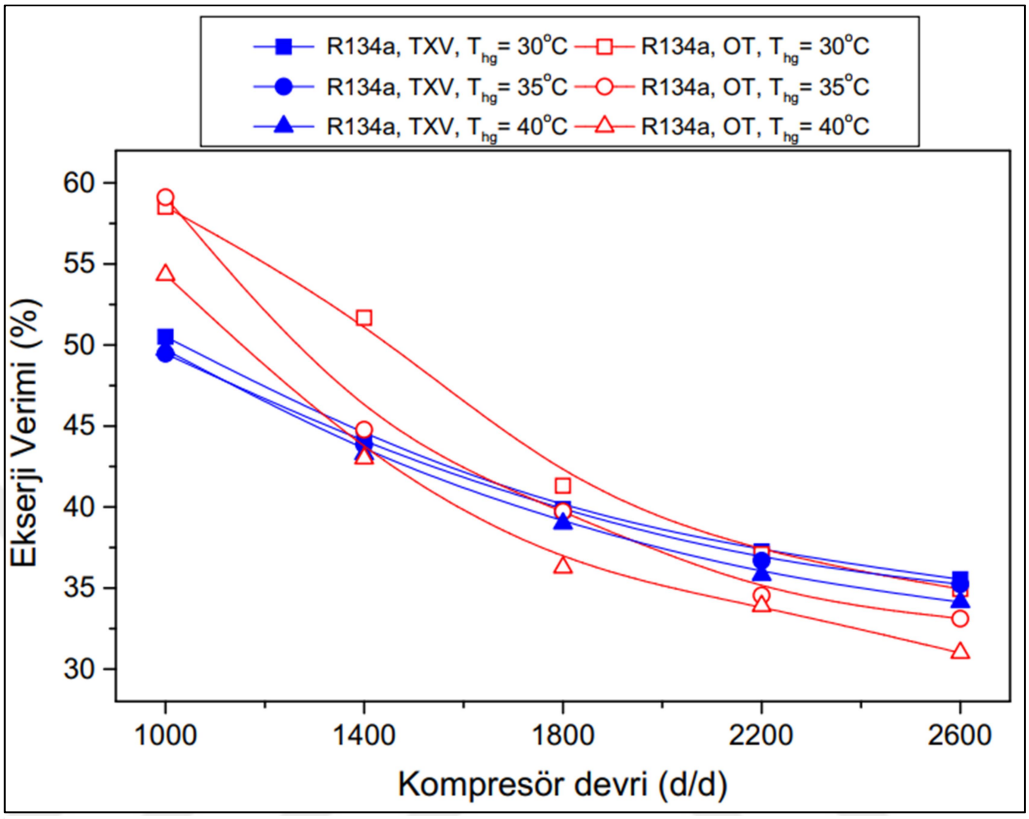
hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre %13,9 daha büyük yok edilen ekserji değeri vermektedir.



Şekil 6.8. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Kompresör devrine göre farklı iki genleşme elemanı kullanan sistemin ekserji verimi Şekil 6.9'de gösterilmiştir. Her iki genleşme elemanı kullanan sistemde kompresör devrine bağlı olarak ekserji veriminin düştüğü görülmektedir. Ayrıca evaporatör ve kondensere giren dış hava sıcaklıklarının artması da ekserji veriminde azalmaya sebep olmaktadır.

Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin ekserji verimi, OT kullanan sisteme göre %2,9 daha düşük olmaktadır. Bu sonuçlar, sistemin iki farklı genleşme elemanı için sağladığı STK değerleri ile uyumludur. Şekil 6.5'de görüldüğü gibi, ekserji verimi yüksek olan OT'li sistemin enerji etkenliğini gösteren STK değeri de TXV'li sisteme göre daha yüksek olmaktadır.

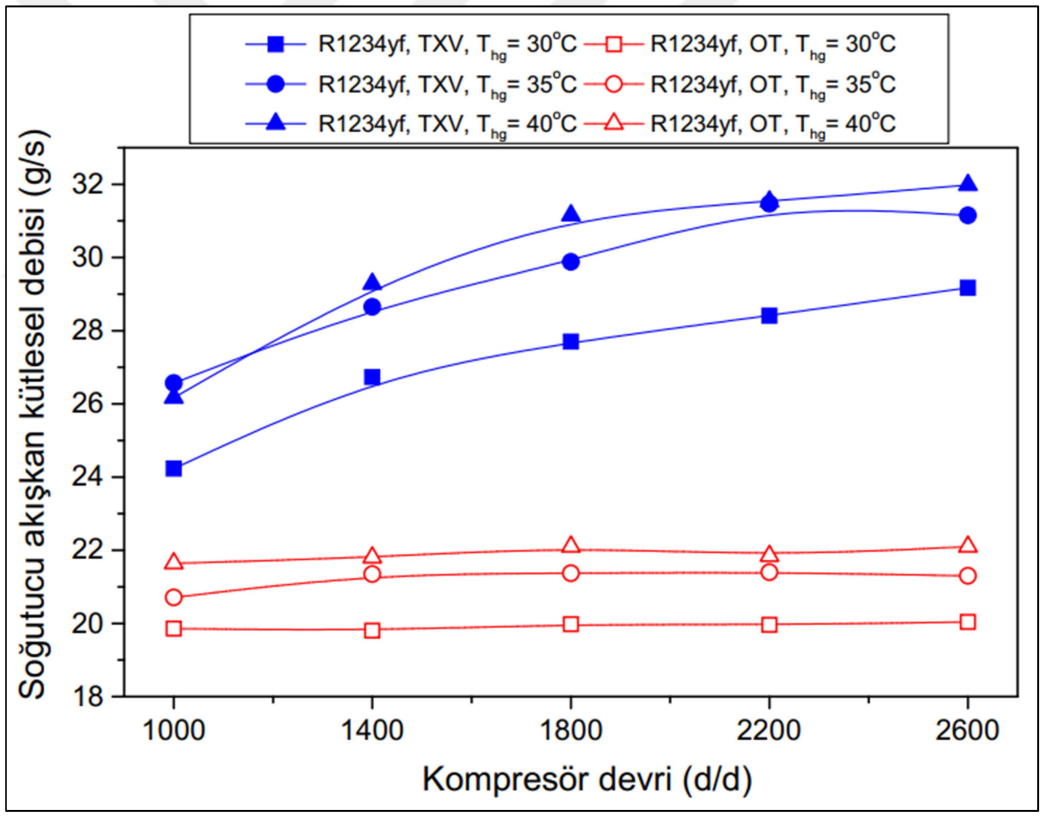


Şekil 6.9. R134a'lı ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi

6.2. R1234yf'li Eşanjörsüz Sistemin Termostatik Genleşme Valfli ve Orifis Tüplü Çalışması Durumlarındaki Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

İç ısı değiştirici kullanmayan R1234yf'li sistemin TXV'li ve OT'li çalışma durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi Şekil 6.10-6.18 arasında gösterilmiştir. R1234yf kullanan ve iki ayrı genleşme elemanı ile donatılan sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kompresör devrine bağlı kütlesel debisindeki değişim, Şekil 6.10'da gösterilmiştir. Kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkanın kütlesel debisinin TXV'li sistemde daha yüksek OT'li sistemde daha düşük oranda arttığı görülmektedir. Evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıklarındaki artışın da sistemde dolaşan kütlesel debiyi arttırdığı görülmektedir. Evaporatöre giren dış hava sıcaklığının artması ile evaporatör çıkışındaki kızgınlık da arttıracağı için TXV'li sistemdeki genleşme elemanı açılarak debiyi artırmakta ve

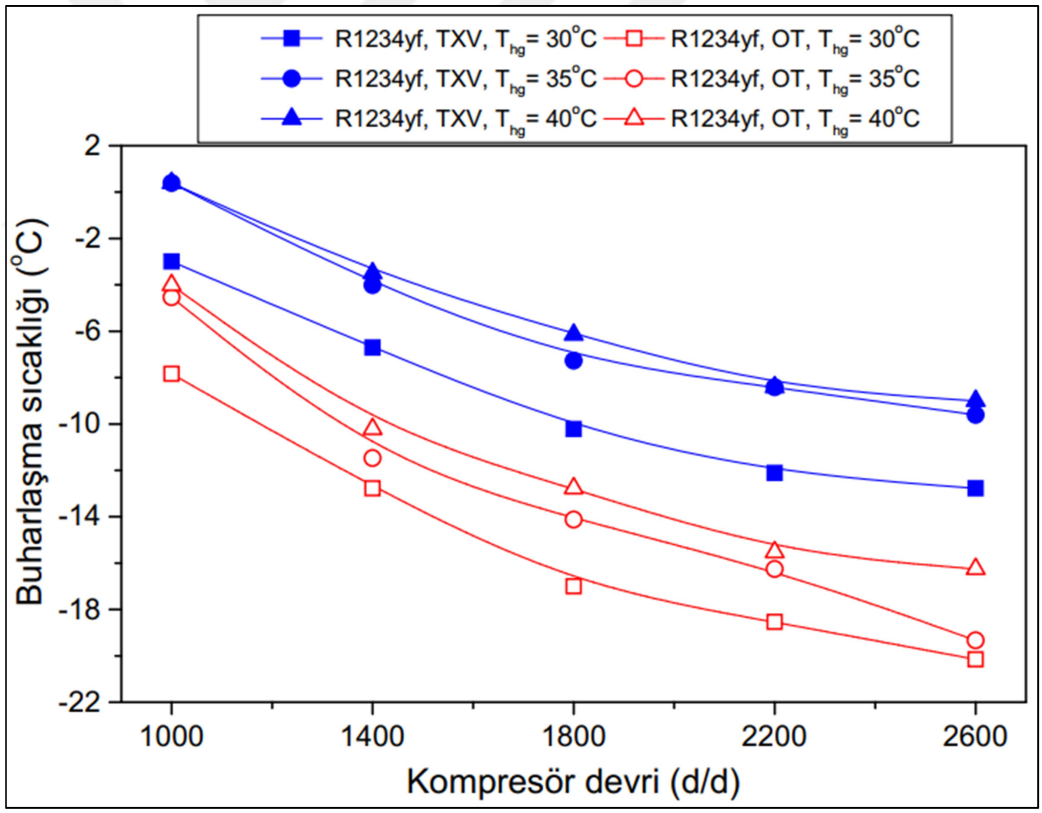
evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit tutmaya çalışmaktadır. Bu sebeple, evaporatöre giren dış hava sıcaklığındaki artış, debide yükselmeye neden olmaktadır. OT'li sistemde ise soğutucu akışkanın kütlesel debisinin yüksek basınç ve düşük basınç arasındaki farkın bir fonksiyonu olduğu bilinmektedir. Evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artış, sistemdeki yüksek ve düşük basınçlar arasındaki farkı arttırmaktadır. Bundan dolayı OT'li sistemde kompresör devri ve dış hava sıcaklıklarının artması, soğutucu akışkan debisinde artışa neden olmaktadır. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin, OT kullanan sisteme göre %27,4 daha büyük soğutucu akışkan debisi değeri verdiği görülmektedir.



Şekil 6.10. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi

R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı buharlaşma sıcaklığı, Şekil 6.11'de gösterilmiştir. Her iki sistemde de kompresör devrinin artmasının, buharlaşma sıcaklığının azalmasına sebep olduğu görülmektedir. Evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artış ise

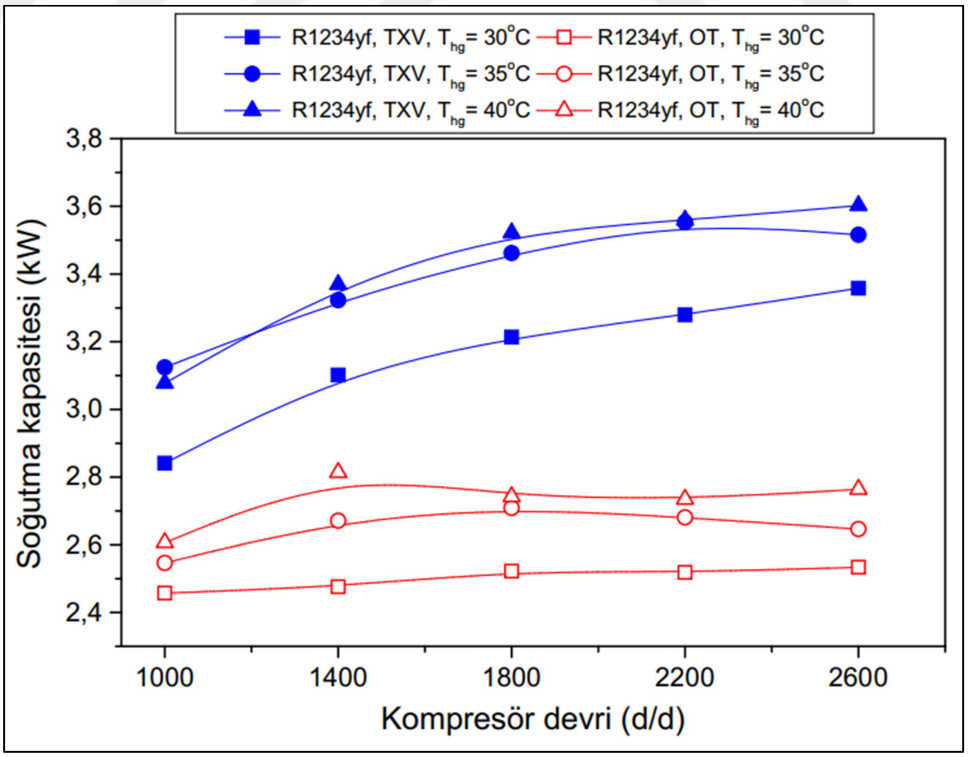
iki sistemde buharlaşma sıcaklığında artış meydana getirmektedir. Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlık değeri, kompresör devri ve evaporatöre giren dış hava sıcaklığının artışı ile yükselmektedir. Bu durumda TXV'li sistemde genleşme elemanı açılarak soğutucu akışkan debisini artırmaktadır. OT'li sistemde ise yüksek basınç ve düşük basınç arasındaki farkın artması ile debi değeri artış göstermektedir. Artan debinin sonucu olarak TXV'li sistemde buharlaşma sıcaklığının devirle azalması, OT'li sistem kadar büyük oranlarda olmamaktadır. OT'li sistemde en düşük ve en yüksek buharlaşma sıcaklıkları sırayla, -20,1°C ve -4,0°C'dir. TXV'li sistemde ise en düşük ve en yüksek buharlaşma sıcaklıkları sırayla, -12,7°C ve 0,4°C'dir. TXV ve OT'li sistemde buharlaşma sıcaklıklarının ortalaması ise sırasıyla, -6,7°C ve -13,4°C'dir.



Şekil 6.11. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

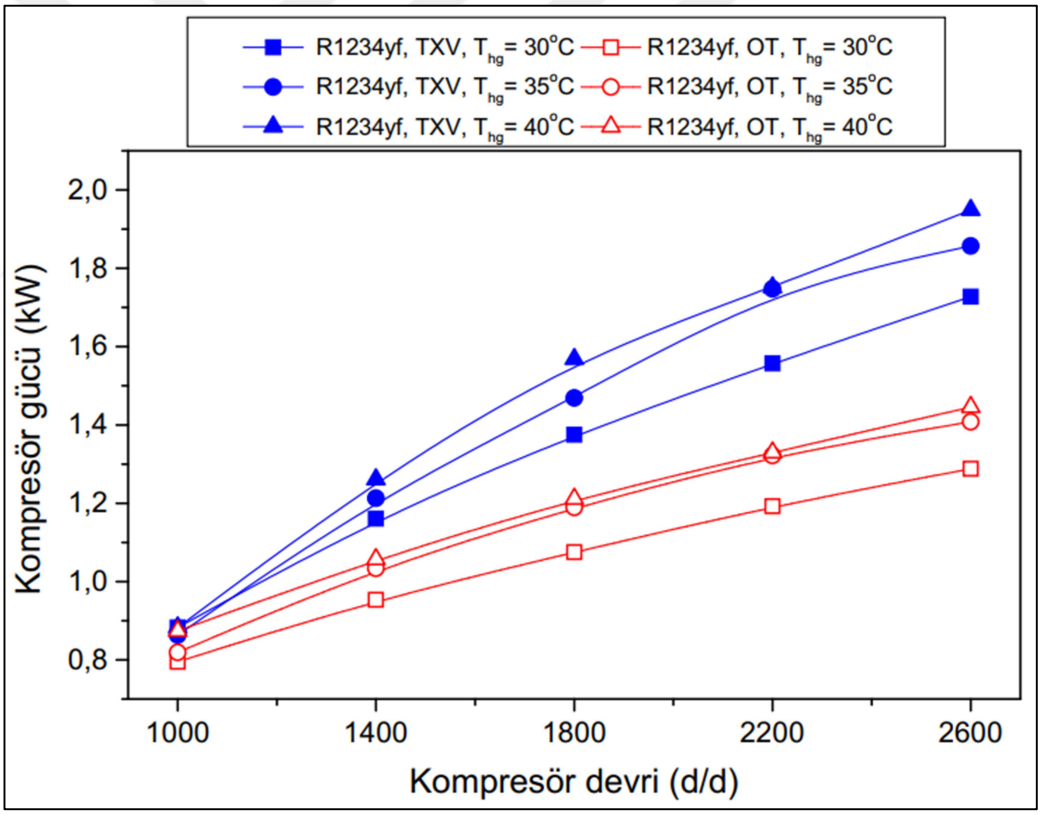
R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı soğutma kapasitesi, Şekil 6.12'de gösterilmiştir. Soğutma kapasitesi, kompresör devrinin artışına bağlı olarak iki sistem için de artış göstermiştir.

Kompresör devrinin artışı, Şekil 6.10'da gösterildiği gibi hem TXV'li hem de OT'li sistemde soğutucu akışkan debisinin artmasına neden olmaktadır. Soğutma kapasitesi ise, çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin bir fonksiyonudur. Evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artış ile soğutucu akışkan debisi yükseldiği için soğutma kapasitesinde artış görülmektedir. TXV'li sistem, evaporatöre giren hava akımı sıcaklığı arttıkça evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit tutmak için açılarak çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisini artırdığı için bu sistemde soğutma kapasitesinin de hava akımı giriş sıcaklığıyla birlikte büyük oranda arttığı görülmektedir. OT'li sistemde ise soğutucu akışkan debisindeki değişimin kompresör çıkış ve girişi arasındaki basınç farktan kaynaklandığı ve debi değişiminin çok az olduğu görülmektedir. TXV'li sistem, debiyi devirle büyük oranda değiştirebildiği için OT'li sisteme göre devirle birlikte hızla artan soğutma kapasiteleri vermektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre %20,9 daha büyük soğutma kapasitesi sağlamaktadır.



Şekil 6.12. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

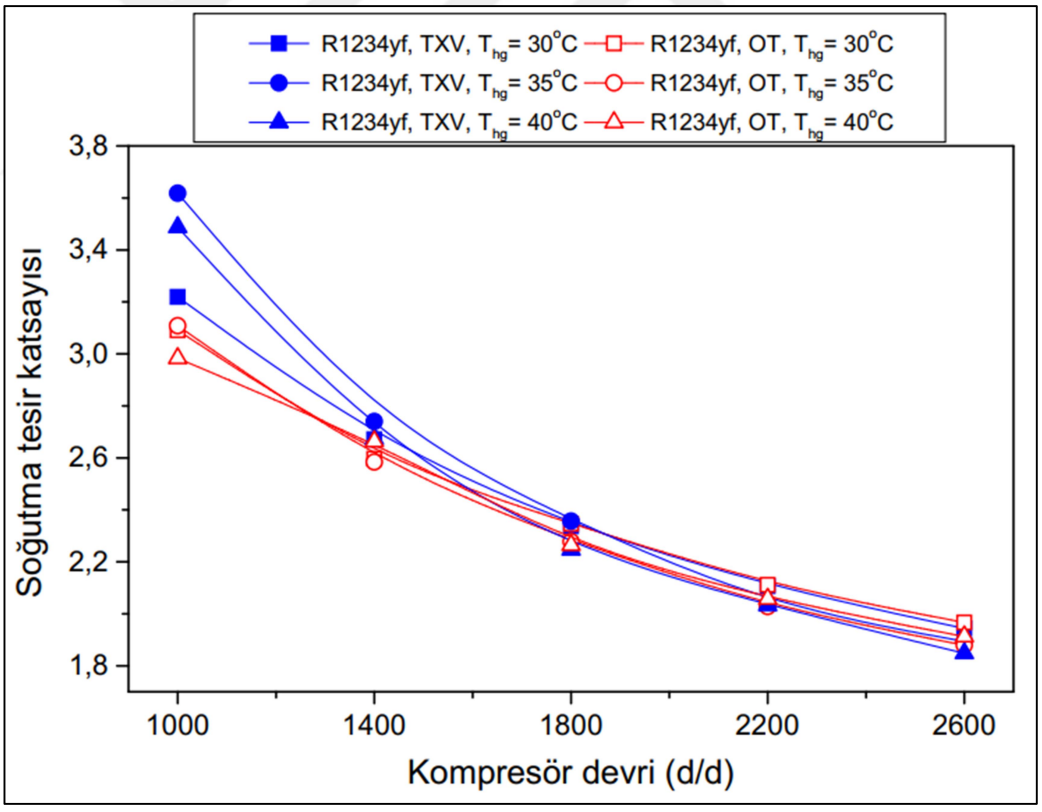
R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı kompresör gücü Şekil 6.13'de gösterilmiştir. Her iki sistemde de kompresör devri arttıkça kompresör gücünde artış görülmektedir. Ayrıca evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artışın da kompresör gücünü artırdığı göstermektedir. Kompresörün gücü, sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ve sistemdeki basınçlar oranının fonksiyonu olarak değişmektedir. Her iki sistemde de basınçlar oranı ve soğutucu akışkan debisinin artması, kompresör gücünde artışa neden olmaktadır. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin OT kullanan sisteme göre %20,1 daha büyük kompresör gücü kullandığı belirlenmiştir.



Şekil 6.13. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi

R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı soğutma tesir katsayısı, Şekil 6.14'te gösterilmiştir. Evaporatördeki soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı, soğutma tesir katsayısı değerini vermektedir. Kompresör devri artıkça sistemdeki kompresör gücü ve soğutma kapasitesinin arttığı

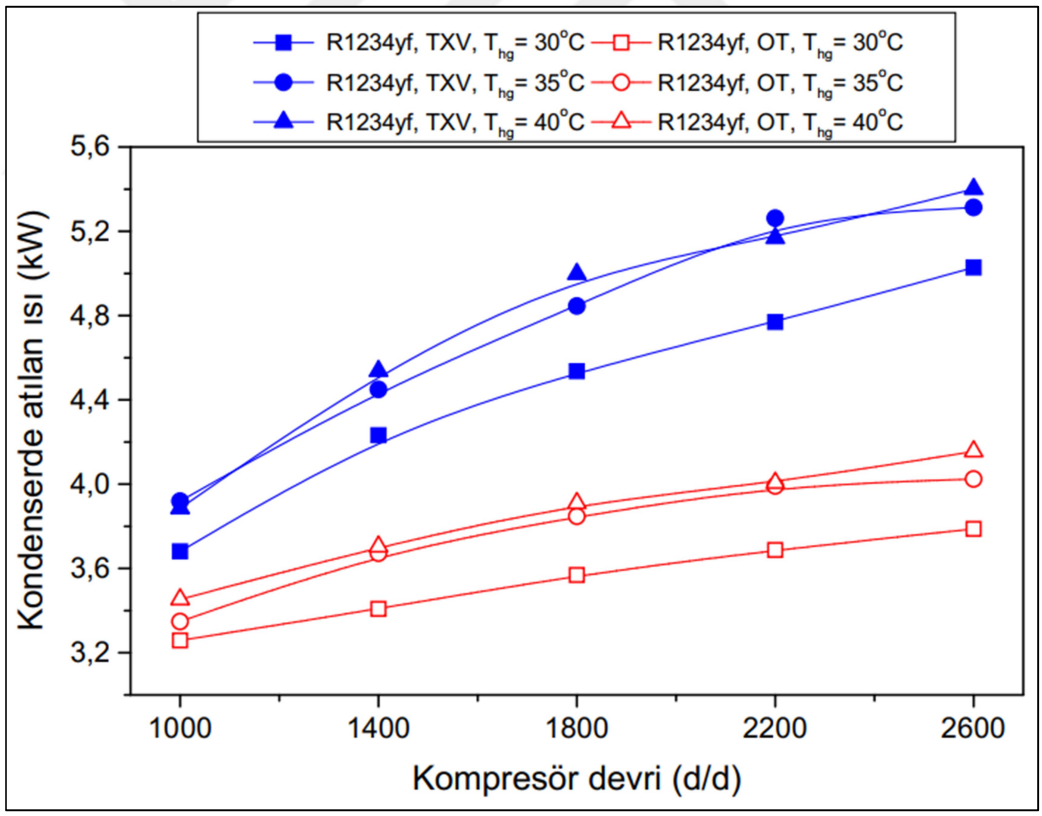
bilinmektedir. Kompresör devrine bağlı olarak kompresördeki güç artışı, soğutma kapasitesi artışından daha büyük oranda olduğu için STK değeri azalmaktadır. Evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları birlikte arttığında, STK'nın her iki sistem için de azaldığı görülmektedir. Kondensere gelen dış hava sıcaklığı arttıkça STK'nın azaldığı, evaporatöre gelen dış hava sıcaklığının arttıkça STK'nın yükseldiği bilinmektedir. Hava akımlarının giriş sıcaklıkları aynı anda arttırıldığında ise kondenser giriş sıcaklığının STK'yı düşürme yönündeki etkisi, evaporatör giriş sıcaklığının arttırma yönündeki etkisini yenmekte ve STK, artan hava akımı giriş sıcaklıklar ile birlikte düşmektedir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin, OT kullanan sisteme göre %3,6 daha yüksek STK değerleri verdiği tespit edilmiştir. Bu nedenle, OT'li sistemin enerji kullanım etkenliğinin, TXV'li sistemden düşük olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 6.14. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde STK'nın kompresör devri ile değişimi

R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı kondenserden atılan ısının değişimi Şekil 6.15'te gösterilmiştir. Kondenserden

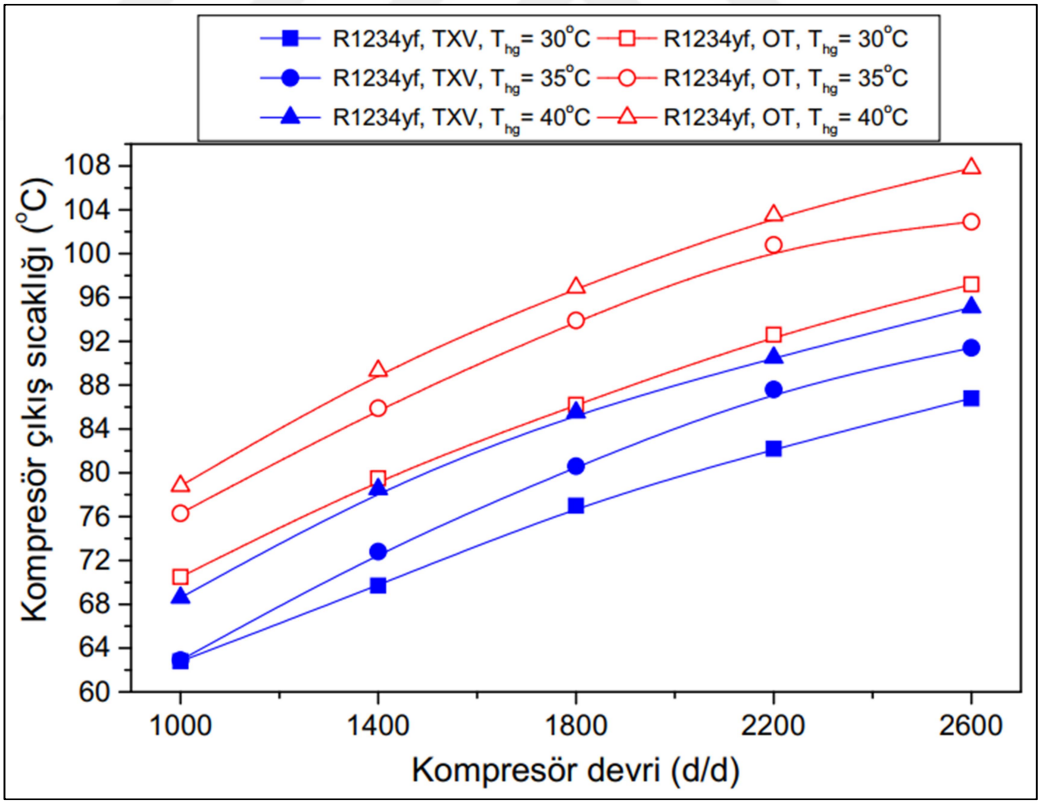
atılan ısı, evaporatörde soğutucu akışkanın dış ortamdan aldığı ısı ve kompresörden aldığı işin toplamına eşittir. Her iki sistem için de kompresör devri arttıkça kompresör gücü ve soğutma kapasitesi artacağından, kondenserde atılan ısının da yükseldiği anlaşılmaktadır. TXV'li sistemde kompresör devrinin artmasına bağlı olarak kompresör gücü ve soğutma kapasitesi, OT'li sisteme göre daha fazla artış göstermektedir. Bu sebepten, kompresör devrinin artması ile kondenserden atılan ısı, TXV'li sistemde daha yüksek olmaktadır. Ayrıca evaporatör ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları arttığında soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün de artışı, kondenserden atılan ısının artmasına sebep olduğu belirlenmiştir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre %20,3 daha büyük kondenser ısı atımı değerleri vermektedir.



Şekil 6.15. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kondenserde atılan ısının kompresör devri ile değişimi

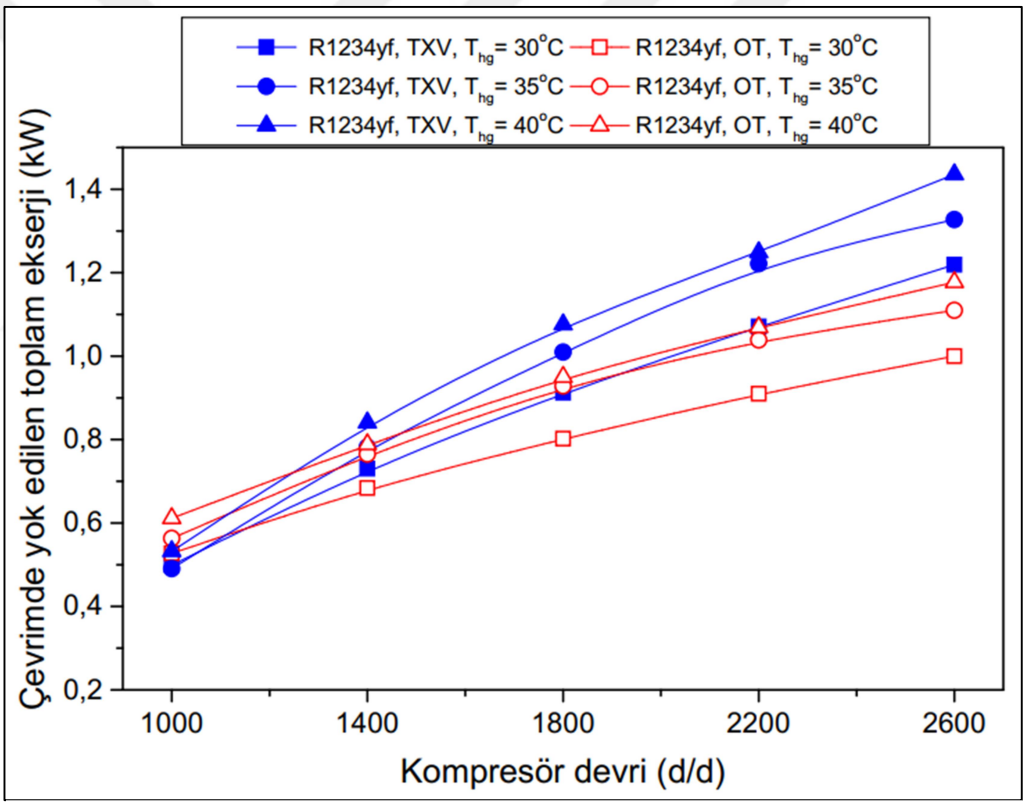
R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı kompresör çıkış sıcaklığı, Şekil 6.16'da gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın

kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör devri ile birlikte artmaktadır. Ayrıca evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı da kompresörden çıkan soğutucu akışkan sıcaklığını arttırmaktadır. Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığının istenilen değerlerin üzerine çıkması, kompresör yağının özelliğini kaybetmesi ile sonuçlanmaktadır. Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının çok düşük olması ise kondenserden atılacak ısının azalmasına ve bunu dengelemek için daha büyük kondenser kullanılması nedeniyle kondenser boyutları ve ağırlığının artmasına neden olmaktadır. İklimlendirme sisteminin ağırlığının artması, istenmeyen bir durumdur. Bu sebeple, kompresör çıkış sıcaklığının optimum bir değerde olması gerekir. TXV'li sistemde en düşük ve en yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sırayla, 62,8°C ve 95,1°C'dir. OT'li sistemde ise en düşük ve en yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sırayla, 70,5°C ve 107,8°C'dir. TXV ve OT'li sistemde kompresör çıkış sıcaklıkları ortalaması ise sırasıyla, 79,6°C ve 90,8°C'dir.



Şekil 6.16. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

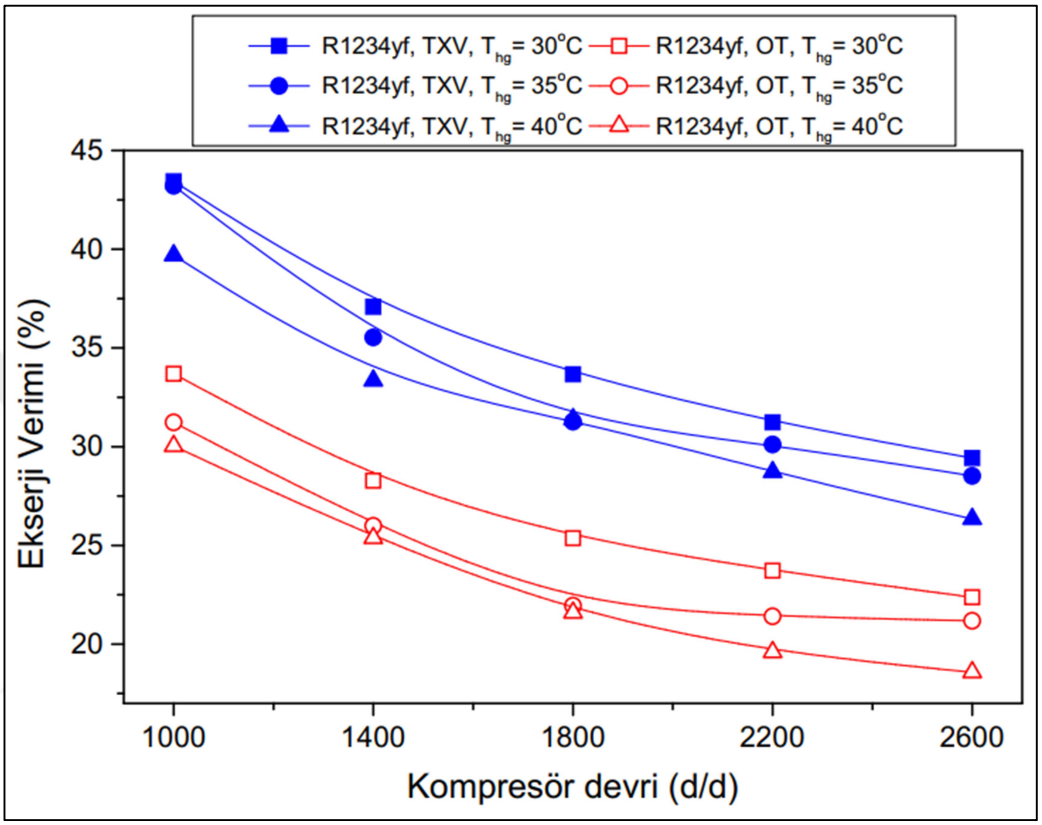
R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemde kompresör devrine bağlı olarak yok edilen toplam ekserji, Şekil 6.17'de gösterilmiştir. Sistem elemanlarında yok edilen ekserji, 4. Bölümdeki denklemlerden anlaşılacağı gibi soğutucu akışkan debisinin bir fonksiyonudur. Her iki sistemde kompresör devri arttıkça, debi değeri de artış göstermektedir. Hava ve soğutucu akışkan akımları arasındaki sıcaklık farkının büyük oluşu, bu elemanlarda yok edilen ekserjiyi de artırmaktadır. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre %10,2 daha büyük ekserji kaybı değeri vermektedir.



Şekil 6.17. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi

R1234yf'li iki farklı genleşme elemanı ile oluşturulmuş sistemin kompresör devrine bağlı ekserji verimi, Şekil 6.18'de gösterilmiştir. Bütün devirlerdeki ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak TXV kullanan sistemin ekserji verimi, OT kullanan sisteme göre %26,4 daha yüksek olmaktadır. Bulunan ekserji verimi değerlerinin, Şekil 6.14'de verilen STK değerleri ile uyumlu olduğu, daha büyük

STK değerleri veren TXV'li sistemin daha büyük ekserji verimi değerleri sağladığı görülmektedir.

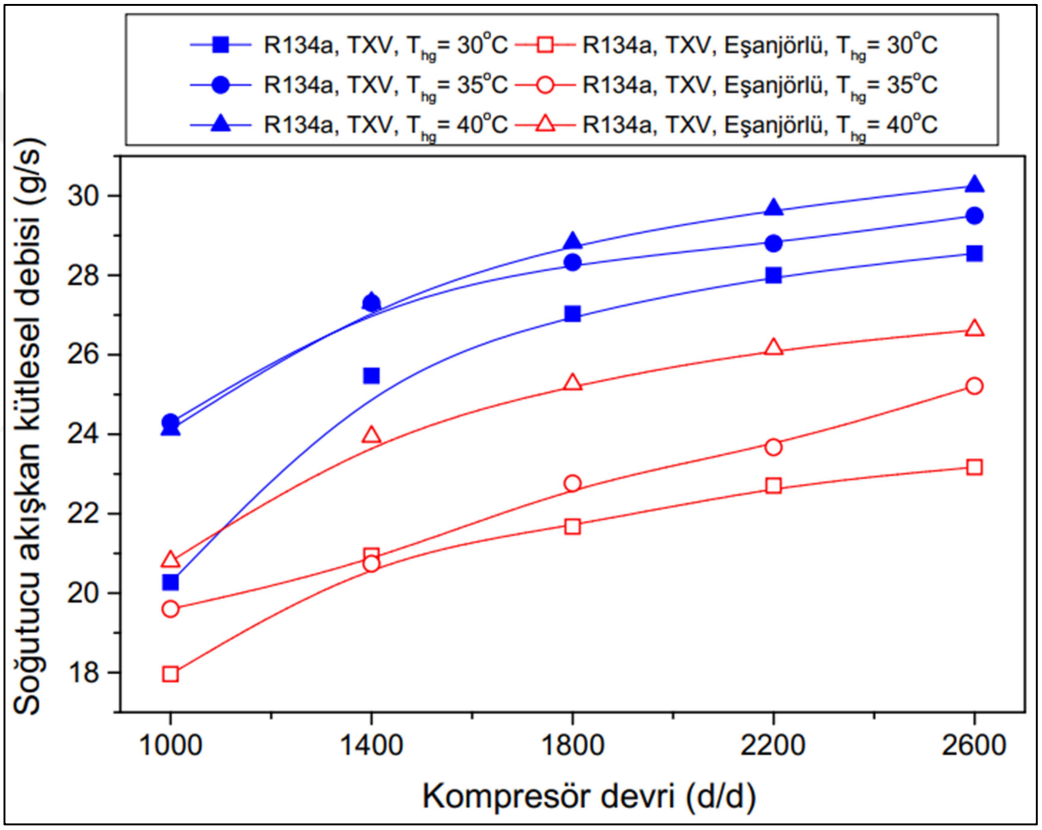


Şekil 6.18. R1234yf'li ve farklı iki tip genleşme elemanı kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi

6.3. R134a'lı Termostatik Genleşme Valfli Sistemin Eşanjörlü ve Eşanjörsüz Çalışması Durumlarındaki Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

TXV'li ve R134a'lı sistemin iç ısı eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışma durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi, Şekil 6.19-6.27 arasında gösterilmiştir. Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı kütlesel debi değişimi Şekil 6.19'da gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça her iki sistem için çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi artış göstermiştir. Ayrıca evaporatöre ve kondensere giren hava akımlarının sıcaklığının artması da her iki sistem için çevrimdeki soğutucu akışkan kütlesel debisini arttırmıştır. Sistemdeki eşanjörün aktif hale getirilmesi ile

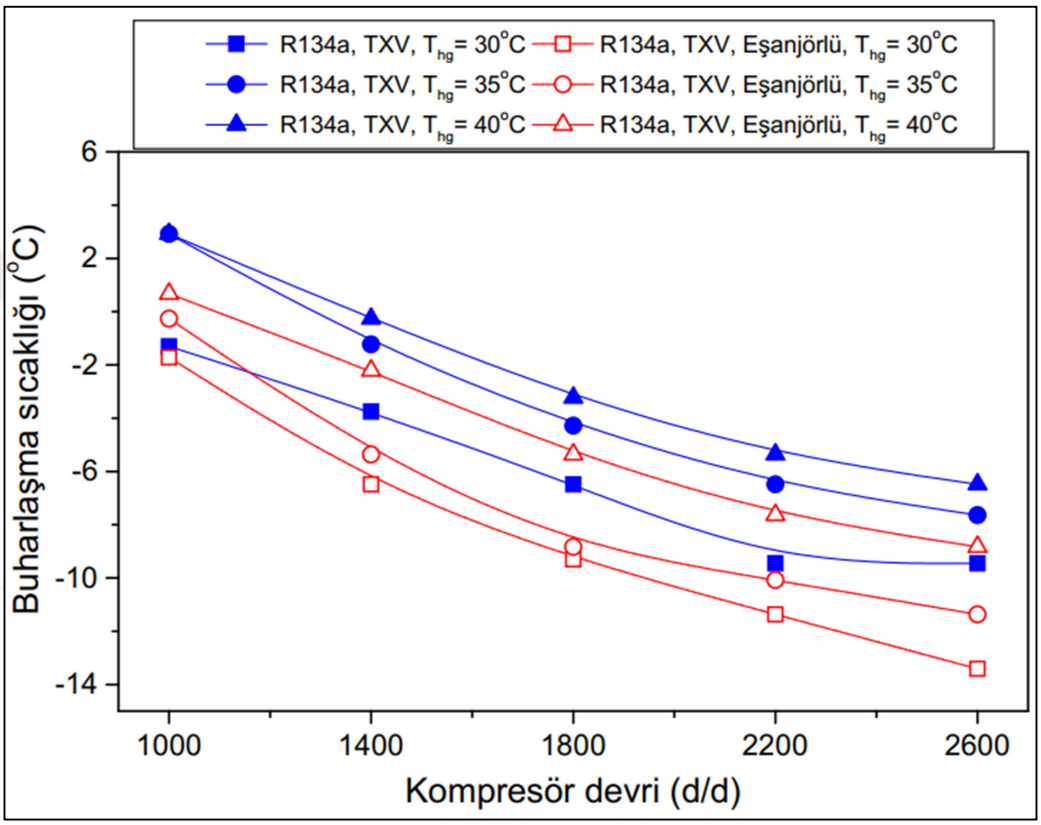
kompresör girişindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı artmakta ve bunun sonucunda kompresör girişindeki soğutucu akışkan yoğunluğu azalmaktadır. Yoğunluğu azalan soğutucu akışkan, kompresörün volümetrik veriminin düşmesine sebep olmaktadır. Bu durumda, kompresörden geçen soğutucu akışkan kütlesel debisi azalmaktadır. Bütün kompresör devirlerinde ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak eşanjör kullanan sistemdeki soğutucu akışkan debisi, eşanjörsüz sisteme göre %16,3 daha düşük olmaktadır.



Şekil 6.19. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre soğutucu akışkan kütlesel debisinin kompresör devri ile değişimi

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının değişimi Şekil 6.20'de gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıkları azaldıkça sistemin buharlaşma sıcaklığının da azaldığı görülmektedir. Sistemdeki eşanjörün çalıştırılması durumunda çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi

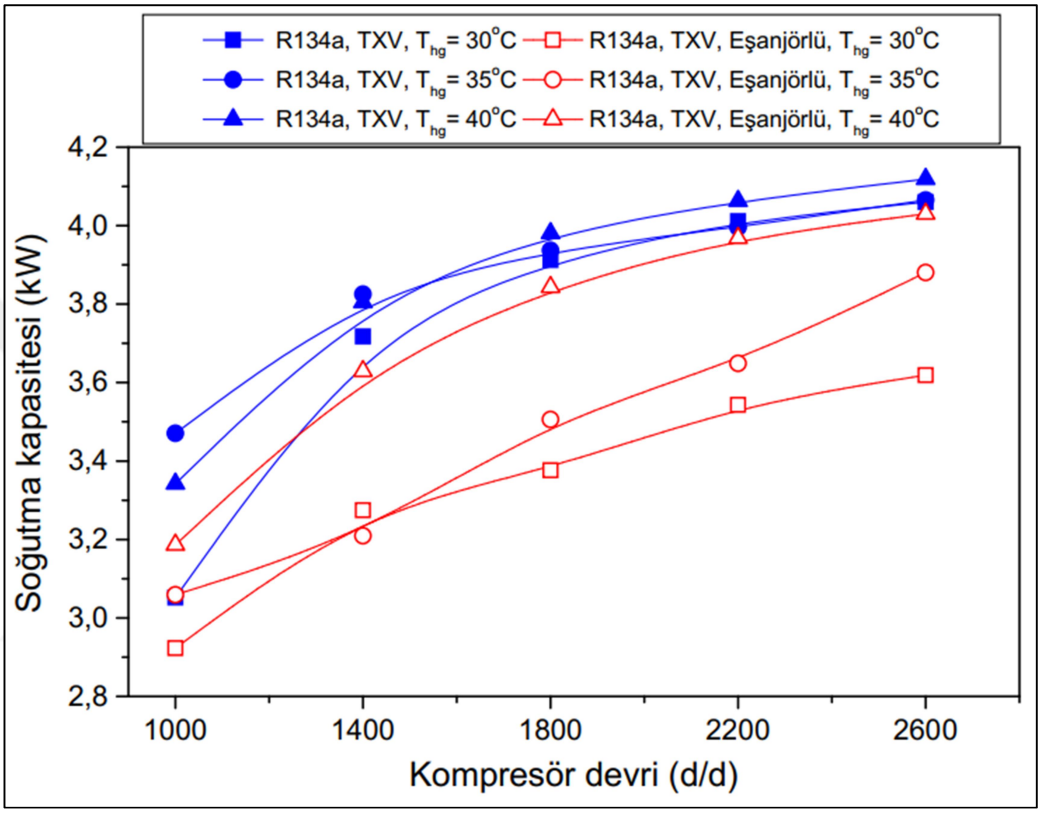
azalmaktadır. Bu sebeple evaporatördeki sıcaklık ve basıncın düşmesi, buharlaşma sıcaklığının da azalmasına neden olmaktadır. Bu sonuçlara göre eşanjör kullanan sistemin buharlaşma sıcaklığı, eşanjör kullanmayan sisteme göre ortalama 2,5°C daha düşüktür.



Şekil 6.20 R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

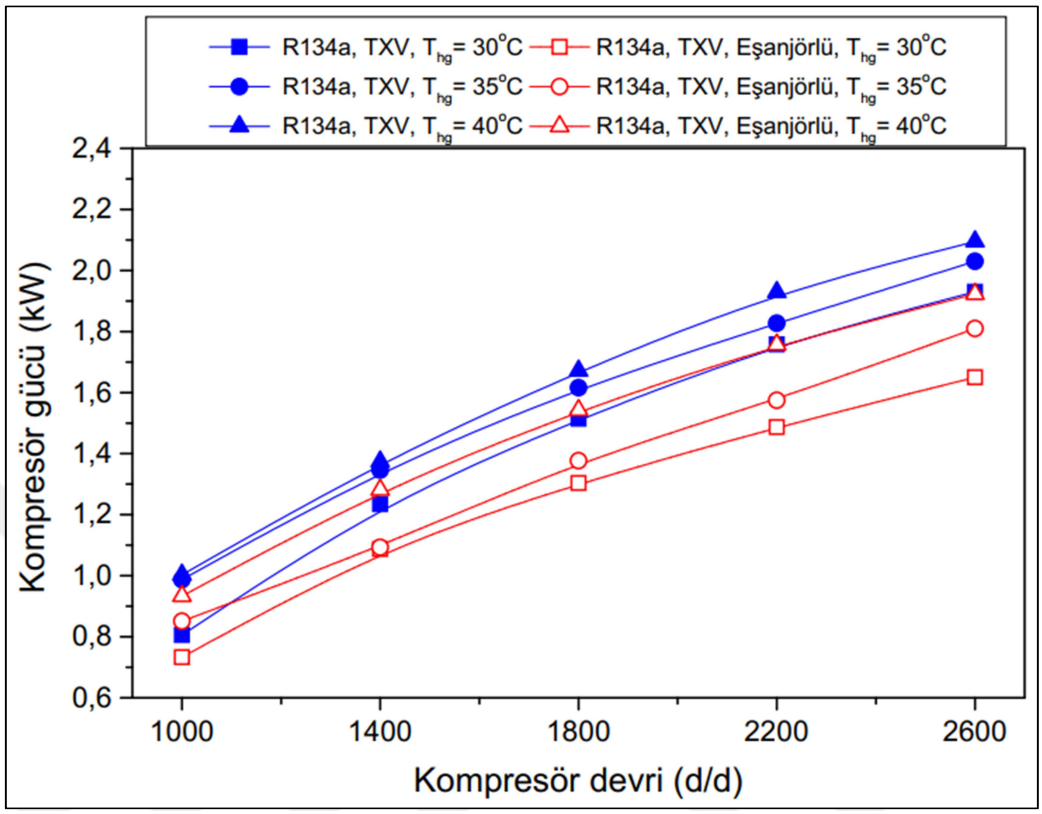
Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak soğutma kapasitesinin değişimi Şekil 6.21'de gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça sistemdeki soğutucu akışkan debisi arttığından soğutma kapasitesinde artış görülmektedir. Ayrıca, evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları arttıkça her iki sistemin soğutma kapasitesinin de arttığı görülmektedir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, soğutma kapasitesini doğrudan etkilemektedir. Özellikle eşanjör kullanan sistemde soğutucu akışkan debisi daha düşük olduğundan soğutma kapasitesi de daha düşük çıkmaktadır. Bütün kompresör

devirlerinde ve hava akımı giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak eşanjör kullanmayan sistem, eşanjörlü sisteme göre %8,1 daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olmuştur.



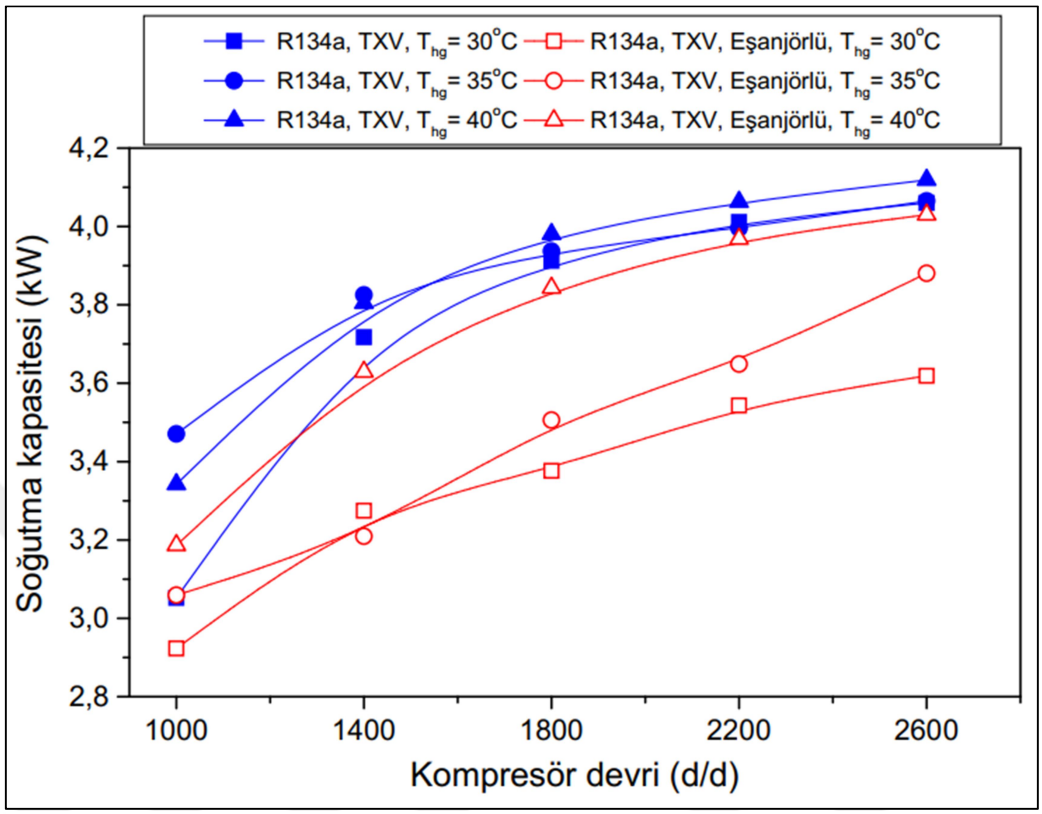
Şekil 6.21. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün değişimi, Şekil 6.22'de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artışı, her iki sistemde de kompresör gücünün artmasına sebep olmaktadır. Aynı şekilde, evaporatöre ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının yükselmesi de kompresör gücünde artışa sebep olmaktadır. Eşanjör kullanılmayan sistemde soğutucu akışkan debisi daha yüksek olduğu için kompresör gücü de eşanjör kullanılan sisteme göre daha yüksek olmaktadır. Bütün kompresör devirlerinde ve hava akımı giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak eşanjör kullanmayan sistemin, eşanjörlü sisteme göre %11,7 daha büyük kompresör gücü kullandığı tespit edilmiştir.



Şekil 6.22. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi, Şekil 6.23'te gösterilmiştir. STK değeri, sistemdeki soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölünmesiyle bulunmaktadır. Her iki sistemde de kompresör devrinin artması, STK'nın düşmesine sebep olmaktadır. Ayrıca, her iki sistemde evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artması da STK değerini düşürmektedir. Eşanjör kullanılmayan sistemde kompresörde harcanan güç, eşanjör kullanılan sisteme göre daha yüksektir. Benzer şekilde, eşansörsüz sistemdeki soğutma kapasitesi, eşanjörlü sisteme göre daha yüksek çıkmaktadır. Her iki sistemin STK değerleri kıyaslandığında, eşanjörlü sistemin enerjiyi daha etkin bir şekilde kullandığı görülmektedir. Bütün kompresör devirlerinde ve hava akımı giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak eşanjör kullanan sistemin, eşanjörsüz sisteme göre %3,6 daha yüksek STK değeri verdiği tespit edilmiştir.

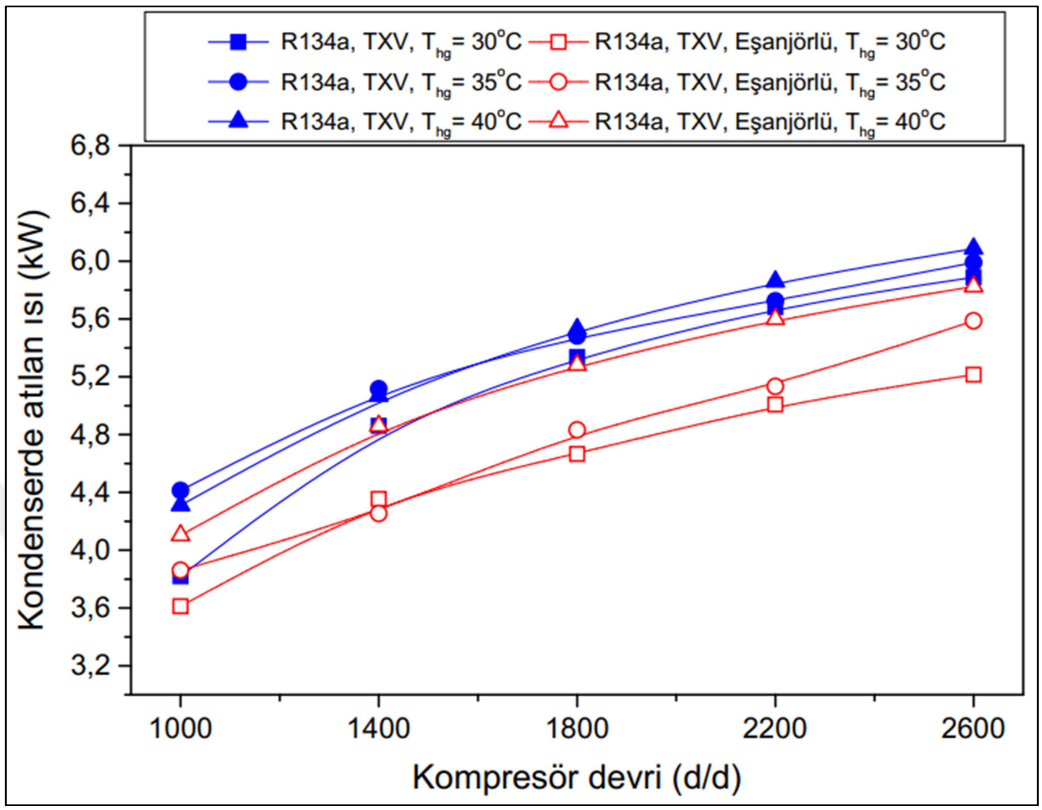


Şekil 6.23. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre STK değerinin kompresör devri ile değişimi

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak kondenserde atılan ısının değişimi Şekil 6.24'te gösterilmiştir.

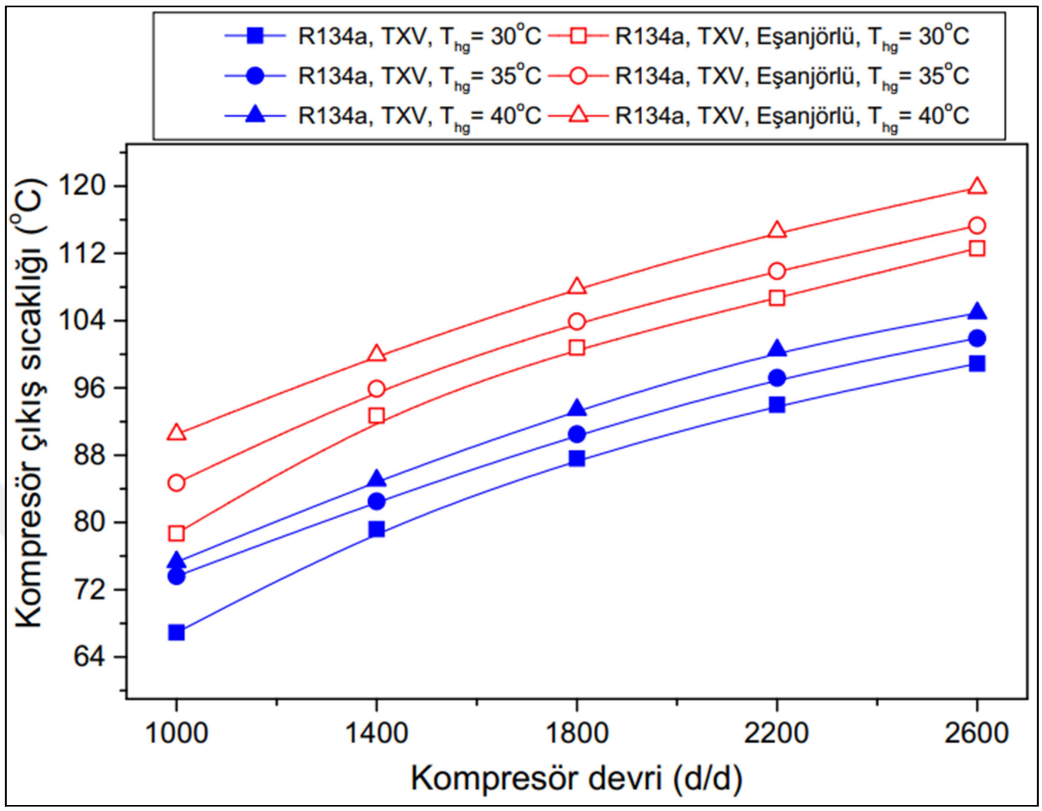
Kompresör devrinin ve evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı, kondenserde dışarı atılan ısıyı arttırmaktadır. Kondenserde atılan ısı, evaporatörde soğutucu akışkanın üzerine aldığı ısının ve kompresörde alınan işin toplamına eşittir. Bu sebeple daha yüksek soğutma kapasitesi ve kompresör gücüne sahip olan eşanjörsüz sistem, kondenserde eşanjörlü sistemden daha fazla ısı atmaktadır.

Bütün kompresör devirlerinde ve hava akımı giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak eşanjör kullanmayan sistemde kondenserden atılan ısının, eşanjörlü sisteme göre %8,8 daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 6.24. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi

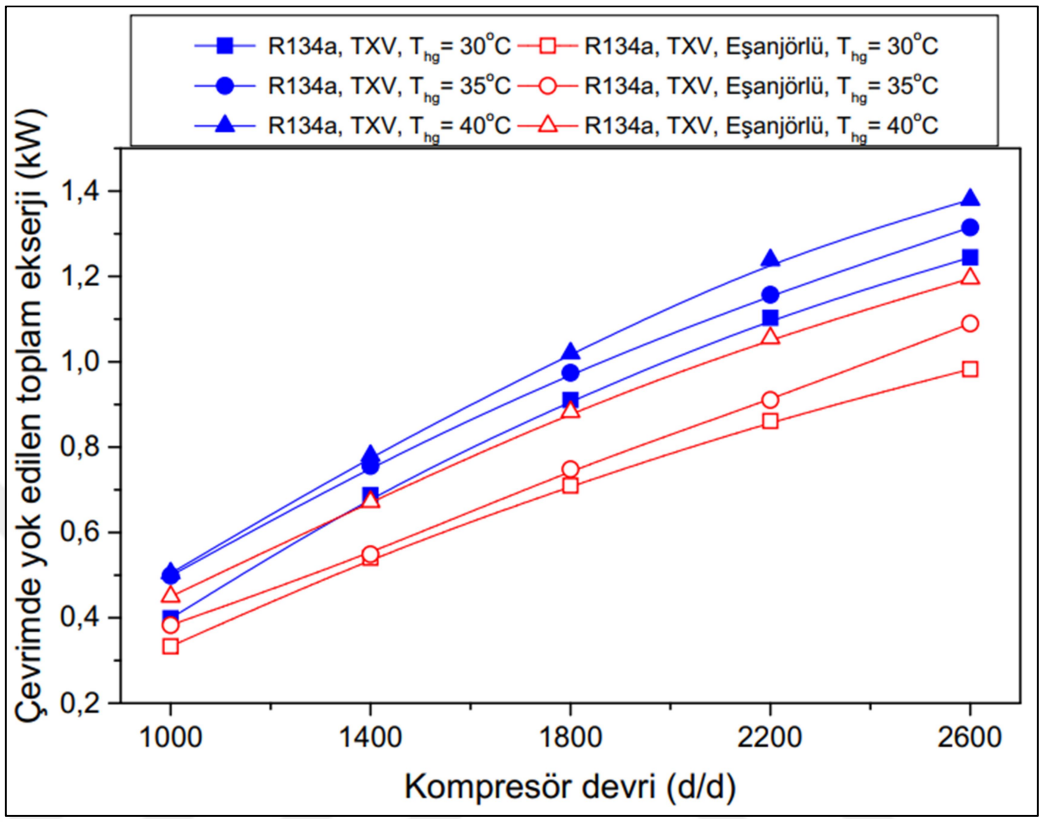
Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi Şekil 6.25'te gösterilmiştir. Evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının ve kompresör devrinin artışı, kompresörün çıkış sıcaklığını arttırmaktadır. Sistemde eşanjör kullanımı, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan ile kondenserden gelen soğutucu akışkanın ısı transferi yapmasını sağlamaktadır. Böylece, evaporatöre giren soğutucu akışkanın TXV'ye gelmeden önce sıcaklığı düşürülerek evaporatör giriş sıcaklığının daha düşük olması sağlanmaktır. Ancak, evaporatörden çıkan akışkanın TXV'ye gelen akışkandan ısı kazanması sonucu kompresöre gelen soğutucu akışkan sıcaklığı artmaktadır. Bunun sonucunda, kompresörden çıkan soğutucu akışkan sıcaklığı artmaktadır. Eşanjör kullanılan sistemde ortalama kompresör çıkış sıcaklığı 102,2°C iken eşanjör kullanılmayan sistemde ortalama kompresör çıkış sıcaklığı 88,8°C olmaktadır.



Şekil 6.25. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemde eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ile kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak yok edilen toplam ekserji, Şekil 6.26'da gösterilmiştir. Her iki sistemde de kompresör devri arttıkça çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin arttığı bilinmektedir. Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi bölümündeki denklemlerden de anlaşılacağı üzere, çevrimde yok edilen toplam ekserjinin değeri, soğutucu akışkan debisi ile birlikte artmaktadır.

Ayrıca evaporatöre ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı da yok edilen toplam ekserjinin artmasına neden olmaktadır. Bütün kompresör devirleri ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak, eşanjör kullanmayan sistemde yok edilen ekserjinin, eşanjörlü sisteme göre %18,6 kadar yüksek olduğu tespit edilmiştir.

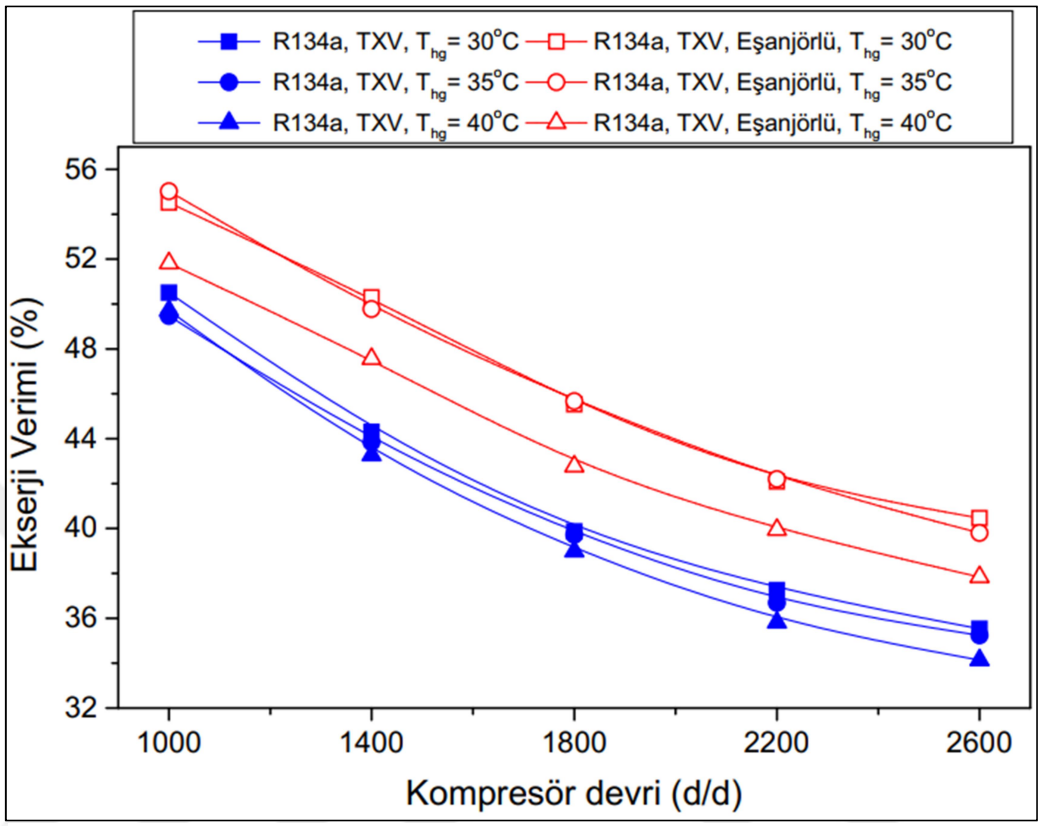


Şekil 6.26. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre çevrimde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan R134a'lı sistemin eşanjör kullanım durumuna göre evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrine bağlı olarak toplam ekserji verimi değişimi, Şekil 6.27'de gösterilmiştir.

İki sistemde de kompresör devri arttıkça ekserji verimi düşmektedir. Bu şekildeki ekserji verimi grafiği ile Şekil 6.23'te verilen STK değerlerinin birbirleri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Bu sebeple, eşanjörlü sistemin enerji etkenliğinin eşanjörsüz sisteme göre daha iyi olduğu anlaşılmaktadır.

Bütün kompresör devirleri ve hava akımı giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak, eşanjör kullanılan sistemin ekserji veriminin, eşanjörsüz sisteme göre %10,3 kadar yüksek olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 6.27. R134a'lı TXV kullanan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde eşanjörün aktif olup olmaması durumuna göre ekserji verimi kompresör devri ile değişimi

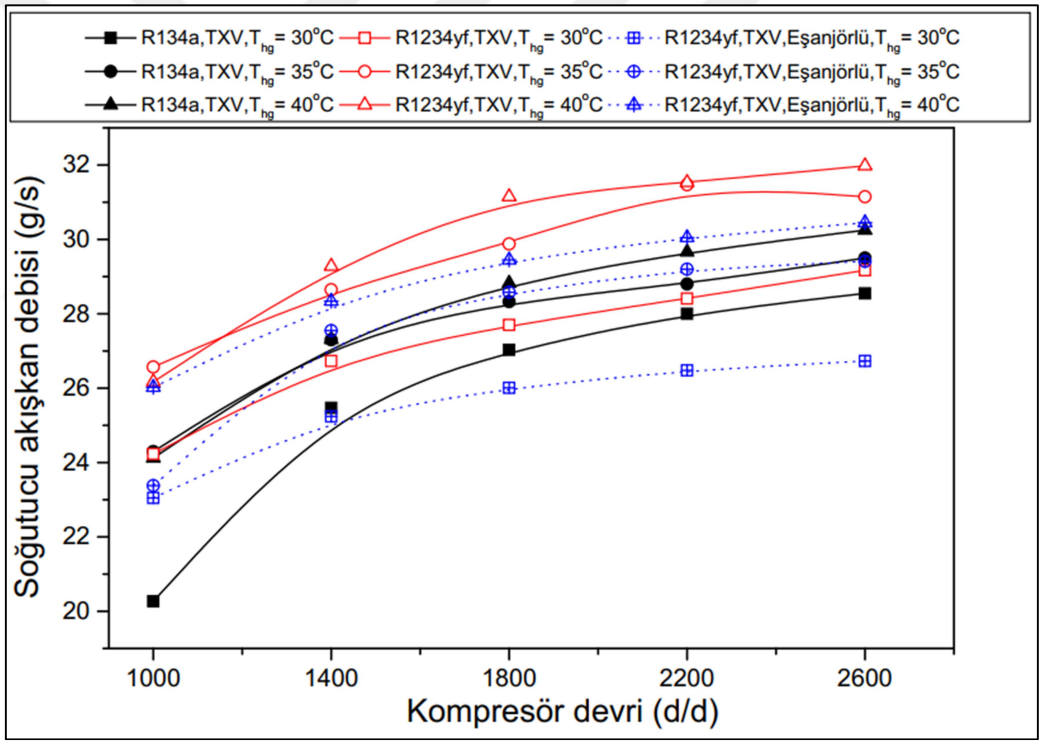
6.4. Termostatik Genleşme Valfi Kullanan Eşanjörsüz R134a'lı Sistem ile Eşanjörlü ve Eşanjörsüz R1234yf'li Sistemin Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

Genleşme elemanı olarak TXV kullanan ve iç ısı eşanjörü kullanmayan R134a'lı sistem ile TXV kullanan R1234yf'li sistemin eşanjör kullanması ve kullanmaması durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi, Şekil 6.28-6.36 arasında gösterilmiştir.

Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi, Şekil 6.28'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde kompresör devri arttıkça çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinde artış görülmektedir. Aynı şekilde evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı ile çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi de artmaktadır. Sistemde eşanjörün aktif olduğu durumda, kompresöre giren soğutucu akışkan

sıcaklığının yükseldiği bilinmektedir. Bu durum, soğutucu akışkanın kompresöre giriş yapmadan önce yoğunluğunu azaltır. Yoğunluğu azalan soğutucu akışkan, kompresörün volümetrik verimini azaltmaktadır. Bu sebeple R1234yf'li ve eşanjörü aktif olan sistemin, eşanjörü aktif olmayan sisteme göre daha düşük debi değeri verdiği görülmektedir.

R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemin çevriminde dolaşan soğutucu akışkan kütlesel debisi, ortalama %6,1 daha yüksektir. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise R134a'lı sisteme göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütlesel debisinin ortalama %0,5 daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

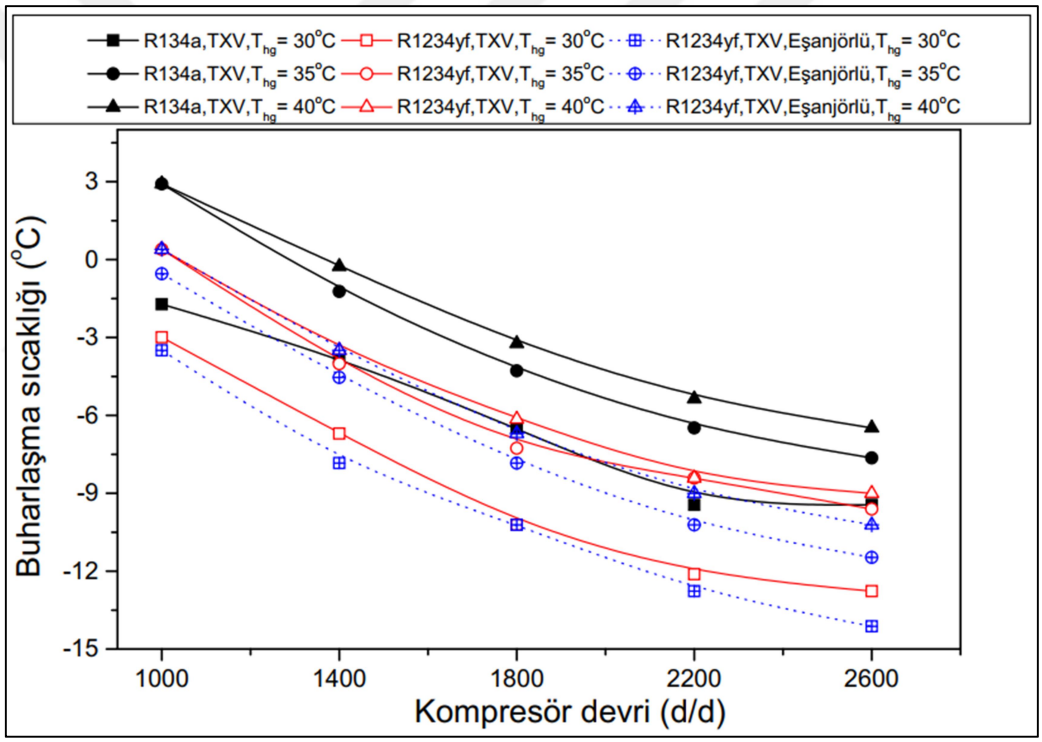


Şekil 6.28. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi

Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklığı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının değişimi, Şekil 6.29'da gösterilmiştir.

Kompresör devri arttıkça evaporatördeki basınç düşmekte, buna bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı da düşme eğilimi göstermektedir. R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemde buharlaşma sıcaklığı daha düşük olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjör devreye alındığında, soğutucu akışkan debi miktarının düşmesine bağlı olarak evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının da düştüğü görülmektedir.

R134a'lı, R1234yf'li ve eşanjörü aktif haldeki R1234yf'li sistemlerin, bütün kompresör devirlerinde ve hava akımı giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak buharlaşma sıcaklıkları sırası ile -4,0°C, -6,6 °C ve -7,4 °C olmaktadır.



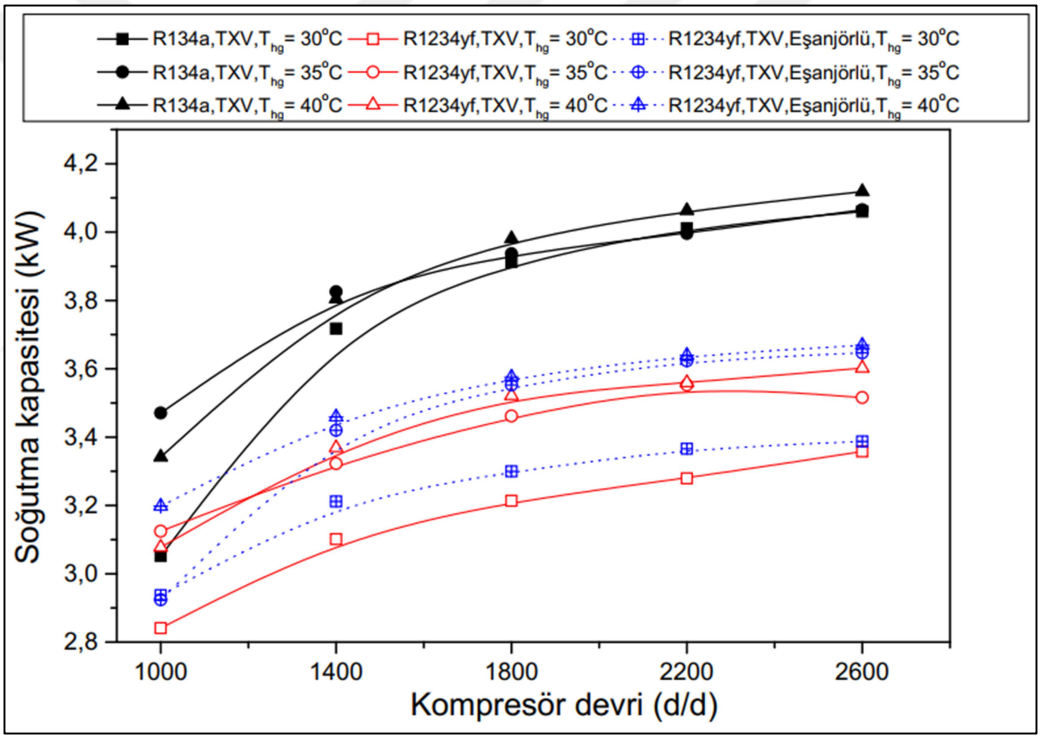
Şekil 6.29. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma kapasitesinin değişimi, Şekil 6.30'da gösterilmiştir.

Tüm sistemlerde, kompresör devri ile evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışına bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi artmaktadır. Bu sebeple, bütün sistemlerde soğutma kapasitesinin çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin artışına bağlı olarak yükseldiği görülmektedir.

Sistemdeki eşanjör devreye alındığında ise düşen soğutucu akışkan debisine rağmen evaporatöre giren soğutucu akışkanın sıcaklığı düştüğü için soğutma kapasitesinde bir miktar artış olduğu anlaşılmaktadır.

R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi ortalama %12,9 daha düşüktür. R1234yf'li sisteme eşanjör eklendiğinde ise soğutma kapasitesi R134a'lı sisteme göre ortalama %11,2 daha düşük olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde, soğutma kapasitesinde ortalama %2,2 değerinde iyileşme sağladığı belirlenmiştir.



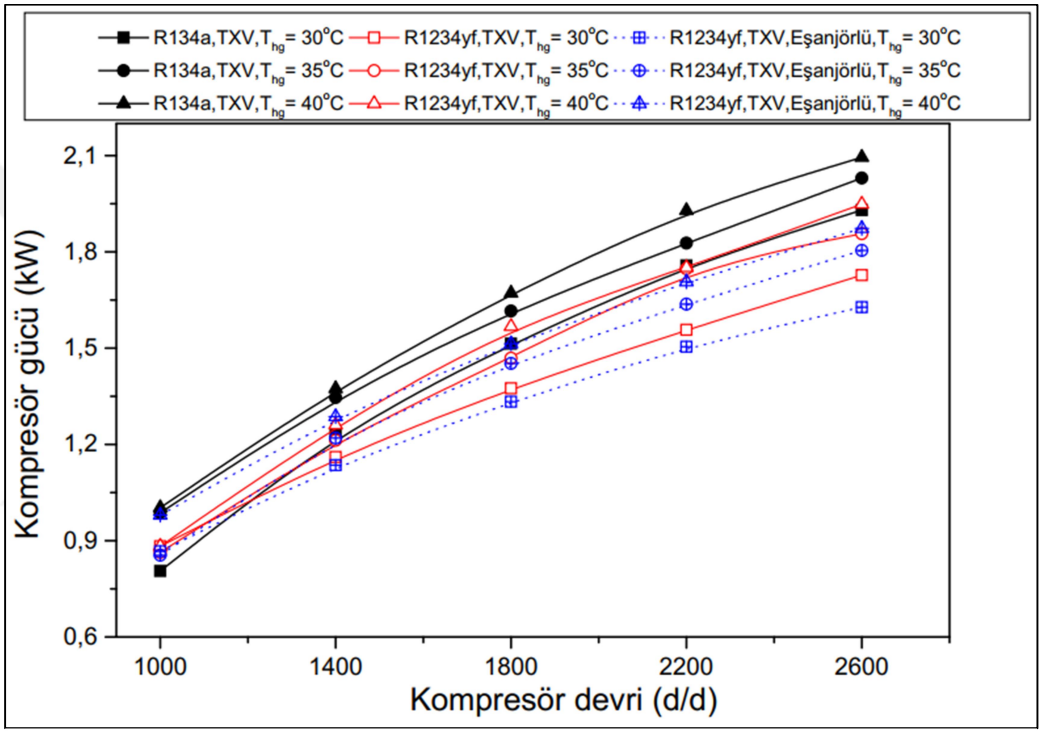
Şekil 6.30. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün değişimi, Şekil 6.31'de gösterilmiştir.

Tüm sistemlerde kompresör devrinin artması ile kompresör gücünün arttığı görülmektedir. En büyük gücü R134a'lı sistemin kullandığı, daha sonra eşanjörü devrede olmayan R1234yf'li sistemin geldiği görülmektedir. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif edildiğinde, kompresör gücünün azaldığı görülmektedir. Bunun

sebebinin, eşanjörün aktif edilmesi ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisindeki düşüşten kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemin kompresör gücü ortalama %8.0 daha düşüktür. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise kompresör gücü R134a'lı sisteme göre ortalama %10,1 daha düşük olmaktadır.



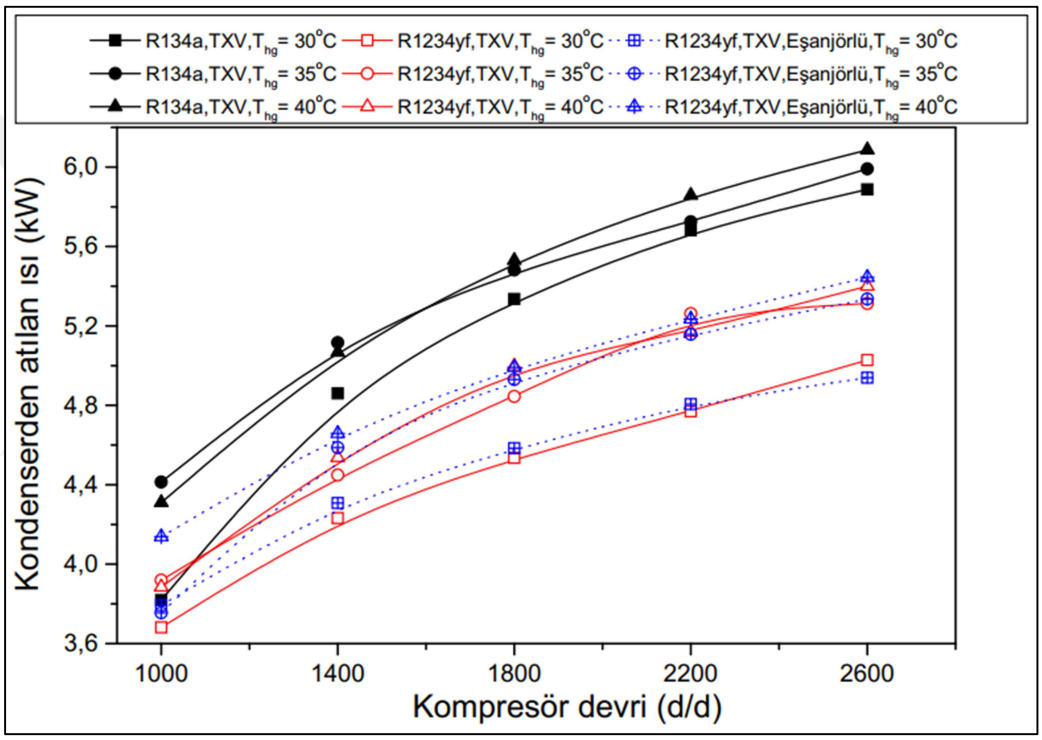
Şekil 6.31. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi

Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserden atılan ısının değişimi, Şekil 6.32'de gösterilmiştir.

Tüm sistemlerde, kompresör devrindeki artışa bağlı olarak kondenserden atılan ısı artmaktadır. Ayrıca, kondenser ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklıklarının artması da kondenserden atılan ısı değerini arttırmaktadır. Kondenserden atılan ısının, soğutucu akışkana evaporatörde aktarılan ısı ile kompresörde verilen işin toplamına eşit olduğu bilinmektedir. R134a'lı sisteme göre, R1234yf'li sistemlerde kondenserden daha az ısı atıldığı görülmektedir. Eşanjörü aktif hale getirilen R1234yf'li sisteme göre, eşanjörsüz R1234yf'li sistemde kondenserden atılan ısının

daha düşük değerde olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, eşanjör devreye alındığında sistemdeki kompresör gücünün düşmesine rağmen soğutma kapasitesinin daha büyük oranda artmasıdır.

R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemde kondenserden atılan ısı, ortalama %11,5 daha düşüktür. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif edildiğinde ise R134a'lı sisteme göre kondenserden atılan ısı %10,7 daha düşük olmaktadır.

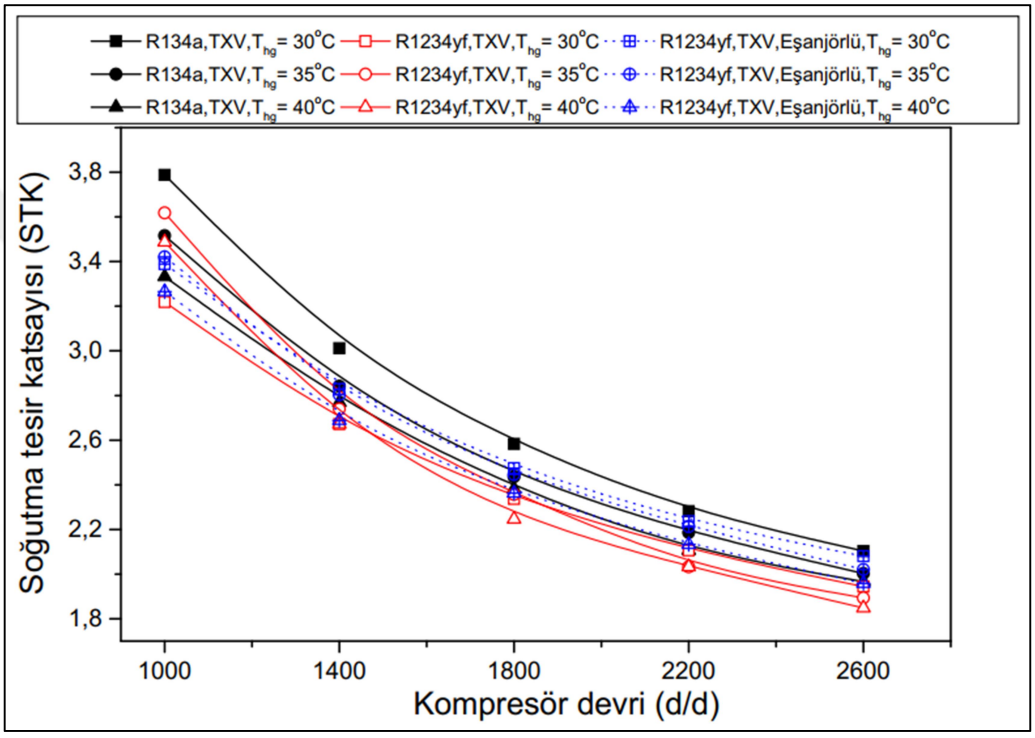


Şekil 6.32. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi

Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının değişimi, Şekil 6.33'te gösterilmiştir.

Tüm sistemlerde, kompresör devrinin artışına bağlı olarak STK değerlerinin azaldığı görünmektedir. Ayrıca, evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı, STK değerinde azalmaya sebep olmuştur. STK değeri, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölünmesiyle bulunur.

Şekil 6.33'de görüldüğü gibi, en yüksek STK değerine R134a'lı sistem sahip olmaktadır. R1234yf'li sistemde ise kompresörün düşük devirlerinde eşanjörsüz sistem daha yüksek STK değerleri verirken, artan kompresör devirlerinde eşanjörlü sistem daha yüksek STK değerleri vermiştir. Bunu sebebi, sistemdeki eşanjörün aktif hale getirilmesiyle soğutma kapasitesinin artması ve kompresör gücünün düşmesidir.

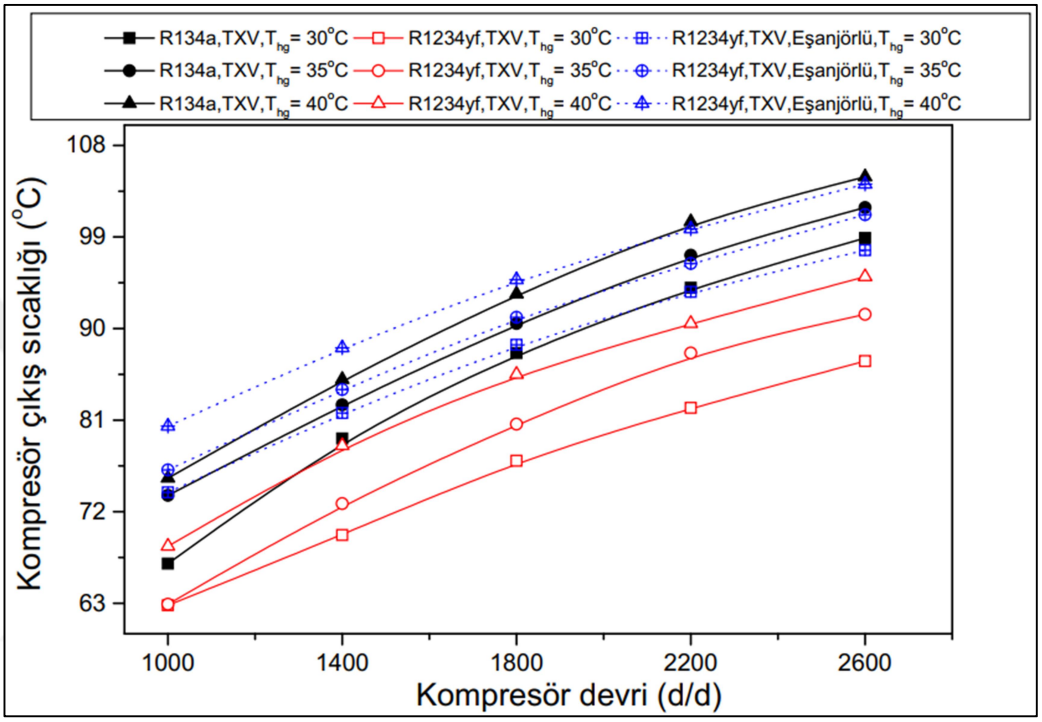


Şekil 6.33. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin STK değerinin kompresör devri ile değişimi

R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemin STK değeri, ortalama %5,3 daha düşüktür. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif edildiğinde ise STK değeri, R134a'lı sisteme göre ortalama %2,5 daha düşük olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjörün aktif edilmesi, eşanjör kullanmayan R1234yf'li sisteme göre STK değerini %2,9 oranında arttırmıştır.

Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi, Şekil 6.34'de gösterilmiştir. Kompresör devrinin artışına bağlı olarak tüm sistemlerde kompresör çıkış sıcaklıklarında artış görülmektedir. Aynı şekilde evaporatör ve kondensere giren dış

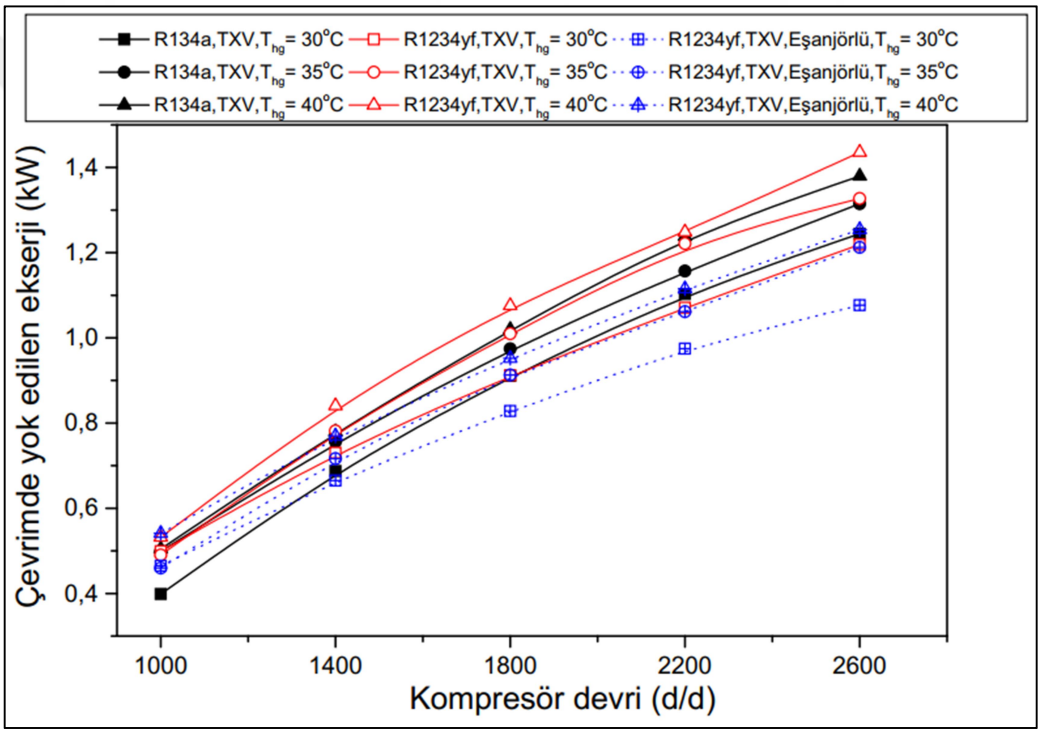
hava akımı sıcaklıkları arttıkça kompresör çıkış sıcaklıkları da artmıştır. Şekil 6.34'den anlaşılacağı gibi en düşük kompresör çıkış sıcaklığı veren sistem, eşanjörsüz R1234yf'li sistemdir.



Şekil 6.34. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise kompresör çıkış sıcaklığı, R134a'lı sistemin değerlerine yaklaşmıştır ve bazen geçmiştir. Bunun sebebi, eşanjör etkisiyle kompresöre giriş yapan soğutucu akışkan sıcaklığının artmasıdır. Kompresör çıkış sıcaklığının ne çok yüksek ne de çok düşük olsun istenmektedir. Çok yüksek kompresör çıkış sıcaklıklarında kompresör yağı özelliğini kaybedebilir. Çok düşük kompresör çıkış sıcaklıklarında ise kondensere düşük sıcaklıkta giden soğutucu akışkan, kondenserde yeterli miktarda ısı atamaz. Daha fazla ısı atması için kondenser boyutlarının büyütülmesi gerekir. Bu durumda iklimlendirme sisteminin ağırlığı artacağı için istenen bir durum değildir. Tüm bu nedenlerden dolayı, kompresör çıkış sıcaklığı uygun değerlerde olması istenir. R134a'lı, R1234yf'li ve eşanjörü aktif hale getirilen R1234yf'li sistemlerin, bütün kompresör devirlerinde ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklıkları, sırası ile 88,8°C, 79,5°C ve 90,1°C olmaktadır.

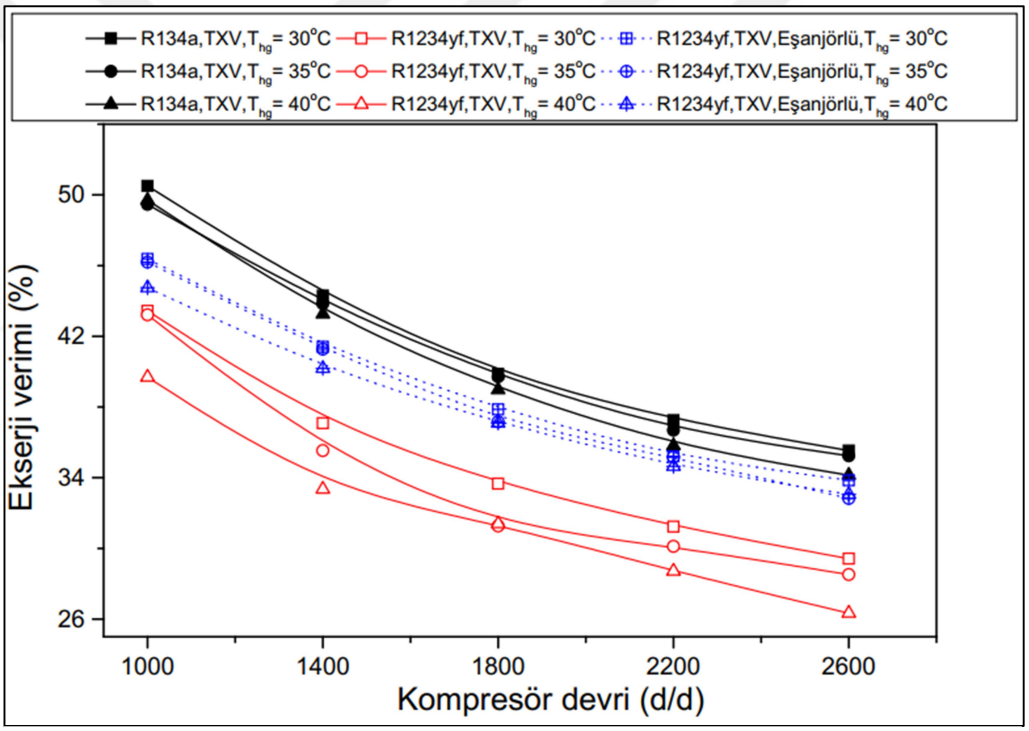
Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin değişimi, Şekil 6.35'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde, kompresör devri arttıkça çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi artmaktadır. Soğutucu akışkan debisindeki artışın, çevrimde yok edilen toplam ekserjinin değerini arttırdığı bilinmektedir. Ayrıca, evaporatöre ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı da çevrimde yok edilen toplam ekserjinin artmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.35. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Eşanjörün aktif olması durumunda, sistemde dolaşan debi miktarını azaldığı için eşanjörsüz sisteme göre çevrimde yok edilen ekserjinin daha az olduğu belirlenmiştir. R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserji, ortalama %2,9 daha yüksektir. R1234yf'li sistemdeki eşanjör aktif edildiğinde ise çevrimde yok edilen toplam ekserji, R134a'lı sisteme göre ortalama %6,8 daha düşük olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjörün aktif hale getirilmesinin, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre çevrimde yok edilen toplam

ekserjiyi %9,6 düşürdüğü anlaşılmaktadır. Eşanjörsüz R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz çalışması durumlarında, evaporatör ile kondensere giren hava akımları ve kompresör devrine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi, Şekil 6.36'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde, kompresör devri artışına bağlı olarak ekserji verimi düşmektedir. Ekserji verimi, enerjinin kullanım etkenliği değerini yansıtmaktadır. Bu sebeple, Şekil 6.33'de görülen STK değerleri ile ekserji verimi değerlerinin uyumlu olması beklenir. Şekil 6.33'de ve Şekil 6.36'de gösterilen değerlerin birbiri ile uyumlu olduğu görülmektedir. Eşanjörün aktif edildiği sistemde, eşanjörsüz sisteme göre daha yüksek ekserji verimi sağlandığı açıkça görülmektedir.



Şekil 6.36. TXV kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi

R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemin ekserji verimi, ortalama %18,1 daha düşüktür. R1234yf'li sistemdeki eşanjör aktif edildiğinde ise ekserji verimi, R134a'lı sistemden ortalama %6,1 daha düşük olmaktadır.

R1234yf'li sistemde eşanjörün aktif edilmesi sonucunda, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre ekserji veriminin %9,6 yükseldiği belirlenmiştir.

6.5. Orifis Tüp Kullanan Eşanjörsüz R134a'lı Sistem ile Eşanjörlü ve Eşanjörsüz R1234yf'li Sistemin Performans Parametrelerinin Karşılaştırılması

Genleşme elemanı olarak OT kullanan ve eşanjör kullanmayan R134a'lı sistem ile OT kullanan R1234yf'li sistemin eşanjörlü ve eşanjörsüz durumlarındaki performans parametrelerinin evaporatör ile kondensere giren hava akımlarının sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak değişimi, Şekil 6.37-6.45 arasında gösterilmiştir.

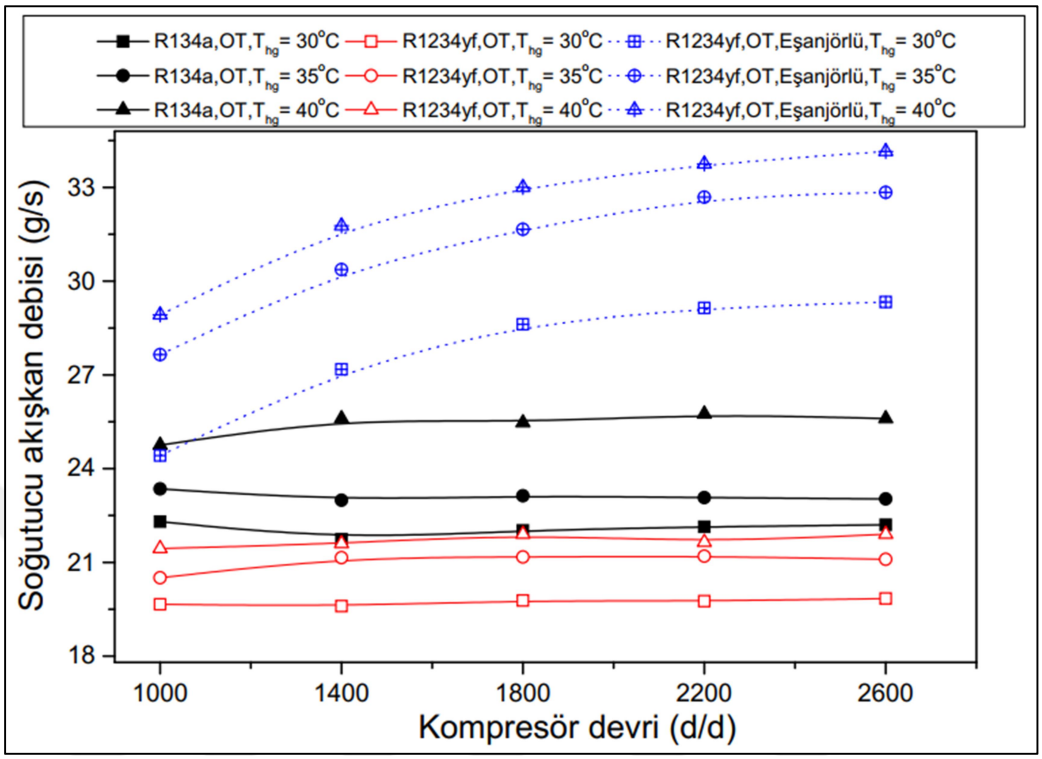
Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi Şekil 6.37'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde kompresör devri arttıkça, çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinde artış görülmektedir. OT'li sistemde eşanjör devreye alındığı zaman emme hattındaki iç hacim artmaktadır.

Bu durumda, kompresörün emme hattı tarafına bağlanan hacim arttığından, buradaki akışkan kompresöre çekilirken emme basıncı, eşanjör kullanılmayan durumdaki kadar fazla düşürülememektedir. Buna bağlı olarak R1234yf için eşanjörlü durumda emme hattının mutlak basıncı, eşanjör kullanılmayan duruma göre daha yüksek olmaktadır.

Emme hattı basıncının yükselmesi veya kompresör girişindeki sıcaklık düştüğünde, soğutucu akışkanın kompresör girişindeki yoğunluğu artmaktadır. R1234yf'nin kullanıldığı eşanjörün devrede olduğu durumda bu yoğunluğun, eşanjörsüz duruma göre ortalama %26,6 kadar büyük olduğu görülmektedir.

Eşanjörün devreye alınması durumunda kompresör girişinde artan soğutucu akışkan yoğunluğundan dolayı kompresörün çevrimde dolaştırdığı soğutucu akışkan debisi de artmaktadır. R1234yf kullanılan eşanjör kullanılan durumda, eşanjör kullanılmayan duruma göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisinin %31,2 kadar daha büyük olduğu gözlemlenmiştir.

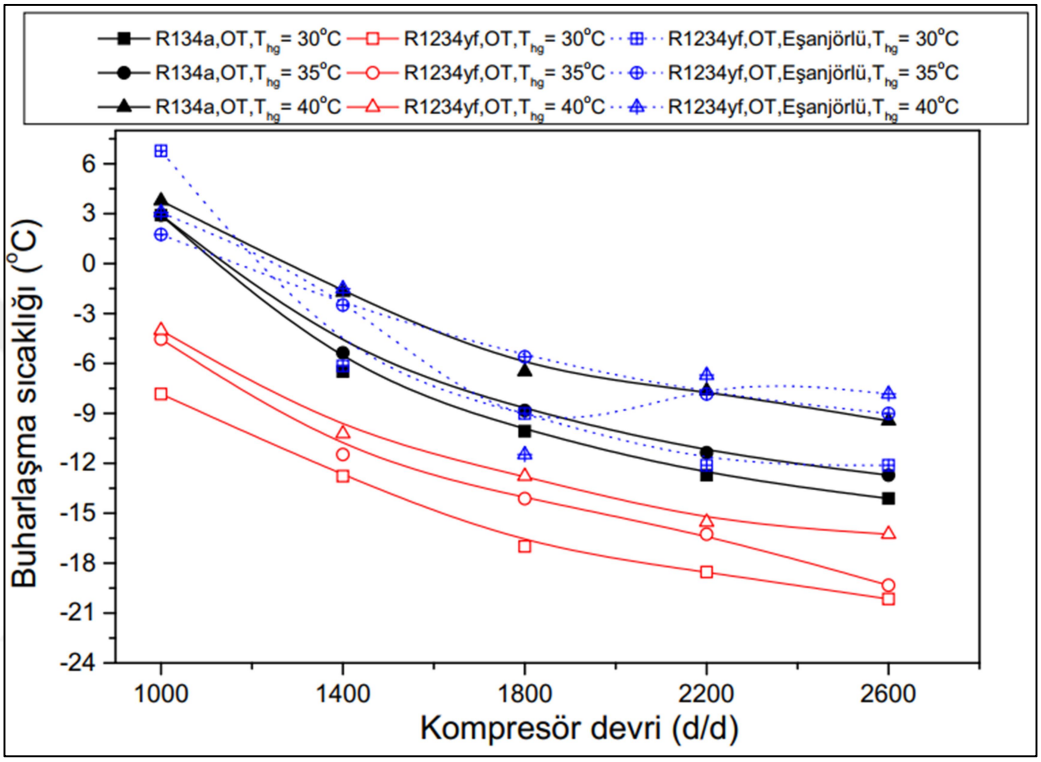
R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemin çevriminde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi, ortalama %11,5 daha düşüktür. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise R134a'lı sisteme göre soğutucu akışkan kütlesel debisi, ortalama %22,3 daha yüksek olmaktadır.



Şekil 6.37. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi

Sistemlerdeki buharlaşma sıcaklığının değişimi, Şekil 6.38'de gösterilmiştir. Kompresör devri arttıkça evaporatördeki basınç düşmekte, buna bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı da düşme eğilimi göstermektedir. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde sistemin buharlaşma sıcaklıkları, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre daha yüksek olmaktadır. OT'li sistemde eşanjör devreye alındığında, eşanjör nedeniyle çevrimin düşük basınçlı bölgesinde yer alan elemanların toplam iç hacmi artmaktadır. Eşanjör kullanılmaması durumunda düşük basınçlı bölgenin iç hacmini büyük oranda evaporatör iç hacmi oluştururken, eşanjör kullanılması durumunda düşük basınçlı bölgenin hacmi evaporatör iç hacmi ile eşanjörün düşük basınçlı akışkan içeren kısmının hacimleri toplamından oluşmaktadır. Bu durumda, kompresörün emme hattı tarafına bağlanan hacim arttığından, buradaki akışkan kompresöre çekilirken emme basıncı, eşanjör kullanılmayan durumdaki kadar fazla düşürülememektedir. Bunun sonucunda R1234yf için eşanjörlü durumda emme hattının mutlak basıncı, eşanjör kullanılmayan duruma göre %24,9 kadar yüksek olmaktadır. Tüm bu nedenlere bağlı olarak, eşanjör kullanılan durumda emme hattı basıncıyla birlikte evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı da yükselmektedir. R134a'lı,

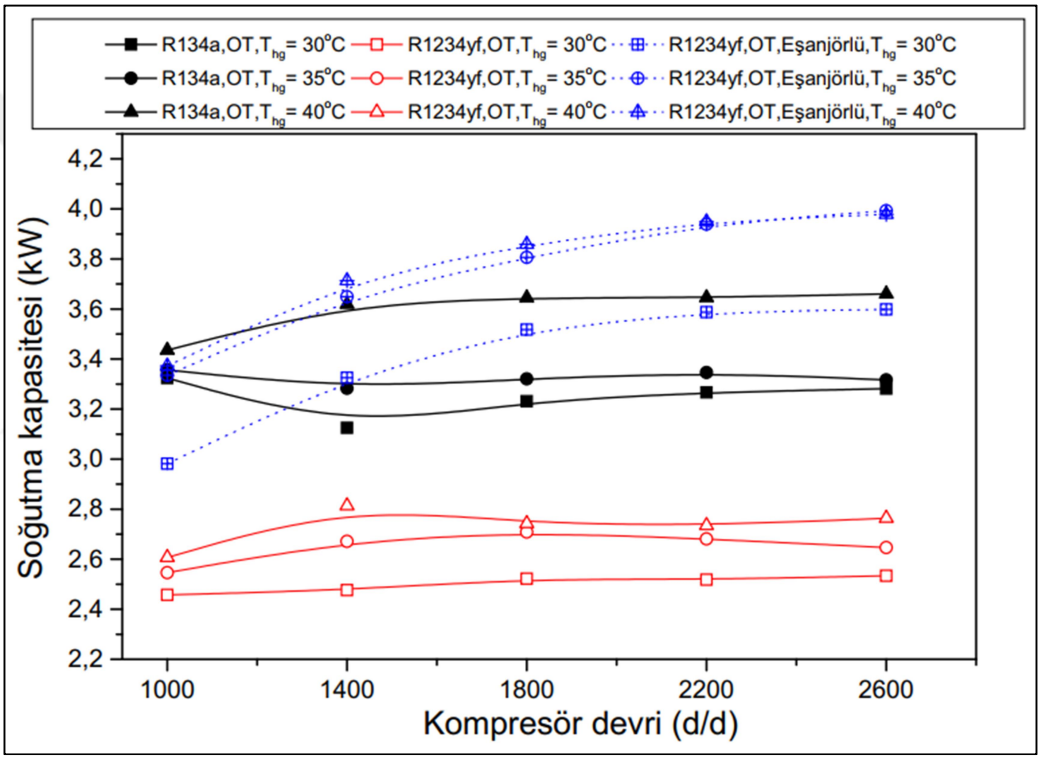
R1234yf'li ve eşanjörü aktif haldeki R1234yf'li sistemlerin bütün kompresör devirlerinde ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak buharlaşma sıcaklıkları sırası ile -6,4°C, -13,4°C ve -5,4°C olmaktadır.



Şekil 6.38. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Sistemlerdeki soğutma kapasitesinin değişimi, Şekil 6.39'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde kompresör devri arttıkça, soğutma kapasitesinin de arttığı görülmektedir. Evaporatör ve kondensere giriş yapan hava akımı sıcaklıklarının artması da soğutma kapasitesinde artışa sebep olmaktadır. Soğutma kapasitesinin, sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ile doğrudan orantılı olduğu bilinmektedir. Buna göre, eşanjörü devrede olan R1234yf'li sistemde soğutucu akışkanın kütlesel debisinin diğer sistemlere göre en büyük değerlerde olması, soğutma kapasitesinin de diğer sistemlerden yüksek olmasını sağlamaktadır. R1234yf için eşanjörün devrede olduğu durumda, artan kompresör emme basıncından dolayı evaporatör basıncı ve dolayısıyla evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir. Bu durumda, evaporatörden geçen hava akımı ile evaporatördeki soğutucu akışkan akımı arasındaki fark düşmekte ve soğutma kapasitesi bundan olumsuz etkilenmektedir.

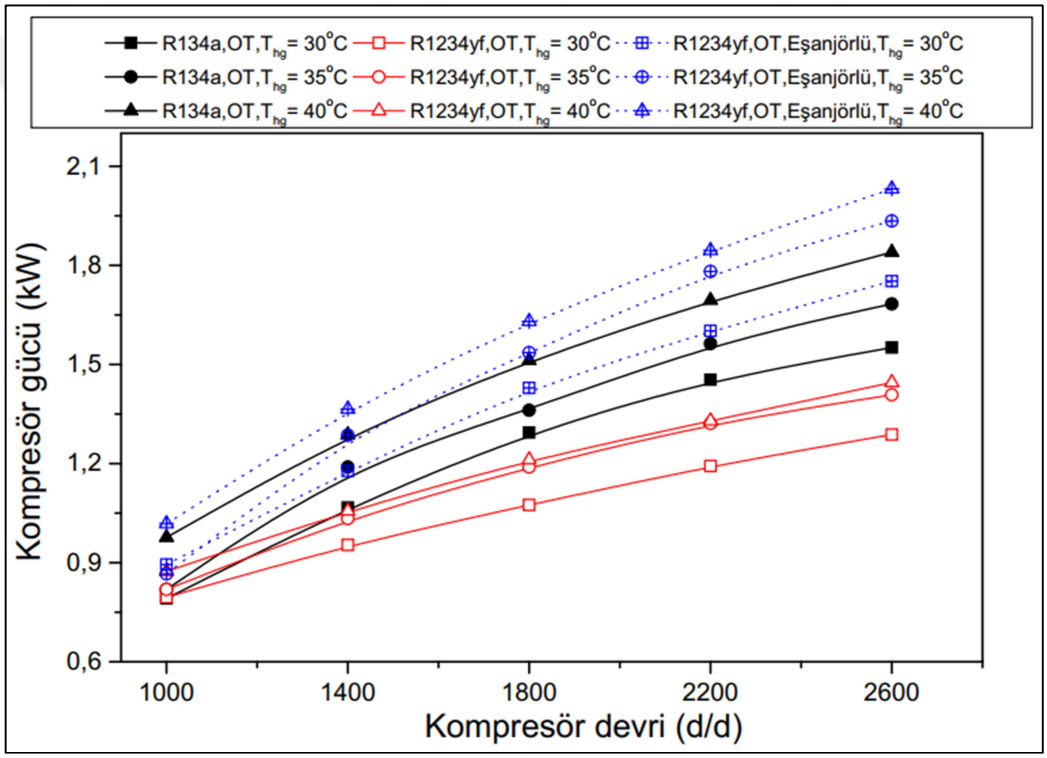
Ancak, artan soğutucu akışkan debisinin etkisi daha baskın gelmekte ve eşanjör kullanılan durumda soğutma kapasitesi de artmaktadır. R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesi, ortalama %22,5 daha düşüktür. R1234yf'li sistemdeki eşanjör devreye alındığında ise soğutma kapasitesi, R134a'lı sisteme göre ortalama %6,9 daha yüksek olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjörün devreye alınmasının, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre soğutma kapasitesini ortalama %27,8 yükselttiği belirlenmiştir.



Şekil 6.39. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi

Sistemlerdeki kompresör gücünün değişimi, Şekil 6.40'ta gösterilmiştir. Tüm sistemlerde kompresör devrinin artışı, kompresör gücünde artışa neden olmuştur. Ayrıca evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artış da tüm sistemlerdeki kompresör gücünün artmasını sağlamıştır. Kompresör gücünün, sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisine bağlı olarak değiştiği bilinmektedir. Şekil 6.40'ta görüldüğü üzere, sistemdeki en büyük kompresör gücü, eşanjörü aktif olan R1234yf'li sistemde olmaktadır. R1234yf için eşanjör kullanıldığında, artan soğutucu akışkan debisinden dolayı kompresördeki basınçlar

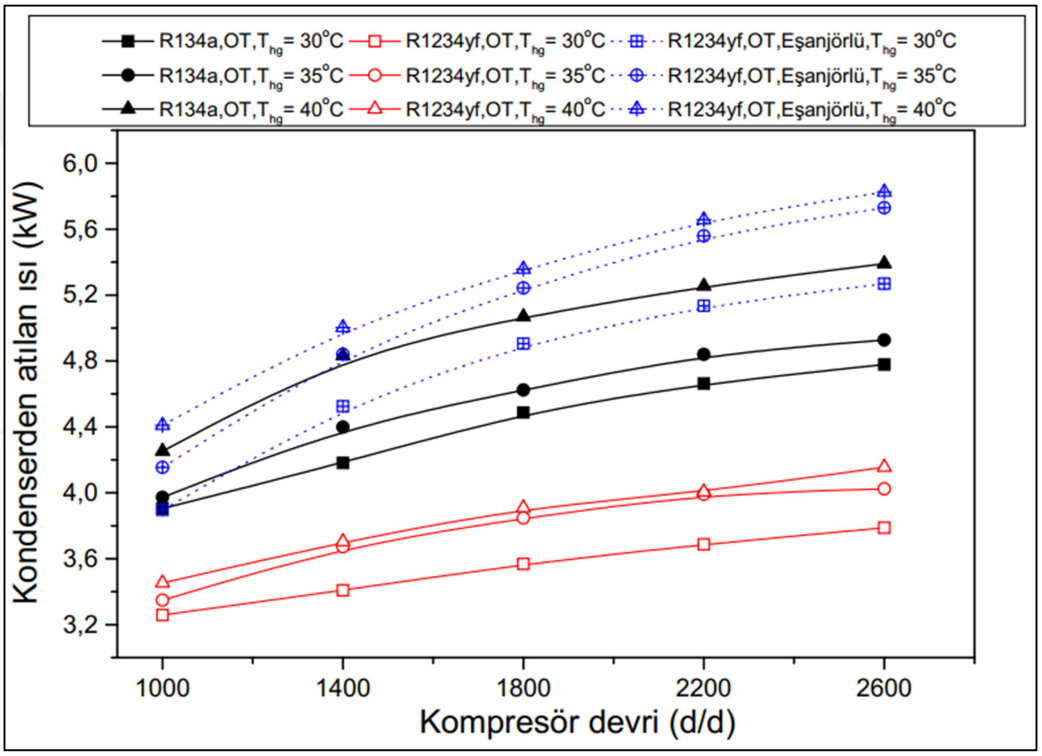
oranı azalmaktadır. Bu oranı düşmesi kompresör gücünü azaltma yönünde etki gösterirken, soğutucu akışkan debisinin artması ile kompresör gücü artma eğiliminde olmaktadır. Soğutucu akışkan debisinin etkisi basınçlar oranının etkisini yenmekte ve R1234yf kullanılan ısı değiştiricili durumda kompresör gücü, eşanjörsüz duruma göre %23,3 daha büyük olmaktadır. R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör gücü, ortalama %15,0 daha düşüktür. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise kompresör gücü, R134a'lı sisteme göre ortalama %9,3 daha yüksek olmaktadır.



Şekil 6.40. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi

Sistemlerde kondenserde atılan ısının değişimi, Şekil 6.41'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde kompresör devri artışına bağlı olarak kondenserden atılan ısı artmaktadır. Ayrıca kondenser ve evaporatöre giren hava akımı sıcaklıklarının artması da kondenserden atılan ısıyı arttırmaktadır. Kompresör işi ile evaporatörde soğutucu akışkanın kazandığı ısının toplamının, kondenserde ısı olarak atıldığı bilinmektedir. OT'li ve eşanjörü aktif olan R1234yf'li sistemin çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütlesel debisinin diğer sistemlere göre daha yüksek olduğu, Şekil 6.37'de

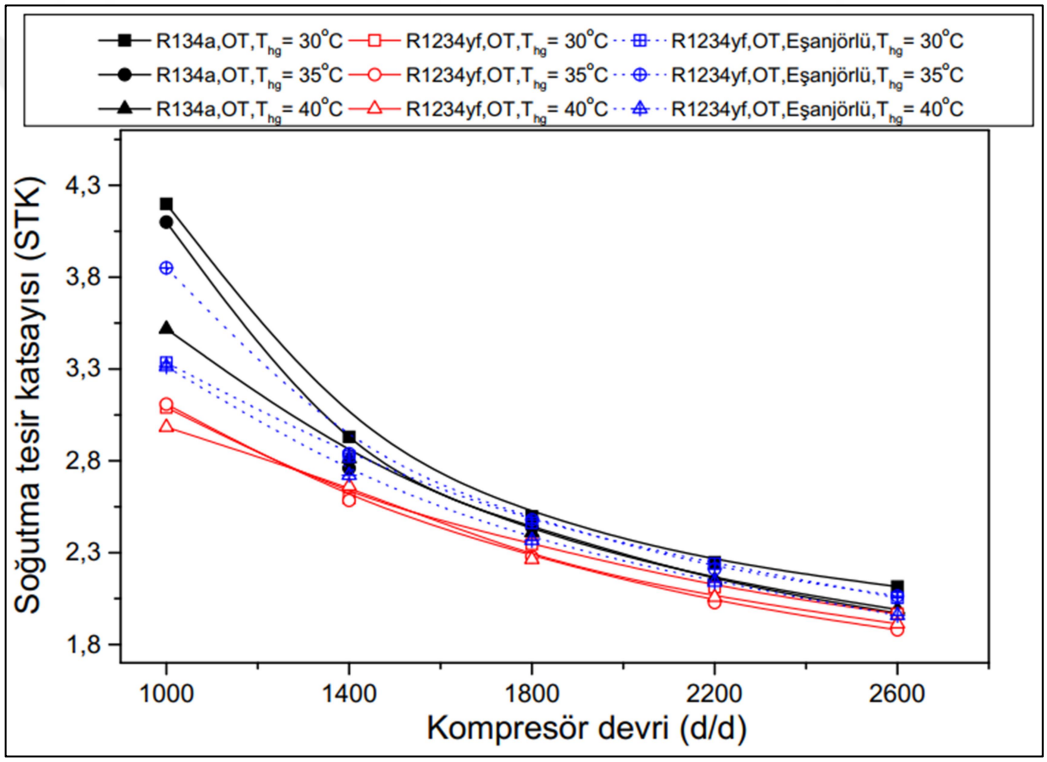
görülmektedir. Bu duruma bağlı olarak, soğutma kapasitesinin ve kompresör gücünün en büyük olduğu sistem, eşanjörü aktif olan R1234yf'li sistemdir. Bu sebeple, en büyük kondenserden atılan ısı değerlerini eşanjörlü R1234yf'li sistem vermektedir. R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemde kondenserden atılan ısı değeri, ortalama %19,7 daha düşüktür. R1234yf'li sistemdeki eşanjör devreye alındığında ise R134a'lı sisteme göre kondenserden atılan ısı değeri, %7,8 daha yüksek olmaktadır.



Şekil 6.41. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi

Sistemlerdeki soğutma tesir katsayısının değişimi, Şekil 6.42'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde, kompresör devrinin artışına bağlı olarak STK değerlerinde azalma belirlenmiştir. Aynı zamanda evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artış, STK değerinde azalmaya sebep olmuştur. Soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı, STK değerini vermektedir. En yüksek STK değerlerine, R134a'lı sistem sahiptir. R1234yf'li sistem, eşanjörsüz R134a'lı sisteme göre daha düşük STK değerleri vermiştir. R1234yf'li sistemde eşanjörün aktif hale getirilmesi durumunda oluşan STK değerleri, R134a'lı sistemin sahip olduğu

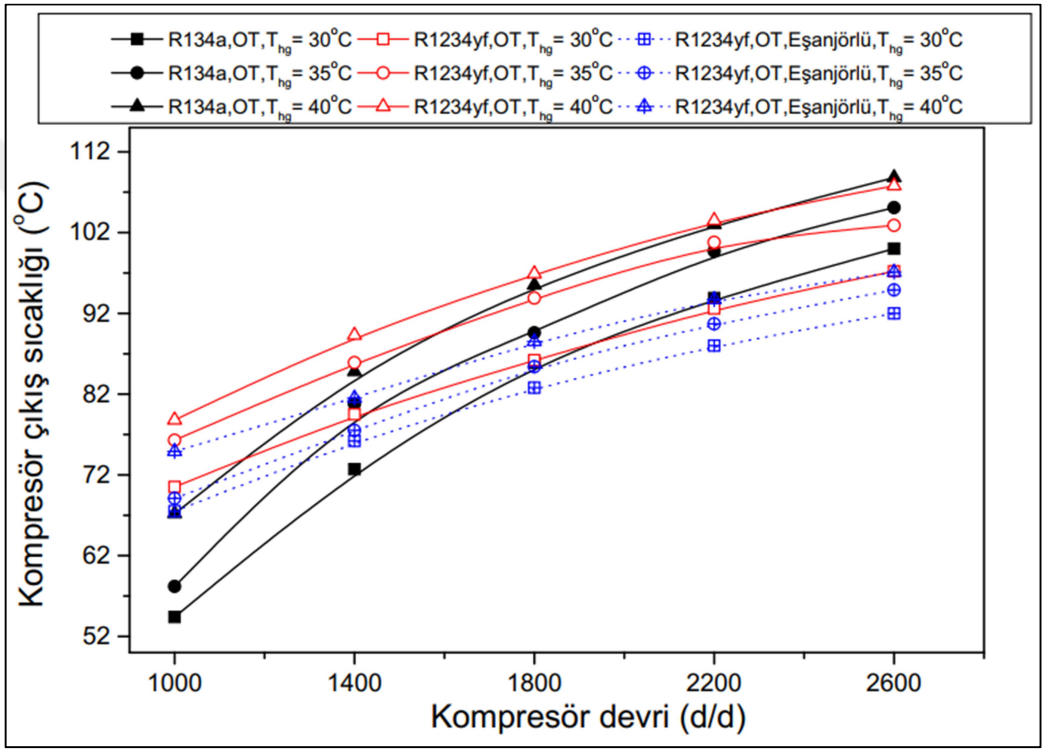
değerlere yaklaşmıştır. Bunun sebebi, eşanjörü devrede olan R1234yf'li sistemde kompresör gücünde artma olmasına rağmen soğutma kapasitesinin daha büyük oranda artmasıdır. Bu nedenle, R1234yf'li sistemde eşanjör kullanımı ile sistemin enerji etkenliğinin yükseldiği anlaşılmaktadır. R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemin STK değeri, ortalama %10,9 daha düşüktür. R1234yf'li sistemdeki eşanjör aktif hale getirildiğinde ise STK değeri, R134a'lı sisteme göre ortalama %3,5 daha düşük olmaktadır. R1234yf'li sistemdeki eşanjörün devreye alınması, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre STK'nın %7,6 artmasını sağlamıştır.



Şekil 6.42. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin STK değerinin kompresör devri ile değişimi

Sistemlerdeki kompresör çıkış sıcaklığının değişimi, Şekil 6.43'de gösterilmiştir. Kompresör devri artışına bağlı olarak tüm sistemlerde kompresör çıkış sıcaklıkları artış göstermiştir. Ayrıca, evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıkları arttıkça kompresör çıkış sıcaklıkları da artmıştır. Kompresör çıkış sıcaklıklarının çok yükselmesi, kompresör yağının özelliğini kaybetmesine sebep olmaktadır. Ayrıca çok düşük kompresör çıkış sıcaklıkları da kondenserden atılan ısının azalmasına sebep olduğu için daha büyük bir kondensere ihtiyaç duyulmasına sebep olmaktadır.

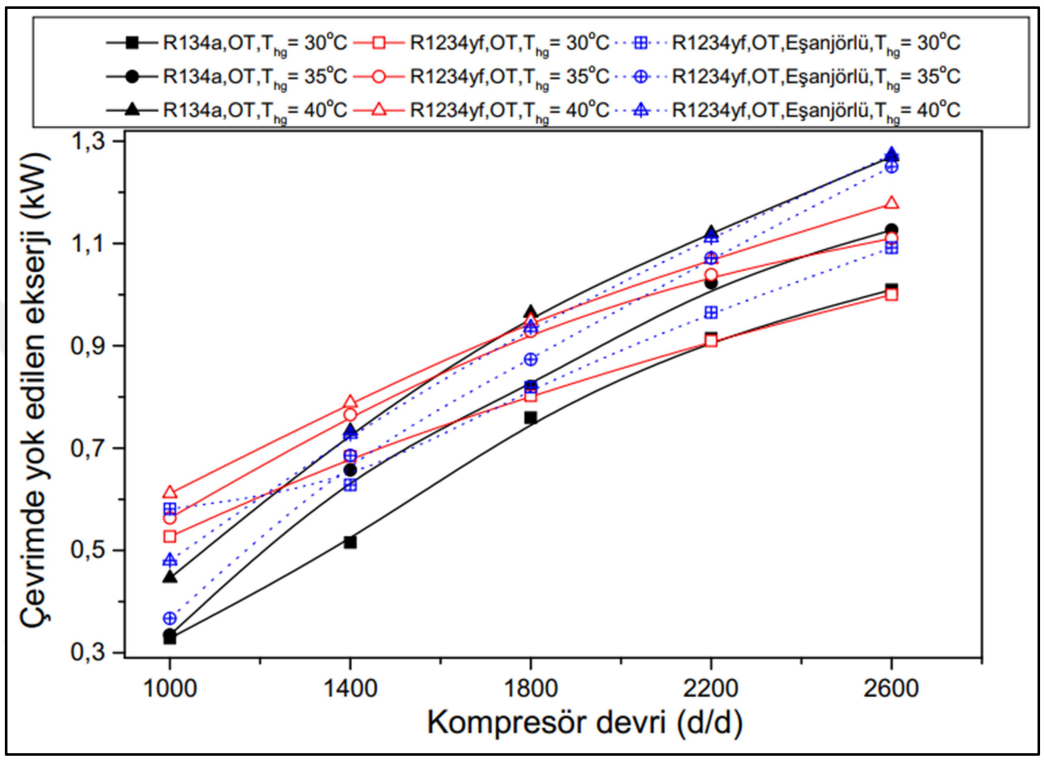
R1234yf'li sistem için eşanjörün devreye alınması durumunda kompresör çıkış sıcaklığı, artan soğutucu akışkan debisi ve düşen kompresör basınçlar oranı nedeniyle azalmaktadır. R134a'lı, R1234yf'li ve eşanjörü aktif edilmiş R1234yf'li sistemlerin bütün kompresör devirlerinde ve hava giriş sıcaklıklarındaki testlerin ortalaması olarak kompresör çıkış sıcaklıkları, sırası ile 86,6°C, 90,8°C ve 83,9°C olmaktadır.



Şekil 6.43. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi

Çevrimlerdeki yok edilen toplam ekserjinin değişimi, Şekil 6.44'de gösterilmiştir. Tüm sistemlerde kompresör devri arttıkça, çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi artmaktadır. Çevrimde yok edilen toplam ekserji de debi ile birlikte artmaktadır. Sistemde dolaşan en büyük soğutucu akışkan debisi, eşanjörü aktif edilen R1234yf'li sistemde görülmektedir. Bu sebeple, çevrimdeki en yüksek toplam yok edilen ekserjinin, eşanjörü aktif edilen R1234yf'li sistemde olduğu belirlenmiştir. R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserji, ortalama %6,9 daha yüksektir. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise çevrimde yok edilen toplam ekserji, ortalama %7,7 daha

yüksek olmaktadır. R1234yf'li sistemdeki eşanjörün aktif edilmesi, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi %0,8 oranında arttırmıştır.

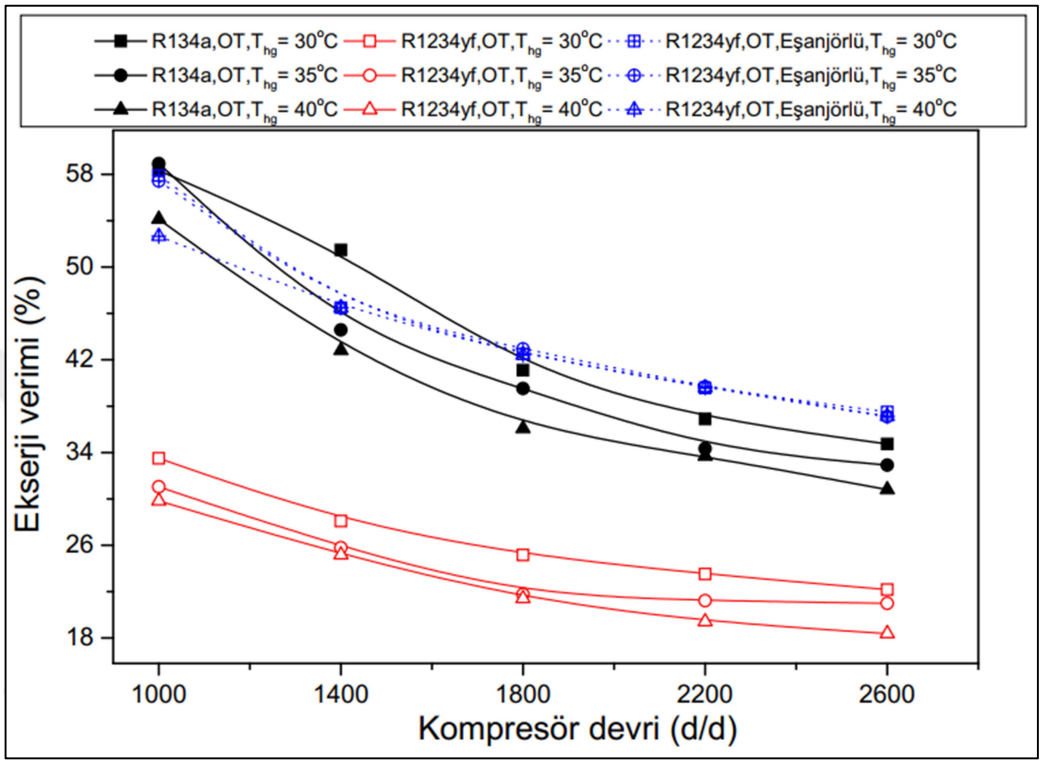


Şekil 6.44. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi

Sistemlerdeki ekserji veriminin değişimi, Şekil 6.45'de gösterilmiştir. Ekserji verimi ile STK değerinin birbiri ile uyumlu olması beklenmektedir. Kompresör devrinin artmasına bağlı olarak ekserji verimi düşmektedir. Evaporatör ve kondensere giren hava sıcaklıklarının artışı da ekserji veriminin düşmesine sebep olmaktadır. Şekil 6.42'deki STK değerleri incelendiğinde, ekserji verimi grafiği ile uyumlu oldukları görülmektedir.

Özellikle yüksek devirlerde, eşanjörü devrede olan R1234yf'li sistemin enerji etkenliğinin daha yüksek olduğu görülmektedir. R134a'lı sisteme göre R1234yf'li sistemin ekserji verimi, ortalama %41,5 daha düşüktür. R1234yf'li sisteme eşanjör eklendiğinde ise ekserji verimi, R134a'lı sisteme göre ortalama %0,3 daha düşük

olmaktadır. R1234yf'li sistemdeki eşanjörün aktif edilmesi durumunda, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre ekserji veriminin %41,7 oranında arttığı gözlenmiştir.



Şekil 6.45. OT kullanan eşanjörsüz R134a'lı sistem ile eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin ekserji veriminin kompresör devri ile değişimi

TXV'li durumda OT'li sistemdeki değişimlerin görülmeyişinin nedeni, TXV'nin kızgınlık değerini sabit tutmaya çalışması ve bunu soğutucu akışkan debisine müdahale ederek yapmasıdır. Bu durumda, ısı değiştirici kullanılan durumda TXV kısılarak soğutucu akışkan debisinin artmasına izin vermemektedir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

7.1. Sonuçlar

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistemin performans parametreleri karşılaştırıldı. Bu iki sistem, genleşme elemanı olarak TXV ve OT ile test edilmiştir. Ayrıca, sistemin emme ve sıvı hatları arasına eklenen bir iç ısı eşanjörü sayesinde tüm sistemler eşanjörlü ve eşanjörsüz olarak da test edilmiştir. Bu testler, kompresör devri 1000d/d ile 2600d/d arasında 400d/d arttırılarak, evaporatör ve kondensere gönderilen hava akımı sıcaklıkları ise aynı anda 30°C, 35°C ve 40°C olacak şekilde sistem ayarlanmış ve sürekli rejime ulaşıldıktan sonra ölçüm değerleri kayıt edilmiştir. 5. Bölümde verilen denklemler kullanılarak hesaplamalar yapılmış ve 6. Bölümde verilen sistemin çeşitli performans parametrelerine ait karşılaştırmalı grafikler hazırlanmıştır. Sistemde vanalar kullanılarak istenilen genleşme elemanı devreye alınmış ve diğer eleman devreden çıkarılmıştır. Yine vanalar sayesinde ısı eşanjörü devreye alınmış veya devreden çıkarılmıştır. Öncelikle R134a akışkan için TXV'li sistemin testleri eşanjörsüz ve eşanjörlü olarak gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, aynı testler OT kullanılarak tekrarlanmıştır. R134a testleri tamamlandıktan sonra, sistemdeki soğutucu akışkan servis istasyonu ile toplanmış ve sistem vakuma alındıktan sonra R1234yf ile şarj edilmiştir. R134a testleri ile aynı şartlar altında ve aynı soğutma devresi elemanları ile R1234yf testleri eşanjörlü ve eşanjörsüz olarak gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar bölümde, ilk olarak R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlı sistemlerin genleşme elemanı ve eşanjör kullanım durumlarına göre ayrı ayrı performans parametrelerinin karşılaştırma sonuçları verilmiştir. İkinci olarak ise her genleşme elemanı tipi için ayrı olacak şekilde iki farklı soğutucu akışkanlı sistemin birbirleriyle karşılaştırılma sonuçları sunulmuştur.

R134a'lı eşanjörsüz sistemin TXV ile OT kullanım durumlarına göre elde edilen sonuçları aşağıda verilmiştir.Her iki genleşme elemanı için kompresör devrinin artışı, soğutma kapasitesi, soğutucu akışkan kütlesel debisi, kondenserde atılan ısı, kompresör gücü, çevrimde yok edilen toplam ekserji değerlerinde yükselmeye sebep olmuştur.

- Her iki genleşme elemanı için kompresör devrindeki artış buharlaşma sıcaklığı, STK değeri ve ekserji veriminde düşüş meydana getirmiştir.
- Evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarının artışı soğutma kapasitesi, buharlaşma sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör gücü, kondenserde atılan ısı, akışkanın kütlesel debisi ve çevrimde yok edilen toplam ekserji değerlerinde yükselmeye neden olmuştur.
- TXV'li sistemde soğutucu akışkan debisi OT'li sisteme göre kompresör devri arttıkça daha fazla artış göstermiştir. TXV'li sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi OT'li sisteme göre ortalama %14,5 daha yüksek olmaktadır.
- TXV'li sistemde soğutma kapasitesi, OT'li sisteme göre ortalama %12,7 daha büyük olmaktadır.
- TXV'li sistemde OT'li sisteme göre %15,1 daha yüksek kompresör gücü kullanıldığı görülmüştür. Aynı şekilde TXV'li sistemde OT'li sisteme göre STK değeri ve ekserji veriminin ortalama değerleri sırası ile %2,4 ve %2,9 daha düşük olduğu görülmüştür. Bu sonuçlara bakıldığında TXV'li sistemin enerji etkenliğinin OT'li sisteme göre daha düşük olduğu anlaşılmaktadır.
- TXV'li sistemde kondenserde atılan ısı, OT'li sisteme göre ortalama %13,7 daha yüksek olmaktadır.
- TXV'li sistemde OT'li sisteme göre çevrimde yok edilen ekserji değeri ortalama %13,9 daha fazladır.

R1234yf'li eşanjörsüz sistemin TXV ile OT kullanım durumlarına göre elde edilen sonuçları aşağıda verilmiştir.

- Kompresör devri artışı soğutucu akışkan kütlesel debisi, soğutma kapasitesi, çevrimde yok edilen toplam ekserji, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı ve kompresör çıkış sıcaklığı değerlerinde yükselme görülmüştür.
- Kompresör devrinin artması buharlaşma sıcaklığı, STK değeri ve ekserji verimi değerlerinde azalmaya sebep olmuştur.

- TXV'li sistemin çevriminde, OT'li sisteme göre daha yüksek soğutucu akışkan debisi dolaşmaktadır. OT'li sistemde, soğutucu akışkan debisi devirle daha az artış göstermektedir. TXV'li sistemde, OT'li sisteme göre ortalama %27,4 değerinde daha fazla soğutucu akışkan debisi çevrimde dolaşmaktadır.
- TXV'li sistemde soğutma kapasitesi, OT'li sisteme göre ortalama %20,9 daha yüksek olmaktadır.
- TXV'li sistemde, OT'li sisteme göre ortalama %20,1 daha yüksek kompresör gücü kullanılmaktadır. TXV'li sistemde, OT'li sisteme göre STK değeri ve ekserji verimi ortalama olarak sırası ile %3,6, %26,4 daha yüksek çıkmaktadır. Bu sonuçlara göre, TXV'li sistemin enerji etkenliğinin OT'li sisteme göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir.
- TXV'li sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserji, OT'li sisteme göre ortalama %10,2 daha fazladır.
- TXV kullanan sistem, OT kullanan sisteme göre ortalama %20,3 daha büyük kondenser ısı atımı değeri vermektedir.

R134a'lı TXV kullanan sistemde eşanjörün devrede olması ve olmaması durumlarına göre elde edilen sonuçlar, aşağıda verilmiştir.

- Kompresör devrinin artışına bağlı olarak soğutucu akışkan kütlesel debisi, soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kondenserde atılan ısı, çevrimde yok edilen toplam ekserji ve kompresör çıkış sıcaklığı değerlerinde artış gözlenmiştir.
- Evaporatöre ve kondensere gelen hava akımı sıcaklıklarının artması, soğutma kapasitesi, buharlaşma sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı, soğutucu akışkan kütlesel debisi ve çevrimde yok edilen toplam ekserji değerlerinde artışa sebep olmuştur.
- Eşanjörü aktif olan sistemde soğutucu akışkan kütlesel debisinin, eşanjörsüz sisteme göre ortalama %16,3 daha düşük olduğu gözlenmiştir.
- Eşanjörsüz sistem, eşanjörü devrede olan sisteme göre ortalama %8,1 daha yüksek soğutma kapasitesi sağlamıştır.
- Eşanjörü devrede olan sistemin kompresör gücü, eşanjörsüz sisteme göre %11,7 daha büyük olmaktadır. Eşanjörü devrede olan sistemin STK ve ekserji veriminin, eşanjörsüz sisteme göre ortalama olarak sırası ile %3,6 ve %18,6 daha

yüksek olduğu tespit edilmiştir. Buna göre, eşanjör kullanan sistemin eşanjör kullanmayan sisteme göre enerji etkenliğinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

- Eşanjörsüz sistemde kondenserden atılan ısı, eşanjör kullanan sisteme göre ortalama %8,8 daha yüksek olmaktadır.

TXV kullanan R134a'lı sistem ile TXV kullanan eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemin yapılan deneylerden elde edilen sonuçları, aşağıda verilmiştir.

- Kompresör devrindeki artışa bağlı olarak soğutucu akışkan kütlesel debisi, çevrimde yok edilen ekserji, soğutma kapasitesi, kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör gücü ve kondenserde atılan ısı artış göstermiştir.
- Evaporatör ve kondensere giren hava akımı sıcaklıklarındaki artış buharlaşma sıcaklığı, yok edilen toplam ekserji, soğutma kapasitesi, kompresör çıkış sıcaklığı, kompresör gücü ve kondenserden atılan ısı değerlerinde yükselmeye sebep olmuştur.
- R134a'lı sistemin çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütlesel debisi, eşanjörü aktif olan ve olmayan R1234yf'li sistemlere göre daha düşük olmaktadır. Eşanjörü aktif olmayan R1234yf'li sistemin soğutucu akışkan kütlesel debisi ise eşanjörü aktif olan R1234yf'li sistemden daha yüksek olmaktadır.
- R134a'lı sistemde soğutma kapasitesi, eşanjörü aktif olan ve olmayan R1234yf'li sistemlere göre daha yüksek olmaktadır. R1234yf'li sistemdeki eşanjör aktif olduğu zaman soğutma kapasitesi ortalama %2,2 yükselerek R134a'lı sistemin soğutma kapasitesine yaklaşmaktadır.
- R134a'lı sistemde STK ve ekserji verimi, R1234yf'li sistemlere göre daha yüksek olmaktadır. Fakat R1234yf'li sistemde eşanjör aktif edildiği zaman sistemin STK ve ekserji verim değerleri, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre ortalama olarak sırası ile %2,9 ve %9,6 oranında artış sağlamıştır. Bu artış ile eşanjörü aktif edilen R1234yf'li sistemin ekserji veriminin, R134a'lı sistemin ekserji verimine yaklaştığı gözlenmiştir.
- Tüm sistemler incelendiğinde, çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en yüksek değerinin eşanjörsüz R1234yf'li sistemde, daha sonra R134a'lı sistemde ve son olarak eşanjörü aktif edilmiş R1234yf'li sistemde olduğu görülmektedir.

OT kullanan R134a'lı sistem ile OT kullanan eşanjörlü ve eşanjörsüz R1234yf'li sistemlerin yapılan deneylerden elde edilen sonuçları, aşağıda verilmiştir.

- Kompresör devri arttıkça soğutucu akışkanın kütlesel debisi, çevrimde yok edilen toplam ekserji, soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kompresör çıkış sıcaklığı ve kondenserden atılan ısı miktarında artış gözlenmiştir.
- Evaporatör ve kondensere gelen hava akımı sıcaklıklarının artması buharlaşma sıcaklığı, soğutucu akışkanın kütlesel debisi, çevrimde yok edilen toplam ekserji, soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kompresör çıkış sıcaklığı ve kondenserden atılan ısı değerlerinin artmasına sebep olmuştur.
- Eşanjör kullanılmayan sistemlerde çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi kompresör devriyle çok az artarken, eşanjör kullanılan sistemde debinin kompresör devriyle önemli oranda yükseldiği belirlenmiştir. Eşanjörü aktif edilmiş R1234yf'li sistemdeki soğutucu akışkan debisi, eşanjörsüz sisteme göre ortalama %31,2 daha yüksek olmaktadır.
- Üç sistem içinde en yüksek soğutma kapasitesi, eşanjörü devreye alınmış R1234yf'li sistemde olmaktadır. Daha sonra R134a'lı sistem ve son olarak eşanjörsüz R1234yf'li sistem gelmektedir. R1234yf'li sistemde eşanjör kullanılmasının, sistemin soğutma kapasitesini ortalama %27,8 arttırdığı belirlenmiştir. Eşanjörü aktif edilen R1234yf''li sistemin R134a'lı sistemden daha yüksek soğutma kapasitesi değerleri verdiği görülmüştür.
- R134a'lı sistemde STK değeri, R1234yf'li sistemlerden daha yüksek olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif edildiğinde, STK değeri %7,6 yükselerek R134a'lı sistemin STK değerine yaklaşmaktadır.
- R134a'lı sistemde ekserji verimi değerleri, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre daha yüksek olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde, özellikle yüksek devirlerde ekserji verimin R134'lı sistemden daha yüksek olduğu görülmüştür. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif edildiğinde ekserji verim değerlerinin, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre ortalama %41,7 oranında arttığı belirlenmiştir. OT'li sistemlerde eşanjör kullanımının, enerji etkenliğinde büyük artışlara sebep olduğu anlaşılmıştır.
- R134a'lı sisteme göre eşanjörsüz R1234yf'li sistemde çevrimde yok edilen toplam ekserji, ortalama %6,9 daha yüksek olmaktadır. R1234yf'li sistemde eşanjör aktif hale getirildiğinde ise yok edilen toplam ekserjinin R134a'lı sisteme göre ortalama %7,7 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. R1234yf'li sistemdeki eşanjör

aktif edildiğinde, eşanjörsüz R1234yf'li sisteme göre çevrimde yok edilen toplam ekserji, %0,8 oranında artmıştır.

7.2. Öneriler

Bu çalışmada deneylerin yapıldığı sistemin orijinal bileşenleri, R134a'lı bir otomobil iklimlendirme sistemi için tasarlanmıştır. Bu sebeple bazı bileşenlerin R1234yf soğutucu akışkanı için revize edilmesiyle sistem performansının artabileceği öngörülmektedir. Sistemde kullanılan bileşenlerden özellikle TXV için R134a yerine R1234yf'ye göre tasarlanmış bir genleşme valfi seçilerek yeni testler yapılabilir. Genleşme elemanı tipi olarak TXV'ye göre, özellikle OT ile yapılan deneylerde, eşanjör kullanan R1234yf'li sistemin performansında önemli iyileşmeler görülmüştür. Performansı daha da iyileştirmek adına, bir sonraki adımda farklı eşanjör tiplerinin performansa etkisi araştırılabilir. Sistemdeki ekserji kayıplarını azaltmak için evaporatör yüzey alanı arttırılabilir. Yüzey alanı artan evaporatörde daha düşük sıcaklık farkı ile aynı soğutma kapasitesi elde edilebileceğinden, evaporatörde ve çevrimde yok edilen ekserji değerlerinde düşme olacağı öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

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

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

Alkan A., Hoşöz M., Orifis Tüp Kullanan Bir Otomobil Klimasının Sabit ve Değişken Kapasiteli Kompresörler İçin Deneysel Performansı, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 2009, **25**, 415–421.

Andrizal A., Saputra H. D., Setiawan D., Setiawan M. Y., Design and Manufacture of Orifice Tube Car Air Conditioning System Simulator with R134a Cooling Fluid. *Journal of Mechanical, Electrical and Industrial Engineering*, 2020, **2**, 21–30.

Aral M.C., Suhermanto M., and Hosoz M., Performance Evaluation of an Automotive Air Conditioning and Heat Pump System Using R1234yf and R134a, *Science and Technology for The Built Environment*, 2021, **27**, 44–60.

Ariazone, Automotive & Industrial Refrigerant Service Equipment, http://www.ariazone.com/manuals/Automotive%20Air%20Conditioning%20 Training%20Manual.pdf, 2020.

Belman-Flores J.M., Ledesma S., Statistical Analysis of The Energy Performance of a Refrigeration System Working with R1234yf Using Artificial Neural Networks, *Applied Thermal Engineering*, 2015, **82**, 8–17.

Brown J.S., Yana-Motta S.F., Domanski P.A., Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating with CO2 and R134a. *International Journal of Refrigeration*, 2002, **25**, 19–32.

Chi-Chuan W., System Performance of R-1234yf Refrigerant in Air-Conditioning and Heat Pump System an Overview of Current Status, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **73**, 1412–1420.

Cho H., Park C., Experimental Investigation of Performance and Exergy Analysis of Automotive Air Conditioning Systems Using Refrigerant R1234yf at Various Compressor Speeds, *Applied Thermal Engineering*, 2016, **101**, 30–37.

Cho H., Lee H., Park C., Performance Characteristics of an Automobile Air Conditioning System with Internal Heat Exchanger Using Refrigerant R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, 2013, **61**(2), 563–569.

Daviran S., Kasaeian A., Golzari S., Mahian O., Nasirivatan S., Wongwises S. A., Comparative Study on the Performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an Alternative in Automotive Air Conditioning Systems, *Applied Thermal Engineering*, 2013, **110**, 1091–1100.

Daviran S., Kasaeian A., Golzari S., Mahian O., Nasirivatan S., Wongwises S., A Comparative Study on The Performanceo of HFO-1234yf and HFC-134a as an Alternative in Automotive Air Conditioning Systems. *Applied Thermal Engineering*, 2016, **110**, 1091–1100.

Devecioğlu A. G., Oruç V., Improvement on the Energy Performance of a Refrigeration System Adapting a Plate-Type Heat Exchanger and Low-GWP Refrigerants as Alternatives to R134a, *Energy*, 2018, **155**, 105–116.

Direk M., Kelesoglu A., Akin A., Drop-in Performance Analysis and Effect of IHX for an Automotive Air Conditioning System with R1234yf as a Replacement of R134a, *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, **63**(5), 314–319.

Esen D.O., Hoşöz M., R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının ve Kompresör Devrinin Otomobil Klimalarının Performansına Etkisinin Deneysel Analizi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 2005, **90**, 62–68.

EU, Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on Fluorinated Greenhouse Gases and Repealing Regulation (EC) No 842/2006, *Official Journal of European Union*, 2014, L 150/195.

Gaurav, Kumar J., Computational Energy and Exergy Analysis of R134a, R1234yf, R1234ze and Their Mixtures in Vapour Compression System, *Ain Shams Engineering Journal*, 2018, **9**(4), 3229–3237.

Pottker G., Hrnjak P., Experimental Investigation of the Effect of Condenser Subcooling in R134a and R1234yf Air-Conditioning Systems with and without Internal Heat Exchanger, *International Journal of Refrigeration*, 2015, **50**, 104–113.

Hosoz M., Kaplan K., Aral M. C., Suhermanto M., Ertunc H. M., Support Vector Regression Modeling of the Performance of an R1234yf Automotive Air Conditioning System, *Energy Procedia*, 2018, **153**, 309–314.

Kaynaklı Ö., Horuz I., An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2003, **30**, 273–284.

Kocatürk M., Salman M.S., Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Havası Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 2006, **9**, 7–12.

Kuijpers L., Retrofitting with non–CFC substitutes, United Nations Environment Programme Report, 1994.

Lee G.H., Yoo J.Y., Performance Analysis and Simulation of Automobile Air Conditioning System, *International Journal of Refrigeration*, 2000, **23**, 243–254.

Lee Y., Jung D., A Brief Performance Comparison of R1234yf and R134a in a Bench Tester For Automobile Applications. *Applied Thermal Engineering*, 2011, **35**, 240–242.

Lemmon E. W., Huber M. L., Mclinden M. O., Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 9.1, In NIST Standard Reference Database 23, 2013, *National Institute of Standards and Technology*, Gaithersburg.

Lemmon, E. W., Huber, M. L., Mclinden M. O., NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP 9.1., *National Institute of Standards and Technology*, 2013, Boulder, CO, USA.

Li X., Chen J., Chen Z., Liu W., Hu W., Liu X., A New Method for Controlling Refrigerant Flow in Automobile Air Conditioning, *Applied Thermal Engineering*, 2004, **24**, 1073–1085.

Li Z., Liang K., and Jiang H., Thermodynamic Analysis of Linear Compressor Using R1234yf, *Applied Thermal Engineering*, 2019, **153**, 646–654.

Meng Z., Zhang H., Lei M., Qin Y., Qiu J., Performance of Low GWP R1234yf/R134a Mixture as a Replacement For R134a in Automotive Air Conditioning Systems, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, **116**, 362–370.

Kocatürk M., Salman M. S., Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Havası Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 2006, **9**(1), 7–12.

Mota-Babiloni A., Navarro-Esbrí J., Barragán A., Molés F., Peris B., Drop-in Energy Performance Evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a Vapor Compression System as R134a Replacements, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **71**, 259–265.

Moran, M. J., ve H. N. Shapiro., *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 5th ed., John Wiley and Sons, West Sussex, UK, 2006.

Navarro-Esbri J., Moles F., Barragan-Cervera A., Experimental Analysis of The Internal Heat Exchanger Influence on a Vapour Compression System Performance Working With R1234yf as a Drop-in Replacement for R134a, *Applied Thermal Engineering*, 2013, **59**(1-2), 153–161.

Preissner M., Cutler B., Radermacher R., Zhang C. A., Suction Line Heat Exchanger for R134a Automotive Air-Conditioning System. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 289–294, Temmuz 2000.

Qi Z., Performance Improvement Potentials of R1234yf Mobile Air Conditioning System, *International Journal of Refrigeration*, 2015, **58**, 35–40.

Rajendran P., Narayanaswamy G. R., Dhasan M. L., Tuning Thermostatic Expansion Valve for Implementing Suction Line Heat Exchanger in Mobile Air Conditioning

System. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2019, **41**, 1–15.

Ratts E.B., Brown J.S., An Experimental Analysis of The Effect of Refrigerant Charge Level on An Automotive Refrigeration System, *International Journal of Thermal Science,* 2000, **39**, 592–604.

Shan R. K., Automotive Air Conditioning Systems Historical Developments, The State of Technology and Future Trends, *Heat Transfer Engineering*, 2009, **30**(9), 720–735.

Shin Y., Kim T., Lee A., Cho H., Performance Characteristics of Automobile Air Conditioning Using The R134a/R1234yf Mixture, *Entropy*, 2020, **22**(1), 4.

Sieres J., Santos J. M., Experimental Analysis of R1234yf as a Drop-in Replacement for R134a in a Small Power Refrigerating System. *International Journal of Refrigeration*, 2018, **91**, 230–238.

Golzari S., Kasaeian A., Daviran S., Mahian O., Wongwises S., Sahin A. Z., Second Law Analysis of an Automotive Air Conditioning System Using HFO-1234yf, an Environmentally Friendly Refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 2017, **73**, 134–143.

Stubblefield M., ve Haynes J. H., *The Haynes Automotive Heating & Air Conditioning Systems Manuel ,* 3rd ed., Haynes Publishing Group, England, 2000.

Suhermanto M., R1234yf ve R1234a Soğutucu Akışkanlı Taşıt İklimlendirme ve Isı pompası Siteminin Karşılaştırmalı Deneysel Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2016, 436212.

UNEP, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, final act. United Nations Environment Programme, 1987.

URL-1:
http://www.sanden.com.sg/opencms/opencms/sites/default/Sanden/_configuration /Catelogue/Product.jsp?pid=1003, (Ziyaret tarihi: 6 Şubat 2021).

Vaghela J. K., Comparative Evaluation of an Automobile Air - Conditioning System Using R134a And its Alternative Refrigerants, *Energy Procedia*, 2017, **109**, 153–160.

Wantha C., Analysis of Heat Transfer Characteristics of Tube-in-Tube internal Heat Exchangers for HFO-1234yf and HFC-134a Refrigeration Systems, *Applied Thermal Engineering*, 2019, **157**, 1–10.

Zilio C., Brown S. J., Schiochet G., Cavallini A., The Refrigerant R1234yf in Air Conditioning Systems, *Energy*, 2011, **36**(10), 6110–6120.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Güngör U., Hoşöz M., R134a'lı Bir Otomobil İklimlendirme Sisteminde Genleşme Elemanı Tipinin Performansa Etkisinin Deneysel Analizi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 2020, **3**, 214–222.

Güngör U., Hoşöz M., Experimental Performance Evaluation of an R1234yf Automobile Air Conditioning System Employing an Internal Heat Exchanger, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 2021, **10**, 50–59.

ÖZGEÇMİŞ

İlk ve orta öğrenimini Zonguldak'ta tamamladı. 2011 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümüne başladı ve 2017 yılında mezun oldu. 2018 yılından bu yana Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.