

YALOVA ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**R134a KULLANILAN OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R1234yf'İN,
SIVI HATTINA EKLENEN BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İLE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet AKIN

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2017

YALOVA ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**R134a KULLANILAN OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R1234yf'İN,
SIVI HATTINA EKLENEN BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İLE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ahmet AKIN
155103012**

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı


Enerji Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Mehmet Direk

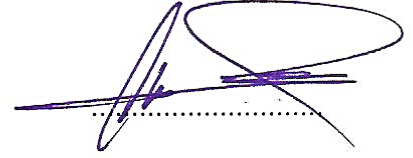
HAZİRAN 2017

YALOVA Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 155103012 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ahmet AKIN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**R134a KULLANILAN OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R1234yf'NİN, SIVI HATTINA EKLENEN BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İLE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

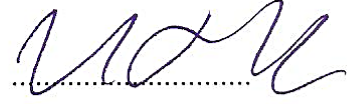
Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Mehmet DİREK**
Yalova Üniversitesi



Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI**
Uludağ Üniversitesi



Yrd. Doç. Dr. Mehmet DİREK
Yalova Üniversitesi



Yrd. Doç. Dr. Ümit ÜNVER
Yalova Üniversitesi



Teslim Tarihi : 26 Mayıs 2017
Savunma Tarihi : 28 Haziran 2017



ÖNSÖZ

Bu çalışmada R134a için tasarlanmış deneysel otomobil klima sisteminde R134a ile düşük GWP değerine sahip alternatif soğutucu akışkan R1234yf sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan test edilmiştir. Daha sonra R1234yf kullanılan sistemin performansını iyileştirmek için sıvı hattında bir ısı değiştiricisi kullanılarak testler tekrarlanmıştır. Deneylerden elde edilen verilere enerji ve ekserji analizi uygulanarak her iki akışkan için sistemin performansı belirlenmiştir. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak grafikler halinde sunulmuştur. Neticede R1234yf'nin performansının R134a'dan düşük olduğu, ısı değiştiricisinin kullanılması ile performansının iyileştiği gözlemlenmiştir.

Bu tez çalışmasını “Soğutma sistemlerinde HFO1234yf soğutucu akışkanının kullanılabilirliğinin incelenmesi ve sistem performansının bilgisayar simülasyonları ile analizi ve optimizasyonu” başlıklı, 2015/BAP/123 numaralı proje ile maddi olarak desteklediği için Yalova Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonuna teşekkür ederim.

Tez çalışmanın her anında destek ve görüşlerini asla esirgemeyen, bilgi ve deneyimleri ile bizi teçhiz eden değerli hocam Yrd. Doç Dr. Mehmet DİREK'e, bölüm başkanımız Prof. Dr. Fikret YÜKSEL'e, emeklerinden dolayı ekip arkadaşlarım Alper KELEŞOĞLU'na, Eren SOYLU'ya, İrfan ALKAN'a sonsuz teşekkür ederim. Ayrıca bu dönemde her an yanında olan, beni maddi ve manevi olarak sürekli destekleyen babam Ziya AKIN'a, annem Nuran AKIN'a ve kardeşim Samet AKIN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2017

Ahmet Akın
Enerji Sistemleri Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|--|-----------|
| ÖNSÖZ..... | v |
| İÇİNDEKİLER | vii |
| KISALTMALAR | ix |
| ÇİZELGE LİSTESİ..... | xi |
| ŞEKİL LİSTESİ..... | xiii |
| ÖZET..... | xvii |
| SUMMARY | xix |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Otomobil İklimlendirme ve Klima Sistemleri Tarihi | 11 |
| 2. BUHAR SIKIŞTIRMALI MEKANİK SOĞUTMA ÇEVİRİMİ..... | 15 |
| 3. OTOMOBİL İKLİMLENDİRME VE KLİMA SİSTEMİ | 19 |
| 3.1 Yolcu Kabini Havalandırma Sistemi..... | 19 |
| 3.2 Yolcu Kabini Isıtma ve Motor Soğutma Sistemi | 21 |
| 3.3 Yolcu Kabini Soğutma (Klima) Sistemi | 22 |
| 3.4 Otomobil Klima Sistemi Bileşenleri | 23 |
| 3.4.1 Kompresör..... | 23 |
| 3.4.2 Yoğuşturucu (kondenser) | 24 |
| 3.4.3 Buharlaştırıcı (evaporatör) | 25 |
| 3.4.4 Genleşme vanası (TXV)..... | 26 |
| 3.4.5 Sıvı tankı (kurutucu) | 27 |
| 4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR..... | 29 |
| 4.1 R1234yf Soğutucu Akışkanının Özellikleri | 31 |
| 5. DENEY DÜZENEGİ | 33 |
| 5.1 Deney Düzeneginin Hazırlanması..... | 33 |
| 5.2 Deney Düzeneginin Tanıtılması..... | 33 |
| 5.2.1 Yoğuşturucu | 35 |
| 5.2.2 Buharlaştırıcı | 35 |
| 5.2.3 Kompresör..... | 36 |
| 5.2.4 Isı değiştiricisi (IHX) | 37 |
| 5.2.5 Genleşme vanası | 38 |
| 5.2.6 Sıvı tankı | 38 |
| 5.2.7 Bağlantı elemanları | 38 |
| 5.3 Deney Düzeneginde Kullanılan Ölçüm Cihazları | 38 |
| 5.3.1 Sıcaklık ölçümü..... | 39 |
| 5.3.2 Basınç ölçümü..... | 40 |
| 5.3.3 Kütlesel debi ölçümü | 40 |
| 5.3.4 Sisteme yüklenen soğutucu akışkan miktarı ölçümü | 40 |
| 6. TERMODİNAMİK ANALİZ | 41 |
| 6.1 Enerji Analizi | 41 |

| | |
|--|------------|
| 6.1.1 Buharlaştırıcıda çekilen ısı (soğutma kapasitesi) | 41 |
| 6.1.2 Kompresörde harcanan güç | 42 |
| 6.1.3 Isı değiştiricisi etkinliği | 42 |
| 6.1.4 Soğutma tesir katsayısı | 43 |
| 6.2 Ekserji Analizi | 43 |
| 6.2.1 Buharlaştırıcıda yok olan ekserji | 44 |
| 6.2.2 Kompresörde yok olan ekserji | 44 |
| 6.2.3 Yoğuşturucuda yok olan ekserji | 44 |
| 6.2.4 Genleşme vanasında yok olan ekserji | 45 |
| 6.2.5 Isı değiştiricide yok olan ekserji | 45 |
| 6.2.6 Toplam yok olan ekserji | 46 |
| 6.2.7 Sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranı | 46 |
| 6.2.8 Birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}_{x,d,t}/\dot{Q}_{evap}$) ... | 46 |
| 7. DENEYSEL İŞLEMLER | 47 |
| 7.1 Deney Düzeneneğinin Çalıştırılması | 47 |
| 7.2 Deneysel Prosedür | 47 |
| 7.2.1 Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler | 47 |
| 7.2.2 Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneyler | 51 |
| 8. BULGULAR VE TARTIŞMA | 55 |
| 8.1 Sabit Buharlaşma ve Yoğuşma Sıcaklığı Deneyleri Sonuçları | 55 |
| 8.1.1 -10°C sabit buharlaşma sıcaklığı deneyleri sonuçları | 55 |
| 8.1.2 40°C sabit yoğuşma sıcaklığı deneyleri sonuçları | 65 |
| 8.2 Kompresör Devir Deneyleri Sonuçları | 73 |
| 8.2.1 27°C hava akımı sıcaklıklarında devir deneyleri sonuçları | 73 |
| 8.2.2 35°C hava akımı sıcaklıklarında devir deneyleri sonuçları | 83 |
| 9. SONUÇLAR | 93 |
| KAYNAKLAR | 97 |
| ÖZGEÇMİŞ | 101 |

KISALTMALAR

| | |
|----------------------|---|
| A | :Amper |
| a | :Akışkan |
| AP | :Avrupa Parlemanosu |
| AAC | :Automobile Air Conditioning |
| Ç | :Isı sığası (kJ/kgKs) |
| CFC | :Kloroflorokarbon |
| ç | :Çıkış |
| d | :Ekserji yok olması |
| d/d | :Devir/dakika |
| dB | :Desibel |
| Ex | :Ekserji |
| evap | :Buharlaştırıcı |
| g | :Giriş |
| gr | :Gram |
| GWP | :Küresel ısınma potansitesi |
| h | :Entalpi (kJ/kg) |
| HFC | :Hidroflorokarbon |
| HFO | :Hidrofloroolefin |
| Hz | :Hertz |
| IHX | :Isı değiştiricisi |
| K | :Kelvin |
| kg | :Kilogram |
| kond | :Yoğuşturucu |
| komp | :Kompresör |
| kW | :Kilowatt |
| LSHX | : Liquid line-Section line Heat Exchanger |
| mm | :Milimetre |
| m³ | :Metreküp |
| m | :Kütlesel debi (kg/s) |
| ODP | :Ozon delme potansiyeli |
| P | :Basınç (kPa) |
| s | :Entropi (kJ/kgK) |
| STK | :Soğutma Tesir Katsayısı |
| TXV | :Termostatik genleşme vanası |
| T | :Sıcaklık (°C) |
| t | :Toplam |
| Q | :Isı transfer hızı (kW) |
| V | :Volt |
| W | :Güç (kW) |
| ε | :Isı değiştiricisi etkinliği |
| φ | :Akış ekserjisi (kJ/kg) |



ÇİZELGE LİSTESİ

| | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| Çizelge 4.1: Akışkanların güvenlik sınıflandırması | 30 |
| Çizelge 4.2: R134a ve R1234yf'nin termodinamik ve fiziksel özellikleri | 32 |
| Çizelge 5.1: Yoğuşturucu teknik özellikleri | 35 |
| Çizelge 5.2: Buharlaştırıcı teknik özellikleri | 36 |
| Çizelge 5.3: Kompresör teknik özellikleri | 36 |
| Çizelge 5.4: Elektrik motoru teknik özellikleri | 37 |
| Çizelge 5.5: Motor sürücüsü teknik özellikler | 37 |
| Çizelge 5.6: Isı değiştiricisi teknik özellikleri | 38 |
| Çizelge 5.7: Ölçüm cihazları ölçüm aralık ve hassasiyetleri | 39 |
| Çizelge 5.8: Herbir performans parametresi için hata analizi sonuçları | 39 |
| Çizelge 7.1: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler için ölçüm alınan noktalar | 48 |
| Çizelge 7.2: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneyler için ölçüm alınan noktalar | 53 |



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | |
|---|----|
| Şekil 2.1: Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğurtma çevrimi şematik gösterimi..... | 15 |
| Şekil 2.2: İdeal buhar sıkıştırırmalı mekanik soğurtma çevriminin T-s ve P-h diyagramları..... | 16 |
| Şekil 2.3: Gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğurtma çevriminin şematik gösterimi ve T-s diyagramı..... | 17 |
| Şekil 2.4: Sıvı hattına ısı değıştiricisi eklenmiş soğurtma çevriminin şematik gösterimi ve P-h diyagramı | 18 |
| Şekil 3.1: Havalandırma sisteminde şartlandırılan havanın izlediğı yol | 20 |
| Şekil 3.2: Motor soğurtma sistemi | 22 |
| Şekil 3.3: Klima sisteminin otomobil üzerindeki yerleşimi | 22 |
| Şekil 3.4: Sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünümü..... | 24 |
| Şekil 3.5: Otomobil klima sistemi yoğuşturucusu kesit görünümü..... | 25 |
| Şekil 3.6: Otomobil klima sistemi buharlaştırmacısı görünümü | 25 |
| Şekil 3.7: TXV kesit görünümü..... | 26 |
| Şekil 3.8: Sıvı tankı kesit görünümü | 27 |
| Şekil 4.1: Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi..... | 29 |
| Şekil 4.2: R1234yf'nin kimyasal formülü | 31 |
| Şekil 4.3: R134a ve R1234f'nin doyma sıcaklığının fonksiyonu olarak buharlaşma gizli ısısının ve buharlaşma basıncının değışimi | 32 |
| Şekil 5.1: Deneysel otomobil klima sisteminin görünümü..... | 34 |
| Şekil 5.2: Deneysel otomobil klima sistemi şematik gösterimi..... | 34 |
| Şekil 7.1: Sıvı hattında ısı değıştiricisinin kullanılmadığı deneyler için deney düzeneğinin şematik gösterimi | 48 |
| Şekil 7.2: Sıvı hattında ısı değıştiricisinin kullanılmadığı deneyler için EES programında geliştirilen algoritmanın akış şeması..... | 50 |
| Şekil 7.3: Sıvı hattında ısı değıştiricisinin kullanıldığı deneyler için deney düzeneğinin şematik gösterimi | 51 |
| Şekil 7.4: Sıvı hattında ısı değıştiricisinin kullanıldığı deneyler için EES programında geliştirilen algoritmanın akış şeması..... | 52 |
| Şekil 8.1: Sistemde R134a kullanıldığı durumda -10°C buharlaşma sıcaklığında 40°C ve 50°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları..... | 57 |
| Şekil 8.2: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumlarda -10°C buharlaşma ve 44°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları..... | 57 |
| Şekil 8.3: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında soğurtma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) yoğuşma sıcaklığı ile değışimi | 58 |
| Şekil 8.4: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) yoğuşma sıcaklığı ile değışimi | 59 |
| Şekil 8.5: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında STK değerin yoğuşma sıcaklığı ile değışimi | 60 |

| | |
|--|----|
| Şekil 8.6: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi..... | 62 |
| Şekil 8.7: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi | 63 |
| Şekil 8.8: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi | 64 |
| Şekil 8.9: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı ile birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,t} / \dot{Q}_{evap}$) değerlerinin değişimi | 64 |
| Şekil 8.10: Sistemde R134a kullanıldığı durumda 40°C yoğuşma sıcaklığında -5°C ve -20°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları..... | 66 |
| Şekil 8.11: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumda 40°C yoğuşma ve -10°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları..... | 66 |
| Şekil 8.12: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) buharlaşma sıcaklığı ile değişimi | 67 |
| Şekil 8.13: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) buharlaşma sıcaklığı ile değişimi | 68 |
| Şekil 8.14: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında STK değerinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi | 69 |
| Şekil 8.15: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi..... | 70 |
| Şekil 8.16: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi..... | 71 |
| Şekil 8.17: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi | 72 |
| Şekil 8.18: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı ile birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,t} / \dot{Q}_{evap}$) değerlerinin değişimi | 73 |
| Şekil 8.19: Sistemde R134a kullanıldığı durumda 27°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1000 d/d ve 2000 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları..... | 75 |
| Şekil 8.20: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumda 27°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1500 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları..... | 75 |
| Şekil 8.21: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) kompresör devri ile değişimi | 76 |
| Şekil 8.22: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) kompresör devri ile değişimi | 77 |
| Şekil 8.23: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında STK değerinin kompresör devri ile değişimi | 78 |

| | |
|--|----|
| Şekil 8.24: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi | 80 |
| Şekil 8.25: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi | 81 |
| Şekil 8.26: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda bileşenlerde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi | 82 |
| Şekil 8.27: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,t} / \dot{Q}_{evap}$) değerinin kompresör devri ile değişimi | 83 |
| Şekil 8.28: Sistemde R134a kullanıldığı durumda 35°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1000 d/d ve 2000 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları | 84 |
| Şekil 8.29: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumda 35°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1500 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları | 85 |
| Şekil 8.30: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) kompresör devri ile değişimi | 85 |
| Şekil 8.31: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) kompresör devri ile değişimi | 86 |
| Şekil 8.32: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında STK değerinin kompresör devri ile değişimi | 87 |
| Şekil 8.33: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi | 89 |
| Şekil 8.34: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda bileşenlerde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi | 90 |
| Şekil 8.35: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda bileşenlerde yokolan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi | 91 |
| Şekil 8.36: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,t} / \dot{Q}_{evap}$) değerinin kompresör devri ile değişimi | 92 |



R134a KULLANILAN OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R1234yf'İNİN, SIVI HATTINA EKLENEN BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİ İLE DENEYSSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüz otomobil klima sistemlerinde yaygın olarak R134a (GWP=1430) soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. R134a'nın ozon tabakasına zararı bulunmamasına rağmen küresel ısınmaya etkisi büyüktür. Bu sebepten dolayı kullanımını kısıtlama çalışmaları yürütülmektedir. Avrupa Parlamentosu (AP) ve Konseyinin 2006/40/EC yönergesine göre 2017'den itibaren GWP değeri 150'den yüksek olan soğutucu akışkanları kullanan otomobillerin satışının engellenmesi planlanmıştır. Bu yönerge bir planlama dahilinde uygulamaya koyulmuştur. Aynı şekilde AP ve Konseyinin 517/2014 sayılı yönergesi ile 2022'den itibaren R134a'nın kullanımının yasaklanması kararlaştırılmıştır. R134a'ya alternatif soğutucu akışkan düşük GWP değerine sahip ve otomobil klima sistemlerinde kullanılmaya başlanan R1234yf'dir (GWP=4). R1234yf'nin termo-fiziksel özellikleri R134a'ya oldukça yakındır. Fakat R134a yerine R1234yf klima sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan kullanıldığında sistem performansı daha düşük elde edilmektedir. Bu çalışmada R134a için tasarlanmış otomobil klima sisteminde R1234yf'nin performansının sıvı hattına eklenen ısı değiştiricisi (IHx) ile artırılması hedeflenmiştir. Bu kapsamda Yalova Üniversitesi İklimlendirme Laboratuvarında temelde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olan deneysel otomobil klima sistemi kurulmuş ve çeşitli ölçüm cihazları ile donatılmıştır. Deney düzeneğinde sırasıyla R134a ve R1234yf test edildikten sonra R1234yf sıvı hattına eklenen çift borulu ısı değiştiricisi ile aynı koşullarda tekrar test edilmiştir. Deneyler sabit -10°C buharlaşma sıcaklığında yoğunlaşma sıcaklığı artırılarak, sabit 40°C yoğunlaşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı artırılarak, son olarak sırasıyla 27°C ve 35°C'de sabit tutulan buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devri artırılarak yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler ışığında enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve performans parametrelerine ulaşılmıştır. Sonuçlar karşılaştırmalı olarak grafikler halinde verilmiştir. Isı değiştiricisi kullanılmayan deneylerde R134a'nın soğutma kapasitesi R1234yf'den %17,87, STK değeri %11,02 daha fazla olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisi ile birlikte R1234yf'nin soğutma kapasitesi %9,2, STK değeri %5,47 artmıştır. Kompresörde harcanan güç değeri en fazla sistemde R134a kullanıldığında görülmüştür. R134a'yı sırasıyla R1234yf+IHx ve R1234yf takip etmiştir. Sistemde en fazla ekserji R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında yok olmuştur. Çift borulu ısı değiştiricisinin etkinliği ortalama %16 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak R1234yf'nin performansı otomobil klima sisteminde hiçbir değişiklik yapılmadan kullanıldığında R134a'dan düşük olduğu, sıvı hattında ısı değiştiricisi kullanılması ile performansının arttığı, fakat R134a'yı geçemediği gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Otomobil klima sistemi, R134a, R1234yf, GWP, çift borulu ısı değiştiricisi



EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF R1234yf WITH LIQUID LINE HEAT EXCHANGER IN AUTOMOBILE AIR-CONDITIONING SYSTEM USED R134a

SUMMARY

Nowadays, R134a (GWP = 1430) is widely used in automotive air conditioning (AAC) systems as refrigerant. Although R134a has no damage to the ozone layer, its effect on global warming is huge. Due to this reason, studies are being performed to restrict the use. According to Directive 2006/40/EC of the European Parliament (EP) and Council, the sale of cars using refrigerants those have higher GWP value than 150 was planned to be prohibited from 2017. This directive is in force within a plan. As the same, according to EP and Council's directive 517/2014 it was decided to forbid the use of R134a starting from 2022. The alternative refrigerant to R134a is R1234yf (GWP=4), which is being used in AAC systems. Thermo-physical properties of R1234yf are quite close to R134a. However performance of R1234yf is lower than R134a when R1234yf used without any modification in the AAC system. In this study, it was aimed to increase the performance of R1234yf using an internal heat exchanger (IHx) in AAC system designed for R134a. In this context, experimental AAC system, which is basically a vapour compression refrigeration cycle, was installed in Yalova University Air-Conditioning Laboratory and equipped with various measuring devices. R134a and R1234yf were tested in the experimental setup, respectively and then R1234yf with the double pipe heat exchanger was tested again under the same conditions. Experiments was carried out by increasing the condensation temperature at constant -10°C evaporation temperature, increasing the evaporation temperature at constant 40°C condensation temperature, finally increasing the compressor speed at the evaporator and condenser air flow inlet temperatures kept constant at 27°C and 35°C , respectively. Energy and exergy analyses were performed with the obtained experimental data and the performance parameters were reached. The results were given in comparative graphs. In experiments which heat exchanger was not used, it was calculated that the cooling capacity of R134a was 17.87%, COP value of it was 11.02% higher than R1234yf. With the heat exchanger the cooling capacity and COP value of the R1234yf increased by 9.2%, 5.47%, respectively. When R134a was used in the system, the compressor power reached maximum value. R134a was followed by R1234yf+ IHx and R1234yf. The most exergy destructed in the case of R1234yf+IHx. The effectiveness of the double pipe heat exchanger was calculated as 16% on average. As a result, it was observed that the performance of R1234yf was lower than R134a when without any modification in AAC system and was improved with the heat exchanger used to the liquid line but was not pass performance of R134a.

Key words: Automobile Air Conditioning System, R134a, R1234yf, GWP, Double Pipe Heat Exchanger



1. GİRİŞ

Mahallerin havalandırılması, ısıtılması ve soğutulması mekanik iklimlendirme ve klima sistemleri ile gerçekleştirilmektedir. İklimlendirme kapalı bir ortamda havanın sıcaklık, nem, temizlik ve hız değerlerinin insan sağlığı ve konforu için en uygun seviyede tutulmasıdır. Bunun yanında endüstride havanın, yapılan işleme göre şartlandırılması ürün kalitesi bakımından oldukça önemlidir. Bu amaçla geliştirilmiş tüm sistemlere genel olarak iklimlendirme sistemleri denilmektedir.

İklimlendirme sistemleri sadece konutlarda veya endüstride değil otomobillerde de büyük önem taşımaktadır. İlk icat edilen otomobillerde yolcu kabini açık olduğu için herhangi bir iklimlendirme sistemine ihtiyaç duyulmamasına rağmen, kabinin kapatılması ile sürüş güvenliği ve konforu açısından, mevsim şartlarına göre şartlandırılması zaruri hale gelmiştir. İlk geliştirilen otomobil iklimlendirme sistemleri kullanışsız ve yetersiz iken, günümüzde hassas sıcaklık kontrolü yapabilen, yolcu kabininin farklı bölgelerini farklı sıcaklıkta ısıtıp, soğutabilen otomatik sistemler kullanılmaktadır. Teknolojik gelişmelere paralel olarak otomobil iklimlendirme sistemlerinde gelişmeler devam etmektedir.

Otomobil klima sistemi yaz şartlarında yolcu kabine gönderilecek hava akımının sıcaklığını ve nemini düşürerek sıcaklık ve nem kontrolü yapan, temelde buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimidir. Bu çevrim buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser), kompresör, genleşme vanası (TXV) olmak üzere dört ana bileşenden, birde sistemde ısı transferi sağlayan soğutucu akışkandan oluşmaktadır. Ayrıca sistemde yardımcı eleman olarak kurutucu ve filtre görevi yapan sıvı tankı bulunmaktadır. Klima sistemi motor tarafından tahrik edilen kompresörün devreye alınması ile çalışır. Kompresörde basıncı artırılan soğutucu akışkan yoğuşturucuda sabit basınçta ısını atıp yoğuştuktan sonra genleşme vanasında basıncını kaydeber. Sıcaklığı oldukça düşen soğutucu akışkan buharlaştırıcıda yolcu kabine gönderilecek havanın ısını çeker. Böylece yolcu kabini soğutulmuş olur.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesine ve sıcaklığa bağlı olarak çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Otomobil klima sistemlerinde ilk olarak CFC (kloroflorokarbon) grubundan olan R12 soğutucu akışkanı kullanılmıştır. R12'nin (ozonu delme potansiyeli (ODP)=1, küresel ısınma potansiyeli (GWP)=8500) ozon tabakasına zarar verdiği tespit edildikten sonra kullanımını kısıtlama çalışmaları başlamıştır. 1987 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile R12'nin kullanımının kademeli olarak yasaklanması kararlaştırılmıştır (Eser, 2005). R12'ye alternatif olarak HFC (hidroflorokarbon) grubundan olan R134a (ODP=1, GWP=1430) soğutucu akışkanı geliştirilmiş ve 2000'li yıllara kadar R12'nin yerini alması devam etmiştir (Devecioğlu ve diğ., 2015).

Günümüzde otomobil klima sistemlerinde yaygın olarak R134a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. R134a soğutucu akışkanının ozonu delme etkisi olmamasına rağmen küresel ısınmaya etkisi büyüktür. Bu sebepten dolayı bu akışkanın da kullanımını kısıtlama çalışmaları başlatılmıştır. Avrupa Parlamentosu ve Konseyinin 2006/40/EC yönergesine göre 2017 tarihinden itibaren GWP değeri 150'den yüksek olan soğutucu akışkanları kullanan otomobillerin satışının engellenmesi planlanmıştır (MAC Directive, 40/2006). Bu yönerge bir planlama dahilinde uygulamaya konulmuştur. Aynı şekilde Avrupa Parlamentosu (AP) ve Konseyinin 517/2014 yönergesine göre 2022'den itibaren R134a'nın kullanımının yasaklanması kararlaştırılmıştır (AP, 517/2014). R134a'ya alternatif olabilecek düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların geliştirilmesi ve R134a'nın yerini alması bu yönergeler ile zorunlu hale gelmiştir.

R134a'ya alternatif soğutucu akışkan belirleme konusunda yapılan çalışmalar ve araştırmalar incelediğinde düşük GWP değerine sahip R1234yf, R152a, R1234ze, R744 (CO₂), R290 (propan), R600a (izobütan) alternatif soğutucu akışkanlar olarak öne çıktığı görülmektedir (Sánchez, 2017). Bu akışkanlardan R290 ve R600a hidrokarbon içeriğinden dolayı yanıcı olup tercih edilmemektedir. R-744 (ODP=0, GWP=1) termodinamik özelliklerinden dolayı yüksek basınç gereksinimi vardır ve kritik üstü şartlarda çalışır. Mevcut otomobil klima sistemlerinde bir değişiklik yapmadan kullanılmadığı için tercih edilmez. R152a (ODP=0, GWP=124) yüksek gizli buharlaşma ısısına, düşük kinematik viskoziteye, düşük yanıcılığa sahiptir. Isı transferi ve termodinamik özellikler bakımından R134a'ya yakın bir soğutucu

akışkandır (Cho ve diğ., 2013). R1234ze (ODP=0, GWP=6) ise R134a ile aynı soğutma kapasitesini vermek için silindir hacmi daha büyük bir kompresör kullanımı gerektirir (Naushad ve diğ., 2013; McLinden ve diğ. 2013).

R134a'nın bir diğer alternatifi ise hali hazırda otomobil klima sistemlerinde kullanımına başlayan HFO (hidrofloroolefin) grubundan R1234yf soğutucu akışkandır. Düşük yanıcılığa sahip olan R1234yf'nin (ASHRAE güvenlik grubu: A2L) ODP değeri 0, GWP değeri 4'dür. Bu sebeple R1234yf yasal gereklilikleri sağlayan, çevre dostu bir soğutucu akışkandır (Nielsen ve diğ., 2007). R134a doğada 14 yılda çözünürken, R1234yf 11 günde çözünmektedir (Spartz ve Minor, 2008). Bunun yanında termodinamik ve fiziksel özellikler bakımından R134a'ya benzerlik göstermektedir. R1234yf'yi diğer alternatif soğutucu akışkanlardan ayıran en önemli özellik R134a için geliştirilmiş otomobil klima sisteminde hiçbir değişiklik yapmadan kullanılabilmesidir (Zilio ve diğ., 2011). Fakat aynı doyma sıcaklıklarında R134a'ya göre R1234yf'nin gizli buharlaşma ısısı %21 ile %28 arasında daha düşük olduğu için sistem performansında azalma görülür (Petitjean ve Benouali, 2010). Soğutma sistemlerinde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının aynı şartlarda karşılaştırıldığı çalışmalar incelendiğinde R134a'ya göre R1234yf'nin soğutma kapasitesi %3,4 ile %12,4 arasında, STK değeri %1,2 ile %9 arasında daha düşük olduğu görülmüştür (Lee, 2011; Leck, 2009; Motta, 2010; Navarro, 2013; Jarall, 2012; Chen, 2011).

R1234yf'nin etkin kullanın aralıklarının belirlenmesi ve otomobil klima sistemlerinde performansının iyileştirilmesi gerekmektedir. Sistem performansını artırmak için aşırı soğuma (subcooling) ve/veya aşırı ısınmanın (superheat) artırılması önerilmektedir (Pottker ve diğ., 2015; Qi, 2014). Aşırı soğumayı ve aşırı ısınmayı arttırmanın yollarından biri yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kapasitelerini yükseltmektir (Zilio ve diğ., 2011). Fakat bu çözüm yoğuşturucu ve buharlaştırıcının konumlandırıldığı yerlerin tekrar tasarlanmasını gerektirmektedir. Ayrıca sistemde basınç kayıplarının artmasına sebep olur. Bu da kompresörde harcanan gücü artırır. Aşırı soğuma ve aşırı ısınmayı artırmak için diğer bir yöntem sıvı hattı - emme hattı ısı değiştiricisi (liquid line-section line heat exchanger-LSHX) veya iç ısı değiştiricisi (internal heat exchanger-IHX) olarak adlandırılan bir ısı değiştiricisinin sıvı ve emme hattı üzerine yerleştirilmesidir (Domanski, 1992; Cho ve diğ, 2013). Isı değiştiricisi

kullanmanın avantajı sistem üzerinde büyük bir değişiklik yapmadan sistem performansını artırabilmesidir. Otomobil klima sisteminde kullanılması kolay olan ve basınç kaybına sebep olmayan çift borulu ısı değiştiricisi bu amaçla kullanılabilir.

Otomobil klima sisteminde veya soğutma sisteminde R134a yerine düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların kullanılması, R134a ile R1234yf akışkanlarının performanslarının karşılaştırılması, R1234yf kullanılan sistemlerin performansının iyileştirilmesi, sıvı hattına eklenen ısı değeritiricisinin sistem performansı üzerine etkisi konularında yapılan deneysel ve teorik çalışmalardan öne çıkanlar aşağıda sunulmuştur.

Zilio ve diğ. (2011) R134a kullanılan bir otomobil klima sisteminde alternatif olarak düşük GWP değerine sahip R1234yf soğutucu akışkanını test etmişlerdir. R1234yf'yi sistemde değeriklik yapmadan denemişlerdir. Daha sonra performansını artırmak için termostatik genleşme vanasını R1234yf için uygun hale getirmişler ve değerik kapasiteli kompresörün kontrol vanasını devre dışı bırakmışlardır. Bu küçük değeriklikler ile aynı şartlarda deneyleri tekrarlamışlardır. Deneyleri farklı kompresör devirlerinde ve farklı buharlaştırıcı ile yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklıklarında gerçekteşirmişlerdir. R1234yf'yi sistemde değeriklik yapmadan denediklerinde STK ve soğutma kapasitesi değerlerinin R134a'dan oldukça düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Yaptıkları küçük değeriklikler ile bu farkın azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca yaptıkları numerik simülasyonlar sonucunda yoğuşturucu ve buharlaştırıcı yüzey alanlarının sırasıyla %20 ve %10 büyütülmesi ile R1234yf'nin STK değerinin R134a'yı geçtiğini gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak R1234yf'nin R134a yerine kullanılabilir uygun bir soğutucu akışkan olduğunu ifade etmişlerdir.

Kaynaklı ve Horuz (2003) otomobil klima sistemini deneysel olarak ayrıntılı bir şekilde incelemişlerdir. Çevre sıcaklığını, buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığını, yoğuşma sıcaklığını ve kompresör devrini değeritirerek sistem performansı üzerine etkilerini belirlemişlerdir. Yoğuşma sıcaklığı artıkça soğutma kapasitesinin arttığını, fakat 35°C'yi geçtikten sonra soğutma kapasitesinin azalma eğilimi gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Bunun yanında soğutma kapasitesi; buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığı ve kompresör devri yükseldikçe artmıştır. Soğutma tesir katsayısı ise yoğuşma sıcaklığı ve kompresör devri yükseldikçe azalmış, buharlaştırıcı giriş sıcaklığı yükseldikçe artmıştır.

Direk (2011) klasik otomobil klima sistemine dört yollu vana ekleyerek ısıtma ve soğutma yapabilen ısı pompası sistemi geliştirmiş ve performansını test etmiştir. Isı kaynağı olarak çevre havasını, motor soğutma suyunu, egzoz gazındaki atık ısıyı kullanmıştır. Bu ısı kaynakları ile elde ettiği ısıtma kapasitesi değerlerini motor soğutma suyu kullanılan kalorifer sistemi ile karşılaştırmıştır. Düşük motor yükünde ısı pompasından tüm ısı kaynakları ile elde edilen ısıtma kapasitelerinin kalorifer sisteminden elde edilen ısıtma kapasitesinden yüksek olduğunu tespit etmiştir. Fakat motor yükü arttıkça kalorifer sisteminin ısıtma kapasitesi egzoz gazlı ve havalı ısı pompası ile elde edilen ısıtma kapasitesini geçmiş, motor soğutma sulu ısı pompası ile elde edilen ısıtma kapasitesini geçememiştir.

Motta ve diğ. (2010) R134a için hazırlanmış deneysel soğutma sisteminde R134a ile birlikte R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarını sistemde hiçbir değişiklik yapmadan test etmişlerdir. Deneyle iç ünite hava akımı giriş sıcaklığı sabit kalacak şekilde, farklı dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarında yapmışlardır. Deneyle sonucunda R134a'ya göre R1234yf'nin STK değerini %2 az, soğutma kapasitesi %5 fazla olduğunu belirlemişlerdir. R1234ze ile yapılan deneyle sonucunda ise R134a'ya göre STK değerinin %9 az, soğutma kapasitesinin %13 fazla olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca kompresörde küçük tasarım değişiklikleri yaparak veya sıvı hattında bir ısı değıştiricisi kullanarak sistem performansının artacağını ifade etmişlerdir.

Daviran ve diğ. (2017) R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları için bir otomobil klima sistemi simülasyon programı geliştirmişlerdir. Önce soğutma kapasitesini 3,5 kW değerinde sonra soğutucu akışkan kütleli debisini 113 kg/h değerinde sabit tutarak değışen sistem koşullarında, STK ve soğutma kapasitesi değerlerini iki akışkan için karşılaştırmışlardır. Aynı koşullarda R1234yf'nin ısı transfer katsayısını R134a'dan %18-21 daha düşük olduğunu görmüşlerdir. Sabit soğutucu akışkan debisinde R1234yf'nin STK değerini R134a'dan %18 daha fazla elde etmişlerdir. Sabit soğutma kapasitesinde R1234yf'nin kütleli debisini R134a'dan %27 daha fazla ve STK değerini %1,3-5 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir.

Aral ve diğ. (2016) deneysel otomobil klima sisteminin sürekli rejim performans parametrelerini matematiksel olarak elde edebilmek için iki farklı ampirik denklem geliştirmişlerdir. Ampirik denklemleri belirlemek ve sonuçları karşılaştırmak için

deneyleri R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları ile ayrı ayrı 4 farklı kompresör devrinde ve on farklı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklık kombinasyonunda yapmışlardır. Elde ettikleri denklemler ile soğutma kapasitesini, kompresörde harcanan gücü, yoğuşturucudan atılan ısıyı, STK değerini, kompresör çıkış sıcaklığını tahmin etmeye çalışmışlardır. İki ampirik denklemin de deneysel sonuçlar ile yakın değerler verdiğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak bu denklemlerin performans parametrelerini belirlemek için kullanılabileceğini ifade etmişlerdir.

Sánchez ve diğ. (2017) R134a için tasarlanmış soğutma çevriminde düşük GWP değerlerine sahip R1234yf, R1234ze(E), R290, R600, R152a soğutucu akışkanlarını sistemde hiçbir değişiklik yapmadan test etmişler ve enerji analizlerini yaparak sonuçları karşılaştırmışlardır. Sistemde hermetik tip kompresör kullanmışlardır. Deneylerin sonucunda, R1234yf ve R152a'nın, kompresörde harcanan güç ve soğutma kapasiteleri dikkate alındığında, R134a'ya alternatif olabileceklerini ifade etmişlerdir. Öte yandan, R1234ze (E), R600a ve R290'nin R134a'ya göre daha fazla kompresör hacmine ihtiyaç duyduklarından dolayı uygun alternatifler olmadıklarını belirtmişlerdir.

Yatağanbaba ve diğ. (2015) teorik olarak yaptıkları çalışmada iki buharlaştırıcıya sahip soğutma sisteminin ekserji analizini soğutucu akışkan olarak R134a, R1234yf ve R1234ze kullanarak yapmışlardır. R134a ve R1234ze'nin ekserji verimini R1234yf'den yüksek bulmuşlardır. Ayrıca en fazla ekserji kompresörde, en az ekserji karışma odasında yok olduğunu belirlemişlerdir.

Golzari ve diğ. (2017) otomobil klima sisteminde R134a'nın ve onun alternatifi olarak R1234yf'nin 2. yasa analizini yapmışlar ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Teorik olarak yaptıkları çalışmada, hesaplamaları geliştirdikleri simülasyon programında yapmışlardır. Sonuç olarak; en fazla ekserjinin kompresörde yok olduğunu, en az ekserjinin ise buharlaştırıcıda yok olduğunu bulmuşlardır. R1234yf'nin ekserji verimi R134a'dan fazla, yok olan ekserji ve entropi üretimi ise R134a'dan az olduğu sonucuna varmışlardır.

Direk ve diğ. (2016) deneysel frigorifik kasa soğutma sisteminde R134a ile birlikte R1234yf soğutucu akışkanının geçici ve kararlı hal performansını test etmişlerdir. Her bir akışkandan sisteme sırasıyla 1250 g, 1500g, 1750g yüklemişler ve

deneylerini iç ünite hava akımı giriş sıcaklığı sabit kalacak şekilde, farklı dış ünite hava akımı giriş sıcaklıklarında yapmışlardır. Geçici hal performansı olarak buharlaştırıcıdan çıkan hava akımı sıcaklıkları karşılaştırıldığında tüm koşullarda R134a'ya göre R1234yf'nin daha düşük sıcaklık verdiğini gözlemlemişlerdir. Kararlı hal performansı olarak iki akışkan için de, dış ünite hava akımı sıcaklığı arttıkça STK değerinin düştüğünü belirlemişlerdir. Bunun yanında akışkan miktarının artması STK değerinin artmasına sebep olmuştur. Ayrıca tüm koşullarda R134a'nın STK değeri R1234yf'den daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Sonuç olarak frigorifik klima sisteminde hâlihazırda tercih edilen R134a'nın yerine R1234yf'nin kullanılabilceğini ifade etmişlerdir.

Qi (2014) soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanılan otomobil klima sisteminde aşırı soğumanın, aşırı ısınmanın, kompresör izentropik veriminin sistem performansı üzerine etkisini teorik olarak incelemiştir. Aşırı soğumanın 1K'den 10 K'e artırıldığında STK ve soğutma kapasitesinin %15 artacağını, aşırı ısınmanın 1 K'den 10 K'e artırıldığında STK ve soğutma kapasitesinin sırasıyla %2,6 ve %3,7 artacağını, kompresör izentropik veriminin %55'den %95'e çıkartıldığında STK değerinin %72,7 artacağını tespit etmiştir. Ayrıca, R1234yf kullanılan otomobil klima sisteminin performansını geliştirmek için aşırı soğumanın ve aşırı ısınmanın artırılması amacıyla sistemin sıvı hattına ısı değiştirici eklenmesini veya kompresör veriminin artırılmasını önermiştir.

Suhermanto ve diğ. (2016) deneysel otomobil klima sisteminde R134a ve R1234yf'nin sürekli hal performansını belirlemişler ve sonuçları karşılaştırarak grafikler halinde sunmuşlardır. Her iki soğutucu akışkan için deneyleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarını sırasıyla 30°C ve 40°C'de sabit tutarak ve her sıcaklık için kompresör devrini 1000, 1500, 2000, 2500 d/d şeklinde değiştirerek gerçekleştirmişlerdir. R134a'ya göre R1234yf'nin soğutma kapasitesini %3,5–6,99 oranında, STK değerlerini %5,98–21,42 oranında daha düşük olarak bulmuşlardır. Ayrıca R1234yf'nin kompresör çıkış sıcaklığını R134a'dan %1,1–11,9°C arasında daha düşük elde etmişlerdir. Sonuç olarak, R1234yf'nin performansını artırmak için sıvı hattına ısı değiştiricisi eklenmesini önermişlerdir.

Domanski ve diğ. (1992) soğutma sisteminde yoğuşturucu çıkışı sıvı hattı ile kompresör girişi emme hattı üzerine eklenen bir ısı değiştiricisinin sistem

performansı üzerine etkisi konusunda teorik bir çalışma yapmışlardır. R134a'nın içinde bulunduğu yirmi dokuz farklı akışkan üzerinde çalışmışlardır. Isı değiştiricisinin etkisinin sistem şartlarına ve akışkanın özelliklerine bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Aynı sıcaklık değerlerinde yapılan hesaplamalar sonucunda, sabit basınçta ısı sığası daha yüksek olan akışkanların ve ısı değiştiricisi olmadan STK değeri daha düşük olan akışkanların STK değerleri sistemde ısı değiştiricisi kullanılması ile daha fazla artmıştır. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark arttıkça ısı değiştiricisinin STK değeri üzerindeki olumlu etkisinin arttığını gözlemlemişlerdir.

Klein ve diğ. (2000) R134a'nın da içinde bulunduğu çeşitli akışkanlar üzerinde yaptıkları çalışmalarda yoğuşturucu çıkışında aşırı soğuma yapmak amacıyla emme hattı ve sıvı hattı üzerine eklenen ısı değiştiricisinin sistem performansı üzerine etkisini detaylı olarak incelemişlerdir. Isı değiştiricisinin sağladığı en büyük avantajın kompresör emme hattında akışkanın sıcaklığını artırarak tam olarak buharlaşmasını sağlaması ve kompresöre sıvı akışkanın gitmesini engellemesi olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca ısı değiştiricisinin yoğuşturucu çıkışında akışkanın sıcaklığını düşürerek tamamen yoğuşmasını sağladığı görülmüştür. Isı değiştiricisinin, akışkanın kompresöre daha yüksek sıcaklık ve daha düşük basınçta girmesini sağladığını, bu da kompresör volumetrik veriminin düşmesine neden olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca R134a ile diğer akışkanlarda ısı değiştiricisi STK değerini artırırken, R22, R32, R717 gibi akışkanlarda düşmesine neden olmuştur.

Moles ve diğ. (2014) soğutucu akışkan olarak R1234yf ve R1234ze'nin kullanıldığı farklı düzeneklere sahip tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin STK ve soğutma kapasitesi değerlerini R134a kullanılan basit çevrim sonuçları ile karşılaştırarak sistem performansında ki gelişmeleri gözlemlemişlerdir. R134a'ya göre en büyük gelişme genleşme vanası yerine ejektör ve genişletici (expander) kullanılan düzeneklerde elde etmişlerdir. Ejektör ve genişletici kullanılan düzeneklerde sıvı hattında ısı değiştiricisi kullanıldığında soğutma kapasiteleri artmasına rağmen STK değerinde gerileme meydana gelmiştir. Basit çevrime sadece ısı değiştiricisi eklendiğinde ise ısı değiştiricisinin etkinliği %45'i aştığında R1234yf'nin STK değeri R134a'yı geçmiştir. Fakat daha yüksek etkinlik değerleri kompresör çıkış sıcaklığını çok artıracığı için kabul edilebilir bir değer değildir.

Direk ve diğ. (2017a) buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanıldığı durumda sıvı hattına eklenen ısı değiştiricisinin etkinliğinin sistem performansı üzerine etkisini teorik olarak incelemişler ve sonuçları aynı koşullarda, R134a kullanılan basit çevrimin verdiği sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, kritik ısı değiştiricisi etkinliğinin %50 olduğunu ifade etmişler, daha yüksek etkinlik değerlerinde R1234yf'nin R134a'dan daha yüksek performans verdiğini ifade etmişlerdir.

Navarro ve diğ. (2013) R134a kullanılan soğutma çevriminde R134a ve R1234yf'nin performansını, sistem sıvı hattına yerleştirilmiş olan ısı değiştiricisi devredeyken ve devre dışındayken test etmişlerdir. Sonuçları iki soğutucu akışkan için karşılaştırmalı olarak vermişlerdir. Sonuç olarak %25 etkinliğe sahip ısı değiştiricisinin devreye alınması ile R1234yf'nin soğutma kapasitesi ve STK değeri R134a'ya göre sırasıyla %2 ve %6 oranında daha fazla artmıştır. Ayrıca iki soğutucu akışkan içinde ısı değiştiricisinin devreye alınması ile basınç kayıplarında önemli bir değişim olmadığını ifade etmişlerdir.

Babiloni ve diğ. (2014) R134a yerine kullanılan düşük GWP değerlerine sahip R1234yf ve R1234ze'nin buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde farklı buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında ısı değiştiricisinin kullanılıp kullanılmaması durumları için performans parametrelerini deneysel olarak belirlemişler, sonuçları R134a ile karşılaştırmışlardır. Isı değiştiricisi kullanılmadığında R1234yf ve R1234ze'nin ortalama volumetrik verimlerinin R134a'ya göre sırasıyla %4 ve %5, soğutma kapasitelerinin %9 ve %30, STK değerlerinin %7 ve %6 daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. %30 etkinliğe sahip ısı değiştiricisi eklenmesi ile soğutma kapasitesinde ve STK değerlerinde olumlu etkisi olduğunu görmüşlerdir.

Pottker ve diğ. (2015) yaptıkları çalışmada R134a kullanılan deneysel bir soğutma sisteminde aşırı soğumanın sistem performansı üzerine etkisini sistemde R1234yf kullanılması durumunda karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Ayrıca sistemde R1234yf kullanılması durumunda sıvı hattına %35 etkinliğine sahip çift borulu ısı değiştirici ekleyerek sistem performans artışını gözlemlemişlerdir. Aşırı soğuma arttıkça R1234yf'nin STK değerinin R134a'dan daha fazla arttığını, ısı değiştirici ile birlikte R1234yf'nin STK değerinin %16 arttığını tespit etmişlerdir.

Devecioğlu ve diğ. (2017) R22 kullanılan bir soğutma sisteminde alternatifini olarak R453a soğutucu akışkanını kullanmışlar ve sistem sıvı hattına plakalı ısı değiştirici ekleyerek sistem performansı üzerine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmalarını sabit soğutma yükünde, farklı hava akımı sıcaklıklarında yapmışlardır. Sonuç olarak; R453A'nin STK ve ekserji verimi değerleri R22'den daha düşük elde etmişlerdir. Isı değiştiricinin kullanımı ile iki akışkan için de STK değerinde önemli bir iyileşme meydana geldiğini ve ekserji veriminin %30 oranında iyileştiğini tespit etmişlerdir.

Direk ve diğ. (2017b) deneysel otomobil klima sisteminde R13a ve R1234yf'nin performanslarını karşılaştırmışlardır. Ayrıca R1234yf'nin performansını geliştirmek için sıvı hattında ısı değiştiricisi kullanmışlardır. Deneyselerini sırasıyla 27°C ve 35°C sabit buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devrini artırarak yapmışlar, sonuçları kompresör devrinin fonksiyonu olarak vermişlerdir. R1234yf'nin soğutma kapasitesi ve STK değerini R134a'dan sırasıyla %13,9-20,4 ve %7,5-16,5 arasında daha düşük bulmuşlardır. Isı değiştiricisi ile birlikte R1234yf'nin 27°C ve 35°C hava akımı sıcaklıklarında soğutma kapasitesinin sırasıyla %6,3-8,6 ve %6,4-9,9 arasında arttığını, STK değerinin sırasıyla %2,8-7,4 ve %2,4-4,8 arasında arttığını tespit etmişlerdir.

Cho ve diğ. (2016) soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan deneysel bir otomobil klima sisteminde alternatif olarak R1234yf'nin performansını test etmişlerdir. Ayrıca soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanılması durumunda sisteme çift borulu bir ısı değiştiricisi ekleyerek testleri tekrarlamışlardır. Bu üç durum için sistem performansını belirleyebilmek amacıyla deneylerden elde ettikleri verilere enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Deneyseleri sabit buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklıklarında, değişken kompresör devirlerinde yapmışlardır. Sonuç olarak; ısı değiştiricisi devre dışında iken R1234yf'nin STK, soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç değerleri sistemde R134a'nın kullanılması durumuna göre ortalama sırasıyla %4, %4,5 ve %2 daha düşük olarak bulunmuştur. Sistemde ısı değiştiricisini devreye almaları ile R1234yf'nin STK, soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç değerleri yükselmiş ve R134a'ya göre ortalama sırasıyla %2, %1 ve %0,5 daha düşük hale gelmiştir. Bu sonuçlara göre ısı değiştiricisinin sistem performansını yükselttiğini tespit etmişlerdir. Ekserji analizi sonucunda

R134a ve R1234yf için kompresör devri arttıkça kompresörde yok olan ekserji buharlaştırıcıda yok olan ekserjiden fazla hale gelmiştir. Isı değiştiricisi eklenmesi ile buharlaştırıcıda yok olan ekserji azalırken, kompresörde ve yoğuşturucuda artmıştır.

Yapılan literatür çalışması sonucunda, otomobil klima sisteminde R134a'ya alternatif olarak kullanılacak düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanın R1234yf olduğu görülmüştür. Fakat yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda, klima sisteminde hiçbir değişiklik yapmadan kullanılması durumunda R134a'ya göre performansının düşük olduğu ifade edilmiştir. R1234f'nin performansını artırma yöntemlerinden biri, sıvı hattına ısı değiştiricisi eklenmesi olduğu belirtilmiş fakat otomobil klima sisteminde bu yöntemin kullanıldığı deneysel çalışma sayısının çok az olduğu belirlenmiştir.

Bu çalışma kapsamında R134a için geliştirilmiş deneysel otomobil klima sisteminde R134a ile birlikte R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak performansları test edilmiştir. Ayrıca avantajlarından dolayı sıvı ve emme hattı üzerinde çift borulu ısı değiştiricisi kullanılarak R1234yf'nin performansının arttırılması hedeflenmiştir. Bu üç durumun her biri için sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları deneyleri ile kompresör devir deneyleri yapılmıştır. Deneysel veriler ışığında enerji ve ekserji analizleri yapılarak performans parametrelerine ulaşılmıştır. Performans parametresi olarak soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç, soğutma tesir katsayısı, toplam yok olan ekserji, sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranları ve soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji seçilmiştir.

1.1 Otomobil İklilendirme ve Klima Sistemleri Tarihi

Mekanik soğutma sistemleri geliştirilinceye kadar mahallerin ve maddelerin soğutulmasında çeşitli yöntemler kullanılmasına rağmen, etkili bir çözüml yolu bulunamamışlardır.1755 yılında William Cullen tarafından vakum prensibi ile çalışan buz makinesinin icat edilmesi ile mekanik soğutma sistemleri tarihi başlamıştır. Willis H. Carrier, 1906 yılında ilk modern klima sisteminin patentinalmış, 1911 yılında "Rasyonel Psikometrik Formüller" çalışması ile havanın özellikleri konusunda önemli bir gelişme sağlamıştır.1918 yılında Kelvinatör şirketi tarafından ilk otomatik buzdolabı piyasaya sürülmüştür (Yamankaradeniz, 2009).

Yaşanan bu gelişmelere paralel olarak otomobil iklimlendirme ve klima sistemleri de gelişimini sürdürmüştür. Otomobil iklimlendirme ve klima sistemleri kronolojik gelişimi aşağıdaki gibidir.

- 1928 yılında General Motors tarafından R12 soğutucu akışkanı geliştirilmiştir.
- 1939 yılında Packard Motor Şirketi yaz şartlarında R12 soğutucu akışkanı kullanarak soğutma yapan, kış şartlarında ısıtma yapan tam bir otomobil klima sistemini sunan ilk şirket olmuştur.
- 1939 yılında Cadillac ilk otomatik kontrollü prototip otomobil klima sistemini geliştirmiştir.
- 1953-1957 tarihleri arasında General Motors o ana kadar bagaja yerleştirilen klima bileşenlerini aracın ön kısmına yerleştirerek günümüz otomobil klima sistemi modelini geliştirmiştir. Bu tarihten sonra tüm otomobil üreticileri bu modeli kullanmışlardır.
- 1974 yılında R12 soğutucu akışkanının ozon tabakasının incelmeye sebep olduğu belirlenmiştir.
- 1976 yılında General Motors'un Harrison Radiator bölümü R12'ye alternatif R134a soğutucu akışkanını geliştirmiştir. Fakat bu tarihlerde ticarileşmemiştir.
- 1987 yılında Montreal Protokolü ile R12 soğutucu akışkanının kullanımı kısıtlanması ile birlikte R134a ile ilgili çalışmalar hız kazanmıştır.
- 1990 yılında DuPont ve ICI tarafından R134a'nın ticari üretimi yapılmaya başlanmıştır.
- 2000'li yıllara kadar R12'nin yerini R134a soğutucu akışkanının alması devam etmiştir (Shah,2006).
- 2006 yılında Avrupa Parlamentosu (AP) MAC direktifi ile 2017'den itibaren küresel ısınma potansiyeli 150'den fazla olan soğutucu akışkanların yeni otomobillerde kullanımının kısıtlanmasına kararlaştırılmıştır (MAC Directive, 40/2006).
- 2014 yılında AP ve Konseyinin 517/2014 yönergesine göre R134a'nın kullanımının 2022'den itibaren yasaklanması kararlaştırılmıştır (AP, 517/2014).

- 2008 yılında DuPont ve Honeywell tarafından R134a'ya en önemli alternatif olarak R1234yf soğutucu akışkanı geliştirilmiştir (Mathur, 2010)
- Günümüzde R1234yf, R134a'nın yerini almaya başlamıştır.
- Otomobil iklimlendirme ve klima sistemleri gelişimine devam etmektedir.

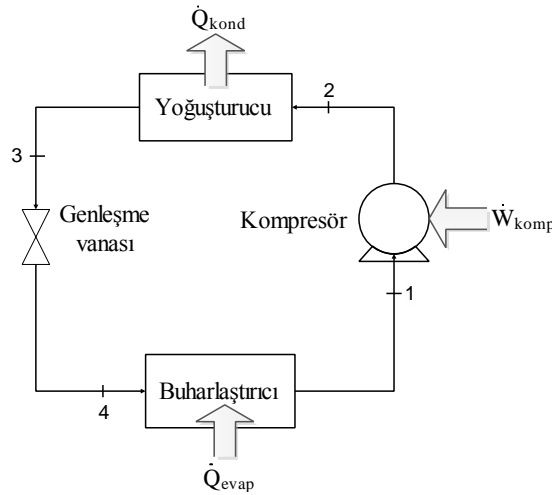




2. BUHAR SIKIŞTIRMALI MEKANİK SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

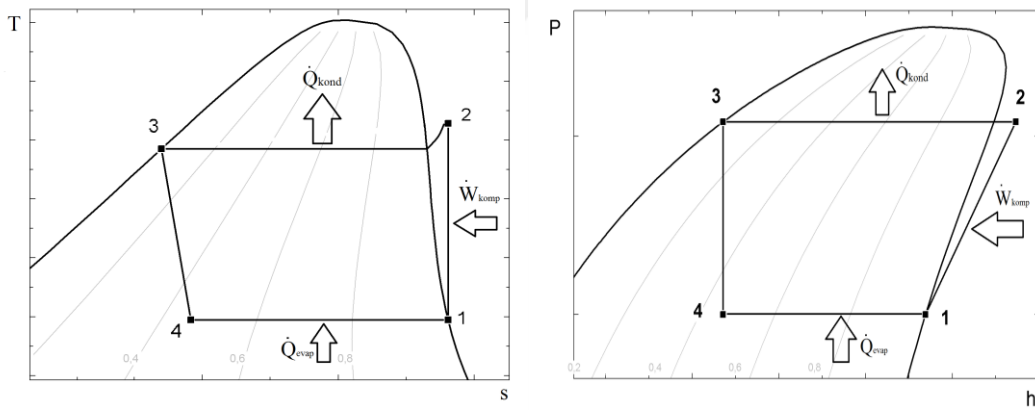
Soğutma, bir maddenin veya ortamın sıcaklığını çeşitli yöntemlerle çevre sıcaklığının altına indirilmesidir. Yaz şartlarında mahallerin sıcaklığını ve nemini düşürerek havanın özelliklerini konfor şartlarında tutulması, gıda maddelerini düşük sıcaklıkta saklayarak daha uzun süre bozulmadan muhafaza edilmesi gibi ihtiyaçlar günümüzdeki soğutma sistemlerinin geliştirilmesini tetiklemiştir.

Soğutma sistemleri arasında en yaygın olarak buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Sistem Şekil 2.1'de görüldüğü üzere kompresör, buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser), genişleme vanası olmak üzere dört temel bileşenden, bir de sistemde dolaşan ve ısı transferini sağlayan soğutucu akışkandan oluşmaktadır. Soğutucu akışkan sistem içinde fiziki olarak ve termodinamik özellikleri bakımında sürekli döngü halinde olduğu için çevrim adı verilmiştir.



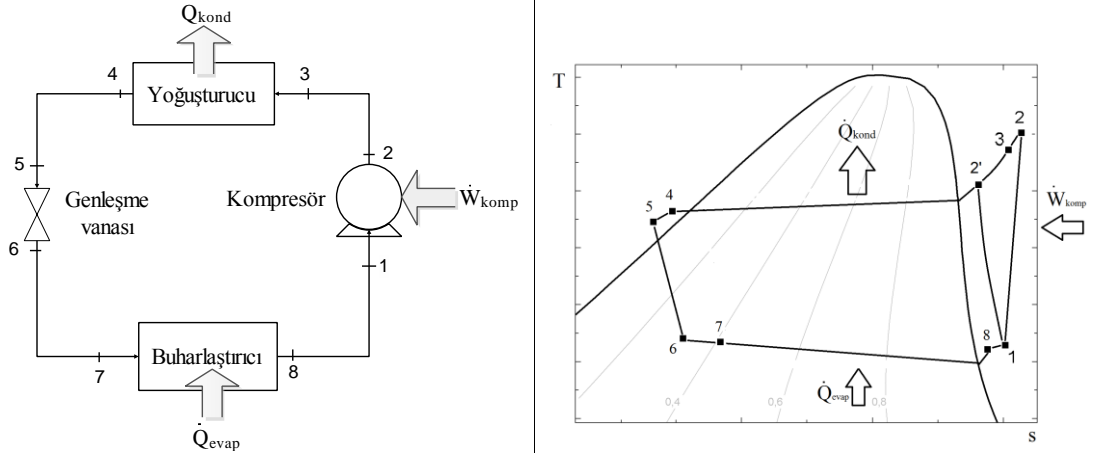
Şekil 2.1: Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi şematik gösterimi

Şekil 2.1’de buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi görülmektedir. Çevrim ideal şartlarda gerçekleştiği sırada soğutucu akışkan Şekil 2.2’de verilen sıcaklık-entropi (T-s) ve basınç-entalpi (P-h) diyagramlarında 1-2-3-4 noktalarını izler. İdeal şartlarda buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve iletim hatlarında basınç düşümü olmadığı; kompresör, genleşme vanası ve iletim hatlarının adyabatik olduğu kabul edilir. Gaz fazında olan soğutucu akışkan 1 noktasından kompresöre giriş yapar. Kompresör tarafından tersinir (izentropik) olarak sıkıştırılan akışkanın basıncı, sıcaklığı ve entalpisi artar. 2 noktasından kızgın buhar halinde kompresörden çıkarak yoğuşturucuya girer. Burada duyulur ve gizli ısısını atarak yoğuşur. Böylece basıncı düşmeden sıcaklığı, entalpisi, entropisi azalmış olur. Doymuş sıvı halinde 3 noktasından genleşme vanasına girer ve genleşme sonucu basıncı düşer, entalpisi sabit kalır, entropisi artar. Sıcaklığı ise bir ortamdan ısı çekebilecek kadar düşer. Sonucunda sıvı-buhar karışımı halinde olan soğutucu akışkan 4 noktasından buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek buharlaşır. Gaz fazında doymuş buhar halinde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan 1 noktasından kompresöre girerek çevrim tamamlanmış olur.



Şekil 2.2: İdeal buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin T-s ve P-h diyagramları

Şematik gösterimi ve T-s diyagramı Şekil 2.3’de görülen gerçek buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi sistemde meydana gelen tersinmezliklerden dolayı idealinden farklılıklar göstermektedir. Bu tersinmezliklerin kaynağı basıncın düşmesine sebep olacak akışkan sürtünmeleri ve çevreyle olan ısı alışverişleridir.



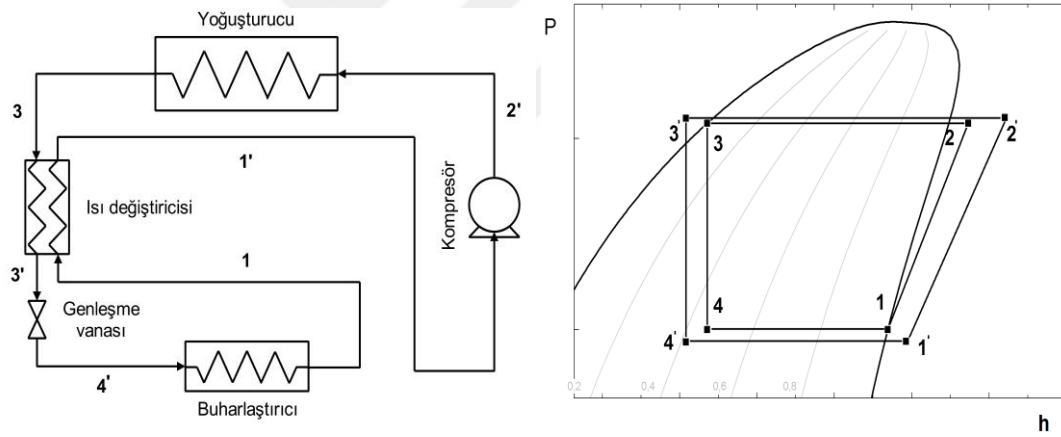
Şekil 2.3: Gerçek buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi ve T-s diyagramı

İdeal çevrimde soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkmasına rağmen, gerçek çevrimde akışkanın hali hassas bir şekilde kontrol edilememektedir. Kompresöre sıvı fazda girmemesi gerektiği için buharlaştırıcıdan biraz daha ısınmış kızgın buhar halinde çıkması istenir. Bunun yanında kompresöre girinceye kadar bir miktar çevreden ısı olarak aşırı ısınması (superheat) artabilir. Ayrıca, aşırı ısınmanın artması kompresörde harcanan güç değerinde artışa sebep olur.

İdeal çevrimde kompresörde sıkıştırma işi adyabatik ve izentropik olarak kabul edilirken, gerçek çevrimde entropiyi artıran sürtünme etkileri veya yönüne bağlı olarak entropiyi artıran veya azaltan ısı geçişleri olur. Yani sıkıştırma işlemi sırasında sürtünme etkileri ve ısı kaybından hangisinin baskın olduğuna bağlı olarak entropi azalabilir (1-2') veya artabilir (1-2).

İdeal çevrimde soğutucu akışkan yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıktığı kabul edilir. Gerçek çevrimlerde ise akışkanı doymuş sıvı olacak şekilde tam bir hassasiyetle elde etmek zordur. Ayrıca akışkanın genleşme vanasına sıvı-buhar karışımı halinde girmesi istenmediği için sıkıştırılmış sıvı halinde yoğuşturucudan çıkar. Ayrıca aşırı soğumanın (subcooling) artması buharlaştırıcıdan daha fazla ısı çekmeye sebep olduğu için sistem performansını artırmaktadır. İdeal çevrime göre gerçek çevrimde görülen bir diğer fark buharlaştırıcıda yoğuşturucuda ve iletim hatlarında görülen basınç kayıplarıdır (Çengel ve Boles, 2011).

Soğutma çevriminin performansını artırmak için çeşitli yöntemler vardır. Bu yöntemlerden biri yoğuşurucu çıkışı olan sıvı hattı ile buharlaştırıcı çıkışı olan emme hattı üzerine bir ısı değiştiricisi eklemektir. Sıvı hattına bir ısı değiştiricisi eklenmiş soğutma çevriminin şematik gösterimi ve ısı değiştiricisi ile P-h diyagramında görülen değişim Şekil 2.4’de verilmiştir. Sıvı hattına bir ısı değiştiricisi eklenmesi ile yoğuşma basıncı bir miktar artmakta, buharlaşma basıncı bir miktar düşmektedir. Yoğuşurucudan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı ısı değiştiricisinde düşmesi sonucu aşırı soğuma artmaktadır. Böylece soğutucu akışkan genleşme vanasına daha düşük sıcaklıkta girmekte ve daha düşük kuruluk derecesinde buharlaştırıcıya ulaşmaktadır. Sonuçta soğutma kapasitesi artmaktadır. Aynı şekilde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı ısı değiştiricisinde artmakta ve kompresöre daha yüksek sıcaklıkta girmektedir. Bu hal kompresörde harcanan gücün artmasına sebep olsada soğutma kapasitesi daha fazla artacağından kabul edilebilir bir sonuçtur.



Şekil 2.4: Sıvı hattına ısı değiştiricisi eklenmiş soğutma çevriminin şematik gösterimi ve P-h diyagramı

3. OTOMOBİL İKLİMLENDİRME VE KLİMA SİSTEMİ

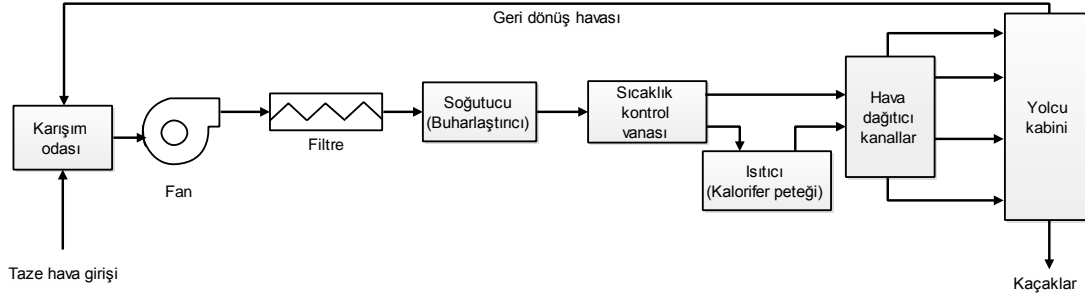
Otomobil iklimlendirme sistemi yaz ve kış şartlarında yolcu kabininde hava özelliklerini konfor şartlarında tutan sistemin genel ismidir. Havanın sıcaklık ve nem değerleri, temizliği sürüş güvenliği açısından oldukça önemlidir. Bu sebepten dolayı iklimlendirme sistemleri otomobillerin olmazsa olmaz gereksinimlerindedir. İklimlendirme sistemleri havalandırma, ısıtma ve soğutma alt sistemlerinden oluşmaktadır. İklimlendirme sisteminin başlıca işlevleri aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Sıcaklığın kontrol edilmesi (ısıtması veya soğutulması)
- Bağıl nemin kontrol edilmesi (azaltılması)
- Hava dolaşımının kontrol edilmesi (hava hızının ayarlanması)
- Havalandırmanın kontrol edilmesi (alınan taze hava miktarı ayarlanması)
- Havanın kokudan, tozdan, yabancı maddelerden, polenden, zararlı gazlardan temizlenmesidir (havanın filtrelenmesi).

3.1 Yolcu Kabini Havalandırma Sistemi

Şekil 3.1’de havalandırma sisteminde şartlandırılan havanın izlediği yol şematik olarak verilmiştir. Otomobil iç mahalinde karbondioksit yoğunluğunun yükselmesi şoförün reaksiyon hızını düşürmektedir. Bu sebepten dolayı yolcu kabinine sürekli taze hava verilerek havanın yenilenmesi sağlanmaktadır. Otomobillerde taze hava girişi yağmurdan, kardan ve motor salınımlarından etkilenmeyecek şekilde kaputun altına konumlandırılır. Hava akımının giriş sıcaklığı motor ısısından veya güneşin kaput yüzeyini ısıtmasından dolayı genelde çevre sıcaklığından daha yüksektir. Bu hal kış şartlarında avantaj iken yaz şartlarında istenmeyen bir haldir (Nielsen, 2016).

Havalandırma sistemine alınan taze hava, karışım odasında yolcu kabininden gelen geri dönüş hava akımı ile belirli miktarda karıştırılır. Yolcu kabinine verilen hava akımında hangisinin baskın olacağı şoför tarafından kontrol edilir. Yaz şartlarında soğutma yükünü azaltmak için geri dönüş hava akımının baskın olması gerekir. Kış şartlarında ise geri dönüş hava akımının baskın olması, iç mahalde biriken nemin soğuk cam yüzeylerde yoğuşma tehlikesi oluşturduğu için tercih edilmez.



Şekil 3.1: Havalandırma sisteminde şartlandırılan havanın izlediği yol

Yolcu kabinine gönderilecek havayı hızlandırmak için karışım odası ile filtre arasında fan bulunmaktadır. Fan şoför tarafından kontrol edilerek hava akımının hızı belirlenir. Fanda hızlandırılan hava akımı daha sonra filtreden geçerek içindeki tozun, yabancı maddelerin, zararlı gazların yoğunluğu azaltılır, böylece hava kalitesi artmış olur. Ayrıca filtre ciddi bir basınç düşümüne sebep olur.

Yaz şartlarında sıcaklık kontrolü soğutma (klima) sistemi tarafından hava akımı soğutularak sağlanır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi olan klima sisteminin çalıştırılmaya başlamasıyla buharlaştırıcıda soğutma yükü oluşur. Filtreden çıkan hava akımı buharlaştırıcıya gelerek soğutucu akışkana ısı verir ve soğur. Hava akımının sıcaklığı çiğlenme noktasına düşmesi halinde bünyesindeki nem yoğunlaşır ve araç dışına atılır. Böylece nem kontrolü de yapılmış olur. Yolcu kabininde farklı bölgelerde farklı sıcaklık talep edildiğinde önce buharlaştırıcıda hava akımı soğutulur. Daha sonra hava akımının bir kısmı ısıtıcıdan geçerek ısıtılır, diğer kısmı ısıtıcıyı by-pass eder. Havanın ne kadarının by-pass edeceği sıcaklık kontrol vanası tarafından kontrol edilir. İstenen sıcaklığa ulaşan hava akımları ısıtıcıdan sonra tam olarak karışmadan farklı hava kanalları ile yolcu kabinine gönderilir (Nielsen, 2016).

Kış şartlarında sıcaklık kontrolü ısıtıcı olarak görev yapan kalorifer peteği ile hava akımı ısıtılarak yapılır. Bir ısı değiştiricisi olan kalorifer peteğinde dolaşan motor soğutma suyu ısınıp hava akımına aktarır. Böylece yolcu kabini ısıtılmış olur. Sıcaklık kontrolü kalorifer peteğinde dolaşan motor soğutma suyunun debisi selenoid vana ile değiştirilerek sağlanır. Yeni nesil yüksek verimli motorların atık ısı az olduğu için bazı araçlarda ek elektrikli veya yakıtlı ısıtıcı kullanılmaktadır. İç mahalde farklı bölgelerde farklı sıcaklık kontrolü hava akımının bir kısmının ısıtıcıyı by-pass etmesi ile sağlanır. Bu iki hava akımı ısıtıcı çıkışında tam olarak karışmadan farklı hava kanalları ile yolcu kabinine gönderilir.

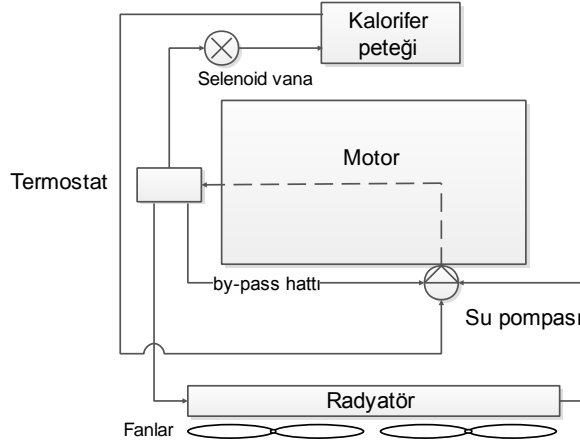
Şartlandırılan hava akımı hava dağıtıcı kanallar ile şoför ile yolcuların talebine bağlı olarak veya otomatik klima tarafından ön ve yan camlara, ön mahale, arka mahale, ön ayak hizasına gönderilir.

3.2 Yolcu Kabini Isıtma ve Motor Soğutma Sistemi

İçten yanmalı motorlarda yanma sonucu oluşan ısının motordan atılarak soğutulması gerekir. Soğutma işlemine göre motorlar hava soğutmalı motor ve su soğutmalı motor olarak sınıflandırılır. Günümüzde araç motorlarının tamamına yakını su soğutmalıdır. Su soğutmalı motorlarda yanma sonucu oluşan atık ısı, motor içerisinde dolaştırılan su tarafından çekilir. Çekilen ısı ya radyatörden dış ortama atılır, ya da kalorifer peteğinden yolcu kabinine gönderilecek hava akımına verilir.

Şekil 3.2’de su soğutmalı motor soğutma sistemi görülmektedir. Motor soğutma suyu krank mili tarafından tahrik edilen su pompası ile sistemde dolaşmaktadır. Motor soğuk iken termostat kapalıdır ve motor soğutma suyu by-pass hattından motora geri dönmektedir. Motor ısınıp soğutma ihtiyacı doğduğu zaman termostat açılır ve motor soğutma suyu radyatöre gönderilir. Radyatör aracın en ön kısmına konumlandırılmıştır. Böylece aracın hızından kaynaklanan hava akımı sayesinde motor soğutma suyunun soğutulması sağlanır. Hava akımı soğutmaya yetersiz kaldığı hallerde fanlar devreye girer. Bu sayede soğuma işlemi hızlandırılmış olur (Direk, 2011).

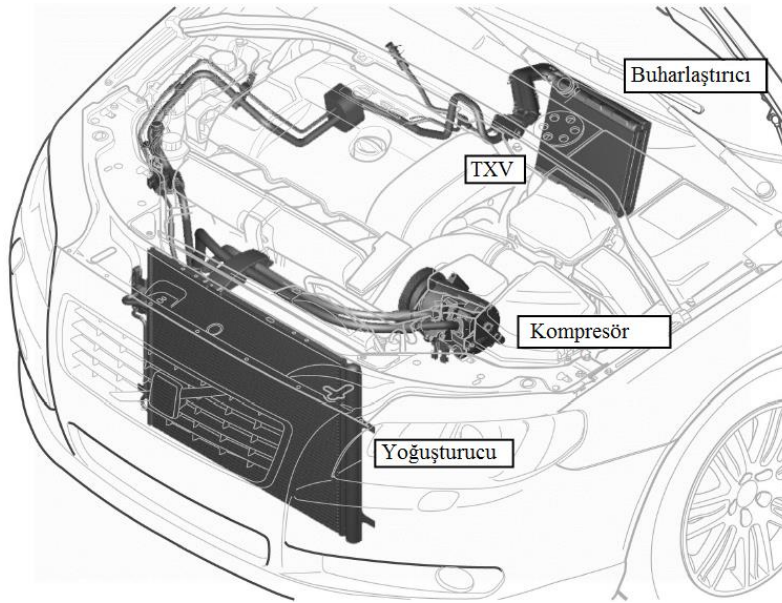
Kış şartlarında otomobil iç mahalının ısıtılması motor soğutma suyunun kalorifer peteğinde dolaştırılması ile sağlanır. Şoför veya yolcular tarafından klima sistemi ısıtma modunda çalıştırıldığında selenoid vana açılarak kalorifer peteğinde motor soğutma suyunun dolaşmasına izin verir. Bu sayede motor soğutma suyunun ısısı yolcu kabinine gönderilecek olan hava akımına verilir ve yolcu kabini ısıtılmış olur. Sıcaklık kontrolü kalorifer peteğine gelen soğutma suyu miktarı selenoid vana ile artırılarak veya azaltılarak yapılır. Soğutma suyunun sıcaklığı motor hız ve yüküne bağlı olduğu için sıcaklık kontrolünde reaksiyon süresi fazladır (Ok, 2008).



Şekil 3.2: Motor soğutma sistemi (Rongstam ve Mingrino, 2004)

3.3 Yolcu Kabini Soğutma (Klima) Sistemi

Yaz mevsiminde çevre şartlarından dolayı yolcu kabiniinde soğutma ihtiyacı vardır. Bu soğutma ihtiyacı buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimi olan otomobil klima sistemi ile giderilmektedir. Şekil 3.3’de otomobil üzerinde yerleşimi görülen klima sistemi dört temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlar; kompresör, buharlaştırıcı (evaporatör), yoğuşturucu (kondenser) ve genişleme vanasıdır. Çevrimde ısı transferi sistemde dolaştırılan soğutucu akışkan tarafından sağlanmaktadır. Ayrıca yardımcı eleman olarak yoğuşturucu ile genişleme vanası sıvı tankı bulunmaktadır. Soğutma çevriminin çalışma prensibi Bölüm2’de ayrıntılı olarak anlatılmıştır.



Şekil 3.3: Klima sisteminin otomobil üzerindeki yerleşimi (Nielsen, 2016)

3.4 Otomobil Klima Sistemi Bileşenleri

3.4.1 Kompresör

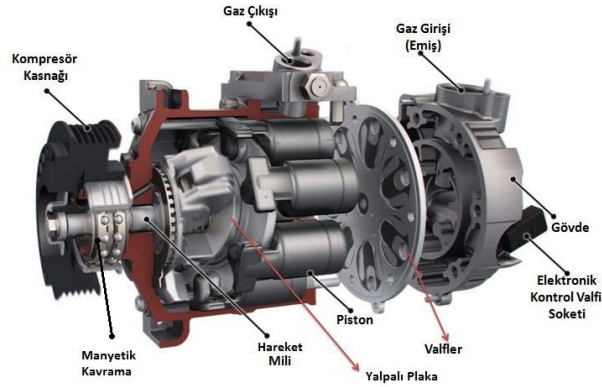
Soğutma çevrimi bileşenlerinden biri olan kompresör, buharlaştırıcıdan soğutucu akışkanı düşük basınçta emerek yüksek basınçta yoğuşturucuya basar. Böylece sistemde basınç farkı oluşur. Bu basınç farkı soğutucu akışkanın çevrim içerisinde dolaşmasını tetikler. Ayrıca sıvı-buhar karışımı kompresöre zarar verdiği için kompresöre soğutucu akışkanın kızgın buhar halinde girmesi gerekir. Otomobil klima sistemlerinde çeşitli tip kompresörler kullanılmaktadır. Bunlar;

- Krank tipi kompresör
- Sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresör
- Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresör
- Döner kanatçıklı kompresör
- Elektrikli kompresör

Bu kompresör tipleri arasında kesit görünümü Şekil 3.4'de verilen sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresör otomobil klima sisteminde en yaygın kullanılan kompresör türüdür. Bu tez çalışması kapsamında kurulan deneysel düzende de sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresör kullanılmıştır. Kompresörün hareket mili kayış-kasnak sistemi ile motor krank miline bağlıdır ve gücünü motordan alır. Kompresör hareket miline paralel konumlandırılmış 5 bazen de 7 piston içermektedir. Pistonlar hareket miline sabitlenmiş yalpalı plakaya bağlıdır. Hareket mili döndükçe yalpalı plaka açılı olduğu için pistonlar silindirler içerisinde ileri ve geri hareket ederler. Geri hareketiyle soğutucu akışkanı emer, ileri hareketi ile basmış olur. Bu sayede soğutucu akışkan basınçlandırılarak yoğuşturucuya gönderilir. Yalpalı plakalının açısı sabit olduğu için bu tür kompresörlerin kapasitesi sabittir.

Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün çalışma prensibi sabit kapasiteli kompresöre oldukça benzerdir. Tek farklı soğutma kapasitesi ihtiyacında görülen değişimler karşısında kompresörün kapasitesinin değiştirilmesidir. Düşük soğutma kapasitesi ihtiyacında kontrol valfi tarafından yalpalı plakanın açısı azaltılır. Böylece silindir hacimleri düşerek yoğuşma basıncı ve soğutucu akışkanın debisi azaltılmış olur. Sonuçta daha az soğutma kapasitesi elde edilir. Yüksek soğutma kapasitesi ihtiyacında ise aynı şekilde silindir hacimleri artırılarak kompresörün kapasitesi

yükseltilir. Yoğuşma basıncı ve soğutucu akışkanın debisinin yükselmesi ile soğutma kapasitesi artar.

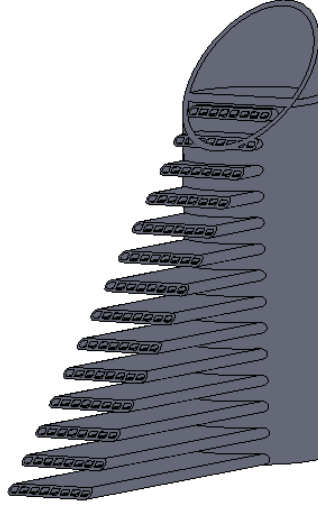


Şekil 3.4: Sabit kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünümü [1]

Kompresörler kayış-kasnak sistemi ile motorun krank miline bağlıdır. Motor çalıştırıldığı zaman kompresör kasnağı da dönmeye başlar. Fakat kompresörün devreye alınması için manyetik kavramanın çalıştırılması gerekir. Manyetik kavrama kasnağın iç kısmında yer alır. Çalıştırıldığında stator sargılarına akım verilerek kuvvetli manyetik kuvvet oluşması sağlanır. Bu manyetik kuvvet sayesinde kasnak ile hareket mili birbirine bağlanır. Böylece kompresör devreye alınmış olur. Akımın kesilmesinde yay vasıtası ile kasnak ile hareket mili birbirinden ayrılır ve kompresör devre dışı kalır. Manyetik kavrama yolcu kabininden veya düşük-yüksek basınç anahtarları ile kontrol edilir. (Alkan, 2007; Ok, 2008)

3.4.2 Yoğuşturucu (kondenser)

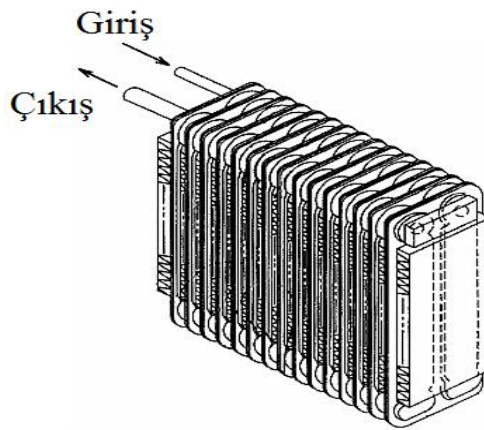
Kompresörden gaz fazında yüksek basınç ve sıcaklık altında çıkan soğutucu akışkan duyulur ve gizli ısını atarak yoğuşmak üzere yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucu alüminyum gibi ısı iletim katsayısı yüksek malzemelerden imal edilir. Otomobil klima sistemlerinde serpantin, plakalı, paralel akımlı tiplerde yoğuşturucu kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise klima sistemlerinde en yaygın kullanılan kesit görünümü Şekil 3.5’de verilen paralel akımlı, çok geçişli yoğuşturucu kullanılmıştır. Bu tip yoğuşturucuda soğutucu akışkan çok küçük kanallardan geçirilerek ısı transfer hızı artırılmış ve yoğuşması kolaylaştırılmıştır. Yoğuşturucu otomobilin hızından kaynaklanan hava akımından faydalanmak için aracın ön kısmına konumlandırılır. Düşük hızlarda havanın hızı yetersiz kaldığı hallerde fan devreye girerek yoğuşturucuda soğutucu akışkanın soğumasını sağlar (Direk, 2011).



Şekil 3.5: Otomobil klima sistemi yoğuşturucusu kesit görünümü

3.4.3 Buharlaştırıcı (evaporatör)

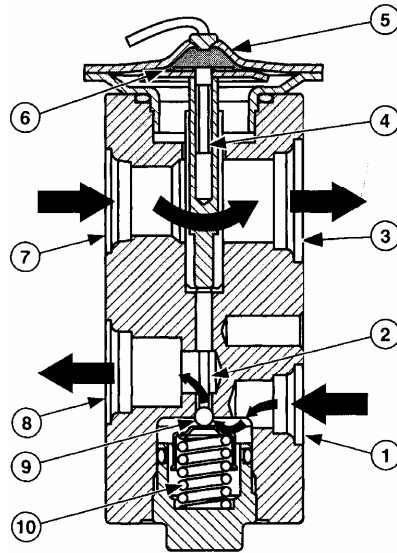
Görünümü Şekil 3.6’da verilen buharlaştırıcı, genişleme elemanından oldukça düşük sıcaklıkta ve sıvı-buhar karışımı halinde çıkan soğutucu akışkanın havadan ısı çekerek buharlaştığı bileşendir. Akışkan buharlaştırıcıdan kızgın buhar fazına çıkarak kompresör tarafından emilir. Böylece yolcu kabineye gönderilecek hava akımı soğutulmuş olur. Soğutma işleminde havanın bünyesinde bulunan nem yoğuşarak araç dışına atılır. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0°C 'nin altına düştüğünde buzlanma oluşması halinde yüzeye yerleştirilmiş sıcaklık algılayıcısı sayesinde kompresör devre dışı bırakılır. Böylece buzlanma engellenmiş olur.



Şekil 3.6: Otomobil klima sistemi buharlaştırıcısı görünümü (Shah, 2006)

3.4.4 Genleşme vanası (TXV)

Genleşme vanası, yoğuşucudan sıvı fazda yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı dar bir alandan geçirerek basıncının düşmesini sağlar. Soğutucu akışkanın basıncının düşmesi ile sıcaklığı da bir ortamı soğutabilecek kadar düşer. Genleşme vanası olarak klima sistemlerinde orifis tüp, ejektör, kılcal boru, termostatik genleşme vanası (TXV) kullanılması yanında otomobil klima sistemlerinde yaygın olarak görünümü Şekil 3.7’de verilen TXV kullanılmaktadır. TXV’nin en önemli özelliği değişken soğutma yüklerinde soğutucu akışkanın debisini ayarlayarak buharlaştırıcı çıkışında aşırı ısınmayı (superheat) sabit tutmasıdır. Soğutma yükü buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının artması ile yükselir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan daha yüksek sıcaklıkta ayrılır. Akışkanın sıcaklığının yükselmesi TXV’de diyafram içindeki sıvının genleşmesini sağlar. Genleşen sıvı küresel vanayı iterek daha fazla soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya girmesini sağlar. Böylece artan soğutma yükü karşısında buharlaştırıcının çektiği ısı (soğutma kapasitesi) artırılarak aşırı ısınma sabit tutulmuş olur. Aynı şekilde soğutma yükü düştüğünde TXV buharlaştırıcıya giren akışkanın debisini düşürerek aşırı ısınmanın sabit kalmasını sağlar (Ok, 2008; Direk, 2011).

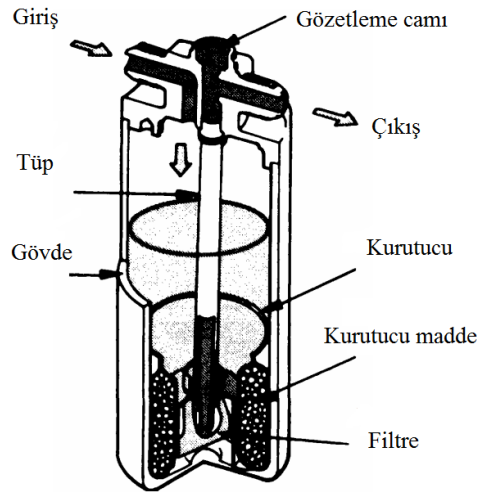


- 1- Sıvı tankından girişi, 2- Vana sürgüsü, 3- Kompresöre çıkış, 4- Sıcaklığa duyarlı pim, 5- Diyafram kafası, 6- Basınca duyarlı diyafram, 7- Buharlaştırıcıdan girişi, 8- Buharlaştırıcıya çıkış, 9- Küresel vana, 10- Kızdırma yayı

Şekil 3.7: TXV kesit görünümü (Daly, 2006)

3.4.5 Sıvı tankı (kurutucu)

Sıvı tankı yoğuşturucu ile genişleme vanası arasında bulunmaktadır. Genleşme vanası olarak TXV kullanılan klima sistemlerinde kullanılır. Yoğuşturucudan soğutucu akışkanın tam sıvı fazda çıkmadığı hallerde sıvı ile buharı birbirinden ayırır. Sıvı-buhar karışımı halindeki soğutucu akışkan sıvı tankının içine dökülür. Gaz ve sıvı soğutucu akışkan birbirinden ayrılır ve sıvı akışkan filtreden ve kurutucudan geçerek toplayıcı tüp ile TXV'ye yollar. Filtre sayesinde akışkan içindeki kir ve yabancı maddeler ayrılırken, kurutucuda akışkanın nemi tutulur. Diğer bir görevi düşük soğutma yükünde, TXV soğutucu akışkanın debisini düşürdüğünde fazla soğutucu akışkanı biriktirmesidir. Üst kısmında gözletme camı bulunan sıvı tanklarından soğutucu akışkanın hali gözlenebilir.



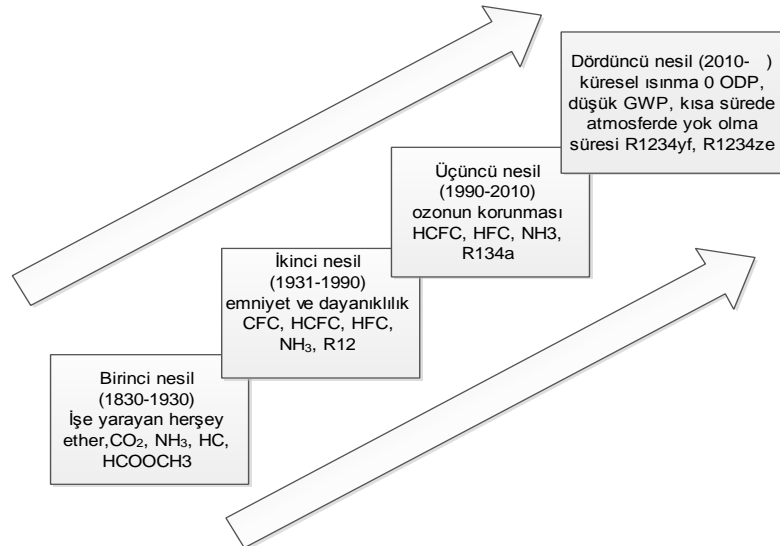
Şekil 3.8: Sıvı tankı kesit görünümü (Daly, 2006)



4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma çevrimi günümüzde kullanılan en yaygın soğutma sistemidir. Bu sistemin tarihi gelişimine paralel olarak çevrimde kullanılan soğutucu akışkanlar çeşitli sebeplerden dolayı değişmiştir.

Şekil 4.1’de görüldüğü üzere kullanılan soğutucu akışkanların gelişimi dört gruba ayrılır. Birinci nesil soğutucu akışkanlar soğutma çevriminin yeni gelişmeye başladığı dönemde kullanılan akışkanlar olup, mevcut ve işe yarayan her akışkanı kapsar. Bu akışkanların genel özelliği yanıcı ve zehirleyici olmalarıdır. Zehirli olmayan, kararlı, yeterli uçuculuğa sahip yeni soğutucu akışkan bulma çalışmaları neticesinde ikinci nesil CFC (kloroflorokarbon) ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) grupları soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir (Calm, 2008). Özellikle CFC grubundan R12 ve HCFC grubundan R410a yaygın olarak kullanılmıştır. Bu nesil akışkanların ozonu delme etkilerinin ortaya çıkması ile kullanımlarının kısıtlanması çalışmaları başlamıştır. Montreal Protokolü (1987) ile kullanımları kademeli olarak yasaklanmış, 2000’li yıllara gelindiğinde üretimleri bitmiştir.



Şekil 4.1: Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi (Calm, 2008)

İkinci nesil akışkanların yerini ozon tabakası delme etkisi olmayan HFC (hidroflorokarbon) grubu üçüncü nesil akışkanlar almıştır. R134a en yaygın kullanılan HFC grubu akışkanıdır. Bu nesil akışkanların da küresel ısınmaya etkisinin keşfedilmesi ile çok geçmeden kullanımının kısıtlanması çalışmaları başlamıştır. Avrupa Parlamentosu ve Konseyinin 2006/40/EC yönergesine göre GWP değeri 150'den yüksek olan soğutucu akışkanları kullanan otomobillerin satışı 2017 tarihinden itibaren engellenmesi planlanmıştır (MAC Directive, 40/2006). Aynı zamanda Avrupa Parlamentosu (AP) ve Konseyinin 517/2014 yönergesine göre R134a'nın kullanımının 2022'den itibaren yasaklanması kararlaştırılmıştır (AP, 517/2014). Bu gelişmeler dördüncü nesil ozon tabakasına zarar vermeyen küresel ısınmaya etkisi olmayan yeni akışkanların geliştirilmesini tetiklemiştir. Düşük GWP değerine sahip doğal soğutucular (R744 (CO₂), R290 (propan), R600a (izobütan), hidrokarbon karışımları), R152a gibi mevcut akışkanlar olması yanında HFO (hidrofloroolefin) grubundan R1234yf ve R1234ze (ODP=0, GWP=6) gibi yeni akışkanlar da geliştirilmiştir (Araz, 2013). Akışkanların güvenlik sınıflandırması Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1: Akışkanların güvenlik sınıflandırması (ASHRAE, 2010)

| | Güvenlik grubu | |
|------------------|------------------|-------------------|
| Yüksek yanıcılık | A3 | B3 |
| Düşük yanıcılık | A2 | B2 |
| | A2L* | B2L* |
| Yanıcı değil | A1 | B1 |
| | Düşük zehirlilik | Yüksek zehirlilik |

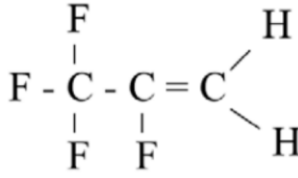
*A2L, B2L yanma hızı 10 cm/s'den daha düşük olan soğutucu akışkanlardır.

4.1 R1234yf Soğutucu Akışkanının Özellikleri

HFO grubundan organik bir flor bileşimi olan R1234yf düşük GWP değerine sahip olması yanında termodinamik özellikleri bakımından R134a'ya benzerliği sebebi ile otomobil klima sistemlerinde en önemli alternatif, dördüncü nesil bir soğutucu akışkandır. Kimyasal formülü Şekil 4.2'de verilen R1234yf'nin ismindeki;

- 1: Çift bağı
- 2: Hidrojenleri
- 3: Karbonları
- 4: Florları

“yf”: Flor atomlarının pozisyonunu ifade etmektedir (Araz, 2013)



Şekil 4.2: R1234yf'nin kimyasal formülü (Palm, 2012)

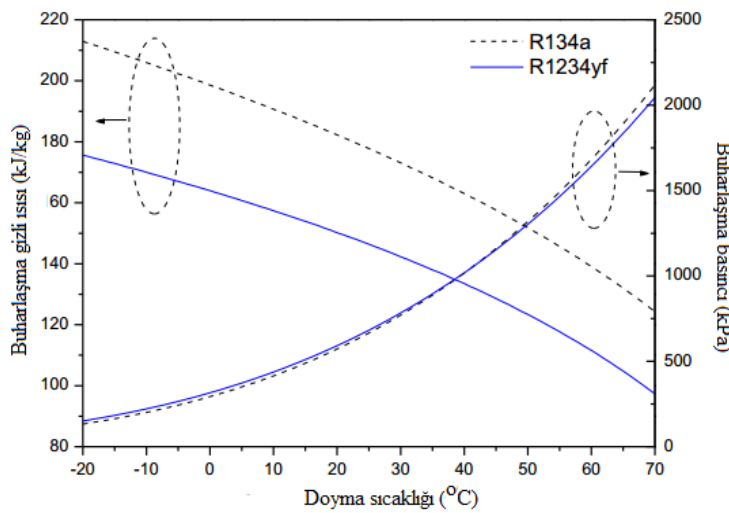
Çizelge 4.2'de görüldüğü üzere R134a ve R1234yf'nin termodinamik özellikleri birbirine oldukça yakındır. R1234yf, R134a'ya göre doğada çok daha kısa sürede parçalanmaktadır. R1234yf'nin GWP değeri ise 4 olup R134a'dan oldukça düşük ve Avrupa Paramentosundan geçen yönergelerin önerdiği sınırların altındadır. Bu özellikler R1234yf'nin en büyük avantajlarındandır.

R1234yf'nin yoğunluğu R134a'ya göre yaklaşık %10 daha azdır. Bu sebepten dolayı iki akışkanı deneysel olarak daha doğru karşılaştırabilmek için R134a'ya göre sisteme %10 daha az yüklenmelidir (Suhermanto, 2016). Ayrıca yapılan testler sonucunda R1234yf'nin yanıcılığı R134a'ya göre fazla çıkmasına rağmen güvenli sınırın altında olduğu tespit edilmiştir (Spartz ve Minor, 2008). Her iki akışkan da A güvenlik sınıfında bulunmaları sebebiyle zehirleyici özellikleri bulunmamaktadır.

Çizelge 4.2: R134a ve R1234yf'nin termodinamik ve fiziksel özellikleri
(Spartz ve Minor, 2008; ASHREA, 2011)

| Soğutucu Akışkan | R134a | R1234yf |
|--|---------------------------|------------------------------------|
| Kimyasal formülü | CH_2FCF_3 | $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$ |
| Moleküler ağırlık (g/mol) | 102,3 | 114,04 |
| 1 atm'de kaynama noktası(°C) | -26 | -29 |
| 25°C'de yoğunluğu (kg/m ³) | 1207 | 1094 |
| Kiritik sıcaklık (°C) | 102 | 95 |
| Kritik basınç (kPa) | 4059,3 | 3382 |
| Doğada parçalanma süresi | 14 yıl | 11 gün |
| Ozon delme potansiyeli (ODP) | 0 | 0 |
| Küresel ısınma potansiyeli (GWP) | 1430 | 4 |
| ASHREA güvenlik grubu | A1 | A2L |
| Yanıcılık | Yok | Düşük |
| Zehirlilik | Yok | Yok |

Şekil 4.3'de doyma sıcaklıklarına göre R134a'nın ve R1234yf'nin buharlaşma gizli ısı ve buharlaşma basınçları karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere düşük doyma sıcaklıklarında R1234yf'nin buharlaşma basıncı R134a'dan fazla iken yüksek doyma sıcaklıklarında R134a'nın buharlaşma basıncı R1234yf'yi geçmiştir. Kompresör çıkış sıcaklıklarına denk gelen yüksek doyma sıcaklıklarında R1234yf'nin buharlaşma basıncının düşük olması kompresör sıkıştırma oranının düşmesine ve kompresör veriminin artmasına sebep olmaktadır. Bunun yanında tüm doyma sıcaklıklarında R134a'nın buharlaşma gizli ısı ve R1234yf'den fazla olduğu görülmektedir. Bu durum R134a'nın soğutma kapasitesinin ve STK değerinin R1234yf'den fazla olmasına sebep olur.



Şekil 4.3: R134a ve R1234yf'nin doyma sıcaklığının fonksiyonu olarak buharlaşma gizli ısı ve buharlaşma basıncının değişimi (Cho, 2016)

5. DENEY DÜZENEĞİ

Bu çalışma kapsamında Yalova Üniversitesi İklimlendirme Laboratuvarında deneysel otomobil klima sistemi kurulmuştur. Daha sonra deneysel verileri elde edebilmek için çeşitli ölçüm aletleri ile donatılmıştır. Bu bölümde deney düzeneğinin hazırlanmasından bahsedildikten sonra deney düzeneği ve kullanılan ölçüm aletleri ayrıntılı olarak tanıtılmıştır.

5.1 Deney Düzeneğinin Hazırlanması

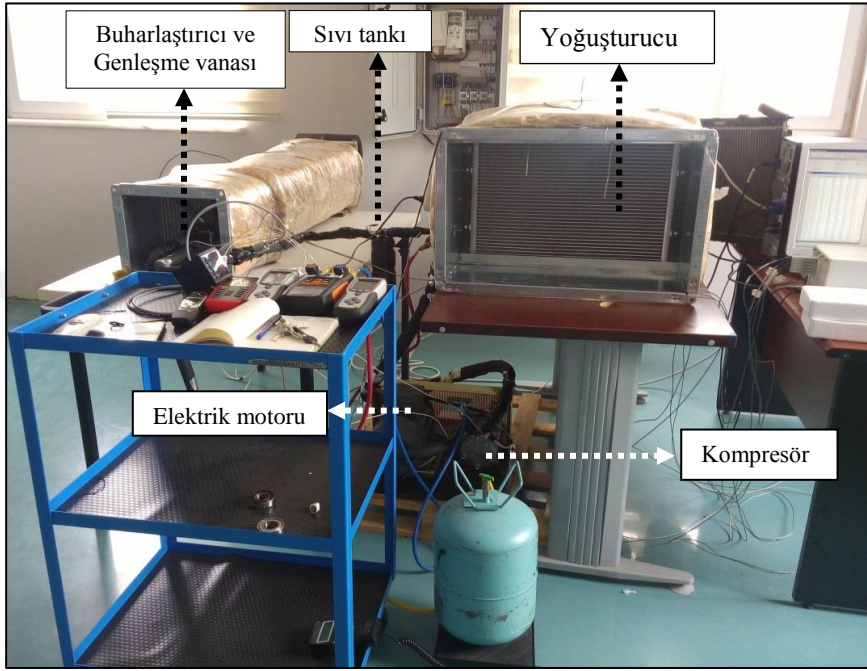
Deney düzeneği bileşenleri hazırlanıp bağlantıları yapıldıktan sonra sistemde kaçak testi yapılmıştır. Kaçak testine başlamadan önce sistem vakuma alınmıştır. Vakum işleminden sonra emme hattından (kompresör girişi) soğutucu akışkan verilmeye başlanmıştır. Daha sonra kompresör çalıştırılarak emme basıncı oluşturulmuş ve soğutucu akışkan yükleme işlemi kolaylaştırılmıştır. Sisteme kaçak testi yapıp kaçak olmadığına emin olunduktan sonra her bir bileşenin giriş ve çıkış hatlarına termokupllar monte edilmiş ve çevre ile ısı alışverişini engellemek için iletim hatları elastomerik yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır. Bu işlemlerden sonra sistemdeki soğutucu akışkan miktarı istenilen seviyeye çıkarılarak sistem deney yapmaya hazır hale getirilmiştir.

Soğutucu akışkan değiştirileceği zaman, önce sistemdeki soğutucu akışkan boşaltılmış sonra vakum işlemi yapılarak yeni soğutucu akışkan yükleme işlemi yapılmıştır. Sistem ısı değiştiricisi ile birlikte çalıştırılacağı zaman önce sistemdeki soğutucu akışkan boşaltılmıştır. Isı değiştiricisi eklenmiş, vakum işlemi ve kaçak testi yapılarak sistem deney için hazır hale getirilmiştir.

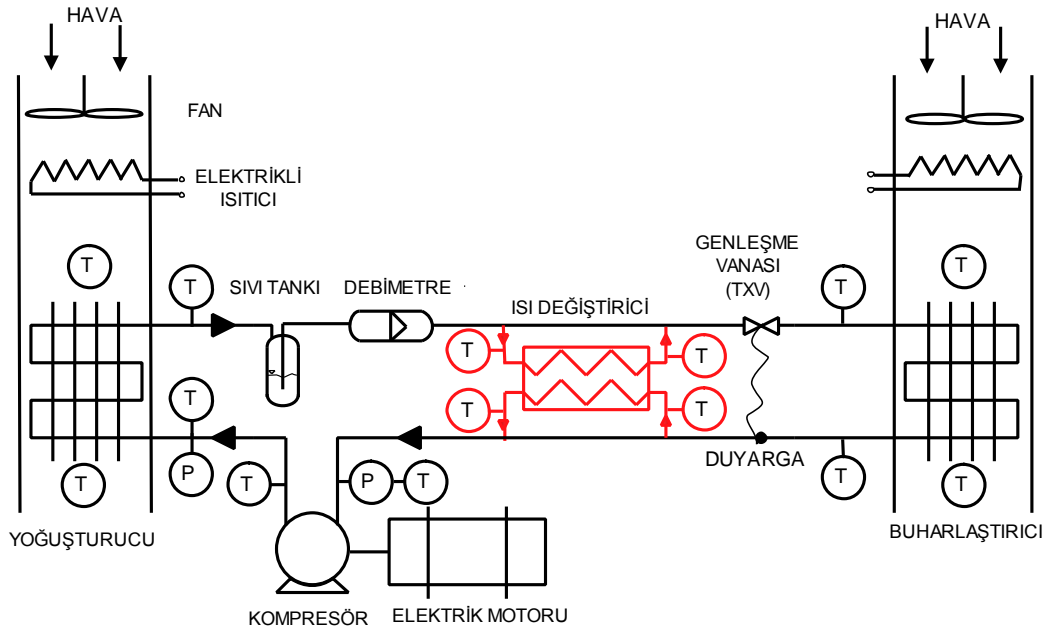
5.2 Deney Düzeneğinin Tanıtılması

Kurulan deneysel otomobil klima sistemi buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimidir. Kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşurucu ve genleşme vanası olmak üzere dört ana bileşenden oluşmaktadır. Deney düzeneğinin görünümü Şekil 5.1'de,

şematik görünümü Şekil 5.2’de verilmiştir. Ayrıca sistem performansını arttırmak için sıvı hattına ısı değıştirici eklenmiştir. Sistemde yardımcı eleman olarak; kompresörü tahrik edecek elektrik motoru, frekans kontrollü motor sürücüsü, sıvı tankı, fanlar, elektrikli ısıtıcılar bulunmaktadır. Aşağıda her bir bileşen ayrıntılı olarak tanıtılmıştır.



Şekil 5.1: Deneysel otomobil klima sisteminin görünümü



Şekil 5.2: Deneysel otomobil klima sistemi şematik gösterimi

5.2.1 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu, kızgın buhar halinde yüksek basınçta basılan soğutucu akışkanın ısını atıp yoğuşmasını sağlar. Deney düzeneğinde yoğuşturucu, 1m uzunluğunda olan bir hava kanalının çıkışına yerleştirilmiştir. Hava kanalı girişine, istenilen hava akımı hızını sağlamak için 150 W gücünde iki adet plastik gövdeli radyal hava kanalı fanı ve istenilen hava akımı sıcaklığını sağlamak için fanın yaklaşık 250 mm ilerisine 3 kW gücünde üç faz elektrikli hava ısıtıcısı yerleştirilmiştir. Kanal, dış ortam ile ısı alışverişi olmaması için 5 mm kalınlığında taş yünü ile izole edilmiştir. Yoğuşturucu ile ilgili ayrıntılı bilgi Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1: Yoğuşturucu teknik özellikleri

| Tipi | Mikro kanallı paralel akımlı yoğuşturucu |
|-----------------------------------|--|
| Boyutları | 635mm x355mm x20mm |
| Kapasitesi | 5,34 kW |
| Kanal sayısı | 31 |
| Hava tarafı ısı transfer alanı | 2,65 m ² |
| Akışkan tarafı ısı transfer alanı | 0,12 m ² |

5.2.2 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, genleşme vanasından oldukça düşük sıcaklıkta çıkan sıvı-buhar karışımı halinde olan soğutucu akışkanın ısı çekerek buharlaşmasını sağlar. Deney düzeneğinde buharlaştırıcı, 1 m uzunluğunda olan bir hava kanalının çıkışına yerleştirilmiştir. Hava kanalı girişine, istenilen hava akımı hızını sağlamak için 150 W gücünde bir adet plastik gövdeli radyal hava kanalı fanı ve istenilen hava akımı sıcaklığını sağlamak için fanın yaklaşık 250 mm ilerisine 2 kW gücünde tek faz elektrikli hava ısıtıcısı yerleştirilmiştir. Kanal, dış ortam ile ısı alışverişi olmaması için 5 cm kalınlığında taş yünü ile izole edilmiştir. Buharlaştırıcı ile ilgili ayrıntılı bilgi Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2: Buharlaştırıcı teknik özellikleri

| Tipi | Mikro kanallı lamine buharlaştırıcı |
|-----------------------------------|-------------------------------------|
| Boyutları | 210mmx275mmx70mm |
| Kapasitesi | 5,23 kW |
| Kanal sayısı | 20 |
| Hava tarafı ısı transfer alanı | 4,84 m ² |
| Akışkan tarafı ısı transfer alanı | 0,78m ² |

5.2.3 Kompresör

Kompresör buharlaştırıcıdan düşük basınçta buhar fazında çıkan soğutucu akışkanı sıkıştırarak yüksek sıcaklık ve basınç altında yoğuşturucuya basar. Otomobil klima sistemlerinde kompresör, gücünü direk otomobil motorundan krank mili vasıtasıyla almaktadır. Deney düzeneğinde ise kompresör, kayış-kasnak sistemi ile bağlı olduğu elektrik motoru ile tahrik edilmiştir. Elektrik motoru ve kompresörün kasnak çapları birbirine eşit olduğu için motorun devri kompresörün devrine denktir. Elektrik motoru devri, frekans kontrollü motor sürücüsü tarafından kontrol edilmiştir. Kompresör, elektrik motoru, motor sürücüsü ile ilgili ayrıntılı bilgi sırasıyla Çizelge5.3, Çizelge 5.4, Çizelge 5.5’de verilmiştir.

Çizelge 5.3: Kompresör teknik özellikleri

| Marka-model | SANDEN SD5H14 |
|-----------------------|----------------------------------|
| Tipi | Sabit kapasiteli yalpalı plakalı |
| Silindir sayısı | 5 |
| Silindir çapı | 35 mm |
| Stroke | 28,6 mm |
| Silindir toplam hacmi | 138 mm ³ |
| En fazla hız | 6000 d/d |
| Yağ (sp-20) | 175 mm ³ |

Çizelge 5.4: Elektrik motoru teknik özellikleri

| Marka-model | ELK 2EL090L2B |
|--------------|----------------------|
| Tipi | 3 faz asenkron motor |
| Güç | 2,2 kW |
| Devir | 2860 d/d |
| Moment | 7,35 Nm |
| Güç faktörü | 0,85 cosφ |
| Akım | 4,48 A |
| Ağırlık | 15,5 kg |
| Ses seviyesi | 60 dB |

Çizelge 5.5: Motor sürücüsü teknik özellikler

| Marka-model | ABB ACS355 |
|----------------|--|
| Tipi | 3 faz frekans kontrollü motor sürücüsü |
| Çevirme sınıfı | IP20~ |
| Frekans | 48~63 Hz |
| Giriş voltajı | 380~480 V |
| Faz sayısı | 3 |
| Çıkış akımı | 15,6 A |
| Çıkış gücü | 7.5 kW |

5.2.4 Isı değiştiricisi (IHX)

Sistemde soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanıldığı durumda sistem performansını arttırmak için bakır malzemededen imal edilmiş çift borulu ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isı değiştiricisi emme hattı ile sıvı hattı üzerine yerleştirilmiş olup aralarında ısı transferi olmasını sağlar. Bۆylece soğutucu akışkan genleşme vanasına daha dűřük sıcaklıkta girmiş olur. Neticede akışkan buharlaştırıcıya daha dűřük kuruluk derecesinde girerek soğutma kapasitesinin artmasını sebep olur. Isı değiştiricisi hakkında ayrıntılı bilgi Çizelge 5.6'de verilmiştir.

Çizelge 5.6: Isı değiştiricisi teknik özellikleri

| Tip | Çift borulu ısı değiştirici |
|--------------------|-----------------------------|
| Uzunluk | 1006 mm |
| Dış boru çap | 21 mm |
| İç boru çap | 13 mm |
| Et kalınlığı | 1 mm |
| Isı transfer alanı | 0,058 m ² |

5.2.5 Genleşme vanası

Deney düzeneğinde otomobil klima sistemi için imal edilmiş termostatik genleşme vanası kullanılmıştır.

5.2.6 Sıvı tankı

Deney düzeneğinde otomobil klima sistemi için imal edilmiş sıvı tankı kullanılmıştır. Sıvı tankının üzerinde akışkanın halini görebilmek için gözetleme camı bulunmaktadır. Sıvı tankının görevi akışkan tam yoğuşmadığı hallerde, sıvı akışkan ile gaz akışkanı birbirinden ayırmak ve TXV'ye gaz akışkanın gitmesini engellemektir. Ayrıca akışkanı filtreler ve kurutur.

5.2.7 Bağlantı elemanları

Sistem bileşenleri birbirine bakır boru ve plastik hortum ile bağlanmıştır. Kompresör ile yoğuşturucu arası plastik hortumla, buharlaştırıcı ile genleşme vanası arası (sıvı hattı) 3/8" boyutunda bakır boruyla, buharlaştırıcı ile kompresör arası (gaz hattı) 5/8" boyutunda bakır boruyla bağlanmıştır. Boru hatları, çaplarına uygun elastomerik yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır.

5.3 Deney Düzeneğinde Kullanılan Ölçüm Cihazları

Deney düzeneği kurulduktan sonra; sıcaklık, basınç, soğutucu akışkan debisi değerlerini ölçecek cihazlar ile dolatılmıştır. Çizelge 5.7'de ölçüm cihazlarının ölçüm aralıkları ve hassasiyetleri verilmiştir. Ölçüm cihazlarından alınan veriler ile enerji ve ekserji analizleri yapılmış ve sistem performans parametrelerine ulaşılmıştır. Aşağıda her bir ölçüm cihazı ayrıntılı olarak tanıtılmıştır.

Çizelge 5.7: Ölçüm cihazları ölçüm aralık ve hassasiyetleri

| Ölçüm | Cihaz | Ölçüm Aralığı | %Hassasiyet |
|-------------------------|---|--------------------------------|-------------|
| Sıcaklık | Dijital termometre (K tipi temokupl) | -50 +500 °C | ±%0,5 |
| Basınç | Elektronik manifold | 0-40 Bar | ±%0,75 |
| Soğutucu akışkan debisi | Türbin tip debimetre | 0,2 – 1,2 m ³ /saat | ±%1 |

Çizelge 5.7’de verilen ölçüm cihazları hassasiyetleri cihazlarda meydana gelebilecek ölçüm hatalarını ifade etmektedir. Ölçüm hataları performans parametrelerinin bir miktar hatalı hesaplanmasına sebep olmaktadır. Performans parametrelerinin hata yüzdeleri hata analizi yapılarak belirlenmektedir. Bu çalışmada hata analizi akılcı yöntem kullanılarak yapılmıştır. Ölçüm cihazlarının önce artı yönde hassasiyeti, sonra eksi yönde hassasiyeti hesaba katılarak performans parametrelerinin artı ve eksi yönde değişim oranları hesaplanmış ve en büyük değer o performans parametresinin hata yüzdesi olarak alınmıştır. Çizelge 5.8’de herbir performans parametresi için hata analizi sonuçları verilmiştir.

Çizelge 5.8: Herbir performans parametresi için hata analizi sonuçları

| Performans parametresi | Hata analizi sonucu |
|--|---------------------|
| Soğutma kapasitesi | ± %0,88 |
| Kompresörde harcanan güç | ± %1,6 |
| Soğutma tesir katsayısı (STK) | ± %0,7 |
| Toplam yok olan ekserji | ± %1,48 |
| Soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji | ± %0,61 |

5.3.1 Sıcaklık ölçümü

Düzenekte sıcaklık ölçümü K tipi termokupl ile yapılmıştır. Soğutucu akışkanın sıcaklığı her bir bileşenin giriş ve çıkış noktalarından olmak üzere, sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneylerde 6 noktadan, ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneylerde 8 noktadan ölçülmüştür. Bu ölçümler iki adet 4 termokupl girişli dijital termometre ile yapılmıştır. Hava kanalı sıcaklıkları ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucu, giriş ve çıkışlarından olmak üzere 4 noktadan yapılmıştır.

5.3.2 Basınç ölçümü

Düzenekte buharlaşma basıncı kompresör girişinden, yoğuşma basıncı yoğuşturucu girişinden dijital manifold ile ölçülmüştür. Ayrıca, manifold ekranından, basınç değerlerine denk gelen sıcaklık değerleri de eş zamanlı olarak okunabilmektedir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan türü manifoldun bir fonksiyonu olarak seçilebilmektedir.

5.3.3 Kütleli debi ölçümü

Düzenekte soğutucu akışkan debisi türbin tip debimetre ile ölçülmüştür. Elde edilen veri, toplam debi ölçüm ve kontrol cihazından pulse değeri olarak okunmaktadır. Soğutucu akışkan debisini elde etmek için debimetre su ile kalibre edilmiştir. Kalibrasyon neticesinde \dot{m}_{su} elde edilmiş ve Denklem 5.1 kullanılarak soğutucu akışkanın kütleli debisi hesaplanmıştır. Denklemde suyun yoğunluğu 1000 kg/m^3 değeri, soğutucu akışkanın yoğunluğu, yoğuşturucu çıkış sıcaklığındaki yoğunluk değeri alınmıştır.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{su} \frac{\rho_{su}}{\rho_a} \quad (5.1)$$

Su ile kalibrasyon işlemi sırasında su farklı debilerde debimetreden geçirilerek geçen suyun kütlesi ve geçiş süresi ölçülmüştür. Bu değerler birbirine oranlanarak suyun kütleli debisi elde edilmiştir. Bu sırada veri ölçüm ve kontrol cihazından okunan pulse değerlerinin ortalaması alınarak bir pulse değerine ulaşılmıştır. Böylece suyun her bir kütleli debi değeri için bir pulse değeri belirlenmiştir. Bu değerler ile doğrusal eğri geliştirilmiştir. Eğrinin denklemi Denklem 5.2'de verilmiştir.

$$\dot{m}_{su} = (0,0187 * pulse)/0,0007 \quad (5.2)$$

5.3.4 Sisteme yüklenen soğutucu akışkan miktarı ölçümü

Deney düzeneğine soğutucu akışkan yüklenirken hassas terazi kullanılmıştır. Soğutucu akışkan tüpünün ağırlığı yükleme öncesi ve sonrası ölçülerek sisteme yüklenen akışkanın miktarı belirlenmiştir.

6. TERMODİNAMİK ANALİZ

Ölçüm aletlerinden elde edilen deneysel verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Sonucunda performans parametrelerine ulaşılmıştır. Enerji ve ekserji analizleri yapılırken aşağıda verilen kabuller göz önünde bulundurulmuştur.

- Hesaplamalarda etkin olmadıkları için kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısı değiştirici ve bağlantı elemanlarında basınç kayıpları olmadığı kabul edilmiştir.
- Kompresör, genleşme vanası ve bağlantı elemanlarında işlemler adyabatik kabul edilmiştir.
- Genleşme vanasında entalpi değişimi ihmal edilmiştir.

6.1 Enerji Analizi

Herhangi bir sistemde enerji alışverişi; ısı, güç, akış enerjisi olmak üzere üç yolla gerçekleşir. Enerji korunum kanunu gereğince sisteme giren enerji miktarı çıkan enerji miktarına her zaman eşit olmalıdır. Enerji analizi her bir bileşende Denklem 6.1'de verilen enerji denkliği kurularak yapılmıştır. Böylece sistem bileşenlerindeki ısı veya güç alışveriş miktarları bulunmuştur.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_g h_g - \sum \dot{m}_ç h_ç \quad (6.1)$$

6.1.1 Buharlaştırıcıda çekilen ısı (soğutma kapasitesi)

Buharlaştırıcıdan çekilen ısı diğer bir deyiş ile sistem soğutma kapasitesi buharlaştırıcı için enerji denkliği kurularak hesaplanmış böylece Denklem 6.2 elde edilmiştir. Genleşme vanasında entalpi değişimi ihmal edildiği için soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş entalpi değeri, akışkanın genleşme vanasına giriş entalpi değeri ile eşdeğer alınır. Buharlaştırıcı çıkış entalpi değeri soğutucu akışkanın

buharlaşma basıncı ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Denklemlerdeki \dot{m}_a soğutucu akışkanın kütlesel debisini ifade etmektedir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_a(h_{evap,\zeta} - h_{evap,g}) \quad (6.2)$$

6.1.2 Kompresörde harcanan güç

Kompresörde harcanan güç kompresör için enerji denkliği kurularak hesaplanmış böylece Denklem 6.3 elde edilmiştir. Kompresör giriş entalpi değeri soğutucu akışkanın buharlaşma basıncı ve kompresör giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, kompresör çıkış entalpi değeri soğutucu akışkanın yoğuşma basıncı ve kompresör çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuştur.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_a(h_{komp,\zeta} - h_{komp,g}) \quad (6.3)$$

6.1.3 Isı değiştiricisi etkinliği

Sistem performansını arttırmak için sıvı hattı ile emme hattı üzerinde bir ısı değiştirici kullanılmıştır. Sıvı hattı yoğuşturucu çıkışını, emme hattı buharlaştırıcı çıkışını ifade etmektedir. Denklem 6.4'de verilen ısı değiştiricisi etkinliği (ε) boyutsuz bir parametre olup, ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer hızının mümkün maksimum ısı transfer hızına oranıdır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{gerçek}}{\dot{Q}_{maksimum}} \quad (6.4)$$

Isı değiştiricisinde maksimum ısı transfer hızı Denklem 6.5 ile bulunmuştur. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu çıkış sıcaklığından daha düşük olduğu için $\dot{C}_{minimum}$ değeri her koşulda buharlaştırıcı çıkışının ısı sığası değerine eşittir. $T_{sivl,g}$ yoğuşturucu tarafından ısı değiştiricisine giren akışkanın, $T_{gaz,g}$ buharlaştırıcı tarafından ısı değiştiricisine giren akışkanın sıcaklıklarıdır.

$$\dot{Q}_{maksimum} = \dot{C}_{minimum} (T_{sivl,g} - T_{gaz,g}) \quad (6.5)$$

Gerçek ısı transfer hızı Denklem 6.6 ile bulunmuştur. $\dot{C}_{gaz,g}$ buharlaştırıcı tarafından, $\dot{C}_{sivl,g}$ yoğuşturucu tarafından ısı değiştiriciye giren akışkanların ısı sığası

değerleridir. $T_{gaz,\zeta}$ buharlaştırıcı tarafından, $T_{sivi,\zeta}$ yoğuşturucu tarafından ısı değiştiricisinden çıkan akışkanların sıcaklıklarıdır.

$$\dot{Q}_{gercek} = \dot{C}_{gaz,g}(T_{gaz,\zeta} - T_{gaz,g}) = \dot{C}_{sivi,g}(T_{sivi,g} - T_{sivi,\zeta}) \quad (6.6)$$

Sadeleştirmeler yapıldıktan sonra ısı değiştiricisinin etkinliği Denklem 6.7 haline gelmiştir. (Çengel, 2011)

$$\varepsilon = \frac{T_{sivi,g} - T_{sivi,\zeta}}{T_{sivi,g} - T_{gaz,g}} \quad (6.7)$$

6.1.4 Soğutma tesir katsayısı

Soğutma çevrimlerinin verimi soğutma tesir katsayısı (STK) ile ifade edilir. Elde edilen soğutma kapasitesinin kompresörde harcanan güce oranlanması ile bulunur.

$$STK = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{komp} \quad (6.8)$$

6.2 Ekserji Analizi

Ekserji, herhangi bir sistem, çevre şartlarına gelinceye kadar elde edilebilecek en fazla yararlı iş miktarıdır. Enerjinin aksine ekserji korunmaz ve çevrim boyunca tersinmezliklerden dolayı yok olur. Yok olan ekserji miktarı ($\dot{E}x_d$) Denklem 6.9'da görülen ekserji denkleği kurularak hesaplanır. Ekserji alışverişi; ısı güç, akış ekserjisi olmak üzere üç yolla gerçekleşir. Güç ile aktarılan ekserjinin tamamı yararlı iş olduğu için gücün ekserjisi kendi değerine eşittir. Isı ile aktarılan ekserji, ısı transfer hızının carnot verim ifadesi ile çarpımı ile bulunur. Akış ile aktarılan ekserji ise Denklem 6.10 ile hesaplanır. Bu denklemde 0 alt indisli değerler ölü hal değerlerini ifade eder.

$$\dot{E}x_d = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta \quad (6.9)$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (6.10)$$

6.2.1 Buharlaştırıcıda yok olan ekserji

Buharlaştırıcıda yok olan ekserji buharlaştırıcı için ekserji denkliği kurularak hesaplanmıştır. Sonucunda Denklem 6.11'e ulaşılmış, akış ekserji değerleri yerine yazılarak ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak Denklem 6.12 elde edilmiştir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcı giriş entalpi değeri genleşme vanasında entalpi değişimi ihmal edildiği için akışkanın genleşme vanasına giriş entalpi değerine eşit alınmıştır. Akışkanın buharlaştırıcı giriş entropi değeri buharlaşma basıncı ve buharlaştırıcı giriş entalpi değerlerinin fonksiyonu olarak bulunmuştur. Buharlaştırıcı çıkış entalpi ve entropi değerleri buharlaşma basıncı ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Buharlaştırıcıda hava tarafından ekserji yok olması ihmal edilmiştir.

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_a(\psi_{evap,g} - \psi_{evap,\zeta}) \quad (6.11)$$

$$\dot{E}x_{d,evap} = \dot{m}_a[(h_{evap,g} - h_{evap,\zeta}) - T_0(s_{evap,g} - s_{evap,\zeta})] \quad (6.12)$$

6.2.2 Kompresörde yok olan ekserji

Kompresörde yok olan ekserji kompresör için ekserji denkliği kurularak hesaplanmıştır. Sonucunda Denklem 6.13'e ulaşılmış, akış ekserji değerleri yerine yazılarak ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak Denklem 6.14 elde edilmiştir. Soğutucu akışkanın kompresör giriş entropi değeri buharlaşma basıncı ve kompresör giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, kompresör çıkış entropi değeri yoğuşma basıncı ve kompresör çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuştur.

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_a(\psi_{komp,g} - \psi_{komp,\zeta}) + \dot{W}_{komp} \quad (6.13)$$

$$\dot{E}x_{d,komp} = \dot{m}_a T_0(s_{komp,\zeta} - s_{komp,g}) \quad (6.14)$$

6.2.3 Yoğuşturucuda yok olan ekserji

Yoğuşturucuda yok olan ekserji yoğuşturucu için ekserji denkliği kurularak hesaplanmıştır. Sonucunda Denklem 6.15'e ulaşılmış, akış ekserji değerleri yerine yazılarak ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak Denklem 6.16 elde edilmiştir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucu giriş entalpi ve entropi değerleri yoğuşma basıncı ve yoğuşturucu giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, yoğuşturucu çıkış entalpi ve

entropi değerleri yoğuşma basıncı ve yoğuşturucu çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak hesaplanmıştır. Yoğuşturucuda hava tarafından ekserji yok olması ihmal edilmiştir.

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_a(\psi_{kond,g} - \psi_{kond,\zeta}) \quad (6.15)$$

$$\dot{E}x_{d,kond} = \dot{m}_a[(h_{kond,g} - h_{kond,\zeta}) - T_0(s_{kond,g} - s_{kond,\zeta})] \quad (6.16)$$

6.2.4 Genleşme vanasında yok olan ekserji

Genleşme vanasında yok olan ekserji genleşme vanası için ekserji denkliği kurularak hesaplanmış böylece Denklem 6.17'ye ulaşılmıştır. Soğutucu akışkanın genleşme vanası giriş entropi değeri, yoğuşma basıncı ve yoğuşturucu çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuştur. Genleşme vanası çıkış entropi değeri buharlaşma basıncı ve çıkış entalpi değerinin fonksiyonu olarak bulunmuştur.

$$\dot{E}x_{d,TV} = \dot{m}_a(\psi_{TV,g} - \psi_{TV,\zeta}) = \dot{m}_a T_0(s_{TV,\zeta} - s_{TV,g}) \quad (6.17)$$

6.2.5 Isı değiştiricide yok olan ekserji

Isı değiştiricisinde yok olan ekserji ısı değiştiricisi için ekserji denkliği kurularak hesaplanmıştır. Sonucunda Denklem 6.18'e ulaşılmış, akış ekserji değerleri yerine yazılarak ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak Denklem 6.19 elde edilmiştir. Isı değiştiricisi giriş ve çıkış entalpi ve entropi değerleri, kendi sıcaklık ve basınç değerlerinin fonksiyonu olarak bulunmuştur. Denklemlerde emme ifadesi, buharlaştırıcı çıkış hattını, sıvı ifadesi yoğuşturucu çıkış hattını belirtmektedir.

$$\dot{E}x_{d,IHX} = \dot{m}_a(\psi_{emme,g} - \psi_{emme,\zeta}) + \dot{m}(\psi_{sivi,g} + \psi_{sivi,\zeta}) \quad (6.18)$$

$$\dot{E}x_{d,IHX} = \dot{m}_a[(h_{emme,g} - h_{emme,\zeta}) - T_0(s_{emme,g} - s_{emme,\zeta}) + (h_{sivi,g} - h_{sivi,\zeta}) - T_0(s_{sivi,g} - s_{sivi,\zeta})] \quad (6.19)$$

6.2.6 Toplam yok olan ekserji

Toplam yok olan ekserji, her bir bileşende yok olan ekserjilerin toplanması ile bulunmuştur. Isı değiştiricisinin kullanıldığı deneylerde ısı değiştiricisinde yok olan ekserji de hesaba katılmıştır.

$$\dot{E}x_{d,t} = \dot{E}x_{d,komp} + \dot{E}x_{d,kond} + \dot{E}x_{d,TXV} + \dot{E}x_{d,evap} + \dot{E}x_{d,IHX} \quad (6.20)$$

6.2.7 Sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranı

Sistem bileşenlerinde yok olan ekserjinin kütlesel debiden bağımsız olarak değişimlerini gözlemleyebilmek için bileşenlerde yok olan ekserji oranları ($Ex_d(\%)$) hesaplanmıştır. Denklem 6.21'de görülen $\dot{E}x_d$ herhangi bir bileşende yok olan ekserjiyi ifade etmektedir.

$$Ex_d(\%) = \frac{\dot{E}x_d}{\dot{E}x_{d,t}} 100 \quad (6.21)$$

6.2.8 Birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$)

Birim soğutma kapasitesi başına sistemde yok olan toplam ekserjiyi ifade eder. Toplam yok olan ekserjinin soğutma kapasitesine oranlanması ile bulunur. Boyutsuz bir ifadedir.

7. DENEYSEL İŞLEMLER

Deney düzeneği kurulup ölçüm aletleri ile donatıldıktan sonra sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı deneyleri ile kompresör devir deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda deneylerin yapılış şartları, düzenekten ölçüm alınan noktalar, EES (Engineering Equation Solver V.10-266-3D) programında geliştirilen algoritmalarından bahsedilmiştir.

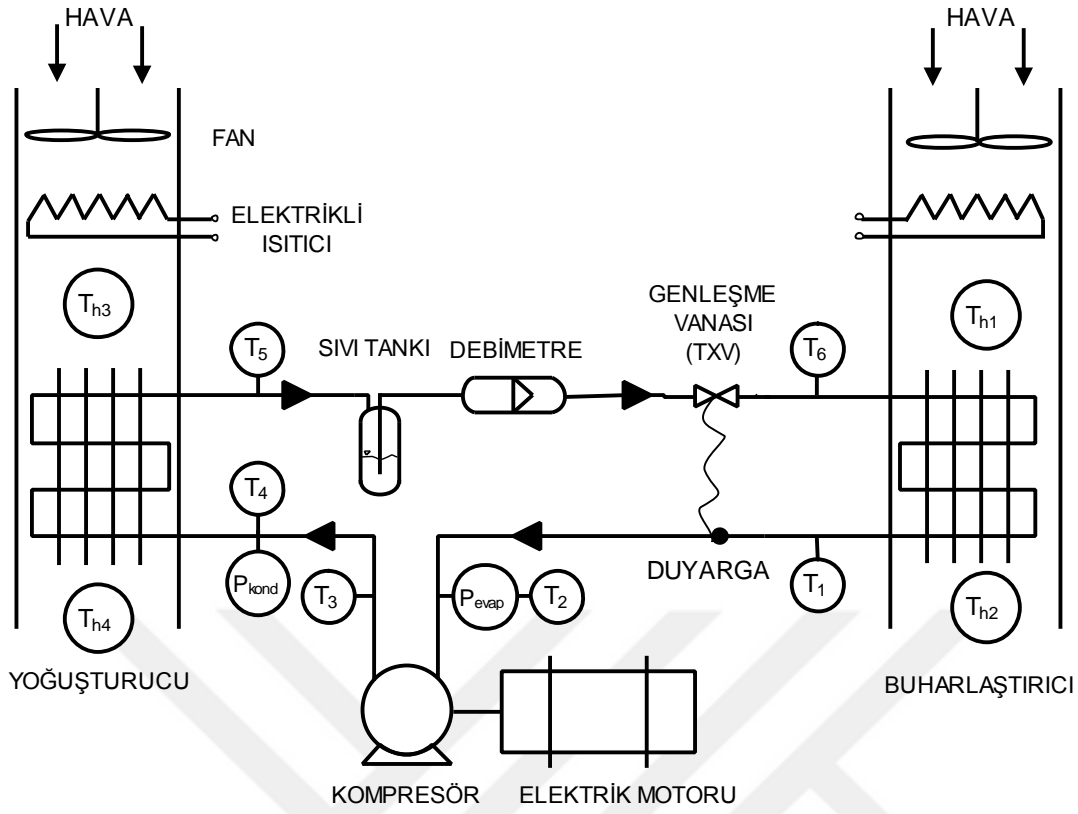
7.1 Deney Düzeneğinin Çalıştırılması

Deney düzeneği çalıştırılacağı zaman ilk önce fanlara güç verilmiştir. Daha sonra elektrikli ısıtıcılara güç verilerek buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akım sıcaklıkları istenilen değere gelmesi beklenmiştir. Devamında motor sürücüsünden istenilen devir ayarlanarak motora güç verilmiştir. Motor ile tahrik edilen kompresörün devreye alınmasıyla sistem çalıştırılmıştır. Ölçüm cihazları çalıştırılmış ve sistem sürekli rejime gelinceye kadar beklenmiştir. Sistem sürekli rejime geldikten sonra ölçüm değerleri kayıt edilerek deney tamamlanmış olur.

7.2 Deneysel Prosedür

7.2.1 Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler

Deney düzeneği kurulup deney yapmaya hazır hale getirildikten sonra sistemde önce R134a, daha sonra R1234yf kullanılarak deneyler yapılmıştır. R134a kullanılan deneylerde 850 gr. soğutucu akışkan, R1234yf kullanılan deneylerde 750 gr. soğutucu akışkan kullanılmıştır. Deney düzeneğinin sıvı hattında ısı değiştiricisi kullanılmadığı hali, otomobillerde halihazırda kullanılan klima sistemi ile aynıdır. Isı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler için deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 7.1'de, ölçüm noktaları Çizelge 7.1'de verilmiştir. T ile gösterilen noktalardan soğutucu akışkanın sıcaklığı, T_h ile gösterilen noktalardan hava akımının sıcaklığı, P ile gösterilen noktalardan soğutucu akışkanın basıncı ölçülmüştür.



Şekil 7.1: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler için deney düzeneğinin şematik gösterimi

Çizelge 7.1: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler için ölçüm alınan noktalar

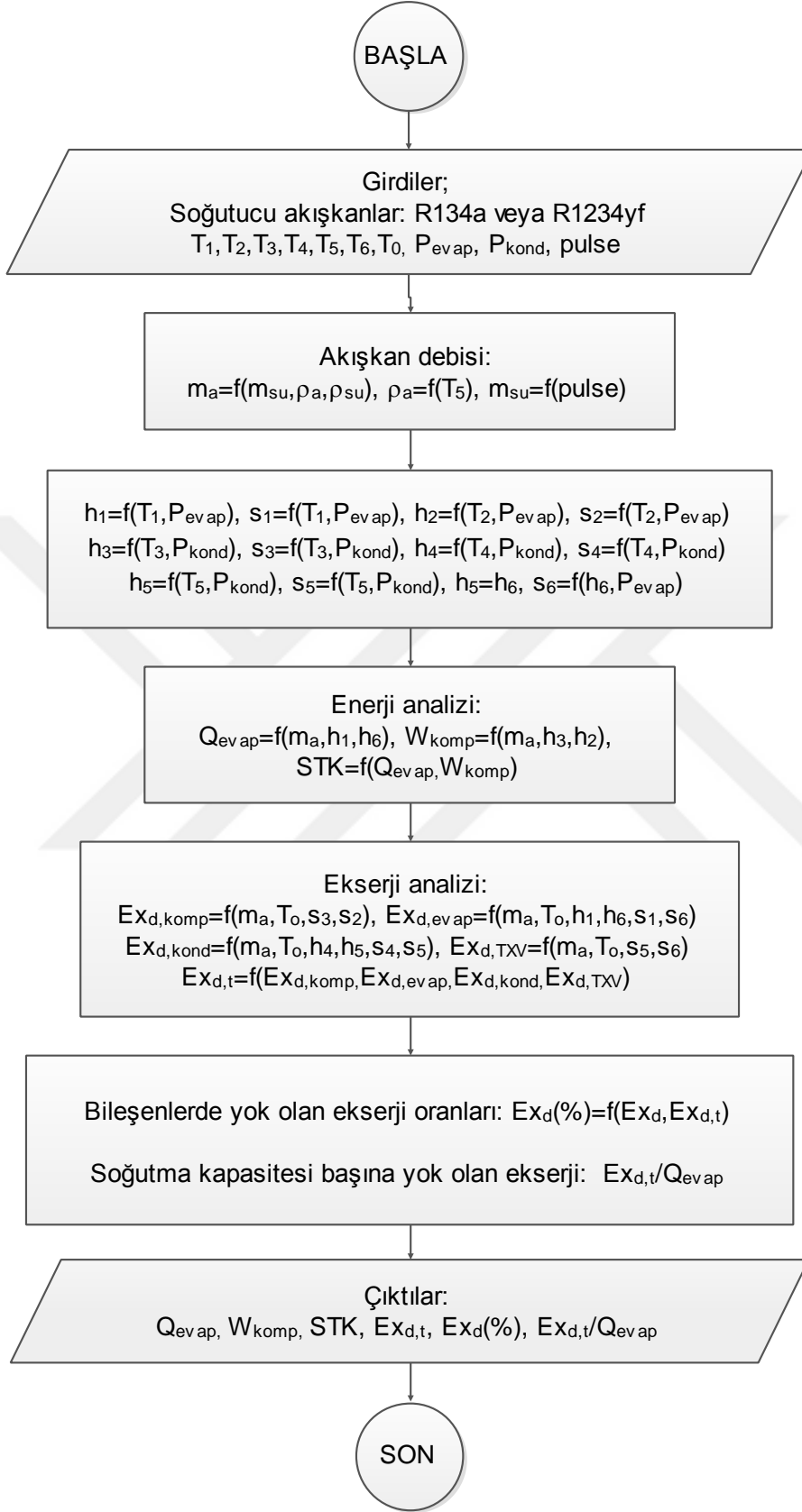
| Ölçüm no | Ölçüm noktası | Birimi |
|-------------------|----------------------------------|--------|
| T ₁ | Buharlaştırıcı çıkış | °C |
| T ₂ | Kompresör giriş | °C |
| T ₃ | Kompresör çıkış | °C |
| T ₄ | Yoğuşturucu giriş | °C |
| T ₅ | Yoğuşturucu çıkış | °C |
| T ₆ | Buharlaştırıcı giriş | °C |
| T _{h1} | Buharlaştırıcı kanal girişi | °C |
| T _{h2} | Buharlaştırıcı kanal çıkışı | °C |
| T _{h3} | Yoğuşturucu kanal girişi | °C |
| T _{h4} | Yoğuşturucu kanal çıkışı | °C |
| P _{kond} | Yoğ. giriş - yoğuşma basıncı | kPa |
| P _{evap} | Komp. giriş - buharlaşma basıncı | kPa |

Deneyle sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı deneyleri ve kompresör devir deneyleri olmak üzere iki kısımda yapılmıştır.

Sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı deneylerinde önce buharlaşma sıcaklığı -10°C 'de sabit tutularak yoğuşma sıcaklığı 40°C 'den 50°C 'ye 2°C aralıkla artırılmıştır. Daha sonra yoğuşma sıcaklığı 40°C 'de sabit tutularak buharlaşma sıcaklığı -20°C 'den -5°C 'ye 5°C aralıklarla artırılmıştır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık değerleri buharlaşma ve yoğuşma basınçlarına denk gelen sıcaklık değerleri olup manifold üzerinden okunmuş ve hava akımı sıcaklıkları değiştirilerek istenen değerlere getirilmişlerdir. Böylece buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Kompresör devir deneylerinde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklıkları sırasıyla 27°C ve 35°C 'de sabit tutulmuş, kompresör devri 1000 d/d'dan 2000 d/d'ya 250 d/d aralıklarda artırılmıştır. Böylece kompresör devrinin farklı hava akımı sıcaklıklarında sistem performansı üzerine etkisi incelenmiştir.

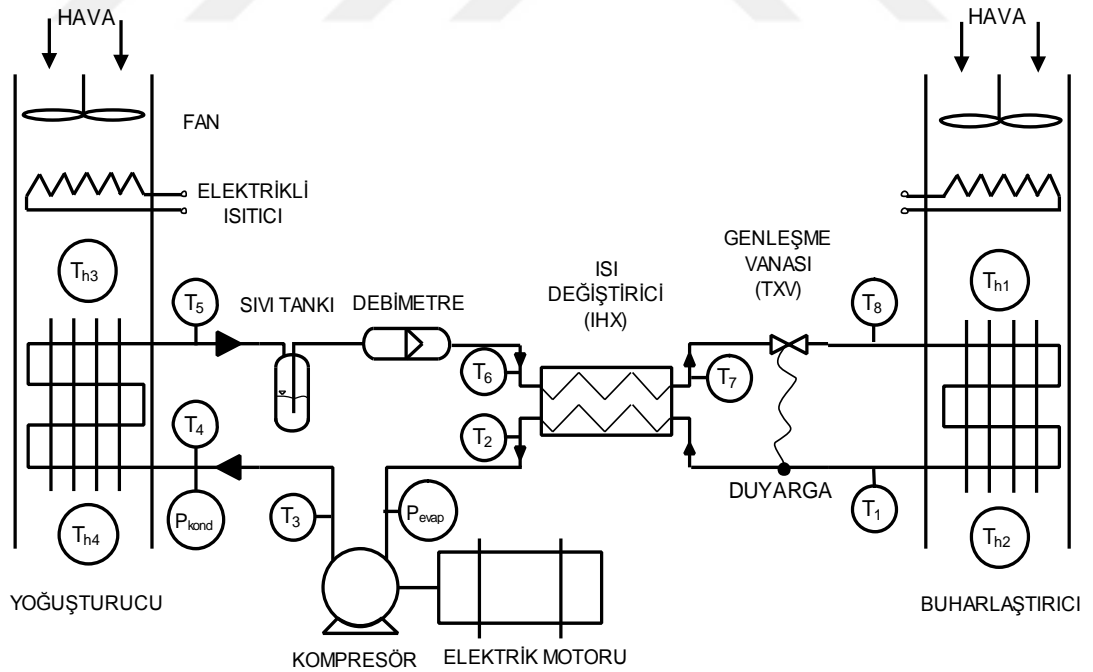
Deneyle tamamlandıktan sonra elde edilen veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizleri EES programında yapılmıştır. Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler için EES programında geliştirilen algoritmanın akış şeması Şekil 7.2'de verilmiştir. Böylece performans parametrelerine ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda Excel programı kullanılarak grafikler oluşturulmuştur. Performans parametreleri olarak; soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç, soğutma tesir katsayısı (STK), toplam yok olan ekserji, sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranları, soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji seçilmiştir.



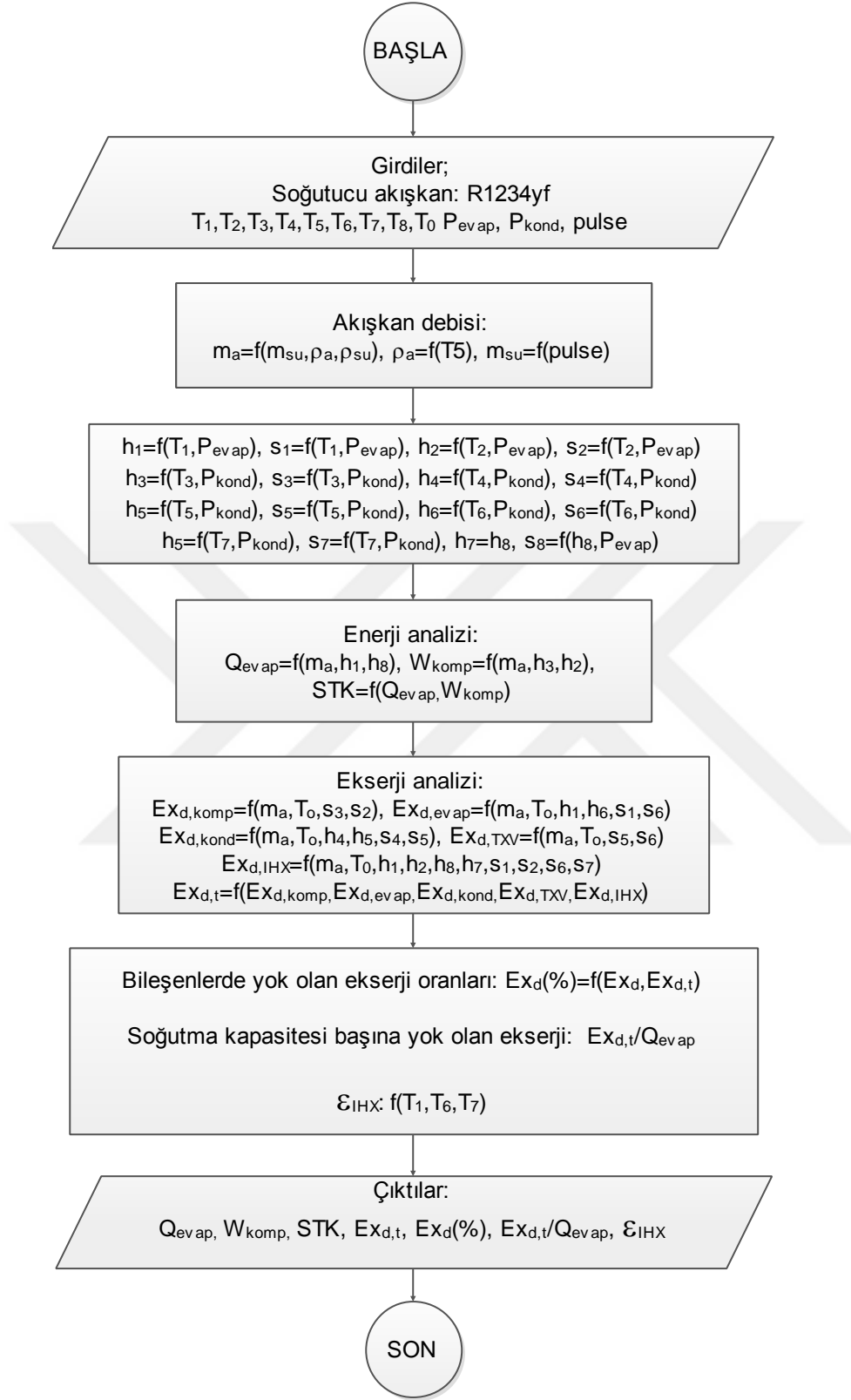
Şekil 7.2: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanılmadığı deneyler için EES programında geliştirilen algoritmanın akış şeması

7.2.2 Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneyler

R134a ve R1234yf ile yapılan deneyler tamamlandıktan sonra sistemde R1234yf kullanılması durumunda sistem performansının iyileştirilmesi amacıyla sıvı hattına eklenen ısı değiştiricisi ile birlikte deneyler yapılmıştır. Isı değiştiricisi ile birlikte deney dzeneneğinin şematik gosterimi şekil 7.3'de verilmiştir. Bu durum için dzenekten alınan olęum noktaları izelge7.2'de verilmiştir. Sistem deney yapmaya hazır hale getirildikten sonra R1234yf soğutucu akışkanı yüklenerek sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları deneyleri ile kompresör devir deneyleri tekrarlanmıştır. Deneyler tamamlandıktan sonra elde edilen dneysel veriler ile enerji ve ekserji analizleri EES programında yapılmıştır. EES programında geliştirilen algoritmanın akış şeması şekil 7.4'de verilmiştir. Böylece performans parametrelerine ulaşılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile Excel programı kullanılarak karşılaştırmalı grafikler oluşturulmuştur.



şekil 7.3: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneyler için deney dzeneneğinin şematik gosterimi



Şekil 7.4: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneyler için EES programında geliştirilen algoritmanın akış şeması

Çizelge 7.2: Sıvı hattında ısı değiştiricisinin kullanıldığı deneyler için ölçüm alınan noktalar

| Ölçüm no | Ölçüm noktası | Birimi |
|-------------------|--|---------------|
| T ₁ | Buharlaştırıcı çıkış- IHX emme hattı giriş | °C |
| T ₂ | IHX emme hattı çıkış-Kompresör giriş | °C |
| T ₃ | Kompresör çıkış | °C |
| T ₄ | Yoğuşturucu giriş | °C |
| T ₅ | Yoğuşturucu çıkış | °C |
| T ₆ | IHX sıvı hattı giriş | °C |
| T ₇ | IHX sıvı hattı çıkış | °C |
| T ₈ | Buharlaştırıcı giriş | °C |
| T _{h1} | Buharlaştırıcı kanal giriş | °C |
| T _{h2} | Buharlaştırıcı kanal çıkış | °C |
| T _{h3} | Yoğuşturucu kanal giriş | °C |
| T _{h4} | Yoğuşturucu kanal çıkış | °C |
| P _{kond} | Yoğ. giriş - buharlaşma basıncı | kPa |
| P _{evap} | Komp. giriş - buharlaşma basıncı | kPa |



8. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde deneysel otomobil klima sisteminde R134a, R1234yf soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan deneylerin sonuçları verilmiştir. Deneyler Bölüm 7’de anlatılan prosedüre uygun olarak sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı deneyleri ile kompresör devir deneyleri olmak üzere iki kısım halinde yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizleri Bölüm 6’te verilen denklemler kullanılarak yapılmış ve performans parametrelerine ulaşılmıştır. Sonuçlar R134a, R1234yf ve ısı değiştiricisi ile birlikte R1234yf (R1234yf+IHX) olmak üzere üç durum için karşılaştırmalı olarak grafikler halinde sunulmuştur.

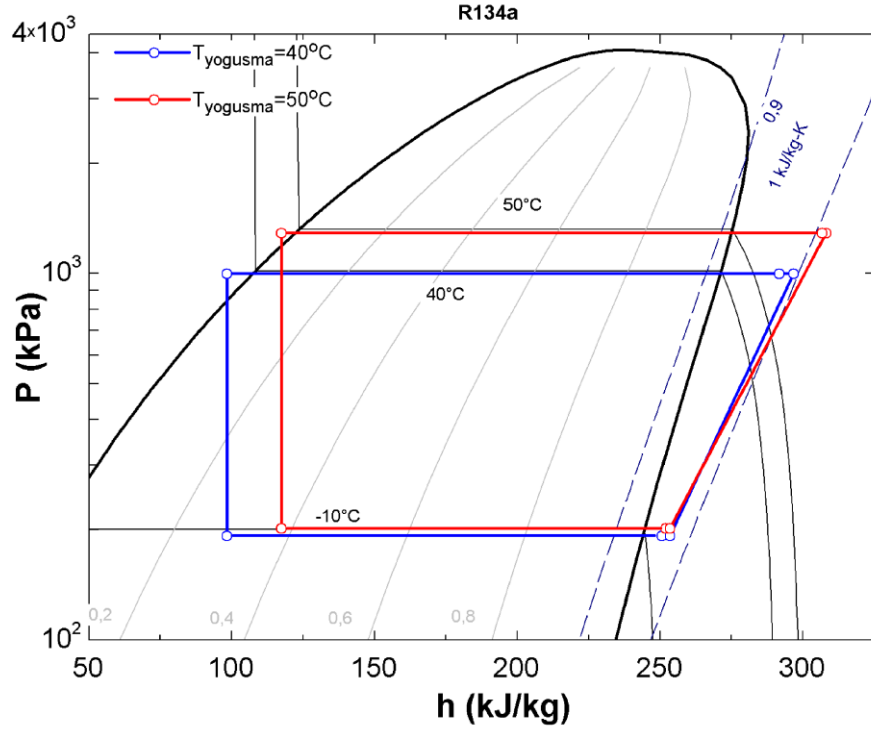
8.1 Sabit Buharlaşma ve Yoğuşma Sıcaklığı Deneyleri Sonuçları

Sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı deneyleri iki aşamada yapılmıştır. Birinci aşamada buharlaşma sıcaklığı -10°C ’de sabit tutulmuştur. Bu halde yoğuşma sıcaklığı 40°C ’den 50°C ’ye ikişer derece aralıklarla artırılmıştır. İkinci aşamada yoğuşma sıcaklığı 40°C ’de sabit tutulmuştur. Bu halde buharlaşma sıcaklığı -20°C ’den -5°C ’ye beşer derece aralıklarla artırılmıştır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları istenilen değerlerde hava akımı sıcaklıkları değiştirilerek tutulmuştur. Bu sayede farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının performansları ve ısı değiştiricisinin sistem performansı üzerine etkisi gözlemlenmiştir.

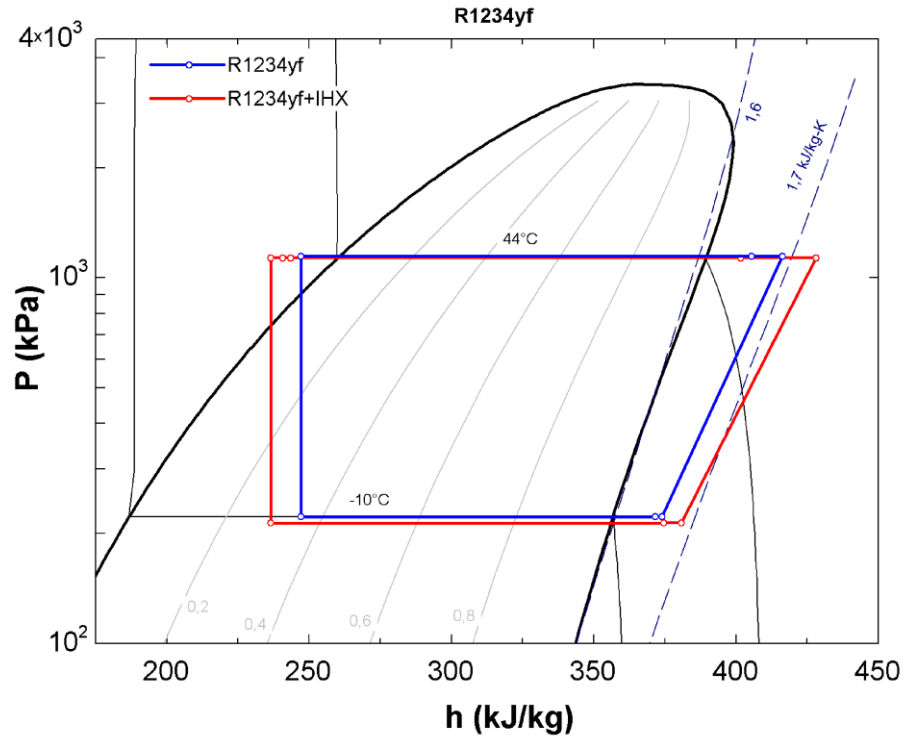
8.1.1 -10°C sabit buharlaşma sıcaklığı deneyleri sonuçları

Sabit buharlaşma sıcaklığı deneylerinde buharlaşma sıcaklığı -10°C ’de sabit tutulmuştur. Yoğuşma sıcaklığı 40°C ’den 50°C ’ye ikişer derece artırılarak deneyler yapılmıştır. Yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak performans parametrelerinin değişimleri Şekil 8.1 ile Şekil 8.9 arasında incelenmiştir.

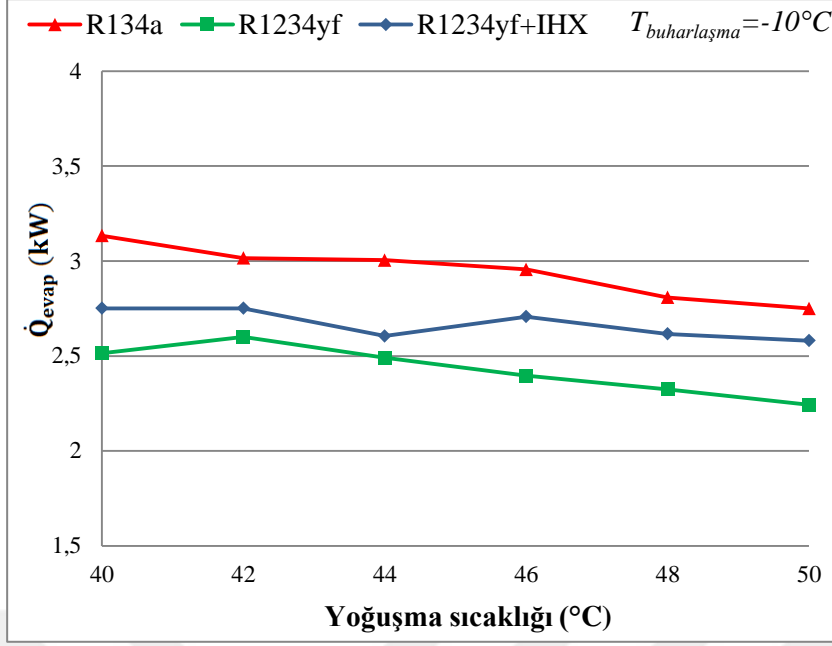
Şekil 8.3'de -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında, yoğuşma sıcaklığı 40°C 'den 50°C 'ye iki derece aralıklarla çıkarılırken soğutma kapasitesinin değişimi üç durum için incelenmiştir. Bu işlem sırasında buharlaşma sıcaklığı sabit tutulduğu için buharlaşma basıncı da sabit kalmıştır. Bunun yanında yoğuşma sıcaklığının artması ile yoğuşma basıncı yükselmiştir. Yoğuşma basıncının yükselmesiyle soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı yükselmiş, neticede buharlaştırıcıya daha yüksek kuruluk derecesinde girmeye başlamıştır. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça görülen bu değişim, sistemde R134a kullanıldığında yoğuşma sıcaklığı 40°C ve 50°C 'de tutulduğu deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.1'de açıkça görülmektedir. Sonuç olarak üç durum için de buharlaşma sıcaklığı arttıkça soğutma kapasitelerinde azalma gözlemlenmiştir. Örnek olarak buharlaşma sıcaklığı 40°C 'den 50°C 'ye yükselmesiyle R134a'nın soğutma kapasitesi 3,13 kW'dan, 2,75 kW'a, R1234yf'nin soğutma kapasitesi 2,51 kW'dan, 2,24 kW'a, R1234yf+IHX'in soğutma kapasitesi 2,75 kW'dan 2,58 kW'a düşmüştür. Tüm yoğuşma sıcaklıklarında en fazla soğutma kapasitesi sistemde R134a kullanıldığında en az soğutma kapasitesi ise sistemde R1234yf kullanıldığında elde edilmiştir. -10°C sabit yoğuşma sıcaklığı deneyleri sonucunda R1234yf'nin soğutma kapasitesi R134a'nın soğutma kapasitesinden ortalama %17,5 daha az olarak hesaplanmıştır. R1234yf'nin soğutma kapasitesi sistemde ısı değiştiricisi kullanılması ile ortalama %9,8 artmıştır. Bunun sebebi, ısı değiştiricisi ile birlikte aşırı soğumanın artması ve soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya daha düşük kuruluk derecesinde girmeye başlamasıdır. Böylece akışkanın buharlaştırıcıya giriş-çıkış sıcaklık ve entalpi farkı yükselmiş, soğutma kapasitesi artmıştır. Isı değiştiricisi ile birlikte sistemde görülen sıcaklık ve entalpi değişimleri, R1234yf ve R1234yf+IHX için yoğuşma sıcaklığı 44°C 'de tutulduğu deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.2'de açıkça görülmektedir. Genel olarak görülmektedir ki, yoğuşma sıcaklığı arttıkça ısı değiştiricisinin soğutma kapasitesi üzerindeki olumlu etkisi artmaktadır. 40°C yoğuşma sıcaklığında ısı değiştiricisi R1234yf'nin soğutma kapasitesini %9,51 artırmıştır. 50°C yoğuşma sıcaklığında ise bu değer %15,17'ye yükselmiş ve R134a ile aralarındaki fark 0,17 kW'a gerilemiştir. Daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarında R1234yf+IHX'in soğutma kapasitesinin R134a'ya ulaşması öngörülmektedir. Bu sonuç yaz şartlarında, yüksek çevre sıcaklıklarında ısı değiştiricisinin daha etkili olduğunu göstermiştir.



Şekil 8.1: Sistemde R134a kullanıldığı durumda -10°C buharlaşma sıcaklığında 40°C ve 50°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları



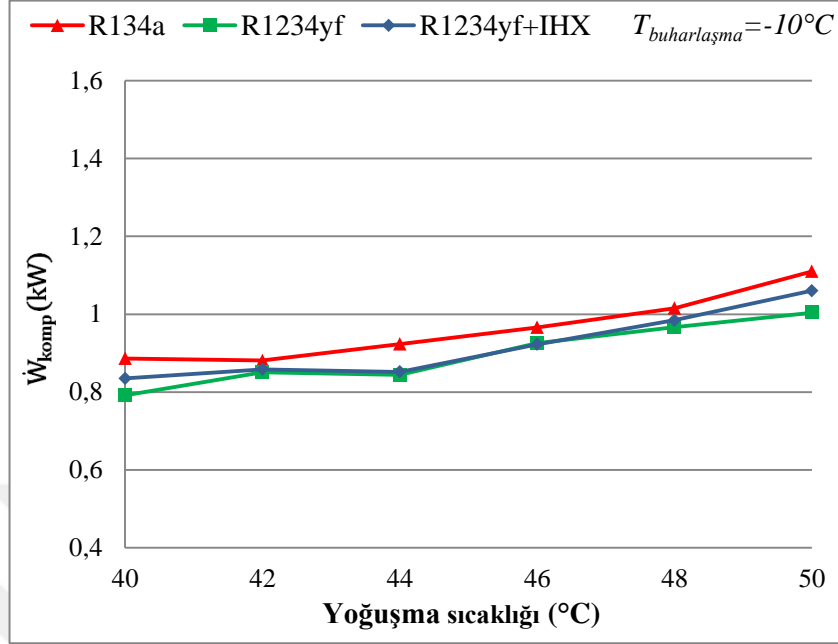
Şekil 8.2: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumlarda -10°C buharlaşma ve 44°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları



Şekil 8.3: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 8.4’de -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında, yoğuşma sıcaklığı 40°C ’den 50°C ’ye ikişer derece aralıklarla çıkarılırken kompresörde harcanan gücün değişimi üç durum için incelenmiştir. Üç durum için de artan yoğuşma sıcaklığı ile yoğuşma basıncı yükselmiştir. Yoğuşma basıncının yükselmesi kompresör sıkıştırma oranının ($P_{\text{kond}}/P_{\text{evap}}$) yükselmesine, soğutucu akışkanın kompresör giriş ve çıkış entalpi farkının artmasına sebep olmuştur. Böylece yoğuşma sıcaklığının artması kompresörde harcanan gücün artmasını tetiklemiştir. Örnek olarak, yoğuşma sıcaklığı 40°C ’den 50°C ’ye yükselmesi ile R134a’nın kompresörde harcanan güç değeri $0,88\text{ kW}$ ’dan $1,11\text{ kW}$ ’a, R1234yf’nin $0,79\text{ kW}$ ’dan 1 kW ’a, R1234yf+IHX’in $0,83\text{ kW}$ ’dan $1,06\text{ kW}$ ’a yükselmiştir. Bu değişim R134a için yoğuşma sıcaklığı 40°C ve 50°C ’de tutulduğu deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.1’de açıkça görülmektedir. -10°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri neticesinde, sistemde R1234yf kullanıldığında kompresörde harcanan güç, R134a’ya göre ortalama %6,8 az olarak hesaplanmıştır. Sebebi kompresör çıkış sıcaklıklarına denk gelen yüksek sıcaklıklarda R134a’nın buharlaşma basıncının R1234yf’den yüksek olmasıdır. Sisteme ısı değiştiricisi eklenmesi R1234yf’nin kompresörde harcanan güç değeri ortalama %2,3 artmıştır. Bunun sebebi ısı değiştiricisi ile birlikte aşırı ısınmanın artması ve kompresöre soğutucu akışkanın daha yüksek sıcaklıkta girmeye başlamasıdır. Isı değiştiricisi ile birlikte kompresöre giren akışkanın sıcaklığında

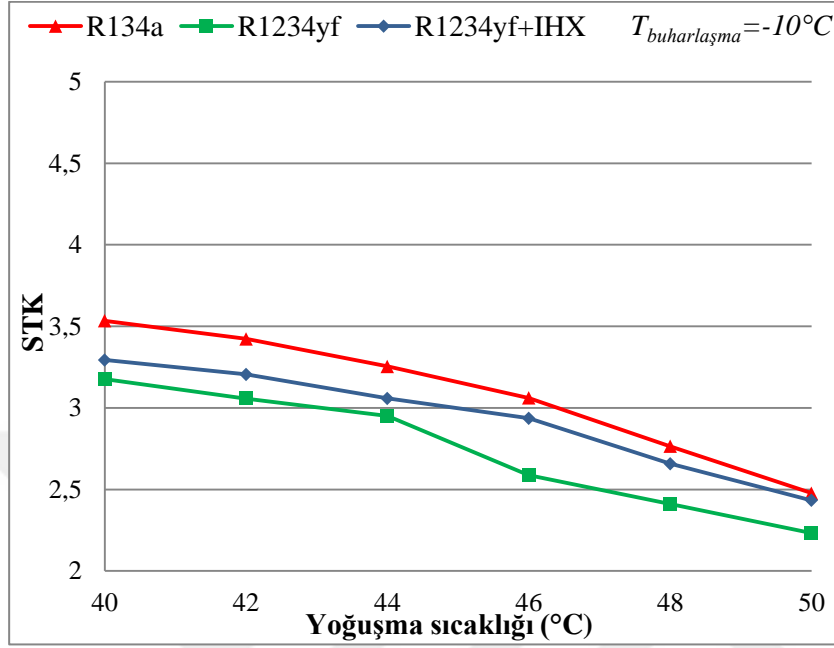
görülen bu değişim, R1234yf ve R1234yf+IHX için yoğuşma sıcaklığı 44°C'de tutulduğu deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.2'de açıkça görülmektedir.



Şekil 8.4: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 8.5'de -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında, yoğuşma sıcaklığı 40°C'den 50°C'ye ikişer derece aralıklarla çıkarılırken STK değerindeki değişim üç durum için incelenmiştir. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça üç durum için de soğutma kapasitesi düşmüş bunun yanında kompresörde harcanan güç artmıştır. Bunun sonucunda yoğuşma sıcaklığı 40°C'den 50°C'ye artmasıyla R134a'nın STK değeri 3,53'den 2,47'ye, R1234yf'nin STK değeri 3,17'den 2,23'e, R1234yf+IHX'in STK değeri 3,29'dan 2,43'e gerilemiştir. -10°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri neticesinde en yüksek STK değeri sistemde R134a kullanıldığında, en az STK değeri R1234yf kullanıldığında elde edilmiş, R1234yf'nin STK değeri R134a'ya göre ortalama %11 daha az olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisinin kullanılması ile R1234yf'nin STK değeri ortalama %7 artmıştır ve R134a ile aralarındaki fark %4,8'e gerilemiştir. Bunun yanında yoğuşma sıcaklığı arttıkça ısı değiştiricisinin STK değeri üzerinde ki olumlu etkisi artmıştır. 40°C yoğuşma sıcaklığında R1234yf+IHX'in STK değeri R1234yf'den %3,78 fazla iken, bu değer 50°C yoğuşma sıcaklığında %8,96'ya ulaşmıştır. Hatta 50°C'de R1234yf+IHX ile R134a'nın STK değerleri oldukça yaklaşmış, daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarında R1234yf+IHX'in R134a'yı geçmesi öngörülmektedir. Bu sonuç göstermektedir ki, yaz şartlarında yüksek çevre

sıcaklıklarında R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında, R134a ile aralarındaki STK farkı neredeyse kapanmış ve R1234yf'nin düşük performans dezavantajı ortadan kalkmıştır.



şekil 8.5: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında STK değerinin yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

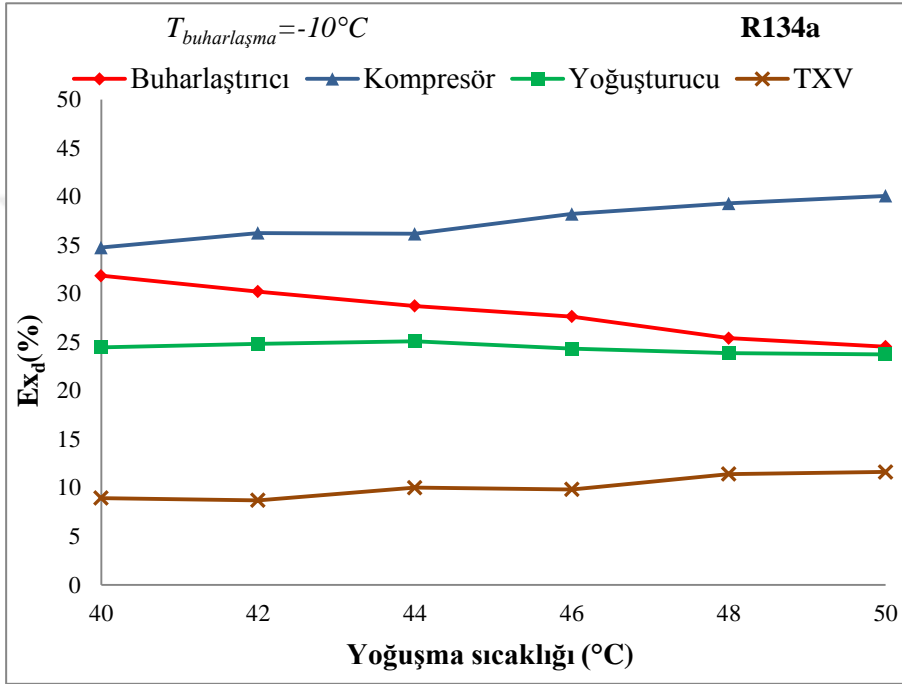
DeneySEL veriler ışığında yapılan ekserji analizi sonucunda yoğuşma sıcaklığının artması ile birlikte üç durum için de sistemde yok olan toplam ekserji miktarları artmıştır. Buna en büyük etken olarak kompresör ve genleşme vanasında yok olan ekserji değerlerinin artması gösterilebilir. Kompresör ve genleşme vanasında yok olan ekserji değerlerinin artmasına yoğuşma sıcaklığı artması ile kompresör sıkıştırma oranının ($P_{\text{kond}}/P_{\text{evap}}$) artması sebep olmuştur. Örnek olarak yoğuşma sıcaklığı 40°C 'den 50°C 'ye yükselmesi ile sistemde R134a kullanıldığında sistemde yok olan ekserji $0,38\text{ kW}$ 'dan $0,48\text{ kW}$ 'a, R1234yf kullanıldığında $0,36\text{ kW}$ 'dan $0,45\text{ kW}$ 'a, R1234yf+IHX kullanıldığında $0,41\text{ kW}$ 'dan $0,53\text{ kW}$ 'a yükselmiştir. Toplam yok olan ekserji değerinin artması, sistem performansının düştüğünün bir göstergesidir. -10°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri sonucunda da, toplam yok olan ekserji değerlerinin artması yanında kompresörde harcanan güç değeri artmış, STK değeri azalmıştır. Tüm koşullarda sistemde R134a kullanıldığında R1234yf'ye göre daha fazla ekserji yok olmuştur. R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında yok olan ekserji değerleri ortalama %10 artmıştır ve tüm koşullarda en fazla ekserji bu halde yok olmuştur. Bunun nedeni ısı değiştirici ile birlikte soğutucu akışkanın yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklık farkının artması, dolayısıyla entalpi

ve entropi farkının yükselmesi ve kompresöre akışkanın daha yüksek sıcaklıkta girmeye başlamasıdır. Isı değiştiricisi ile sistemde görölen bu değişim R1234yf ve R1234yf+IHX için -10°C buharlaşma sıcaklığında 44°C yoğuşma sıcaklığında yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.2’de açıkça görölmektedir.

Şekil 8.6’de -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Sistem şartları değiştikçe soğutucu akışkanın debisi de değişmektedir. Bileşenlerde yok olan ekserji değerlerinde görölen değişimleri kütsel debiden bağımsız olarak inceleyebilmek için her bir bileşende yok olan ekserji oranları hesaplanmıştır. Yoğuşma sıcaklığı 40°C ’den 50°C ’ye yükselmesi ile yoğuşma basıncını da yükselmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı artmıştır. Neticede soğutucu akışkanın kompresöre giriş ve çıkış entropi farkı artmış ve kompresörde yok olan ekserji oranının artmasını tetiklemiştir. Genleşme vanasında yok olan ekserji oranı ise akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları yükseldiği için artma eğilimi göstermiştir. Bunun yanında buharlaştırıcıda yok olan ekserji oranı, akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı azaldığı için azalmış, yoğuşturucuda yok olan ekserji oranı, akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı fazla değişmediği için neredeyse sabit kalmıştır. Örnek olarak; sistemde R134a kullanıldığında 40°C yoğuşma sıcaklığında toplam yok olan ekserjinin %35’ü kompresörde, %32’si buharlaştırıcıda, %24’ü yoğuşturucuda, %9’u genleşme vanasında meydana gelmiştir. 50°C yoğuşma sıcaklığında ise toplam yok olan ekserjinin %40’ı kompresörde, %24,5’ü buharlaştırıcıda, %23,75’i yoğuşturucuda, %11,75’i genleşme vanasında meydana gelmiştir. Ayrıca, -10 buharlaşma sıcaklığı deneyleri sonucunda en fazla ekserji kompresörde yok olmuştur. Onu sırasıyla buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve genleşme vanası takip etmiştir. En fazla ekserji kompresörde yok olduğu için yoğuşma sıcaklığı arttıkça toplam yok olan ekserjinin değişim eğilimini kompresörde yok olan ekserji değişim eğilimi belirlemektedir.

Şekil 8.7’da -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Tüm yoğuşma sıcaklıklarında en fazla ekserji kompresörde yok olmuştur. Kompresörü sırasıyla buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve genleşme vanası takip etmiştir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör sıkıştırma

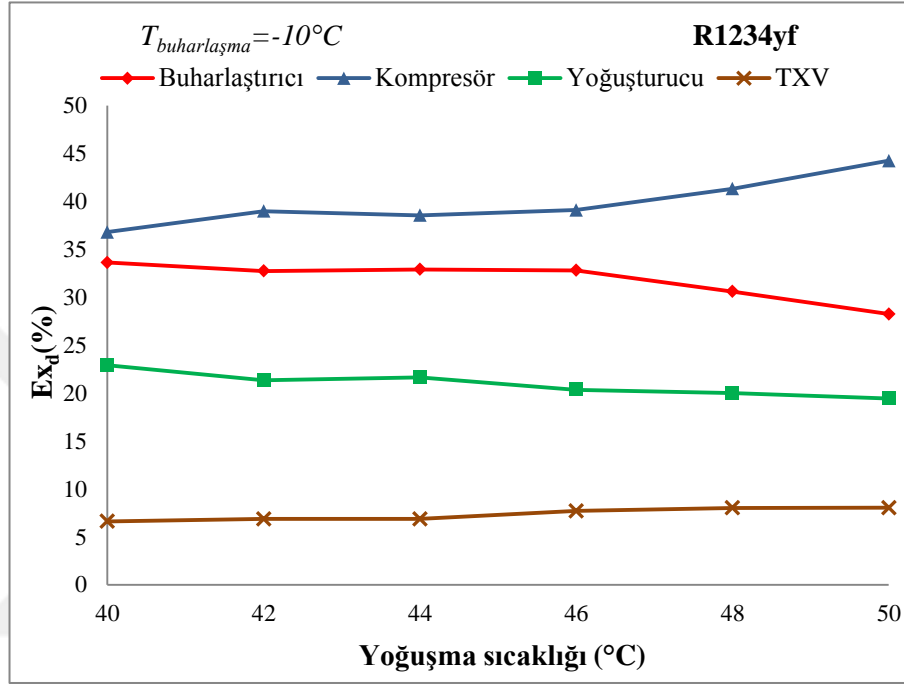
oranı da artmıştır. Neticede kompresör ve genişleme vanasında yok olan ekserji oranları artmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda yok olan ekserji oranları ise soğutucu akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı azaldığı için azalmıştır. Örnek olarak; R1234yf için yoğuşma sıcaklığı 40°C'dan 50°C'ye yükselmesi kompresörün ekserji yok olma oranı %37'den %44,25'e ve genişleme vanasının %7'den %8'e yükselmiş, buharlaştırıcının %33'den %28,25'e ve yoğuşturucunun %23'den %19,5'e düşmüştür.



Şekil 8.6: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 8.8'da -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde ısı değiştiricisi ile birlikte R1234yf (R1234yf+IHX) kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi verilmiştir. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça kompresör sıkıştırma oranına bağlı olarak kompresörde yok olan ekserji oranı artmıştır. Buharlaştırıcıda yok olan ekserji oranı, soğutucu akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı azaldığı için azalmıştır. Yoğuşturucu, genişleme vanası ve ısı değiştiricisinde ise akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkları fazla değişmediği için yok olan ekserji oranları neredeyse değişmemiştir. Örnek olarak R1234yf+IHX için yoğuşma sıcaklığı 40°C'den 50°C'ye yükselmesi ile kompresörde yok olan ekserji oranı %38,5'den %47'ye yükselmiş, buharlaştırıcıda yok olan ekserji oranı %33'den %24'e düşmüştür. Yoğuşturucu, genişleme vanası ve ısı değiştiricisinde yok

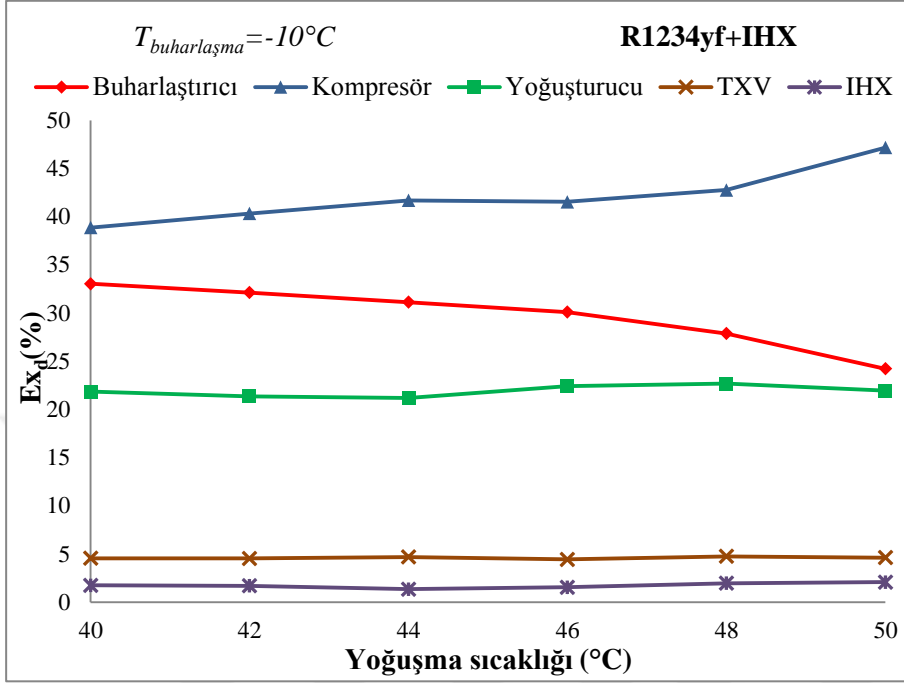
olan ekserji oranları sırasıyla yaklaşık %22, %4,5 ve %2 değerlerinde kalmıştır. Ayrıca sistemde R1234yf kullanıldığı durumda ısı değiştiricisi eklenmesi ile birlikte en fazla kompresörde yok olan ekserji oranı artmıştır. Sebebi ısı değiştiricisi ile birlikte soğutucu akışkanın daha yüksek sıcaklıkta kompresöre girmeye başlamasıdır. En fazla düşüş ise genleşme vanasında gözlemlenmiştir. Sebebi ise ısı değiştiricisi ile birlikte akışkan genleşme vanasında daha düşük sıcaklıkta girmeye başlamasıdır.



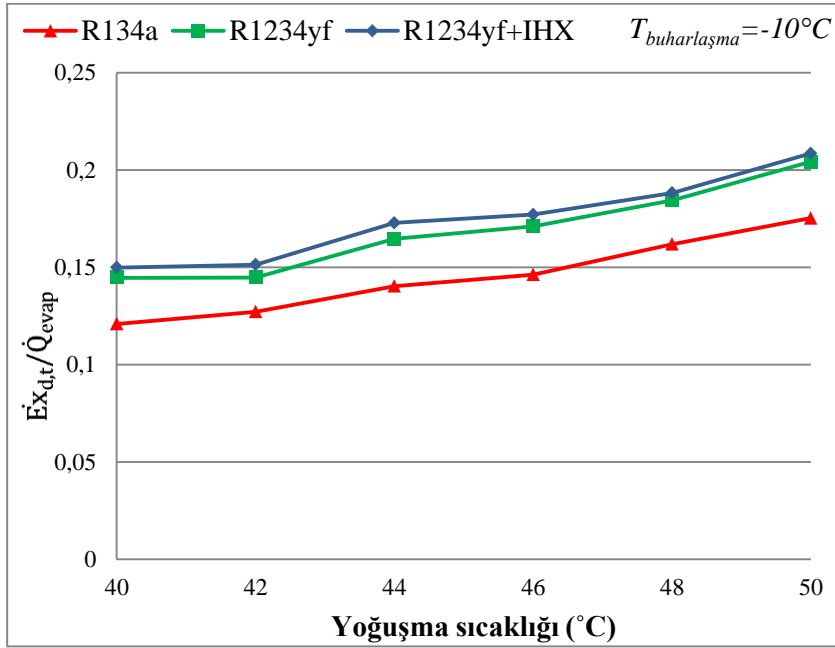
Şekil 8.7: -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 8.9’de -10°C sabit buharlaşma sıcaklığında, yoğuşma sıcaklığı artırılırken birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerlerinin değişimi üç durum için incelenmiştir. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça üç durum için de $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerleri artmaktadır. Bunun sebebi yoğuşma sıcaklığının artışına bağlı olarak soğutma kapasitesinin azalması, toplam yok olan ekserjinin artmasıdır. Soğutma kapasitesi başına yok olan ekserji değerinin düşük olması, sistem performansı düşünüldüğünde istenen bir sonuçtur. -10°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri sonucunda en fazla soğutma kapasitesi, sistemde R134a kullanıldığında elde edildiği için en az $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değeri bu akışkanda gözlemlenmiştir. R134a’yı R1234yf takip etmiştir. En fazla $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değeri ise R1234yf+IHX durumunda elde edilmiştir. Bunun sebebi R1234yf ısı değiştiricisi ile kullanıldığında toplam yok olan ekserjide görülen artış, soğutma kapasitesinde görülen artıştan daha fazla olmasıdır. Sonuç olarak soğutma kapasitesi

başına yok olan ekserji bakımından en iyi performans sistemde R134a kullanıldığında elde edilmiştir. En düşük performans ise sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında görülmüştür.



Şekil 8.8: $-10^{\circ}C$ sabit buharlaşma sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

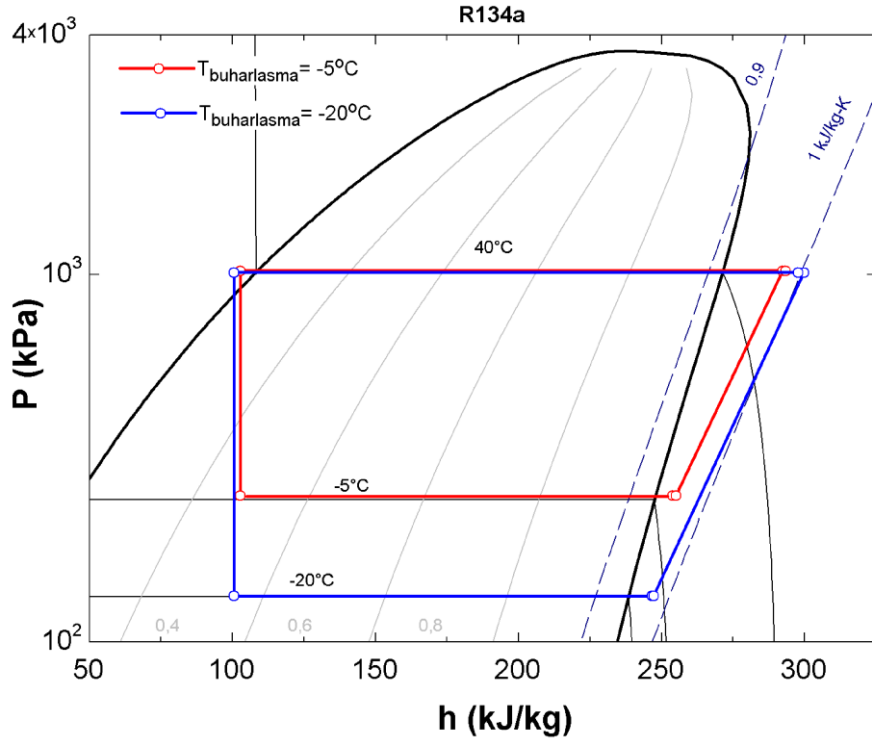


Şekil 8.9: $-10^{\circ}C$ sabit buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı ile birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$) değerlerinin değişimi

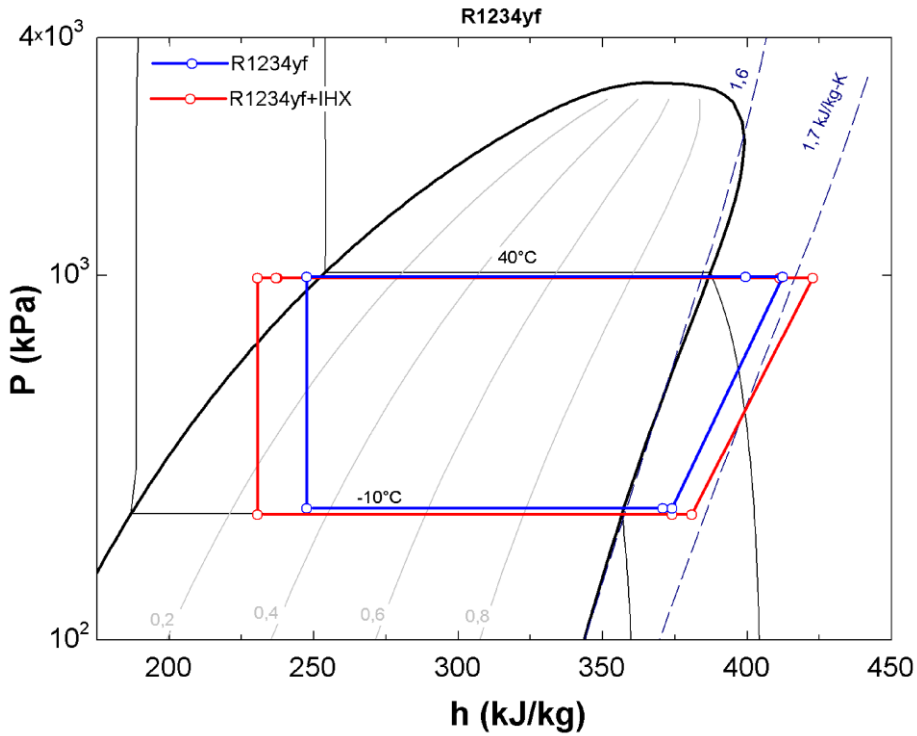
8.1.2 40°C sabit yoğuşma sıcaklığı deneyleri sonuçları

Sabit yoğuşma sıcaklığı deneyleri sırasında yoğuşma sıcaklığı 40°C'de sabit tutulmuştur. Bu halde buharlaşma sıcaklığı -20°C'den -5°C'ye beşer derece aralıklarla artırılmıştır. Yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak performans parametrelerinin değişimleri Şekil 8.10 ile Şekil 8.18 arasında incelenmiştir.

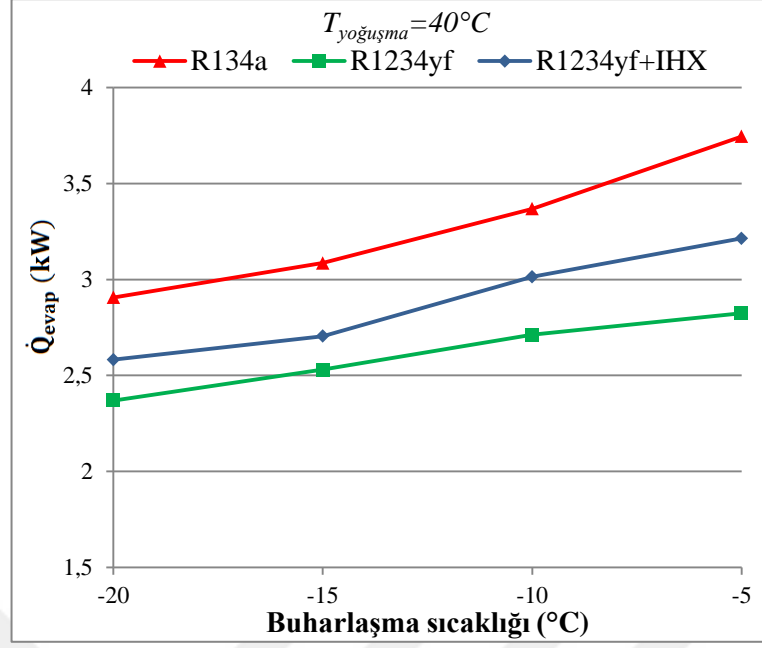
Şekil 8.12'de 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı -20°C'den -5°C'ye beşer derece aralıklarla çıkarıldığında soğutma kapasitesinin değişimi üç durum için incelenmiştir. Buharlaşma sıcaklığı yükseldikçe buharlaşma basıncı da yükselmiştir. Böylece soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan daha yüksek sıcaklıkta çıkmaya başlamıştır. Neticede buharlaşma sıcaklığı arttıkça, akışkanın buharlaştırıcı giriş-çıkış entalpi farkı yükselmiş ve üç durum için de soğutma kapasitesinin yükselmesine sebep olmuştur. Örnek olarak, buharlaşma sıcaklığı -20°C'den -5°C'ye yükselmesi ile R134a'nın soğutma kapasitesi 2,9 kW'dan, 3,74 kW'a, R1234yf'nin soğutma kapasitesi 2,36 kW'dan 2,82 kW'a ve R1234yf+IHX'in soğutma kapasite 2,58 kW'dan 3,21 kW'a yükselmiştir. Sistemde görülen bu değişim, akışkan olarak R134a kullanıldığında, buharlaşma sıcaklığı -5°C ve -20°C'de tutulduğu deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.10'de incelenmiştir. 40°C sabit yoğuşma sıcaklığı deneyleri sonucunda, sistemde R1234yf kullanıldığında elde edilen soğutma kapasitesi R134a kullanıldığında elde edilen soğutma kapasitesinden %20 oranında daha azdır. R1234yf ısı değiştiricisi ile kullanıldığında soğutma kapasitesi ortalama %10 artmıştır. Sebebi ısı değiştiricisi ile birlikte aşırı soğumanın artması ve akışkanın buharlaştırıcıya daha düşük kuruluk derecesinde girmeye başlamasıdır. Isı değiştiricisi ile sistemde meydana gelen bu değişim, R1234yf ve R1234yf+IHX için 40°C yoğuşma, -10°C buharlaşma sıcaklığında yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.11'de incelenmiştir. -20°C buharlaşma sıcaklığında R1234yf, ısı değiştiricisi ile kullanılmasıyla soğutma kapasitesi %9,3 oranında artmıştır. Bu değer -5°C buharlaşma sıcaklığında %13,8'e yükselmiştir. Bu sonuç ısı değiştiricisinin yüksek buharlaşma sıcaklığında soğutma kapasitesi üzerine olumlu etkisinin daha fazla olduğunu göstermiştir. Fakat yüksek buharlaşma sıcaklığı deneylerinde R134a ile R1234yf+IHX arasındaki soğutma kapasitesi farkı, düşük buharlaşma sıcaklığı deneylerine göre daha fazladır.



Şekil 8.10: Sistemde R134a kullanıldığı durumda 40°C yoğuşma sıcaklığında -5°C ve -20°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları



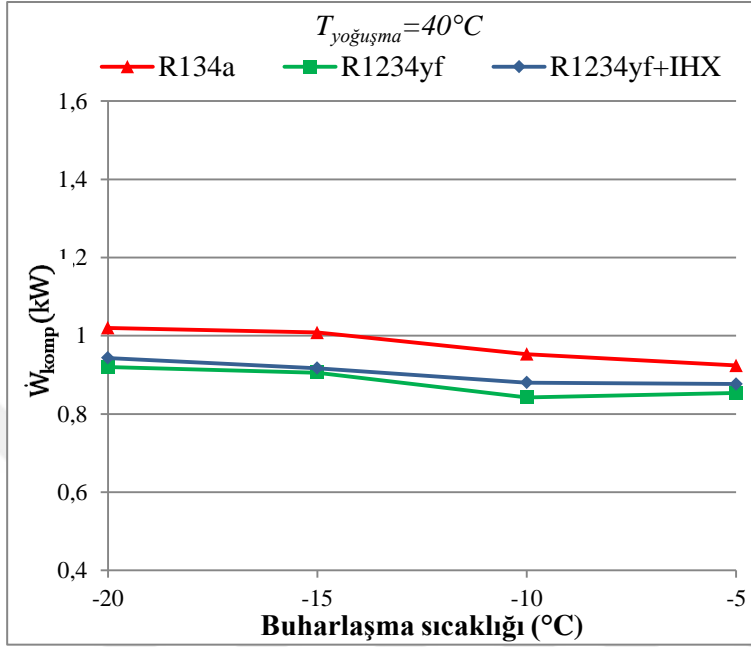
Şekil 8.11: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumda 40°C yoğuşma ve -10°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramları



Şekil 8.12: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

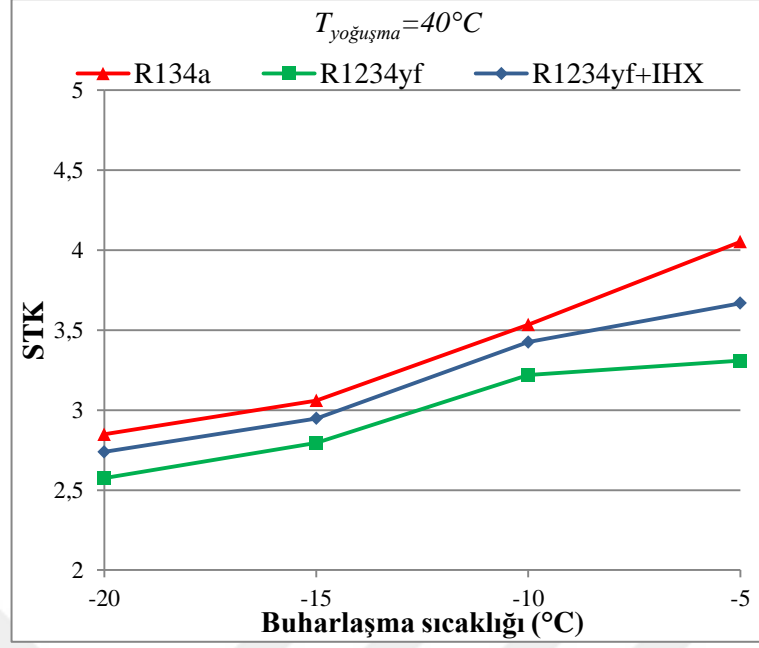
Şekil 8.13’de 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı -20°C’den -5°C’ye beşer derece aralıklarla çıkarıldığında kompresörde harcanan gücün değişimi üç durum için incelenmiştir. Buharlaşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak buharlaşma basıncıda yükselmiştir. Sonucunda kompresör sıkıştırma oranı azalmıştır. Neticede üç durum için de buharlaşma sıcaklığı yükseldikçe kompresörde harcanan güç değerleri azalmıştır. Örnek olarak, buharlaşma sıcaklığı -20°C’den -5°C’ye yükselmesi ile R134a’nın kompresörde harcanan güç değeri 1,02 kW’dan 0,92 kW’a, R1234yf’nin 0,91 kW’dan 0,85 kW’a, R1234yf+IHX’in 0,94 kW’dan 0,87 kW’a gerilemiştir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça görülen değişim, sistemde R134a kullanıldığında buharlaşma sıcaklığı -20°C ve -5°C’de tutulduğu deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.10’de incelenmiştir. Tüm buharlaşma sıcaklıklarında kompresörde harcanan güç tüketimi en fazla sistemde R134a kullanıldığında, en az ise sistemde R1234yf kullanıldığında meydana gelmiştir. R1234yf kullanılarak gerçekleştirilen deneylerde kompresörde harcanan güç, R134a kullanılarak gerçekleştirilen deneylerde harcanan güçten ortalama %9,8 oranında daha azdır. Sebebi kompresör çıkış sıcaklıklarına denk gelen yüksek sıcaklıklarda R1234yf’nin buharlaşma basıncının R134a’dan düşük olmasıdır. Sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile kullanılmasıyla kompresörde harcanan güç değeri ortalama %2,7 oranında artmıştır. Sebebi ısı değiştiricisi ile birlikte ısı ısınmının artması ve

akışkanın kompresöre daha yüksek sıcaklıkta girmeye başlamasıdır. Isı değıştiricisi ile birlikte aşırı ısınma ve aşırı soğuma değerlerinde görülen değışimler, R1234yf ve R1234yf+IHX için 40°C yoğuşma ve -10°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.11’de incelenmiştir.



Şekil 8.13: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) buharlaşma sıcaklığı ile değışimi

Şekil 8.14’da 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı -20°C’den -5°C’ye beşer derece aralıklarla çıkarılırken STK değerindeki değışim üç durum için incelenmiştir. Üç durum için de buharlaşma sıcaklığı yükseldikçe soğutma kapasitesi yükselmiş, kompresörde harcanan güç azalmış, bunun sonucunda STK değerleri artmıştır. Örnek olarak buharlaşma sıcaklığı -20°C’den -5°C’ye yükselmesi ile R134a’nın STK değeri 2,84’den 4,05’e, R1234yf’nin STK değeri 2,57’den 3,3’e, R1234yf+IHX’in STK değeri 2,73’den 3,66’ya yükselmiştir. 40°C buharlaşma sıcaklığı deneyleri neticesinde en yüksek STK değeri sistemde R134a kullanıldığında, en düşük STK değeri R1234yf kullanıldığında elde edilmiştir. Bunun yanında R1234yf’nin STK değeri R134a’ya göre ortalama %11,3 daha az olarak hesaplanmıştır. Isı değıştiricisinin kullanılması ile R1234yf’nin STK değeri ortalama %7,4 artmıştır. Bunun yanında -20°C buharlaşma sıcaklığında R1234yf’nin STK değeri ısı değıştiricisi kullanılması ile %6,22, -5°C buharlaşma sıcaklığında %10,9 artmıştır. Bu sonuç ısı değıştiricisinin STK üzerine olumlu etkisinin yüksek buharlaşma sıcaklıklarında daha fazla olduğunu göstermiştir.

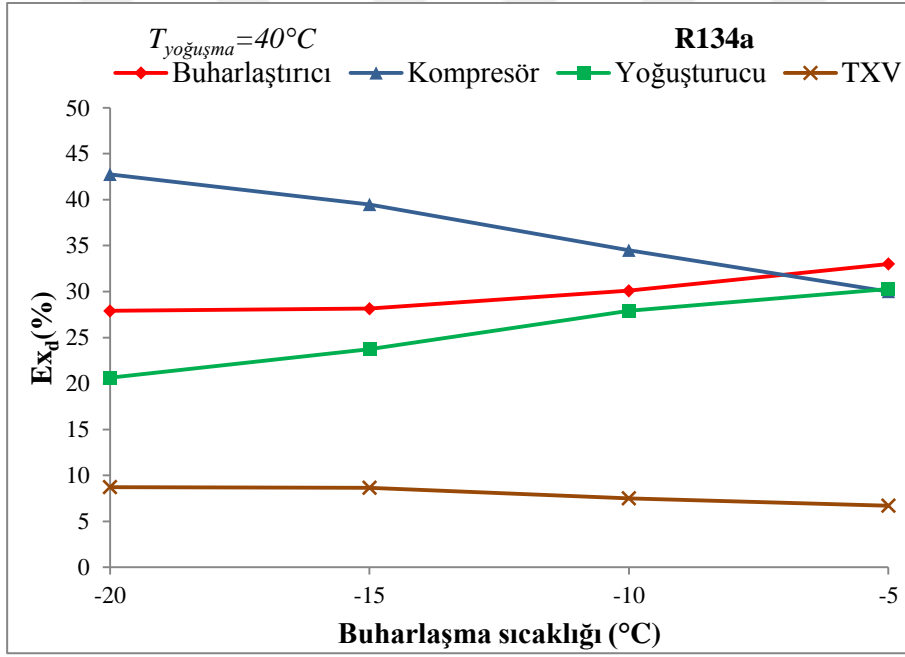


Şekil 8.14: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında STK değerinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi

Deneysel veriler kullanılarak yapılan ekserji analizi sonucunda buharlaşma sıcaklığının artması ile üç durum için de sistemde yok olan toplam ekserji miktarları azalmıştır. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör sıkıştırma oranı (P_{kond}/P_{evap}) azalmıştır. Böylece kompresör ve genleşme vanası giriş-çıkış entalpi ve entropi farkları azalmış ve bu bileşenlerde yok olan ekserji değerleri düşmüştür. Sistem bileşenleri arasında en fazla ekserji yok olması kompresörde gözlemlendiği için kompresörde yok olan ekserji değerlerinin düşmesi ile toplam yok olan ekserji değerleri de düşme eğiliminde olmuştur. Örnek olarak buharlaşma sıcaklığı -20°C'den -5°C yükselmesi ile sistemde R134a kullanıldığında yok olan toplam ekserji değerleri 0,54 kW'dan 0,39 kW'a, R1234yf kullanıldığında 0,49 kW'dan 0,36 kW'a, R1234yf+IHX kullanıldığında 0,55 kW'dan 0,42 kW'a düşmüştür. Tüm buharlaşma sıcaklıklarında en fazla yok olan ekserji değeri sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında elde edilmiştir. Ayrıca sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında yok olan ekserji değeri R1234yf kullanılmasına göre ortalama %12 artmıştır. Sonuç olarak, sistemde ısı değiştirici kullanılması ile toplam yok olan ekserji değeri artması ısı değiştiricisini en büyük dezavantajlarından biri olduğu söylenebilir.

Şekil 8.15'de 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığının artması ile buharlaşma basıncı da

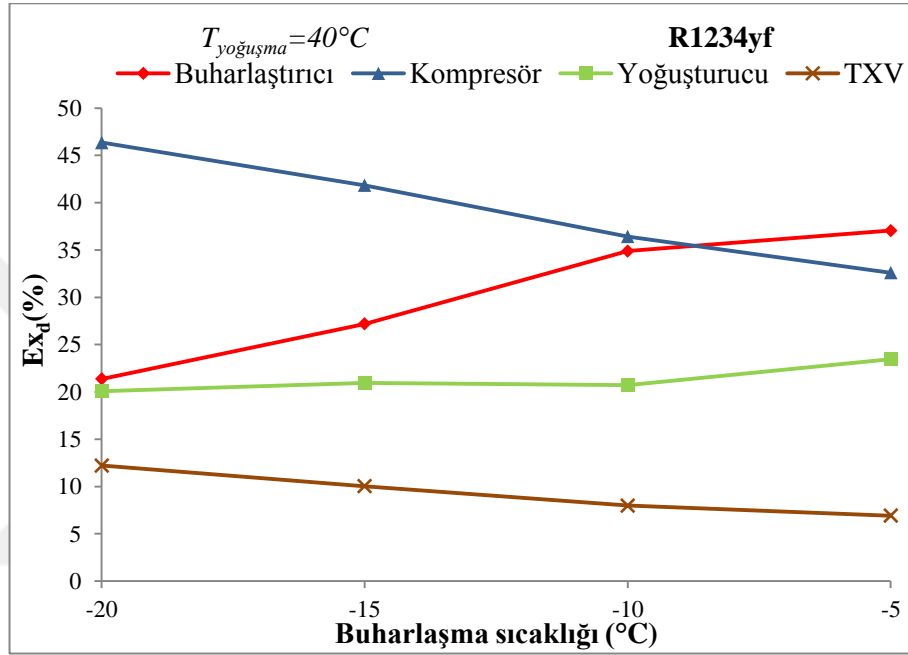
yükselmiştir. Kompresör sıkıştırma oranı azalmıştır. Böylece kompresör ve genişleme vanası giriş-çıkış entropi farkı azalmış ve bu bileşenlerde yok olan ekserji oranları düşmüştür. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda yok olan ekserji oranları, giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı arttığı için yükselmiştir. Örnek olarak; -20°C buharlaşma sıcaklığında toplam yok olan ekserjinin %42,75'i kompresörde, %28'i buharlaştırıcıda, %20,5'i yoğuşturucuda, %8,75'i genişleme vanasında meydana gelmiştir. -5°C buharlaşma sıcaklığında ise toplam yok olan ekserjinin %30'u kompresörde, %33'ü buharlaştırıcıda, %30,2'si yoğuşturucuda, %6,8'i genişleme vanasında meydana gelmiştir. Ayrıca, -5°C buharlaşma sıcaklığı hariç tüm sıcaklık değerlerinde en fazla ekserji kompresörde yok olmuştur. -5°C buharlaşma sıcaklığında ise buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda yok olan ekserji, kompresörde yok olan ekserji değerinden daha fazladır.



Şekil 8.15: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($\text{Ex}_d(\%)$) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

Şekil 8.16'de 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranları verilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör ve genişleme vanasında yok olan ekserji oranları kompresör sıkıştırma oranı azaldığı için düşmüştür. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda yok olan ekserji oranları giriş-çıkış entalpi ve entropi farkları arttığı için yükselmiştir. Örnek olarak, -20°C buharlaşma sıcaklığında

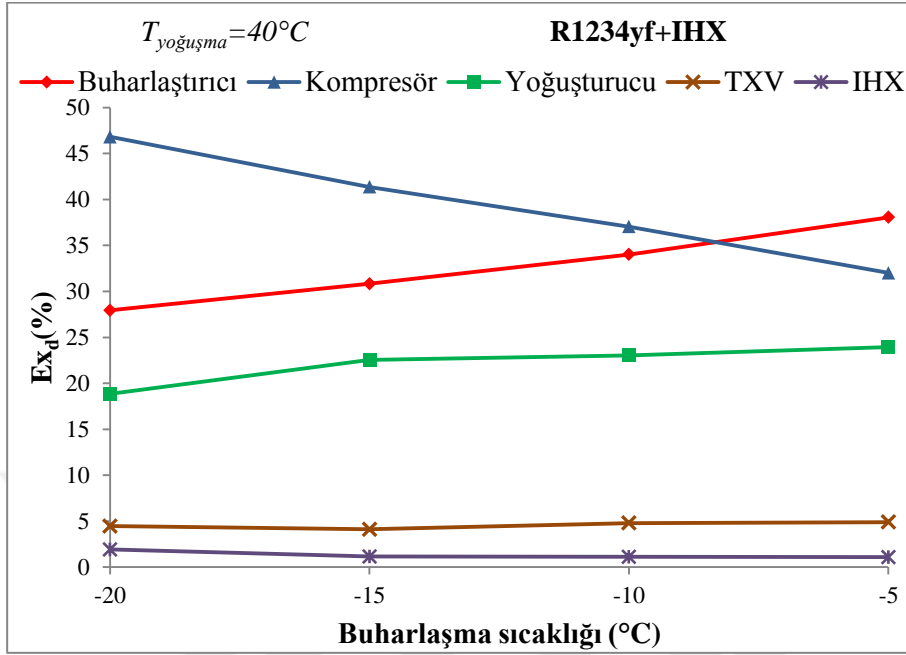
toplam yok olan ekserjinin %46,4'ü kompresörde, %21,3'ü buharlaştırıcıda, %20'si yoğuşturucuda, %12,3'ü genleşme vanasında meydana gelmiştir. -5°C buharlaşma sıcaklığında ise toplam yok olan ekserjinin %32,6'sı kompresörde, %37'si buharlaştırıcıda, %23,4'ü yoğuşturucuda, %7'si genleşme vanasında meydana gelmiştir. -5°C buharlaşma sıcaklığı hariç tüm buharlaşma sıcaklıklarında en fazla yok olan ekserji kompresörde gözlemlenmiştir. -5°C buharlaşma sıcaklığında ise en fazla yok olan ekserji buharlaştırıcı da gerçekleşmiştir.



Şekil 8.16: 40°C sabit yoğuşıma sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) yoğuşıma sıcaklığı ile değişimi

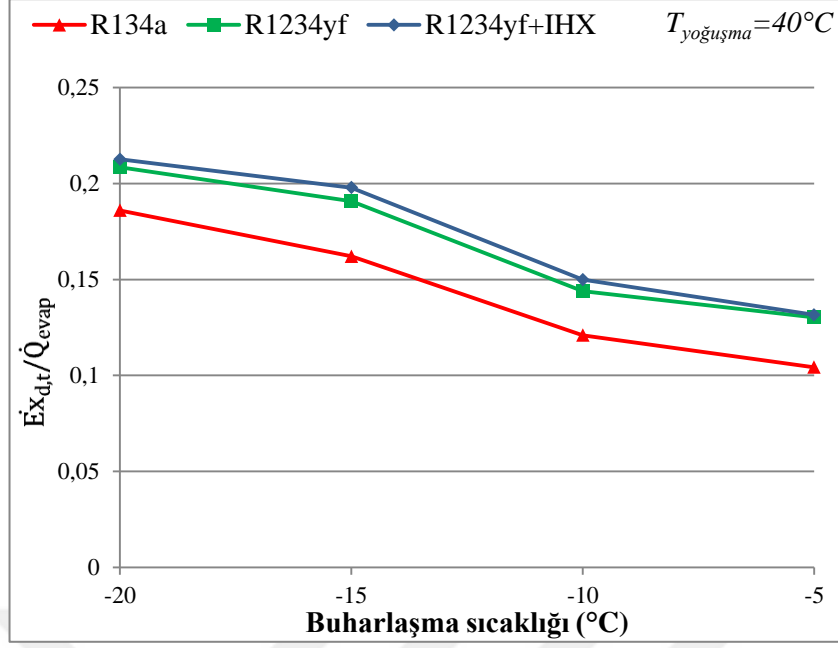
Şekil 8.17'de 40°C sabit yoğuşıma sıcaklığında sistemde ısı değıştiricisi ile birlikte R1234yf (R1234yf+IHx) kullanıldığı durumda artan yoğuşıma sıcaklığına göre sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değışimi verilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça kompresör sıkıştırma oranı azalmış ve kompresörde yok olan ekserji oranının düşmesine sebep olmuştur. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı arttığı için yok olan ekserji oranları yükselmiştir. Genleşme vanası ve ısı değıştiricisinde yok olan ekserji oranları ise neredeyse değışmemiştir. Örnek olarak, -20°C buharlaşma sıcaklığında toplam yok olan ekserjinin %47'si kompresörde, %28'i buharlaştırıcıda, %19'u yoğuşturucuda, %4'ü genleşme vanasında, %2'si ısı değıştiricisinde meydana gelmiştir. -5°C buharlaşma sıcaklığında ise toplam yok olan ekserjinin %32'si kompresörde, %38'i

buharlaştırıcıda, %24'ü yoğuşturucuda, %5'i genişleme vanasında, %1'i ısı değiştiricisinde meydana gelmiştir.



şekil 8.17: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının (Ex_d(%)) yoğuşma sıcaklığı ile değişimi

şekil 8.18'de 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında, buharlaşma sıcaklığı artırılırken birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerlerinin değişimi üç durum için verilmiştir. Buharlařma sıcaklığı arttıka üç durum için de $\dot{E}x_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerlerinin azaldığı görölmektedir. Bunun sebebi buharlaşma sıcaklığının artışına bağlı olarak soğutma kapasitesinin artması, toplam yok olan ekserjinin azalmasıdır. Sistem performansı dūřünüldüđünde istenen sonuç $\dot{E}x_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerinin dūřük olmasıdır. 40°C yoğuşma sıcaklığı deneyleri sonucunda en dūřük $\dot{E}x_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değeri, sistemde R134a kullanıldığı durumda elde edilmesiyle en iyi performansı vermiştir. R134a'yı R1234yf takip etmiştir. En fazla $\dot{E}x_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerleri ise sistemde R1234yf ısı değeritiricisi ile birlikte kullanıldığında ortaya çıkmıştır. Isı değeritirici ile birlikte, toplam yok olan ekserji değerinde görölen artış oranı, soğutma kapasitesinde görölen artış oranından daha fazla olduğu için bu sonuç ile karşılaşılmıştır.



şekil 8.18: 40°C sabit yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı ile birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}_{x_{d,t}}/\dot{Q}_{evap}$) değerlerinin değişimi

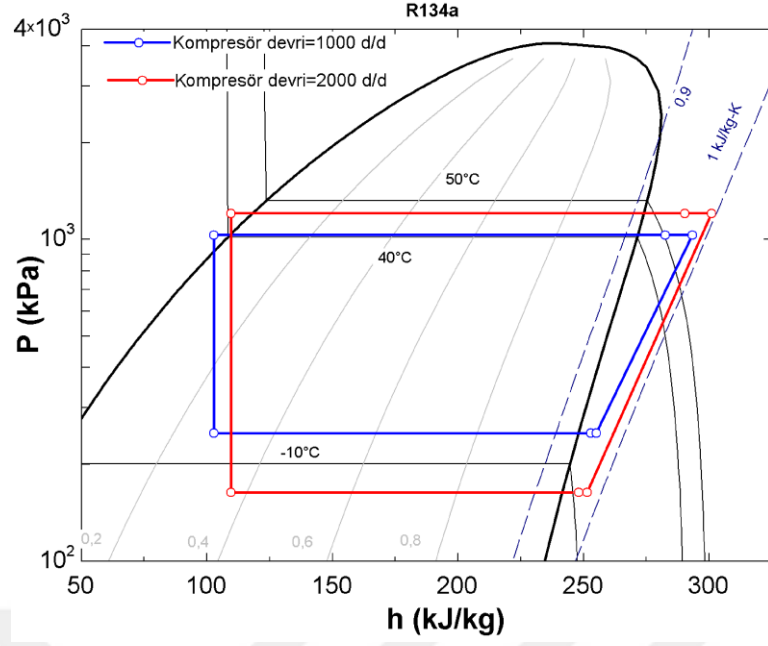
8.2 Kompresör Devir Deneyleri Sonuçları

Kompresör devir deneyleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının sırasıyla 27°C ve 35°C’de sabit tutulması ile gerçekleştirilmiştir. Hava akımı sıcaklıkları sabit tutulduğu halde kompresör devri sırasıyla 1000 d/d, 1250 d/d, 1500 d/d, 1750 d/d, ve 2000 d/d olmak üzere beş farklı devire getirilerek deneyler yapılmıştır. Deneysel veriler kullanılarak yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda performans parametreleri elde edilmiş ve kompresör devrine bağlı olarak R134a, R1234yf, R1234yf+IHX olmak üzere üç durum için grafikler halinde verilmiştir. Bu sayede üç durum için performans parametrelerinin değişimleri gözlemlenmiştir.

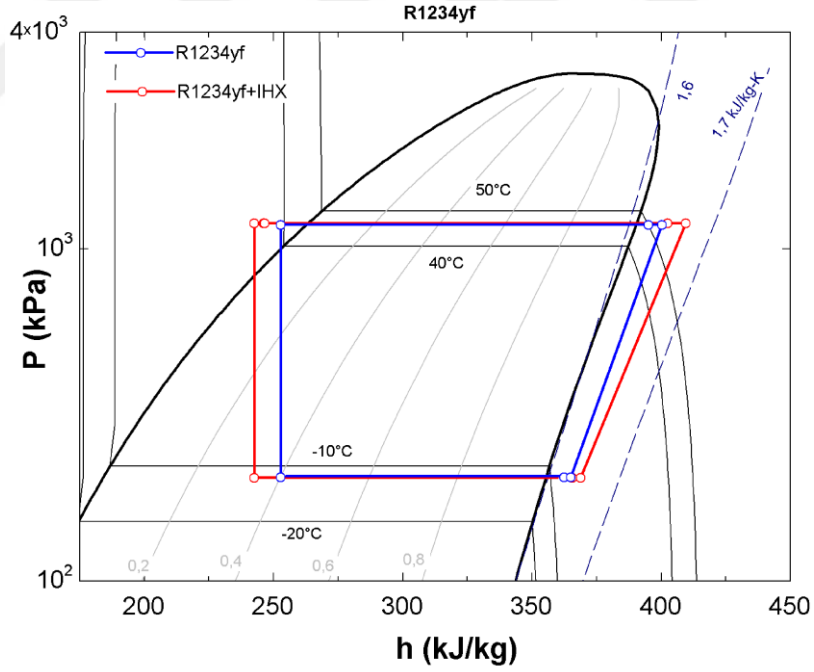
8.2.1 27°C hava akımı sıcaklıklarında devir deneyleri sonuçları

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının 27°C’de sabit tutulması halinde kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerinin değişimleri şekil 8.19 ile 8.27 arasında incelenmiştir.

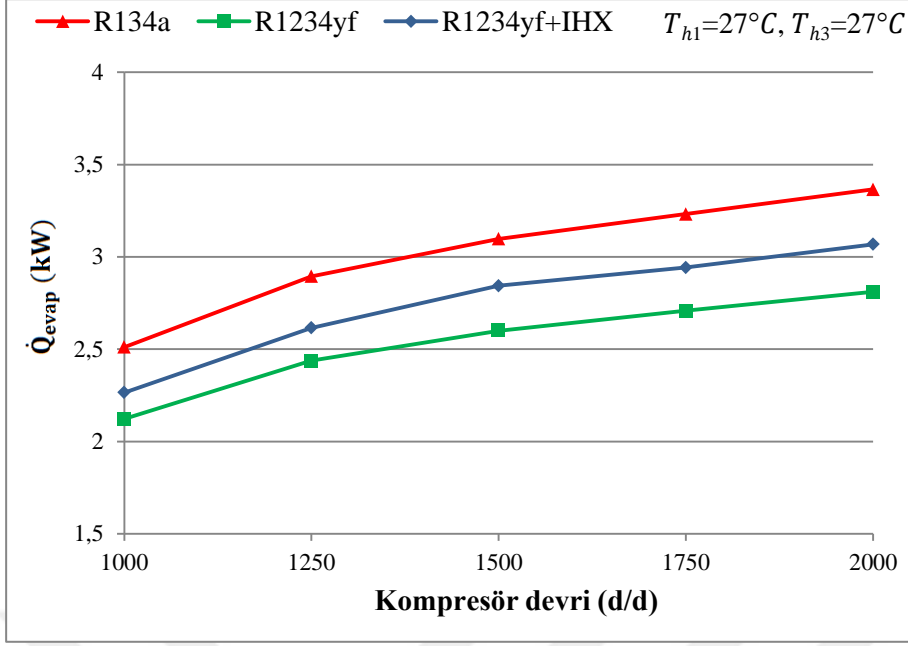
Şekil 8.21’da hava akımı sıcaklıklarının 27°C olması halinde kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesinin değişimi üç durum için verilmiştir. Grafiklerde T_{h1} buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığını, T_{h3} yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığını ifade etmektedir. Kompresör devrinin artmasıyla yoğuşma basıncı artmaktadır, buharlaşma basıncı ise düşmektedir. Böylece soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan daha yüksek sıcaklıkta çıkmaya başlamıştır. Sonuçta akışkanın buharlaştırıcıya giriş kuruluk derecesi düşmüş ve buharlaştırıcıya giriş-çıkış entalpi farkı azalma eğilimi göstermiştir. Buna rağmen kompresör devrinin artması ile üç durum için de soğutma kapasitesinde artış gözlemlenmiştir. Bunun sebebi kompresör devrinin artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan debisinin artmasıdır. Kompresör devrinin artması ile akışkanın basınç ve entalpi değerinde görülen değişimler, sistemde R134a kullanıldığı durumda kompresör devrinin 1000 d/d ve 2000 d/d olduğu halde yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8,19’da görülmektedir. Örnek olarak kompresör devrinin 1000 d/d’den 2000 d/d’ya yükselmesi ile R134a’nın soğutma kapasitesi 2,51 kW’dan 3,36 kW’a, R1234yf’nin soğutma kapasitesi 2,12’den 2,81’e, R1234yf+IHX’in soğutma kapasitesi 2,26’dan 3,06’ya yükselmiştir. 27°C hava akımı sıcaklıklarında yapılan deneyler sonucunda R1234yf’nin soğutma kapasitesi R134a’nın soğutma kapasitesinden ortalama %16 daha düşük olarak hesaplanmıştır. Sistemde ısı değiştiricisinin kullanılması ile R1234yf’nin soğutma kapasitesi ortalama %8 artmıştır. Bunun sebebi ısı değiştiricisi ile birlikte aşırı soğumanın artması ve soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya daha düşük kuruluk derecesinde girmeye başlamasıdır. Böylece akışkanın buharlaştırıcı giriş-çıkış entalpi farkı artmış ve soğutma kapasitesi yükselmiştir. Isı değiştiricisi ile birlikte sistemde görülen sıcaklık ve entalpi değişimleri, R1234yf ve R1234yf+IHX ile 27°C hava akımı sıcaklıklarında ve kompresör devrinin 1500 d/d olduğu halde yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.20’de açıkça görülmektedir. 1000 d/d kompresör devrinde ısı değiştiricisi ile birlikte R1234yf’nin soğutma kapasitesi %6,6 artmıştır. 2000 d/d kompresör devrinde ise bu değer %8,9’a yükselmiştir. Böylece yüksek kompresör devrilerinde ısı değiştiricisinin soğutma kapasitesi üzerine olumlu etkisinin daha fazla olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 8.19: Sistemde R134a kullanıldığı durumda 27°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1000 d/d ve 2000 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları



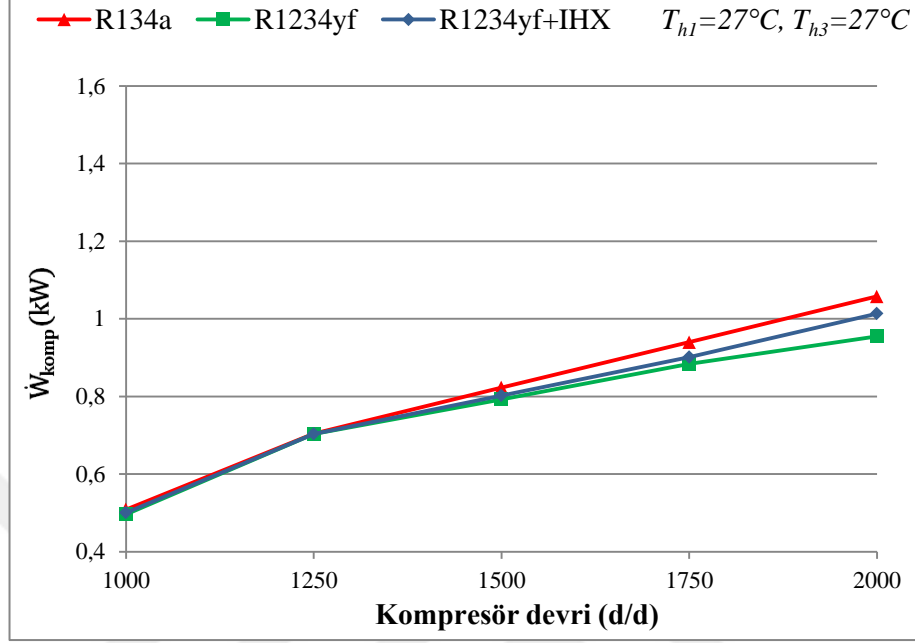
Şekil 8.20: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumda 27°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1500 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları



Şekil 8.21: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) kompresör devri ile değişimi

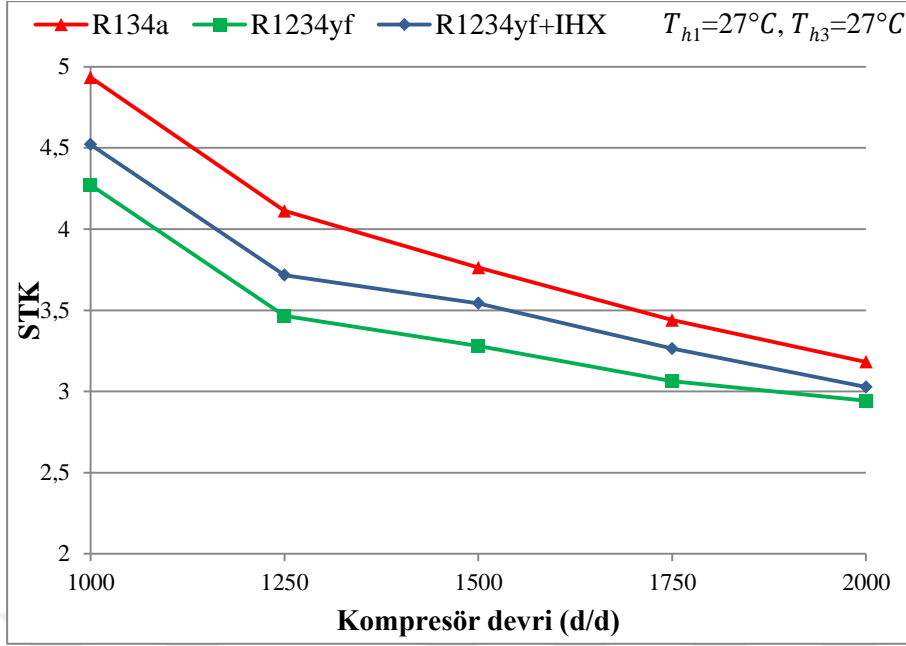
Şekil 8.22’de hava akımı sıcaklıklarının 27°C olması halinde kompresör devrinin artmasıyla kompresörde harcanan güçteki değişim üç durum için incelenmiştir. Üç durum için de artan kompresör devri ile kompresörde harcanan güç artmıştır. Bunun sebebi kompresör devrinin artması ile buharlaşma basıncının düşmesi ve yoğuşma sıcaklığının yükselmesi sonucunda kompresör sıkıştırma oranının yükselmesidir. Böylece soğutucu akışkanın kompresör giriş-çıkış entalpi farkı artmış ve kompresörde harcanan güç yükselmiştir. Diğer bir sebebi ise kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artmasıdır. Örnek olarak, kompresör devrinin 1000 d/d’dan 2000 d/d’ya yükselmesi ile R134a’nın kompresörde harcanan güç değeri 0,5 kW’dan 1,01 kW’a, R1234yf’nin 0,49 kW’dan 0,95 kW’a, R1234yf+IHX’in 0,5 kW’dan 1,01 kW’a yükselmiştir. 27°C hava akımı sıcaklıklarında yapılan deneyler neticesinde, sistemde R1234yf kullanıldığında kompresörde harcanan güç, R134a’ya göre ortalama %5 az olarak hesaplanmıştır. Sebebi kompresör çıkış sıcaklıklarına denk gelen yüksek sıcaklıklarda R134a’nın buharlaşma basıncının R1234yf’den yüksek olmasıdır. Sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanılması ile kompresörde harcanan güç değeri ortalama %2 artmıştır. Bunun sebebi ısı değiştiricisi ile birlikte aşırı ısınmanın artması ve kompresöre soğutucu akışkanın daha yüksek sıcaklıkta girmeye başlamasıdır. Isı değiştiricisi ile birlikte kompresöre giren akışkanın sıcaklığında

görülen bu değişim, R1234yf ve R1234yf+IHX ile 27°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1500 d/d olduğu halde yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.2’de açıkça görülmektedir.



Şekil 8.22: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.23’da hava akımı sıcaklıklarının 27°C olması halinde kompresör devrinin artmasıyla soğutma tesir katsayısı (STK) değerinin değişimi üç durum için verilmiştir. Kompresör devri artıkça kompresörde harcanan güç ve soğutma kapasitesi artmıştır. Kompresörde harcanan güç değerinde görülen artış oranı, soğutma kapasitesinde görülen artış oranından fazla olması STK değerinde üç durum için de azalmaya sebep olmuştur. Örnek olarak, kompresör devri 1000 d/d olduğu halde R134a’nın STK değeri 4,93, R1234yf’nin STK değeri 4,27, R1234yf+IHX’in 4,52 olarak belirlenmiştir. Kompresör devri 2000 d/d’e yükselmesi ile R134a’nın STK değeri 3,18’e, R1234yf’nin STK değeri 2,94’e, R1234yf+IHX’in STK değeri 3,02’e düşmüştür. Tüm devir değerlerinde en fazla STK değeri sistemde R134a kullanıldığında elde edilmiştir. R1234yf’nin STK değeri R134a’dan ortalama %12,4 daha düşük olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisinin kullanılması ile R1234yf’nin STK değeri %6,16 artmıştır.

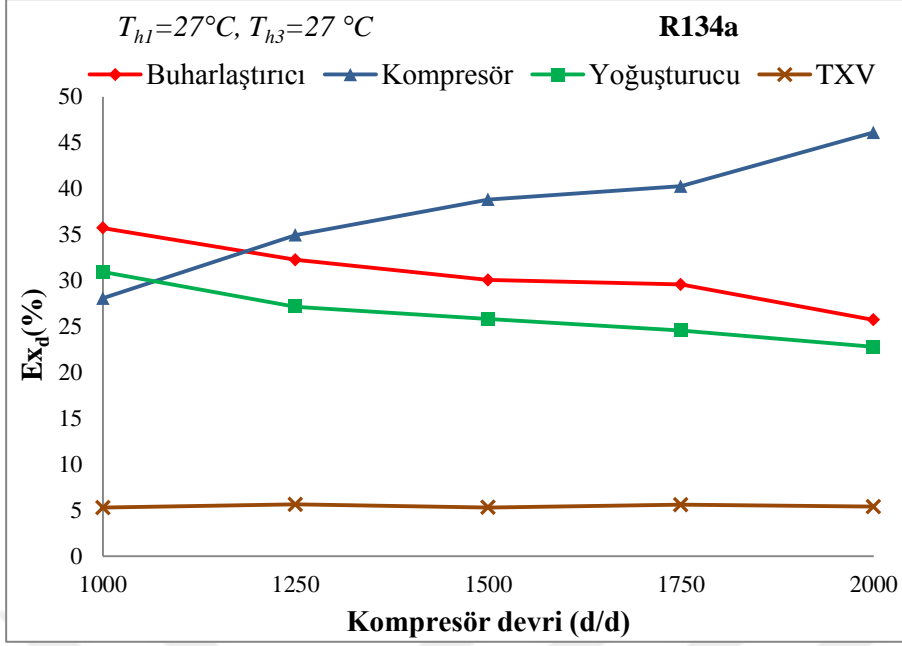


Şekil 8.23: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında STK değerinin kompresör devri ile değişimi

27°C sabit hava akımı sıcaklıklarında kompresör devri arttıkça üç durum içinde toplam yok olan ekserji değerleri artmıştır. Kompresör devrinin artmasıyla buharlaşma basıncı ve sıcaklığı düşmüş, yoğuşma basıncı ve sıcaklığı artmıştır. Buna bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkının yükselmesi sonucunda, soğutma kapasitesi ve yoğuşturucudan atılan ısı artmış, böylece buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda yok olan ekserji değerleri artmıştır. Bunun yanında kompresör devrinin artmasına bağlı olarak, kompresör sıkıştırma oranının yükselmesi sonucunda, kompresör ve genleşme vanasında giriş-çıkış entropi farkı yükselmiş ve yok olan ekserji değerlerinde yükselme gözlemlenmiştir. Ayrıca soğutucu akışkan debisinde görülen artış toplam yok olan ekserjinin artması sebep olmuştur. Örnek olarak, 27°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d kompresör devrinde sistemde R134a kullanıldığında yok olan toplam ekserji değeri 0,15 kW, R1234yf kullanıldığında 0,13 kW, R1234yf+IHX kullanıldığında 0,16 kW olarak hesaplanmıştır. Kompresör devri 2000 d/d'ya yükselmesi ile R134a'nın toplam yok olan ekserji değeri 0,43 kW'a, R1234yf'nin 0,41 kW'a, R1234yf+IHX'in 0,46 kW'a yükselmiştir. Tüm devirlerde sistemde R134a kullanıldığında R1234yf'ye göre daha fazla ekserji yok olmuştur. Sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında sadece R1234yf kullanıldığı duruma göre toplam yok olan ekserji %11 artmıştır ve tüm devirlerde en fazla yok olan ekserji R1234yf+IHX durumunda gözlemlenmiştir. Isı değiştiricisi ile birlikte aşırı soğuma yükselmiş ve

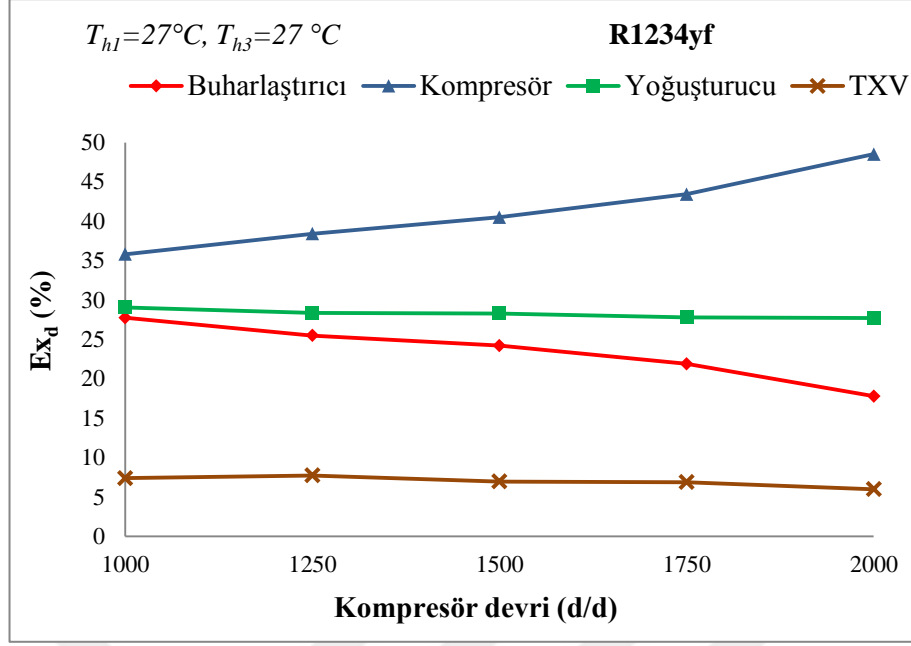
buharlaştırıcıya soğutucu akışkan daha düşük kuruluk derecesinde girmeye başlamıştır. Sonucunda buharlaştırıcıda yok olan ekserji artmıştır. Aynı şekilde, aşırı ısınmanın artması sonucunda yoğuşturucuya giren soğutucu akışkanın sıcaklığı yükselmiş ve yoğuşturucuda yok olan ekserji de artmıştır. Kompresöre soğutucu akışkan daha yüksek sıcaklıkta gitmeye başlaması ile kompresörde de yok olan ekserji artmıştır. Genleşme vanasına soğutucu akışkan daha düşük sıcaklıkta girmeye başlaması ile genleşme vanasında yok olan ekserji azalmıştır.

Şekil 8.24'da 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R134a kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi kompresör devrine bağlı olarak verilmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmakta ve sistem bileşenlerinin her birinde yok olan ekserji değerleri yükselmektedir. Sistem bileşenlerinde yok olan ekserji değerlerinin değişimlerini kütleli debiden bağımsız olarak gözlemlemek için bileşenlerde yok olan ekserji oranları hesaplanmıştır. 27°C hava akımı sıcaklıklarında, sistemde R134a kullanıldığında 1000 d/d kompresör devrinde sistem bileşenleri arasında yok olan en fazla ekserji buharlaştırıcıda görülmüştür. Buharlaştırıcıyı sırasıyla yoğuşturucu, kompresör, genleşme vanası takip etmiştir. Devir arttıkça sıkıştırma oranının artması sonucunda kompresör giriş-çıkış entropi farkı yükselmesi ile kompresörde yok olan ekserji oranı artmıştır. Yüksek devirlerde yok olan ekserji en fazla kompresörde meydana gelmiştir. Ayrıca devrin artması ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucu giriş-çıkış entalpi ve entropi farkları azaldığı için bu bileşenlerde yok olan ekserji oranları azalmıştır. Genleşme vanasında ise yok olan ekserji oranı neredeyse değişmemiştir. Örnek olarak sistemde R134a kullanıldığında 27°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d'da toplam yok olan ekserjinin %28'i kompresörde, %35,75'i buharlaştırıcıda, %31'i yoğuşturucuda, %5,25'i genleşme vanasında meydana gelmiştir. 2000 d/d'da ise toplam yok olan ekserjinin %46'sı kompresörde, %25,75'i buharlaştırıcıda, %22,75'i yoğuşturucuda, %5,5'i genleşme vanasında meydana gelmiştir. Bunun yanında, en fazla yok olan ekserji kompresörde meydana geldiği için toplam yok olan ekserjinin devir ile değişim eğilimini kompresör belirlemektedir.



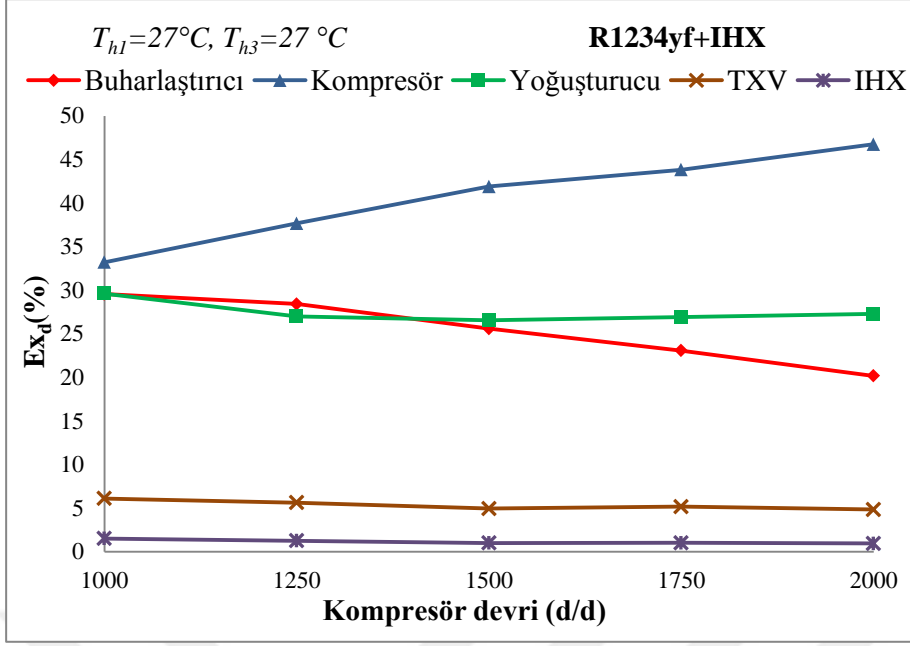
Şekil 8.24: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.25’de 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi kompresör devrine bağlı olarak verilmiştir. Tüm devirlerde en fazla ekserji kompresörde yok olmuştur. Kompresörü sırasıyla yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme vanası takip etmiştir. Devir arttıkça kompresör sıkıştırma oranı da artmıştır. Neticede kompresörde yok olan ekserji oranı yükselmiştir. Buharlaştırıcıda yok olan ekserji oranı soğutucu akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkı azaldığı için düşmüştür. Yoğuşturucu ve genişleme vanasında yok olan ekserji oranları ise neredeyse değişmemiştir. Örnek olarak sistemde R1234yf kullanıldığında 27°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d’da toplam yok olan ekserjinin %35,75’i kompresörde, %27,75’i buharlaştırıcıda, %29’u yoğuşturucuda, %7,5’i genişleme vanasında meydana gelmiştir. 2000 d/d’da ise toplam yok olan ekserjinin %48,5’i kompresörde, %17,75’i buharlaştırıcıda, %27,75’i yoğuşturucuda, %6’sı genişleme vanasında meydana gelmiştir.



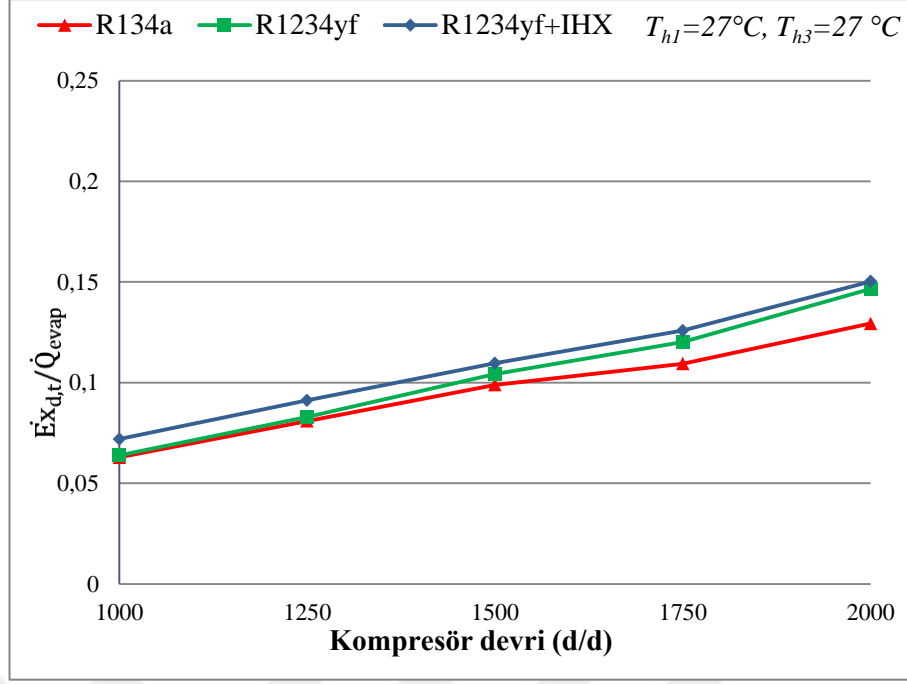
Şekil 8.25: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.26'da 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde ısı değiştiricisi ile birlikte R1234yf (R1234yf+IHX) kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi kompresör devrine bağlı olarak verilmiştir. Tüm devirlerde en fazla ekserji kompresörde yok olurken en az ekserji ısı değiştiricisinde yok olmuştur. Devrin artmasıyla beraber kompresörde yok olan ekserji oranında artış, buharlaştırıcı da yok olan ekserji oranında azalma gözlemlenmiştir. Yoğuşturucu, genişleme vanası ve ısı değiştiricisinde yok olan ekserji oranları ise neredeyse değişmemiştir. Örnek olarak sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında 27°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d'da toplam yok olan ekserjinin %33,25'i kompresörde, %29,5'i buharlaştırıcıda, %29,75'i yoğuşturucuda, %6'sı genişleme vanasında, %1,5'i ısı değiştiricisinde meydana gelmiştir. 2000 d/d'da ise toplam yok olan ekserjinin %46,75'i kompresörde, %20'si buharlaştırıcıda, %27,25'i yoğuşturucuda, %5'i genişleme vanasında, %1'i ısı değiştiricisinde meydana gelmiştir. Isı değiştiricisiz duruma göre, sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile kullanılmasıyla kompresör ve buharlaştırıcıda yok olan ekserji oranlarında artış, yoğuşturucu ve genişleme vanasında yok olan ekserji oranlarında azalma meydana gelmiştir.



Şekil 8.26: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda bileşenlerde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.27’de 27°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devri artırılırken birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerlerinin değişimi üç durum için verilmiştir. Kompresör devri arttıkça üç durum içinde soğutma kapasitesi ve toplam yok olan ekserji değerleri artmıştır. Bu halde $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerinin artması toplam yok olan ekserji değerlerinin soğutma kapasitesinden daha fazla artmasından kaynaklanmaktadır. Soğutma kapasitesi başına yok olan ekserji değerinin düşük olması, sistem performansı için istenen bir sonuçtur. 27°C hava akımı sıcaklıklarında yapılan devir deneyleri sonucunda en az $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değeri sistemde R134a kullanıldığı durumda elde edilmiştir. Sebebi üç durum içinde en fazla soğutma kapasitesinin R134a ile sağlanmasıdır. En fazla $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerine sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında ulaşılmıştır. Bunun sebebi R1234yf ısı değiştiricisi ile kullanıldığında toplam yok olan ekserjide görülen artış, soğutma kapasitesinde görülen artıştan daha fazla olmasıdır.



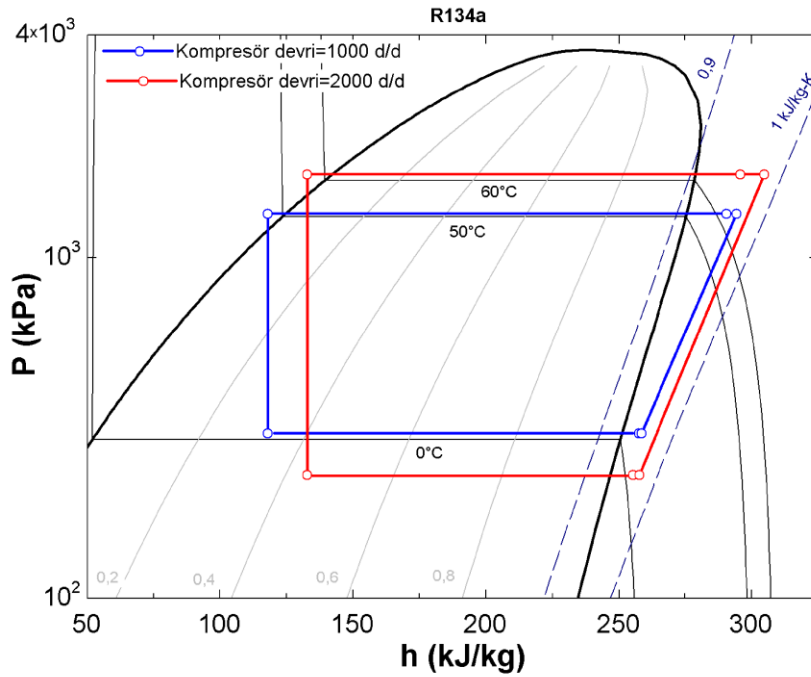
Şekil 8.27: 27°C sabit hava akımı sıcaklığında birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,top}/\dot{Q}_{evap}$) değerinin kompresör devri ile değişimi

8.2.2 35°C hava akımı sıcaklıklarında devir deneyleri sonuçları

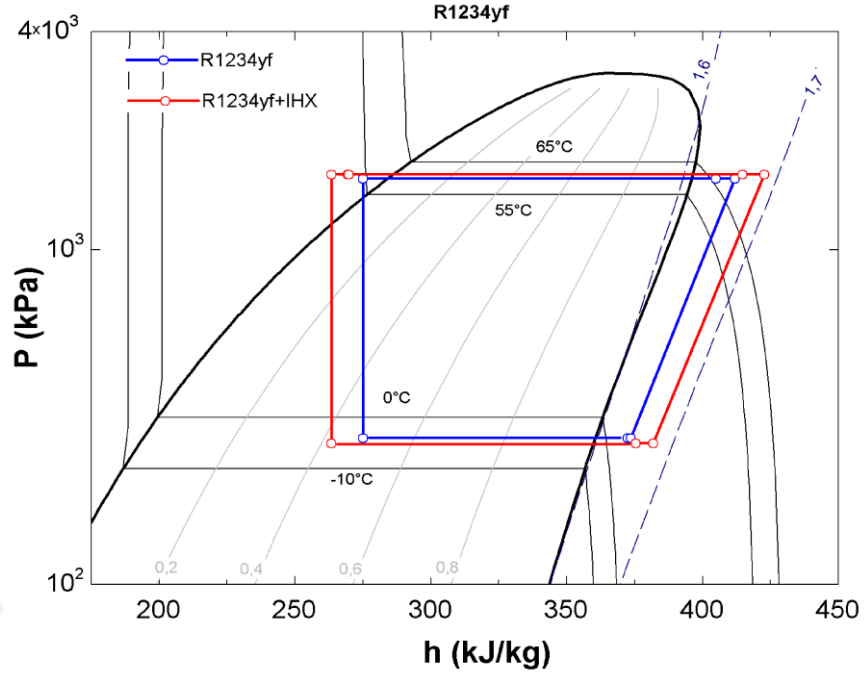
Buharlaştırıcıya ve yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklıklarının 35°C’de sabit tutulması halinde performans parametrelerinin kompresör devrine bağlı olarak değişimleri üç durum için Şekil 8.28 ile 8.36 arasında incelenmiştir.

Şekil 8.30’da hava akımı sıcaklıklarının 35°C olması halinde kompresör devrine bağlı olarak soğutma kapasitesinin değişimi üç durum için verilmiştir. Grafiklerde T_{h1} buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığını, T_{h3} yoğuşturucuya giren hava akımı sıcaklığını ifade etmektedir. Üç durum için de kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmış sonucunda soğutma kapasitesinde yükselme gözlemlenmiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkanın basınç ve entalpi değerlerinde görülen değişimler, sistemde R134a kullanıldığı durumda, devrin 1000 d/d ve 2000 d/d olduğu halde yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.28’de incelenmiştir. Örnek olarak, kompresör devrinin 1000 d/d’dan 2000 d/d’ya yükselmesi ile R134a’nın soğutma kapasitesi 2,77 kW’dan 3,89 kW’a, R1234yf’nin soğutma kapasitesi 2,38’den 3,14’e, R1234yf+IHX’in soğutma kapasitesi 2,51’den 3,39’a yükselmiştir. 35°C hava akımı sıcaklığı devir deneyleri sonucunda en fazla soğutma kapasitesi sistemde R134a kullanıldığı durumda en az soğutma kapasitesi ise sistemde R1234yf kullanıldığı durumda gözlemlenmiştir.

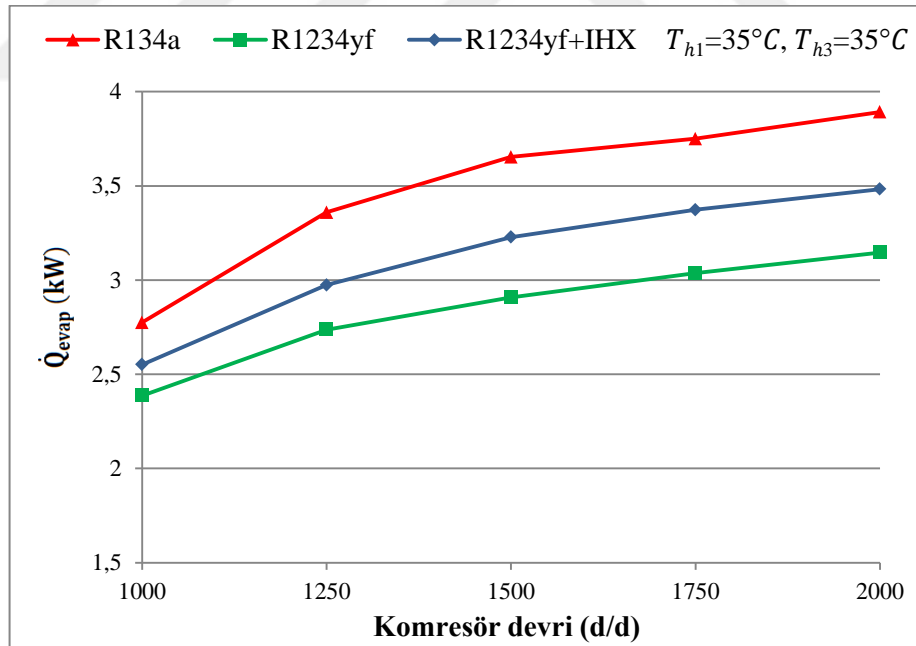
R1234yf'nin soğutma kapasitesi R134a'dan ortalama %18 daha düşük bulunmuştur. R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında sistemde aşırı soğuma yükselmiş ve R1234yf'nin soğutma kapasitesi ortalama %9 artmıştır. Isı değiştiricisi ile birlikte sistemde görülen sıcaklık ve entalpi değişimleri, R1234yf ve R1234yf+IHX ile 35°C hava akımı sıcaklıklarında ve kompresör devrinin 1500 d/d olduğu halde yapılan deneylerin P-h diyagramlarını gösteren Şekil 8.29'de görölmektedir. 1000 d/d kompresör devrinde R1234yf'nin soğutma kapasitesi ısı değiştiricisi ile birlikte kullanılması ile %5,9 artmıştır. Bu değer 2000 d/d kompresör devrinde %7,9'a yükselmiştir. Böylece yüksek kompresör devirlerinde ısı değiştiricisinin soğutma kapasitesi üzerine olumlu etkisinin daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca hava akımı sıcaklığının 27°C'den 35°C'ye yükselmesi ile R134a, R1234yf ve R1234yf+IHX'in soğutma kapasiteleri sırasıyla ortalama %15, %12, %13 artmıştır. Bunun sebebi hava akımı sıcaklığının yükselmesi ve hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkının yükselmesidir.



Şekil 8.28: Sistemde R134a kullanıldığı durumda 35°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1000 d/d ve 2000 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları

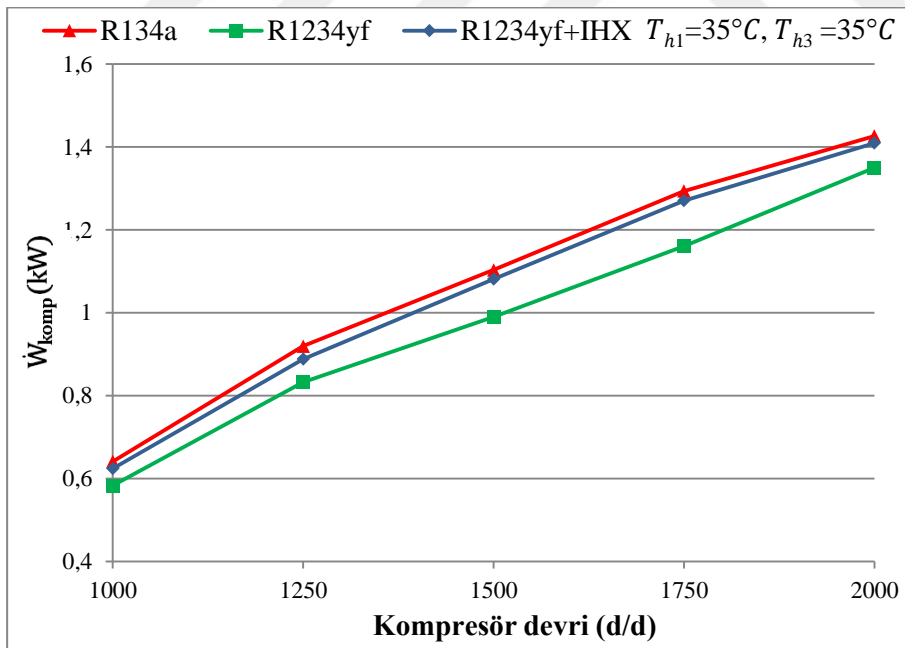


Şekil 8.29: Sistemde R1234yf ve R1234yf+IHX kullanıldığı durumda 35°C hava akımı sıcaklıklarında kompresör devrinin 1500 d/d olduğu deneylerin P-h diyagramları



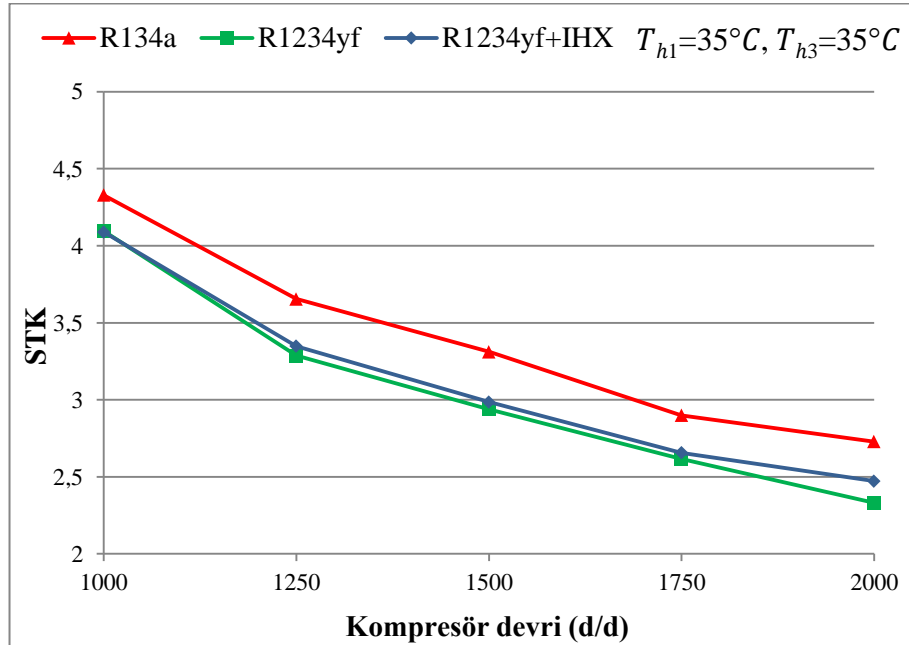
Şekil 8.30: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında soğutma kapasitesinin (\dot{Q}_{evap}) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.31’de hava akımı sıcaklıklarının 35°C olması halinde kompresör devrinin artmasıyla kompresörde harcanan güçteki değişim üç durum için incelenmiştir. Üç durum için de artan kompresör devriyle soğutucu akışkan debisi ve kompresör giriş-çıkış entalpi farkı artmış, sonucunda kompresörde harcanan gücün yükselmesine sebep olmuştur. Örnek olarak, 35°C hava akımı sıcaklıklarında yapılan deneyler sonucunda, kompresör devrinin 1000 d/d’dan 2000 d/d’ya yükselmesi ile R134a’nın kompresörde harcanan güç değeri 0,64 kW’dan 1,42 kW’a, R1234yf’nin 0,58 kW’dan 1,42 kW’a, R1234yf+IHX’in 0,62 kW’dan 1,34 kW’a yükselmiştir. Tüm devirlerde sistemde R134a kullanıldığı durumda kompresörde harcanan güç R1234yf’ye göre % 8,4 daha fazladır. Aynı zamanda, sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında kompresörde harcanan güç % 6,6 artmıştır. Ayrıca hava akımı sıcaklığının 27°C’den 35°C’ye yükseltilmesiyle yoğuşma basıncı ve yoğuşma basıncı yükselmiştir. Yoğuşma basıncındaki artış oranı buharlaşma basıncından daha yüksek olmuştur. Bu sebepten dolayı hava akımı sıcaklığının yükselmesi ile R134a, R1234yf, R1234yf+IHX’in kompresörde harcanan güç değerleri sırasıyla ortalama %33, %28, %34 artmıştır.



Şekil 8.31: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında kompresörde harcanan gücün (\dot{W}_{komp}) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.32’de hava akımı sıcaklıklarının 35°C olması halinde kompresör devrine bağlı olarak STK değerindeki değişim üç durum için verilmiştir. Üç durum için de kompresör devrinin artması ile kompresörde harcanan gücün artış oranı soğutma kapasitesinin artış oranından fazla olması sonucunda STK değerinde azalma olmuştur. Örnek olarak 1000 d/d kompresör devrinde R134a’nın STK değeri 4,32, R1234yf’nin 4,09, R1234yf+IHX’in 4,08 olarak hesaplanmıştır. 2000 d/d kompresör devrinde R134a’nın STK değeri 2,72, R1234yf’nin 2,33, R1234yf+IHX’in 2,4 olarak hesaplanmıştır. 35°C hava akımı sıcaklığı deneyleri sonucunda, R134a’nın STK değeri R1234yf’ye göre ortalama %9,8 daha düşük olduğu belirlenmiştir. Bunun yanında R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında STK değeri %1,3 artmıştır. Bu sonuç hava akımının 27°C olduğu hal ile karşılaştırıldığında ısı değiştiricisinin düşük hava akımı sıcaklıklarında STK değerinin yükselmesinde daha etkili olduğunu göstermektedir. Buna rağmen 35°C hava akımı sıcaklıklarında yüksek kompresör devirlerinde ısı değiştiricisinin STK üzerine olumlu etkisi daha fazladır. Ayrıca hava akımı sıcaklığının 27°C’den 35°C’ye yükseltilmesi ile kompresörde harcanan güç, soğutma kapasitesine göre daha fazla artmış ve R134a, R1234yf ve R1234yf+IHX’in STK değerleri sırasıyla ortalama %12, %10, %14 azalmıştır.

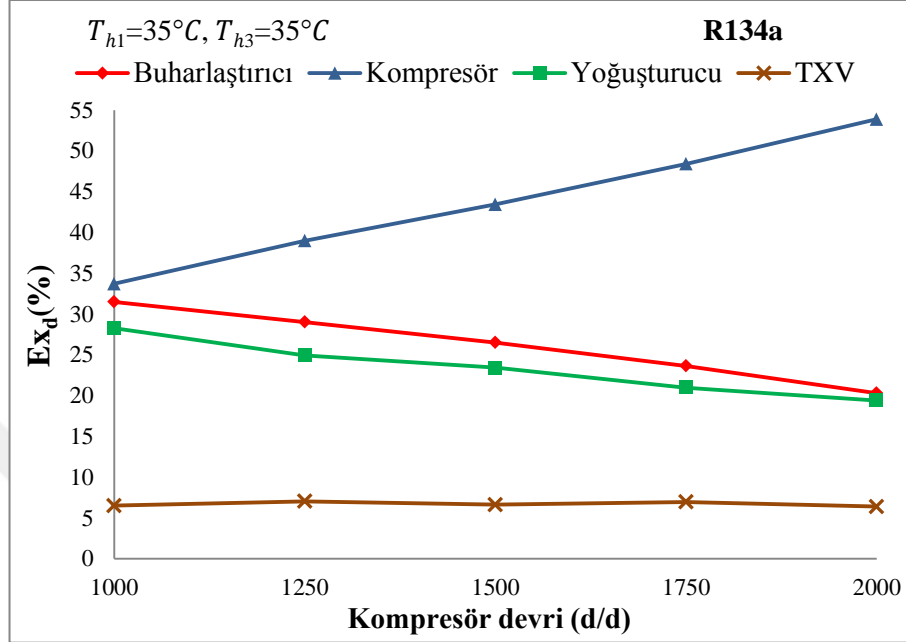


Şekil 8.32: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında STK değerinin kompresör devri ile değişimi

35°C hava akımı giriş sıcaklıklarında kompresör devrinin artması ile üç durum için de yok olan toplam ekserji miktarları artmıştır. Kompresör devri arttıkça buharlaşma basıncı düşmüş, yoğuşma basıncı yükselmiştir. Böylece buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda akışkan ile hava akımı sıcaklık farkı artmış ve bu bileşenlerde yok olan ekserji değerlerinin artmasına sebep olmuştur. Kompresör devri ile sıkıştırma oranının artması kompresör ve genişleme vanasında yok olan ekserji değerlerinin artmasını tetiklemiştir. Bunun yanında devrin artmasıyla akışkan kütleli debisinin artması toplam yok olan ekserji değerlerinin artmasına sebep olmuştur. Örnek olarak, 35°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d kompresör devrinde sistemde R134a kullanıldığında yok olan toplam ekserji değeri 0,24 kW, R1234yf kullanıldığında 0,22 kW, R1234yf+IHX kullanıldığında 0,25 kW olarak belirlenmiştir. Kompresör devri 2000 d/d'ya yükselmesi ile R134a'nın toplam yok olan ekserji değeri 0,61 kW'a, R1234yf'nin 0,53 kW'a, R1234yf+IHX'in 0,59 kW'a yükselmiştir. Tüm devirlerde en az ekserji yok olması sistemde R1234yf kullanıldığında görülmüştür. Sistemde R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanılması ile aşırı soğumanın ve aşırı ısınmanın artması sonucu toplam yok olan ekserji değeri artmıştır. Ayrıca hava akımı sıcaklığının 27°C'den 35°C'ye yükselmesi ile toplam yok olan ekserji değerleri R134a için ortalama %37, R1234yf için %38, R1234yf+IHX için %36 yükselmiştir. Bu artışın sebebi hava akımı sıcaklıklarının yükselmesi ile buharlaştırıcıda soğutma yükünün artması sonucu genişleme vanasının daha fazla açılarak soğutucu akışkanın debisinin artmasıdır.

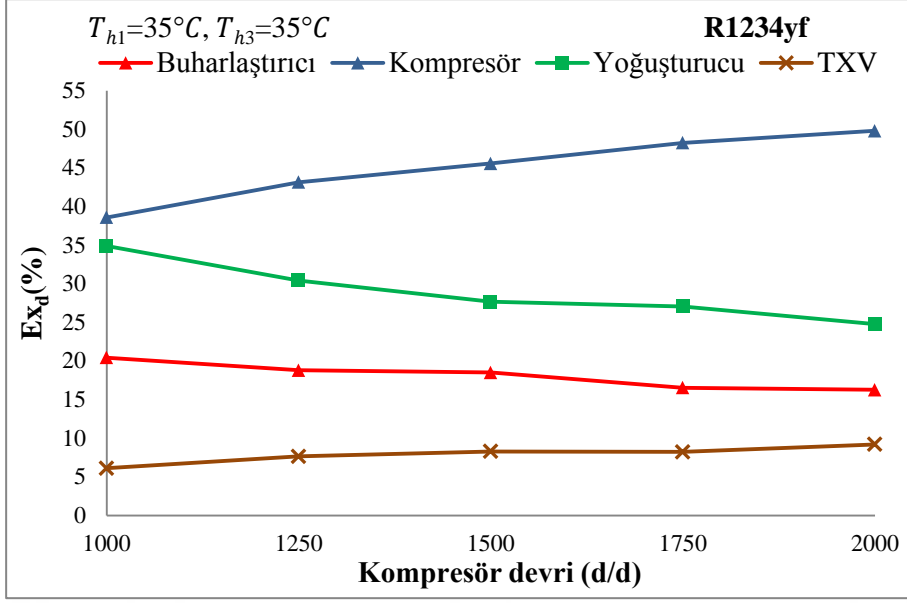
Şekil 8.33'da 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R134a kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi kompresör devrine bağlı olarak üç durum için verilmiştir. Kompresör devrinin artması ile yoğuşma basıncı yükselmiş, buharlaşma basıncı düşmüştür. Bunun sonucunda kompresörde yok olan ekserji oranında yükselme gözlemlenmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda ise devirin artması ile akışkanın giriş-çıkış entalpi ve entropi farkları azalmış ve yok olan ekserji oranlarında düşme gözlemlenmiştir. Genişleme vanasında yok olan ekserji oranı neredeyse sabit kalmıştır. Örnek olarak sistemde R134a kullanıldığında 35°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d'da toplam yok olan ekserjinin %33,75'i kompresörde, %31,5'i buharlaştırıcıda, %28,25'i yoğuşturucuda, %6,5'i genişleme vanasında meydana gelmiştir. 2000 d/d'da ise toplam yok olan ekserjinin %53,75'i kompresörde, %20,25'i buharlaştırıcıda, %19,5'i yoğuşturucuda,

%6,5'i genleşme vanasında meydana gelmiştir. Hava akımı sıcaklığının 27°C'den 35°C'ye yükselmesi sonucunda yoğunlaşma basıncı yükselmiş kompresör ve genleşme vanasında yok olan ekserji oranlarının artmasına sebep olmuştur. Ayrıca buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıda yok olan ekserji oranlarında azalma görülmüştür.



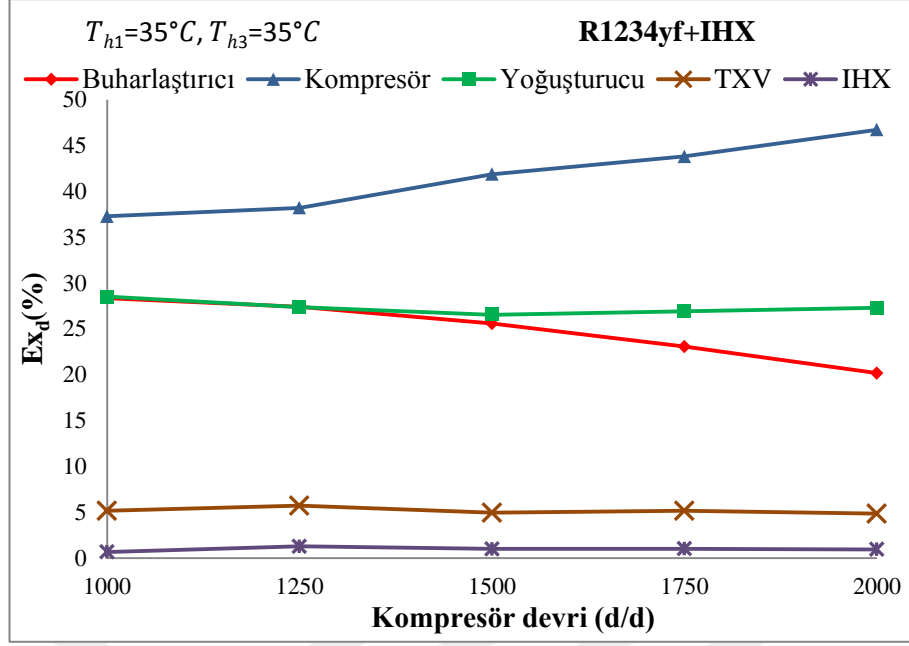
Şekil 8.33: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R134a kullanıldığı durumda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.34'da 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi kompresör devrine bağlı olarak üç durum için verilmiştir. Kompresör devri arttıkça buharlaştırıcıda ve genleşme vanasında yok olan ekserji oranları neredeyse sabit kalırken, kompresörde yok olan ekserji oranında artış, yoğunlaştırıcıda yok olan ekserji oranında düşüş gözlemlenmiştir. Örnek olarak sistemde R1234yf kullanıldığında 27°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d'da toplam yok olan ekserjinin %38,5'i kompresörde, %20,5'i buharlaştırıcıda, %34,75'i yoğunlaştırıcıda, %6,25'i genleşme vanasında meydana gelmiştir. 2000 d/d'da ise toplam yok olan ekserjinin %49,75'i kompresörde, %16,25'i buharlaştırıcıda, %24,75'i yoğunlaştırıcıda, %9,25'i genleşme vanasında meydana gelmiştir.



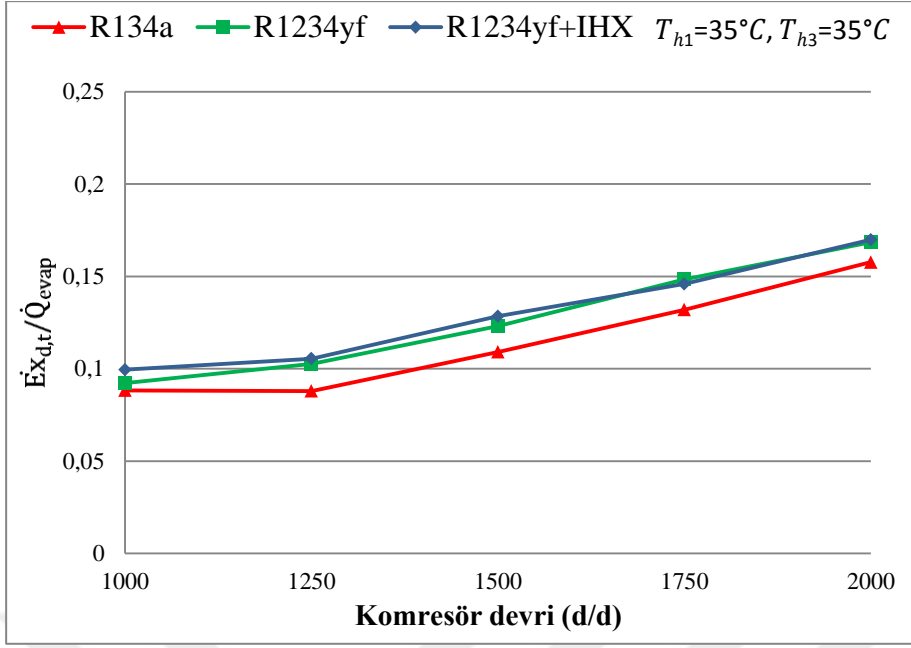
Şekil 8.34: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf kullanıldığı durumda bileşenlerde yok olan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.35’de 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranlarının değişimi kompresör devrine bağlı olarak üç durum için verilmiştir. Tüm devirlerde en fazla ekserji kompresörde yok olurken en az ekserji ısı değiştiricisinde yok olmuştur. Kompresör devri arttıkça kompresörde yok olan ekserji oranında yükselme, buharlaştırıcı da yok olan ekserji oranında azalma gözlemlenmiştir. Yoğuşturucu, genleşme vanası ve ısı değiştiricisinde yok olan ekserji oranları ise neredeyse değişmemiştir. Örnek olarak sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında 35°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d’da toplam yok olan ekserjinin %37,25’i kompresörde, %28,25’i buharlaştırıcıda, %28,5’i yoğuşturucuda, %5,25’i genleşme vanasında, %0,75’i ısı değiştiricisinde meydana gelmiştir. 2000 d/d’da ise toplam yok olan ekserjinin %47,5’i kompresörde, %20,5’si buharlaştırıcıda, %26,25’i yoğuşturucuda, %5,75’i genleşme vanasında, %1’i ısı değiştiricisinde meydana gelmiştir. Hava akımı sıcaklıklarının 27°C’den 35°C’ye yükselmesi ile kompresörde yok olan ekserji oranında artış gözlemlenirken, diğer bileşenlerde yok olan ekserji oranlarında gözle görülür bir değişim gözlemlenmemiştir.



Şekil 8.35: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığı durumda bileşenlerde yokolan ekserji oranlarının ($Ex_d(\%)$) kompresör devri ile değişimi

Şekil 8.36’de 35°C hava akımı sıcaklıklarında soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerlerinin değişimi kompresör devrine bağlı olarak verilmiştir. Üç durum için de kompresör devri arttıkça $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerinin arttığı görülmüştür. Soğutma kapasitesi başına yok olan ekserji değerinin düşük olması, sistem performansı için istenen bir sonuçtur. En az $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değeri sistemde R134a kullanıldığı durumda elde edilmiştir. R134a’yı sırasıyla R1234yf ve R1234yf+IHX takip etmektedir. Hava akımı sıcaklıklarının 27°C’den 35°C’ye yükselmesi ile soğutma kapasitesi ve toplam yok olan ekserji değerlerinde yükselme gözlemlenmiştir. Toplam yok olan ekserji değerleri soğutma kapasitesine göre daha fazla arttığı için $\dot{Ex}_{d,t}/\dot{Q}_{evap}$ değerleri R134a için ortalama %21, R1234yf için %18, R1234yf+IHX için %17 artmıştır.



Şekil 8.36: 35°C sabit hava akımı sıcaklığında birim soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji ($\dot{E}x_{d,top}/\dot{Q}_{evap}$) değerinin kompresör devri ile değişimi

9. SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında Yalova Üniversitesi İklimlendirme Laboratuvarında deneysel otomobil klima sistemi kurulmuş ve ölçüm cihazları ile donatılmıştır. Klima sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları test edilmiştir. Ayrıca sistemde R1234yf kullanıldığı halde sıvı hattı ile emme hattı üzerine çift borulu ısı değiştiricisi (IHX) eklenerek sistem performansının artırılması hedeflenmiştir.

Deneysel çalışma iki kısımda yapılmıştır. Birinci kısım sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı deneyleridir. Bu kısımda ilk olarak buharlaşma sıcaklığı -10°C 'de sabit tutulmuş, buharlaşma sıcaklığı 40°C 'den 50°C 'ye ikişer derece aralıklarla artırılmıştır. Sonra yoğuşma sıcaklığı 40°C 'de sabit tutulmuş, yoğuşma sıcaklığı -20°C 'den -5°C 'ye beşer derece aralıklarla artırılmıştır. İkinci kısım kompresör devir deneyleridir. Bu kısımda buharlaştırıcı ve yoğuturucu hava akımı giriş sıcaklıkları sırasıyla 27°C ' ve 35°C 'de sabit tutulmuş, bu halde kompresör devri 1000 d/d'dan 2000 d/d'ya 250 d/d aralıklarla artırılmıştır. Bu koşullar altında R134a, R1234yf ve ısı değiştiricisi ile birlikte R1234yf (R1234yf+IHX) durumlarının her biri için durağan halde 20 deney olmak üzere toplamda 60 deney yapılmıştır. Böylece R134a, R1234yf ve R1234yf+IHX durumları yeterince farklı koşulda test edilmiştir.

Elde edilen deneysel veriler ışığında EES programı kullanılarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Analizler neticesinde performans parametrelerine ulaşılmıştır. Performans parametreleri olarak, soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç, soğutma tesir katsayısı, toplam yok olan ekserji, sistem bileşenlerinde yok olan ekserji oranları, soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji seçilmiştir.

Deneysel çalışma otomobil klima sisteminde sırasıyla R134a, R1234yf ve R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte (R1234yf+IHX) kullanılarak yapılmıştır. Bu üç durum için elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Sabit -10°C buharlaşma sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı arttıkça üç durum için de soğutma kapasitesi ve STK değeri azalmıştır. Kompresörde harcanan güç, toplam yok olan ekserji ve soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerleri artmıştır.
- Sabit 40°C yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı arttıkça üç durum için de soğutma kapasitesi, STK değeri artmıştır. Kompresörde harcanan güç, toplam yok olan ekserji ve soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerleri azalmıştır.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklıklarında sırasıyla 27°C ve 35°C sabit tutulduğu halde kompresör devri artırıldıkça üç durum için de soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç, toplam yok olan ekserji, soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerleri artarken, STK değeri azalmıştır.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu hava akımı giriş sıcaklıklarının 27°C 'den 35°C 'ye artırılması ile üç durum için de soğutma kapasitesi, kompresörde harcanan güç, toplam yok olan ekserji, soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji artmış, STK değeri azalmıştır.
- Üç durum içinde sabit 40°C yoğuşma sıcaklığında -5°C buharlaşma sıcaklığında yapılan deneyler ve 27°C hava akımı sıcaklıklarında 1000 d/d kompresör devrinde R134a ile yapılan deney hariç tüm koşullarda sistem bileşenleri arasında en fazla ekserji kompresörde yok olmuştur. Kompresörü sırasıyla buharlaştırıcı, yoğuşturucu, genleşme vanası takip etmektedir. Isı değiştiricisi ile yapılan çalışmalarda en az ekserji kaybı ısı değiştiricisinde görülmüştür.
- Tüm koşullarda en fazla soğutma kapasitesi sistemde R134a kullanıldığında, en az R1234yf kullanıldığında görülmüştür. R1234yf'nin soğutma kapasitesi R134a'dan ortalama %17,87 daha düşük elde edilmiştir. R1234yf ısı değiştiricisi ile beraber kullanıldığında soğutma kapasitesi ortalama %9,2 artmıştır.
- Sistemde R1234yf kullanıldığında kompresörde harcanan güç R134a'ya göre ortalama %7,75 daha azdır. R1234yf ısı değiştiricisi ile birlikte kullanıldığında kompresörde harcanan güç ortalama %3,62 artmıştır.

- Sistemde R134a kullanıldığında en fazla STK değeri elde edilmiştir. R1234yf'nin STK değeri R134a'dan ortalama %11,02 daha az olarak bulunmuştur. R1234yf'nin STK değeri ısı değiştiricisi ile kullanıldığında ortalama %5,47 artmıştır.
- Sistemde en fazla yok olan ekserji değeri sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında görülmüştür. R1234yf+IHX'i sırasıyla R134a ve R1234yf takip etmiştir.
- Soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerlerine bakıldığında sistemde R1234yf+IHX kullanıldığında en yüksek değer elde edilmiştir. R1234yf+IHX'den sonra R1234yf gelmektedir. En az soğutma kapasitesi başına yok olan toplam ekserji değerleri ise R134a ile yapılan çalışmada elde edilmiştir.
- Kullanılan çift borulu ısı değiştiricisinin etkinliği ortalama %16 olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, otomobil klima sistemlerinde R134a yerine R1234yf soğutucu akışkanı kullanılması halinde sistem performansının düştüğü, sıvı hattı ile emme hattı üzerinde eklenecek çift borulu ısı değiştiricisi ile sistem performansının artırılacağı gözlemlenmiştir. Ayrıca mevcut otomobil klima sistemlerinin performansını artırmak için tasarım gereksinimleri yerine getirilmiş çift borulu ısı değiştiricisinin kolaylıkla kullanılacağı tespit edilmiştir.

Bundan sonraki yapılacak çalışmalarda çift borulu ısı değiştiricisinin etkinliği artırılarak R1234yf'nin performansı R134a'dan daha iyi hale getirilebilir. Bunun yanında etkinliğinin yüksek olduğu bilinen plakalı ısı değiştiricisi deneysel olarak test edilebilir.

R1234yf soğutucu akışkanı dört yollu vana eklenerek ısı pompası haline getirilmiş deneysel otomobil klima sisteminde test edilebilir. Performans artırmak için ısı değiştiricisi eklenebilir. Böylece R1234yf ve ısı değiştiricisinin ısıtma ve soğutma modunda tepkileri belirlenmiş olur.



KAYNAKLAR

- Alkan, A.**, 2007: Çeşitli tiplerde kompresör ve genişleme elemanı kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin karşılaştırmalı deneysel analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi
- ANSI/ASHRAE Standard 34-2007**, 2010: ASHRAE Standard, Design and safety classification of refrigerant
- ANSI/ASHRAE Standard 34-2010**, 2011: ASHRAE Addenda, Design and safety classification of refrigerant
- Aral, M., C., Hoşöz, M., Suhermanto, M.**, 2016: R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kullanan otomobil iklimlendirme sistemi performansının ampirik bağıntılar ile belirlenmesi, OTEKON'16, 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23 – 24 Mayıs 2016, BURSA
- Araz, M.**, 2013: R-1234yf soğutkanlı asansör iklimlendirme ünitesi tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi
- Calm, J., M.**, 2008: The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook, International Journal of Refrigeration, 31: 1123-1133 pp.
- Chen, J., Zhao, Y., Qi, Z.**, 2011: New developments in mobile air conditioning systems in China, Energy 5 (2011) 53-58
- Cho, H., Lee, H., Park, C.**, 2013: Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf, Applied Thermal Engineering, Vol. 61, No. 2, pp.563–569
- Cho, H., Park, C.**, 2016: Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds, Applied Thermal Engineering, 101 (2016) 30-37
- Çengel, Y., A.**, 2011: Isı ve kütle transferi, Güven Yayınları, 3. Baskı
- Çengel, Y., Boles, M., A.**, 2011: Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, Güven Yayınları, 5. Baskı
- Daly, S.**, 2006: Automotive air conditioning and climate control system, First Edition, Elsevier Linacre House, U.K.
- Daviran, S., Kasaeian, A., Galzari, S., Mahian, O., Nasirivatan, S., Wongwises, S.**, 2017: A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems, Applied Thermal Engineering, 110 (2017) 1091-1100
- Devecioğlu, A., G., Oruç, V.**, 2015: Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP, The 7th International Conference on Applied Energy, 75 (2015) 1452 – 1457

- Devecioğlu, A. G., Oruç, V.,** 2017: The influence of plate-type heat exchanger on energy efficiency and environmental effects of the air-conditioners using R453A as a substitute for R22, *Applied Thermal Engineering*, 112 (2017) 1364-1372
- Direk, M.,**2011: Isı kaynağı olarak çevre havası, motor soğutma suyu ve egzoz gazı kullanabilen R134a soğutucu akışkanlı otomobil ısı pompasının performansının deneysel analizi, Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi
- Direk, M., Tunçal, C., Yüksel, F.,** 2016: Comparative performance analysis of experimental frigorific air conditioning system using R-134a and HFO-1234yf as a refrigerant, *Thermal Science*, Vol. 20, No. 6, pp. 2065-2072
- Domanski, P., A., Didion, D., A., Doyle, J., P.,** 1992: Evaluation of suction line-liquid line heat exchanger in the refrigeration cycle, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 149
- European Parliament and of the Council, Directive 2006/40/EC.,** 2006: Emissions from air conditioning systems in motor vehicles, *Official Journal of the European Union*, EU, Strasbourg
- European Parliament and of the Council, Regulation 2014/517/EU.,** 2014: Fluorinated green housegases, *Official Journal of the European Union*EU, Strasbourg
- Eser, D., Ö.,** 2005: R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ve kompresör devrinin otomobil klimasının soğutma devresi performansına etkisinin deneysel analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi
- Golzari, S.,Kasaeian, A., Daviran, S., Mahian, O., Wongwises, S., Sahin, A. Z.,** 2017: Second law analysis of an automotive air conditioning system using HFO-1234yf, an environmentally friendly refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, 73 (2017) 134-143
- Jarall, S.,** 2012: Study of refrigeration system with HFO-1234yf as a working fluid, *International Journal of Refrigeration*, 35 (2012) 1668–1677
- Kaynaklı, Ö., Horuz, I.,** 2003: An experimental analysis of automotive air conditioning system, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 30 No. 2, pp. 273-284
- Klein, S., A., Reindl, D., T., Brownell, K.,** 2000: Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchanger, *International Journal of Refrigeration*, 23 (2000) 588-596
- Klein S., A.,** *Engineering Equation Solver (EES), Academic Commercial V10.* 266-3D, 2017
- Leck, T. J.,** 2009: Evaluation of r1234yf as a potential replacement for r-134a in refrigeration applications, *Proceedings, 3rd IIR Conference on Thermo-physical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, Boulder, USA, 2009, pp. 1-9
- Lee, T. J., Kim, K. B., Lee, S. W., Lee, G. H.,** 2011: Development of performance analysis program and the study of substitution refrigerant R1234yf for vehicle refrigerant compressor, *Korean Journal of Air- Conditioning Refrigeration Engineering*, Volume 23, Issue 11, 2011, pp.699-704

- Mathur, G., D.**, 2010: Experimental investigation of ac system performance with HFO-1234yf as the working fluid, SEA International, 2010-01-1207
- McLinden, M., O., Kazakov, A., F., Brown, J., S., Domanski, P., A.**, 2014: A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and trade offs for low-GWP refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol. 38, pp.80–92
- Mole's, F., Navarro-Esbri', J., Peris, B., Mota-Babiloni, A., Barraga'n-Cervera, A.**, 2014: Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configuration using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids, International Journal of Refrigeration, 44 (2014) 141-150
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbri', J., Barragan, A., Mole's, F.**, 2014: Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements, Applied Thermal Engineering, 71 (2014) 259-265
- Motta, S., F., Y., Becerra, E., D., V., Spatz, M., W.**, 2010: Analysis of LGWP alternatives for small refrigeration (plugin) applications, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 12-15, 2010
- Naushad, A., A., Yadav, B., Kumar, J.**, 2013: Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system, International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 8, August, ISSN 2229-5518
- Navarro-Esbri', J., Mendoza-Miranda, J., M., Mota-Babiloni, A., Barragan-Cervera, A., Belman-Flores, J., M.**, 2013: Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system, International Journal of Refrigeration, 36 (2013) 870-880
- Navarro-Esbri', J., Mole's, F., Barraga'n-Cervera, A.**, 2013: Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a, Applied Thermal Engineering, 59 (2013) 153-161.
- Nielsen, F.**, 2016: Automotive climate systems investigation of current energy use and future energy saving measures, Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Sweden
- Nielsen, O., J., Javadi, M., S., Sulbak, A., Hurley, M., D., Wallington, T., J., Singh, R.**, 2007: Atmospheric chemistry of CF₃CF=CH₂; Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, O radicals, and O₃. Chem. Phys. Letters 439, 18-22.
- Ok, S.**, 2008: Otomobil klima sistemi ve klima sisteminin motor performansı üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi
- Palm, B.**, 2012: Recent developments on refrigerants, International Geothermal Days, Romania.

- Petitjean, S., Benouali, J.,**2010: R-1234yf Validation& A/C system energy efficiency improvements, Proceedings of the SAE Alternate Refrigerant Symposium, Scottsdale, Arizona, USA
- Pottker, G., Hrnjak, P.,** 2015: Experimental investigate of the effect of cendenser subcooling in R134a and R1234yf air conditioning systems with and without internal heat exchanger, Refrigeration, 50 (2015) 104-113
- Qi, Z.,** 2015: Performance improvement potential of R1234yf mobile air conditioning system, Internatinal Journal Of Refrigeration, 58 (2015) 35-40
- Rongstam J., Mingrino F., A.,** 2003: Coolant- based automotive heat pump system, VTMS 6 Conference, C599/067/2003
- Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Catalán-Gil, J., Torrella, E.,** 2017: Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWPR134a alternatives, International Journal of Refrigeration, 74 (2017) 269-282
- Shah, R., K.,** 2006: Automotive air-conditioning systems – historical developments, the state of technology and future trends, Proceedings of the 3rd BSME-ASME International Conference on Thermal Engineering, 20-22 December 2006, Dhaka, Bangladesh
- Spatz, M., Minor, B.,** 2008: HFO-1234yf low GWP refrigerant update, Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, West Lafayette, Indiana, USA
- Suhermanto, M., Hoşöz, M., Aral, M., C.,** 2016: Comparative experimental performance of an automotive air conditioning system using refrigerants R1234yf and R134a, OTEKON'16, 8. Automotive Technologies Congress 23 – 24 May 2016, BURSA
- Yataganbaba, A., Kilicarlan, A., Kurtbaş, İ.,** 2015: Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacement in a two evaporator vapour compression refrigerant system, International Journal of refrigeration, 60 (2015) 26-37
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N.,** 2009: Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları, Dora Yayıncılık, 2. Baskı
- Zilio, C., Brown, J. S., Schiochet, G., Cavallini, A.,** 2011: The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, Energy, Vol. 36, No. 10 pp.6110–6120
- [1] **Url-1**<<https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2016/05/klima-kompresoru-calisma-prensibi-arizasi.html>>, alındığı tarih: 23.05.2017

ÖZGEÇMİŞ



AdSoyad: Ahmet AKIN

DoğumYeriveTarihi: Bursa 1991

E-Posta: akinahmet16@gmail.com

Lisans: Yalova Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği

Yayınve Panel Listesi:

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- Direk M., Kelesoglu A., **Akin A.**, 2017: 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*, 63(2017)5, 314-319, Slovenia
- Direk M., Kelesoglu A., **Akin A.**, 2017: Theoretical Performance Analysis of a R1234yf Refrigeration Cycle Based on the Effectiveness of Internal Heat Exchanger, *Hittite Journal of Science & Engineering*, 2017, 4 (1) 23-30, Çorum
- Direk M., **Akin A.**, Yüksel F., Mert M., S., Çakmak M. E., 2017: Otomobil Klima Sistemleri İçin R134a'nın Alternatifi Olarak Düşük GWP Değerine Sahip R1234yf Soğutucu Akışkanının Deneysel Olarak İncelenmesi, *2. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, 12-13 Mayıs 2017, s. 252-253, Kocaeli
- Çakmak M., E., Keleşoğlu A., Direk M., **Akin A.**, 2017: R1234yf Soğutucu Akışkanıyla Çalışan Araç Klima Sisteminde Performans Artırıcı Olarak Kullanılan Çift Borulu Isı Değiştiricisinin Numerik Olarak İncelenmesi, *2. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, 12-13 Mayıs 2017, s. 609-610, Kocaeli