

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇATI TİPİ KLİMALARDA KULLANILAN SOĞUTUCU
AKIŞKANLARIN PERFORMANS VE ÇEVRESEL ETKİLERİ

Kaan SÜERDEM

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı

Danışman
Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Haziran, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇATI TİPİ KLİMALARDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN
PERFORMANS VE ÇEVRESEL ETKİLERİ**

Kaan SÜERDEM tarafından hazırlanan tez çalışması 26.06.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye

Marmara Üniversitesi



Danışmanım Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Çatı Tipi Klimalarda Kullanılan Soğutucu Akışkanların Performans ve Çevresel Etkileri başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Kaan SÜERDEM

İmza



Aileme

ve

tüm iyi insanlara

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının hazırlanması sürecinin her aşamasında bana bilgi, deneyim ve önerileriyle yoluma ışık tutup yardımcı olan kıymetli hocam Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışma sürecimde bana destek olan Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş. ailesine özellikle Ar-Ge Müdür Yardımcısı Barış AKGÜL'e ve çalışma arkadaşım Faruk KIRMIŞ'a sağladıkları destekten dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecinde destekleriyle çalışmalarına yardımcı olan babama ve Tunç KARAÇALI'ya teşekkür ederim.

Kaan SÜERDEM

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xiv
ÖZET	xvi
ABSTRACT	xviii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	2
1.2 Tezin Kapsamı ve Amacı.....	19
1.3 Hipotez.....	20
1.4 Çatı Tipi Klimalar.....	20
1.5 Soğutucu Akışkanlar.....	27
2 TEORİ	32
2.1 Çatı Tipi Klimaların Soğutma Kapasitesi Hesaplaması.....	32
2.2 Çatı Tipi Klimaların EER Hesaplaması	33
2.3 Çatı Tipi Klimaların SEER Hesaplaması	34
2.4 Çatı Tipi Klimaların LCCP Hesaplaması	38
2.5 Sayısal Modelleme Programının Çözümleme Yöntemi.....	39
2.6 Deneysel Çalışma Teorisi.....	42
3 DENEYSEL ÇALIŞMA	47
3.1 Deneysel Çalışmanın Amacı.....	47
3.2 Deneysel Çalışma Düzenegi.....	47
3.3 Deneysel Çalışmada Kullanılan Ölçüm Cihazları.....	49
3.4 Deneysel Çalışmanın Ölçüm Yöntemi.....	52

3.5 Deneysel Çalışmanın Analizi	55
3.6 Deneysel Çalışmanın Sonuçları	67
4 SAYISAL MODELLEME VE ANALİZLER	71
4.1 Sayısal Modelleme.....	71
4.2 Analizler	91
5 SONUÇ VE ÖNERİLER	98
KAYNAKÇA	103
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	108

SİMGE LİSTESİ

$P_{so@35^{\circ}C}$	35°C Sıcaklığındaki Soğutma Kapasitesi (kW)
$SEER_{on}$	Aktif Moddaki Sezonsal Enerji Verimliliği Oranı
$P_{bek,m}$	Cihaz Bekleme Durumda Soğutma İhtiyacı (kWsa)
P_{bek}	Cihaz Bekleme Durumda Soğutma Kapasitesi (kW)
T_{a2}	Cihaz Çıkışındaki Hava Sıcaklığı (°C)
RFD	Cihazın Bertaraf Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e} /kg)
L	Cihazın Çalışma Ömrü (yıl)
$\dot{W}_f$	Cihazın Fan Güç Tüketimi (W)
$\dot{W}_{ge}$	Cihazın Gerçekleşen Güç Tüketimi (W)
$\dot{Q}_{ge}$	Cihazın Gerçekleşen Soğutma Kapasitesi (W)
EOL	Cihazın Ömür Sonu Kaçağı (%)
$\dot{W}_{top}$	Cihazın Toplam Güç Tüketimi (W)
$\dot{Q}_{top}$	Cihazın Toplam Soğutma Kapasitesi (W)
$t_{\text{çs}}$	Çalışma Süresi (Sa)
$f(x_0)$	Denklemin Fonksiyonu
$f'(x_0)$	Denklemin Fonksiyonunun Türevi
x_i	Denklemin i kökü
x_{i+1}	Denklemin i+1 kökü
x_1	Denklemin İlk Kökü
x_0	Denklemin Tahmini Kökü
T_{do}	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)
T_{dot}	Dış Ortam Tasarım Sıcaklığı (°C)
$X_{doğ}$	Doğrudan Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e})
X_{dol}	Dolaylı Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e})
$\dot{Q}_{sci}$	Duyulur Soğutma Kapasitesi (W)
$\dot{Q}_{tci}$	Duyulur ve Gizli Soğutma Kapasitesi (W)
CR	Düzeltilme Faktörü
$EER_{k,d}$	Düzenlenmiş Kısmi EER Değeri
MM	Ekipman Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e} /kg)
$\dot{W}_{ek}$	Ekipman Güç Tüketimi (W)
m	Ekipman Kütlesi (kg)

EM	Enerji Tüketimi Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e} /kWsa)
$\dot{Q}_{\text{evap}}$	Evaporatör Soğutma Kapasitesi (kW)
η_f	Fan Verimi
N	Fanın Verim Puanı
$EER_{k,ge}$	Gerçek Kısmi EER Değeri
RM	Geri Dönüşüm Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e} /kg)
mr	Geri Dönüşüm Kütlesi (kg)
$\dot{Q}_{\text{lici}}$	Gizli Soğutma Kapasitesi (W)
ϵ	Hata Oranı
C_x	Hava Atış Katsayısı
$\dot{Q}_{\text{loss}}$	Havalandırma Kanalındaki Kayıp (W)
UA	Isı Transfer Katsayısı (W/°C)
q	İç Ortam Hava Debisi (m ³ /s)
h_{a2}	İç Ortam Havası Çıkış Entalpisi (J/kg _{kuru hava})
c_{pa2}	İç Ortam Havası Çıkış Özgül Isısı (J/kg _{kuru hava} °C)
T_{pa2}	İç Ortam Havası Çıkış Sıcaklığı (°C)
h_{a1}	İç Ortam Havası Giriş Entalpisi (J/kg _{kuru hava})
c_{pa1}	İç Ortam Havası Giriş Özgül Isısı (J/kg _{kuru hava} °C)
T_{pa1}	İç Ortam Havası Giriş Sıcaklığı (°C)
ω_2	İç Ortam Havasının Çıkış Nemi (kg _{su buharı} /kg _{kuru hava})
ω_1	İç Ortam Havasının Giriş Nemi (kg _{su buharı} /kg _{kuru hava})
CD	İndirgeme Faktörü
$P_{k1,m}$	Karter Isıtıcı Açık Durumda Soğutma İhtiyacı (kWsa)
P_{k1}	Karter Isıtıcı Açık Durumda Soğutma Kapasitesi (kW)
η_{komp}	Kompresör Verimi
$\dot{W}_{\text{komp}}$	Kompresörün Güç Tüketimi (W)
$\dot{Q}_{\text{kond}}$	Kondenser Isıtma Kapasitesi (kW)
GWP_{adp}	Küresel Isınma Potansiyeli Bozunma Değeri
ESP_{min}	Minimum Dış Statik Basınç Farkı (Pa)
P_n	Nozul Boğazındaki Basınç (Pa)
$v_{n,\zeta}$	Nozul Çıkışındaki Kuru Hava Özgül Hacmi (m ³ /kg _{kuru hava})
ω_n	Nozuldaki Hava Nem Oranı (kg _{su buharı} /kg _{kuru hava})
A_n	Nozulun Kesit Alanı (m ²)
v'_n	Ortam Havasının Nozuldaki Özgül Hacmi (m ³ /kg)

ΔT	Sıcaklık Farkı (°C)
RFM	Soğutucu Akışkan Eşdeğer CO ₂ Salınımı (kgCO _{2e} /kg)
C	Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı (kg)
$h_{evap,\zeta}$	Soğutucu Akışkanın Evaporatör Çıkış Entalpisi (kJ/kg)
$h_{evap,g}$	Soğutucu Akışkanın Evaporatör Giriş Entalpisi (kJ/kg)
$\dot{v}_{sa}$	Soğutucu Akışkanın Hacimsel Debisi (m ³ /s)
$h_{komp,\zeta}$	Soğutucu Akışkanın Kompresör Çıkış Entalpisi (kJ/kg)
$h_{komp,g}$	Soğutucu Akışkanın Kompresör Giriş Entalpisi (kJ/kg)
$h_{komp,\zeta,id}$	Soğutucu Akışkanın Kompresör İdeal Çıkış Entalpisi (kJ/kg)
$h_{kond,g}$	Soğutucu Akışkanın Kondenser Çıkış Entalpisi (kJ/kg)
$h_{kond,\zeta}$	Soğutucu Akışkanın Kondenser Giriş Entalpisi (kJ/kg)
$\dot{m}_{sa}$	Soğutucu Akışkanın Kütlesel Debisi (kg/s)
c_p	Soğutucu Akışkanın Özgül Isısı (J/kg°C)
ρ_{sa}	Soğutucu Akışkanın Yoğunluğu (kg/m ³)
Δp	Statik Basınç Kaybı (Pa)
$\dot{W}_{d@T}$	T Sıcaklığındaki Düzenlenmiş Güç Tüketimi (W)
$EER_{k,int@T}$	T Sıcaklığındaki İnterpolasyon Yapılmış Kısmi EER Değeri
$EER_{k@T}$	T Sıcaklığındaki Kısmi EER Değeri
$\dot{Q}_{so@T}$	T Sıcaklığındaki Soğutma Kapasitesi (W)
$W_{y@T}$	T Sıcaklığındaki Yıllık Güç İhtiyacı (kWsa)
$Q_{y,so@T}$	T Sıcaklığındaki Yıllık Soğutma İhtiyacı (kWsa)
P_{tas}	Tasarım Sıcaklığındaki Soğutma İhtiyacı (kWsa)
$P_{ter,ka}$	Termostat Kapalı Durumda Soğutma İhtiyacı (kWsa)
P_{ter}	Termostat Kapalı Durumda Soğutma Kapasitesi (kW)
T_{ai}	Test Odası Hava Sıcaklığı (°C)
$W_{y,top}$	Toplam Yıllık Güç İhtiyacı (kWsa)
$Q_{y,so,top}$	Toplam Yıllık Soğutma İhtiyacı (kWsa)
AEC	Yıllık Enerji Tüketimini (kWsa)
ALR	Yıllık Kaçak Oranı (%)

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans Katsayısı
EER	Enerji Verimliliği Oranı
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
HFO	Hidrofloroolefin
LCCP	Yaşam Döngüsü İklim Performansı
LT	Düşük Seviye Sıcaklık
MT	Orta Seviye Sıcaklık
ODP	Ozon Delme Potansiyeli
SCOP	Sezonsal Performans Katsayısı
SEER	Sezonsal Enerji Verimliliği Oranı
TEWI	Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 R22 ve R410A alternatiflerine göre optimize edilmiş COP ve Kompresör kapasite değerleri [2].....	3
Şekil 1.2 GWP değeri düşük soğutucu akışkanların kompresör hızına göre soğutma kapasite değerlerinin karşılaştırılması [3]	3
Şekil 1.3 Kızgın buhar ve alt soğutmanın COP değerine etkisi [4]	4
Şekil 1.4 Soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi, SCOP ve SEER değerleri [6] ...	6
Şekil 1.5 R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma kapasiteleri [7]	7
Şekil 1.6 R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma kapasiteleri [9]	9
Şekil 1.7 Soğutucu akışkanların farklı evaporatör sıcaklıklarındaki enerji tüketimleri [10]	10
Şekil 1.8 Soğutucu akışkanların kompresör silindirindeki basınç-hacim ilişkisi [10]	10
Şekil 1.9 R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının farklı kompresör devirlerindeki enerji verimlilikleri [11]	11
Şekil 1.10 R404A ve CO ₂ soğutucu akışkanlarının performansa etkisi [13]	13
Şekil 1.11 Kullanılan akışkanların TEWI değerleri [13]	13
Şekil 1.12 Farklı geri dönüşüm oranlarındaki soğutucu akışkanların karbon ayak izi [14]	14
Şekil 1.13 GWP değeri düşük soğutucu akışkanların LCCP değerleri [15]	15
Şekil 1.14 Soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketim ve enerji tasarrufu [16]	16
Şekil 1.15 Farklı soğutucu akışkan kombinasyonlarındaki TEWI değerleri [17] ...	17
Şekil 1.16 R410A soğutucu akışkanının kullanıldığı paket tipi klimanın farklı bölgelerdeki LCCP değerleri [18]	18
Şekil 1.17 Soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketim ve enerji tasarrufu kıyaslaması [19]	19
Şekil 1.18 Çatı tipi klima genel görünüşü	21
Şekil 1.19 Çatı tipi klima iç ünite ekipmanları.....	22
Şekil 1.20 Çatı tipi klima dış ünite ekipmanları	22
Şekil 1.21 Çatı tipi klimadaki örnek soğutma çevrimi.....	25
Şekil 1.22 Örnek bir soğutucu akışkanın sıcaklık-entropi diyagramı	27
Şekil 1.23 Madrid'in ortalama minimum ve maksimum sıcaklık değerleri [41]	31

Şekil 2.1 Simülasyon programındaki soğutucu akışkan özelliklerinin seçim ekran görüntüsü	40
Şekil 2.2 Simülasyon programının çalışma prensibi [44]	41
Şekil 2.3 Simülasyon programında tasarlanan sistem örneği	42
Şekil 2.4 Çatı tipi klimanın test kurulumunun şematik gösterimi	43
Şekil 3.1 Laboratuvar test odası.....	47
Şekil 3.2 Laboratuvar dış ve iç ortam yerleşimi.....	48
Şekil 3.3 Test cihazının yerleşimi	48
Şekil 3.4 Test odalarının iklimlendirilmesinde kullanılan üniteler.....	49
Şekil 3.5 Hava debisi ölçümünde kullanılan cihazlar.....	50
Şekil 3.6 Fark basınç sensörü.....	51
Şekil 3.7 Soğutmalı Ayna Nemölçer	51
Şekil 3.8 Soğutucu akışkan sıcaklık ve basınç ölçüm cihazları.....	52
Şekil 3.9 Dış ortam test odası kuru termometre ve çiğ nokta sıcaklık ölçümleri ...	52
Şekil 3.10 Üfleme ve emiş kanallarındaki basınç ölçümü	53
Şekil 3.11 İç ortam odası kuru termometre ve çiğ nokta sıcaklık ölçümleri	53
Şekil 3.12 Genleşme valfi tarafındaki sıcaklık ve basınç ölçümleri.....	54
Şekil 3.13 Kompresör tarafındaki sıcaklık ölçümleri	54
Şekil 3.14 Çatı tipi klimanın şematik soğutma çevrimi.....	55
Şekil 3.15 Test cihazının 1. durumdaki kararlı hal raporu	58
Şekil 3.16 Test cihazının 1. durumdaki çizelge raporu	58
Şekil 3.17 Test cihazının 1. durumdaki hava raporu	59
Şekil 3.18 Test cihazının 2. durumdaki kararlı hal raporu	59
Şekil 3.19 Test cihazının 2. durumdaki çizelge raporu	60
Şekil 3.20 Test cihazının 2. durumdaki hava raporu	60
Şekil 3.21 Test cihazının 3. durumdaki kararlı hal raporu	61
Şekil 3.22 Test cihazının 3. durumdaki çizelge raporu	61
Şekil 3.23 Test cihazının 3. durumdaki hava raporu	62
Şekil 3.24 Test cihazının 4. durumdaki kararlı hal raporu	62
Şekil 3.25 Test cihazının 4. durumdaki çizelge raporu	63
Şekil 3.26 Test cihazının 4. durumdaki hava raporu	63
Şekil 3.27 Test cihazının 5. durumdaki kararlı hal raporu	64

Şekil 3.28 Test cihazının 5. durumdaki çizelge raporu	64
Şekil 3.29 Test cihazının 5. durumdaki hava raporu	65
Şekil 3.30 Test cihazının 6. durumdaki kararlı hal raporu	65
Şekil 3.31 Test cihazının 6. durumdaki çizelge raporu	66
Şekil 3.32 Test cihazının 6. durumdaki hava raporu	66
Şekil 3.33 Deneysel çalışmadaki sonuçların simülasyon programındaki sonuçlara göre yüzdesel doğrulukları	68
Şekil 3.34 Simülasyon programı ve deneysel çalışmadaki kısmi EER değerleri	68
Şekil 3.35 Kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarının grafiği	69
Şekil 3.36 Genleşme valfi giriş ve çıkış sıcaklıklarının grafiği	69
Şekil 3.37 Kompresör giriş ve çıkış basınçlarının grafiği	69
Şekil 3.38 Genleşme valfi çıkış basınçlarının grafiği	69
Şekil 4.1 1. Senaryoda soğutucu akışkanların referans soğutucu akışkana göre soğutma kapasitesi ve enerji tüketim yüzdeleri	73
Şekil 4.2 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların $EER_{kısmi}$ değerleri	80
Şekil 4.3 2. Senaryoda soğutucu akışkanların referans soğutucu akışkana göre soğutma kapasitesi ve şarj miktarları	83
Şekil 4.4 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların $EER_{kısmi}$ değerleri	90
Şekil 4.5 Soğutucu akışkanların LCCP incelemesi	95

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Alternatif soğutucu akışkanların sonuçları [5]	5
Tablo 1.2 R404A, R442A ve R453A soğutucu akışkanların deney sonuçları [8]	8
Tablo 1.3 Soğutucu akışkanların Miami'deki LCCP değerleri [12]	12
Tablo 1.4 Soğutucu akışkanların doğrudan ve dolaylı karbondioksit salınım değerleri [16]	16
Tablo 1.5 Soğutucu akışkanların güvenlik sınıflandırması [36]	30
Tablo 2.1 SEER için gereken kısmi yük oranları	34
Tablo 2.2 SEER _{on} Tablosu [42]	36
Tablo 2.3 ASHRAE Test tolerans tablosu [46]	46
Tablo 3.1 Nozul sayısına ve basınç kaybına göre maksimum hava debi tablosu (m ³ /s)	50
Tablo 3.2 Cihazın testlerinin yapıldığı koşullar	56
Tablo 3.3 Ölçüm verilerinin açıklaması	56
Tablo 3.4 Simülasyon ve deneysel çalışmadan elde edilen soğutma kapasitesi, enerji tüketimi, EER ve SEER değerleri	67
Tablo 4.1 Kullanılan soğutucu akışkanlar ve özellikleri [30]	71
Tablo 4.2 Analiz senaryolarının açıklamaları	71
Tablo 4.3 Soğutucu akışkanların 1. senaryoya göre soğutma kapasiteleri	72
Tablo 4.4 Soğutucu akışkanların 1. senaryoya göre enerji tüketimleri	72
Tablo 4.5 1. Senaryodaki R410A soğutucu akışkanının SEER tablosu	74
Tablo 4.6 1. Senaryodaki R1234yf soğutucu akışkanının SEER tablosu	75
Tablo 4.7 1. Senaryodaki R454B soğutucu akışkanının SEER tablosu	76
Tablo 4.8 1. Senaryodaki R32 soğutucu akışkanının SEER tablosu	77
Tablo 4.9 1. Senaryodaki R404A soğutucu akışkanının SEER tablosu	78
Tablo 4.10 1. Senaryodaki R22 soğutucu akışkanının SEER tablosu	79
Tablo 4.11 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların enerji verimlilik değerleri	80
Tablo 4.12 Soğutucu akışkanların 2. senaryoya göre soğutma kapasiteleri	82
Tablo 4.13 2. senaryoya göre soğutucu akışkan şarj miktarları	82
Tablo 4.14 2. Senaryodaki R410A soğutucu akışkanının SEER tablosu	84
Tablo 4.15 2. Senaryodaki R1234yf soğutucu akışkanının SEER tablosu	85
Tablo 4.16 2. Senaryodaki R454B soğutucu akışkanının SEER tablosu	86

Tablo 4.17 2. Senaryodaki R32 soğutucu akışkanının SEER tablosu	87
Tablo 4.18 2. Senaryodaki R404A soğutucu akışkanının SEER tablosu.....	88
Tablo 4.19 2. Senaryodaki R22 soğutucu akışkanının SEER tablosu	89
Tablo 4.20 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların enerji verimlilikleri	90
Tablo 4.21 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör sıcaklıkları	91
Tablo 4.22 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör basınçları	92
Tablo 4.23 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör sıcaklıkları	92
Tablo 4.24 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör basınçları	92
Tablo 4.25 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların LCCP faktörleri	93
Tablo 4.26 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların LCCP faktörleri	94

Çatı Tipi Klimalarda Kullanılan Soğutucu Akışkanların Performans ve Çevresel Etkileri

Kaan SÜERDEM

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

Tüm iklimlendirme cihazlarının Dünya'ya doğrudan ve dolaylı yoldan negatif etkileri vardır. Bu yüzden soğutucu akışkan seçimi önemli bir durumdur. Soğutucu akışkanların özelliklerinden dolayı soğutucu akışkanlar ozon deliğinin genişlemesini ya da küresel ısınmayı doğrudan etkilemektedir. Bu tez çalışmasında çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanların performans ve çevresel etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada farklı özelliklere sahip altı farklı soğutucu akışkan aynı çatı tipi klima üzerinde seçilmiş ve analiz edilmiştir. Performans incelemesinin daha hassas sonuç vermesi için tüm değerlendirmeler eşit soğutucu akışkan şarj miktarı ve eşit enerji tüketimi olmak üzere iki farklı senaryoda yapılmıştır. Performans değerlerinin elde edilmesi için simülasyon program kullanılmıştır. Simülasyon programından soğutma kapasitesi, enerji tüketimi, sıcaklık ve basınç değerleri alınmıştır. Simülasyon programından elde edilen değerlerinin doğruluğunun kanıtlanması için R410A soğutucu akışkan kullanılan çatı tipi klima laboratuvar ortamında test edilmiştir. Çevresel analiz için iki farklı senaryoda altı farklı soğutucu akışkanın karbon salınımının hesaplanması için Yaşam Döngüsü İklim Performansı (LCCP) yöntemi kullanılmıştır.

Beş ana bölümden oluşan bu tez çalışmasının ilk bölümünde çatı tipi klimalar üzerinde yapılan çalışmalar performans ve çevresel etkiler olmak üzere iki başlık altında detayı bir şekilde incelenmiştir. Çalışmanın temelinde yer alan çatı tipi klima ve soğutucu akışkanların tanımları, özellikleri hakkında bilgiler toplanmıştır.

İkinci bölümünde deneysel çalışmadaki hesaplamaların, standartların ve laboratuvar ortamında gerçekleştirilen testlerin açıklamaları yapılmıştır. Bunun yanında sayısal modellemede kullanılacak olan formüllere yer verilirken simülasyon programının çalışma prensibine de yer verilmiştir.

Çalışmanın üçüncü bölümünde simülasyon programından elde edilen değerlerin doğrulunun kanıtlanması için R410A soğutucu akışkan kullanılan çatı tipi klima laboratuvar ortamında test edilmiştir. Bu testler 35 °C, 30 °C, 25 °C ve 20 °C dış ortam sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Soğutma kapasitesi, enerji tüketimi ve enerji verimliliklerinde maksimum fark %2,8 çıkmıştır. Soğutucu akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri laboratuvar ve simülasyon programında paralellik göstermiştir.

Dördüncü bölümde kullanılan altı soğutucu akışkanın performans ve çevresel etkileri iki farklı senaryoda incelenmiştir. Soğutucu akışkanların eşit miktarda şarj edildiği ve eşit enerji tüketimi senaryolarından alınan sonuçlara göre R410A, R454B ve R32 soğutucu akışkanları diğer soğutucu akışkanlara göre performans analizinde daha iyi çıkmıştır. Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin incelenmesinde LCCP yöntemiyle karbon salınımları analiz edilmiştir. Bu incelemede karbon salınımının en büyük faktörü enerji tüketimi kaynaklı salınım olmuştur. Son olarak, soğutucu akışkanların özellikleri, performans ve çevresel etkileri birlikte incelenerek kıyaslanmıştır.

Beşinci bölümde elde edilen sonuçların doğrultusunda referans sistem olarak kabul edilen R410 soğutucu akışkan kullanılan çatı tipi klimaya göre daha iyi sonuç veren soğutucu akışkanlar hakkında genel değerlendirmede ve önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Çatı tipi klima, performans analizi, LCCP

Performance and Environmental Effects of Refrigerants Used in Rooftop Air-Conditioners

Kaan SÜERDEM

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Özgen AÇIKGÖZ

All types of air conditioning devices have a negative impact on the World directly and indirectly. Therefore, selection of refrigerants is in a vital situation. Due to the properties of refrigerants, they can directly affect to enlarging ozone hole or global warming. This present paper focuses on the performance and environmental effects of refrigerants in rooftop air conditioning units. In this study, six different refrigerants with different properties were selected, performed and analyzed on a single rooftop unit. In order to make a precise performance analysis, all performance evaluations were based on two different scenarios which are equal refrigerant charge and equal energy consumption. The simulation program was used for performance outputs of refrigerants. Outputs of this simulation program were cooling capacity, energy consumption, energy efficiencies, temperatures and pressures. Test unit which R410A refrigerant was used, was tested in the laboratory to prove corrections of outputs of the simulation program. For environmental analysis, Life Cycle Climate Performance (LCCP) was carried out for six refrigerants for two different scenarios to evaluate carbon emissions.

In the first part of this thesis study, which consists of five main sections, the studies on rooftop air conditioners have been examined in detail under two titles as performance and environmental effects. Information on the definitions and properties of the rooftop air conditioning and refrigerants, which are the basis of the study, were collected.

In the second part, the explanations of the calculations in the experimental study, the standards and the tests performed in the laboratory were made. Besides, while the formulas to be used in numerical modeling and the working principle of simulation program were explained.

In the third part of the study, in order to prove the accuracy of the values obtained from the simulation program, the rooftop unit which R410A was used, was tested in the laboratory environment. These tests were carried out at 35 °C, 30 °C, 25 °C and 20 °C outdoor temperatures. The maximum difference in cooling capacity, energy consumption and energy efficiency have been 2.8%. Temperature and pressure values of the refrigerant obtained from the laboratory and simulation program were found to be consistent with one another.

In the fourth section, the performance and environmental effects of the six refrigerants were examined in two different scenarios. According to the results obtained from equal energy consumption and equal refrigerant charged scenarios, R410A, R454B and R32 refrigerants were observed better in performance analysis than other refrigerants. Carbon emissions were analyzed by LCCP method to evaluate the environmental effects of refrigerants. In this study, the biggest factor of carbon emission was the emission caused by energy consumption. Properties, performance and environmental effects of refrigerants have been compared.

In the fifth and last section, In the way of the obtained results, general evaluations and suggestions about the refrigerants which give better results compared to R410 refrigerant which is accepted as the reference system, have been given.

Keywords: Rooftop, performance analysis, LCCP.

Tüm iklimlendirme cihazlarının içerdikleri soğutucu akışkandan dolayı çevreye doğrudan veya dolaylı yoldan sebep olduğu negatif etkileri bulunmaktadır. Bu duruma soğutucu akışkanların sahip olduğu bazı özellikler sebep olmaktadır. Soğutucu akışkanların ODP (Ozon Delme Potansiyeli) ve GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) değerleri ozon tabakasının zarar görmesine ve küresel ısınmaya doğrudan etki ederken kullanım amaçları için tükettikleri elektrik enerjisi dolaylı olarak karbon salınımına etki etmektedir.

Soğutucu akışkanlar yeni kullanılmaya başlandığında, sahip oldukları ODP ve GWP değerleri arka planda kalmıştır. Daha sonraları bu konu üzerinde dünya çapında alınan bazı önlemler olmuştur. Günümüze gelindiğinde ise ilk zamanlara göre büyük ilerleme kaydedilmiştir. İlk olarak ozon tabakasını korumak için ODP değeri sıfırdan büyük olan soğutucu akışkanların kullanımı yasaklanmıştır. Daha sonra küresel ısınma probleminin önüne geçebilmek için GWP değeri yüksek mevcut soğutucu akışkanların yerine GWP değeri düşük soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Buna karşılık, küresel ısınma problemi hala büyük bir sorun teşkil etmektedir ve üzerine hala çalışılması gereken bir durumdur. Son yıllarda küresel ısınmayı minimum seviyede tutmak için doğal (karbondioksit), hidrokarbon (R290), hidrofloroolefin (R1234ze) türlerindeki soğutucu akışkanların kullanılması üzerine odaklanılmıştır. Böylelikle soğutucu akışkanların çevreye verdiği zarar zamanla minimuma indirilecektir.

Çatı tipi klimaların bir diğer negatif etkisi enerji tüketiminden kaynaklı çevresel etkidir. Uluslararası Enerji Kuruluşu'nun (International Energy Agency) raporuna göre üretilen elektriğin yaklaşık %80'i petrol, kömür ve doğal gaz gibi fosil kaynaklardan elde edilmektedir [1]. Bu tür elektrik üretiminin karbon salınımına neden olması, dikkat edilmesi gereken küresel bir konudur. Çatı tipi klimalar istenilen soğutma kapasitesini elde edebilmek için enerji harcar. Bu enerjinin en verimli şekilde kullanılmasıyla karbon salınımının minimumda tutulması amaçlanır.

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte çatı tipi klimaların daha verimli hale gelmesi üzerine çalışmalar devam etmektedir. Soğutma yapan çatı tipi klimaların enerji verimlilikleri EER (Enerji Verimliliği Oranı) ve SEER (Sezonsal Enerji Verimliliği Oranı) olmak üzere iki çeşittir. Çatı tipi klimaların EER değeri, belirlenmiş sabit bir sıcaklıktaki değere göre hesaplanmaktadır. Buna karşın SEER değeri cihazın soğutma modundaki değişen dış ortam sıcaklıklardaki enerji verimliliklerine göre hesaplanır. Başka bir deyişle SEER değeri, cihazın soğutma modundaki her sıcaklıkta ölçülen EER değerlerinin kullanıldığı bir hesaplamayla bulunur.

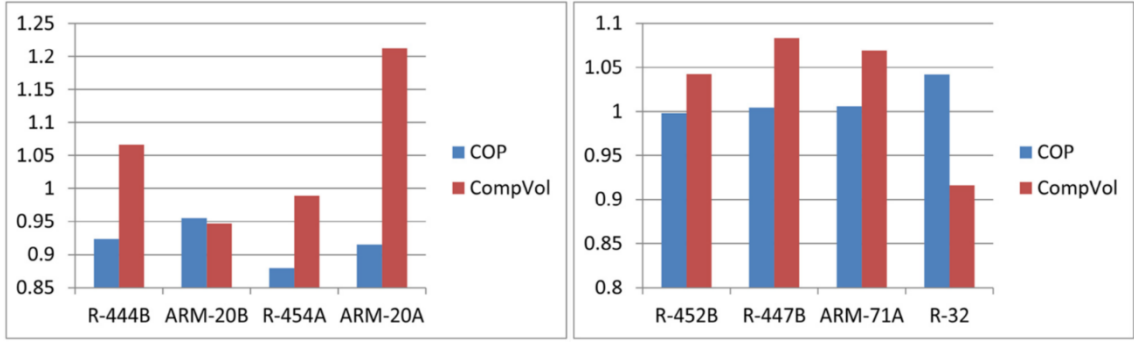
Çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanların özelliklerinden ve istenilen soğutma kapasitesini elde etmek için harcadıkları enerjiden çevreye verdikleri zararın minimuma indirilmesi üzerine çalışılmaktadır. Bu yüzden bu tez kapsamında soğutucu akışkanların hem performans hem çevresel yönden incelenmesi amaçlanmıştır.

1.1 Literatür Özeti

Soğutucu akışkanlar üzerine yapılan bu çalışmanın literatür araştırmaları, performans üzerine yapılan çalışmalar ve çevresel etki üzerine yapılan çalışmalar olmak üzere iki bölümde toplanmıştır.

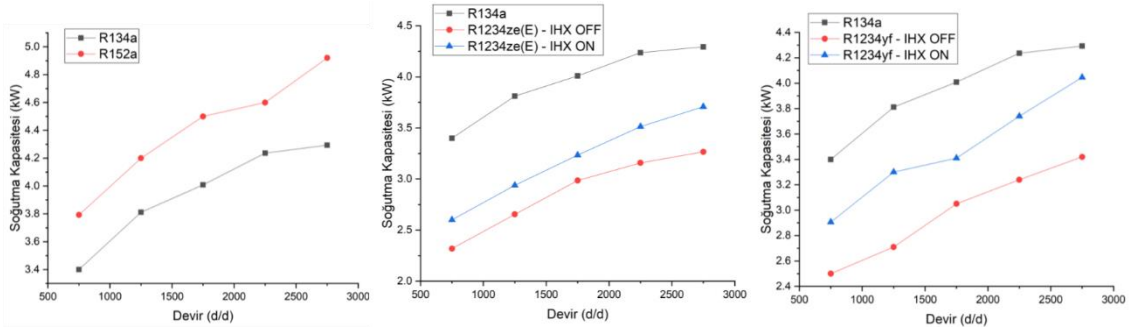
Soğutucu akışkanların performansları üzerine yapılan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

Shen vd. (Shen vd. 2018) sırasıyla Hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve Hidroflorokarbon (HFC) ailesinden olan R22 ve R410A soğutucu akışkanlarına GWP değerleri düşük alternatif akışkanları incelemiştir. Çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanın değiştirilmesi için bazı şartlar sağlanmıştır. Kompresörlerin benzer soğutma yükü sağlaması ve enerji verimliliğinde olması için, soğutucu akışkanların hacimsel kapasitelerinin yakın olması gerekmektedir. GWP değeri düşük olan alternatif soğutucu akışkanların R22 ve R410A soğutucu akışkanların analitik kıyaslanmasında özdeş kompresör verimleri, eşit soğutma kapasiteleri, ısı değiştirici konfigürasyonları ve soğutucu akışkan miktarı optimize edilmiştir. Optimize edilen sistemlerin soğutucu akışkan kıyaslaması şekil 1.1’de gösterilmiştir.



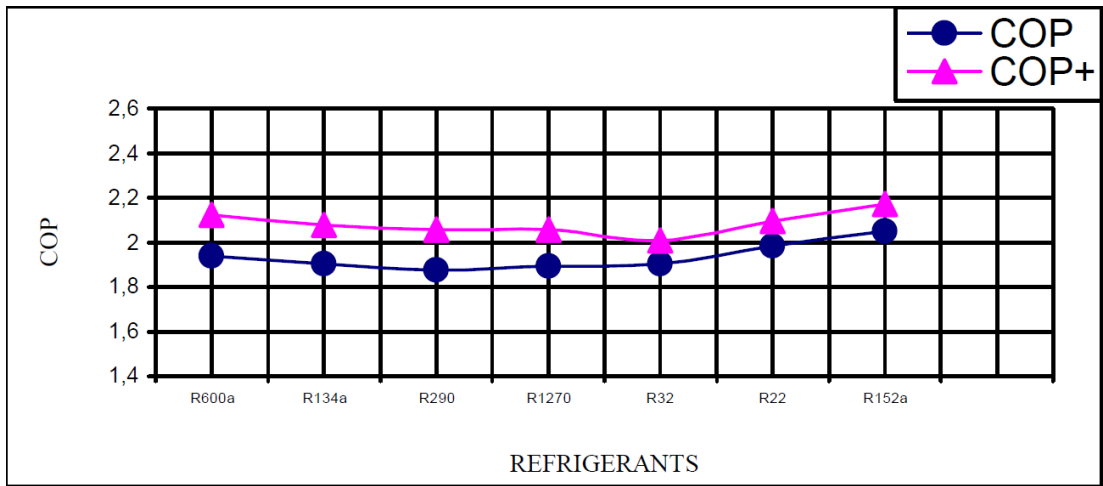
Şekil 1.1 R22 ve R410A alternatiflerine göre optimize edilmiş COP ve Kompresör kapasite değerleri [2]

Soylu (Soylu 2019) çalışmasında araçların iklimlendirilmesinde kullanılan R134a soğutucu akışkanının sağladığı yüksek performansın yanında sahip olduğu yüksek GWP değerinden dolayı alternatif GWP değeri düşük olan R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının performanslarını incelemiştir. Bunun yanında sisteme ek olarak ara ısı değiştirici eklenerek alternatif soğutucu akışkanların performanslarındaki artış incelenmiştir. Soğutucu akışkanlar, farklı kompresör devirlerinde ve ek ısı değiştiricisinin hem açık hem kapalı pozisyonlarında analiz edilmiştir. R152a soğutucu akışkanının diğer soğutucu akışkanlara göre daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğu ve ek bir ısı değiştiricisine ihtiyaç duyulmadığı sonucuna varılmıştır. R152a, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarının soğutma kapasiteleri şekil 1.2’de gösterilmiştir.



Şekil 1.2 GWP değeri düşük soğutucu akışkanların kompresör hızına göre soğutma kapasite değerlerinin karşılaştırılması [3]

Özkan vd. (Özkan, Agra ve Çetin 2007) iklimlendirme cihazlarında kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakasındaki deliğin büyümesine etki etmesinden dolayı R600a, R134a, R290, R1270, R32, R22 ve R152a alternatif soğutucu akışkanları incelemiştir. Analizler, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde ve bu çevrime eklenen kızgın buhar ve alt soğutma bölgeleri olmak üzere iki farklı çevrimde yapılmıştır. Evaporatör sıcaklığı $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ de değişkenlik gösterirken 2,2 kW soğutma yükü için kondenser sıcaklığı $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ de sabit tutulmuştur. Yapılan analizlerden kızgın buhar ve alt soğutma bölgelerinin enerji verimini arttırdığı gözlemlenmiştir ve şekil 1.3'te gösterilmiştir. Farklı evaporatör sıcaklık aralıklarında en yüksek enerji verimliliğini tek bir soğutucu akışkan sağlayamamıştır. Evaporatör sıcaklığı $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ de R152a soğutucu akışkanı, $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ de R600a soğutucu akışkanı en yüksek enerji verimine ulaşmıştır. Hidrokarbon ailesindeki R600a, R290 ve R1270 soğutucu akışkanlarının enerji verimlilikleri diğer soğutucu akışkanlara göre yüksek çıkmıştır.



Şekil 1.3 Kızgın buhar ve alt soğutmanın COP değerine etkisi [4]

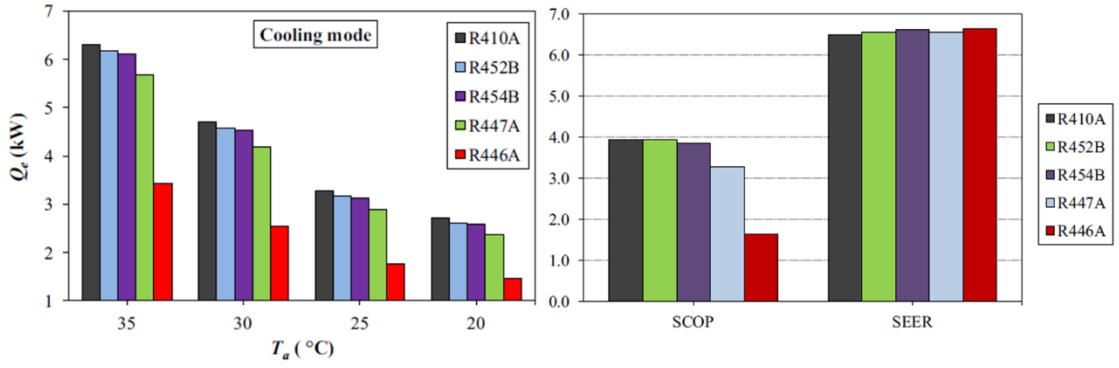
Shaik vd. (Shaik ve Babu 2017) R22 soğutucu akışkanına alternatif olabilecek R407C soğutucu akışkanı ve R1270, R290, RE170, R134a ve R32 soğutucu akışkanlarının farklı birleşme yüzdeleriyle elde edilmiş 4 farklı soğutucu akışkan incelenmiştir. Soğutucu akışkanların termodinamik analiz hesaplamaları, kondenser ve evaporatör sıcaklıkları sırasıyla $54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ alınarak Matlab programı üzerinden yapılmıştır. Bu termodinamik analizde farklı ekipmanlarda meydana gelebilecek basınç kaybı, ısı kazancı ve ısı kaybı ihmal edilmiştir. Kızgın buhar ve alt

soğutucu sıcaklıkları 5 °C alınmıştır. NRM30 soğutucu akışkanı diğer soğutucu akışkanlara göre COP değeri en yüksek soğutucu akışkan sonucu ortaya çıkmıştır. Hacimsel soğutma kapasitesi R22 soğutucu akışkanına en yakın olduğu için küçük modifikasyonlarla aynı kapasitede bir kompresör ile çalışabileceği gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkanların kıyaslaması tablo 1.1’de gösterilmiştir.

Tablo 1.1 Alternatif soğutucu akışkanların sonuçları [5]

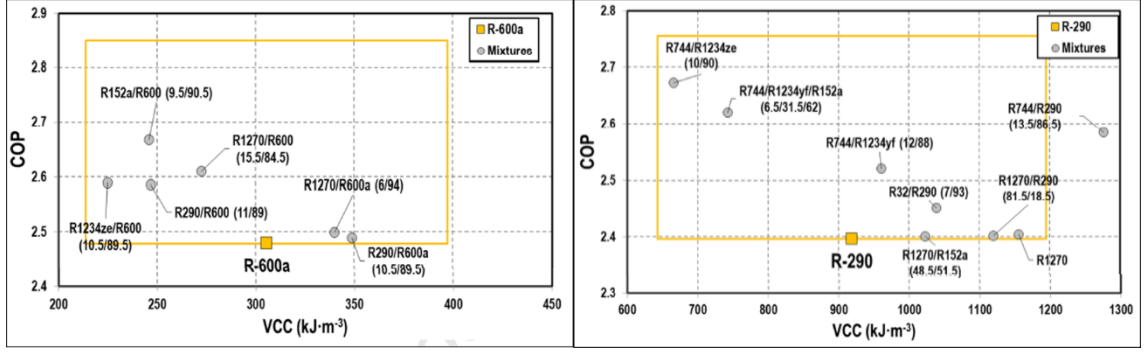
Ref.	$\dot{m}$ (kg/min)	RE (kJ/kg)	Wc (kJ/kg)	COP	Change in COP (%)	T _d (°C)	PPTR (kW/TR)	VRC (kJ/m ³)	Ashrae flame group
R22	1,206	139,944	34,996	4,003	0	78,090	0,878	3646	A1
NRM10	1,117	151,088	43,949	3,437	-14,33	76,640	1,022	2788	A2*
NRM20	1,028	164,048	48,397	3,389	-15,33	79,460	1,037	3050	A2*
NRM30	0,780	216,243	51,274	4,217	5,34	66,180	0,833	3267	A2*
NRM40	0,841	200,528	49,206	4,075	1,79	65,010	0,862	2786	A2*
R407C	1,224	137,816	42,206	3,231	-19,28	78,070	1,088	3172	A1

Devecioğlu (Devecioğlu 2017) R410A soğutucu akışkanı yerine GWP değeri düşük olan R446A, R447A, R452B ve R454B soğutucu akışkanların ısı pompalarında kullanıldığındaki sezonsal enerji verimliliklerini teorik olarak değerlendirmiştir. SEER hesaplamasında belirlenmiş dört sıcaklık noktasındaki enerji tüketimi, COP ve soğutma kapasitesi teorik olarak hesaplandıktan sonra geri kalan sıcaklık noktalarındaki değerler ara değer (interpolasyon) yöntemiyle bulunmuştur. Bu çalışmada fanın enerji tüketimi, ısı ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Bu testlere göre 20 °C, 25 °C, 30 °C ve 35 °C’de soğutma kapasitesi R410A soğutucu akışkanına en yakın olan R452B soğutucu akışkanı olmuştur. Bu sıcaklık değerlerinde en yüksek enerji verimliliği değerlerine ulaşan soğutucu akışkan R446A olmuştur. Yapılan analizler sonucu R410A soğutucu akışkanının yerine alternatif düşük GWP değerine sahip R452B ve R454B soğutucu akışkanlarının SEER ve Sezonsal Performans Katsayısı (SCOP) değerlerinden dolayı iyi bir alternatif olduğu ortaya çıkmıştır. Alternatif tüm akışkanların SEER değerleri R410A soğutucu akışkanından fazla olduğu görülmüştür. R446A soğutucu akışkanının sıcak ya da tropikal iklimlere uygun, ancak daha büyük ısı değiştiricisine ihtiyaç duyduğu görülmüştür. Soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi ve enerji verimlilik grafikleri şekil 1.4’te verilmiştir.



Şekil 1.4 Soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi, SCOP ve SEER değerleri [6]

Calleja-Anta (Calleja-Anta 2019) soğutma çevrimlerinde kullanılan R290 ve R600a saf hidrokarbonların yerine soğutucu akışkanlardan yapılmış olası karışımları tanımlamaya çalışarak yüksek enerji verimliliğine ve soğutucu akışkanların düşük yanıcılık değerlerine ulaşmayı hedeflemiştir. R600, R1270, R152a, R32, R1234yf, R1234ze, R1233zd, R744 ve R134a soğutucu akışkanları yalıtımlı ve yalıtımlı olmayan kılcal borulu tek kademeli iki farklı sistem üzerinde analiz edilmiştir. İncelenen soğutucu akışkanlardan yalıtımlı ve yalıtımlı olmayan koşullarda yüksek ve düşük sıcaklıklarda yapılan analizlerden seçilen üç soğutucu akışkanla devam edilmiştir. Seçilen üç soğutucu akışkanın karışım oranları %5 oranında değiştirilerek her soğutucu akışkanın maksimum COP değerine ulaşılmıştır. Bu aşamadan sonra enerji parametrelerine göre değerlendirilme yapılmıştır. Alınan sonuçlarda COP değerleri yüksek çıkmasının yanında hacimsel soğutma kapasitelerinde hem yüksek hem de düşük değerler elde edilmiştir ve şekil 1.5'te gösterilmiştir. Buna göre, hidrokarbonların yerine çalışma koşullarındaki sıcaklıklara göre uygun alternatif soğutucu akışkanların seçilebileceği sonucuna varılmıştır.



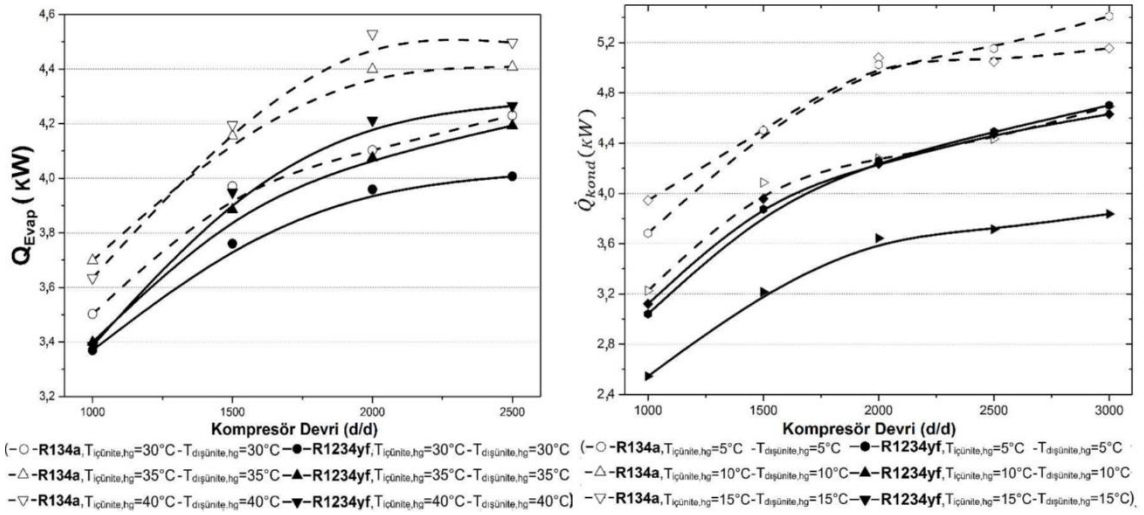
Şekil 1.5 R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma kapasiteleri [7]

Ender (Ender 2018) aynı koşullar altında ve aynı buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde R404A soğutucu akışkanı yerine R442a ve R453a soğutucu akışkanları kullanarak farklı buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarındaki sistemin soğutma kapasitelerini, enerji verimliliklerini ve kompresörde harcanan güçleri analiz etmiştir. 35 °C, 40 °C ve 45 °C yoğunlaşma sıcaklıklarında ve -6 °C, -3 °C ve 0 °C buharlaşma sıcaklıklarında iç ısı değiştiricinin (IHx) her soğutucu akışkan için etkisi ek olarak hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde iç ısı değiştirici kullanıldığında soğutma kapasitesinde artış, kompresörlerin çektiği güçte ufak bir düşüş gözlemlenmiştir. Deney sonuçlarından çıkan alternatif soğutucu akışkanların ortalama değerleri aşağıdaki tablo 1.2’de verilmiştir. Alternatif olarak kullanılan R442a ve R453a soğutucu akışkanların soğutma kapasiteleri R404A soğutucu akışkanına göre iç ısı değiştiricisi olmadan sırasıyla %6 ve %3 ve iç ısı değiştiricisi olduğunda sırasıyla %19 ve %24 oranında daha yüksek bulunmuştur. Yüksek GWP değerine sahip R404A soğutucu akışkanının soğutma çevrimlerinde değiştirilmesi için optimum soğutucu akışkanın R453a olduğu sonucuna varılmıştır.

Tablo 1.2 R404A, R442A ve R453A soğutucu akışkanların deney sonuçları [8]

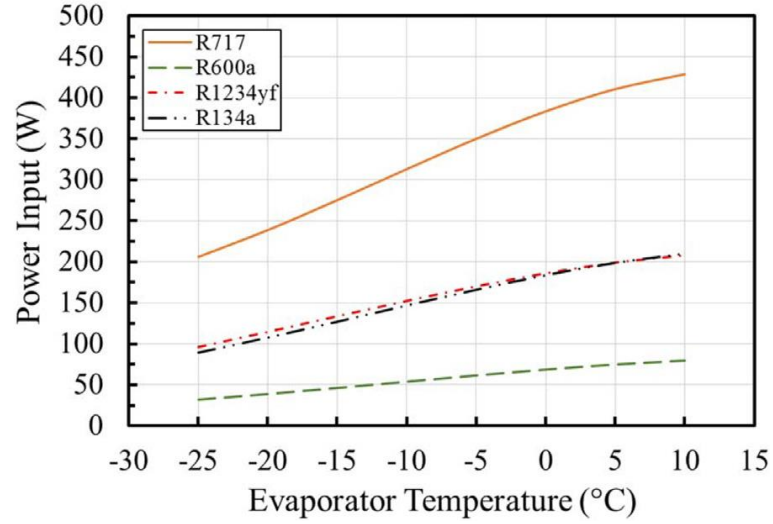
	R404A		R442A		R453A	
	IHX'siz	IHX'li	IHX'siz	IHX'li	IHX'siz	IHX'li
$\dot{Q}_e$ (W)	1806	2226	1931	2310	1862	2309
COP	1,57	1,99	1,74	2,18	1,78	2,26
W_{el} (W)	1153	1121	1099	1058	1051	1013
$\dot{m}$ (g/s)	15,47	16,02	11,46	12,26	11,31	12,56
η	0,360	0,433	0,785	0,460	0,375	0,463
6	0,632	0,734	0,674	0,730	0,708	0,751
P_H/P_L	3,357		3,686		4,345	
P_H (kPa)	1821		1735		1663	
X (%)	0,350	0,262	0,279	0,214	0,279	0,214

Suhermanto (Suhermanto 2016), taşıt iklimlendirmesinde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma koşullarında altı farklı sıcaklık değerinde incelemesi yapılmıştır. Soğutma durumunda, kondenser ve evaporatör giriş sıcaklıkları sırasıyla 30 °C, 35 °C ve 40 °C alınırken ısıtma durumunda 5 °C, 10 °C ve 15 °C alınmıştır. Sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarları, yoğunlukları arasındaki orana göre belirlenmiştir. Kompresörün devir hızı soğutma durumunda sırasıyla 1000, 1500, 2000 ve 2500 devir/dakika ve ısıtma durumunda 1000, 1500, 2000, 2500 ve 3000 devir/dakika değerine ayarlanarak testler yapılmıştır. Alınan verilerin doğru olması için sistemin 10 dakika çalışması beklenmiştir ve sonrasında veriler toplanmıştır. Soğutma ve ısıtma durumundaki soğutma ve ısıtma kapasiteleri şekil 1.6'da gösterilmiştir. Test sonuçlarına göre ısıtma ve soğutma durumunda R1234yf soğutucu akışkanının R1234a soğutucu akışkana göre performans açısından hafifçe düşük sonuçlar vermesine rağmen kullanılabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Bunun yanında sistemde yok edilen toplam ekserjinin yüksek bir yüzdesi kompresör ya da ısı değiştiricilerden kaynaklanmaktadır. Bu yüzden bu ekipmanlarda yok edilen ekserjinin azaltılmasının enerji verimliliğini arttıracığı sonucuna varılmıştır.

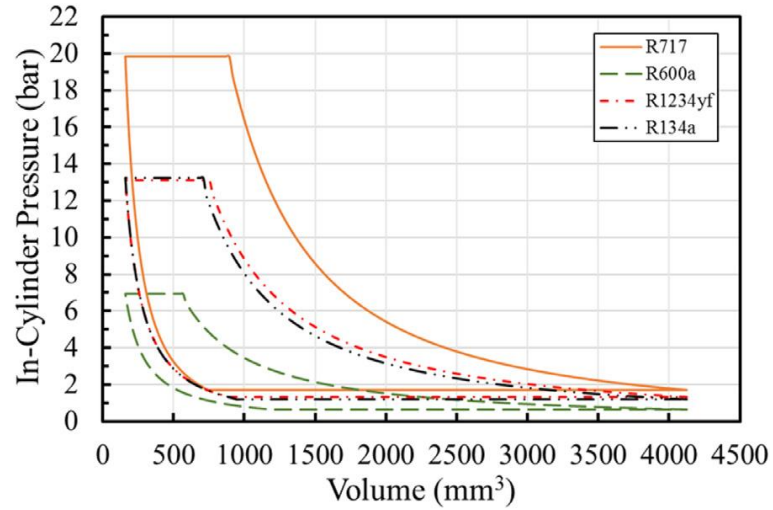


Şekil 1.6 R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma kapasiteleri [9]

Li vd. (Li vd. 2019) soğutucu cihazlarının yüksek enerji tüketimleri ve karbon salınımlarının küresel ısınmaya olan etkisinden dolayı sera gaz etkisi düşük ve enerji verimliliği yüksek bir soğutucu cihaz için R717, R600a, R1234y ve R134a soğutucu akışkanları üzerine çalışmıştır. Farklı evaporatör sıcaklıklarındaki güç tüketimleri şekil 1.7’de, kompresör silindirindeki basınç ve hacim ilişkisi şekil 1.8’de gösterilmiştir. Bu çalışmada en yüksek soğutma kapasitesini ve enerji verimliliğini veren R717 soğutucu akışkanı olmasına rağmen enerji tüketimi en yüksek soğutucu akışkan olmuştur. R134a soğutucu akışkanına alternatif olabilecek soğutucu akışkanın seçilmesinde cihazın enerji tüketimi, soğutma kapasitesi, soğutucu akışkan debisi, kompresörlerin çalışma basınç sınırları, sıkıştırma oranları ve rezonans frekansları analiz edilmiştir. Soğutucu cihazlarda R134a soğutucu akışkanına alternatif olacak soğutucu akışkan, hem benzer koşullarda çalıştığı hem de sahip olduğu düşük GWP değerinden dolayı R1234yf olmuştur.



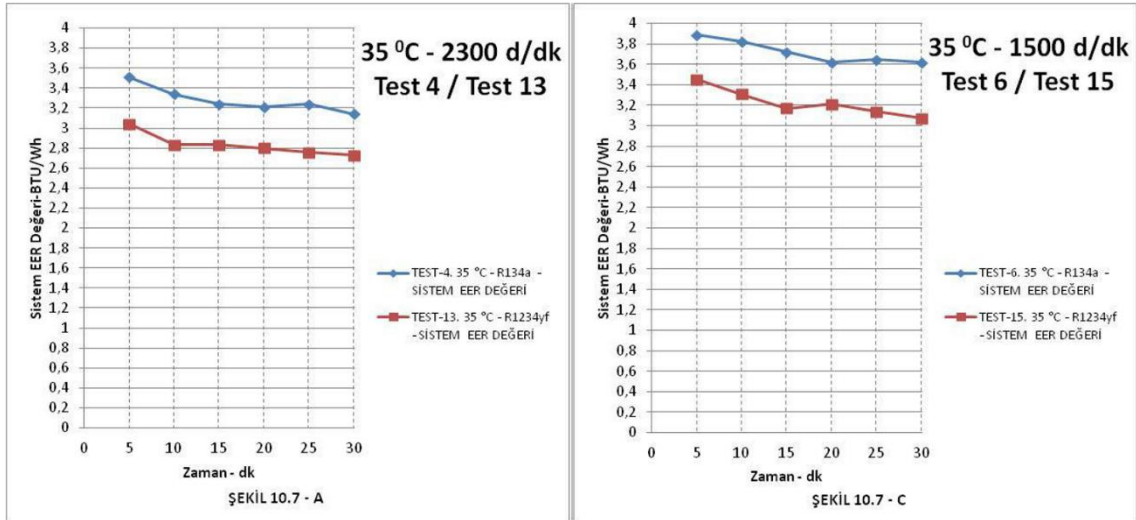
Şekil 1.7 Soğutucu akışkanların farklı evaporatör sıcaklıklarındaki enerji tüketimleri [10]



Şekil 1.8 Soğutucu akışkanların kompresör silindirindeki basınç-hacim ilişkisi [10]

Yaldırak (Yaldırak 2016) araç iklimlendirmesinde kullanılan R134a soğutucu akışkanın sahip olduğu yüksek GWP değerinden dolayı alternatif olarak R1234yf, R1234ze ve R407C soğutucu akışkanlarının performans ve çevresel etkilerini incelemiştir. Bu çalışmada R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları ile 30 °C, 35 °C ve 40 °C dış ortam sıcaklıklarında ve 1500, 1900 ve 2300 devir/dakika ile çalışan kompresör koşullarında deneysel çalışmalar yapmıştır. Bu deneysel çalışmalara göre R134a soğutucu akışkanın soğutma kapasitesi ve enerji verimliliği R1234yf soğutucu akışkanına göre daha yüksektir. Şekil 1.9'da gösterildiği gibi iki soğutucu akışkanın farklı kompresör devirlerindeki enerji verimlilikleri %8-18 farklılık

göstermektedir. Soğutma sistemlerinde yapılacak ufak değişikliklerle yüksek GWP değerine sahip R134a soğutucu akışkanının yerine gelecek zamanda R1234yf gibi daha düşük GWP değerine sahip olan soğutucu akışkanların kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 1.9 R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının farklı kompresör devirlerindeki enerji verimlilikleri [11]

Soğutucu akışkanların çevresel etkileri üzerine yapılan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

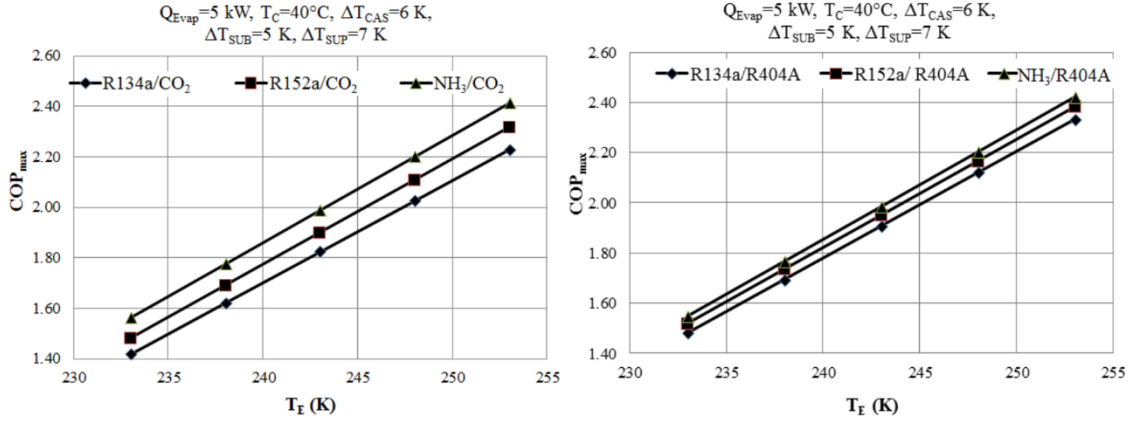
Lee vd. (Lee 2016) konut yapılarındaki ısıtma ve soğutmanın genel enerji tüketen sistemler olduğunun ve bu sistemlerin çevresel etkilerini daha detaylı analiz edebilmek için Yaşam Döngüsü İklim Performansı (LCCP) yöntemini kullanarak iklimlendirme uygulamalarında beş farklı soğutma çevriminde düşük GWP değerine sahip olan R410A, ARM70a, R32, Propan, D2Y60, DR5 ve L41 olmak üzere yedi farklı soğutucu akışkan kullanarak analiz yapmıştır. LCCP genel olarak doğrudan salınım ve dolaylı salınım olmak üzere iki kategorinin toplamından oluşur. Doğrudan salınım, soğutucu akışkanın sızıntı sonucu atmosfere yayılma miktarı, atmosferde kalma süresi, cihazın kullanım süresi ve soğutucu akışkanın sahip olduğu GWP değerine bağlıdır. Dolaylı salınım, cihazın enerji tüketimine, kullanım süresine ve soğutucu akışkanın üretimi sırasındaki salınım değerlerine bağlıdır. LCCP hesaplaması Amerika'nın beş farklı iklim bölgesinde yapılmıştır. Bu çalışmada çok kademeli çevrimlerden buhar enjeksiyonu ve doyma döngüsüne odaklanılmıştır.

Tüm opsiyonlar ele alındığında R410A soğutucu akışkanının LCCP değerindeki düşüş %10,4'te kalırken R32 soğutucu akışkanında %17,3 ve propan akışkanında %24,4'e kadar düşüş görülmüştür. Miami şehrindeki sonuçlar tablo 1.3'te gösterilmiştir.

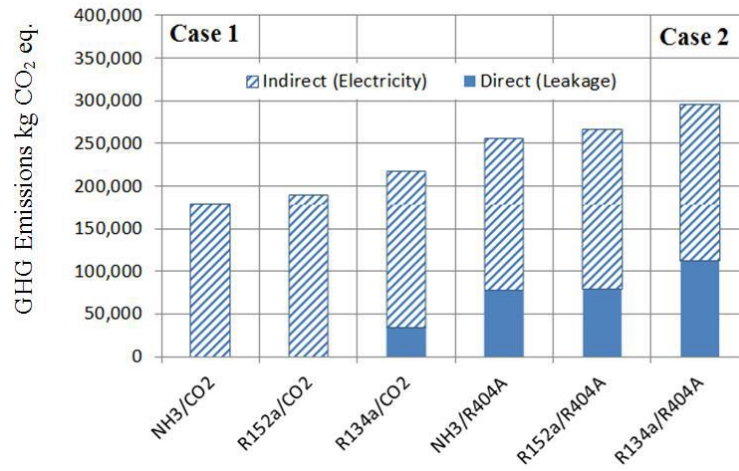
Tablo 1.3 Soğutucu akışkanların Miami'deki LCCP değerleri [12]

Refrigerant (Cycle)	R410A (BC)	R410A (SC)	R32 (VI)	R32 (SC)	Propane (VI)	Propane (SC)
LCCP	93,469	83,812	81,163	77,28	73,52	70,76
Total direct	9,396	9,396	3,038	3,038	14	14
Total indirect	84,073	74,416	78,126	74,242	73,507	70,747
LCCP reduction (%)	-	10,4	13,2	17,3	21,3	24,3
BC: baseline cycle, VI: Vapor injection, SC: Saturation cycle						

Mançuhan vd. (Mançuhan vd. 2019) kaskad sistemlerde teorik modelleme yaparak farklı soğutucu akışkanların enerji verimliliği ve çevresel etkilerini analiz etmek için performans ve performans katsayısının maksimum olduğu optimum kaskad evaporatör sıcaklığında çalışılmıştır. Kaskad soğutma sisteminin düşük sıcaklık çevriminde kullanılan R404A soğutucu akışkan, daha düşük GWP değerine sahip doğal soğutucu akışkan olan karbondioksit ile kıyaslanmıştır. Yüksek sıcaklık çevriminde sentetik soğutucu akışkanlardan R134a ve R152a, doğal soğutucu akışkanlardan NH₃ kullanılmıştır. Düşük sıcaklık çevrimindeki evaporatör sıcaklığı -20 °C ve -40 °C yüksek sıcaklık çevrimindeki kondenser sıcaklığı 30 °C ve 45 °C arasında alınmıştır. Kaskad soğutma sistemi, evaporatör sıcaklığı -35 °C ve kondenser sıcaklığı 40 °C olacak şekilde optimize edilmiştir. Bu analizler sonucunda en yüksek COP değeri NH₃ ve CO₂ soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kaskad sistem olmuştur. COP değerlerinin kıyaslanması şekil 1.10'da gösterilmiştir. Çevresel etkilerin kıyaslanmasında hesaplanan toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) sonuçlarına göre NH₃ kullanılan kaskad sistemler dolaylı karbondioksit salınım etkisi en düşük olan sistem olmuştur. Soğutucu akışkanların GWP değeri, şarj miktarı ve soğutma çevrimindeki güç tüketimleri doğrudan ve dolaylı salınım değerlerini etkilemiştir. TEWI değerlerinin kıyaslaması şekil 1.11'de gösterilmiştir.



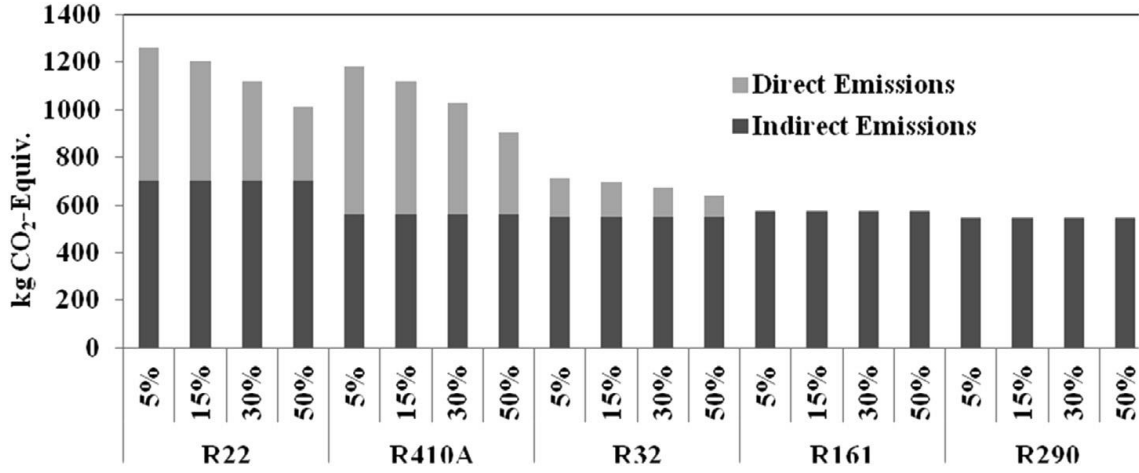
Şekil 1.10 R404A ve CO₂ soğutucu akışkanlarının performansa etkisi [13]



Şekil 1.11 Kullanılan akışkanların TEWI değerleri [13]

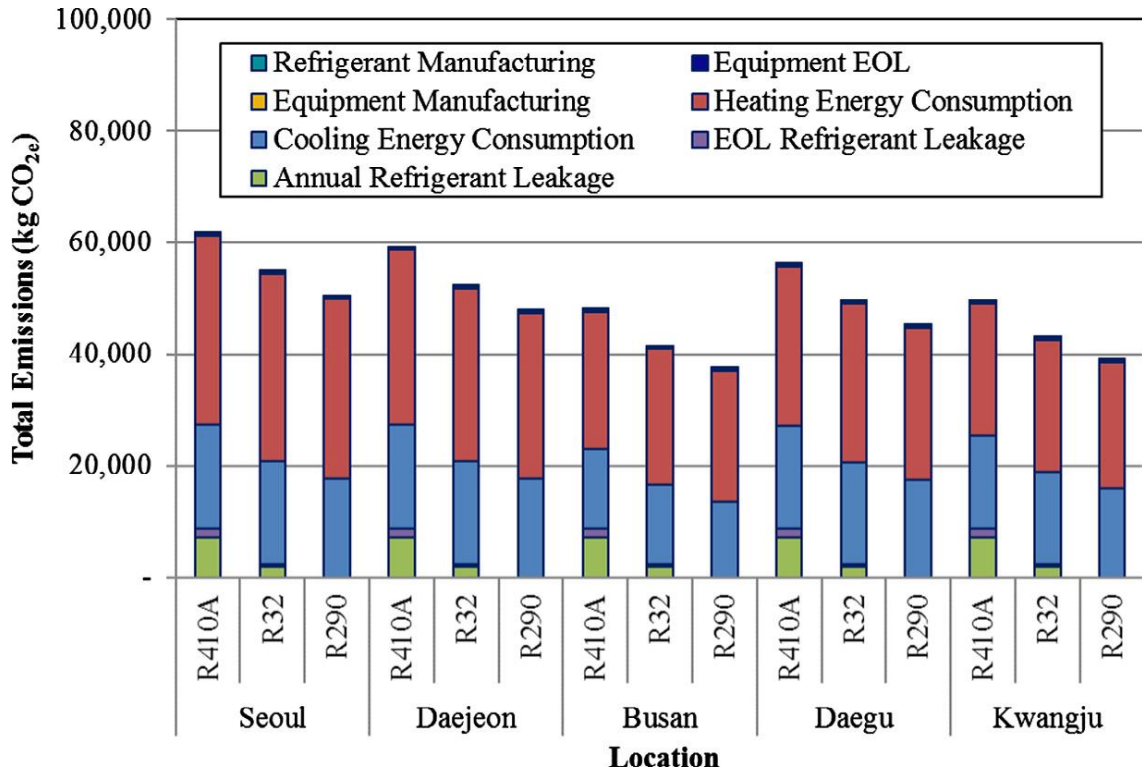
Zhao vd. (Zhao, Zeng ve Yuan 2015) oda tipi klimalarda sera etkisi yapan florlu soğutucu akışkanlar üzerinde çalışmıştır. Oda tipi klimalarda yaygın kullanılan R410A ve R22 soğutucu akışkanlarına alternatif olarak R32, R161 ve R290 soğutucu akışkanları yaşam döngülerindeki karbon ayak izi hesaplamaları ve sera gazı etki potansiyellerinin azaltılma potansiyeli üzerine analiz yapılmıştır. Sistem sınırları; üretim, soğutucu akışkanın klimaya şarj edilmesi, servis ve bertaraf etme olarak 4 gruba ayrılmıştır. Hesaplamalar sonucunda toplamda en fazla karbon ayak izine sahip olan soğutucu akışkan R22 olmuştur. Bertaraf edilen soğutucu akışkanlarının sırasıyla %5, %15, %30 ve %50 oranında geri dönüşümle kullanılmasının soğutucu akışkanlarının üretimi ve enerji tüketimi sırasında karbon salınımlarında azalmaya sebep olacağı analiz edilmiştir. Soğutucu akışkanların belirlenen yüzdelerdeki geri dönüşüm oranlarıyla elde edilen doğrudan salınımlarındaki değişim şekil 1.12’de

gösterilmiştir. Dolaylı salınımında soğutucu akışkanların yakın değerlere sahip olmasına rağmen soğutucu akışkanların sahip olduğu GWP değerinin, doğrudan salınım üzerine olan etkisi analiz edilmiştir. Bu yüzden GWP değeri yüksek olan soğutucu akışkanların düşük GWP değerindeki soğutucu akışkanlarla değiştirilmesi sonucuna varılmıştır.



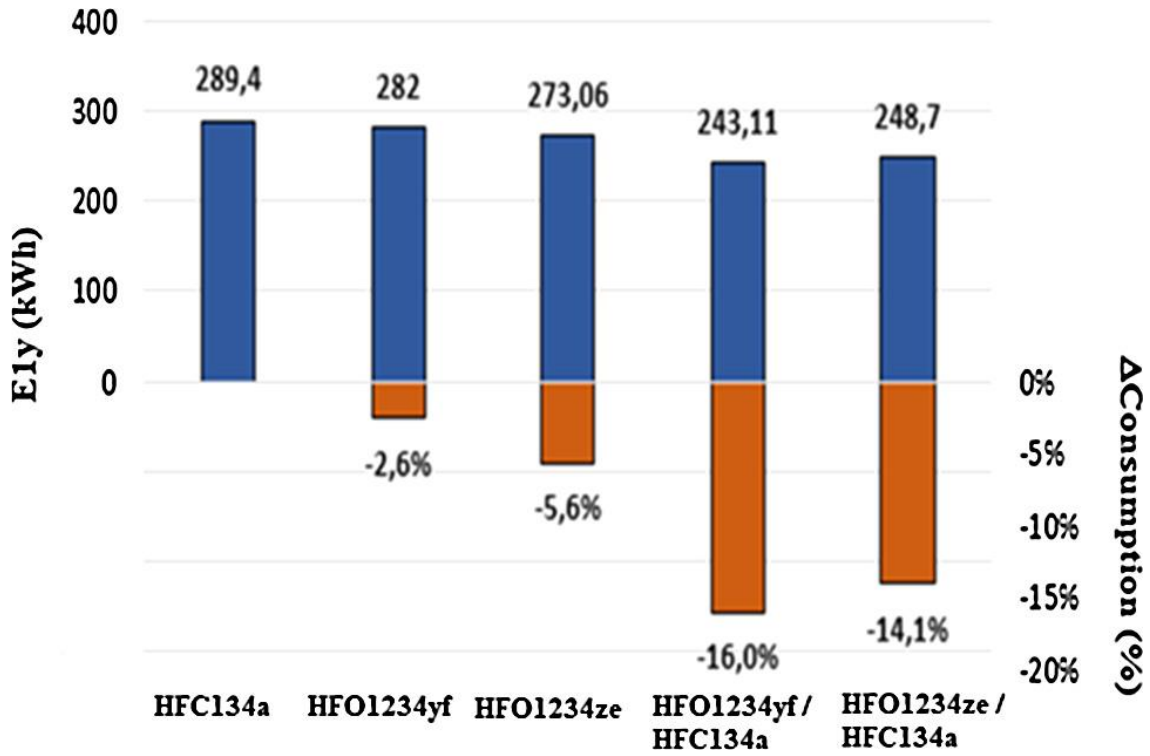
Şekil 1.12 Farklı geri dönüşüm oranlarındaki soğutucu akışkanların karbon ayak izi [14]

Choi vd. (Choi vd. 2017) Güney Kore'nin beş farklı kentinde ısıtma ve soğutma sistemlerinin LCCP analizi üzerine çalışmıştır. Amerika'da ısı pompaları hem ısıtma hem soğutma durumunda çalışırken, Güney Kore'de ısı pompaları sadece soğutma durumunda çalışırken gaz kazanları ısıtma durumunda kullanılmaktadır. Bu yüzden LCCP hesaplaması hem ısı pompaları hem de gaz kazanlı ısıtma soğutma sistemleri üzerinde daha geniş bir şekilde incelenmiştir. R410A soğutucu akışkanına alternatif olarak düşük GWP değerine sahip olan R32, ARM70a, DR5, L-41b, R290 soğutucu akışkanlarının karbondioksit salınımına olan etkileri kıyaslanmıştır. Soğutucu akışkanların şarj miktarlarının LCCP hesaplamasının doğrudan salınımını etkilemiştir. Bu yüzden R410A soğutucu akışkanına göre sırasıyla %25 ve %60 daha az şarj edilen R32 ve R290 soğutucu akışkanları R410A soğutucu akışkanı ile LCCP kıyaslaması şekil 1.13'te görüldüğü gibi sonuçlanmıştır. Çalışmanın bir diğer basamağı olan ısıtma için, ısı pompası ve gazlı kazan tip sistemler aynı beş şehir için kıyaslanmıştır. Bu kıyaslamamanın sonucu olarak ısı pompasının gazlı kazana göre ortalama %7,5 daha az salınımına sebep olmuştur.



Şekil 1.13 GWP değeri düşük soğutucu akışkanların LCCP değerleri [15]

Apra vd. (Apra, Greco ve Maiorino 2018) ev tipi soğutucu sistemlerinde kullanılan yüksek GWP değerine sahip R134a soğutucu akışkanının yerine alternatif bir soğutucu akışkan kullanılması üzerine çalışmıştır. Düşük GWP değerine sahip olan R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanları LCCP üzerinden kıyaslanmıştır. Ev tipi soğutucu sistemlerindeki soğutucu akışkan değişikliği, %100 R134a, %100 R1234yf, %100 R1234ze, %90 R1234yf ve %10 R134 ve son olarak %90 R1234ze ve %10 R134a kütle oranlarında olacak şekilde beş farklı senaryo ile incelenmiştir. Her bir senaryo için hesaplanan soğutucu akışkan şarj miktarlarının ve GWP değerlerinin doğrudan ve dolaylı salınım etkisi farklı olmuştur. Kullanılan soğutucu akışkanın ya da soğutucu akışkan karışımının yıllık elektrik tüketimine olan etkisi şekil 1.14'te gösterilmiştir. Buna göre R1234yf ve R134a karışımının en çok enerji tasarrufu yaptığı görülmüştür. LCCP hesaplaması doğrudan ve dolaylı salınım olmak üzere tablo 1.4'te gösterilmiştir. Buna göre düşük GWP değerine sahip olan R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanların karışımli olarak ya da tek kullanılmasının doğrudan salınımda minimum %90 azalmaya sebep olmuştur.



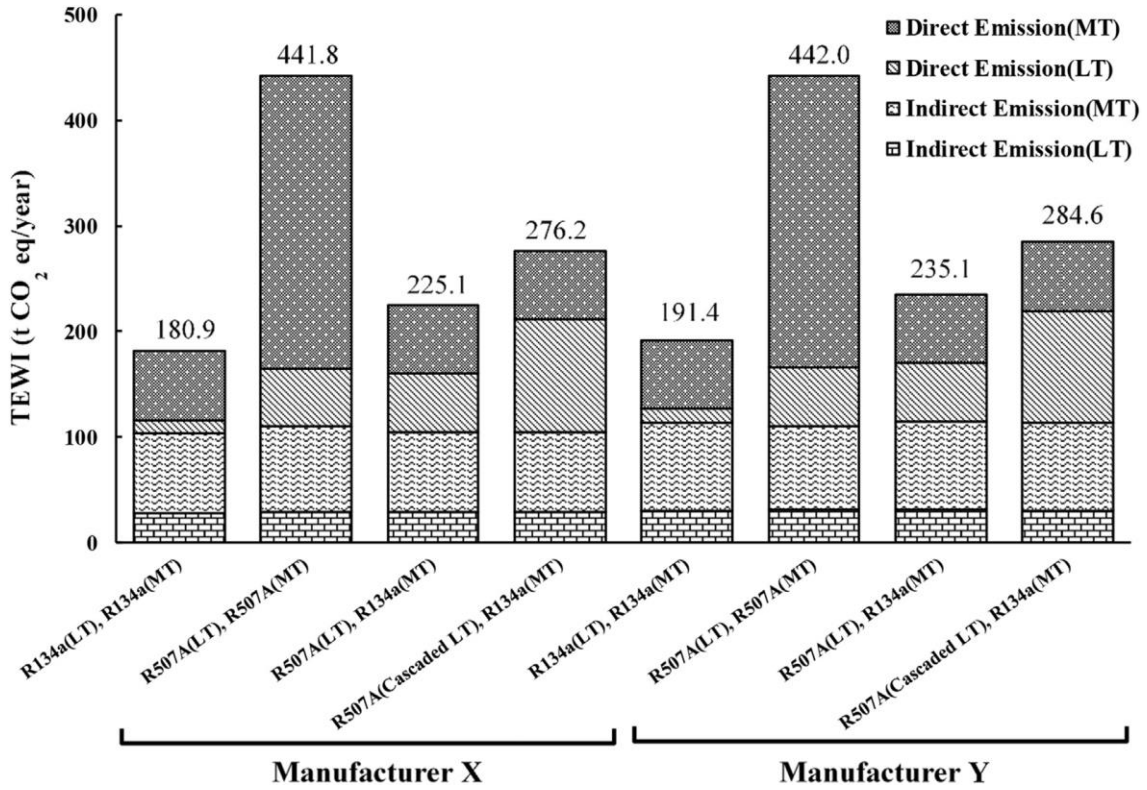
Şekil 1.14 Soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketim ve enerji tasarrufu [16]

Tablo 1.4 Soğutucu akışkanların doğrudan ve dolaylı karbondioksit salınım değerleri [16]

Refrigerant	CO _{2,dir,t} (kgco ₂)	CO _{2,indir,t} (kgco ₂)
HFC134a	75,91	2130
HFO1234yf	0,441	2084
HFO1234ze(E)	0,664	2026
HFO1234yf/HFC134a	8,33	1829
HFO1234ze(E)/HFC134a	11,01	1867

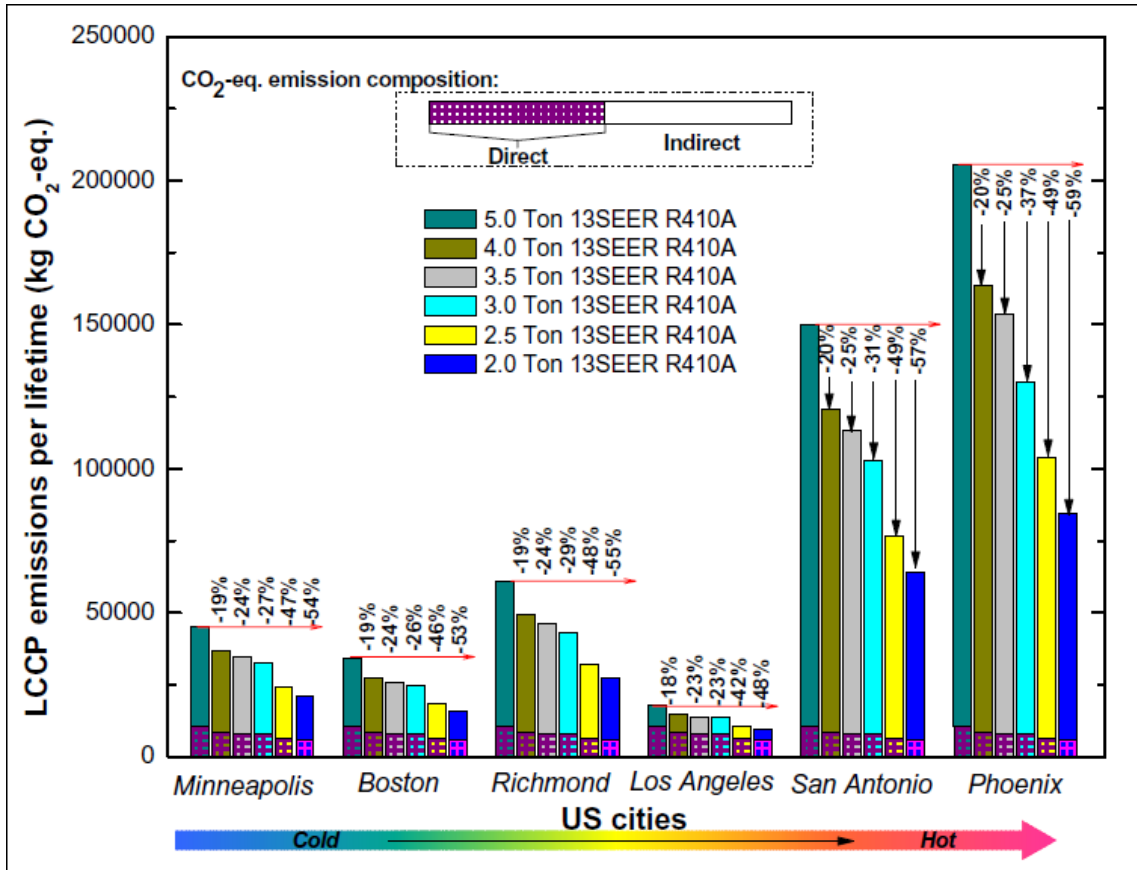
İslam vd. (İslam vd. 2017) marketlerde kullanılan hava soğutmalı soğutma sistemlerinin toplam eşdeğer ısınma etkilerini incelemiştir. Soğutma sisteminde farklı soğutma ihtiyaçlarından dolayı evaporatör sıcaklıkları -20 °C (LT) ve 0 °C (MT) olan 2 farklı soğutma çevrimi vardır. LT ve MT çevrimleri için R134a ve R507A soğutucu akışkanları farklı kombinasyonlarda kullanılmıştır. Kompresör ve soğutma sistemi için iki farklı üretici seçilerek sistemlerin doğrudan ve dolaylı karbon salınımlarını kıyaslanmıştır. Doğrudan salınım değeri, kullanılan soğutucu akışkanların GWP değeriyle alakalı olduğu için alınan değerler üreticilere göre değişmemiştir. Ancak doğrudan salınımları sistemden sisteme farklılık gösterdiği

için dolaylı karbon salınımları üreticilerde farklı değerlere neden olmuştur. Şekil 1.15'te gösterilen TEWI kıyaslamasına göre en düşük TEWI, LT ve MT için R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı sistemde bulunmuştur.



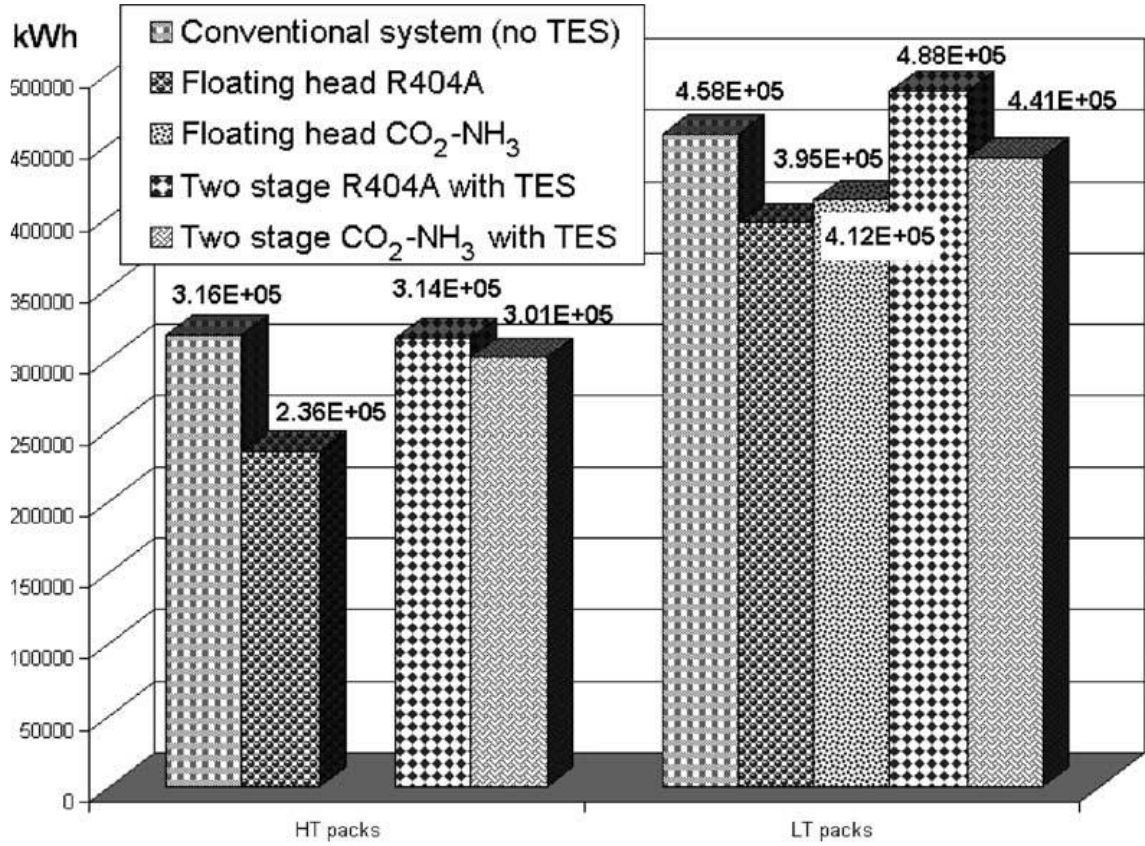
Şekil 1.15 Farklı soğutucu akışkan kombinasyonlarındaki TEWI değerleri [17]

Li (Li 2015) LCCP ve malzeme yaşam döngü değerlendirmesini paket tipi klima cihazlarını çeşitli etki faktörlerine göre incelemiştir. Bu incelemesini yaparken Minneapolis, Boston, Richmond, Los Angeles, San Antonio ve Phoenix şehirlerindeki hava koşullarını dikkate almıştır. R22 ve R410A soğutucu akışkanlarının SEER değerleri sırasıyla 13 (R22), 13 (R410A) ve 14 (R410A) olacak şekilde paket tipi klimaların analizini yapmıştır. Yapılan analizlerin sonucunda sıcak iklim bölgesindeki cihazların soğuk iklim bölgesindeki cihazlara göre daha fazla karbondioksit salınımına sebep olduğu ve ılıman iklim bölgesindeki cihazların minimum salınım yaptığı şekil 1.16'da gösterildiği gibi gözlemlenmiştir. Toplam karbondioksit salınımının ortalama %70'i enerji tüketiminden kaynaklandığı analiz edilmiştir.



Şekil 1.16 R410A soğutucu akışkanının kullanıldığı paket tipi klimanın farklı bölgelerdeki LCCP değerleri [18]

Davies vd. (Davies ve Caretta 2004) doğrudan genleşmeli soğutma sistemlerinin toplam eşdeğer ısıtma etkilerini (TEWI) incelemiştir. Bu çalışmada enerji verimliliği sağlayan 3 farklı sistem kıyaslanmıştır. İlk sistem -geleneksel yöntem- tek kademeli standart soğutma çevrimi olarak alınmıştır. İkinci sistem, yoğuşma sıcaklığını düşürerek daha fazla alt soğutma elde edilmiş ve evaporatör sıcaklığını yükselterek verimi artırılmış bir soğutma çevrimi olarak alınmıştır. Üçüncü sistem olarak, kademeli soğutma yaparak geleneksel yönteme göre daha az enerji harcadığı için daha verimli olan bir kaskad sistem alınmıştır. Bu sistemlerin düşük ve yüksek ortam sıcaklığında 100 kW soğutma kapasitesine göre yapılan enerji tüketim kıyaslaması şekil 1.17’de gösterilmiştir. Buna göre R404A soğutucu akışkanının kullanıldığı ikinci sistem %25’e kadar enerji tüketiminde tasarruf sağlayabilmektedir.



Şekil 1.17 Soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketim ve enerji tasarrufu kıyaslaması [19]

1.2 Tezin Kapsamı ve Amacı

Çatı tipi klimalardaki performans ve çevresel etkileri incelemek için aynı çatı tipi klima üzerinde altı farklı soğutucu akışkan kullanarak bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada çatı tipi klimanın soğutma kapasitesi ve enerji tüketiminin nümerik olarak incelenmesi için bir çatı tipi klima modellenmiştir. Çatı tipi klima modelinden elde edilen soğutma yükü, enerji tüketimi, soğutucu akışkan kütlesi, sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak analizler yapıp tam ve kısmi yükteki enerji verimlilikleri incelenmiş ve soğutucu akışkanların çevresel etkileri analiz edilmiştir.

Bu çalışmanın amacı ve sağlayacağı en büyük fayda, çatı tipi klimalarda kullanılabilir ve farklı özelliklerdeki soğutucu akışkanların iki farklı senaryoya göre birbirilerine göre performans, güvenlik, çevresel sonuçlarının incelenmiş olmasıdır. Aynı zamanda mevcut durumda çatı tipi klimalarda kullanılabilir olan R410A soğutucu akışkanın gelecekte enerji verimliliği yüksek ve çevreye daha az zarar veren hangi soğutucu akışkanla değiştirilebileceği konusunda fikir vermesi öngörülmektedir.

Bu tez kapsamında, çatı tipi klimaların performans ve çevresel etkilerinin farklı senaryolara göre incelenip analiz edilmesi için izlenen adımlar aşağıdaki gibi sunulmaktadır.

1. Çatı tipi klimanın sayısal modelinin oluşturulması
2. Laboratuvar ortamındaki deneysel ölçümler ile oluşturulan modelden elde edilen verilerin doğrulanması
3. Sayısal model üzerinde eşit miktar soğutucu akışkan şarj senaryosunda diğer soğutucu akışkanların kullanılarak nümerik analiz yapılması
4. Sayısal model üzerinde eşit enerji tüketimi senaryosunda diğer soğutucu akışkanların kullanılarak nümerik analiz yapılması
5. Performans ve çevresel faktörlerin hesaplanması ve kıyaslanması

1.3 Hipotez

Soğutma çevrimlerinde kullanılan soğutucu akışkanların istenilen soğutma kapasitesini sağlamak için çevreye doğrudan ve dolaylı yoldan sebep olduğu etkiler vardır. Soğutucu akışkanların doğrudan olan etkileri sahip oldukları GWP değerinden kaynaklanmaktadır. Dolaylı yoldan olan etkileri ise kullandıkları sistemdeki enerji tüketimidir. Mevcut çatı tipi klimalarda kullanılan R410A soğutucu akışkanı yerine alternatif soğutucu akışkanların kullanılmasının daha enerji verimli olmasından dolayı hem enerji tüketiminde azalma sağlayacağı hem de düşük GWP değerinden dolayı doğaya minimum seviyede zarar vereceği düşünülmektedir.

1.4 Çatı Tipi Klimalar

İklimlendirme cihazları, sahip oldukları kapalı soğutma çevrimiyle havanın sıcaklık değişimini sağlamaktadır. Günümüzde iklimlendirme cihazları kullanıldığı ortamlara göre ve sahip olduğu ekipmanlara göre merkezi iklimlendirme ve bağımsız iklimlendirme olarak ikiye ayrılmaktadır. Merkezi iklimlendirme sistemleri havanın koşullandırılmasının ve dağıtılmasının tek bir yerden yapıldığı sistemlerdir. Bağımsız sistemler ayrık ve paket tipi olarak ikiye ayrılır. Çatı tipi klimalar, bağımsız iklimlendirme sistemlerinin paket tipi bölümünde en geniş kullanım alanına sahip iklimlendirme cihazlarıdır [20]. Genel olarak çalışma

prensiplerinde büyük bir değişiklik olmamasına rağmen bu sektördeki büyük firmaların gerek teknoloji gerek pazar rekabetinden dolayı günümüzde komponent bazında gelişmeler yaşanmaktadır.

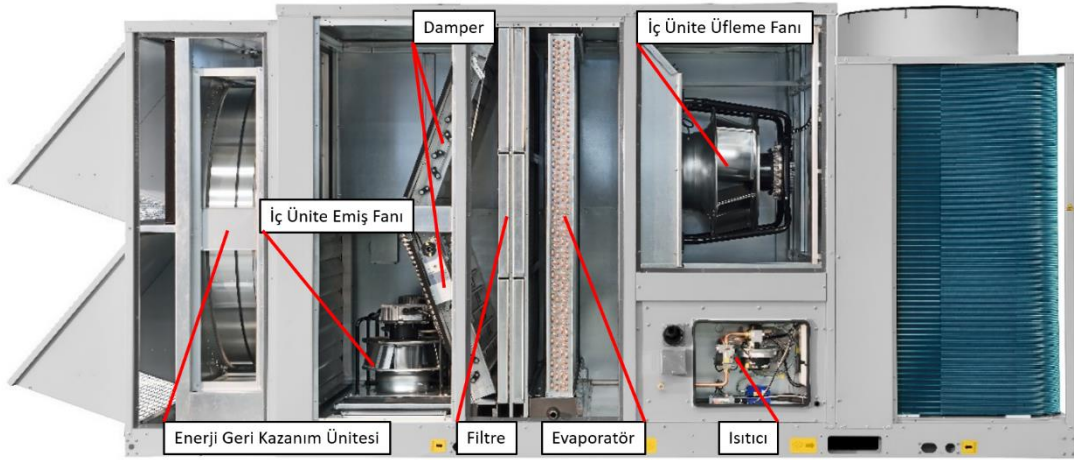
Çatı tipi klimalar, klima santrallerinin aksine kazan ve soğutma grubu gibi başka bir yardımcı kaynağa ihtiyaç duymadan tak-çalıştır bir ünite olarak çalışmaktadır. Tüm ekipmanlarını içinde bulunduran, ısıtma ve soğutma işlemlerini aynı çevrimde gerçekleştiren, kompakt ve kendi kendine çalışan bir iklimlendirme cihazıdır. Çatı tipi klima ünitelerinde kondenser, ünitenin içinde yer almaktadır. Hava soğutmalı kondenserler soğutucu akışkandan aldığı sıcaklığı hava yoluyla atmosfere vermesi gerekmektedir. Bu yüzden genel olarak binaların çatılarına koyulmaktadır ve ismini buradan almaktadır. Spor salonu, tiyatro salonu, süpermarket, alışveriş merkezi, cami, sinema gibi büyük alanlı yerlerde kullanılmaktadırlar [21].

Çatı tipi klimalarda içerisinde soğutucu akışkan bulunan bir soğutma çevrimi vardır. Ana komponent olarak soğutma çevriminde kondenser ve evaporatör olarak isimlendirilen iki adet ısı değiştirici, kompresör ve genleşme valfi bulunur. Çatı tipi klimalarda, soğutucu akışkanın belirli sıcaklık ve basınç değerleri arasında hal değiştirmesinden faydalanılarak ısı değiştiricilerin üstünden geçirilen havanın koşullandırılmasıyla iklimlendirme yapılır. Çatı tipi klimalarda kondenserin bulunduğu bölge dış ünite, diğer ekipmanların bulunduğu bölge iç ünite olarak isimlendirilmektedir. Örnek bir çatı tipi klima şekil 1.18’de verilmektedir [21].

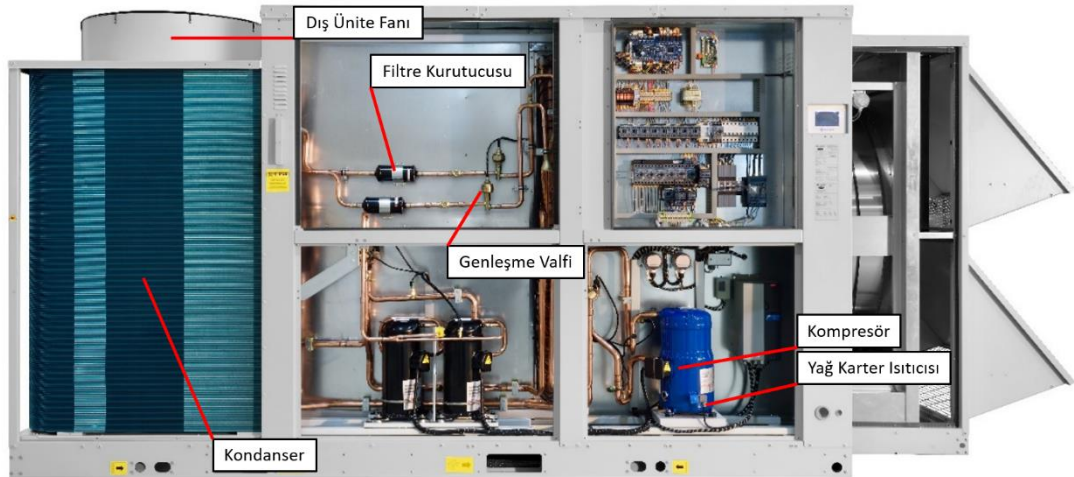


Şekil 1.18 Çatı tipi klima genel görünüşü

Çatı tipi klima iç ve dış ünite olarak ayrılan iki bölümden oluşmaktadır. İç ünite ekipmanları şekil 1.19’da, dış ünite ekipmanları şekil 1.20’de gösterilmiştir.



Şekil 1.19 Çatı tipi klima iç ünite ekipmanları



Şekil 1.20 Çatı tipi klima dış ünite ekipmanları

Kompresör: Soğutucu akışkanın istenilen basınç ve sıcaklığa ulaşması için soğutucu akışkanı sıkıştırır. Kompresör sadece gaz halindeki akışkanları sıkıştırabilmektedir. Sıvı haldeki akışkanlar, sıkıştırılabilir olmadıkları için kompresöre girdiğinde kompresöre zarar vermektedir. Spiral (Scroll) tip kompresör kullanılmaktadır. İçerisinde iki adet spiral şeklinde component bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi sabit dururken diğeri hareket ederek soğutucu akışkanın sıcaklığını ve basıncını arttırmaktadır [21].

Yağ karter ısıtıcısı: Kompresörün yardımcı elemanıdır. Amacı, kompresör çalışmıyorken soğutucu akışkan ile kompresördeki yağın karışmasını engellemek ve soğutucu akışkanın kompresör içinde yoğuşmasını engellemektir. Soğutucu akışkanın sıcaklığını devrenin en düşük sıcaklıktaki yerinden daha sıcak tutmaya çalışmaktadır [21].

Evaporatör ve Kondenser: Bir tür ısı değıştircisi olan evaporatör ve kondenser soğutucu akışkanın havayla ısı transferini gerçekleştirdiğı bölümdür. Çatı tipi klimalarda borulu ve kanatlı tip ısı değıştirciler kullanılmaktadır. Havanın sahip olduğı düşük ısı transfer katsayısından dolayı soğutucu akışkanın geçtiğı borulara yüzey alanını genişletmek için ince kanatlar eklenerek ısı transferi optimum seviyeye getirilmiştir. Evaporatör ve kondenser soğutma çevriminde ters çalışmaktadır. Kondenser, içinden geçen gaz fazındaki akışkanın bir fan yardımıyla sıcaklığını atmosfere vererek yoğuşmasını sağlamaktadır. Evaporatör, içinden geçen sıvı-gaz fazındaki akışkanın bir fan yardımıyla ortam sıcaklığını alarak buharlaşmasını sağlamaktadır. Evaporatör, aynı zamanda havanın nemini almak için de kullanılmaktadır. Evaporatörden geçen havanın sıcaklığı düştüğünde bağıl nemi yükselir ve %100'e ulaştığında nemini ısı değıştircisinin kanatlarına çarparak bırakır [21].

Genleşme Valfi: Genleşme valfleri elektronik ya da mekanik tipte olabilmektedir. Küçük sistemlerde ise kılcal borular kullanılarak aynı işlem yapılmaktadır. Genleşme valfi içinden geçen soğutucu akışkanın basıncını düşürür. Genleşme valfinin içinde diyafram bulunmaktadır. Bu diyaframın iki tarafındaki basınca göre genleşme valfi açık ya da kapalı pozisyonda çalışmaktadır [21].

Filtre Kurutucusu: Soğutma çevriminde genleşme valfi ve kondenser arasında bulunmaktadır. Soğutucu akışkanın içindeki sistemin verimli çalışmasını engelleyecek partikülleri filtreleyerek devreyi temiz ve nemsiz tutmaktadır [22].

İç Ünite Fanları: İç ünite fanı doğal olarak sağlanamayan hava akışını istenilen bölgeye iletmektedir. Bir motor yardımıyla üzerindeki pervaneleri döndürerek çalışır. Fanların bir tarafında negatif basınç diğer tarafında pozitif basınç vardır. Negatif basınç tarafından hava emilirken, pozitif basınç tarafında hava üflenir. Besleme ve egzoz olmak üzere aynı çalışma prensibine sahip ama ters yönde çalışan

iki farklı amaçta fan kullanılır. Sabit hızlı ya da değişken hızlı olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Değişken hızlı fanlar, değişken hız sürücüsü yardımıyla hava hızını ayarlayarak istenilen debide havayı ortama iletmektedir [21].

Dış ünite fanı: Hava soğutmalı kondenserlerde bulunur. Kondenserdeki dış ortam sıcaklığından yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkanın ısınıı atmosfere vererek sıcaklığını düşürür [21].

Filtre: Çatı tipi klimanın temiz hava sağlamak için dış ortamdan aldığı havadaki istenmeyen toz, kir, bakteri ve mikroorganizmaları yakalamaktadır. Filtreler, geçirgenliklerine göre sınıflandırılmaktadır [23].

Damper: Bir metal kasa içinde mil etrafında dönebilen levhalardan oluşmaktadır. Damperlerin amacı hava debisini ayarlamaktır. Çatı tipi klima ünitelerinde bir adet atmosferden alınan hava tarafında bulunurken diğer damper iklimlendirme yapılan alandan alınan geri dönüş havası tarafındadır. Bu iki damper iklimlendirme yapılacak alanın gereksinimlerine göre aralarında oransal çalışarak temiz hava miktarını ve geri dönüş hava miktarını ayarlamaktadır. Özellikle yaz aylarında yüksek sıcaklıktaki temiz hava miktarını minimumda tutup geri kalanını geri dönüş havasından alınmasını ayarlayarak enerji tasarrufu sağlar [23].

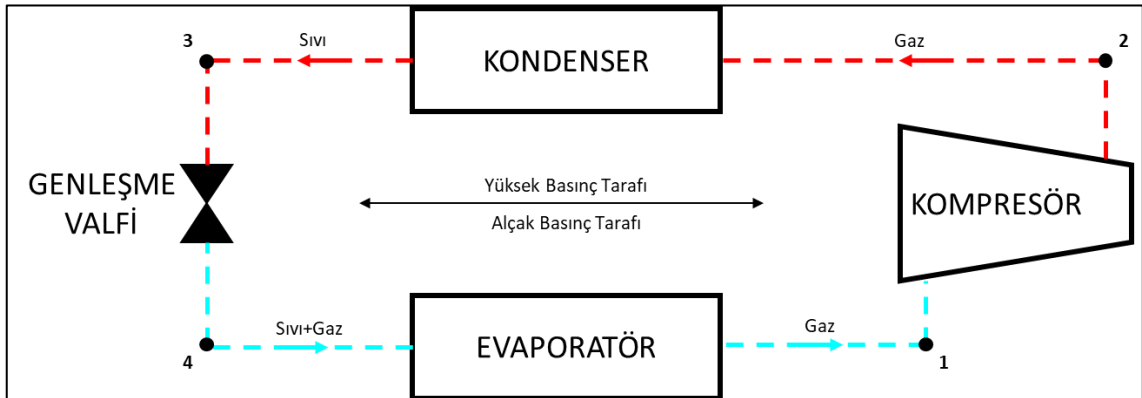
Enerji Geri Kazanım Ünitesi: Atmosfere atılan egzoz havasının enerjisinden yararlanılarak dış ortamdan alınan taze havanın koşullandırılmasında kullanılmaktadır. Plakalı ya da tamburlu tipte bulunur. Yaz aylarında dış ortamdan daha soğuk olan egzoz havası tamburdan geçerken tamburun sıcaklığını alarak atmosfere atılırken soğuyan tambur, atmosferden alınan temiz hava sıcaklığını tambura vererek minimum enerjiyle temiz havanın soğutulması sağlar [23].

Sensörler: Temel olarak sıcaklık ve basınç sensörleri kullanılır. Hava tarafında kullanılan sıcaklık sensörleri damperlerin hangi açıklıkta olacağını, fanın hangi hızda döneceğini ve soğutma çevriminden ihtiyaç duyulan soğutma yükünün kontrolcü tarafından kontrol edilmesini sağlamaktadır. Soğutma çevrimindeki basınç ve sıcaklık sensörleri kompresörün güvenli ve optimum değerlerde çalışmasını sağlar [23].

Isıtıcı: Sadece soğutma özelliği olan cihazlarda nem alma işleminde yeterli miktar nem almak için hava fazla soğutulur. Fazla soğutulan havanın belli konfor şartları sağlaması için optimum sıcaklıkta iklimlendirilecek bölgeye iletilmesi gerekmektedir. Bu yüzden bir ısıtıcı kullanılır. Isıtıcı doğal gazlı veya elektrikli olabilir [21].

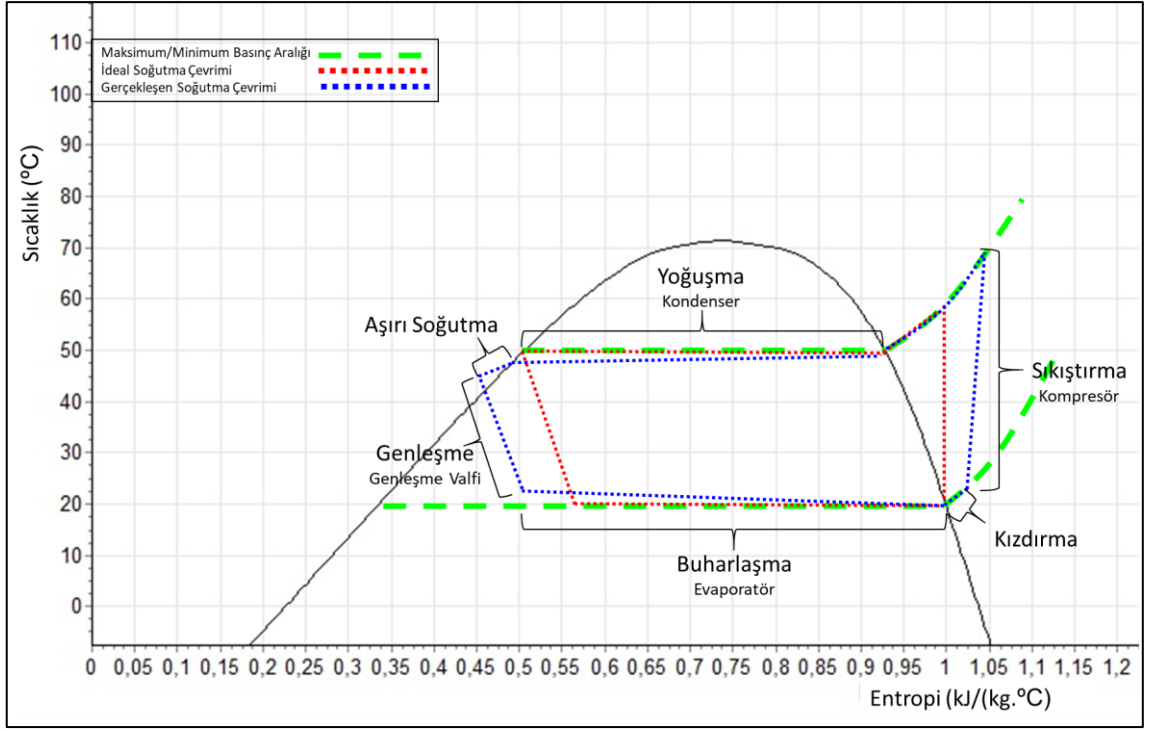
Çatı tipi klimanın çalışma prensibi hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı olarak iki şekilde incelenmektedir.

Hava tarafında ilk olarak kontrolcünün sensörlerden gelen bilgiye göre kontrol ettiği temiz hava damperinin izin verdiği miktarda temiz hava filtreden geçerek kir ve toz gibi partiküllerden arınır. Filtreden geçen temiz hava, tamburlu enerji geri kazanım ünitesinden geçerek sıcaklığını istenilen sıcaklık değerine yaklaştırır. Kontrolcünün ayarladığı temiz hava ve geri dönüş damper açıklıklarından geçen geri dönüş havası ve temiz hava, birbirine karıştıktan sonra filtreleme özelliği daha yüksek olan bir filtreden geçip ısı değiştiricisinden geçerek istenilen sıcaklığa ulaşır. İç ünite fanı havayı havalandırma kanallarıyla iklimlendirilecek bölgeye iletir. İklimlendirilen bölgedeki hava tekrar fan yardımıyla emilir. Geri dönüş havasının bir kısmı egzoz edilirken diğer kısmı taze havayla karışıp tekrardan ısı değiştiricisinden geçerek döngüye devam eder [21].



Şekil 1.21 Çatı tipi klimadaki örnek soğutma çevrimi

Soğutucu akışkan, bu çevrimi belirli basınç değerleri arasında gerçekleştirir. Soğutma çevriminde yer alan ekipmanlar, soğutucu akışkanın soğutma çevrimindeki sıcaklık ve basınç değerlerini değiştirir. Soğutma çevrimindeki hesaplamalar ideal ve gerçek çevrim olmak üzere iki şekilde hesaplanır. Bu iki çevrimin en büyük farkı tersinmezliktir. Bu tersinmezliklerin sebepleri arasında soğutucu akışkanın çevrim içindeki sürtünmesinden kaynaklanan basınç kaybı ve ekipmanların çevreyle olan ısı transferi bulunmaktadır [24]. İdeal çevrimde soğutucu akışkan sıkıştırma işlemi için kompresöre doymuş buhar halinde girerken gerçekte soğutucu akışkan, kızdırma işlemiyle kızgın buhar halinde kompresöre girer. Bunun sebebi soğutucu akışkanın doymuş buhar halindeyken kompresöre sıvı fazda girme ihtimalinin önüne geçmektir. İdeal çevrimde kompresör tersinir ve yalıtılmış olarak varsayılırken gerçekte kompresörün sıkıştırma işleminde sürtünme kaynaklı kayıplar mevcuttur. Buna ek olarak, gerçek çevrimde soğutucu akışkanın sürtünmesinden kaynaklı basınç kayıpları ısı değiştiricilerinde görülür. Son olarak soğutucu akışkanın ideal çevrimde evaporatörden doymuş sıvı olarak çıkarak genleşme valfine girer. Gerçek çevrimde bu durum için kızdırma işleminin tam tersi olan aşırı soğutma yapılarak soğutucu akışkanın tamamının sıvı halde olması sağlanır. Tüm bu farklılıklar soğutucu akışkanın Sıcaklık-Entropi grafiğinde gösterilmiştir (Şekil 1.22).



Şekil 1.22 Örnek bir soğutucu akışkanın sıcaklık-entropi diyagramı

1.5 Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, saf ya da karışım olarak bulunan iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan özelliği olan maddelerdir. Soğutucu akışkanların sıvı-gaz faz değişikliğinden yararlanılarak ortamdan ısı çekilmektedir. Soğutucu akışkanların kullanılmasından kaynaklı, sürdürülebilir çevre yönünden bazı negatif etkiler vardır. Soğutucu akışkanların, ODP ve GWP özellikleri bu negatif etkilerin en başında gelir [25].

Stratosferin bir bölgesi olan ozon tabakası, Güneş'in ultraviyole radyasyonunu emen bir kalkan görevindedir. Ozon tabakasının incilmesi, ultraviyole radyasyonun artmasına ve beraberinde Dünya üzerindeki yaşamın tehlikeye girmesine sebep olur. Ozon tabakası, nitrik oksit, azot oksit, hidroksil, klor ve brom gibi atomik yapılarla incelmektedir. Bu maddelerin doğada bulunmasının yanında klor ve brom halojenlerinin insan yapımı bileşiklerden salınmasından dolayı atmosferdeki miktarları önemli ölçüde artmıştır [26]. Soğutucu akışkanların HFC ve HCFC gruplarında bu ozona zarar verebilecek halojenler yer almaktadır.

ODP değeri, bir soğutucu akışkanın kütlesinden dolayı tüm ömrü boyunca gerçekleştirdiği emisyon ile yok edilen ozon miktarıdır. Kloroflorokarbonun (CFC-11) ozona verdiği zarar 1 olarak referans kabul edilir ve diğer akışkanlar bu referansa göre değerlendirilir [27].

Atmosferdeki ısıyı yakalayıp Dünya'ya yansıtan gazlara sera gazı denir. Dünya'dan uzaya kaçan enerjinin hızını yavaşlatıp bir kısmını emerek Dünya'ya geri yansıtarak Dünya'nın ısınmasına katkıda bulunur. Karbondioksit, metan, nitroz oksit ve hidroflorürkarbonlar ve benzeri sera gazlarını birbirinden ayıran özellikler enerji emme kabiliyetleri ve atmosfer ömürleridir [28].

GWP, farklı tipteki gazların küresel ısınmaya olan etkilerini kıyaslayabilmek için geliştirilmiştir. GWP değeri, 1 ton gazın belirli bir süre boyunca yapacağı emisyonun, 1 ton karbondioksitin belirli bir süre boyunca yaptığı emisyonu göre ölçüsüdür. Bir gazın GWP değeri karbondioksitten fazlaysa, o gazın Dünya'ya vereceği ısı daha fazla olacaktır. Karbondioksitin GWP değeri 1 olarak alınmıştır ve diğer akışkanlar bu referansa göre değerlendirilmiştir [29]. Soğutma sistemlerinde kullanılan CFC, HCFC ve HFC soğutucu akışkanlarının GWP değerleri çok yüksek olduğu için küresel ısınmaya direkt etkileri vardır. Mevcut çatı tipi klimalarda kullanılan R410A soğutucu akışkanı 2088 GWP değerine sahiptir [30].

Soğutma ihtiyacı ilk olarak insan gereksiniminden değil yiyeceklerin soğutma ihtiyacından ortaya çıkmış olup 1800 yıllarında Dr. John GORRIE'nin yapay buz üretimiyle başlamıştır [31]. Absorbsiyonlu soğutmanın prensibinin öğrenilmesiyle sıvı haldeki amonyak akışkanının gaz haline geçerken ortamdaki havayı soğuttuğu gözlemlenmiştir. Yiyecek soğutmasındaki bu gelişimden sonra yapılan çalışmalarla iklimlendirme sektöründe de gelişmeler yaşanmıştır [32].

1902 yılında modern iklimlendirmenin babası olarak tanınan Willis CARRIER tarafından ilk elektrikli klima icat edilmiştir. Bu klima uygulamalarındaki gelişim endüstri alanlarındaki soğutma gereksinimlerinden ortaya çıkmıştır. Bu gelişmeleri takip eden çalışmalarla Freon gazı 1928 yılında Thomas MIDGLEY tarafından bulunmuştur. Amonyak, propan ve metil klorür gibi yanıcı ve zehirli gazlara göre daha güvenli bir soğutucu akışkan olan Freon gazı endüstri, ticari ve yerleşim yerlerindeki klima uygulamalarında kullanılmaya başlamıştır [32].

1970 yıllarında HFC soğutucu akışkanlarının sahip olduğu çok yüksek ODP değerinden dolayı zamanla kısmen daha düşük ODP değerine sahip olan HCFC soğutucu akışkanların kullanımına geçilmiştir [32].

HFC ve HCFC soğutucu akışkanlarının ODP değerinden kaynaklı ozon tabakasına verdiği zararı engelleyebilmek için Montreal Protokol'ü 1987 yılında imzalandı. Böylelikle ODP değeri sıfır olmayan soğutucu akışkanları dünya çapında yasaklandı [33].

HFC ve HCFC soğutucu akışkanların yasaklanmasından sonra ODP değeri sıfır olan HFC soğutucu akışkanları yaygın olarak kullanılmaya başlandı. Bu soğutucu akışkanların GWP değerinin küresel ısınmaya olan etkisinden dolayı bu konu, ilk olarak 1997 yılında Japonya'nın Kyoto şehrinde görüşülmüştür. Bu protokolün amacı, atmosferdeki sera gazı yoğunluğunun, iklime tehlikeli etki yapmayacak seviyelerde dengede kalmasını sağlamaktır. 2006 yılında karbon salınımı azaltmak için bu protokol katılımcılar tarafından imzalanmıştır [34].

2008 yılında GWP değeri çok düşük olan ilk Hidrofloroolefin (HFO) soğutucu akışkanı üretilmiştir. HFC soğutucu akışkanlarının zamanla kaldırılmasına karar verilmiştir. Böylelikle kullanılan soğutucu akışkanların gelecek yıllarda ODP değeri sıfır ve GWP değeri düşük olacak ve çevreye daha az zarar verecektir [35].

Çatı tipi klimaların buhar sıkıştırmalı çevrimlerinde yer alan soğutucu akışkanların seçimlerinde bu akışkanların sahip oldukları özelliklerin dikkate alınması gerekmektedir. Soğutma sistemi için en iyi soğutucu akışkanın seçilmesi için incelenmesi gereken kriterler güvenlik, performans, sürdürülebilirlik, çevresel etki ve maliyet olarak sınıflandırılır.

Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği (ASHRAE), soğutucu akışkanların yanıcılık ve zehirlilik değerlerinin ölçülebileceği bir sınıflandırma geliştirmiştir. Zehirlilik sınıflandırılmasında A ve B sınıfları vardır. A sınıfı, 400 ppm ya da daha düşük konsantrasyonlarda zehirliliği tespit edilmemiş soğutucu akışkanları belirtir. B sınıfı, 400 ppm konsantrasyonunda zehirliliği tespit edilmiş soğutucu akışkanları belirtir. Yanıcılık sınıfında 3 ana sınıf ve 1 alt sınıf bulunmaktadır. Sınıf 1, alev almayan soğutucu akışkanları; sınıf 2, yanıcılığı düşük

olan soğutucu akışkanları; sınıf 3, yanıcılığı yüksek olan soğutucu akışkanları belirtir. Alt sınıf olan sınıf 2L, yanıcılığı düşük, tutuşması zor ve sönmesi kolay olan soğutucu akışkanları belirtir [36]. Soğutucu akışkanların zehirlilik ve yanıcılık sınıfları tablo 1.5'te gösterilmiştir.

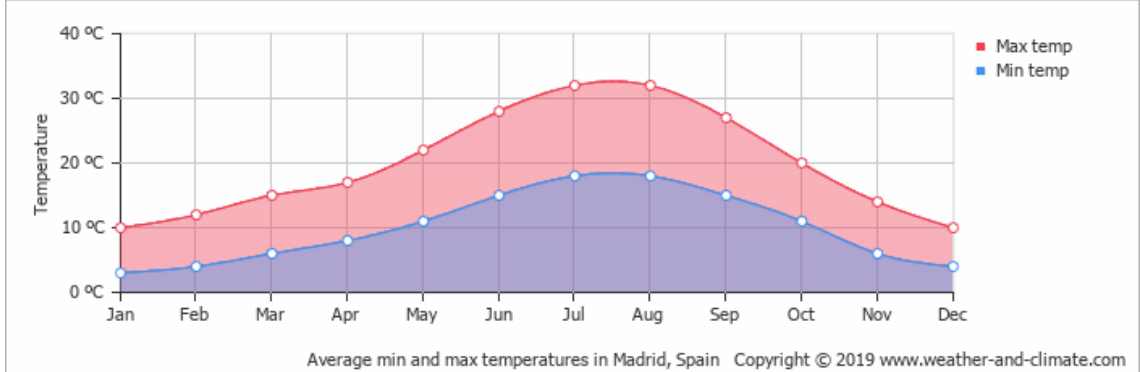
Tablo 1.5 Soğutucu akışkanların güvenlik sınıflandırması [36]

	No Flame Propagation	Lower Flammability	Flammable	Higher Flammability
Lower Toxicity	A1	A2L	A2	A3
Higher Toxicity	B1	B2L	B2	B3

Soğutucu akışkanların çevresel yönden etkilerinin başında karbon salınımı gelmektedir. Karbon salınımı, doğrudan ve dolaylı olmak üzere ikiye ayrılır. Doğrudan karbon salınımı, soğutucu akışkanların kullanılan sistemde bir sızıntı veya benzeri bir durumda atmosfere kaçarak çevreye direkt olarak zarar vermesinden kaynaklanır. Dolaylı karbon salınımı, kullanılan elektriğin üretimi sırasında ortaya çıkan karbon salınımıdır. Bu salınım çatı tipi klimanın harcadığı elektrik enerjisinden ve kullanılan soğutucu akışkanın ve cihaz malzemelerinin üretiminden kaynaklanır. Soğutucu akışkanların doğrudan ve dolaylı karbon salınımı sera etkisine sebep olduğu için çevreye zarar vermektedir [37].

Soğutucu akışkanların dolaylı karbon salınımının en büyük payı, enerji tüketiminden bir başka ifadeyle performansından kaynaklanmaktadır. İklimlendirme cihazlarında soğutma ihtiyacının karşılanması için belirli bir enerji harcanır. Soğutucu akışkanın performansı (enerji verimliliği), istenilen soğutma kapasitesinin harcanan enerjiye oranına denir [38]. Çatı tipi klima soğutma modunda çalışırken EER ve SEER olmak üzere dikkate alınması gereken iki çeşit enerji verimliliği değeri vardır. EER değeri 35 °C dış ortam sıcaklığında hesaplanır ve cihazın tam yükteki enerji verimliliği olarak kullanılmaktadır [39]. İspanya'nın başkenti Madrid'deki yıllık sıcaklık dağılımında gösterildiği gibi Temmuz ve Ağustos aylarında sıcaklık maksimuma ulaşırken Haziran ve Eylül aylarında sıcaklık düşmüştür (Şekil 1.23). SEER değeri, cihazın soğutma modunda çalıştığı bütün dönemdeki toplam soğutma kapasitesinin toplam enerji tüketimine oranından

bulunmaktadır [40]. Dolayısıyla ılıman iklim bölgelerinde veya sıcaklığın kısa süreliğine 35 °C ve üstüne çıktığı bölgelerde SEER değeri, performans değerlendirmesinde daha faydalı olacaktır.



Şekil 1.23 Madrid'in ortalama minimum ve maksimum sıcaklık değerleri [41]

Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanın seçiminde sürdürülebilirlik önemli bir faktördür. Seçilen soğutucu akışkanın üretiminin kolay, çok sayıda kaynaktan elde edilebilir ve kullanılacak coğrafi bölgede bulunabilecek olması sürdürülebilirlik açısından dikkate alınması gereken faktörlerdir.

Seçim kriterlerinin diğer önemli maddesi maliyettir. Maliyet analizi yapılırken sadece ekipmanların ilk kurulum maliyeti değil geniş zaman aralığında sistemin sebep olacağı maliyet değerleri de hesaba katılmalıdır. Maliyetin doğru hesaplanabilmesi için hesaba katılması gereken etmenler aşağıda sıralanmıştır.

- İlk kurulum maliyeti
- Soğutucu akışkana uygun ekipman maliyeti
- Enerji tüketimi (Soğutucu akışkanın enerji verimliliği)
- Soğutucu akışkanın güvenlik sınıfına göre alınan güvenlik önlemi maliyeti

2.1 Çatı Tipi Klimaların Soğutma Kapasitesi Hesaplaması

Çatı tipi klimanın ortam koşulları Avrupa Birliği Komisyon Yönetmeliği'nde belirtildiği gibi, dış ortam kuru ve yaş termometre sıcaklıkları sırasıyla 35 °C ve 24 °C, iç ortam kuru ve yaş termometre sıcaklıkları sırasıyla 27 °C ve 19 °C alınmıştır [42].

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{sa}} \times (h_{\text{evap},\text{ç}} - h_{\text{evap},\text{g}}) \quad (2.1)$$

Evaporatörün soğutma kapasitesini veren yukarıdaki denklemde $\dot{m}_{\text{sa}}$, soğutucu akışkanın kütleli debisini, $h_{\text{evap},\text{ç}}$ ve $h_{\text{evap},\text{g}}$ soğutucu akışkanın sırasıyla evaporatörün çıkış ve girişindeki entalpi değerleridir (Denklem 2.1).

$$\dot{m}_{\text{sa}} = \dot{v}_{\text{sa}} \times \rho_{\text{sa}} \quad (2.2)$$

Soğutucu akışkanın kütleli debisi denklem 2.2'deki gibidir. $\dot{v}_{\text{sa}}$ Soğutucu akışkanın hacimsel debisinin ve ρ_{sa} soğutucu akışkanın yoğunluğunun değeridir.

$$(h_{\text{evap},\text{ç}} - h_{\text{evap},\text{g}}) = c_p \times \Delta T \quad (2.3)$$

Soğutucu akışkanın evaporatörün giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkı yukarıdaki denklem 2.3'te verildiği gibi bulunur. c_p Soğutucu akışkanın özgül ısı ve ΔT soğutucu akışkanın evaporatörün giriş ve çıkış arasındaki sıcaklık farkıdır.

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{sa}} \times (h_{\text{kond},\text{ç}} - h_{\text{kond},\text{g}}) \quad (2.4)$$

Kondenserin ısıtma kapasitesini veren denklemde $\dot{m}_{\text{sa}}$, soğutucu akışkanın kütleli debisini, $h_{\text{kond},\text{ç}}$ ve $h_{\text{kond},\text{g}}$ sırasıyla kondenserin çıkış ve girişindeki soğutucu akışkanın entalpi değerleridir (Denklem 2.4).

$$(h_{\text{kond},\text{ç}} - h_{\text{kond},\text{g}}) = c_p \times \Delta T \quad (2.5)$$

Soğutucu akışkanın kondenserin giriş ve çıkış arasındaki entalpi farkı yukarıdaki denklem 2.5'te verildiği gibi bulunur, c_p soğutucu akışkanın özgül ısısı ve ΔT soğutucu akışkanın kondenserin giriş ve çıkış arasındaki sıcaklık farkıdır.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{sa}} \times (h_{\text{komp},\text{ç}} - h_{\text{komp},\text{g}}) \quad (2.6)$$

Kompresörün harcadığı güç denklem 2.6'da verilmiştir. Bu denklemde $\dot{m}_{\text{sa}}$, soğutucu akışkanın kütleli debisini, $h_{\text{komp},\text{ç}}$ ve $h_{\text{komp},\text{g}}$ sırasıyla kompresörün çıkış ve girişindeki entalpisini göstermektedir.

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{(h_{\text{komp},\text{ç}} - h_{\text{komp},\text{g}})}{(h_{\text{komp},\text{ç,id}} - h_{\text{komp},\text{g}})} \quad (2.7)$$

Yukarıdaki denklemde $h_{\text{komp},\text{ç,id}}$ kompresörün izantropik koşullarda çalışırken kompresör çıkışındaki entalpi değeridir ve bu denklemle kompresör verimi hesaplanmıştır (Denklem 2.7).

2.2 Çatı Tipi Klimaların EER Hesaplaması

Çatı tipi klimaların tam yükteki verim hesaplaması EN 14511-3 (2018) standardına göre yapılmıştır. Bu hesaplamada cihazın belirli bir basınç kaybını yenebilmesi için fanın yapmış olduğu ekstra güç tüketiminin ($\dot{W}_f$) soğutma kapasitesine ($\dot{Q}_{\text{top}}$) eklenmesi ve toplam güç tüketiminden ($\dot{W}_{\text{top}}$) çıkarılması gerekmektedir. Bu hesaplamalar sırasıyla denklem 2.8 ve 2.9'da verilmiştir. Bu işlemler sonucunda cihazın EER değeri denklem 2.10'da verildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{\text{ge}} = \dot{W}_{\text{top}} - \dot{W}_f \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_{\text{ge}} = \dot{Q}_{\text{top}} + \dot{W}_f \quad (2.9)$$

$$EER = \frac{\dot{Q}_{\text{ge}}}{\dot{W}_{\text{ge}}} \quad (2.10)$$

327/2011 numaralı Avrupa Birliği Komisyonu Yönetmeliği'nde yer aldığı gibi fan enerji verimliliği hesaplanmaktadır [43]. Denklem 2.11'de verilen fan verim hesaplamasında $\dot{W}_f$ fanın çektiği gücü ifade ederken N , fanın verim puanını ifade etmektedir.

$$\eta_f = 4,56 \times \ln(\dot{W}_f) - 10,5 + N \quad (2.11)$$

Elde edilen fan enerji verimliliği değeri, havanın hacimsel debisi (q), statik basınç farkı (Δp) ve minimum dış statik basınç farkı (ESP_{min}) değerleriyle birlikte denklem 2.12’de verilen şekilde hesaplanarak bulunur.

$$\dot{W}_f = \frac{q \times (\Delta p - ESP_{min})}{\eta_f} \quad (2.12)$$

2.3 Çatı Tipi Klimaların SEER Hesaplaması

Çatı tipi klimanın SEER hesaplaması için EN14825 standardında belirtilen dış ortam tasarım sıcaklığına göre A,B,C ve D olarak sınıflandırılan dış ortam sıcaklıklarındaki kısmi soğutma yükleri ve kısmi EER değerleri hesaplanır. Bu referans noktaları tablo 2.1’de belirtilmiştir [40].

Tablo 2.1 SEER için gereken kısmi yük oranları

Referans Sıcaklıkları	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	İç Ortam Sıcaklığı (°C)	Kısmi Yük Oranı
A	35	27	$\frac{(T_{do} - 16^{\circ}\text{C})}{(T_{dot} - 16^{\circ}\text{C})}$
B	30	27	$\frac{(T_{do} - 16^{\circ}\text{C})}{(T_{dot} - 16^{\circ}\text{C})}$
C	25	27	$\frac{(T_{do} - 16^{\circ}\text{C})}{(T_{dot} - 16^{\circ}\text{C})}$
D	20	27	$\frac{(T_{do} - 16^{\circ}\text{C})}{(T_{dot} - 16^{\circ}\text{C})}$

*Dış ortam tasarım sıcaklığı 35 °C alınmıştır.

Kısmi yüklerdeki soğutma kapasitesi, tam yükteki soğutma kapasitesinin kısmi yük oranına eşittir ve denklem 2.13’teki gibi ifade edilir.

$$\dot{Q}_{so@T} = \frac{(T_{do} - 16^{\circ}\text{C})}{(35^{\circ}\text{C} - 16^{\circ}\text{C})} \times \dot{Q}_{so@35^{\circ}\text{C}} \quad (2.13)$$

A, B, C ve D referans sıcaklıklarındaki kısmi soğutma yükü cihazın ürettiği soğutma kapasitesinden küçük ise cihazın EER değeri, CD faktörü ve CR düzeltme katsayısıyla denklem 2.14'teki gibi hesaplanmaktadır. Belirtilen dış ortam sıcaklıklarındaki güç tüketimi denklem 2.15'te verildiği gibi bulunur [40].

$$EER_{k,d} = EER_{k,ge} \times \{1 - CD \times (1 - CR)\} \quad (2.14)$$

$$\dot{W}_{d@T^{\circ}\text{C}} = \frac{\left\{ \dot{Q}_{so@35^{\circ}\text{C}} \times \frac{(T_{do} - 16^{\circ}\text{C})}{(35^{\circ}\text{C} - 16^{\circ}\text{C})} \right\}}{EER_{k,d}} \quad (2.15)$$

A, B, C ve D referans sıcaklıklarındaki EER_k değerleri ve soğutma yükleri bulunduğundan sonra cihazın aktif modundaki sezonsal verimliliği ($SEER_{on}$) için 17°C ile 40°C arasında her bir sıcaklık değerindeki EER_k , soğutma kapasitesi, yıllık soğutma kapasitesi ve yıllık güç tüketim değerleri hesaplanır. $SEER_{on}$ hesaplamasında A ve D referans noktalarının ($35^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C}$) dışında kalan dış ortam sıcaklıklarındaki EER_k değerleri A ve D noktalarındaki EER_k değerine eşit sayılır. Ara sıcaklıklardaki EER_k değerleri interpolasyon yöntemiyle bulunur. $SEER_{on}$ hesaplaması için gereken çalışma saatleri ve gerekli diğer veriler tablo 2.2'de gösterilmiştir [42].

Tablo 2.2'deki soğutma yükü, her noktanın sıcaklık ve verilen çalışma süresiyle aynı dış ortam sıcaklığındaki soğutma kapasitesi ve güç tüketimi sırasıyla denklem 2.16 ve 2.17'teki gibi hesaplanır.

$$Q_{y,so@T} = \dot{Q}_{so@T} \times t_{\text{çs}} \quad (2.16)$$

$$W_{y@T} = Q_{y,so@T} \times EER_{k@T} \quad (2.17)$$

Tablo 2.2 SEER_{on} Tablosu [42]

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205			EER _{k@20 °C}		
18	227			EER _{k@20 °C}		
19	225			EER _{k@20 °C}		
20	225	D		EER _{k@20 °C}		
21	216			EER _{k,int@20-25 °C}		
22	215			EER _{k,int@20-25 °C}		
23	218			EER _{k,int@20-25 °C}		
24	197			EER _{k,int@20-25 °C}		
25	178	C		EER _{k@25 °C}		
26	158			EER _{k,int@30-25 °C}		
27	137			EER _{k,int@30-25 °C}		
28	109			EER _{k,int@30-25 °C}		
29	88			EER _{k,int@30-25 °C}		
30	63	B		EER _{kısmi@30 °C}		
31	39			EER _{k,int@35-30 °C}		
32	31			EER _{k,int@35-30 °C}		
33	24			EER _{k,int@35-30 °C}		
34	17			EER _{k,int@35-30 °C}		
35	13	A		EER _{k@35 °C}		
36	9			EER _{k@35 °C}		
37	4			EER _{k@35 °C}		
38	3			EER _{k@35 °C}		
39	1			EER _{k@35 °C}		
40	0			EER _{k@35 °C}		

SEER_{on} değeri toplam yıllık soğutma kapasitesi ve toplam yıllık güç tüketiminden hesaplanır. Toplam yıllık soğutma kapasitesi, toplam yıllık güç tüketimi ve SEER_{on} değeri sırasıyla denklem 2.18, 19 ve 20'deki gibi elde edilir.

$$Q_{y,so,top} = \sum_{T^{\circ}C=17}^{40} Q_{y,so@T} \quad (2.18)$$

$$W_{y,top} = \sum_{T^{\circ}C=17}^{40} W_{y@T} \quad (2.19)$$

$$SEER_{on} = \frac{Q_{y,so,top}}{W_{y,top}} \quad (2.20)$$

SEER değerinin hesaplanabilmesi için cihazın belli modlardaki değerleri hesaba katılacaktır. Cihazın tam yükte çalışırken elde edilen soğutma gücü denklem 2.21'de belirtilmiştir [42].

$$P_{tas} = P_{so@35^{\circ}C} \times 600 \quad (2.21)$$

Cihazın termostat kapalıyken yaptığı güç tüketimi denklem 2.22'de verilmiştir [42].

$$P_{ter,ka} = P_{ter} \times 659 \quad (2.22)$$

Cihazın karter ısıtıcısından kaynaklı güç tüketimi denklem 2.23'teki gibi hesaplanır [42].

$$P_{kl,m} = P_{kl} \times 2036 \quad (2.23)$$

Cihazın bekleme modundan kaynaklı güç tüketiminin hesaplanması denklem 2.24 ile bulunur [42].

$$P_{bek,m} = P_{bek} \times 1377 \quad (2.24)$$

Çatı tipi klimanın SEER değeri denklem 2.25 ile hesaplanmıştır [40].

$$SEER = \frac{P_{tas}}{\left(\frac{P_{tas}}{SEER_{on}}\right) + P_{ter,ka} + P_{k1,m} + P_{bek,m}} \quad (2.25)$$

2.4 Çatı Tipi Klimaların LCCP Hesaplaması

Çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanların karbon salınımı denklem 2.26'da gösterildiği gibi soğutucu akışkanın doğrudan ve dolaylı karbon salınımlarının toplamına eşittir [37].

$$LCCP = X_{dog} + X_{dol} \quad (2.26)$$

Soğutucu akışkanın doğrudan karbon salınımı, şarj edilen soğutucu akışkan miktarı (C), GWP değeri, soğutucu akışkanın atmosferde bozunma değeri (GWP_{adp}), çatı tipi klimanın ortalama kullanım ömrü (L), soğutucu akışkanın şarj miktarına göre kaçak yüzdesi (ALR) ve soğutucu akışkanın kullanım sonrası kaçak miktarı (EOL) kullanılarak denklem 2.27'deki gibi hesaplanır.

$$X_{dog} = \{C \times [(GWP + GWP_{adp}) \times (L \times ALR + EOL)]\} \quad (2.27)$$

Soğutucu akışkanın dolaylı karbon salınımı, çatı tipi klimanın ortalama kullanım ömrü, yıllık enerji tüketimi (AEC), enerji tüketiminden kaynaklı salınım (EM), cihazın malzemesinden kaynaklı salınım (MM), cihazın kütlesi (m), geri dönüştürülen malzeme kaynaklı salınımı, (RM), geri dönüştürülen malzeme kütlesi (mr), soğutucu akışkanın üretimi kaynaklı salınımı (RFM), şarj edilen soğutucu akışkan miktarı, soğutucu akışkanın şarj miktarına göre kaçak yüzdesi, soğutucu akışkanın kullanım sonrası kaçak miktarı ve bertaraf edilecek soğutucu akışkanın salınımı (RFD) değerleriyle denklem 2.28'deki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned} X_{dol} = \{ & (L \times AEC \times EM) + (MM \times m) + (RM \times mr) \\ & + (RFM \times C) + (L \times ALR \times RFM) \\ & + (C \times \{1 - EOL\} \times RFD) \} \end{aligned} \quad (2.28)$$

2.5 Sayısal Modelleme Programının Çözümleme Yöntemi

Sayısal modelleme için özel bir simülasyon programı kullanılmıştır. Bu program, kararlı akış durumundaki (steady state) buhar sıkıştırmalı çevrimlerde kullanılan bir simülasyon programıdır. Bu program, evaporatör, kondenser, soğutucu akışkan ve devreleme gibi karmaşık sistem konfigürasyonlarının tasarımında kullanıcıya esneklik sağlayarak sistemi analiz eder. Simülasyon programı; kullanıcı arayüzü, sistem çözücü ve ayrıntılı modelleme olmak üzere 3 ana bölümden oluşmaktadır [44].

Kullanıcı arayüzünde, kullanıcı sistemi tasarlar ve gerekli verileri girer. Program girilen bu değerleri sistem çözücüyeye iletir [44].

Sistem çözücü, kullanıcı arayüzünde belirtildiği gibi tüm sistemin performansını analiz edebilmek için modeldeki bileşenlerin arka plandaki formüllerini aynı anda çözer. Genel sistem performansının dengesini sağlayabilmek için sistemdeki her bir değişken için indirgenmiş dizi formüllerine göre hesaplama yapar. Newton Raphson yöntemi ile sistemin denklemlerini çözmek için arka arkaya yaklaşımlar yapar [45].

Newton Raphson yöntemi, bir denklemin ya da fonksiyonun köklerinin hızlı bir şekilde bulunmasını sağlayan bir yöntemdir. Belirlenen denklem için tahmini bir kök değeri (x_0) verilir. Bu değerin fonksiyondan (f) ve fonksiyonun türevinden (f') gelen değeri hesaplanır. Denklem 2.29'da gösterildiği gibi yeni kök hesaplanmış olur.

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (2.29)$$

Hesaplanan x_1 kökünden sonra iterasyon aşağıda gösterildiği gibi devam eder (Denklem 2.30).

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \quad (2.30)$$

Doğru kök değerine ulaşmak için x_i ile x_{i+1} değerleri arasındaki hata oranına bakılır. Bu hata oranı sıfıra ne kadar yaklaşırsa bulunan kök değerindeki doğruluk artar. Hata oranının hesaplanması denklem 2.31'de gösterilmiştir.

$$|\epsilon| = \left| \frac{x_{i+1} - x_i}{x_i} \right| \times 100 \quad (2.31)$$

Ayrıntılı modelleme karmaşık çevrimlere sahip olan sistemlerde daha hassas sonuçlar elde edilmesi için kullanılır. Sistemin her bir değişkeni için ayrı ayrı etkinleştirilebilir veya devre dışı bırakılabilir [44].

Simülasyonun yapılandırılması için soğutma çevrimindeki senaryonun, sabit değerlerin, değişken değerlerin, etkinleştirilen ve devre dışı bırakılan değerlerin tanımlanması gerekir. Simülasyon programındaki değerler soğutucu akışkan, çıktı (output), parametre ve denklem olmak üzere 4 farklı değer vardır [44].

Soğutucu akışkan değerleri: Soğutucu akışkan özelliklerine göre değişkenlik gösterir. Programda olmayan soğutucu akışkanlar için soğutucu akışkanın özellikleri manuel olarak girilir. Soğutucu akışkanların bağımlı ve bağımsız olan özelliklerinin sabit ya da değişken olarak alınabileceği şekil 2.1’de gösterilmiştir [44].

Refrigerant			R410A generic "50% R32/50% R125"		
No. Constituents			1		
Version			2.0		
Independent Variables			Dependent Variables		
Fixed Name	Value	Unit	Fixed Name	Value	Unit
☐ md	0.490795	kg/s	☐ Ts	7.570008	C
☐ P	1008.99377	kPa	☐ T	11.403452	C
☐ Xq	1.02083	nd	☐ h	285.632591	kJ/kg
☒ C1	0.5	nd	☐ v	0.026464	m ³ /kg
☒ C2	0.5	nd	☐ s	1.038002	kJ/kg-K
☒ C3	0	nd	☐ dTsh	3.833444	K
☒ C4	0	nd	☐ dTg	0.109035	K
☐ Co	0.02	nd			

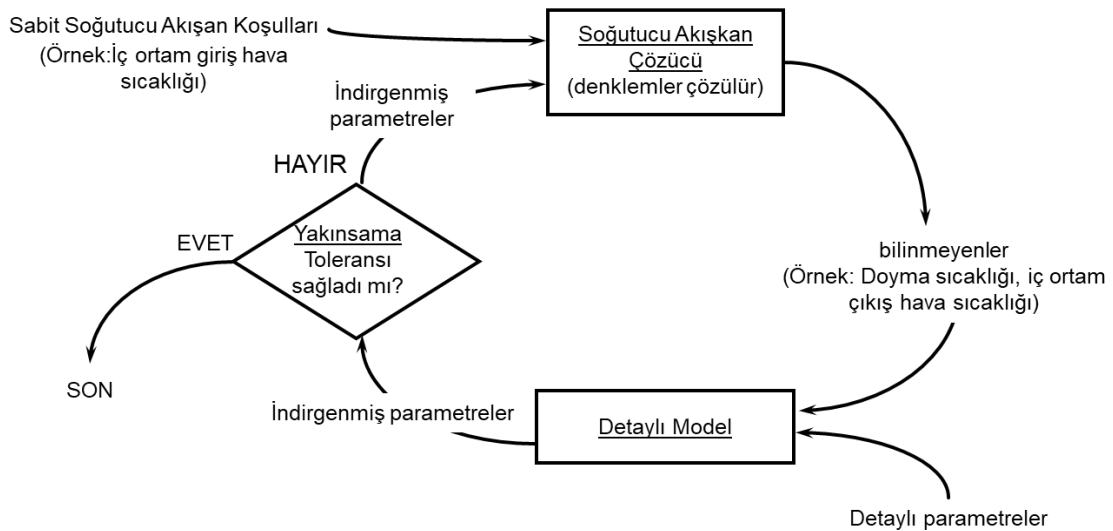
Şekil 2.1 Simülasyon programındaki soğutucu akışkan özelliklerinin seçim ekran görüntüsü

Çıktı değerleri: Bütün çıktı değerleri bilinmeyen değerlerdir. Çıktı değerleri simülasyon programının analizi sonucunda elde edilir. Analizin yapılabilmesi için sistemdeki bilinmeyen değerlerin sayısının sistemdeki denklem sayısına eşit olması gerekmektedir [44].

Parametreler: Parametreler sabit değerlerdir. Kullanıcı programda yer almayan bir ekipmanı eklemek için ekipmanın özelliklerini manuel girerek parametrelerini sabitler. Bu değerler kullanılan ekipmanların teknik kataloğundan alınır ya da tasarım sırasında belirlenen değere göre girilir [44].

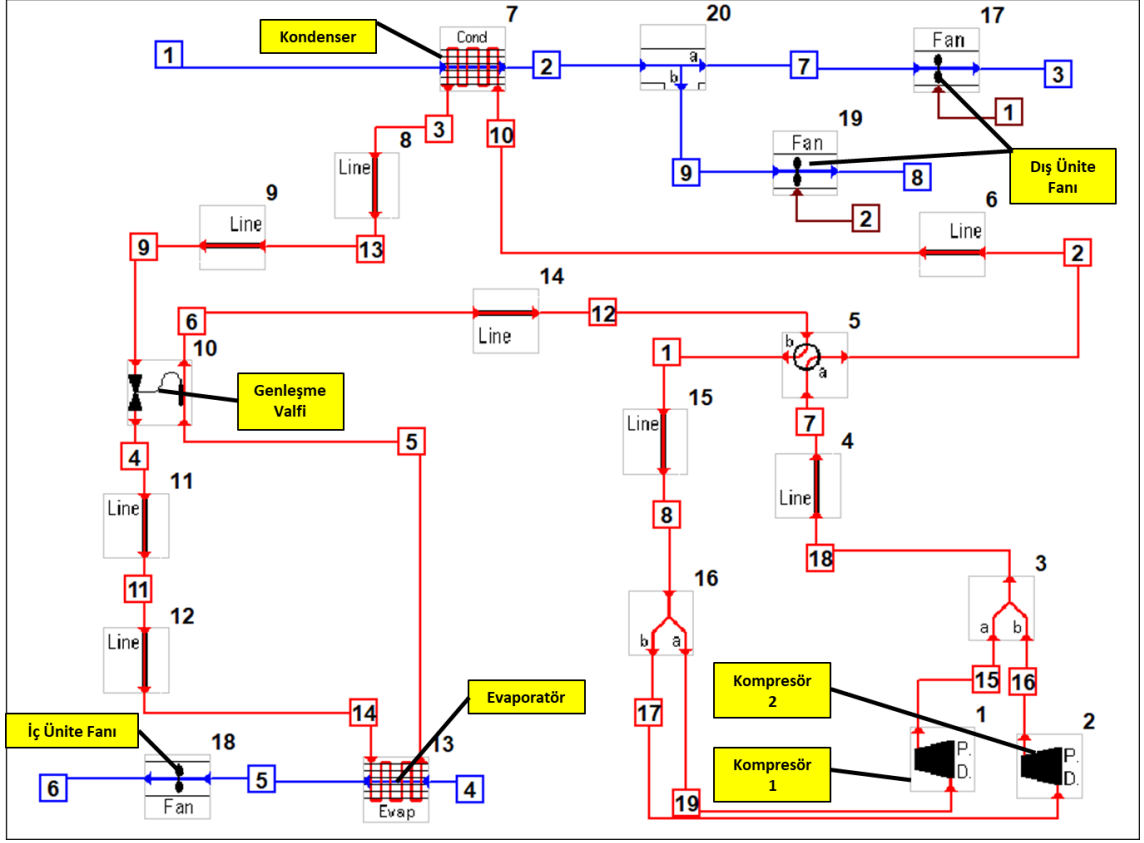
Denklemler: Sistemdeki bilinmeyen değişkenlerin hesaplanması için gerekir. Soğutucu akışkan değişkenlerinin parametrelerle birlikte süreklilik, enerji, momentum ve nem hesaplamalarında kullanılmasıyla bulunmaktadır [44].

Simülasyonun soğutucu akışkanla ilgili denklem çözmesi şekil 2.2’de gösterilmiştir. İlk adımda sabit olarak tanımlanan veriler girilir. Sistem çözücü bu değerleri ve bunlara bağlı olan denklemleri çözmeye çalışarak bilinmeyen değerleri elde etmeye çalışır. Sistemin bilinmeyen değerleri parametre değerleriyle birlikte detaylı modellemede değişkenlerin etkinleştirilip veya devre dışı bırakılıp çözümlenmesi yapılır. Programın verdiği sonuç yakınsaması önceden belirlenen tolerans değerinden fazlaysa sistem tekrar çözme (iteration) yaparak elde edilen sonucun tolerans değerinden küçük çıkması için çözücü aynı şekilde çalıştırır [44].



Şekil 2.2 Simülasyon programının çalışma prensibi [44]

Simülasyon programında kurulan sistemin şematik örneği şekil 2.3’te gösterilmiştir. Çatı tipi klimanın soğutma çevrimindeki tüm ekipmanlar programda tanımlanır. Tasarım koşulları, sabit ve değişken parametreler sisteme girilir. Bunun yanında kondenser ve evaporatör hattında olup soğutma çevrimiyle birinci dereceden alakalı olan dış ve iç ünite fanları tasarım koşullarına göre programda çalıştırılır.



Şekil 2.3 Simülasyon programında tasarlanan sistem örneği

Bu tez çalışmasında, simülasyon programından soğutma kapasitesi, enerji tüketimi ve alt değerlerinin hesaplanması amaçlanmıştır. Temel olarak çatı tipi klimanın kompresör, fan, kondenser ve evaporatör gibi parçalarının değişkenleri sabit değer olarak alınmıştır. Simülasyonda farklı iki senaryo izlenmiştir. Birinci senaryoda soğutma çevrimine şarj edilen soğutucu akışkan kütlesi sabit tutularak farklı soğutucu akışkanların soğutma kapasitesindeki değerleri ve enerji tüketimleri analiz edilmiştir. İkinci senaryoda farklı soğutucu akışkanların enerji tüketimleri sabit tutularak farklı soğutucu akışkanların soğutma kapasiteleri ve soğutucu akışkan şarj miktarları kıyaslanmıştır.

2.6 Deneysel Çalışma Teorisi

Laboratuvar ortamında yapılan testler, EN14511-3, ASHRAE-37 standartlarına ve Avrupa Birliği'nin 2016:2281 numaraları komisyon yönetmeliğine göre yapılmıştır.

Çatı tipi klimanın testlerinin yapılabilmesi için;

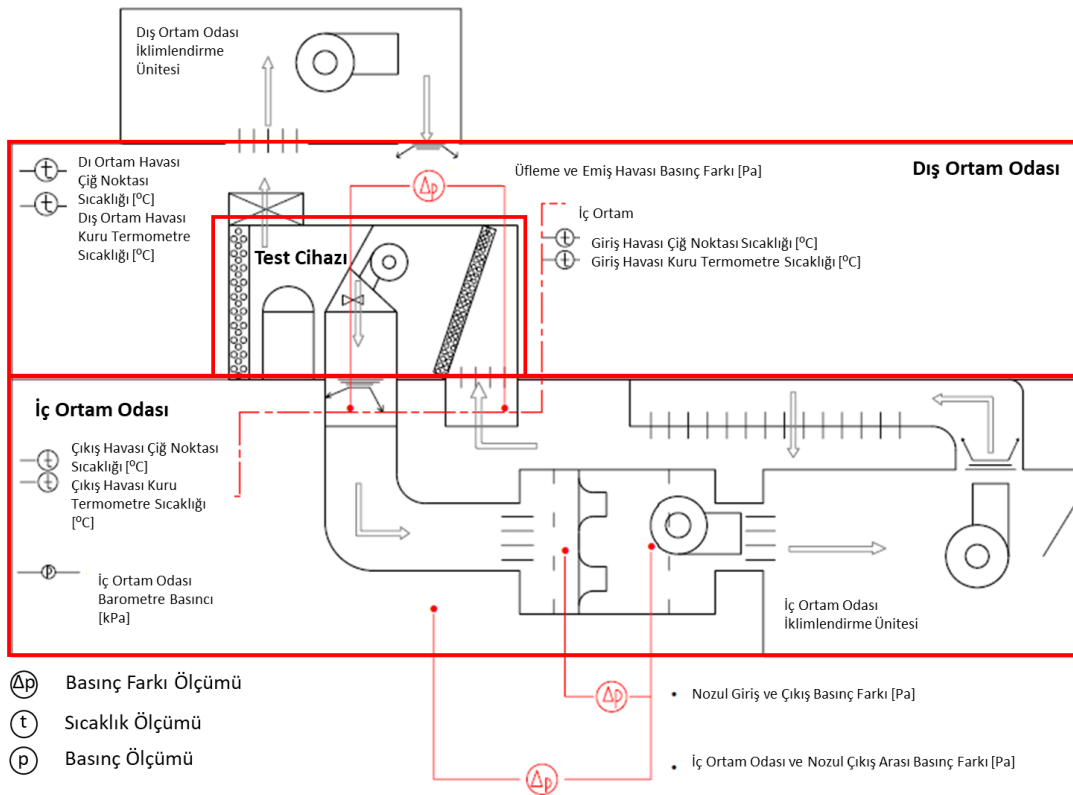
- test edilen cihazın yapısına göre iç ve dış ortamın sağlanması

- hava hızının 2,5 m/s'yi geçmemesi
- havanın tahliye edildiği yerin test ortamındaki en yakın yüzeye mesafesinin 1,8 m'den az olmaması
- test edilen cihazın test ortamındaki en yakın yüzeye mesafesinin 0,9 m'den az olmaması gerekmektedir.

Soğutma kapasitesi testi sürecinde kaydedilmesi gereken değerler aşağıda verilmiştir.

- Toplam soğutma kapasitesi, ($\dot{Q}_{tci}$)
- Duyulur soğutma kapasitesi, ($\dot{Q}_{sci}$)
- Gizli soğutma kapasitesi, ($\dot{Q}_{lci}$)
- İç ortam hava debisi, (q)
- İç ortam hava basınç kaybı, (P)
- Ekipman bazında enerji tüketimi, ($\dot{W}_{ek}$)

Çatı tipi klimanın test sırasındaki bağlantı ve ölçüm yerleri şekil 2.4'te şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Çatı tipi klimanın test kurulumunun şematik gösterimi

Duyulur, gizli ve toplam iç ortam soğutma kapasitesi iç ortam entalpi yöntemiyle hesaplanmaktadır [46]. Toplam soğutma kapasitesi denklem 2.32'deki verildiği gibi bulunmaktadır. Bu denklemde yer alan h_{a1} ve h_{a2} sırasıyla iç ortam havasının giriş ve çıkışındaki entalpiyi belirtir. Denklemin paydasında yer alan karışım havasının kuru hava kısmının kuru termostat sıcaklığındaki özgül hacmi denklem 2.33'teki gibi genişletilmiştir. Burada v'_n iç ortam havasının nozuldaki özgül hacmini belirtirken ω_n iç ortam havasının nozuldaki nem oranını belirtir.

$$\dot{Q}_{tci} = \frac{q \times (h_{a1} - h_{a2})}{v_n} \quad (2.32)$$

$$\dot{Q}_{tci} = \frac{q \times (h_{a1} - h_{a2})}{v'_n \times (1 + \omega_n)} \quad (2.33)$$

Duyulur soğutma kapasitesi denklem 2.34'teki verildiği gibi bulunmaktadır. Denklemin paydasında yer alan karışım havasının kuru hava kısmının kuru termostat sıcaklığındaki özgül hacmi denklem 2.35'teki gibi genişletilmiştir. Bu denklemde c_{pa1} ve c_{pa2} sırasıyla kuru havanın iç ortama giriş ve çıkışındaki özgül ısısını belirtirken T_{pa1} ve T_{pa2} iç ortam havasının sırasıyla giriş ve çıkışındaki sıcaklığını belirtir.

$$\dot{Q}_{sci} = \frac{q \times (c_{pa1} \times T_{pa1} - c_{pa2} \times T_{pa2})}{v_n \times (1 + \omega_n)} \times 1000 \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_{sci} = \frac{q \times (c_{pa1} \times T_{pa1} - c_{pa2} \times T_{pa2})}{v'_n \times (1 + \omega_n)} \quad (2.35)$$

Gizli soğutma kapasitesi denklem 2.36'da verildiği gibi bulunmaktadır. İç ortam havasının sırasıyla giriş ve çıkışındaki nem ω_1 ve ω_2 olarak belirtilir. Denklemin paydasında yer alan karışım havasının kuru hava kısmının kuru termostat sıcaklığındaki özgül hacmi denklem 2.37'deki gibi genişletilmiştir.

$$\dot{Q}_{lci} = 2,47 \times 10^6 \times \frac{q \times (\omega_1 - \omega_2)}{v_n} \quad (2.36)$$

$$\dot{Q}_{\text{lci}} = 2,47 \times 10^6 \times \frac{q \times (\omega_1 - \omega_2)}{v'_n \times (1 + \omega_n)} \quad (2.37)$$

İç ortam entalpi yöntemiyle yapılan soğutma kapasite hesabında denklem 2.38'deki gibi hesaplanan havalandırma kanalındaki kayıp, duyulur ve toplam soğutma kapasitesine eklenecektir. Burada yer alan UA ısı transfer katsayısını, T_{ai} ve T_{a2} sırasıyla test odasının ve cihazdan çıkan havanın sıcaklığını ifade eder.

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = UA \times (T_{\text{ai}} - T_{\text{a2}}) \quad (2.38)$$

Cihazın hava debisinin testi nozul hava debisi ölçüm aparatıyla (Nozzle Airflow Measurement Apparatus) yapılmaktadır [46]. Eğer cihazda birden fazla nozul kullanılıyorsa her nozul ölçümündeki değerler toplanacaktır. Tek nozuldaki hava debisinin ölçümü denklem 2.39'da verilmiştir. Bu denklemde yer alan C_x nozulun havayı atma katsayısını (birimsiz) ve A_n nozulun alanını ifade eder. Bu denklem, denklem 2.40'taki gibi genişletildikten sonra denklem 2.41'deki son halini alır. Havanın nozuldaki özgül hacminin hesaplanmasında kullanılan $v_{n,\zeta}$ nozul çıkışındaki kuru havanın özgül hacmini, P_n nozul boğazındaki basıncı ifade eder.

$$q = C_x \times A_n \times \sqrt{2 \times P_n \times v'_n} \quad (2.39)$$

$$v'_n = \frac{v_n}{(1 + \omega_n)} \quad (2.40)$$

$$v'_n = \frac{101,325 \times v_{n,\zeta}}{P_n \times (1 + \omega_n)} \quad (2.41)$$

Test ölçümlerindeki tolerans miktarları tablo 2.3'te gösterilmiştir.

Tablo 2.3 ASHRAE Test tolerans tablosu [46]

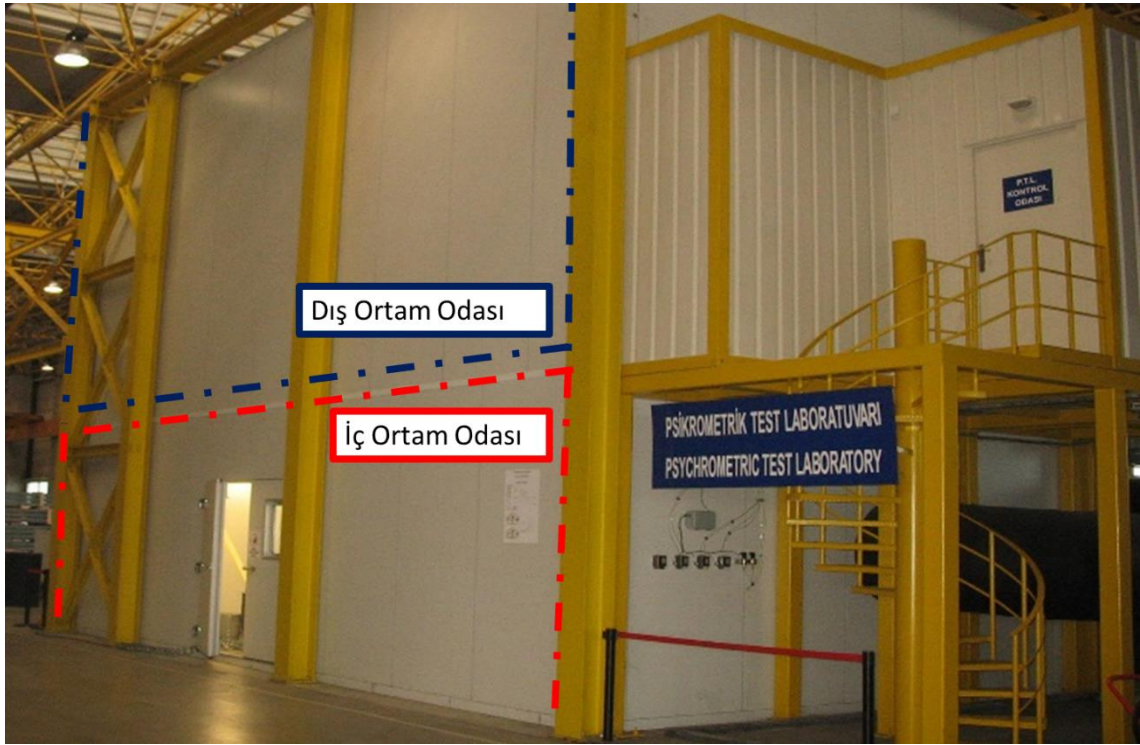
		Test Operating Tolerance				Test Condition Tolerance			
		Cooling	Non-Frosting	Heat with Frost		Cooling	Non-Frosting	Heat with Frost	
				Heat Portion	Defrost Portion			Heat Portion	Defrost Portion
Outdoor dry-bulb temperature (°C)	Entering	1,0	1,0	1,7	5,6	0,3	0,3	0,5	-
	Leaving	1,0	1,5	-	-	-	-	-	-
Outdoor wet-bulb temperature (°C)	Entering	0,5	0,5	0,9	-	0,2	0,2	0,3	-
	Leaving	0,5	0,5	-	-	-	-	-	-
Indoor dry-bulb temperature (°C)	Entering	1,0	1,0	1,7	2,2	0,3	0,3	0,5	-
	Leaving	1,0	1,5	-	-	-	-	-	-
Indoor wet-bulb temperature (°C)	Entering	0,5	0,5	-	-	0,2	-	-	-
	Leaving	0,5	0,5	-	-	-	-	-	-
Condenser cooling water temperature (°C)		0,3	0,3	-	-	0,1	0,1	-	-
Saturated refrigerant temperature (°C)		1,7	1,7	-	-	0,3	0,3	-	-
Liquid temperature if not otherwise specified (°C)		0,3	0,3	-	-	0,1	0,1	-	-
External resistance to airflow (Pa)		12,5	12,5	-	-	-	-	-	-
Electrical voltage (% of reading)		2,0	2,0	2,0	-	-	-	-	-
Liquid flow rate (% of reading)		2,0	2,0	-	-	-	-	-	-
Nozzle pressure drop (% of reading)		2,0	2,0	-	-	-	-	-	-

3.1 Deneysel Çalışmanın Amacı

Bu tez çalışmasında kullanılan farklı soğutucu akışkanların sayısal modellemelerden elde edilen sonuçlarının doğruluğunun kanıtlanması amacıyla soğutma çevriminde R410A soğutucu akışkan kullanılan çatı tipi klima laboratuvar ortamında test edilmiştir. Bu sebeple cihazın hem hava hem de soğutucu akışkan tarafında testler gerçekleştirilmiştir.

3.2 Deneysel Çalışma Düzenegi

Laboratuvar test alanı, iç ortam odası ve dış ortam odası olmak üzere iki ayrı odaya bölünmüştür (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Laboratuvar test odası

Dış ortam odası cihazın yerleştirildiği odadır. Bu test odasında cihazın çalışacağı dış ortam koşulları havalandırma menfezleriyle sağlanmış ve dış ortam test odasının iç

ortam test odasıyla bağlantısı üfleme ve geri dönüş kanal bağlantılarıyla yapılmıştır. İç ortam odası dış ortamdan izole edilmiştir. Dış ve iç ortam odası ve kanal bağlantısı şekil 3.2’de gösterilmiştir. Cihazın üfleme ve emiş kanal bağlantıları yapıldıktan sonra dış ortam test odası içindeki yerleşimi şekil 3.3’teki gibi yapılmıştır.

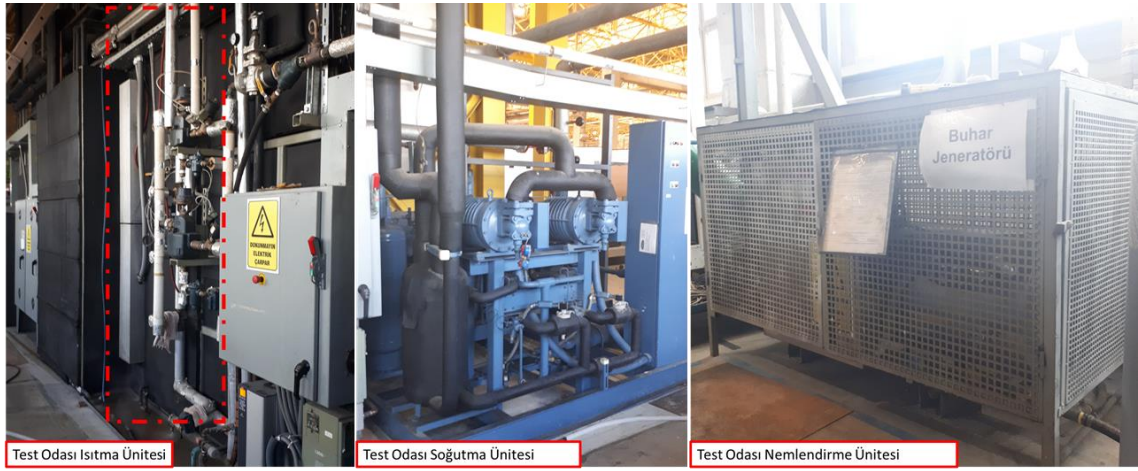


Şekil 3.2 Laboratuvar dış ve iç ortam yerleşimi



Şekil 3.3 Test cihazının yerleşimi

Test odalarının belirli sıcaklık ve nem değerlerinde sabit kalması için ısıtma, soğutma ve nemlendirme üniteleri kullanılmıştır. Çatı tipi klima soğutma durumunda çalışırken test odasının hem iç hem dış ortam koşulları yaz koşullarına uygun olması gerektiği için dış ortam test odası dış ortam tasarım sıcaklık ve nem değerlerinde tutulurken iç ortam test odası iç ortam tasarım sıcaklık ve nem değerlerinde tutulmuştur. Bunun için gerektiğinde ısıtma, soğutma ve nemlendirme yapılmıştır. Nem alma işlemi için ek bir ünite kullanılmamış soğutma ünitesi yardımıyla havanın sıcaklığı çığ noktasına düşürülerek havanın mutlak nemi düşürülmüştür. Test odası ısıtma, soğutma ve nemlendirme üniteleri şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Test odalarının iklimlendirilmesinde kullanılan üniteler

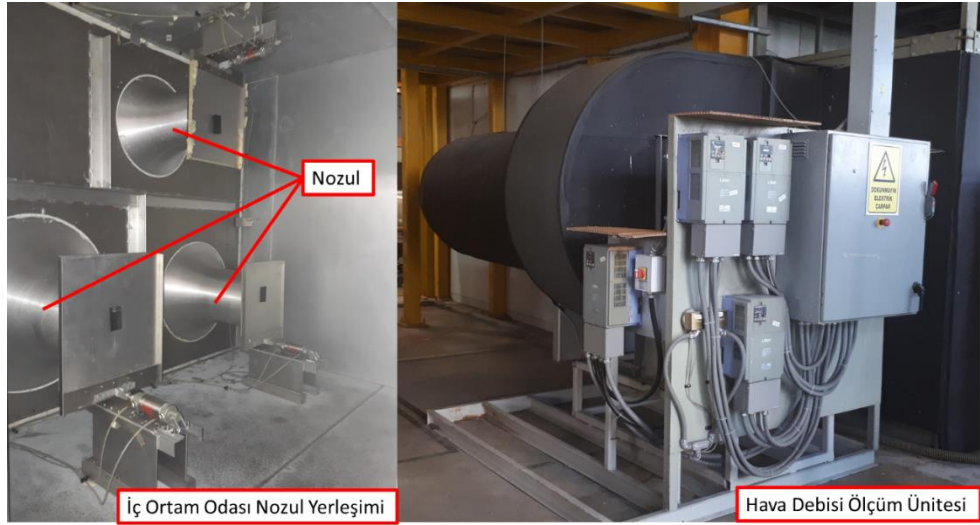
3.3 Deneysel Çalışmada Kullanılan Ölçüm Cihazları

Deneysel çalışma sırasında kullanılan ölçüm cihazları hava ve soğutucu akışkan tarafı olmak iki grupta toplanmaktadır. Her iki tarafta yapılan testlerde kullanılan ölçüm cihazlarının kalibrasyonları yapılmıştır.

Hava tarafındaki testler hava debisi ölçüm cihazı, fark basınç sensörü ve Soğutmalı Ayna Nemölçer (Chilled Mirror Hygrometer) olmak üzere üç farklı cihazla yapılmıştır.

Hava debisinin ölçümü için iç ortam odası içine yerleştirilen 305 (N1), 356 (N2) ve 406 (N3) mm çapındaki üç farklı nozul yardımıyla debi ölçüm ünitesinden

ölçülmüştür (Şekil 3.5). Farklı boyuttaki nozullar tablo 3.1’de gösterildiği gibi belirtilen basınç kaybı ve debilerde farklı kombinasyonlarla çalışmaktadır.



Şekil 3.5 Hava debisi ölçümünde kullanılan cihazlar

Tablo 3.1 Nozul sayısına ve basınç kaybına göre maksimum hava debi tablosu (m³/s)

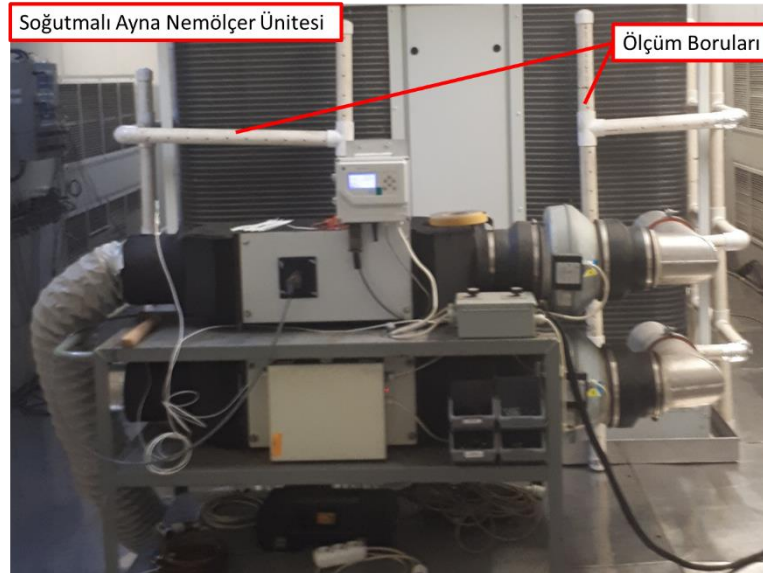
Basınç Kaybı (Pa)	125	187,5	250	375	500	625	750
Açık Nozul							
N1	1,0460	1,2810	1,4800	1,8120	2,0920	2,3400	2,5630
N2	1,4250	1,7460	2,0160	2,6900	2,5100	3,1870	3,4910
N3	1,8540	2,2710	2,6220	3,2110	3,7080	4,1415	4,5410
N1+N2	2,4720	3,0270	3,4950	4,2810	4,9430	5,5270	6,0540
N1+N3	2,9000	3,5520	4,1010	5,0230	5,8000	6,4850	7,1040
N2+N3	3,2790	4,0160	4,6380	5,6800	6,5590	7,3330	8,0330
N1+N2+N3	4,3250	5,2980	6,1170	7,4920	8,6510	9,6720	10,5950

Cihazın tasarım aşamasında belirtilen ESP değerinin hesaplanması için fark basınç sensörü kullanılmıştır (Şekil 3.6). Cihazın üfleme ve emiş kanalındaki basınç değerleri ölçülmüş ve bu değere göre cihazın basınç kaybı hesaplanmıştır.



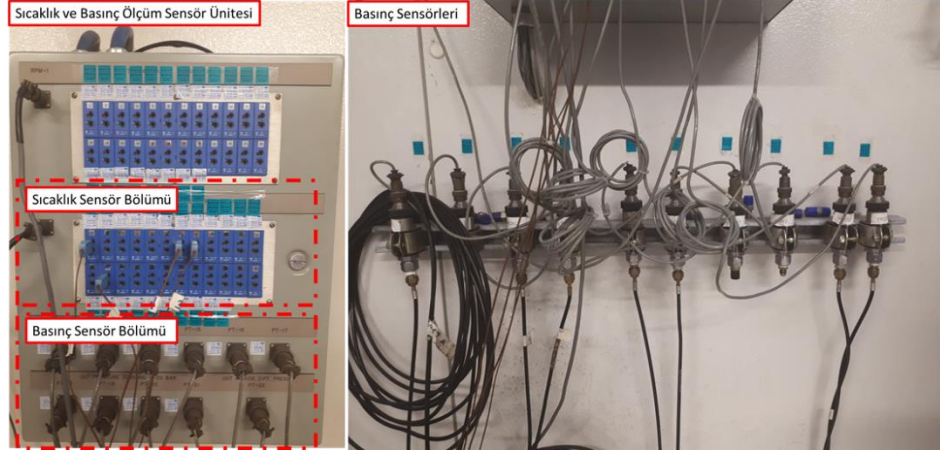
Şekil 3.6 Fark basınç sensörü

Hava tarafındaki sıcaklık ve nem ölçümleri Soğutmalı Ayna Nemölçer (Chilled Mirror Hygrometer) ile ölçülmüştür. Bu cihaz, havanın kuru termometre ve çığ noktası sıcaklıklarını ölçerek havanın sıcaklık ve nem değerlerini hesaplar. Ölçümlerin homojen olması için ölçüm boruları kullanılarak farklı bölgelerden değerler alınmıştır (Şekil 3.7). İç ortam ve dış ortam test odalarının belirli sıcaklık ve nem değerlerinde sabit kalması için Soğutmalı Ayna Nemölçer ünitesinden alınan değerler kullanılmaktadır. Test odalarının iklimlendirilmesinde kullanılan ısıtma, soğutma ve nemlendirme üniteleri Soğutmalı Ayna Nemölçer ünitesinden alınan kuru termometre ve çığ noktası sıcaklıklarına göre çalışmaktadır. Yapılan testlerin başarılı olması için iç ortam ve dış ortam koşullarının sürekli bir şekilde sağlanması gerekmektedir.



Şekil 3.7 Soğutmalı Ayna Nemölçer

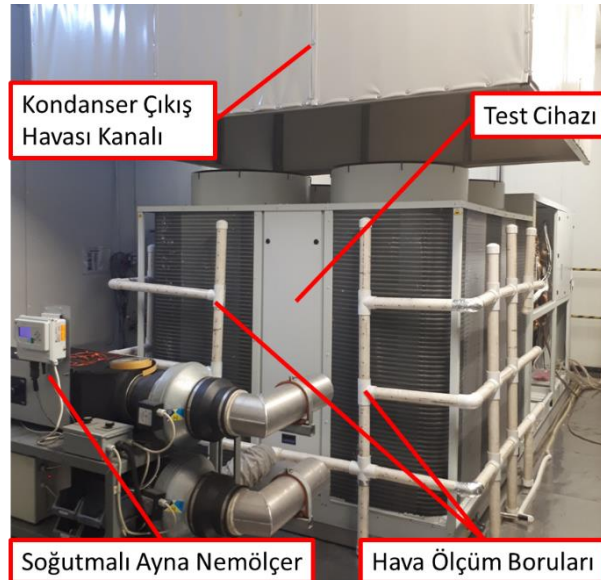
Soğutucu akışkan tarafında yapılan ölçümler soğutucu akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri üzerine yapılmıştır. Bu ölçümler ortak bir ünite tarafından yapılmış ve alınan değerler bir bilgisayara aktarılmıştır (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Soğutucu akışkan sıcaklık ve basınç ölçüm cihazları

3.4 Deneysel Çalışmanın Ölçüm Yöntemi

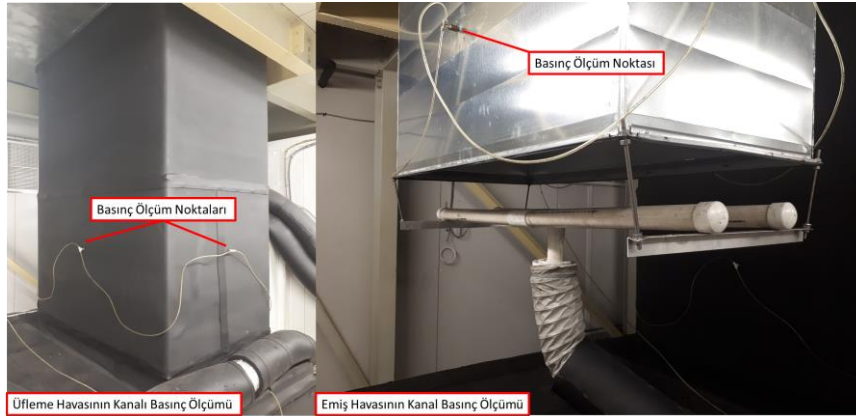
Dış ortam test odasında yapılan hava tarafındaki testler dış ortam havasının sıcaklık ve nem değerleri üzerine yapılmıştır. Bu değerlerin elde edilmesi için Soğutmalı Ayna Nemölçer ünitesi, kondenser tarafına yerleştirilmiş ve kondenser giriş havasının kuru termometre ve çiğ noktası sıcaklık değerleri ölçülmüştür (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 Dış ortam test odası kuru termometre ve çiğ noktası sıcaklık ölçümleri

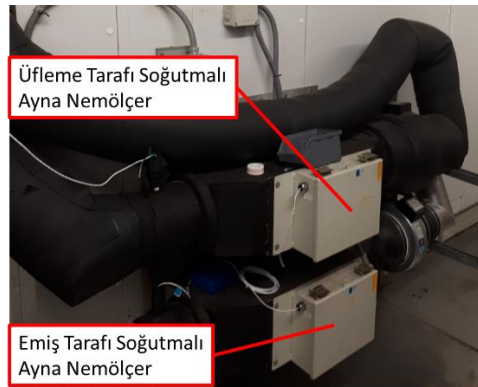
Cihazın sağladığı toplam debinin hesaplanması nozul yöntemiyle yapılmıştır. Bu ölçümde cihazın tasarım sırasındaki debisine ve basınç kaybına göre kullanılacak nozul sayısı belirlenmiştir.

Cihazın hava tarafındaki diğer testi basınç kaybı testidir. Bu test için cihazın üfleme ve emiş kanallarına basınç hortumları yerleştirilmiş ve bu hortumlardan elde edilen veri fark basınç sensörü tarafından hesaplanmıştır (Şekil 3.10).



Şekil 3.10 Üfleme ve emiş kanallarındaki basınç ölçümü

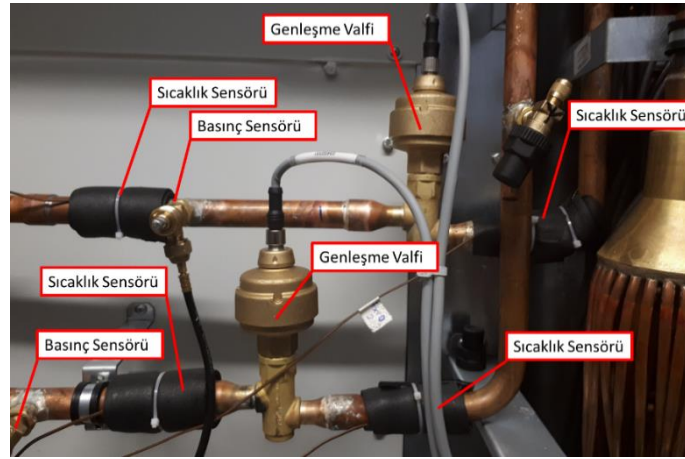
İç ortam havasının üfleme ve emiş tarafındaki sıcaklık ve nem değerlerinin hesaplanması için Soğutmalı Ayna Nemölçer kullanılmıştır (Şekil 3.11). İç ortam emiş kanalında ölçtüğü kuru termometre ve çiğ noktası sıcaklık değerleriyle ısıtma, soğutma ve nemlendirme ünitelerine bilgi vererek iç ortam test odasının koşullarını sağlarken üfleme kanalında ölçtüğü kuru termometre ve çiğ noktası sıcaklık değerleriyle test cihazının soğutma kapasitesinin hesaplanmasında rol oynar.



Şekil 3.11 İç ortam odası kuru termometre ve çiğ noktası sıcaklık ölçümleri

Soğutucu akışkan tarafındaki yapılan testler için termokupl ve basınç sensörleri kullanılmıştır. Basınç ve sıcaklık değerleri soğutma çevriminin genleşme valfi ve kompresör bölgelerinden alınmıştır.

Genleşme valfi tarafında sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılmıştır. Her devredeki genleşme valfinin öncesi ve sonrasına yerleştirilen toplam dört adet sensörden sıcaklık değerleri ve genleşme valfinin öncesine yerleştirilen iki adet sensörden basınç değerleri alınmıştır (Şekil 3.12).



Şekil 3.12 Genleşme valfi tarafındaki sıcaklık ve basınç ölçümleri

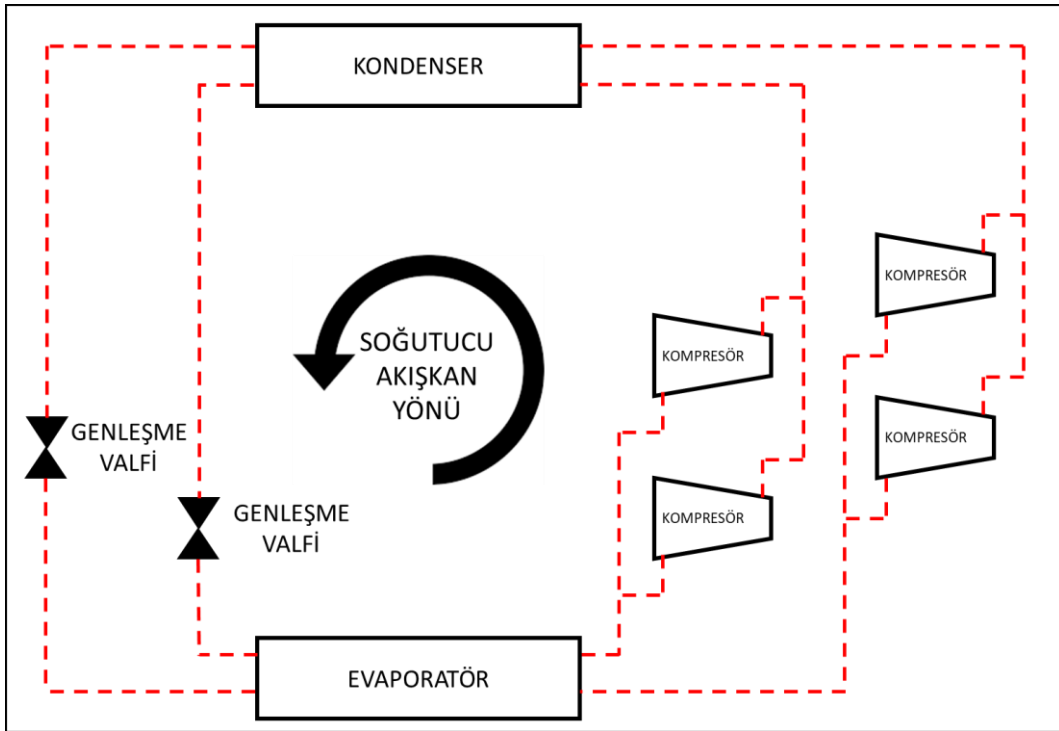
Kompresör tarafında sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılmıştır. Kompresörün giriş ve çıkışına hem basınç hem sıcaklık sensörleri şekil 3.13'te gösterildiği gibi yerleştirilmiş ve ölçüm yapılmıştır.



Şekil 3.13 Kompresör tarafındaki sıcaklık ölçümleri

3.5 Deneysel Çalışmanın Analizi

Test cihazının performans değerlendirilmesi için 35 °C, 30 °C, 25 °C ve 20 °C dış ortam sıcaklıklarında testler yapılmıştır. Cihazın belirtilen dış ortam koşullarındaki soğutma kapasiteleri farklı kombinasyonlarda sağlanmıştır. Bu çalışmadaki çatı tipi klimanın soğutma çevrimi şematik olarak şekil 3.14'te gösterilmiştir. Her iki soğutma çevriminde 2 toplamda 4 kompresör bulunduran test cihazı, belirtilen dış ortam sıcaklıklarındaki soğutma kapasitelerine ulaşmak için 6 farklı durumda çalışmıştır. 30 °C ve 25 °C dış ortam sıcaklıklarında istenilen soğutma kapasiteleri ara değer olduğu için bu soğutma kapasiteleri için 2 farklı durum incelenmiştir. Test cihazının deneysel çalışma değerlerinin kıyaslanacağı koşullar tablo 3.2'de gösterilmiştir. Test raporlarında yer alan ölçümlerin açıklaması tablo 3.3'te verilmiştir. Yapılan testlerden her durum için üç adet rapor alınmıştır. Bu raporların birincisi, cihazın soğutma kapasitesi ve enerji tüketiminin ölçülmesi için sıcaklık, basınç ve güç verilerinin sabit olması gereken kararlı hal (steady state) raporudur. İkinci rapor, cihazın akışkan tarafındaki sıcaklık, basınç, toplam soğutma kapasitesi ve güç tüketimini veren çizelge raporudur. Üçüncü rapor ise cihazın hava tarafındaki debi ve basınç kaybı değerlerini veren hava raporudur.



Şekil 3.14 Çatı tipi klimanın şematik soğutma çevrimi

Tablo 3.2 Cihazın testlerinin yapıldığı koşullar

Test No	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	Çalışan Kompresör Sayısı (1.Devre + 2.Devre)	Hava Debisi (m ³ /sa)	Basınç Kaybı (Pa)
Durum-1	35	2+2	6,46	362
Durum-2	30	2+1	5,62	264
Durum-3	30	1+1	4,58	176
Durum-4	25	1+1	4,58	176
Durum-5	25	1+0	3,23	87,5
Durum-6	20	1+0	3,23	87,5

Tablo 3.3 Ölçüm verilerinin açıklaması

Veri Adı	Açıklama
trcd1	1. Devredeki kondenser çıkış sıcaklığı
trtxvi1	1. Devredeki genleşme valfi giriş sıcaklığı
trtxvo1	1. Devredeki genleşme valfi çıkış sıcaklığı
trcs1	1. Devredeki genleşme valfi giriş sıcaklığı
trcd2	2. Devredeki kondenser çıkış sıcaklığı
trtxvi2	2. Devredeki genleşme valfi giriş sıcaklığı
trtxvo2	2. Devredeki genleşme valfi çıkış sıcaklığı
trcs2	2. Devredeki genleşme valfi giriş sıcaklığı
Prcd1	1. Devredeki kompresör çıkış basıncı
Prcs1	1. Devredeki kompresör giriş basıncı
Prcd2	2. Devredeki kompresör çıkış basıncı
Prcs2	2. Devredeki kompresör giriş basıncı
qtci	Toplam soğutma kapasitesi
Et	Toplam güç tüketimi
Ef	Toplam üfleme fan güç tüketimi
UUT Differential Pressure	Cihaz içi basınç farkı
Standart Air Flow Rate	Cihazın standart hava debisi

Test cihazı, 35 °C dış ortam sıcaklığında her devredeki 2 kompresörün tam çalışma koşulunda test edilmiştir. Cihazın 1. durum koşullarında çalışırken kararlı hal raporu, çizelge raporu ve hava raporu sırasıyla şekil 3.15, 3.16 ve 3.17’de gösterilmiştir.

Test cihazı ikinci olarak 30 °C dış ortam sıcaklığında birinci devresinde 2 kompresör ve ikinci devresinde tek kompresörün çalışma koşulunda test edilmiştir. Cihazın 2. durumdaki kararlı hal raporu, çizelge raporu ve hava raporu sırasıyla şekil 3.18, 3.19 ve 3.20’de gösterilmiştir.

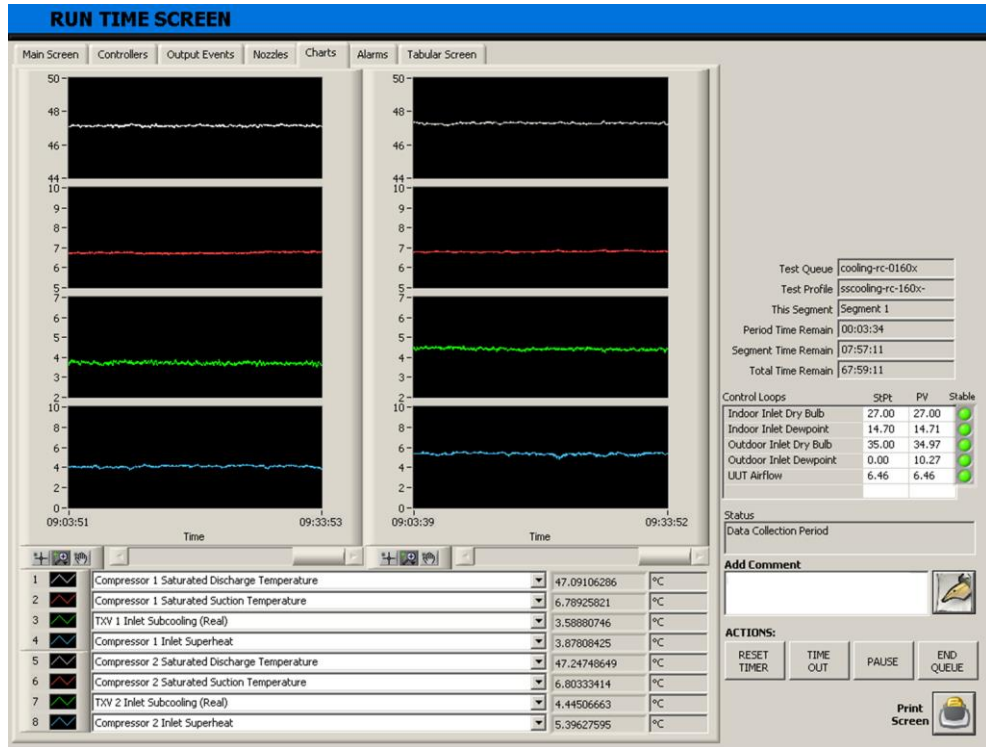
Test cihazı üçüncü olarak tekrardan 30 °C dış ortam sıcaklığında her devresinde bir kompresörün çalışma koşulunda test edilmiştir. Cihazın 3. durumdaki kararlı hal raporu, çizelge raporu ve hava raporu sırasıyla şekil 3.21, 3.22 ve 3.23’te gösterilmiştir.

Cihazın bir sonraki test aşamasında dış ortam sıcaklığı 25 °C’de iken yapılmıştır. Bu dış ortam sıcaklığında cihazın her devresindeki bir kompresör çalışmıştır. 4. Durum olarak isimlendirilen bu testin kararlı hal, çizelge ve hava raporları sırasıyla şekil 3.24, 3.25 ve 3.26’da gösterildiği gibi ölçülmüştür.

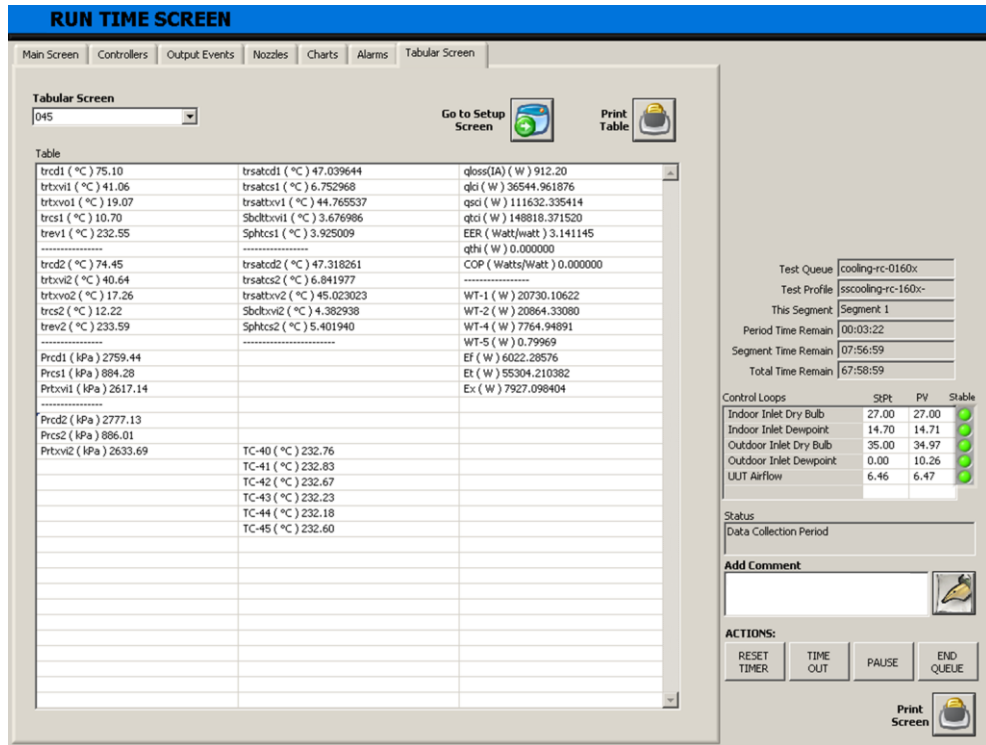
Cihazın bir sonraki testi 25 °C dış ortam koşulunda sadece birinci devresindeki tek kompresör çalışırken yapılmıştır. 5. Durum testindeki kararlı hal, çizelge ve hava raporları sırasıyla şekil 3.27, 3.28 ve 3.29’da gösterilmiştir.

Cihaz son olarak 6. durum testi için 20 °C dış ortam sıcaklığında birinci devresindeki tek kompresör çalışırken test edilmiştir. Bu testte edilen kararlı hal, çizelge ve hava raporları sırasıyla şekil 3.30, 3.31 ve 3.32’de gösterilmiştir.

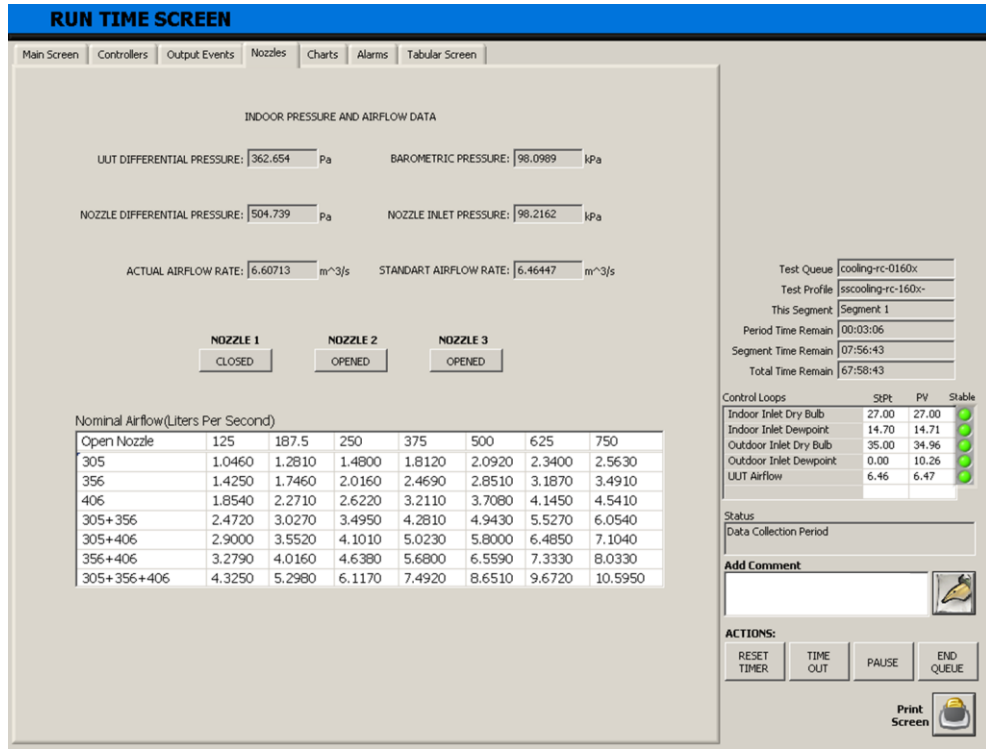
Test cihazı, 30 ve 25 °C’deki soğutma kapasitelerini sürekli olarak sağlayabilmek için mevcut kompresörlerini aktif veya devredışı bırakarak çalışmıştır. Bu yüzden bu sıcaklıklardaki test ölçümleri üst limit ve alt limit çalışma koşullarındaki kompresör/devreleme kombinasyonlarına göre iki kez yapılmıştır.



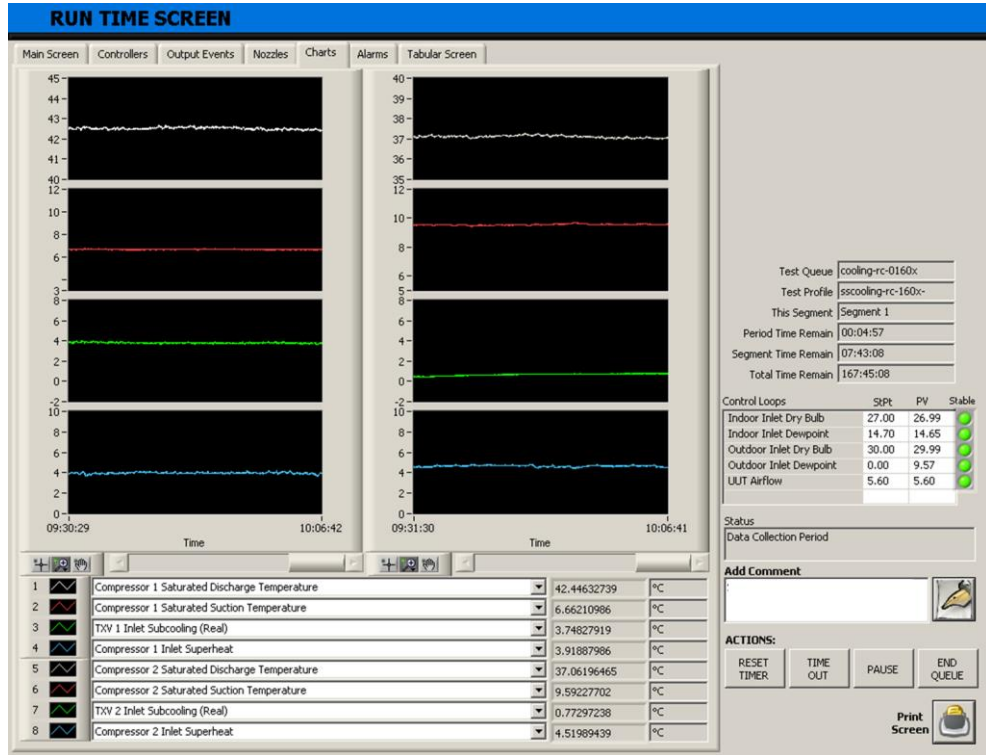
Şekil 3.15 Test cihazının 1. durumdaki kararlı hal raporu



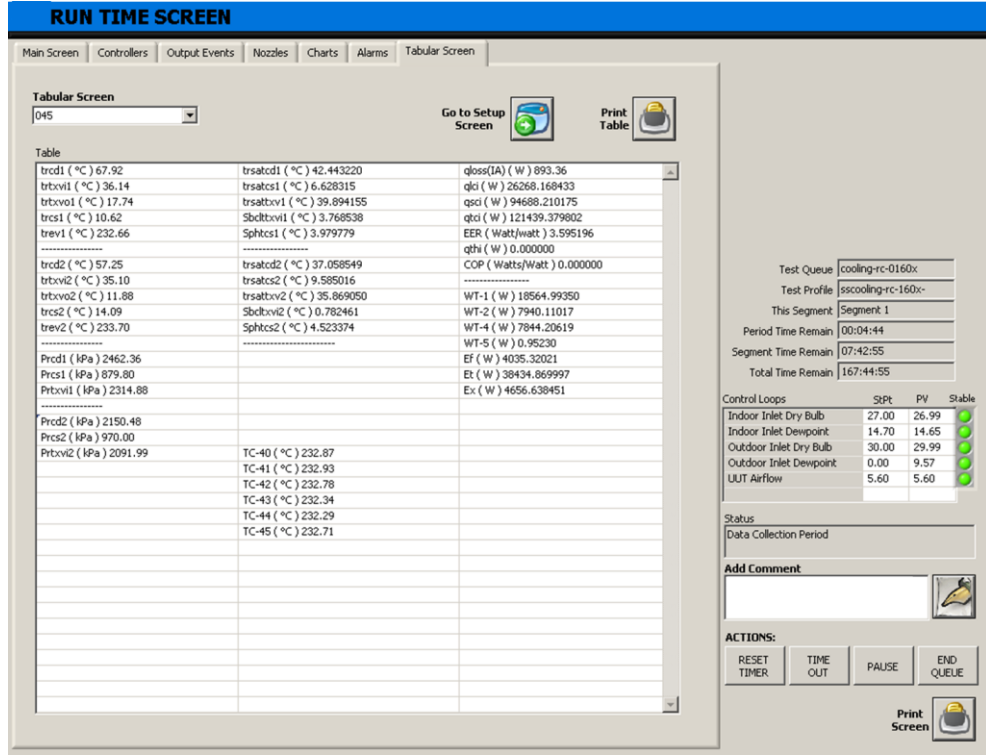
Şekil 3.16 Test cihazının 1. durumdaki çizelge raporu



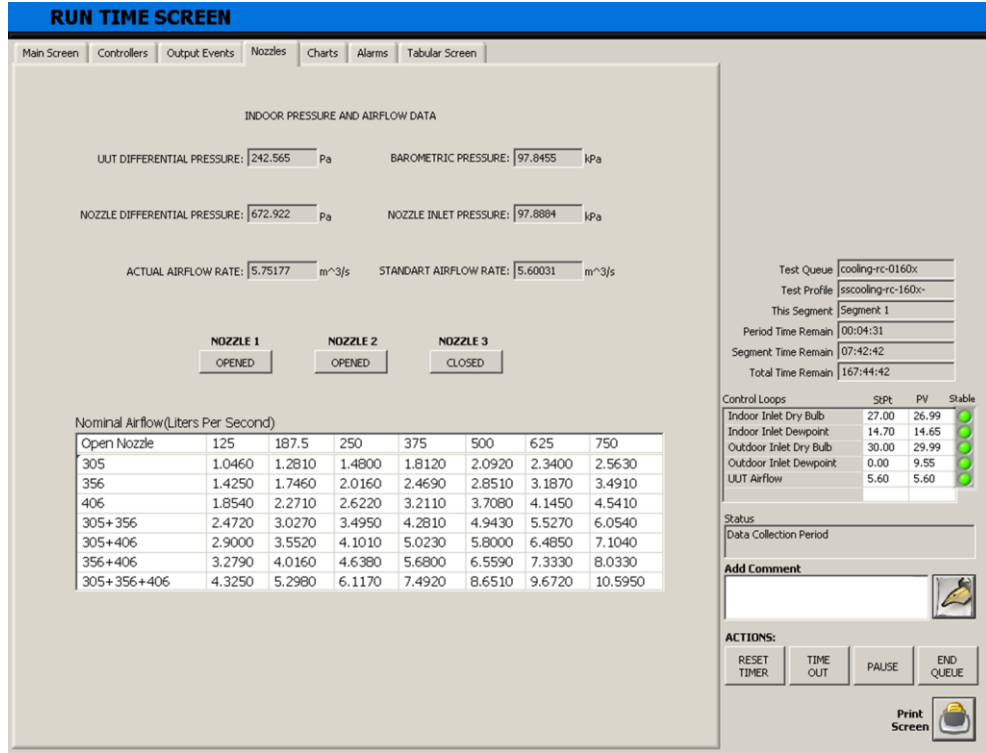
Şekil 3.17 Test cihazının 1. durumdaki hava raporu



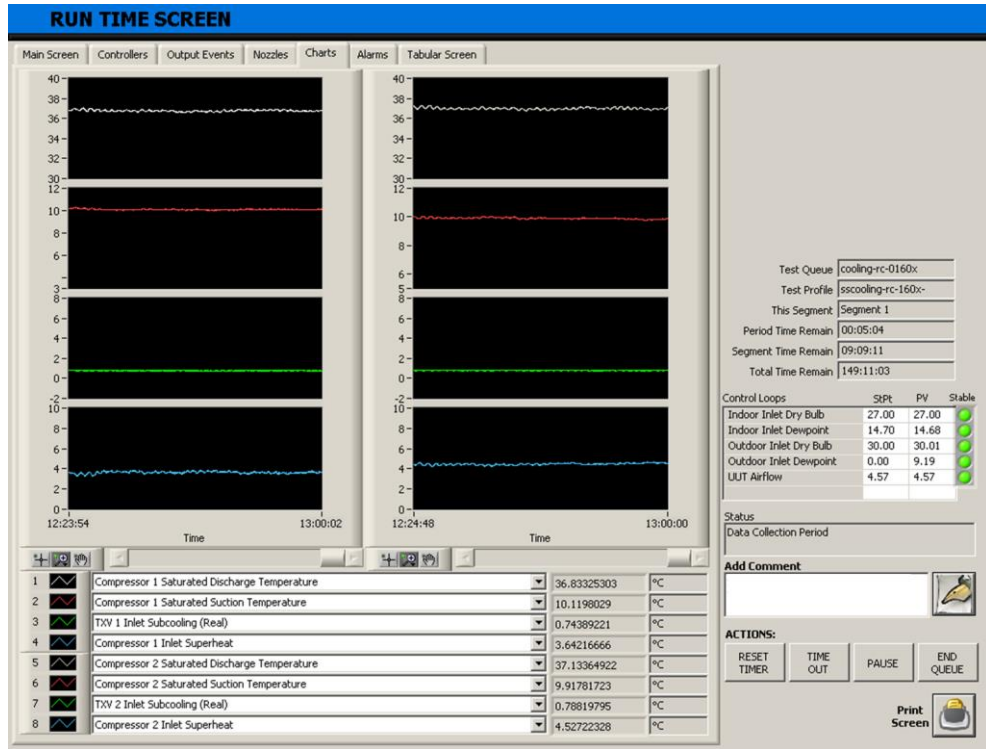
Şekil 3.18 Test cihazının 2. durumdaki kararlı hal raporu



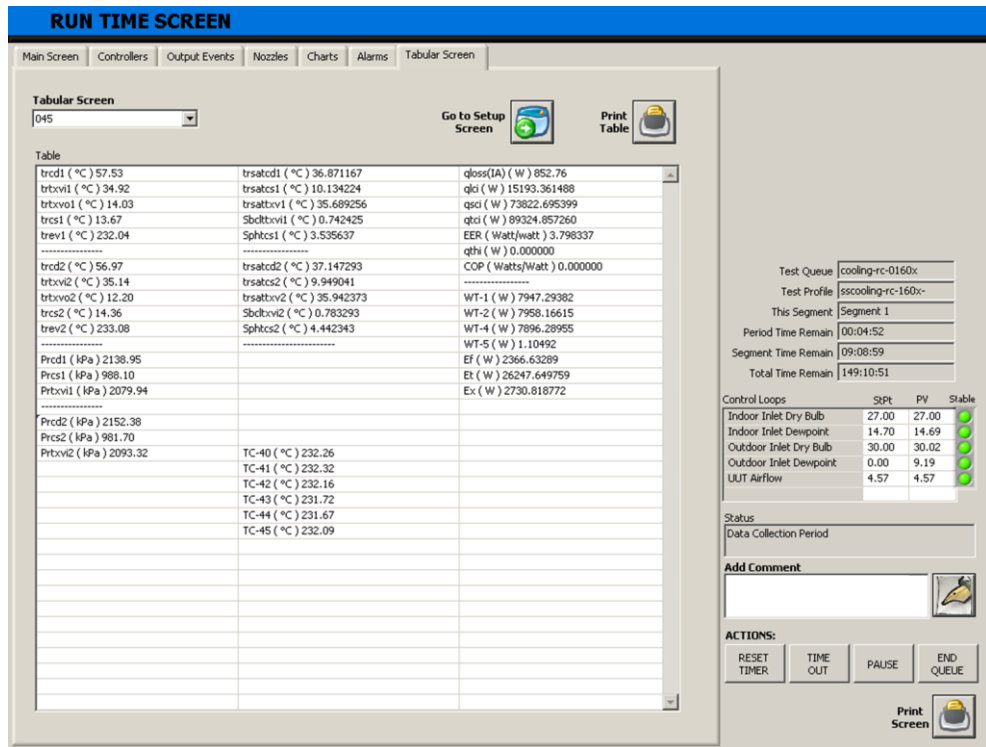
Şekil 3.19 Test cihazının 2. durumdaki çizelge raporu



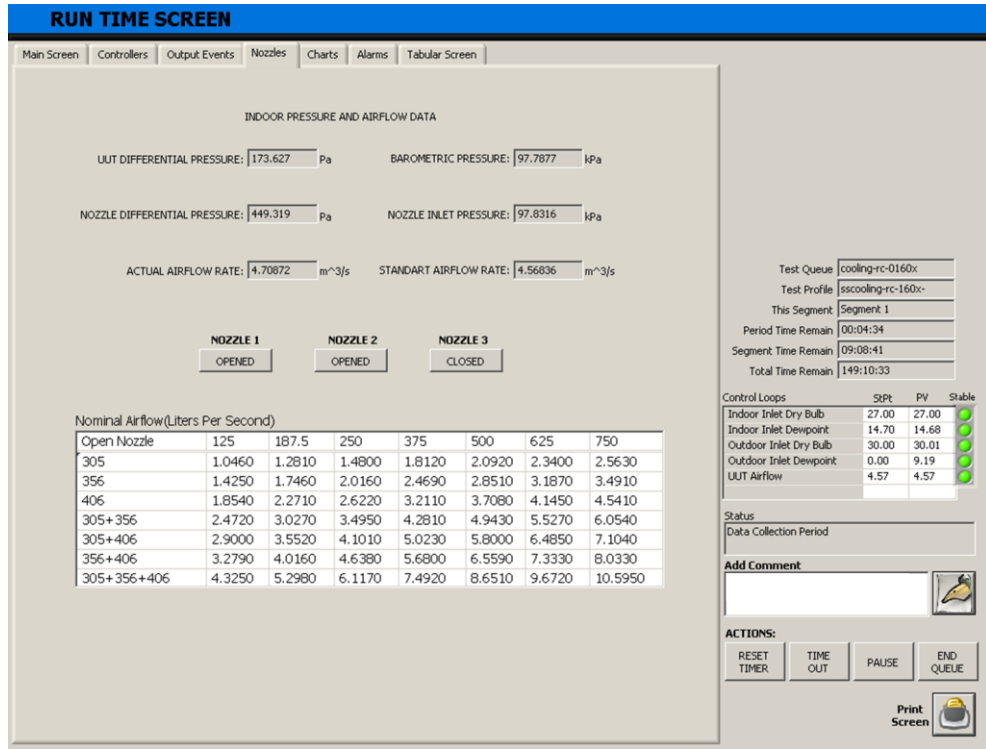
Şekil 3.20 Test cihazının 2. durumdaki hava raporu



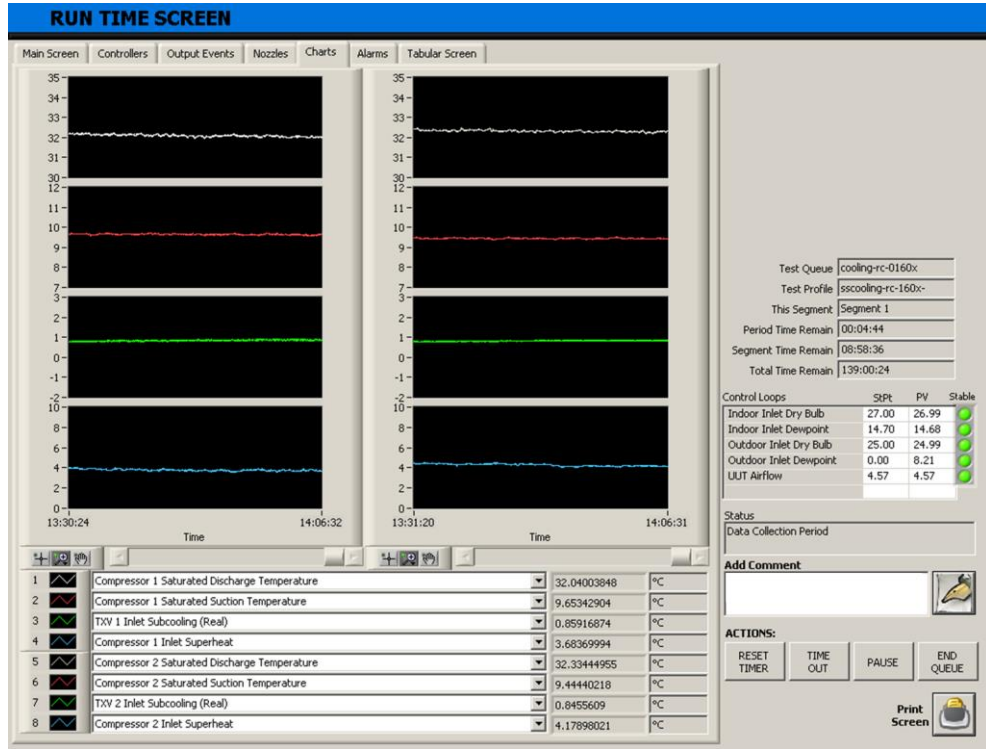
Şekil 3.21 Test cihazının 3. durumdaki kararlı hal raporu



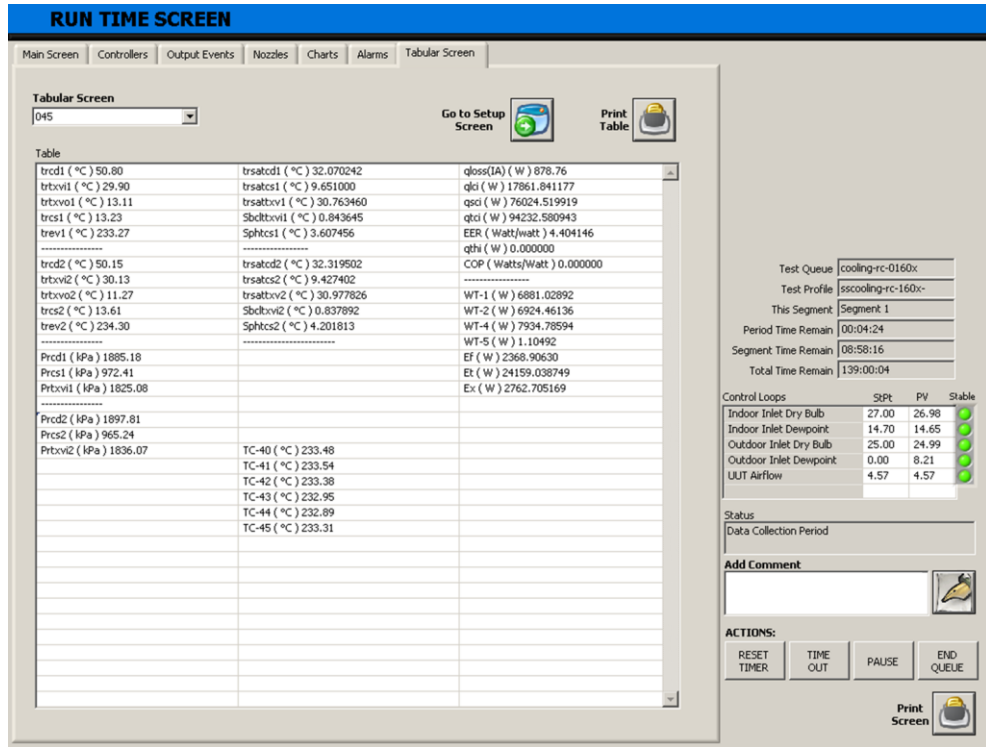
Şekil 3.22 Test cihazının 3. durumdaki çizelge raporu



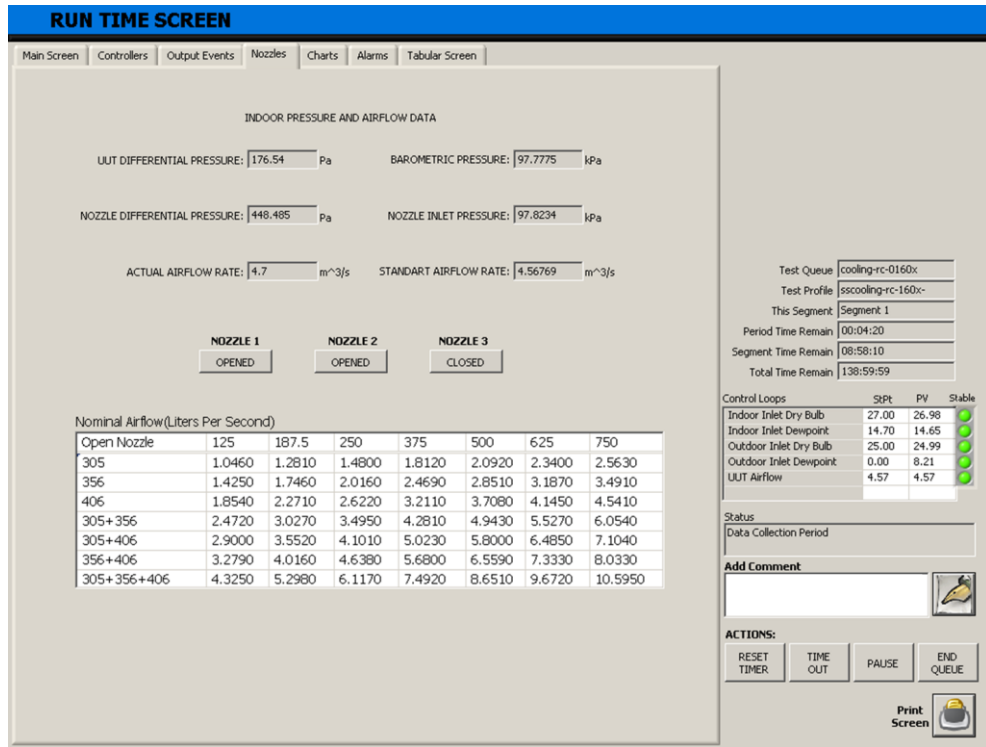
Şekil 3.23 Test cihazının 3. durumdaki hava raporu



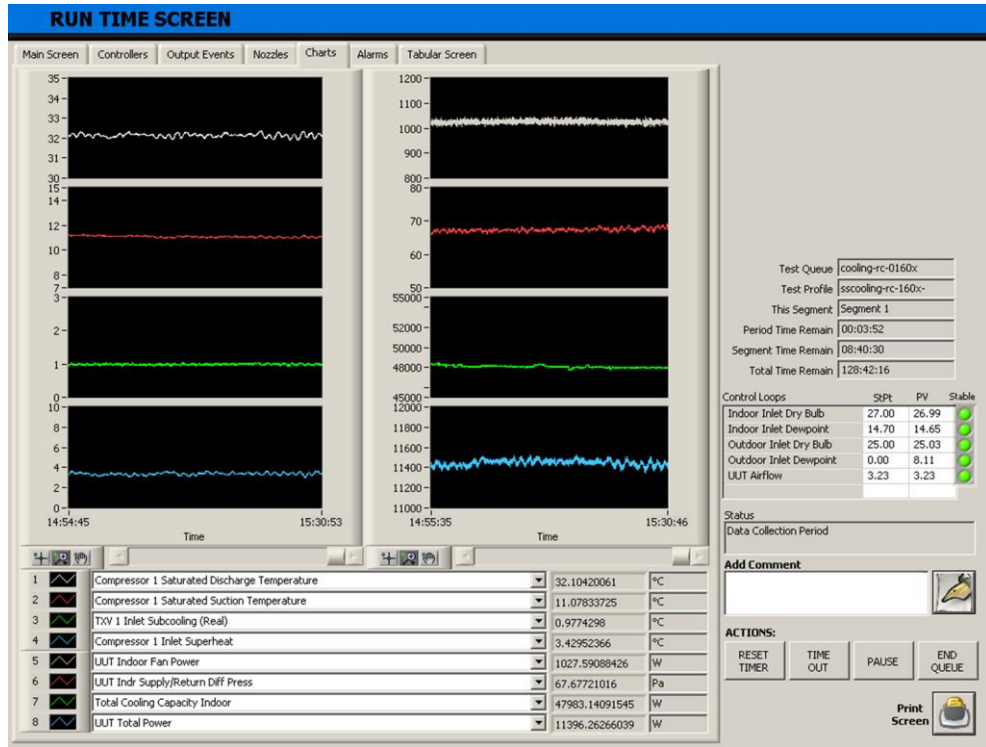
Şekil 3.24 Test cihazının 4. durumdaki kararlı hal raporu



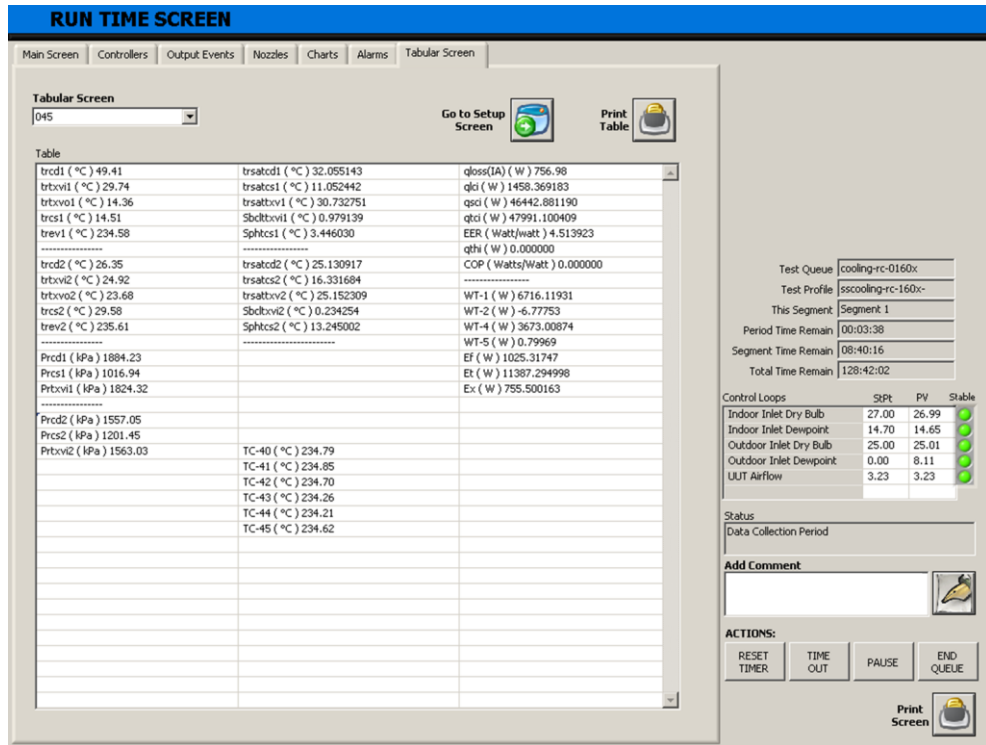
Şekil 3.25 Test cihazının 4. durumdaki çizelge raporu



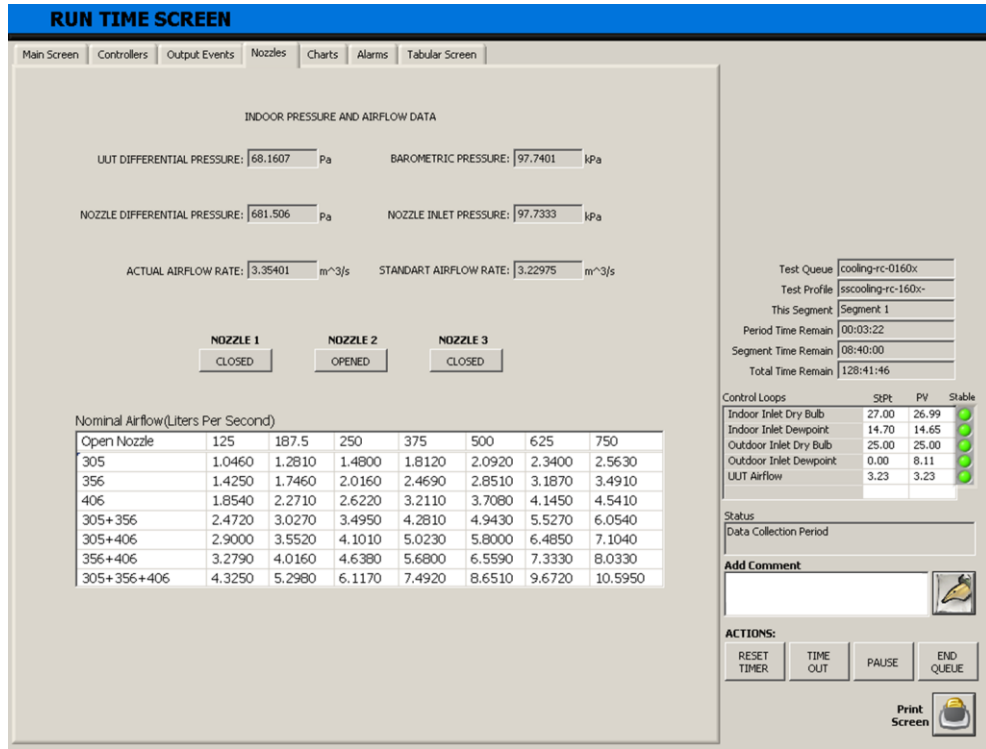
Şekil 3.26 Test cihazının 4. durumdaki hava raporu



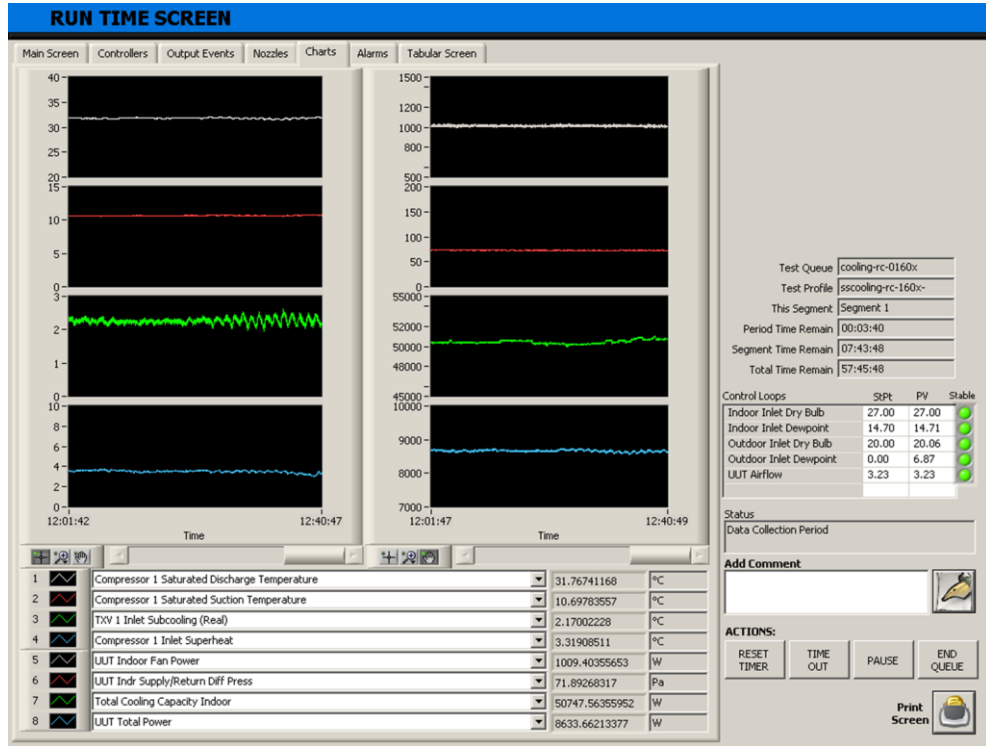
Şekil 3.27 Test cihazının 5. durumdaki kararlı hal raporu



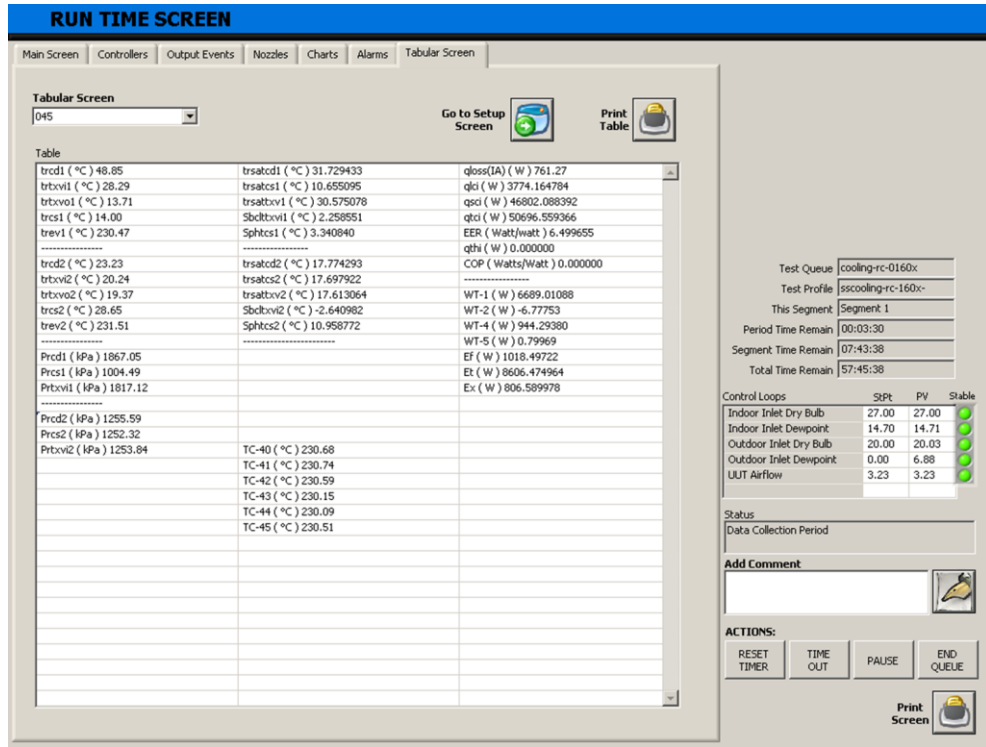
Şekil 3.28 Test cihazının 5. durumdaki çizelge raporu



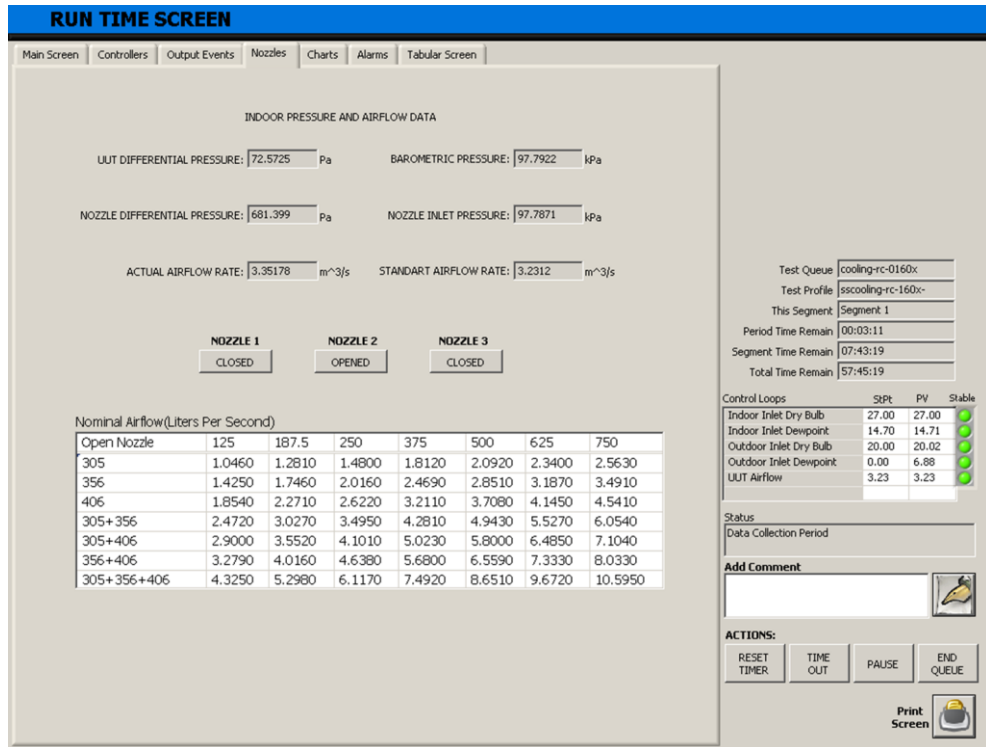
Şekil 3.29 Test cihazının 5. durumdaki hava raporu



Şekil 3.30 Test cihazının 6. durumdaki kararlı hal raporu



Şekil 3.31 Test cihazının 6. durumdaki çizelge raporu



Şekil 3.32 Test cihazının 6. durumdaki hava raporu

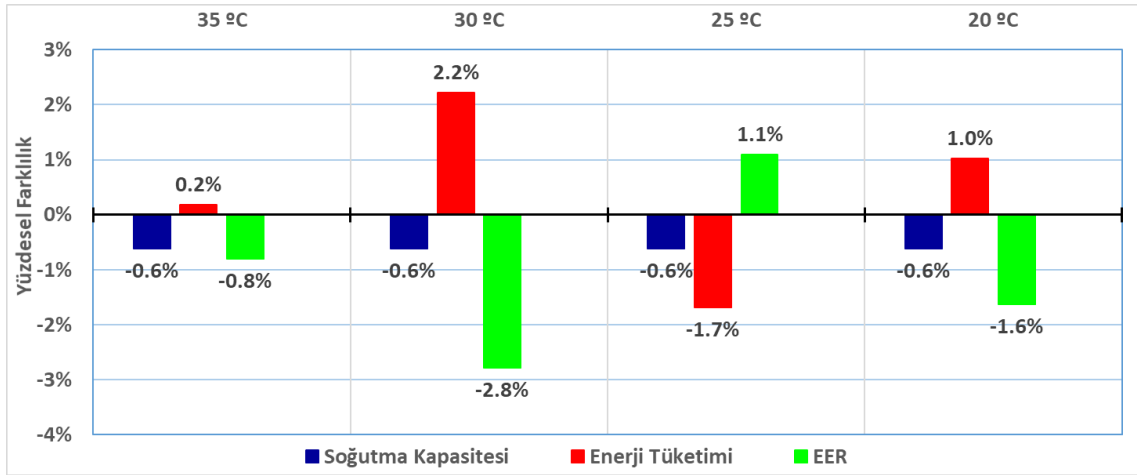
3.6 Deneysel Çalışmanın Sonuçları

R410A soğutucu akışkan kullanılan cihazın simülasyon sonuçlarının doğruluğunun kanıtlanması için laboratuvar ortamında testleri gerçekleştirilen cihazın sıcaklık, basınç, soğutma kapasitesi ve enerji tüketimi sonuçları simülasyon programından elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır.

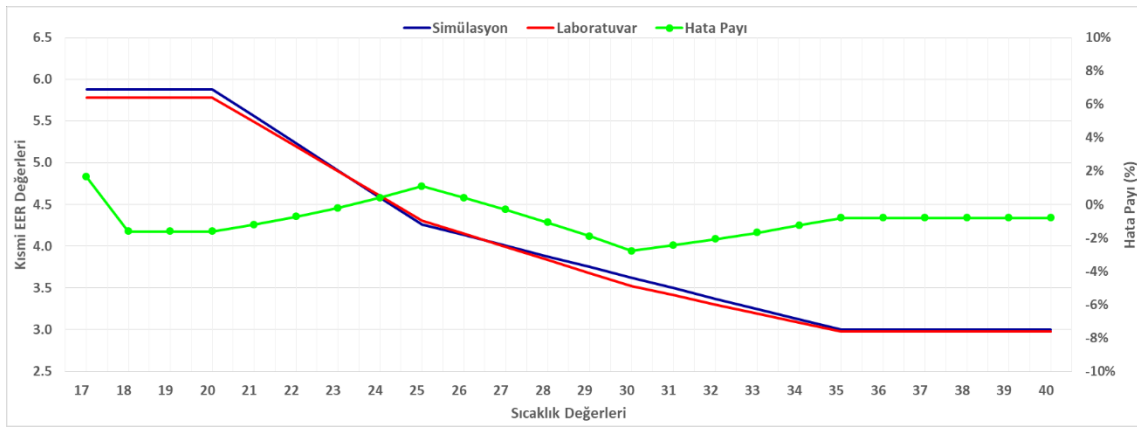
Deneysel çalışma ve simülasyon programlarından elde edilen soğutma kapasitesi, enerji tüketimi, EER ve SEER değerleri tablo 3.4'te verilmiştir. Bu değerlere göre simülasyon programının yüzdesel doğruluk grafiği şekil 3.33'te verilmiştir. Alınan sonuçlarda maksimum farklılık %2,8 ile 30 °C'deki EER değerinde görülmüştür. EER ve SEER değerlerindeki farklılık sırasıyla %0,8 ve %1,5 hesaplanmıştır. SEER hesaplamasında 17 °C ve 40 °C arasındaki kısmi EER değerlerinin doğruluk grafiği ve her sıcaklık noktasındaki hata payı şekil 3.34'te gösterilmiştir.

Tablo 3.4 Simülasyon ve deneysel çalışmadan elde edilen soğutma kapasitesi, enerji tüketimi, EER ve SEER değerleri

	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	Soğutma Kapasitesi (W)	Enerji Tüketimi (W)	EER	SEER
Simülasyon	35	153693,12	51280,87	2,997	4,090
	30	113247,56	31275,24		
	25	72802,00	17081,82		
	20	32356,45	5503,98		
Laboratuvar	35	152747,14	51375,44	2,973	4,030
	30	112550,53	31971,03		
	25	72353,91	16793,76		
	20	32157,29	5560,32		

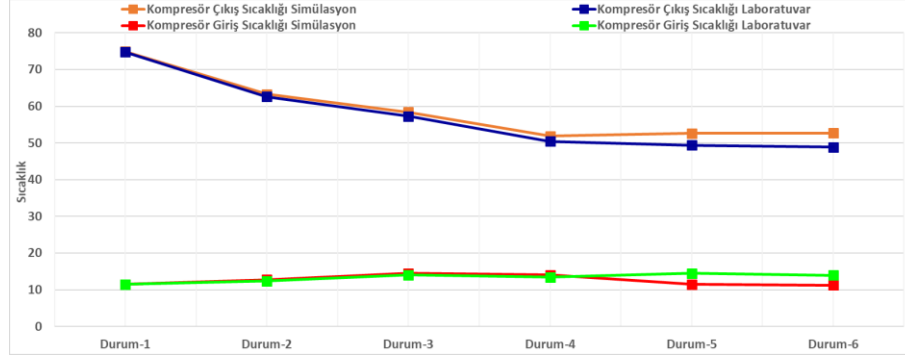


Şekil 3.33 Deneysel çalışmadaki sonuçların simülasyon programındaki sonuçlara göre yüzdesel doğrulukları

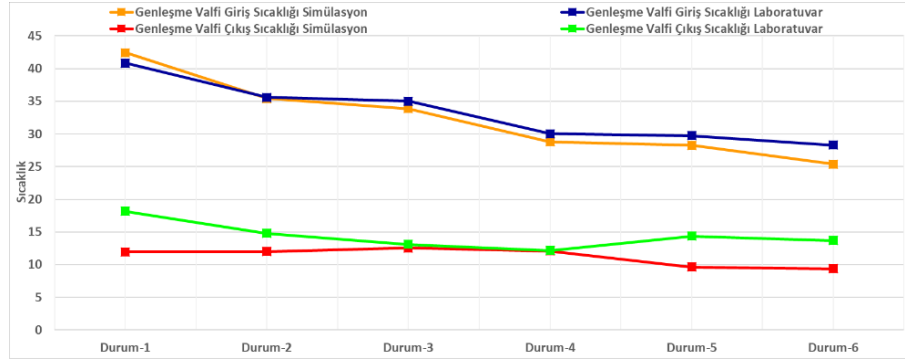


Şekil 3.34 Simülasyon programı ve deneysel çalışmadaki kısmi EER değerleri

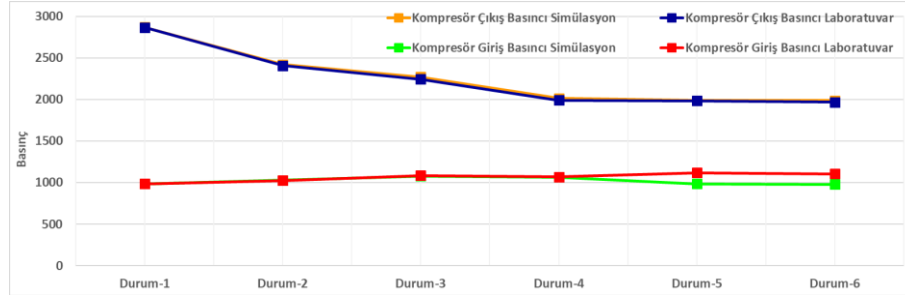
Test cihazının kompresör ve genişleme valfinin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık ve basınç değerleri incelenmiştir. 6 farklı durumunda yapılan testlerde kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarının kıyaslanması şekil 3.35'te, genişleme valfinin giriş ve çıkış sıcaklıklarının kıyaslanması şekil 3.36'da, kompresör giriş ve çıkış basınçlarının kıyaslanması şekil 3.37'de ve genişleme valfinin çıkışındaki basınçların kıyaslanması şekil 3.38'de gösterilmiştir.



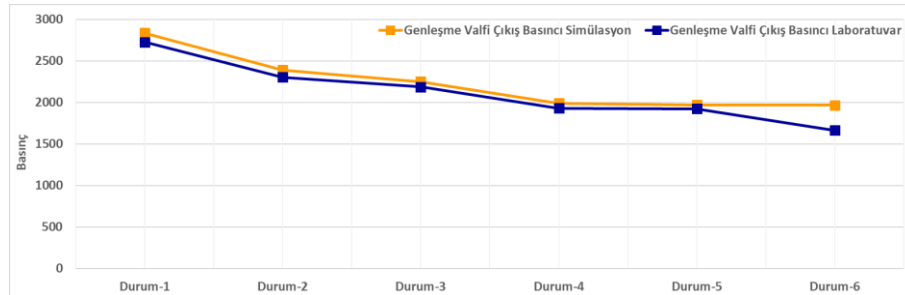
Şekil 3.35 Kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarının grafiği



Şekil 3.36 Genleşme valfi giriş ve çıkış sıcaklıklarının grafiği



Şekil 3.37 Kompresör giriş ve çıkış basınçlarının grafiği



Şekil 3.38 Genleşme valfi çıkış basınçlarının grafiği

Tüm sıcaklık ve basınç kıyaslamalarının 5. ve 6. durumlarında ortalama %7 farklılık gözlemlenmiştir. Cihazın 5. ve 6. durumlardaki çalışmasında toplamda bir kompresör çalışmıştır. Cihazın soğutma kapasitesi sağlandıktan sonra kompresörün kendini kapatması ve sonra tekrardan devreye girmesi, bu sıcaklık ve basınç değerlerindeki farklılığa sebep olmuştur. Bu yüzden cihazın kısmi EER hesaplamasında CR faktörü kullanılarak soğutma kapasitesi daha hassas hesaplanmıştır [40]. Cihazın tasarımı 35 °C dış ortam sıcaklığına göre yapıldığı için dış ortam sıcaklığı düştüğünde sıcaklık farkları gözlemlenmiştir. Sıcaklık değerlerinde bu farklılıkların olmasına rağmen soğutma kapasitesi ve enerji tüketiminden görüldüğü gibi simülasyon ve laboratuvar sonuçlarındaki yüzdesel farklar maksimum %2,2 olmuştur. Bu veriler göz önüne alındığında bu sıcaklık farklarının bir problem yaratmadığı sonucuna varılmıştır.

Genleşme valfi çıkış sıcaklıklarında ortalama %33 farklılık gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkan, genleşme valfinden püskürtülerek geçerken hem sıvı hem de gaz fazında bulunur [47]. Genleşme valfi çıkışındaki sıvı fazdaki soğutucu akışkan ısı alarak gaz fazına geçerken sıcaklığının sabit kalması, laboratuvar sonuçlarından alınan genleşme valfi çıkış sıcaklıklarının simülasyon programından alınan sonuçlarla uyumsuzluk göstermesine sebep olmuştur. Genleşme valfinin çıkışındaki sıcaklık ölçümündeki farklılığa rağmen diğer bütün ölçümlerin uyuşması bu farklılığın bir problem yaratmayacağını kanıtlamaktadır. Buna ek olarak simülasyon programı hem soğutma hem de ısıtma modunda aynı noktalardan değer alır. Test cihazının soğutma modunda çalışırken yapılan testlerinde farklılık gösteren sıcaklık noktası teoride ısıtma modunda çalışan çevrimler için kullanılmaktadır. Genleşme valfindeki simülasyon ve laboratuvar sonuçlarının farklılığı, bahsedilen sebeplerin sonucu etkilememesinden dolayı ihmal edilmiştir.

R410A soğutucu akışkanın kullanıldığı çatı tipi klimanın simülasyon ve deneysel çalışmasından elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Buna göre simülasyon programından alınan verilerin laboratuvar ortamında yapılan deneysel çalışmadan alınan verilerle örtüştüğü gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda çatı tipi klimada kullanılacak 6 farklı soğutucu akışkanın performanslarının değerlendirilmesi için simülasyon programının kullanılması uygun bulunmuştur.

4.1 Sayısal Modelleme

Çatı tipi klimalardaki performans ve çevresel etkilerinin incelenmesi üzerine seçilen soğutucu akışkanlar ve özellikleri tablo 4.1’de toplanmıştır.

Tablo 4.1 Kullanılan soğutucu akışkanlar ve özellikleri [30]

Soğutucu Akışkan	Aile	Kaynama Noktası (°C)	Kritik Sıcaklık (°C)	Zehirlilik	Yanıcılık	GWP	ODP
R410A	HFC	71,34	-51,44	A	1	2088	0
R1234yf	HFO	94,70	-29,49	A	2L	4	0
R454B	HFC & HFO	78,10	-50,49	A	2L	467	0
R32	HFC	78,11	-51,65	A	2L	675	0
R404A	HFC	72,12	-46,22	A	1	3922	0
R22	HCFC	96,14	-40,81	A	1	1810	0,055

Seçilen soğutucu akışkanlar tablo 4.2’de açıklandığı gibi iki farklı durumda incelenmiştir. Her iki senaryoda R410A soğutucu akışkan kullanılan sistem referans kabul edilmiştir. Soğutucu akışkanların aynı çatı tipi klima üzerinde yapılan analizlerinde soğutucu akışkana göre değişmesi gereken genişleme valfi ve kompresör yağı ihmal edilerek hepsi için sabit alınmıştır.

Tablo 4.2 Analiz senaryolarının açıklamaları

Senaryolar	Senaryo Açıklamaları
1. Senaryo	Sistemlere eşit miktar soğutucu akışkan şarj edilmesi (R410A kullanılan referans sistemin soğutucu akışkan miktarına eşit)
2. Senaryo	Sistemlerin eşit enerji tüketmesi (R410A soğutucu akışkan kullanılan referans sistemin enerji tüketimine eşit)

Birinci senaryoya göre analiz yapılırken referans sistem kabul edilen R410A soğutucu akışkanın kullanıldığı modelde şarj edilen soğutucu akışkan miktarı diğer soğutucu akışkanlar için sabit olarak alınmış ve buna göre farklı soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin güç tüketimleri, soğutma kapasiteleri, EER ve SEER değerlerinin kıyaslanması amaçlanmıştır (1. Senaryo). Eşit miktarda soğutucu akışkan şarj edildiğinde elde edilen soğutma kapasiteleri tablo 4.3'te gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre en fazla soğutma kapasitesini R32 soğutucu akışkan kullanılan sistem elde etmiştir (171,9 kW). En düşük soğutma kapasitesi elde edilen sistem ise R1234yf soğutucu akışkan kullanılan sistem olmuştur (80,0 kW).

Tablo 4.3 Soğutucu akışkanların 1. senaryoya göre soğutma kapasiteleri

Soğutma Kapasitesi (W)	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
Sıcaklık (°C)						
35	153693,12	80074,05	152081,08	171941,75	114233,52	116343,90
30	113247,56	59001,93	112059,74	126693,92	84172,07	85727,08
25	72802,00	37929,81	72038,41	81446,09	54110,62	55110,27
20	32356,45	16857,70	32017,07	36198,26	24049,16	24493,45

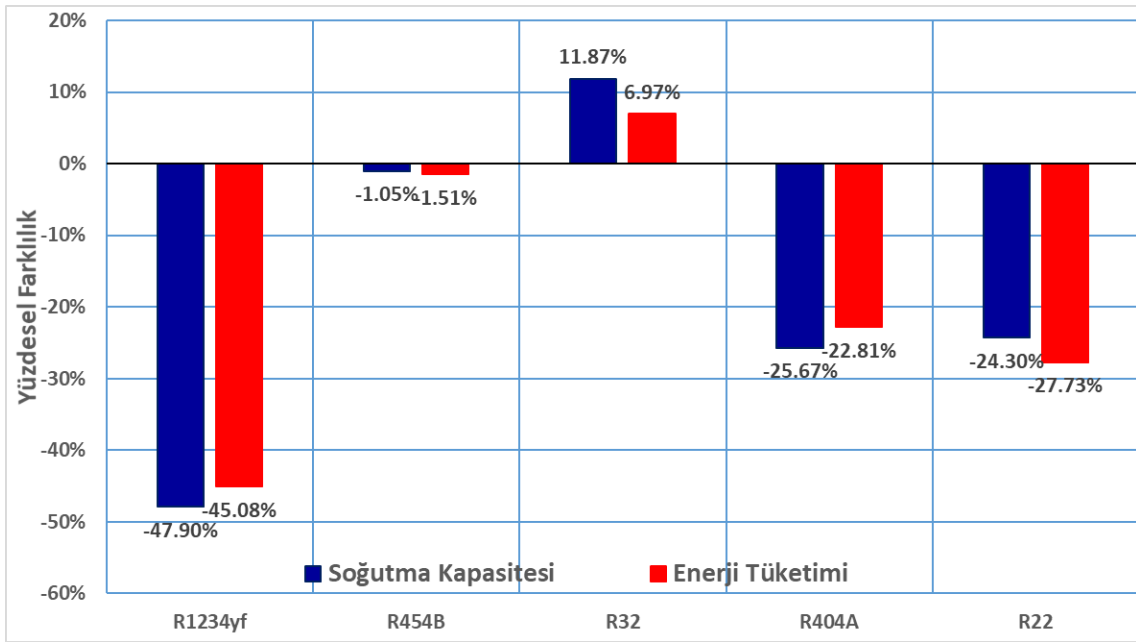
Soğutucu akışkan miktarlarının eşit olduğu senaryoda soğutucu akışkanların enerji tüketimleri tablo 4.4'te gösterildiği gibi elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre en fazla enerji tüketimi R32 soğutucu akışkan kullanılan sistemde (53,4 kW) ve en az enerji tüketimi R1234yf soğutucu akışkan kullanılan sistemde (26,8 kW) görülmüştür.

Tablo 4.4 Soğutucu akışkanların 1. senaryoya göre enerji tüketimleri

Enerji Tüketimi (W)	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
Sıcaklık (°C)						
35	51280,87	26847,79	49521,43	53445,41	39890,45	35540,95
30	31275,24	18215,75	30948,08	33437,12	24772,89	23318,08
25	17081,82	10920,16	17133,38	18353,58	13735,85	13629,57
20	5503,98	2485,10	5401,94	6015,91	3926,02	3599,94

Farklı soğutucu akışkanların eşit miktarda şarj edildiği senaryoda hem soğutma kapasitesi hem enerji tüketiminin beraber değerlendirildiği ve referans olarak R410A soğutucu akışkan kullanılan sisteme göre yüzdesel değerleri şekil 4.1'de

gösterildiği gibidir. Bu yüzdesel değerlere bakıldığında R410A soğutucu akışkanına göre daha iyi performans sağlayan soğutucu akışkanlar R454B ve R32 soğutucu akışkanları olmuştur. R454B soğutucu akışkanı referans sisteme en yakın soğutma kapasitesini ve enerji tüketimini sağlamıştır (%-1,05, %-1,51). R32 soğutucu akışkanı %11,87 daha fazla soğutma kapasitesine ulaşırken %6,97 daha fazla enerji harcamıştır. R1234yf, R404A ve R22 soğutucu akışkanları referans sisteme göre daha az enerji harcamasına rağmen (%-45,08, %-22,81, %-27,73) istenilen soğutma kapasitesine ulaşamamışlardır (%-47,90, %-25,67, %-24,30).



Şekil 4.1 1. Senaryoda soğutucu akışkanların referans soğutucu akışkana göre soğutma kapasitesi ve enerji tüketim yüzdeleri

Eşit miktarda soğutucu akışkan şarj edilmesi senaryosunda soğutucu akışkanların SEER değerlerinin bulunması için SEER_{on} tablolarındaki değerler bulunmuştur. SEER_{on} tabloları R410A, R1234yf, R454B, R32, R404A ve R22 soğutucu akışkanları için sırasıyla tablo 4.5, 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 ve 4.10'da verilmiştir.

Tablo 4.5 1. Senaryodaki R410A soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		8,09	5,879	1658,27	282,08
18	227		16,18	5,879	3672,46	624,70
19	225		24,27	5,879	5460,15	928,80
20	225	D	32,36	5,879	7280,20	1238,40
21	216		40,45	5,555	8736,24	1572,57
22	215		48,53	5,232	10434,95	1994,44
23	218		56,62	4,909	12343,98	2514,73
24	197		64,71	4,585	12748,44	2780,28
25	178	C	72,80	4,262	12958,76	3040,56
26	158		80,89	4,134	12780,80	3091,81
27	137		88,98	4,006	12190,29	3043,33
28	109		97,07	3,877	10580,56	2728,79
29	88		105,16	3,749	9253,94	2468,25
30	63	B	113,25	3,621	7134,60	1970,34
31	39		121,34	3,496	4732,13	1353,50
32	31		129,43	3,371	4012,20	1190,06
33	24		137,51	3,247	3300,36	1016,54
34	17		145,60	3,122	2475,27	792,88
35	13	A	153,69	2,997	1998,01	666,65
36	9		161,78	2,997	1456,04	485,82
37	4		169,87	2,997	679,49	226,72
38	3		177,96	2,997	533,88	178,13
39	1		186,05	2,997	186,05	62,08
40	0		194,14	2,997	0,00	0,00

Tablo 4.6 1. Senaryodaki R1234yf soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		4,21	6,784	863,96	127,36
18	227		8,43	6,784	1913,35	282,06
19	225		12,64	6,784	2844,74	419,36
20	225	D	16,86	6,784	3792,98	559,15
21	216		21,07	6,121	4551,58	743,54
22	215		25,29	5,459	5436,61	995,81
23	218		29,50	4,797	6431,21	1340,55
24	197		33,72	4,135	6641,93	1606,12
25	178	C	37,93	3,473	6751,51	1943,79
26	158		42,14	3,427	6658,79	1943,31
27	137		46,36	3,380	6351,14	1879,23
28	109		50,57	3,333	5512,47	1654,01
29	88		54,79	3,286	4821,30	1467,26
30	63	B	59,00	3,239	3717,12	1147,59
31	39		63,22	3,188	2465,44	773,41
32	31		67,43	3,136	2090,35	666,47
33	24		71,65	3,085	1719,48	557,34
34	17		75,86	3,034	1289,61	425,08
35	13	A	80,07	2,983	1040,96	349,02
36	9		84,29	2,983	758,60	254,35
37	4		88,50	2,983	354,01	118,70
38	3		92,72	2,983	278,15	93,26
39	1		96,93	2,983	96,93	32,50
40	0		101,15	2,983	0,00	0,00

Tablo 4.7 1. Senaryodaki R454B soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		8,00	5,927	1640,87	276,85
18	227		16,01	5,927	3633,94	613,12
19	225		24,01	5,927	5402,88	911,58
20	225	D	32,02	5,927	7203,84	1215,44
21	216		40,02	5,582	8644,61	1548,53
22	215		48,03	5,238	10325,50	1971,27
23	218		56,03	4,894	12214,51	2496,06
24	197		64,03	4,549	12614,73	2773,05
25	178	C	72,04	4,205	12822,84	3049,74
26	158		80,04	4,088	12646,74	3093,75
27	137		88,05	3,971	12062,43	3037,56
28	109		96,05	3,854	10469,58	2716,29
29	88		104,06	3,738	9156,88	2449,92
30	63	B	112,06	3,621	7059,76	1949,73
31	39		120,06	3,511	4682,50	1333,70
32	31		128,07	3,401	3970,12	1167,36
33	24		136,07	3,291	3265,74	992,33
34	17		144,08	3,181	2449,31	769,98
35	13	A	152,08	3,071	1977,05	643,78
36	9		160,09	3,071	1440,77	469,15
37	4		168,09	3,071	672,36	218,94
38	3		176,09	3,071	528,28	172,02
39	1		184,10	3,071	184,10	59,95
40	0		192,10	3,071	0,00	0,00

Tablo 4.8 1. Senaryodaki R32 soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		9,05	6,017	1855,16	308,32
18	227		18,10	6,017	4108,50	682,81
19	225		27,15	6,017	6108,46	1015,18
20	225	D	36,20	6,017	8144,61	1353,58
21	216		45,25	5,701	9773,53	1714,30
22	215		54,30	5,385	11673,94	2167,74
23	218		63,35	5,069	13809,64	2724,11
24	197		72,40	4,754	14262,12	3000,33
25	178	C	81,45	4,438	14497,40	3266,94
26	158		90,50	4,308	14298,31	3319,10
27	137		99,55	4,178	13637,70	3264,03
28	109		108,59	4,048	11836,83	2923,79
29	88		117,64	3,919	10352,70	2641,85
30	63	B	126,69	3,789	7981,72	2106,54
31	39		135,74	3,507	5294,00	1509,76
32	31		144,79	3,392	4488,58	1323,23
33	24		153,84	3,278	3692,22	1126,44
34	17		162,89	3,163	2769,17	875,38
35	13	A	171,94	3,217	2235,24	694,79
36	9		180,99	3,217	1628,92	506,32
37	4		190,04	3,217	760,16	236,28
38	3		199,09	3,217	597,27	185,65
39	1		208,14	3,217	208,14	64,70
40	0		217,19	3,217	0,00	0,00

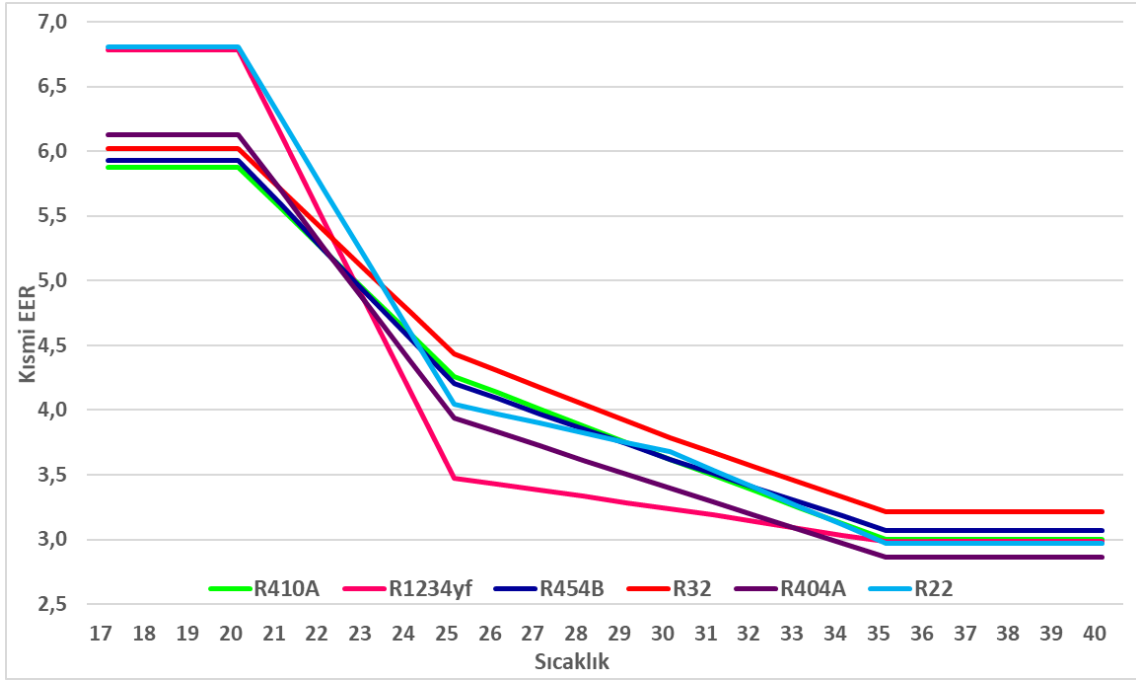
Tablo 4.9 1. Senaryodaki R404A soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		6,01	6,126	1232,52	201,21
18	227		12,02	6,126	2729,58	445,60
19	225		18,04	6,126	4058,30	662,52
20	225	D	24,05	6,126	5411,06	883,35
21	216		30,06	5,688	6493,27	1141,51
22	215		36,07	5,251	7755,85	1477,00
23	218		42,09	4,814	9174,76	1905,91
24	197		48,10	4,377	9475,37	2165,00
25	178	C	54,11	3,939	9631,69	2444,98
26	158		60,12	3,831	9499,42	2479,59
27	137		66,14	3,723	9060,52	2433,84
28	109		72,15	3,614	7864,08	2175,76
29	88		78,16	3,506	6878,06	1961,76
30	63	B	84,17	3,398	5302,84	1560,69
31	39		90,18	3,291	3517,19	1068,75
32	31		96,20	3,184	2982,10	936,55
33	24		102,21	3,077	2453,01	797,13
34	17		108,22	2,970	1839,76	619,35
35	13	A	114,23	2,864	1485,04	518,58
36	9		120,25	2,864	1082,21	377,91
37	4		126,26	2,864	505,03	176,36
38	3		132,27	2,864	396,81	138,57
39	1		138,28	2,864	138,28	48,29
40	0		144,29	2,864	0,00	0,00

Tablo 4.10 1. Senaryodaki R22 soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		6,12	6,804	1255,29	184,50
18	227		12,25	6,804	2780,01	408,59
19	225		18,37	6,804	4133,27	607,49
20	225	D	24,49	6,804	5511,03	809,99
21	216		30,62	6,252	6613,23	1057,82
22	215		36,74	5,700	7899,14	1385,89
23	218		42,86	5,148	9344,25	1815,27
24	197		48,99	4,596	9650,42	2099,96
25	178	C	55,11	4,043	9809,63	2426,06
26	158		61,23	3,970	9674,91	2436,99
27	137		67,36	3,897	9227,91	2368,18
28	109		73,48	3,823	8009,36	2094,92
29	88		79,60	3,750	7005,13	1868,12
30	63	B	85,73	3,676	5400,81	1469,04
31	39		91,85	3,536	3582,17	1013,12
32	31		97,97	3,395	3037,19	894,58
33	24		104,10	3,254	2498,33	767,66
34	17		110,22	3,114	1873,75	601,75
35	13	A	116,34	2,973	1512,47	508,71
36	9		122,47	2,973	1102,21	370,72
37	4		128,59	2,973	514,36	173,00
38	3		134,71	2,973	404,14	135,93
39	1		140,84	2,973	140,84	47,37
40	0		146,96	2,973	0,00	0,00

Soğutucu akışkanların her sıcaklık noktasındaki kısmi EER değerlerinin grafiği şekil 4.2’de verilmiştir. Bu grafiğe göre R1234yf ve R22 soğutucu akışkanlarının kısmi EER değerleri düşük sıcaklıklarda en yüksek değerlere sahipken sıcaklığın yükselmesiyle kısmi EER değerlerinde diğer soğutucu akışkanlara göre düşüşün daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Buna karşın R32, R454B ve R410A soğutucu akışkanları diğer soğutucu akışkanlara göre daha stabil kalmıştır.



Şekil 4.2 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların $EER_{kısmi}$ değerleri

Soğutucu akışkanların EER ve SEER değerleri tablo 4.11’de verilmiştir. Bu tabloya göre en yüksek EER değeri R32 soğutucu akışkanı kullanılan sistemde (3,217) en düşük EER değeri R404A soğutucu akışkanı kullanılan sistemde gözlemlenmiştir (2,864). SEER değeri en yüksek çıkan soğutucu akışkan R32 (4,270) ve SEER değeri en düşük çıkan soğutucu akışkan R1234yf (3,636) olmuştur.

Tablo 4.11 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların enerji verimlilik değerleri

Enerji Verimlilikleri	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
EER	2,997	2,983	3,071	3,217	2,864	3,274
SEER	4,086	3,636	4,080	4,270	3,856	4,082

6 farklı soğutucu akışkanın eşit miktarda şarj edilme senaryosunda elde edilen sonuçlarda soğutma kapasitesi ve enerji tüketimlerinde R1234yf, R404A ve R22 soğutucu akışkanlarının referans sisteme göre düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Buna karşın R454B soğutucu akışkanın kullanıldığı sistemden elde edilen sonuçların, referans sistemin soğutma kapasitesi ve enerji tüketimine göre yaklaşık %1 fark gözlemlenmiştir. R32 soğutucu akışkanın kullanıldığı sistemde iste soğutma kapasitesi ve enerji tüketimi sırasıyla yaklaşık %12 ve %7 fazla çıkmıştır. Bu sonuçlar doğrultusunda eşit miktar soğutucu akışkan şarj edildiğinde R1234yf, R404A ve R22 soğutucu akışkanların performans değerlendirmesinde R410A, R454B ve R32 soğutucu akışkanlarına göre geride kalmıştır. EER değerlerinin büyükten küçüğe göre sıralanması R22 (3,274), R32 (3,217), R454B (3,071), R410A (2,997), R1234yf (2,983) ve R404 (2,864) şeklinde olmuştur. SEER sıralaması R32 (4,270), R410A (4,086), R22 (4,082), R454B (4,080), R404A (3,856) ve R1234yf (3,636) şeklinde olmuştur. R22 soğutucu akışkanı, EER ve SEER değerlerinde yüksek değerler sağlamasına rağmen istenilen soğutma kapasitene ulaşamamıştır. Bu sonuçlar göz önüne alındığında eşit soğutucu akışkan şarj miktarında en iyi performansı verimli bir şekilde verebilen soğutucu akışkan R410A, R454B ve R32 olmuştur.

İkinci senaryoya göre analiz yapılırken referans sistem kabul edilen R410A soğutucu akışkanın kullanıldığı modeldeki güç tüketimi diğer soğutucu akışkanlar için sabit olarak alınmış ve buna göre farklı soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin şarj edilecek soğutucu akışkan miktarları, soğutma kapasiteleri, EER ve SEER değerlerinin kıyaslanması amaçlanmıştır (2. Senaryo). Bu durumda soğutucu akışkanların sağladığı soğutma kapasiteleri tablo 4.12’de verilmiştir. Bu tabloya göre soğutma kapasitesi en yüksek olan soğutucu akışkan R454B olarak bulunmuştur (154,7 kW). Buna karşın en düşük soğutma kapasitesi R1234yf soğutucu akışkanında gözlemlenmiştir (76,9 kW).

Tablo 4.12 Soğutucu akışkanların 2. senaryoya göre soğutma kapasiteleri

Soğutma Kapasitesi (W)	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
Sıcaklık (°C)						
35	153770,56	76949,94	154760,34	153851,61	119351,98	115745,48
30	113304,62	56699,96	114033,93	113364,34	87943,56	85286,14
25	72838,68	36449,97	73307,53	72877,08	56535,15	54826,81
20	32372,75	16199,99	32581,12	32389,81	25126,73	24367,47

Soğutucu akışkanların eşit güç tüketimini sağlayabilmesi için sayısal modellemede soğutma çevrimine farklı miktarlarda soğutucu akışkan şarj edilmiştir. Şarj edilen soğutucu akışkan miktarları tablo 4.13'te verilmiştir. Bu tabloya göre şarj miktarı en fazla olan soğutucu akışkan R1234yf (40,8 kg) en düşük olan soğutucu akışkan R32 (11,22 kg) olmuştur.

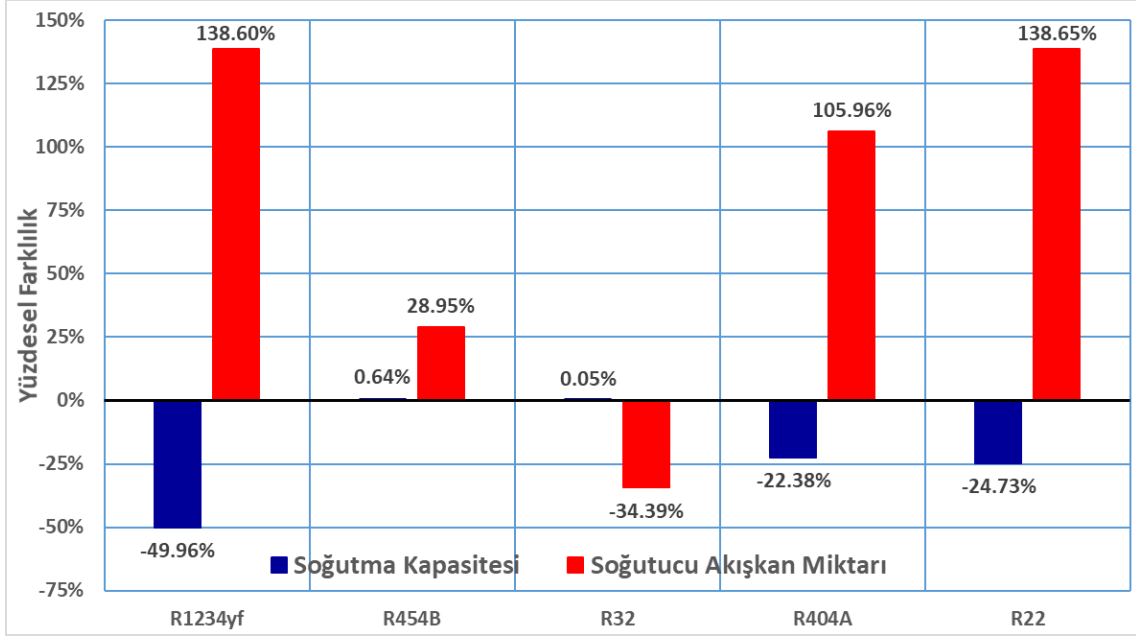
Tablo 4.13 2. senaryoya göre soğutucu akışkan şarj miktarları

Soğutucu Akışkan	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
Şarj Miktarı (kg)	17,1	40,8	22,05	11,22	35,22	40,81

6 farklı soğutucu akışkanın eşit enerji tüketimi durumunda hem soğutma kapasitesi hem şarj edilen soğutucu akışkan miktarının beraber değerlendirildiği ve referans olarak R410A soğutucu akışkan kullanılan sisteme göre yüzdesel farklarının grafiği şekil 4.3'te verilmiştir. Bu yüzdesel farklara göre R454B ve R32 soğutucu akışkanları eşit güç tüketiminde R410A soğutucu akışkanının sağladığı soğutma kapasitesine ulaşmıştır.

R410A soğutucu akışkanına göre; R454B %28,98 daha fazla, R32 %34,39 daha az soğutucu akışkan miktarıyla aynı soğutma kapasiteleri elde edilmiştir. Buna karşın

R1234yf soğutucu akışkan referans sisteme göre %18,60 daha fazla şarj edilmesine rağmen %49,96 daha az soğutma kapasitesi elde etmiştir. R404A ve R22 soğutucu akışkanları sırasıyla %105,96 ve %138,65 daha fazla şarj edilmiş ancak %22,38 ve %24,73 daha az soğutma kapasitesine ulaşmıştır.



Şekil 4.3 2. Senaryoda soğutucu akışkanların referans soğutucu akışkana göre soğutma kapasitesi ve şarj miktarları

Eşit güç tüketimi senaryosundaki soğutucu akışkanların SEER değerlerinin bulunması için SEER_{on} tablolarındaki değerler bulunmuştur. SEER_{on} tabloları R410A, R1234yf, R454B, R32, R404A ve R22 soğutucu akışkanları için sırasıyla tablo 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18 ve 4.19'da verilmiştir.

Tablo 4.14 2. Senaryodaki R410A soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		8,09	5,879	1658,27	282,08
18	227		16,18	5,879	3672,46	624,70
19	225		24,27	5,879	5460,15	928,80
20	225	D	32,36	5,879	7280,20	1238,40
21	216		40,45	5,555	8736,24	1572,57
22	215		48,53	5,232	10434,95	1994,44
23	218		56,62	4,909	12343,98	2514,73
24	197		64,71	4,585	12748,44	2780,28
25	178	C	72,80	4,262	12958,76	3040,56
26	158		80,89	4,134	12780,80	3091,81
27	137		88,98	4,006	12190,29	3043,33
28	109		97,07	3,877	10580,56	2728,79
29	88		105,16	3,749	9253,94	2468,25
30	63	B	113,25	3,621	7134,60	1970,34
31	39		121,34	3,496	4732,13	1353,50
32	31		129,43	3,371	4012,20	1190,06
33	24		137,51	3,247	3300,36	1016,54
34	17		145,60	3,122	2475,27	792,88
35	13	A	153,69	2,997	1998,01	666,65
36	9		161,78	2,997	1456,04	485,82
37	4		169,87	2,997	679,49	226,72
38	3		177,96	2,997	533,88	178,13
39	1		186,05	2,997	186,05	62,08
40	0		194,14	2,997	0,00	0,00

Tablo 4.15 2. Senaryodaki R1234yf soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		4,05	3,768	830,25	220,35
18	227		8,10	3,768	1838,70	488,00
19	225		12,15	3,768	2733,75	725,55
20	225	D	16,20	3,768	3645,00	967,40
21	216		20,25	3,498	4374,00	1250,50
22	215		24,30	3,228	5224,50	1618,62
23	218		28,35	2,958	6180,30	2089,55
24	197		32,40	2,688	6382,79	2374,83
25	178	C	36,45	2,418	6488,09	2683,64
26	158		40,50	2,322	6398,99	2756,06
27	137		44,55	2,226	6103,35	2741,93
28	109		48,60	2,130	5297,40	2486,96
29	88		52,65	2,034	4633,20	2277,64
30	63	B	56,70	1,938	3572,10	1842,85
31	39		60,75	1,851	2369,25	1280,06
32	31		64,80	1,763	2008,80	1139,15
33	24		68,85	1,676	1652,40	985,94
34	17		72,90	1,588	1239,30	780,17
35	13	A	76,95	1,501	1000,35	666,44
36	9		81,00	1,501	729,00	485,67
37	4		85,05	1,501	340,20	226,64
38	3		89,10	1,501	267,30	178,08
39	1		93,15	1,501	93,15	62,06
40	0		97,20	1,501	0,00	0,00

Tablo 4.16 2. Senaryodaki R454B soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		8,15	5,797	1669,78	288,06
18	227		16,29	5,797	3697,96	637,94
19	225		24,44	5,797	5498,06	948,49
20	225	D	32,58	5,797	7330,75	1264,65
21	216		40,73	5,467	8796,90	1609,06
22	215		48,87	5,138	10507,41	2045,22
23	218		57,02	4,808	12429,70	2585,23
24	197		65,16	4,478	12836,96	2866,42
25	178	C	73,31	4,149	13048,74	3145,17
26	158		81,45	4,029	12869,54	3194,41
27	137		89,60	3,909	12274,94	3140,40
28	109		97,74	3,789	10654,03	2812,08
29	88		105,89	3,669	9318,20	2539,98
30	63	B	114,03	3,549	7184,14	2024,52
31	39		122,18	3,442	4764,99	1384,19
32	31		130,32	3,336	4040,06	1210,93
33	24		138,47	3,230	3323,27	1028,81
34	17		146,62	3,124	2492,46	797,82
35	13	A	154,76	3,018	2011,88	666,63
36	9		162,91	3,018	1466,15	485,81
37	4		171,05	3,018	684,20	226,71
38	3		179,20	3,018	537,59	178,13
39	1		187,34	3,018	187,34	62,08
40	0		195,49	3,018	0,00	0,00

Tablo 4.17 2. Senaryodaki R32 soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		8,10	5,934	1659,98	279,75
18	227		16,19	5,934	3676,24	619,54
19	225		24,29	5,934	5465,78	921,12
20	225	D	32,39	5,934	7287,71	1228,16
21	216		40,49	5,604	8745,25	1560,62
22	215		48,58	5,274	10445,71	1980,75
23	218		56,68	4,944	12356,71	2499,59
24	197		64,78	4,613	12761,59	2766,20
25	178	C	72,88	4,283	12972,12	3028,54
26	158		80,97	4,150	12793,98	3082,87
27	137		89,07	4,017	12202,86	3038,00
28	109		97,17	3,883	10591,47	2727,32
29	88		105,27	3,750	9263,49	2470,13
30	63	B	113,36	3,617	7141,95	1974,59
31	39		121,46	3,494	4737,01	1355,92
32	31		129,56	3,370	4016,34	1191,71
33	24		137,66	3,247	3303,76	1017,52
34	17		145,75	3,124	2477,82	793,28
35	13	A	153,85	3,000	2000,07	666,65
36	9		161,95	3,000	1457,54	485,82
37	4		170,05	3,000	680,19	226,71
38	3		178,14	3,000	534,43	178,13
39	1		186,24	3,000	186,24	62,08
40	0		194,34	3,000	0,00	0,00

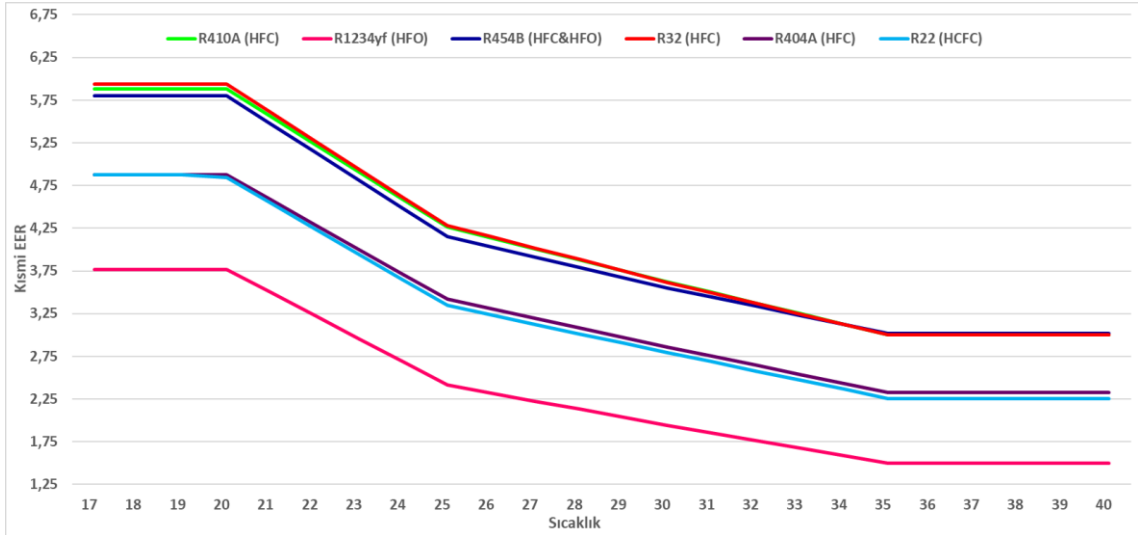
Tablo 4.18 2. Senaryodaki R404A soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		6,28	4,874	1287,75	264,18
18	227		12,56	4,874	2851,88	585,06
19	225		18,85	4,874	4240,14	869,86
20	225	D	25,13	4,874	5653,51	1159,82
21	216		31,41	4,583	6784,22	1480,27
22	215		37,69	4,292	8103,37	1888,15
23	218		43,97	4,000	9585,85	2396,28
24	197		50,25	3,709	9899,93	2669,24
25	178	C	56,54	3,418	10063,26	2944,62
26	158		62,82	3,305	9925,06	3002,61
27	137		69,10	3,193	9466,50	2964,35
28	109		75,38	3,081	8216,44	2666,45
29	88		81,66	2,969	7186,25	2420,11
30	63	B	87,94	2,857	5540,44	1939,01
31	39		94,23	2,751	3674,78	1335,61
32	31		100,51	2,645	3115,71	1177,77
33	24		106,79	2,539	2562,93	1009,23
34	17		113,07	2,434	1922,19	789,88
35	13	A	119,35	2,328	1551,58	666,61
36	9		125,63	2,328	1130,70	485,79
37	4		131,92	2,328	527,66	226,70
38	3		138,20	2,328	414,59	178,12
39	1		144,48	2,328	144,48	62,07
40	0		150,76	2,328	0,00	0,00

Tablo 4.19 2. Senaryodaki R22 soğutucu akışkanının SEER tablosu

Dış Ortam Sıcaklığı	Çalışma Saati	Referans Noktaları	Soğutma Yüğü	Kısmi EER	Yıllık Soğutma Kapasitesi	Yıllık Güç Tüketimi
°C	saat	-	kW	-	kWsa	kWsa
17	205		6,09	4,874	1248,83	256,20
18	227		12,18	4,874	2765,71	567,38
19	225		18,28	4,874	4112,01	843,58
20	225	D	24,37	4,844	5482,68	1131,75
21	216		30,46	4,544	6579,22	1447,76
22	215		36,55	4,244	7858,51	1851,51
23	218		42,64	3,944	9296,19	2356,84
24	197		48,73	3,644	9600,78	2634,45
25	178	C	54,83	3,344	9759,17	2918,16
26	158		60,92	3,234	9625,15	2976,36
27	137		67,01	3,123	9180,44	2939,21
28	109		73,10	3,013	7968,16	2644,58
29	88		79,19	2,903	6969,10	2400,99
30	63	B	85,29	2,792	5373,03	1924,32
31	39		91,38	2,685	3563,74	1327,19
32	31		97,47	2,578	3021,57	1171,98
33	24		103,56	2,471	2485,48	1005,79
34	17		109,65	2,364	1864,11	788,48
35	13	A	115,75	2,257	1504,69	666,62
36	9		121,84	2,257	1096,54	485,80
37	4		127,93	2,257	511,72	226,70
38	3		134,02	2,257	402,06	178,13
39	1		140,11	2,257	140,11	62,07
40	0		146,20	2,257	0,00	0,00

Soğutucu akışkanların eşit güç tüketimi senaryosunda her sıcaklık noktasındaki kısmi EER değerlerinin grafiği şekil 4.4'te verilmiştir. Bu grafiğe göre en yüksek kısmi EER değerine sahip olan soğutucu akışkan R32 olmuş ve ardından gelen soğutucu akışkanlar R410A ve R454B soğutucu akışkanları olmuştur. Bu üç soğutucu akışkanın her sıcaklık noktasında kısmi EER değerleri paralellik göstermiştir.



Şekil 4.4 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların EER_{kısmi} değerleri

Soğutucu akışkanların EER ve SEER değerleri tablo 4.20'de verilmiştir. Bu tabloya göre en yüksek EER değeri R454B soğutucu akışkanı kullanılan sistemde (3,018) en düşük EER değeri R22 soğutucu akışkan kullanılan sistemde (2,257) gözlenmiştir. Buna ek olarak R32 soğutucu akışkanı en yüksek SEER değerine (4,101) ulaşırken R1234yf soğutucu akışkanı en düşük SEER değerine (2,298) sahip olmuştur.

Tablo 4.20 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların enerji verimlilikleri

Enerji Verimlilikleri	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
EER	2,997	2,983	3,018	3,000	2,328	2,257
SEER	4,086	2,298	4,015	4,101	3,270	3,205

Soğutucu akışkanların eşit güç tüketimi senaryosundaki soğutma kapasitesi ve şarj miktarı üzerine yapılan analizde R1234yf, R404A ve R22 soğutucu akışkanlarının R410A soğutucu akışkan kullanılan referans sisteme göre ortalama %127 daha fazla soğutucu akışkan kullanılmasına rağmen soğutma kapasitelerinin düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durumun aksine R454B ve R32 soğutucu akışkanları referans sistemin soğutma kapasitesine ulaşabilen iki soğutucu akışkan olmuştur. EER değeri kıyaslamasında en yüksek çıkan R454B (3,02) sonra R32 (3,00) olmuştur. SEER değeri kıyaslamasında en yüksek çıkan soğutucu akışkan R32 (4,10) olurken ikinci en yüksek soğutucu akışkan R454B (4,02) olmuştur. Bu sonuçlara göre çatı tipi klimada daha iyi performansı en verimli şekilde kullanan soğutucu akışkanlar R410A, R454B ve R32 olmuştur.

4.2 Analizler

Soğutucu akışkanlar hem eşit soğutucu akışkan şarj miktarı senaryosunda hem eşit enerji tüketimi senaryosunda değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmelerin amacı farklı değişkenler dikkate alındığında sonuçlarda olabilecek farklılık incelenmesi üzerinedir. İki farklı senaryo incelendiğinde en iyi performansı veren soğutucu akışkanlar her iki senaryoda da R410A, R454B ve R32 olmuştur.

Eşit soğutucu akışkan şarj miktarı senaryosundaki soğutucu akışkanların sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla tablo 4.21 ve 4.22’de verilmiştir.

Tablo 4.21 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör sıcaklıkları

Sıcaklık (°C)	R410A	R454B	R32
Kondenser Giriş	74,2	79,7	91,2
Kondenser Çıkış	42,5	38,8	37,8
Evaporatör Giriş	9,8	8,7	8,3
Evaporatör Çıkış	11,9	11,2	10,4

Tablo 4.22 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör basınçları

Basınç (Pa)	R410A	R454B	R32
Kondenser	2861	2731	3026
Evaporatör	1057	979	1033

Yukarıdaki tablolara göre R410A ve R454B soğutucu akışkanlarının benzer sıcaklık ve basınç değerlerinde çalıştıkları gözlemlenmiştir. R32 soğutucu akışkanın özellikle kondenser giriş sıcaklığında diğer soğutucu akışkanlardan ortalama %18 daha yüksek çıkarken diğer sıcaklık ve basınç değerlerinde diğer soğutucu akışkanlara paralellik göstermiştir. Bu sonuçlara göre soğutucu akışkanların soğutma kapasitesi ve verimleri kıyaslandığında R32 soğutucu akışkanın kompresör girişindeki sıcaklık farkı diğer soğutucu akışkanlarla kıyaslanmasında negatif etki yaratmıştır.

Soğutucu akışkanların eşit enerji tüketimi senaryosundaki sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla tablo 4.23 ve 4.24'te verilmiştir.

Tablo 4.23 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör sıcaklıkları

Sıcaklık (°C)	R410A	R454B	R32
Kondenser Giriş	74,2	83,2	85,4
Kondenser Çıkış	42,5	35,8	46,0
Evaporatör Giriş	9,8	8,4	9,8
Evaporatör Çıkış	11,9	10,9	11,9

Tablo 4.24 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların kondenser ve evaporatör basınçları

Basınç (Pa)	R410A	R454B	R32
Kondenser	2861	2862	2865
Evaporatör	1057	972	1078

Eşit enerji tüketimi senaryosundaki üç soğutucu akışkanın çalışma koşulları birbirine benzer çıkmıştır. Bu duruma göre soğutucu akışkanların eşit enerji tüketiminde sağladıkları soğutma kapasitesi ve enerji verimlilikleri doğrudan kıyaslanabilmektedir.

Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin kıyaslanabilmesi için her soğutucu akışkanın doğrudan ve dolaylı karbon salınımları LCCP yöntemiyle hesaplanmıştır. Eşit soğutucu akışkan şarj miktarı senaryosundaki LCCP faktörleri tablo 4.25'te eşit enerji tüketimi senaryosundaki LCCP faktörleri tablo 4.26'da verilmiştir.

Tablo 4.25 1. Senaryodaki soğutucu akışkanların LCCP faktörleri

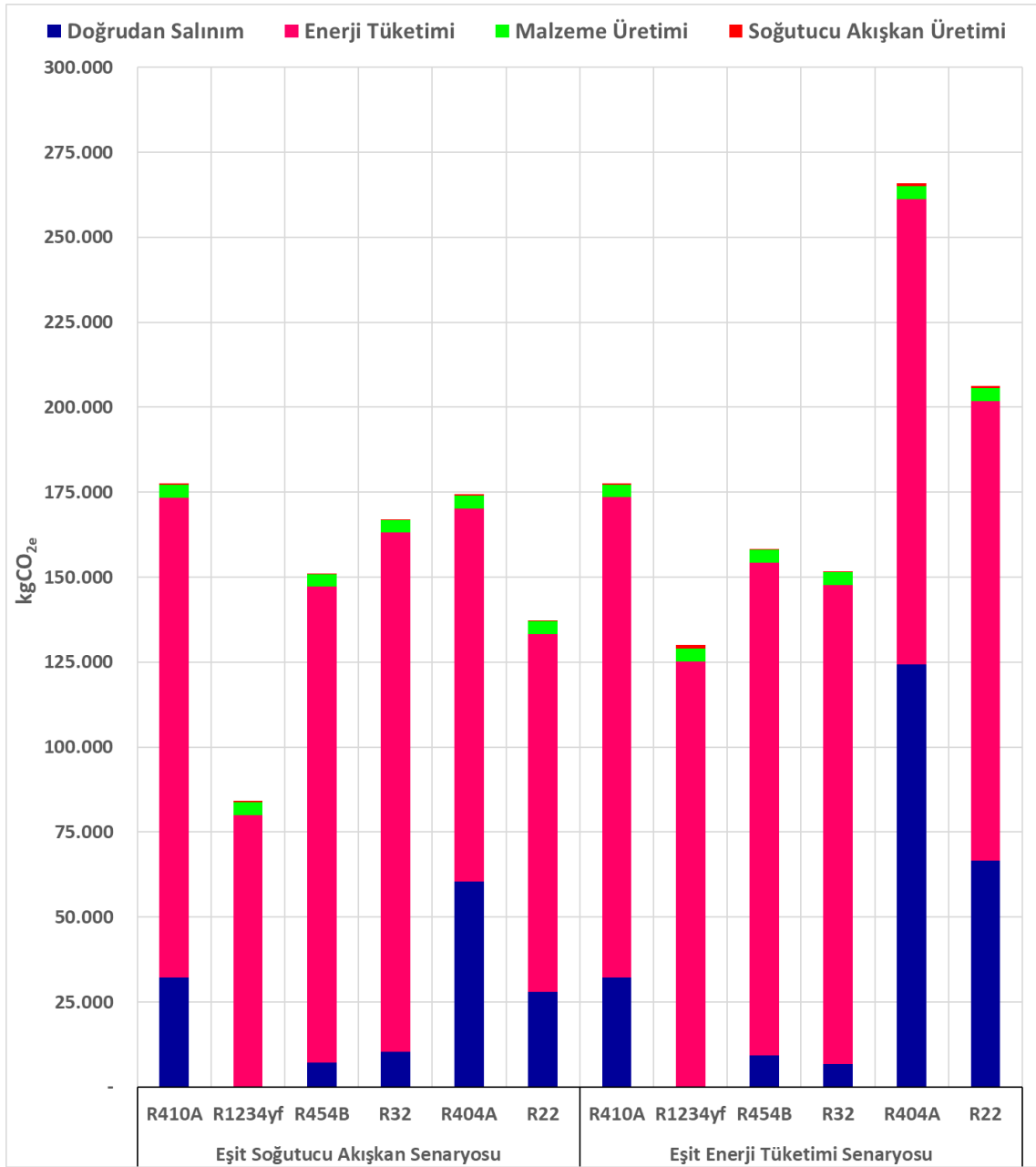
Sembol	Birim	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
C	kg	17,10	17,10	17,10	17,10	17,10	17,10
GWP	kgCO _{2e} /kg	2088	4	467	675	3922	1810
GWP _{adp}	kgCO _{2e} /kg	0	0	0	0	0	0
L	Yıl	15	15	15	15	15	15
ALR	%	5%	5%	5%	5%	5%	5%
EOL	%	15,00%	0%	15,00%	15,00%	15,00%	15,00%
AEC	kWsa	34251,45	19379,28	33930,09	37011,16	26620,19	25545,67
EM	kgCO _{2e} /kWsa	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
MM	kgCO _{2e} /kg	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
m	kg	1500	1500	1500	1500	1500	1500
RM	kgCO _{2e} /kg	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
mr	kg	750	750	750	750	750	750
RFM	kgCO _{2e} /kg	10,70	13,70	4,67	7,20	16,70	9,05
RFD	kgCO _{2e} /kg	0	0	0	0	0	0

Tablo 4.26 2. Senaryodaki soğutucu akışkanların LCCP faktörleri

Sembol	Birim	R410A	R1234yf	R454B	R32	R404A	R22
C	kg	17,10	40,80	22,05	11,22	35,22	40,81
GWP	kgCO _{2e} /kg	2088	4	467	675	3922	1810
GWP _{adp}	kgCO _{2e} /kg	0	0	0	0	0	0
L	Yıl	15	15	15	15	15	15
ALR	%	5%	5%	5%	5%	5%	5%
EOL	%	15,00%	0%	15,00%	15,00%	15,00%	15,00%
AEC	kWsa	34261,94	30328,10	35142,72	34155,00	33181,81	32805,82
EM	kgCO _{2e} /kWsa	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
MM	kgCO _{2e} /kg	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
m	kg	1500	1500	1500	1500	1500	1500
RM	kgCO _{2e} /kg	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
mr	kg	750	750	750	750	750	750
RFM	kgCO _{2e} /kg	10,70	13,70	4,67	7,20	16,70	9,05
RFD	kgCO _{2e} /kg	0	0	0	0	0	0

Soğutucu akışkanların karbon salınımları hesaplanırken daha önce yapılan çalışmalardan elde edilen bazı kabuller kullanılmıştır. Bu kabullerin asıl sebebi LCCP hesaplamasındaki bazı belirsizlerin önüne geçebilmek içindir [48]. Soğutucu akışkanlar üzerine yapılan nümerik analizler aynı çatı tipi klima üzerinde olduğu için sabit alınan değerler her biri için geçerli olacaktır.

LCCP faktörleri göz önüne alınarak soğutucu akışkanların LCCP hesaplamaları yapılmıştır. Dolaylı salınımları enerji tüketiminden, malzeme üretiminden ve soğutucu akışkan üretiminden olmak üzere üç sınıf ayrılmıştır. Soğutucu akışkanların toplam doğrudan salınımı ve dolaylı salınımları şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Soğutucu akışkanların LCCP incelemesi

LCCP hesaplamasından alınan sonuçlara göre kullanılan soğutucu akışkanların karbon salınımına en büyük etkisi enerji tüketiminden kaynaklanmaktadır. Tüm incelemeye göre toplam karbon salınımının ortalama %80'i enerji tüketiminden kaynaklanmaktadır. Malzeme ve soğutucu akışkanın üretiminden kaynaklı dolaylı salınımlar toplam salınımın ortalama olarak %3'ünden azdır. Sonuç olarak soğutucu akışkanların LCCP hesaplamasında en önemli faktör enerji tüketiminden kaynaklı salınım ve sonrasında doğrudan salınım olmuştur.

Soğutucu akışkanların sahip olduğu özelliklerin çevreye olan etkileri incelendiğinde öne çıkan özellikleri, yanıcılık, zehirlilik, aile grupları, GWP ve ODP değerleridir.

Yanıcılık özellikleri incelendiğinde R410A, R404A ve R22 soğutucu akışkanları alev almaz sınıfında (1) yer aldıkları için herhangi bir yangın ihtimaline sebep olmamaktadır. Bunun yanında R454B, R32, R1234yf soğutucu akışkanları 2L düşük yanıcılık sınıfında yer almaktadır. Zehirlilik sınıfları incelendiğinde tüm soğutucu akışkanların A sınıfında olduğu görülmüştür. Soğutma sistemlerindeki güvenlik ve çevre gereksinimleri dikkate alındığında soğutucu akışkanların kullanıldığı cihazların bulunduğu ortama bağlı olarak değişkenlik gösteren kısıtlamalar mevcuttur. Soğutucu akışkanların zehirlenmeye ya da patlama/yanma gibi durumlara sebep olması herhangi bir sızıntı veya benzeri bir olayın gerçekleşmesi durumunda ortamdaki yoğunluğunun artmasından kaynaklanmaktadır. Bu çalışmada olduğu gibi çatı tipi klimaların kullanım alanları yapıların çatılarında veya zeminde atmosfere açık alanlardadır. Cihazların açık alanlarda yer alması olası bir sızıntı durumunda soğutucu akışkanın birikmesine engel olacağı için bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların mevcut durumlarda herhangi bir kısıtlaması yoktur, kullanıma uygundur [30].

Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların aileleri HCFC, HFC, HFC/HFO ve HFO olmak üzere 4 farklı sınıftadır. HCFC ailesini diğer ailelerden ayıran özellik ODP değeridir. ODP değeri sıfır olmayan soğutucu akışkanların ozon tabakasındaki deliğin büyümesine sebep olması, bu soğutucu akışkanların kullanımından kaçınılmasına sebep olmaktadır. HFC ailesindeki soğutucu akışkanların GWP değerleri farklılık göstermektedir. Bu soğutucu akışkanların seçiminde sera gazı etkisine sebep olan GWP değerinin düşük seçilmesi, soğutucu akışkanların çevresel negatif etkilerinin azalmasına sebep olacaktır. HFO ailesindeki R1234yf soğutucu akışkanı sahip olduğu düşük GWP değeriyle diğer soğutucu akışkanların içinde çevresel etkileri olarak en doğa dostu olan soğutucu akışkandır. Bu özelliğinin yanındaki negatif özellik ise bu soğutucu akışkanın performans değerlerinin HFC ailesindeki soğutucu akışkanlar kadar yüksek olmamasıdır. HFC/HFO Ailesindeki soğutucu akışkan olan R454B soğutucu akışkan ara soğutucu akışkan olarak adlandırılabilir. Özellikleri bakımından HFO ve HFC ailelerindeki soğutucu

akışkanların ortalama özelliklerine sahiptir. GWP değerinin HFC ailesindeki soğutucu akışkanlar kadar yüksek olmamasının yanında performans değerlerinin HFO ailesindeki soğutucu akışkanlara göre yüksek olması bu soğutucu akışkanın tercih edilme sebepleri arasında yer almaktadır.

Soğutucu akışkanların sahip olduğu özelliklere göre yapılan analizde HCFC ailesindeki soğutucu akışkanların ve HFC ailesindeki yüksek GWP değerine sahip olan soğutucu akışkanların (R404A ve R410A) çevresel etkileri diğer soğutucu akışkanlara göre daha fazladır. Bu analizin sonucu olarak R1234yf, R454B ve R32 soğutucu akışkanları R410A, R404A ve R22 soğutucu akışkanlarına göre daha çevre dostu olduğuna varılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanların tüm performans ve çevresel etkileri incelenmiştir. Bu süreçte çatı tipi klimada altı farklı soğutucu akışkan iki farklı senaryoda soğutma kapasiteleri, enerji tüketimleri, soğutucu akışkan miktarları, enerji verimlilikleri, çalışma koşulları, güvenlik ve çevresel faktörleri kıyaslanmıştır. Bütün kıyaslamalarda laboratuvar ortamında yapılan deneysel çalışmada kullanılan R410 soğutucu akışkan kullanılan sistem referans olarak kabul edilmiştir.

Bu çalışma kapsamında yapılan analizler neticesinde elde edilen sonuçlar ve yorumlar iki başlık altında özetlenmiştir.

Eşit soğutucu akışkan miktarı kullanıldığında;

- En fazla soğutma kapasitesi R32 soğutucu akışkan kullanılan sistemden elde edilmiştir (171941,75 W).
- En düşük soğutma kapasitesi R1234yf soğutucu akışkan kullanılan sistemde gözlemlenmiştir (80074,05 W).
- En fazla enerji tüketimi R32 soğutucu akışkan kullanılan sistemde görülmüştür (53445,41 W).
- En az enerji tüketimi R1234yf soğutucu akışkan kullanılan sistemden elde edilmiştir (26847,79 W).
- EER değeri en yüksek çıkan soğutucu akışkan R22 (3,274) iken en düşük çıkan soğutucu akışkan R404A (2,864) olmuştur.
- SEER değeri en yüksek çıkan soğutucu akışkan R32 (4,270) iken en düşük çıkan soğutucu akışkan R1234yf (3,636) olmuştur.
- LCCP kıyaslamasından elde edilen sonuçlara göre doğrudan karbon salınımında R1234yf en düşük değeri elde etmiştir (51,30 kgCO_{2e}). En düşük ikinci doğrudan salınım yapan R454B soğutucu akışkanın yaklaşık %0,7 doğrudan karbon salınımına eşittir.

- LCCP kıyaslamasındaki toplam karbon salınımında en büyük pay enerji tüketiminden kaynaklanan dolaylı karbon salınımı olmuştur.
- Toplam karbon salınım miktarları küçükten büyüğe sırasıyla R1234yf, R22, R454B, R32, R404A ve R410A olarak gözlemlenmiştir.
- 6 farklı soğutucu akışkanın analizlerinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda performansı en iyi çıkan üç soğutucu akışkan R410A, R454B ve R32 olmuştur. Bu soğutucu akışkanların evaporatör ve kondenserdeki sıcaklık ve basınç değerleri birbirilerine paralellik göstermiştir. Sadece R32 soğutucu akışkan kullanılan sistemin kondenser çıkış sıcaklığı ortalamanın 14,3 °C üstünde çıkmıştır.
- Tüm faktörler göz önüne alındığında R454B ve R32 optimum sonuç veren soğutucu akışkanlar olmuştur.

Eşit güç tüketiminde;

- En fazla soğutma kapasitesi R454B soğutucu akışkan kullanılan sistemden elde edilmiştir (154760,34W).
- En düşük soğutma kapasitesi R1234yf soğutucu akışkan kullanılan sistemde gözlemlenmiştir (76949,94 W).
- En fazla soğutucu akışkan şarj miktarı R1234yf soğutucu akışkan kullanılan sistemde görülmüştür (40,8 kg).
- En az soğutucu akışkan şarj miktarı R32 soğutucu akışkan kullanılan sistemden elde edilmiştir (11,22 kg).
- EER değeri en yüksek çıkan soğutucu akışkan R454B (3,018) iken en düşük çıkan soğutucu akışkan R22 (2,257) olmuştur.
- SEER değeri en yüksek çıkan soğutucu akışkan R32 (4,101) iken en düşük çıkan soğutucu akışkan R1234yf (2,298) olmuştur.
- LCCP kıyaslamasından elde edilen sonuçlara göre doğrudan karbon salınımında R1234yf en düşük değeri elde etmiştir (120,40 kgCO_{2e}). En düşük ikinci doğrudan salınım yapan R32 soğutucu akışkanın yaklaşık %1,7 doğrudan karbon salınımına eşittir.
- LCCP kıyaslamasındaki toplam karbon salınımındaki en büyük pay enerji tüketiminden kaynaklanan doğrudan karbon salınımı olmuştur.

- Toplam karbon salınım miktarları küçükten büyüğe sırasıyla R1234yf, R32, R454B, R410A, R22 ve R404A olarak gözlemlenmiştir.
- 6 farklı soğutucu akışkanın analizlerinden elde edilen sonuçlar doğrultusunda performansı en iyi çıkan üç soğutucu akışkan R410A, R454B ve R32 olmuştur. Bu soğutucu akışkanların evaporatör ve kondenserdeki sıcaklık ve basınç değerleri birbirilerine paralellik göstermiştir.
- Tüm faktörler göz önüne alındığında R454B ve R32 optimum sonuç veren soğutucu akışkanlar olmuştur.

Yapılan kıyaslamalarda öncelik soğutucu akışkanların R410A soğutucu akışkan kullanılan mevcut çatı tipi klimaların sağladığı soğutma kapasitesini sağlaması olmuştur. Dolayısıyla soğutucu akışkanların ilk olarak sağladığı soğutma kapasitesi daha sonra enerji verimlilikleri ve çevresel faktörleri irdelenmiştir. Soğutma kapasitesi R410A soğutucu akışkan kullanılan referans sisteme göre daha çok olan veya benzer olan soğutucu akışkanlar R454B ve R32 soğutucu akışkanları olmuştur.

Karbon salınımindaki en büyük payın enerji tüketimden kaynaklanması, enerji verimlilik değerlerinin hem performans hem de çevresel etki üzerinde kritik bir faktör olmasına sebep olmuştur. 1. Senaryoda R22 soğutucu akışkanı kullanılan sistemin EER ve SEER değerleri R454B ve R32 soğutucu akışkanlarından daha iyi olmasına rağmen referans sistemin soğutma kapasitesinin yaklaşık %24 altında kalmıştır.

LCCP kıyaslamasında düşük GWP değerine sahip HFO ailesinden R1234yf en düşük sonuçları vermesine karşın referans sistemin soğutma kapasitesine ulaşamamıştır. Her iki senaryoda R410A soğutucu akışkan kullanılan sistemin soğutma kapasitesine göre ortalama %48 daha az soğutma kapasitesi sağlamıştır.

İki farklı senaryodan elde edilen sonuçların birbiriyle paralellik göstermesinden dolayı ortak bir sonuca varılmıştır. Soğutucu akışkanların performans ve çevresel etkileri göz önüne alındığında R454B ve R32 soğutucu akışkanlarının diğer soğutucu akışkanlara göre hem daha iyi performans vermesi hem de daha doğa dostu olmasından dolayı çatı tipi klimalarda kullanılmasının uygun olduğu kararına varılmıştır.

R32 soğutucu akışkanı bireysel incelendiğinde; R32 soğutucu akışkan kullanılan 1. durumdaki sistemde soğutucu akışkanın kondenser giriş sıcaklığı referans sisteme göre 17 °C fazla çıkmıştır. Bu durum ele alındığında R410A soğutucu akışkanı yerine R32 soğutucu akışkanı kullanılırsa kondenser giriş sıcaklığının dikkate alınması gerekir. R32 soğutucu akışkanının yüksek kondenser giriş sıcaklığından kaynaklı ekstra ısının atmosfere verilmesi için kondenser fanı daha fazla çalışmıştır. R32 soğutucu akışkanı için mevcut kondenslerden daha karmaşık bir tasarım yapılırsa kondenserdeki ısıyı atmak için harcanan enerji azaltılabilir ve böylece cihazın toplam enerji tüketimi azaltılarak sistemin enerji verimlilik değerleri daha yukarıya taşınabilir. Bunun yanında referans sisteme göre daha fazla soğutma kapasitesi sağladığı dikkate alındığında daha düşük kapasiteli bir kompresör seçilerek referans sistemin soğutma kapasitesi daha düşük enerji tüketimiyle sağlanabilir ve enerji verimliliği arttırılmış olabilir. GWP değeri R410A soğutucu akışkanının yaklaşık %32'sine eşit olan R32 soğutucu akışkanı HFC ailesinden olduğu için Montreal ve Kyoto protokollerinde dile getirilen yönergelerden dolayı kısa süreli bir çözüm olacaktır.

R454B soğutucu akışkanı üzerine odaklanıldığında soğutucu akışkan çevrimindeki sıcaklık ve basınç değerleri referans sisteme benzerlik göstermiştir. Kompresör ve kondenser kapasitelerindeki farklılıkların çok küçük olması mevcut sistemde en ufak modifikasyonlarla R410A soğutucu akışkanı yerine kullanılmasına olanak sağlayacaktır. GWP değeri R410A soğutucu akışkanının %22'sine eşit olan R454B soğutucu akışkanı, Birleşmiş Milletlerin Montreal Protokolünü temel alan HFC kullanımının aşamalı olarak azaltma planına daha çevre dostu, güvenli ve uzun ömürlü bir çözüm olmasından dolayı uygundur. R454B soğutucu akışkanının HFO ve HFC karışımı olması; HFO ailesindeki soğutucu akışkanlardan daha iyi performans vermesini, HFC ailesindeki soğutucu akışkanlardan çok daha düşük GWP değerine sahip olmasını sağlamıştır.

Bu çalışmada aynı çatı tipi klima üzerinde altı farklı soğutucu akışkanın iki farklı senaryodaki performans ve çevresel etkileri nümerik olarak yapılmıştır. Soğutucu akışkanların soğutma kapasitelerindeki farklılıkların, soğutucu akışkanların çalıştıkları sıcaklık-basınç aralık sınırlarından kaynaklandığı görülmüştür. Bu

sebepten ötürü bu çalışmaları geliştirmek adına soğutucu akışkanların çalıştığı sıcaklık-basınç aralıklarına göre optimize edilmiş bir sistemde veya soğutma kapasitelerine göre sınıflandırılmış ayrı sistemlerde analizlerin yapılması daha detaylı sonuçlar verecektir.

Soğutucu akışkanlar, otomobil veya ev tipi klimalarda ve soğutma proseslerinde de kullanılmaktadır. Her tür sistemin koşullarına uygun olan soğutucu akışkan değişiklik gösterebilir. Bu çalışmadaki soğutucu akışkanların performans ve çevresel değerlerinin kıyaslaması çatı tipi klimanın çalışma koşullarında geçerlidir. Elde edilen sonuçların tümevarımıyla genel bir yargı oluşturulmamalıdır.

- [1] World Energy Supply, International Energy Agency Data and Statistics, 2017, <https://www.iea.org/data-and-statistics> , 19.09.2019
- [2] Bo Shen, Omar Abdelaziz, Som Shrestha, Ahmed Elatar “Model-based optimizations of packaged rooftop air conditioners using low global warming potential refrigerants” Building Technologies Research and Integration Center, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN 37831-6070, USA, 2018
- [3] Eren Soylu “Otomobil İklimlendirme Sistemleri için Farklı Alternatif Soğutucu Akışkanların Performanslarının Değerlendirilmesi” Yalova Üniversitesi, Ağustos 2019
- [4] Derya Özkan, Özden Agra and Özlem Çetin “A Comparison Between Refrigerants Used in Air Conditioning” University of Yildiz Technical University, Turkey, 2007
- [5] Sharmas Vali Shaik, T.P. Ashok Babu “Theoretical Computation of Performance of Sustainable Energy Efficient R22 Alternatives for Residential Air Conditioners” 2017 International Conference on Alternative Energy in Developing Countries and Emerging Economies 2017 AEDCEE, Bangkok, Thailand, 25-26 May 2017
- [6] Atilla Gencer Devocioğlu “Seasonal performance assessment of refrigerants with low GWP as substitutes for R410A in heat pump air conditioning devices” Dicle University, Department of Mechanical Engineering, 21280 Diyarbakır, Turkey, 2017
- [7] Daniel Calleja-Anta, Laura Nebot-Andrés, Jesús Catalán-Gil, Daniel Sánchez, Ramón Cabello, Rodrigo Llopis “Thermodynamic screening of alternative refrigerants for R290 and R600a” S2590-1230(19)30081-7, 26 November 2019
- [8] Sertaç Ender “R404a Soğutucu Akışkanı Kullanan Sistemlerde R442a Ve R453a Soğutucu Akışkanları Kullanılarak Sistem Verimlerinin Arttırılması” Dicle Üniversitesi, Şubat 2018
- [9] Mukhamad Suhermanto “R1234yf ve R134a Soğutucu Akışkanlı Taşıt İklimlendirme ve Isı Pompası sisteminin Karşılaştırılmalı Deneysel Enerji ve Ekserji Analizi” Kocaeli Üniversitesi, 2016
- [10] Zhaohua Li, Hanying Jiang, Xinwen Chen, Kun Liang “Comparative study on energy efficiency of low GWP refrigerants in domestic refrigerators with capacity modulation” Department of Engineering and Design, University of Sussex, Falmer, Brighton BN1 9QT, UK, 2019

- [11] Hakan Yaldırak “Araç Klimalarında Yeni Soğutucu Akışkanlar Kullanımının Termodinamik ve Deneysel Analizi” Makine Mühendisliği Ege Üniversitesi, 2016
- [12] Hoseong Lee, Sarah Troch, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher “LCCP evaluation on various vapor compression cycle options and low GWP refrigerants” Center for Environmental Energy Engineering (CEEE), Department of Mechanical Engineering, University of Maryland, 3157 Glenn L. Martin Hall Bldg., College Park, MD 20742, USA, 2016
- [13] Ebru Mançuhan, Barış Tunç, Kübra Yetkin, Cem Çelik “Comparative Analysis of Cascade Refrigeration Systems’ Performance and Environmental Impacts” Faculty of Engineering, Chemical Engineering Department, Marmara University, 34722, İstanbul Turkey, 2019
- [14] Linjia Zhao, Weihua Zeng, Zengwei Yuan “Reduction of potential greenhouse gas emissions of room air-conditioner refrigerants: a life cycle carbon footprint analysis” Environmental Management Institute, School of Environment, Beijing Normal University, 100875 Beijing, PR China, 2015
- [15] Seyoung Choi, Jinwoo Oh, Yunho Hwang, Hoseong Lee “Life cycle climate performance evaluation (LCCP) on cooling and heating systems in South Korea” Department of Mechanical Engineering, Korea University, 409 Innovation Hall Bldg., Anam-Dong, Sungbuk-Gu, Seoul, Republic of Korea, 2017
- [16] C. Aprea, A. Greco, A. Maiorino “HFOs and their binary mixtures with HFC134a working as drop-in refrigerant in a household refrigerator: Energy analysis and environmental impact assessment” Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Salerno, via Ponte Don Melillo, 84084 Fisciano, Salerno, Italy, 2018
- [17] Md. Amirul Islam, K. Srinivasan, Kyaw Thu, “Assessment of total equivalent warming impact (TEWI) of supermarket refrigeration systems” Kyushu University Program for Leading Graduate School, Green Asia Education Center, Kasuga-shi, Fukuoka, 816-8580, Japan, 2017
- [18] Gang Li “Investigations of life cycle climate performance and material life cycle assessment of packaged air conditioners for residential application” Ingersoll Rand Residential Solutions, 6200 Troup Highway, Tyler, TX 75707, USA, 2015
- [19] Thomas W. Davies, Ottone Caretta “A low carbon, low TEWI refrigeration system design” Department of Engineering, The University of Exeter, Exeter EX4 4QF, UK, 2003
- [20] Shaimaa Seyam, “Types of HVAC Systems” M.A.Sc. at the University of Toronto, Toronto, Ontario, Canada, 2018.

- [21] Mark Reichler "Modeling of Rooftop Packaged Air Conditioning Equipment" University of Wisconsin-Madison, 1999
- [22] ANSI/AHRI Standard 716 (SI) Performance Rating of Liquid Line Filters, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, 2014.
- [23] Marta Filipe Martins Duarte "Heat recovery units in ventilation" Department of Building, Energy and Environmental Engineering University of Gävle, 2016.
- [24] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles "Thermodynamics An Engineering Approach" 5th Edition. McGraw Hill, New York 2005.
- [25] Siegfried Haaf, Helmut Henrici "Refrigeration Technology" in Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH , 2002.
- [26] Stratospheric Ozone Monitoring and Research in NOAA, 2018. <https://www.ozonelayer.noaa.gov/science/basics.htm>, 21.09.2019
- [27] Estanislao Silla, Arturo Arnau and Inaki Tunon "Fundamental Principles Governing Solvents Use", Department of Physical Chemistry, University of Valencia, Burjassot (Valencia), Spain, 2019
- [28] Greenhouse effect, Austrilian Government Department of Agriculture, Water and the Environment. <https://www.environment.gov.au/climate-change/climate-science-data/climate-science/greenhouse-effect>, 26.09.2019
- [29] Understanding Global Warming Potentials, Greenhouse Gas Emissions, United States Environmental Protection Agency, 2017. <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>, 02.10.2019
- [30] BS EN 378-1:2016 Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements
- [31] Encyclopaedia Britannica, John Gorrie American Physician The Editors of Encyclopaedia Britannica <https://www.britannica.com/biography/John-Gorrie>, 08.10.2019
- [32] History of Air Conditioning <https://www.energy.gov/articles/history-air-conditioning>, 10.10.2019
- [33] The Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer U.S. Department of State. <https://www.state.gov/key-topics-office-of-environmental-quality-and-transboundary-issues/the-montreal-protocol-on-substances-that-deplete-the-ozone-layer/>, 19.11.2019
- [34] İklim Değişikliğiyle Mücadele, Kyoto Protokolü, Türkiye Cumhuriyeti Dışişleri Bakanlığı. <http://www.mfa.gov.tr/kyoto-protokolu.tr.mfa>, 29.11.2019

- [35] Kigali Amendment Enters into Force, Bringing Promise of Reduced Global Warming, 2019. <https://sdg.iisd.org/news/kigali-amendment-enters-into-force-bringing-promise-of-reduced-global-warming/> , 23.12.2019
- [36] ANSI/ASHRAE Standard 34-2019 Designation and Safety Classification of Refrigerants
- [37] Guideline for Life Cycle Climate Performance January 2016, International Institute of Refrigeration. www.iifiir.org, 25.12.2019
- [38] Tutku Mutlu " Modelling and Performance Analysis of a Refrigeration System for Different Refrigerants and Configurations" Department of Chemical Engineering Marmara University, 2018.
- [39] BS EN 14511-3:2018 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors. Test methods
- [40] BS EN 14825:2018 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance
- [41] Average minimum and maximum temperature over the year. <https://weather-and-climate.com/average-monthly-Rainfall-Temperature-Sunshine,Madrid,Spain> , 25.01.2020
- [42] Commission Regulation (EU) 2016/2281 of 30 November 2016, implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products, with regard to ecodesign requirements for air heating products, cooling products, high temperature process chillers and fan coil units
- [43] Commission Regulation (EU) No 327/2011 of 30 March 2011, implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for fans driven by motors with an electric input power between 125 W and 500 kW
- [44] Integrated Product Modeling (IPM) An Advanced System Simulation Software Package for Vapor-Compression Systems User's Manual Version 5.21
- [45] Newton-Raphson Technique, Massachusetts Institute of Technology. https://web.mit.edu/10.001/Web/Course_Notes/NLAE/node6.html, 30.01.2020
- [46] ANSI/ASHRAE Standard 37-2009 (RA 2019), Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat-Pump Equipment

- [47] Ian W. Eames, Adriano Milazzo, Graeme G. Maidment “Modelling thermostatic expansion valves” Department of Mechanical, Materials and Manufacture, University of Nottingham, Nottingham, NG72RD, UK, 2014.
- [48] Sarah Troch, Hoseong Lee, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher “Harmonization of Life Cycle Climate Performance (LCCP) Methodology” Mechanical Engineering, University Of Maryland, United States of America, 2016.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: <https://www.ttmd.org.tr/>

Makale

1. Süerdem K., Açıkgöz Ö., Çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanların performans ve çevresel etkileri, TTMD, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Isıtma, Soğutma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi (ISSN: 1032-2415), sayı: 125, Mart, 2020.