T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ KLİMANIN DİNAMİK MODELLENMESİ VE DENEYSEL OLARAK DOĞRULANMASI

Okan AYDIN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Özden AĞRA

ŞUBAT, 2023

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ KLİMANIN DİNAMİK MODELLENMESİ VE DENEYSEL OLARAK DOĞRULANMASI

Okan AYDIN tarafından hazırlanan tez çalışması 03.02.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı-Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Özden AĞRA, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Özden AĞRA sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Ev Tipi Klimanın Dinamik Modellenmesi ve Deneysel Olarak Doğrulanması 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.

Okan AYDIN

İmza

Bu tez çalışmasının deneysel çalışmaları, Arçelik A.Ş. Merkez ARGE altyapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmam süresince bana her türlü yardım, bilgi ve tecrübeyi sağlayan kıymetli tez danışmanı hocam Sn. Prof. Dr. Özden AĞRA'ya teşekkürlerimi borç bilirim.

Yaptığım tüm çalışmalarda hem bilgi hem de teknik ihtiyaç bakımından her türlü olanağı kullanmamı sağlayan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, bana bu imkanı tanıyan Sn. Nihat BAYIZ'a, Sn. Dr. Emre OĞUZ'a ve Sn. Dr. Serdar KOCATÜRK'e desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Çalışmamda baştan sona her türlü yardımı sağlayan, projelerimde ve iş hayatımda bana yararlı olabilecek birçok bilgi ve deneyimi paylaşan Sabahattin HOCAOĞLU'na, Mehmet KAYA'ya, Ahmet Refik ÖZDEMİR'e, Mutlu İPEK'e ve Akın ÇAĞLAYAN'a çok teşekkür ederim.

Yaptığım deneysel çalışmalarda, deney düzeneğini oluşturmamda yardımcı olan, bu süre zarfında oluşan teknik problemlerin çözümünde katkıda bulunan, deneysel çalışmalar süresince tecrübelerini ve vaktini paylaşan Miraç KAN'a çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca hem keyifli hem de sıkıntılı zamanları beraber geçirdiğim, arkadaşlıklarıyla bana her konuda destek veren ve yanımda olan Termodinamik & Sistem Bazlı Modelleme Teknoloji Ailesi çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca umutsuzluğa kapıldığımda bana umut olan her zaman her türlü koşulda yanımda olan, varlığıyla bana huzur ve güven veren, biricik eşim Sena BOZKURT'a bütün kalbimle teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan, hayat tecrübelerini paylaşan ve bugünlere gelebilmem için maddi ve manevi her türlü desteklerini esirgemeyen, her konuda yanımda olan, başta sevgili ANNEM olmak üzere çok değerli AİLEME sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Okan AYDIN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii
KISALTMA LİSTESİ x
ŞEKİL LİSTESİ xii
TABLO LİSTESİ xv
ÖZET xvii
ABSTRACT xix
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 13
1.3 Hipotez 13
2 BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİ VE KLİMA 15
2.1 Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi 15
2.2 Ev Tipi Klimalar 19
2.3 Soğutucu Akışkanlar 21
3 KLİMA TERMAL SİSTEM TASARIMI 31
3.1 Soğutma Çevriminin Oluşturulması 31
3.2 CoilDesigner Programı 32
3.3 Evaporatör ve Kondenser Tasarım Parametreleri 35
3.4 Evaporatör Tasarımı 39
3.5 Kondenser Tasarımı 51
3.6 Kapileri Boyutlandırma 60
3.7 Kompresör Seçimi 63
3.8 Şarj Miktarının Hesaplanması 64
4 KLİMANIN DİNAMİK MODELLENMESİ 66
4.1 Klima İçin Modelleme Yaklaşımı 66
4.2 Komponentlerin Modellenmesi 68
4.3 Klima Soğutma Çevriminin Modellenmesi 81
5 ÖLÇÜM SİSTEMİ VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR 82
5.1 Ev Tipi Klima Performans Ölçüm Sistemi 82
5.2 Kompresör Performans Ölçüm Sistemi 86
5.3 Deneysel Çalışmalar 93
6 R32 VE R410A'NIN SİSTEM PERFORMANSININ KARŞILAŞTIRMASI 99

6.1 Kapasite, Giriş Gücü ve COP Karşılaştırması 99
6.2 Yüksek Sıcaklık Altında Kompresör Çıkış Sıcaklığının Karşılaştırması 103
7 DENEY VE MODEL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRMASI 106
7.1 Standart Soğutma ve Isıtma Şartlarında Deney ile Modelin Karşılaştırması 106
7.2 R32 için Yüksek Sıcaklık Altında Kompresör Çıkış Sıcaklıklarının Karşılaştırması 116
8 SONUÇ VE ÖNERİLER 118
KAYNAKÇA 120
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 124

SİMGE LİSTESİ

p	Basınç (bar)
Π	Basınç oranı (-)
D	Çap (m)
y	Düşey mesafe (mm)
h	Entalpi (kJ/kg)
s	Entropi (J/kg.K)
P	Güç (W)
S	Hacim (m3)
u	Hız (m/s)
V	Hız (m/s)
k	Isı iletim katsayısı (W/m.K)
Q̇	Isıl kapasite (W)
h	Isı transfer katsayısı (W/m2.K)
α	Isı transfer katsayısı (W/m2.K)
φ	Kayıp faktörü (-)
τ	Kayma gerilmesi (Pa)
n	Kompresör dönme hızı (rad/s)
Wg	Kompresörde yapılan iş (W)
μ	Kinematik viskozite (Pa.s)
m	Kütle (g)
G	Kütle akısı (kg/m2.s)
ṁ	Kütlesel debi (kg/s)
Wn	Nem (kg/kg)
Nu	Nusselt sayısı
Cp	Özgül ısı (J/kg.K)
γ	Özgül ısı oranı (-)
Lp	Panjur adımı (mm)
Lh	Panjur yüksekliği (mm)
Θ	Panjur açısı
Pr	Prandtl sayısı
ε	Pürüzlülük değeri (mm)
Re	Reynolds sayısı (-)

T	Sıcaklık (°C)
d	Strok hacmi (m3)
f	Sürtünme faktörü (-)
L	Uzunluk (mm)
x	Yatay mesafe (mm)
ρ	Yoğunluk (kg/m3)
A	Yüzey alanı (m2)
t	Zaman (sn)

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
Amb	Ortam
ATW	Air to Water
BTW	Brine to Water
CFC	Kloroflorokarbon
crit	Kritik
DB	Kuru termometre sıcaklığı
disch	Basma
DSH	Kompresör çıkış kızgınlık
EER	Soğutma verimliliği
F-Gaz	Florlu gaz
eff	Efektif
EST	Evaporatör giriş sıcaklığı
ELT	Kondenser giriş sıcaklığı
FD	Filtre
HFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFCF	Hidroflorokarbonlar
flow	Akışkan
frict	Sürtünme
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
H	Kondenserden atılan
HEX	Isı değiştirici
in	Giriş
L	Ortramdan çekilen
LLT	Kondenser çıkış sıcaklığı
LST	Evaporatör çıkış sıcaklığı
Malz	Malzeme
o	Dış yüzey
ODP	Ozon tüketme potansiyeli
out	Çıkış
pist	Piston
re-exp	Tekrar genleşme
RV	4 yollu valf

SEER	Sezonsal enerji verimliliği
Sub	Aşırı soğutma miktarı
suct	Emme
TXV	Termal kısılma valfi
WB	Islak termometre sıcaklığı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 10,5 kW split klima şematik gösterimi [6]..... 3
Şekil 1.2 Ölçüm sistemi ve soğutma devresi şematik gösterimi [7]..... 4
Şekil 1.3 VRF sisteminin şematik gösterimi [8]..... 5
Şekil 1.4 Kompresör çıkış sıcaklığı karşılaştırması..... 5
Şekil 1.5 Test sisteminin şematik gösterimi [10]..... 6
Şekil 1.6 Kapasite, COP, kompresör çıkış sıcaklığı ve giriş gücü karşılaştırması [10] 7
Şekil 1.7 DSH kontrollü ısı pompasının şematik diyagramı [12]..... 8
Şekil 1.8 10,5 kW ısı pompası soğutma devresi şematik gösterimi [45]..... 9
Şekil 1.9 Modellenen sistemin şenatik hali [14]..... 10
Şekil 1.10 Gerçek sistem ile simüle edilen sistemin şematik gösterimi [15]..... 11
Şekil 1.11 CFD ve Modelica ile simüle edilen sistem ve açı parametresi [16]..... 12
Şekil 1.12 Modelica modeli [17]**.** 13
Şekil 2.1 Soğutma çevrimi ve bileşenleri..... 15
Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [18]..... 16
Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı [18]. 17
Şekil 2.4 Gerçek soğutma çevrimi T-s ve P-h diyagramları [18]..... 18
Şekil 2.5 Klima iç ve dış ünitesi şematik gösterimi..... 19
Şekil 2.6 Klimanın iç ve dış ünitesinin patlatılmış hali..... 20
Şekil 2.7 Split klima soğutma çevrimi ve bileşenleri **.....**20
Şekil 2.8 Zeotropik ve azeotropik akışkanların P-h diyagramında davranışı [46]**.** 22
Şekil 2.9 Ülkelere göre azaltma takvimi [19]**. **24
Şekil 2.10 F-Gaz yönetmeliğine göre azaltma takvimi [19]..... 24
Şekil 2.11 R410A ve R32'nin P-h diyagramlarının karşılaştırması..... 28
Şekil 2.12 a) R32 P-h diyagramı b) R410A P-h diyagramı..... 30
Şekil 3.1 Soğutma çevrimi..... 32
Şekil 3.2 Coildesigner hesap yöntemi şematik gösterimi..... 33
Şekil 3.3 Boru ve fin giriş parametreleri..... 33
Şekil 3.4 Korelasyon seçim ekranı..... 34
Şekil 3.5 Devreleme/akışkan dağılımı..... 34

Şekil 3.6 Örnek bir çıktı ekranı 35
Şekil 3.7 Yiv parametreleri 36
Şekil 3.8 Yatay ve dikey mesafe 37
Şekil 3.9 Panjur kanat parametreleri 38
Şekil 3.10 Örnek panjur kanat 38
Şekil 3.11 Örnek evaporaötr resmi 38
Şekil 3.12 Örnek kondenser resmi 39
Şekil 3.13 Hava debisi, evaporatör uzunluğu ve kapasite eğrisi 45
Şekil 3.14 Evaporatör soğutkan dağılımı 46
Şekil 3.15 Her bir boruda ortamdan çekilen ısı miktarı 48
Şekil 3.16 Boru boyunca değişen soğutkan sıcaklığı 48
Şekil 3.17 Ortalama hava ve soğutcu akışkan ısı transfer katsayılarının değişimi.49
Şekil 3.18 Devrelerdeki soğutucu akışkan basınç kayıpları 49
Şekil 3.19 Isı değiştirici 3D gösterimi 50
Şekil 3.20 Evaporatör teknik resmi 50
Şekil 3.21 Evaporatörün ürün üzerinde konumlandırılması 51
Şekil 3.22 Kapasite, debi ve kondenser uzunluğu eğrisi 54
Şekil 3.23 Kondense soğutkan dağılımı 56
Şekil 3.24 Her bir borudan ortama atılan ısı miktarı 58
Şekil 3.25 Kondenser boyunca soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi 58
Şekil 3.26 Devrelerdeki basınç kaybı 59
Şekil 3.27 Ortalama hava ve soğutkan ısı transfer katsayılarının değşimi 59
Şekil 3.28 Isı değiştici 3D görünümü 59
Şekil 3.29 Kondenser teknik resmi 60
Şekil 3.30 Kondenser numunesinin resmi 60
Şekil 3.31 Kapileri numunesi 62
Şekil 3.32 Rotary kompresör çalışma prensini [47]. 63
Şekil 3.33 Kullanılan kompresör Resmi 64
Şekil 4.1 Modelica dilinde hazırlanmış nesne tabanlı bir bileşen ve denklem yapısı 66
Şekil 4.2 TIL Kütüphanesinin yapısı 68
Şekil 4.3 Kompresörde meydana gelen kayıplar 69
Şekil 4.4 Daralma durumunda basınç kaybı ve debi davranışı 70
Şekil 4.5 Kompresör test modeli 73

Şekil 4.6 R32 için Kapasite, çekilen güç, kütlesel debi ve kompresör çıkış sıcaklığının model ve deney karşılaştırması 75
Şekil 4.7 R410A için Kapasite, çekilen güç, kütlesel debi ve kompresör çıkış sıcaklığının model ve deney karşılaştırması 75
Şekil 4.8 Isı değiştirici tasarım parametrelerinin gösterimi 77
Şekil 4.9 Isı değiştirici modeli 78
Şekil 4.10 Kılcal boyunca basınç kaybı ve sıcaklık değişimi 79
Şekil 4.11 Klima soğutma çevrimi 81
Şekil 5.1 Deney odasının üstten görünüşü 82
Şekil 5.2 Ölçüm sistemi bileşenleri 84
Şekil 5.3 Dış ünite 86
Şekil 5.4 İç ünite 86
Şekil 5.5 Kalorimetre ölçüm sisteminin şematik hali 88
Şekil 5.6 Kalorimetre görünümü 88
Şekil 5.7 Kondenser ölçüm noktaları 95
Şekil 5.8 Evaporatör ölçüm noktaları 97
Şekil 6.1 Dış ortama göre kompresör çıkış sıcaklıkları 104

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri [19]. 23
Tablo 2.2 İklimlendirme sistemlerine göre kullanılan soğutkanlar [19]. 25
Tablo 2.3 R32 ve R410A'nın temel özellikleri karşılaştırması (EES 2001) 26
Tablo 2.4 R32 ve R410A'nın termofiziksel özeliklerinin karşılaştırması [21]. 27
Tablo 3.1 Soğutma çevrimi parametreleri 31
Tablo 3.2 Çevrimden elde edilen değerler 32
Tablo 3.3 Yiv parametrelerinin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi 36
Tablo 3.4 Kullanılan yiv parametrelerinin değerleri 37
Tablo 3.5 Isı değiştirici kalıbı 37
Tablo 3.6 Panjur parametrelerinin değerleri 38
Tablo 3.7 Hava tarafı tasarım parametreleri 39
Tablo 3.8 Evaporatör tasarım parametreleri 40
Tablo 3.9 Kullanılan korelasyonlar ve çalışma bölgeleri 42
Tablo 3.10 Parametrik analiz sonuçları 44
Tablo 3.11 635 mm evaporatör analiz sonuçları 46
Tablo 3.12 Kondenser hava tarafı tasarım parametreleri 52
Tablo 3.13 Kondenser Tasarım Parametreleri 52
Tablo 3.14 Kullanılan korelasyonlar ve çalışma aralıkları 54
Tablo 3.15 Kondenser parametrik analiz sonuçları 55
Tablo 3.16 823 mm Kondenser analiz sonuçları 56
Tablo 3.17 Kapileri boyutlandırmada kullanılan parametreler 61
Tablo 3.18 R410A için katsayılar 62
Tablo 3.19 Kompresörün beyan edilen performans değerleri 63
Tablo 3.20 Performans beyan şartları 64
Tablo 4.1 Kompresör parametreleri 72
Tablo 4.2 R410A ve R32 için kompresörün fiziksel parametreleri ve değerleri 74
Tablo 4.3 Fin ve Boru Geometrisi 76
Tablo 5.1 Odanın ölçüm belirsisliği ve hassasiyeti 84
Tablo 5.2 R410A için kalorimetre ölçüm sonuçları 89
Tablo 5.3 R32 için kalorimetre ölçüm sonuçları 91
Tablo 5.4 Standart kapasite şartları 93
Tablo 5.5 Yüksek sıcaklık çalışma şartları 94

Tablo 5.6 Dış ünite termokupl konumları 95
Tablo 5.7 İç ünite termokupl ölçüm konumları 97
Tablo 6.1 R32 ve R410A'nın soğutma modunda kapasite karşılaştırması 100
Tablo 6.2 R32 ve R410A'nın soğutma modunda giriş gücü karşılaştırması 100
Tablo 6.3 R32 ve R410A'nın soğutma modunda COP karşılaştırması 100
Tablo 6.4 R32 ve R410A'nın ısıtma modunda kapasite karşılaştırması 101
Tablo 6.5 R32 ve R410A'nın ısıtma modunda giriş gücü karşılaştırması 101
Tablo 6.6 R32 ve R410A'nın ısıtma modunda COP karşılaştırması 102
Tablo 6.7 Mevcut ve optimize edilmiş durumda kapileri ölçüleri 102
Tablo 6.8 R32 ve R410A'nın optimize edilmiş durumda performans karşılaştırması 103
Tablo 6.9 Kompresör çıkış sıcaklığı karşılaştırması için çalışma koşulları 104
Tablo 7.1 R32'nin soğutma modunda deney ile model karşılaştırması 107
Tablo 7.2 R32'nin soğutma modunda sistem sıcaklılarının deney ile model karşılaştırması 108
Tablo 7.3 R32'nin optimize edilmiş durumda soğutma modu için deney ile model karşılaştırması 109
Tablo 7.4 R32 için optimize edilmiş durumda soğutma modu için sistem sıcaklıklarının deney ile model karşılaştırması 110
Tablo 7.5 R32'nin optimize edilmiş durumda ısıtma modu için deney ile model karşılaştırması 111
Tablo 7.3 R32'nin optimize edilmiş durumda ısıtma modu için sistem sıcaklıklarının deney ile model karşılaştırması 112
Tablo 7.7 R410A'nın soğutma modunda performansının deney ile model karşılaştırması 113
Tablo 7.8 R410A'nın soğutma modunda sistem sıcaklılarının deney ile model karşılaştırması 114
Tablo 7.9 R410A'nın ısıtma modunda performansının deney ile model karşılaştırması 115
Tablo 7.10 R410A'nın ısıtma modunda sistem sıcaklıklarının deney ile model karşılaştırması 116

ÖZET

Ev Tipi Klimanın Dinamik Modellenmesi ve Deneysel Olarak Doğrulanması

Okan AYDIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Özden AĞRA

İklimlendirme ve ısı pompası sistemleri sera gazı emisyonlarında önemli pay sahibidir. Montreal Protokolü ve Kigali Değişikliği'nin getirdiği sınırlamalarla birlikte düşük küresel ısınma potansiyelli (KIP) soğutucu akışkanlar kullanılması gerekmektedir. Bu nedenle, ısı pompası sistemlerinde R32, R410A'nın yerini almaktadır. R32, 2088 KIP'a sahip R410A'ya kıyasla 675 KIP ile çok daha düşük bir KIP'a sahiptir. R32'nin termofiziksel özellikleri R410A ile benzerdir. R32 hidrokarbonlara göre daha az yanıcıdır ve izin verilen soğutucu akışkan şarj limiti daha yüksektir. Böylece, aynı ısı pompasında R410A yerine R32 kullanıldığında daha verimli ve yüksek kapasiteli ısı pompaları elde edilebilirken; aynı verim ve kapasitede daha küçük boyutlarda ve daha az akışkan kullanılan ısı pompası da tasarlanabilmektedir. Bununla beraber R32'nin yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları, özellikle yüksek dış ortam sıcaklıklarında ısı pompası uygulamalarını sınırlamaktadır.

Karşı karşıya olduğumuz bir diğer problem de dünyanın enerji kaynaklarının hızla tükenmesidir. Bu nedenle enerji kaynaklarının verimli kullanılması büyük önem kazanmıştır. Ev tipi iklimlendirme sistemleri de bina enerji tüketiminde önemli rol oynamaktadır. Bu durumlar göz önüne alındığında sistemin enerji verimliliğinin arttırılması çok daha önemli hale gelmiştir. Sistem verimini arttırmak için genellikle deneysel yöntemlere başvurulmaktadır. Fakat dünyanın hızla gelişmesiyle birlikte artan taleplere daha hızlı cevap vermek için deney sürelerinin azaltılması ve tasarım süreçlerini hızlandırılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bütün bunlar ışığında

çalışılan sistemlerin modellenmesi, yani dijital ortama aktarılması ihtiyaç haline gelmiştir.

Bu yüksek lisans çalışmasının ilk kısmında R410A kullanılan 12000 Btu/h inverter klima tasarımı yapılmıştır. Kondenser ve evaporator Coil Designer programı kullanılarak tasarlanmıştır. Kapileri uzunluğu ve şarj miktarı literatürden elde edilen korelasyonlar ile teorik olarak hesaplanmıştır. Klima, soğutma ve ısıtma modunda EN-14511(2,3,4)-2011 şartlarında psikrometrik tip kalorimetre odasında test edilmiştir. Testler boyunca klimanın iç ve dış ünite fan devirleri sabit tutulmuş ve kompresör 3 farklı devirde sürülmüştür. Böylece optimum kompresör devri belirlenmiştir. Çalışmanın devamında R32 için şarj miktarı hesaplanmıştır. R32 şarj miktarının R410A'dan %27 daha az olduğu bulunmuştur. Sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan, klima aynı koşullarda R32 ile test edilmiştir. Sisteme R32 doğrudan şarj edildiği durumda, ısıtma ve soğutma kapasitesinin sırasıyla %2,53 ve %2,4; COP değerinin ise sırasıyla %1,17 ve % 4,6 arttığı görülmüştür. Optimize edilmiş durumda R32'nin R410A'ya göre kapasitesi soğutma ve ısıtma modunda sırasıyla %6,02 ve %4,28; COP'nin ise sırasıyla %8,95 ve %3,04 arttığı görülmüştür. Çalışmanın devamında her iki akışkanın da yüksek sıcaklıklar altında kompresör çıkış sıcalıkları karşılaştırılmıştır. R32'nin bütün durumdalarda daha yüksek çıkış sıcaklığına dahip olduğu görülmüştür. En yüksek fark ise 46°C dış ortam sıcaklığında 4,87°C olarak gerçekleşmiştir.

Çalışmanın ikinci kısmında klima soğutma çevrimi Dymola programında Modelica dili kullanılarak modellenmiştir. Eveporatör, kondenser, kompresör ve kapileri modelleri TIL kütüphanesi yardımıyla oluşturulmuştur. Yapılan simülasyon çalışmasında her iki akışkan için kapasite, giriş gücü ve COP parametrelerinde model ile deneyin ±%5,2 aralığında uyumlu olduğu görülmüştür. Sistem sıcaklıkları karşılaştırıldığında ise model ile deney farkının ±3,5°C aralığında kabul edilebilir seviyede olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Klima, Modelica, R32, R410A.

ABSTRACT

Dynamic Modeling and Experimental Validation of Residential Air Conditioner

Okan AYDIN

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Özden AĞRA

Air conditioning and heat pump systems contribute greatly to greenhouse gas emissions. Montreal Protocol and Kigali Amendment phases down the consumption of hydrofluorocarbons refrigerants and encourage low global warming potential (GWP) refrigerants to be used. Therefore, R32 replaces R410A in heat pump systems. The thermophysical properties of R32 are similar to R410A however it has a much lower GWP with 675 GWP compared to the R410A with 2088 GWP. R32 is less flammable than hydrocarbons and has a higher refrigerant charge limit as well as it has significantly good heat transfer characteristics. Thus, while using R32 instead of R410A in the same heat pump, more efficient and high-capacity heat pumps can be obtained; It is also possible to design a heat pump with the same efficiency and capacity in smaller sizes with less refrigerant. However, the high compressor outlet temperatures of R32 limit heat pump applications, especially at high outdoor temperatures.

Another problem we face is the rapid depletion of the world's energy resources. For this reason, the efficient use of energy resources has gained great importance. Household air conditioning systems also play an important role in building energy consumption. Considering these situations, increasing the energy efficiency of the system has become much more important. Experimental methods are generally used to increase system efficiency. However, with the rapid development of the

world, it has become necessary to reduce the test times and speed up the design processes in order to respond more quickly to the increasing demands. In the light of all these, modeling of the systems studied, that is, transferring them to the digital environment, has become a necessity.

In the first part of this study, 12000 Btu/h inverter air conditioner design using R410A designed. Condenser and evaporator are designed using Coil Designer program. The capillary length and charge amount were calculated theoretically with the correlations obtained from the literature. It has been tested in a psychrometric type of calorimeter chamber under the conditions of EN-14511(2,3,4)-2011 in air conditioning, cooling and heating mode. During the tests, the indoor and outdoor fan speeds of the air conditioner were kept constant, and the compressor was driven at 3 different speeds. Thus, the optimum compressor speed was determined. In the continuation of the study, the charge amount for R32 was calculated. R32 charge amount was found to be 27% less than R410A. The air conditioner has been tested with R32 under the same conditions, without making any changes to the system. When R32 is directly charged to the system, the heating and cooling capacity is 2.53% and 2.4% respectively and the COP value increased by 1.17% and 4.6%, respectively. In the optimized condition, the capacity of R32 relative to R410A is 6.02% and 4.28% in cooling and heating mode, respectively; and the COP increased by 8.95% and 3.04%, respectively. In the continuation of the study, the compressor outlet temperatures of both fluids were compared under high temperatures. R32 was found to have a higher exit temperature in all cases. The highest difference was 4.87°C at 46°C outdoor temperature.

In the second part of the study, the air conditioning refrigeration cycle is modeled in the Dymola program using the Modelica language. Evaporator, condenser, compressor and capillary models were created with the help of TIL library. In the simulation study, it was seen that the model and the experiment were compatible in the range of ±5% in the capacity, input power and COP parameters for both refrigerants. When the system temperatures were compared, it was seen that the difference between the model and the experiment was at an acceptable level in the range of ±3.5°C.

Keywords: Air conditioner, Modelica, R32, R410A

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Literatür çalışması iki başlık altından incelenecektir. Birinci bölümde R32 ve R410A ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar, ikinci bölümde ise dinamik modelleme ile ilgili çalışmalar incelenecektir.

1.1.1 R32 ve R410A Literatür Araştırması

Kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) iklimlendirme sektöründe 1920'lerden beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Kloroflorokarbonların ozon tabakasını incelttiğinin 1974'te bulunmasıyla beraber kullanımlarına sınırlamalar getirilmiştir. Ozon tabakasına bu akışkanlar tarafından verilen zararın etkisini göstermek için kimyasal maddelerin Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP) değeri belirlenmiştir. Bu değer her bir soğutucu akışkan için aynı kütledeki R11'in etkisi referans alınarak hesaplanmaktadır. R11'in ODP değeri ise 1 olarak tanımlanmıştır. Soğutucu akışkanların ozon tabakasına verdiği bu zararı azaltmak için ülkeler arasında bazı protokoller imzalanmıştır. Bunlardan en önemlisi 1987 yılında 43 ülke tarafından imzalanan ve Türkiye'nin 1991'de taraf olduğu Montreal Protokolü'dür. Taraf ülkeler 1986 yılında tüketilen gaz miktarının 1995'te %50, 1997'de %85 oranında azaltılmasını ve 2000 yılından itibaren ozona zarar veren bu maddelerin tamamen kaldırılmasını kabul etmişlerdir [1-3].

Kloroflorokarbonlar ve hidrokloroflorokarbonların ozon tabakasına verdiği zarar nedeniyle, R410A ve R134A gibi hidroflorokarbonlar (HFC) 1990'larda geliştirilmeye başlanmıştır. Hidroflorokarbonların ozon tabakası tüketme değeri sıfır olsa da küresel ısınma etkileri fazladır. Bu nedenle sera gazı emisyonuna olan etkilerini belirlemek için küresel ısınma potansiyeli (KIP, GWP) değeri hesaplanmaktadır. KIP değeri her bir soğutucu akışkan için karbondioksitin değeri 1 kabul edilerek hesaplanır. Hidroflorokarbonların KIP değerlerinin yüksek olması nedeniyle Montreal Protokolü'nde Kigali Değişikliği yapılmıştır. 2019'da yürürlüğe giren bu değişiklikle birlikte taraf ülkeler HFC üretim ve tüketiminin kademeli

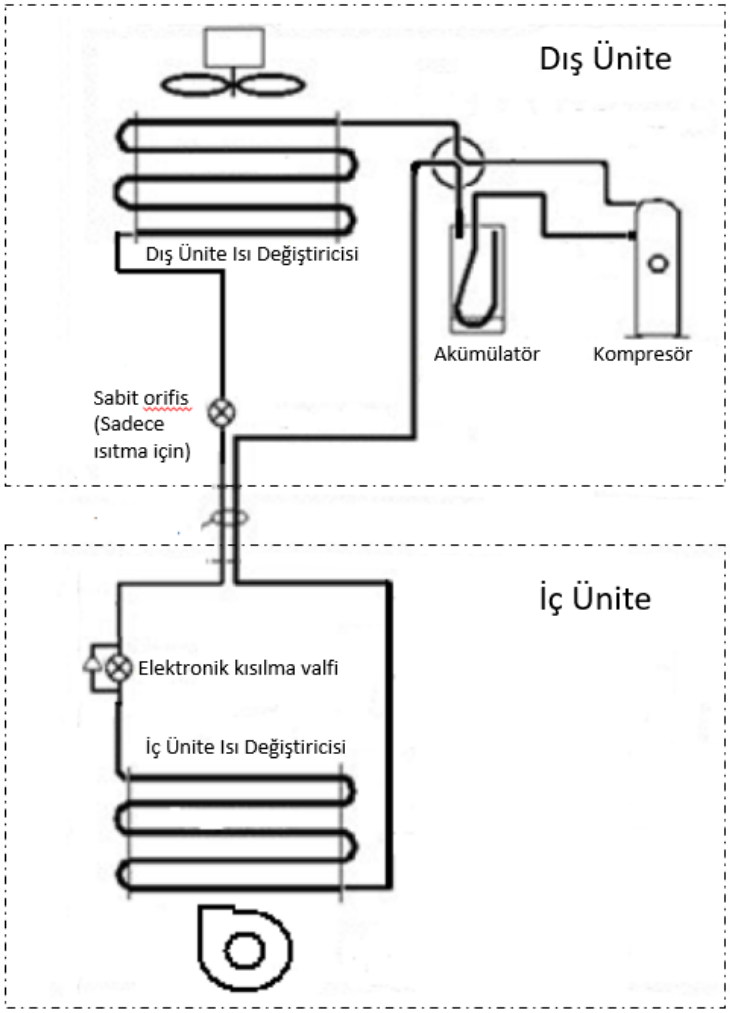
olarak azaltılmasını kabul etmişlerdir. Gelişmekte olan ülkeler ve gelişmiş ülkeler için ayrı ayrı azaltma takvimi belirlenmiştir [1-3].

Ev tipi klimalarda R410A yaygın olarak kullanılmaktadır. R410A, 2088 (IPCC, 2007) KIP değeri ile yüksek bir KIP değerine sahiptir. Kigali Değişikliği ile birlikte yüksek KIP değeri nedeniyle kullanımına kısıtlama getirilmiştir. Yüksek sistem performansı ve 675 gibi düşük KIP değeri ile R32, R410A'ya iyi bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Her iki soğutucu akışkanın performans karşılaştırılması üzerine literatürde birçok çalışma mevcuttur.

R410A ve R32'nin standart soğutma ve ısıtma performansı ve toplam eşdeğer ısınmaya etkisi 16kW inverter split klima sisteminde değişken devirli kompresör kullanarak Yajima vd. [4] tarafından incelenmiştir. Nominal kapasite altında, R32 COP değerinin soğutma şartlarında %10, ısıtma şartlarında %7 daha iyi olduğu görülmüştür. Aynı çalışmada kısmi yük (1/2) altında R32 ve R410A performansı da incelenmiştir. R32'nin performansının soğutma modunda %7, ısıtma modunda ise %5 daha yüksek olduğu görülmüştür. Yüksek COP sayesinde sistemde daha küçük ısı değiştiriciler kullanıldığı takdirde sistemdeki şarj miktarının azaltılabileceği görülmüştür.

R410A ve R32'nin performanslarının karşılaştırmalı olarak incelendiği bir başka çalışma Tu vd. [5] tarafından 3,2 kW ev tipi bir klima üzerinde yapılmıştır. Bu çalışmada her iki soğutkanın çeşitli iklim koşulları altında performansları incelenmiştir. Ayrıca çalışmada teorik olarak termodinamik perfromans karşılaştırması da yapılmıştır. R32'nin R410A'dan daha iyi termodinamik performansa sahip olduğu görülmüştür. R32'nin soğutma kapasitesi ve veriminin (EER) sırasıyla %14,95 ve %6,01 daha yüksek olduğu bulunmuştur. Test sonuçlarında ise şarj miktarının R32 için %24 daha az olması gerektiği görülmüştür. Performans açısından bakıldığında R32'nin soğutma kapasitesi ve EER değerinin sırasıyla %8,04 ve %3,27, ısıtma kapasitesi ve COP değerinin ise sırasıyla %3,05 ve %2,29 daha yüksek olduğu görülmüştür. Dış ortam sıcaklığı arttıkça kapasitede meydana gelen düşüşün R32'de daha düşük olduğu bulunmuştur. Son olarak R32 test edilen şartlar altında 11,5-25,7°C aralığında daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığına ulaşmıştır. Yüksek sıcaklıkta soğutma ve ısıtma testlerinde ise R32 kompresör çıkış sıcaklıkları sırasıyla 114,9°C ve 113,6°C olarak elde edilmiştir.

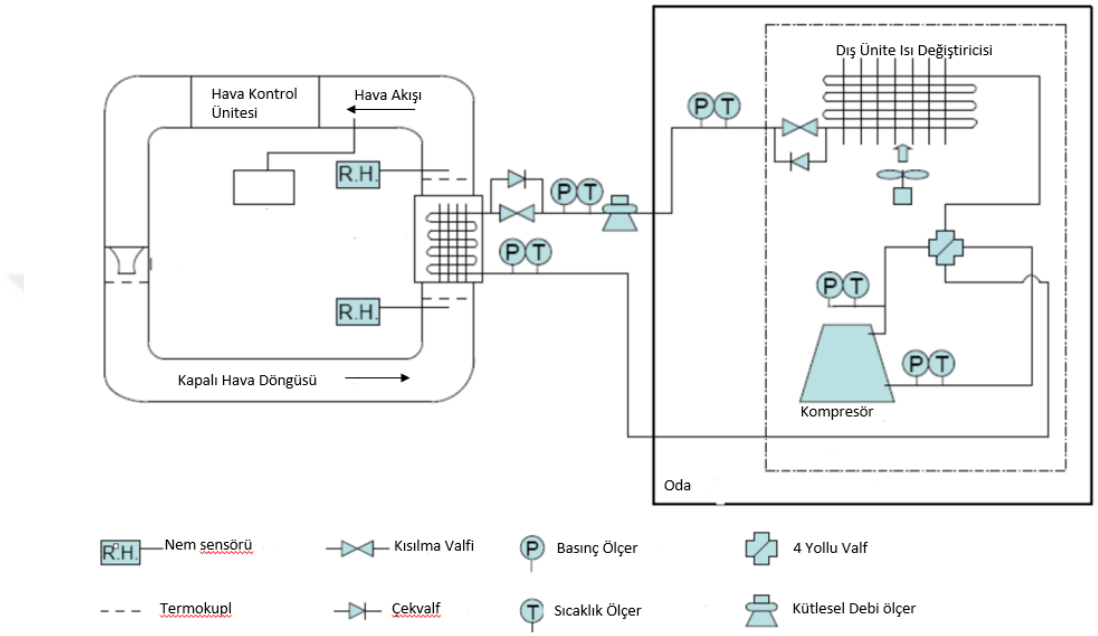
Burns vd. [6] 10,5 kW kapasitede R410A için tasarlanmış bir split klimada R410A, R32, L41b, L41a, DR-5, ARM-70a akışkanlarının performanlarını incelemişlerdir. Kullanılan klimanın sistem diyagramı Şekil 1.1'de görülmektedir. Testlerde R32 direkt olarak şarj edilmiştir. Sistem, AHRI210/240 uyarınca SEER ve HSPF'nin yanı sıra soğutma ve ısıtma kapasitesini belirlemek için test edilmiştir. Kapasiteler, ASHRAE standardı 37-2009'a göre belirlenmiştir. Testler sonucunda R32'nin soğutma ve ısıtma kapasitesinin sırasıyla %2,66 ve %7,7 arttığını görmüşlerdir.



Şekil 1.1 10,5 kW split klima şematik gösterimi [6].

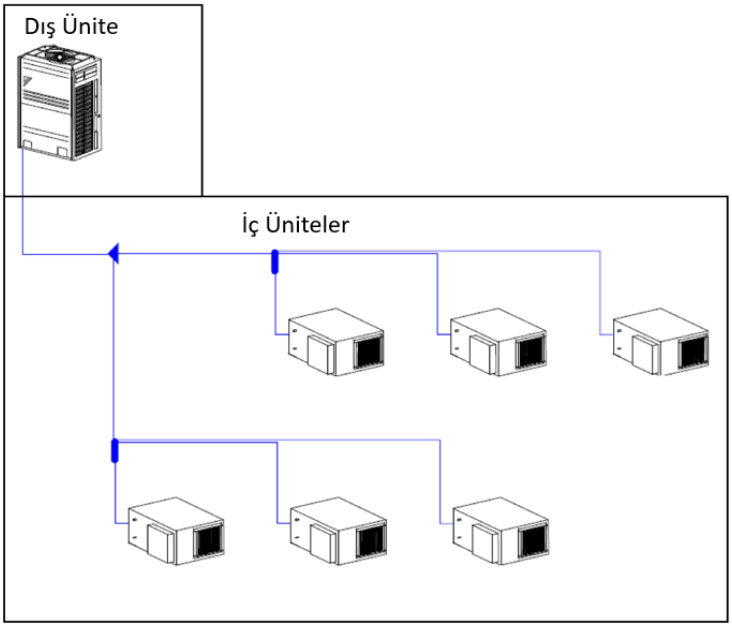
Alabdulkarem vd. [7] 10,5 kW kapasitede, R410A için tasarlanmış ısı pompası üzerinde R410A, R32, R32/R1234yf (40/60), R32/R1234yf/R1234ze (73/ 15/12) soğutucu akışkanlarının performansını karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Isı pompası ve ölçüm sistemi Şekil 1.2'te görülmektedir. Hem hava tarafından hem de akışkan tarafından kapasite ölçülmüştür. Testler ASHRAE 116-1995'e göre

yapılmıştır. Soğutma modunda R32'nin kapasitesinin R410A'dan yaklaşık %4 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Fakat kompresörün veriminin düşmesi nedeniyle R32 daha düşük COP değerine sahip olmuştur. Isıtma modunda ise R32 %4-7,78 aralığında daha yüksek kapasiteye sahip olurken, soğutma modu ile benzer şekilde daha düşük COP değerine sahip olduğu görülmüştür.



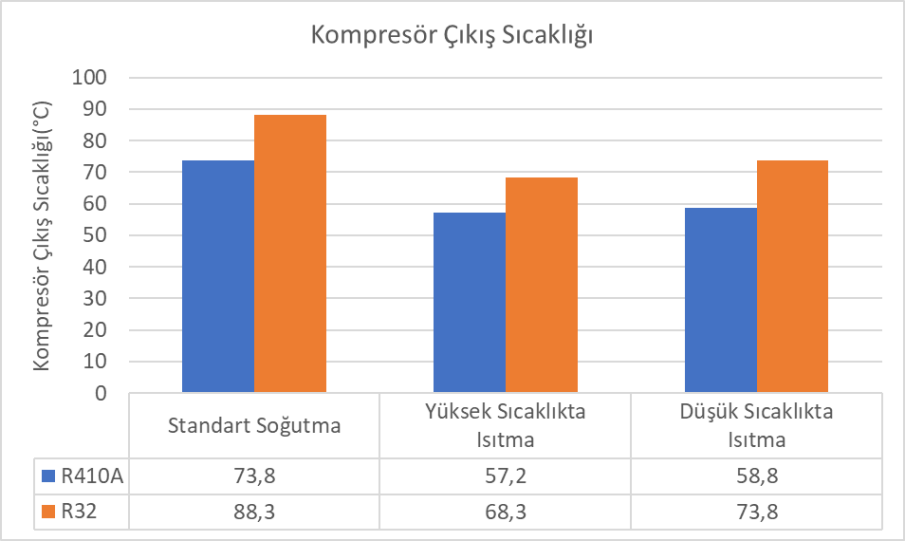
Şekil 1.2 Ölçüm sistemi ve soğutma devresi şematik gösterimi [7].

Tsujii and Imada [8] 28 kW kapasitede, R410A için tasarlanmış VRF multi split ısı pompası üzerinde R410A ve R32 performansını incelemişlerdir. VRF sistemi Şekil 1.3'te gösterilmiştir.



Şekil 1.3 VRF sisteminin şematik gösterimi [8].

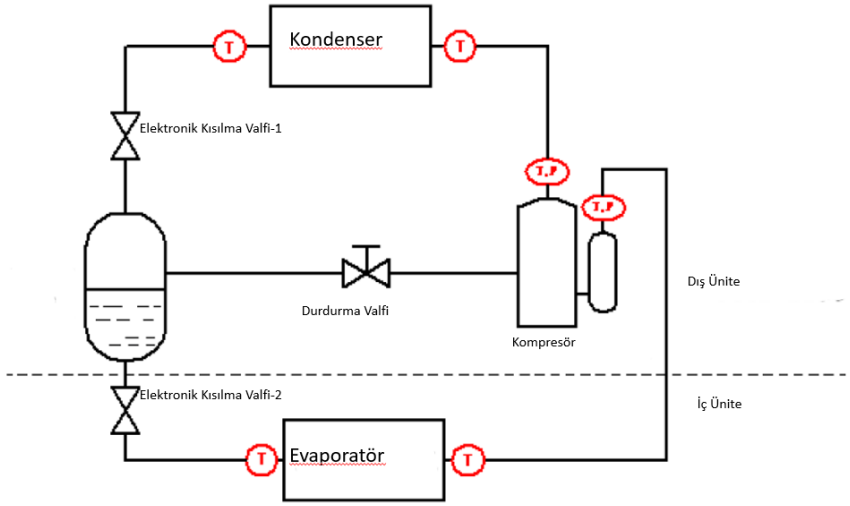
Çalışmada R410A yerine doğrudan R32 kullanılmıştır. R32 şarj miktarı optimize edilmiş ve R410A'nın %83,2'si kadar sisteme şarj verilmiştir. Soğutma kapasitesinde %2,9, EER değerinde ise %6,4 artış bulunmuştur. Düşük ve yüksek sıcaklık ısıtma testlerinde ise sırasıyla %2,4 ve %4,8 daha yüksek kapasiteye sahip olduğu görülmüştür. Bununla beraber R32'nin çıkış sıcaklıklarının daha yüksektir. Komporesör çıkış sıcaklıklarının karşılaştırması Şekil 1.4'te görülmektedir.



Şekil 1.4 Kompresör çıkış sıcaklığı karşılaştırması

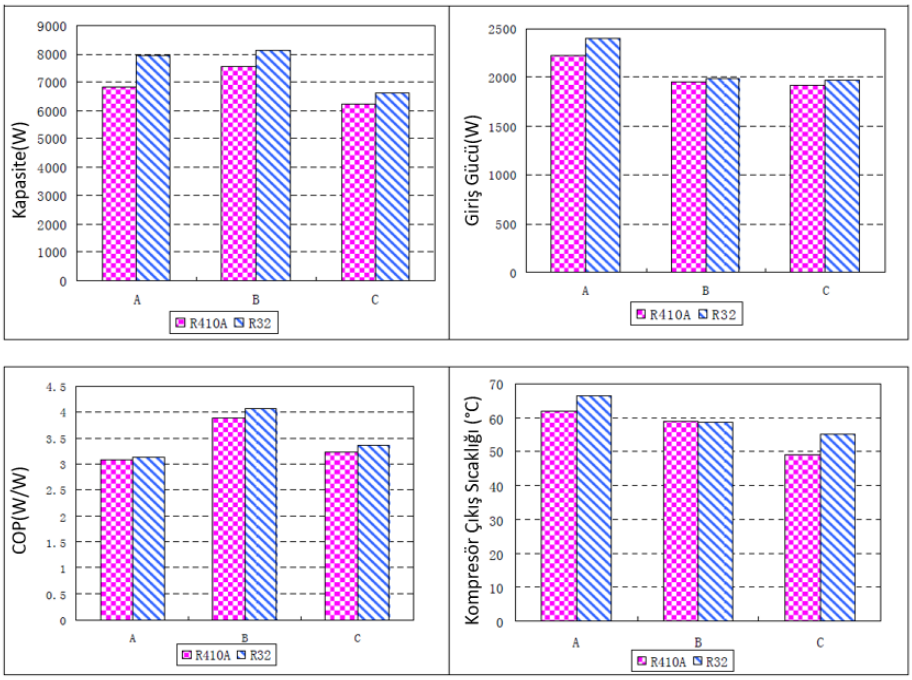
Hanna ve arkadaşları [9] soğutma kapasitesi 8,48 kW olan, R410A için tasarlanmış bir chiller sisteminde R410A yerine R32 kullanarak soğutma performansını incelemişlerdir. Çalışılan bütün test koşullarında kapasitede ortalama %2 artış bulmuşlardır.

Lei ve Yanting [10] R410A için tasarlanmış 24K split klimada R32 ve R410A'nın performansını incelemişlerdir. Sistemde rotary tip kompresör kullanılmıştır. Her iki soğutkana uygun kompresör yağı seçilmiştir. Sistemin şematik hali Şekil 1.5'da görülmektedir.



Şekil 1.5 Test sisteminin şematik gösterimi [10].

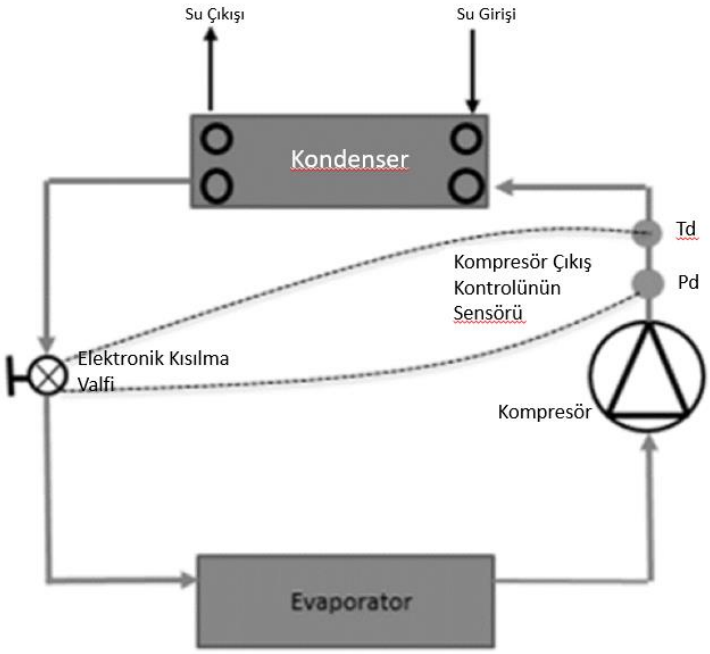
Çalışmada R32 için gerekli olan şarj miktarının %25,6 daha düşük olduğu bulunmuştur. Bununla beraber soğutma kapasitesi, çekilen güç, COP ve kompresör çıkış sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Sonuçlar Şekil 1.6'da görülmektedir. Tüm soğutma koşullarında R32 %6,2 ile %9,5 aralığında yüksek kapasite sağlamıştır. Çekilen güç de daha yüksek olduğu için COP değeri kapasite kadar artmamıştır. Kompresör çıkış sıcaklığı farkı ise 0-6°C içerisinde kalmıştır.



Şekil 1.6 Kapasite, COP, kompresör çıkış sıcaklığı ve giriş gücü karşılaştırması [10].

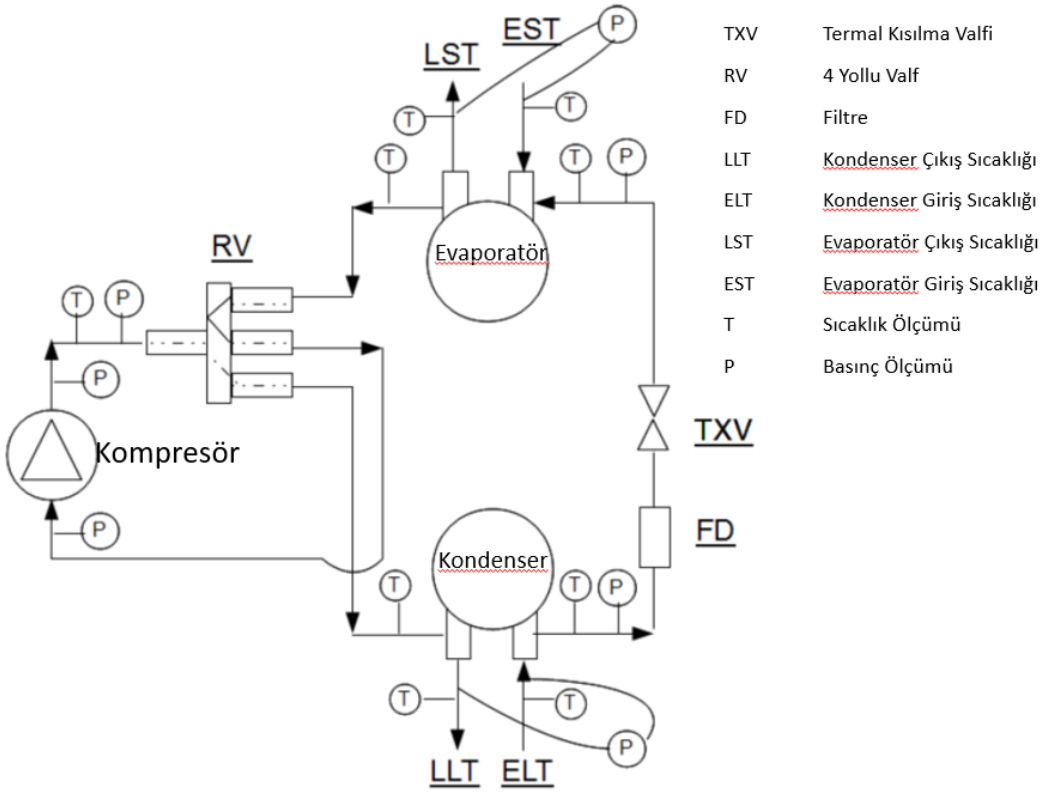
Hwang vd. [11] R410A için tasarlanmış bir ısı pompasında, buhar enjeksiyonlu ve buhar enjeksiyonsuz olmak üzere R32 ve R410A'nın performansını incelemişlerdir. Buhar enjeksiyonsuz tek aşamalı çevrim için %3,4 ile %9,7 arasında kapasite artışı, %2 ile %9 arasında COP artışı bulunmuştur. Aşırı koşullar için tasarlanmış iki aşamalı buhar enjeksiyonlu sistemde ise kapasitede %1,8 ile %7,4, COP'de ise %1,2 ile %5,7 bir iyileşme görülmüştür. Test sonuçlarına bakıldığında, aşırı soğutma ve ısıtma koşullarında R32 daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığına sahiptir.

Konghuayrob ve Khositkullaporn [12] brine-to-water (BTW) ve air-to-water (ATW) ısı pompası sisteminde R410A, R32 ve R290 soğutkanlarının performanslarını incelemişlerdir. Soğutucu akışkana göre kompresör hacmi değiştirilmiştir. Böylece kompresörlerin aynı kapasitede olması sağlanmıştır. Sistemin şematik hali Şekil 1.7'de görülmketedir. Sistemde kompresör çıkış sıcaklığını 120°C altında tutmak için kompresör çıkış sıcaklık kontrolü kullanılmıştır. Yine de R32'nin kompresör çıkış sıcaklığı bu limiti aşmıştır. R410A ile karşılaştırıldığında 20°C daha yüksek değere sahip olmştur. Sonuçlara göre R32, hem R410A hem de R-290 ile karşılaştırıldığında BTW için %6 ve ATW uygulamasında %12 daha iyi ısıtma performansına sahip olmuştur.



Şekil 1.7 DSH kontrollü ısı pompasının şematik diyagramı [12].

Lim and Hern vd. (45) R410A için tasarlanmış 10,5 kW bir sudan suya ısı pompasında R410A, R32, R32/R134a (95/5) ve R-32/R-1234yf (72,5/27,5) akışkanarını doğrudan şarj ederek performanslarını araştırmışlardır. Testlerde R410A için tasarlanan bir kompresör kullanılmıştır. Soğutma sisteminin şematik hali Şekil 1.8'de yer almaktadır. Testler ISO 13256 şartlarında yapılmıştır. R32'nin hacimsel kapasitesinin daha yüksek olması nedeniyle, soğutma kapasitesi R410A ile karşılaştırıldığında, %14 daha yüksek bulunmuştur. COP ise gücün %19 artması nedeniyle %3 daha düşüktür.



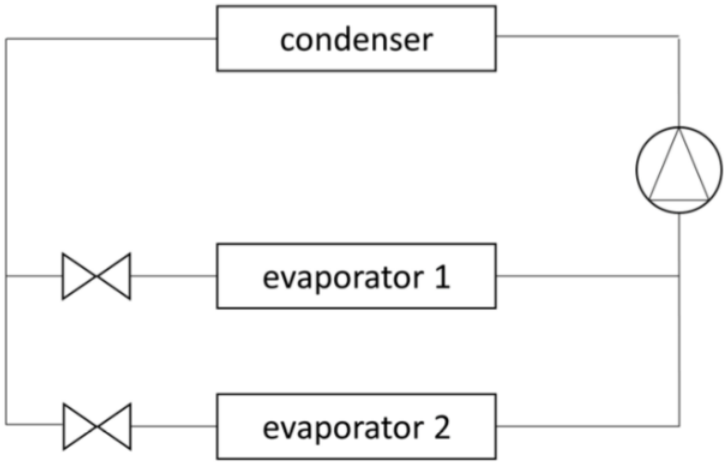
Şekil 1.8 10,5 kW ısı pompası soğutma devresi şematik gösterimi [45].

Sutandi vd. [13] 2.4 kW soğutma kapasitesine sahip ve 750 g R-410A soğutucu akışkanı bulunan split tipi klima referans kabul ederek testler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın ilk aşamasında R-410A ve R-32'nin 5°C'deki yoğunluk oranlarına göre R-32'nin sistemde yer alacak şarj miktarı belirlenmiştir. Çalışmada teorik olarak belirlenen şarj miktarı (557,3 g) için R-32'nin 4 farklı -%90-95-100 ve %105-oranda sistemde olma durumu incelenmiştir. Bu şarj miktarlarına göre sonuçlar elde edilmiş ve orijinal durumdaki R-410A yerine %95 şarj miktarında R32 kullanıldığında soğutma kapasitesinin %4 arttığı görülmüştür. COP değerlerine bakıldığında ise R32'nin en iyi durumunda COP'nin %5,1 azaldığı görülmüştür.

1.1.2 Dinamik Modelleme Literatür Araştırması

Dermont vd. [14] sıfır akış/zero flow klima sistem modellenmesindeki son gelişmeler incelenmiştir. Soğutma çevrimlerini sıfır akış koşullarında incelemek, sistemde gerçekleşen hızlı dinamiklerin step-size'ı ve dolayısıyla simülasyon performansını düşürmesi sebebiyle zordur. Bu çalışmada bu sorunu çözmek

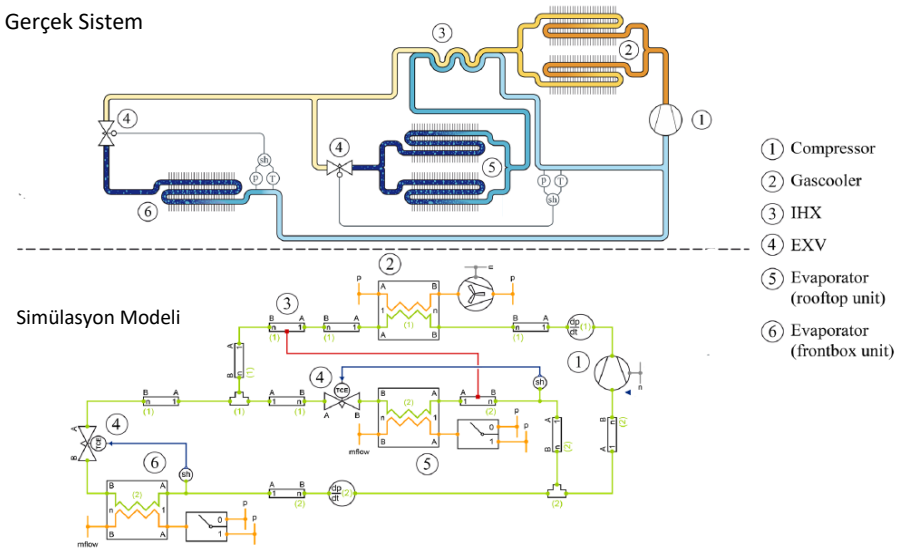
amacıyla yeni bir method sunulurken ısı transferi katsayıları incelenmiştir. Modelica dili kullanılarak Dymola'daki kütüphaneler ile modelleme yapılmıştır. Cosimülasyon yapılmamıştır.



Şekil 1.9 Modellenen sistemin şenatik hali [14].

Makaledeki tüm araştırmalar, Daimler tarafından sağlanan büyük bir sistem modeline dayanmaktadır. Sistem, R134a soğutucu akışkan kullanır ve Şekil 1.9'da gösterildiği gibi 2 evaporatör dalı içerir. Soğutma simülasyonunda, adyabatik borular ve ısı eşanjörleri arasında ve eşanjörlerinde bir ve iki fazlar arasında büyük ısı transfer katsayıları varyasyonlarının iki doğal oluşumu mevcuttur. Nominal kütle akışına ve Reynolds sayısına dayalı olarak bu geçişleri sayısal olarak yumuşatmak için bir yaklaşım önerilmiştir.

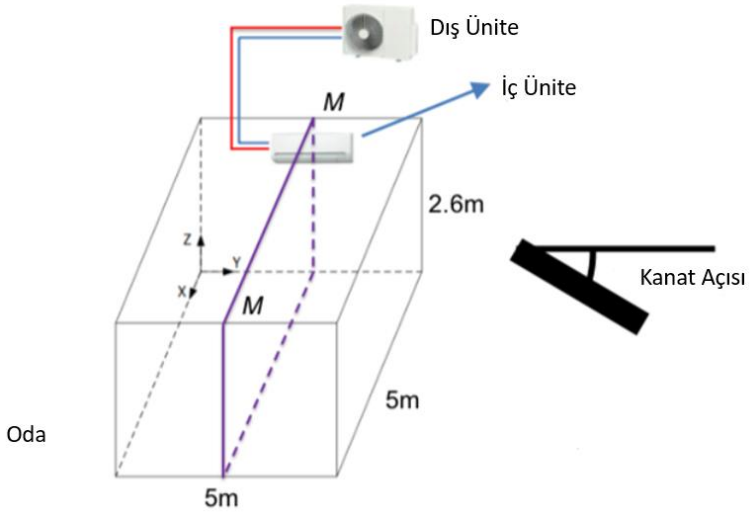
Kaiser vd. [15] bir araç klimasında kaynaklı doğrudan ve dolaylı emisyonların azaltılması için Modelica'da HVAC sistemine sahip bir otobüsü modellemişlerdir. Doğrudan emisyon sistemdeki soğutkan kaçaklarından kaynaklanmaktadır. Dolaylı emisyon ise klima çalışırken harcanan ek yakıt tüketiminden kaynaklı emisyonlardır. Soğutucu akışkan olarak CO_2 (R744) kullanmıştır. Modellenen sistem Şekil 1.10'da gösterilmektedir.



Şekil 1.10 Gerçek sistem ile simüle edilen sistemin şematik gösterimi [15].

Bu model bir araç ölçüm firmasının dataları ile doğrulanmıştır. Ayrıca çalışmada, iki hızlı kasnak dişli kutusu ile hız kontrolü ve emme gazı kilidi kombinasyonuna dayanan yenilikçi bir soğutucu kompresör kapasite kontrol yöntemi önerilmiştir. Bu yöntem sayesinde, düşünülen sanal test sürüşü senaryolarında, otobüsün toplam yakıt tüketiminin %6 azaltılabileceği görülmüştür.

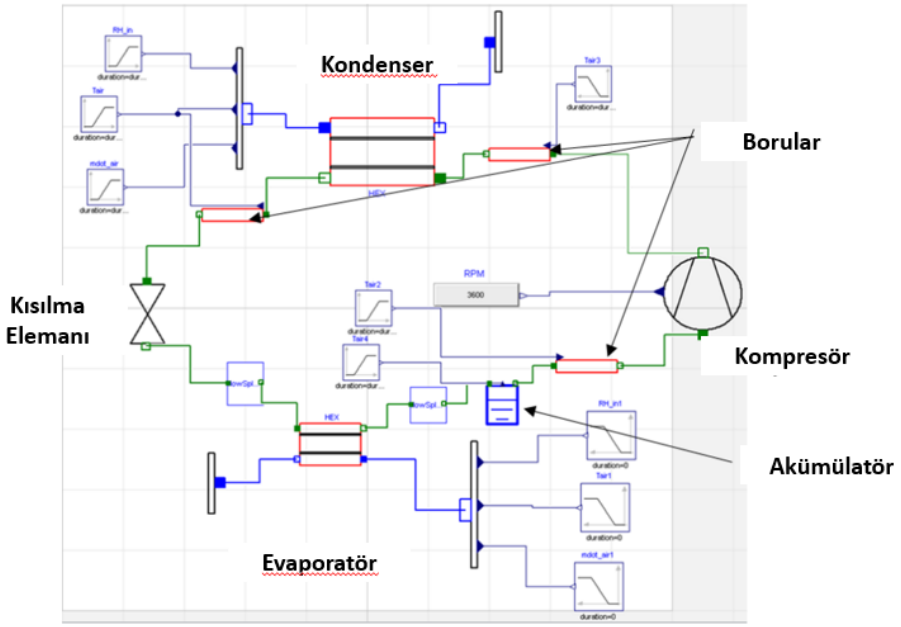
Qiao vd. [16] ev tipi bir iklimlendirme sisteminin soğutma hızını belirlemek için bir simülasyon yapmışlardır. Sistemin klima tarafı Modelica'da modellenirken, ortam OpenFoam ile modellenmiştir. Simülasyonda Modelica, CFD için giriş koşullarını tanımlarken, CFD ise Modelica için çıkış koşullarını hesaplamaktadır. Çalışılan sistem Şekil 1.11'de gösterilmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R410A kullanılmıştır.



Şekil 1.11 CFD ve Modelica ile simüle edilen sistem ve açı parametresi [16].

Parametre olarak hava akış modları ve kanat açıları incelenmiştir. Kanat açısının ve hava akış modunun soğutma süresinde belirgin bir etkisi olduğu görülmüştür.

Ling vd.[17] düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların kullanıldığı ısı pompalarını simüle etmek için Modelica tabanlı bir model oluşturmuşlardır. Modeli doğrulamak için hem R32 hem de D2Y60 sistemleri simüle edilmiştir. Simülasyon hem kararlı hal hem de döngüsel hal için yapılmıştır. Model Şekil 1.12'de gösterilmektedir.



Şekil 1.12 Modelica modeli [17].

Sonuçlar AREP (Alternatif Soğutucu Akışkan Değerlendirme Programı) çerçevesinde yapılan deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Yapılan bu doğrulama çalışmasında R32 için çoğu parametrenin %5 hata ile tahmin edilebildiği görülmüştür. En yüksek sapma ise %7,46 ile kondenser kapasitesinin tahmininde görülmüştür.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın ilk amacı yeni ev tipi bir klima tasarımı yaparak bunun dinamik modellenmesi ve sonuçların deneysel doğrulanması şeklindedir. Tasarımı yapılan klimalarda en çok kullanılan R410A soğutkanı ile enerji verimliliği yüksek, düşük küresel ısınma potansiyeline sahip yeni nesil soğutucu akışkan R32 soğutkanının performans karşılaştırılması yapılmıştır.

1.3 Hipotez

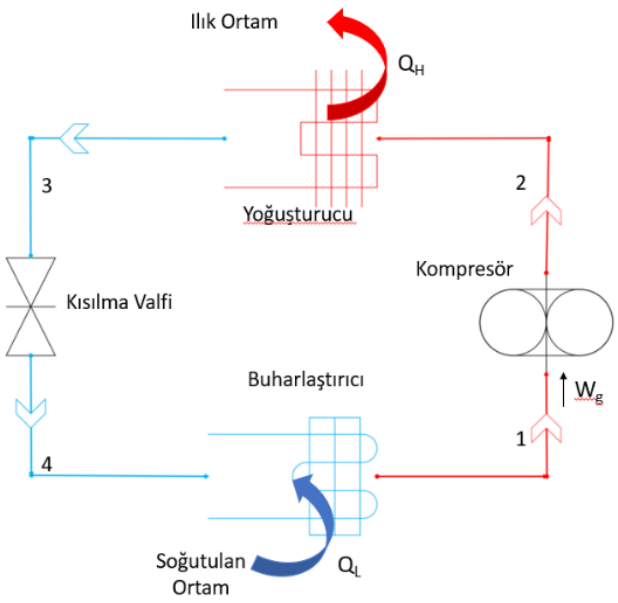
Tasarım süreçlerinde ve verimliliği arttırma çalışmalarında deneysel çalışmalar yoğun olarak kullanılmaktadır. Fakat hızla gelişen dünyada sadece deneysel çalışmalar yeterli olamamaktadır. Taleplere daha hızlı cevap verme, deney sürelerini ve maliyetlerini azaltma, tasarım süreçlerini hızlandırma ihtiyacı vardır. Sistem modellemeleri ile tasarım süreçleri hızlanmakta ve deney süreleri de azaltılabilmektedir.

R32 yüksek hacimsel soğutma kapasitesi sayesinde, klimalarda R410A yerine kullanıldığında daha yüksek verimlilikte ve kapasitede ısı pompaları elde edilebilmektedir. R32'nin daha düşük emme yoğunluğu ve yüksek entalpi farkı nedeniyle sistemdeki şarj ihtiyacı da R410A'a göre daha az olmaktadır. Böylece R32 ile daha küçük ve verimli klimalar tasarlanabilmektedir.

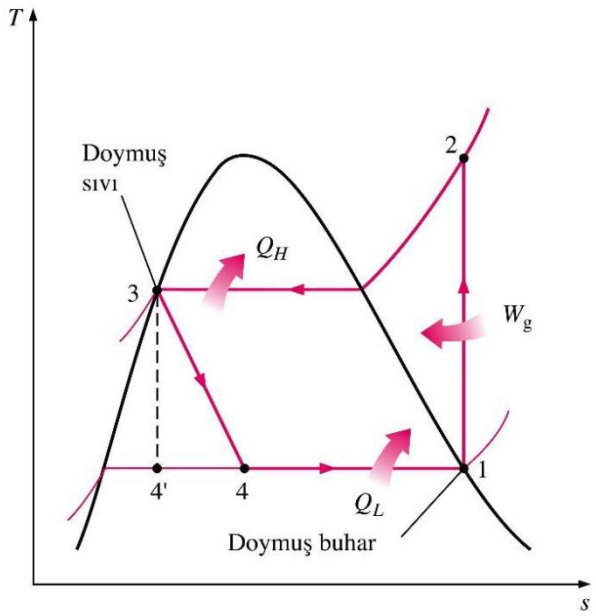
2
BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVRİMİ VE KLİMA

2.1 Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Normal şartlar altında ısı transferinin yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama doğru olduğu bilinen bir olaydır. Bu durumda ısı transfer işlemi için herhangi bir cihaza ihtiyaç duyulmaz. Fakat tam tersi bir durumda, yani düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı transferi gerçekleşmesi için soğutma makinelerine ihtiyaç vardır. Soğutma makineleri çevrim mantığına göre çalışır. Soğutma çevrimlerinde kullanılan akışkanlara soğutucu akışkan denir. Soğutma çevriminde, kompresör, yoğuşturucu, kısılma elemanı ve buharlaştırıcı olmak üzere dört komponent vardır [18].



Şekil 2.1 Soğutma çevrimi ve bileşenleri

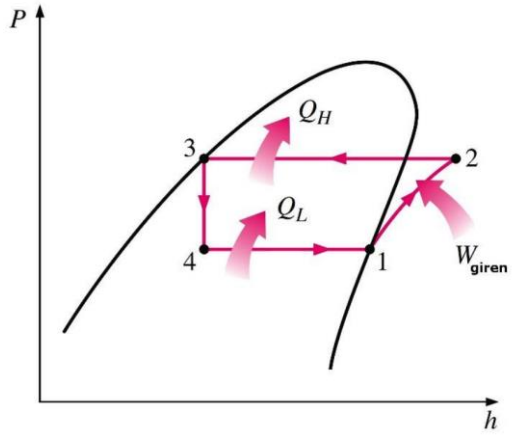


Şekil 2.2 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı [18].

İdeal soğutma çevrimi şematik olarak Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Şekil 2.2'de ise T-s (sıcaklık-entropi) diyagramı üzerinde çalışma prensibi gösterilmiştir. İdeal bir çevrimde soğurucu akışkan 1 noktasında doymuş buhar olarak kompresöre girer ve izentropik olarak yoğuşturucu (kondenser) basıncına sıkıştırılır. Daha sonra soğutucu akışkan kızgın buhar halinde yoğuşturucuya girer ve doymuş sıvı olarak çıkar. Kondenserden çıkan akışkan doymuş sıvı haldeki soğutkan kılcal boru yani kapileri ya da genleşme valfine girer. Bu sayede soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına kadar kısılır. Basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan belirli bir kuruluk derecesinde evaporatöre yani buharlaştırıcıya girer. Soğutucu akışkan sıcaklığı ortam sıcaklığından daha düşük olduğundan ortamdan ısı çeker ve tamamen buharlaşır. Ardından doymuş buhar olarak kompresöre girer ve çevrim bu şekilde tamamlanır. Burada Q_L evaporator ile ortamdan çekilden ısıyı, W_g kompresöre veirlmesi gereken işi, Q_H ise kondenserden ortama atılan ısıyı ifade etmektedir [18].

T-s diyagramı ile birlikte P-h (basınç-entalpi) diyagramı da soğutma çevrimlerinin ifade edilmesinde ve incelenmesinde kullanılan bir diyagramdır. Şekil 2.3'te gösterilen bu diyagram, 1-2 arasında sıkıştırma işlemi ile entalpi ve basınç artışını,

2-3 arasında sabit basınçta ortama ısı atılmasını ve entalpinin azalmasını, 3-4 arasında sabit entalpide basınç düşüşünü, 4-1 arasında ise sabir basınçta ortamdan ısı çekerek entalpinin artışını göstermektedir

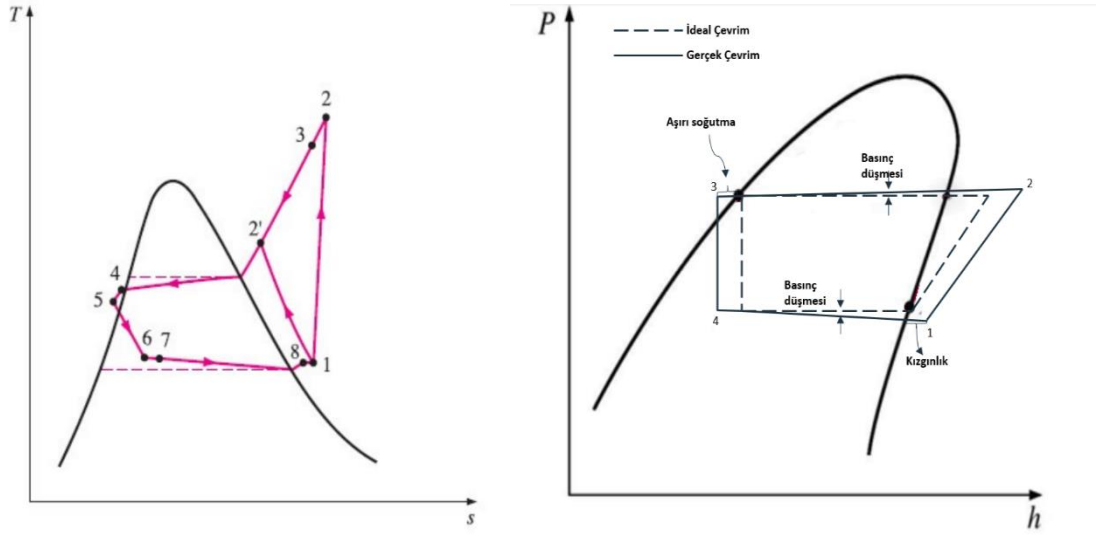


Şekil 2.3 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi basınç-entalpi diyagramı [18].

Soğutma çevriminde verim, sistemin görevini yerine getirme etkinlik katsayısı yani COP ile ifade edilir. Denklem 1.1'de görüleceği üzere COP, soğutma etkisinin, kompresöre verilmesi gereken işin oranıdır [18].

$$COP = \frac{Soğutma\ Etkisi}{İş\ girişi} = \frac{q_L}{w_g} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{1.1}$$

Gerçek durumdaki soğutma çevrimi ideal çevrimden biraz farklıdır. Çevrim bileşenlerindeki tersinmezlikler nedeni ile bu durum ortaya çıkmaktadır. Tersinmezliğin ana kaynaları ise soğutucu akışkan basınç kayıpları ve ortam ile yapılan ısı transferidir. Geçek soğutma çevrimine ait T-s ve P-h diyagramları şekil 2.4'te gösterilmiştir.

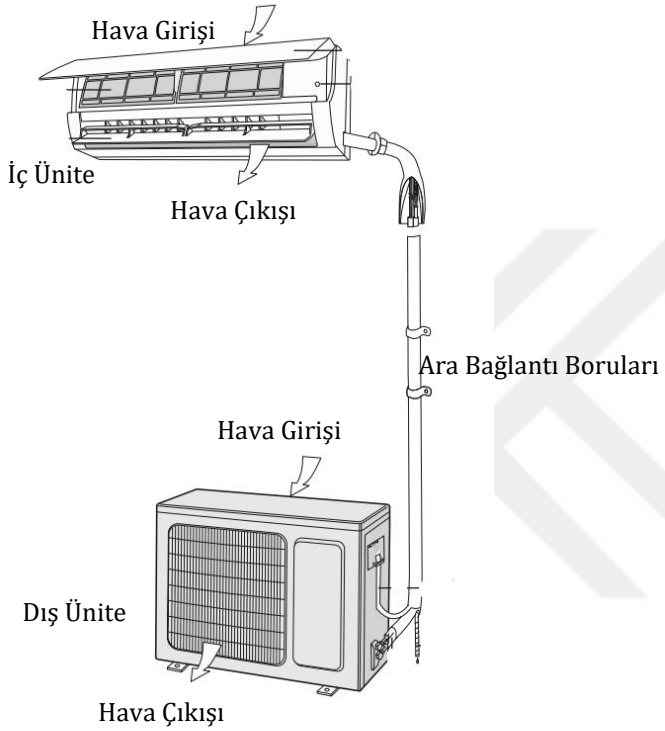


Şekil 2.4 Gerçek soğutma çevrimi T-s ve P-h diyagramları [18].

Gerçek bir çevrimde kompresördeki sıkıştırma işlemi izentropik olarak gerçekleşmez. Sürtünme nedeniyle entropi artar veya ısı geçişi nedeniyle yöne bağlı olarak entropi artar ya da azalır. Diğer yandan gerçek çevrimde soğutkan kompresöre doymuş buhar olarak girmesini sağlamak kolay değildir. Bunun yerine sistemi, soğutkan kızgın buhar girecek şekilde tasarlamak daha kolaydır. Böylece kompresöre giren soğutkanın kızgın buhar olduğu da garanti edilir. Bununla beraber evaporator ile kompresör arasındaki borular nedeniyle basınç kaybı artar. Aynı zamanda çevre ile ısı transferi gerçekleşir. Böylece özgül hacim artar; dolasıyla kompresöre verilmesi gerekn iş de artar. Kondenserden soğutucu akışkanın doymuş sıvı olarak çıkmasını da kontrol etmek zordur. Ayrıca kısılma elemanına tam olarak yoğuşmuş akışkanın girmesi istenir. Bu nedenle ideal sistemden farklı olarak kondenser çıkışında soğutucu akışkan bir miktar daha soğutulur.

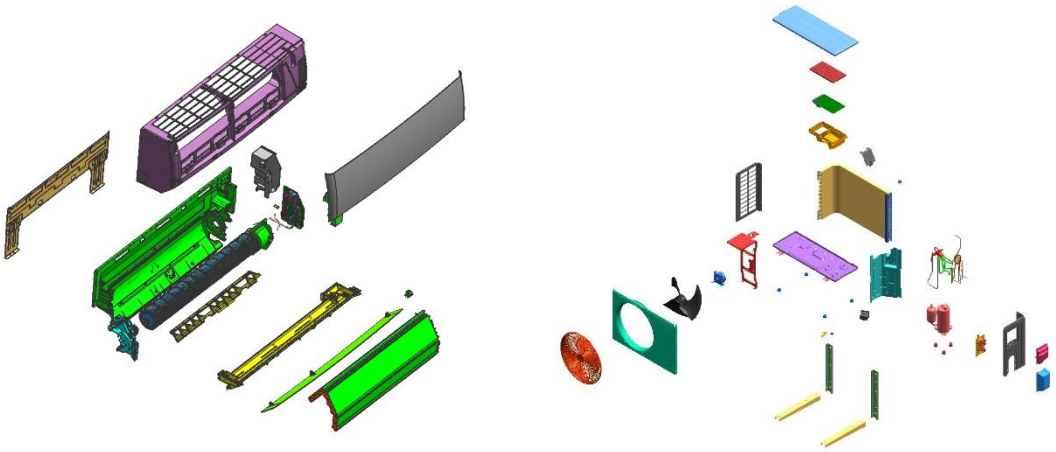
2.2 Ev Tipi Klimalar

Klimalar temelde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Isıtma, soğutma, nem alma ve hava sikülasyonu gibi işlevlerin yapılmasını sağlamaktadır. Ev tipi klimalar, iç ve dış ünite olmak üzere iki ana bölüm ve bunları birbirne bağlayan ara bağlantı boruularından oluşmaktadır. Şekil 2.5'te şematik olarak görülmektedir.



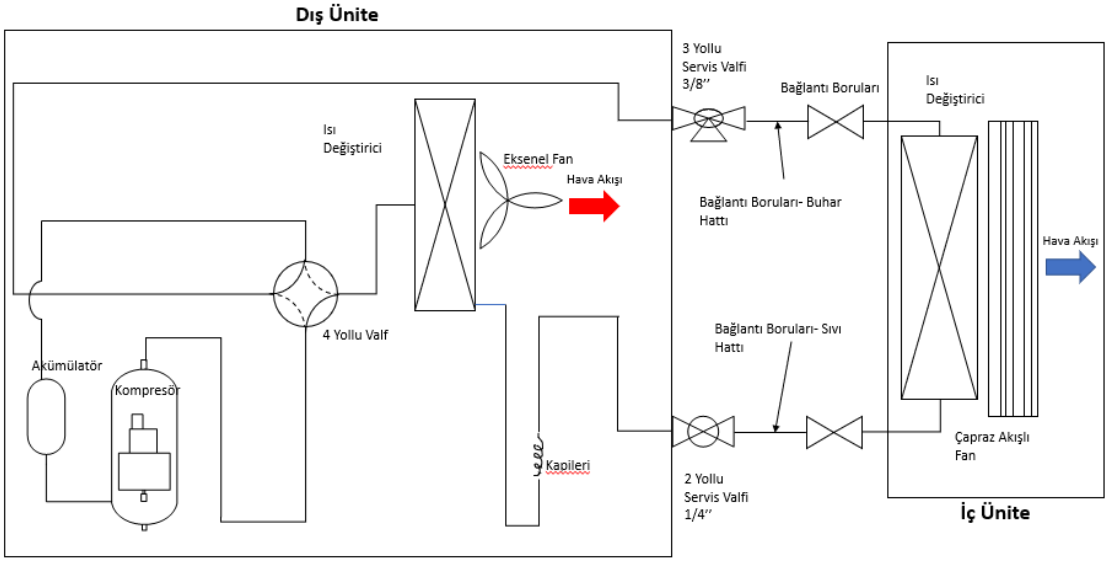
Şekil 2.5 Klima iç ve dış ünitesi şematik gösterimi

Bir klima iç ünitesinde component olarak ısı değiştirici, çapraz akışlı fan kanadı, fan motoru ve kontrol kutusu bulunmaktadır. Dış ünistesinde ise ısı değiştirici, kısılma elemanı, 4 yollu valf, kompresör, eksenel fan kanadı ve fan motoru bulunmaktadır Klimanın komponent bazında patlatılmış hali Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Klimanın iç ve dış ünitesinin patlatılmış hali

Klimalar ısıtma, soğutma, nem alma ve fan (hava sirkülasyonu) moduna ayarlanabilir. Bu durum tamamen kullanıcı kontrolündedir.



Şekil 2.7 Split klima soğutma çevrimi ve bileşenleri

Kompresörden çıkan soğutucu akışkan öncelikle 4 yollu valfe gönderilir. 4 yollu valf aracılığı ile kullanıcının isteğine göre soğutucu akışkan yönlendirilir. Kompresörden çıkan soğutkan iç ünite ısı değiştiricisine gönderilirse sistem ısıtma olarak çalışır. Eğer dış ünite ısı değiştiricisine gönderilirse soğutma olarak çalışır. Nem alma modu ise soğutma modunun bir parçasıdır. Hava sirkülasyonu modunda sistem durur ve sadece iç ünite fanı çalışır. Şekil 2.7'de bir klima çalışmanın çalışma sistemi ve komponentleri şematik olarak gösterilmiştir.

2.3 Soğutucu Akışkanlar

Bölüm 2.1'de soğutma çevriminde soğutucu akışkanların kullanıldığından bahsedilmişti. Bu bölümde soğutucu akışkanların sınıflandırılması, soğutucu akışkanların çevresel etkileri ve klimalarda kullanılan soğutucu akışkanlardan basedilecektir. Soğutkanlar saf ve karışım olmak üzere iki ana başlıkta incelenebilir [1].

A) Saf Haldeki Soğutucu Akışkanlar

Saf haldeki soğutucu akışkanlar kendilerini oluşturan maddelere göre organik ve inorganik olarak sınıflandırılabilir. İnorganik soğutucu akışkanlara karbondioksit(CO_2), amonyak(NH_3) örnek olarak verilebilir.

Organik soğutucu akışkanlar ise halonlar, kloroflorokarbonlar (CFC) hidrokloroflorokarbonlar(HFC), hidroflorokarbonlar(HFC), olmak üzere 4 başlıkta incelenebilir.

Halonlar, flor, karbon, klor veya bromdan oluşan bileşiklerdir. Ozon tabakasına en fazla zarar veren maddelerdir. Örnek olarak R13B1 verilebilir.

CFC'ler flor, klor ve karbondan oluşur. Halonlardan sonra ozon tabakasına en fazla zarar veren soğutucu maddelerdir. Zehirleyici ve yanıcı değildirler. Bu da kullanımda avantaj sağlamaktadır. Örnek olarak R11 ve R12 verilebilir.

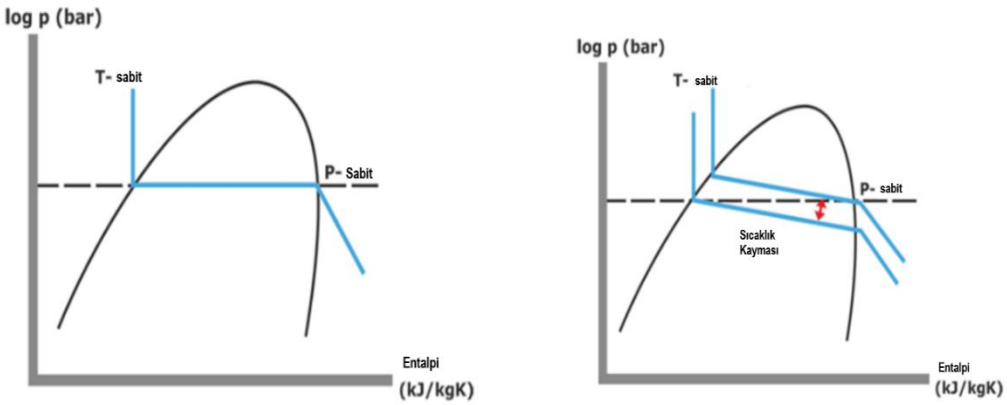
HCFC'ler klor, hidrojen, flor ve karbon içeren soğutuculardır. Ozan tabakasına zararları düşük olsa da yüksek sera etkisine sahiptirler. R22 örnek olarak verilebilir.

HFC'ler ise hidrojeni flor ve karbon içerirler. Ozon tabakasına zarar vermezler. R32, R134A, R125, 152a örnek olarak verilebilir [1].

B) Karışım Haldeki Soğutucu Akışkanlar

Saf akışkanların bir araya getirilmesi ile elde edilen soğutucu akışkanlardır. Zeotropik ve azeotropik olarak ikiye başlıkta incelenebilir.

Zeotropik karışımların sabit basınç altında gerçekleşen yoğuşma ve buharlaşma hal değişimi esnasında sıcaklıkları sabit değildir. Bu karışımlar için sabit bir buharlaşma ve kaynama sıcaklığından bahsetmek mümkün değildir. Örnek olarak R401A verilebilir.



Şekil 2.8 Zeotropik ve azeotropik akışkanların P-h diyagramında davranışı [46].

Azeotropik karışımlarda ise sabit basınçlarda gerçekleşen yoğuşma ve buharlaşma prosesleri, saf soğutkanlarda olduğu gibi sabit sıcaklıkta gerçekleşir. R500 bu tür karışımlara örnek olarak verilebilir. Şekil 2.8'de zeotropik ve azeotropik karışımların bu davranışları logP-h diyagramında gösterilmiştir [1].

2.3.1 Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri

Soğutucu akışkanlar nihayetinde kimyasal bileşenlerdir. Özlelikle halocarbon türü soğutkanlar çevreye en çok zarar veren soğutkan türleridir. Halokarbon ailesinden CFC ve HCFC içerdikleri klor nedeniyle ozon tabakasının delinmesine sebep olurlar. Ozon tabakasına veriken bu zarar Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP) olarak adlandırılmıştır. Herbir akışkan için R11 gazı referans alınarak ODP değeri hesaplanmaktadır [1-3].

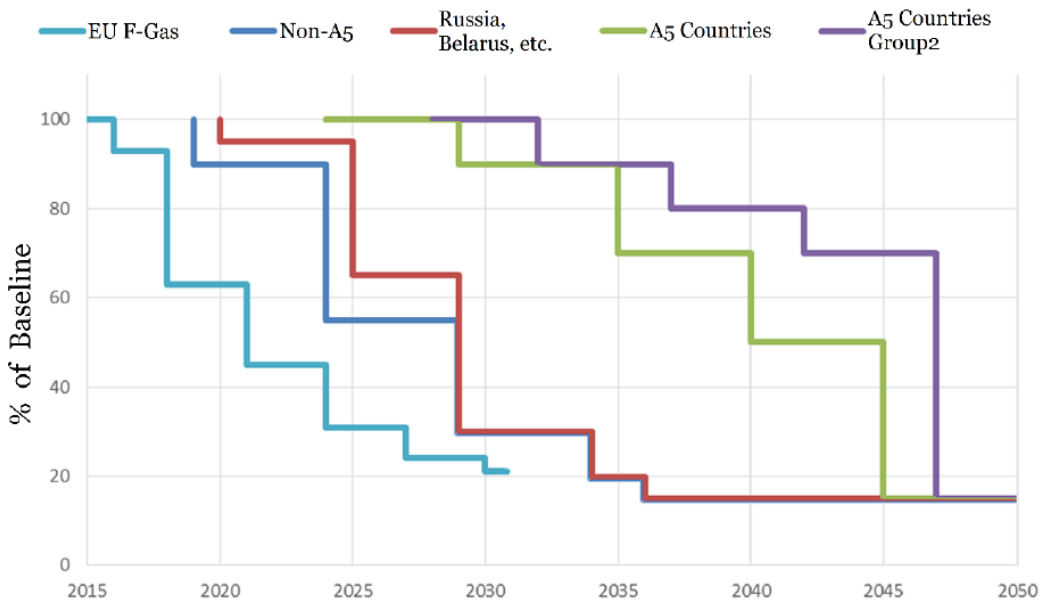
Soğutucu akışkanların çevresel etkilerinin değerledirmesinde kullanılan bir başka parametre de küresel ısınma potansiyelidir. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) soğutucu gazların sera gazı etkisini ölçmek için kullanılmaktadır. Atmosfere salınan soğutucu akışkanlar atmosferin üst kısmında birikmekte, burada sera gazı etkisi yaratmakta ve dünyanın daha fazla ısınmasına neden olmaktadır. GWP değeri herbir soğutucu akışkan için karbondioksit gazı referans alınarak hesaplanır. Karbondioksit için bu değer 1 olarak kabul edilir. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri Tablo 2.1 'de gösterilmiştir [1-3].

Tablo 2.1 Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri [19].

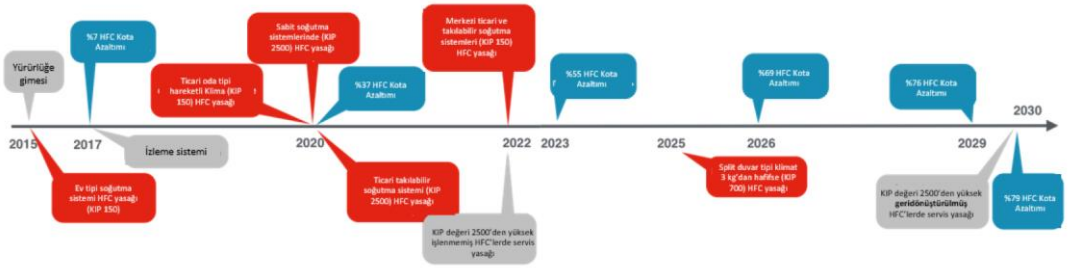
Soğutucu Akışkan	ODP Ozon Tabakasını İnceltme Potansiyeli	GWP Küresel Isınma Potansiyeli
CFC-12	1	10900
CFC-22	0.05	1810
HFC-32 (Diflorometan)	0	675
HFC-125 (Pentafloroetan)	0	14900
HFC-134a (Tetrafloroethan)	0	1430
HFC-152a (Difloroetan)	0	120
HFC-410A (50% HFC-32, 50% HFC-125)	0	2088
HFC-404A (44% HFC-125, 52% HFC-143a, 4% HFC-134a)	0	3922
HFC-407A (20% HFC-32, 40% HFC-125, 40% HFC-134a)	0	2107
HFC-407C (23% HFC-32, 25% HFC-125, 52% HFC-134a)	0	1774
HFC-407F (30% HFC-32, 30% HFC-125, 40% HFC-134a)	0	2088
HFC-407H (32% HFC-32, 15% HFC-125, 53% HFC-134a)	0	1495
HFO-1234yf	0	4
HFO-1234ze	0	6
HCFO-1233zd	0	4.5
Amonyak (R717, NH3)	0	0
HC-600a (Izobütan)	0	3
HC-290 (Propan)	0	3
Karbondioksit (R744, CO2)	0	1

Soğutucu akışkanların çevresel etkileri nedeniyle, bazı protokoller imzalanarak kullanımlarına kısıtlamalar getirilmiştir. Bunlardan en önemlisi Montreal Protokolü'dür. Bu protokol 1987 yılında 43 ülke tarafından imzalanmıştır. Türkiye 1991'de protokole taraf olmuştur. Taraf ülkeler 1986 yılında tüketilen gaz miktarının 1995'te %50, 1997'de %85 oranında azaltılmasını ve 2000 yılından itibaren ozona zarar veren bu maddeler tamamen kaldırılmasını kabul etmişlerdir [1-3].

Montreal Protokolü'ne yapılan Kigali Değişikliği ile Prokol'e ek olarak HFC'lerin üretiminin ve tüketiminin kademeli olarak azaltılması kararlaştırılmıştır. 197 ülke tarafından 2016'da kabul edilmiş ve 2019'da yürürlüğe girmiştir. Gelişmekte olan ve gelişmiş ülkelere göre ayrı takvimlerde HFC kullanımı azaltılacaktır. Şekil 2.9'da ülkelere göre HFC'lerin kademeli olarak azaltılması gösterilmiştir [1-3,19].



Şekil 2.9 Ülkelere göre azaltma takvimi [19].



Şekil 2.10 F-Gaz yönetmeliğine göre azaltma takvimi [19].

HFC'lerin kademeli olarak azaltılmasını için atılan bir diğer adım ise F-gaz yönetmeliğidir. AB F-Gaz salımını 2030'a kadar %79 oranında azaltmayı hedeflemektedir. Kademeli azaltmanın ürün gruplarına göre zaman çizelgesi Şekil-2.10'da gösterilmiştir [19].

2.3.2 İklimlendirme Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Sabit iklimlemdirme sistemlerinde yaygın kullanılan soğutucu akışkanlar Tablo 2.2 özetlenmiştir. Bu çalışmada split klima sistemlerinde kullanılan soğtucu akışkanlara odaklanılacaktır [19].

Tablo 2.2 İklimlendirme sistemlerine göre kullanılan soğutkanlar [19].

Tip	Uygulama	Soğutucu Akışkan	Soğutma Kapasitesi(kW)	Şarj Miktarı(kg)
Fabrika mühürlü	Ev tipi ve ticari	HFC-410A, HFC-152a, HFC-R134a, HFC-32	1-10	0,3-3
Split Klima	Ev tipi ve ticari	HFC-410A, HFC-152a, HFC-R134a, HFC-32	1-12	0,5-5
Multi-split Klima	Genellikle ticari	HFC-410A, HFC-32	10-200	5-100
Kanallı AC	Ticari	HFC-410A	10-300	5-150
Chiller	Ev tipi ve ticari	HFC-407C, HFC-134a, HFC-410A	10kw-20 MW	80 tona kadar

Split klimalarda R410A ve R32 yaygın olarak kullanılmaktadır. Fakat protokollerin ve regülasyonların getirdiği kısıtlamar nedeniyle R32, R410A'nın yerini almaktadır. R32, 2088 GWP değerine sahip R410A'ya kıyasla 675 GWP ile çok daha düşük bir GWP değerine sahiptir. R32'nin termofiziksel özellikleri R410A ile benzerdir. R32 hidrokarbonlara göre daha az yanıcıdır ve izin verilen soğutucu akışkan şarj limiti daha yüksektir. Böylece, aynı ısı pompasında R410A yerine R32 kullanıldığında daha verimli ve yüksek kapasiteli klima elde edilebilirken; aynı verim ve kapasitede daha küçük boyutlarda ve daha az akışkan kullanılan klimalar da tasarlanabilmektedir. Bununla beraber R32'nin yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları, özellikle yüksek dış ortam sıcaklıklarında ısı pompası uygulamalarını sınırlamaktadır.

Tablo 2.3'te R32 ve R410A'nın temel özellikleri karşılaştırılmıştır. R410A, R32 ve R125'in %50/50 karışımıdır. R32 ise saf bir akışkandır. R32'nin moleküler ağırlığı R410A'dan %28 daha azdır. R32'nin kritik basınç ve sıcaklığı R410A'dan daha yüksektir [20-21].

Tablo 2.3 R32 ve R410A'nın temel özellikleri karşılaştırması (EES 2001).

Özellik	**Birim**	**R410A**	**R32**
Bileşim	-	R32/R125 (%50/50)	Saf
Moleküler Ağırlık	g/mol	72,6	52
Kritik Basınç	Mpa	4,93	5,78
Kritik sıcaklık	°C	72,1	78,1
Kritik Yoğunluk	kg/m3	489	424,1
Normal Kaynama Noktası	°C	-51,5	-51,7
GWP	-	2088	675

Tablo 2.4'te 44 °C kondenzasyon ve 10°C evaporasyon sıcaklığı için R410A ve R32'nin özellikleri karşılaştırılmıştır [21].

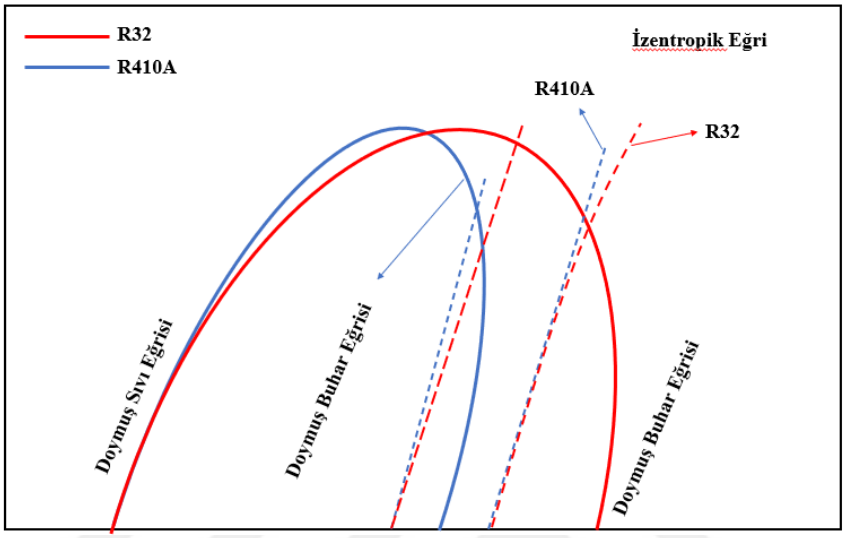
Tablo 2.4 R32 ve R410A'nın termofiziksel özeliklerinin karşılaştırması [21].

Parametre	**Birim**	**R410A**		**R32**	
Sıcaklık	°C	44	10	44	10
Doymuş Buhar Basıncı	kPa	2653	1081	2729	1107
Sıvı Yoğunluk	kg/m3	953,2	1133	872,6	1020
Buhar Yoğunluk	kg/m3	115,6	41,9	82,4	30,2
Gizli ısı	kJ/kg	151,7	209,9	226,7	298,9
Özgül ısı - Sıvı	kJ/(kg·K)	1,89	1,57	2,25	1,8
Özgül ısı - Buhar	kJ/(kg·K)	1,94	1,23	2,07	1,34
Termal iletkenlik-Sıvı	mW/(m·K)	75,1	98,1	105,1	136,4
Termal iletkenlik-Buhar	mW/(m·K)	18,7	13,6	21,4	15,3
Viskozite-Sıvı	µPa·s	92	147,3	92,6	139,5
Viskozite-Buhar	µPa·s	15,7	12,7	14	12
Emme Özgül Hacim	m3/kg	-	0,0238	-	0,00331
Volumetrik Soğutma Kapasitesi	kJ/m3	-	8804	-	9039

44°C kondenzasyon ve 10°C evaporasyon için R32'nin gizli ısısı R410A'dan sırasıyla %42, %49 daha fazladır. Sıvı iletkenlik açısından baktığımızda ise R32'nın iletkenliği %40 daha yüksektir. R32'nin emme buhar yoğunluğu R410A'dan %28 daha düşüktür. Bu nedenle soğutucu akışkanın kütlesel debisi de daha düşüktür [11]. Volumetrik soğutma kapasitesine bakıldığında ise R32'nin %2,5 daha yüksektir. Son

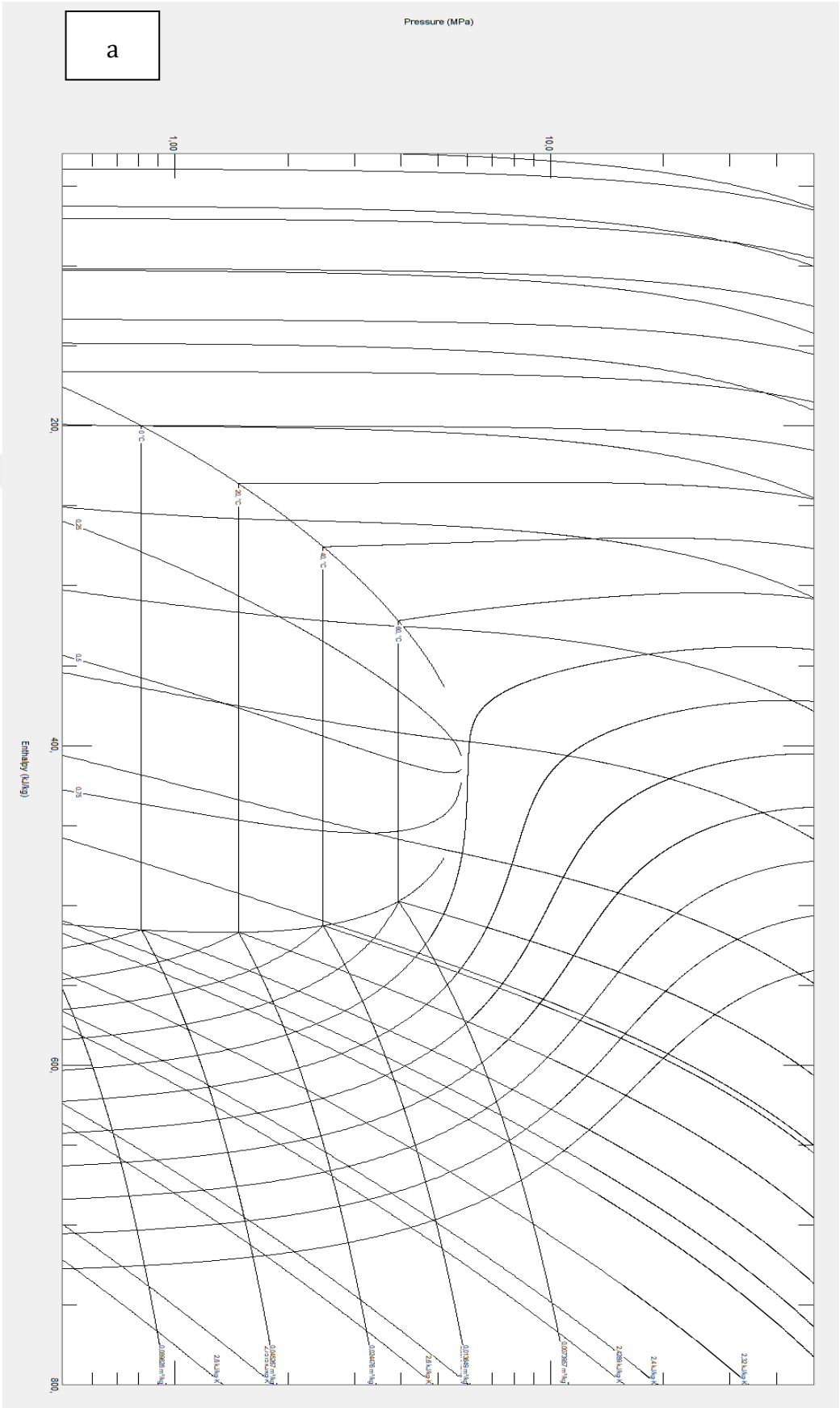
olarak viskozite değerlerine bakıldığında, R32'nin daha düşük viskoziteye sahip olduğu görülmektedir. Bu sayede R32 kullanılan sistemlerdeki ısı değiştiricilerde soğutkan tarafı basınç kaybı düşecektir.

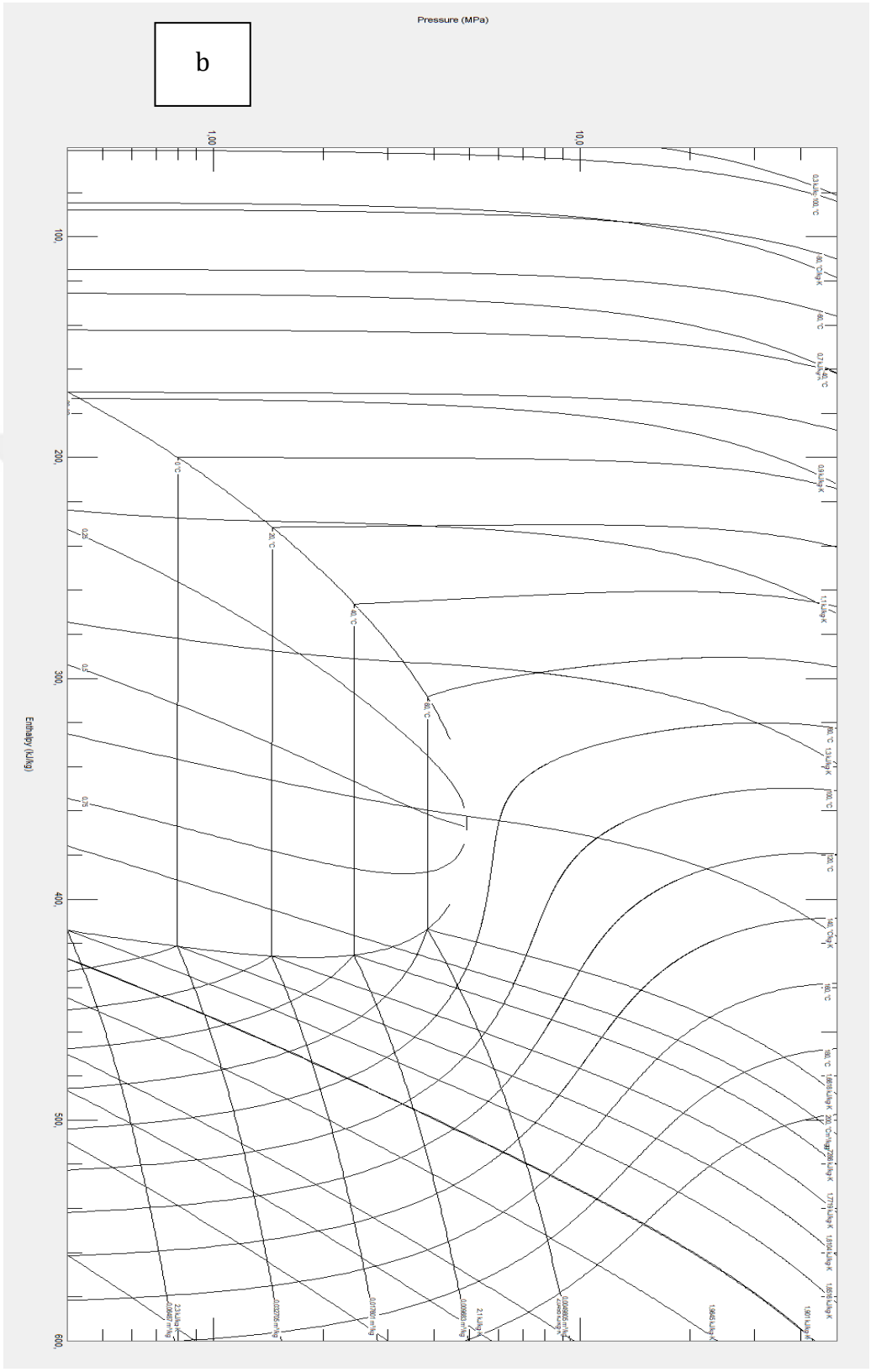
R32 ve R410A'nın basınç-entalpi diyagramına bakıldığında R32'nin sıvı ve buhar fazları arasındaki entalpi farkının R410A'da daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 2.11'de bu fark gösterülmektedir.



Şekil 2.11 R410A ve R32'nin P-h diyagramlarının karşılaştırması

R32'ye ait izentroipk eğrilerin eğimi R410A'dan daha düşüktür. Bu nedenle aynı karşı basınç altında, kütlesel debi başına kompresör güç tüketimi daha fazla olacaktır. R32(a) ve R410A(b)'nın detaylı basınç entalpi diyagramları Şekil 2.12'de gösterilmiştir [22].


a
Pressure (MPa)
1,00
10,0
200,
400,
600,
800,
Enthalpy (kJ/kg)



Şekil 2.13 a) R32 P-h diyagramı b) R410A P-h diyagramı

3
KLİMA TERMAL SİSTEM TASARIMI

Bu bölümde 12000 Btu/h (3,5 kW) klima sistem tasarımı ve dinamik modellenmesi anlatılacaktır. Öncelikle sistem tasarımı için soğutma çevrimi oluşturulmuştur. Evaporatör ve kondenser Coil Designer program kullanılarak tasarlanmıştır. Kapileri boyutları ve şarj miktarı ise literatürden elde edilen korelasyonlar ile hesaplanmıştır. Kompresör modeli performansa göre katalog üzerinden seçilmiştir.

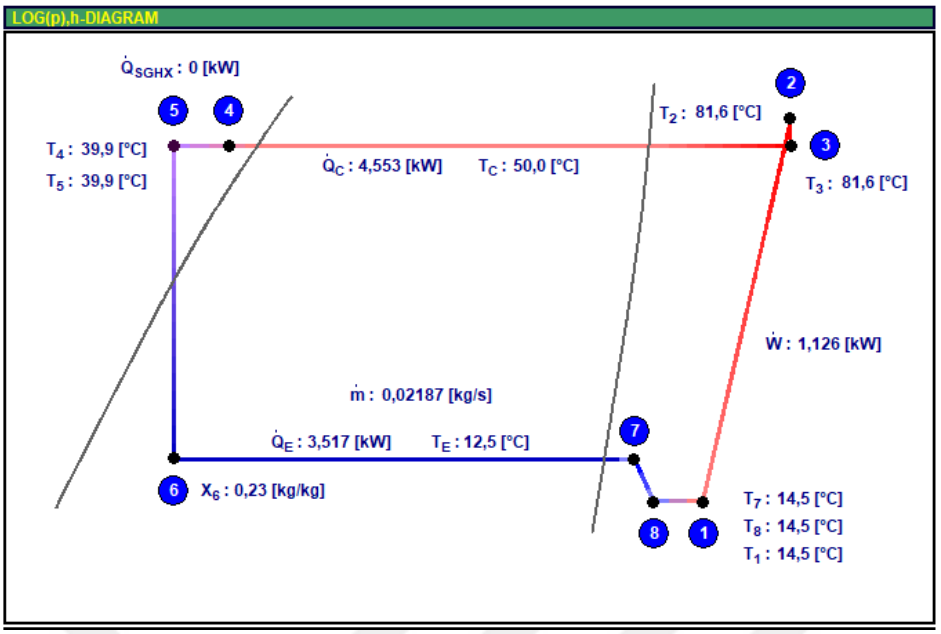
3.1 Soğutma Çevriminin Oluşturulması

Evaporatör ve kondenser tasarımı yapabilmek için öncelikle soğutma çevriminin oluşturulması gerekmektedir. Soğutma çevrimi oluşturmak için de evaporasyon, kondenzasyon, aşırı soğutma(subcooling), kızgınlık derecesi(superheat), kompresör izentropik verimi, kompresör ısı kaybı faktörüne ihtiyaç vardır. Bu tasarım parametreleri Tablo 3.1' de özetlenmiştir.

Tablo 3.1 Soğutma çevrimi parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Hedef Kapasite	W	3517
Evaporasyon	°C	12,5
Kondenzasyon	°C	50
Aşırı Soğutma	K	10
Kızgınlık Derecesi	K	2
İzentropik Verim	-	0,53
Isı Kaybı Faktörü	%	10
Soğutucu Akışkan		R410A

Bu parametreler birçok ürün ve test sonucu incelenerek elde edilmişitir. Tasarım parametreleri CoolPack [23] programında kullanılarak gerekli soğutucu akışkan debisi, evaporator giriş kuruluğu ve kondenser kapasitesi belirlenmiştir. Soğutma çevriminin basınç entalpi diyagramı Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Soğutma çevrimi

Çevrim sonucunda elde edilen değerler Tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Çevrimden elde edilen değerler

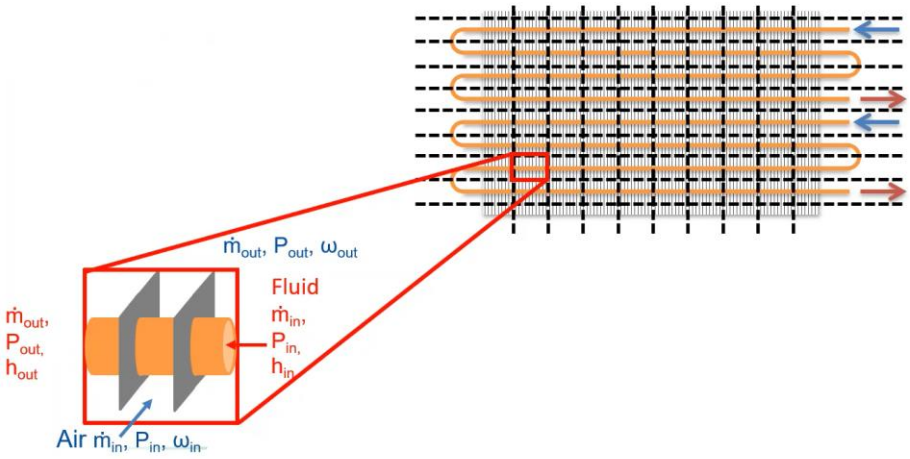
Parametre	Birim	Değer
Gerekli kondenser kapasitesi	W	4553
Evaporatör giriş kurluk derecesi	-	0,23
Gerekli kütlesel debi	kg/s	0,0218
Kompresör giriş gücü	W	1126
Kompresör çıkış sıcaklığı	°C	81,6

Çevrim sonucu elde edilen bu değerler gelecek bölümde anlatılacak olan evaporatör ve kondenser tasarımında kullanılacaktır.

3.2 CoilDesigner Programı

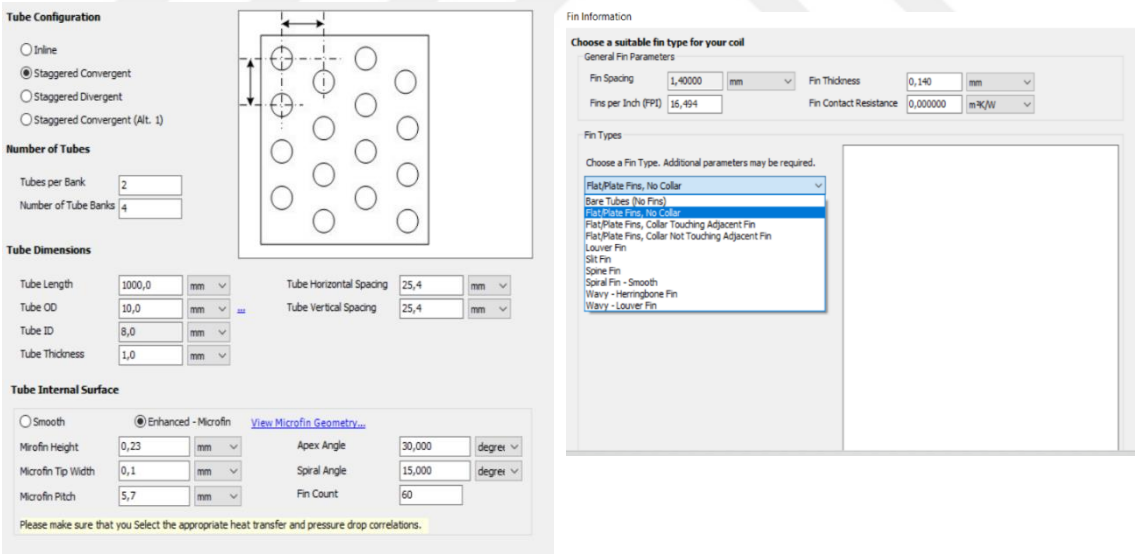
CoilDesigner, finli borulu, mikro kanallı, telli borulu, düz borulu ve gövde borulu ısı değiştiricilerin simülasyonunu sağlayan bir programdır [24].

CoilDesigner temelde sonlu kontrol hacim metoduna göre çalışır. ε-NTU yöntemi ile sonlu hacimler metodu uygulanır. Isı değiştiriciyi segmentlere böler ve her bir kontrol bölümü için enerji ve kütle korunumu denklemlerine göre hesaplama yapar. Hesaplamalar için literatürdeki korelasyonları kullanır. Şekil 3.2'de yöntem şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Coildesigner hesap yöntemi şematik gösterimi

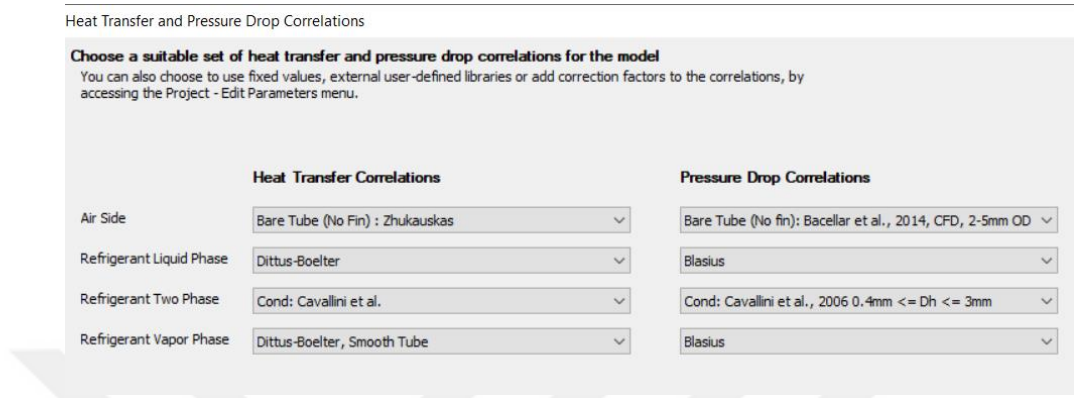
CoilDesigner programında farklı fin tipleri, boru sayısı, sıra sayısı, boru çapları, boru konfigürasyonu ve yiv yapısı kullanılabilmektedir. Şekil 3.3'de giriş parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Boru ve fin giriş parametreleri

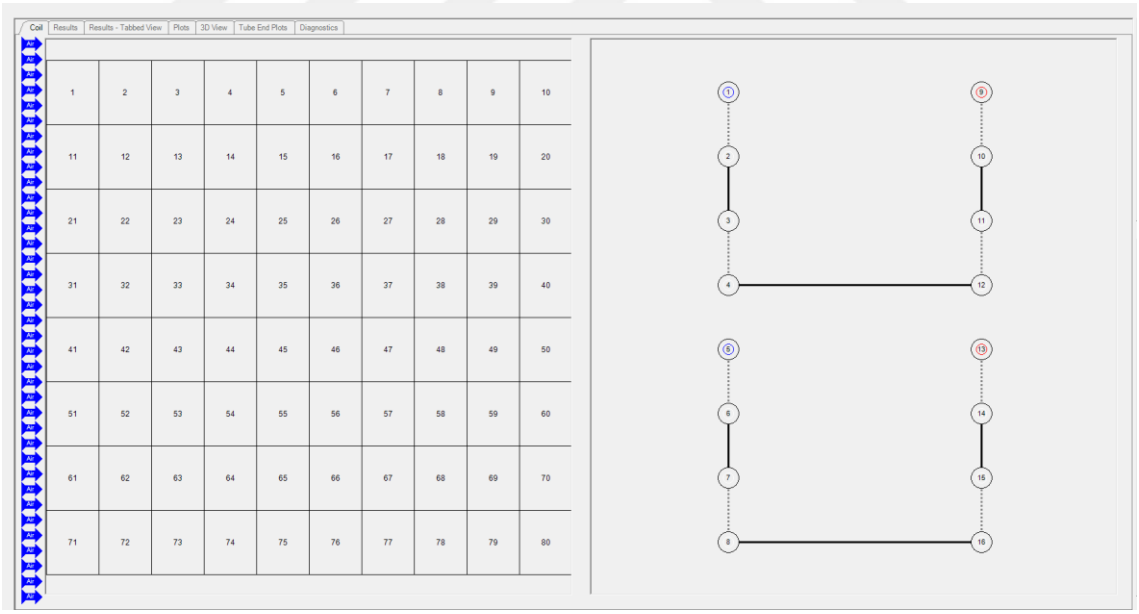
Program soğutucu akışkanların özelliklerini REFPROP 10 [22] kütüphanesinden almaktadır. Birçok saf ve karışım halinde olan akışkanlara ait fiziksel özellikler kütüphanede mevcuttur. Tanımlanmamış akışkanların özellikleri program kullanıcısı tarafından programa girilebilmektedir.

CoilDesigner'da programında ısı transferi ve basınç kaybı hesaplaması yapan birçok korelasyon vardır. Tasarıma göre kullanıcı korelasyonu seçebilir. Bununla beraber kullanıcı kendi korelasyonunu da programa girebilir. Şekil 3.4'de örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Korelasyon seçim ekranı

Programda kullanıcı ısı değiştirici içindeki soğutucu akışkanın dağılımı yani devrelemeyi yapabilmektedir. Boru giriş-çıkış sayısı ve boruların geçeceği paslar belirlenebilmektedir. Şekil 3.5'de bir devre gösterilmiştir.

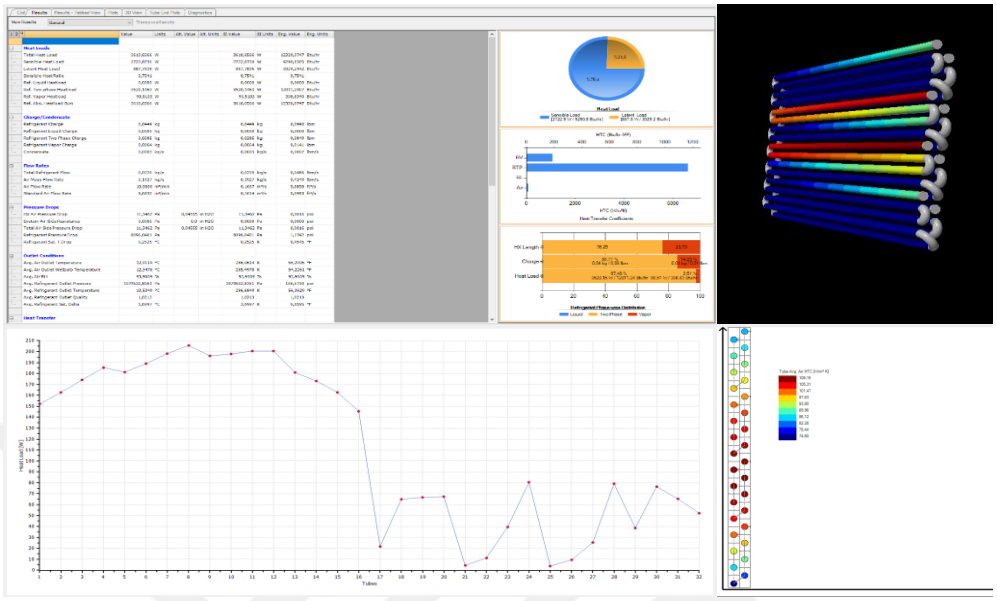


Şekil 3.5 Devreleme/akışkan dağılımı

Isı değiştiricinin üzerinden geçen havanın profili eğri olarak programa tanımlanabilmektedir. Bu profiller HAD'dan elde edilebilir.

Programda ısı değiştirici tasarım parametlerine, hava ve akışkan giriş-çıkış parametrelerine göre parametrik analizler de yapılabilmektedir. Böylece optimum hava debisi, ısı değiştirici uzunluğu vb. parametreler belirlenebilmektedir.

Tüm segmentler ve borular için ilgili tüm özellikler bölüm 4'de verilmiştir. Program çıktısı olarak Isı değiştici 3 boyutlu olarak görülebildiği gibi birçok parametreye göre detaylı grafikleri çizmek mümkün olmaktadır. Örnek bir çıktı Şekil 3.6'da görülmektedir.

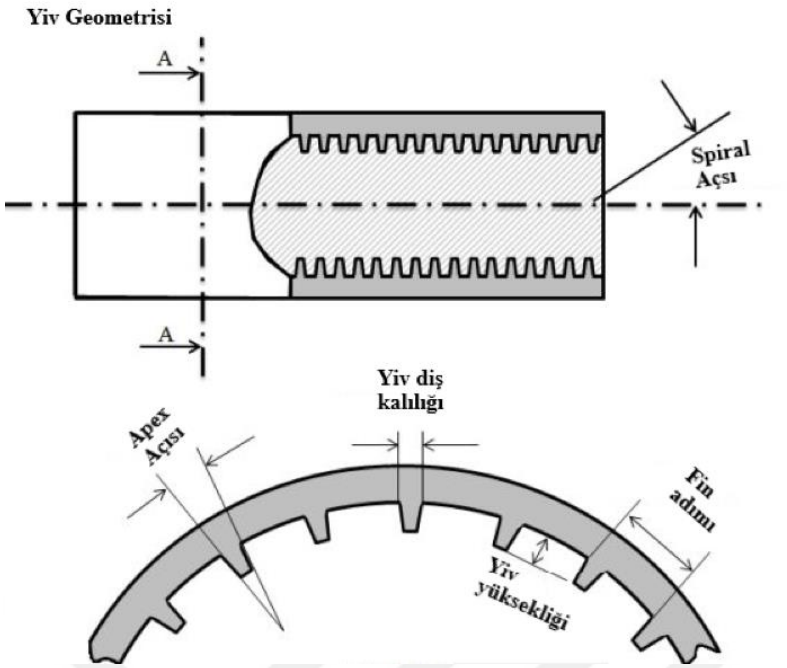


Şekil 3.6 Örnek çıktı

Bu çalışma kapsamında da esnek kullanımı, geniş korelasyon seçeneği ve detaylı sonuçları olması nedeniyle evaporatör ve kondenser tasarımında CoilDesigner programı kullanılmıştır.

3.3 Evaporatör ve Kondenser Tasarım Parametreleri

Klimalarda evaporatör ve kondenser olarak kanatlı borulu ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Evaporatörde boru tipi olarak 5 mm veya 7 mm çapta yivli bakır boru, kanat olarak ise köprü veya panjur tipi alüminyum kanat kullanılmaktadır. Kondenserde ise 7 mm bakır boru ve panjur, köprü veya dalgalı tip kanat kullanılmaktadır [25]. Tez kapsamında hem evaporatör hem de kondenserde 7 mm yivli bakır boru ve panjur tipi kanat kullanılmıştır. Kullanılacak bakır borunun yiv yapısını belirlemek için literatürde yapılan çalışmalar incelenmiş ve yiv parametreleri ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkisine göre belirlenmiştir [26]. Yiv parametreleri Şekil 3.7 'de görülmekte olup bu parametrelerinısı transferi ve basınç kaybına etkisi Tablo 3.3'de özetlenmiştir.



Şekil 3.7 Yiv parametreleri

Tablo 3.3 Yiv parametrelerinin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi

Parametre	Basınç Kaybı Faktörü	Isı Transferi Faktörü
Helix (Spiral) Açısı	Helix açısı 20°'nin üzerine çıktığında basınç kaybı artar.	Genellikle 0-20° ve büyük (90°) helix açılarında ısı transferi daha iyidir.
Yiv Yükseliği	Yiv yüksekliğinin 0,2 mm'den düşük olduğu durumlarda basınç kaybına etkisi düşüktür. Fakat 0,2 mm'den sonra basınç kaybını arttırmaktadır.	Yiv yüksekliği arttıkça yüzey alanı artar bu nedenle ısı transferi de artmaktadır.
Apex Açısı	35-65° arasında büyük bir etkisi bulunmamaktadır.	Optimum aralığı 35-60° arasındadır. Fakat 40-45° arasında ısı transferine etkisi maksimumdur.
Yiv Adeti	40-70 adet kullanılmaktadır.	Belirli adetlerden sonra ısı transfer katsayısını düşürmektedir.

İncelenen çalışmalar ışığında evaporatörde ve kondenserde kullanılacak yiv parametreleri ve boru boyutları belirlenmiş ve Tablo 3.4 ‘de gösterilmiştir.

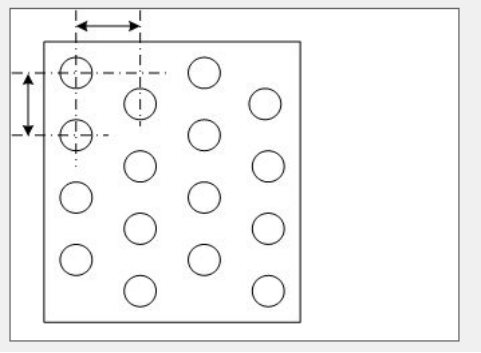
Tablo 3.4 Kullanılan yiv parametrelerinin değerleri

Yiv Parametreleri				**Boru Parametreleri**	
Yiv Yüksekliği(mm)	Helix (Spiral) Açısı	Apex Açısı	Fin Sayısı	Dış Çap(mm)	Et Kalınlığı(mm) (Yivsiz)
0,18	18	40	60	7	0,25

Tasarımda önemli parametrelerden biri de ısı değiştirici kalıbıdır. Çalışmada tasarımı yapılan ısı değiştiricisinde borular Şekil 3.8’de görüldüğü gibi şaşırtmalı dizilişte seçilmiş olup borular arası yatay ve dikey mesafe Tablo 3.5‘de gösterilmiştir.

Tablo 3.5 Isı değiştirici kalıbı

Isı Değiştirici Kalıbı	
Borular Arası Yatay Mesafe(mm) x	Borular Arası Dikey Mesafe(mm) y
12,7	21

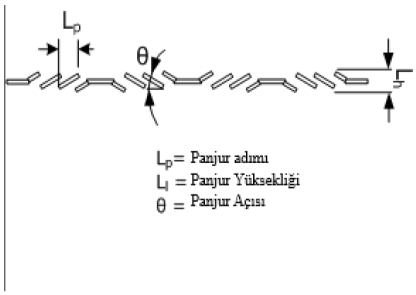


Şekil 3.8 Yatay ve dikey mesafe

Kanat tipi olarak, verimliliğinin yüksek olması, her iki ısı değiştiricide kullanılabilmesi, kalıp bakımının daha kolay olması nedeniyle panjurlu kanat fin

kullanılmıştır. Panjur parametreleri Şekil 3.9'da, kullanılan değerler ise Tablo 3.6'da gösterilmiştir. Örnek bir fin de Şekil 3.10'da gösterilmiştir.

Tablo 3.6 Panjur parametrelerinin değerleri



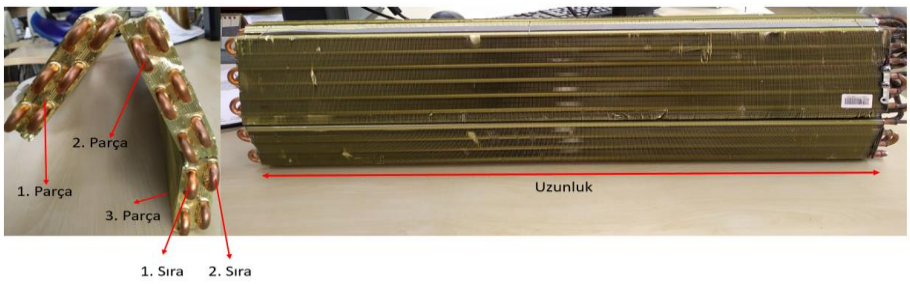
Kanat Parametreleri	
Panjur Yüksekliği(mm)	Panjur Adımı (mm)
0,7	1,4

Şekil 3.9 Panjur kanat parametreleri



Şekil 3.10 Örnek panjur kanat

Literatür incelediğinde [25] klimalarda kullanılan evaporatör 2 veya 3 sıradan ve iç ünite yapısı gereği 2, 3 veya 4 parçadan oluşurlar. Örnek bir evaporatör Şekil 3.11'de görülmektedir.



Şekil 3.11 Örnek evaporaötr resmi



Şekil 3.12 Örnek kondenser resmi

Kodenserler ise 2 sıradan oluşmakta olup dış ünite yapısı nedeniyle L tipi olarak kullanılır. ve Şekil 3.12'de örnek bir kodenser görülmektedir.

3.4 Evaporatör Tasarımı

Evaporatör tasarımı için gerekli olan parametreler belirlendikten sonra bu bölümde EN 14511(1,2,3):2011 standardında verilen hava giriş şartları kullanılarak evaporatör kapasitesi hesaplanmış olup tasarım şartları Tablo 3.7'de özetlenmiştir.

Tablo 3.7 Hava tarafı tasarım parametreleri

Hava Tarafı Tasarım Parametreleri	Değer
Hava Giriş Sıcaklığı(°C)-Kuru Termometre	27
Bağıl Nem (%)	47
Hava Giriş Sıcaklığı(°C)-Yaş Termometre(°C)	19

Gerekli hava debisi ve optimum ısı değiştirici boyutlarını belirlemek için boru sayısı ve fin aralığı(hatve) sabit tutularak CoilDesigner'da parametrik analizler yapılmıştır. Soğutucu akışkan 2 devre olarak dağıtılarak, tasarım parametreleri ve akışkan giriş koşulları Tablo 3.8'de özetlenmiştir. Analizlerde başlangıç hava debisi 9 m^3/min kabul edilmiştir. Yapısal tasarım sınırları içerisinde başlangıç uzunluğu 590 mm, maksimum uzunluk ise 650 mm olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.8 Evaporatör tasarım parametreleri

Parametre		**Birim**	**Değer**
Genel Boyutlar	Evaporatör Uzunluğu(min-maks)	mm	590-650
	Evaporatör Yüksekliği	mm	294
	Boru Sayısı	-	14
	Sıra Sayısı	-	2
Isı Değiştirici Kalıbı	Borular Arası Yatay Mesafe	mm	12,7
	Borular Arası Dikey Mesafe	mm	21
Yiv Parametreleri	Yiv Yüksekliği	mm	0,18
	Helix (Spiral) Açısı	-	18°
	Apex Açısı	-	40°
	Fin Sayısı	-	60
Boru Parametreleri	Dış Çap	mm	7
	Et Kalınlığı (Yivsiz)	mm	0,25
Kanat Parametreleri	Louver Yüksekliği	mm	0,7
	Louver Adımı	mm	1,4

Tablo 3.8 Evaporatör tasarım parametreleri(devam)

Hava Tarafı Tasarım Parametreleri	Hava Giriş Sıcaklığı	°C	27
	Bağıl Nem	%	47
	Hava Debisi(min-maks)	m3/min	9-15
Akışkan Tarafı Tasarım Parametreleri	Evaporasyon Sıcaklığı	°C	12,5
	Giriş Kuruluk Derecesi	-	0,23
	Akışkan Debisi	kg/s	0,0218
	Devre Sayısı	-	2

Evaporatör tasarımında hava tarafı ve akışkan tarafı ısı transfer katsayılarının belirlenmesi için literatürde bulunan mevcut korelasyonlardan, belirlenen çalışma aralığı gözönüne alınarak uygun korelasyonlar seçilmiş ve Tablo 3.9'da özetlenmiştir.

Tablo 3.9 Kullanılan korelasyonlar ve çalışma bölgeleri

Korelasyon			**Korelasyon Çalışma Aralığı**	
Çalışma Bölgesi	Isı Transferi	Basınç Düşmesi	Isı Transferi	Basınç Düşmesi
Hava Tarafı	Chang Wang [27] Louver Fin	Chang Wang [27] Louver Fin	Boru Dış Çap = 6,9 – 10,4 mm Borular Arası Dikey Mesafe = 12,7 – 22,0 mm Borular Arası Dikey Mesafe = 12,7 – 22,0 mm Hatve = 1,2 – 2,49 mm Panjur Yüksekliği = 0,79 – 1,4 mm Panjur Adımı = 1,7 – 3,75 mm	
Sıvı Fazı	Ravigururajan Bergles [28] Microfin	Ravigururajan Bergles [28] Microfin	Gnielinski [44] korelasyonuna 1,9'luk bir düzeltme faktörü uygulanır	

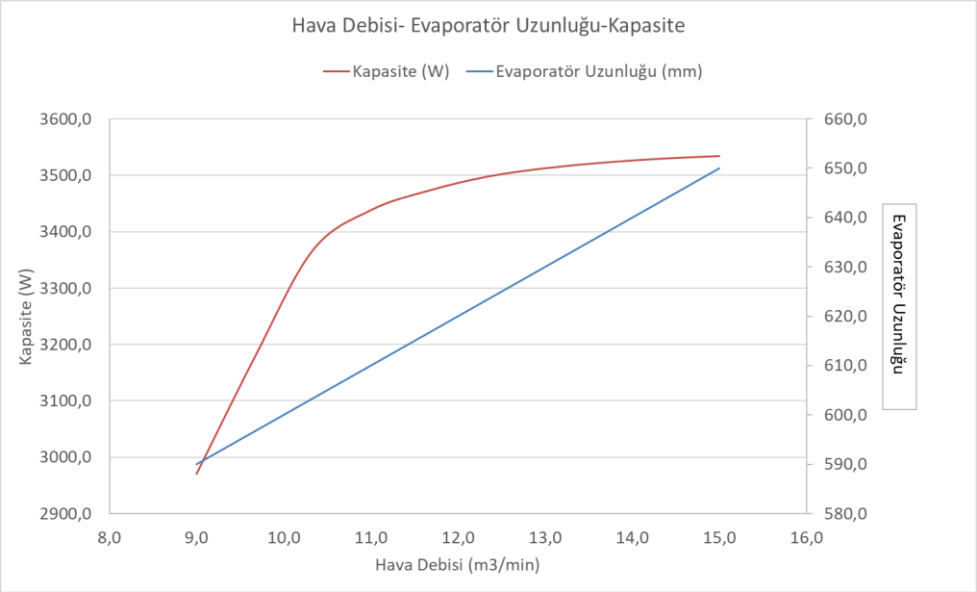
Tablo 3.9 Kullanılan korelasyonlar ve çalışma bölgeleri (devam)

Çift Faz	Mehendale [43] Microfin	Wu ve arkadaşları [29]	Soğutucu akışkanlar: CO2, R12, R1234yf, R1234ze(E), R134a, R22, R32, R404A, R410A Fin kök çapı: 2,1-14,85 mm Tsat: -20 C-39.9 C Kütle akışı: 25-820 kg/m2*s Isı akışı: 1-58,7 kW/m2 Azaltılmış basınç: 0,03-0,78 Buhar kalitesi: 0,06-1,0 Tamamen sıvı Reynolds numarası: 524-62806 Tamamen buhar Reynolds numarası: 11212-618755	Nominal çap: 2,1-14,8mm Kütle akısı = 100-650 kg/m2*s Isı akısı = 0-30 kW/ m2 Tsat = 279K Azaltılmış basınç = 0,08-0,69
Buhar Fazı	Ravigururajan Bergles [28]	Ravigururajan Bergles [28]	Gnielinski [44] korelasyonuna 1,9'luk bir düzeltme faktörü uygulanır	

Parametrik analizler minimum evaporatör uzunluğu ile minimum hava debisinde başlayacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Evaporatör uzunluğu arttıkça emiş alanı da artacağı için, hava debisinin de arttığı kabul edilmiştir. Böylece kapasiteyi sağlayacak hava debisi ve evaporatör uzunluğu belirlenmiştir. Yapılan parametrik analiz sonuçları Tablo 3.10'da ve Şekil 3.13'te gösterilmiştir.

Tablo 3.10 Parametrik analiz sonuçları

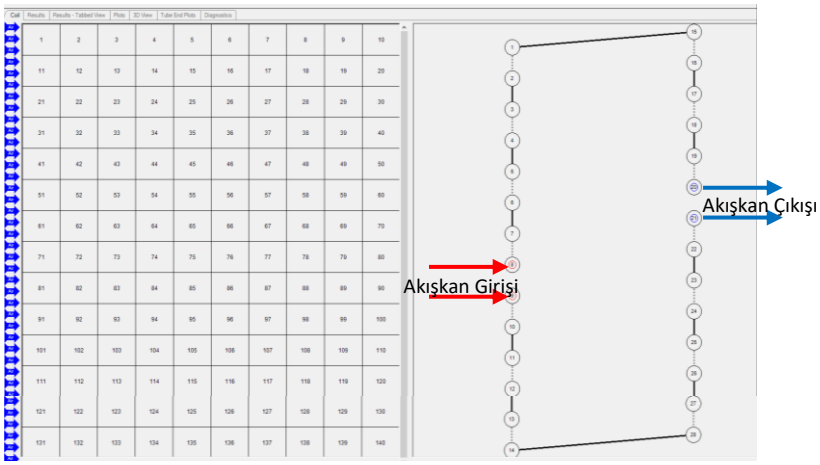
Runs	Hava Debisi (m^3/min)	Evaporatör Uzunluğu (mm)	Kapasite (W)
1	9,0	590,0	2970,0
2	9,7	596,7	3177,0
3	10,3	603,3	3366,9
4	11,0	610,0	3438,3
5	11,7	616,7	3473,2
6	12,3	623,3	3497,9
7	13,0	630,0	3512,8
8	13,7	636,7	3522,9
9	14,3	643,3	3529,9
10	15,0	650,0	3534,5



Şekil 3.13 Hava debisi, evaporatör uzunluğu ve kapasite eğrisi

Analizler sonucunda kapasiteyi sağlayan evaporatör uzunluğu ve hava debisi sırasıyla 635 mm ve 13,4 m^3/dk olarak bulunmuştur. Tespit edilen değerler ile detaylı tekil analizler gerçekleştirilmiştir. Tekli analizlerde kullanılan devre yapısı Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Tekil analizler esnasında aşağıdaki şartlar gözönünde bulundurulmuştur:

- Her bir segmentten elde edilen kapasite sonuçlarının toplamının, hesaplanan toplam kapasiteye eşit olması,
- Devreler arası aşırı soğutma veya kızgınlık derecelerinin 2K'den daha yüksek olmaması,
- Devreler arası basınç düşmesi farkının %33'ten daha yüksek olmaması.



Şekil 3.14 Evaporatör soğutkan dağılımı

635 mm evaporator uzunluğu ve 13,4 m3/dk hava debisi ile tasarlanan evaporatörün detaylı sonuçları Tablo 3.10 ve Şekil 3.15-3.19'da görülmektedir.

Tablo 3.11 635 mm evaporator analiz sonuçları

Kapasite	Birim	Değer
Toplam Kapasite	W	3537,2
Duyulur Kapasite	W	2831,2
Gizli Kapasite	W	705,9
Duyulur Kapasite Oranı		80%
Sıvı Faz Kapasite	W	0
Çift Faz Kapsite	W	3426,7
Buhar Fazı Kapasite	W	110,5
Basınç Düşümü		
Hava Tarafı Basınç Düşümü	Pa	12,6
Akışkan Tarafı basınç Düşümü	Pa	76537,7
Basınç Düşümü Karşılık Gelen Sıcaklık	°C	2,3

Tablo 3.11 635 mm evaporator analiz sonuçları (devam)

Çıkış Değerleri		
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı-DB	°C	13,6
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı-WB	°C	13,1
Ortalama Akışkan Çıkış Basıncı	Pa	1093727,2
Ortalama Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	15,0
Ortalama Akışkan Çıkış Kuruluğu	[-]	1,0
Isı Transferi		
Hava Tarafı Isı Transfer Alanı	m^2	6,4
Akışkan Tarafı Isı Transfer Alanı	m^2	0,4
Ortalama Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	111,7
Ortalama Akışkan Tarafı Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	9760,5
Ortalama Sıvı Faz Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	0,0
Ortalama Çift Faz Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	11466,4
Ortalama Buhar Faz Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	1515,5

Grafiklerde,

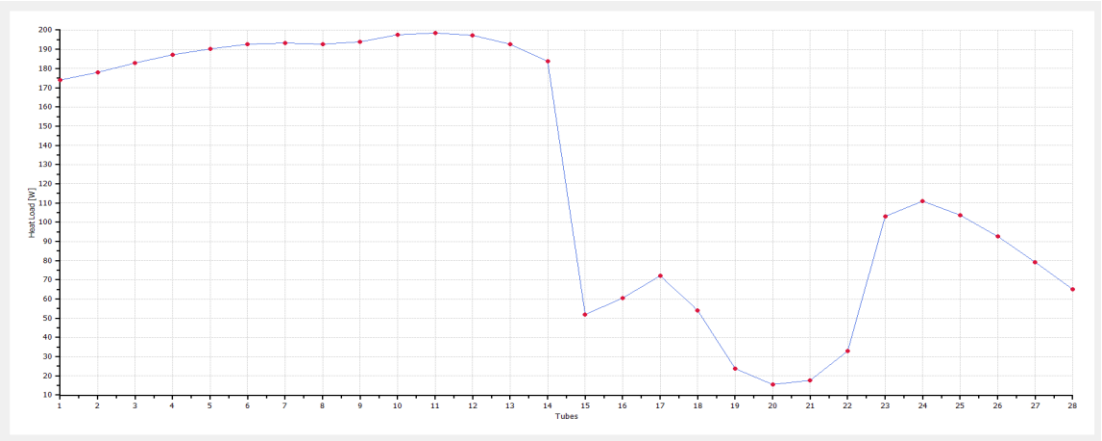
Şekil 3.15 Her bir boruda ortamdan çekilen ısı miktarını,

Şekil 3.16 Segmentler boyunca soğutucu akışkanın sıcaklığını, yani kızgınlığın hangi segmentten sonra oluştuğunu

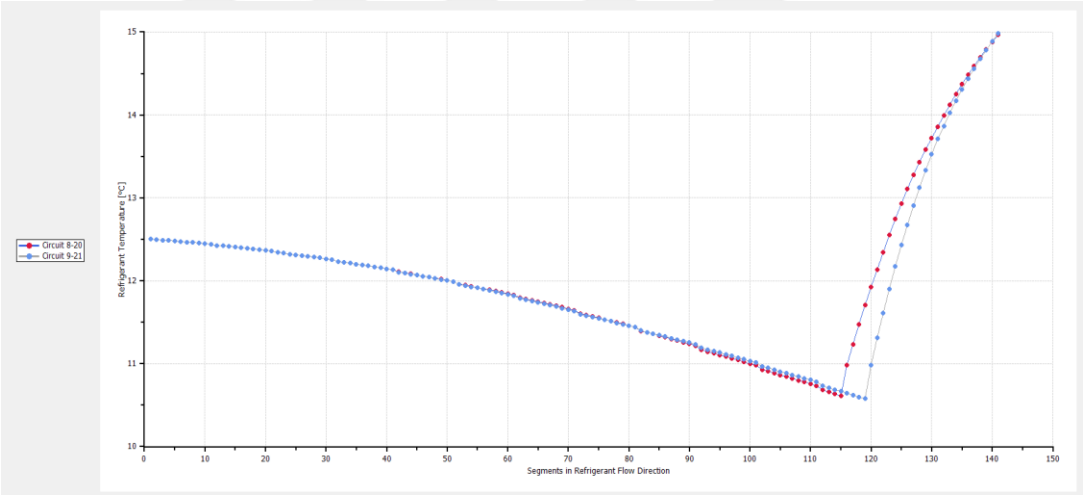
Şekil 3.17 Borulardaki ortalama hava ve soğutkan tarafı ısı transfer katsayılarını

Şekil 3.18 Her bir devredeki basınç kaybını

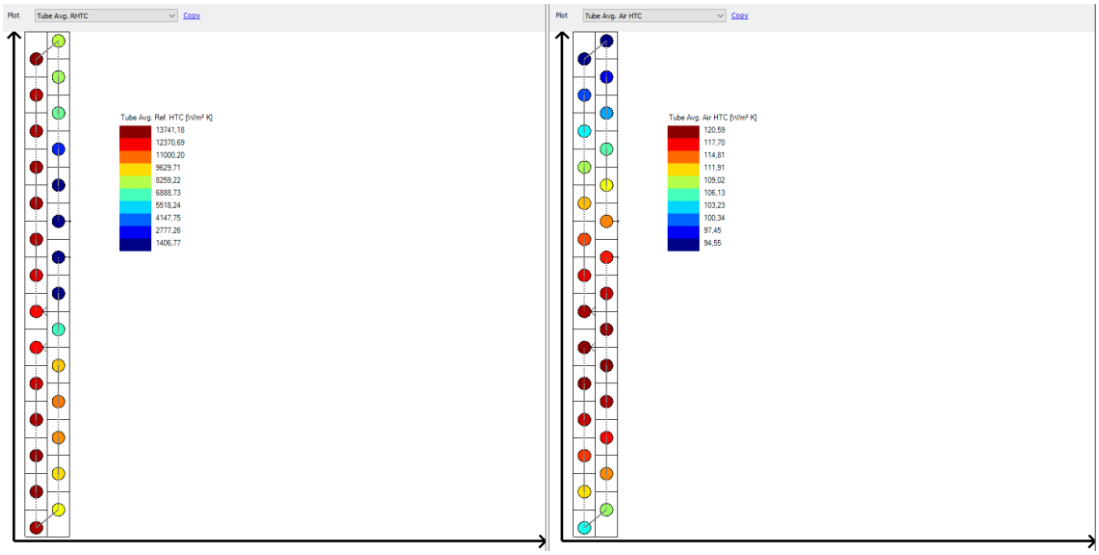
Şekil 3.19 Isı değitiricinin 3 boyutlu halini, soğutkan sıcaklığı ve hava sıcaklığının değişimini, ısı transfer katsayılarını, soğutkan fazının yüzde olarak dağılımını ve duyulur/gizli ısı oranını göstermektedir.



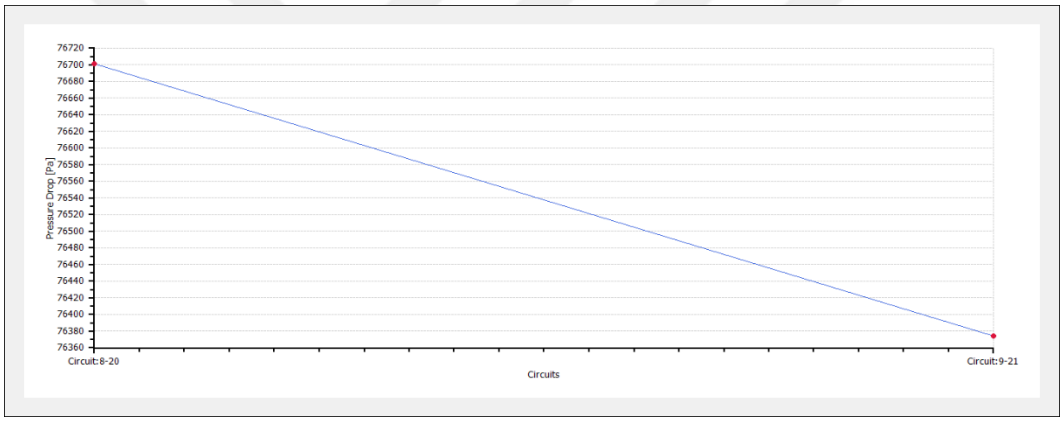
Şekil 3.15 Her bir boruda ortamdan çekilen ısı miktarı



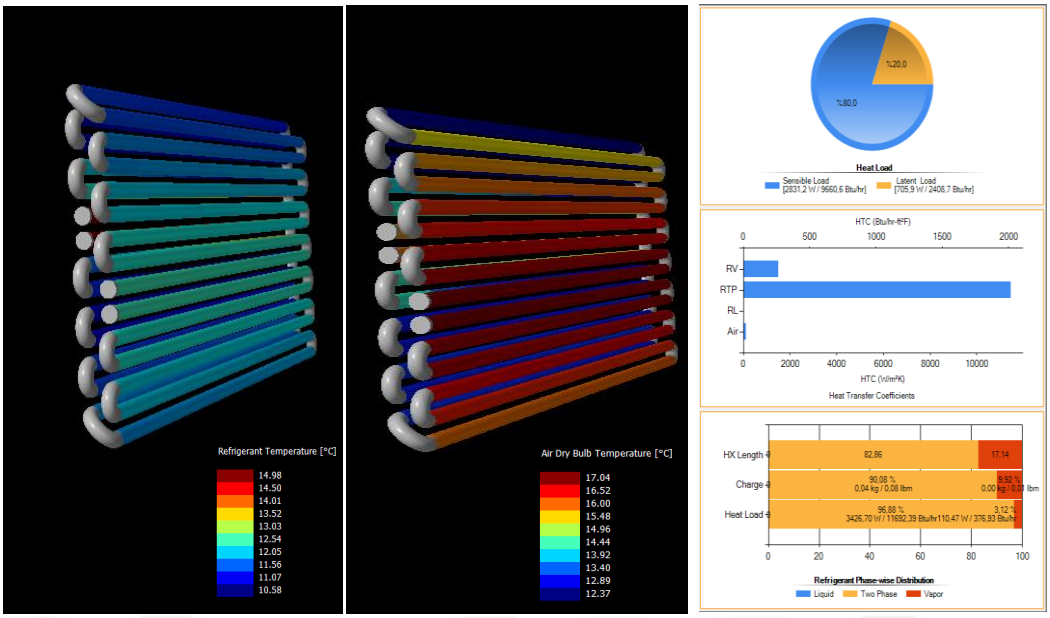
Şekil 3.16 Boru boyunca değişen soğutkan sıcaklığı



Şekil 3.17 Ortalama hava ve soğutcu akışkan ısı transfer katsayılarının borulara göre değişimi



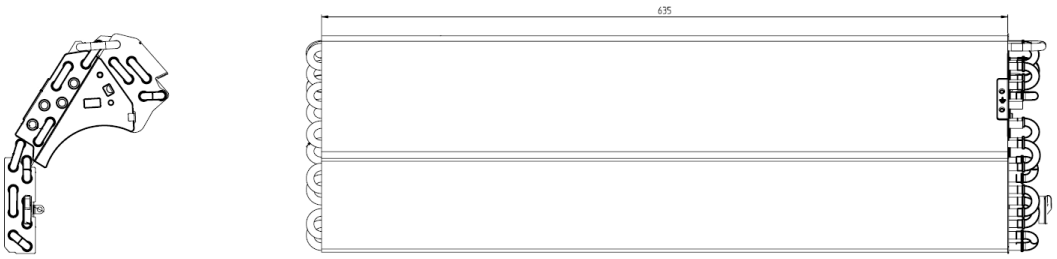
Şekil 3.18 Devrelerdeki soğutucu akışkan basınç kayıpları



Şekil 3.19 Isı değiştirici 3D gösterimi

Analiz sonuçlarına göre yaklaşık olarak 2,5 K kızgınlık mevcuttur. Kapasite ise 3537 W olarak hesaplanmıştır. Duyulur ısı oranı %80 civarında kabul edilebilir seviyededir. Devreler arasındaki kızgınlık derecesi 2K'den daha yüksek değildir. Basınç düşmesi açısından bakıldığında ise iki devre arasındaki fark %33'den düşüktür.

Evaporatör boyutlarının belirlenmesinin ardından Şekil 3.20'de görüldüğü gibi teknik resmi oluşturulmuş ve 3D prototipi üretilmiş ve şekil 3.21'de görüldüğü gibi ürün üzerine yerleştrilmiştir.



Şekil 3.20 Evaporatör teknik resmi



Şekil 3.21 Evaporatörün ürün üzerinde konumlandırılması

Evaporatörde kaynak prosesinden kaynaklı ortaya çıkabilecek kaçak ve tıkanıklık kontrolü yapılmış ve devrelerde kaçak veya tıkanıklık tespit edilmemiştir.

3.5 Kondenser Tasarımı

Evaporatörde olduğu gibi kondenser için gerekli parametreler bölüm 3.3'de belirlenmiştir. Bu bölümde bölümde EN 14511(1,2,3):2011 standardında verilen hava giriş şartları kullanılarak kondenser kapasitesi hesaplanmıştır. Tasarım şartları Tablo 3.12'de özetlenmiştir.

Tablo 3.12 Kondenser hava tarafı tasarım parametreleri

Hava Tarafı Tasarım Parametreleri	**Değer**
Hava Giriş Sıcaklığı(°C)	35
Yaş Termometre(°C)	24
Bağıl Nem (%)	% 47

Kondenser tasarımında tek sıra kondenser kullanılmıştır. Parametrik analizlerde boru sayısı ve hatve sabit tutulmuştur. Evaporatör tasarımında yapılan kabuller kondenser tasarımında da kullanılmıştır. Başlangıç değeri olarak hava debisi 31 m3/dk ve kondenser boyu 760 mm kabul edilmiştir. İki giriş ve iki çıkış ile beraber aşırı soğutma miktarını arttırmak için bypass devre kullanılmıştır. Tasarım parametreleri Tablo 3.13'de özetlenmiştir.

Tablo 3.13 Kondenser Tasarım Parametreleri

Parametre		Birim	Değer
Genel Boyutlar	Kondenser Uzunluğu(min-maks)	mm	760-850
	Kondenser Yüksekliği	mm	504
	Boru Sayısı	-	24
	Sıra Sayısı	-	1
Isı Değiştirici Kalıbı	Borular Arası Yatay Mesafe	mm	12,7
	Borular Arası Dikey Mesafe	mm	21

Tablo 3.13 Kondenser Tasarım Parametreleri (devam)

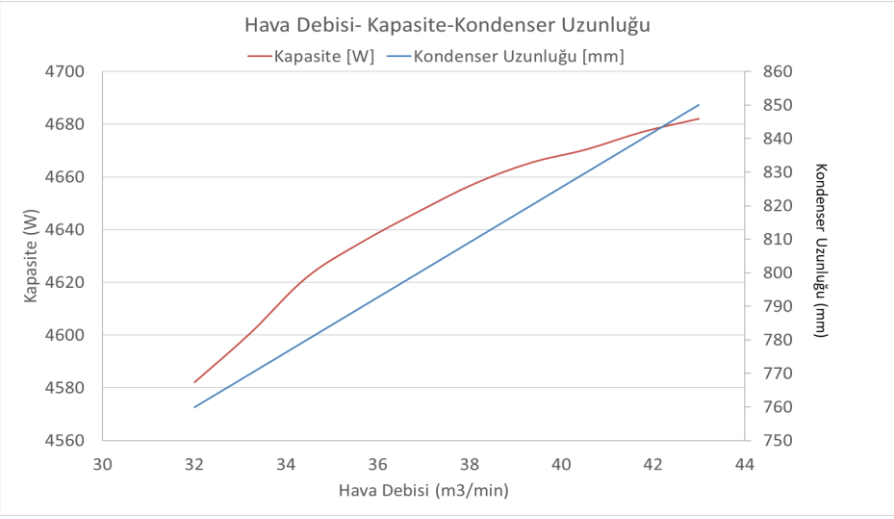
Yiv Parametreleri	Yiv Yüksekliği	mm	0,18
	Helix (Spiral) Açısı	-	18°
	Apex Açısı	-	40°
	Fin Sayısı	-	60
Boru Parametreleri	Dış Çap	mm	7
	Et Kalınlığı (Yivsiz)	mm	0,25
Kanat Parametreleri	Louver Yüksekliği	mm	0,7
	Louver Adımı	mm	1,4
Hava Tarafı Tasarım Parametreleri	Hava Giriş Sıcaklığı	°C	35
	Bağıl Nem	%	47
	Hava Debisi(min-maks)	m3/min	32-43
Akışkan Tarafı Tasarım Parametreleri	Kondenzasyon Sıcaklığı	°C	50
	Kompresör Çıkış Sıcaklığı	°C	81,6
	Soğutkan Debisi	kg/s	0,0218
	Devre Sayısı	-	2+bypass hattı

Evpatörde kullanılan hava tarafı, sıvı ve buhar fazı korelasyonları kondenser tasarımında da kullanılmıştır. Kullanılan çift faz korelasyonu ve çalışma aralığı Tablo 3.14'te gösterilmiştir.

Tablo 3.14 Kullanılan korelasyonlar ve çalışma aralıkları

Korelasyon			**Korelasyon Çalışma Aralığı**	
Çalışma Bölgesi	Isı Transferi	Basınç Düşmesi	Isı Transferi	Basınç Düşmesi
Çift Faz	Koyama Microfin [30]		Yiv yüksekliği: 0.16-0.24 mm Tepe açısı: 27-58 derece Spiral açı: 7-30 derece Yiv sayısı: 50-85 Adım: 0.25-0.71 mm Kütle Akışı: 100-500 kg/m2s	

Yapılan parametrik analizler sonucunda gerekli hava debisi 38,5 m3/dk, kondenser boyu ise 823 mm olarak belirlenmiştir. Kapasiteyi sağlayan birden fazla hava debisi ve kondenser boyu vardır. Kapasite ile beraber gerekli aşırı soğutma derecesi de göz önünde bulundurulmuştur. Şekil 3.22 ve Tablo 3.15'de sonuçlar gösterilmiştir.



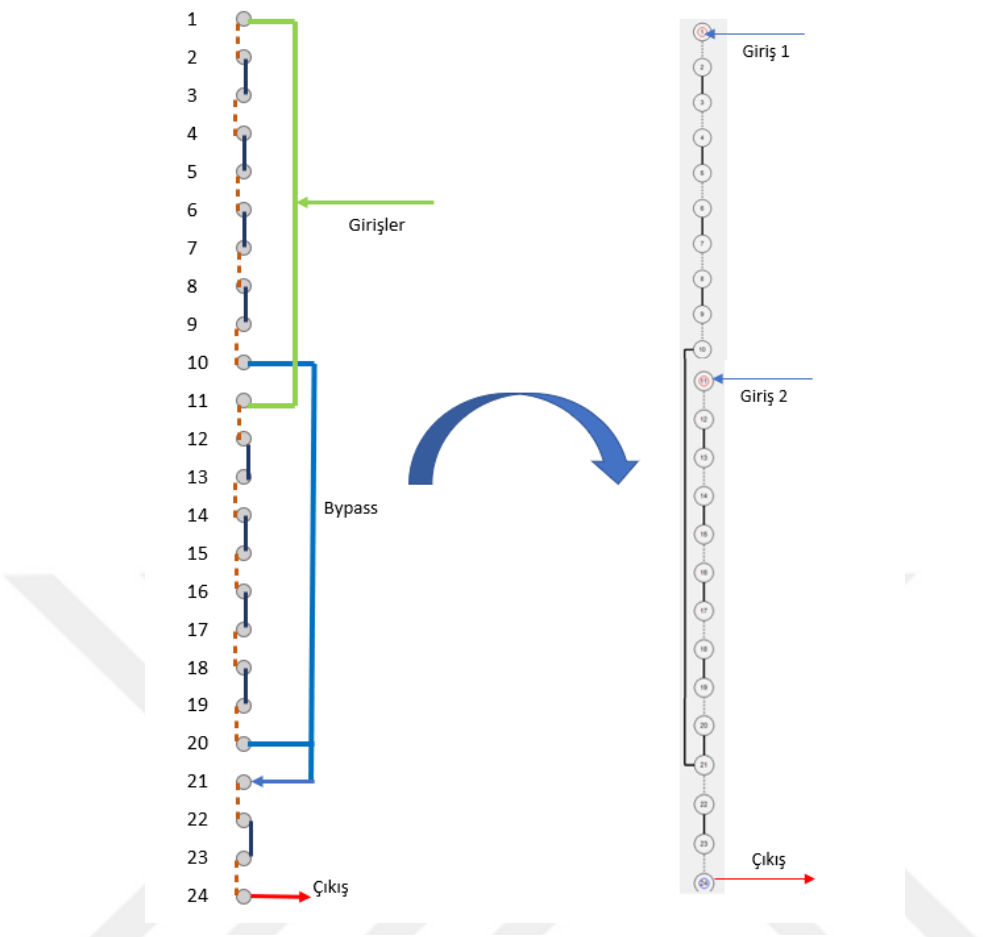
Şekil 3.22 Kapasite, debi ve kondenser uzunluğu eğrisi

Grafikten de görüleceği üzere 4600 W üzerinde birden fazla noktada kapasite sağlanmaktadır. Fakat aşırı soğutma derecesi göz önünde bulundurulduğunda gerekli kondenser boyunun 820-830 mm arasında olması gerekmektedir. Tablo 3.15'te detaylı olarak gösterilmiştir.

Tablo 3.15 Kondenser parametrik analiz sonuçları

Runs	**Hava Debisi [m^3/min]**	**Kondenser Uzunluğu [mm]**	**Kapasite [W]**	**Aşırı Soğutma [K]**
1	32	760	4582,1521	9,5595
2	33,2222	770	4600,8675	10,0248
3	34,4444	780	4621,9171	10,5518
4	35,6667	790	4635,4697	10,8917
5	36,8889	800	4646,8978	11,1788
6	38,1111	810	4657,4688	11,4468
7	39,3333	820	4665,3405	11,6454
8	40,5556	830	4670,4561	11,7747
9	41,7778	840	4677,0798	11,9437
10	43	850	4682,0323	12,0686

Yapısal limitler göz önünde bulundurulduğunda kondenser boyu 823 mm olarak belirlenmiştir. 823 mm için tekil analizler gerçekleştirilmiştir. Tekil analizlerde kullanılan devreleme Şekil 3.23'te gösterilmiştir. Evaporatör tasarımında kullanılan değerlendirme kriterleri kondenserde de kullanılmıştır.



Şekil 3.23 Kondense soğutkan dağılımı

Detaylı tekil analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları Tablo 3.16'da ve Şekil 3.24-3.28'de gösterilmiştir.

Tablo 3.16 823 mm kondenser analiz sonuçları

Kapasite	**Birim**	**Değer**
Toplam Kapasite	W	4664,2
Duyulur Kapasite	W	4664,2
Gizli Kapasite	W	0
Sıvı Faz Kapasite	W	-527,7
Çift Faz Kapasite	W	-3009,0

Tablo 3.16 823 mm kondenser analiz sonuçları (devam)

Buhar Faz Kapasite	W	-1127,5
Basınç Düşümü		
Hava Tarafı	Pa	6,1
Akışkan Tarafı	Pa	13411,1
Basınç Düşümüne Karşılık Gelen Sıcaklık	°C	0,2
Çıkış Değerleri		
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı-DB	°C	42,04
Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı-WB	°C	27,78
Ortalama Akışkan Çıkış Basıncı	bar	29,7
Ortalama Akışkan Çıkış Sıcaklığı	°C	36,2
Isı Transferi		
Hava Tarafı Isı TransferAlanı	m^2	6,752
Akışkan Tarafı Isı Transfer Alanı	m^2	0,413
Ortalama Hava Tarafı Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	140,73
Ortalama Akışkan Tarafı Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	5252,00
Ortalama Sıvı Faz Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	3217,13
Ortalama Çift Faz Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	7307,87
Ortalama Buhar Faz Isı Transfer Katsayısı	W/m^2 K	1897,20

Grafiklerde;

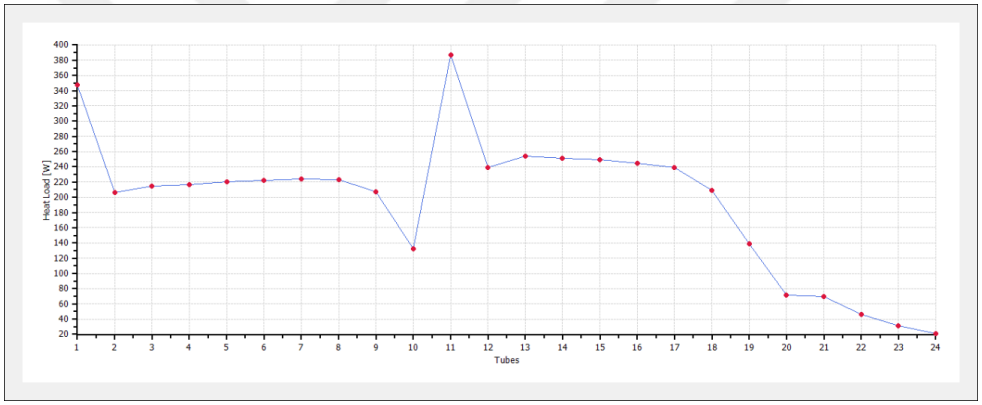
Şekil 3.24 Her bir boruda ortamdan çekilen ısı miktarını,

Şekil 3.25 Segmentler boyunca soğutucu akışkanın sıcaklığını, yani kızgınlığın hangi segmentten sonra oluştuğunu

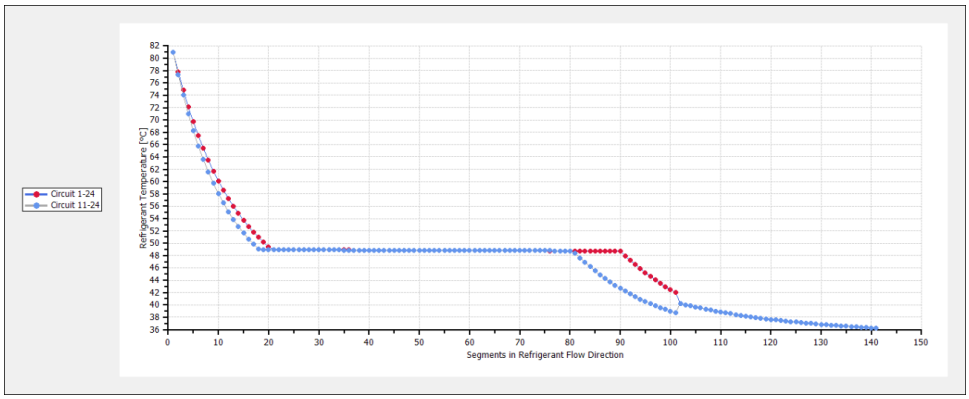
Şekil 3.26 Borulardaki ortalama hava ve soğutkan tarafı ısı transfer katsayılarını

Şekil 3.27 Her bir devredeki basınç kaybını

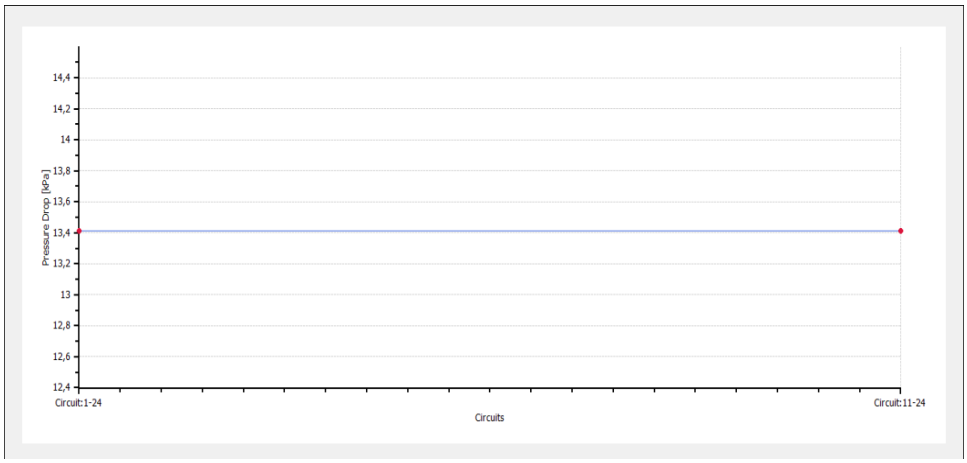
Şekil 3.28 Isı değitiricinin 3 boyutlu halini, soğutkan sıcaklığı ve hava sıcaklığının değişimini, ısı transfer katsayılarını, soğutkan fazının yüzde olarak dağılımını ve duyulur/gizli ısı oranını göstermektedir.



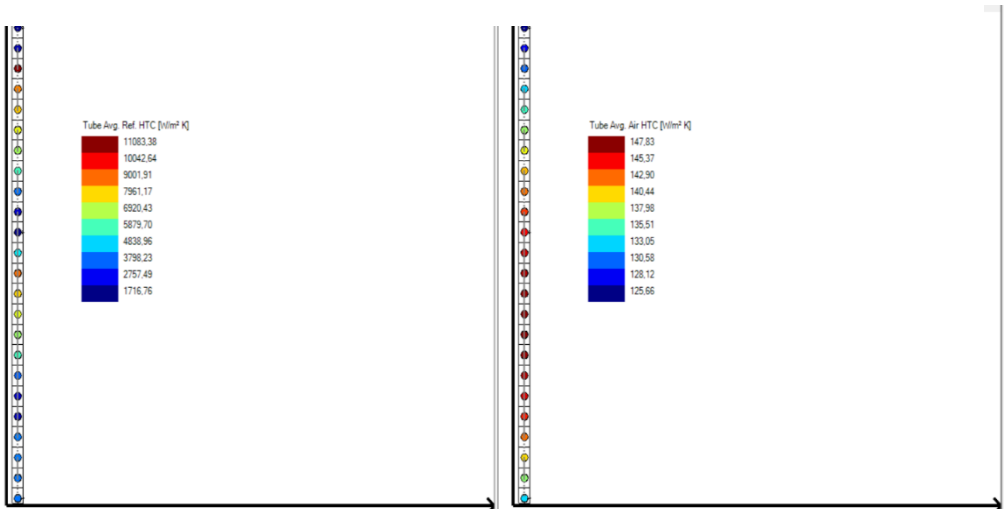
Şekil 3.24 Her bir borudan ortama atılan ısı miktarı



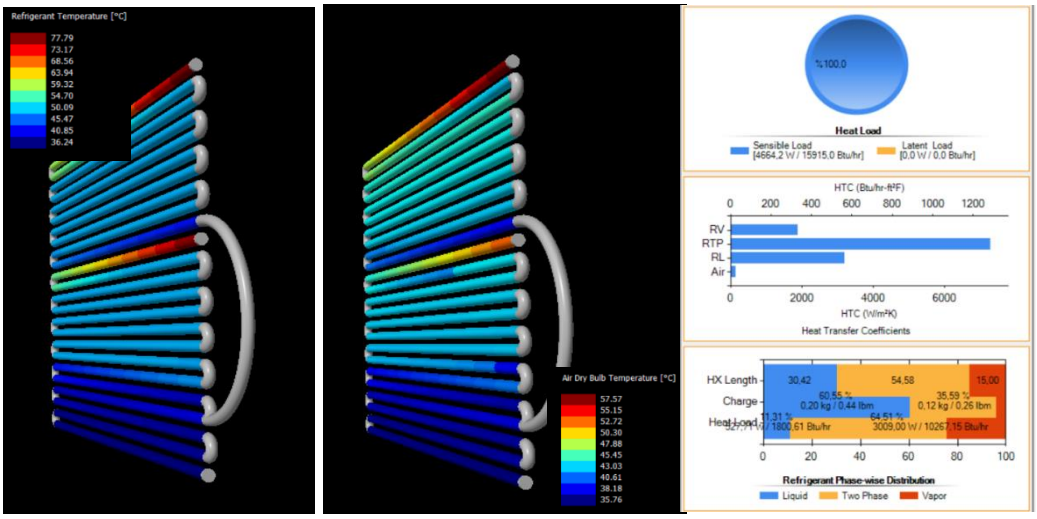
Şekil 3.25 Kondenser boyunca soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi



Şekil 3.26 Devrelerdeki basınç kaybı

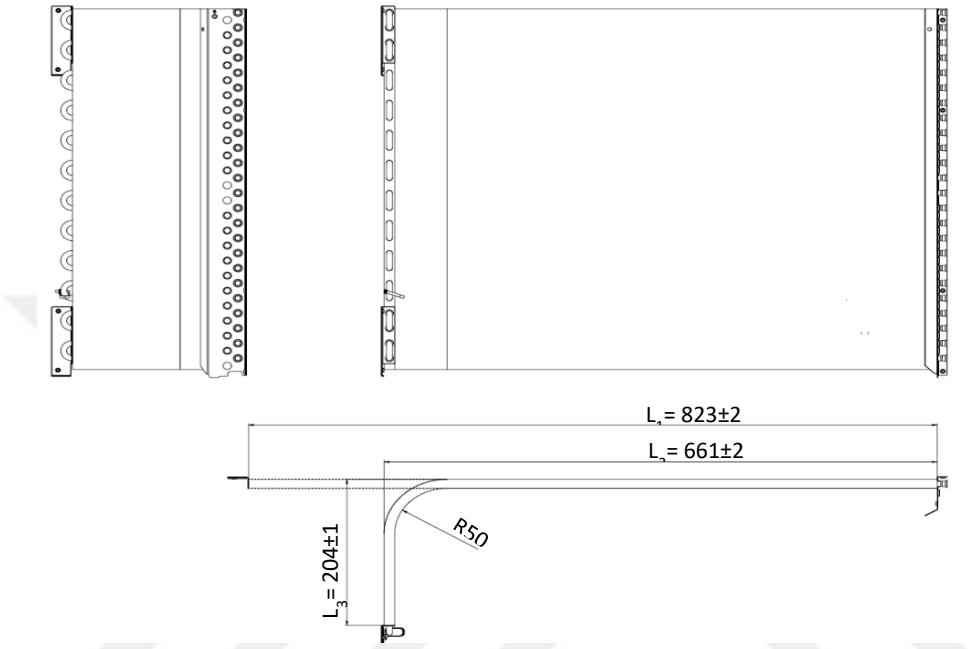


Şekil 3.27 Ortalama hava ve soğutkan ısı transfer katsayılarının borulara göre değşimi



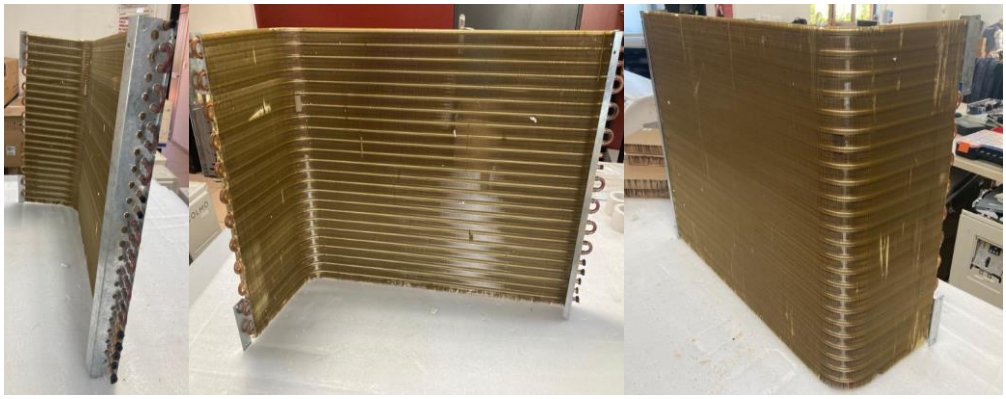
Şekil 3.28 Isı değiştici 3D görünümü

Analiz sonuçlarına göre kapasite 4664 W, aşırı soğutma ise yaklaşık 12 K'dir. Devreler tasarım kriterlerine uygundur. Ortalama hava tarafı ısı transfer katsayısı 140 W/m² K, akışkan tarafı ise 5252 W/m² K olarak hesaplanmıştır. Kondenser boyutlarının belirlenmesinin ardından teknik resme aktarılmıştır. Teknik resim Şekil 3.29'te gösterilmiştir.



Şekil 3.29 Kondenser teknik resmi

Klimalarda kondenserler L şeklinde bükülerek kullanılmaktadır. Boyutlandırma ise bükümden önce ve sonra yapılmaktadır. Burada L_1 bükülmeden önceki uzunluğu, L_2 ve L_3 ise bükümden sonraki uzunlukları göstermektedir.



Şekil 3.30 Kondenser numunesinin resmi

Klimalarda kısılma elemanı olarak elektronik kısılma valfi ve kapileri(kılcal boru) kullanılmaktadır. Kapileri aracılığıyla kondenserden çıkan sıvı haldeki akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Kapileri boyutlarını hesaplamak için literatürde birçok korelasyon bulunmaktadır.

Bu çalışmada, Sulaimon vd. [31] tarafından yapılan çalışmadan elde edilen matematiksel model kullanılmıştır. Sulaimon vd. soğutma çevriminde kullanılan kapileri boyunun boru yarıçapı, yüzey pürüzlülüğü, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğutma miktarı ve soğutucu akışkan debisine bağlılığını araştırmış ve literatürden elde edilen deneysel verileri kullanıp en küçük kareler yöntemini (least square) kullanarak oluşturdukları matematiksel modeli eşitlik 3.1'de görüldüğü gibi ifade etmişlerdir.

$$L = e_1 T_{kond}^{e_2} D^{e_3} \dot{m}^{e_4} \Delta T^{e_5} \mathcal{E}^{e_6} \tag{3.1}$$

Burada L kapileri uzunluğunu, T_{kond} yoğuşma sıcaklığını, D kapileri iç yarıçapını, $\dot{m}$ kütlesel debiyi, ΔT aşırı soğutma miktarını, Ɛ ise kapileri iç pürüzlülüğünü temsil etmektedir. Modeldeki parametrelerin kullanım aralıkları Tablo 3.17'de özetlenmiştir.

Tablo 3.17 Kapileri boyutlandırmada kullanılan parametreler

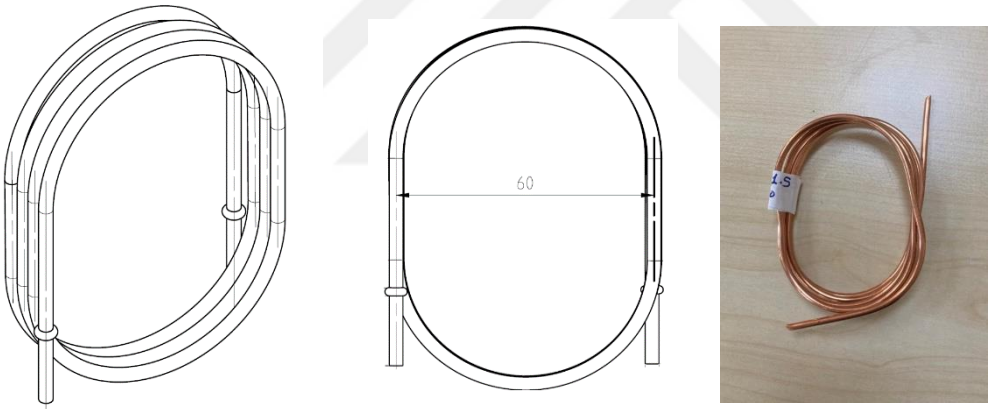
Parametre	**Birim**	**Çalışma Aralığı**
T_{kond}	°C	20-60
ΔT	°C	2-25
D	mm	0,5-2,5
$\dot{m}$	kg/h	2-60
Ɛ	µm	0,5-12

Modelden de görüldüğü üzere hesaplamada e1, e2, e3, e4, e5 ve e6 sabitleri kullanılmaktadır. Bu sabitler her soğutucu akışkan için ayrı ayrı belirlenmektedir. Sulaimon vd. [31] tarafından R410A için belirlenen katsayılar Tablo 3.18'de gösterilmiştir.

Tablo 3.18 R410A için katsayılar

e1	e2	e3	e4	e5	e6
29,2410	-0,213	11,458	-4,417	2,4549	1,440

Kapileri uzunluğunu hesaplamak için kapileri iç çapı 1,5 mm ve kapileri iç pürüzlülüğü ise 0,51 μm kabul edilmiştir. Modele göre kapileri uzunluğu 912 mm olarak hesaplanmıştır.

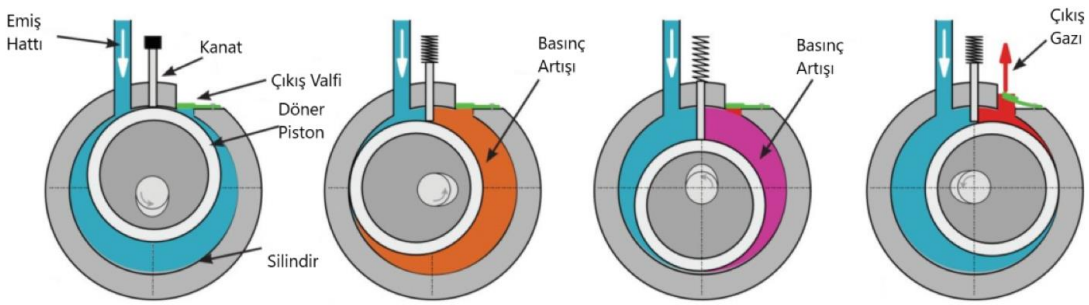


Şekil 3.31 Kapileri numunesi

Kapilerinin et kalınlığı 0,7 mm'dir. Kapileri boru ise 60 mm çapta sarılarak kullanılmaktadır. Üretilen kapileri Şekil 3.31'de görülmektedir.

3.7 Kompresör Seçimi

Klimalarda rotary tip kompresör kullanılmaktadır. Bu tip kompresörlerde soğutucu akışkan döner piston sayesinde sıkıştırılır. Çalışma şekli şematik olarak şekil 3.18'de gösterilmiştir. Öncelikle piston döndükçe hacim artar ve akışkan kompresör silindirine dolar. Ardından piston dönmeye devam eder; yüksek sıcaklık ve basınca ulaşana kadar silindirde sıkıştırılır. Gaz basıncı yükseldiğinde çıkış valfi açılır ve soğutucu akışkan deşarj edilir.



Şekil 3.32 Rotary kompresör çalışma prensini [47].

3,5 kW kapasiteli bir klima için 10,34 cm3 /rev. hacime sahip bir kompresör seçilmiştir. Seçilen kompresörün performans sonuçları Tablo 3.19'de özetlenmiştir.

Tablo 3.19 Kompresörün beyan edilen performans değerleri

Kapasite (W)	Giriş Gücü (W)	COP (W/W)	Giriş Akımı(A)
3110	794	3,92	5,6

Kompresör performansı 60 hz frekansta Tablo 3.19'daki şartlar altında kalorimetrede ölçülmüştür. Kalorimetre ölçüm sistemi bölüm 4'te anlatılmıştır. Kullanılan kompresör Şekil 3.19'da görülmektedir.

Tablo 3.20 Performans beyan şartları

Parametre	Değer
Yoğuşma Sıcaklığı	42,3 °C
Buharlaşma Sıcaklığı	2,7 °C
Dönüş Gazı Sıcaklığı	12,8 °C
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	34,3 °C
Kompresör Ortam Sıcaklığı	35 °C



Şekil 3.33 Kullanılan kompresör resmi

3.8 Şarj Miktarının Hesaplanması

Bir sistemdeki toplam şarj miktarı 5 bölgenin/komponentin içerdiği akışkan miktarının toplamına eşittir [32]. Bu parçalar: kompresör ($m_{kompresör}$), yüksek basınç boruları (m_{ybb}), alçak basınç boruları (m_{abb}), kodenser ($m_{kondenser}$), evaporatör ($m_{evaporatör}$).

$$m_{toplam} = m_{kompresör} + m_{ybb} + m_{abb} + m_{kondenser} + m_{evaporatör} \quad (3.2)$$

Evaporatör ve kondenserdeki toplam şarj miktarı CoilDesigner programında hesaplanmıştır. Kalan parçalardaki şarj miktarının hesaplanması için kullanılan eşitlik 3.3-3.5 kullanılmıştır.

$$m_{kompresör} = \frac{\rho_{emme} + \rho_{basma}}{2} V_{kompresör} \quad (3.3)$$

Kompresördeki şarj miktarı emme yoğunluğu (ρ_{emme}) ve basma yoğunluğunun (ρ_{basma}) ortalamasının kompresör hacminin ($V_{kompresör}$) çarpılmasıyla elde edilir.

$$m_{ybb} = \pi\left(\frac{d}{2}\right)^2 \left(\int \rho_g dl + \int \rho_s dl\right) \tag{3.4}$$

$$m_{abb} = m_{\,akümülatör} + \pi(\frac{d}{2})^2 \int \rho_s dl \tag{3.5}$$

Yüksek basınç bölgesindeki borularda bulunan akışkan miktarı sıvı yoğunluğu (ρ_s) ve buhar fazındaki yoğunlukların (ρ_g) boru boyunca integralinin alınmasıyla hesaplamıştır. Alçak basınç bölgesindeki akışkan miktarı da yüksek basınç bölgesindeki yöntemle hesaplanmış, $m_{\,akümülatör}$ içindeki miktar eklenmiştir. R410A ve R32 için hesaplanan şarj miktarı sırasıyla 794 ve 579 gramdır.

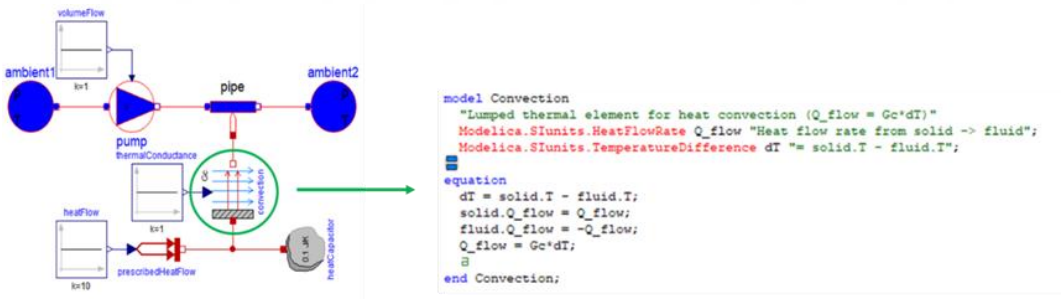
4
KLİMANIN DİNAMİK MODELLENMESİ

4.1 Klima İçin Modelleme Yaklaşımı

Klima modelini oluşturmak için her bir komponentin ayrı ayrı modellenmesi gerekmektedir. Bu bölümde evaporatör, kondenser, kompresör ve kapileri modellenmiştir. Komponentlerin modellenmesi için Modelica yazılım dili kullanılmıştır. Modelica [33] dilini kullanmak için birçok program mevcuttur. Bu çalışmada Dymola [34] programı kullanılmıştır.

4.1.1 Modelica'ya giriş

Modelica, denklem tabanlı ve nesne odaklı bir programlama dilidir. Mekanik, elektronik, hidrolik, ısıl vb. karmaşık fiziksel sistemleri modellemek için kullanılmaktadır. Modelica'da modeler cebirsel, diferansiyel ve ayrık denklemler olarak tanımlanabilir. Hesaplama sırasını dikkate almaya gerek kalmadan nedensel olmayan modellemeye izin veren bir yapıya sahiptir.



Şekil 4.1 Modelica dilinde hazırlanmış nesne tabanlı bir bileşen ve denklem yapısı

4.1.1.1 Dymola'nın Tanıtılması

Modelica dili kullanılarak hazırlanmış bir matematiksel modeli analiz etmek için, onu sabit bir nedensel diferansiyel cebirsel denklem (DAE) sistemine dönüştürmek gerekir. Bu nedenle denklemleri standart yöntemlerle entegre edilebilecek bir forma dönüştürmek için dönüşüm algoritmaları uygulanmalıdır. Bu çözücüler ve dönüşüm algoritmaları, çeşitli simülasyon ortamlarında kullanılabilir. Bu işlemleri gerçekleştirmek için ticari ve açık kaynak kodlu olmak üzere çeşitli programlar

mevcuttur. Bu çalışmada Dassault Systems'ın dünya çapında en yaygın olarak kullanılan Dymola programı kullanılacaktır.

4.1.1.2 Dymola Programı ve Çözüm Mantığı

Dymola, dinamik sistemleri modellemek için kullanılan, modelica üzerine yazılan arayüzlerle oluşturulmuş bir programdır. [35] Dymola, çeşitli kütüphaneler ile sistem modellemeyi ve taşıma ve bırakma yöntemini desteklediği için oldukça kullanışlı bir programdır. Dymola'nın diğer özellikleri:

• Büyük, karmaşık çoklu mühendislik modellerini işleme kapasitesine sahiptir.

• Grafik model kompozisyonu ile daha hızlı modelleme kabiliyetine sahiptir.

• Simülasyon-sembolik ön işleme hızı daha yüksektir.

• Kullanıcı tanımlı model bileşenleri için açıktır.

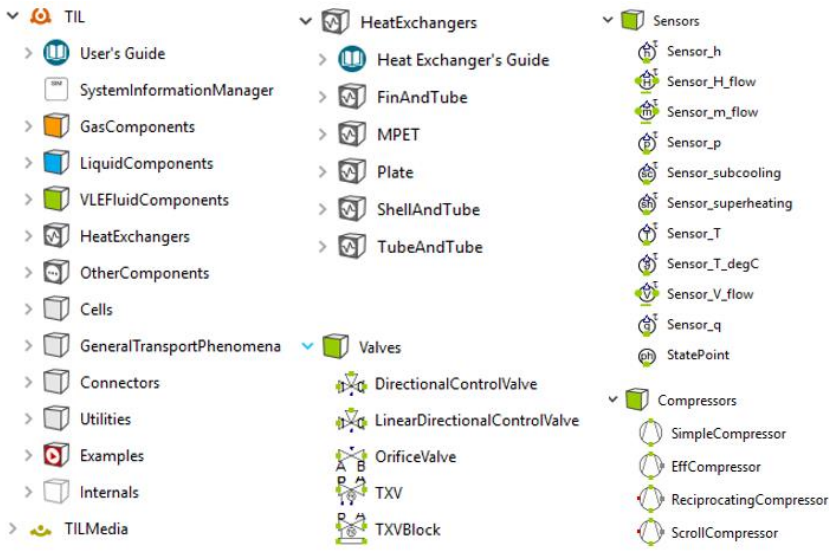
• Arayüzü diğer programlara açıkıtır.

• Simülasyonlar gerçek zamanlı yapılabilmektedir.

Dymola'da modelleri çözmek için çeşitli yöntemler mevcuttur. Bu yöntemler arasında genellikle Petzold [36] tarafından geliştirilen DASSL tercih edilmektedir. DASSL, diferansiyel cebirsel denklemleri çözmek için tasarlanmış bir entegratör olarak kullanılır. DASSL ile sayısal çözüm, sembolik ön işleme sayesinde çok verimli ve güvenlidir.

Dymola programında çeşitli mühendislik alanları için özel olarak hazırlanmış çeşitli açık kaynak kodlu ve ticari kütüphaneler bulunmaktadır.

Klima soğutma çevrimini modellemek için modelica ile yazılmış ticari bir kütüphane kullanılmıştır. Bu kütüphane TLK-Thermo firması tarafından hazırlanmıştır. Termal sistemlerin modellenmesi için tasarlanan bu kütüphanenin adı TIL'dir [37]. TIL kütüphanesinde çeşitli termal sistemlerin modellenebilmesi için nesne ve denklem tabanında farklı bileşenler modellenmiştir.



Şekil 4.2 TIL Kütüphanesinin yapısı

TIL kütüphanesindeki bileşenler sayesinde farklı termodinamik sistemler modellenebilmekte ve simüle edilebilebilmektedir. Örnek kütüphane Şekil 4.2'de görülmektedir.

4.2 Komponentlerin Modellenmesi

Klimada kullanılan kompresör, kondenser, evaporatör ve kapileri Modelica/Dymola kullanılarak modellenmiştir.

4.2.1 Kompresör Modeli

Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, kompresör soğutma çevriminde soğutucu akışkanın sıkıştırılmasını sağlayan komponenttir. Kapalı sistemde evaporasyon basıncındaki soğutucu akışkanın yoğuşma basıncına çıkarılmasını ve soğutucu akışkanın sistemde dolaşımını sağlar. Kompresör sistemdeki toplam güç girişinin büyük bir kısmını oluşturur. Bu nedenle kompresörün gerçeğe yakın olarak modellenmesi çok önemlidir.

Genellikle hesaplamalarda bir kompresörün sıkıştırma işlemini izentropik olarak gerçekleştirdiği kabul edilir. Ancak, kompresörde meydana gelen sıkıştırma işlemi gerçekte izentropik olarak gerçekleşmez. Gerçek durumda sıkıştırma işlemini izentropik olmayan hale getiren çeşitli kayıplar mevcuttur. Bu kayıplar açıklamalarıyla birlikte aşağıdaki gibidir:

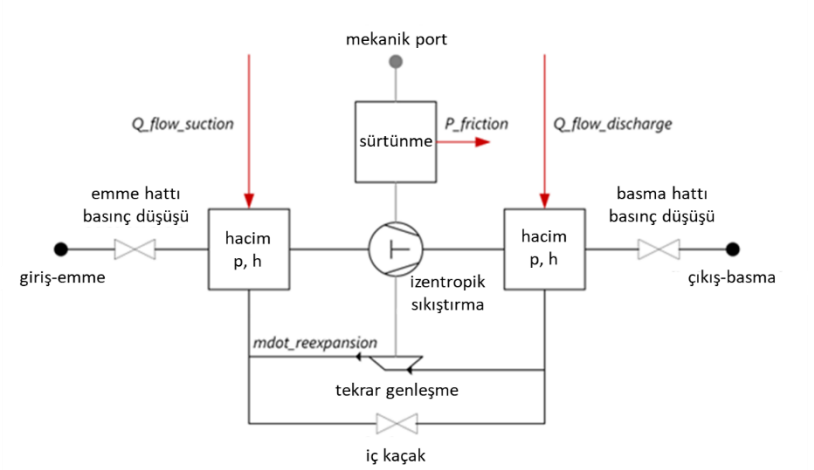
1. **Emme hattı basınç düşüşü:** Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre giderken ara bağlantı borularında basınç kaybı meydana gelir. Bu durumda emme basıncı düşer ve kompresörün sıkıştırma oranı artar.

2. **Basma hattı basınç düşüşü:** Kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondensere giderken aradaki bakır borularda basınç kaybı meydana gelir.

3. **İç kaçak:** Piston boyunca ve silindir duvarlarından kompresör gövdesine doğru soğutucu akışkan kaçakları olur.

4. **Soğutucu akışkanın tekrar genleşmesi:** Kompresör strok hacminin sonunda bir boşluk hacmi olması nedeniyle oluşan bir durumdur. Üretim toleranslarına ve termal genleşmeye kolaylık sağlamak amacıyla boşluk hacmi yapılmaktadır. Bu boşluk nedeniyle sıkıştırmadan sonra bir miktar soğutucu akışkan kompresörde kalır ve tekrar genleşir. Bu yeniden genleşme nedeniyle bir miktar kompresör hacminden vazgeçilir. Kompresör hacminin tamamı soğutkanı basınçlandırmak için kullanılamaz. Bu durumda kütlesel debi, ideal duruma göre daha düşük olur.

5. **Mekanik Sürtünme:** Sürtünmeden kaynaklı kayıplardır.



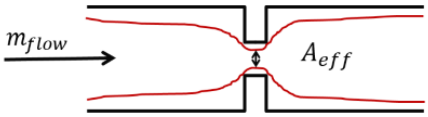
Şekil 4.3 Kompresörde meydana gelen kayıplar

4.2.1.1Kompresör Modelinde Kullanılan Denklemler ve Modelin Yapısı

Ev tipi klimalarda rotary tip kompresörler kullanılmaktadır. TIL kütüphanesinde rotary kompresör modeli doğrudan olmadığı için, rotary kompresöre en yakın model olan scroll tip kompresör modeli kullanılmıştır. Modelde herbir kayıp için ayrı ayrı 4.1 - 4.7'de görülen eşitlikler oluşturulmuştur.

- **İç Kayıplar ve Basınç Kaybı**

Emme /basma tarafındaki basınç kayıpları ve kaçaklar nedeniyle meydana gelen kütlesel debiyi hesaplamak için Saint Venant-Wantzel [38] denklemi kullanılmaktadır. Şekil 4.4'te bu durum gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Daralma durumunda basınç kaybı ve debi davranışı

$$\dot{m}_{flow} = \varphi A_{eff}\sqrt{2p_{in}\rho_{in}} \tag{4.1}$$

Kütlesel debi ve emme/basma hattındaki basınç kayıplarını hesaplamak için 4.1 eşitliği kullanılır ve m_{flow}iç kaçaklar nedeniyle meydana gelen kütlesel debiyi verirken, φ ise denklemde kullanılan bir faktördür. p_{in} girişteki basınç, ρ_{in} ise girişteki yoğunluğu ifade eder.

Basınçların oranını Π temsil eder. Basınç oranının kritik değere göre değerlendirmesiyle φ faktörü hesaplanır. Eşitlik 4.2 ve 4.3'te kullanılan formüller ile hesaplanır.

$$\Pi = \frac{p_{out}}{p_{in}} \tag{4.2}$$

$$\Pi_{crit} = \left[\frac{2}{\gamma + 1}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{4.3}$$

$\Pi > \Pi_{crit}$ olursa,

$$\varphi = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} \tag{4.4}$$

$\Pi < \Pi_{crit}$ olursa,

$$\varphi = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma + 1}} \tag{4.5}$$

γ soğutucu akışkana ait özgül ısı oranıdır.

- **Sürtünme kayıpları**

Sürtünme nedeniyle oluşan kaybı gösteren eşitlik 4.6 ile ifade edilmiş olup P_{frict} sürtünmeden kaynaklı kaybı, f sürtünme faktörünü, n kompresörün dönme hızını, $f_{exponent}$ ise üstel bir ifadedir.

$$P_{frict} = f + n^{f_{exponent}} \tag{4.6}$$

- **Soğutkanın tekrar genleşmesi**

Modelde soğutucu akışkanın tekrar genleşmesi nedeniyle meydan gelen kayıplar sıfır olarak tanımlanmıştır.

- **Isıl kayıplar**

Kompresör gövdesinden meydana gelen ısı transferi miktarı Q_{flow} olarak eşitlik 4.7'de gösterilmiştir. $P_{friction}$ sürtünmeden kaynaklı kaybı, α ortamla olan ısı transfer katsayısı, A kompresör gövdesi yüzey alanı, T_{amb} kompresörün bulunduğu çevrenin sıcaklığı ve T_{disch} ise kompresör çıkış sıcaklığıdır.

$$\dot{Q}_{flow} = P_{frict} + \alpha A(T_{amb} - T_{disch}) \tag{4.7}$$

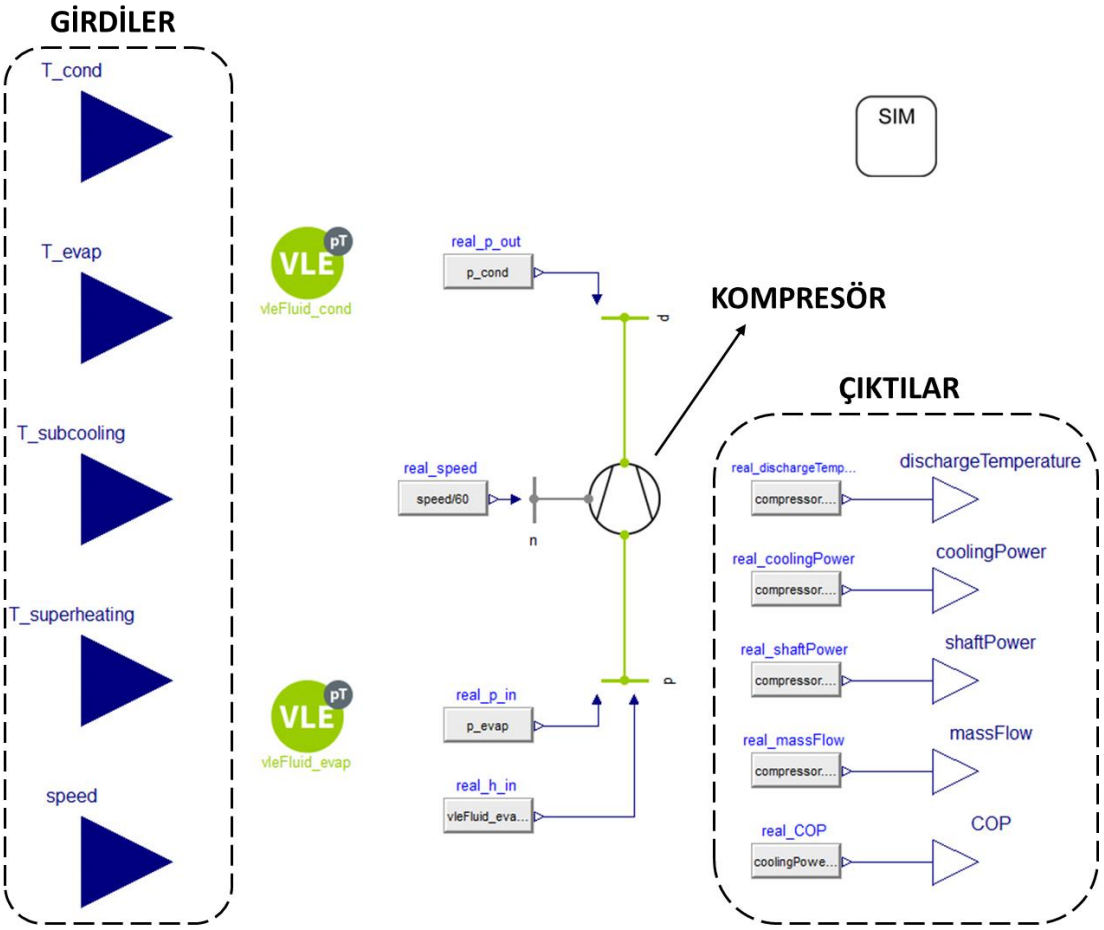
Yukarıda gösterilen denklemledeki parametrelere bakıldığında, bu paramterelerin bazılarının bilinmediği ve kompresöre ait fiziksel parametreler olduğu görülecektir. Bu parametreler 7 adettir ve Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Kompresör parametreleri

Parametre	**Simge**
Emme Valfi Efektif Akış Alanı	$A_{eff,suct}$
Basma Valfi Efektif Akış Alanı	$A_{eff,disch}$
İç Kaçak Efektif Akış Alanı	$A_{eff,leak}$
Sürtünme Kat Sayısı	f
Üstel Sürtünme Katsayısı	$f_{exponent}$
Deplasman Hacmi	d
Isı Transfer Katsayısı	αA

Tablo 4.1'de bahsedilen 7 parametrenin programa girdi olarak verilmesi gerekmektedir. Bu parametrelerin elde edilmesi için excel tabanlı bir program kullanılmaktadır. Dymola programından alınan kompresör modelinin fmu uzantılı dosyası, excel tabanlı bu programa tanımlanır [39]. Çalışılan kompresörün kalorimetre sonuçları programa girilir. Girilen bu parametreler bağımlı ve bağımsız değişkenlerdir. Bağımsız değişkenler buharlaşma (evaporasyon), yoğuşma (kondenzasyon), devir, aşırı soğutma ve ısıtma sıcaklıklarıdır. Bağımlı değişkenler ise debi, kompresör çıkış sıcaklığı, kapasite ve giriş gücüdür. Değişkenler programa

girildikten sonra program çalıştırılır ve gerekli parametreler hesapalanır. Bir kompresörün test modeli şekil 4.5'te görülmektedir.



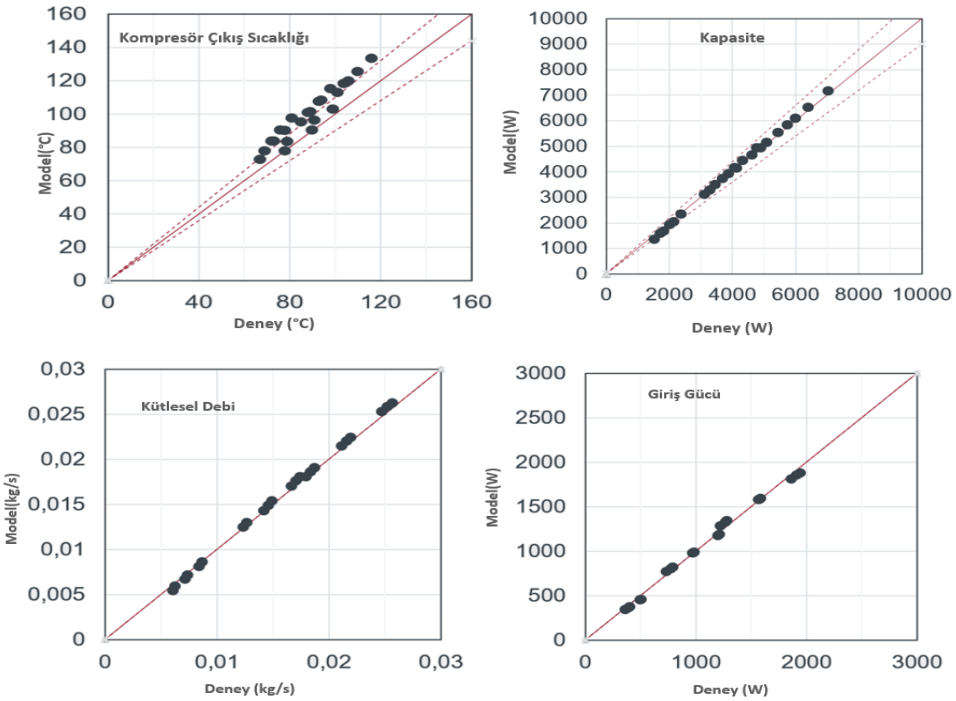
Şekil 4.5 Kompresör test modeli

Yukarıda bahsedilen parametreler soğutucu akışkan tipine göre değişmektedir. Sistemde hem R32 hem de R410A kullanılacaktır. Bu nedenle parametreler her iki soğutucu akışkan için de belirlenmiştir ve Tablo 4.2'de gösterilmiştir. Kalorimetre ölçüm sonuçları ise 5. Bölümde verilmiştir.

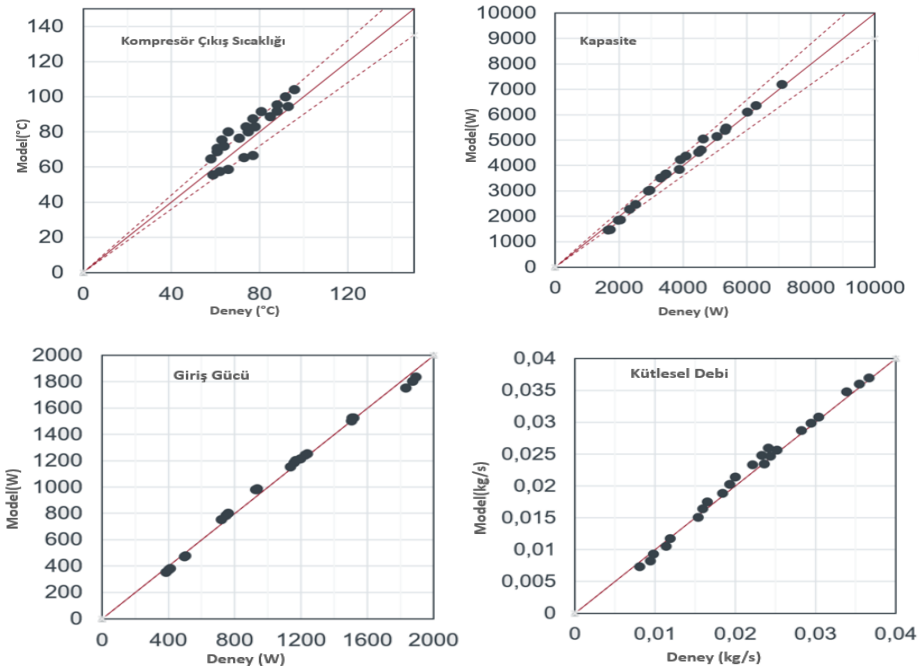
Tablo 4.2 R410A ve R32 için kompresörün fiziksel parametreleri ve değerleri

Prametre	**Birim**	**Değer-R32**	**Değer-R410A**
$A_{eff,suct}$	10-6 m2	9,85	9,67
$A_{eff,disch}$	10-3 m2	1	1
$A_{eff,leak}$	10-7 m2	1,744	4,759
f	10-1	7,671	2,3
$f_{exponent}$	10-1	3,973	1,838
d	10-5 m3	1,064	1,228
αA	W/K	1,597	12,229

Şekil 4.5'te gösterilen çıktıların deney ve simülasyon karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırma R32 ve R410A için sırasıyla Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.6 R32 için Kapasite, çekilen güç, kütlesel debi ve kompresör çıkış sıcaklığının model ve deney karşılaştırması



Şekil 4.7 R410A için Kapasite, çekilen güç, kütlesel debi ve kompresör çıkış sıcaklığının model ve deney karşılaştırması

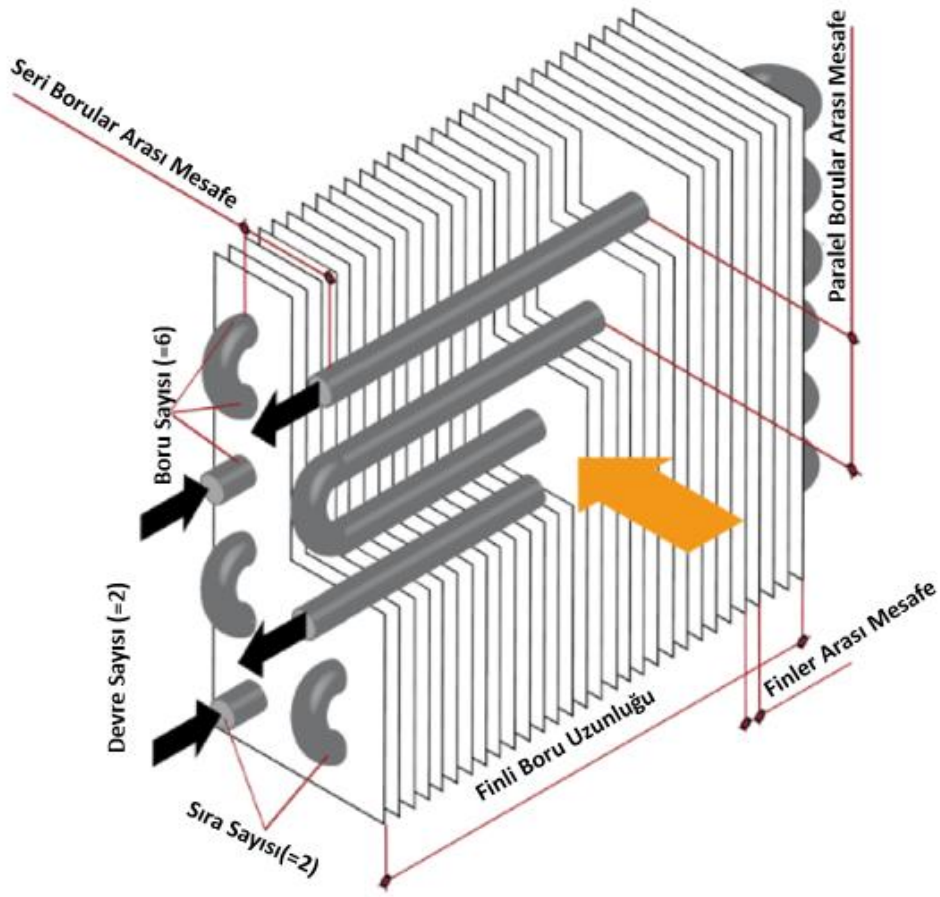
Deneysel çalışma ile model karşılaştırdığında, kapasite, giriş gücü ve kütlesel debi ± %10 aralığında uyumludur. Kompresör çıkış sıcaklıklarında ise model gerçek değerden daha yüksek tahmin etmektedir. Fakat +%10 eğrisi üzerinde olduğu için modelin sonuçları Kabul edilebilir düzeydedir. Gerçek çevrim üzerinde de değerlendirme yapılacaktır.

4.2.2 Isı Değiştiricilerin Modellenmesi

Klimada iç ortamdan ısının çekilmesini sağlayan buharlaştırıcı ve çekilen ısının dış ortama atılmasını sağlayan yoğuşturucu bulunmaktadır. Sistemde hem evaporatör hem de kondenser için kanatlı borulu ısı değiştirici kullanılmaktadır. TIL kütüphanesinde kanatlı borulu ısı değiştirici mevcuttur. Şekil 4.8 görülen kanatlı ve borulu ısı eşanjörü modelinin geometrisine ait parametreler tablo 4.3'te listelenmiştir. Geometri, doğrudan grafiksel kullanıcı arayüzü aracılığıyla özelleştirilebilir.

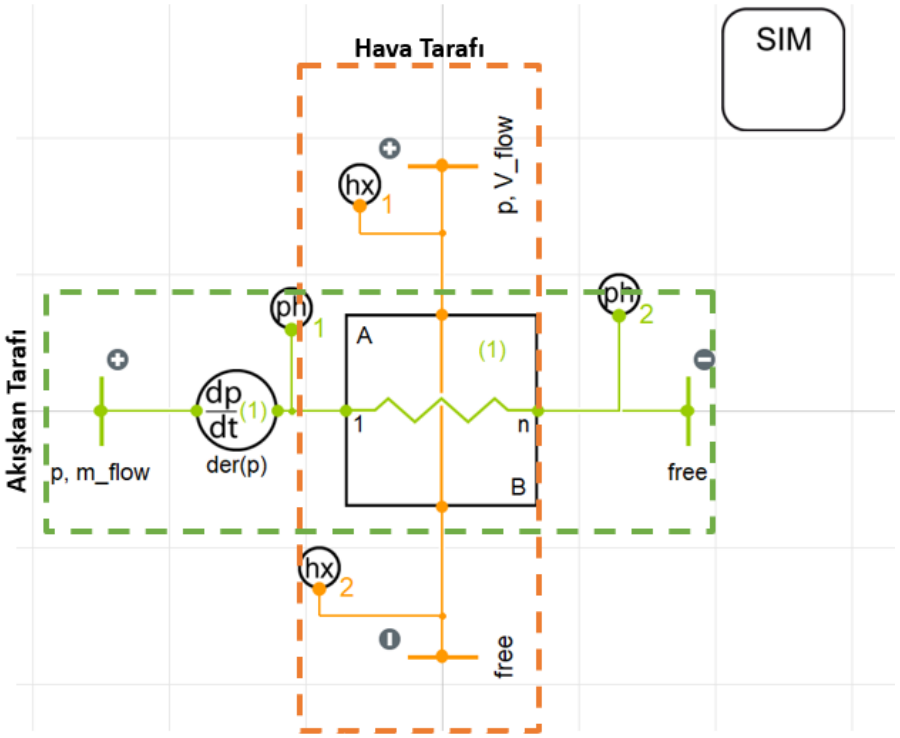
Tablo 4.3 Fin ve Boru Geometrisi

Fin Geometrisi
Finli Boru Uzunluğu
Sıra Sayısı
Seri borular arası mesafe
Boru Sayısı
Paralel Borular Arası Mesafe
Fin Kalınlığı
Boru Geometrisi
Boru iç çapı
Boru et kalınlığı
Devre Sayısı



Şekil 4.8 Isı değiştirici tasarım parametrelerinin gösterimi

Bölüm 3'de detaylı şekilde anlatılan sistem tasarım bölümünde belirlenen evaporatör ve kodenser geometrileri ve ilgili korelasyonlar Modelica modelinde kullanılmıştır. TIL kütüphanesindeki ısı değiştirici şekil 4.9'da gösterilmiştir. Hava tarafı ve akışkan tarafının sınır şartları tanımlanmıştır.



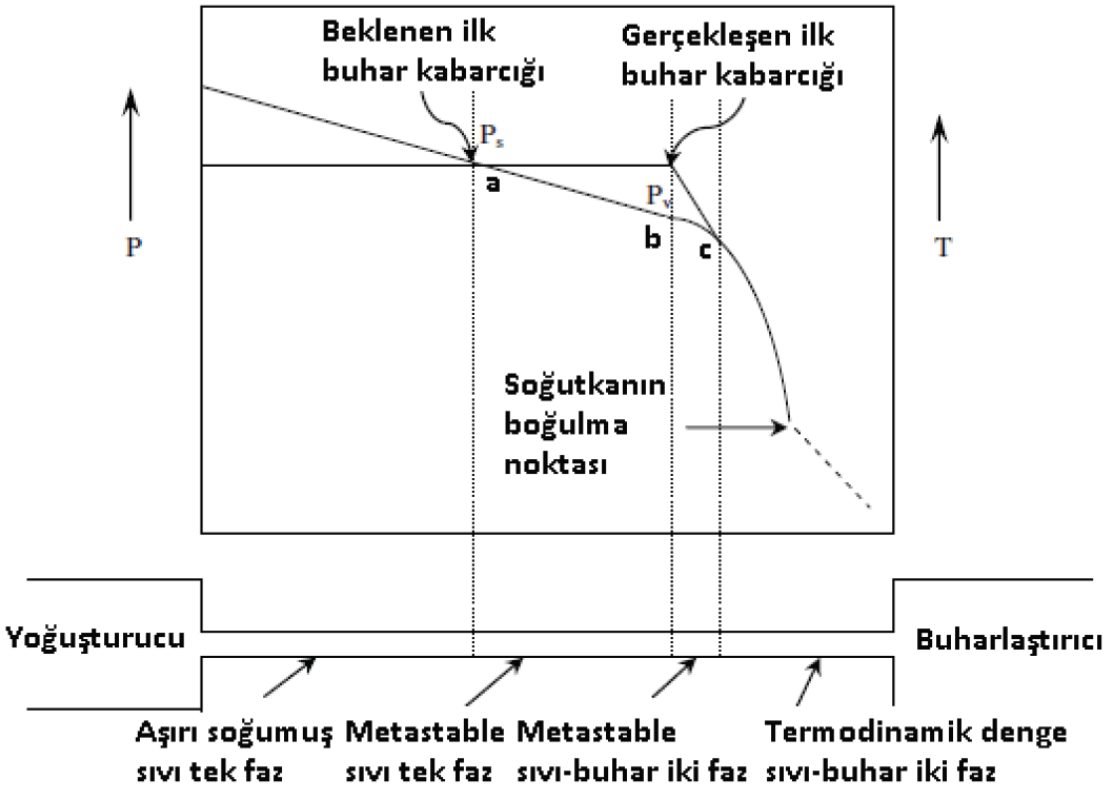
Şekil 4.9 Isı değiştirici modeli

Hava tarafı deney şartlarına göre sabit olarak girilmektedir. Akışkan tarafı kompresör frekansına göre dinamik olarak değişmektedir. Kanatlı borulu ısı değiştiricinin hesap metodolojisi 3. bölümde CoilDesigner başlığı altında detaylıca anlatılmış olup Modelica'da da benzer çözüm metodu kullanılmaktadır.

4.2.3 Kapilerinin Modellenmesi

Ev tipi klimalarda kısılma elemanı olarak kapileri (kılcal boru) ve elekronik kısılma valfi kullanılmaktadır. Bizim tasarladığımız sistemde ise kapileri kullanılacaktır. Kapileri kondenserden çıkan sıvı fazdaki soğutkanın basıncının ve sıcaklığının düşürülmesini sağlamaktadır.

Şekil 4.10'da kapileri akışındaki basınç ve doyma basıncı değişimi gösterilmiştir. A noktasında teorik olarak basınç doyma basıncına eşitlenmektedir. Fakat evaporasyon başlamamaktadır. Akış yarı kararlı bölümde aşırı kızgın sıvı halde ilerler. Bu süre doğrusal olarak düşmektedir. b noktasında, buhar kabarcıkları oluşmakta ve basınç iki fazın başlaması ile birlikte hızla düşmeye başlar. Bu bölgeye metasable bölge denmektedir. c nokrasından itibaren yerel termodinamik dengeye ulaşılır [40].



Şekil 4.10 Kılcal boyunca basınç kaybı ve sıcaklık değişimi

Kapileride tek fazın bulunduğu bölgede sürtünme ile basınç kaybı meydan gelirken, iki fazlı bölgede sürtünme katasayısı akış boyunca düşme gösterir. Kuruluk derecesini artışı ile birlikte boru içerisinde akışın ivmelenmesi sonucu meydana gelen basınç kaybı baskın hale gelir. Sıvı ve buhar fazları birbirlerine ve boru çeperine kayma gerilimleri uygulamakta, bunun sonucunda soğutucu akışkan gelişen karşı kuvvetlere karşı hareketine devam eder [40].

Şekil 4.9'daki basınç düşümün modellemek için akış tek fazlı ve çif fazlı olarak ayrı ayrı modellenmiştir. Tek fazlı bölgede, akışın tamamen gelişmiş olduğu kabülü ile bir boyutlu Navier-Stokes denklem Eşitlik 4.8'e indirgenmiştir.

$$\frac{dp}{dx} - \mu \frac{d^2u}{dy^2} = 0 \tag{4.8}$$

Denklem 4.8, boru alanı boyunca integre edilir, ikinci terimde τ_w kayma gerilmesi ifadesi kalır ve Eşitlik 4.9'a dönüşür.

$$p.\pi.\frac{D^2}{4} - (p + \Delta p).\pi.\frac{D^2}{4} - \tau_w.\pi.D.\Delta L = 0 \tag{4.9}$$

Basınç düşüşü sadece viskoz kayma gerilimi terimi ile ilgilidir. Bu sebeple, tek fazlı durumda sadece sürtünme etkisi ile oluşan basınç düşümü vardır ve Eşitlik 4.10'da gösterilmiştir.

$$\Delta p = \left(f\frac{G^2}{2\rho_{liq}D}\right)\Delta L \tag{4.10}$$

Basınç düşüşünün hesaplanabilmesi için f sürtünme katsayısı değerinin elde edilmesi gerekmektedir. Literatürde sürtünme katsayısının hesaplanması için birçok çalışma mevcuttur. Bu çerçevede, Swamee ve Jain [41] tarafından yapılan çalışmadaki bağıntı kapileri modeline eklenmiştir. Eşitlik 4.11 ile ifade edilmiştir.

$$f = \left[-2\log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^{-2} \tag{4.11}$$

Çift fazlı bölgedeki basınç buhar ve sıvı fazına ait soğutkan yoğunluğunda oluşan değişlerden dolayı karmaşık bir hal alır.

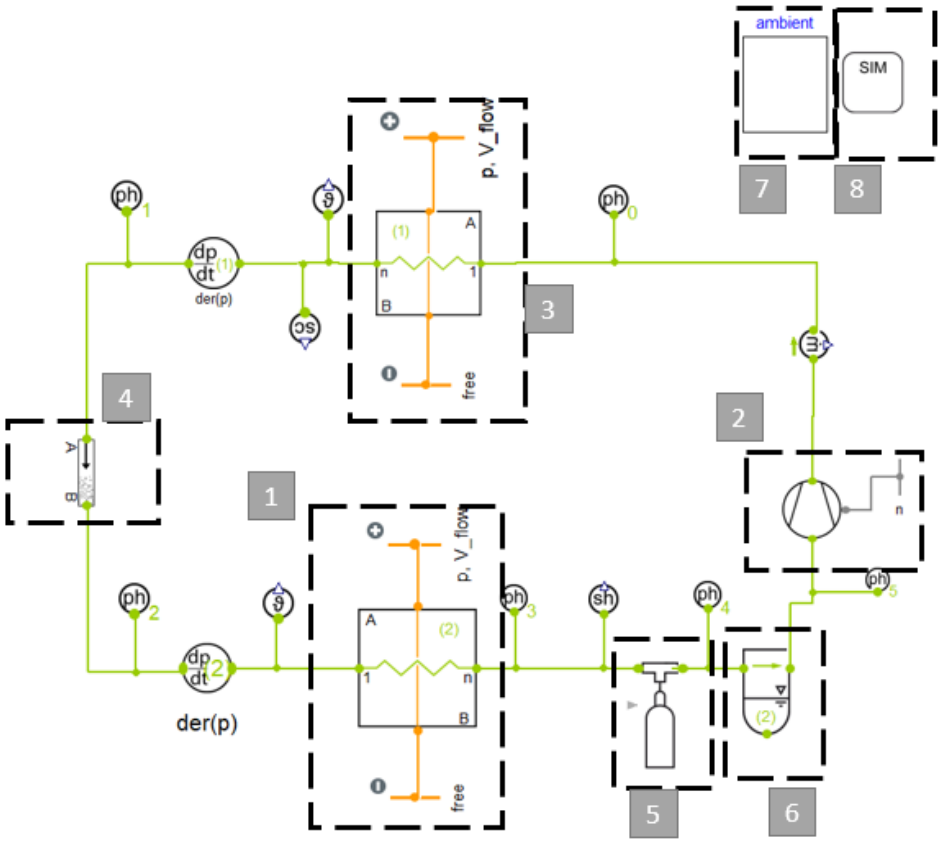
$$p.\pi.\frac{D^2}{4} - (p + \Delta p).\pi.\frac{D^2}{4} - \tau_w.\pi.D.\Delta L = m.\Delta V \tag{4.12}$$

Basınç düşüşü, sürtünme ve momentum olmak üzere iki bölümden oluşur. Literatürde sürtünme ve momentum basınç düşüşü hesabı için farklı korelasyonlar mevcuttur. Ancak tek fazlı durum için yazılan eşitlik 4.10'a bu iki etkiyi kapsayacak şekilde momentum basınç düşüşü etkisi de eklenerek ifade edilen Eşitlik 4.13 çözülür ve çift fazlı durumun etkisi de göz önünde bulundurularak toplam basınç kaybı hesaplanır.

$$\Delta p = \left[\left(\frac{f}{2D}\right)\Delta L + \frac{\rho_{in} - \rho_{out}}{\rho}\right].\frac{G^2}{\rho} \tag{4.13}$$

4.3 Klima Soğutma Çevriminin Modellenmesi

Soğutma çevriminde kullanılan komponentlerin tümü Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Çevrimin ana komponentleri evaporatör (1), kompresör (2), kondenser (3), kapileri (4) soğutkan yönüne göre birleştirilmiştir. Evaporatör ve kodenserde hava tarafı sabit olarak verilmiştir. Değişen ortam şartlarına göre bu sabitler değiştirilmektedir. 5 numuralı komponent sisteme şarj vermek için kullanılan ve kütüphanede şarj istasyonu olarak adlandırılmaktadır. 6 numaralı komponent kompresörün aküsünü temsil etmektedir. 7 numaralı bileşen ile test şartları ayarlanmaktadır. Kompresör frekansı 2 numaradaki mekanik sınır elemanı ile ayarlanmaktadır. Son olarak SIM olarak adlandırılan 8 numaralı bileşen ise soğutkan tipinin seçilmesini ve bütün komponentlere uygulanmasını sağlamaktadır.



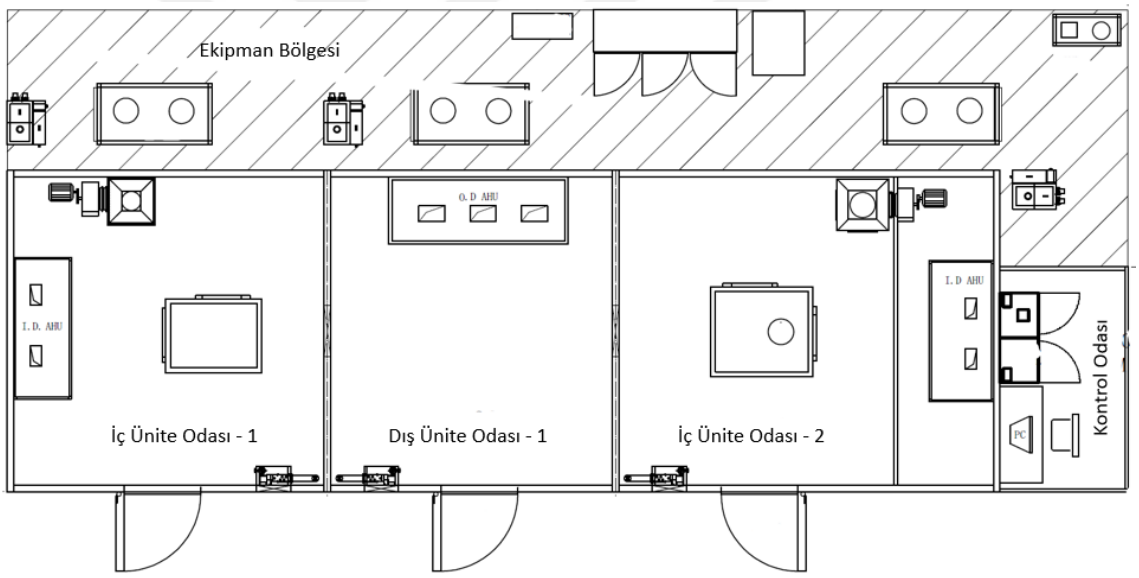
Şekil 4.11 Klima soğutma çevrimi

5
ÖLÇÜM SİSTEMİ VE DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde ölçüm sistemleri ve deneysel çalışmalar anlatılacaktır. Tez çalışması boyunca sistem performansı ve kompresör performansını ölçümek üzere iki ölçüm sistemi kullanılmıştır.

5.1 Ev Tipi Klima Performans Ölçüm Sistemi

Klimalarda kapite ölçümü için kalorimetre odaları kullanılmaktadır. Bu çalışmada psikrometrik tip kaloritmetre odasında deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu odalar sıcaklığı ve nemi ayarlanabilen iki ayrı odadan oluşmaktadır. Psikrometrik bir oda grubunun üstten görünüşü Şekil 5.1'de şematik olarak görülmektedir.



Şekil 5.1 Deney odasının üstten görünüşü

Psikrometrik tip odalarda ısıtma ve soğutma kapasitesi psikrometrik yöntemlerle ölçülmektedir. Kapasite ölçümlerini yapmak için hava giriş ve çıkış sıcaklıkları; kuru ve yaş termometre olarak ölçülmektedir. Kapasite hesabında kullanılan bir diğer ölçülmesi gereken parametre de hava debisidir. Bir hava kanalı aracılığıyla hava debisi ölçülmektedir. Ölçülen bu büyüklükler ile kapasite hesaplanması için kullanılan Eşitlik 5.1 ve 5.2'de gösterilmiştir.

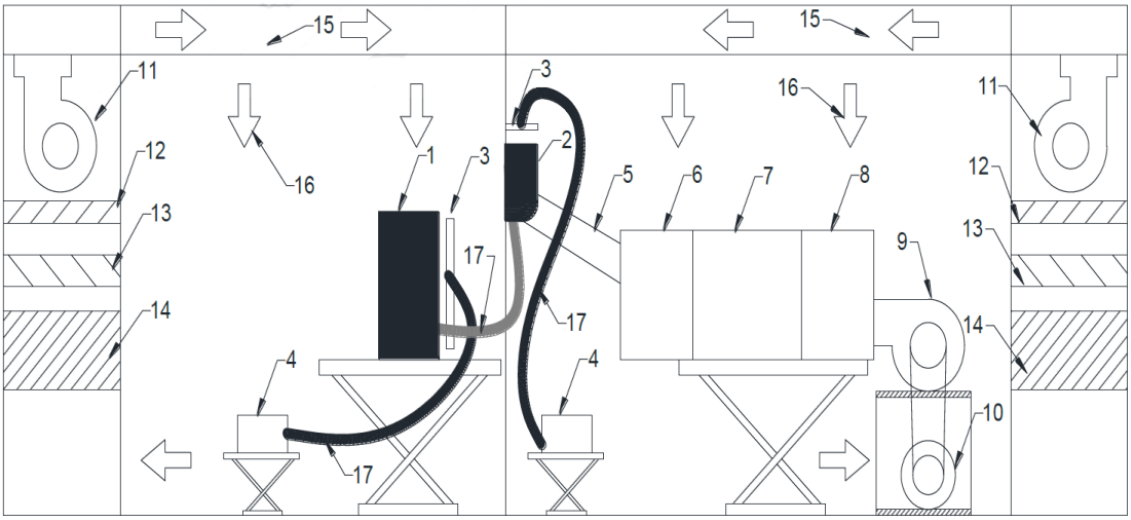
$$Q_C = \frac{q_{ml}(h_{a1}-h_{a2})}{V_n'(1+W_n)} + q_0 \quad (5.1)$$

Burada Q_C (W) ölçülen kapasiteyi, q_{ml} iç ünitenin m^3/s cinsinden hava debisini, h_{a1} (J/kg) giriş havasının entalpisini, h_{a2} (J/kg) çıkış havasının entalpisini, V_n' (m^3/kg) ölçülen noktadaki nemli hava hacmini, W_n (kg/kg) havanın nemini, $q_0(W)$ ise hava tünelinden kaynaklı kayıpları ifade etmektedir.

$$Q_{hi} = \frac{q_{ml}C_{pa}(T_{a1}-T_{a2})}{V_n'(1+W_n)} + q_0 \quad (5.2)$$

Isıtma kapasitesi denkleminde ise Q_{hi} (W) ısıtma kapasitesini, C_{pa} (J/kg.K) özgül ısıyı, $T_{a1}(°C)$ ve T_{a2} $(°C)$ sırasıyla hava giriş ve çıkış sıcaklıklarını ifade etmektedir.

Klimanın bağlı olduğu bir iç ve bir dış odanın detaylı şema şekil 5.2'de görülmektedir. Bu şemada 1 ve 2 numara sırasıyla klima dış ünitesini ve iç ünitesini, 3 numara iç ünite ve dış üniteye giren havanın sıcaklık ve nemini ölçen hava örnekleyicisini, 4 numara termokupl ve basınç ölçümleri için kullanıln veri toplayıcısını, 5 numara hava debisi ölçümü için yapılan kanal bağlantısını, 6 numara giriş basınç sıfırlama bölümünü, 7 numra klimanın üfleme sıcaklık ve neminin ölçüm bölümünü, 8 hava debisi ölçümü için yapılan basınçlandırma bölümünü, 9 ve 10 numara basınç sıfırlamak için kullanılan emiş fanını ve motorunu, 11 sikülasyon fanını, 12 filtreyi, 13 ısıtıcıyı, 14 soğutma ünitesini, 15 hava deliklerini, 16 hava akış yönünü, 17 ise bağlantı borularını göstermektedir [42].



Şekil 5.2 Ölçüm sistemi bileşenleri

Ölçüm sisteminin, ölçüm noktalarına göre, ölçüm belirsizliği ve kontrol hassasiyeti Tablo 5.1'de özetlenmiştir.

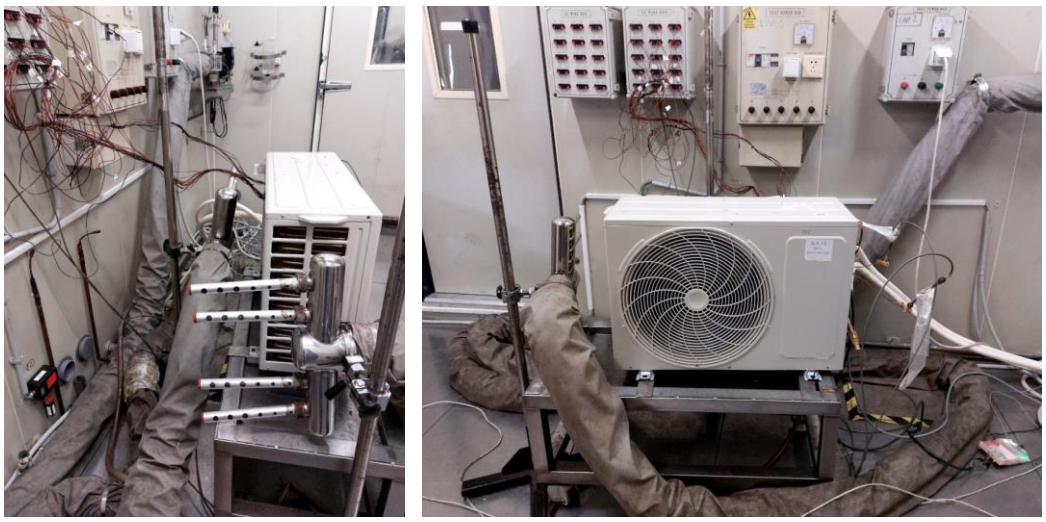
Tablo 5.1 Odanın ölçüm belirsisliği ve hassasiyeti

Ölçüm Noktası	**Ölçüm Belirsizliği**	**Kontrol Hassasiyeti**
İç ünite giriş kuru termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	± 0,1 °C
İç ünite giriş yaş termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	± 0,1 °C
Dış ünite giriş kuru termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	± 0,1 °C
Dış ünite giriş yaş termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	± 0,1 °C
Dış ünite bağıl nem	± %2 RH	± %3 RH
Statik basınç	± 2 Pa	± 0,5 Pa
İç ünite hava çıkış kuru termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	-

Tablo 5.1 Odanın ölçüm belirsisliği ve hassasiyeti (devam)

İç ünite hava çıkış yaş termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	-
Nozullar arası kuru termometre sıcaklıkları	± 0,1 °C	-
Nozullar arası basınç	± 2 Pa	-
Nozullardan önce basınç	± 2 Pa	-
Ortam atmosferik basınç (80~106kPa)	± %0,1	-
Soğutucu Akışkan Basıncı	± %0,2	-
Voltaj, Akım, Güç, Güç faktörü	± %0,25	-
Termokupl sıcaklıkları(-10~130°C)	± 0,5 °C	-

3. bölümde sistem tasarımı detaylı anlatılan ürünün prototipi hazırlanmış ve odaya konumlandırılmıştır. Klima iç ünitesi bir askı aparatıyla sabitlenir ve hava tüneline bağlanır. Hava tüneli ile ürün arasında izolasyonlu bantlar kullanılır bu sayede hava kaçakları meydana gelmez. Dış ünite de dış ünite odasına konumlandırılır. Üniteler arasındaki sıvı ve gaz hattı bağlanır. Kapalı bir çevrim olduğundan emin olmak için vakum yapılır ve sistem basıncı $5x10^{-2}$ torr değerine kadar düşürülür. Bu sayede sistemde hava kalmaması sağlanır. Vakumun ardından sisteme soğutkan şarj edilir. Ardından odalar istenilen sıcaklıkları ayarlanır [42]. Şekil 5.3 ve şekil 5.4'te odaya konumlandırlan iç ve dış ünite gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Dış ünite



Şekil 5.4 İç ünite

5.2 Kompresör Performans Ölçüm Sistemi

Modelleme bölümünde kompresör model parametrelerinin belirlenmesi için her bir soğutucu akışkan için bağımlı ve bağımsız değişkenlerin ölçülmesi gerekmektedir. Bu bir diğer anlamda belirli kompresör frekansı, kondenzasyon, evaporasyon, aşırı soğutma ve kızdırma değerine göre kompresör soğutma kapasitesi, kompresörün çektiği güç ve kompresör çıkış sıcaklığının ölçülmesidir. Bu ölçme işlemi kompresör kalorimetresinde yapılmaktadır.

Kompresör kalorimetresi ile kompresör tarafından üretilen soğutma kapasitesi iki bağımsız yolla ölçülürken, aynı anda kompresör giriş gücü ölçülür. Soğutma kapasitesinin giriş gücüne bölünmesiyle Performans Katsayısı belirlenir. Ölçüm, örneğin ASHRAE veya EN12900 gibi standart test koşulları altında gerçekleştirilebilir. Bu standartlar, buharlaşma ve yoğuşma basıncı, soğutucu akışkan aşırı soğutma ve kızgınlık sıcaklığı, kompresör ortam sıcaklığı vb. gibi

farklı koşulları tanımlar. Belirtildiği gibi, kompresör tarafından üretilen soğutma kapasitesi iki bağımsız yolla ölçülür. Bunlardan birincisi eşitlik 5.3'te gösterilmiştir.

$$\dot{Q}_C = \left(h_{evap\ çıkış} - h_{evap\ giriş}\right).\dot{m}_{soğutkan} \quad (5.3)$$

Bu yöntemde kapasite evaporatör giriş ve evaporatör çıkış enatlpisinin ölçülen soğutkan debisinin çarpılmasıyla hesaplanır. Evaporatör giriş entalpisinin, kondenser çıkış sıcaklığı ve yoğuşma basıncına karşılık gelen entalpisine eşit olduğu kabul edilir. çıkış entalpisi ise evaporasyon basıncı ve evaporatör çıkış sıcaklığına göre belirlenir. Soğutkan debisi ise debi metre ile ölçülür.

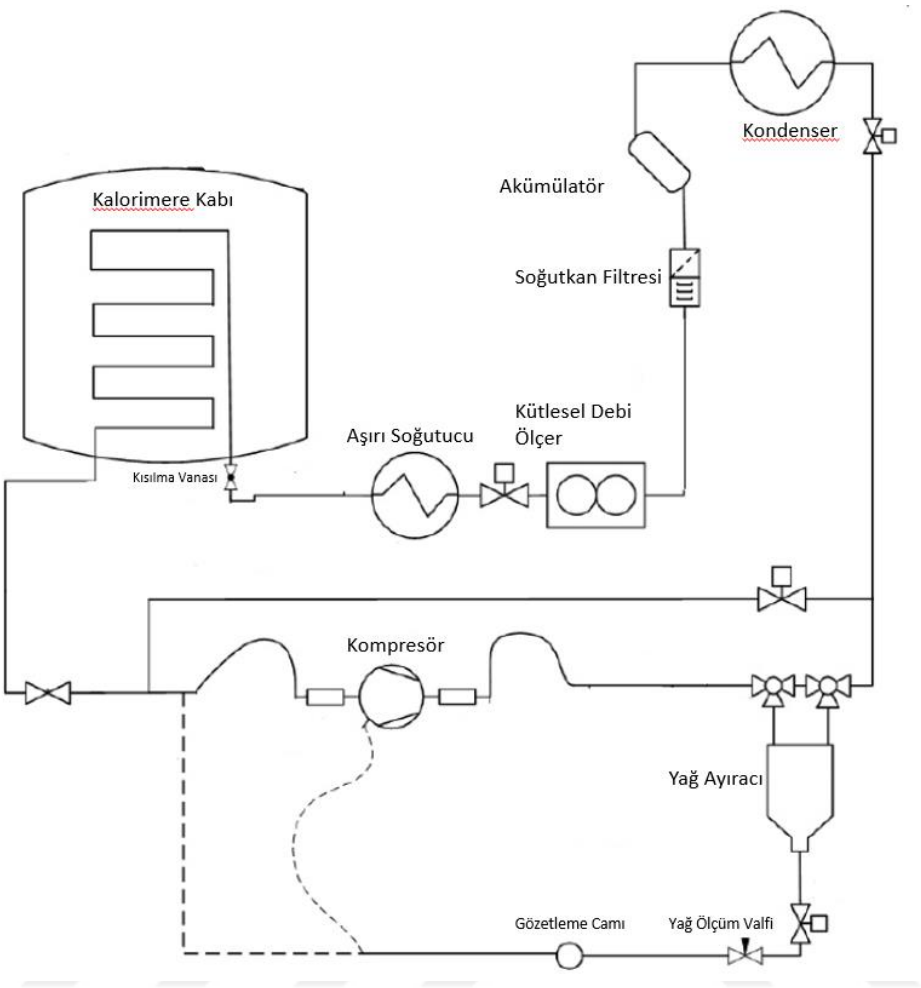
Evaporasyon işlemi tamamen yalıtılmış bir kap içerisinde gerçekleştirilir. Ortam ile ısı alışverişi olmadığını varsayalım. Bu durumda evaporastördeki akışkanın buharlaşması için evaporatör kapasitesi kadar ısıtıcı olmalıdır. Bu durumda soğutma kapasitesi ısıtıcı kapasitesine eşit olur.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{ısıtıcı}$$

Yalıtılmış kap ile ortam arasıda ısı transferi olduğu varsayımı presipte doğru değildir. Ortam ile bir miktar ısı trasferi gerçekleşir. Fakat bu ısı transferinin minimum değere indirmek için uygun yalıtımlar kullanılmıştır. Bu sayede ısı iletkenliği (UA) 0,9 W/K olmaktadır. Ayrıca ortam sıcaklığı ile yalıtılmış kabın iç sıcaklığını eşit olmasına özen gösterilmektedir. Yine de küçük kayıpları telafi etmek için denklem 5.4 kullanılmaktadır.

$$\dot{Q}_{ortam-\rightarrow kap} = UA_{kap}.\left(T_{ortam} - T_{kap}\right) \quad (5.4)$$

Kompresör kalorimetresinin ölçüm sistemi şematik olarak şekil 5.5'te gösterilmiştir. Sistemde temel olarak, yağ ayıracı, kondenser, akümülatör, soğutkan filtresi, debi ölçer, aşırıcı soğutucu (subcooler), kısılma vanası ve kalorimetre kabı bulunmaktadır. Kolorimetrenin görünüşü ise şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Kalorimetre ölçüm sisteminin şematik hali



Şekil 5.6 Kalorimetre görünümü

Kompresörün kaloritmetre ölçümleri hem modelleme çalışmalarında kullanılmak üzere hem R410A hem de R32 için gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçları Tablo 5.2 ve tablo 5.3'de özetlenmiştir.

Tablo 5.2 R410A için kalorimetre ölçüm sonuçları

T_{kond} (°C)	T_{evap} (°C)	$T_{kond\ çık}$ (°C)	$T_{komp\ dönüş}$ (°C)	Kompresör Hızı(rpm)	$T_{komp\ çık}$ (°C)	Kapasite(W)	Giriş Gücü(W)	Kütlesel Debi(kg/h)
60	5	51,7	16,1	1800	113	1325,63	600,00	20,81
60	10	51,7	21,1	1800	107	1581,37	615,50	24,70
60	15	51,7	26,1	1800	101	1875,68	622,70	29,17
50	5	41,7	16,1	1800	99	1515,82	501,40	21,76
50	10	41,7	21,1	1800	91	1801,11	502,30	25,75
50	15	41,7	26,1	1800	90	2125,44	493,60	30,21
40	5	31,7	16,1	1800	79	1693,76	399,30	22,52
40	10	31,7	21,1	1800	78	2006,50	386,20	26,51
40	15	31,7	26,1	1800	67	2362,46	362,20	31,16
60	5	51,7	16,1	3600	110	2762,03	1170,30	43,32
60	10	51,7	21,1	3600	106	3271,90	1197,80	51,02
60	15	51,7	26,1	3600	101	3855,58	1212,80	59,95
50	5	41,7	16,1	3600	94	3104,60	981,30	44,46
50	10	41,7	21,1	3600	89	3671,28	985,00	52,44

Tablo 5.2 R410A için kalorimetre ölçüm sonuçları (devam)

50	15	41,7	26,1	3600	85	4315,76	972,50	61,37
40	5	31,7	16,1	3600	78	3433,21	790,90	45,60
40	10	31,7	21,1	3600	73	4052,89	771,60	53,58
40	15	31,7	26,1	3600	69	4758,74	732,40	62,70
60	5	51,7	16,1	5400	116	4122,24	1864,40	64,60
60	10	51,7	21,1	5400	110	4871,89	1913,00	76,00
60	15	51,7	26,1	5400	104	5726,60	1943,60	89,02
50	5	41,7	16,1	5400	98	4605,89	1568,60	66,03
50	10	41,7	21,1	5400	93	5436,38	1583,90	77,62
50	15	41,7	26,1	5400	88	6382,77	1577,50	90,73
40	5	31,7	16,1	5400	81	5073,29	1281,60	67,36
40	10	31,7	21,1	5400	76	5981,58	1265,90	79,04
40	15	31,7	26,1	5400	72	7016,70	1221,20	92,44

Tablo 5.3 R32 için kalorimetre ölçüm sonuçları

Tkond (°C)	Tevap (°C)	Tkond çık (°C)	Tkomp dönüş (°C)	Kompresör Hızı(rpm)	Tkomp çık (°C)	Kapasite(W)	Giriş Gücü(W)	Kütlesel Debi(kg/h)
60,0	10,0	51,7	35,0	1800,0	90,00	1470,79	623,70	32,30
60,0	15,0	51,7	35,0	1800,0	86,00	1726,63	628,00	38,86
50,0	5,0	41,7	35,0	1800,0	80,00	1455,59	501,90	28,12
50,0	10,0	41,7	35,0	1800,0	77,00	1731,47	504,70	34,01
50,0	15,0	41,7	35,0	1800,0	73,00	2050,29	499,20	41,14
40,0	5,0	31,7	35,0	1800,0	66,00	1657,75	411,60	29,26
40,0	10,0	31,7	35,0	1800,0	62,00	1974,10	404,40	35,44
40,0	15,0	31,7	35,0	1800,0	59,00	2337,57	388,20	42,94
60,0	5,0	51,7	35,0	3600,0	93,00	2523,49	1137,90	55,48
60,0	10,0	51,7	35,0	3600,0	88,00	2963,91	1161,60	66,50
60,0	15,0	51,7	35,0	3600,0	85,00	3472,54	1168,60	79,90

Tablo 5.3 R32 için kalorimetre ölçüm sonuçları (devam)

50,0	5,0	41,7	35,0	3600,0	78,00	2916,50	935,50	57,57
50,0	10,0	41,7	35,0	3600,0	75,00	3462,85	938,50	69,54
50,0	15,0	41,7	35,0	3600,0	71,00	4092,79	927,40	83,89
40,0	5,0	31,7	35,0	3600,0	64,00	3301,73	764,40	59,57
40,0	10,0	31,7	35,0	3600,0	61,00	3924,93	749,90	72,01
40,0	15,0	31,7	35,0	3600,0	58,00	4639,61	720,40	87,02
60,0	5,0	51,7	35,0	5400,0	96,00	3897,95	1835,10	85,03
60,0	10,0	51,7	35,0	5400,0	92,00	4573,97	1876,60	101,84
60,0	15,0	51,7	35,0	5400,0	88,00	5350,97	1894,30	122,08
50,0	5,0	41,7	35,0	5400,0	81,00	4489,32	1506,30	87,97
50,0	10,0	41,7	35,0	5400,0	77,00	5323,99	1518,30	106,02
50,0	15,0	41,7	35,0	5400,0	74,00	6285,96	1511,60	127,78
40,0	5,0	31,7	35,0	5400,0	66,00	5066,92	1239,10	90,73
40,0	10,0	31,7	35,0	5400,0	63,00	6017,40	1227,80	109,54
40,0	15,0	31,7	35,0	5400,0	61,00	7106,76	1197,80	132,15

5.3 Deneysel Çalışmalar

Bu bölümde deney koşulları ve deneysel çalışmanın senaryosu anlatılacaktır.

5.3.1 Deney Koşulları ve Ölçüm Noktaları

Deneysel çalışmalar EN14511 (1,2,3) standardındaki soğutma ve ısıtma kapasitesi testleri için yapılmıştır. Standard ısıtma ve soğutma kapasitesi tablo 5.4'te özetlenmiştir. Her iki soğutucu akışkanın yüksek sıcaklıklardaki kompresör çıkış sıcaklığı performansını karşılaştırmak için iç ortam sıcaklığı sabir tutularak yüksek dış ortam sıcaklıklarında testler yapılmıştır. Bu şartlar tablo 5.5'de özetlenmiştir.

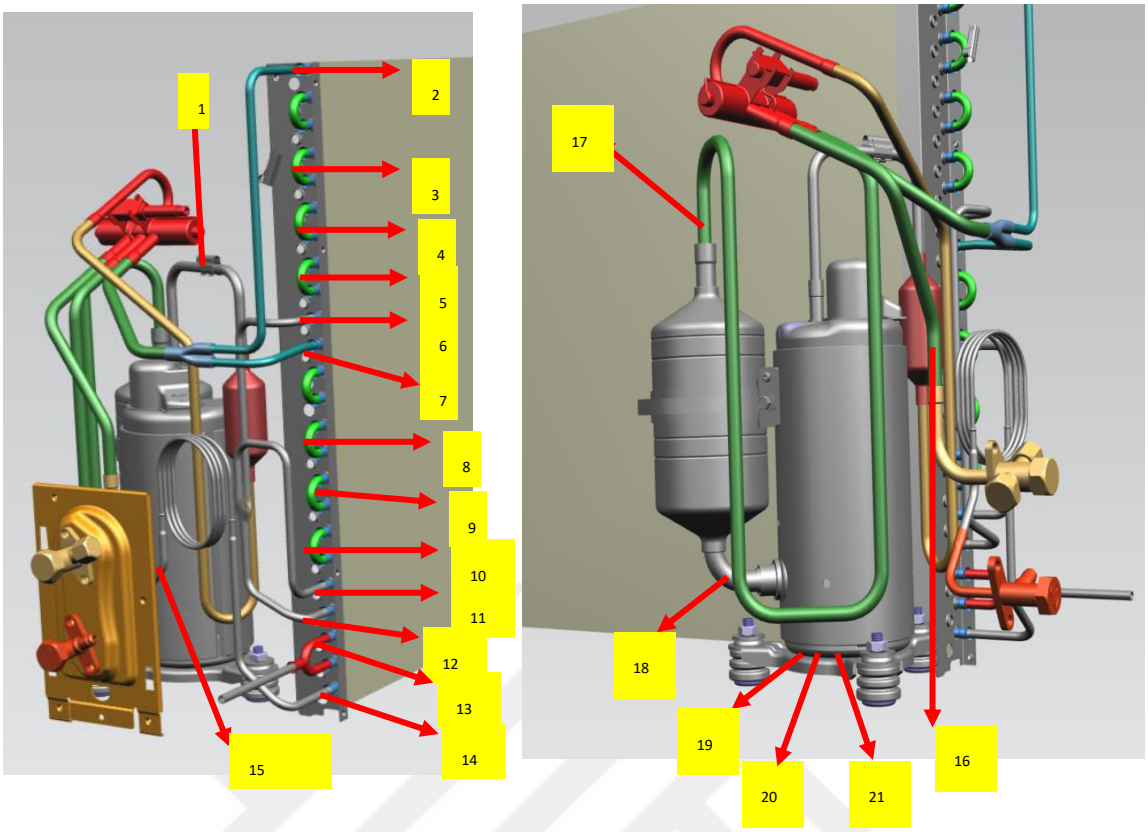
Tablo 5.4 Standart kapasite şartları

		İç Ortam		Dış Ortam	
Test Koşulu	Birim	Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı	Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı
Standart Soğutma Kapasitesi	°C	27	19	35	24
Standart Isıtma Kapasitesi	°C	20	15	7	6

Tablo 5.5 Yüksek sıcaklık çalışma şartları

		İç Ortam		**Dış Ortam**	
Test Koşulu	Birim	Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı	Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı
Yüksek Sıcaklık	°C	32	23	43	Nem Yok
	°C	29	19	46	Nem Yok
	°C	32	23	48	Nem Yok
	°C	32	23	52	Nem Yok

Performansa etki etmediği için dış üniteye nem verilmemiştir. Klimanın iç ve dış ünitesinden detaylı sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Ölçülen noktalar kondenser ve evaporatör için sırasıyla Şekil 5.7 ve şekil 5.8'de görülmektedir. Ölçülen noktaların isimlendirilmesi de kondenser ve evaporatör için sırasıyla Tablo 5.6 ve 5.7'de özetlenmiştir. Ayrıca emme ve basma basınçları da ölçülmüştür. Ölçüm sisteminin belirsizliği bölüm 5.1'de anlatılmıştır.



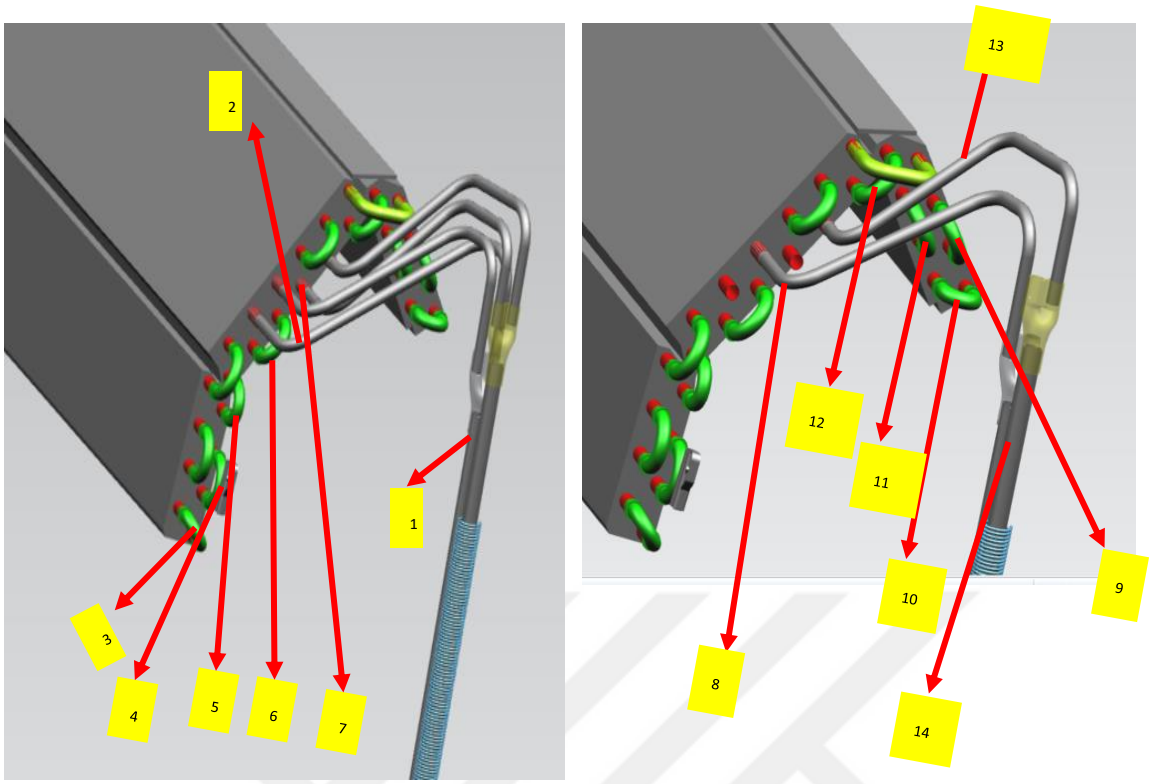
Şekil 5.7 Kondenser ölçüm noktaları

Tablo 5.6 Dış ünite termokupl konumları

No	İsim
1	Kompresör Çıkış
2	Kodenser Devre 1 Giriş
3	Kondenser Devre -1 Pas-2
4	Kondenser Devre -1 Pas-3
5	Kondenser Devre -1 Pas-4
6	Kondenser Devre -1 Çış
7	Kondenser Devre -2 Giriş

Tablo 5.6 Dış ünite termokupl konumları (devam)

8	Kondenser Devre -2 Pas-2
9	Kondenser Devre -2 Pas-3
10	Kondenser Devre -2 Pas-4
11	Kondenser Devre -2 Çıkış
12	Kondenser Devre -3 Giriş
13	Kondenser Devre -3 Pas 1
14	Kondenser Devre -3 Çıkış
15	Kapileri Çıkış
16	3 yollu çıkış
17	Akümülatör Giriş
18	Kompresör Giriş
19	Yağ-1
20	Yağ-2
21	Yağ-3



Şekil 5.8 Evaporatör ölçüm noktaları

Tablo 5.7 İç ünite termokupl ölçüm konumları

No	İsim
1	Evaporator Ana Giriş
2	Evaporatör Devre-1 giriş
3	Evaporatör Devre-1 pas 3
4	Evaporatör Devre-1 pas 4
5	Evaporatör Devre-1 pas 5
6	Evaporatör Devre-1 pas 6

Tablo 5.7 İç ünite termokupl ölçüm konumları (devam)

7	Evaporatör Devre-1 çıkış
8	Evaporatör Devre-2 giriş
9	Evaporatör Devre-2 pas 3
10	Evaporatör Devre-2 pas 4
11	Evaporatör Devre-2 pas 5
12	Evaporatör Devre-2 pas 6
13	Evaporatör Devre-2 çıkış
14	Evaporator Ana Çıkış

5.3.2 Deneysel Çalışma

Sistem tasarımı yapılan klima öncelikle R410A ile hesaplanan şarj miktarında 3 farklı kompresör frekansı ile test edilmiştir. Ardından sistemde hiç bir değişiklik yapılmadan, R32 için hesaplanan şarj miktarı ile sistem şarj edilmiştir. Yukarıda bahsedilen standart soğutma ve ısıtma şartları altında kapasite ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Kapasite ve COP ilişkisine göre optimum kompresör frekansı belirlenmiştir. Testler boyunca iç ve dış ünite fan devirleri sabit tutulmuştur. Standart soğutma ve ısıtma şartlarında R32 ve R410A performansı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmanın devamında sistem R32 için optimize edilmiş ve en iyi sonuç alınan komopresör frekansı için performans karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çalışmanın ikinci kısmında yüksek sıcaklıklar altında R32 ve R410A için deneyler yapılmıştır. Her iki soğutucu akışkan için kompesör çıkış sıcaklığı karşılaştırılmıştır.

5
R32 VE R410A'NIN SİSTEM PERFORMANSININ KARŞILAŞTIRMASI

Tasarlanan klima hem R410A hem de R32 ile şarj edilmiş ve standart soğutma ve ısıtma şartları altında performansı incelenmiştir. R32 için şarj miktarının R410A'dan %27 daha az olduğu bulunmuştur. R410A için tasarlanan sisteme R32 doğrudan (drop-in) şarj edilmiştir. Sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan aşağıdaki parametreler karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

- Kapasite
- Giriş Gücü
- COP

Deneyler 3 farklı kompresör frekansında yapılmıştır. Kompersör frekanslarının belirlemek için kalorimetre sonuçlarında faydalanılmıştır. Hedef kapasiteyi sağlayabilecek kompresör frekansı kalorimetre datasından elde edilmiştir. Ardından kapileri R32'ye göre optimize edilmiş ve en iyi durum için yukarıdaki parametreler tekrar karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmanın devamında yüksek sıcaklıklar altında R32 ve R410A'nın kompresör sıcaklıkları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

6.1 Kapasite, Giriş Gücü ve COP Karşılaştırması

Standart soğutma şartları altında, 60 Hz, 63 Hz ve 65 Hz kopresör frekansında soğutma kapasitesi ölçülmüştür. Deneyler boyunca iç ünite fan devri 1500 RPM, dış ünite fan devri 900 RPM olarak sabit tutulmuştur. Soğutma için yapılan test sonuçları Tablo 6.1, Tablo 6.2 ve Tablo 6.3'te özetlenmiştir.

Tablo 5.4 R32 ve R410A'nın soğutma modunda kapasite karşılaştırması

Kompresör Frekansı (Hz)	Kapasite (W) - R32	Kapasite (W) - R410A
60	3358	3219
63	3602	3515
65	3750	3603

Tablo 5.5 R32 ve R410A'nın soğutma modunda giriş gücü karşılaştırması

Kompresör Frekansı (Hz)	Giriş Gücü (W) - R32	Giriş Gücü (W) - R410a
60	1126	1133
63	1187	1214
65	1270	1261

Tablo 5.6 R32 ve R410A'nın soğutma modunda COP karşılaştırması

Kompresör Frekansı (Hz)	COP(W/W)- R32	COP(W/W) -R410A
60	2,98	2,84
63	3,034	2,9
65	2,95	2,86

R32'nin soğutma performansı R410A ile karşılaştırıldığında, en iyi durumda kapasite ve COP'nin sırasıyla %2,4 ve %4,6 arttığı, çekilen gücün ise %2,3 azaldığı görülmüştür.

Standart ısıtma şartları altında, 63 Hz, 65 Hz ve 67 Hz kopresör frekansında ısıtma kapasitesi ölçülmüştür. Deneyler boyunca iç ünite fan devri 1500 RPM, dış ünite fan devri 900 RPM olarak sabit tutulmuştur. Isıtma için yapılan test sonuçları Tablo 6.4, Tablo 6.5 ve Tablo 6.6'da özetlenmiştir.

Tablo 5.7 R32 ve R410A'nın ısıtma modunda kapasite karşılaştırması

Kompresör Frekansı	**Kapasite- R32**	**Kapasite - R410a**
63	3466	3415
65	3679	3586
67	3754	3688

Tablo 5.8 R32 ve R410A'nın ısıtma modunda giriş gücü karşılaştırması

Kompresör Frekansı	Giriş Gücü- R32	Giriş Gücü- R410A
63	901	890
65	943	930
67	990	970

Tablo 5.9 R32 ve R410A'nın ısıtma modunda COP karşılaştırması

Kompresör Frekansı	COP- R32	COP-R410A
63	3,85	3,84
65	3,90	3,86
67	3,79	3,80

R32'nin ısıtma performansı R410A ile karşılaştırıldığında, en iyi durumda; kapasite, COP ve giriş gücünün sırasıyla %2,53, %1,17 ve %1,38 arttığı görülmüştür.

6.1.1 Sistemin R32 için optimize edilmesi

Kapileri boyutları R32 için optimize edilmiş ve sistem performansı R410A'nın en iyi performansı ile karşılaştırılmıştır. Mevcut sistemde kullanılan ve optimize edilen sisteme ait kapileri boyutları Tablo 6.7'de özetlenmiştir.

Tablo 5.10 Mevcut ve optimize edilmiş durumda kapileri ölçüleri

Durum	Kapileri İç Çapı (mm)	Kapileri Uzunluğu (mm)
Mevcut	1,5	912
Optimize Edilmiş Durum	1,4	890

R32'nin kütlesel debisi R410A'dan daha düşüktür. Bu nedenle aynı kompresör frekasında daha düşük evaporasyon değerlerine inmek için daha dirençli kapileri gerekmektedir. Daha düşük evaporasyon sayesinde logaritmik sıcaklık farkı artmaktadır. Böylece sistem kapsitesi ve COP'si artmaktadır. Yeni kapileri ile yapılan deney sonuçlarının R410A'nın en iyi durumu ile yapılan karşılaştırması Tablo 6.8'de özetlenmiştir.

Tablo 5.11 R32 ve R410A'nın optimize edilmiş durumda performans karşılaştırması

Mod	Kapasite-R32 (optimize edilmiş)	Kapasite - R410a	Giriş Gücü - R32 (optimize edilmiş)	Giriş Gücü - R410a	COP- R32 (optimize edilmiş)	COP-R410A
Soğutma	3746	3515	1176	1214	3,19	2,90
Isıtma	3740	3586	940	930	3,99	3,86

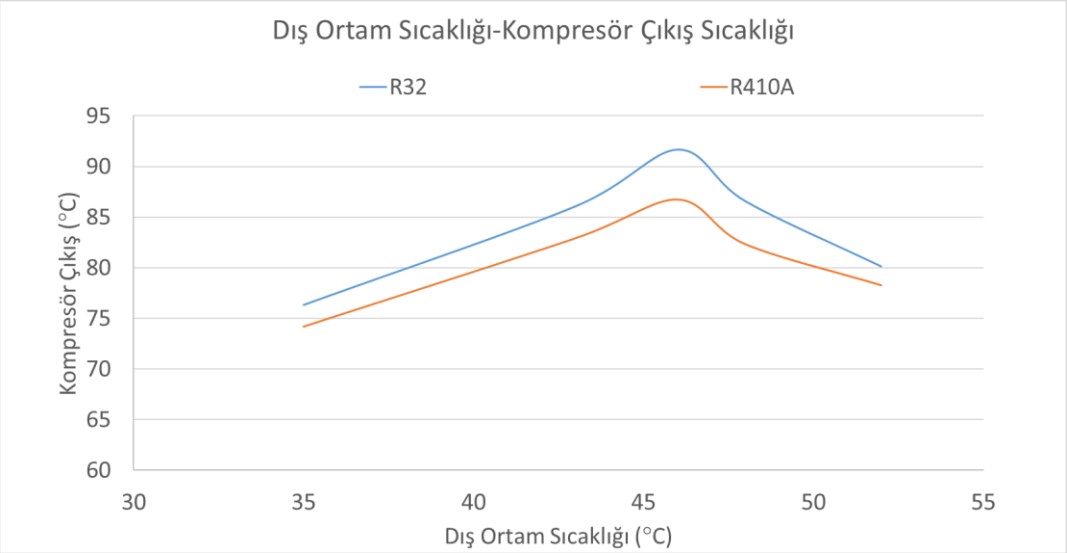
Optimize edilmiş durumda R32'nin R410A'ya göre kapasitesi soğutma ve ısıtma modunda sırasıyla %6,02 ve %4,28; COP ise sırasıyla %8,95 ve %3,04 artmıştır.

6.2 Yüksek Sıcaklık Altında Kompresör Çıkış Sıcaklığının Karşılaştırması

R32'nin termofiziksel özelikleri nedeniyle kompresör çıkış sıcaklıkları yüksektir. Bu nedenle yüksek dış ortam sıcaklıklarında ısı pompası uygulamalarını sınırlamaktadır. Çalışmanın bu kısmında yüksek sıcaklıklar altında R32 ve R410A'nın komopresör çıkış sıcaklıkları incelenmiştir. Çalışma koşulları tablo 6.9'da özetlenmiştir. Bu koşullar altında elde edilen komresör çıkış sıcaklıkları Şekil 6.1'de görülmektedir.

Tablo 5.12 Kompresör çıkış sıcaklığı karşılaştırması için çalışma koşulları

		İç Ortam		**Dış Ortam**	
Test Koşulu	Birim	Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı	Kuru Termometre Sıcaklığı	Yaş Termometre Sıcaklığı
Yüksek Sıcaklık		27	19	35	Nem Yok
	°C	32	23	43	Nem Yok
	°C	29	19	46	Nem Yok
	°C	32	23	48	Nem Yok
	°C	32	23	52	Nem Yok



Şekil 5.12 Dış ortama göre kompresör çıkış sıcaklıkları

Kompresör çıkış sıcaklığı 46°C dış ortam sıcaklığına kadar artmakta, ardından azalmaktadır. Bu karakteristiğin oluşmasını nedeni 46°C'ye kadar kompresör frekansının artması daha sonra düşmesidir. Hem kapasite ihtiyacının azalması hem de elekronik kartın limitlerine erişilmesinden dolayı kompresör frekansı düşmektedir. En yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları, frekansın en yüksek olduğu dış

ortam sıcaklığının 46°C olduğu durumda elde edilmiştir. Bu durumda R32'nin 4,87°C daha yüksek kompresör çıkış sıcaklığına sahip olduğu görülmüştür. Maksimum kompresör çıkış sıcaklığı 91,65°C'dir. Bu değer sistem için limit değeri olan 105°C'nin altında olduğu için tasarım açısından uygundur.

7
DENEY VE MODEL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRMASI

Klima sistem tasarımı tamalandıktan ve prototip hazırlandıktan sonra deneysel çalışamlar gerçekleştirilmiştir. Ardından dinamik soğutma çevrimi kurulmuştur. Yapılan deneysel çalışmalar model ile simüle edilmiş ve deney ile model karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada klima sistem değerlendirmesinde en çok kullanılan parametreler seçilmiştir. Bu parametreler aşağıda özetlenmiştir.

- Evaporasyon
- Kondenzasyon
- Kapasite
- Giriş Gücü
- COP
- Kompresör Çıkış Sıcaklığı
- Klima Üfleme Sıcaklığı

Modelin doğrulanması çalışmasında 6. Bölümde anlatılan deney sonuçları kullanılmıştır. Model sonuçlarından giriş gücü dışındaki parametreler doğrudan kullanılmıştır. Giriş gücü ise, modelden elde edilen güç değerine fan motorlarının gücü eklenip inverter verimine bölünerek hesaplanmıştır. Tüm deneylerde iç ve dış ünite fanları sabit tutulduğu için fan motor gücü deneyler boyunca sabir 95W olarak kabul edilmiştir. Inverter verimi ise 0,92 olarak hesaplanmıştır.

Seçilen bu parametrelerin doğrulanması iki ana başlık altında yapılmıştır. Birinci ksımda standart soğutma ve ısıtma koşullarında hem R32 hem de R410A için modelin doğrulaması yapaılmıştır. Ikinci kısımda ise R32 için, yüksek sıcaklıklar altında kompersör çıkış sıcaklıklarının karşılaştırması yapılmıştır.

7.1 Standart Soğutma ve Isıtma Şartlarında Deney ile Modelin Karşılaştırması

6. bölümde anlatılan deneysel çalışma dinamik modelde simüle edilmiştir. Deney ile modelin karşılaştırması R32 ve R410A için yapılmıştır.

7.1.1 R32 için Deney ile Model Karşılaştırması

Soğutma modunda deneylerden elde edilen kapasite, giriş gücü ve COP değerleri model ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma Tablo 7.1'de özetlenmiştir. Tüm değer ±%5.2 aralığındadır. Regülasyon dikkate alındığında bu değer kabul edilebilir seviyededir. Özellikle güç değerinin olduğunda daha düşük tahmin edilmesi COP değerinin daha yüksek olmasına neden olmaktadır.

Tablo 7.1 R32'nin soğutma modunda deney ile model karşılaştırması

Soğutma	**Kompresör Frekansı**	**Hz**	**60**	**63**	**65**
Deney	Kapasite	W	3358	3602	3750
	Giriş Gücü	W	1126	1187	1270
	COP	W/W	2,98	3,04	2,95
Model	Kapasite	W	3412	3624	3728
	Giriş Gücü	W	1096	1135	1209
	COP	W/W	3,11	3,19	3,08
Fark	Kapasite	%	1,60%	0,60%	-0,60%
	Giriş Gücü	%	-2,70%	-4,30%	-4,80%
	COP	%	4,50%	5,20%	4,40%

Eveporasyon sıcaklığı, kodenzasyon sıcaklığı ve üfleme sıcaklıklarının karşılaştırması Tablo 7.2'de özetlenmiştir. Deney ile model arasındaki fark:

- Evaporasyon sıcaklığında -0,91°C ile -0,53°C aralığında,

- Kodenzesyon sıcaklığında -0,84 °C ile -0,43°C aralığında,
- Kompresör çıkış sıcaklığında -0,52°C ile 0,17°C aralığında,
- Üfleme sıcaklığında 0,67°C ile 0,74°C aralığında,

kabul edilebilir bir seviyededir. Sistem sıcaklıklarının tahmini konusunda model ile deney uyumludur.

Tablo 7.2 R32'nin soğutma modunda sistem sıcaklılarının deney ile model karşılaştırması

Soğutma	**Kompresör Frekansı**	**Hz**	**60**	**63**	**65**
Deney	T_{evap}	°C	13,05	12,65	12,21
	T_{kond}	°C	47,94	48,11	48,19
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	73,74	74,83	75,38
	$T_{üfleme}$	°C	15,64	15,46	15,15
Model	T_{evap}	°C	12,14	11,92	11,68
	T_{kond}	°C	47,1	47,39	47,76
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	73,22	74,63	75,55
	$T_{üfleme}$	°C	16,35	16,13	15,89

Deneysel çalışamının devamında sistem R32 için optimize edilmişti. Optimize edilen durum için yapılan karşılaştırma Tablo 7.3'de özetlenmiştir. Model ile deney arasındaki fark kabul edilebilir seviyededir. Optimizasyonun etkisi modelde de görülmüştür.

Tablo 7.3 R32'nin optimize edilmiş durumda soğutma modu için deney ile model karşılaştırması

Soğutma	**Kompresör Frekansı**	**Hz**	**63**
Deney	Kapasite	W	3746
	Giriş Gücü	(W)	1176
	COP	W/W	3,19
Model	Kapasite	W	3807
	Giriş Gücü	W	1163
	COP	W/W	3,27
% Fark	Kapasite	%	1,60%
	Giriş Gücü	%	-1,10%
	COP	%	2,80%

Çalışılan diğer parametreler için yapılan karşılaştırma tablo 7.4'de özetlenmiştir. Yapılan optimizasyonun etkisi sistem sıcaklıklarında görülmüştür. Model ile deney uyumludur.

Tablo 7.4 R32 için optimize edilmiş durumda soğutma modu için sistem sıcaklıklarının deney ile model karşılaştırması

Soğutma	**Kompresör Frekansı**	**Hz**	**63**
Deney	T_{evap}	°C	12,15
	T_{kond}	°C	48,29
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	75,06
	$T_{üfleme}$	°C	15,15
Model	T_{evap}	°C	11,61
	T_{kond}	°C	47,42
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	76,24
	$T_{üfleme}$	°C	15,86

Modelde ısıtma modu da simüle edilmiştir. Optimize edilmiş durumdaki deney ile modelin karşılaştıması tablo 7.5 ve Tablo 7.6'da özetlenmiştir.

Tablo 7.5 R32'nin optimize edilmiş durumda ısıtma modu için deney ile model karşılaştırması

Isıtma	**Kompresör Frekansı**	**Hz**	**61**
Deney	Kapasite	W	3740
	Giriş Gücü	W	940
	COP	W/W	3,98
Model	Kapasite	W	3851
	Giriş Gücü	W	931
	COP	W/W	4,14
Fark	Kapasite	%	2,97%
	Giriş Gücü	%	-0,96%
	COP	%	4,02%

Kapasite, COP ve giriş gücü parametreleri ±%5 hata aralığında tahmin edilmektedir. Model ile deney sonuçları uyumludur.

Tablo 7.6 R32'nin optimize edilmiş durumda ısıtma modu için sistem sıcaklıklarının deney ile model karşılaştırması

Isıtma	**Kompresör Frekansı**	**Hz**	**61**
Deney	T_{evap}	°C	1,92
	T_{kond}	°C	36,49
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	59,3
	$T_{üfleme}$	°C	32,83
Model	T_{evap}	°C	1,59
	T_{kond}	°C	35,82
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	63,01
	$T_{üfleme}$	°C	31,52

Sistem sıcakıklarına bakıldığında en yüksek fark kompresör çıkış sıcaklığında görülmüştür. Fakat tasarım açısında kritik bir fark meydana gelmemiştir. Bu nedenle model ile deney uyumlu kabul edilmiştir.

7.1.2 R410A için Deney ve Modelin Karşılaştırması

Soğutma modunda deneylerden elde edilen kapasite, giriş gücü ve COP değerleri model ile karşılaştırılmıştır. Tüm değer ±%5 aralığındadır. Regülasyon dikkate alındığında bu değer kabul edilebilir seviyededir. 60 Hz sonucu dışında, ±%2,5 hata ile model çalışmaktadır. Model ile deney uyumludur. Sonuçlar Tablo 7.7'de özetlenmiştir.

Tablo 7.7 R410A'nın soğutma modunda performansının deney ile model karşılaştırması

Soğutma		**Kompresör Frekansı (Hz)**		
		60	63	65
Deney	Kapasite (W)	3219	3515	3603
	Giriş Gücü (W)	1133	1214	1261
	COP (W/W)	2,84	2,90	2,86
Model	Kapasite (W)	3302	3530	3624
	Giriş Gücü (W)	1118	1194	1238
	COP (W/W)	2,95	2,96	2,93
% Fark	Kapasite	2,6%	0,4%	0,6%
	Giriş Gücü	-1,3%	-1,6%	-1,8%
	COP	3,9%	2,1%	2,4%

Sistem sıcaklıklarında ise model ile deney arasında -0,17°C ile 1,29°C arasında fark ortaya çıkmıştır. Sonuçlar Tablo 7.8'de özetlenmiştir En büyük fark 63 Hz frekansta kompresör çıkış sıcaklığında olmuştur. Oluşan bu farklar sistem tasarımı açısından kabul edilebilir seviyededir. Model ile deney uyumludur.

Tablo 7.8 R410A'nın soğutma modunda sistem sıcaklılarının deney ile model karşılaştırması

Soğutma	Kompresör Frekansı	Hz	60	63	65
Deney	T_{evap}	°C	12,96	12,84	12,73
	T_{kond}	°C	50,1	50,9	51,4
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	72,85	73,15	74,64
	$T_{üfleme}$	°C	15,6	15,35	15,15
Model	T_{evap}	°C	13,22	12,97	12,56
	T_{kond}	°C	50,34	51,3	51,75
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	72,94	74,44	75,4
	$T_{üfleme}$	°C	16,3	16,11	15,8

Standard ısıtma modunda yapılan simülasyon sonucu ise Tablo 7.9'da özetlenmiştir. Model sonuçları kapasite, COP ve giriş gücü parametrelerinde deney sonuçlarının altında kalmıştır. Fakat oluşan fark ±%5 bandında olduğu için deney ile model uyumlu kabul edilmiştir.

Tablo 7.9 R410A'nın ısıtma modunda performansının deney ile model karşılaştırması

Isıtma	Kompresör Frekansı	Hz	65
Deney	Kapasite	W	3586
	Giriş Gücü	W	930
	COP	W/W	3,86
Model	Kapasite	W	3489
	Giriş Gücü	W	910
	COP	W/W	3,83
% Fark	Kapasite	%	-2,70%
	Giriş Gücü	%	-2,15%
	COP	%	-0,67%

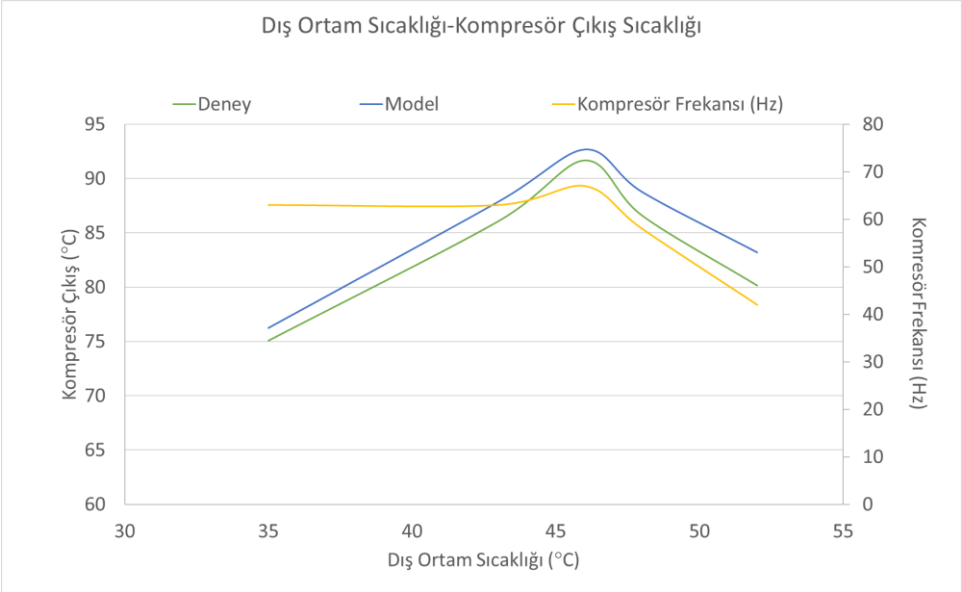
Sistem sıcaklıklarına bakıldığında ise model ilie deney farkı -3,49°C ile 0,44°C aralığındadır. En Yüksek fark -3,49 ile kompresör çıkış sıcaklığındadır. Model ile deney uyumludur. Sonuçlar Tablo 7.10'da özetlenmiştir.

Tablo 7.10 R410A'nın ısıtma modunda sistem sıcaklıklarının deney ile model karşılaştırması

Isıtma	Kompresör Frekansı	Hz	65
Deney	T_{evap}	°C	1,46
	T_{kond}	°C	35,24
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	52,8
	$T_{üfleme}$	°C	32,59
Model	T_{evap}	°C	1,9
	T_{kond}	°C	34,11
	$T_{komp\ çıkış}$	°C	49,31
	$T_{üfleme}$	°C	31,21

7.2 R32 için Yüksek Sıcaklık Altında Kompresör Çıkış Sıcaklıklarının Karşılaştırması

Kompresör frekansının dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi, model ve deney sonuçları şekil 7.10'de gösterilmiştir. Model ile deney arasında 1,05 °C ile 3,07°C arasında fark meydana gelmiştir. En yüksek fark 52°C dış ortam sıcaklığında 3,07°C'dir. Komresör çıkış sıcaklığının çalışma limitleri içerisinde kalması ve model ile deney arasında 5°C'den daha büyük fark meydana gelmediği için model ile deney uyumludur.



Şekil 7.1 Dış ortama göre kompresör çıkış sıcaklıklarının model ile karşılaştırması

8
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında 12000 BTU/h bir ev tipi klimanın tasarımı yapılmış; R410A ve R32 için sistem performansı karşılaştırılmıştır. Bununla beraber her iki soğutucu akışkan için dinamik model oluşturulmuştur. Sistem tasarımı yapılırken CoilDesigner program ve literatürden elde edilen korelasyonlar kullanılmıştır. Dinamik model Modelica yazılım dili kullanılarak Dymola programında yapılmıştır. Modelde soğutma çevrimindeki her bir komponent Dymola programındaki TIL kütüphanesinden yararlanılarak modellenmiştir.

Termal sistem tasarımının yapılmasının ardından sistem için gerekli şarj miktarı her iki soğutucu akışkan için hesaplanmıştır. İlk olarak sistem R410A ile şarj edilmiştir. Ardından R32 ile doğrudan sistemde hiçbir değişklik yapılmadan şarj edilmiştir. Standart ısıtma ve soğutma şartlarında R32 ile R410A'nın performansı karşılaştırılmıştır. Devamında sistem R32 için optimize edilmiş ve R410A'nın en iyi durumu için performans karşılaştırması yapılmıştır. Çalışmanın ikinci kısmında ise yüksek sıcaklıklar altında R32 ve R410A'nın kompresör çıkış sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Çalışmanın modelleme kısmında ise; çalışma boyunca yapılan deneysel çalışmalardan bazıları seçilerek model sonucu ile karşılaştırılmıştır.

- Sisteme R32 doğrudan şare edilliği durumda, ısıtma ve soğutma kapasitesinin sırasıyla %2,53 ve %2,4; COP değerinin ise sırasıyla %1,17 ve % 4,6 arttığı görülmüştür.
- Optimize edilmiş durumda R32'nin R410A'ya göre kapasitesi soğutma ve ısıtma modunda sırasıyla %6,02 ve %4,28; COP'nin ise sırasıyla %8,95 ve %3,04 arttığı görülmüştür.
- Bütün çalışma şartları altında R32'nin kompresör çıkış sıcaklığının R410A'dan daha yüksek olduğu görülmüştür. En yüksek fark ise 46°C dış ortam sıcaklığında 4,87°C olarak gerçekleşmiştir.
- Stadart ısıtma ve soğutma şartları altında her iki soğutkan için kapasite, COP ve girişi gücü parametreleri karşılaştırıldığında model ve deney

sonuçlarının bütün durumlarda ±%5,2 aralığında uyumlu olduğu görülmüştür.

- Sistem sıcaklıkları için model ve deney sonuyları karşılaştırıldığında bütün durumlarda farkın ±3,5°C aralığında uyumlu olduğu görülmüştür.

Yapılan çalışma ile R32'nin R410A'dan daha yüksek performans sergilediği görülmüştür. Kompresör çıkış sıcaklıklarının da R410A'dan daha yüksek olduğu görülmüş; fakat sistemin çalışmasını engelleyecek bir durum ortaya çıkmamıştır. Oluşturulan model ile mevcut modelleme yaklaşımının güvenilirliği ve değişen parametreler tepkisinin iyi seviyede olduğu görülmüştür. Böylece bu model farklı kapasitedeki ürünlere uygulanabilecek ve parametrik çalışmalar yapılabilecetir. Modelin tahmin gücünün yüksek olması sayesinde optimizasyon için harcanan deney süresi ve yeni modellerin tasarım süreleri de azaltılmıştır.

Modelleme çalışması yapılırken geliştirmeye açık yönler ve gelecek çalışmalar da belirlenmiştir. Çalışmalarda en büyük fark kompresör çıkış sıcaklığı ve giriş gücünden gelmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı için farklı şartlarda daha detaylı kalorimetre ölçümlere yapılarak çıkış sıcaklığı daha doğru tahmin edilebilir. Bununla beraber giriş gücü tahminini güçlendirmek için sistemdeki elektronik komponentlerin kayıpları/verimleri daha etkin bir şekilde kullanılabilir. Böylece deneye daha yakın COP ve giriş gücü elde edilebilir. Oluşturulan modelin farklı platformlara uygulanması için elektronik kısılma vanası modellenebilir ve inverter klima algoritması modele aktarılabilir. Böylece güvenilirlik deney süreleri de azaltılabilir.

KAYNAKÇA

[1] Çomaklı, K., Şimşek F., Özyurt, Ö. 2008, "Bakırcı K., Soğutma/Isıtma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve alternatifleri," Mühendis ve Makine, cilt 47, sayı 562, s 33-45.

[2] Başaran, A., Özgener, L. 2013. "Doğaya Zararlı Halokarbon Soğutkanların Çevresel Etkileri ve Alınan Önlemler," Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 640, s. 45-53.

[3] E. Demirci, M. Özkaymak, M. Koşan, A.E. Akkoç ve M. Aktaş, "Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Gelişmeler," Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi, cilt 6, sayı 3, s. 184-199, Aralık, 2020,

[4] Yajima R., Kita K., Taira S., Domyo N., 2000. "R32 as a solution for energy conservation and low emission." Eighth International Refrigeration Conference at Purdue.

[5] Tu X., Liang X., Zhuang R., 2011. Study of R32 refrigerant for residential air-conditioning applications. International Congress of Refrigeration.

[6] L. Burns, M. Austin, C. Chen, TEST REPORT # 22 System Drop-In Testing of R-410A Replacements in Split System Heat Pump, Technical Report 23, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program, Low- GWP AREP), Indianapolis, 2013. IN 46260-0070

[7] A. Alabdulkarem, Y. Hwang, R. Radermacher, TEST REPORT # 20 "System Drop-In Tests of Refrigerants R-32, D2Y-60, and L-41a in Air Source Heat Pump, Technical Report 20, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program," Low-GWP AREP, College Park, MD, 2013, p. 20742. USA.

[8] H. Tsujii, H. Imada, "System Drop-In Test of Refrigerant R-32 in a VRF Multi-Split Heat Pump," Technical Report 15, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP), AHRI, 2013.

[9] R. Hanna, E. Ortego, A. Zoughaib, TEST REPORT # 46 System Drop-in Test of Refrigerants R-32, DR-5A, L-41-1 and L-41-2 in a Water Chiller, Technical Report 46, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program, Low-GWP AREP, France, 2015.

[10] Z. Lei, Z., Yanting, "System Drop-in Test of Refrigerant R-32 in Split Air-conditioning System," Technical Report 31, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP), AHRI, 2013.

[11] Hwang, Yunho; Xu, Xing; Radermacher, Reinhard; and Pham, Hung M., "Performance Measurement of R32 Vapor Injection Heat Pump System" (2012). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1261.

[12] Konghuayrob, Supharuek and Khositkullaporn, Kornvalee, "Performance Comparison of R32, R410A and R290 Refrigerant in Inverter Heat Pumps Application" (2016). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1577.

[13] Sutandi T., Margana A. S., Sumerru K., Sukri M. F., "Experimental Study of R32 as a Retrofit for R410A Refrigerant in a Residential Air Conditioner International Seminar of Science and Applied Technology, 2020.

[14] Dermont, Pieter, et al. "Advances of zero flow simulation of air conditioning systems using modelica." The First Japanese Modelica Conferences, May 23-24, Tokyo, Japan. No. 124. Linköping University Electronic Press, 2016.

[15] Kaiser, Christian, et al. "Investigation of fuel reduction potential of a capacity-controlled HVAC system for buses using virtual test drives." Proceedings of The American Modelica Conference 2018, October 9-10, Somberg Conference Center, Cambridge MA, USA. No. 154. Linköping University Electronic Press, 2019.

[16] Qiao, Hongtao, et al. "Coupled simulation of a room air-conditioner with cfd models for indoor environment." Proceedings of the 13th International Modelica Conference, Regensburg, Germany, March 4–6, 2019. No. 157. Linköping University Electronic Press, 2019.

[17] Ling, Jiazhen; Qiao, Hongtao; Alabdulkarem, Abdullah; Aute, Vikrant; and Radermacher, Reinhard, "Modelica-based Heat Pump Model for Transient and Steady-State Simulation Using Low-GWP Refrigerants" (2014). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1421.

[18] Çengel, Y. A. & Boles M. A. (2008). Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla (A. Pınarbaşı, Çev.). İzmir: Güven Bilimsel.

[19] T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, "F-Gazlara Çevre Dostu Alternatifler Konusunda Farkındalık Oluşturma Yangından Korunma Sektörü için Endüstri Kılavuzu," Nisan, 2019, TR2013/0327.05.01-04/001.

[20] IPCC, 2007: Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change.

[21] EES: http://www.mhhe.com/engcs/mech/ees/

[22] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 10, https://www.nist.gov/srd/refprop

[23] Coolpack: https://www.ipu.dk/products/coolpack/

[24]Coildesigner: https://www.optimizedthermalsystems.com/index.php/products/coildesigner

[25] Aydın O., Hocaoğlu S., Kaya Mehmet, "Split Klima Sistem Tasarım Raporu," ANG-210 Arçelik, 2021.

[26]Ceran, L. (2009). "Evaporatör ve kondenserlerde içten yivli boru kullanılmasının avantajları ve dezavantajlarının incelenmesi," (yüksek lisans tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[27] C.C. Wang, C.J. Lee, C.T. Chang, S.P. Lin, “Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers,” International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999) 1945-1956.

[28] L.M. Schlager, M.B. Pate and A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop during evaporation and condensation of R22 in horizontal micro-fin tubes, International Journal of Refrigeration (1989) 0140-7007.

[29] Zan Wu Yang Wu, Bengt Sunden, Wei Li, "Convective vaporization in micro-fin tubes of different geometries", Experimental Thermal and Fluid Science 44(2013)398-408.

[30] Koyama, Shigeru and Yonemoto, Ryuichiro, "Experimental Study on Condensation of Pure Refrigerants in Horizontal Micro-Fin Tube – Proposal of Correlations for Heat Transfer Coefficient and Frictional Pressure Drop–" (2006). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 804.

[31] Shodiya, S., Azhar, A. A., Darus, A. N. And Nasution, H., “Empirical correlations for sizing adiabatic capillary tubes using conventional refrigerants and their alternatives,” Heat Transfer Research, Volume 46, Issue 5, 2015, pp. 483-501.

[32] Li K., Yu J., Liu M., Xu D., Su L. and Fang Y., A Study of Optimal Refrigerant Charge Amount Determination for Air-Conditioning Heat Pump System in Electric Vehicles, Energies 13(3):657, 2020.

[33] Url-1 <https://modelica.org/modelicalanguage.html>, erişim tarihi 16.11.2022.

[34] Url-2 <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>, erişim tarihi 19.11.2022.

[35] Dassault Systèmes (2019). Dymola User Manual 1A: Introduction, Getting Started, and Installation.

[36] Petzold, L. R. (1982). A Description of DASSL: A Differantial/Algebraic System Solver (Report No: SAND82-8637). Livermore: Sandia National Laboratories.

[37] Url-3 <https://www.tlk-thermo.com/index.php/en/software/til-suite>, erişim tarihi 19.10.2022.

[38] Arsenjev, S. L., Lozovitski, I. B. and Sirik, Y. P. (2003). The Flowing System Gasdynamics Part 3: Saint-Venant–Wantzel’s formula modern form. Retrieved from https://arxiv.org/ftp/physics/papers/0302/0302038.pdf

[39] Url-4 <https://fmi-standard.org/>, erişim tarihi 17.11.2021

[40] Apaydın, T. (2016). “R600A soğutkan kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde diyabatik kılcal boru içerisindeki akışın modellenmesi,” (doktora tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[41] Swamee, P. K., Jain, A. K. (1976). Explicit equations for pipe flow problems. Journal of Hydraulics, 102, 657-664.

[42] Özdemir, E. (2019). “Makine öğrenmesi kullanımıyla ev tipi klimalarda parametre ve enerji verimliliği optimizasyonu,” (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı, İstanbul.

[43] Mehendale, Sunil. "A new heat transfer coefficient correlation for pure refrigerants and near-azeotropic refrigerant mixtures flow boiling within horizontal microfin tubes." International Journal of Refrigeration 86 (2018): 292-311.

[44] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering 16 (2) (1976) 359-368.

[45] E. Lim, S. Hern, TEST REPORT #16 System Drop-In Test of Refrigerant Blend R-32/R-134a (95/5), R-32, and DR-5 in Water-To-Water Heat Pump, Technical Report 16, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program, Low-GWP AREP, Oklahoma City, 2013, p. 73179.

[46] Url-5: https://www.swep.net/refrigerant-handbook/5.-refrigerants/sd1/ erişim tarihi 11.11.2022.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. O. Aydın, Ö. Ağra (2022). "Performance comparison of R32 and R410A refrigerants in heat pump," Cukurova 9th International Scientific Researches Conference, Adana.