
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ENDÜSTRİYEL TİP SOĞUTUCULARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNE YÖNELİK BİR SİSTEMİN TASARIMI VE ANALİZİ

Buğra ŞENSOY

DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MART 2025

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Buğra ŞENSOY

12/03/2025

ENDÜSTRİYEL TİP SOĞUTUCULARDA ENERJİ VERİMLİLİĞİNE YÖNELİK BİR SİSTEMİN TASARIMI VE ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Buğra ŞENSOY

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2025

ÖZET

Bu tez çalışmasında endüstriyel soğutuculardа enerji verimliliği sağlanmasına yönelik araştırmalar yapılmıştır. Çalışmada, endüstriyel ölçekte üretim için, çevre dostu R290 (propan) soğutucu akışkanını kullanan, düşük maliyetli, yenilikçi bir yoğuşma tavası ve nemlendirme ünitesine sahip, sistem bileşenleri ile uyumlu çalışan bir kontrol sistemi barındıran plug-in tip bir soğutma sistemi tasarlanmış, imal edilmiş ve test edilmiştir. Tasarlanan soğutma sistemiyle, yoğuşma suyunun çevreye taşmadan, mümkün olan en kısa sürede ve en verimli şekilde uzaklaştırılması sağlanarak enerji verimliliğine ve sürdürülebilirliğe katkı sağlanması amaçlanmıştır. Bu amaçlar doğrultusunda, sistem iki modda dört gün boyunca test edilmiştir. Her iki mod için de sistemin soğuk odası, ekstrem koşulların denendiği ve en yüksek yoğuşma suyunu oluşturan %100 bağıl nem ve soğutulan ürün için optimum bağıl nem şartı olan %90-95 bağıl nem aralığında tutularak test edilmiştir. Sistemde, gerçekleştirilen yenilikçi yöntemler ile yoğuşma suyunun ortamdan uzaklaştırılması esnasında elektrikli rezistansın çalışma gereksinimini azaltılmış hatta ortadan kaldırılmıştır. Buna bağlı olarak, soğutma sisteminde %29,52'ye varan enerji tasarrufu ve 337,66 $kgCO_2/m^2$'ye varan yıllık karbon emisyonu azaltımı sağlanmıştır. Deneyler esnasında, soğutma sürecinde yüksek performans sağlanmış olup, soğutma sisteminin en yüksek performans katsayısı (COP) ve ikinci yasa verimi sırasıyla 3,10 ve %56,24 değerleri ile 3. Gün'de elde edilmiştir. Enerji verimliliği sağlanan, yüksek soğutma performansı elde edilen bu çevreci soğutucu ile uzun vadede rasyonel ve sürdürülebilir çıktılara ulaşılacak bir sitem tasarlanmıştır. Bu yenilikçi tasarım, optimum soğuk oda koşullarında 21. ayın sonunda geri ödeme süresini tamamlamaktadır. Bu yönüyle de soğutma sisteminin, kullanıcılar tarafından tercih edilebilir bir alternatif olarak ön plana çıkması sağlanmıştır.

Bilim Kodu	:	92811
Anahtar Kelimeler	:	Soğutma sistemi, plug-in soğutucu, enerji verimliliği, yoğuşma suyu, kontrol algoritması
Sayfa Adedi	:	131
Danışman	:	Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

A SYSTEM DESIGNING AND ANALYZING TO ENERGY EFFICIENCY IN INDUSTRIAL TYPE REFRIGERATOR

(Ph. D. Thesis)

Buğra ŞENSOY

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

March 2025

ABSTRACT

In this thesis, research was conducted to improve energy efficiency in industrial refrigeration systems. In this study, a plug-in type of refrigeration system for industrial-scale production, using environmentally friendly R290 (propane) refrigerant, with a low cost, innovative condensate pan and humidification unit, and a control system that works in harmony with the system components, was designed, manufactured and tested with the designed refrigeration system, aimed to contribute to energy efficiency and sustainability by ensuring that the condensate water is removed in the shortest possible time and in the most efficient way without overflowing into the surroundings. For these purposes, the system was tested for four days in two modes. In line with these objectives, the system has been tested for four days in two modes. For both modes, the cold room of the system was at 100% relative humidity, where extreme conditions were tested, which generated the highest condensate water, and kept at 90-95% RH, which is the optimum RH condition for the food product. With innovative methods in the refrigerator, the need for electric resistance during the removal of condensate water from the system was reduced and even eliminated. As a result, energy savings of up to 29.52% and annual carbon emission reductions of up to 337.66 kgCO2/m2 were obtained in the refrigeration system. During the tests, high performance was achieved in the cooling process, and the highest coefficient of performance (COP), and second law efficiency of the refrigeration system were obtained with values of 3.10 and 56.24%, respectively, on Day 3. With this environmentally friendly refrigerator, which provides energy efficiency and high cooling performance, a system that will achieve rational and sustainable outputs in the long term was designed. This innovative design completes its payback period at the end of the 21st month under optimum cold room conditions. In this respect, the refrigeration system has emerged as a preferable alternative for users.

Science Code	:	92811
Key Words	:	Refrigeration system, plug-in refrigerator, energy efficiency, condensate water, control algorithm
Page Number	:	131
Supervisor	:	Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Lisans eğitimimden bu yana ileri görüşlülüğünü, engin bilgi ve tecrübesini üzerimden esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ başta olmak üzere tez izleme komitesi üyelerim Sayın Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a ve Sayın Doç. Dr. Mustafa Bahadır ÖZDEMİR'e, çalışmam boyunca desteğini esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Seyfi ŞEVİK'e, Sayın Doç. Dr. Ahmet AKTAŞ'a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Burak AKTEKELİ'ye, Sayın Arş. Gör. Yaren GÜVEN'e, Sayın Arş. Gör. Oğuz Kaan ÇİNİCİ'ye, deney setinin kurulumunda yardımcı olan Nurdil Teknik Soğutma A.Ş.'ye, çalışmam esnasında manevi desteğini eksik etmeyen kıymetlim Mervenur'a, çok değerli ablam Kübra ŞENSOY'a ve ayrıca eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi olarak desteklerini esirgemeyen annem Cahide ŞENSOY'a ve babam Mustafa Vehbi ŞENSOY'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ x

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xi

RESİMLERİN LİSTESİ xiv

1. GİRİŞ 1

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ 9

2.1. Soğutma Sistemlerine Genel Bir Bakış 9

2.2. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Ekipmanlar 10

2.2.1. Kompresörler 10

2.2.2. Kondenserler (Yoğuşturucular) 15

2.2.3. Genleşme valfleri 17

2.2.4. Evaporatörler (Buharlaştırıcılar) 18

2.2.5. Fanlar 24

2.2.6. Aydınlatma sistemleri 25

2.2.7. Soğutucu akışkanlar 27

2.2.8. Kabin yalıtımı ekipmanları 33

3. TEŞHİR TİPİ SOĞUTUCULAR 37

3.1. Teşhir Tipi Soğutuculara Genel Bir Bakış 37

3.2. Kabin Türüne Göre Teşhir Tipi Soğutucular 37

3.2.1. Açık kabinli teşhir tipi soğutucular 37

3.2.2. Kapalı kabinli teşhir tipi soğutucular 39

3.3. Tasarım Türüne Göre Teşhir Tipi Soğutucu Çeşitleri 41

Sayfa

3.3.1. Merkezi tasarımlı teşhir tipi soğutucular 41
3.3.2. Bölünmüş tasarımlı teşhir tipi soğutucular 42
3.3.3. Doğrudan fişe takılabilir (plug-in) teşhir tipi soğutucular 43
3.3.4. İki döngülü teşhir tipi soğutucular 44
3.4. Sıcaklık Sınıfına Göre Teşhir Tipi Soğutucu Çeşitleri 45
4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 47
4.1. Komponent Bazlı Çalışmalar 47
4.2. Yalıtım Bazlı Çalışmalar 54
4.3. Soğutkan Bazlı Çalışmalar 57
4.4. Soğutma Çevrimi Bazlı Çalışmalar 62
4.5. Hava Akışı ve Kontrol Tekniği Bazlı Çalışmalar 64
4.6. Teşhir Tipi Soğutma Sistemlerinde Ultrasonik Nemlendirici Kullanımı 68
5. TEORİK ANALİZ 71
5.1. Termodinamik Analizler 71
5.2. Kütle Transferi Analizleri 73
5.3. Enerji Tüketimi, Karbon Emisyonu ve Sürdürülebilirlik Analizleri 74
6. MATERYAL VE METOD 77
6.1. Çalışmaya İlişkin Tasarım 77
6.2. Tasarıma İlişkin Ölçme Sisteminin Geliştirilmesi 83
6.3. Tasarıma İlişkin Kontrol Algoritmasının Geliştirilmesi 85
6.4. Deney Düzeneği Prototip İmalatı Süreci 87
7. DENEYSEL PROSEDÜR 91
7.1. Mod-1 Deneyleri 91
7.2. Mod-2 Deneyleri 92
8. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA 97
9. SONUÇ VE ÖNERİLER 113

Sayfa

9.1. Sonuçlar..... 113

9.2. Öneriler 114

KAYNAKLAR 117

ÖZGEÇMİŞ 131

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Endüstriyel soğutmada kullanılan akışkanlara ait KIP ve OTP değerleri .. 32

Çizelge 2.2. ASHRAE emniyet sınıflandırması tablosu 33

Çizelge 3.1. Teşhir tipi soğutucuların sıcaklık değerine göre sınıflandırması..... 45

Çizelge 4.1. Teşhir tipi soğutucularda enerji verimliliği çalışmaları 47

Çizelge 6.1. Soğutma sisteminde kullanılan temel ekipmanlar ve özellikleri 80

Çizelge 6.2. Sistemde ölçülen büyüklüklere ilişkin açıklamalar 84

Çizelge 8.1. Kütle transferi sürecinde havaya ilişkin bilgiler 105

Çizelge 8.2. Kütle transferi sürecinde yoğuşma suyuna ilişkin bilgiler 105

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. İdeal mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 10

Şekil 2.2. Soğutma kapasitesine göre kullanılabilecek kompresör tipleri 11

Şekil 2.3. Defrost öncesi ve sonrası evaporatör yüzeyindeki hava akışı 23

Şekil 2.4. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi 31

Şekil 3.1. Merkezi teşhir tipi soğutma sistemine ait taslak tasarımı 42

Şekil 3.2. Bölünmüş teşhir tipi soğutma sistemine ait taslak tasarım 42

Şekil 3.3. İki döngülü teşhir tipi soğutma sistemlerine ait taslak tasarım 44

Şekil 4.1.Soğutma sistemlerinde kullanılan düşey film evaporatör görseli 50

Şekil 4.2. İki evaporatöre sahip ejektör entegreli soğutma sistemi 52

Şekil 4.3. Kompresör basma hattına ilişkin gerçekleştirilen yenilikçi soğutma sistemi tasarımı 53

Şekil 4.4. Endüstriyel soğutucuda soğutkan değişiminin karbon emisyonuna etkisi 58

Şekil 4.5. a. Soğutma kabininin ilk yapısı, b. Kılavuz şeritler eklenince kabin yapısı 65

Şekil 4.6. Geliştirilen hava perdesi sayesinin hava akışına etkisi 66

Şekil 5.1. Çalışmada gerçekleştirilen analizler arasındaki ilişki 71

Şekil 6.1. Soğutma sistemi tasarımı amaçları 79

Şekil 6.2. Tasarımı gerçekleştirilen soğutma sistemine ait taslak çizim (1- Deney seti, 2- zemin, 3- kompresör, 4- yoğuşma tavası, 5- su, 6- taşma tavası içerisinde PTC etkili elektrik rezistansı ya da su pompası, 7- antibakteriyel bez, 8- sıcak hava, 9- kondenser, 10- kondenser fanları, 11-dryer, 12- genleşme valfi, 13- soğuk oda, 14- evaporatör, 15- evaporatör fanları, 16- ultrasonik nemlendirici,17- su drenaj hattı, 18- soğutulan ürünler, 19- kontrol ünitesi, 20- besleme ünitesi) 79

Şekil 6.3. Soğutma sistemine ait taslak Log P-h diyagramı 82

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.4. Tasarıma ait üç boyutlu modelleme görüntüleri (1- soğuk oda, 2- soğuk oda kapısı, 3- kontrol ünitesi, 4- evaporatör çıkışı/soğuk oda girişi havayolu, 5- kondenser, 6- ultrasonik nemlendirici, 7- kompresör, 8: soğuk oda T/RH sensörü, 9- evaporatör, 10- defrost suyu drenaj hortumu, 11- yoğuşma tavası, 12- Taşma tavası ve PTC etkili rezistans, 13- defrost suyu toplama tavası, 14- evaporatör fanları, 15- dryer, 16- kılcal boru)..... 82

Şekil 6.5. Soğutma sistemi veri kaydedici ünitesi elektrik devre şeması 83

Şekil 6.6. Sensörlerin veri kaydedici kanallarında konumlandırılma noktaları..... 84

Şekil 6.7. Soğutma sisteminde kullanılan sensörlere ait yerleşim şeması (1-2-3-4-6-7-8-9-11: sıcaklık sensörü, 5: Debi ölçer, 10: Gerilim ve akım sensörü, 12: su seviyesi sensörü, 13: sıcaklık bağıl nem sensörü) 85

Şekil 6.8. Soğutma sisteminin kontrol algoritması 87

Şekil 8.1. Deneylerde tüketilen toplam elektrik enerjisi miktarı 98

Şekil 8.2. Mod-1'de komponent bazlı enerji tüketim dağılımı, a) 1.Gün, b) 2.Gün 98

Şekil 8.3. Mod-2'de komponent bazlı enerji tüketim dağılımı, a) 3.Gün, b) 4.Gün 99

Şekil 8.4. Yoğuşma suyunun uzaklaştırılması esnasında tüketilen enerjinin bağıl nem koşulları ve sistem modlarına bağlı olarak değişimi 100

Şekil 8.5. 1.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi 100

Şekil 8.6. 2.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi 101

Şekil 8.7. 3.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi 101

Şekil 8.8. 4.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi 102

Şekil 8.9. Mod-1 deneyleri esnasında su kütlesinin PTC rezistansa bağlı güç değişimi 104

Şekil 8.10. Yoğuşma tavasında süreye bağlı sıcaklık değişimi 106

Şekil 8.11. Yoğuşma tavasının ortalama sıcaklık ve verimliliği değerleri 107

Şekil 8.12. Deneyler sırasında kompresör motorunun şebekeden çektiği akım değerleri 107

Şekil **Sayfa**

Şekil 8.13. Soğutma sisteminin COP ve ikinci yasa verimliliği sonuçları 108

Şekil 8.14. Soğutma sistemi ortalama enerji tüketimi ve ortalama soğuk oda sıcaklıkları arasındaki ilişki 109

Şekil 8.15. Deneyler esnasında evaporatör yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi.. 109

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 2.1. Süpermarket soğutma sisteminde kullanılan bir scroll kompresör 12

Resim 2.2. Düşük kapasiteli bir soğutma sistemine ait mikro kanal kondenser 16

Resim 2.3. Soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfi 18

Resim 2.4. Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan evaporatör ünitesi 20

Resim 2.5. Yüzeyi karlanmış evaporatör ünitesi 21

Resim 2.6. Endüstriyel soğutuculardа kullanılan bazı eksenel fan çeşitleri 24

Resim 2.7. Floresan ve LED ışık kaynakları ile aydınlatılan kabinler 27

Resim 2.8. VYP yalıtım malzemesi örneği 34

Resim 3.1. Açık kabinli dikey teşhir tipi bir soğutucu 38

Resim 3.2. Kapalı kabinli dikey teşhir tipi bir soğutucu 40

Resim 3.3. Fişe takılabilir teşhir tipi soğutma sistemlerine ait çeşitli görseller 43

Resim 4.1. Anti-fog malzeme kullanımının buğulanmaya etkisini gösteren görsel 55

Resim 4.2. PVC yalıtım şeridi ile kaplanan açık tip soğutma sistemi 56

Resim 4.3. R404A yerine R290 akışkanı şarj edilen soğutucuya ait görsel 61

Resim 4.4. Çalışmada kullanılan üzümler nemlendirici a) olan, b) olmayan sistem 69

Resim 6.1. İmalatı tamamlanan soğutma sistemine ilişkin görseller 88

Resim 6.2. Deney düzeneğinin nihai görselleri 89

Resim 7.1. Mod-1 deneyleri öncesinde yoğuşma suyunun taşma tavasındaki durumu.. 91

Resim 7.2. Mod-1 deneyleri sonrasında yoğuşma suyunun taşma tavasındaki durumu 92

Resim 7.3. Mod-2 deneylerinde yoğuşma suyu uzaklaştırma yöntemi 93

Resim 7.4. Mod-2 deneylerinden (a) önce, (b) sonra taşma tavasının görüntüsü 93

Resim 7.5. Deneyler anında yoğuşma tavasına drenaj hortumundan gelen su 94

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
c_r	Soğutucu akışkanın özgül ısısı, (kJ/kg^{o}C)
D_{AB}	Termal difüzyon katsayısı, (m^2/s)
D_p	Sistem tükenme faktörü
$\dot{E}x_{y,evap}$	Evaporatörün ekserji yıkım miktarı, (kW)
$\dot{E}x_{y,kb}$	Kılcal borunun ekserji yıkım miktarı, (kW)
$\dot{E}x_{y,komp}$	Kompresörün ekserji yıkım miktarı, (kW)
$\dot{E}x_{y,kond}$	Kondenserin ekserji yıkım miktarı, (kW)
$\dot{E}x_{y,toplam}$	Soğutma sisteminin toplam ekserji yıkımı, (kW)
$h_{evap,ç}$	Evaporatörden çıkan soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{evap,g}$	Evaporatöre giren soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{kb,ç}$	Kılcal borudan çıkan soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{kb,g}$	Kılcal boruya giren soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{komp,ç}$	Kompresörden çıkan soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{komp,g}$	Kompresöre giren soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{kond,ç}$	Kondenserden çıkan soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
$h_{kond,g}$	Kondensere giren soğutkanın entalpisi, (kJ/kg)
L	Taşma tavasının boyutu, (m)
$\dot{m}_r$	Soğutkan debisi, (kg/s)
m_{su}	Buharlaşan su kütlesi, (kg)
$\dot{m}_{su}$	Buhar kütle akış hızı, (kg/s)

Simgeler	Açıklamalar
P_b	Havanın kısmi buhar basıncı, (Pa)
$P_{d,b}$	Doymuş havanın kısmi buhar basıncı, (Pa)
P_{evap}	Evaporatör basıncı, (Pa)
P_{kond}	Kondenser basıncı, (Pa)
$\dot{Q}_e$	Evaporatör kapasitesi, (kW)
$\dot{Q}_{kond}$	Kondenser kapasitesi, (kW)
$\dot{Q}_{kt}$	Yoğuşma tavası kapasitesi, (kW)
R	Gaz sabiti, (kJ/kgK)
Re	Reynolds sayısı
$s_{evap,ç}$	Evaporatörden çıkan soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{evap,g}$	Evaporatöre giren soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{kb,ç}$	Kılcal borudan çıkan soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{kb,g}$	Kılcal boruya giren soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{komp,ç}$	Kompresörden çıkan soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{komp,g}$	Kompresöre giren soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{kond,ç}$	Kondenserden çıkan soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
$s_{kond,g}$	Kondensere giren soğutkanın entropisi, (kJ/kgK)
Sch	Schmidt sayısı
Sh	Sherwood sayısı
T	Sıcaklık, (°C)
T_0	Ölü hal sıcaklığı, (°C)
T_b	Sistemin buharlaşma sıcaklığı değeri, (°C)
$T_{defrost,prob}$	Defrost kanalı sıcaklık değeri, (°C)
$T_{defrost_set}$	Defrost kanalında istenilen sıcaklık değeri, (°C)
T_E	Evaporatör sıcaklığı, (°C)

Simgeler	Açıklamalar
T_K	Kondenser sıcaklığı, (°C)
$T_{kabin,prob}$	Soğuk oda kabini sıcaklık değeri, (°C)
T_{kabin_set}	Soğuk oda kabininde istenilen sıcaklık değeri, (°C)
$T_{PTC,prob}$	Taşma tavasında bulunan su sıcaklık değeri, (°C)
$T_{PTC,set}$	Taşma tavası suyunun istenilen sıcaklık değeri, (°C)
T_y	Sistemin yoğuşma sıcaklığı değeri, (°C)
t	Yoğuşma suyunun buharlaşma süresi, (dk)
tCO_2	Toplam karbondioksit salımı, (ton/ CO_2)
$t_{evap,fan}$	Evaporatör fanının günlük çalışma süresi, (h)
t_{komp}	Kompresörün günlük çalışma süresi, (h)
$t_{kond,fan}$	Kondenser fanının günlük çalışma süresi, (h)
$t_{nemlendirici}$	Ultrasonik nemlendiricinin günlük çalışma süresi, (h)
t_{PTC}	PTC etkili **e**lektrik rezistansı günlük çalışma süresi, (h)
v	Hava hızı (m/s)
v	Kinematik viskozite (m^2 /s)
w	Hata oranı
$\dot{W}_{evap,fan}$	Evaporatör fanı gücü, (kW)
$\dot{W}_{komp.,i}$	İdeal kompresör gücü, (kW)
$\dot{W}_{komp.,g}$	Gerçek kompresör gücü, (kW)
$\dot{W}_{kond,fan}$	Kondenser fanı gücü, (kW)
$\dot{W}_{nemlendirici}$	Ultrasonik nemlendiricinin gücü, (kW)
$\dot{W}_{PTC}$	Elektrik rezistansın gücü, (kW)
W_R	Toplam belirsizlik miktarı
x	Bağımsız değişken
Z_{CO_2}	Yıllık enviro-ekonomik değeri, ($/yıl)

Simgeler	Açıklamalar
z_{CO_2}	Birim karbon emisyonu başına maliyet, ($/kg$CO_2$)
$\eta_{II,ES}$	Endüstriyel soğutucunun ekserji (II. yasa) verimi, (%)
η_{iz}	Kompresörün izantropik verimi, (%)
η_{kt}	Yoğuşma tavası verimi, (%)
η_{mek}	Kompresörün mekanik verimi, (%)
$\eta_{top.}$	Kompresörün toplam verimi, (%)
ϕ	Bağıl nem, (%)
$\phi_{\mathbf{kabin,prob}}$	Soğuk oda kabini bağıl nem değeri, (%)
$\phi_{\mathbf{kabin_set}}$	Soğuk oda kabini istenilen bağıl nem değeri, (%)
φ_{CO_2}	Yıllık karbon emisyon miktarı, ($kgCO_2$/yıl)

Kısaltmalar	Açıklamalar
AA	Alternatif akım
AB	Avrupa Birliği
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Derneği
BTU	İngiliz ısı birimi
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans katsayısı
COP_{ES}	Endüstriyel soğutucu performans katsayısı
$COP_{ES,Carnot}$	Carnot'a göre performans katsayısı
DA	Doğru akım
EC	Elektronik komütasyon
EER	Enerji verimlilik oranı
EKM	Elektronik kontrollü motor

Kısaltmalar	Açıklamalar
EN	Avrupa Standardı
ES	Endüstriyel soğutucu
$\boldsymbol{ET_{günlük}}$	Soğutucunun günlük enerji tüketimi, (kWh/gün)
EVE	Enerji verimliliği endeks değeri
F-Gaz	Florlu gazlar
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar
HFO	Hidrofloroolefin
IEA	Uluslararası Enerji Ajansı
IIR	Uluslararası Soğutma Enstitüsü
ISO	Uluslararası Standart Organizasyonu
KIP	Küresel ısınma potansiyeli
LED	Işık yayan diyot
M.Ö.	Milattan önce
OTP	Ozon tüketme potansiyeli
PFC	Perflorokarbon
PTC	Pozitif sıcaklık katsayısı
PV	Fotovoltaik
PVC	Polivinil klorür
SI	Sürdürülebilirlik endeksi değeri
SMER	Özgül nem çekme oranı
TS	Türk Standardı
US EPA	Birleşik Devletler Çevre Koruma Ajansı
VYP	Vakum yalıtım paneli

Kısaltmalar	Açıklamalar
YET	Soğutucunun yıllık enerji tüketimi, (kWh/yıl)

1. GİRİŞ

İnsanoğlu var olduğundan beri ısınma, beslenme, aydınlanma, soğutma vb. enerji girdili konularda etkin sonuçlara ulaşabilmek maksadıyla çözüm arayışı içerisine girmiştir. Bu etkin sonuçlara ulaşma çabası günbegün artmış, sanayileşmenin artışıyla meydana gelen gelişmelerle de enerjiye olan yoğun talep artışı, çözüm yöntemlerinin sistematik olarak ilerlemesini gerekli kılmıştır. Bu sistematik düzenle birlikte, önce enerji talebi miktarı sonrasında ise enerjinin etkin kullanımı ülkeler ve vatandaşlarının refah seviyesinin göstergesi olan bir kavram haline dönüşmüştür.

Dünyada yaşanan her önemli gelişme enerji girdili konulardaki çözüm arayışlarında yenilikçi tasavvurlar getirme zorunluluğu oluşturmuştur. Özellikle 1973'te yaşanan Dünya Petrol Krizi ile enerji verimliliği kavramı tüm ülke ve sektörlerin de gündemine girmeye başlamıştır. Özellikle fosil kaynakları sınırlı olan ülkelerde birincil ve ikincil enerji ithalatına gidilmesi, ekonomide dış ticaret açığına neden olmuş ve enerjinin kullanım şeklinin daha da önemli hale gelmesini beraberinde getirmiştir.

Enerjini kullanım şekline önem verilmesinin ekonomik gerekçelerinin yanında çevresel gerekçeleri de zamanla ön plana çıkmıştır. Özellikle fosil yakıtların kullanımının ana etken olduğu küresel ısınma tehdidi ve ozon tabakasında meydana gelen tahribatlar enerji üretim yöntemlerinde yeni gelişmelerin ve teknolojilerin oluşumunu hızlandırmıştır. Son on senede, fosil yakıtların kullanımından bağımsız, yenilenebilir kaynaklar ile enerji üretimi önem kazanmakta ve yıldan yıla yenilenebilir kaynaklar, toplam enerji üretiminin kurulu güce nispetinde payını arttırmaktadır. Fakat mevcut durumda gerek elektrik şebekesi altyapı planlaması gerekse de ülkelerin enerji arz güvenliği mekanizmaları sebebiyle yenilenebilir enerji kaynakları enerji üretim yükünü tek başına sırtlayacak konumda değildir. Dolayısıyla mevcut düzen içerisinde fosil kaynaklı yakıtlara da ihtiyaç hala devam etmektedir. Bu durum, fosil yakıtların yaratmış olduğu çevresel tahribatlar ve emisyonların da devam edeceğini işaret etmektedir. Bu sebeple uluslararası kamuoyu küresel ısınma ve ozon tahribatı tehlikesinin dünyamızı bu seviyede tehdit etmesinin önüne geçmek için çeşitli önlemler almakta, ülkeler arasında protokol ve anlaşmalar imzalanmakta ve bu şekilde daha çevreci bir yaşam tarzı alışkanlığı kazandırılmaya çalışılmaktadır.

Somut bir örnek vermek gerekirse; Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) tarafından yapılan bir araştırmada; enerji talebindeki artışa göre sera gazı emisyonundaki artışın 2030 senesinde 2007 senesinden %40 daha fazla olacağını öngörmektedir [1]. Buna ek olarak ulusal bazda çeşitli önlemleri de ülkeler kendi politikaları doğrultusunda almaya devam etmektedir. Örneğin İngiltere, geliştirmiş olduğu ulusal politikalar ile sera gazı emisyonunu, 2030 ve 2050 senelerinde sırasıyla %60 ve %80 azaltarak 1990'lı senelerdeki ulusal emisyon değerlerine getirmeyi amaçlamaktadır [2].

Yukarıda sunulan gerek ekonomik gerekse de çevresel gerekçeler, her ülke ve her bir alt sektör için; enerjinin üretiminden tüketime kadar olan tüm aşamalarda en yüksek etkinlikte hareket edilmesini ve bu süreçte kalite, performans, sosyal refah gibi kıstaslardan feragat etmeden enerji tüketiminin azaltılmasını amaçlayan "*Enerji Verimliliği*" kavramını aktif olarak kullanmayı zorunlu hale getirmiştir.

Enerjinin verimli kullanılabilmesi ve sera gazı emisyonlarının azaltılması için çabalayan alt sektörlerden birisi de soğutma sektörüdür. Bu sektörün tarihi gelişiminden kısaca bahsedilmesi gerekirse; M.Ö. 1000'li yıllardan bu yana, insanoğlu soğutma yapmaya çalışmaktadır. Çinliler buz göllerini kırarak buz kalıpları oluşturmak suretiyle, bilinen ilk soğutma faaliyetlerine başlamışlardır. Ticari olarak ise 1806 senesinde Frederic TUDOR ilk buz makinası imalatını yapmış ve soğutmayı buz üreterek sağlamaya çalışmıştır. 1834 yılında Jakop PERKİNS, eter ile çalışan bir soğutma makinası tasarlamış ve mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin temelini atmıştır. 1858 senesinde Ferdinand CARRE absorbsiyonlu soğutma sistemini keşfetmiş, 1910'lu senelerde buzdolabı yapılmış, 1930 senesinde R-12 gazı bulunarak CFC temelli akışkanlar geliştirilmiş, 1935'te R-22 soğutucu akışkanı bulunarak HCFC temelli akışkanlar geliştirilmiş, 1989'da R-134 A ve R-123 gibi HFC temelli akışkanlarla soğutma yapılmıştır. Günümüzde de çevresel tahribatı en düşük olacağı düşünülen akışkanlarla farklı çevrim ve tasarımlar üzerinden soğutma faaliyetleri yapılmaya devam edilmektedir.

Enerji üretiminde kullanılan fosil yakıtlar gibi, mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan soğutucu akışkanlar da küresel ısınmaya sebep olmakta ve ozon tabakası tahribatı yaratmaktadır. Bu sebeple soğutma sektöründe enerji verimliliği sağlanma gereksinimiyle birlikte çevreye duyarlı, ulusal ve uluslararası anlaşmalara uygun akışkanlar kullanılması gerekmektedir. Çünkü soğutma sektörüne olan gereksinim günbegün artmakta

ve bu konuda endişe duyulan hususlar kümülatif büyüme eğilimi göstermektedir. Bu noktada, soğutma sektörüne olan talep artışının temel gereksinimlerinden de bahsetmek gereklidir.

Toplumların gıda tüketim anlayışı, sosyoekonomik farklılıklara göre değişiklik gösterse de özellikle gıda teknolojisi ve lojistik altyapısının gelişmesiyle birlikte insanların hazır gıda ve içecek tüketimi artmaktadır. Özellikle tüm dünyayı etkileyen Covid-19 pandemisi sonrası insanlar bağışıklık sistemlerine daha fazla dikkat etmeye başlamış, bu durum da protein kaynaklı gıdalara, taze ya da dondurulmuş meyve ve sebzeye olan talebi arttırmıştır. Bununla birlikte yine pandemi sonrası yaşanan alışkanlık değişimiyle birlikte, insanlar yüz yüze alışveriş dışında online alışveriş sistemiyle birlikte gerek tüketim yelpazesini gerekse de tüketim miktarını arttırmışlardır. Bunun etkisi olarak, besin ya da içecek muhteviyatına göre üretilecek endüstriyel soğutucu tiplerinde farklılıklar yaşanabilmekte ve dolayısıyla dünya genelinde endüstriyel soğutucu sayısı artışı devam etmiştir. Ayrıca, endüstriyel soğutucu sayısındaki artışın bir diğer sebebi de online alışveriş sistemi depoları ve market sayılarının artışıdır.

Somut bir örnek vermek gerekirse; olan süpermarketler ile alakalı, sektörel araştırmalar yapan bir firmanın verilerine göre; Türkiye'de son on yıllık süre zarfında, discount marketlerin mağaza sayısı %285, şube sayısı en az 5 ve üzeri olan market zincirlerinin toplam mağaza sayısı %178 ve yerel market zincirlerine ait mağaza sayısı %77 oranında artış göstermiştir. 2023 yılı sonu itibariyle ise, Türkiye'de en az 3 mağazası bulunan marketlerin toplam şube sayısı 52 bin rakamını aşmıştır [3]. Dolayısıyla, depo ve süpermarket sayılarındaki artış endüstriyel soğutuculara olan talep artışını, endüstriyel soğutucu miktarında yaşanan artış ise enerji tüketimi ve karbon salımını miktarını arttırmaktadır. Bu bağlamda, perakende sektörü ve endüstriyel soğutuculara ait enerji tüketiminin, ulusal ve dünya çapında etkileri ve buna bağlı oluşan çevresel çıktılara ilişkin önemli bilimsel araştırmalar şu şekildedir;

Kauko ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada (2017), dünya genelinde üretilen toplam elektrik enerjisinin enerjinin yaklaşık %3-4'ünün süpermarketlerde kullanıldığını ortaya koymuşlardır [4]. Tassou ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada (2011), Birleşik Krallık'ta bulunan süpermarketlerin enerji tüketimlerinden kaynaklı olarak, ülkedeki sera gazı emisyonlarının yaklaşık %1'inden sorumlu oldukları ortaya konulmuştur. Bununla

birlikte aynı çalışmada; ülkedeki toplam elektrik enerjisi tüketiminin, %3-5'inin süpermarketlerden kaynaklandığı, süpermarketlerde kullanılan elektrik enerjisinin ise, %35-50'sinin endüstriyel soğutuculardа kullanıldığı belirtilmiştir [5]. Karampour ve arkadaşları (2016), süpermarketlerin sanayisi gelişmiş ülkelerde tüketilen elektrik enerjisinin %3-4'ünden sorumlu olduklarını, süpermarketlerde tüketilen enerjinin de yaklaşık %35-40'ının endüstriyel soğutucular tarafından tüketildiğini belirtmişlerdir [6]. Amerika'nın beş farklı iklim bölgesinde yapılan bir çalışmada (2009), süpermarketlerin enerji tüketim verileri incelenmiş; endüstriyel soğutma sistemlerinin enerji tüketiminin, süpermarketlerin toplam enerji tüketimine oranının %44-67 arasında değişkenlik gösterdiği saptanmıştır [7]. Braun ve arkadaşları (2014), İngiltere'nin kuzeyinde orta ölçekli bir süpermarketi referans alarak yapmış oldukları çalışmada, süpermarketin elektrik enerjisi tüketiminin yaklaşık %66'sının soğutma sistemlerinden kaynaklandığı sonucuna ulaşmışlardır [8]. Mylona ve arkadaşları (2017), süpermarketlerde yer alan endüstriyel soğutma sistemlerinin süpermarket genelinde tüketilen enerjinin %60'ına kadarından sorumlu olabileceğini belirtmişlerdir [9]. US EPA verilerine göre (2008), süpermarketlerde yılda 50 kWh/ft2 enerji tüketilmektedir. Bu da ortalama büyüklükteki bir süpermarket için yılda 2 milyon kWh elektrik enerjisi tüketimine tekabül etmektedir. Bu tüketimin de yaklaşık %40-60 endüstriyel soğutuculardan kaynaklandığı ve süpermarketlerdeki endüstriyel soğutucuların Amerika toplam elektrik tüketimini %2-3'ünü oluşturduğu ve bu oranın da 0,5 katrilyon BTU enerji eşdeğerine eşit olduğu bilgisi paylaşılmıştır [10]. Timma ve arkadaşları (2015), Litvanya'da bir süpermarketin elektrik enerjisi tüketim verilerini incelemişler ve yıllık elektrik enerjisi tüketiminin ortalama %46'sının endüstriyel soğutuculardan kaynaklandığını sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca çalışmada, müşteri başına elektrik enerjisi tüketiminin 1,06 kWh ila 1,78 kWh arasında değişkenlik gösterdiği, meydana gelen bu farklılığın sebebinin ise; müşteri davranışları, market yönetimi ve süpermarketlerde yer alan ekipman teknolojisine bağlı olduğu ifade edilmiştir [11]. Arias yapmış olduğu çalışmada (2005), dünya genelinde yapılan bazı çalışmalara göre süpermarketlerin enerji tüketimi; İsveç'te 350-450 kWh/m2, Kanada'da 800 kWh/ m2, Amerika'da 600 kWh/ m2, Birleşik Krallık'ta 1000 kWh/ m2 seviyelerindedir. Bununla birlikte, enerji tüketimlerinin süpermarkette kullanımı oranları; Amerika'da %4, Birleşik Krallık'ta %3, Fransa'da %4, Danimarka'da %4 ve İsveç'te %3'tür. Aynı kaynakta süpermarketlerde tüketilen enerjinin; İsveç'te %47, Amerika'da ise %39'unun soğutma sistemleri için kullanıldığı belirtilmiştir [12]. Negrão ve Hermes yaptıkları araştırmaya göre (2011), soğutucuların dünya genelinde üretilen elektrik enerjisinin %6'sından sorumlu olduklarını belirtmişlerdir [13]. Yapılan başka bir çalışmada

ise, soğutma sektöründe kullanılan enerjinin ise yaklaşık %35'inin gıda teşhiri için kullanılan soğutuculardan kaynaklandığı belirtilmiştir [14].

Salehy ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada (2020), soğutma sistemlerinin dünyadaki enerji tüketiminin yaklaşık %17'sinden sorumlu olduğu ve yine bu sistemlerin toplam sera gazı emisyonunun %8'ini oluşturduğu belirtilmiştir [15]. Kosar ve Dumitrescu yapmış oldukları çalışmada (2005), gıda dağıtımı ve teşhiri için gerekli olan enerjinin üretimi sonucunda oluşan sera gazı emisyonunun; dünyada toplam elektrik üretimi sonucunda ortaya çıkan sera gazı emisyonun %7'si olduğunu belirtmişlerdir [16]. Dupont tarafından yapılan bir çalışmada (2019), dünyadaki sera gazı emisyonunun %7,8'inden soğutma sektörünün sorumlu olduğu, soğutuculardan kaynaklı sera gazı emisyonunun ise %37'sinin doğrudan soğutkan sızıntısından, %63'ünün ise dolaylı olarak soğutucuların kullandığı elektrik enerjisinden kaynaklı olduğu belirtilmiştir [17].

Yapılan araştırmalardan da anlaşılacağı üzere; perakende sektörü ve bu sektörde kullanılan endüstriyel soğutma sistemleri, ulusal ve uluslararası enerji tüketiminde ve dünyadaki karbon emisyonu başta olmak üzere çevresel hassasiyetler üzerinde ciddi bir paya sahiptir. Bu sebeple, endüstriyel soğutuculardaenerji verimliliğine ilişkin yapılacak çalışmalar hem ekonomik hem de çevresel açıdan son derece önemlidir. Bu doğrultuda dünya kamuoyu da bu konuda adımlar atmaktadır. Bu adımların en somutu, Türkiye ve Avrupa Birliği üyesi ülkeler tarafından atılmıştır. Bu bağlamda Türkiye'de kullanılan ev tipi ve endüstriyel tip soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılması maksadıyla 1 Temmuz 2012 tarihinden itibaren enerji verimliliği strateji belgesi dahilinde A+ sınıfın altındaki soğutucuların satışı ve ihracatı yasaklanmıştır. AB üyesi olan ülkeler için ise; 1 Mart 2021 tarihi sonra endüstriyel tip teşhir amaçlı soğutucuların enerji etiketlemesi zorunlu hale getirmiş ve kademeli olarak enerji tüketiminin azalmasını istenerek bu cihazların kullanımın takibinin yapılması kararlaştırılmıştır. İlgili kararın yalnızca AB üyesi ülkeler ile sınırlı olmayacağı ve diğer ülkelere emsal teşkil edeceği düşünülerek konuyla alakalı ekonomik ve çevresel kaygılar göz önünde bulundurularak çalışmalar yapılması gereklilikten ziyade zorunluluk olmuştur.

Gerçekleştirilen bu çalışmaya motivasyon olan unsurlar aşağıda sunulmuştur;

- Dünya'da endüstriyel soğutuculardan kaynaklı enerji tüketim miktarının azalmasına katkı

sağlamak,

- Dünya'da endüstriyel soğutuculardan kaynaklı karbon emisyonu miktarının azalmasına sağlayarak, Dünya'nın sürdürülebilirliğine katkı sağlamak,
- Soğutma performansı yüksek iken aynı zamanda ekonomik olan bir soğutucuyu sektöre kazandırmak,
- Soğutma sektörünün çözüm aradığı konulara alternatif çözümler sunabilmek.

Gerçekleştirilen bu çalışmanın nihai amaçları aşağıda sunulmuştur;

- Endüstriyel soğutuculardа enerji verimliliği oluşturan parametreleri belirleyerek bunları soğutma sektörünün de ihtiyaçları doğrultusunda anlamlı hale getirmek,
- Endüstriyel soğutucuların enerji tüketim değerlerini azaltacak, soğutmayı etkin şekilde gerçekleştirecek, yüksek performans katsayısına sahip aynı zamanda çevre dostu bir tasarım ortaya koymak,
- Tasarımı esnasında kullanılan çevre dostu parametreler sayesinde, endüstriyel soğutucuların karbon salımı değerlerinin azaltılması, soğutma endüstrisine Paris İklim Anlaşması başta olmak üzere diğer çevreci düzenleme ve protokollere tam uyumlu özgün bir alternatif oluşturarak sürdürülebilirliğe somut katkılar sunmak,
- Endüstriyel soğutucular ticari amaçlarla kullanıldıklarından, son kullanıcılar açısından ekonomik mali çıktılara sahip olan bir sistem ortaya çıkarmak,
- Soğutma sektörünün çözüm aradığı yoğuşma suyunun uzaklaştırılması esnasında yüksek enerji tüketimini azaltarak, operasyon kusurlarını ortadan kaldırmak.

Gerçekleştirilen bu çalışmanın özgün yanı aşağıda sunulmuştur;

- Çevreci yaklaşım ve sürdürülebilir ihtiyaçlar dahilinde eko-tasarım prensipleri dikkate alınarak oluşturulmuş soğutma sistemi tasarımı,
- Yoğuşma suyunun uzaklaştırılması esnasında yüksek enerji tüketimini azaltan ve yoğuşma suyunun çalışma ortamına sızıntı yapmasını engelleyen disiplinler arası yaklaşımlar ile hazırlanan sistem çalışma modları,
- Soğutucuda teşhir edilen gıda ürünlerinin güvenliğini sağlamak ve kalitesini korumak amacıyla bu çalışma için özel tasarlanan ölçüm sistemi ve kontrol algoritması.

Belirtilen motivasyon ve amaçlar dahilinde, endüstriyel soğutuculardaenerji verimliliği sağlamak için birçok açıdan iyileştirme çalışması yapılabilmektedir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmaların temeli olan, soğutma sistemleri ve soğutma sistem bileşenleri bir sonraki kısımda açıklanarak detaylandırılmış ardından ise çalışmanın ana odağı olan teşhir tipi soğutucular özelinde bilgiler sunulmuştur. Akabinde sırasıyla, literatür taraması, çalışmanın teorik analizi, materyal metot ve sistem tasarımı, deneysel prosedür, çalışmada elde edilen bulguların sunularak tartışılması, sonuç ve öneriler kısımlarına yer verilmiştir.

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1. Soğutma Sistemlerine Genel Bir Bakış

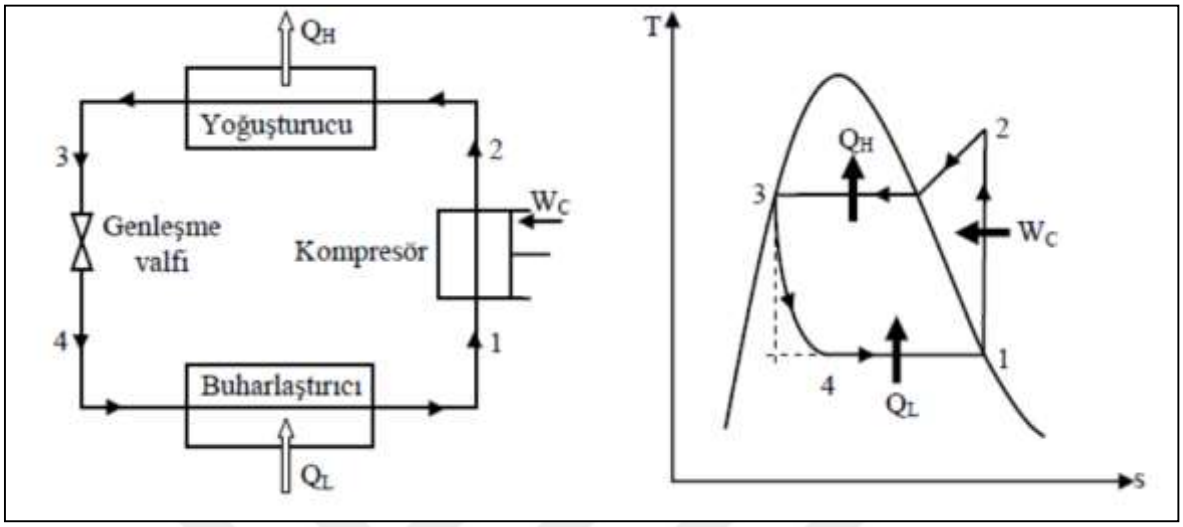
Belirli bir ortamın sıcaklığının istenilen soğukluk seviyesinde tutulabilmesi amacıyla ısı transferi gerçekleştiren sistemlere soğutma sistemi adı verilmektedir. Soğutma sistemleri, bir ortamın ya da ortam içerisinde bulunan maddelerin sıcaklıklarının düşürülebilmesi amacıyla, enerjiyi iç ortamdan dış ortama transfer eden ve bu esnada da istenilen sıcaklık seviyesine göre ortam sıcaklığını kontrol eden sistemlerdir. Soğutma sistemleri; mekanik buhar sıkıştırmalı, buhar emmeli, vakumla, absorbsiyonlu ve adsorbsiyonlu soğutma gibi birçok termodinamik prensip döngüsü dâhilinde ortam ısısını ayarlamaktadır.

Soğutma sistemlerinde, en çok tercih edilen ve uygulamalarda en geniş yer bulan çevrim, mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin kullanım alanı; demir-çelik sektöründen, enerji santrallerine, gıda sektöründen sağlık sektörüne kadar oldukça yaygındır. Bu çevrim çeşidinde, kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör olmak üzere dört temel ekipman birine bakır boru vasıtası ile seri olarak bağlanarak kapalı bir çevrim oluşturulur. Sisteme şarj edilen soğutkanın kompresör tarafından sıkıştırılmasıyla da mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi döngüsü başlamış olmaktadır.

Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, kompresör içerisinde yüksek basınç değerlerine sıkışan soğutkan kondensere gelmektedir. Burada, sistemden ortama ısınını veren soğutkan yoğuşarak genleşme valfinde alçak basınç değerlerine kadar kısılmakta ve ortam ısısını çekmek üzere evaporatöre gönderilmekte ve ortam sıcaklığını düşürmektedir. Daha sonra da kompresör emme hattı tarafından emilen soğutkan tekrar sıkıştırılmak üzere kompresöre gelmekte ve döngü bu şekilde devam etmektedir. Böylece bu çevrim, toplamda dört hal değişiminden oluşmaktadır [18].

1-2: Kompresörde izentropik sıkıştırma
2-3: Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı geçişi
3-4: Genleşme valfinde kısılma
4-1: Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve bu çevrime ilişkin T-s diyagramına ilişkin görseller Şekil 2.1'de sunulmuştur.



Şekil 2.1. İdeal mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi [19]

Soğutma sistemlerinin etkin, verimli ve uzun ömürlü şekilde çalışabilmesi için sistem bileşenlerinin, tasarımın gerçekleşme amacına uygun, soğutma işlemi yapılacak maddenin fiziksel ve kimyasal özelliklerine uygun olarak seçilmiş olması ve soğutmanın yapılacağı ortamın koşullarının dikkate alınması oldukça önemlidir.

2.2. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Ekipmanlar

Çalışmanın bu kısmında, soğutma sistem bileşenlerinden ve bu bileşenlerin çalışma verimini etkileyecek çeşitli özellik ve etkilerden bahsedilmektedir.

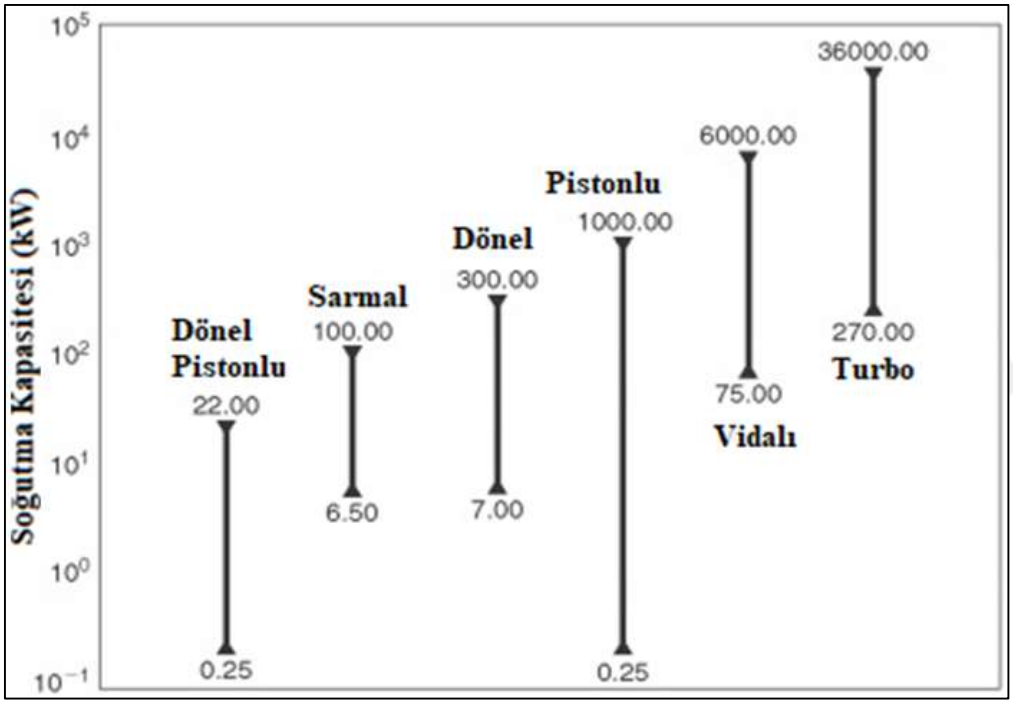
2.2.1. Kompresörler

Kompresörler, mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde soğutucu akışkanın sistemde dolaşmasını sağlayarak soğutma için istenilen alçak ve yüksek basıncı oluşturan elemandır. Endüstriyel soğutuculardа; hermetik ve yarı hermetik olarak pistonlu kompresörler, paletli kompresörler, scroll kompresörler, vidalı kompresörler ve santrifuj kompresörler kullanılabilmektedir.

Soğutma çevriminde, enerjiyi en fazla kompresörlerin tüketmesi sebebiyle enerji verimliliği

çalışmaları açısından da özellikle üzerinde durulması gereken bir sistem bileşenidir. Öyle ki kompresörler, özellikle süpermarketlerdeki endüstriyel soğutma sistemleri için gerekli elektrik enerjisinin yaklaşık %60'ını, süpermarketin tüm elektrik ihtiyacının da yaklaşık %30'unu tek başlarına tüketmektedir [20]. Bu veri ışığında, sisteme uygun kompresör seçim yapmak verimli bir tasarım için öncelikli hedeftir.

Dikkat edilecek en önemli unsur, kompresörün soğutma kapasitesine seçimi olacaktır. Bu husus, Şekil 2.2'de soğutma kapasitesine göre yapılabilecek kompresör seçimleriyle alakalı görselde anlatılmaktadır.



Şekil 2.2. Soğutma kapasitesine göre kullanılabilecek kompresör tipleri [21]

Şekil 2.2 incelendiğinde, pistonlu kompresörlerin soğutma kapasitesi aralığının oldukça geniş yelpaze barındırdığı anlaşılmaktadır. Bu durumun da etkisiyle endüstriyel soğutma sistemlerinde çoğunlukla hermetik ve yarı hermetik tip pistonlu kompresörler kullanılmaktadır. Pistonlu kompresörler, alçak ve yüksek basınç farkları fazla ve birim ağırlıkta soğutucu akışkan kapasitesine düşen silindir hacmi ihtiyacı az olan endüstriyel soğutma uygulamaları için ideal bir yapıdadır. Pistonlu kompresörlerin bir türü olan yarı hermetik kompresörlerde, herhangi bir arıza durumunda arızalanan kısmın tamiri mümkünken tam hermetik kompresörlerde olası bir arıza durumunda kompresörün yenisi ile

değiştirilmesi gerekmektedir.

Özellikle endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılan bir diğer kompresör tipi olan vidalı kompresörler, pistonlu kompresörlere göre sıvı yürümelerine karşı daha dayanıklı olmaları avantajıyla birlikte yüksek yoğuşma basınçlı soğutma uygulamalarında tercih edilmektedir [22].

Soğutma sistemlerinde son zamanlarda yapılan tasarımlarda, verimlerinin git gide artıyor olması, hafif olmaları, arıza durumunda kolay müdahaleye uygun olmaları gibi sebeplerde scroll kompresörlerin kullanımının da artış gösterdiği görülmektedir. Bu kompresör çeşidine ait temsili görsel Resim 2.1'de sunulmuştur.



Resim 2.1. Süpermarket soğutma sisteminde kullanılan bir scroll kompresör [23]

Enerji verimliliği yönünden bir diğer önemli husus da kompresör teknolojisidir. Kompresörler; teknoloji olarak sabit devirli ve değişken devirli olarak ikiye ayrılmaktadır. Değişken devirli kompresörler, motor ve elemanlarının devrini sistemde oluşan talebe göre ayarlamaktayken sabit devirde çalışan kompresörler her zaman aynı miktarda enerji tüketimi yapmakta ve aç/kapa olarak çalışmaktadır. Değişken devirli kompresörlerin hızı sistem kapasitesine göre değiştiğinden önemli miktarda enerji tasarrufu oluşturabilmektedir.

Değişken devirli kompresörlerde, devir kontrolünün hassasiyeti, enerji verimliliği miktarında değişkenlik yaratan bir diğer önemli konudur. Kompresör devir kontrolü, soğutulan malzeme cinsi ve çevre şartları çok iyi analiz edilerek yapılmalıdır.

Kompresörlerin işletme ve bakım sürecindeki en kritik süreçlerinden birisi yağlamadır.

Kompresör yağları, hareket eden parçalar arasında oluşan sürtünmeden kaynaklı kayıpları azaltmak, sürtünme ile oluşan ısının uzaklaşmasını sağlamak, kompresör ekonomik ömrünü uzatmak, sistemde oluşan sesi azaltmak ve soğutma hattındaki bağlantılardan soğutucu akışkan sızmasını azaltmak amaçlarıyla kullanılır. Hermetik ve yarı hermetik pistonlu kompresörlerde yağlama yağı sisteme bir kez konulur ve kompresörün operasyon süresi boyunca tekrar yağlama gerektirmemesi istenir. Bu nedenle tasarım yapılırken en başta, sistem ihtiyaçları doğrultusunda ve özellikle soğutucu akışkanla uyum, yüksek sıcaklıklara ve oksidasyona dayanımı yüksek yağlardan seçim yapılması gerekir.

Soğutma sistemlerinde enerji verimliliğini ve sistem ömrünü etkileyen kompresör yağlama yağlarında aranan özellikler ise şunlardır [24];

- Düşük sıcaklıkta akışkan olmalı ve tortulanmamalı, yüksek sıcaklıkta kararlılığını kaybetmemeli,
- Enerji verimliliği açısından düşük viskoziteye sahip olmalı,
- Kompresör yapısında ve sistemde bulunan, metal ve plastik bileşenlerle, soğutucu akışkanla ve havayla reaksiyona girmemeli,
- Çalışma koşullarında karbonlaşmamalı,
- Seçilen yağ, etkinliğini sürdürebilmesi için nemden etkilenmeyecek ortamda saklanmalı,
- Soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkanla uyumlu çalışmalıdır.

Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörler içerisinde yağ gerektirmeden çalışan kompresörlerde bulunmaktadır. Silindir ve piston arasında conta kullanılması, kompresörün yağsız çalışmasına imkân sağlamaktadır. Kompresörün yağsız çalışması; sistemde soğutucu akışkan şarjının azalmasına dolayısıyla da soğutma sistemlerinin çevreye olan olumsuz etkilerinin azalmasına olanak sağlamaktadır. Ayrıca, kompresörde yağ kullanılmaması sisteme daha geniş yelpazede soğutucu akışkan seçimini de olanaklı hale getirmektedir.

Sistemin etkin, verimli ve uzun ömürlü çalışabilmesi için, tasarımında dikkat edilmesi gereken bir başka konu da kompresör sayısının ve kompresör yükünün doğru belirlenmesidir. Soğutma yükünden daha az kapasitede kompresör seçmek sistemin ihtiyaç duyacağı soğutma kapasitesini sağlamayacakken soğutma yükünün çok üzerinde bir kapasitede seçilecek kompresör kapasitesi, âtıl enerjinin oluşmasına sebebiyet verecektir.

Bu nedenle kompresör kapasitesi seçimi esnasında, soğutmaya en çok ihtiyaç duyulan yaz mevsimi iklim koşulları dikkate alınmalıdır.

Kompresörlerin nizami seçilmesinin enerji verimliliği ve sistem işletimi için bir diğer önemi de dur/kalk süreçleridir. Kompresörler aynı elektrik motorları gibi kalkış anında şebekeden ani akım çekmektedir. Çekilen bu ani akım, kompresör çalışma akımından oldukça yüksek bir değer olup bir anlamda reaktif enerji oluşumuna sebebiyet vermektedir. Oluşan reaktif enerji hem sistem işletmecisini bölge elektrik dağıtım şirketine ceza ödeyecek duruma getirirken hem de genel elektrik sistemi için istenmeyen, verimsiz bir süreç yaratır. Kompresörlerin sık şekilde bu ani akıma maruz kalmaları durumunda yanma ya da bozulma tehlikeleri de ortaya çıkacaktır. Bu durumun önüne geçilebilmesi için; kompresör gruplarının mümkün olduğunca küçük kapasitede, fazla sayıda ve uzun süre devrede tutulacak şekilde tasarlanmaları önerilmektedir. Bu tasarım şekli ilk yatırım maliyetini bir miktar arttırsa da ekipman güvenliği, sistem sürekliliği, enerji verimliliği ve şebeke kararlılığı açısından daha avantajlıdır.

Endüstriyel soğutuculardа kullanılan kompresörlerle alakalı dikkat edilmesi gereken bir diğer husus da soğutucu akışkan çalışma uyumudur. Bir soğutma sisteminde olası bir soğutucu akışkan değişikliği, akışkan ile kompresör arasında uyumsuzluğa neden olabilir. Bu uyumsuzluk kompresörün iç aksamı başta olmak üzere çeşitli sorunlara yol açabilmekte ve sonucunda verim kayıpları meydana gelmektedir. Bu nedenle soğutuculardа kullanılan kompresörlerin, sistemde kullanılacak olan soğutucu akışkan ile tam uyumlu çalışacak şekilde tasarlanması oldukça önemlidir.

Bir diğer önemli parametre de kompresör motorlarının sıcaklık değerleridir. Bu durum kompresör verimliliği ile doğrudan bağlantılı olacağından ısı izolasyon sınıfı yüksek olan kompresör motorları tercih edilmelidir. Ayrıca, kompresör motorunda olası bir arıza durumunda, motor bobinlerini yeniden sarmak yeni bir kompresör motoru almaktan daha az maliyetli olsa da eğer motor belirli bir yaşın üzerindeyse daha verimli bir kompresör motoruyla değişim de düşünülerek maliyet analizi yapılması verimliliği arttırabilecektir.

Endüstriyel soğutuculardа kullanılan kompresör verimliliğini arttırabilecek bir diğer unsur da kompresör basıncının evaporatör ve kondenser basıncıyla uyumluluk göstermesidir. Bu durumun başarıyla sağlanabilmesi için emme ve basma hatlarındaki basıncın kontrol altında

tutulması ve kompresör devrinin bu basınç değerlerine uygun bir şekilde ayarlanması önemlidir. Ayrıca basma hattındaki basınç adaptasyonun emme hattına göre daha zor olduğu da bilinmektedir.

2.2.2. Kondenserler (Yoğuşturucular)

Kondenserler**,** kompresör çıkışında yüksek basınç ve sıcaklığa sahip kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın ortama ısı vermek suretiyle sıvı hale geçirildiği sistem bileşenleridir. Kondenserler hava soğutmalı ve su soğutmalı olarak ikiye ayrılmaktadır.

Hava soğutmalı kondenserler, soğutucu akışkandan çektiği enerjiyi doğrudan havaya aktarırlar. Hava soğutmalı kondenserler, yeterli soğutma suyu olmayan alanlarda kurulu sistemlerde ve görece daha küçük soğutma yüküne sahip sistemlerde tercih edilirler. Havanın ısı transfer katsayısının suya göre daha düşük olmasından kaynaklı, bu kondenserlerde soğutma kapasiteleri arttıkça doğal taşımınla sağlanan ısı transferi yetmeyebilmekte ve bu durumlarda ısı transferi sürecine fanlar dâhil olarak zorlanmış taşınımla ısı transferi yapılmak durumunda kalabilmektedir. Ayrıca, hava soğutmalı kondenserlerin kurulum, işletme ve bakım maliyetleri düşük olmasının yanında her çeşit soğutma uygulamasına uyumluluk gösterme gibi avantajları bulunmaktadır.

Su soğutmalı kondenserler, soğutucu akışkanın çektiği enerjiyi suya aktararak çalışan sistemlerdir. Suyun ısı transfer katsayısının havadan fazla olması sebebiyle su soğutmalı kondenserlerin çeşitli avantajları bulunmaktadır. Bu avantajların en önemlisi de aynı soğutma yükünün daha küçük yüzey alanıyla tolere edilebilmesidir. Bu sayede sistem hem daha az alan kaplamakta hem de kondenserlerin üretim maliyetleri kullanılan malzeme miktarına bağlı olarak azalmaktadır. Su soğutmalı kondenserlerin bir diğer avantajı da yoğuşma sıcaklıklarının daha düşük olmasıdır. Bu sayede aynı soğutma yükü için kompresör seçimi esnasında daha düşük güce sahip kompresörler seçilmesi mümkün hale gelmektedir. Bu durum hem ilk yatırım maliyetini azaltırken hem de operasyon esnasında kompresörden kaynaklı enerji tüketimlerini düşürerek enerji verimliliğine imkân sağlamaktadır. Hava soğutmalı kondenserlere göre daha büyük uygulamalarda kullanılan bu kondenser çeşiti özellikle suyun bol bulunduğu alanlarda ekonomik olmaktadır [25].

Soğutma sistemlerinde genel olarak fin ve boru demetli kondenser tipleri kullanılmaktadır.

Bu kondenserler genel olarak; bakır, çelik ya da alüminyum malzemelerden üretilmektedir. Bakır kondenserler çoğunlukla yuvarlak profilden, alüminyum kondenserler ise kanatçıklı yapıda imal edilmektedir. Soğutma sistemlerinde kondenser tasarımı açısından en önemli parametrelerden birisi sisteme soğutucu şarjının azaltılmasına imkân sağlayan tasarımlardır. Bu amaçla yapılan araştırmalarda mikro kanallı kondenserler dikkat çekmektedir. Mikro kanal kondenserler, kanatçıklı yapıları gereği fazla ısı transfer yüzeyine sahiptir ve bu sebeple fin ve boru demetli kondenserlere göre daha verimli tasarımlar ön plana çıkmaktadır. Mikro kanal kondenserler verimli olmaları sebebiyle daha küçük boyutlarda imal edilebilmekte, daha önce de dikkat çekildiği üzere soğutucu akışkan şarj gereksinimi azaltmaları ve dolaylı olarak küresel ısınma etkisi ve çevresel süreçlere olumlu katkılar vermektedir. Mikro kanal yapıya sahip bir kondensere ilişkin görsel Resim 2.2'de sunulmuştur.



Resim 2.2. Düşük kapasiteli bir soğutma sistemine ait mikro kanal kondenser [26]

Endüstriyel soğutma uygulamalarında, kondenser verimliliğini etkileyen unsurular, Yamankaradeniz ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada (2002) sıralanmıştır. Çalışmada bu unsurların; kondenserin yapılmış olduğu malzeme, yoğuşturucu yüzey ve ortam arasındaki temas alanı, ortam ve soğutucu akışkan arsındaki sıcaklık farkı ve kondenser temizliği olduğuna dikkat çekilmiştir [27].

Endüstriyel soğutma sistemlerinde kondenser verimliliği açısından dikkat çeken bir diğer tasarım da dinamik kondensasyon uygulamalarıdır. Bu tasarım türü, yoğuşma şartlarının mevsimsel olarak değişimine bağlı olarak özellikle de mevsim geçişleri esnasında kompresörün daha az enerji tüketmesine imkân sağlayan bir uygulamadır.

Kondenserlerle alakalı dikkat çekilen bir diğer hususta, endüstriyel soğutucunun çalışacağı sektör ve ortam şartlarına uygun dizayn edilmesidir. Çevresel koşullara uygun tasarım ve sistem temizliği, kondenser kapasitesinin nominal değerlerde kullanılmasına olanak sağlayacaktır. Kondenser yüzeyinde oluşacak kalıntılar periyodik olarak temizlenmediği taktirde kirlenme olayı hızlanacaktır. Böylelikle kondenserin ısı geçirme kabiliyeti azalacak ve kondenser nominal kapasitesini kullanabilmek için öngörülen değerlerden daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarına ihtiyaç duyacaktır. Yüksek yoğuşma sıcaklığı değerlerinin sağlanabilmesi amacıyla kompresörün de çalışma miktarı arttırılmak zorunda kalacağından kompresör çalışma esnasında sıkıştırma oranını arttırmak durumda kalacaktır. Sonuç olarak bu oranın artışı enerji tüketimindeki artışıda beraberinde getireceğinden kompresörün çalışma optimizasyonu bozulacak ve uzun vadede kompresörün kullanım ömrü ve dayanımı başta olmak üzere çeşitli sorunlar yaşanabilecektir. Bu sorunların yaşanmaması için kondenserler dış ortamda yer alan çeşitli partiküllerden mümkün olduğunca korunmalı ve bunun için kondenser ünitesi yerden yüksekçe bir yere konumlandırılarak dışı bir koruma ile çevrilmelidir. Ayrıca kondenserlerin periyodik bakım ve temizlikleri de ihmal edilmeden zamanında yapılmalıdır.

2.2.3. Genleşme valfleri

Genleşme valfleri, yoğuşturucudan yüksek basınçla çıkan soğutucu akışkanı istenilen buharlaştırıcı basıncına kısmaya yarayan ve bu anlamda sistemde akış düzenleyici rol üstlenen bir sistem bileşenidir. Temsili genleşme valfi görseli Resim 2.3'te sunulmuştur. Bu sistem bileşeni, soğutma sistemlerinin akış düzenlemesini yaptığından, aşırı nem, sıcaklık ve dışarıdan gelen maddelerden korunması elzemdir. Bahsedilen etkilerden korunmanın en önemli yöntemi ise, soğutma sistemine pislik tutucu, kurutucu ve filtre gibi ekipmanların eklenmesidir.



Resim 2.3. Soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfi [18]

İdeal mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde bu ekipmanın yapmış olduğu işin sabit entalpide gerçekleştiği kabul edilen bu sistem bileşeninin temel anlamda mekanik ve otomatik olmak üzere iki türü bulunmaktadır. Soğutma sistemlerinde önemli bir sistem bileşeni olan genleşme valfleri vasıtasıyla enerji verimliliği sağlaması, etkin ve verimli bir soğutma sürecinin gerçekleşmesi için otomatik genleşme valfi kullanımı tercih edilmektedir. Ayrıca endüstriyel soğutma sistemlerinde, evaporatör ve kondenser arasındaki sıcaklık farkı arttıkça enerji verimliliği sağlanması amacıyla sisteme genleşme valfi yerine ejektör adaptesi yapılan birçok uygulama mevcuttur.

2.2.4. Evaporatörler (Buharlaştırıcılar)

Evaporatörler, soğutucu akışkanın çevreden ısı çekerek buhar haline gelmesini sağlayan sistem bileşenleridir. Evaporatörler, fiziksel olarak soğumanın ortamda hissedilmesini sağlayan sistemlerdir. Bu durumun sebebi, ortamdan ısı çekilmesi esnasında ortamın enerjisinin kaybederek soğuması ve ortam havasının bu enerjiyi soğutucu akışkana aktarmasıdır. Soğutma sürecinde, ısı iletiminin en kritik basamağı olması sebebiyle, evaporatörlerin üretildikleri malzemenin ısı iletkenlik katsayısının yüksek olması oldukça önemlidir. Bu sebepten dolayı endüstriyel soğutma uygulamalarında; demir, çelik başta olmak üzere pirinç ve bakır malzemeden yapılmış evaporatörler kullanılmaktadır.

Soğutma yapılacak ortamın fiziksel koşullarına göre, birçok evaporatör tasarımı mevcuttur. Bunlara örnek olarak; çıplak borulu, levhalı, sprial borulu, gövde borulu, kanatlı gibi birçok

tasarım tipi verilebilir. Her bir tasarımın avantajlı olduğu kullanım alanları bulunmaktadır. Konuya ilişkin, Genceli yapmış olduğu çalışmada (2006), çıplak borulu soğutucuların düşük hava hızlarındaki uygulamalarda, levhalı soğutucuların düşük soğutma kapasitesine sahip uygulamalarda, kanat borulu evaporatörlerin ise yüzey alanında sağlanan genişlik nedeniyle soğutma yükü fazla olan uygulamalarda kullanılmasının avantajları olduğunu belirtmiştir [28].

Teşhir tipi endüstriyel soğutuculardа çoğunlukla, borulu-kanatlı evaporatörler kullanılmakta ve evaporatörler soğutma kabinin alt kısmına yerleştirilmektedir. Kabin içerisinde havayı dikey yönlü dağıtmak için ise fanlar kullanılmaktadır. Borulu-kanatlı evaporatörlerde, borular yatay yönlü kanatlar ise dikey yönlü konumlandırılmaktadır. Konumlandırma yapılırken, büyük kapasiteli soğutuculardа, evaporatör büyüklüğü kabin genişliği kadar olurken görece daha küçük uygulamalarda evaporatörler, kondenser ve kompresörlerle bir kasa üzerine kompakt olarak monte edilmektedir.

Endüstriyel soğutuculardа kullanılan evaporatörlerde verim, aynı kondenserlerde olduğu gibi yaşanılacak bir kirlenme faktöründen etkilenmektedir. Kirlenme sebebiyle ısı transfer hızı azalacağından, gereken soğutmayı yapabilmek için harcanması gereken enerji miktarı artacaktır. Bu sebeple evaporatör boru yüzeyleri belirli aralıklarla fırçalanarak temizlenmelidir. Temizleme aralığı, sistemin çalışacağı ortama bağlı olarak tasarımda en başta kabul edilen kirlilik faktörü hesabında da sapma yaşatmayacak şekilde periyodik olarak belirlenmelidir. Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan bir evaporatör ünitesine ilişkin görsel Resim 2.4’te sunulmuştur.



Resim 2.4. Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan evaporatör ünitesi [29]

Endüstriyel soğutuculardа kullanılan evaporatörlerde enerji verimliliği sağlamak için, evaporatör yüzey alanını genişleterek özellikle iletimle ısı transfer hızını arttırmaya yönelik olarak boru yüzeylerine türbülatörler takılabilmektedir. Bu yöntemin maliyeti yüksek olduğundan mühendislik hesaplamaları ve fizibilite çalışmaları titizlikle yapılmalı, geri dönüş süresi hesabı dikkate alınarak aksiyon alınması tavsiye edilmektedir.

Endüstriyel soğutma süreci ve evaporatörlerde en kritik noktalardan birisi olan ve sistem verimliliği açısından çözülmesi gereken önemli bir noktada karlanmadır. Evaporatör yüzeyi soğutulan ortam sıcaklığından düşük olduğundan, dış ortamdan evaporatör yüzeyine gelen nemli hava sebebiyle yoğuşma meydana gelmektedir. Evaporatör sıcaklığının akışkanın donma noktası sıcaklığının altına düşmesi durumunda, evaporatör yüzeyinde karlanma oluşmaktadır. Oluşan karlanma miktarı arttıkça da evaporatörde hava akış düzeni bozulmakta ve zamanla yüzeyden hava geçemez duruma gelerek endüstriyel soğutucu veriminde ciddi azalmalar meydana gelmektedir.

Soğutma sürecinin sağlıklı, etkin ve verimi yüksek bir şekilde devam edebilmesi açısından oluşan karlanmanın çözülmesi için defrost işlemine ihtiyaç duyulmaktadır. Buna ilişkin, farklı defrost yöntemleri bulunmaktadır.

Defrost yöntemleri

Endüstriyel soğutma uygulamalarında; sıcak hava akımı ile defrost, elektrik rezistanslı defrost, sıcak su püskürtmeli defrost, hot gas (sıcak gaz) defrostolmak üzere dört farklı defrost tekniği bulunmaktadır. Süreklilik açışından ise iki temel defrost yönteminden bahsedilmektedir. Bunlar; planlı defrost çalışmaları ve gereksinim üzerine yapılan defrost çalışmalarıdır. Her defrost sürecinin temel amacı, evaporatör yüzeyi üzerinde oluşan karlanma problemini ortadan kaldırmaktır. Evaporatör yüzeyinde meydana gelen karlanma Resim 2.5'te gösterilmiştir.



Resim 2.5. Yüzeyi karlanmış evaporatör ünitesi [30]

Defrost teknikleri incelenecek olursa [31];

Durdurarak defrost

Bu yöntem, en basit defrost yöntemi olarak bilinmektedir. Soğutma sistemi durduğunda evaporatör fanları çalışmaya devam ederek karlanan yüzeyde ısıtma ve erime yaşanmasını sağlar.

Sıcak gaz ile defrost

Sıcak gazlı defrost süreci başladığında, sistemin soğutucu beslemesi kesilmekte, kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan kondenser yerine doğrudan evaporatöre

yönlendirilmekte ve bu sayede evaporatör yüzeyinde oluşan karlanma ortadan kaldırılmaktadır. Bu yöntemde, sistemin kararlı bir şekilde çalışabilmesi için çeşitli valflerde kullanılır.

Elektrikli defrost

Evaporatör yüzeyinde oluşan buzun ısıtılarak çözülmesi için evaporatör kanatlarına elektrikli rezistanslı ısıtıcılar yerleştirilir. Oluşan karlanma rezistanslar yardımıyla ortadan kaldırılır.

Sulu defrost

Defrost işlemi evaporatör yüzeyine ılık su püskürterek yapılır. Püskürtme sonrası oluşan su bir tavada toplanarak soğutma kabininden uzaklaştırılmalıdır. Suyu uzaklaştırmak için, genellikle elektrikli ısıtıcılardan faydalanılır.

Her bir defrost tekniğinin kendine göre avantajı ve dezavantajları mevcuttur. Bunlardan bahsedilmesi gerekirse; sulu defrost basit bir teknikken suyun hazırlanması, donmadan kontrol edilmesi ve ortamdan uzaklaştırılması zordur. Elektrikli defrost tekniğinin kontrolü kolay ve defrost süreci hızlıyken fazla enerji sarfiyatı oluşturmaktadır. Sıcak gazla defrost tekniğinde enerjinin geri kazanımı bir avantaj sağlarken ek soğutkan, kompresör, borular ve valfler gerektirebilmektedir. Bu tekniklerin orta sıcaklık uygulamaları için en ucuz ve en az enerji gereksinimi duyulan yöntemi durdurarak defrost işlemiyken düşük sıcaklık uygulamalarında ise elektrikli defrost tekniği ön plana çıkmaktadır.

Sürece göre defrost yöntemleri incelenecek olursa [32];

Planlı defrost

Yapılan tasarıma ve muhteva edilen besin maddesine göre günlük yapılması gereken defrost sayısı zamanlayıcı marifetiyle belirlenmiştir. Bu yöntem belirlenen zamana göre ya da durma sıcaklığına göre yapılabilmektedir. Defrost işlemleri soğutma ve ortam sıcaklığına bağlı olarak günde 3 ila 6 kez 30-40 dakikalık sürelerle ihtiyaç duyulabilmektedir.

İhtiyaç dahilinde defrost

Defrostu başlatmak ve bitirmek için hava basınç farkı, evaporatör ve ortam sıcaklık farkı, optik sensör verileri gibi farklı parametreler dikkate alınarak defrost işlemi gerçekleşmektedir.

Defrost sürecinin sağlıklı bir şekilde yürümesi için yapılan tasarıma uygun ve ihtiyaçları karşılayacak sayıda sıcaklık sensörleri bulundurulması gerekmektedir. Defrost süreci planlanırken, soğutulan yiyecek ve içeceklerin muhteviyatları ve dayanım sürelerinin dikkate alınması gerekmektedir. Besin maddelerinin saklanma koşulları üzerine farklı kurumların düzenlemeleri yer bulunmaktadır. Bunların saklanması gereken maksimum sıcaklıkları üzerinden bazı örnekler verilecek olursa; dondurulmuş gıdalar -18°C, süt ve süt ürünlerinin +5 °C'de saklanması gerekmektedir. Bu sıcaklıkların sabit kalabilmesi amacıyla; sıcaklık sensörlerinden alınan bilgiler doğrultusunda planlanmış defrost yönteminin yeterli olmayacağı durumlarda gereksinim üzerine yapılan defrost işlemlerinden faydalanılabilmektedir. Defrost süreci öncesi ve sonrası evaporatör yüzeyini gösteren görsel Şekil 2.3'te sunulmuştur.



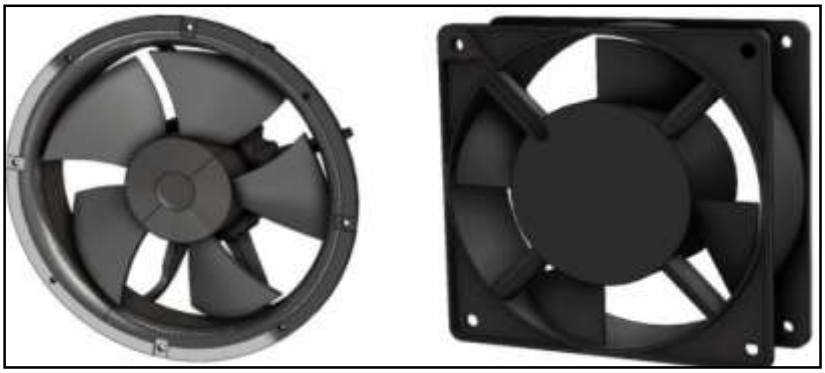
Şekil 2.3. Defrost öncesi ve sonrası evaporatör yüzeyindeki hava akışı [33]

Defrost sürecinin daha verimli olabilmesi için bu sürece olumsuz etki edecek değişkenlerin de kontrol altında tutulması gerekmekte ve konuya ilişkin bir kontrol mekanizması oluşturulmasında fayda bulunmaktadır. Defrost süreci; kabinin içinde bulunduğu ortamın sıcaklığı, bağıl nemi ve ürün hareketlerine bağlı olarak gelişir. Özellikle süpermarket ve satış noktalarında havalandırma sürecinin bu değişkenler özelinde dikkate alınması da gerekmektedir.

2.2.5. Fanlar

Fanlar, hava debisi üreterek hava akışını yönlendiren sistem bileşenleridir. Soğutma sistemlerinde kullanılan fanlar, buharlaştırıcıda soğutulan havanın soğutma kabini içerisinde dengeli bir şekilde dağılmasını sağlamaktır. Bunun yanında çalışma süresine bağlı olarak, ısınan kompresörün soğutulması ve kondenserden ısı atılımı esnasında da fanlardan yararlanılabilmektedir. Endüstriyel soğutma sistemlerinde evaporatör fanlarının tükettiği enerji, soğutma sisteminin toplam enerji tüketiminin yaklaşık %6'sını oluşturmaktadır [34]. Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan fan çeşitleri, dönüş eksenlerine ve motor yapılarına göre incelenebilmektedir. Öncelikli olarak dönüş eksenlerine göre fanlardan bahsetmek gerekirse;

Dönüş eksenlerine göre fanlar, radyal ve eksenel olarak ikiye ayrılmaktadır. Radyal fanlar yüksek basınç ve düşük debili uygulamalarda kullanılırken, eksenel fanlar ise düşük basınç ve yüksek debili uygulamalarda kullanılmaktadır. Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan radyal fanlar, emilen havayı emiş yönü doğrultusunda 90° açı yaparak yönlendirirken, eksenel fanlar ise emilen havayı emiş doğrultusuna paralel olacak şekilde yönlendirilmektedir [35]. Endüstriyel soğutucularda kullanılan bazı eksenel fan çeşitlerine ilişkin görseller Resim 2.6'da gösterilmiştir.



Resim 2.6. Endüstriyel soğutucularda kullanılan bazı eksenel fan çeşitleri [36]

Motor yapısına göre fanlar ise; AA ve DA motorlu fanlar olarak ikiye ayrılmaktadır. DA fanlar, rotorun ileri geri hareketini sağlamak amacıyla mıknatıslar ve invertör içeren cihazlar olup bu motor yapısındaki fanların AA yapıdaki fanlara göre avantajları ve dezavantajları aşağıda açıklanmıştır [37];

- DA fanlar, AA fanlara göre daha az enerji tüketirler ve çeşitli hızlarda, AA fanlara göre %70 verimlilik sağlayabilmektedir,
- DA motorlu fanlar ortam şartlarının değişkenliğine göre göre hız kontrolüne uygundur yapıdadır,
- DA fanların elektronik anahtarlamaları gelişmiş olduğundan elektromanyetik karışma seviyeleri düşüktür,
- DA motorlu fanlar düşük gürültüye sahip cihazlardır,
- Düşük voltajla çalıştıkları için elektriksel olarak daha az tehlikelilerdir,
- DA motorlu fanların kullanım ömürleri, AA motorlu fanların yaklaşık iki katı süreddedir.

Ayrıca, endüstriyel soğutma sistemlerinde, fan seçimi gerçekleştirilirken dikkat edilmesi gereken önemli iki husus da özellikle süpermarketler gibi hijyenik olması gereken soğutma ortamlarına ihtiyaç duyuluyorsa, çok sık kanatlı fanlar yerine daha seyrek kanatlı fanlar tercih edilmelidir. Seçilen fanın gürültü yapmaması için, soğutma ortamı ve ürün grubuna göre değişkenlik gösterse de 12-13 m/s üfleme hızını geçmeyecek fanlar tercih edilmelidir [22].

2.2.6. Aydınlatma sistemleri

Endüstriyel soğutucuların kabinlerinde aydınlatma faktörü, ticari olarak satış süreci için oldukça önemli bir parametredir. Aydınlatma; işlevsel, estetik ve enerji tasarrufu yönünden etkin olmalıdır. Bu başlıkları kısaca inceleyecek olursak; işlevsel olarak, kabin boyunca sıralanan ürünler görünebilir ve bu ürünlerin üzerindeki önemli yazılar okunabilir olacak şekilde aydınlatma yapılmalıdır. Yapılacak estetik bir aydınlatma, kabin içerisindeki ürünleri çekici ve renkli gösterecek, bu sayede ürünlerin satış oranını arttırabilecektir. Verimlilik açısından ise, kullanılacak aydınlatma sistemleri tasarruflu ışık kaynaklarından seçilerek gereksiz harcanan enerji miktarı minimum seviyeye indirilmelidir. Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan toplam enerjinin yaklaşık %6'sının aydınlatma esnasında tüketildiği öngörülmektedir [34].

Endüstriyel tip soğutucularda aydınlatma için genellikle, floresan ve LED ışık kaynakları kullanılmaktadır. Floresan lambalar hem enerji tüketimi yönünden hem de çalışmaları esnasında yaydıkları ısı nedeniyle günümüz modern soğutucu tasarımlarında fazla tercih

edilmemekte ve bunun yerine LED ışık kaynakları kullanılmaktadır. LED ışık kaynakları sadece enerji tasarrufu yönünden değil aynı zamanda estetik yönden de çekici olduklarından tasarımlarda tercih sebebi olmaktadır. Her iki ışık kaynağı türünde de aydınlatma veriminin düşmemesi açısından, aydınlatma ekipmanları mahal şartlarına göre belirli aralıklarla temiz tutulmalı ve bakımları yapılmalıdır.

Endüstriyel soğutma sistemlerinde kullanılan ışık kaynakları ile ilgili detaylı bilgilerden aşağıda bahsedilmiştir.

Floresanla aydınlatma

Elektronik balastlı floresan lambalar, oda sıcaklığında verimli çalışan ışık kaynaklarıdır. Fakat ortam sıcaklıklarının düşmesiyle birlikte verimlilikleri azalmaya başlamakta ve ilk verimliliklerinin yaklaşık %50'sini kaybetmektedir. Bununla birlikte floresan lambaya aktarılan enerjinin yaklaşık %75' i ısı olarak soğutucu kabinin içerisinde dağılmakta ve soğutulmak istenen kabinin ısınmasına sebebiyet vererek operasyonel olarak istenilmeyen bir duruma sebep olmaktadır.

LED ile aydınlatma

İşlevsel olarak bakıldığında, floresanlı aydınlatma sistemlerinde oluşan ışığın ancak %60'ı ürüne doğru yönlendirilebilirken, LED'li sistemlerden bu oran %100'e yaklaşmaktadır. LED aydınlatma sistemleri, ışık kaynaklarının daha küçük olması sebebiyle dolap içerisinde daha rahat monte edilebilmekte ve dikkat dağıtıcı bir parlamaya sebebiyet vermemektedir. Bunun yanında küçük yapıya sahip olmaları, aydınlatma sistemlerinin farklı ve dikkat çekici tasarımlara uygun hale gelmesini de beraberinde getirmektedir. Floresanlı aydınlatma sistemlerinin çalışma süresi 20.000 saat iken LED kullanılan tasarımlarda bu süre, 50.000 saati bulmaktadır. Ayrıca LED lambalar, içerisinde zehirli toksinlere sahip maddeler içermediğinden daha sağlıklı ve güvenilirdir. Resim 2.7'de endüstriyel soğutma sistem kabinlerinde kullanılan farklı aydınlatma türleri gösterilmiştir.



Resim 2.7. Floresan ve LED ışık kaynakları ile aydınlatılan kabinler [38]

Konuya ilişkin değerlendirme yapılması gerekirse, endüstriyel soğutma kabinlerinde LED ışık kaynaklı aydınlatma sistemlerinin kullanmanın avantajları aşağıda sıralanmıştır [39];

- Enerji tüketimi düşük ve operasyon anında maliyetleri azdır,
- Boyutları küçük olduğundan farklı tasarım imkânı ve dikkat çekme seçenekleri sunmaktadır,
- Düşük sıcaklıklarda çalışma performansları iyidir,
- Soğutma kabinin içerisinde dikkate değer seviyede ekstra bir ısı yükü oluşturmazlar,
- İşlevsel olarak ürün görünebilirliğine daha fazla imkân sunarlar,
- Hızlı açılıp kapanabilmektedirler,
- Parlaklık seviyeleri ve renkleri ayarlanabilir,
- Kullanım ömürleri uzundur,
- Bakım süreleri ve maliyetleri azdır,
- Titreşime ve darbeye dayanımları fazladır,
- Uygulamada sağlıklı ve güvenilirlerdir,
- Satışı arttırıcı yönde estetik özellikler barındırırlar.

2.2.7. Soğutucu akışkanlar

Soğutucu akışkanlar; soğutma sistemindeki bileşen ve ortamlar arasında ısı transferi sürecini sağlayan iş akışkanlarıdır. Sistemin performansı ve kararlı çalışması açısından son derecede önemli olan bu iş akışkanlarının seçimi gerçekleştirilirken aşağıda belirtilen temel özellikler

dikkate alınmalıdır;

- Buharlaşma gizli ısıları yüksek olmalı,
- Düşük yoğuşma basıncına sahip olmalı,
- Düşük donma noktası sıcaklığına sahip olmalı,
- Isı iletim katsayıları yüksek olmalı,
- Viskozitesi düşük olmalı,
- Kompresör yağı ile uyumlu çalışmalı,
- Korozif etkilere sahip olmamalı,
- Dielektrik özellikte olmalı,
- Soğutma sistemi bileşenleri ile aktif reaksiyona girmemeli,
- Kaçak yapması durumunda tespit edilebilir özellikleri muhteva etmeli,
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalı,
- Çevreye duyarlı olmalı,
- KIP ve OTP değerleri düşük olmalı,
- Dünya'da yapılan çevresel regülasyonlara uyum göstermeli ve yasaklı olmamalı,
- Ekonomik olmalı,
- Temini kolay ve sürekli olmalıdır.

Soğutucu akışkanlar temel kimyasal yapılarına bakımından hidrokarbonlar (HC) ve inorganikler, halokarbonlar ve hidrofloroolefinler (HFO) olarak üç gruba ayrılmaktadır [40].

Hidrokarbonlar (HC) ve inorganikler

En yaygın bilinen hidrokarbonlar bütan (R600), izobütan (R600a), propilen (R1270), propan (R290)'dır. Bunun dışında kalan doğal soğutucu akışkanları ise karbondioksit (R744) ve amonyak (R717) ve sudur.

Bu soğutucuların en büyük avantajı çevreye olan zararlarının göz ardı edilebilir düzeyde olmasıdır. OTP'leri sıfır, KIP değerleri ve toksik özellikleri düşüktür. Hidrokarbonlar, enerji verimliliği açısından da kullanılabilir özellikler barındırırken termodinamik özellikleri güçlü akışkanlardır. Bu akışkanların en büyük dezavantajı ise gösterdikleri yanıcılık ve patlayıcılık özellikleridir.

Halokarbanlar

Kendi içerisinde; kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), hidroflorokarbonlar (HFC) olarak üçe ayrılmaktalardır. Genel olarak halokarbonlar; yanıcılık, patlayıcılık ve toksik özellikleri düşük, termodinamik özellikleri güçlü olan akışkanlardır. Bu akışkanların dezavantajı çevresel hassasiyet konusunda olup, OTP ve KIP değerleri yüksektir. Halokarbonlar arasında kullanımı en yaygın olan soğutucu akışkanlar;

- Kloroflorokarbonlar (CFC) arasında; R11, R12, R113 ve R114'tür.
- Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) arasında; R22, R123, R124'tür. OTP değerleri CFC'lere göre daha düşüktür.
- Hidroflorokarbonlar (HFC) arasında; R134a, R143a'dır. Yapılarında klor olmadığından ozon tabakasına zarar vermemelerine karşın KIP değerleri oldukça yüksek akışkanlardır.

Hidrofloroolefinler (HFO)

Kimyasal bileşenlerinde; hidrojen, flor ve karbon içeren soğutucu akışkanlardır. Soğutma sistemlerine günümüz ihtiyaçları doğrultusunda yüksek uyum gösteren akışkanlardır. HFO'ların toksik özellikleri, KIP ve OTP değerleri oldukça düşüktür.R1234yf, R1234ze soğutucu akışkanları en çok bilinenleridir. Bu akışkanlar, özellikle HFC soğutucuları içerisinde yer alan ve sektörde kullanımı fazla olan R134-a'ya alternatif olarak geliştirilmeleri bakımından önemli olup, literatürde 4.nesil soğutkanlar olarak da isimlendirilmektedirler [41].

Soğutucu akışkanlara genel bir perspektiften baktıktan sonra özellikle endüstriyel soğutucular özelinde yoğunlaşmak gerekirse; süpermarketleri de içerisine alan perakende satış sektöründe tüketilen enerjinin oransal olarak miktarından ve bu miktar içerisinde endüstriyel soğutucuların payından daha önceki kısımlarda bahsedilmiştir. Soğutma sektöründe, soğutucu akışkan tüketimi bakımından en büyük alt sektör %31'lik oranla mobil havalandırma sektörüdür. Bunun ardından %28 ile klimalar ve üçüncü olarak da %17'lik tüketim ile endüstriyel soğutma sektörü gelmektedir [42]. Sektörün büyüme potansiyeli, gerek artan kişi başı talep miktarı ve tüketim alışkanlıklarındaki yükseliş gerekse de nüfus artışına bağlı olarak hızla ilerlemektedir. Örnek verilecek olursa; 1998 senesinde 2.135 olan süpermarket sayısı 2008 senesinde 8.252'ye yükselmiştir, yani 10 sene içerisinde yaklaşık

3,5 katlık bir artış yaşanmıştır [43]. Perakende satış sektörü, sera gazı oluşumuna ve karbon salımı sürecine yaklaşık %9,5 oranında etki etmektedir. Bu etkinin yaklaşık %80'i enerji tüketiminden kaynaklanırken kalanı da soğutucu akışkanların atmosfere olan etkisinden kaynaklamaktadır [44].

Bu veriler göz önünde bulundurularak soğutma endüstrisinin gerek küresel ısınmaya etkileri gerekse de ozon tabakasına vermiş olduğu tahribat bölgesel ve uluslararası regülasyonların ortaya çıkmasına neden olmuştur. Soğutucu akışkanları doğrudan ilgilendiren; Montreal Protokolü, Kyoto Protokolü, Florlu Gazlar Yönetmeliği ve son olarak Paris İklim Anlaşması ile soğutucu gaz gruplarının bu endüstride kullanımına çeşitli yasaklama, sınırlama ve kademeli olarak azaltmalar getirilmiştir.

Montreal protokolü

Özellikle halokarbonlar içerisinde yer alan CFC ve HCFC gazlarının ozon tabakasına vermiş olduğu zarardan yola çıkılarak, ilgili gazların kullanımında sınırlama ve zamanla azaltma sağlanması maksadıyla 1987 senesinde imzalanan uluslararası bir protokoldür [45].

Kyoto protokolü

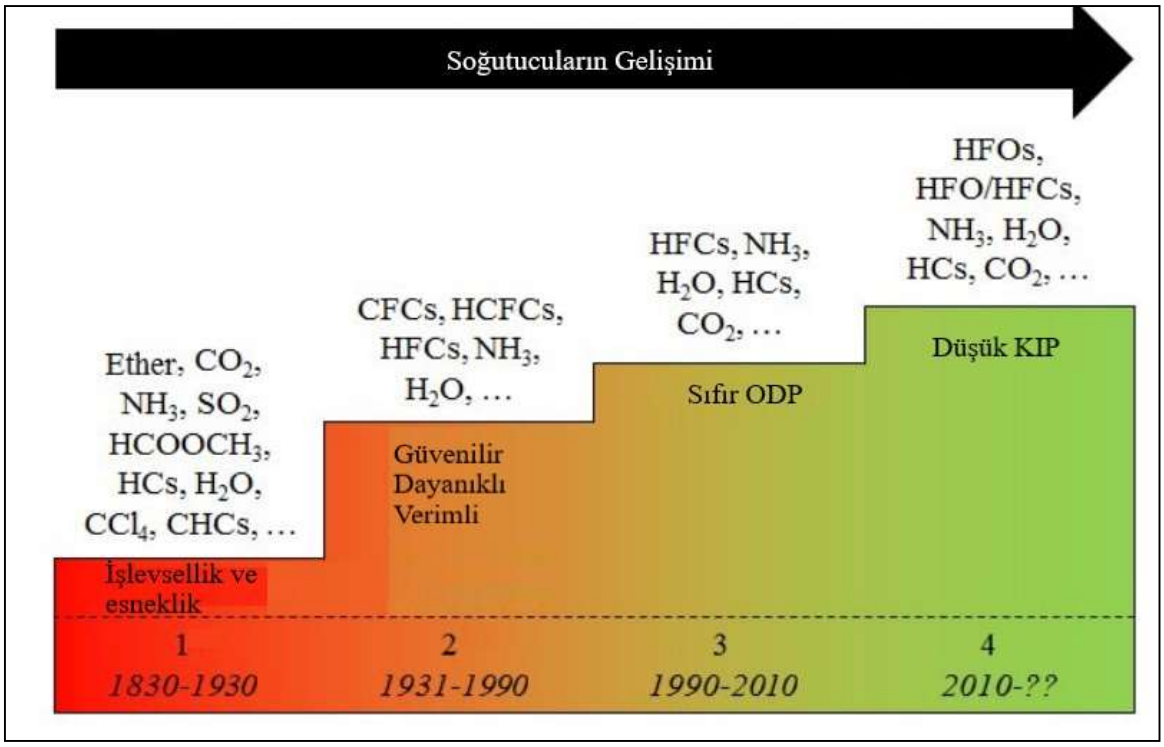
1997 senesinde imzalanmış ve 2005 senesinde yürürlüğe girmiş bu protokolün temel amacı, sera gazlarının iklim değişikliğini tehdit etmeyecek seviyelerde kalmasını sağlamaktır. Kyoto Protokolü ile HFC gazlarının zamanla kullanımının engellenmesi de gündeme gelmiştir. Bunun yanında bu protokol ile enerji verimliliğinin yaygınlaştırılması ve yenilenebilir enerji kullanımının arttırılması ve karbon yutağı olarak bilinen orman ve çeşitli bitki örtülerinin de korunması gerektiğinin altı çizilmiştir [46].

Florlu gazlar (F-Gaz) yönetmeliği

2006 senesinde AB'nde yayımlanarak 2015 senesinde yapılan revizyon ile yürürlüğe giren ve AB üyeliğine uyum yasaları kapsamında Türkiye'de de 2018 senesinde yürürlüğe konulan bir yönetmeliktir. Bu yönetmelikle; HFC, PFC ve SF_6 gazlarının kullanımın zamanla azaltılması amaçlanmıştır. Ayrıca bu regülasyonla, ülkemizde soğutma

endüstrisinde yapılacak olan çalışmalar ve iyileştirmeler resmi bir dayanağa bağlanmıştır [47].

Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimini gösteren görsel Şekil 2.4'te sunulmuştur.



Şekil 2.4. Soğutucu akışkanların tarihsel gelişimi [48]

Bu bağlamda çevresel etkiler bakımından, soğutma endüstrisinde kullanılan iş akışkanlarının, bahsedilen düzenlemelere uyum göstermesinin en önemli göstergeleri KIP ve OTP değerleri olacaktır. Bu bağlamda sisteme uyumlu bir soğutucu akışkan seçilirken; termodinamik ve ekonomik çıktıların yansıra KIP ve OTP değerlerini de göz önünde bulundurmak bir zorunluluk haline gelmiştir.

Çalışmalarda kolaylık sağlaması açısından, farklı soğutucu akışkanların sahip olduğu KIP ve OTP değerleri Çizelge 2.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1. Endüstriyel soğutmada kullanılan akışkanlara ait KIP ve OTP değerleri [49]

Soğutucu Akışkan Grubu	Soğutucu Akışkan Adı	KIP	OTP
CFC	R-11	4000	1
CFC	R-12	2400	1
CFC	R-113	4800	0,8
CFC	R-114	3,9	1
HCFC	R-22	1700	0,05
HCFC	R-123	0,02	0,02
HCFC	R-124	620	0,02
HFC	R-32	650	0
HFC	R-134a	1300	0
HFC	R-143a	4300	0
HFC	R-152a	120	0
HFC	R-404a	3300	0
HFC	R-407a	2000	0
HFC	R-407c	1600	0
HFC	R-502	4,1	0,283
HFC	R-507a	3900	0
Doğal	R-717 (Amonyak)	0	0
Doğal	R-290 (Propan)	3	0
Doğal	R-718 (Su)	0	0
Doğal	R-729 (Hava)	0	0
Doğal	R-744 (CO_2)	1	0

Çizelge 2.1.'den de anlaşılacağı üzere soğutucu akışkanların KIP ve OTP değerleri birbirinden farklıdır. Dolayısıyla her iki değişken için de referans alınacak soğutucu akışkanların belirlenmesi gerekmektedir. Bu konuda KIP değeri 1 olan CO_2, soğutucu akışkanların küresel ısınma açısından değerlendirmesi yapılırken; OTP değeri 1 olan R-11 ise soğutucu akışkanların ozon tahribatı açısından değerlendirilmesi yapılırken kullanılabilecek referans akışkanlardır.

Soğutucu akışkanlar farklı yapıdaki kimyasal bileşenlerden oluştuklarından dolayı bu bileşenlerin kullanılması esnasında gerekli güvenlik önlemlerinin alınması da önemli bir

başka konudur. Yapılan tasarım doğrultusunda, güvenlik önlemleri alınırken soğutucu akışkanların ait oldukları yanıcılık ve patlayıcılık sınıfları dikkate alınmalıdır. Emniyet bakımından ASHRAE tarafından yapılan sınıflandırmaya göre soğutucu akışkanlar, A ve B harflerine göre zehirlilik sınıflarına ayrılmış olup; A harfiyle yapılan simgeleme "Düşük Zehirli", B harfiyle yapılan simgeleme ise "Yüksek Zehirli" anlamı taşımaktadır. Bunun yansıra 1,2 ve 3 rakamları soğutucu akışkanın yanıcılık özelliğini göstermektedir. 1 rakamıyla gösterilen soğutucu akışkanın alevlenme özelliği olmadığı ve dolayısıyla yanıcı özellik barındırmadığı, 2 rakamıyla gösterilen soğutucu akışkanın düşük yanıcılık özelliği gösterdiği ve 3 rakamıyla gösterilen soğutucu akışkanın ise yüksek yanıcılık özelliği gösterdiği anlatılmaktadır. Konuya ilişkin özet bilgiler Çizelge 2.2.'de sunulmuştur.

Çizelge 2.2. ASHRAE emniyet sınıflandırması tablosu [50]

Yanıcılık Sınıfı		Zehirlilik Sınıfı	
		A	B
		Düşük Zehirli	Yüksek Zehirli
1	Yanıcı Özellik Göstermeyen	A1	B1
2	Düşük Yanıcı	A2	B2
3	Yüksek Yanıcı	A3	B3

Bahsedilen termodinamik, çevresel, ekonomik ve güvenlik özelliklerin her biri yapılacak olan tasarım esnasında titizlikle incelenerek, soğutucu akışkan seçimi en doğru şekilde yapılmalıdır.

2.2.8. Kabin yalıtımı ekipmanları

Sistemlerde geleneksel olarak yalıtım yapılmasının temel amacı, yalıtım boşluğu adı verilen bölgedeki hava ya da gaz moleküllerin hareketinin engellenmesine bağlı olarak ısı transferi sürecini azaltmaktır. Endüstriyel soğutuculardа, dış ortamdan soğumanın gerçekleştiği kabine doğru oluşan ısı akışı; ürün sağlığı ve dayanımı, soğutma sistemleri bileşenlerinin kullanım ömrü, enerji verimliliği ve çevresel kaygılar gereği istenmez.

Endüstriyel soğutma kabinlerinde, geçmişten bu yana yalıtımın sağlanması amacıyla geleneksel olarak poliüretan köpük malzemeler kullanılmıştır. Poliüretan köpük

malzemelerin içerisinde yer alan kloroflorokarbonların çevreye ve özellikle ozon tabakasına vermiş olduğu zararlar nedeniyle yalıtım malzemelerinin hammaddesi ve üretim teknolojisi için yeni arayışlar içerisine girilmiştir. Bu süreçte, vakumlu yalıtım tekniği ön plana çıkmıştır.

Vakumlu yalıtım tekniğinde, hava ya da gaz moleküllerin ilgili hacim içerisinden bertaraf edilmesi ve bu sayede ısı transferi yapılacak ortamın kalmaması amaçlanır. Vakumlu yalıtım tekniği adı verilen bu model günümüzde, beyaz eşya, endüstriyel soğutma, yapı yalıtımı vb. birçok alanda kullanılır. Bu teknik kullanılırken vakumlu yalıtım panelleri (VYP) olarak adlandırılan yapılar kullanılmaktadır.

Vakumlu yalıtım panelleri, gözenekli yapıya sahip toz malzemenin ya da hücreli yapıdaki köpük malzemenin gaz geçirmeyen alüminyum zarf malzeme ile kaplanarak vakumlanması ve ardından zarfın vakumu muhafaza edecek şekilde atmosfere kapatılması esasına dayanır. Vakumlu yalıtım panellerinde, vakum seviyesi ve iç dolgu malzemesinin özellikleri (gözeneklilik, ortalama gözenek çapı, yoğunluk vb.) en önemli parametrelerdir. Endüstriyel soğutucularda, yalıtım boşluğuna VYP yerleştirilerek etkin bir yalıtım sağlanmaktadır [51].

Vakumlu yalıtım panellerinin daha iyi yalıtım sağlaması amacıyla farklı katkı malzemeleri ile yalıtım özellikleri güçlendirilebilmektedir. VYP uygulamalarında geçmişte, metal ve plastik malzeme yapısına sahip filmler kullanılmaktayken günümüzde daha çok, düşük ısı iletim özelliklerini barındıran çok katmanlı film tabakaları kullanılmaktadır. Endüstriyel soğutma kabinlerinde kullanılan VYP yalıtım malzemesi temsili şekli Resim 2.8'de sunulmuştur.



Resim 2.8. VYP yalıtım malzemesi örneği [52]

Soğutma sistemleri içerisinde yer alan bu tezin asıl çalışma konusunu oluşturan, endüstriyel soğutma sistemleri içerisinde geniş bir kullanım alanı olan teşhir tipi soğutuculara ilişkin bilgiler bir sonraki kısımda açıklanarak detaylandırılmıştır.

3. TEŞHİR TİPİ SOĞUTUCULAR

3.1. Teşhir Tipi Soğutuculara Genel Bir Bakış

Ortamdaki ısı ve nem dengesini ayarlayarak bir ticari ürünün soğumasını sağlayan ürün grubuna endüstriyel soğutucu adı verilmektedir. Coulomb tarafından yapılan araştırmaya göre (2006); dünyada her altı insana bir adet endüstriyel soğutucu düştüğü tahmin edilmektedir [53].

Daha önce de ifade edildiği üzere, toplumların tüketim anlayışındaki değişim ve gelişmeler neticesinde soğutma ya da dondurma amacıyla teşhir edilen ürün gamında artışlar yaşanmaktadır. Bu artışın etkisiyle birlikte besin türüne göre, farklı şekil ve tasarımlardaki soğutucular ortaya çıkmaktadır. Bu kısımda teşhir tipi soğutucular, kabin türüne, gerçekleştirilen tasarım türüne göre ve sıcaklık sınıfına göre üç temel alt başlıkta incelenmiştir.

3.2. Kabin Türüne Göre Teşhir Tipi Soğutucular

Teşhir tipi soğutucular kabin çeşitleri itibariyle, açık ve kapalı kabinli olarak ikiye ayrılmaktadır.

3.2.1. Açık kabinli teşhir tipi soğutucular

Açık kabinli teşhir tipi soğutuculardа müşteri ve ürün arasında herhangi bir engel bulunmazken, bu soğutucuların yatay ve dikey çeşitleri bulunmaktadır. Temsili bir açık kabinli teşhir tipi soğutucu görseli Resim 3.1'de sunulmuştur.



Resim 3.1. Açık kabinli dikey teşhir tipi bir soğutucu [54]

Açık kabinli teşhir tipi soğutucuların en büyük avantajı, müşterinin herhangi bir kapağı açmadan veya örtüyü kaldırmadan doğrudan ürünü görebilmesi ve ona rahatça ulaşabilmesidir. Bu avantaja ticari olarak bakıldığında, müşterinin satın almayı düşünmediği bir ürünü dahi ani bir kararla alması mümkün olabilmektedir. Ge ve Tassou yapmış oldukları çalışmada (2001), kapalı kabinli teşhir tipi soğutucuların daha az enerji tükettiğini fakat açık kabinli teşhir tipi soğutuculardaürün daha rahat görülebildiğinden ve ürüne erişim daha kolay olduğundan müşteri davranışları açısından daha fazla tercih edildiğini belirtmişlerdir [55].

Açık kabinli teşhir tipi soğutucuların en büyük dezavantajları, oluşan defrost ihtiyaçları ve buna bağlı olarak kapalı kabinli soğutuculara göre daha fazla enerji tüketmeleridir. Açık tip soğutucularda dış hava ile ürün arasında bir hava perdesi oluşmaktadır. Bu hava perdesi, dış ortam havasının kabinin içerisine geçmesini tamamen engelleyecek şekilde çalışamamaktadır. Dolayısıyla kabin içerisine giren ortam havasında kaynaklı oluşan nemden dolayı evaporatör yüzeylerinde buzlanmalar oluşmaktadır. Bu durumun engellenmesi amacıyla da defrost işlemlerinin düzenli bir şekilde yapılması gerekmektedir. Defrost işlemlerinden istenilen sonuç alınamaması durumunda evaporatördeki buzlanmaya

bağlı oluşan verim düşüşü, hava perdesinin hızını azaltacak ve dış ortam havasına bağlı nem, soğutucu içerisinde iyice artarak soğutucunun verimini daha da düşürecektir. Ayrıca hava perdesi ortam şartlarından da kolayca etkilenebilmektedir. Mağaza kapısının açılması, ortam sıcaklığı ve havalandırması hatta müşteri davranışları hava perdesi standardını etkilemektedir. Çalışma standardı düzgün olmayan bir hava perdesinde infiltrasyon dengesi bozulacağından enerji tüketimini de buna bağlı olarak artacaktır.

Açık kabinli teşhir tipi soğutuculardа, hava perdesi hızını optimize etmek verimlilik açısından en önemli konudur. Ge ve Tassou açık kabinli teşhir tipi soğutuculardа yapmış oldukları çalışmada (2001), olması gerektiğinden düşük bir hava perdesi hızının, ortam havasının soğutucu içerisine girmesine yol açtığını; olması gerektiğinden yüksek bir hızın ise ortam havasının soğutucuya doğru yüksek bir debiyle gelmesine yol açacağını belirtmiştir [55]. Bu çalışmadan hareketle, tasarım esnasında hava perde hızı optimizasyonu soğutucunun enerji tüketim davranışlarını etkileyeceğinden birçok değişkenin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Bunun yanında, açık kabinli teşhir tipi soğutuculardа enerji verimliliği açısından dikkat edilmesi gereken bir başka konu da hava emiş ızgaralarının konumudur. Bu soğutuculardа hava emiş ızgarası genellikle cihazın alt kısmında bulunmasından kaynaklı olarak soğutulmuş olan havanın bir kısmının market içerisine dağılmakta ve yaşanan bu enerji kaybı verim kaybına sebebiyet vermektedir. Açık kabinli teşhir tipi soğutuculardа dikkat edilmesi gereken en önemli husus hava akışı olduğundan; kabin geometrisi, ortam şartları ve dolabın yük durumu gibi parametreler ürün grubu bazlı olarak optimize edilerek tasarım ve bileşenlerin konumlandırılması bu doğrultuda yapılmalıdır.

3.2.2. Kapalı kabinli teşhir tipi soğutucular

Kapalı kabinli teşhir tipi soğutuculardа, müşteri ve ürün arasında bir kapı ya da örtü izolasyonu bulunmaktadır. Kapalı kabinli teşhir tipi soğutucuların da yatay ve dikey çeşitleri bulunmaktadır. Resim 3.2.'de dikey kapalı teşhir tipi bir soğutucu görseli sunulmuştur.



Resim 3.2. Kapalı kabinli dikey teşhir tipi bir soğutucu [56]

Açık kabinli teşhir tipi soğutucuların gerek enerji tüketimindeki endişeler gerekse işletme sırasında ortaya çıkan çeşitli zorluklar, kapalı kabinli teşhir tipi soğutucuların popüler olmasını sağlamıştır.

Konuyla alakalı gerçekleştirilen bazı bilimsel araştırmalara göre; Fricke ve Becker yapmış oldukları çalışmada (2010), açık ve kapalı kabinli teşhir tipi soğutucuları kıyaslamış; satış sayısı aynı kalacak şekilde açık tip soğutucuların kapalı tip soğutuculara göre %30 daha fazla enerji tükettiği sonucuna ulaşmıştır [56]. Lindber ve arkadaşları tarafından İsveç'te bir süpermarkette yapılan bir çalışmada (2010), kış aylarında soğutucuların kapatılmasının elektrik tüketimini %26 oranında düşürdüğü tespiti yapılmıştır [57]. Teşhir tipi soğutuculara takılan kapakların ısı yükünde %50-80 arasında azalmaya olanak sağladığı belirtilmiştir [58].

Kapalı kabinli teşhir tipi soğutuculardа, kapıların ve onlara bağlı contala bakımlarının zamanında ve iyi şekilde yapılmış olması oldukça önemlidir. Bununla birlikte kapalı kabinli teşhir tipi soğutucuların cam yüzeylerinde, yoğuşma meydana gelebilmektedir. Bu yoğuşma, enerji tüketimini arttırdığı gibi müşterilerin görüş kabiliyetlerini de azaltmaktadır. Bu sorunun çözümü için, soğutucu kapak yüzeyleri yoğuşmayı engelleyen anti-fog film malzeme ile kaplanabilmektedir.

3.3. Tasarım Türüne Göre Teşhir Tipi Soğutucu Çeşitleri

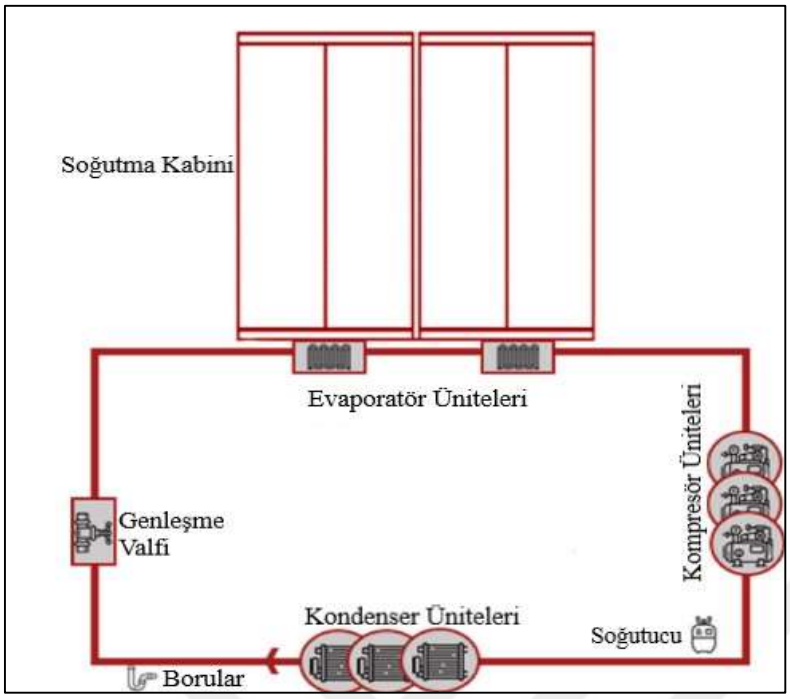
Dünya'da kullanılan teşhir tipi soğutucu sayısı yaklaşık 90 milyon adettir [59]. Bu rakamın yüzdesel dağılımı incelenecek olursa; %30'u restoran ve mutfaklarda, %15'i perakende sektöründe, %15'i medikal ve sağlık sektöründe, %15'i soğuk hava depolarında kalan %10'u ise diğer sektörlerde kullanılmaktadır [60]. Bu farklı sektörlerin soğutuculardaki tasarımları da kapasiteleri ve ihtiyaçları doğrultusunda değişiklik göstermektedir.

Gerçekleştirilen tasarım türüne göre teşhir tipi soğutucular; merkezi sistemler, bölünmüş sistemler, doğrudan fişe takılabilir sistemler ve iki döngülü sistemleri olarak çeşitlenmektedir.

3.3.1. Merkezi tasarımlı teşhir tipi soğutucular

Büyük kapasitedeki soğutma yükleri için tercih edilen bu tasarım çeşitinde, makine odası ile evaporatör ünitesi birbirinden ayrı yerlerde konumlandırılmaktadır. İstenilen soğutma sıcaklığı, borular yardımıyla tüm teşhir tipi kabinlere dağıtılmaktadır. Bu tip bir sistemin istenilen performansı gösterebilmesi için sistem talebine yetecek kompresör sayısı ve gücü seçimi oldukça önemlidir. Bunun yanında gereğinden fazla bir kompresör gücü seçilmesi durumunda, atıl enerji ortaya çıkacağı ve bunun da enerji tüketimini ciddi oranda arttıracağı bilinmektedir.

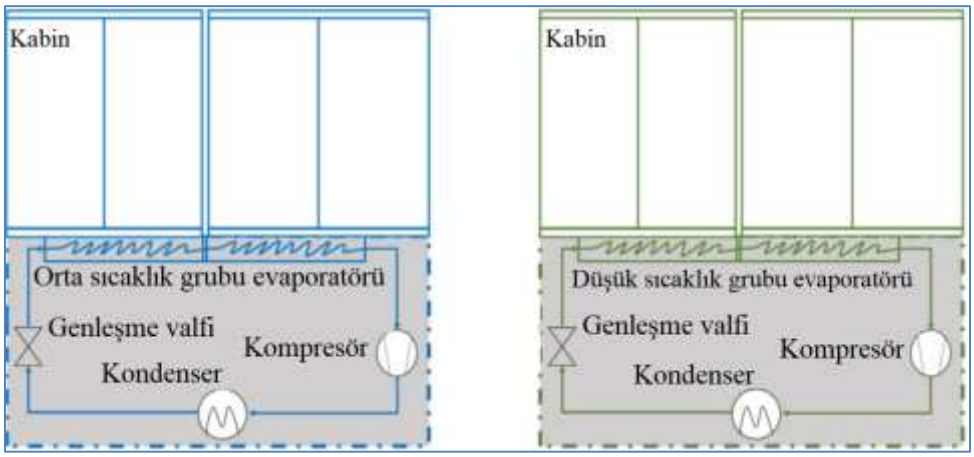
Bu tasarım türü, özellikle süpermarketlerdeki teşhir tipi soğutucuların kullanımında yaygın olarak kullanılmaktadır [61]. Ayrıca, merkezi sistemler çoğunlukla R22 soğutucu akışkanıyla çalışmakta iken daha düşük soğutma sıcaklığı gerektiren uygulamalarda R12 soğutucu akışkanı sıklıkla tercih edilmektedir [62]. Sistem tasarımına ilişkin taslak görsel Şekil 3.1'de sunulmuştur.



Şekil 3.1. Merkezi teşhir tipi soğutma sistemine ait taslak tasarımı [61]

3.3.2. Bölünmüş tasarımlı teşhir tipi soğutucular

Merkezi tasarımlı soğutma sistemlerine alternatif olarak sunulan bir tasarım türüdür. Bu tasarımda, kompresörler evaporatörlere daha yakın konumlandırılarak boru uzunlukları kısaltılmış ve bu sayede borulardan kaynaklı ısı kayıpları azaltılmıştır. Sistemin taslak tasarımı merkezi tip soğutma sistemleriyle aynı olmasına karşın, soğutma kapasitesi ikiye bölündüğünden daha küçük soğutma yüklerinde tercih edilmektedir. Sistem tasarımına ilişkin taslak görsel Şekil 3.2'de sunulmuştur.



Şekil 3.2. Bölünmüş teşhir tipi soğutma sistemine ait taslak tasarım [63]

3.3.3. Doğrudan fişe takılabilir (plug-in) teşhir tipi soğutucular

Soğutma yükü ihtiyacının daha az ölçekte olduğu sistemlerde kullanılan bu tasarım tipi, makine odasına ihtiyaç duymadan, sistem bileşenlerinin tamamını içinde bulunduran bir yapıya sahiptir. Sisteme ilişkin örnek görseller Resim 3.3'te sunulmuştur.



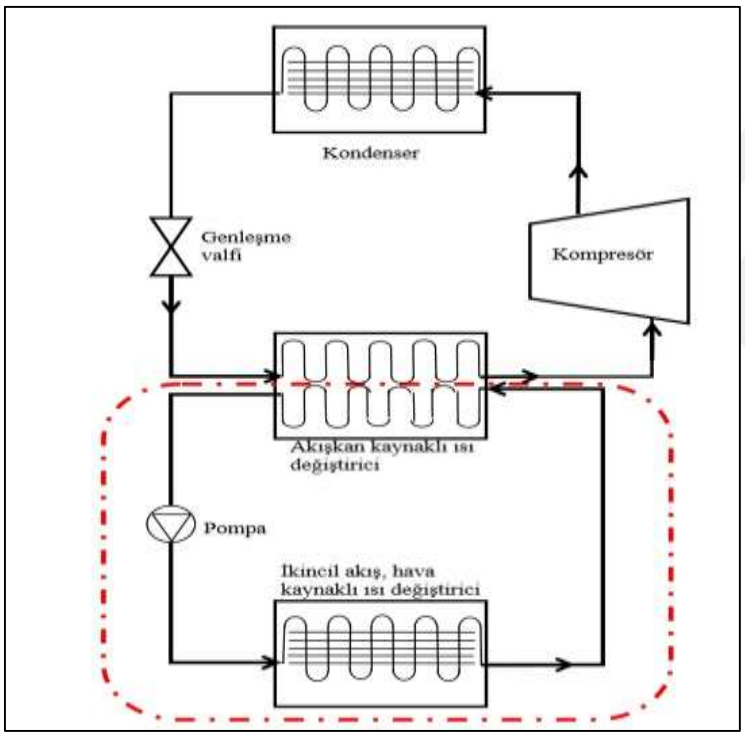
Resim 3.3. Fişe takılabilir teşhir tipi soğutma sistemlerine ait çeşitli görseller [64]

Plug-in soğutucuların en büyük avantajı, sistemin sızdırmazlık özelliğinin güçlü olması, soğutucu şarj gereksinimlerinin azlığı, istenilen yere hareket ettirilebilme özgürlüğü, bakım maliyetlerinin düşük olması, kolay ve uygun maliyetli kurulumdur. Tasarımın dezavantajları ise, kompresörlerin ısı atımını doğrudan soğutma ortamına yapması, halihazırda bir drenaj sistemleri olmadığından defrost suyunun toplandığı yoğuşma tavasında biriken ve yoğuşturulamayan suyun ortama taşma yapmasıdır. Merkezi sistemlere göre enerji etiket değerleri düşük olan bu sistemler özellikle küçük ve orta ölçekli marketlerde sıkça tercih edilmektedir.

Bu tasarımlarda, R-404A ve R-134A akışkanları sıklıkla tercih edilmekteyken son zamanlarda bu akışkanların yaratmış olduğu çevresel kaygılar nedeniyle R-290 akışkanı tercih edilmeye başlanmıştır. Ayrıca yine bu tasarımlarda; R-744 akışkanı veya HFC/HFO karışımı çeşitli akışkanları da tercih edilebilmektedir [64]. Yeni nesil tasarımlarda ise daha önce bu tasarım tipinde en çok kullanılan akışkan olan R-134A akışkanının yerini ise benzer termodinamik özelliklere sahip ve çevreye vermiş olduğu tahribat bakımından daha üstün özellikler gösteren R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanları almaya başlamıştır [65].

3.3.4. İki döngülü teşhir tipi soğutucular

Farklı ihtiyaçlara sahip sistemlerde ayrı soğutucu akışkanların tek bir soğutma sisteminde kullanımına olanak sağlayan ve tasarım esnasında ortak ısı değiştirici kullanılan soğutucu çeşitleridir. Birinci çevrimde merkezi sistem ile soğutma yapılmakta ve sonrasında başka bir akışkan ile de sistem ikinci soğutma bölgesine yönlendirilmektedir. Ortak ısı değiştirici, ana çevrimin evaporatörü görevini görürken ikinci çevirimin ise kondenseri olmaktadır [61]. Sistem tasarımına ilişkin taslak görsel Şekil 3.3'te sunulmuştur.



Şekil 3.3. İki döngülü teşhir tipi soğutma sistemlerine ait taslak tasarım [66]

Bu tasarımda ikinci sistem birinci sistemden izole olduğundan dolayı ihtiyaca dönük olarak daha çevreci ve verimli akışkanların seçimine olanak sağlanabilmektedir. Bu tasarım türünün diğer avantajları [66];

- Sistem genelinin daha çevreci olması,
- Sisteme şarj edilen akışkan miktarının azalması,
- Akışkan kaçaklarının daha az düzeye inmesi,
- Daha düşük güçte pompa kullanımına imkân sağlanması,
- Daha küçük kesit alanlı borular kullanımına imkân sağlanması

iken bu tasarım kullanımının dezavantajları [66];

- Sistemin daha yüksek çalışma basınçlarına maruz bırakılması,
- İkincil çevrimde kullanılan bazı çevreci akışkanlarla uyumlu sistem bileşenlerinin temininde zorluklar yaşanabilmesi,
- Sistemde ek bir ısı değiştirici ve ara sirkülasyon pompası kullanılması nedeniyle daha fazla ilk yatırım maliyeti gerektiren tasarımlar ortaya çıkması

olarak sıralanabilmektedir.

3.4. Sıcaklık Sınıfına Göre Teşhir Tipi Soğutucu Çeşitleri

Giriş kısmında da belirtildiği üzere, teşhir tipi soğutucuların kullanımı perakende sektöründe oldukça yaygındır. Türkiye'de organize zincir market sayısının birkaç senelik periyot içerisinde 44.000 sayısını geçeceği düşünüldüğünde gerek ürün çeşitliliğinin gerekse de ürün sayısının artış göstereceği öngörülmektedir [67]. Bu nedenle ürünlerin muhafaza edileceği sıcaklık seviyesine uygun soğutucu grubunda muhafaza edilmesi hem ürün ve birey sağlığı hem de ürün dayanımı için oldukça önemlidir. Örneğin; meyve-sebzelerin 8 °C, süt ürünlerinin, pişmiş ve hazır etlerin 5 °C, çiğ etlerin, kümes hayvanlarına ait etlerin ve balıkların 4 °C, dondurulmuş gıdaların ise -18 °C kabin içi sıcaklığında muhafaza edilmesi gerekmektedir.

Bu çeşitliliğe uyum sağlamak amacıyla teşhir tipi soğutucu üretimi için çeşitli sıcaklık sınıfları TS EN ISO 23953 numaralı standart dâhilinde belirlenmiştir. Çizelge 3.1'de ilgili standart dahilinde oluşturulmuş sıcaklık sınıfları tablosu sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Teşhir tipi soğutucuların sıcaklık değerine göre sınıflandırması [68]

Soğutucu sınıfı	En sıcak ürün paketinin en yüksek değeri, (°C)	En soğuk ürün paketinin en düşük değeri, (°C)	En sıcak ürün paketinin en düşük sıcaklık değeri, (°C)
L1	-15	-	-18
L2	-12	-	-18
L3	-12	-	-15
M1	+5	-1	-
M2	+7	-1	-
H1	+10	+1	-
H2	+10	-1	-
S	Özel sınıflandırma		

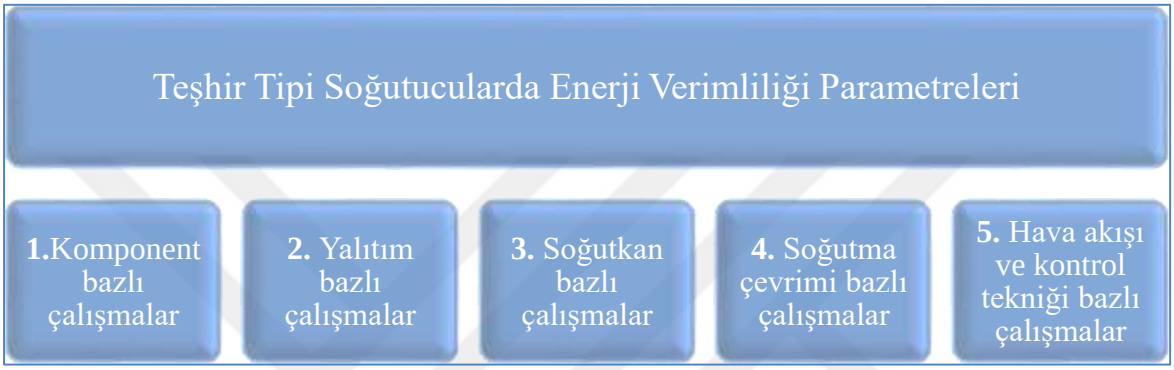
Kabin türü, tasarım türü ve sıcaklık sınıfına göre temel sınıflandırılması gerçekleştirilen teşhir tipi soğutuculardа kullanılan sistem bileşenlerinin seçimi, teşhir tipi soğutucunun genel verimliliğini belirlemektedir. Tasarımın; soğutulacak maddenin çeşidi, gerek duyulacak soğutma kapasitesi ve soğutmanın yapılacağı ortamdaki dış koşullar gibi parametrelerin tamamı dikkate titizlikle yapılması elzemdir.

Teşhir tipi soğutuculardа enerji verimliliği sağlamak için birçok hususta iyileştirme çalışması yapılabilmektedir. Buna ilişkin olarak, literatürde gerçekleştirilen ve bu tez çalışmasının ortaya koyulmasına rehberlik eden, farklı perspektiflerdeki iyileştirme çalışmaları bir sonraki kısımda sunulmuştur.

4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Teşhir tipi soğutuculardaenerji verimliliği sağlamak amacıyla literatürde farklı çalışmalar yer almaktadır. Çalışmanın bu kısmında, literatürde gerçekleştirilmiş olan çalışmalar incelenerek, derlenmiştir.

Çizelge 4.1. Teşhir tipi soğutuculardaenerji verimliliği çalışmaları



Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi, literatürdeki çalışmalar kategorilere ayrılarak sırasıyla sunulmuştur. Bunun yanında teşhir edilen gıda ürünlerinin içeriği, dayanımı ve gıda güvenirliği açısından teşhir tipi soğutma sistemlerinde nemlendirici kullanımına ilişkin çalışmalara da değinilmiştir.

4.1. Komponent Bazlı Çalışmalar

Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi dahilinde çalışan soğutuculardayer alan temel ekipmanlar; kompresör, evaporatör, kondenser ve genleşme valfidir. Başta kompresörler olmak üzere, her bir komponent özelinde gerçekleştirilen enerji tasarrufu çalışmaları endüstriyel soğutucunun toplam enerji tüketim değerinde azalma sağlamaktadır. Bu anlamda, endüstriyel soğutucu komponentleri temelinde literatürde yer alan önemli enerji verimliliği çalışmaları bu başlık altında sunulmuştur.

Soğutma sistemlerinde, kompresörler soğutucunun tüketmiş olduğu toplam elektrik enerjisinin yaklaşık %60'ından sorumludur [69]. Ku ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada (2010), lineer tip kompresörlerin fırçasız doğru akım kompresörlerinden yaklaşık %10 daha az enerji tükettiği sonucuna ulaşmıştır [70]. Park ve arkadaşları tarafından yapılan

çalışmada (2002), lineer tip kompresörlerin döner pistonlu endüksiyon motorlu bir kompresöre göre %20-30 arasında daha verimli çalıştığı sonucuna ulaşmıştır [71].

Ocak ve arkadaşları (2023), özdeş iki endüstriyel soğutma sisteminde yalnızca kompresör teknolojisini değiştirdikleri bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sabit ve değişken devirli kompresörlerin kullanıldığı çalışmada, sabit devirli kompresör sayesinde günlük enerji tüketimi 2,9 kWh azaltılmış, bununla birlikte endüstriyel soğutma sisteminin toplam enerji tüketimi %25,9 azaltılmıştır. Ayrıca bu değişim ile endüstriyel soğutucunun enerji etiketi, "C" sınıfından "B" sınıfına iyileştirilmiştir [72].

Kasera ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada (2020), kompresörün sürekli maksimumda sabit devirde çalıştığı durumda, 210,9 Wh enerji tükettiği, kompresörün değişken devire evrildiğinde ise enerji tüketiminin 162,5 Wh'e düştüğü sonucuna ulaşmışlardır [73].

Kagiri ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada (2019), değişken hızlı bir kompresör üzerinde devir kontrolü sürecinde iyileştirmeler gerçekleştirmişlerdir. Yapılan iyileştirmeler neticesinde soğutucunun enerji tüketimi %30'a kadar azaltılmıştır [74].

Mastrullo ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada (2015), soğutma sistemi kompresörü önce nominal kapasitesinin %70-100 arasında bir değerle çalıştırılmış, ardından araştırmacılar tarafından kompresörün devir kontrolü için yazılımsal iyileştirme yapılmıştır. Bu sayede soğutucu enerji tüketiminin %12-60 arasında azaldığı, bu azalmanın da COP değerini %120'ye kadar arttırdığı ortaya konulmuştur [75].

Ekren ve arkadaşları yapmış olduğu çalışmada (2019), sabit devirli ve değişken devirli kompresörleri kıyaslamışlardır. Çalışma neticesinde, değişken devirli kompresör kullanmanın enerji tüketimini yaklaşık %4 oranında azalttığı ve bu azalmanın COP değerini %7 oranında arttırdığı sonucu ortaya konulmuştur [76].

Ge ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada (2000), soğutucu emme hattındaki basınç değişmesiyle kompresör basıncında yaşanan değişimler ve kompresörün sabit basınçlı çalışma şartlarına göre enerji tüketimini kıyaslamışlardır. Kompresörün sabit basınç değeri altında çalışması, enerji verimliliğine %20-30 oranında katkı sağlamıştır [77]. Ayrıca, basma

hattındaki basınç kontrolünün enerji verimliliği sürecine yaklaşık %10 oranında katkı sağladığı da belirlenmiştir [5].

International Institute of Refrigeration (IIR)'nin, 42.Soğutma Teknolojileri bildiri notlarında (2021), soğutma sistemlerinde enerji verimliliği yaratan bir diğer unsurun da yağ gereksinimi duymadan çalışan kompresör teknolojisi olduğu vurgulanmıştır. Kompresör yağlarının ısı transferi sürecini olumsuz yönde etkilediği ve bundan kaynaklı olarak da sistem performansında düşüşler meydana gelebileceği vurgulanmıştır [78]. Bijanzad ve arkadaşları (2017), soğutma sistemleri için geliştirdikleri yağ gerektirmeyen lineer bir kompresörde 19 Hz. Frekans değerinde %85 motor verimliliğine ulaşmışlardır [79]. Liang (2018), yüksek basınç oranları ile çalışabilen yağ gerektirmeyen bir kompresör tasarımı çalışması sonucu kompresör motor verimini %90'a kadar çıkarmıştır [80].

Endüstriyel soğutma uygulamalarında, kondenser verimliliğini etkileyen unsurulara ilişkin, Yamankaradeniz ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada sıralanmıştır (2002). Çalışmada bunların; kondenserin yapılmış olduğu malzeme, yoğuşturucu yüzey ve ortam arasındaki temas alanı, ortam ve soğutucu akışkan arsındaki sıcaklık farkı ve kondenser temizliği olduğuna dikkat çekilmiştir [81].

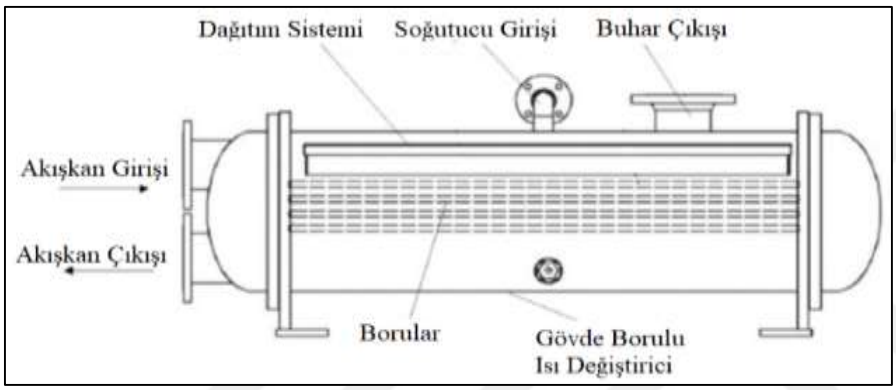
Cely ve arkadaşları (2022); hav, toz ve makine yağı gibi kirlere, fan hızının yetersizliği, erişim kapağı konumunun optimum olmadığı sorunlara maruz bırakılmış bir kondenserde bu değişkenlerin maruz bırakılma miktarlarını değiştirerek deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda sistemi olumsuz etkileyen bu durumların miktarına göre, enerji tüketimi %48'e kadar artmış ve bu artışın COP değerini %26'ya kadar düşürdüğü belirtilmiştir [82].

Patil (2012), soğutma sistemlerinin kapasite ve performanslılarının arttırılmasına ilişkin, tasarımda U tipi bir kondenseri mikro kanal kondenser ile değiştirmiştir. Tasarımda yapılan değişiklik sonrasında, endüstriyel soğutucunun soğutma kapasitesi %10, performans katsayısı ise %17 oranında artış göstermiştir [83].

Endüstriyel soğutuculardа kullanılan evaporatörler çeşitleri ile ilgili, Genceli yapmış olduğu çalışmada (2006), çıplak borulu evaporatörlerin düşük hava hızlarındaki uygulamalarda, levhalı evaporatörlerin düşük soğutma kapasitesine sahip uygulamalarda, kanat borulu

evaporatörlerin ise yüzey alanında sağlanan genişlik nedeniyle soğutma yükü fazla olan uygulamalarda kullanılmasının avantajları olduğunu belirtmiştir [28].

International Institute of Refrigeration (IIR)'nin, 42.Soğutma Teknolojileri bildiri notlarında (2021), çevresel kaygılara bağlı olarak endüstriyel soğutuculardaki soğutkan şarjının azaltılması maksadıyla Şekil 4.1.'de görseli sunulan düşey film evaporatör yapısının kullanılması önerilmiştir. Yüksek ısı transfer kabiliyetine sahip olan bu sistem sayesinde, soğutkan şarj miktarının yaklaşık %40 azalacağı belirtilmiştir [78].



Şekil 4.1. Soğutma sistemlerinde kullanılan düşey film evaporatör görseli [78]

Zhang ve arkadaşları (2017), yapmış oldukları çalışmada evaporatör yüzeyinde oluşan karlanmayı engellemesi amacıyla sisteme kurutucu entegre etmişlerdir. Gerçekleştirilen bu inovatif tasarım sayesinde, evaporatör dönüş havası sıcaklığı ve bağıl nem değerleri, sistemin COP değerini arttırmıştır. Evaporatör dönüş havası sıcaklığı 6°C arttığında COP %115, bağıl nemin ise %30'dan %80'e çıkmasıyla COP %35 artmıştır [84].

Ding ve arkadaşları (2004), yapmış oldukları çalışma ile doğal akışta çalışan bir buzdolabında; kabinde bulunan rafların kapı ile mesafesinin ve evaporatör ile olan mesafesinin hava akışına olan etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak her iki mesafede arttığında hava hızı artışına bağlı olarak havanın üniform sıcaklık eğrisi özelliğinin bozulduğu ve bu mesafelerin artışının sıcaklık farkını arttığını ortaya koymuşlardır. Ayrıca çalışmada, hava akışının iyileştirilmesi amacıyla kabin üzerine bir eksenel fan konulmuş ve yeni yapılan tasarımda yeni üniform sıcaklık dağılımının eskisine göre iyileştiği sonucuna ulaşılmıştır [85].

Fan ve arkadaşları (2023), bir soğutma sistemi tasarımında fanının tahliye yuvasının şeklini değiştirmiş ve defrost sonucunda oluşan suyun daha rahat şekilde dışarı atılmasını sağlamışlardır. Yaptıkları bu değişiklik akış kaybını %28,7; defrost süresinin ise %8 oranlarında azaltmıştır [86].

Sim ve arkadaşları (2011), sirkülasyon fanlarının soğutma sistemleri için önemini göstermek amacıyla bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, ilk durumda kabin içerisine fan eklenmemiş sonrasında ise kabin içerisine havayı homojen dağıtması amacıyla iki adet sirkülasyon fanı eklenmiştir. Fansız durumda kabin içerisindeki sıcaklık farkı maksimum %25 iken fanlar eklendiğinde bu oran maksimum %3,52'ye düşmüştür [87].

Ocak ve arkadaşları (2020), yapmış oldukları çalışmada endüstriyel soğutma sisteminde kullanılan eksenel fan tiplerinin soğutma performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. Yapılan deneyde, ilk soğutma sisteminde ED motorlu fan ikinci sistemde ise asenkron motorlu bir fan kullanılmış ve diğer şartlar aynı bırakılmıştır. Çalışma sonucunda, ilk sistem 51,71 kWh enerji tüketirken ikinci sistemin enerji tüketimi 54,22 kWh olmuştur. Ayrıca sistemlerin COP hesaplamaları da yapılmış ve bu doğrultuda ilk sistem 1,74 etkinlik katsayısına sahipken ikinci sistemin etkinlik katsayısı 1,59 olarak hesaplanmıştır [36].

Liu ve arkadaşları (2017), bir soğutma sisteminde faz değiştirici madde entegresi gerçekleştirmiştir. Faz değiştirici maddenin entegresi etkisiyle sistemde kompresör çalışma süresi %13,6 azalırken bu durum soğutucunun enerji tüketiminde %18,6'lık bir azalmayı da beraberinde getirmiştir [88].

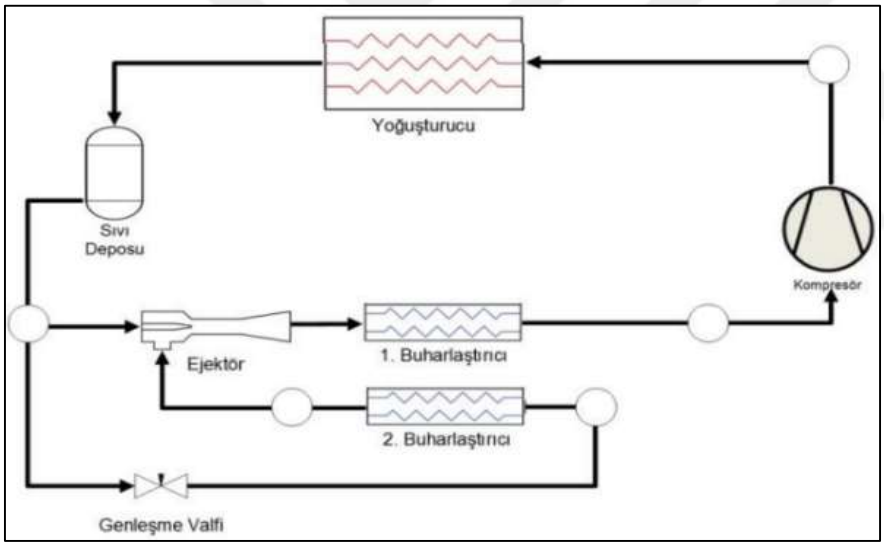
Shaban ve arkadaşları (2020), endüstriyel soğutuculardа enerji verimliliği çalışmaları kapsamında özdeş iki soğutma sisteminin ilkine sabit devirli kompresör ve mekanik genleşme valfi bir tasarım, ikincisine ise devir kontrollü kompresör ve elektronik genleşme valfli bir tasarım gerçekleştirmiştir. Gerçekleşen çalışma neticesinde, ikinci tasarımında ilk tasarıma göre %32 daha az enerji tüketilirken soğutma siteminin toplam ekserji yıkımında %76'lık düşüş sağlanmıştır [89].

Bilir Sag ve arkadaşları (2015) özdeş soğutma sistemlerine ait tasarımda, genleşme valfi yerine ejektör entegre etmişler ve bu değişimin sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Tasarımda yapılan değişiklik sonrasında, COP %12,87'ye, ekserji verimi

ise % 11,24'e kadar artmıştır [90].

Knabben ve arkadaşları (2020), soğutuculardaki kapiler boru yerine elektronik genleşme valfi kullanımının sistem enerji tüketimi üzerine etkisini araştırmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, soğutma sisteminde elektronik genleşme valfi kullanımı sayesinde enerji tüketiminin %9'a kadar azaltılabildiği saptanmıştır [91].

Ünal ve arkadaşları (2016), Şekil 4.2.'de görülen iki evaporatör ünitesine sahip bir soğutucuya ejektör eklemesi yapmışlardır. Çalışma, R134a ve buna alternatif olarak sunulan R1234yf soğutucu akışkanları ile geçekleştirilmiştir. Soğutma sistemine ejektör entegresi sayesinde, geleneksel genleşme valfli sisteme göre COP değeri; R134a kullanılan soğutucuda %15, R1234yf kullanılan soğutucuda ise %17 artmıştır [92].



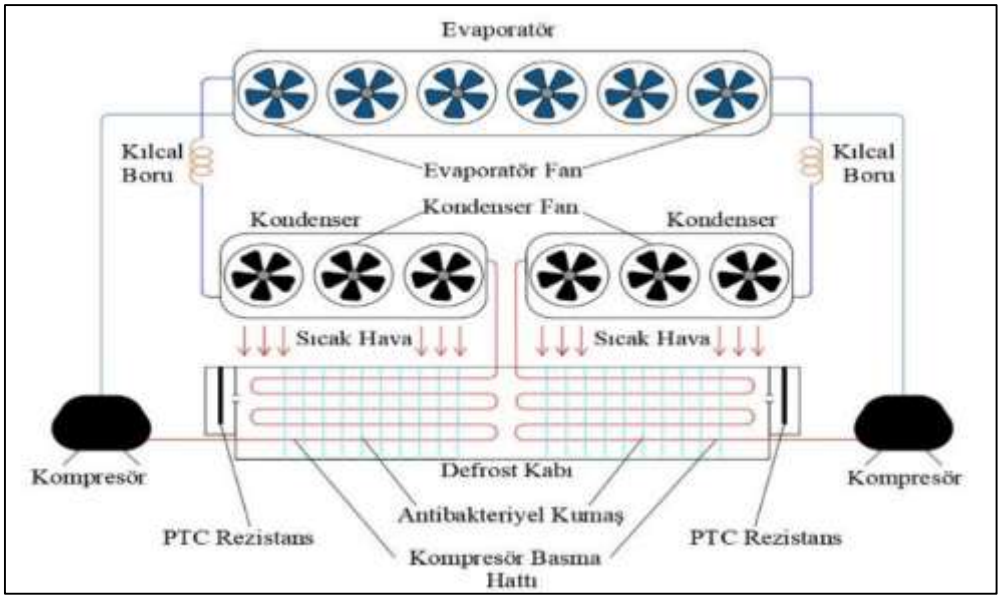
Şekil 4.2. İki evaporatöre sahip ejektör entegreli soğutma sistemi [92]

Raghavan ve Nerendran tarafından yapılan çalışmada (2002), içecek satışı yapılan bir soğutma kabini içerisinde kullanılan floresanlı aydınlatma sisteminin parlaklığı, sıcaklık 7°C düşünce %25 oranında azaldığı ortaya konulmuş ve çalışmada, floresan ışık kaynaklarının ortam sıcaklığı düşümünde, parlaklıklarında azalmalar yaşandığı belirlenmiştir. Aynı çalışmada, floresanlı bir aydınlatma sistemine verilen enerjinin yalnızca %21'nin ışık olarak enerji verdiği, geri kalan kısmının ise ısı olarak soğutma kabinine yayıldığı ortaya konulmuştur [93].

Kauffeld ve arkadaşları (2000), Danimarka'da gerçekleştirdikleri bir çalışmada, aydınlatma sistemini soğutma kabininin içi yerine dışına monte etmişler ve bu sayede yaklaşık %8 oranında enerji tasarruf sağladıklarını belirtmişlerdir [94].

Rauss ve arkadaşları (2008), endüstriyel soğutuculardaki soğuk katotlu floresan, LED ve fiber optik ışık kaynaklarının sistemin toplam enerji tüketimi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çalışma, endüstriyel soğutucunun gün içerisinde tam kapasiteyle çalıştığı dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanmıştır; soğuk katotlu floresan, LED ve fiber optik aydınlatma sistemleri için yıl geneli toplam enerji tüketimleri; 444 kWh, 314 kWh ve 556 kWh olarak tahmin edilmiş ve enerji tüketimi noktasında en ideal çözümün LED aydınlatma sistemi olduğu vurgulanmıştır [95].

Deniz ve arkadaşları (2023), gerçekleştirmiş oldukları çalışmada, PTC etkili elektrik rezistansının, soğutma sistemi elektrik enerjisi tüketiminin yaklaşık %20'sinden sorumlu olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma esnasında Şekil 4.3'te görüleceği üzere; kompresör çıkışından çıkan hat, yoğuşma tavası içerisinden geçirilmiş ve borulara kanatçıklar eklenerek soğutma sisteminin enerji tüketimi %18 oranında azaltılmıştır. Ayrıca çalışma sonunda, PTC etkili elektrik rezistansının sistemin toplam enerji tüketimindeki payının %2'ye düştüğü gözlemlenmiştir [96].



Şekil 4.3. Kompresör basma hattına ilişkin gerçekleştirilen yenilikçi soğutma sistemi tasarımı [96]

Erten ve arkadaşları (2024), bir endüstriyel soğutucudaki yoğuşma tavasında yer alan emme bezlerinin yerleşimi ve buna bağlı olarak kondenserden çıkan sıcak havanın bezlere temas açısını değiştirerek kütle transferini arttırdıkları bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleşen yeni tasarım ile, kütle transfer katsayısının artışına bağlı olarak bezlerden buharlaşan su miktarı da artmış bu sayede bezlerde emilen su daha hızlı sürede buharlaşarak bezlerin tavadan daha fazla miktarda su emmeleri mümkün hale gelmiştir. Çalışma sonucunda; bezlerin kuruma süresi %15,85 oranında azalmış, kuruma verimi ise %6,29 oranında artmıştır. Nihai olarak sistemin toplam elektrik tüketimi %5,91; karbon emisyonu miktarı ise %5,90 oranında azalmıştır [97].

4.2. Yalıtım Bazlı Çalışmalar

Sistemden dışarı ya da dışarıdan sisteme olan enerji akışının indirgenmesi olayına yalıtım denilmektedir. Yalıtım, her türlü sistem ve yapının enerji verimliliği sürecinin etkin bir şekilde gerçekleşebilmesi açısından oldukça kritik olup endüstriyel soğutuculardа hedeflenen verimlilik kriterlerine ulaşılabilmesi açısından son derece önem verilmesi gereken bir süreçtir. Bu kısımda endüstriyel soğutuculardа gerçekleştirilen yalıtım çözümlerinin, enerji verimliliği konusunda yaratmış olduğu etkileri konu edinen çalışmalar sunulmuştur.

Endüstriyel soğutuculara takılan kapakların ısı yükünde %50-80 arasında azalmaya olanak sağladığı belirtilmektedir [58]. Fricke ve Becker yapmış oldukları çalışmada (2010), açık ve kapalı tip endüstriyel soğutucuları kıyaslamış; satış sayısı aynı kalacak şekilde açık tip soğutucuların kapalı tip soğutuculara göre %30 daha fazla enerji tükettiği sonucuna ulaşmıştır [56]. Lindber ve arkadaşları tarafından İsveç'te bir süpermarkette yapılan bir çalışmada (2010), kış aylarında soğutucuların kapatılmasının elektrik tüketimini %26 oranında düşürdüğü tespiti yapılmıştır [57].

Chang ve Iwazumi gerçekleştirdikleri çalışmada (2012); -25°C ve %60 bağıl nem oranında çalışan bir endüstriyel soğutucunun kapağı 180 saniye açık kalsa dahi camında herhangi bir buğulanma olmayan bir anti-fog film geliştirmiş, her bir kapak camı için 40 $ maliyete sahip bu film sayesinde kompresör daha az çalışacağından hem enerji tüketiminin azaldığı hem de kompresörün ekonomik ömrünün uzadığı sonucuna ulaşılmışlardır [98]. Sunray Film Teknolojileri adlı firmanın yaptığı bir çalışmada; bir zincir market grubunun 52.188 adet

soğutucu kapak camı Şekil 4.5'te görüleceği üzere anti-fog malzeme kaplanmıştır. Bu çalışma sayesinde, market grubu yılda 41.004.000 kWh enerji tasarrufu ettiği ve 31.680 ton CO_2 emisyonunu önlediği sonucunu paylaşmıştır [99]. Bahar ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada yer ala bilgiye göre (2021), endüstriyel soğutucu kapaklarında anti-fog film kullanılmış, mevsim şartlarına göre minimum %20 oranında enerji tasarrufu sağlanmış ve anti-fog filmin ilk yatırım maliyetini 10 ay gibi kısa bir sürede geri ödediği sonucu ortaya konulmuştur [100].

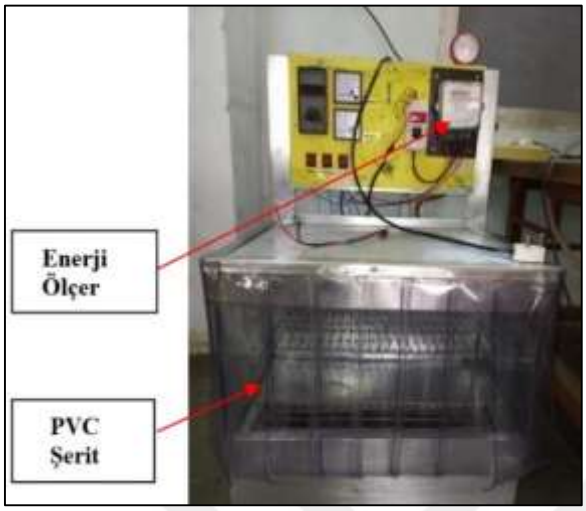


Resim 4.1. Anti-fog malzeme kullanımının buğulanmaya etkisini gösteren görsel [99]

Pedersen ve arkadaşları (2018), soğutma kabinlerinde kullanılan yalıtım malzemelerinin daha kalın kullanılması durumunda oluşan ısı köprülerinin davranışları üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu doğrultuda kullanılan poliüretan köpük yalıtım malzemesi kalınlığı 2 cm arttırıldığında, oluşan ısı köprülerinde %95'lik bir azalma yaşandığı görülmüştür [101].

Jadhav ve arkadaşları (2021), açık tip bir soğutucuyu Resim 4.2'de görüleceği üzere PVC şeritler ile yalıtmışlar, kabin içi sıcaklığı ve soğutucunun enerji tüketimini başlangıçtaki durumla kıyas etmişlerdir. İlk durumda kabin sıcaklığı (-2)°C-6°C arasında iken, gerçekleştirilen yalıtım ile kabin sıcaklığı daha homojen bir hal alarak 6°C- 9°C aralığına

ulaşmıştır. Ayrıca çalışma sonunda, soğutma sisteminin günlük enerji tüketiminin de 1,63 kWh'ten 1,12 kWh'e düştüğü görülmüştür [102].



Resim 4.2. PVC yalıtım şeridi ile kaplanan açık tip soğutma sistemi [102]

Liu ve arkadaşları (2021), kapalı tip endüstriyel soğutucularda, kapaklarda kullanılan contaların sistemin ısı yüküne olan etkisini inceledikleri bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, soğutucularda kullanılan contalardan kaynaklı ısı sızıntılarının toplam ısı yükünün %15-20'sini oluşturduğuna dikkat çekilerek, doğru conta seçimi ve conta bakımlarının düzenli yapılması sayesinde %5'e kadar enerji verimliliği sağlanabileceği belirtilmiştir [103].

Humar ve arkadaşları (2022), kapalı tip endüstriyel soğutucu kapaklarında oluşan çiğlenmeyi önlemek amacıyla, kapakların üzerlerine ve çerçevelerine elektrikli rezistans eklemesi yapmışlardır. Soğutucu çerçevelerine rezistans eklenen bu yenilikçi tasarım ile soğutucunun toplam enerji tüketiminde %84,6 tasarrufa gidileceği, rezistansın doğrudan cama takılması durumunda ise enerji tasarrufunun %90,1'e ulaşacağı belirtilmiştir [104].

Verma ve arkadaşları (2020), VYP yalıtımı ve bunun üzerinde yapılan çalışmalar neticesinde bir endüstriyel soğutucunun enerji verimlilik indeksinin A +'dan A +++ ya çıkabileceğini ve bunun da yıllık 240 kWh enerji tasarrufu sağlayacağını belirtmişlerdir. Ayrıca çalışmada VYP yalıtımların geleneksel köpük yalıtıma göre 5 kata kadar daha pahalı olabileceği de vurgulanmıştır [105].

Thiessen ve arkadaşları (2016), endüstriyel soğutucu alanının %56'sının VYP ile kaplandığında, enerji tüketiminin %21 azaldığını ortaya koymuşladır. Ayrıca aynı çalışmada, endüstriyel soğutuculardaki enerji tüketiminin azaltılması bakımından; soğutucunun arka yüzeylerini yalıtmanın, yan yüzeylerini yalıtmaya göre daha etkili olduğu vurgulanmıştır [106].

Tao ve arkadaşları (2004), ön yüzeyi VYP yalıtımlı kapalı tip bir endüstriyel soğutucuda, VYP kullanılmadığı duruma göre %29 oranında enerji tasarrufu sağlandığını ortaya koymuşlardır [107].

Ding ve arkadaşları (2004), endüstriyel soğutuculardа kullanılan VYP yalıtımın geleneksel yalıtıma göre, kullanılan yalıtım malzemesinin özelliği de dikkate alınarak, 3 ile 7 kat arasında daha iyi etkiler gösterdiğini ortaya koymuşlardır [85].

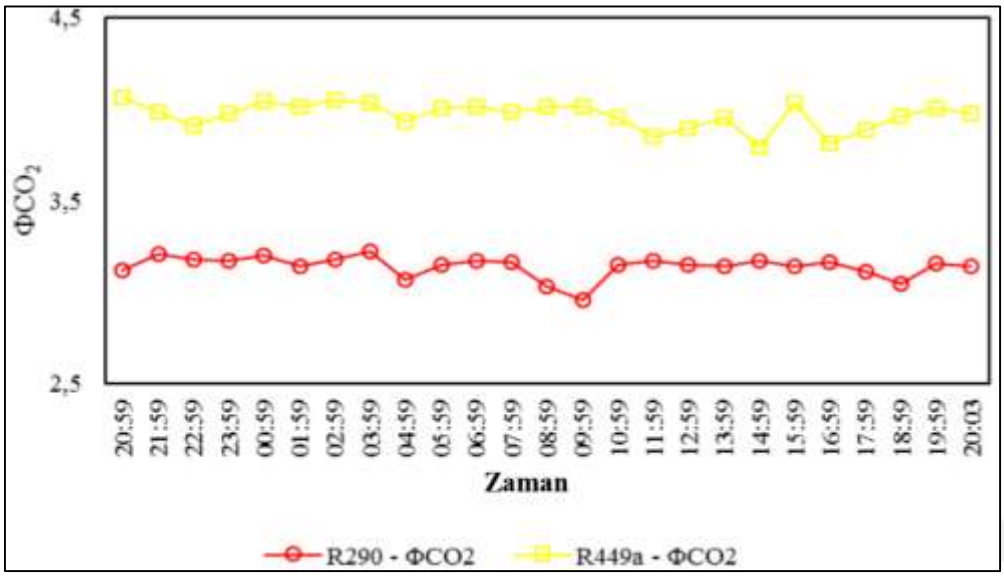
Koru ve Kanat (2018), soğutma sistemlerinde poliüretan yerine VYP kullandıkları bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Soğutucuda yalıtım malzemesi değişimine bağlı olarak, kabinin ısı akısında ön ve yan duvarlardan %78, üst duvardan %78,3, alt duvardan %78,2 ve arka duvardan %77,8 azalma meydana gelmiştir. Bu azalma soğutucunun enerji tüketimi değerinin, 417,56 kWh/yıl'dan 268.34 kWh/yıl'a düşmesini sağlamıştır [108].

Yusufoğlu ve arkadaşları (2013), 250 litre hacme sahip bir dondurucuyu 25 mm kalınlığında ve ısı iletim katsayısı 5 $mWm^{-1}K^{-1}$ olan bir VYP ile kaplandığında %26 oranında enerji tasarrufu sağlandığı; aynı kalınlıkta 4,5 $mWm^{-1}K^{-1}$ ısı iletim katsayılı bir VIP'in 400 litre hacimli dondurucuya yalıtım malzemesi olarak kullanıldığında ise %30 oranında enerji tasarrufu sağlandığını ortaya koymuşlardır [109].

4.3. Soğutkan Bazlı Çalışmalar

Soğutucu akışkanlar; soğutma sistemindeki bileşen ve ortamlar arasında ısı transferi sürecini sağlayan iş akışkanlarıdır. Sistemin performansı ve kararlı çalışması açısından enerji verimliliğine etki eden bu iş akışkanlarının, çevresel hassasiyetler göz önünde bulundurularak seçiminin yapılması son derece kritiktir. Bu kısımda soğutucu akışkan seçiminin, enerji verimliliğine ve çevreye olan önemini vurgulayan çalışmalar incelenmiştir.

Arslan ve arkadaşları (2021), R290 ve R449-a soğutucu akışkanlarını kullanan endüstriyel soğutma sisteminin enerji, ekserji ve çevresel analizlerini yapmışlardır. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda; R290 soğutucu akışkanı kullanılan sistemin COP değeri, R449-a kullanılan sisteme göre %24,12 oranında daha fazla hesaplanmıştır. Şekil 4.4'te görülen, çevresel analiz sonuçlarında ise, R290 kullanılan sistemin atmosfere %26,22'ya kadar daha az CO_2 yaydığı tespit edilmiştir [110].



Şekil 4.4. Endüstriyel soğutucuda soğutkan değişiminin karbon emisyonuna etkisi [110]

Erten ve Uludağ (2019), soğutma sistemlerinde R404-a ve R290 soğutucu akışkan kullanımını analiz etmiş ve soğutkan performanslarını karşılaştırmışlardır. Çalışmada yapılan analiz sonuçlarında, R290 kullanılan sistemin R404-a kullanılan sisteme göre %12 daha az enerji tükettiği, ayrıca sistem için gerekli soğutucu akışkan şarj miktarının R290 akışkanı ile %67,5 oranında azaldığı tespit edilmiştir [111].

Wang ve arkadaşları (2023), çift sıcaklıklı endüstriyel kabinlere uyumlu soğutucu akışkan seçimi için R290, R744, R600 ve R290/R600 karışımı gazları kıyaslamışlardır. Yapılan çalışmada; R290/R600 soğutucu akışkanının, diğer soğutucu akışkanlardan daha verimli olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Düşük ortam sıcaklıklarında, karışım gazın R744 ile benzer performanslar gösterdiği ve R744'ün yanıcılık özelliği dikkat edilmesi gereken uygulamalarda yeri doldurulamaz özelliklere sahip olduğu, 20 ˚C, altındaki uygulamalarda R744 soğutucu akışkanının R290'dan daha verimli olduğu, 25 ˚C üzerindeki uygulamalarda ise R290'ın tercih edilmesi gerektiği sonuçlarına ulaşmıştır [112].

Devecioğlu ve Oruç (2015), endüstriyel soğutma sistemlerinde KIP değeri düşük alternatif soğutucu akışkan kullanımı amacıyla çalışmalarda bulunmuşlardır. Bu çalışmalarda, R134-a gazı yerine R450A, R513A, R1234yf ve R1234ze(E) gazları kullanmışlar, çalışmalarda entalpi değeri R134-a gazına en yakın soğutucu akışkanın R450a ve R1234ze olduğu tespit edilmiştir [113].

Hernándezetal ve arkadaşları (2017), R134-a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını kıyasladıkları bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, R134-a soğutucu akışkanının farklı koşullarda ekserji değerinin daha yüksek olduğu ayrıca sistem operasyon maliyetinin R134-a akışkanında daha düşük olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır [114].

Babiloni ve arkadaşları (2017), R134-a ve R513a soğutucu akışkanlarını kıyaslamak amacıyla çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada sistemde termostatik genleşme valfi kullanıldığında, R513a'nın R134-a akışkanının yerini alabileceği ve sistem COP değerinin R513a soğutucu akışkanı kullanıldığında %5 oranında arttığı sonucuna ulaşılmıştır [115].

Boumaraf ve arkadaşları (2014), 40°C yoğuşma ve 5°C buharlaşma sıcaklığında R134-a ve R1234yf soğutucu akışkanlarını soğutma çeviriminde modellemişlerdir. Bunun sonucunda sistemde R1234yf kullanılmasıyla R134a'ya göre daha yüksek COP değerine ulaşıldığı ortaya konulmuştur [116].

Srikaummun ve arkadaşları (2021), yeni nesil soğutucu akışkanları, Tayland' da ki soğutma sistemlerinde HFC soğutucu akışkanlarının yerine kullanmak amacıyla bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. R600-a akışkanını R134-a akışkanı yerine kullanılması için yapılan çalışmalarda; KIP değeri ve karbon salınımı üzerinde durulmuştur. Tayland'da 2016-2020 yılları arasında gerçekleştirilen gözlemlerde; sistemde R134-a akışkanı yerine R600-a akışkanı kullanıldığında KIP değeri %97 oranında düşmüş, bu değişim ile dört yıllık süre zarfında 499.818,0 tCO_2 salınımının önüne geçilmiştir [117].

Li ve arkadaşları (2019), küresel ısınma problemini hedef alarak soğutucu akışkanlar için bir kıyaslama çalışması yapmışlardır. Araştırma esnasında R717, R600-a, R1234yf ve R134-a akışkanları kullanılmıştır. Çalışmada aynı operasyon şartlarında, R717 akışkanı kullanıldığında gizli ısıdan kaynaklı olarak sistemin en yüksek enerji gereksinimi oluştuğu,

R1234yf soğutucu akışkanın R134-a'ya en benzer çalışma şartlarına sahip akışkan olduğu, kompresörün tam strok durumunda çalışması durumunda R600-a akışkanının en yüksek EER değerine sahip akışkan olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır [118].

Yang ve arkadaşları (2019), fişe takılabilir endüstriyel soğutucularda R134-a akışkanına alternatif olarak R513-a akışkanını deneysel olarak kıyasladıkları çalışmalarında, sistemde R513-a akışkanı kullanılmasıyla birlikte; akışkan şarj miktarının %5,9, sistem enerji tüketiminin ise %3,5 düştüğünü ve test süreci boyunca alternatif sistemin daha iyi soğutma performansı gösterdiğini gözlemlemişlerdir [119].

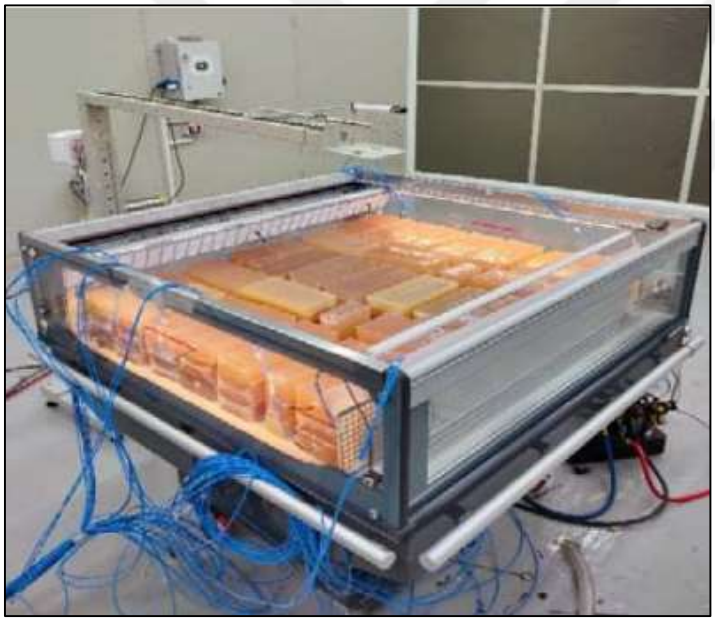
Jankovic ve arkadaşları (2015), endüstriyel soğutucularda R134-a akışkanı kullanımına alternatif olarak yaptıkları çalışmalarda, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanlarını sisteme entegre etmişlerdir. Farklı ortam şartlarında yapılan çalışmalarda R134-a ya göre; R1234yf akışkanın %5-9 arasında daha düşük soğutma kapasitesi yarattığı ve bu akışkanla çalışan sistemin %7-10 arasında daha düşük COP değerine sahip olduğunu; R1234ze akışkanının ise, yaklaşık %25 daha düşük soğutma kapasitesi yarattığı fakat bu akışkanla çalışan sistemin COP değerinin %4-7 arasında daha yüksek çıktığı sonuçlarına ulaşılmıştır [120].

Rasti ve arkadaşları (2013), endüstriyel soğutucularda enerji verimliliği çalışmaları kapsamında R134-a akışkanına alternatif olarak kullanılmak üzere, R436-a ve R600-a soğutucu akışkanları ile bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sistemde çalışma gerçekleştirilirken, HC ve HFC soğutkan tipine uygun olduğu düşünülen kompresörler kullanılmış ve analiz bu kompresörler için farklı akışkanlar özelinde tekrarlanmıştır. Soğutucu HFC tipe uygun kompresörle çalışırken, sisteme optimum miktarda şarj edilen R436-a ve R600-a akışkanlarıyla yapılan çalışmada, R134-a akışkanına göre sistemlerin enerji tüketimleri sırasıyla, %14 ve %7 oranında azalmıştır. Soğutucu kompresörü HC tip ile değiştirildiğinde ve yine optimum miktarda şarj edilen R436-a ve R600-a akışkanlarıyla yapılan çalışmada ise R134-a akışkanına göre sistemlerin enerji tüketimleri sırasıyla %14,6 ve %18,7 oranında azalmıştır [121].

Babiloni ve arkadaşları (2018), çevresel hassasiyetleri göz önünde bulundurarak R404-a akışkanından daha düşük KIP değerine sahip olan, R454C ve R455A akışkanları karışımıyla bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada; ikame akışkanın soğutma

kapasitesinin, R404-a akışkanından çok az daha düşük olduğu fakat sistem COP değerinin ikame akışkan kullanımıyla %10-15 oranında arttığı sonuçlarına ulaşılmıştır [122].

Saraç ve Ünaldı (2024), R404A soğutucu akışkanı ile çalışan ve Resim 4.3'te görseli sunulan bir endüstriyel soğutucuya, daha çevre dostu özellikler göstermesi sebebiyle R290 akışkanı şarj etmişler ve her iki sistemin enerji tüketim verilerini kıyaslamışlardır. Yapılan çalışma sonucunda, R290 soğutkanına sahip sistemin ilk sisteme göre; enerji tüketimi açısından %63 daha verimli olduğu, R404A soğutkanı kullanılan sistemin kondenser kapasitesinin%33 oranında daha büyük olduğu, bu yüzden R290 soğutkanı kullanılan sistemde yaklaşık %30 daha düşük kapasiteli bir kondenser ile aynı miktarda soğutma verimliliği elde edilebileceği belirtilmiştir [123].



Resim 4.3. R404A yerine R290 akışkanı şarj edilen soğutucuya ait görsel [123]

Banjo ve arkadaşları (2019), bir soğutma sisteminde R134a soğutkanına alternatif olarak R606a akışkanı kullandıkları bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada R606a akışkanından 46 gram, R134a akışkanından ise 70 gram kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, -21°C'lik evaporasyon sıcaklığına R134a 135 dakikada, R606a ise 60 dakikada ulaşmıştır. Ayrıca, R606a akışkanı kullanılmasıyla enerji tüketimi %4,5 azalmış, sistem COP değeri ise %32,2 artmıştır [124].

Soni ve arkadaşları (2023), mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde R134a, R152a,

R600a ve R290 soğutucu akışkanlarını kıyasladıkları bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleştirilen modellemede, -30 ila 10 °C'lik buharlaşma sıcaklıkları ve 40-45°C'lik yoğuşma sıcaklıkları baz alınmıştır. Çalışmada, düşük KIP ve OTP değerleri yanında sistemden yüksek COP değerleri elde edilmesi yönünden R290 soğutkanı, soğutma uygulamaları için en uygun olarak gösterilmiştir [125].

Sánchez ve arkadaşları (2022), R134a akışkanı ile çalışan bir endüstriyel soğutucuda, daha çevreci akışkanların kullanılması amacıyla bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. R134a akışkanına alternatif olarak; R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a ve R744 soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Çalışma sonucunda; R290, R1270, R152a, R744 ve R600a soğutkanları kullanılarak soğutucunun enerji tüketim değeri R134a akışkanına göre sırasıyla, %27,5, %26,3, %13,7, %3,9 ve%1,2 düşmüşken R1234yf akışkanı kullanılarak %4,1 artmıştır. Bu anlamda bu soğutucuya en etkili akışkan R290 olmuştur [126].

4.4. Soğutma Çevrimi Bazlı Çalışmalar

Endüstriyel soğutucular mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi prensibine göre çalışmaktadır. Bu çevrimde yapılacak çeşitli değişiklik ve iyileştirmeler, sistem performansını arttırarak enerji tüketiminin azalmasını sağlayabilmektedir. Bu kısımda; mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde yapılan değişikliklerin sistem performansı ve enerji tüketimine olan etkilerini gösteren çalışmalar sunulmuştur.

Yu ve arkadaşları (2009), soğutma tasarımı açısından merkezi sistemler ile fişe bakılabilir sistemlerin performansını kıyas etmişlerdir. Gerçekleştirilen kıyaslama sonucunda; merkezi sistem tasarımlarında soğutma kabinin daha homojen sıcaklık dağılımına sahip olarak ürünler arasındaki maksimum sıcaklık farkının 1°C azaldığı, ayrıca defrost döngüsü süresi gereksinimin de kabin içerisindeki karlanmasının azalmasına bağlı olarak 9 saatten 6 saate kadar düşebileceği belirtilmiştir [127].

Zubair (1990), klasik mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine aşırı soğutma metodunu uygulamıştır. Aşırı soğutma uygulaması sayesinde, kondenserden çıkan soğutkan tamamen sıvı fazına geçmiş ve bu durum da soğutma kapasitesini %20'ye kadar arttırmıştır. Çalışma sonucunda, aşırı soğutma metodunun kullanılması sayesinde, yüksek ve düşük sıcaklıklı uygulamalarda %20-40 enerji verimliliği oluşabileceği belirtilmiştir [128].

Roy ve Mandal (2017), mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine aşırı soğutma uygulaması ekleyerek sistem performansını ilk durumla kıyaslamışlardır. Çalışmada, buharlaşma sıcaklığı olarak, -10°C ve 0°C seçimi yapılan sistemde COP artışı sırasıyla; %16,0 ve %11,4 olarak belirlenmiştir [129].

Sun ve Wang (2022), tasarım yönünden endüstriyel soğutuculardа iki döngülü ve üç döngülü kaskad soğutma sistemlerinin performansı ve enerji tüketimlerini kıyaslamışlardır. İki döngülü sistemde R1150/R717 soğutucu akışkanlarına üç döngülü sistemde R41 soğutkanı eklenmiştir. Farklı iklim koşullarında gerçekleştirilen çalışmada; ortam sıcaklık şartlarına bağlı olarak, iki döngülü sistemin %8,6 ila %10,2 oranında daha az enerji tükettiği sonucuna ulaşılmıştır [130].

Sánchez ve arkadaşları (2018), soğutma sistemi tasarımı olarak tek döngülü bir soğutma sistemi ile iki döngülü kaskad tip bir soğutucunun enerji tüketim değerlerini kıyas etmişlerdir. Tek döngülü sistemde R134a akışkanı, kaskad sistemde ise, R134a, R152a ve R1234ze(E) soğutkanları ayrı ayrı kullanılmıştır. Kaskad sistemde; R134a, R1234ze(E) ve R152a soğutkanlarının kullanılmasıyla; tasarım değişikliği sayesinde soğutucunun enerji tüketim değerleri sırasıyla %21,8 %27,2 ve %18,7 azalmıştır [131].

Gullo (2019), endüstriyel soğutuculardа R744 soğutkanı kullanarak, çevreci transkritik soğutma sistemi tasarımının avantajlarını konu edinen bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada, transkritik soğutma çevriminin özellikle hava sıcaklığı yüksek olan bölgelerde kullanımının, HFC temelli soğutkan kullanılan geleneksel çevrime göre enerji tüketimini, %33,3 azaltabileceği, bunun yanında karbon ayak izini de %89,5 düşürebileceği belirtilmiştir [132].

Karampour ve Sawalha tarafından (2017), Kuzey Avrupa'da transkritik soğutma çevrimi kullanılmasının enerji tüketimine olan etkilerini araştırmışladır. Çalışma, teorik olarak simülasyonlar üzerinden gerçekleştirilmiş olup, bu çevrim sayesinde HFC bazlı soğutkan kullanılan geleneksel soğutma çevrimine göre yaklaşık %11 daha az enerji tüketimi gerçekleşeceği sonucuna ulaşılmıştır [133].

Llopis ve arkadaşları (2016), transkritik soğutma çevrimine aşırı soğutma uygulaması gerçekleştirmişlerdir. Transkritik soğutma çevrimine R744, aşırı soğutma uygulamasında ise

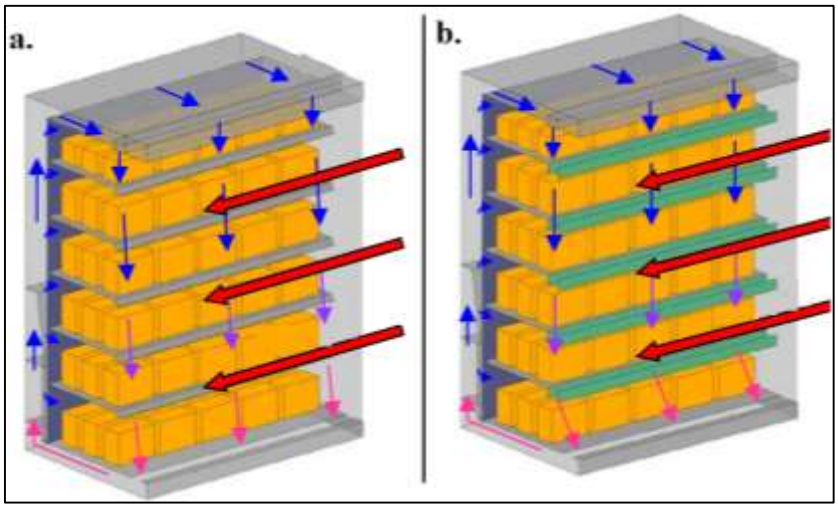
R1234yf soğutkanları kullanılmıştır. Soğutma çevrimi -10°C ve 0°C buharlaşma sıcaklıkları ve farklı yoğuşma sıcaklıkları ile optimize edilmeye çalışılmıştır. Çalışmada aşırı soğutma uygulamasının etkisiyle COP değerleri; -10°C buharlaşma sıcaklığında %55,7'e, 0°C buharlaşma sıcaklığında ise %39,4'e kadar artış göstermiştir [134].

4.5. Hava Akışı ve Kontrol Tekniği Bazlı Çalışmalar

Endüstriyel soğutuculardа soğutma kabini içerisinde dolaşan hava ile ürünlerin olabildiğince dengeli sıcaklıklarda muhafaza edilmesi istenilmektedir. Bu durum, hem ürünlerin sağlık koşullarına uygun muhafaza edilmesi hem de ürün dayanımı süresi için önemlidir. Ayrıca ürünler arasındaki sıcaklık farkının azalarak olabildiğince homojen sıcaklık gradyanları elde edilmesi enerji verimliliği açısında da avantajlıdır. Bu kısımda soğutma kabini içerisinde homojen sıcaklık dağılımı elde edilmesi sağlayan parametrelerin soğutma kapasitesi ve enerji verimliliği sürecine yapmış olduğu etkiyi gösteren çalışmalar sunulmuştur.

Nikitin (2020), açık tip bir soğutucuda hava perdesi tasarımına ilişkin çalışmalarda bulunmuştur. Çalışmada tasarım sürecinde çok büyük bir değişiklik yapılmamış, tek hava perdesi yerine çift hava perdesi kullanılmış ve bu durum soğutma kabini içerisinde yer alan etkin soğutma hacmini yaklaşık %13 arttırmıştır [135].

Sun ve arkadaşları (2017), açık tip bir endüstriyel soğutucuda hava kılavuz şeridi kullanımının soğutma kapasitesine ve kabin sıcaklık dağılımına etkisini incelemişlerdir. Şekil 4.5.'te tasarımın eski hali ve kabin tasarımında kullanılan hava kılavuz şeritleri ile olan görüntüsü gösterilmiştir. Kılavuz şeritler sayesinde, hava perdesi dikey olarak daha etkin hale gelmiş, bu sayede ortam havasının kabin içerisine sızması zorlaştırılmıştır. Gerçekleştirilen bu çalışma ile soğutma kabin sıcaklığı 4,9 °C azalmış ve sistemin soğutma kapasitesi %34 arttırılmıştır [136].

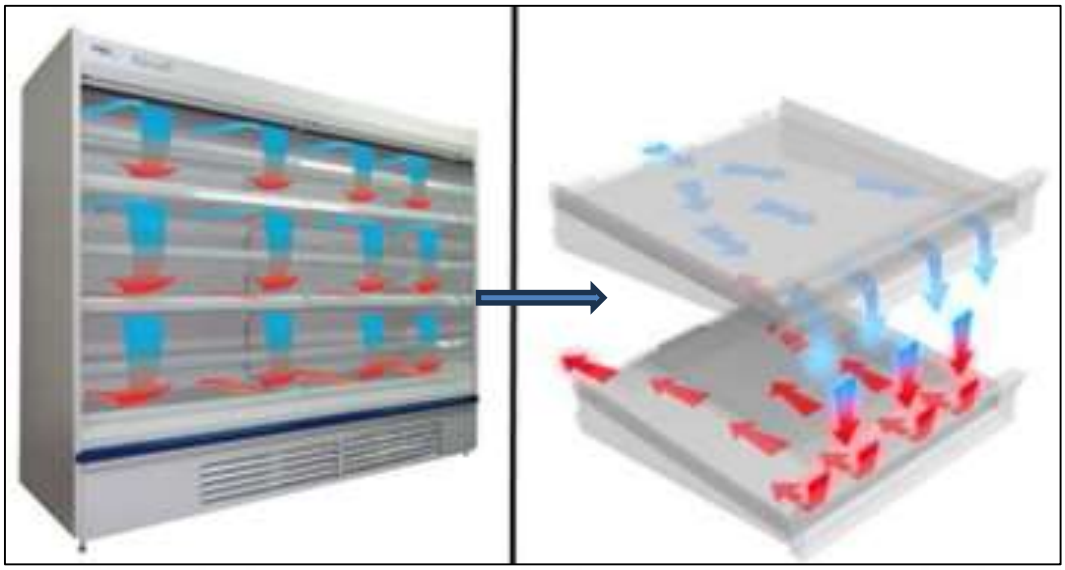


Şekil 4.5. a. Soğutma kabininin ilk yapısı, b. Kılavuz şeritler eklenince kabin yapısı [136]

XueHong ve arkadaşları (2017), açık tip bir endüstriyel soğutucuda raf tasarımını değiştirerek bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleştirilen çalışma ile, kompozit raflardan faz değiştirici malzeme ile soğutucu akışkan geçişi yaşanmakta ve bu tasarım geleneksel raf tasarımı ile kıyaslanmıştır. Yeni nesil kompozit raf tasarımı sayesinde ürünler arasındaki maksimum sıcaklık farkları %13,7-32 oranında azalarak kabin içerisinde sıcaklık dağılımı daha homojen hale getirilmiştir [137].

Jouhara ve arkadaşları (2017), açık tip endüstriyel soğutuculardа ısı borusu kullandıkları bir raf tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleştirilen ısı borulu raf tasarımı sayesinde; soğutma kabini içerisinde ürünler arası sıcaklık farkının azalarak ürün sıcaklıklarının birbirine yaklaştığı ve soğutucunun %12 daha az enerji tükettiği sonucuna ulaşılmıştır [138].

Hammond ve arkadaşları (2016), açık tip endüstriyel soğutuculardа, tek sütün şeklinde uzanan hava perdesi yaklaşımını değiştirerek Şekil 4.6.'da detayı gösterilen raflar arasından kısa ve sık bir hava perdesi tasarımı ortaya koymuşlardır. Soğutucu tasarımında hava perdesi yapısının değiştirilmesi sayesinde kabin içi hava sıcaklığı %67 oranında daha homojen hale gelmiştir. Bunun yanında soğutucunun enerji tüketimi yaklaşık %56 oranında azalmıştır [139].



Şekil 4.6. Geliştirilen hava perdesi sayesinin hava akışına etkisi [139]

Tsamos ve arkadaşları (2019), açık tip endüstriyel soğutuculardа yer alan rafların önüne havanın dikey yönlü akışını kolaylaştıran kanatçık yapıları entegre etmişlerdir. Yapılan bu tasarım değişikliği sayesinde, soğutucunun günlük enerji tüketimi 42 kWh'ten 25,3 kWh'e düşmüştür [140].

Yuan ve arkadaşları (2022), açık tip endüstriyel soğutuculardа raf tasarımına kanatçık entegresi gerçekleştirmişlerdir. Tasarıma yapılan bu ekleme sayesinde, kabin içerisinde yer alan ürünlerin maksimum sıcaklık farkı 0,6°C, soğutucunun enerji tüketim değeri ise %21,7 oranında azalım göstermiştir [141].

Chaomuanga ve arkadaşları (2019), kapalı tip endüstriyel soğutucu kabinlerinin açık tip endüstriyel soğutucu kabinlerine göre daha stabil sıcaklıklarda kaldığını gösteren bir çalışma gerçekleştirmiştir. Endüstriyel soğutuculardа kapı kullanılan ve kullanılmayan anlarda, kabinin maksimum sıcaklık farkı sırayla 2,1 °C ve 4,9 °C olarak ölçülmüştür [142].

Wu ve arkadaşları (2014), açık tip endüstriyel soğutucu kabinin arkasında yer alan delikli panel yapısının ısı transferi ve akış özelliklerine olan etkisini incelemişlerdir. Gerçekleştirilen çalışma neticesinde; soğutucu arka panel yapısının %3'ten daha az delikli olması durumunda, kabin içi sıcaklığının daha homojen olabileceği, bu delikli yapının ise sıcaklık sapmasına %49 oranına kadar etki edebileceği vurgulanmıştır [143].

Endüstriyel soğutucuların verimliliğini etkileyen bir diğer önemli husus da sürekli takip edilebilmesidir. Talepler doğrultusunda oluşturulacak olan kontrol algoritması sayesinde, sistem belirli set değerlerine uygun şekilde otomatik kontrol edilebilecektir. Bu bağlamda hem sistemin ürün muhteviyatına bağlı olarak soğutma kapasitesi artmakta hem de gereksiz enerji tüketiminin önüne geçilebilmektedir. Bu kısımda, endüstriyel soğutucuların kontrol edilmesinin sistem performansı ve enerji tüketimine olan etkilerini gösteren çalışmalar sunulmuştur.

Bahman ve arkadaşları (2012), endüstriyel soğutucuların bulunduğu ortamın iklim şartlarının soğutma kapasitesi ve enerji tüketimine etkisini incelemişlerdir. 24 °C'de sıcaklığa sahip ortamda çalışmakta olan endüstriyel soğutucu, bağıl nemi %55'ten %51'e düştüğünde; kabinin soğutma yükü %9,25, mağaza enerji tüketimi ise %4,84 azalmıştır [144].

Yu ve Chan (2008), soğutucu kondenser fanının sistem performans katsayına etkisini incelemişlerdir. Kondenser fanlarının çalışma devri yoğuşma sıcaklığı ile optimize edilerek ısı transferi katsayısı arttırılmaya çalışılmıştır. Gerçekleştirilen çalışma sonucunda soğutma sistemi COP değeri ortam koşullarına bağlı olarak %11,4-237,2 oranında artış göstermiştir [145].

Belman-Flores ve arkadaşları (2019), endüstriyel soğutuculardа dolap kapağı açılması ve kompresör çalışma gücü arasındaki ilişkiyi bulanık mantık metodu ile analiz eden bir algoritma geliştirmişlerdir. Çalışmanın amacı; kabin içi sıcaklığını olabildiğince sabit değerlerde tutarken elektrik enerjisi tüketimini de azaltmak olarak belirlenmiştir. Çalışma neticesinde ürün sıcaklıkları daha homojen değerlerde tutulurken soğutucu enerji tüketimi de %3 azalmıştır [146].

Koşan ve arkadaşları (2024), endüstriyel soğutuculardа fan kontrol tekniği ile enerji tüketimini azaltan ve buna bağlı enerji etiketi değerinin iyileşmesini amaçlayan bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fanlarının kontrol edilmesine bağlı olarak soğutucunun enerji tüketimi %25,2 azalırken enerji etiket değeri "E" sınıfından "D" sınıfına iyileştirilmiştir [147].

Liu ve diğerleri (2024), açık tip teşhir dolaplarında performansı artırmak ve enerji tüketimini

azaltmak için bağımsız hava perdelerine sahip bir sistem tasarlamış ve tasarımı matematiksel olarak analiz etmiştir. Çalışmada, her bir bölme için optimum raf açılarının hava akışına etkisi analiz edilmiştir. Optimum raf açılarıyla tasarlanan yeni sistem, literatürdeki tasarımlarla karşılaştırıldığında, kabin içindeki ortalama sıcaklığın 2,3 °C düşürülebileceği, soğutucunun enerji tüketiminin %35,5 azaltılabileceği ve gelecekte optimize edilecek etkin hacmin %25,4 azaltılabileceği sonucuna varılmıştır [148].

Âmin ve Zulfikiri (2018), yapmış oldukları çalışmada geleneksel aç/kapa tip bir evaporatör fanı ile değişken hızlı sürücüye sahip bir evaporatör fan motorunun sistem performansı üzerine olan etkilerini araştırmıştır. Çalışma sonucunda, değişken hızlı fan motoru kullanmanın, soğutma sisteminin enerji tüketimini %11 oranında azalttığı ve bu etkinin sistem COP değerini %32 oranında arttığı belirtilmiştir [149].

4.6. Teşhir Tipi Soğutma Sistemlerinde Ultrasonik Nemlendirici Kullanımı

Soğuk zincir uygulamasında, endüstriyel soğutucu kabinleri, ürünlerin son kullanıcılara en yakın oldukları basamaktır. Burada ürünlerin, optimum sıcaklık ve bağıl nem koşullarında muhafaza edilmeleri ürün içeriği, ürün dayanımı ve gıda güvenirliği açısından önemlidir. Bu kısımda, soğutma sistemlerinde ultrasonik nemlendirici kullanımının ürün ve sistemde yaratmış olduğu etkiyi gösterir çalışmalar literatürden seçilerek sunulmuştur.

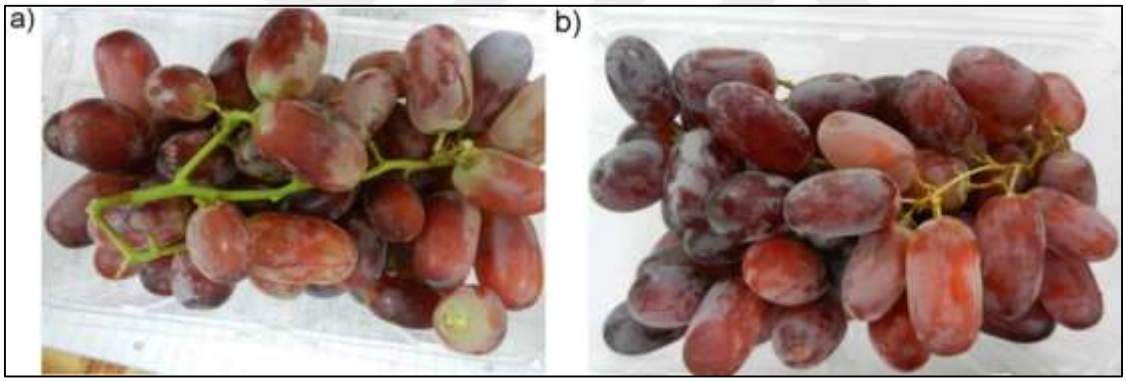
Linke ve Geyer (2008), açık tip bir teşhir dolabında pırasa ve turpun su kaybını nemlendirme olmadan ve nemlendirici kullanarak karşılaştırmıştır. Nemlendirme olmadan pırasa ve turpun toplam su kaybı sırasıyla %5,2 ve %22,5 iken, nemlendirme ile bu değerler sırasıyla %2,5 ve %7,5'e düşmüştür böylece ultrasonik nemlendirici kullanımı ile teşhir edilen ürünleri su kaybı azaltılmıştır [150].

Tirawat ve arkadaşları (2017), soğutma sırasında nemlendirme işlemi yapmanın beyaz kuşkonmazın ürün kalitesi üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmada, soğutma ve nemlendirme aynı anda yapıldığında ürünün su kaybının %14 oranında azaldığı ve ürün renginin sadece soğutma ile bir gün sonra, soğutma ve nemlendirme birlikte yapıldığında ise üç gün sonra bozulduğu gözlemlenmiştir [151].

Brown ve arkadaşları (2004), mantar, brokoli ve yeşil biberin soğutulması esnasında

ultrasonik nemlendirici kullanımının ürün ve soğutma sistemi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada, nemlendirici kullanımının ürün sıcaklıklarını önemli ölçüde etkilemediği, tüm ürünlerde su kaybı miktarının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Soğutma sisteminde nemlendiricilerin kullanılmasıyla soğutma yükü 3,4 kW'tan 3,8 kW'a yükselmiş ve ortalama kompresör çalışma süresi %8 artmıştır. Bununla birlikte, 24 saatlik deneyler sonucunda, nemlendirici kullanılan sistemde 25 litre fazla defrost suyu oluşmuş, ancak defrost süresi gereksiniminde herhangi bir değişiklik gerekmemiştir [152].

Ngcoboa ve arkadaşları (2013), bir endüstriyel soğutucuda üzüm teşhiri esnasında nemlendirici kullanımının ürünlere olan etkisini araştırmışlardır. Çalışma sonucunda, nemlendirici kullanımının üzüm sapı dehidrasyonunu ve renk değişikliği gelişimini geciktirdiğini ve test edilen ürünlerin ortalama ağırlık kaybını azalttığını göstermiştir. Çalışmada kullanılan ürünlere ait görsel Resim 4.4'te sunulmuştur [153].



Resim 4.4. Çalışmada kullanılan üzümler nemlendirici a) olan, b) olmayan sistem [153]

Xie ve arkadaşları (2020), ortam koşullarının soğutma sistemi performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada, ortam hava sıcaklığı 36°C'den 45°C'ye çıktığında, sistemin enerji tüketimi %18,6 oranında artmakta ve COP değeri %17,3 oranında azalmaktadır. Öte yandan, bağıl nem oranı %60'tan %90'a çıktığında sistem enerji tüketimi %26,3 artmakta ve COP değeri %18 azalmaktadır. Soğutma sistemi ortam sıcaklığı ve bağıl nemden önemli ölçüde etkilendiğinden, bu koşullar sisteme ve sergilenecek ürüne göre optimize edilmelidir [154].

Fabbri ve arkadaşları (2018), sebze ve meyve tedarik zincirinde ultrasonik nemlendiricilerin kullanılmasının, geleneksel tedarik zincirine kıyasla potansiyel ürün kayıplarını %20'den

fazla azalttığı belirtirken, bu süreçte nemlendirici kullanımının, birim ürün kütlesi başına 0,1 kgCO_2 eşdeğeri karbon emisyonunu önleyebileceği sonucuna ulaşmışlardır [155].

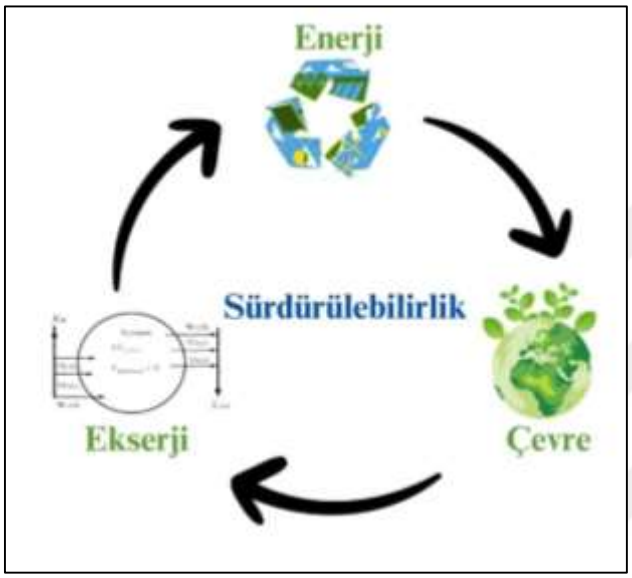
Literatürde yer alan çalışmalar incelenerek, endüstriyel soğutuculardа, özellikle de teşhir tipi soğutuculardа enerji verimliliği ve performans katsayısı artışını sağlayan çalışmalar ile çevreci yaklaşımlar incelenerek başlık bazında derlenmiştir. Literatürde incelenen her bir çalışma, bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmanın tasarım girdi parametreleri konusunda fikir oluşturmuştur. Gerçekleştirilen incelemeler sonucunda plug-in soğutuculardа oluşan yoğuşma suyunun sistemden uzaklaştırılması konusunda literatürde bir eksiklik olduğu görülmüştür.

Bu tez çalışması kapsamında, yoğuşma suyunun ortamdan uzaklaştırılması noktasında farklı tasarımlar gerçekleştirilerek iki farklı modda deneyler yapılmıştır. Nihai olarak ise PTC etkili elektrik rezistansının çalışma süresinin azaldığı ve hatta PTC etkili elektrik rezistansının çalışmasına gerek dahi duyulmayan yeni bir plug-in soğutucu tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımın gerçekleştirilmesinin ardından ise, gerekli teorik analiz ve hesaplamalar yapılarak deney düzeneğinin prototip imalatı çalışmalarına başlanmıştır.

Çalışmanın bir sonraki kısmında ise, soğutucunun tasarımı ve deneylerin analiz edilmesi esnasında kullanılan matematiksel eşitlikler sunulmuştur.

5. TEORİK ANALİZ

Bu kısımda, çalışmadaki verilerin termodinamik, kütle transferi, enerji tüketimi, karbon emisyonu, sürdürülebilirlik ve ekonomik olarak analiz edilmesini sağlayan matematiksel eşitlikler sunularak açıklanmıştır. Gerçekleştirilen analizlere grafik görsel Şekil 5.1'de sunulmuştur.



Şekil 5.1. Çalışmada gerçekleştirilen analizler arasındaki ilişki

5.1. Termodinamik Analizler

Endüstriyel soğutucudaki soğutkanın debi hesabı Eş.5.1 yardımıyla hesaplanmaktadır [156].

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_{evap,ç}\text{-}h_{evap,g})} \tag{5.1}$$

Endüstriyel soğutucuya ait evaporatör kapasitesi hesabı Eş.5.2'de [157], evaporatör ekserji yıkımı Eş.5.3 yardımıyla hesaplanmaktadır [158].

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_{evap,ç}\text{-}h_{evap,g}) \tag{5.2}$$

$$\dot{E}x_{y,evap} = \dot{m}_r\left[h_{evap,g} - h_{evap,ç} - T_0\left(s_{evap,g} - s_{evap,ç}\right)\right] - \left[-\dot{Q}_{evap}\left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right)\right] \tag{5.3}$$

Endüstriyel soğutucuda yer alan kompresörün izentropik ve toplam verimi Eş.5.4 ve Eş.5.5 yardımıyla hesaplanmaktadır [156]. Kompresörün toplam verimi, izentropik verimliliği ile mekanik verimliliğin çarpımına eşittir.

$$\eta_{iz} = 1\text{-}0.05\frac{P_y}{P_b} \tag{5.4}$$

$$\eta_{top.} = \eta_{iz}.\eta_{mek} \tag{5.5}$$

Endüstriyel soğutucuda kullanılan ideal ve gerçek kompresör kapasiteleri sırasıyla Eş.5.6 [157] ve Eş.5.7 [159] yardımıyla hesaplanmıştır. Kompresörün ekserji yıkımı ise, Eş.5.8 yardımıyla hesaplanmaktadır [158].

$$\dot{W}_{komp,i} = \dot{m}_r(h_{kond,g} - h_{komp,g}) \tag{5.6}$$

$$\dot{W}_{komp,g} = \frac{\dot{m}_r(h_{kond,g} - h_{komp,g})}{\eta_{top.}} \tag{5.7}$$

$$\dot{E}x_{y,komp} = \dot{W}_{komp,g} - \dot{m}_r\left[h_{komp,ç} - h_{komp,g} - T_0\left(s_{komp,ç} - s_{komp,g}\right)\right] \tag{5.8}$$

Endüstriyel soğutucuya ait kondenser kapasitesi Eş.5.9 [157] ve kondenser ekserji yıkımı Eş.5.10 denklemleri yardımıyla hesaplanmaktadır [158].

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r(h_{kond,g} - h_{kond,ç}) \tag{5.9}$$

$$\dot{E}x_{y,kond} = \dot{m}_r\left[h_{kond,g} - h_{kond,ç} - T_0\left(s_{kond,g} - s_{kond,ç}\right)\right] - \dot{Q}_{kond}\left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) \tag{5.10}$$

Endüstriyel soğutucularda kılcal boruda adyabatik bir süreç meydana gelmekte olup bu sürece ait denklem Eş.5.11'de sunulmuştur [159]. Ayrıca kılcal boruda meydana gelen ekserji yıkımı Eş.5.12 yardımıyla hesaplanmaktadır [158]. Kılcal boruda meydana gelen sürecin adyabatik olduğu kabul edildiğinden oluşacak ekserji yıkımı ihmal edilebilir boyutta gerçekleşmektedir.

$$\dot{m}_r h_{kb,g} = \dot{m}_r h_{kb,ç} \tag{5.11}$$

$$\dot{E}x_{y,kb} = \dot{m}_r\left[h_{kb,g} - h_{kb,ç} - T_0\left(s_{kb,g} - s_{kb,ç}\right)\right] \quad (5.12)$$

Soğutma sisteminin performans katsayısı (COP) değeri Eş. 5.13'te [160], sistemin Carnot'a göre performans katsayısı ise Eş. 5.14'te [156] hesaplanmıştır.

$$COP_{E.S} = \frac{\dot{m}_r(h_{evap,ç} - h_{evap,g})}{\dot{m}_r(h_{kond,g} - h_{komp,g}) x\ \eta_{top.}} \quad (5.13)$$

$$COP_{E.S,Carnot} = \frac{T_E}{T_K - T_E} \quad (5.14)$$

Endüstriyel soğutma sisteminin toplam ekserji yıkımı Eş.5.15'te [159] ve sistemin ekserji (II. yasa) verimi Eş.5.16'da verilen bağıntılar dahilinde hesaplanmıştır [158].

$$\dot{E}x_{y,toplam} = \dot{E}x_{y,evap} + \dot{E}x_{y,komp} + \dot{E}x_{y,kond} + \dot{E}x_{y,kb} \quad (5.15)$$

$$\eta_{II,ES} = 1 - \frac{\dot{E}x_{y,toplam}}{\dot{W}_{komp.,g}} \quad (5.16)$$

Çalışma gerçekleştirilirken kompresörün basma hattı yoğuşma tavasının içerisinden geçirilerek kondensere yönlendirilmiştir. Bu doğrultuda, yoğuşma tavasında meydana gelen ısı transferi sürecinin verimliliğini veren ifade Eş.5.17 yardımıyla hesaplanmıştır [161].

$$\eta_{kt} = \frac{\dot{Q}_{kt}}{\dot{Q}_{kond}} = \frac{\dot{m}_r c_r\left(T_{komp,ç} - T_{kond,g}\right)}{\dot{m}_r\left(h_{kond,g} - h_{kond,ç}\right)} \quad (5.17)$$

5.2. Kütle Transferi Analizleri

Endüstriyel soğutma sisteminde yoğuşma suyunun buharlaşma sürecinin temeli kütle transferine dayanmaktadır. Bu doğrultuda yoğuşma suyunun buharlaşma süresinin bulunabilmesi için kütle transferi çözümlemesi yapılması gerekmektedir. Kütle transferi sürecinde yer alan Reynolds (Re), Schmidt (Sch) ve Sherwood (Sh) boyutsuz sayıları sırasıyla Eş.5.18, Eş.5.19 ve Eş.5.20'da sunulan bağıntılar dahilinde hesaplanmıştır [162].

$$Re = \frac{v\,L}{\nu} \quad (5.18)$$

$$Sch = \frac{\nu}{D_{AB}} \tag{5.19}$$

$$Sh = 0{,}037.(Re^{0,8}).Sch^{1/3} \tag{5.20}$$

Sistemdeki kütle transfer katsayısı Eş.5.21 yardımıyla hesaplanmaktadır [163].

$$h_m = \frac{Sh\, D_{AB}}{L} \tag{5.21}$$

Sistemin buhar basıncını veren bağıntı Eş.5.22'de sunulmuştur.

$$P_b = P_{d,b}.\phi \tag{5.22}$$

Sistemde yer alan buharın kütle geçiş hızı Eş.5.23'te yer alan bağıntı ile hesaplanmaktadır [164].

$$\dot{m}_{su} = \left(\frac{h_m}{RT}\right)(P_d - P_b) \tag{5.23}$$

Sistemde oluşan yoğuşma suyunun buharlaşma süresini veren bağıntı Eş.5.24'te sunulmuştur [165].

$$t = \frac{m_{su}}{\dot{m}_{su}} \tag{5.24}$$

Yoğuşma tavasından buharlaşan suyun özgül nem çekme oranı (SMER) Eş.5.25 ile hesaplanmıştır.

$$SMER = \frac{m_{su}}{\dot{W}_{\mathrm{PTC}}.t_{PTC}} \tag{5.25}$$

5.3. Enerji Tüketimi, Karbon Emisyonu ve Sürdürülebilirlik Analizleri

Endüstriyel soğutucunun yıllık enerji tüketimi ve enerji tüketimi değerleri sırasıyla Eş 5.26 ve Eş.5.27'de sunulan bağıntılar dahilinde hesaplanmıştır [166].

$$YET = ET_{günlük}.365 \tag{5.26}$$

$$ET_{günlük} = \left[\left(\dot{W}_{komp,g} \cdot t_{komp}\right) + \left(\dot{W}_{evap,fan} \cdot t_{evap,fan}\right) + \left(\dot{W}_{kond,fan} \cdot t_{kond,fan}\right) + \left(\dot{W}_{PTC} \cdot t_{PTC}\right) + \left(\dot{W}_{nemlendirici} \cdot t_{nemlendirici}\right)\right] \quad (5.27)$$

Birleşmiş Milletler Çevre Programı Konseyi'nin hazırlamış olduğu bir bilgi notuna göre; soğutma ve iklimlendirme sektörü, dünyadaki sera gazı emisyonlarının yaklaşık %7'sinden yani 3,7 gigaton (Gt)CO_2/yıl'ından sorumlu iken bu rakamın %71'ini dolaylı, %29'unu ise doğrudan emisyonlar oluşturduğu, ilgili sistemler kaynaklı emisyon miktarının, 2030 senesinde, 8,1 gigaton (Gt)CO_2/yıl'a yükseleceği ve bahsedilen sistemlerden kaynaklı sera gazı emisyonlarının dünyadaki toplam sera gazı emisyonlarının %13'ünü oluşturacağı öngörülmektedir [167]. Bu noktada Türkiye'de, 1 MWh net elektrik üretimi başına ortalama 0,479 ton CO_2 eşdeğeri sera gazı salmaktadır. Bu faktör, karbon ayak izi hesaplamaları ve sera gazı azaltım miktarları gibi çeşitli alanlarda kullanılabilmektedir [168].

Endüstriyel soğutucuların doğaya saldığı yıllık karbon emisyon miktarı Eş.5.28 dahilinde hesaplanmıştır.

$$\varphi_{CO_2} = YET.CO_2 faktörü \quad (5.28)$$

Karbon emisyonu analizi, soğutma sisteminin çevreye verdiği zarara ilişkin bilgi sağlarken, enviro-ekonomik analiz bu zararın ekonomik maliyetini ortaya koymaktadır. Soğutma sisteminin enviro-ekonomik analizleri Eş.5.29 dahilinde hesaplanmıştır [169].

$$Z_{CO_2} = \varphi_{CO_2} . z_{CO_2} \quad (5.29)$$

Dünya kaynaklarının sınırlı olduğu tüm insanlığın malumudur. Mevcut durumdaki ihtiyaçlar karşılanırken, gelecek nesillerin ihtiyaçlarını karşılama kabiliyetini ortadan kaldırmamak gerekir. Bu doğrultuda, çalışma kapsamında tasarlanan endüstriyel soğutucunun uzun vadeli sonuçlarını rasyonel bir şekilde değerlendirmek amacıyla sistemin tükenme faktörü Eş. 5.30'da hesaplanarak, Eş.5.31'de soğutucunun sürdürülebilirlik endeksi analizi gerçekleştirilmiştir [170].

$$D_p = 1-\eta_{II} \quad (5.30)$$

$$SI = \frac{1}{D_p} \quad (5.31)$$

Deneysel olarak gerçekleşen bu çalışmada kullanılan alet ve donanımların neden olduğu hataları görmek ve düzeltmek için belirsizlik Eş 5.32'de sunulan denklem ile belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir [171].

$$W_R = \left[\left(\frac{\delta R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\delta R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\delta R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \tag{5.32}$$

Bu bölümde verilen bağıntılar, soğutma sistemi tasarım sürecinde ve sistemde elde edilen verilerin analiz edilmesinde kullanılmıştır. Bir sonraki kısımda ise, gerçekleştirilen tasarım açıklanarak farklı perspektiflerden detaylandırılmış, düzeneğin prototip imalatı ve deney süreci hakkında bilgilendirme yapılmıştır.

6. MATERYAL VE METOD

Bu kısımda, çalışma kapsamında ortaya konulan tasarım ve tasarım esnasında kullanılan ekipmanlara ait özellikler izah edilmiş, tasarım için geliştirilen ölçme sistemi ve kontrol algoritması açıklanmış, tasarım doğrultusunda üretimi yapılan deney düzeneğinin prototip imalat süreci ve test prosedürleri açıklanarak gerçekleştirilen deneylere ait bilgilendirme yapılmıştır.

6.1. Çalışmaya İlişkin Tasarım

Bu çalışma kapsamında tasarlanan endüstriyel soğutma sisteminde; ürünlerin demontaj ve yeniden kullanım için tasarlanabilmesi, ürünlerin verimli onarım, yenileme veya geri dönüşüm için kolayca parçalara ayrılabilmesi, doğanın sürdürülebilir süreçlerine uygun olarak verimlilik temeliyle tasarım amacı gözetilmesi, kirliliği ve atıkları en aza indirmek için çevre dostu uygulamaların önemsenmesi, karbon emisyonlarını dengeleyerek olumlu bir çevresel etki elde etmeye yönelik adımlar atılabilmesi gibi temel eko-tasarım prensipleri dikkate alınarak hareket edilmiştir.

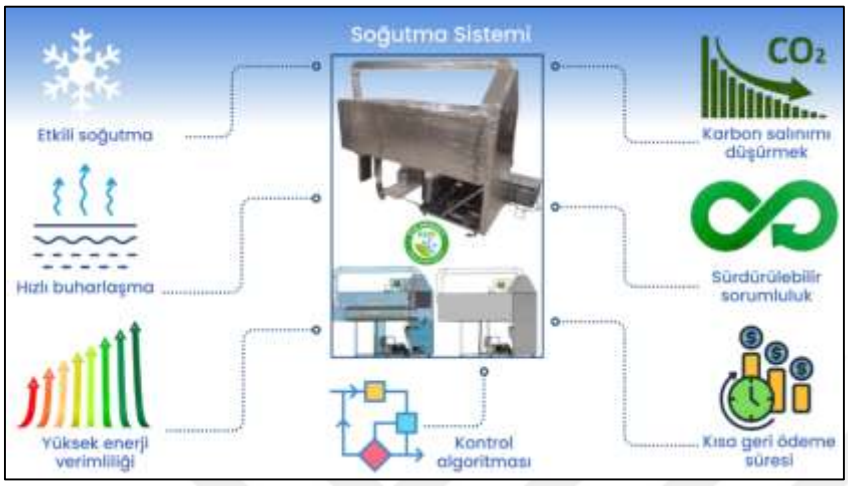
Soğutma sistemlerinde yoğuşma suyu, ortamdaki nemin soğuk evaporatör yüzeyine temas etmesiyle oluşmaktadır. Yüzeyde ilk olarak damlacık şeklinde oluşan su, evaporatör çalışmaya devam ettiği süre boyunca hal değişimine uğrayarak buz şeklini alır ve bu da ısı transferini olumsuz etkilemektedir. Isı transferinin azalması sistemde daha fazla enerji tüketimini de beraberinde getirmektedir. Soğutma sisteminde oluşan buzlanmayı ortadan kaldırmak için defrost işlemi yapılmakta ve bu işlem esnasında evaporatör üzerindeki buzlar eriyerek oluşan su, plug-in soğutuculardа doğrudan bir drenaj sistemi olmadığından, yoğuşma tavasına akmaktadır. Biriken yoğuşma suyu, zamanla sistemde taşmalara, sızıntılara, paslanmaya ve mikrobiyal büyümeye yol açarak ek bakım ve temizlik maliyetleri doğurabilir. Özellikle kapalı alanlarda yoğuşma suyunun kontrol edilememesi, bağıl nem seviyesini yükselterek iç mekânın hava kalitesini de bozmaktadır. Durgun halde tavada bekleyen yoğuşma suyu, bakteri ve küf gibi zararlı mikroorganizmaların üremesi için uygun bir ortam yaratabilir ve bu da hijyen sorunlarına ve kötü kokulara yol açabilir. Bu durum özellikle gıda maddelerinin güvenliği açısından sorun yaratabilir. Bu nedenle, yoğuşma suyunun en verimli ve hızlı şekilde ortamdan uzaklaştırılması gerekmektedir.

Bu çalışmanın amacı, gıda ürünlerinin uygun sıcaklıklarda sergilenmesini sağlayan plug-in soğutma sistemlerinde, verimliliğini artırmak ve kullanıcı deneyimini iyileştirmek amacıyla, defrost işlemi sırasında oluşarak, yoğuşma tavasında toplanan yoğuşma suyunu hızlı ve etkili bir şekilde uzaklaştırılmasını sağlayan yenilikçi bir tasarım geliştirmektir. Literatürdeki tasarımlarda yoğuşma suyu ortamdan, tava içerisine PTC etkili elektrikli rezistans ile ısıtılarak buharlaştırılmakta ve bu süreçte, daha önce de açıklandığı üzere, yüksek miktarda enerji tüketimi yaşanmaktadır. Ayrıca elektrikli rezistansın belirlenen süre içerisinde, yoğuşma tavası içerisindeki suyu buharlaştırmaması durumunda, su soğutma sisteminin konumlandırıldığı alana taşma dahi yapabilmekte ve son kullanıcılar bu konuda sorunlar yaşayabilmektedir.

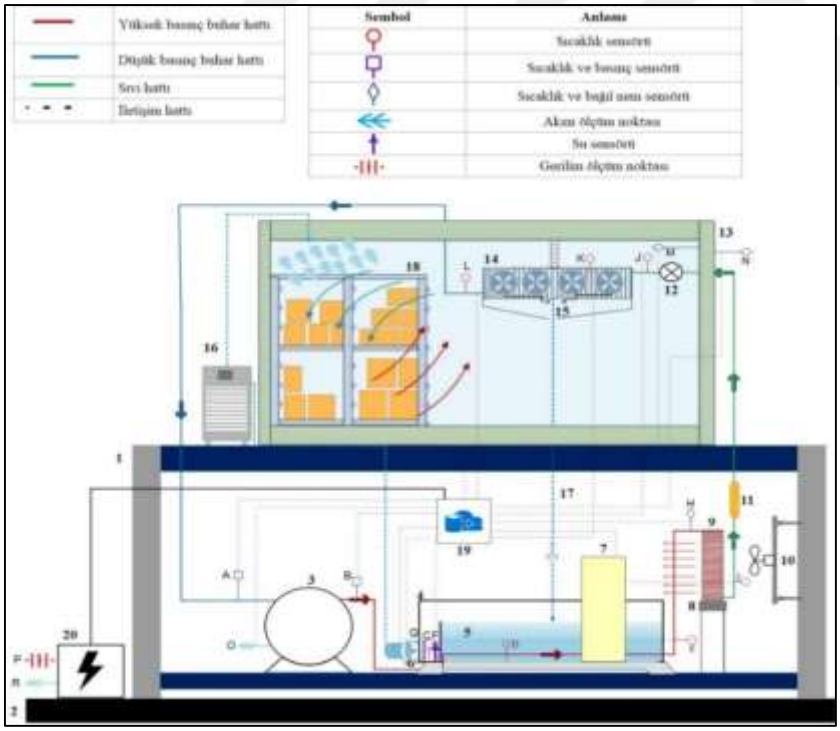
Bu çalışmada kapsamında yukarıda bahsedilen sorunları ortadan kaldıran yenilikçi bir tasarımlar yapılarak sistem iki modda çalıştırılmıştır. Mod-1'de, kondenser fanlarından çıkan sıcak hava taşma tavasına doğru konumlandırılmış, yoğuşma tavasının içerisinde suyun emilimini sağlamak için antibakteriyel kumaşlar kullanılmış, buharlaşma sürecine katkı yaratmak amacıyla kompresör basma hattı yoğuşma tavasının içerisinden geçirilerek kondensere yönlendirilmiştir. Böylece, mümkün olan maksimum buhar kütle akışı sağlanarak PTC etkili elektrik rezistansının çalışma süresi ve elektrik tüketiminin azaltılması amaçlanmıştır. Mod-2'de ise taşma tavasındaki yoğuşma suyu, sisteme entegre edilen su pompası yardımıyla, ultrasonik nemlendiricide kullanılmak üzere su hattı üzerinden bu üniteye yönlendirilmiştir. Böylece hem yoğuşma suyu geri değerlendirilmesi hem de PTC etkili elektrik rezistansın çalışmasına gerek dahi kalmaması amaçlanmıştır. Her iki modda da literatürden farklı olarak, sistemde düşük enerji tüketimi sağlamak, hem son kullanıcıların enerji giderini düşüren hem de karbon emisyonunda meydana gelecek düşüşle birlikte daha çevreci, sürdürülebilir ve ekonomik bir sistem yaklaşımı ortaya koyulmasını da sağlanmaktadır. Gerçekleştirilen tasarımın amaçlarını özetleyen görsel Şekil 6.1'de sunulmuştur.

Endüstriyel soğutma sistemi temel bileşenleri olarak; plug-in soğutma sistemlerinde sıklıkla tercih edilen hermetik tip pistonlu kompresör, ısı transfer kapasitesi yüksek, hava basınç kayıpları düşük, yüksek enerji verimliliğine sahip tasarımlarda tercih edilen mikro kanal yapılı kondenser, soğutma sisteminde filtre görevi gören sisteme ortamdaki kir, toz, talaş vb. gibi parçacıkların girmesini önleyen dryer, yüksek termal iletkenliğe sahip, korozyona karşı dirençli, dayanıklı, bakım gereksinimi az ve kolay ve hafif yapısıyla ile dikkat çeken bakır

borulu ve alüminyum kanatçıklı evaporatör, R290 (propan) soğutucu akışkanı ve sistemin geneliyle uyum içerisinde çalışabilecek bir kılcal boru kullanılmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen sistem Şekil 6.2'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Soğutma sistemi tasarımı amaçları



Şekil 6.2. Tasarımı gerçekleştirilen soğutma sistemine ait taslak çizim (1- Deney seti, 2- zemin, 3- kompresör, 4- yoğuşma tavası, 5- su, 6- taşma tavası içerisinde PTC etkili elektrik rezistansı ya da su pompası, 7- antibakteriyel bez, 8- sıcak hava, 9- kondenser, 10- kondenser fanları, 11-dryer, 12- genleşme valfi, 13- soğuk oda, 14- evaporatör, 15- evaporatör fanları, 16- ultrasonik nemlendirici,17- su drenaj hattı, 18- soğutulan ürünler, 19- kontrol ünitesi, 20- besleme ünitesi)

Gerek eko-tasarım süreci gerekse de çevresel hassasiyetler açısından oldukça önemli olan bileşenlerden birisi de şüphesiz sistemin soğutucu akışkanıdır. Önceki kısımlarda değinilmiş olan ve Türkiye'nin de tarafı olduğu düzenlemeler doğrultusunda; Türkiye'de florlu sera gazlarının tüketiminin, 2024 yılından başlayarak 2045 yılına kadar kademeli olarak toplam % 80 CO_2 eşdeğer kadar azaltılması taahhüt edilmiştir. Bu bağlamda tasarlanan sistemde, OTP değeri sıfır olan ve oldukça düşük seviyede KIP etkisine sahip olan ayrıca da termodinamik olarak yüksek hacimsel ısı transfer kapasitesine sahip çevre dostu özellikler gösteren bir doğal soğutucu akışkan olan R290 (propan) kullanılmıştır.

Tasarlanan soğutma sisteminde kullanılan tüm ekipmanlar özellikleriyle birlikte Çizelge 6.1'de sunulmuştur.

Çizelge 6.1. Soğutma sisteminde kullanılan temel ekipmanlar ve özellikleri

#	Ekipmanlar	Kapasitesi	Adet	Özellikler
1	Kompresör	736 W	1	Hermetik yapıda olup, -10°C/+45°C çalışma aralığına sahiptir.
2	Kondenser	2250 W	1	Mikro kanal yapıdadır.
3	Kondenser fanları	250 m^3/h	2	Elektronik yönlendirmeli olup, 1400 rpm devirde çalışır.
4	Evaporatör	1500 W	1	20 adet 3/8" çapında bakır boru ve alüminyum kanatlıdır.
5	Evaporatör fanları	6 W	6	Düşük çalışma sıcaklığına dayanır ve 2300 rpm devirde çalışır.
6	Soğutucu akışkan (R290-propan)	130 g	-	Sıfır OTP ve düşük KIP değerleri sayesinde çevre dostudur.
7	Kılcal boru	-	1	T_E/T_K sıcaklıkları ve R290 soğutucu akışkan ile uyumludur.
8	Yoğuşma tavası	12600 cm^3	1	Alüminyum sac malzemeden üretilmiştir.
9	Taşma tavası	900 cm^3	1	Alüminyum sac malzemeden üretilmiştir.
10	PTC etkili elektrik rezistansı	350 W	1	Fişek tip yapıdadır.
11	Su pompası	48 W	1	0,60 MPa basınç ile toplam 5 metre basma yüksekliğine sahiptir.
12	Ultrasonik nemlendirici	500 ml/h	1	Su tankı, buharı temiz tutmak için gümüş iyon antimikrobiyal malzemeden yapılmıştır.
13	Antibakteriyel bezler	160 x 140 mm	16	Yüksek nem alma kapasitesine, hızlı kurumaya ve yüksek mukavemete sahiptir.
14	Soğuk oda	1 m^3	-	Dış koşullardan izole edilmiştir.

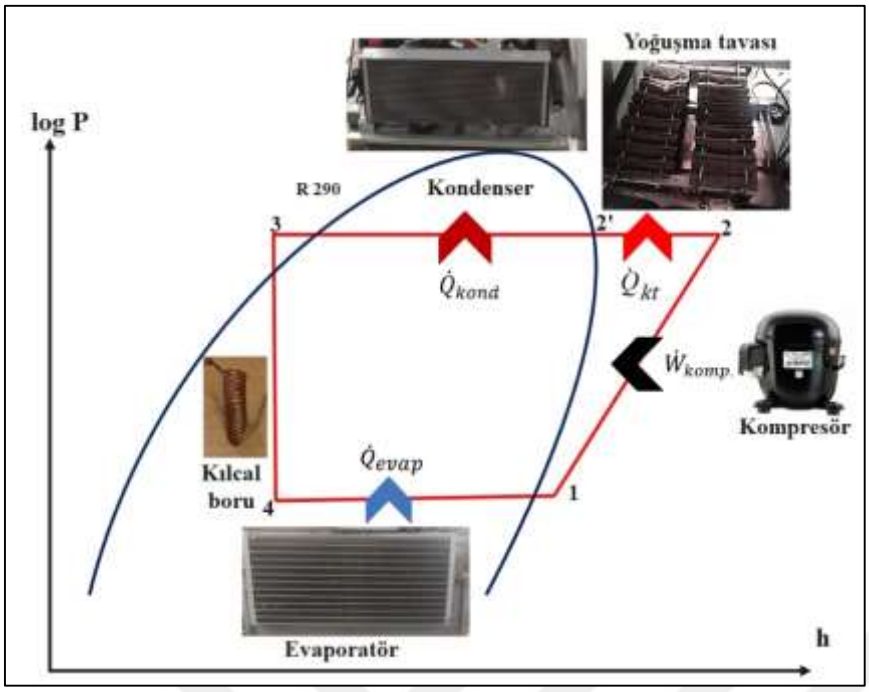
Soğutma sisteminin prototip imalat aşamasına geçilmeden önce, 3 boyutlu modellemesi oluşturularak, sistem komponentlerinin yerleşimleri üzerinde gerekli çalışmalar yapılmış ve tasarım nihai halini almıştır. Tasarımda evaporatör, evaporatör fanları ve kılcal boru düzeneğin üst kısmında yer almakta iken kompresör, kondenser, kondenser fanları, yoğuşma

tavası, taşma tavası, elektrik rezistansı, ultrasonik nemlendirici ve dryer düzeneğin alt kısmındadır. Defrost anında, evaporatör yüzeyindeki buzlanmanın erimesiyle oluşan su, evaporatörün altında bulunan bir tavadan drenaj hattı aracılığıyla yoğuşma tavasına akmaktadır.

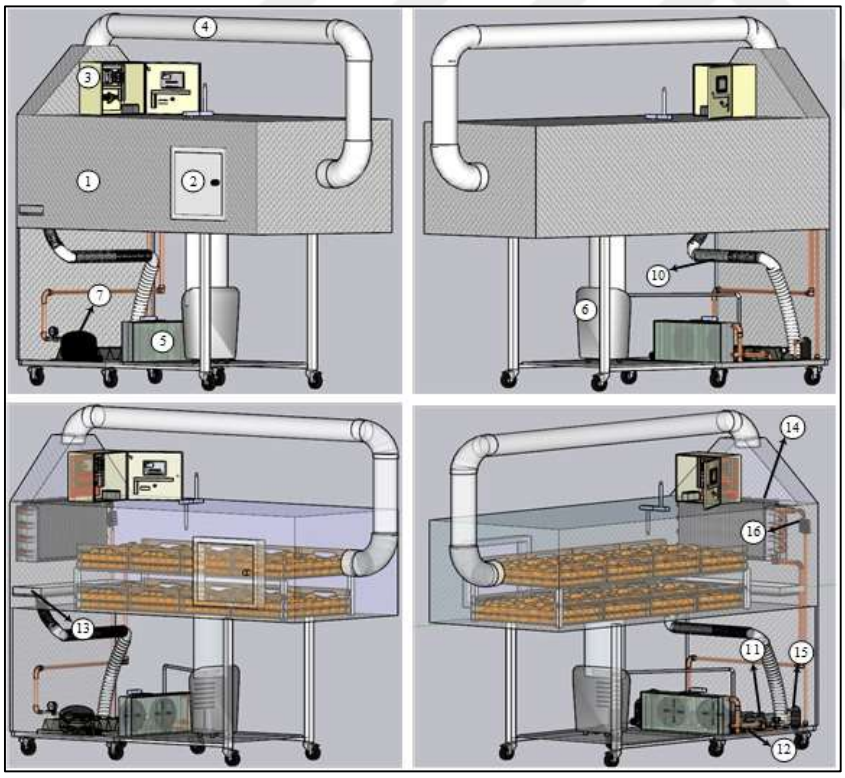
Çalışmanın ilk modunda, PTC etkili elektrik rezistansın sürekli çalışamaması için su, yoğuşma tavasında kritik yüksekliğe geldiğinde tavadaki delik ile daha küçük boyutta ve yoğuşma tavasının hemen yanında yer alan taşma tavasına akmaktadır. Taşma tavası içerisine ise PTC etkili rezistans yerleştirilmiş ve su PTC etkili rezistans ile temas ettiğinde rezistans devreye girerek yoğuşma suyu ortamdan uzaklaştırılmaktadır. Çalışmanın ikinci modunda ise, PTC etkili rezistans hiç devreye girmemekte ve taşma tavasındaki su, bir su pompası yardımıyla ultrasonik nemlendirici kullanımında değerlendirilerek ortamdan uzaklaştırılmaktadır.

Evaporatör çıkışında soğutulan hava ise, borulama sistemi ile 200 x 84 x 60 cm boyutlarında, 1 m^3 hacminde tasarlanmış ve dış ortam koşullarından izole edilmiş soğuk odaya üflenmektedir. Ayrıca buhar çıkış haznesi soğuk oda içerisine konumlandırılan ultrasonik nemlendirici ile soğuk odadaki ürünler istenilen bağıl nem değerlerinde tutulmaktadır. Bunun yansıra sisteme yerleştirilen çeşitli sensörlerle, oluşturulan kontrol algoritması ile sistem izlenerek enerji verimliliği ve ürün sağlığı süreci pekiştirilmektedir. Tasarımın 3 boyutlu görselleri Şekil 6.4’te sunulmuştur.

Tasarımı gerçekleştirilen soğutma sistemine ait taslak Log P-h diyagramı Şekil 6.3’te sunulmuştur. Şekil 6.3’teki çizime göre; Şekil 6.3'teki çizime göre; 1-2 noktaları arasında kompresör soğutucu akışkanı sıkıştırarak enerji harcar, 2-2' noktaları arasında kompresör basma hattından yoğuşma tavasına ısı aktarımı gerçekleşir, 2-3 noktaları arasında kondenserden ortama ısı atılır, 3-4 noktaları arasında kılcal boru vasıtasıyla kısılma işlemi gerçekleşir ve 4-1 noktaları arasında evaporatör ortamdaki ısıyı çekerek soğutma işlemini gerçekleştirir.



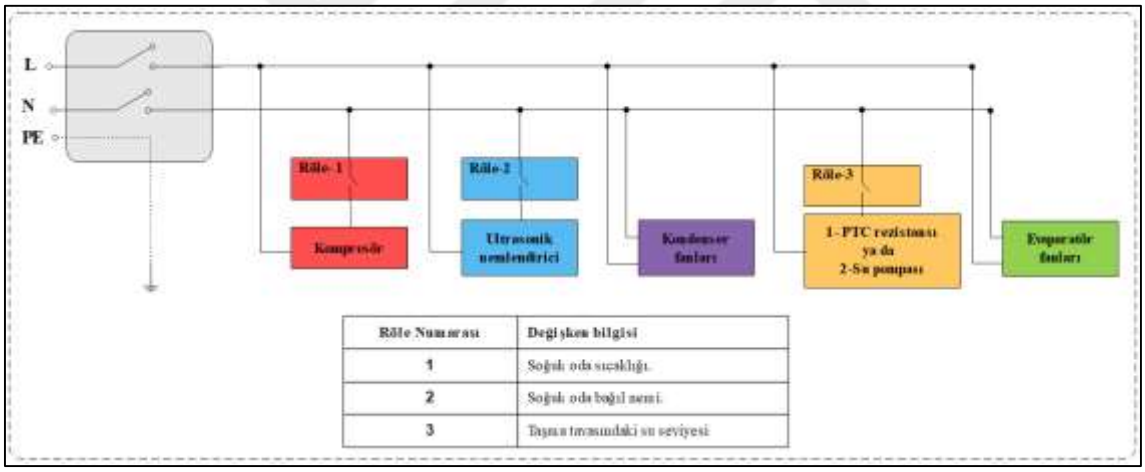
Şekil 6.3. Soğutma sistemine ait taslak Log P-h diyagramı



Şekil 6.4. Tasarıma ait üç boyutlu modelleme görüntüleri (1- soğuk oda, 2- soğuk oda kapısı, 3- kontrol ünitesi, 4- evaporatör çıkışı/soğuk oda girişi havayolu, 5- kondenser, 6- ultrasonik nemlendirici, 7- kompresör, 8: soğuk oda T/RH sensörü, 9- evaporatör, 10- defrost suyu drenaj hortumu, 11- yoğuşma tavası, 12- Taşma tavası ve PTC etkili rezistans, 13- defrost suyu toplama tavası, 14- evaporatör fanları, 15- dryer, 16- kılcal boru).

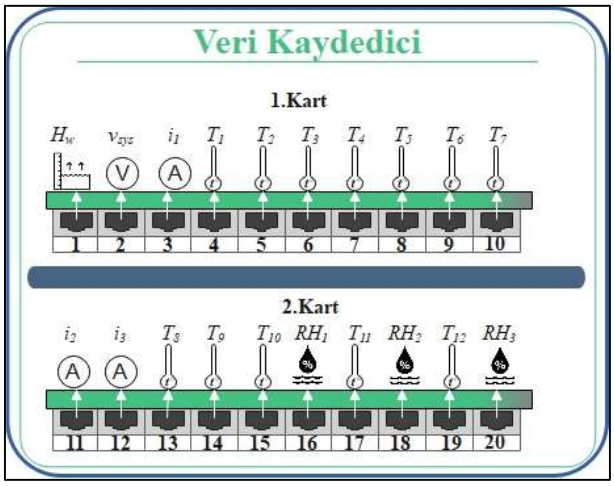
6.2. Tasarıma İlişkin Ölçme Sisteminin Geliştirilmesi

Soğutma sürecinin düzenli bir şekilde gerçekleşmesi, sistem bileşenlerinin etkin ve verimli bir şekilde çalışabilmesini sağlamak ve soğuk oda içerisine yerleştirilen gıda ürünlerinin kalite ve güvenliğini arttırmak amacıyla soğutma sistemi, gereksinimlere uygun olarak tasarlanmış bir kontrol algoritması ile yönetilmektedir. Kontrol algoritmasının etkin bir şekilde çalışabilmesi ve gerçekleştirilecek analizler için en doğru verilerin alınması amacıyla doğru ölçümlerin yapılması gerekmektedir. Bu doğrultuda, soğutma sisteminin farklı noktalarına sensörler eklenmiştir. soğutma sistemine, dokuz adet negatif sıcaklık katsayılı (NTC) sensör, üç adet sıcaklık ve bağıl nem (T/RH) sensörü ve bir adet su seviye sensörü entegre edilmiştir. Ayrıca sistemin farklı noktalarından akım, sistem voltajı, sistem basıncı, hava hızı ve kütlesel debi ölçümleri de yapılmıştır. Şekil 6.5'te soğutma sistemi veri kaydedici ünitesinin temel devre şeması gösterilmektedir.



Şekil 6.5. Soğutma sistemi veri kaydedici ünitesi elektrik devre şeması

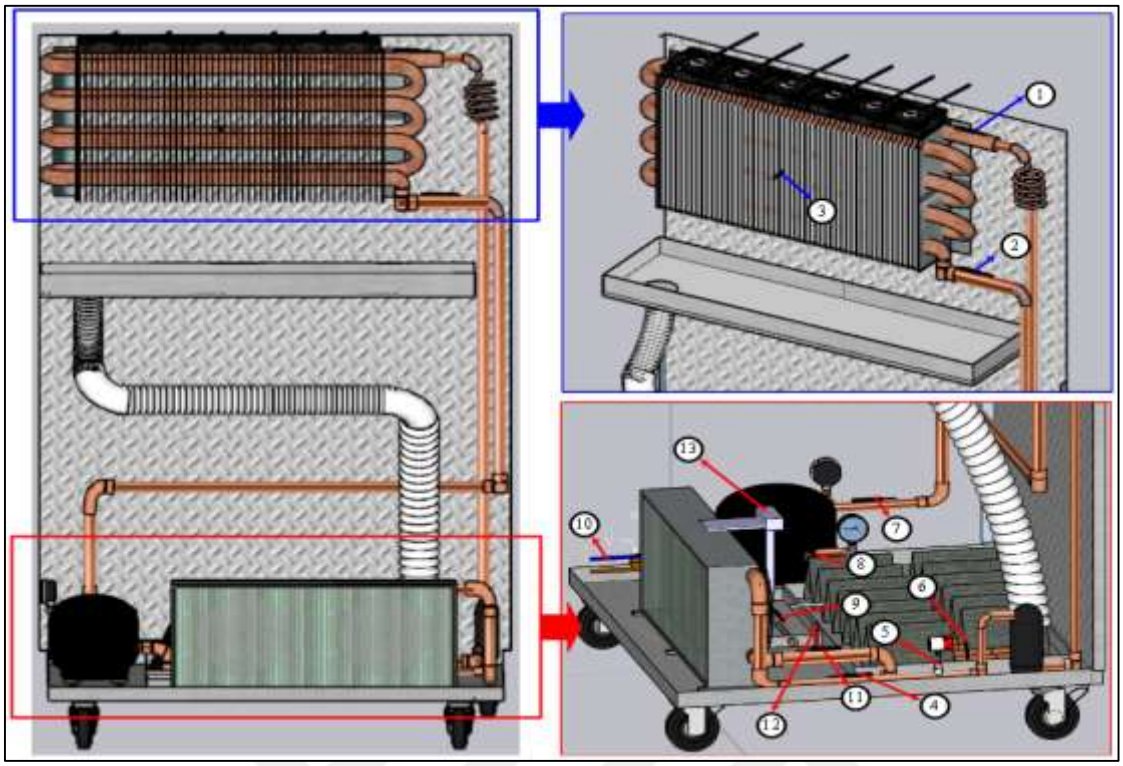
Sisteme entegre edilen bu sensörlerden elde edilen veriler, 20 farklı niceliğin ölçülmesine olanak sağlayan iki kartlı bir veri kaydedicide toplanmaktadır. Sensörler tarafından ölçülen veriler dakika başı güvenli dijital kartlara kaydedilmektedir. Bu sayede soğutma sisteminde 20 farklı noktadan anlık veri elde edilebilmektedir. Şekil 6.6'da sensörlerinin veri kaydedicinin kanallarındaki konumlarını gösterilirken Çizelge 6.2'de sistemde ölçülen büyüklüklere ilişkin açıklamalar yapılmıştır. Şekil 6.7'de ise, sensörlerin soğutma sistemi üzerindeki yerleşimi gösterilmektedir.



Şekil 6.6. Sensörlerin veri kaydedici kanallarında konumlandırılma noktaları

Çizelge 6.2. Sistemde ölçülen büyüklüklere ilişkin açıklamalar

1.Kart		
Ölçüm Noktası	Ölçülen Büyüklük	Ölçüm sembolü
1	Su seviyesi	H_w
2	Sistem gerilimi	$v_{sys.}$
3	Sistemin toplam akımı	i_1
4	Evaporatör giriş sıcaklığı	T_1
5	Evaporatör çıkış sıcaklığı	T_2
6	Evaporatör yüzey sıcaklığı	T_3
7	Kompresör basma (kond. tavası	T_4
8	Kompresör emme sıcaklığı	T_5
9	Kondenser giriş sıcaklığı	T_6
10	Kondenser çıkış sıcaklığı	T_7
2.Kart		
Ölçüm Noktası	Ölçülen Büyüklük	Ölçüm sembolü
11	PTC etkili rezistans akımı	i_2
12	Kompresör motor akımı	i_3
13	Taşma tavası sıcaklığı	T_8
14	Yoğuşma tavası sıcaklığı	T_9
15	Kondenser çıkışı hava sıcaklığı	T_{10}
16	Kondenser çıkışı hava bağıl nemi	RH_1
17	Soğuk oda sıcaklığı	T_{11}
18	Soğuk oda bağıl nemi	RH_2
19	Ortam sıcaklığı	T_{12}
20	Ortam bağıl nemi	RH_3



Şekil 6.7. Soğutma sisteminde kullanılan sensörlere ait yerleşim şeması (1-2-3-4-6-7-8-9-11: sıcaklık sensörü, 5: Debi ölçer, 10: Gerilim ve akım sensörü, 12: su seviyesi sensörü, 13: sıcaklık bağıl nem sensörü)

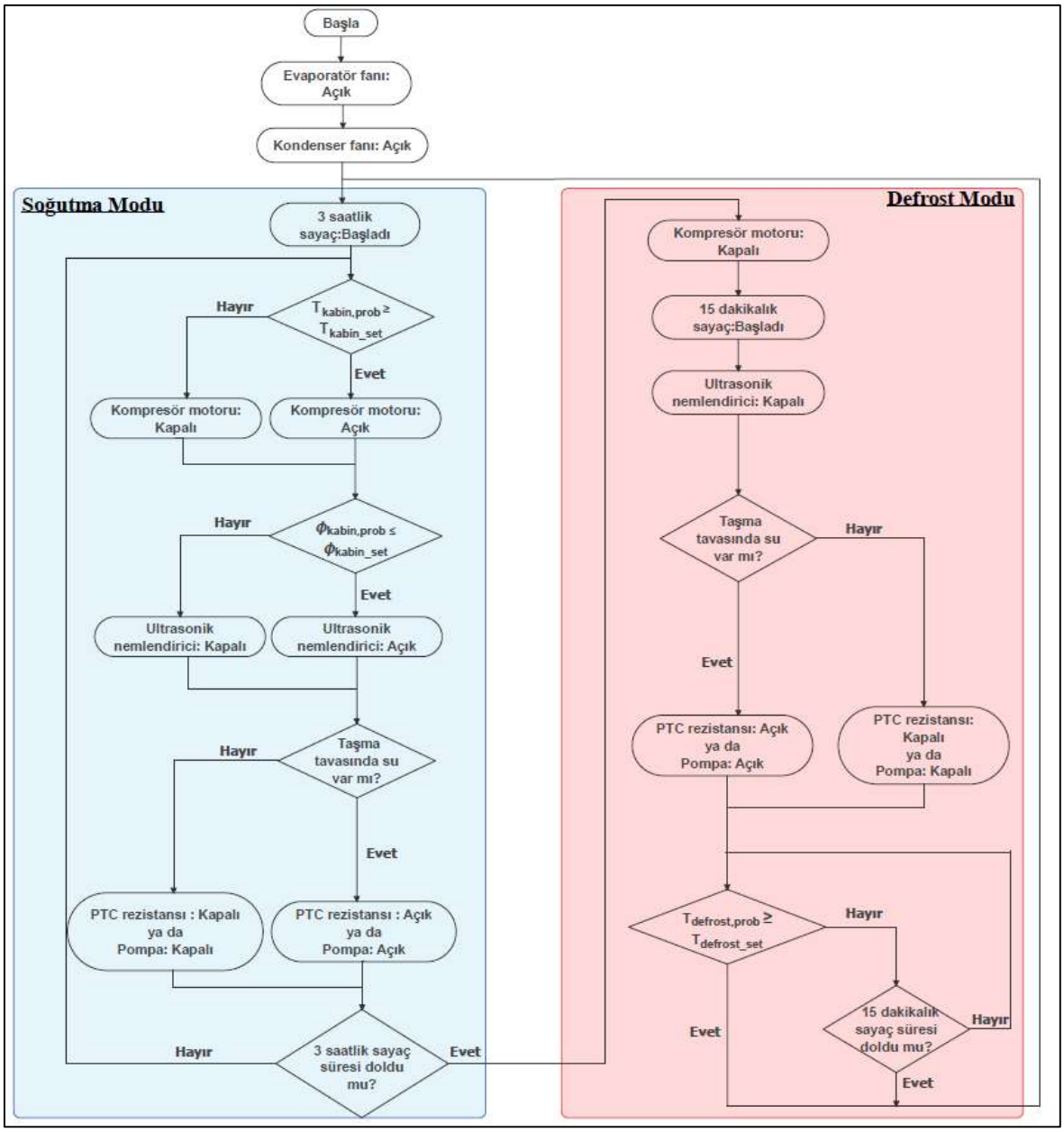
6.3. Tasarıma İlişkin Kontrol Algoritmasının Geliştirilmesi

Soğutma sisteminde ölçüm noktalarına karar verilmesinin ardından tez için bir kontrol algoritması geliştirilmesi sürecine girilmiştir. Bu süreçte disiplinler arası çalışma ilkeleri doğrultusunda, soğutma sistemi için en uygun algoritma yapısının geliştirilmesi amacıyla, soğutma sistemi ve soğuk odaya yerleştirilecek ürünlerin optimum şartları göz önünde bulundurulmuştur.

Deneyler gerçekleştirilirken soğutma sisteminde mandalina soğutması yapılmıştır. Literatürde mandalina için optimum saklama koşulları 2-4 °C derece sıcaklık ve 90-95% bağıl nem olarak belirtilmiştir [172,173]. Bu şartlar çalışma boyunca optimum koşullar olarak adlandırılmıştır. Bunun yanında soğutma sisteminde ortamda taşma meydana getirebilecek ve PTC etkili elektrik rezistansın en çok çalışacağı, 2-4 °C derece sıcaklık ve %100 bağıl nem şartları ise çalışmada ekstrem koşullar olarak adlandırılmıştır. Her bir soğuk oda set değeri, kontrol algoritmasında aktif hale getirilerek çalıştırılmıştır.

Kontrol algoritmasında, sistem 3 saatlik soğutma modunun ardından 15 dakikalık defrost moduna göre yönetilmektedir. Her iki modda da evaporatör fanları ve kondenser fanları sürekli olarak çalışmaktadır. Soğutma modunda, sistem kompresörü soğuk odadan alınan sıcaklık verisine göre çalışmaktadır. Buna göre, soğuk oda sıcaklığı +4 °C'ye ulaştığında kompresör devreye girmekte ve sıcaklık +2 °C'ye ulaştığında kompresör devreden çıkmaktadır. Defrost modunda ise kompresör çalışmamaktadır. Gıda ürünlerinin su içeriğinin korunmasında önemli bir rol oynayan ultrasonik nemlendirici, soğuk odadaki bağıl nem %90'ın altına düştüğünde devreye girmekte ve bu değer %95'i aştığında devre dışı bırakılmaktadır. Defrost modunda ise ultrasonik nemlendirici çalışmamaktadır. Taşma kabındaki PTC etkili elektrik rezistansı veya su pompası, taşma kabının içerisinde su olup olmamasına bağlı olarak su seviye sensöründen gelen bilgiye göre etkinleşmektedir. Taşma kabındaki su tamamen bitene kadar iki bileşenden biri çalışmaya devam etmektedir. Ayrıca, soğutma sisteminde belirlenen bu set noktaları, değişen ihtiyaçlar doğrultusunda anlık olarak değiştirilebilecek şekilde tasarlanmıştır.

Soğutma sistemi, sensörlerden gelen ve veri kaydedici ünitesinde toplanan verilerin kontrol algoritması tarafından yönetilmesiyle çalışmasını sürdürmektedir. Sistemdeki kontrol mekanizmasının sağlıklı şekilde sağlamak için bu teze özel olarak oluşturulan sistem akış diyagramı ise Şekil 6.8’de sunulmuştur.



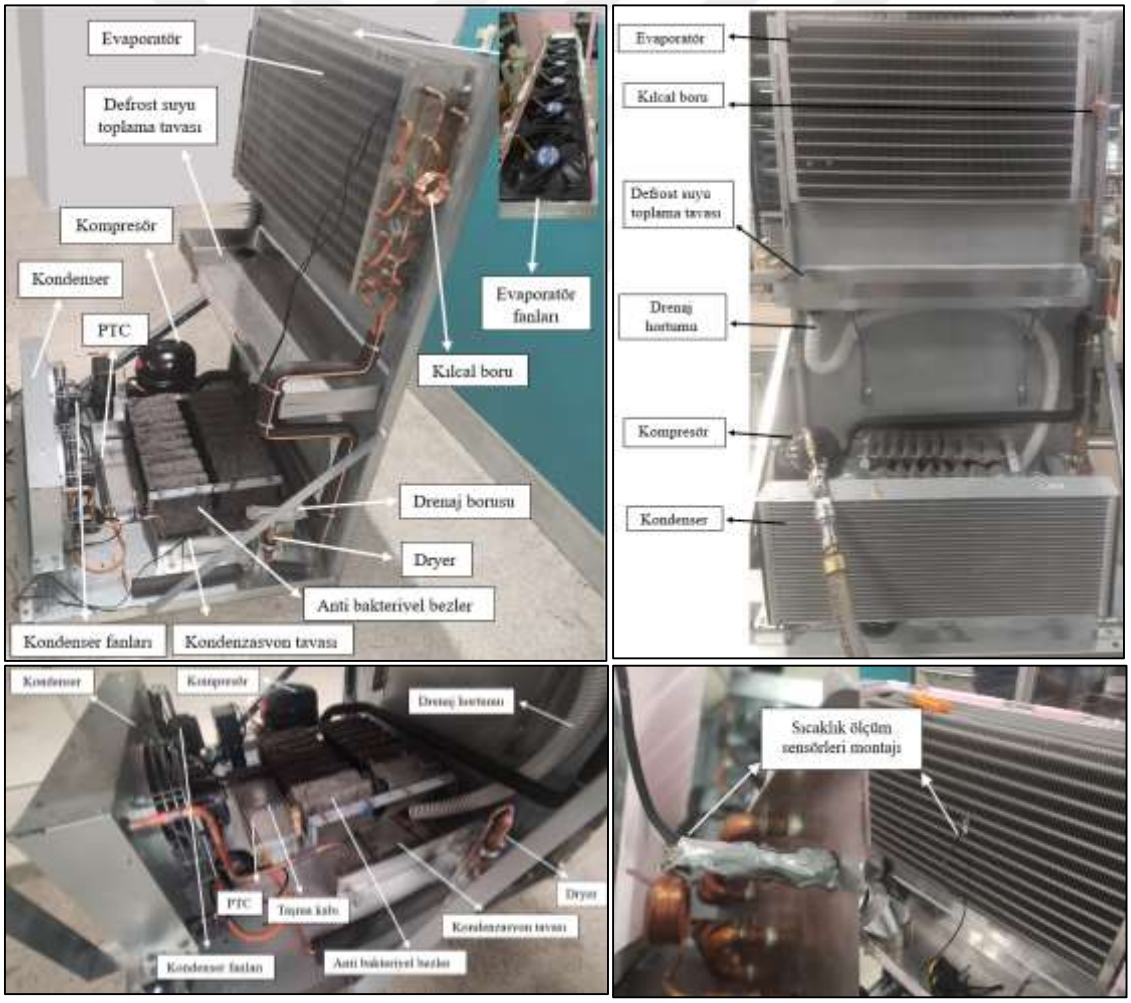
Şekil 6.8. Soğutma sisteminin kontrol algoritması

Disiplinler arası yürütülen bu tasarıma ilişkin hazırlıkların tamamlanmasının ardından soğutma sisteminin prototip imalat sürecine geçilmiştir.

6.4. Deney Düzeneği Prototip İmalatı Süreci

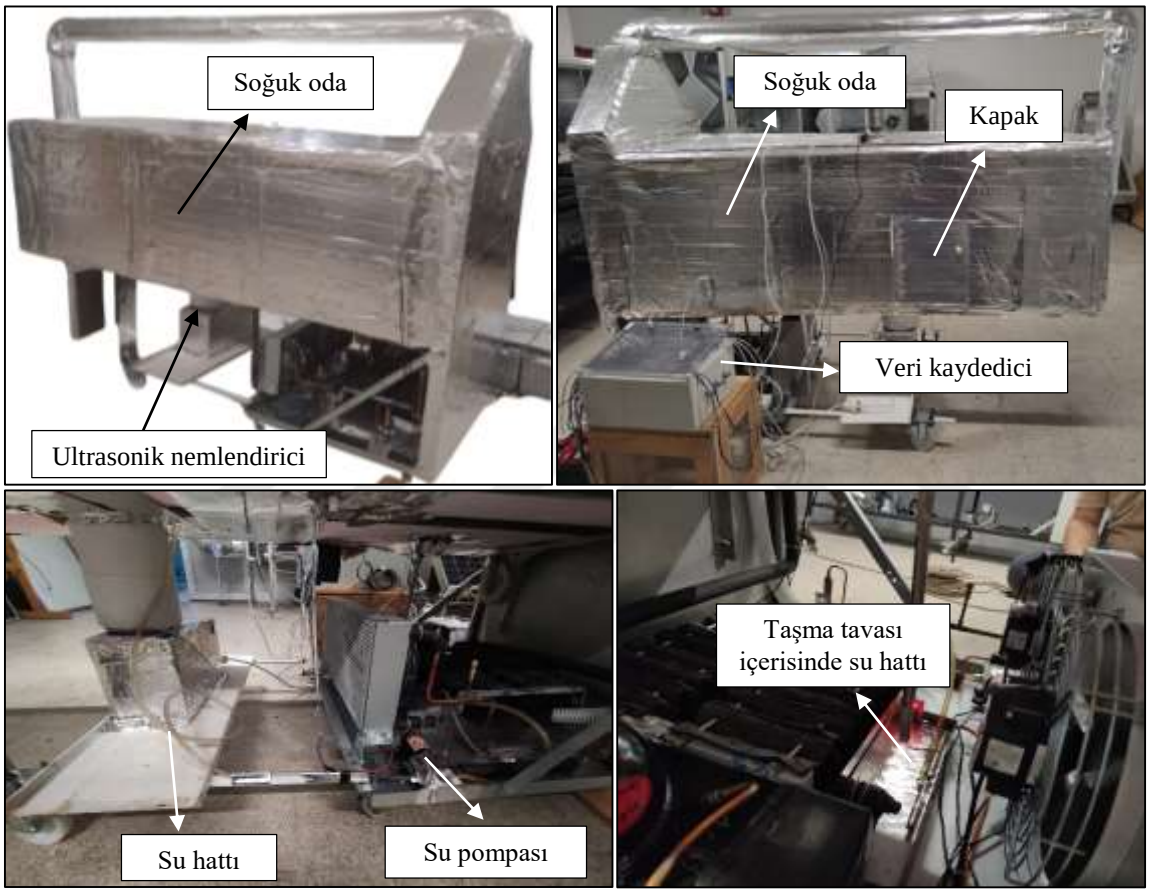
Bu çalışma kapsamında ortaya konulan tasarım nihai şeklini aldıktan sonra, deney düzeneğinin prototip imalat sürecine başlanmıştır. Deney düzeneği prototip imalatı Gazi Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği bölümü laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir.

Deney düzeneğinde kullanılacak olan ekipmanlar ilgili teorik hesaplamaların sonucunda kararlaştırılmış olup kullanılacak olan ekipmanlar özellikleri ile Çizelge 6.1'de sunulmuştur. Bu kapsamda öncelikle, soğutma sisteminin prototip imalatı gerçekleştirilmiştir. İmalatı tamamlanan soğutma sistemine ilişkin görseller Resim 6.1'de sunulmuştur. Soğutma sisteminden maksimum verim alabilmek için soğutulan ortamın dış ortam şartlarından olabildiğince az etkilenmesi gerekmektedir. Bu nedenle 1 m^3 hacmindeki soğuk oda imalatı, yalıtım malzemeleri kullanılarak gerçekleştirilmiş, üzeri de yalıtım bantları ile kapatılmıştır. Soğuk odanın su buharının yoğuşması nedeniyle herhangi bir bozulma yaşamaması için iç yüzeyi de yalıtım bandı ile kaplanmıştır. Ayrıca prototip imalatı gerçekleştirilen plug-in tip soğutucu, daha rahat hareket ettirilebilmesi ve daha mukavemetli olması amacıyla 4 adet frenli tekerlek ile desteklenmiştir.



Resim 6.1. İmalatı tamamlanan soğutma sistemine ilişkin görseller

Soğutma sisteminde elde edilen soğuk hava, evaporatör fanları üzerinden bir boru sistemi ile taşınarak soğuk odaya üflenmektedir. Bu doğrultuda ısı köprüleri oluşmaması adına borulama mekanizması da yalıtım ve kanal bantları ile dış ortamdan izole edilmiştir. Ayrıca soğuk odaya, ürün yerleştirmek amacıyla odaya bir de kapak eklenmiştir. Soğutma sistemi sensör bağlantılarının veri kaydediciye irtibatlandırılması sonucunda tamamlanmış olup, prototip imalatın nihai görselleri Resim 6.2'de sunulmuştur.



Resim 6.2. Deney düzeneğinin nihai görselleri

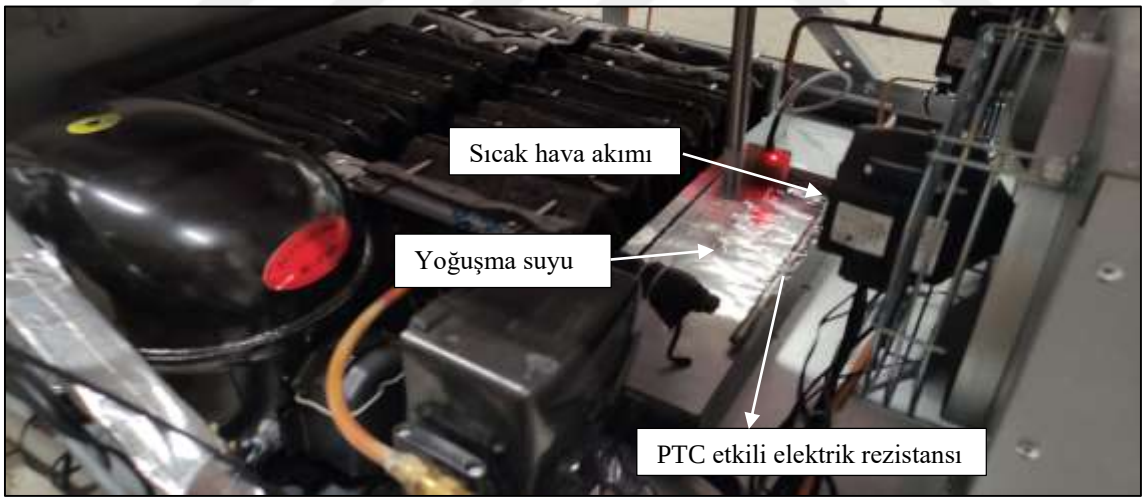
Deney düzeneğinin tamamlanmasının ardından, deneylere başlanılması için gerekli hazırlıklar tamamlanmış ve ardından deney sürecine geçilmiştir. Bir sonraki kısımda çalışmanın deneysel prosedürü açıklanmıştır.

7. DENEYSEL PROSEDÜR

Deneyler başlamadan önce soğutma sistemindeki tüm ekipmanların ve soğuk odanın dış yüzeyleri temiz bir bezle silinerek kurulanmıştır. Daha sonra, ürünler soğuk odaya yerleştirilerek önceden belirlenmiş iklim koşulları ile düzenek hazır hale getirilerek sistem çalıştırılmış ve test periyodu başlatılmıştır. Deneyler iki farklı modda ve dört günlük süreyle gerçekleştirilmiştir. Her iki mod için de soğuk oda optimum ve ekstrem şartlarda test edilmiştir.

7.1. Mod-1 Deneyleri

Deney sürecinin 1. ve 2. günü olan Mod-1 deneylerinde, soğutma sisteminde oluşan yoğuşma suyu ortamdan PTC etkili elektrik rezistansı ve sıcak hava yardımıyla uzaklaştırılmıştır. Deney öncesi ve sonrası durumda, taşma tavasına ilişkin görseller sırasıyla Resim 7.1'de ve Resim 7.2'de gösterilmiştir.



Resim 7.1. Mod-1 deneyleri öncesinde yoğuşma suyunun taşma tavasındaki durumu



Resim 7.2. Mod-1 deneyleri sonrasında yoğuşma suyunun taşma tavasındaki durumu

1.Gün

- Mandalina soğutması yapılmıştır,
- Test periyotu, 2 soğutma ve 2 defrost çevrimi olarak toplamda 6,5 saat aralıksız olarak sürdürülmüştür,
- Soğuk oda, +2 °C/+4 °C sıcaklık aralığında ve %100 bağıl nemde tutularak yoğuşma tavasına gelebilecek en fazla miktarda su ile ekstrem koşullar test edilmiştir,
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavası tam kapasitesi olan 12,6 kg su ile doldurulmuştur.
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavasından taşma tavasına 0,85 kg su dökülmüştür.

2.Gün

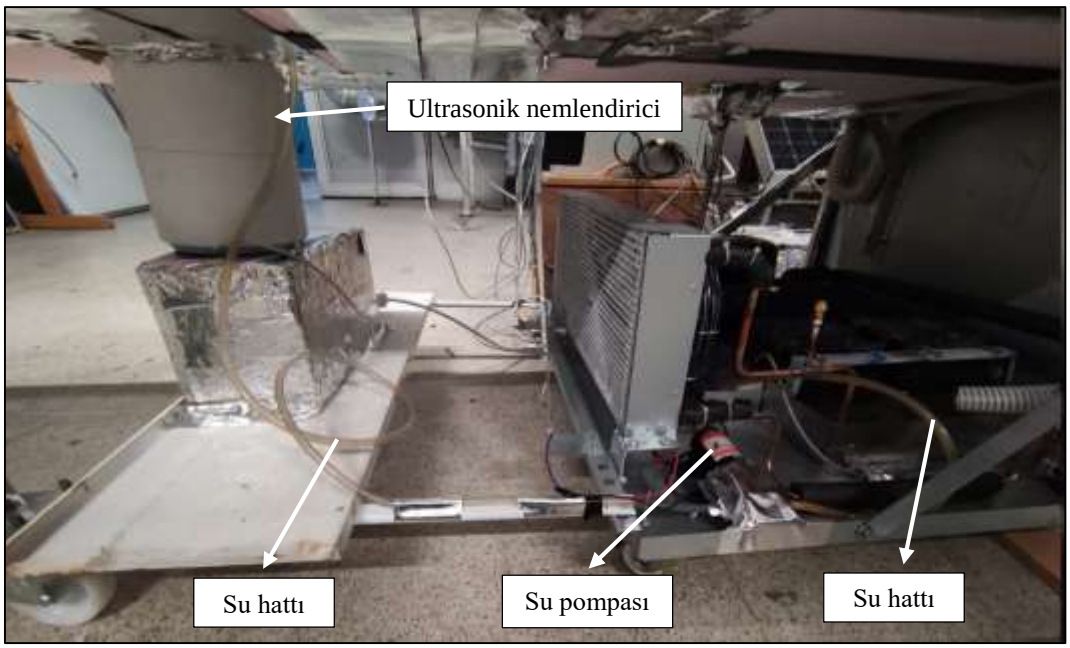
- Mandalina soğutması yapılmıştır,
- Test periyotu, 2 soğutma ve 2 defrost çevrimi olarak toplamda 6,5 saat aralıksız olarak sürdürülmüştür,
- Soğuk oda, +2 °C/+4 °C sıcaklık aralığında ve %90-95 bağıl nemde tutularak mandalina için optimum depolama koşulları test edilmiştir,
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavası tam kapasitesi olan 12 kg su ile doldurulmuştur.
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavasından taşma tavasına 0,35 kg su dökülmüştür.

Mod-1 deneylerinin tamamlanmasının ardından, Mod-2 deneylerine geçilmiştir.

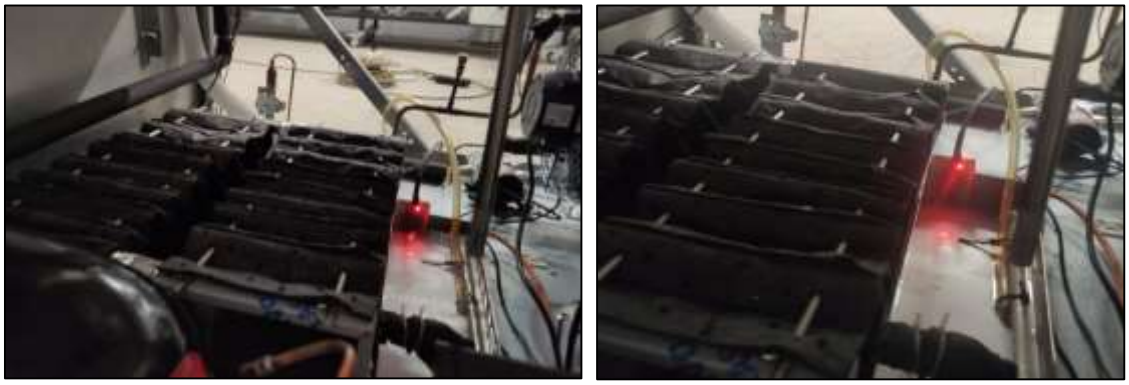
7.2. Mod-2 Deneyleri

Deney sürecinin 3. ve 4. günü olan Mod-2 deneylerinde, soğutma sisteminde oluşan

yoğuşma suyu, taşma tavasından su pompası yardımıyla soğuk oda içerisinde yer alan ultrasonik nemlendiriciye bir su hattı ile yönlendirilerek uzaklaştırılmıştır. Mod-2 deneylerinde sisteme entegre edilen su pompası ve su hattı Resim 7.3'te gösterilmiştir. Deneyler öncesi ve sonrası durumda, taşma tavasına ilişkin görseller Resim 7.4'te gösterilmiştir.



Resim 7.3. Mod-2 deneylerinde yoğuşma suyu uzaklaştırma yöntemi



(a) (b)

Resim 7.4. Mod-2 deneylerinden (a) önce, (b) sonra taşma tavasının görüntüsü

3.Gün

- Mandalina soğutması yapılmıştır,
- Test periyotu, 2 soğutma ve 2 defrost çevrimi olarak toplamda 6,5 saat aralıksız olarak

sürdürülmüştür,

- Soğuk oda, +2 °C/+4 °C sıcaklık aralığında ve %90-95 bağıl nemde tutularak mandalina için optimum depolama koşulları test edilmiştir.
- Taşma tavasında PTC etkili elektrik rezistansının çalışması otomasyon sistemi ile engellenmiştir,
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavası tam kapasitesi olan 12 kg su ile doldurulmuştur.
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavasından taşma tavasına 0,35 kg su dökülmüştür.

4.Gün

- Mandalina soğutması yapılmıştır,
- Test periyotu, 2 soğutma ve 2 defrost çevrimi olarak toplamda 6,5 saat aralıksız olarak sürdürülmüştür,
- Soğuk oda, +2 °C/+4 °C sıcaklık aralığında ve %100 bağıl nemde tutularak yoğuşma tavasına gelebilecek en fazla miktarda su ile ekstrem koşullar test edilmiştir,
- Taşma tavasında PTC etkili elektrik rezistansının çalışması otomasyon sistemi ile engellenmiştir.
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavası tam kapasitesi olan 12,6 kg su ile doldurulmuştur.
- Deney başlamadan önce, yoğuşma tavasından taşma tavasına 0,85 kg su dökülmüştür.

Bunun yanında, deneylerin tamamında defrot süresince evaporatör yüzeyindeki karlanmanın erimesi sonucunda oluşan yoğuşma suyu, yoğuşma tavasına drenaj hortumu üzerinden sorunsuz şekilde akmıştır. Konuya ilişkin deneyler esnasında fotoğraflanan görseller Resim 7.5'te sunulmuştur.



Resim 7.5. Deneyler anında yoğuşma tavasına drenaj hortumundan gelen su

Her bir test esnasında veri kaydedici ünitesinde toplanan veriler, çözümlenerek analiz edilmiştir. Bu bağlamda elde edilen bulgular bir sonraki bölümde sunularak, tartışılmıştır.

8. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Çalışmanın temel amacı, plug-in endüstriyel soğutucularda oluşan yoğuşma suyunun mümkün olan en kısa sürede, en verimli ve etkili şekilde uzaklaştırılmasıdır. Bu sayede soğutma sisteminin enerji tüketimi azaltılarak, çevreye salınan karbon emisyonunun düşürülmesi, küresel sürdürülebilirliğe katkı sağlanması ve son kullanıcıların karbon vergisi ödeme riskinin azaltılması sağlanacaktır. Tüm bunlarla birlikte performansı artırılmış ve aynı zamanda ekonomik olması sebebiyle tercih edilebilir, çevre dostu bir plug-in soğutucunun sektöre kazandırılması hedeflenmiştir. Çalışmanın bu bölümünde gerçekleştirilen deneylerin sonuçları analiz edilmiş, elde edilen bulgular ve bunlara ait grafikler sunularak yorumlanmıştır.

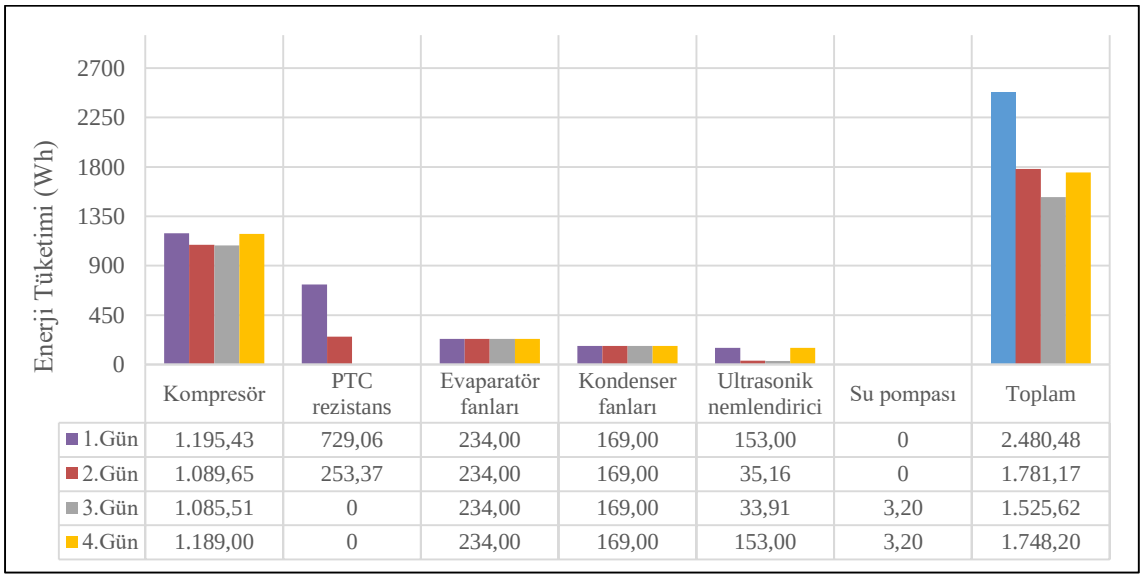
Deneylerde sistemin enerji tüketim verileri, komponent bazında analiz edilmiştir. Sistemin, iki soğutma ve iki defrost döngüsünden toplamda 6,5 saatlik çalışma verilerine dayalı enerji tüketim değerlerinin karşılaştırmalı grafiği Şekil 8.1'de sunulmuştur. Ayrıca her deney için, enerji tüketiminin komponent bazında oransal dağılımı Mod-1 ve Mod-2 için sırasıyla Şekil 8.2 ve Şekil 8.3'te sunulmuştur.

Enerji tüketim grafikleri incelendiğinde Mod-2 deneylerinde, yoğuşma suyunun PTC etkili elektrik rezistansı kullanımı yerine su pompası kullanılarak ultrasonik nemlendiricide kullanılmak üzere ortamdan uzaklaştırılması soğutma sisteminde önemli bir enerji tasarrufu yaratmıştır. Bu anlamda, ultrasonik nemlendiricinin tam kapasitede çalıştığı ekstrem soğuk oda koşullarına sahip 1.Gün ve 4.Gün verileri analiz edildiğinde, toplam enerji tüketiminde %29,52'lik bir azalma sağlanmıştır. Bağıl nemin %90-95 aralığında tutulduğu optimum soğuk oda koşullarında ise, 2.Gün ve 3.Gün arasında enerji tüketimindeki azalma %14,35 olarak hesaplanmıştır. Enerji tüketiminde yaşanan bu azalışın, birim alan bazında soğutma sistemi üzerindeki yıllık düşüş etkisi optimum ve ekstrem soğuk oda bağıl nem koşulları için sırasıyla 704,92 kWh/m^2 ve 246,00 kWh/m^2'dir.

PTC etkili elektrik rezistansının, elektrik enerjisi tüketimi davranışları incelendiğinde, 1.Gündeki enerji tüketiminin 2.Güne göre neredeyse üç kat daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, nemlendiricinin 1.Günde tam kapasiteyle çalışması ve bunun sonucunda defrost sonrasında daha fazla yoğuşma suyu gelmesi ve taşma kabının daha fazla suyla

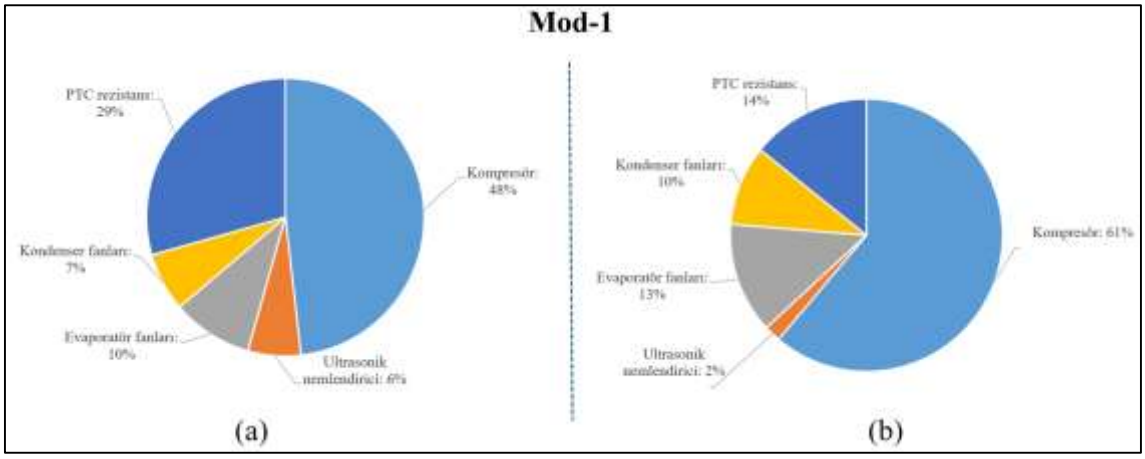
dolmasıdır.

Soğuk odanın bağıl nem koşulları, kompresör tarafından tüketilen elektrik enerjisi miktarını etkilemiştir. Bu bağlamda kompresör, soğuk oda optimum nem koşullarında tutulduğunda ekstrem koşullara göre kıyasla yaklaşık %10 daha az enerji tüketmiştir. Ayrıca oransal grafikler incelendiğinde, PTC etkili elektrik rezistansı tarafından tüketilen elektrik enerjisi miktarı azaldıkça kompresörün toplam elektrik enerji tüketimi içindeki payının arttığı görülmüştür.

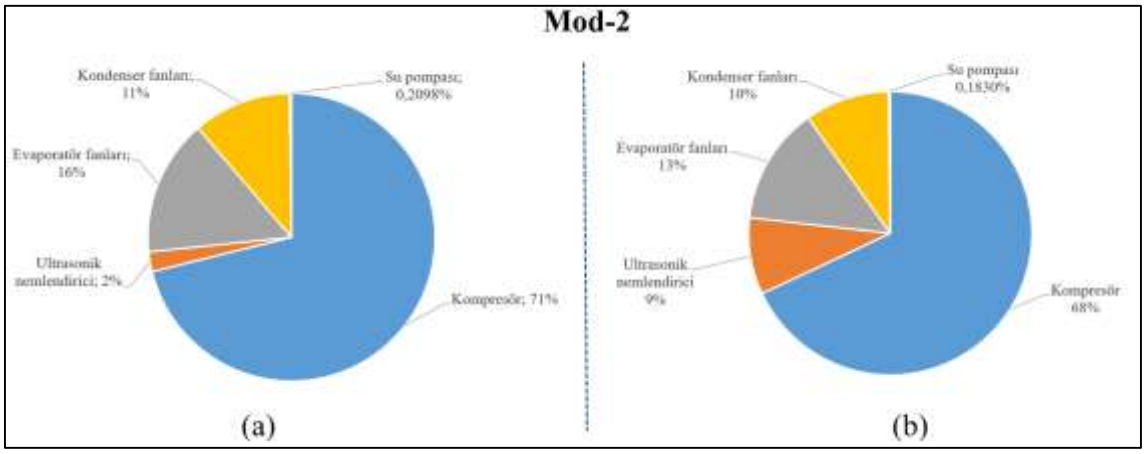


	Kompresör	PTC rezistans	Evaparatör fanları	Kondenser fanları	Ultrasonik nemlendirici	Su pompası	Toplam
1.Gün	1.195,43	729,06	234,00	169,00	153,00	0	2.480,48
2.Gün	1.089,65	253,37	234,00	169,00	35,16	0	1.781,17
3.Gün	1.085,51	0	234,00	169,00	33,91	3,20	1.525,62
4.Gün	1.189,00	0	234,00	169,00	153,00	3,20	1.748,20

Şekil 8.1. Deneylerde tüketilen toplam elektrik enerjisi miktarı



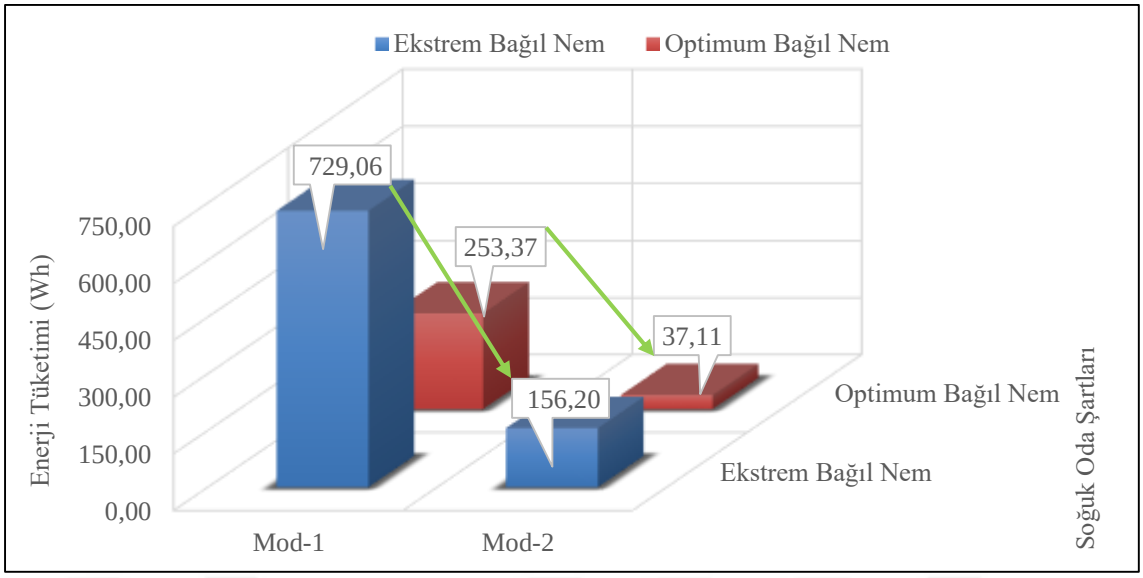
Şekil 8.2. Mod-1'de komponent bazlı enerji tüketim dağılımı, a) 1.Gün, b) 2.Gün



Şekil 8.3. Mod-2'de komponent bazlı enerji tüketim dağılımı, a) 3.Gün, b) 4.Gün

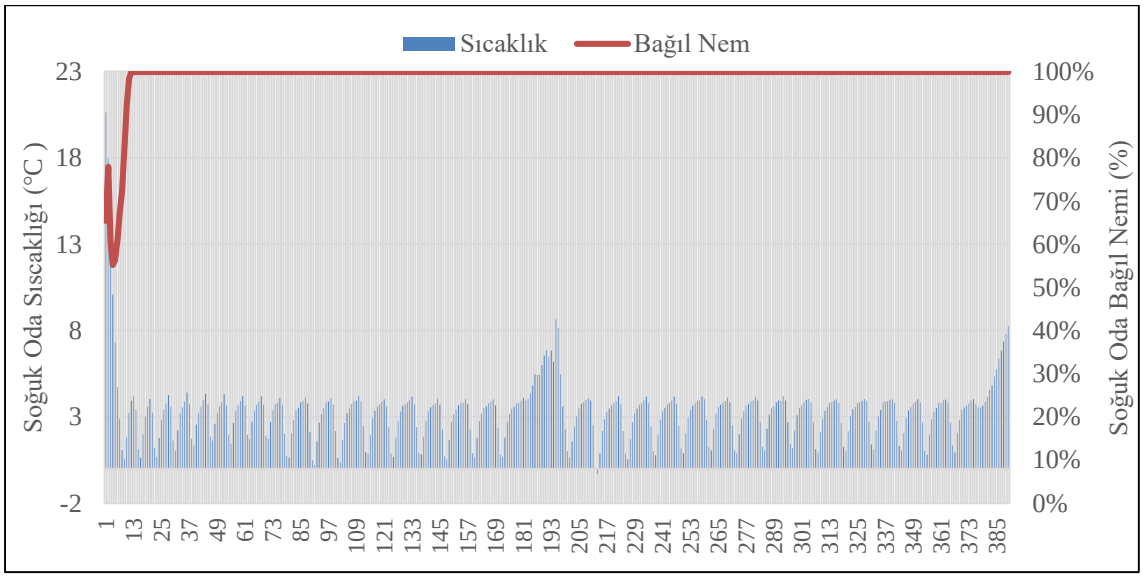
Sistem tasarımında kullanılan su pompası ile yoğuşma suyu devinim yapmaktadır. Çalışmada dikkat edilmesi gereken bir başka husus da küresel ısınmanın bir diğer olumsuz sonucu olan *"Küresel Su Sorunu"* etkilerinin her geçen gün daha yoğun hissedildiği bugünlerde, suyun önemini kavrayan ve bu anlamda sürdürülebilirliğe katkı sağlayan bir tasarım geliştirmektir.

Yoğuşma suyunun ortamdan uzaklaştırılması için sistemin optimum ve ekstrem soğuk oda bağıl nem koşullarında Mod-1 ve Mod-2 sistem tasarımları esnasında harcamış oldukları enerji miktarı karşılaştırılmıştır. Bu anlamda, Mod-2'de yoğuşma suyunun uzaklaştırılması sırasında optimum nem koşullarında ve ekstrem nem koşullarında PTC etkili elektrik rezistansı yerine kullanılan ultrasonik nemlendirici ve pompa ikilisinin harcadığı enerji, aynı nem koşullarda PTC etkili elektrik rezistansının harcadığı enerjinin sırasıyla %14,65'i ve %21,42'sidir. Bu konuya ilişkin grafik Şekil 8.4'te sunulmuştur. Şekil 8.4 incelendiğinde, yoğuşma suyunun uzaklaştırılması için gereken enerji tüketim değerinin soğuk odanın bağıl nem değerinin yükselmesiyle birlikte arttığı ve bu sürecin PTC etkili elektrik rezistansı ile yapılmasının enerji tüketimini ciddi ölçüde artırdığı görülmektedir.



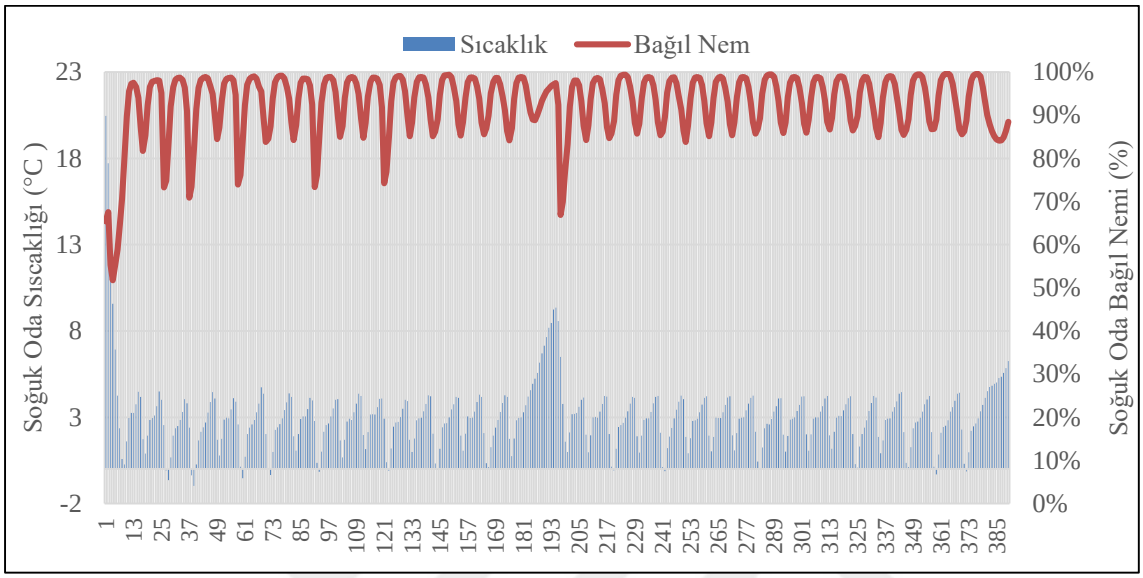
Şekil 8.4. Yoğuşma suyunun uzaklaştırılması esnasında tüketilen enerjinin bağıl nem koşulları ve sistem modlarına bağlı olarak değişimi

Soğutma sisteminde ultrasonik nemlendirici kontrol algoritması dahilinde optimum ve ekstrem soğuk oda bağıl nem koşullarına uygun şekilde çalışmıştır. Böylelikle soğuk oda istenilen sıcaklık ve bağıl nem koşullarında tutulabilmiştir. Deneyler sırasında soğuk odanın ortalama sıcaklık ve bağıl nem değerleri günlük olarak incelenmiştir. Bu bağlamda, soğuk odanın minimum, ortalama, maksimum sıcaklık ve bağıl nem değerleri sırasıyla; 1.Gün'de; -0,3°C/%55,18; 3,28°C/%99,16; 20,64°C/%100 olarak ölçülmüş olup 1.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 8.5'te sunulmuştur.



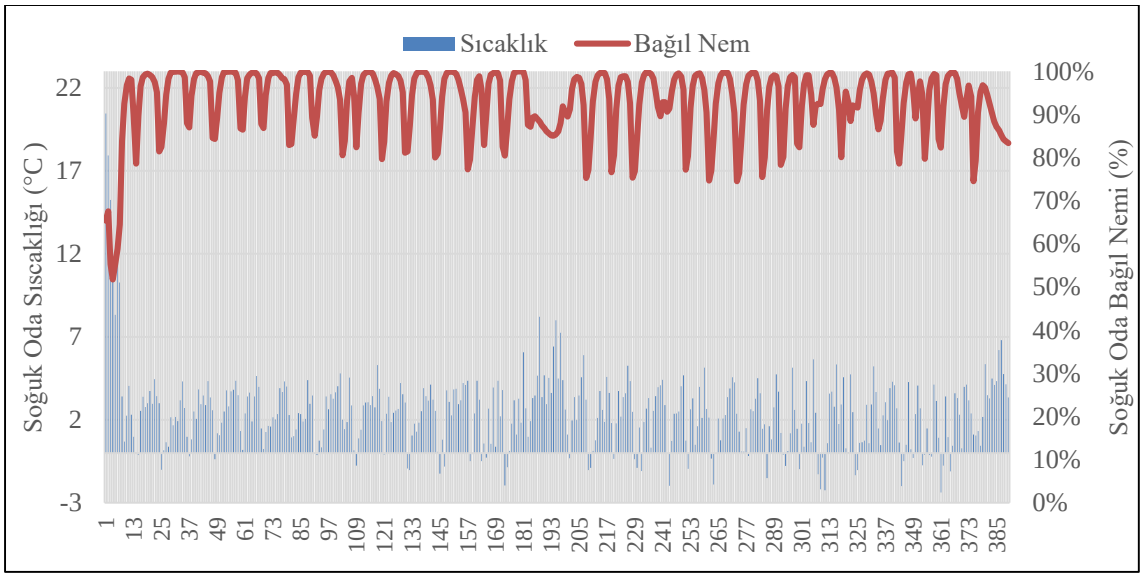
Şekil 8.5. 1.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi

2.Gün'de bu değerler; -0,98°C/%51,74; 3,01°C/%92,40; 20,45°C/%100 olarak ölçülmüş olup soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 8.6'da sunulmuştur.



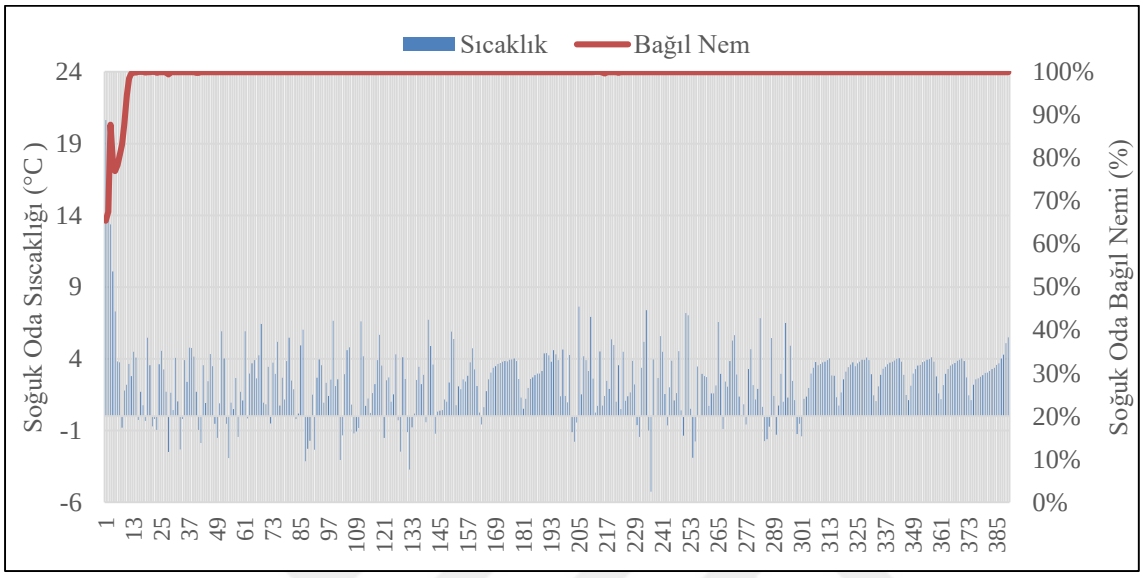
Şekil 8.6. 2.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi

3.Gün'de bu değerler; -2,38°C/%51,74; 2,46°C/%92,92; 20,45°C/%100 olarak ölçülmüş olup soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 8.7'de sunulmuştur.



Şekil 8.7. 3.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi

4.Gün'de bu değerler; -5,26°C/%56,18; 2,49°C/%99,40; 20,64°C/%100 olarak ölçülmüş olup soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 8.8'de sunulmuştur.



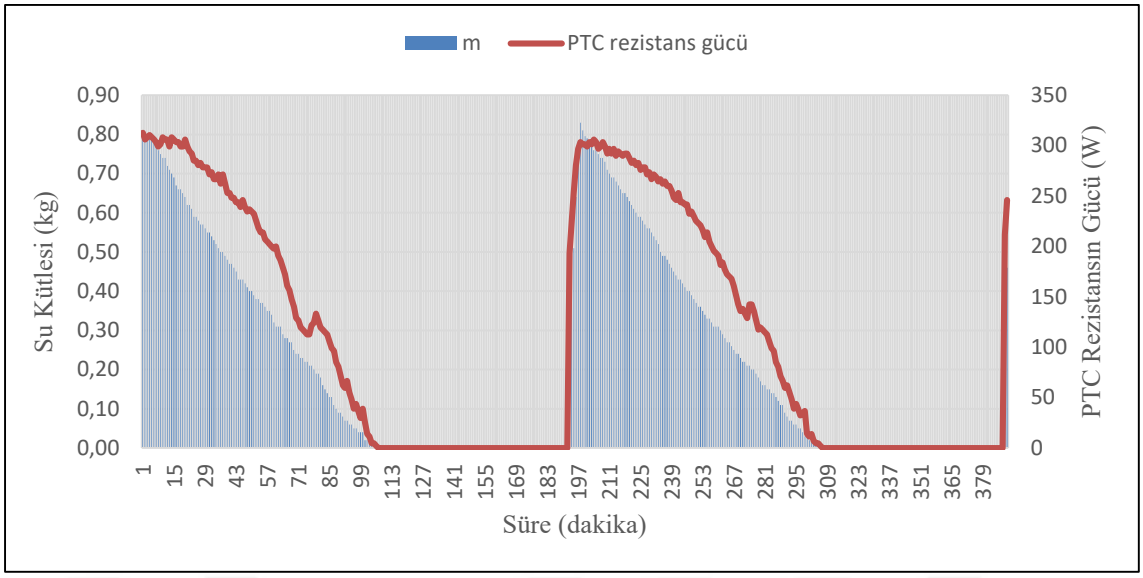
Şekil 8.8. 4.Gün'de soğuk odanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin zamana bağlı değişimi

Deneyin gerçekleştirildiği tüm günler için sıcaklık-bağıl nem grafikleri incelendiğinde, soğuk odanın kontrol algoritması sınır şartlarına uyumlu şekilde çalıştığı görülmüştür. Sistem defrost çevrimine girdiği ilk anlarda, soğuk oda sıcaklığında artış yaşanmaya başlanmış daha sonra evaporatör yüzeyindeki buzların çözülmesine bağlı olarak soğutma sistemi çalışmadığı halde, doğal soğutma ile soğuk oda sıcaklığı azalmaya başlamıştır. Benzer şekilde, defrost çevrimi esnasında ultrasonik nemlendirici çalışmamasına rağmen evaporatör yüzeyindeki buzların çözülmesine bağlı olarak, soğuk odada azalış eğiliminde olan bağıl nem bir süre sonra artmaya başlamıştır.

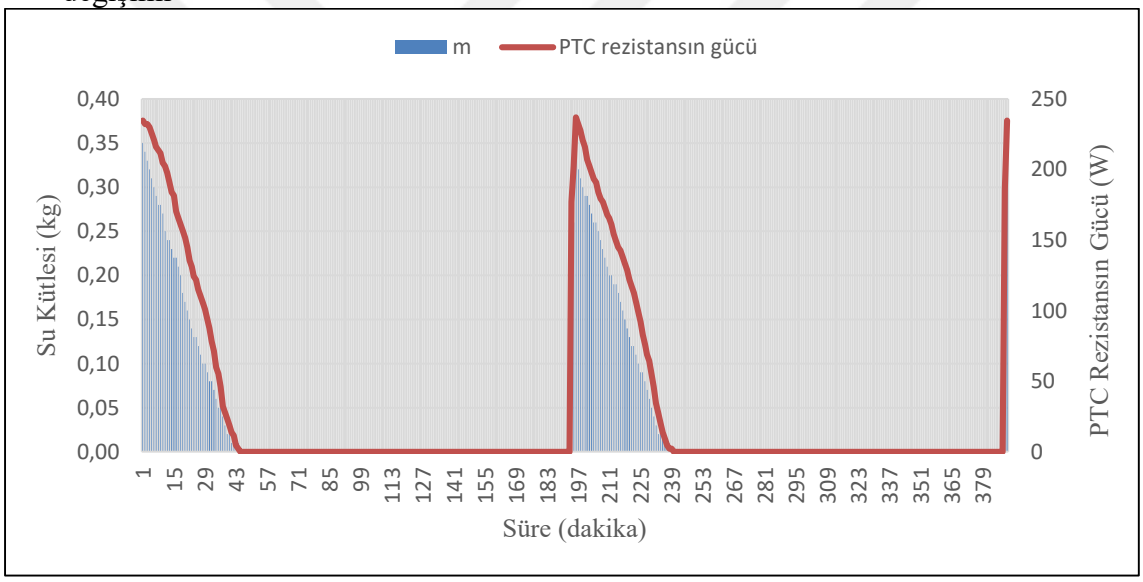
Mod-1'de 1.Gün, Mod-2'de ise 4. Gün deneylerinin ekstrem bağıl nem şartlarında gerçekleşmiş, bağıl nemin daha yüksek olması soğuk odanın soğutma yükünü arttırmış ve buna bağlı olarak da soğuk oda sıcaklığında aynı moddaki diğer güne göre yükselme yaşanmıştır. Mod-2 deneylerinde soğutma işlemi daha başarılı gerçekleşmiş, bu günlerde evaporatör yüzeyinde meydana gelen buzlanma da daha fazla olduğu için sistem soğutma sisteminin haricinde doğal soğutmanın da etkisiyle daha düşük sıcaklık değerlerine kadar inmiştir.

Enerji tüketim verilerinden de görüleceği üzere PTC etkili elektrik rezistansı, plug-in soğutma sistemlerinde ciddi bir tüketim oranına sahiptir. Mod-1'deki her iki deneyde de kullanılan bu komponent, taşma kabındaki su miktarı azaldıkça şebekeden daha az akım çekmiştir. 1.Gün'de PTC etkili elektrik rezistansı tarafından tüketilen elektrik enerjisi miktarı maksimum seviyededir. Bu durumun sebebi, deneyin maksimum bağıl nemde, ekstrem soğuk oda koşullarında, gerçekleştirilmiş olmasıdır. Buna bağlı olarak da defrost anında daha fazla yoğuşma suyu ortaya çıkmakta ve taşma kabı daha fazla suyla dolmaktadır. Soğuk oda, optimum nem koşullarında kontrol edildiğinde, defrost anında gelen su miktarının azalmasına bağlı olarak PTC etkili elektrik rezistansının toplam elektrik enerjisi tüketimi de azalmıştır. Mod-1 deneylerinde su kütlesinin, PTC etkili elektrik rezistansının bir fonksiyonu olarak anlık güç değişimini gösteren grafik Şekil 8.9'da gösterilmiştir. Şekil 8.6 incelendiğinde, 1.Gün'de PTC rezistansın anlık gücünün maksimum su kütlesi için 312,8 W ile başladığı ve 101 dakika sonunda sıfırlandığı görülmektedir.1.Gün'de yoğuşma tavası ve taşma tavasındaki su miktarı değişimi incelenecek olursa; soğutma çevrimi esnasında taşma tavasındaki su tamamen tükenmiş ve yoğuşma tavasında 0,55 kg su azalmıştır. Defrost çevrimi esnasında ise, sistemden yoğuşma tavasına 1,37 kg su akmıştır. Buradan da yaklaşık 0,83 kg su taşma kabına geri dökülmüştür. Grafikte, 1.Gün'deki üçgen alan daha büyüktür, bu da PTC etkili elektrik rezistansının daha fazla enerji tükettiğini gösterir.

2. Günde ise, taşma tavasındaki 0,35 kg su için PTC etkili elektrik rezistansının anlık gücü çalışmaya 234,6 W ile başlamış ve 42 dakika sonunda su sıfırlanmış ve PTC etkili elektrik rezistansı pasif hale gelmiştir. 2.Gün'de yoğuşma tavası ve taşma tavasındaki su miktarındaki değişimi incelenecek olursa; soğutma çevrimi esnasında taşma kabındaki su tamamen tükenmiş ve yoğuşma tavasından 0,50 kg su azalmıştır. Defrost çevrimi esnasında ise, sistemden yoğuşma tavasına 0,86 kg su akmıştır. Buradan da yaklaşık 0,32 kg su taşma tavasına geri dökülmüştür.



(a) 1.Günde PTC etkili elektrik rezistansı gücünün taşma kabındaki su kütlesine bağlı değişimi



(b) 2.Günde PTC etkili elektrik rezistansı gücünün taşma kabındaki su kütlesine bağlı değişimi

Şekil 8.9. Mod-1 deneyleri esnasında PTC etkili elektrik rezistansı gücünün taşma kabındaki su kütlesine bağlı değişimleri

Sistemin Mod-1 deneylerinde, suyu taşma kabından daha hızlı uzaklaştırmak için kondenser atık ısısından faydalanılmıştır. Kondenser fanları taşma tavasının mümkün olduğunca yakınına yerleştirilerek, havanın tava yüzeyindeki suya maksimum sıcaklık ve hızda çarpması sağlanmıştır. Kütle transferi sürecinde, hava için elde edilen veriler Çizelge 8.1'de, yoğuşma suyunun buharlaşması için gereken süreye ilişkin teorik hesaplamalar ve tam buharlaşma süresine ilişkin deneysel veriler ise Çizelge 8.2'de sunulmuştur. Çizelgeler incelendiğinde, ortam sıcaklığı ve bağıl nemin 1.Gün ve 2.Gün'de aynı olduğu, ancak

2.Gün’de taşma tavasında, su miktarının az olması nedeniyle su sıcaklığında küçük bir fark olduğu, bunun da buhar kütle transfer hızında %6'lık bir artışa neden olduğu belirlenmiştir. 2.Gün’deki buhar kütle transfer hızının daha yüksek olması, 1.Gün'e kıyasla 2.Gün’de 0,27 kg/kWh'lik daha yüksek bir SMER değerinin oluşmasını sağlamıştır. Ayrıca teorik ve deneysel değerlerin birbiriyle uyumlu olduğu görülmektedir. Deneylerde su buharlaşma süresinde %5'lik bir artışın olmasının sebebi, kondenser fanından çıkan havanın tava zeminine doğru etkisinin bir kısmını kaybetmesinden kaynaklanmaktadır.

Çizelge 8.1. Kütle transferi sürecinde havaya ilişkin bilgiler

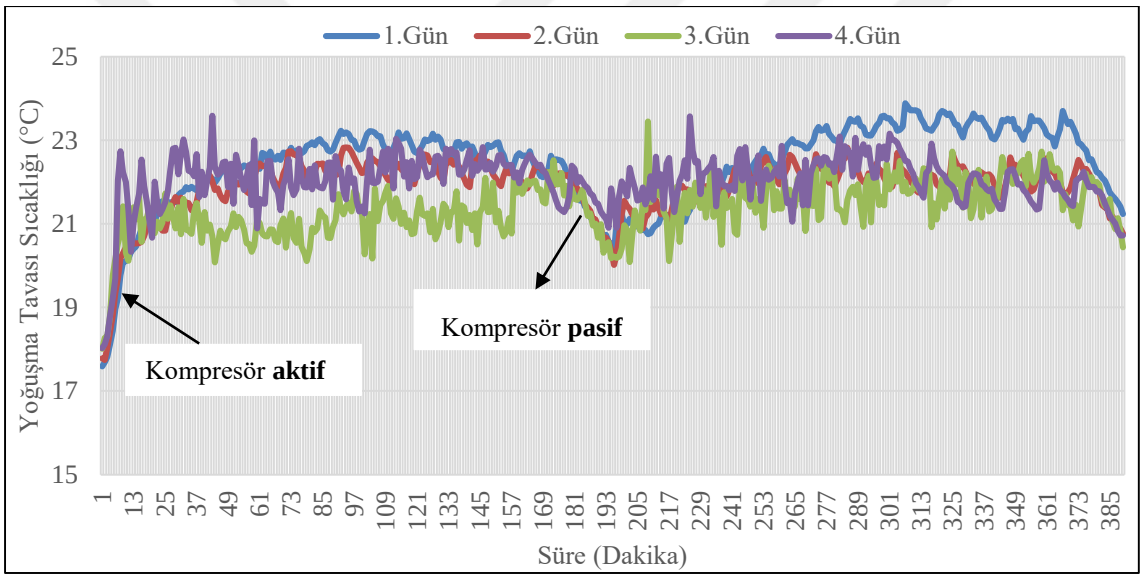
Hava için kütle transfer süreci	Mod-1	
	1.Gün	2.Gün
Taşma tavasındaki suya temas eden havanın hızı (m/s)	1,50	
Kütle transfer katsayısı (m/s)	$1{,}004 \times 10^{-2}$	
Reynolds (Re) sayısı	$9{,}7656 \times 10^{3}$	
Schmidt (Sch) sayısı	$5{,}907 \times 10^{-1}$	
Sherwood (Sh) sayısı	$3{,}8624 \times 10^{1}$	
Havanın kütle transfer katsayısı (m/s)	$1{,}004 \times 10^{-2}$	

Çizelge 8.2. Kütle transferi sürecinde yoğuşma suyuna ilişkin bilgiler

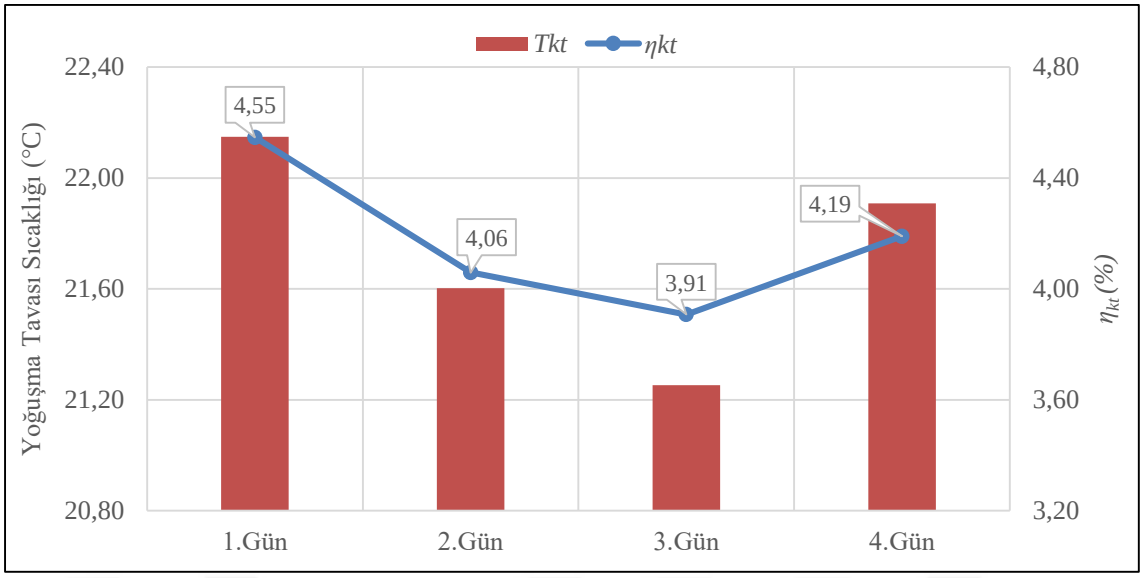
Yoğuşma suyunun kütle transfer süreci	Mod-1	
	1.Gün	2.Gün
Buharın kütle transfer hızı (kg/sm^2)	$1{,}400 \times 10^{-4}$	$1{,}489 \times 10^{-4}$
Taşma tavasındaki su kütlesi (kg)	0,81	0,35
Yoğuşma suyunun buharlaşma süresi (dakika)	96,33	39,17
Deneyde gerçekleşen buharlaşma süresi (dakika)	101	42
Taşma tavasından buharlaşan suyun SMER değeri (kg/kWh)	1,11	1,38

Gerçekleştirilen tasarımda kompresör basma hattı yoğuşma tavasının içerisinden geçirilerek taşma tavasına akan suyun sıcaklığının arttırılması ve böylelikle buharlaşma sürecine katkı sağlanması amaçlamıştır. Bu kapsamda yoğuşma tavasının anlık sıcaklık değerleri Şekil 8.10’da yoğuşma tavası sıcaklığındaki değişimin tava verimine etkisi ise Şekil 8.11’de gösterilmiştir. Şekil 8.10 incelendiğinde, kompresörün çalıştığı anlarda su sıcaklığının arttığı, kompresörün aktif olmadığı anlarda ise su sıcaklığında düşüş yaşandığı görülmektedir. Bu bağlamda, yoğuşma tavasındaki su sıcaklıkları ortalamaları günlük olarak sırasıyla 22,15°C, 21,60 °C, 21,25 °C ve 21,90 °C olarak tespit edilmiş olup kompresörün aktif olduğu süre miktarı arttıkça basma hattındaki sıcaklık artışı dolayısıyla yoğuşma tava içerisindeki suyun sıcaklığı da artırmıştır. Şekil 8.11 incelendiğinde ise, yoğuşma tavası içerisindeki su sıcaklığının artışının tava verimliliğini arttırdığı görülmektedir.

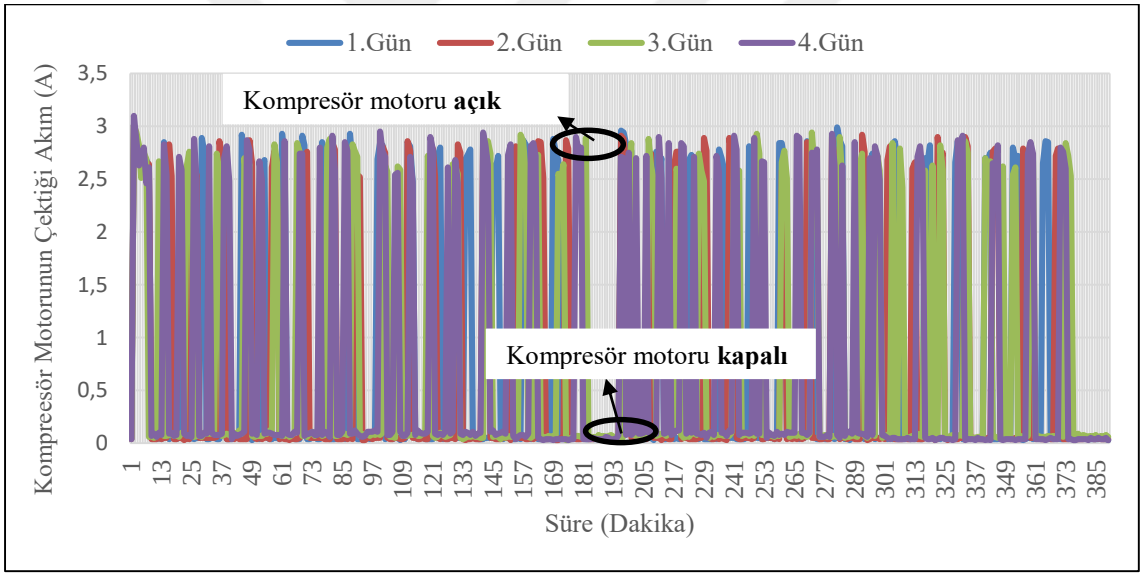
1.Gün ve 4.Gün'deki deneylerde, sistemde ultrasonik nemlendirici %100 kapasitede çalıştığı için sistemin soğutma yükünün artmasıyla kompresör çalışma süresi de artmıştır. 2.Gün ve 3.Gün'deki deneylerde ise, ultrasonik nemlendirici %90-95 aralığında tutulduğu için kompresör çalışma süreleri daha az olmuştur. Bu anlamda, üç saatlik soğutma çevrimi sırasında, kompresör 1.Gün ve 4.Gün'de toplam sistem çalışma süresinin ortalama %28'inde, 3.Gün'de %26'sında ve 2.Gün'de %25'inde aktif olarak devrede kalmıştır. Bu durumun sonucu olarak, yoğuşma tavasının en düşük verimlilik değeri %3,90 ile 3.Gün'de, en yüksek verimlilik değeri ise %4,50 ile 1.Gün'de gözlemlenmiştir. Ayrıca deneyler esnasında kompresör motorunun şebekeden çektiği akım miktarı Şekil 8.12'de gösterilmiştir. Deneylerde kompresörün birbirine tutarlı davranışlar sergilediği görülmektedir.



Şekil 8.10. Yoğuşma tavasında süreye bağlı sıcaklık değişimi



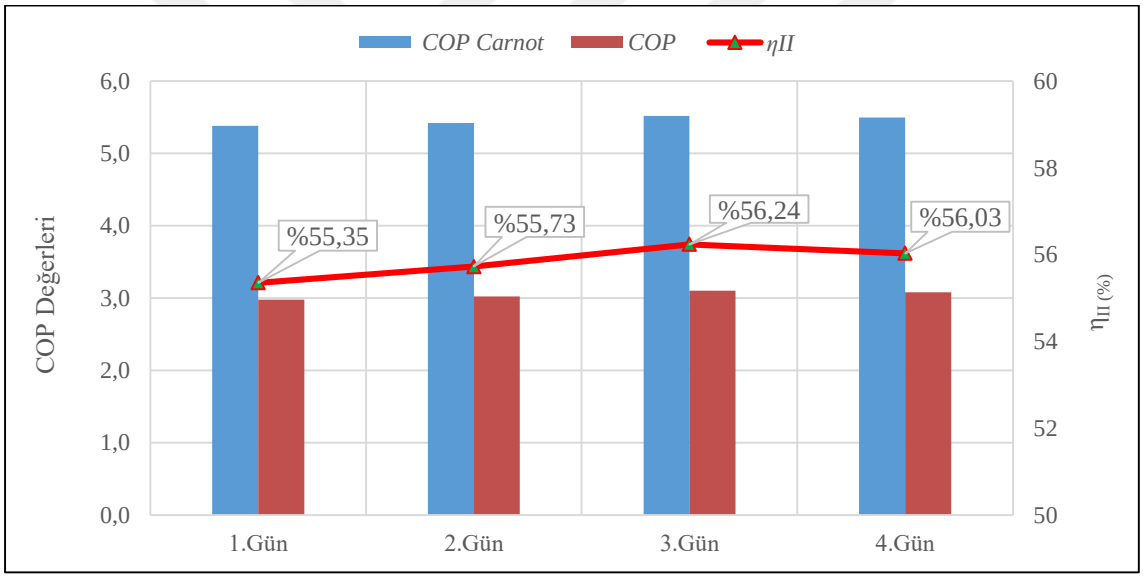
Şekil 8.11. Yoğuşma tavasının ortalama sıcaklık ve verimliliği değerleri



Şekil 8.12. Deneyler sırasında kompresör motorunun şebekeden çektiği akım değerleri

Çalışmada soğutma sistemine ait elde edilen çıktılar incelenmiştir. Deneyler sırasında gerçekleşen buharlaşma ve yoğuşma ortalama sıcaklık değerleri günlük olarak sırasıyla, -7,65°C /+41,65°C; -8,66°C/+40,09°C; -8,86°C/+39,02°C ve -7,64°C/+40,63°C şeklinde ölçülmüştür. Bu bağlamda soğutma sisteminin deneysel ortalama COP ve COP Carnot değerleri, günlük olarak sırasıyla 2,98 / 5,38; 3,02 / 5,42; 3,10 / 5,52 ve 3,08 / 5,50 olarak hesaplanmıştır. Soğutma sisteminin ikinci yasa verimi değerleri günlük olarak sırasıyla %55,35; %55,73; %56,24 ve %56,03 olarak bulunmuştur. Deneylerin ilk iki gününde kompresörün sıkıştırma oranının daha yüksek olmasından kaynaklı izentropik verim daha

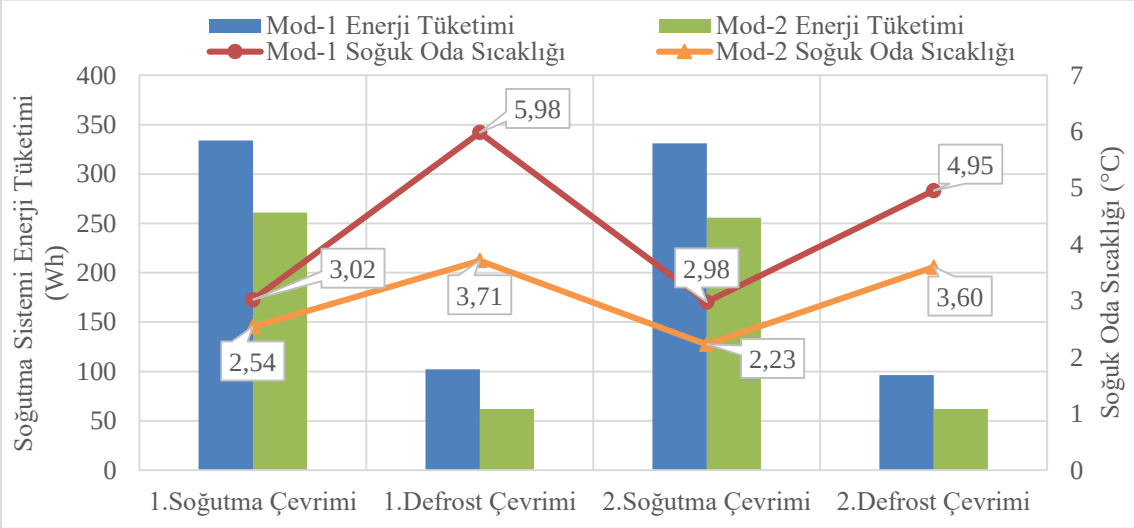
düşük çıkmasına bağlı olarak COP değerleri diğer günlere göre daha düşük çıkmıştır. Ayrıca soğuk odanın ekstrem bağıl nem koşullarında olduğu günlerde soğutma yükü artmasına bağlı olarak kompresörde tüketilen enerji miktarının daha yüksek olması COP değerlerinde azalmaya yol açmıştır. Elde edilen bu verilere ilişkin grafik Şekil 8.13'te gösterilmiştir. Şekil 8.13 incelendiğinde her bir deney gününde, ekserji yıkım değeri doğrultusunda hesaplanan ikinci yasa verimi ile soğutma sisteminin COP değerlerinin birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Tüm deney günlerinde en yüksek ekserji yıkımı kompresörde yaşanmış ve bu yıkım toplam yıkımın %50-52'si arasında değişmiştir. En düşük ekserji yıkımı ise, kılcal boruda gerçekleşmiş ve bu yıkım toplam yıkımın yaklaşık %1'i olarak hesap edilmiştir. Verilerden de anlaşılacağı üzere her bir deney gününde soğutma süreci etkin bir şekilde gerçekleşmiştir.



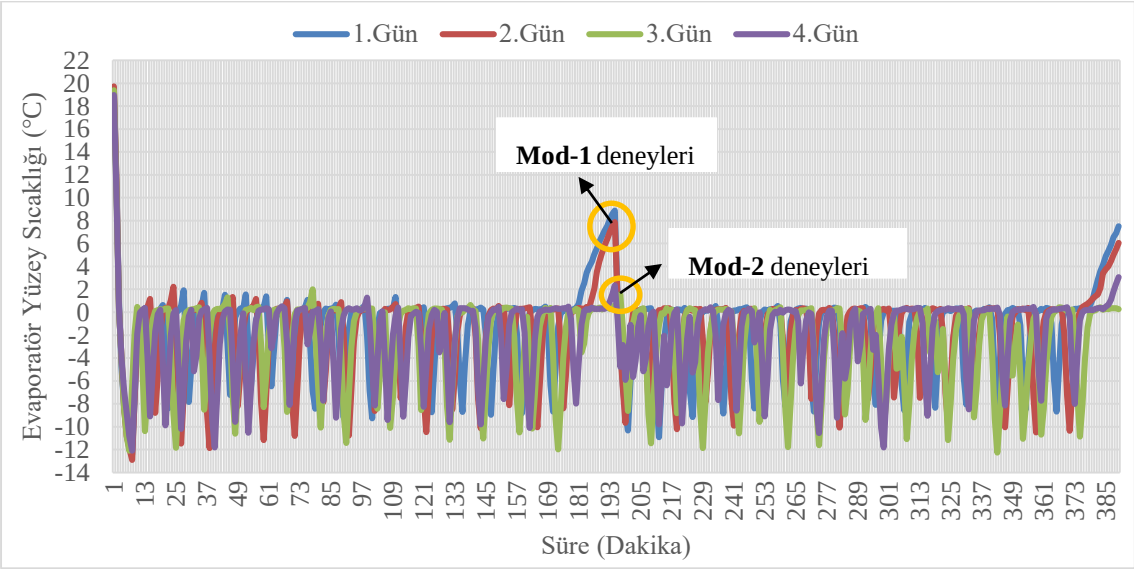
Şekil 8.13. Soğutma sisteminin COP ve ikinci yasa verimi sonuçları

Gerçekleştirilen deneylerin 3. ve 4. gününde COP değerinin yüksek çıkması, soğuk oda sıcaklığı ve harcanan enerji arasındaki ilişkiden de anlaşılabilmektedir. Bu bağlamda deneyler süresince gerçekleşen ortalama enerji sarfiyatı ve ortalama soğuk oda sıcaklıkları arasındaki ilişki Şekil 8.14'te gösterilmiştir. Şekil 8.14 incelendiğinde, soğutmanın gerçeklemediği defrost süreçleri esnasında enerji tüketiminin düşük ve bu zamanlarda, soğuk oda sıcaklığının yükseldiği görülmektedir. Mod-2 deneylerinde soğuk odada soğumanın iyi şekilde gerçekleştirildiği ve hatta, soğutma işleminin gerçekleşmediği defrost süreci esnasında dahi ortalama sıcaklığın 4°C'ı geçmediği görülmektedir. Mod-2 deneylerinde soğumanın daha iyi gerçekleştiği evaporatör yüzey sıcaklıklarından da

anlaşılmaktadır. Şekil 8.15'te deneyler esnasında evaporatör yüzey sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi görülmektedir. Şekil 8.15 incelendiğinde, deneyler esnasında evaporatör yüzey sıcaklığının ortalama değerleri sırasıyla -1,33°C, -1,68 °C, -2,57°C ve -2,01°C olarak ölçülmüştür. Ayrıca, Mod-2 deneylerinde soğutma işleminin gerçekleşmediği defrost çevriminde dahi evaporatör yüzey sıcaklıkları Mod-1 deneylerinde olduğu gibi 2°C üzerine çıkmamıştır. Bu durum da soğutma sisteminde kompresörün çalışma süresini kısaltan bir etmen olmuştur.



Şekil 8.14. Soğutma sistemi ortalama enerji tüketimi ve ortalama soğuk oda sıcaklıkları arasındaki ilişki



Şekil 8.15. Deneyler esnasında evaporatör yüzey sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Bu çalışmanın odaklandığı bir diğer önemli nokta, çevre dostu tasarım yaklaşımı olmuştur. Bilindiği üzere küresel ısınma sorununun önüne geçmek için dünyada karbon vergisi uygulaması başlatılmıştır. Özellikle soğutma sistemlerinin imalatında bu yönde hassasiyet gösterecek şekilde farklı uygulamalar yer almaktadır. Bu doğrultuda sistem tasarımının en önemli parametrelerden biri olan soğutucu akışkan seçiminde, çevre dostu R290 tercih edilmiştir. Ayrıca sistemin enerji tüketimindeki azalma, karbon salınım miktarını da etkileyerek daha çevreci bir süreç yaşanmasına katkı sağlamıştır. Soğutma sistemi için karbon emisyon değerleri deneylerin gün bazında sırasıyla; 1.601,26 $kgCO_2$/yıl, 1.149,83 $kgCO_2$/yıl, 984,86 $kgCO_2$/yıl ve 1.128,54 $kgCO_2$/yıl olarak hesaplanmıştır. Karbon emisyonlarına dayalı gerçekleştirilen enviro-ekonomik analize ilişkin sonuçlar gün bazında sırasıyla; 23,22 $/yıl, 16,67 $/yıl, 14,28 $/yıl ve 16,36 $/yıl olarak hesaplanmıştır. Ultrasonik nemlendiricinin tam kapasitede çalıştığı 1.Gün'den 4.Gün'e ve ultrasonik nemlendiricinin %90-95 aralığında çalıştığı 2.Gün'den 3.Gün'e, soğutma sisteminin karbon emisyonunun birim alan üzerindeki yıllık azaltım etkisi sırasıyla 337,66 $kgCO_2/m^2$ ve 117,84 $kgCO_2/m^2$ olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmanın tasarımı ile enerji tüketim miktarındaki azalmaya bağlı olarak karbon emisyonu miktarı da azalmıştır. Bu da son kullanıcılar tarafından ödenecek karbon vergisi miktarı açısından avantajlı sonuçlar oluşturmuştur.

Sistemin tasarım sürecinden başlanarak, düzeneğin prototip imalatı ve operasyonu süreçlerine kadar dünyanın kaynaklarının sınırlı olduğu ve gelecek nesillerin de bu kaynaklara ihtiyacı olacağı bilinciyle hareket edilmiştir. Bu doğrultuda hesaplanan, soğutma sisteminin tükenme faktörü ve sürdürülebilirlik indeksi değerleri günlük olarak sırasıyla, 0,446/2,240; 0,443/2,259; 0,438/2,285 ve 0,440/2,274 olarak elde edilmiştir. Sistem ekserji yıkımındaki artışın, tükenme potansiyelini artırdığını bu durumun da sürdürülebilir bir sistem yapısından uzaklaşmaya sebebiyet verdiğini göstermektedir. Bu bağlamda, sürdürülebilirlik kavramı ile tükenme potansiyelinin birbiriyle zıt olgular olduğu ve deneylerde, ekserji verimliliğinin yüksek olduğu günlerde daha sürdürülebilir bir sistem yapısının oluştuğu gözlemlenmiştir.

Çalışmaya konu olan bu soğutma sistemi endüstriyel süreçlerde kullanıldığından, son kullanıcılar için geri ödeme süresi oldukça önemli bir parametredir. Bu doğrultuda optimum bağıl nemdeki soğuk oda koşulları için ekonomik analiz yapılmış, sistemin çalışma metodolojisi Mod-1'den Mod-2'ye geçtiğinde geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Sistemin, enerji tüketimi ve enviro-ekonomik değerler açısından elde ettiği yıllık kar bedelleri sırasıyla

57,67$ ve 2,39$'dır. Bu anlamda sistemin yıllık toplam kar bedeli 60,06$ olarak hesaplanmıştır. Soğutma sisteminin, Mod-1 ve Mod-2 durumlarında sistem kurulum maliyetleri birbirine çok yakındır. Mod-1'den Mod-2'ye geçişin maliyeti; 20 $'lık bir su pompası, 5 $'lık su hattı işçiliği ve 75 $'lık yazılım güncellemesi dahil olmak üzere toplam 110 $'dır. Bu bağlamda, elde edilen yıllık karlılık göz önünde bulundurulduğunda, mod geçişi esnasında ortaya çıkan maliyetler 21. ayın sonunda amorti edilmekte ve sonraki zamanlarda bu karlılık sistemin kazancı haline gelmektedir.

Deneysel bir çalışma olmasından kaynaklı analizler esnasında çeşitli belirsizlikler meydana gelebilmektedir. Buna ilişkin olarak, deneysel sonuçlar üzerinde Eşitlik 32 kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır. Hesaplamalar değer okumadan, bağlantı elemanları ve bağlantı noktalardan kaynaklanan hatalar ve doğruluk kaynaklı hatalar dikkate alınarak yapılmıştır. Belirsizlik değerleri, COP değerleri için ±%1,78, elektrik enerjisi tüketim değeri için ±%0,65, sıcaklık ölçümü için ±%0,14, basınç ölçümü için ±%0,51 ve hava hızı ölçümü için ±0,05 m/s olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu değerlerin kabul edilebilir bir aralıkta olduğu görülmektedir.

9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, ticari ölçekli kullanım için düşük maliyetli ve hava akımı yaklaşımları kullanılarak, yaratıcı bir yoğuşma tavası ve nemlendirme ünitesine sahip, çevre dostu R290 soğutucu akışkan kullanılan yeni bir plug-in soğutma sistemi tasarlanarak imal edilmiş ve gerçekleştirilen deneyler ile test edilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen veriler, soğuk odanın optimum ve ekstrem bağıl nem koşulları için Mod-1 ve Mod-2'ye göre analiz edilmiştir. Çalışmanın mevcut kısmında ise, bu tez kapsamında elde edilen temel sonuçlar sunulmuş ve sonraki yapılacak çalışmalar için öneriler sıralanmıştır.

9.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasından elde edilen temel sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Tasarlanan sistem deneylerin tamamında etkin soğutma ihtiyacını mükemmel bir şekilde karşılamıştır. En iyi soğutma performansı 3. Günde 3,10 COP değeri ve %56,24 ekserji verimliliği ile sağlanmıştır. Ayrıca, deneyler esnasında en sürdürülebilir sistem yaklaşımı 3. Günde 2,285'lik SI değeri ile elde edilmiştir.
- Tüm deney günlerinde en yüksek ekserji yıkımı kompresörde yaşanmış ve bu yıkım toplam yıkımın %50-52'si arasında değişmiştir. En düşük ekserji yıkımı ise, kılcal boruda gerçekleşmiş ve bu yıkım toplam yıkımın yaklaşık %1'i olarak hesap edilmiştir.
- Soğutma sisteminin Mod-1'den Mod-2'ye geçişiyle birlikte, soğuk odanın ekstrem bağıl nem koşullarında %29,52, optimum bağıl nem koşullarında ise %14,35 enerji verimliliği sağlanmıştır.
- Enerji tüketiminde yaşanan azalışın, soğutma sisteminin birim alanı bazında yıllık düşüş etkisi soğuk odanın optimum ve ekstrem bağıl nem koşulları için sırasıyla 704,92 kWh/m^2 ve 246,00 kWh/m^2 olarak hesaplanmıştır.
- Soğutma sisteminden yüksek termodinamik verim elde edilmesi, düşük bir tükenme faktörü yaşanmasını sağlayarak son derece sürdürülebilir bir tasarım ortaya çıkarmıştır.
- Soğutma sisteminin Mod-1'den Mod-2'ye geçişiyle birlikte, ticari kullanım için tasarlanan bu sistemin geri ödeme süresi, soğuk odanın optimum bağıl nem koşullarında 21.ayın sonu olarak hesaplanmıştır.

- Soğutma sisteminin Mod-1'den Mod-2'ye geçişiyle birlikte, karbon emisyon değerleri, soğuk odanın ekstrem bağıl nem koşullarında yılda 337,66 $kgCO_2/m^2$, optimum bağıl nem koşullarında ise yılda 117,84 $kgCO_2/m^2$ azalmıştır. Bu azalmanın, enviro-ekonomik sonuçlarına bakıldığında ise soğuk odanın ekstrem ve optimum bağıl nem koşuluna bağlı olarak sırasıyla, 6,85 $/yıl ve 2,39 $/yıl azalmıştır. Tasarım girdileri ve ilgili veriler ışığında, çevre dostu bir tasarım ortaya konulmuştur.
- Soğutma sisteminin Mod-1'den Mod-2'ye geçişiyle birlikte yoğuşma suyu doğrudan buharlaştırılmadan, ultrasonik nemlendirme ünitesinde kullanılmak üzere değerlendirilmiş, *"Küresel Su Sorunu"* etkilerinin her geçen gün daha yoğun hissedildiği bugünlerde, suyun önemini kavrayan ve bu anlamda da sürdürülebilirliğe katkı sunan bir yaklaşım ortaya konulmuştur.
- Soğutma sistemi bileşenleri geliştirilen kontrol algoritmasına tam uyum sağlamış ve sistem kontrolü senaryoda öngörüldüğü üzere gerçeklemiştir.
- Soğuk odanın ekstrem bağıl nem koşullarında dahi yoğuşma suyu çevreye taşmamıştır. Soğuk odanın bağıl nem kontrolü sayesinde PTC etkili elektrikli rezistansın çalışma süresi azalmış hatta soğutma sisteminin Mod-1'den Mod-2'ye geçişiyle birlikte PTC etkili elektrik rezistansının çalıştırılmasına gerek kalmamıştır.

Tüm bu sonuçlar dahilinde, soğutma sisteminde oluşan yoğuşma suyunun sistemden uzaklaştırılması için farklı yöntem ve çözümler geliştirilmiştir. Bu çözümler ile sistemde enerji verimliliği sağlanmış, sistemin çevreye saldığı karbon emisyon miktarı azaltılmış, soğutma işlemi yüksek performans ile etkin şekilde gerçekleştirilmiş ve sürdürülebilir yeni bir tasarım literatüre kazandırılmıştır. Bunun yanında, gıda ürünlerinin güvenliği ve dayanıklılığı, soğuk zincir yönetimi sürecinin temel hedefidir. Bu çalışmada, yoğuşma suyunun ortamdan hızlıca uzaklaştırılması ve geliştirilen kontrol algoritmasıyla soğuk odanın ürünler için en ideal koşullarda tutulması, bu hedefe katkı sağlamıştır. Ayrıca endüstriyel uygulamalar için tasarlanan bu soğutma sisteminde yapılan iyileştirmeler ile soğutucu, son kullanıcılar için ekonomik ve tercih edilebilir hal almıştır.

9.2. Öneriler

Bu tez çalışması neticesinde gelecekteki yapılacak çalışmalar için aşağıdaki öneriler sunulabilir:

- Soğutma sistemi için gerekli olan enerji başta güneş enerjisi olmak üzere, yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanarak, sistem daha çevreci ve sürdürülebilir hale getirilebilir.
- Soğutma sisteminde kullanılan kondenser atık ısısı, yoğuşma tavasına swirl difüzörler ile üflenerek daha homojen, verimli ve etkin bir buharlaşma süreci gerçekleştirilebilir.
- Soğutma sistemi yoğuşma tavası içerisinden geçirilen kompresör basma hattında kanatçıklı borular kullanımı ile yoğuşma suyunun daha hızlı buharlaşması sağlanabilir.
- Taşma tavasında bulunan yoğuşma suyunun, kondenserin hava girişine atomize edilmesi, soğutma sisteminin verimi arttırılabilir.
- Soğutma sisteminin kontrol yapısına yapay zekanın entegre edilerek, dinamik buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları tahminine bağlı olarak, sistemin enerji verimliliği arttırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Alzuwaid, F. (2016). *The novel of use of phase change materials in refrigerated display cabinets for energy conservation*, Doctoral thesis, Brunel University Department of Mechanical, Aerospaceand Civil Engineering, London.

2. Committee on Climate Change. (2010). *Reducing emissions through the 2020s*, The Fourth Carbon Budget.

3. İnternet: Türkiye'de toplam kaç market var? URL-1: https://www.ekonomim.com/gundem/turkiyede-toplam-kac-market-var-discount-marketler-pazar-payini-buyutuyor-haberi-736079, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

4. Kauko, H., Kvalsvik, K.H., Masson, N., Noel, C., Minetto, S., Rossetti, A., Marinetti, S., Thalheim, D., Martens, K., Karampour, M., Piscopiello, S., Fidorra, N., Frontera, B.G., Guinoa, A.S., Toledo, L.M., Ciconkov, S., Ciconkov, V. (2017). *Development of the EU Ecolabel Criteria for Food Retail Stores: Preliminary Report.*

5. Tassou, S.A., Ge, Y., Hadawey, A., and, Marriott, D. (2011). Energy consumption and conservation in food retailing. *Applied Thermal Engineering*, 31(2–3), 147–156.

6. Karampour, M., Sawalha, S., and, Arias, J. (2016). *Eco-friendly supermarkets: an overview*, Londra: Supersmart.

7. İnternet: Managing Energy Costs in Grocery Stores. URL-2: https://www9.nationalgridus.com/non_html/shared_energyeff_groceries.pdf, Son Erişim Tarihi:25.05.2024.

8. Braun, M.R., Altan, H., and, Beck, S.B.M. (2014). Using regression analysis to predict the future energy consumption of a supermarket in the UK. *Applied Energy*, 130, 305-313.

9. Mylona, Z., Kolokotroni, M., and, Tassou, S.A. (2017). Frozen food retail: measuring and modelling energy use and space environmental systems in an operational supermarket. *Energy and Buildings*, 144, 129-143.

10. United States Environmental Protection Agency. (2018). *Energy star building upgrade manual, Chapter 11: Facility type: Supermarkets and grocery stores,* United States Environmental Protection Agency Office of Air and Radiation.

11. Timma, L., Skudritis, R., and, Blumberga, D. (2016). Benchmarking analysis of energy consumption in supermarkets. *Energy Procedia*, 95, 435-438.

12. Arias, J. (2005). *Energy usage in supermarkets- modelling and field measurements*, Doktora Tezi, Royal Institute of Technology Department of Energy Technology, Stockholm.

13. Negrão, C.O.R., and, Hermes, C.J.L. (2011). Energy and cost savings in household refrigerating appliances: asimulation-based design approach. *Applied Energy*, 88(9), 3051-3060.

14. Guilpart, J., (2008). *Froid et alimentation: Sécurité, sûretéouprocédé.* Conférence Centenaire du Froid. Paris, France.

15. Salehy, Y., Hoang, H. M., Cluzel, F., Leroy, Y., Delahaye, A., Fournasion, L., and, Yannou, B. (2020). Energy performances assessment for sustainable design recommendations: case study of a supermarket's refrigeration system. *Procedia CIRP*, 90(1), 328-333.

16. Kosar, D., and, Dumitrescu, O. (2005). Humidityeffects on supermarket refrigerated case energy performance: a database review. *ASHRAE Transactions*, 111(1), 1051-1060.

17. Dupont, J.L. (2019). *The role of refrigeration in the global economy: informatory note.* 38thNote on Refrigeration Technologies, Paris.

18. Bulut, H. (2017). *Soğutma ve Klima Tekniği*, Şanlıurfa: Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Ders Notu , 1-10.

19. Güleryüz, B. (2019). *Güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminin termodinamik analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.

20. Tassou, S.A., Ge, Y., Hadawey, A., and Marriott, D. (2011). Energy consumption and conservation in food retailing. *Applied Thermal Engineering*, 31(2–3), 147–156.

21. Hundy, G.F., Trott, A.R. and Welch, T.C. (2008). *Refrigerationand Air-Conditioning* (Fourth Edition). Oxford: Elsevier, 392.

22. Onat, A., ve İsa, K. (2012). *İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği* (İkinci Baskı). İstanbul: Doğa Yayıncılık Ltd. Şti., 36-25.

23. İnternet: Zhejiang Boyang Compressor Co., LTD. URL-3: https://www.zjboyang.com/cabinet-compressor-refrigeration-220v/, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

24. Erdoğan, E., Tom, H.G. (2021). Soğutma kompresör yağlarının ve enerji verimliliğine etkilerinin incelenmesi. *Soğutma Dünyası*, 24(95), 48-55.

25. Bilici, Ö. (2010). *V tipi kondenser tasarımı*, Yüksek lisans tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

26. Boeng, J., Rametta, R.S., Melo, C., and Hermes, C.J.L. (2020). Thermal hydraulic characterization and system-level optimization of microchannel condensers for household refrigeration applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 20, 100479.

27. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S. (2002). *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları* (Birinci Baskı). İstanbul: Vipaş A.Ş., 607.

28. Genceli, O.F. (2006). *Soğutma Tesisatı* (İkinci Baskı). Türkiye: TMMOB Makine Mühendisleri Odası, 192.

29. Hundy, G.F., Trott, A.R. and Welch, T.C. (2016). *Refrigeration and Air-Conditioning* (Fifth edition). Oxford: Elsevier, 510.

30. İnternet: Heuch Cooling Solutions. URL-4: https://www.heuch.com.au/common-refrigeration-defrost-management/, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

31. Ertaş, E., (2011). *Soğutma sistemlerinde defrost kayıplarının kontrolu yolu ile enerji tasarrufu.* X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye, 111-1119.

32. Karaağaç, M.O. (2022). *Soğutma sistemlerinde fotovoltaik termal modül destekli defrost uygulaması,* Doktrora Tezi, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Karabük.

33. İnternet: Shenzhen Lando Technology Industrial Co. Ltd. URL-5: https://lando-chillers.com/how-to-defrost-in-the-refrigeration-system-lando-water-chillers/, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

34. BEK, Bremer EnergieKonsens: Checkliste – Kühlmöbel. Retrievedfrom www.internet-energie-check.de, 2007(b).

35. Konur, İ. (2020). *Eksenel bir fanın sayısal gürültü modelinin oluşturulması ve fan kapağı boşluk geometrisinin ses yayılımına etkisinin deneysel olarak incelenmesi*," Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

36. Ocak, C., Erten, S., İşgen, F., Arslan, E., Koşan, M., Demirci, E., and Aktaş, A. (2021). 3E analysis of the effect of different type of fans on cooling performance applied to an industrial deep freezer. *Duzce University Journal of Science and Technology*, 9(5), 1621-167.

37. İnternet: Pelonis Technologies, Inc. URL-6: https://www.pelonistechnologies.com/blog/advantages-and-disadvantages-of-ac-fans-and-dc-fans, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

38. İnternet: Staurant Store, LLC. URL-7: https://www.webstaurantstore.com/refrigeration-equipment.html, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

39. Narendran, N., Brons, J., Taylor, J. (2006). Energy-efficient lighting alternative for commercial refrigeration. The New York State Energy Research and Development Authority, Albany, NY.

40. Arora, P., Seshadri, G.,and Tyagi, A. K. (2018). Fourth-generation refrigerant: HFO 1234yf. *Current Science*, 115 (8), 1497–1503.

41. Ragıp, Y. (2021). *GWP oranı düşük yeni nesil soğutucu akışkanların kullanıldığı ısı pompası sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi*, Doktora tezi, Uşak Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Uşak.

42. Horst, K. (2000). Refrigerantuse in Europe. *ASHRAE Journal*,42(9), 16-18.

43. Wilson, A.J., and Vardar, B. (2010). Retail sector update. Deloitte Turkey Corporate Finance, Deloitte Turkey.

44. Evans, J. A., and Foster, A. M. (2015). *Sustainable retail refrigeration*. USA: John Wiley&Sons, 351.

45. Soylu, E. (2019). *Otomobil iklimlendirme sistemleri için farklı alternatif soğutucu akışkanların performanslarının değerlendirilmesi*, Yüksek lisans tezi, Yalova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yalova.

46. Süerdem, K. (2020). *Çatı tipi klimalarda kullanılan soğutucu akışkanların performans ve çevresel etkileri*, Yüksek lisans tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

47. İnternet: T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı. URL-8: https://webdosya.csb.gov.tr/db/ozonturkiye/icerikler/ozon-panel—ufe 20210407162849.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.06.2024.

48. Babiloni, A.M. (2016). *Analysis of low Global Warming Potential fluoride working fluids in vapour compression systems. Experimental evaluation of commercial refrigeration alternatives*, Doctoral thesis, Universidad Politécnica de Valencia Instituto de Seguridad, Valencia.

49. İnternet: The Engineering Tool Box. URL-9: https://www.engineeringtoolbox.com/Refrigerants-Environment-Properties-d_1220.html, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

50. Özcan, H. (2011). *Alternatif soğutucu akışkanların performanslarının ekserji yöntemi ile belirlenmesi*, Yüksek lisans tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.

51. Yılmaz, U. (2018). *Ev tipi dondurucularda vakum izolasyon panel kullanımının enerji tüketimi üzerindeki etkisinin bilgisayar destekli ve deneysel olarak incelenmesi*, Yüksek lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

52. Baetens, R., Jelle, B.P., Thue, J.V., Tenpierik, M.J., Grynning, S., Uvsløkk, S., and Gustavsen, A. (2010). Vacuum insulation panels for building applications: A review and beyond. *Energy and Buildings*, 42(2), 147-172.

53. Coulomb, D. (2006). *Refrigeration: The challenges associated with sustainable development*. Interlinked Challenges, Interlinked Solutions: Ozone Protection and Climate Change, Slovakia, 12.

54. Güven, Y., Aktaş, A., Aktaş, M., Erten, S., Öder, M. (2024). An Example of Remote Monitoring for A Refrigerated Display Cabinet: Effects on Energy Performance. *Gazi University Journal of Science*, 37(4), 1838-1851.

55. Ge, Y.T., and Tassou, S.A. (2001). Simulation of the performance of single jet aircurtains for vertical refrigerated display cabinets. *Applied Thermal Engineering*, 21(2), 201–219.

56. Fricke, B., Becker, B.R. (2010). *Energy use of doored and open vertical refrigerated display cases.* International Refrigeration and Air Conditioning Conference, USA, 1-9.

57. Lindberg, U.M., Axell, M., and Fahlen, P. (2010). *Vertical display cabinets without and withdoors a comparison of measurements in a laboratory and in a supermarket.* 1st IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain, United Kingdom, 1-8.

58. Kauffeld, M., Harnisch, J., and Rhiemeier, J.M. (2008). *Environmental impact of various alternative supermarket refrigeration systems.* 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, Denmark.

59. Coulomb, D., Dupont, J.L., Pichard, A. (2015). *The role of refrigeration in the global economy.* 29th InformatoryNote on Refrigerating Technologies, Paris, France, 1-16.

60. Fortune Business Insight, (2020). Walk-in coolers&freezers, global analysis, insights and forecast, 2017–2028. Fortune Business Insights Pvt. Ltd., India, 1-2.

61. Salehy, Y., Delahaye, A., Hoang, H. M., Fournaison, L., Cluzel, F., Leroy, Y., Yannou, B. (2023). Choosing an optimized refrigeration system based on sustainability and operational scenarios applied to four supermarket architectures in three European countries. *Journal of CleanerProduction*, 392, 1-17.

62. Kauffeld, M. (2008). Trends and perspectives in supermarket refrigeration. *Trends und Perspektiven fuer Supermarkt-Kaelteanlagen*, Germany, 1-11.

63. Salehy, Y., Hoang, H. M., Cluzel, F., Leroy, Y., Delahaye, A., Fournaison, L.,and Yannou, B. (2020). Energy performances assessment for sustainable design recommendations: case study of a supermarket's refrigeration system. *Procedia CIRP*, 90, 328-333.

64. Devecioğlu, A.G., and Oruc, V. (2022). Drop-in assessment of plug-in R404A refrigeration equipment using low-global warming potential mixtures. *Low Carbon Technologies*, 17, 991-999.

65. Sethi, A., Becerra, E. V., and Motta, S. Y. (2016). Low GWP R134a replacements for small refrigeration (plug-in) applications. *International Journal of Refrigeration*, 66, 64-72.

66. Wang, K., Eisele, M., Hwang, Y., and Radermacher, R. (2010). Review of secondary loop refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration***,** 33(2), 212-234.

67. Kuduz, N. ve Bürhan, S. (2020). Süpermarketler tarafından yapılan satış geliştirme faaliyetlerinin cinsiyet açısından değerlendirilmesi. *Güncel Pazarlama Yaklaşımları ve Araştırmaları Dergisi*, 1(2), 68-86.

68. Aktaş, M, Erten, S., Demirci, E., Kılıç E., ve Erdoğmuş, F. N. (2021). *Teknoloji ve Mühendislik Bilimlerine Güncel Bakış: Doğrudan Satış İşlevli Endüstriyel Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliğinin Arttırılması ve Çevresel Etkilerin Azaltılmasına Yönelik Yapılan Çalışmalar* (Birinci baskı). Türkiye: İksad Yayınevi, 49-99.

69. Tassou, S.A., Ge, Y., Hadawey, A., and Marriott, D. (2011). Energy consumption andconservation in food retailing. *Applied Therma lEngineering*, 31(2–3), 147–156.

70. Ku, B., Park, J., Hwang, Y.J., and Lee, J. (2010). *Performance evaluation of the energy efficiency of crank-driven compressor and linear compressor for a household refrigerator.* Proceedings of International Compressor Engineering Conference, USA, 1-8.

71. Park, K., Hong, E., and Lee, H. K. (2002). *Linear motor for linear compressor.* International Compressor Engineering Conference, USA, 1-7.

72. Ocak, C., Koşan, M., Erten, S., Erdoğmuş, F. N., and Öder, M. (2023). Comparison of different compressor Technologies for refrigerated display cabinet: experimental study. *Materials Today: Proceedings*, 81(1), 74-80.

73. Kasera, S., Nayak, R., and Bhaduri, S. C. (2020). *Energy efficiency analysis of variable speed DC compressor using R290.* 5th IEEE International Conference on Recent Advances and Innovations in Engineering, India, 1-5.

74. Kagiri, C., Zhang, L., and Xia, X. (2019). *Optimal control of a variable speed drive compressor for energy efficiency of a compressed natural gas station*. 1st International Conference on Industrial Artificial Intelligence, USA,1–5.

75. Mastrullo, R., Mauro, A.W., and Perrone, A. (2015). A model and simulations to investigate the effects of compressor and fans speeds on the performance of CO_2 light commercial refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 84, 158–169.

76. Ekren, O., Celik, S., Noble, B., and Krauss, R. (2013). Performance evaluation of a variable speed DC compressor. *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 745–757.

77. Ge, Y.T., and Tassou, S.A. (2000). Mathematical modelling of supermarket refrigeration systems for design, energy prediction and control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy*, 214(2), 101-114.

78. Wang, B., and Li, X. (2021). *State of the art of new Technologies applied to chillers.* 42nd Informatory Note on Refrigeration Technologies, Paris, France.

79. Bijanzad, A., Hassan, A., and Lazoglu, I. (2017). Analysis of solenoid based linear compressor for household refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 74, 116-128.

80. Liang, K. (2018). Analysis of oil-free linear compressor operated at high pressure ratios for household refrigeration. *Energy*, 151, 324-331.

81. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S. (2015). *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları (*Dördüncü Baskı). İstanbul: Dora Yayıncılık, 48-58.

82. Cely, D.P., Flores, J.M.B., Aricapa, Y.H., Valderrama, D.A.R., Fuentes, A.M., and Munoz, A.G. (2023). Fault analysis in a domestic refrigerator: fan fault, condenser fouling, and area restriction. *International Journal of Refrigeration*, 154, 290-299.

83. Patil, P.A. (2012). Performance analysis of HFC-404A vapor compression refrigeration system using shell and u-tubes mooth and micro-fin tube condensers. *A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion*, 25(2), 77-91.

84. Zhang, L., Fujinawa, T., and Saikawa, M. (2017). Theoretical study on a frost-free refrigerated display cabinet. *International Journal of Refrigeration*, 74, 95-104.

85. Ding, G.L., Qiao, H.T.and Lu, Z.L. (2004). Ways to improve thermal uniformity inside a refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 24(13),1827-1840.

86. Fan, J., Lee, S., Kang, S., Cho, J., Cho, Y., and Yeom, E. (2023). Design of drain hole for household refrigerator fan module based on experiments and CFD simulation. *Applied Thermal Engineering*, 219(B),119567.

87. Sim, J. S., and Ha, J. S. (2011). Experimental study of heat transfer characteristics for a refrigerator by using reverse heat loss method. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(5), 572-576.

88. Liu, Z., Zhao, D., Wang, Q., Chi, Y., Zhang, L. (2017). Performance study on air-cooled household refrigerator with cold storage phase change materials. *International Journal of Refrigeration*, 79, 130–142.

89. Shaban, N. A., Nasser, I., Al Asfar, J., Al-Qawabah, S., and Olimat, A.N. (2020). Thermodynamic and economic analysis of a refrigerator display cabinet equipped with a DC compressor and electronic expansion valve. *International Journal of Heat and Technology*, 38(2), 432-438.

90. Bilir Sag, N., Ersoy, H.K., Hepbasli, A., and Halkaci, A.S. (2015). Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities. *Energy Conversion and Management*, 90, 184-194.

91. Knabben, F.T., Ronzoni, A.F., and Hermes, C.J.L. (2020). Application of electronic expansion valves in domestic refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 119,227-237.

92. Ünal, Ş., Erdinç M.T., ve Kutlu, Ç. (2016). Çift buharlaştırıcılı ve ejektörlü bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 31(4),1039-1047.

93. Raghavan, R., and Narendran, N. (2002). Refrigerated display case lighting with LEDs. *Proceedings of SPIE- The International Societyfor Optical Engineering,* 4776, 74-81.

94. Kauffeld, M. (2000). Energie sparsamer getränkekühler. *Ki Luft- und Kaltetechnik*, 11, 563–564.

95. Rauss, D., Mitchell, S., and Faramarzi, R. (2008). Cool retrofit solutions in refrigerated display cases. *ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, 9, 233-244.

96. Deniz, Z., Aktaş, M., Erten, S., Erdoğmuş, F. N., ve Öder, M. (2023). TTS'ler için yoğuşma tavasında kanatçıklı boru tasarımı ile atık ısı geri kazanımının analizi: enerji verimliliği üzerindeki etkileri. *International Journal of Innovative Engineering Applications*, 7(1), 52-61.

97. Erten, S., Öder, M., Aktaş, M., Şevik, S., Şensoy, B. (2024). Design and experimental analysis of condensate pan for plug-in refrigerated display cabinets: improving drying efficiency. *Applied Thermal Engineering*, 248(A), 123198.

98. Chang, R., and Iwazumi, M. (2012). Premium, high performance anti-fog coating and pet film. *Functional Material*, 116-123.

99. İnternet: Sunray Anti-Fog Systems LLC. URL-10: https://www.sunrayfilms.com/wp-content/uploads/2012/08/ANTI-FOG-PRESENTATION-PDF-Sunray.pdf, Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

100. Bahar, E. M., Erten, S., and Aktaş, M. (2021). An experimental study towards decreasing the energy efficiency ındex value in ındustrial refrigerators. *Gazi University Journal of Science Part C: Design and Technology*, 9(3), 432-445.

101. Pedersen, P.H., Jensen, J.K., Reinholdt, N.P., Markussen, W. B., and Hansen, M. L. (2018). *Energy efficient Professional counter cabinet*. 13th Gustav Lorentzen Conference, Valencia, Spain.

102. Jadhav, S., Panchal, S., Kulkarni, P., Firake, T., Melwanki, R., and Asolekar, U. (2021). *Design of an innovative refrigerated display cabinet*. International Journal Of Engineering Research&Technology (IJERT), 9(3), 638-643.

103. Liu, G., Yan, G., and Yu, J. (2021). A review of refrigerator gasket: development trend, heat and mass transfer characteristics, structure and material optimization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,144, 110975.

104. Humar, I., Hudomalj, U., Marinšek, A., and Umberger, M. (2022). Optimizing the power usage of anti-sweat heaters in glass-door refrigerators according to the dewpoint. *Energies*, 15(13), 4601.

105. Verma, S., and Singh, H. (2020). Vacuum insulation panels for refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 112, 215-228.

106. Thiessen, S., Knabben, F.T., Melo, C., and Goncalves, J.M. (2016). *An experimental study on the use of vacuum insulation panels in household refrigerators.* International Refrigeration and Air Conditioning Conference, USA, 1–8.

107. Tao, W.H., Huang, C.M., Hsu, C.L., and Lin, J.Y. (2004). Performance study of an energy-efficient display case refrigerator. *Chemical Engineering Communications*, 191(4), 550–565.

108. Koru, M., Kanat, M. E. (2018). Ev tipi soğutma cihazlarında, yalıtım malzemelerine bağlı enerji verimliliğin sayısal ve deneysel incelenmesi. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 22, 172-180.

109. Yusufoglu, Y. (2013). *Application of vacuum insulation panels (VIPs) on refrigerators.* 11th International VacuumInsulation Symposium, Switzerland, 21–23.

110. Arslan, E., Kosan, M., Aktas, M., and Erten, S. (2021). Experimental assessment of comparative R290 vs. R449a refrigerants by using 3E (energy, exergy and environment) analysis: a supermarket application. *Journal of Thermal Engineering*, 7(3), 595-607.

111. Erten, S., ve Uludağ, K. (2019). *Soğutma sistemlerinde R404a ve R290 soğutucu akışkan kullanımının termodinamik analizi: deneysel karşılaştırma.* VII. Uluslararası Fen, Mühendislik ve Mimarlık Bilimlerinde Akademik Çalışmalar Sempozyumu, Ankara, Türkiye, 254-267.

112. Wang, Y., Wang, Q., Yu, J., and Qian, S. (2023). A heat pump dual temperature display cabinet using natural refrigerants. *Applied Energy*, 330 (B), 120367.

113. Devecioglu, A.G., and Oruç, V. (2015). Characteristics of some new generation refrigerants with low GWP. *Energy Procedia*, 75, 1452–1457.

114. Rangel-Hernández, V.H., Belman-Flores, J.M., Rodríguez-Valderrama, D.A, Pardo-Cely, D., Rodríguez-Muñoz, A.P., and Ramírez-Minguela, J.J. (2019). Exergoeconomic performance comparison of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 100, 113–123.

115. Mota-Babiloni, A., Makhnatch, P., Khodabandeh, R., and Navarro-Esbrí, J. (2017). Experimental assessment of R134a and its lower GWP alternative R513A. *International Journal of Refrigeration*, 74, 682–688.

116. Boumaraf, L., Haberschill, P., and Lallemand, A. (2014). Investigation of a novel ejector expansion refrigeration system using the working fluid R134a and its potential substitute R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, 45, 148–159.

117. Srikaummun, N., Wongsapai, W., Damrongsak, D., Thepsaskul, W., Ritkrekkrai, C., Bunchuaidee, R., Tridechd, N., and Juprasert, P. (2021). Greenhouse gas mitigation and electricity saving potential from replacing refrigerants in Thai refrigerator. *Energy Reports*, 7(5), 98-104.

118. Li, Z., Jiang, H., Chen, X., and Liang, K. (2019). Comparative study on energy efficiency of low GWP refrigerants in domestic refrigerators with capacity modulation. *Energy and Buildings*, 192, 93-100.

119. Yang, M., Zhang, H., Meng, Z., and Qin, Y. (2019). Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator. *Applied Thermal Engineering***,** 146, 540-547.

120. Jankovic, Z., Atienza, J.S., and Suarez, J.A.M. (2015). Thermodynamic and heat transfer analyses for R1234yf and R1234ze(E) as drop-in replacements for R134a in a small power refrigerating system. *Applied Thermal Engineering*, 80, 42-54.

121. Rasti, M., Aghamiri, S., and, Hatamipour, M.S. (2013). Energy efficiency enhancement of a domestic refrigerator using R436A and R600a as alternative refrigerants to R134a. *International Journal of Thermal Sciences*, 74, 86-94.

122. Mota-Babiloni, A., Haro-Ortuño, J., Navarro-Esbrí, J., and, Barragán-Cervera, A. (2018). Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A. *International Journal of Refrigeration*, 91, 136-145.

123. Saraç, T., and, Ünaldı, M. (2024). R290 refrigerant performance in a commercial refrigerator. *Cukurova University Journal of the Faculty of Engineering*, 39(1), 157-166.

124. Banjo, O., Bolaji, B., Ibhadode, O., Fayomi, O., Sunday, I., Fakehinde, O. B., Olayiwola, P. A., Oyedepo, S., and, Udoye, N. (2019). Experimental analysis of the performance characteristic of an eco-friendly HC600a as a retrofitting refrigerant in a thermal system. *Journal of Physics: Conference Series*, 1378, 042033.

125. Soni, J., Gupta, V., Joshi, Y., Singh, S. K., Upadhyay, A., Kumar, R., and, Yadav, S. (2023). Investigative comparison of R134a, R290, R600a and R152a refrigerants in conventional vapor compression refrigeration system. *Materials Today: Proceedings*, ISSN 2214-7853.

126. Sánchez, D., Andreu-Nácher, A., Calleja-Anta, D., Llopis, R., and, Cabello, R. (2022). Energy impact evaluation of different low-GWP alternative store place R134a in a beverage cooler. Experimental analysis and optimization for the pure refrigerants R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a and R744. *Energy Conversion and Management*, 256, 115388.

127. Yu, K., Ding, G., and Chen, T. (2009). Experimental investigation on a vertical display cabinet with central air supply. *Energy Conversion and Management*, 50(9), 2257-2265.

128. Zubair, S.M. (1990). Improvement of refrigeration/air-conditioning performance with mechanical sub-cooling. *Energy*, 15(5), 427-433.

129. Roy, R., and, Mandal, B.K. (2017). Thermodynamic analysis of a vapour compression refrigeration system integrated with a subcooler cycle. *International Journal of Renewable Energy Technology*, 8(3-4), 334-345.

130. Sun, Z., and, Wang, Y. (2022). Comprehensive performance analysis of cascade refrigeration system with two-stage compression for industrial refrigeration. *Case Studies in Thermal Engineering*, 39,102400.

131. Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Catalán-Gil, J., and, Nebot-Andrés, L. (2018). Energy assessment of an R134a refrigeration plant upgradedto an indirect system using R152a and R1234ze(E) as refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 139,121-134.

132. Gullo, P. (2019). Innovative fully integrated transcritical R744 refrigeration systems for a HFC-free future of supermarkets in warm and hot climates. *International Journal of Refrigeration*, 108, 283-310.

133. Karampour, M., and, Sawalha, S. (2017). Energy efficiency evaluation of integrated CO_2 trans-critical system in supermarkets: a field measurements and modelling analysis. *International Journalof Refrigeration*, 82, 470-486.

134. Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R., Sánchez, D., and, Catalán-Gil, J. (2016). Experimental evaluation of a CO_2 transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, 69, 361-368.

135. Nikitin, M. N. (2020). Numerical analysis of refrigerated display designs in terms of cooling efficiency. *International Journal of Thermal Sciences*, 148, 106157.

136. Sun, J., Tsamos, K.M., and, Tassou, S. A. (2017). CFD comparisons of open-type refrigerated display cabinets with/without air guiding strips. *Energy Procedia*, 123, 54-61.

137. XueHong, W., WeiPing, L., Yanling, W., ZhiJuan, C., ChunXu, W., and, Chang, D. (2017). Experimental investigation of the performance of cool storage shelf for vertical open refrigerated display cabinet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110, 789-795.

138. Jouhara, H., Nannou, T., Ghazal, H., Kayyali, R., Tassou, S. A., and, Lester, S. (2017). Temperature and energy performance of open refrigerated display cabinets using heat pipe shelves. *Energy Procedia*, 123, 273-280.

139. Hammond, E., Marques, C., and, Ketteringham, L. P. (2016). *Application of short air curtains in retail display refrigerators.* 4th IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain, Aukland, New Zealand.

140. Tsamos, K.M., Mroue, H., Sun, J., Tassou, S. A., Nicholls, N., and, Smith, G. (2019). Energy savings potential in usingcold-shelves innovation for multi-deck open front refrigerated cabinets. *Energy Procedia*, 161,292-299.

141. Yuan, P., Zeng,Q. H., Wu, Y. X., Lu, Y. L., Hu, C. L., Sun, H. C., and, Tao, W. Q. (2022). Experimental study of using aerofoils in a refrigerated display cabinet. *International Journal of Thermofluids*, 14, 100140.

142. Chaomuang, N., Flick, D., Denis, A., and, Laguerre, O. (2019). Experimental analysis of heat transfer and airflow in a closed refrigerated display cabinet. *Journal of Food Engineering*, 244, 101-114.

143. Wu, X., Chang, Z., Yuan, P., Lu, Y., Ma, Q., and, Yin, X. (2014). The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet. *Food Control*, 40, 278-285.

144. Bahman, A., Rosario, L., and, Rahman, M. M. (2012). Analysis of energy savings in a supermarket refrigeration/HVAC system. *Applied Energy*, 98, 11-21.

145. Yu, F. W., and, Chan, K. T. (2008). Optimizing condenser fan control for air-cooled centrifugal chillers. *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 942-953.

146. Belman-Flores, J. M., Ledesma, S., Rodríguez-Valderrama, D.A., and, Hernández-Fusilier D. (2019). Energy optimization of a domestic refrigerator controlled by a fuzzy logic system using the status of the door. *International Journal of Refrigeration*, 104, 1-8.

147. Koşan, M., Dilber, Y., Erten, S., Bahar,E. M., Erdoğmuş, F. N., Aktaş, M., and, Öder, M. (2024). Investigation of the effects of fan control technique on energy consumption in industrial refrigerated displaycabinet: an experimental study. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 238(1), 227-239.

148. Liu, S., Zhang, S., Li, X., Hu, X., Wang, Q. (2024). Technical feasibility study of open refrigerated display cabinet with independent air curtain. *Thermal Science and Engineering Progress*, 53, 102723.

149. Âmin Z., and, Zulfikiri. (2018). Optimize performance of split AC evaporator using variable speed drive in motor fan evaporator. *AIP Conference Proceedings*, 1983(1), 020010.

150. Linke, M., and Geyer, M. (2008). *Flow conditions in a cooled display cabinet with air humidification during simulated retail display.* Postharvest Unlimited: Berlin, Germany.

151. Tirawat, D., Flick, D., Mérendet, V., Derens, E., and Laguerre, O. (2017). Combination of fogging and refrigeration for white asparagus preservation on vegetable stalls. *Postharvest Biology and Technology*, 124, 8-17.

152. Brown, T., Corry, J.E.L., and James, S.J. (2004). Humidification of chilled fruit and vegetables on retail display using an ultrasonic fogging system with water/air ozonation. *International Journal of Refrigeration*, 27, 862 - 868.

153. Ngcobo, M.E.K., Delele, M.A., Chen, L., and Opara, U.L. (2013). Investigating the potential of a humidification system to control moisture loss and quality of 'Crimson Seedless' table grapes during cold storage. *Postharvest Biology and Technology,* 86, 201-211.

154. Xie, B., Wang, X., Wang, L., Yin, X., Liu, H., and Jia, L. (2020). *Modeling and effects of air temperature and humidity on vapor compression refrigeration system energy performance*. 2020 Chinese Automation Congress (CAC), Shanghai, China, 2030-2035.

155. Fabbri, S., Olsen, S. and Owsianiak, M. (2018). Improving environmental performance of post-harvest supply chains of fruits and vegetables in Europe: Potential contribution from ultrasonic humidification. *Journal of Cleaner Production*, 182, 16-26.

156. Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., and, Yamankaradeniz, N. (2017). Cooling Technique and Heat Pump Applications (Fourth Edition). Dora Publications, 31-33.

157. Giménez-Prades, P., Navarro-Esbrí, J., Udroiu, C. M., and, Mota-Babiloni, A. (2024). Influence of subcooling in R-449a supermarket refrigeration system and screening of refrigerant mixtures for its energetic and environmental improvement. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121787.

158. Yıldırım, R., and, Şencan Şahin, A. (2023). Prediction of energy and exergy performance fora subcooled and superheated vapor compression refrigeration system working with new generation refrigerants. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 57, 103177.

159. Saraç, B. (2021). Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma test ünitesine ileri ekserji metodunun uygulanması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 41(1), 157-166.

160. Koşan, M., and, Aktaş, M. (2021). Experimental investigation of a novel thermal energy storage unit in the heat pump system. *Journal of Cleaner Production*, 311, 127607.

161. Wang, Y., Zheng, Y., Hu, X., Liu, S., Li, X., and, Wang, Q. (2024). Impact of condensate water recycling on the performance of open refrigerated display cabinet. *Case Studies in Thermal Engineering*, 54.

162. Çengel, Y.A., and, Ghajar, A.J., (2011). *Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications* (Fourth edition). NY: McGraw-Hill, 717–784.

163. Aktaş¸ M., Şevik S., Amini A., and, Khanlari, A., (2016). Analysis of drying of melon in a solar-heat recovery assisted infrared dryer. *Solar Energy*, 137, 500–515.

164. Babalis, S.J., Papanicolau, E., Kyriakis, N., and, Belessiotis, V.G. (2006). Evaluation of thin-layer drying models for describing drying kinetics of figs (Ficus carica). *Journal of Food Engineering*, 75(2), 205–214.

165. Karaca, G., Dolgun, E. C., ve Aktaş, M. (2020). Balın kurutulması için enerji verimli ve hijyenik yeni bir sistem tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 23(3), 713-719.

166. ISO 23953-2:2015 Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions.

167. United Nations (UN) Environment Programme. (2018). The importance of energy efficiency in the refrigeration and heat pump sectors. *Briefing Note A*, 1–15.

168. İnternet: Türkiye Cumhuriyeti Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Türkiye Elektrik Üretimi ve Elektrik Tüketim Noktası Emisyon Faktörleri. URL: https://enerji.gov.tr/evced-cevre-ve-iklim-elektrik-uretim-tuketim-emisyon-faktorleri , Son Erişim Tarihi: 08.01.2025.

169. Gado, M. G., Ookawara, S., Nada, S., Hassan, H. (2022). Renewable energy-based cascade adsorption-compression refrigeration system: Energy, exergy, exergoeconomic and enviroeconomic perspectives. *Energy*, 253, 124127.

170. Rosen, M. A., Dinçer, İ., Kanoğlu, M. (2008). Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. *Energy Policy*, 36(1), 128-137.

171. Babalis, S. J., Papanicolau, E., Kyriakis, N., Belessiotis, V. G. (2006). Evaluation of thin-layer drying models for describing drying kinetics of figs (Ficus carica). *Journal of Food Engineering*, 75(2), 205–214.

172. Strano, M. C., Altieri, G., Allegra, M., Di Renzo, G. C., Paterna, G., Matera, A., Genovese, F. (2022). Postharvest technologies of fresh citrus fruit: advances and recent developments for the loss reduction during handling and storage. *Horticulturae*, 8(7), 612.

173. Manolopoulou, L. M., Papadopoulou, P. (1995). Effect of storage temperature on encore mandarin quality. *ISHS Acta Horticulturae*, 379, 475-482.



Gazili olmak ayrıcalıktır