

**T.C.
ERZİNCAN BİNALİ YILDIRIM ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KULLANILDIĞI PV PANEL
DESTEKLİ SOĞUK TESİSLERİN TERMODİNAMİK VE MALİYET
ANALİZİ**

İsmail KAYA

Danışman: Doç. Dr. Ali CELEN

**Makine Mühendisliği
ANABİLİM DALI**

**ERZİNCAN
2024
Her Hakkı Saklıdır.**

ÖZET

Yüksek Lisans

FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN KULLANILDIĞI PV PANEL DESTEKLİ SOĞUK TESİSLERİN TERMODİNAMİK VE MALİYET ANALİZİ

İsmail KAYA

Erzincan Binali Yıldırım Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali CELEN

Dünya nüfusundaki hızlı artış, E-Ticaretin yayılması, mevsimsel değişiklikler, temel gıda ürünlerinin veya bunlar dışındaki ürünlerin depolanma koşulları ve zorunlulukları soğuk oda tesislerini daha önemli hale getirmiştir. Bu çalışmada, fotovoltaiik panel entegreli bir soğuk tesis tasarımı yapılarak soğutucu akışkan ve dış ortam sıcaklığının soğutma performansına etkisi belirlenmek amacıyla beş farklı şehir ve akışkan için termodinamik hesaplamalar ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Seçilen iller arasında dış hava sıcaklığı en yüksek olan Adana ilinde COP ve ekserji verimlilikleri dış hava sıcaklığı en düşük olan Erzurum ilinden sırasıyla %34 ve %28 daha düşük bulunmuştur. Aynı dış ortam sıcaklıkları ve soğutma yükleri altında farklı akışkanlar için hesaplamalar yapıldığında en yüksek ve en düşük COP değeri sırasıyla R134a ve R452a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde elde edilmiştir. R513a soğutucu akışkanı R134a akışkanına göre daha yeni ve çevreci oluşuyla birlikte, R134a'ya alternatif olarak en iyi soğutma performansını göstermiştir. Tesisin çatısına kurulması planlanan PV panellerden üretilen elektrik enerjisi ile tesisin elektrik tüketimini karşılamak amaçlanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda PV panellerden üretilen elektrik enerjisi tesisin kurulması planlanan illerin güneşlenme sürelerine göre değişkenlik göstermiştir. PV panellerden üretilen elektrik enerjisi maksimum ve minimum güneşlenme sürelerinde tesislerin günlük elektrik tüketimini %100 ile %53'ünü karşıladığı sonucu elde edilmiştir. Tesisin kurulması planlanan illerin iklim şartlarına bağlı olarak ekipman kapasiteleri, PV paneller ile üretilen elektrik enerjisinde değişiklikler olduğu gibi tesislerin ilk yatırım maliyetlerinde ve geri ödeme sürelerinde de etkisi olduğu görülmüştür. Maksimum güneşlenme sürelerinde iller için geri ödeme sürelerine bakıldığında minimum geri ödeme süresi İzmir (8,42 yıl) iline aitken maksimum geri ödeme süresi Bolu (9,96 yıl) iline aittir.

2024, 67 Sayfa

Anahtar Kelimeler: Ekserji, Soğuk Oda Tasarımı Termodinamik Analiz, Soğutma

ABSTRACT

MSc Thesis

THERMODYNAMIC AND COST ANALYSIS OF PV PANEL ASSISTED COLD FACILITIES USING DIFFERENT REFRIGERANTS

İsmail KAYA

Erzincan Binali Yıldırım University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Ali CELEN

The rapid growth of the global population, the expansion of e-commerce, seasonal changes, and the storage conditions and requirements of essential food products and other goods have made cold storage facilities increasingly important. In this study, thermodynamic calculations and comparisons were made for five different cities and fluids to determine the effect of refrigerant and outdoor temperature on cooling performance by designing a photovoltaic panel integrated cold facility. Thermodynamic calculations and comparisons were made for five different cities and refrigerants. For Adana province, which has the highest outside temperature among the selected cities, COP and exergy efficiencies were found to be 34% and 28% lower compared to Erzurum, which has the lowest outside temperature, respectively. Calculations performed for different refrigerants under the same ambient temperatures and cooling loads showed that the highest and lowest COP values were achieved with refrigerants R134a and R452a, respectively. The refrigerant R513a, being newer and more environmentally friendly, demonstrated the best cooling performance as an alternative to R134a. The aim was to meet the facility's electricity consumption with the electricity generated by PV panels planned to be installed on the facility's roof. Numerical calculations revealed that the electricity generated by PV panels varied according to the sunshine durations of the cities where the facility is planned to be established. The electricity generated by PV panels was found to cover between 53% and 100% of the facility's daily electricity consumption during maximum and minimum sunshine durations. The climate conditions of the cities where the facility is planned to be established affect equipment capacities, the electricity generated by PV panels, initial investment costs, and payback periods. Under maximum sunshine durations, the shortest payback period was found to be 8.42 years for İzmir, while the longest payback period was 9.96 years for Bolu.

2024, 67 Pages

Keywords: Exergy, Refrigeration, Cold Room Design, Thermodynamic Analysis

TEŞEKKÜR

Lisans eğitimimde olduğu gibi lisansüstü eğitimimde de değerli bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan, eğitimim süresince ve akademik çalışmalarında karşılaştığım zorluk veya problemlerde her daim beni çözüme yönlendiren ve motive eden, kendisinin öğrencisi olmaktan ve beraber akademik çalışmalarda bulunmaktan gurur ve onur duyduğum danışman hocam sayın Doç. Dr. Ali CELEN' e teşekkürlerimi sunuyorum.

Hayatımın tamamında olduğu gibi eğitim hayatımda da desteklerini hiç esirgemeyen değerli aileme şükranlarımı sunar ve teşekkür ederim.

İsmail KAYA

Eylül, 2024

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	iv
İÇİNDEKİLER	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Çalışmanın Amacı	6
1.2 Çalışmanın Önemi	7
2. KAYNAK ÖZETLERİ	8
3. KURAMSAL TEMELLER.....	16
3.1 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	18
3.2 Soğutucu Akışkanlar	22
3.3 PV Paneller.....	23
MATERYAL ve YÖNTEM.....	25
4.1 Materyal.....	25
4.2 Yöntem	26
5. ARAŞTIRMA BULGULARI	36
5.1 Soğutma Yükünün Belirlenmesi ve Karşılaştırılması	36
5.2 Termodinamik Analizler	38
5.3 Maliyet Hesabı ve Karşılaştırmalar	58
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	62
KAYNAKLAR	65

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. 2010-2020 Yılları arası küresel tarımsal üretim miktarı (TBB,2023).....	1
Şekil 1.2. Türkiye Geneli Kuru Meyve İhracatı Yıllara Göre Değişimi.....	5
Şekil 3.1 Şematik Soğutma Çevrimi ve P-h diyagramı	19
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait (a) şematik resim ve (b) basınç-entalpi diyagramı	21
Şekil 3.3. Farklı soğutucu gruplarının özellikleri	23
Şekil 3.4. Klasik model PV panelin yapısı	24
Şekil 4.1. Soğuk hava tesisin yerleşim planı (a), perspektif görünümü (b), tesisin dış perspektif görünümü (c).....	34
Şekil 4.2. Soğutma grupları ve kurutma kabinlerinin devre şemaları.....	35
Şekil 4.3. Tesiste kullanılacak olan PV panelin Teknik çizimi (a),Fotovoltaik özellikleri (b)...	35
Şekil 5.1. Soğutucu akışkan kütle akış hızlarının (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması.....	49
Şekil 5.2. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için kompresör kapasitelerinin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması.....	50
Şekil 5.3. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için Yoğuşurucu kapasitelerinin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması.....	51
Şekil 5.4. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için COP'nin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması.....	52
Şekil 5.5. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için Ekserji veriminin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması.....	53
Şekil 5.6. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için Toplam Ekserji Yıkımlarının (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması.....	54
Şekil 5.7. Farklı şehirler için bağıl ekserji yıkımlarının karşılaştırılması (a) İzmir, (b) Adana, (c) Bolu, (d) Erzurum ve (e) Sakarya.....	55
Şekil 5.8. Farklı şehirler için maksimum ve minimum güneşlenme şartlarında tesisin geri ödeme süresi.....	61

TABLolar LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1. Türkiye Yaş Meyve Ürünlerinin Üretim Miktarları (Ton).....	2
Tablo 1.2. Türkiye Yaş Sebze Ürünlerinin Üretim Miktarları (Ton).....	3
Tablo 1.3. 2021 Yılı Bitkisel Üretim Değerinin Başlıca İllerde Dağılımı (Milyar TL; %)..	3
Tablo 1.4. Türkiye Geneli Sektörel Bazda İhracat Değerleri.....	4
Tablo 4.1 Tesiste kullanılması planlanan soğutucu akışkanların özellikleri.....	25
Tablo 4.2. Tesiste soğuk odalarda depolanacak ürünler ve saklama koşulları.....	33
Tablo 5.1. Soğuk tesislerin kurulacağı şehirlerin 1929 ve 2022 tarihleri arasındaki en yüksek sıcaklıkları ve günlük ortalama maksimum ve minimum güneşlenme süreleri.....	36
Tablo 5.2. Tesiste bulunan limon depolanacak 1.soğuk odada meydana gelen ısı yükleri.....	37
Tablo 5.3. Tesiste bulunan limon depolanacak 2.soğuk odada meydana gelen ısı yükleri.....	37
Tablo 5.4. Tesiste bulunan portakal depolanacak 3.soğuk odada meydana gelen ısı yükleri.....	38
Tablo 5.5. Soğuk tesisin farklı şehirler için hesaplanan ve Danfoss programı ile belirlenen toplam soğutma yükü.....	38
Tablo 5.6. İzmir ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri	39
Tablo 5.7. İzmir ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri	39
Tablo 5.8. İzmir ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi	40
Tablo 5.9. İzmir ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	40

Tablo 5.10. İzmir ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	40
Tablo 5.11. İzmir ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	40
Tablo 5.12. Sakarya ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri.....	41
Tablo 5.13 Sakarya ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri	41
Tablo 5.14. Sakarya ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	42
Tablo 5.15. Sakarya ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	42
Tablo 5.16. Sakarya ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı	42
Tablo 5.17. Sakarya ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	42
Tablo 5.18. Bolu ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri.....	43
Tablo 5.19. Bolu ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri.....	43
Tablo 5.20. Bolu ili için ideal soğutma çevrimi soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	44
Tablo 5.21. Bolu ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	44
Tablo 5.22. Bolu ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	44
Tablo 5.23. Bolu ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	44
Tablo 5.24. Adana ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri	45

Tablo 5.25. Adana ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri.....	45
Tablo 5.26. Adana ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	46
Tablo 5.27. Adana ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	46
Tablo 5.28. Adana ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	46
Tablo 5.29. Adana ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	46
Tablo 5.30. Erzurum ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri.....	47
Tablo 5.31. Erzurum ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termofiziksel özellikleri.....	47
Tablo 5.32. Erzurum ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	47
Tablo 5.33. Erzurum ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi.....	48
Tablo 5.34. Erzurum ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	48
Tablo 5.35. Erzurum ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı.....	48
Tablo 5.36. Kurutma odaları için ürün kurutma detayları ve kurutma kapasitesi.....	57
Tablo 5.37. Farklı soğutma çevrimleri ve soğutucu akışkanlar için, Şehirlere göre günlük elektrik tüketimi ve bu tüketimi karşılayacak güneş paneli sayısı.....	58
Tablo 5.38. Farklı şehirler için minimum güneşlenme şartlarında tesisin maliyet tablosu.....	59
Tablo 5.39. Farklı şehirler için maksimum güneşlenme şartlarında tesisin maliyet tablosu.....	60

SİMGELER ve KISALTMALAR

Simgeler

$c_{\text{aydınlatma}}$	Adet başına aydınlatma ısı üretimi (W)
$\dot{Q}_5$	Aydınlatmalardan meydana gelen ısı yük (W)
t_a	Aydınlatmaların çalışma süresi, saat
$\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}}$	Buharlaştırıcı kapasitesi (W)
$h_{fg,T0}$	Buharlaşma gizli ısı (J/kg.K)
P_0	Çevre basıncı (Bar)
$w_{\text{dış}}$	Dış ortam havasının bağıl nemi
T_{outside}	Dış ortam havasının sıcaklığı (K)
$\dot{Q}_7$	Diğer ısı yükler (W)
A_{duvar}	Duvar yüzey alanı (m ²)
$\dot{E}x_{\text{yıkım}}$	Ekserji yıkımı (W)
n_{motor}	Elektrik motor adedi
$\dot{Q}_6$	Elektrik motorlarından meydana gelen ısı yük (W)
Δt_{motor}	Elektrik motorunun çalışma süresi, saat
P_{motor}	Elektrik motorlarının gücü, HP
$\dot{Q}_{\text{motor}}$	Elektrik motorlarının ısı üretimi (W)
$\frac{dS_{KH}}{dt}$	Entropi değişim hızı (W/K)
$\dot{S}_{\dot{u}}$	Entropi üretimi (W/K)

z	Giriş ve çıkış arasındaki yükseklik/kot farkı (mt)
V	Hacim (m^3)
i_d	Harici hava ısı tutumu katsayısı (kJ/kg)
$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$	Isı transferine eşlik eden entropi transfer hızı (W/K)
$\dot{Q}_2$	İnfiltrasyon ile ısı geçişi (W)
n	İnsan Sayısı
$\dot{Q}_4$	İnsanlardan meydana gelen ısı yük (W)
c_{pi}	Kişi başına üretilen ısı (W)
$\dot{W}_{kompresör}$	Kompresör Kapasitesi (W)
$\frac{dEX_{KH}}{dt}$	Kontrol hacminde birim zamanda ki ekserji değişimi (W)
$\frac{dE_{KH}}{dt}$	Kontrol hacminde t anında enerjinin zaman göre değişimi (W)
$\frac{dm_{KH}}{dt}$	Kontrol hacmindeki birim zamandaki kütle değişimi (kg/s)
$\dot{m}_ç$	Kontrol hacminden çıkan kütle debisi (kg/s)
$\dot{Q}_{KH}$	Kontrol hacminde t anında ısı transferi yoluyla giren net enerji geçiş hızı (W)
$\dot{W}_{KH}$	Kontrol hacminden t anında iş yoluyla çıkan net enerji geçiş hızı (W)
$\dot{m}_g$	Kontrol hacmine giren kütle debisi (kg/s)
$e_{xç}$	Kontrol hacminden çıkan kütleinin özgül ekserjisi (W)
e_{xg}	Kontrol hacmine giren kütleinin özgül ekserjisi (W)
$\frac{V^2}{2}$	Kontrol hacmine giren kütleinin kinetik enerjisi
h_g	Kontrol hacmine giren kütleinin özgül entalpisi (J/kg)

$h_{\dot{c}}$	Kontrol hacmine çıkan kütlenin özgül entalpisi (J/kg)
$m_{\dot{c}ıkış}$	Kurutma kabininden çıkacak son ürün miktarı (kg)
$m_{\dot{g}iriş}$	Kurutma kabinine giren ürün miktarı (kg)
w_{ho}	Kurutucu çıkışı havanın bağıl nemi
T_o	Kurutucu çıkışı ürün sıcaklığı (K)
w_o	Kurutucu çıkışı ıslak nemlilik
w_{hi}	Kurutucu girişi havanın bağıl nemi
T_{hi}	Kurutucu girişi havanın sıcaklığı (K)
T_i	Kurutucu girişi ürün sıcaklığı (K)
w_i	Kurutucu girişi ıslak nemlilik
$\dot{Q}_{kurutma}$	Kurutma işlemi için gerekli ısı güç (W)
$t_{kurutma}$	Kurutma süresi (saat)
i_o	Oda içi hava ısı tutumu katsayısı (kJ/kg)
t_i	Oda içerisinde bulunma süresi, saat
HD	Ortalama hava değişim katsayısı
t_{saat}	Saat
$^{\circ}C$	Santigrat Derece
ΔT	Sıcaklık farkı (K)
$s_{\dot{c}}$	Sistemde çıkan kütlenin özgül entropisi (J/kg.K)
s_g	Sisteme giren kütlenin özgül entropisi (J/kg.K)

T_k	Sistem ile çevre arasındaki sınır sıcaklığı (K)
$\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k$	Sistem ile çevre arasında meydana gelen ısı transferine karşılık gelen ekserji geçişi (W)
$\dot{m}_{sa}$	Soğutucu akışkan debisi (kg/s)
Δt	Soğutma süresi, saniye
η_{II}	Termodinamiğin ikinci yasa verimi
$\dot{Q}_{toplam}$	Toplam ısı yük (W)
K	Toplam ısı transfer katsayısı
$\dot{Q}_1$	Transmisyon ile ısı geçişi (W)
m_{kuru}	Üründeki toplam kuru madde miktarı (kg)
$\dot{Q}_3$	Ürünlerde meydana gelen ısı yük (W)
$\dot{m}_{buharlaşma}$	Ürünlerden uzaklaştırılan nemin birim saniyedeki buharlaşma hızı (kg/s)
μ	Verim
g	Yer çekimi ivmesi (m/s ²)
γ	Yoğunluk (kg/m ³)
$\dot{Q}_{yoğusturucu}$	Yoğusturucu Kapasitesi (W)

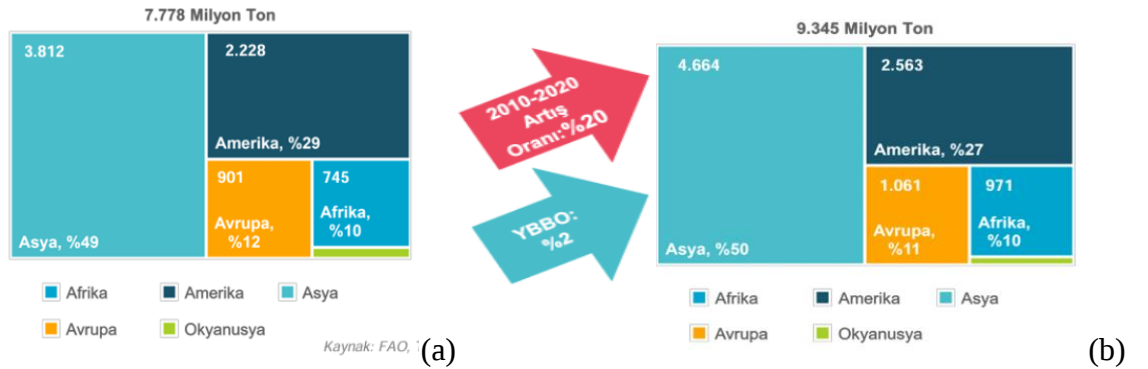
Kısaltmalar

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
CFD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
CNY	Çin Yuanı
COP	Soğutma Tesir Katsayısı
EİB	Ege İhracatçı Birlikleri
EDQM	Avrupa İlaç ve Sağlık Bakım Kalitesi Direktörlüğü
FAO	Birleşmiş Milletler Gıda ve Tarım Örgütü
GEKA	Güney Ege Kalkınma Ajansı
ISC	İdeal Soğutma Çevrimi
MER	Kuruma Hızı
PCM	Faz Değiştiren Malzeme
PV	Fotovoltaik
PV/T	Fotovoltaik Termal
SASCHCS	Absorbsiyonlu aşırı soğutmalı sıkıştırırmalı hibrit soğutma
SC	Soğutma Çevrimi
TBB	Türkiye Bankalar Birliği
TÜİK	Türkiye İstatistik Kurumu

1. GİRİŞ

Dünyada hızla artan nüfus, E-Ticaret sisteminin yaygınlaşması, temel gıda ürünlerinde oluşabilecek ani yüklenmeler, temel gıda ürünlerinin yanında diğer ürünlerin ve ekipmanların depolanma koşulları ve mecburiyeti soğuk oda tesislerinin hızla artmasına ve daha önemli hale gelmesine sebep olmuştur. Bu tesislerin yaygınlaşması ile tesislerde kullanılan soğutma grupları ve bunların yanında yardımcı elemanların çalışma süreleri göz önüne alındığında elektrik tüketimi doğru orantılı olarak artmaktadır. Soğutma gruplarında kullanılan soğutucu akışkanların türüne bağlı olarak ekipmanların kapasitesi sistemin verimi değişmektedir.

Birleşmiş Milletler Gıda ve Tarım Örgütü (FAO) 2021 yılı verilerine göre; Dünyada 56,3 milyon hektar alanda 747,8 milyon ton yaş meyve üretimi, 58 milyon hektar alanda 1,1 milyar ton yaş sebze üretimi yapılmıştır. 2021 yılı itibariyle Çin 853,9 milyon tonluk üretimi ile dünyada en fazla yaş meyve ve sebze üreten ülke konumundadır. Bu ülkeyi sırasıyla Hindistan, Türkiye, ABD ve Brezilya takip etmektedir (TBB, 2023). Dünya genelinde yaş meyve ve sebze üretim hedefleri sürekli olarak arttırmaya yönelik olup bu alanda yatırımlar ve çalışmalar yapılmaktadır.



Şekil 1.1. 2010-2020 yılları arası küresel tarımsal üretim miktarı (a) 2010, (b) 2020 (TBB, 2023)

Türkiye İstatistik Kurumu (TÜİK) verilerine göre 2023 yılında ülkemiz yaş meyve üretim miktarı bir önceki yıla göre %2,98 oranında artarak 24 milyon ton olarak gerçekleşmiştir. Tablo 1.1 incelendiğinde yıllık üretim miktarlarındaki en büyük artış turunçgiller

Tablo 1.1. Türkiye yaş meyve ürünlerinin üretim miktarları (Ton) (TÜİK, 2023)

Ürün	2022	2023	Değişim (%)
Üzüm	4.165.000	3.400.000	1,0
Muz, incir, avokado, kivi	1.488.197	1.414.533	-4,9
Muz	997.244	930.240	-6,7
İncir	350.000	356.000	1,7
Kivi	100.772	89.831	-10,9
Avokado	40.181	38.462	-4,3
Turunçgiller	4.710.808	7.877.982	67,2
Portakal	1.322.000	2.311.335	74,8
Mandalina	1.865.000	2.952.775	58,3
Limon	1.323.000	2.325.726	75,8
Greyfurt (altıntop)	198.000	284.565	43,7
Turunç	2.808	3.581	27,5
Diğer meyveler	10.239.270	10.070.233	-1,7
Elma	4.817.500	4.602.517	-4,5
Armut	551.086	534.513	-3,0
Şeftali ve nektarin	1.008.185	1.076.852	6,8
Erik	348.750	355.132	1,8
Kayısı	803.000	750.000	-6,6
Kiraz	656.041	736.791	12,3
Çilek	728.112	676.818	-7,0
Nar	681.460	638.821	-6,3
Diğer	645.136	698.789	8,3
Zeytin	2.976.000	1.520.000	-48,9
Toplam	23.579.275	24.282.748	2,98

grubunda olduğu görülmektedir. Bu artış turunçgiller grubunun toplam yaş meyve üretimindeki payını %19'dan %32'ye çıkarmıştır. 2023 yılında yaş sebze üretim miktarı bir önceki yıla göre %0,2 oranında azalarak 29 milyon ton olarak gerçekleşmiştir. Yaş sebzeler grubunun en önemli ürünlerinden domates üretimi bir önceki yıla göre %2,3 artarak 13,3 milyon ton olarak kayıtlara geçmiştir.

Tablo 1.3'te 2021 yılı için şehir bazında en yüksek üretim değeri olan şehirler gösterilmiştir. Konya en yüksek tarım alanına sahip olmasıyla birlikte ilk sırada yer alırken sırasıyla Antalya ve Mersin, Konya şehri kadar büyük tarım alanına sahip olmasa da toprak verimliliği sayesinde üst sıralardadır. Yıllık olarak tarımsal üretimdeki artış beraberinde bazı sorunları da getirmektedir. Ürün kayıpları ve bu kayıpların nedenleri tarımsal faaliyetlerde dikkat edilmesi gereken hususlardan biridir. Gıda sektöründeki süreçlerdeki ürün kayıplarının %50-55'lere varan oranlarda olduğu bilinmektedir. Bu kayıplar detaylı ele alındığında hasat sırasında, satış noktasına taşıma sırasında, depolama

Tablo 1.2. Türkiye yaş sebze ürünlerinin üretim miktarları (Ton) (TÜİK, 2023)

Ürün	2022	2023	Değişim (%)
Yumru ve kök sebzeler	1.369.834	1.337.029	-2,4
Havuç	788.578	777.908	-1,4
Turp	188.662	182.405	-3,3
Diğer	392.594	376.716	-4,0
Meyvesi için yetiştirilen sebzeler	25.303.925	25.189.433	-0,5
Domates	13.000.000	13.300.000	2,3
Hıyar	1.938.545	1.871.712	-3,4
Biber	3.018.775	3.081.010	2,1
Patlıcan	781.242	817.591	4,7
Kabak (sakız)	590.362	573.617	-2,8
Baklagil sebzeleri	768.936	768.028	-0,1
Kavun	1.587.230	1.403.214	-11,6
Karpuz	3.394.783	3.147.921	-7,3
Diğer	223.843	226.178	1,0
Başka yerde sınıflandırılmamış diğer sebzeler	2.425.086	2.519.299	3,9
Karnabahar	239.857	251.484	4,8
Lahana	964.296	988.111	2,5
Marul	561.990	577.773	2,8
Ispanak	230.071	232.699	1,1
Diğer	428.872	469.232	9,4
Toplam	29.098.845	29.045.761	-0,2

Tablo 1.3. 2021 yılı bitkisel üretim değerinin başlıca illerde dağılımı (Milyar TL; %) (TBB,2023)

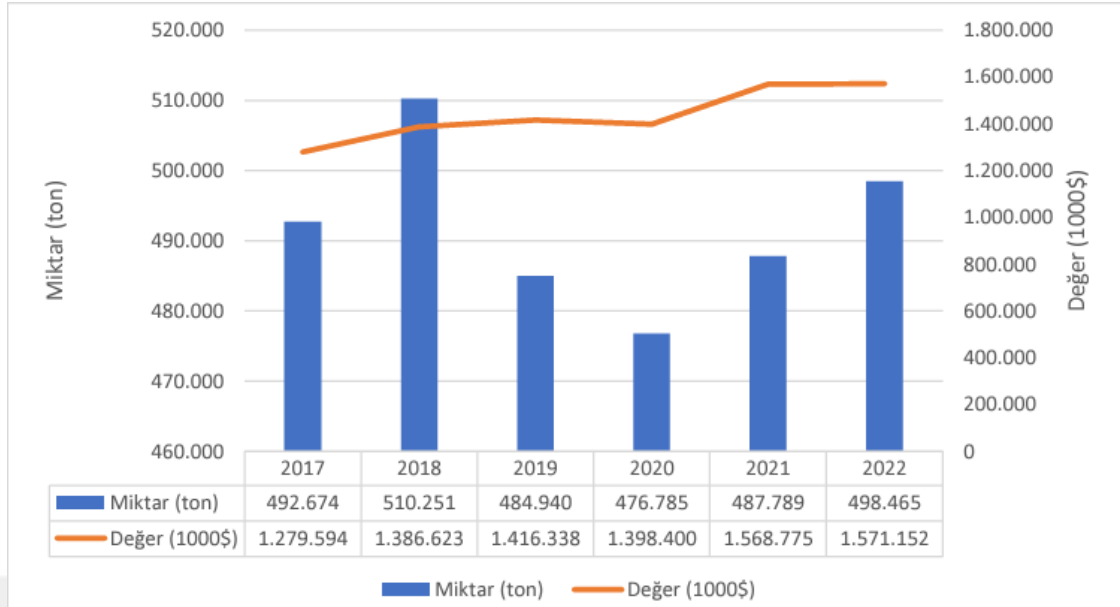
İl	Tarım Alanı * (Milyon Dekar)	Alan Payı	Üretim Değeri (Milyar TL)	Değer Payı	Dekar Başına Değer (TL)
Konya	15,6	%8	19,6	%6	1.257
Antalya	3,2	%2	19,4	%6	6.131
Mersin	3,0	%1	17,0	%6	5.607
Şanlıurfa	9,1	%4	16,8	%5	1.855
Adana	4,8	%2	11,8	%4	2.454
Bursa	2,7	%1	10,8	%4	3.932
İzmir	3,2	%2	9,6	%3	3.004
Manisa	5,0	%2	8,7	%3	1.752
Aydın	3,6	%2	7,6	%2	2.135
Samsun	3,5	%2	7,0	%2	1.993
Diğer	150,5	%74	178,2	%58	1.184
Türkiye	204,1	%100	306,4	%100	1.501

sürecinde, satışa hazırlık aşamasında ve tüketici aşamasında sırasıyla %4-15, %2-8, %5-15, %3-10 %1-5 arasında olduğu tahmin edilmektedir (TBB, 2023). Bu aşamada hasat sonrası ürünlerin tüketiciye kadar uzanan serüveninde soğuk zinciri oluşturmak ve fire miktarını en aza düşürmek tarımsal üretime ve ülke ekonomisine fayda sağlayacaktır. Bu nedenle artan üretim miktarları soğuk depolamayı ve soğuk zinciri daha da ön plana çıkarmaktadır.

Meyve ve sebze kurutma teknikleri geçmişten günümüze insanlar tarafından kullanılmaktadır. Yaz döneminde toplanan meyve ve sebzelerin kışın tüketilmesi amacıyla kurutma işlemi yapılmaktadır. Günümüzde ise meyve ve sebze kurutma yöntemleri artan tarımsal üretim ve ihracat ile birlikte dahada önem kazanmıştır. Kurutma işlemi özetle, meyve ve sebzelerin bünyesindeki %80-95 oranlarındaki suyun %10-20 oranlarına düşürülmesidir. Ancak kurutma işlemi sırasında meyve ve sebzelerin tat, görünüş, renk ve besin değeri gibi kalite özelliklerini korumak için doğru teknikler ve uygulamalar ile kurutma işlemi yapılmalıdır. Ayrıca pişirilmek üzere su ilave edildiğinde taze iken içerdikleri miktara yakın su alabilmelidir. Soğan, biber ve mantar hariç tüm sebzeler kurutma işleminden önce bir takım ön hazırlık aşamalarından geçirilmelidir. Tüm meyveler ise kurutma işleminden önce yıkanmalı ve çekirdeksiz olarak dilimlenmelidir. Kurutma işlemi 50-55 °C aralığında yapılmalıdır (GEKA, 2018).

Tablo 1.4. Türkiye geneli sektörel bazda ihracat değerleri (EİB, 2023)

Sektörler	2020 (1000 dolar)	2021 (1000 dolar)	2022 (1000 dolar)	Değişim (22/21)	Pay (22) %
I. Tarım	24.369.143	29.737.575	34.246.492	15,30	13,50
Kuru meyve ve mamulleri	1.399.574	1.574.287	1.573.464	0,30	0.6
II. Sanayi	127.645.230	170.880.410	185.880.772	45512,00	73.1
III. Madencilik	4.272.391	5.930.165	6.469.002	45300,00	2,50
Toplam (Tim*)	156.286.764	206.548.150	226.596.266	45513,00	89,10
İhracatçı Birlikleri					
Kaydıdan Muaf	13.227.403	18.819.527	27.613.269	47,00	10,90
İhracat					
Genel ihracat toplamı	169.514.167	225.367.676	254.209.535	12,90	100.0



Şekil 1.2. Türkiye geneli kuru meyve ihracatı yıllara göre değişimi (EİB, 2023)

Tarım ve Sanayi sektörü, Türkiye genel ihracatı toplamının yaklaşık %86,6'sını oluşturmaktadır. Kuru Meyve ve Mamulleri ihracatı ise %0,3'lük artış göstererek Türkiye genel ihracatının %0,6'sında pay sahibi olmuştur. 2017 yılından bu yana Türkiye geneli kuru meyve ihracatı miktar (ton) ve değer (dolar) bazında karşılaştırmalı olarak Şekil 1.2 de görülmektedir. 2022 yılında toplam kuru meyve ihracatı miktarda 498.465 ton, değerinde ise 1 milyar 571 milyon \$ olarak gerçekleşmiştir (EİB, 2023).

Tablo ve şekiller incelendiğinde tarımsal anlamda üretim kapasitesi her geçen yıl artmaktadır. Bu artış ile birlikte hasat sonrası kayıplarda orantılı olarak artmaktadır. Bu kayıpların en aza indirilmesi için soğuk zincir oluşturmak ve korumak hasat sonrası ürünlerin son tüketiciye kadar olan serüvenindeki kayıpları en aza indirmek ve sürdürülebilir tarımı sağlamak için önemlidir. Soğuk zincir hasat sonrası ürünlerin son tüketiciye ulaştırılincaya kadar muhafaza sıcaklığında depolanması ve transfer edilmesidir. Soğuk zincir ilk olarak ürünlerin depolanması ile başlar bu işlem soğuk hava tesisleri/depolarıyla yapılırken daha sonra mobil soğutuculu araçlarla transferiyle gerçekleşir.

Soğuk hava depolarında saklama sıcaklık aralığına göre soğuk hava depoları şöyle sınıflandırılmaktadır (EDQM, 2021):

- Oda sıcaklığında depolama: 15 °C ve 25 °C aralığında,
- Soğuk veya serin depolama: 8 °C ve 15°C derece aralığında,
- Buzdolabı depolama: 2 °C- 8°C derece aralığında,
- Derin dondurucu depolama: - 15°C derece ve daha düşük sıcaklıklarda,

Hasat sonrası ürünlerin muhafaza edilmesi ve daha sonra tüketilmesini sağlayan bir başka saklama yöntemi ürün kurutma yöntemidir. Kurutma yönteminin diğer saklama yöntemlerine göre bazı üstünlükleri vardır. Bunlar dondurulmuş ve konserve edilmiş ürünlere göre daha az yer kaplaması, paketleme ve depolama masraflarının daha az olmasıdır. Bu detaylar doğrultusunda artan tarımsal üretim ile orantılı olarak hasat sonrası ürün kaybını önlemek amacıyla ürünlerin doğru şekillerde depolanması veya saklanması dahada ön plana çıkmaktadır.

1.1 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada, Türkiye'de bulunan beş farklı il için soğuk hava depo tesisleri tasarlanmış, geleneksel ve daha çevreci soğutucu akışkanlar (R134a, 513a, R452a ve R1234yf) dikkate alınarak termodinamik analizleri yapılmıştır. Üç bağımsız oda, enterdonat cinsi limon ve Valencia cinsi portakalın muhafaza edilmesi için gerekli muhafaza sıcaklıklarında saklanması için tasarlanmıştır. Öncelikle, depolama için gerekli alan ve boyutları belirlenir. Daha sonra her odanın soğutma yükü belirlenerek elemanların kapasiteleri belirlenmiştir. Soğutucu akışkanların aşırı soğutulması ve aşırı ısıtılması soğutma çevrimlerini etkilediğinden her iki durum için soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak, tesisin elektrik tüketimi belirlenerek elektrik yükünü karşılayabilecek güneş paneli sayısı da belirlenmiştir. Güneş destekli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimini soğuk oda tesislerinde kullanımının termodinamik ve maliyet analizinin yapılması amaçlanmıştır.

1.2 Çalışmanın Önemi

Her geçen yıl artmakta olan tarımsal üretim miktarı hasat edilen ürünlerin depolanma ihtiyacını da arttırmaktadır. Hasat sonrası kayıpların en aza indirilmesi ve sürdürebilir tarımı arttırmak için soğuk zinciri oluşturmak ve korumak önemlidir. Soğuk zincir hasat edilen ürünlerin soğuk hava tesislerinde depolanmasıyla başlayarak, son tüketiciye ulaşana kadar muhafaza sıcaklığının korunmasıdır. Tarımsal üretimdeki bu artış soğuk hava tesislerinde de artışa neden olmuştur. Soğuk hava tesislerinin ilk yatırım ve işletim maliyetleri diğer depolama yöntemlerine göre daha yüksektir. Bu çalışmada PV panel entegreli soğuk hava tesisi tasarımı yapılarak farklı çevrim şartlarında, farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için termodinamik ve maliyet hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan tasarım ve hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler doğrultusunda, şehirlerin iklim şartlarının ve soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerinin soğutma sisteminin verimine etkisini ve dolaylı olarak tesisin ilk yatırım ve işletim maliyetlerine etkisi gösterilmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

PV panel entegreli soğuk tesisler kırsal bölgelerde soğuk depolamaya imkân sağlamak veya soğuk tesislerin işletme maliyetlerini azaltarak sürdürülebilirliği arttırmak için tasarlanmaktadır. Farklı sistem tasarımları veya ekipman tercihleriyle bu tesisler tasarlanabilir, aynı zamanda sistem verimliliği de arttırılabilmektedir. Bu bağlamda literatürde konuyla alakalı yapılan çalışmalar incelenmiş ve aşağıda ki gibi özetlenmiştir.

Basu vd. (2016) uygun soğuk hava depolarının yokluğu nedeniyle gıda mahsullerinin israfı, dünyanın az gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerinde büyük bir sorundur. Bu çalışmada bir patates soğuk hava deposunun kavramsal tasarımı ve bir yıl boyunca performans değerlendirmesi sunulmaktadır. Önerilen sistemde, soğuk tesisin elektrik ihtiyacını karşılamak için güneş enerjisi ile elektrik üreten PV paneller kullanılmıştır. Uygun bir çalışma stratejisi tasarlanmış ve entegre sistemin performansı, enerji ve ekserji açısından analiz edilmiştir. Önerilen sistemin, tesis için elektrik gereksinimleri karşıladıktan sonra, bir yıl boyunca yaklaşık 36 MW saat net enerji fazlası sağladığı bulundu. Önerilen sistemin finansal uygulanabilirliğini kontrol etmek için temel bir ekonomik analiz de yapılmıştır. PV panel sistemlerinin dört yıldan daha kısa geri ödeme sürelerine sahip olduğu bulunmuştur.

Reda vd. (2017) Mısır'da Assiut Üniversitesi kampüsünde inşa edilen küçük ölçekli, konut boyutunda güneş enerjili bir adsorpsiyon soğutma sisteminin performansı üzerine deneysel bir araştırma yapılmıştır. Deney düzeneği, toplam 36 m² yansıtıcı konsantrasyonlu parabolik yüzey güneş kollektör alanına sahip, 8 kW nominal soğutma kapasiteli adsorpsiyonlu chiller ve sırasıyla 1,8 ve 1,2 m³ hacimli sıcak ve soğuk su termal depolama tanklarından oluşur. Yaz sezonu saha testinin sonuçları, 21 ile 27 MJ/m² arasında değişen günlük güneş altında, sistemde kullanılan güneş kollektörlerinin yaklaşık %50 ila %78 arası yüksek ve neredeyse sabit bir ısı verime sahip olduğunu göstermektedir. Adsorpsiyonlu chiller performansı, soğutma suyu ve soğutulmuş su sıcaklıkları sırasıyla yaklaşık 31°C ve 19°C olduğunda, chiller ortalama günlük performans katsayısının (COP) 0,41 olduğunu ve ortalama soğutma kapasitesinin 4,4 kW olduğunu göstermektedir. Chiller soğutma suyu, sıcak kurak alanda soğutma kulesi tarafından soğutulur, soğutma suyu chiller'in tasarım noktasından daha yüksek bir

sıcaklıktadır. Bu nedenle, soğutma için şehir suyu kullanılarak bir deney yapılmıştır. Şehir suyu 27,7 °C olduğunda chiller COP'sinde %40 ve soğutma gücünde %17 artış sağlanmıştır.

Sharma vd. (2018) taze meyve ve sebzelerin depolanması için, ürünün depolama ömrünü minimum maliyetle artırmak için güneş enerjili hareketli bir soğuk depo yapısı tasarlamak ve geliştirmek için yapılan çalışmaların sonuçlarını sunmaktadır. Sonuçlar, domateslerin depolama sonunda daha uzun süre taze kaldığını göstermiştir. Her biri 210 Wp gücünde 8 güneş modülünden oluşan güneş enerjisiyle çalışan sistem, hareketli soğutmalı depolama yapısını çalıştırmak için yeterli olmuştur. Ortalama 1,6 kWh'lık elektrik enerjisi güneş enerjili sistem tarafından üretilmiştir. Depodaki sıcaklığın dış ortam sıcaklığına göre 26°C'ye kadar daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Dış ortam sıcaklığına göre depo yapısında önemli bir sıcaklık farkı oluşmuştur. İç sıcaklık ve bağıl nem sırasıyla 9,5°C ila 11°C ve %73 ila %92 aralığındadır bu değerler, bozulabilir maddelerin 1 ila 20 gün arasında önemli ölçüde daha uzun süre taze kalmasına neden olur.

Ganguly vd. (2019) Hindistan'ın Kalküta kentinin iklim şartları baz alınarak Lityum bromür-su soğutmalı bir soğuk tesis tasarımı yapılmıştır. Tesisin termal ve elektrik yüklerini karşılamak için güneş enerjili hibrit bir güç modeli oluşturmuşlardır. Hesaplamalar tesisin tam ürün kapasiteli olacak şekilde yapılmış ürünlerden meydana gelen soğutma yükünün tesisin toplam soğutma yükünün %70'ine karşılık geldiği sonucunu elde etmişlerdir. Tesisin elektrik ve termal yüklerini karşılamak için 46 adet parabolik oluklu kollektör ve 275 adet 150 Wp'lık PV panel kullanılmış ve tesisin elektrik ve termal ihtiyacının büyük kısmını karşılayabildiği görülmüştür. Yapılan sayısal hesaplamaların ardından tasarlanan solar panel entegreli soğuk tesisin geri ödeme süresinin 6,22 yıl olduğu sonucu elde edilmiştir.

Sadi vd. (2020) tarımsal ürünlerin yıl boyunca depolanması için güneş paneli entegre edilmiş, şebekeden bağımsız güneş enerjisiyle çalışan soğuk depolama sistemlerinin kullanımını araştırmıştır. Araştırmanın amacı, enerji ve ekonomik açıdan hangi tip güneş kollektörünün en iyi çözüm olduğunu değerlendirmektir. Bunun için 5 TR'lik bir soğuk patates deposunun gerekli yıllık soğutma yükü hesaplanmış ve daha sonra ısı temininde farklı tipteki kollektörlerin soğutma ünitesinin performansına etkisi araştırılmıştır. Parabolik oluklu kollektörler ile entegre edildiğinde, sistemin performansı, Vakum tüplü

kollektörler ve Düz plakalı kollektörler ile entegre edildiğinde sistem performansı çok daha düşüktür. Enerji açısından bakıldığında, Düz plakalı kollektör, vakum tüplü kollektörlere göre daha düşük enerji verimliliği sergiler, ekonomik değerlendirmelerde ise, farklı konfigürasyonların teknik etkinliği göz önüne alındığında, Vakum tüplü kollektör ile entegre edilen soğuk tesis, ekonomik ve enerjik açıdan en iyi performansı ortaya koymaktadır. Yapılan hesaplamaların ardından vakum tüplü kollektör'ün entegre edildiği tesis, 20 ton patatesin depolanması ile 11 yıllık geri ödeme süresini ortaya koymuştur. Önerilen sistemin kullanımı ile CO_2 üretim miktarı, doğal gazla çalışan absorpsiyonlu chiller sistemine göre %53 oranında azalmaktadır.

Munir vd. (2021) hasat sonrası kayıp, gıda güvenliği sorununu çözmek için ciddi bir sorundur. Bozulabilir maddelerin çiftlikte korunması için güneş enerjisi entegreli hibrit soğuk depolama sistemi, geliştirilmiş ve tasarlanmıştır. Soğuk oda içindeki hava akışını ve sıcaklık dağılımını değerlendirmek için CFD analizi yapılmıştır. Sistem 2 ton depolama kapasiteli $21,84 \text{ m}^3$ hacimli soğuk hava deposundan oluşmaktadır. Tüm sisteme güç sağlamak için 4,5 kWp PV sistem, 5 kW hibrit invertör ve 600 Ah akü grubundan oluşan bir hibrit güneş sistemi kullanılmıştır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi (2 ton) soğutmayı (-4°C ila 4°C) depolamak için termal yedek olarak üç soğutma pedi (tuzlu su çözeltisi ile doldurulmuş) ile birlikte kullanıldı. Patatesler üç ay boyunca 8°C 'de saklandı (Mayıs 2019 Temmuz 2019'a kadar). Güneş ışınlamı $5,0\text{--}6,0 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \times \text{d})$ aralığında kaydedildi ve ortalama güç tepe noktası olarak 4,0 kW bulundu. Şebekeden 4,3 kWh ve güneşten 10,5 kWh, yani güç tüketiminin %30'u şebekeden ve %70'i güneş PV modüllerinden sağlanmıştır. Genel olarak depolama süresi boyunca ürünün soğuk depolama ünitesi toplam ağırlık kaybını azaltır (%7,64) ve kalite özelliklerini verimli bir şekilde koruduğunu katılar.

El-khozondar vd. (2021) bu çalışmada, elektrik kesintisi yaşayan Gazze'de enerji tüketimini azaltmak için güneş enerjili bir soğuk hava deposu tasarlamayı ve geliştirmeyi amaçlamaktadır. Sistem, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde farklı sıcaklıklarda üç evaporatör ve tek bir kompresör ile çalışmaktadır. Sistemin enerji tüketimini azaltmak için buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak İzobüten (R600a) kullanılmıştır. Sistem, gıda maddelerinin depolandığı üç bölmeden oluşmaktadır ve aşağıdaki gibidir: Birinci bölme sebze ve meyveleri $7\text{--}10^\circ\text{C}$ sıcaklıkta tutar; İkinci bölme

sütü 0–3°C sıcaklıkta saklar; Üçüncü bölme et ve balığı –10-20°C sıcaklıkta saklar. Güneş enerjili soğutucu Al-Azher Üniversitesi laboratuvarında tasarlanmıştır ve tesisin elektrik ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılandığı sonucuna varılmıştır.

Ikram vd. (2021) muz meyvesini depolamak için solar PV entegreli soğutma tesisinin kavramsal bir çalışmasını yapmışlardır. İlk aşamada, geleneksel sistem kapsamlı bir şekilde analiz edilmiştir. İkinci aşamada, azaltılmış tüketim ile optimize edilmiş sistemin güneş PV alanı hesaplanmıştır. Önerilen PV hibrit soğutma sisteminin güneş alanı boyutlandırması ve performans optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar, 170 m²'lik bir güneş alanıyla, optimize edilmiş bir PV hibrit soğutma sisteminin, belirli iklim koşullarında %59.2'lik bir performans oranında %58.1'lik bir güneş fraksiyonu elde edebileceğini göstermiştir. Net ölçüm ile hibrit sistem 5.2 yıllık geri ödeme süresi ile yüksek bir ekonomik fizibilite göstermektedir.

Xu vd. (2021) soğuk hava depoları için güneş enerjisi absorpsiyonlu aşırı soğutmalı sıkıştırılmalı hibrit soğutma sisteminin (SASCHCS) enerji tasarrufu, üst sınırından önemli ölçüde düşüktür. Bu fenomen, alt soğutucuların ısı kapasitelerinin, büyük boyutlu absorpsiyon alt sistemlerinin güvenilir çalışmasını garanti etmek için çok küçük olmasına atfedilir. Soğuk enerji tamponu, yukarıda belirtilen sorunları ele almak için kullanılır. enerji tamponu kaçınılmaz olarak solar soğutma gücü kayıplarına yol açar ve sermaye maliyetini arttırır. Sonuç olarak, güneş soğutma gücünün kaymasını içeren ve içermeyen soğuk enerji tamponlu üç yerleşim planı, geleneksel SASCHCS, SASCHCS, teknik ve finansal olarak karşılaştırılmıştır. 8760 saatlik yıllık simülasyon ve en iyi yerleşimin parametrik analizi gerçekleştirilir. Son olarak, genetik algoritma ile üç yerleşim optimize edilmiştir. Güneş soğutma gücünün kayması hariç serin enerji tamponlu SASCHCS'nin en iyi ve %11,4 olduğu gösterilmiştir. Ek olarak, en düşük geri ödeme süresi 4.69 yıldır ve maksimum net bugünkü değer 2,88 milyon CNY'dir. Spesifik olarak. Önerilen yerleşim, trijenerasyon amacıyla PV termal kollektörler ve güneş enerjisi santralleri ile bağlanabilir.

Deng vd. (2022) gündüzleri elektrik ihtiyacını PV panellerden karşılayan geceleri ise düşük fiyatlı elektrik ile karşılayan soğuk hava tesisi tasarımı yapmak için bir simulink modeli oluşturmuşlardır. Oluşturulan modeli kıyaslamak için deney düzeneği oluşturularak sonuçları karşılaştırılmıştır. 24 saatlik deneyin sonucunda PV paneller tarafından üretilen

elektriğin tesisin toplam elektrik maliyetinden %65,27 oranında tasarruf ettirdiği ve soğuk odaların elektrik tüketiminin toplam tesisin elektrik tüketiminde %32,62'lik paya sahip olduğunu gözlemlemişlerdir.

Abdullah vd. (2022) R134a ve R22 soğutucu akışkanlarının çevresel etkileri nedeniyle alternatif soğutucu akışkan olarak birkaç saf hidrokarbon, hidroflorokarbon, hidrofloroolefin, florlu eter ve ikili azeotropik karışım içeren tek ve çift kademeli soğutma çevrimlerinin performansını incelemişlerdir. Sonuçlar, saf siklopentan soğutucu akışkanın kullanıldığı tek ve çift kademeli soğutma çevrimlerinde maksimum COP değeri sırasıyla 4.14 ve 4.35'tir. Azeotropik karışımlar kullanılarak tek ve çift kademeli soğutma çevrimleri incelendiğinde maksimum COP sırasıyla 3.96 ve 4.27 değeriyle R134a+RE170'in kullanıldığı çevrimlerde elde edilmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda siklopentan diğer soğutkanlara göre daha iyi soğutma performansı gösterirken yanıcı oluşu göz ardı edilmemelidir.

Gayth vd. (2022) konut ve ofis binalarında mekan soğutması amacıyla hibrit güneş enerjili soğutma sisteminin buz depolama ile entegre edilmesinin potansiyel faydalarını araştırmışlardır. Araştırılan hibrit sistem için, sırasıyla 70 kW ve 366 kW'lık soğutma yükleri altında hesaplamalar yapılmıştır. Sistem performansını değerlendirmek için hem ekonomik hem de çevresel perspektiflerden değerlendirmek için fizibilite çalışması yürütülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre araştırılan sistem yıllık enerji tüketiminde geleneksel soğutma sistemlerine göre %38'lik bir düşüş sergilerken CO₂ emisyonlarında ise %40 oranında önemli bir tasarruf sağladığı görülmüştür.

Natarajan vd. (2023) Hindistan'da çiftlik içi işleme ve soğuk depolama tesislerinin eksikliği nedeniyle hasat sonrası ürünlerin %25 ila %30 arasındaki ürün kaybını azaltmak ve kırsal alanlarda soğuk tesislerin kullanımını arttırmak için güneş enerjisi entegreli bir soğuk tesis tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımda 2 tonluk hibrit taşınabilir enerji tasarruflu soğuk hava tesisi tasarlanmıştır. Faz değiştirme malzemesi (PCM) olan ve olmayan güneş enerjili soğuk hava deposunun performansını karşılaştırmak için laboratuvar ortamında 5kW, 2 Tonluk prototip güneş enerjili soğuk hava deposu üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. PCM tabanlı güneş enerjili soğuk depolama sistemi geleneksel soğuk depolama sistemlerine göre daha iyi performans gösterdiği ve sistemin elektrik tüketimini %17,9 oranında azalttığı sonucunu elde etmişlerdir.

Davoodi vd. (2023) ısı pompalı kurutma sistemlerinin gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanıldığı düşünüldüğünde, sistem performansını incelemek ve optimizasyonlarla iyileştirmek için yaptıkları çalışmada enerji, ekserji ve eksergoekonomi dikkate alınarak kurutma sistemi için kapsamlı bir model araştırılmıştır. Araştırmada buharlaştırıcı, ısı pompası kapasitesi, kondanser sıcaklıkları, kuru ve ıslak bazda nem içeriği, ürün kütlesi ve akışkan tipleri gibi çeşitli parametrik analizler yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak 5 çevre dostu soğutucu akışkan kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla, R134a, R1234yf, R1234ze, R717 ve R152a ısı pompasının çalışma akışkanı olarak kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar ve kıyaslamalar sonucunda R717 soğutucu akışkanının kullanıldığı sistem en iyi enerjik performansa sahip olmasına rağmen, R1234yf kullanımının en kısa kurutma süresi ve en düşük kurutma maliyeti ile kurutma işleminin gerçekleştirildiği sonucuna varılmıştır.

Soni vd. (2023) yaptıkları araştırmada R134a, R152a, R600a ve R290 gibi çeşitli soğutucu akışkanlar kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performansını incelemiştir. Tasarlanan model kompresör kapasitesi ve sistem COP'sini hesaplamak ve kıyaslamak için kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda R290 soğutucu akışkanının geniş çalışma sıcaklığı aralığında R600a'ya çok yakın COP değerine sahip olduğunu ve düşük küresel ısınma potansiyeli ve ozon tüketme potansiyelinin yanı sıra R134a'ya kıyasla çok yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Aziz vd. (2023) Güneş entegreli termal enerji depolama ile soğuk depolama tesislerinin, fosil yakıt bazlı soğuk depolama tesislerine alternatif olabileceğini araştırmak amacıyla güneş bazlı hibrit soğuk hava deposu tasarımı yapmışlardır. 500 kg faz değişim malzemesi kullanarak gizli termal enerji depolama sistemini entegre ederek güneşlenme sürelerinin dışında da tesisin enerji ihtiyacını karşılamayı amaçlamışlardır. 4,88 m x 2,44 m x 2,44 m ölçülerinde güneş bazlı hibrit soğuk depo tasarlamışlardır. Güç sistemi için üç farklı mod belirlenmiştir, gizli termal enerji depolama (LTES), elektrokimyasal enerji depolama (EES) ve enerji depolamasız modlarıdır. LTES güç modu, EES güç moduna kıyasla yaklaşık 1,5 yıl daha kısa geri ödeme süresine sahiptir. PCM sistemi, harici bir enerji kaynağı olmadan oda sıcaklığını 13 saat boyunca 3°C'lik depolama sıcaklığında tutmuştur. Genel olarak, LTES sistemiyle entegre edilmiş soğuk depolama tesisleri, enerji depolamanın gerekli olduğu durumlarda daha iyi tekno-ekonomik performans sağladığı

ve gelecekte ticari uygulama için sistemin ölçeklendirilmesinin düşünülebileceği bulunmuştur.

Zhang vd. (2023) Hidrokarbonlar (HC'ler), mükemmel termofiziksel özellikleri ve çevre dostu olmaları nedeniyle umut vadeden alternatif soğutucular olarak kabul edilir. Ancak yaygın olarak kullanılan R134a soğutucu akışkanının aksine daha yanıcıdır. Bu çalışmada R134a soğutucu akışkanına alternatif ozon tabakasını inceltme potansiyeli daha düşük hidrokarbon soğutucularını araştırmak ve yanıcılığını azaltmak için R134a/R1270, R134a/R170 ve R170/R1270 soğutucu akışkanlarıyla parametrik hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda R1270, R170 ve bunların karışımlarının soğutma sistemlerini daha güvenli ve çevreci kıldığı sonuçlarına varılmıştır.

Xu vd. (2024) buzda enerji depolama yöntemi kullanarak gün içerisinde PV paneller ile üretilen elektrik enerjisi ile tesisin elektrik ihtiyacını karşılamak ve fazlasını ise buzda depolayarak gece kullanmayı amaçlamışlardır. Bu detaylar göz önünde bulundurularak deney düzeneği hazırlanmış ve hesaplamalar yapılmıştır. Deneylerin sonucunda bobinlerde oluşan buz kalınlığının 27 ila 32 mm aralığında olduğunu ve buz depolama oranının %35,82 olduğu sonucunu elde etmişlerdir. Hesaplamalar yapılırken soğuk oda yüklü ve yüksüz olarak iki farklı şekilde ele alınmıştır. Soğuk oda içerisinde ürün varken (yüklü) buz üretimi, ürün yokken ki haline göre %22,06 daha azdır. Ayrıca, buzda enerji depolama sistemi, Güneş enerjisi teknolojisi ile birleştirildiğinde, soğutma kapasitesi yalnızca buzda enerji depolama teknolojisinin kullanılmasına kıyasla %7,15 oranında azaldı ve bu da yıllık elektrik maliyetinde %30,20 oranında tasarruf sağladığı sonucunu elde etmişlerdir.

Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde PV entegreli soğuk tesislerin elektrik tüketimini %70'e varan oranlarda güneş enerjisi ile karşılanabileceği görülmüştür. Güneşlenme sürelerinin dışında termal enerji depolama yöntemleri gibi yöntemlerle depolanan enerjinin güneşlenme süreleri dışındaki saatlerde kullanılarak elektrik tüketiminde şebeke kullanımını azaltabileceği sonucu elde edilmiştir. Genel olarak çalışmalar incelendiğinde PV panel entegreli soğuk tesislerin işletim maliyeti, geri ödeme süresi ve CO₂ salınımını azalttığını ve sürdürülebilirliği arttırdığı görülmüştür. Bunun yanı sıra geleneksel soğutucu akışkan olarak kullanılan R134a soğutucu akışkanının çevre

zerindeki olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için R134a'ya alternatif olarak farklı saf ve karışımlar ile sistem performansları incelenmiş ve alternatifler sunulmuştur. Bu çalışmada farklı dış ortam sıcaklıklarına ve farklı güneşlenme sürelerine sahip iller için farklı soğutucu akışkanlar kullanarak termodinamik ve maliyet hesaplamaları yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler ışığında geleneksel olarak kullanılan R134a soğutucu akışkanına alternatif olarak yeni ve daha çevreci akışkanların performansları incelenmiştir.



3. KURAMSAL TEMELLER

Termodinamiğin birinci yasası enerji korunumu ile ilgilidir ve sistemin enerji değişimi ile sisteme enerji girişi/çıkışının göz önüne alınması hesaplanmaktadır. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niceliğini yanı sıra niteliğinin de önemli olduğunu ifade eder. Bu yasa ile entropi ve ekserji kavramlarını önemli hale gelmiştir. Entropi hal değişimlerinin yönünü belirlenmesinin yanı sıra tersinmezliklerin belirlenmesi için de önemlidir. Tersinmezliklerin belirlenmesi mühendislik sistemlerin verimlerinin belirlenmesinde kullanılan önemli kriterlerden biridir (Cengel ve Boles, 2011).

Termodinamiğin ikinci yasasının ışığında enerjinin niteliğini veya "iş potansiyelini" ölçme girişimleri, ekserji adı verilen özelliğin tanımlanmasıyla sonuçlanmıştır. Ekserji analizi, süreçleri ve sistemleri gerçek ve anlamlı bir şekilde değerlendirmek ve karşılaştırmak için alternatif bir yol sağlayan termodinamiğin ikinci yasasına dayalı bir termodinamik analiz tekniğidir. Özellikle ekserji analizi, gerçek performansın ideal olana ne kadar yakın olduğunu gösterir ve termodinamik kayıpların nedenlerini ve yerlerini enerji analizinden daha açık bir şekilde belirler. Sonuç olarak, ekserji analizi tasarımların iyileştirilmesine ve optimize edilmesine yardımcı olur.

Enerji dönüşüm sistemlerinin ve süreçlerinin performansı esasen verimlilik ile ölçülür. Bu ölçü soğutma ve ısı pompası sistemleri için performans katsayısı adını haline gelir. İki termodinamik verimlilik türü vardır bunlar: enerji verimliliği ve ekserji verimliliğidir. Enerji verimliliği genellikle performans değerlendirmesi için yaygın olarak kullanılsa da, ekserji verimi sistem verimini gerçeğe daha yakın olarak ifade eder çünkü tersinmezlikleri dikkate alır ve sistemlerin gerçek verimini ifade eder. Enerji ve ekserji verimi dikkate alınarak, kullanılan enerjinin kalitesi ve miktarı değerlendirilerek enerji kaynaklarının verimli ve etkili bir şekilde kullanılıp kullanılmadığı analiz edilebilir (Dincer ve Kanoğlu, 2010).

Kütlenin korunumu denkleminin genel formu şöyle ifade edilir:

$$\frac{dm_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_\zeta - \sum \dot{m}_g \quad (3.1)$$

Burada;

$\frac{dm_{KH}}{dt}$	Kontrol hacmindeki birim zamandaki kütle değişimi
$\sum \dot{m}_\varphi$	Kontrol hacminden çıkan kütle debisi
$\sum \dot{m}_g$	Kontrol hacmine giren kütle debisi

Enerjinin korunumu denkleminin genel formu şöyle ifade edilir:

$$\frac{dE_{KH}}{dt} = \dot{Q}_{KH} + \dot{W}_{KH} + \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{v^2}{2} + gz_g \right) - \sum \dot{m}_\varphi \left(h + \frac{v^2}{2} + gz_\varphi \right) \quad (3.2)$$

Burada;

$\frac{dE_{KH}}{dt}$	Kontrol hacmi içerisinde t anında enerjinin zaman göre değişimi
$\dot{Q}_{KH}$	Kontrol hacmine t anında ısı transferi yoluyla giren net enerji geçiş hızı
$\dot{W}_{KH}$	Kontrol hacminden t anında iş yoluyla çıkan net enerji geçiş hızı
$\dot{m}_g$	Kontrol hacmine giren kütleli debi
$\dot{m}_\varphi$	Kontrol hacminden çıkan kütleli debi
h	Kontrol hacmine giren veya çıkan kütleli özgül entalpisi
$\frac{v^2}{2}$	Kontrol hacmine giren kütleli kinetik enerjisi
g	Yer çekimi ivmesi
z	Giriş ve çıkış arasındaki yükseklik(kot farkı)

Kontrol hacminin entropi akış dengesinin genel formu şöyle ifade edilir:

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_u \quad (3.3)$$

Burada;

$\frac{dS_{KH}}{dt}$	Entropi değişim hızı
s_g	Sisteme giren kütleli özgül entropisi
s_φ	Sistemden çıkan kütleli özgül entropisi
$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$	Isı transferine eşlik eden entropi transfer hızı

T_k	Sistem ile çevre arasındaki sınır sıcaklığı
$\dot{S}_{\dot{u}}$	Entropi üretimi

Kontrol hacminin ekserji dengesinin genel formu şöyle ifade edilir:

$$\frac{dEX_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g e_{xg} - \sum \dot{m}_\varphi e_{x\varphi} + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W}_{KH} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt}\right) - E_y \quad (3.4)$$

Burada;

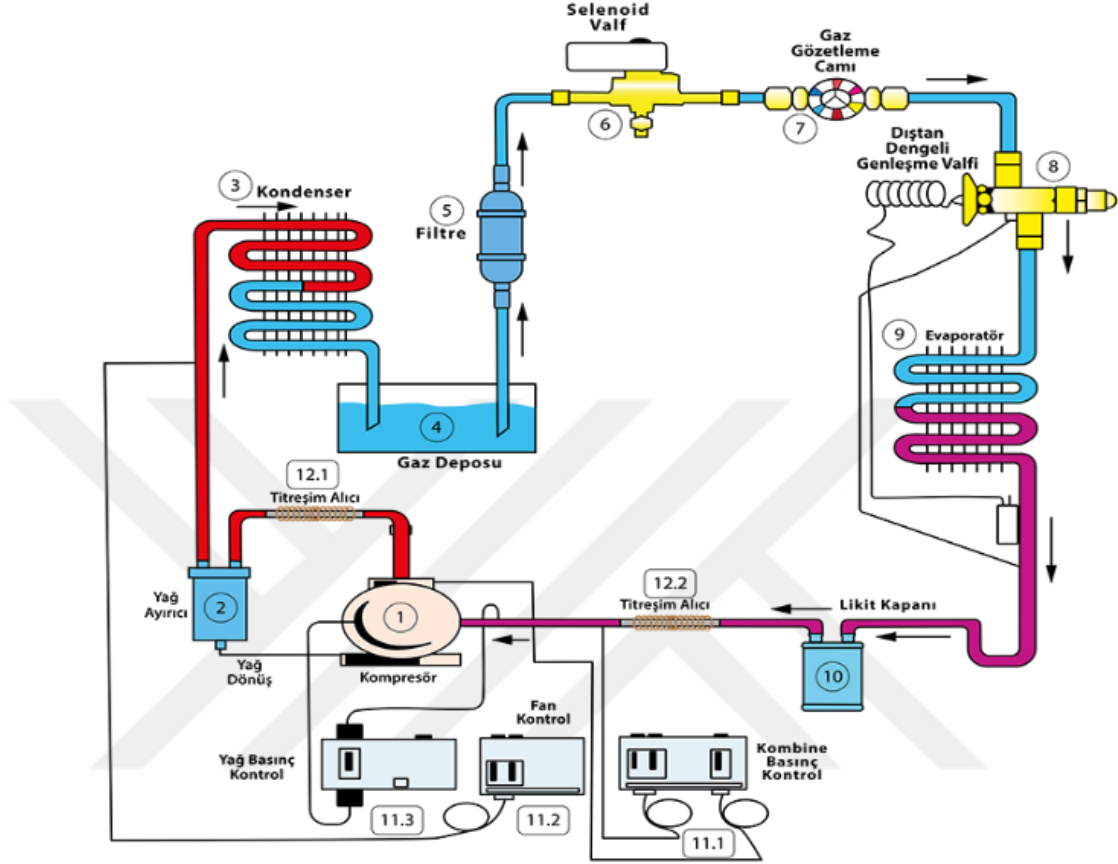
$\frac{dEX_{KH}}{dt}$	Kontrol hacminde birim zamanda ki ekserji değişimi
e_{xg}	Kontrol hacmine giren kütlenin özgül ekserjisi
$e_{x\varphi}$	Kontrol hacmine çıkan kütlenin özgül ekserjisi
P_0	Çevre basıncı
$\frac{dV_{KH}}{dt}$	Kontrol hacminin birim zamandaki değişimi
$\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k$	Sistem ile çevre arasında meydana gelene ısı transferine karşılık gelen ekserji geçişi
E_y	Ekserji yıkımı, $E_y = T_0 * \dot{S}_{\dot{u}}$

3.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Yukarıda genel formları verilen denklemler kullanılarak bir çevrimin termodinamik analizinin yapılması mümkündür. Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi göz önüne alındığında ise birçok elemanın çevrimi oluşturduğu Şekil 3.1’de görülmektedir. Soğutma çevriminde kullanılan yardımcı ekipmanlar ve işlevleri aşağıda verilmiştir (Termodizayn, 2024):

- Kompresör: Soğutucu akışkanın sirkülasyonu için kullanılmaktadır.
- Yağ ayırıcı: Yağ ayırıcı, soğutma sistemlerinde kompresörün basma hattında kullanılmaktadır. Yağ ayırıcı soğutma grubunda kompresörden çıkan yağ ve

soğutucu akışkan karışımını ayırarak yağın kompresöre geri dönüşünü sağlarken soğutucu akışkanın sisteme gitmesini sağlar.



Şekil 3.1. Şematik Soğutma Çevrimi (Termodizayn, 2024)

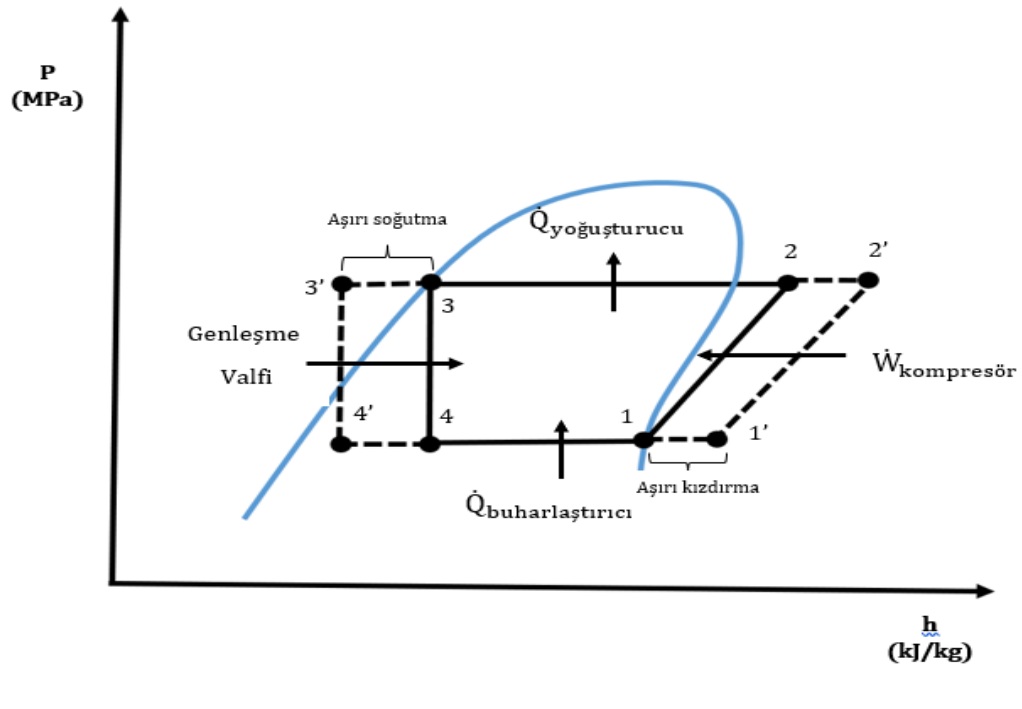
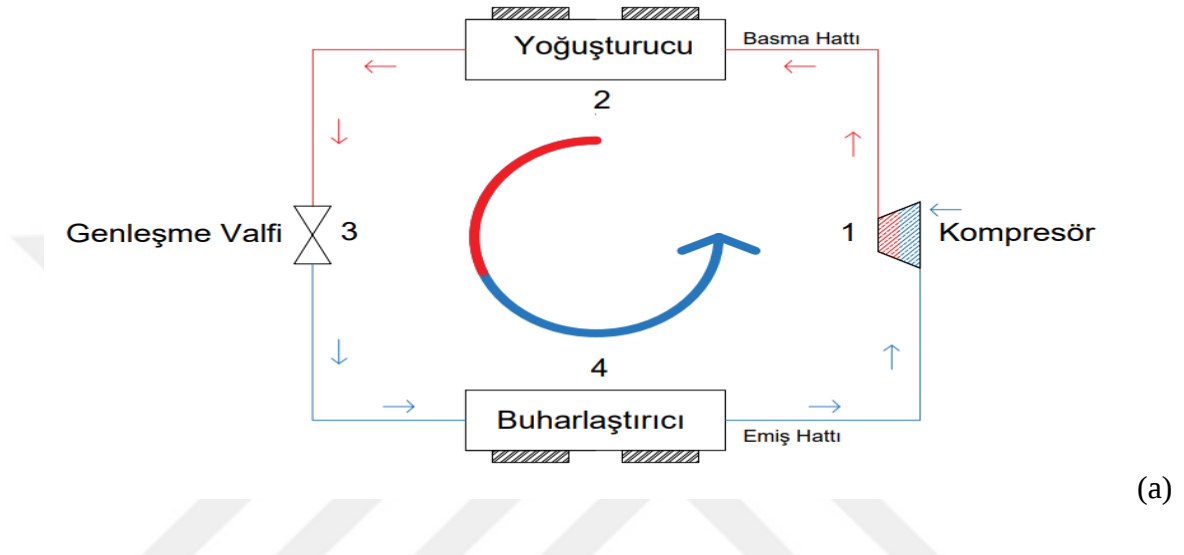
- Kondenser (Yoğuşturucu): Soğutucu akışkandan ısının atılması sonucu buhar fazından sıvı faza geçmesini sağlamak için kullanılır.
- Gaz deposu: Sistemin büyüklüğüne ve çalışma şartlarına göre değişiklik gösterebilen bu tanklar soğutucu akışkanın sıvı halde depolandığı yeri oluşturmaktadır.
- Drayer (Filtre): Drayerler tam anlamıyla sistemde filtre görevi görmektedirler.
- Selenoid valf: Soğutma sistemlerinde genellikle likit (sıvı) hattında kullanılır, bu ekipman tam anlamıyla elektriksel vanadır. Selenoid valflerin birden fazla kullanım amacı vardır. Başlıca kullanım amaçları merkezi sistemlerde oda sıcaklığı istenilen sıcaklığa geldiğinde buharlaştırıcıya giden gaz akışını keserek soğutma grubunun yükünü hafifletir. Buna ek olarak arıza veya soğutma grubuna müdahale gerektiren

durumlarda soğutucu akışkanı likit tankına toplamaya ve orada sabit tutmaya yardımcı olur.

- Gözetleme camı: Soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak kullanılan soğutucu gazın fiziksel durumunu gözle görebilmek için kullanılan bir ekipmandır.
- Genleşme valfi: Genleşme valfi yoğuşturucudan gelen sıvı fazındaki soğutucu akışkanın basıncını düşürerek düşük sıcaklıklı sıvı haline getirir ve buharlaştırıcı içerisinde rahatça buharlaşabilmesine öncülük eder.
- Evaporator (Buharlaştırıcı): Soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan ısı alması sonucu buharlaşması için kullanılır.
- Likit kapağı: Buharlaştırıcı kapasitesinin yetersiz olduğu durumlarda soğutucu akışkanın kompresöre sıvı fazında gitmesini engelleyerek kompresöre sıvı fazda gelen akışkanın oluşturabileceği arızaları önler.
- Alçak / Yüksek basınç otomatığı: Soğutma sisteminde emiş ve basma hattındaki çalışma basıncının istenilenden daha düşük veya yüksek olması durumunda kompresörün çalışmasını durdurmak suretiyle sistemin emniyetini sağlayan ekipmandır.
- Titreşim alıcı: Esnek metal hortum olarak bilinen bu ekipman her sistemde kullanılmamakla beraber büyük sistemlerde ağırlıklı görülmektedir. Soğutma gruplarında ekipmanlar arasındaki bağlantı bakır borularla sağlanır. Bu bağlantılar kaynak vb. yöntemlerle sağlanır. Soğutma gruplarında kompresörün basma hattında meydana gelen yüksek basınçtan dolayı bir miktar titreşim ve sarsıntı meydana gelmektedir. Bu titreşim ve sarsıntı kaynakların çatlamasına diğer bağlantı elemanlarının ise gevşemesine neden olur. Titreşim alıcılar bu olumsuzlukları ortadan kaldırmak için kullanılır.

Buhar sıkıştırırmalı çevrimlerin termodinamik analizinde kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı göz önüne alınarak hesaplama yapılmaktadır. Şekil 3.2’de bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait şematik resim ve basınç-entalpi diyagramı verilmiştir. Bu çevrimlerde alçak basınçtaki soğutucu akışkan kompresör tarafından yüksek basınca çıkartıldıktan sonra yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucuda yoğuşma gerçekleştirilerek (ısı atılarak) soğutucu akışkan genleşme valfine yollanır ve buradan geçirilerek alçak basınçlı/düşük sıcaklıkta akışkan haline dönüştürülür. Daha sonra ise

buharlaştırıcı vasıtası ile ortamdan ısı çekilerek soğutma gerçekleştirilir. Soğuk oda tasarımında en önemli noktalardan birisi buharlaştırıcı aracılığıyla ortamdan çekilecek ısınnın belirlenmesidir. Soğutma yükü olarak bilinen ortamdan çekilecek ısınnın belirlenmesi ile diğer ekipmanların kapasitesinin tayini belirli kabuller altında yapılabilir.



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait (a) şematik resim ve (b) basınç-entalpi diyagramı

3.2 Soğutucu Akışkanlar

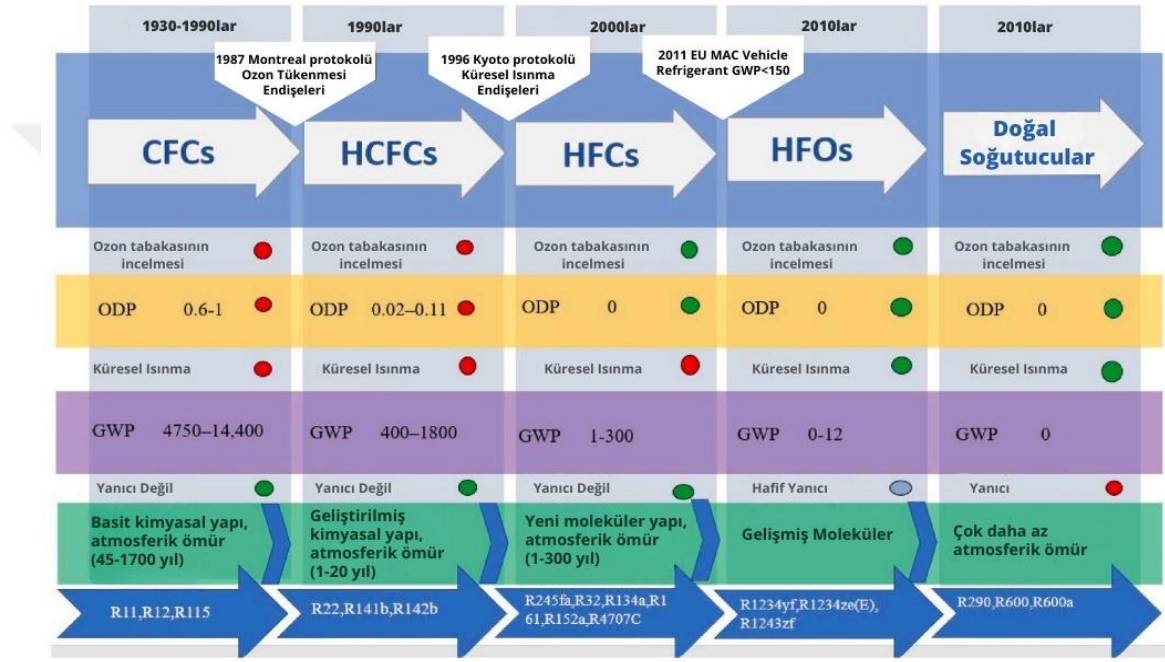
Soğutucu akışkanlar, iklimlendirmeden gıda depolamaya, kimyasal işlemlerden biyomedikal uygulamalara birçok alanda kullanılmaktadır. Genellikle soğutucu akışkanlar buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleriyle birlikte kullanılarak soğutma işlemi gerçekleştirilir. Ancak bu sistemlerin yüksek enerji tüketimi ve soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri dikkate alınması gereken hususlardandır. Küresel enerjinin %30'u buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kullanılmaktadır. İlk soğutucu akışkanlar 1830 yılında ilk soğutma makinesinin icadıyla 1. nesil soğutucu akışkanlar olarak piyasaya çıkmıştır. Bu soğutucu akışkanlar yanıcı, toksik veya her iki özelliğe de aynı anda sahip olabilmektedirler. Amonyak, hidrokarbonlar ve sülfürik eter gibi bazı soğutucuların ise diğer maddelerle daha kolay reaksiyona girebilmektedir.

Yirminci yüzyılın başlarında fabrikalar ilk kez HCFC'ler (Hidrokloroflorokarbonlar) ve CFC'ler (Kloroflorokarbonlar) üretmeye başladı. Bu soğutkanlar toksik ve yanıcı olmayan yapılarına rağmen çevredeki diğer maddelerle reaksiyona girmeleri sebebiyle yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon tabakası inceltme potansiyeli (ODP) değerlerine sahiptir. 1930'larda geliştirilen CFC'ler R11, R12 ve HCFC (R22) 1990'larda Montreal Protokolü tarafından yasaklanana kadar genellikle kullanılan soğutucu akışkanlardır. Kyoto Protokolü, yüksek GWP değerine sahip soğutucuların kademeli olarak kaldırılması için yürürlüğe girdi. 1. nesil soğutucu akışkanların çevresel etkilerini en aza indirmek için alternatif soğutucu akışkanlar için çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, saf hidrokarbonlar (HC'ler), hidroflorolefinler (HFO'lar) ve bu akışkanların karışımları daha düşük GWP değerleri sebebiyle diğer soğutucu akışkanlara alternatif olarak değerlendirilmiştir. HC ve HFO'ların en büyük dezavantajı yanıcı olmalarıdır (Kumma ve Kruthiventi, 2024).

Soğutucu akışkanlardan genel olarak bazı özelliklere sahip olması beklenmektedir. Bu özellikler (Şimşek, 2023);

- Buharlaşıma gizli ısısı yüksek olmalıdır.
- Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır.
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır.
- Patlayıcı, yanıcı ve zehirleyici olmamalıdır.

- Sızıntı, koku ve renk gibi fiziksel özelliklerle kolay tespit edilebilmelidir.
- Düşük maliyetli olmalıdır.
- Isı iletkenliği yüksek olmalıdır.
- Elektriksel olarak yalıtkan olmalıdır.
- Düşük donma sıcaklığı, yüksek kritik sıcaklığa sahip olmalıdır.
- Küçük özgül hacme sahip olmalıdır.
- Düşük viskoziteye sahip olmalıdır.

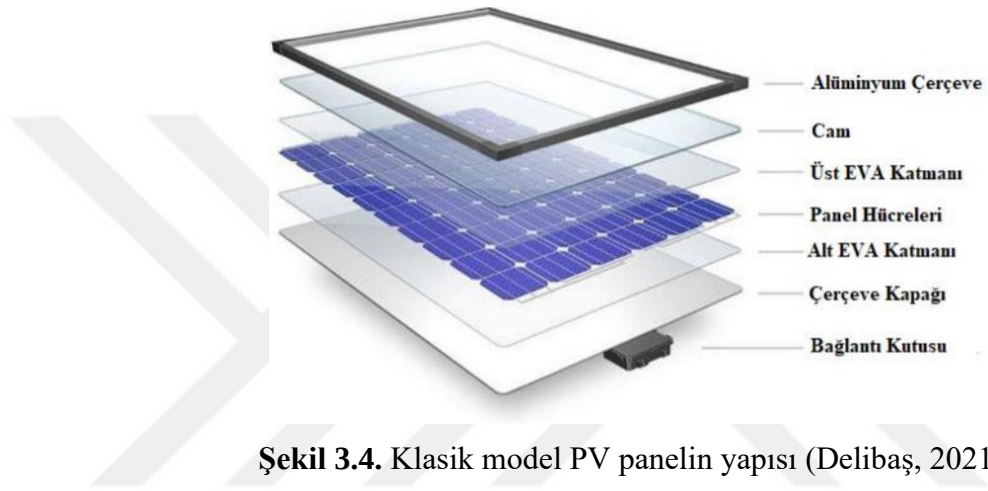


Şekil 3.3 Farklı soğutucu gruplarının özellikleri (Kumma ve Kruthiventi, 2024)

3.3 PV Paneller

PV güneş teknolojilerinin en temel aksamı olan güneş modülleri, güneş enerjisini doğrudan elektrik enerjisine çevirmektedir (Şekil 3.4). PV güneş teknolojilerinde temel ilke PV dönüşümdür. Bu dönüşüm iki adımda gerçekleşir, birinci aşamada, pozitif-negatif akım taşıyıcıları olan yük çiftlerinin oluşturulması, ikinci aşama da çiftlerin bir elektrik alanı ile birbirinden ayrılmasıdır. PN eklemi oluşturulurken içerisinde fazla elektron bulunan n-tipi yarı iletken madde ile fazla pozitif yük bulunan p tipi yarı iletken madde yan yana getirilir. Bu ekleme yapısal olarak oluşturulmuş bir elektriksel alan mevcuttur. Tüm enerji dönüşüm olayları bu bölgede olmaktadır. Bu ekleme gelen güneş fotonları

enerjisini bu eklemdaki elektronlara verir ve bu enerji ile oluşan negatif-pozitif yükler, var olan elektriksel alan ile birbirlerinden ayrılır. Böylece devrede doğru akım üretilmiş olur (De ve Ganguly 2019). Üretilen bu doğru akım depolamalı veya depolamasız olarak yani doğrudan veya sonradan depolamalı olacak şekilde yardımcı devre elemanları ile şebekeye aktarılabilir.



Şekil 3.4. Klasik model PV panelin yapısı (Delibaş, 2021)

MATERYAL ve YÖNTEM

4.1 Materyal

Bu çalışmada Türkiye'de bulunan beş farklı il için soğuk hava depo tesisleri tasarlanarak, geleneksel ve daha çevreci soğutucu akışkanlar (R134a, R513a, R452a ve R1234yf) dikkate alınarak termodinamik analizleri yapılmıştır. Enterdonat cinsi limon ve Valencia cinsi portakalın muhafaza edilmesi için ayrı ayrı üç oda tasarlanmıştır. Tesiste soğuk muhafaza edilmesi gereken ürünler ve özellikleri Tablo 4.2'de verilmiştir. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi öncelikle depolama için gerekli alan ve ölçüler belirlenir. Daha sonra soğutma yükü hesaplanır. İdeal ve aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri için her odanın kapasitesi belirlenerek bileşenlerin (kompresör, yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcı) kapasiteleri belirtilir. Her bileşen/çevrim için farklı soğutucu akışkanlar ve şehirler için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Tablo 4.1 Tesiste kullanılması planlanan soğutucu akışkanların özellikleri (Danfoss Coolselector2, 2024)

Soğutucu Akışkan	Karışım	Kütle Oranı	ODP	GWP	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (Bar)
R134a	-	100%	0	1430	101,1	40,67
R452a	R125 R1234yf R32	59% 30% 11%	0	2140	74,9	40,02
R513a	R1234yf R134a	56% 44%	0	629	94,9	36,47
R1234yf	-	100%	0	4	94,7	33,81

PV panel entegreli soğuk tesiste bulunan kurutma odalarında kurutulacak olan ürünler için ürün kurutma işlemi birkaç farklı yöntemle yapılabilmektedir. Bu çalışmada kurutulacak ürünler dilimli halde tepsi arabalarıyla kurutma odalarına girecek ve kurutma işlemi yapılacaktır. Kurutma süresi kurutulacak ürün, ürün miktarı ve ürün giriş sıcaklığıyla doğrudan etkilidir. Kurutma odalarında kurutma işlemi için fanlı evaporatör kabini kullanılacak soğutucu akışkan yerine ise sıcaklığı doğalgaz yakıtlı kazanlar ile arttırılmış su geçişi sağlanacaktır. Bununla birlikte kurutma işlemi gerçekleştirilecektir.

4.2 Yöntem

Toplam soğutma yükü hesabı, transmisyon ısı geçişi $\dot{Q}_1$, infiltrasyon ısı geçişi $\dot{Q}_2$, ürünlerden meydana gelen ısı yük $\dot{Q}_3$, insanlardan meydana gelen ısı yük $\dot{Q}_4$, aydınlatmalardan meydana gelen ısı yük $\dot{Q}_5$, elektrik motorlarından meydana gelen ısı yük $\dot{Q}_6$ ve bunların yanı sıra diğer ısı yükler $\dot{Q}_7$ göz önüne alınarak şöyle hesaplanmaktadır (Özkoç, 1999):

$$\dot{Q}_{\text{toplam}} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 + \dot{Q}_7 \quad (4.1)$$

Transmisyon ile geçen ısı kaybı her bir duvardan geçen ısıların toplamıyla hesaplanır ve her bir duvar için aşağıdaki denklem kullanılmaktadır:

$$\dot{Q}_1 = K \cdot A_{\text{duvar}} \cdot \Delta T \quad (4.2)$$

Burada;

K	Isı transfer katsayısı, W/m ² .K
A _{duvar}	Isı geçiş yüzey alanı, m ²
ΔT	Sıcaklık farkı, °C

İnfiltrasyon ile ısı geçişi, odaya giren hava sebebiyle ortaya çıkmakta olup şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_2 = \frac{HD \cdot V \cdot (i_d - i_o) \cdot \gamma}{24} \quad (4.3)$$

Burada;

HD	Hava değişim katsayısı
V	Oda Hacmi, m ³
i _d	Komşu hacim ısı tutumu (entalpi), kJ/ kg
i _o	Oda içi ısı tutumu (entalpi), kJ/kg
γ	Havanın yoğunluğu, kg/m ³

Ürünlerden meydana gelen ısı yük şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_3 = \frac{G \cdot c \cdot (T_d - T_i)}{\Delta t} \quad (4.4)$$

Burada;

G	Ürün miktarı, kg
c	Olgunlaşma ısısı, kJ/kg.K
T _d	Ürün giriş sıcaklığı, °C
T _i	Oda iç sıcaklığı, °C
Δt	Soğutma süresi, saniye

İnsanlardan meydana gelen ısı yük şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_4 = n_{\text{insan}} \cdot t_i \cdot c_{pi} \quad (4.5)$$

Burada;

n _{insan}	Odaya girecek insan sayısı
t _i	Oda içerisinde bulunma süresi, saat
c _{pi}	Kişi başına üretilen ısı, W/saat

Aydınlatmalardan meydana gelen ısı yük şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_5 = n_a \cdot t_a \cdot c_{\text{aydinlatma}} \quad (4.6)$$

Burada;

n _a	Aydınlatma sayısı
t _a	Aydınlatmaların çalışma süresi, saat
c _{aydinlatma}	Aydınlatma başına üretilen ısı, W/saat

Elektrik motorlarından meydana gelen ısı yük şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_6 = n_{\text{motor}} \cdot P_{\text{motor}} \cdot \dot{Q}_{\text{motor}} \cdot \Delta t \quad (4.7)$$

Burada;

n_{motor}	Elektrikli motor sayısı
P_{motor}	Elektrik motorlarının gücü, HP
$\dot{Q}_{\text{motor}}$	Elektrik motorlarından gelen ısı yük, kcal/h*HP
Δt_{motor}	Elektrik motorunun çalışma süresi, saat

Diğer ısı yükler şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_7 = (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6) \cdot 0.1 \quad (4.8)$$

Toplam soğutma yükünün buharlaştırıcı kapasitesine eşit olduğu kabulüyle buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde dolaşacak soğutucu akışkanın debisi şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{m}_{\text{sa}} = \frac{\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}}}{h_1 - h_4} \quad (4.9)$$

Yoğuşturucu kapasitesi şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q}_{\text{yoğuşturucu}} = \dot{m}_{\text{sa}}(h_2 - h_3) \quad (4.10)$$

Kompresör kapasitesi şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{W}_{\text{kompresör}} = \dot{m}_{\text{sa}}(h_1 - h_2) \quad (4.11)$$

Soğutma tesir katsayısı (COP) şöyle hesaplanmaktadır:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}}}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} \quad (4.12)$$

Kompresördeki entropi üretimi ve ekserji yıkımı sırasıyla şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{S}_{\dot{u},\text{kompresör}} = \dot{m}_{sa}(s_1 - s_2) \quad (4.13)$$

$$\dot{E}x_{\text{yıkım,kompresör}} = T_0 \cdot \dot{S}_{\dot{u},\text{kompresör}} \quad (4.14)$$

Yoğuşturucudaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı sırasıyla şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{S}_{\dot{u},\text{yoğusturucu}} = \dot{m}_{sa}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \quad (4.15)$$

$$\dot{E}x_{\text{yıkım,kompresör}} = T_0 \cdot \dot{S}_{\dot{u},\text{yoğusturucu}} \quad (4.16)$$

Kısılma vanasındaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı sırasıyla şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{S}_{\dot{u},\text{kısılma vanası}} = \dot{m}_{sa}(s_4 - s_3) \quad (4.17)$$

$$\dot{E}x_{\text{yıkım,kısılma vanası}} = T_0 \cdot \dot{S}_{\dot{u},\text{kısılma vanası}} \quad (4.18)$$

Buharlaştırıcıdaki entropi üretimi ve ekserji yıkımı sırasıyla şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{S}_{\dot{u},\text{buharlaştırıcı}} = \dot{m}_{sa}(s_4 - s_1) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \quad (4.19)$$

$$\dot{E}x_{\text{yıkım,buharlaştırıcı}} = T_0 \cdot \dot{S}_{\dot{u},\text{buharlaştırıcı}} \quad (4.20)$$

Düşük kaynaktan transfer edilen ısıнын ekserjisi şöyle hesaplanmaktadır:

$$\dot{E}x_{\text{buharlaştırıcı}} = \dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}} \cdot \left(\frac{T_0}{T_L} - 1 \right) \quad (4.21)$$

Çevrimin toplam ekserji yıkımı şöyle hesaplanmaktadır:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{\text{yıkım,toplam}} &= \dot{E}x_{\text{yıkım,kompresör}} + \dot{E}x_{\text{yıkım,yoğusturucu}} + \\ &\dot{E}x_{\text{yıkım,kısılma vanası}} + \dot{E}x_{\text{yıkım,buharlaştırıcı}} = \dot{W}_{\text{kompresör}} - \dot{E}x_{\text{buharlaştırıcı}} \end{aligned} \quad (4.22)$$

Çevrimin ikinci kanun verimi şöyle hesaplanmaktadır:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{x_{\text{buharlaştırıcı}}}}{\dot{W}_{\text{kompresör}}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (4.23)$$

Ürün kurutma kapasite hesabı:

Bunun için öncelikle kurutulacak üründen uzaklaştırılacak nem miktarı hesaplanır (Akgün, 2009).

Üründeki toplam kuru madde miktarı:

$$m_{\text{kuru}} = m_{\text{giriş}} * (1 - W_i) \quad (4.24)$$

m_{kuru}	Üründeki toplam kuru madde miktarı, kg
$m_{\text{giriş}}$	Kurutulacak ürün miktarı, kg
W_i	Ürünlerin ilk nem oranı, %

Kurutma kabininden çıkacak son ürün miktarı ise:

$$m_{\text{çıkış}} = \frac{m_{\text{kuru}}}{(1 - W_o)} \quad (4.25)$$

$m_{\text{çıkış}}$	Kurutulmuş ürün miktarı, kg
m_{kuru}	Üründeki toplam kuru madde miktarı, kg
W_o	Ürünlerin son nem oranı, %

Bu durumda üründen uzaklaştırılacak toplam nem miktarı:

$$m_{\text{buharlaşıma}} = m_{\text{giriş}} - m_{\text{çıkış}} \quad (4.26)$$

Kuruma Hızı (MER) şöyle hesaplanmaktadır:

$$MER = \left(\frac{\dot{m}_{\text{buharlaşma}}}{t_{\text{kurutma}}} \right) \quad (4.27)$$

Güç eşitliklerinde kullanılmak üzere, üründen uzaklaştırılan nemin birim saniyedeki buharlaşma hızı yazılırsa (Akgün, 2009):

$$\dot{m}_{\text{buharlaşma}} = \frac{MER}{3600} \quad (4.28)$$

Kurutma işlemi için gerekli ısı gücü:

$$\dot{Q}_{\text{kurutma}} = \dot{m}_{\text{buharlaşma}} * (\bar{C}_{p,H_2O,\Delta T} + h_{fg,T_0}) \quad (4.29)$$

Soğuk tesisin elektrik tüketim hesabı yapılırken tesiste elektrikle çalışan cihazların elektrik yükleri ve çalışma süreleri çarpılır. Harici (ön görülmeyen) elektrik giderleri için toplam elektrik yükünün %10 fazlası alınmıştır.

$$\dot{W}_{\text{günlük elektrik tüketimi}} = C_{\text{tesisin saatlik elektrik tüketimi}} \cdot t_{\text{günlük çalışma süresi}} \quad (4.30)$$

Burada;

$\dot{W}_{\text{günlük elektrik tüketimi}}$	Tesisin günlük elektrik tüketimi, kW.saat
$C_{\text{tesisin saatlik elektrik tüketim}}$	Tesisin saatlik elektrik tüketimi, kW
$t_{\text{günlük çalışma süresi}}$	Elektrikli cihazların günlük çalışma süresi, saat

Güneş paneli sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$n_{\text{güneş paneli}} = \frac{\dot{W}_{\text{günlük elektrik tüketimi}}}{t_{\text{güneşlenme süresi}} \cdot \dot{W}_{\text{PV panel}}} \quad (4.31)$$

$n_{\text{güneş paneli}}$ Tesisin günlük elektrik tüketimini karşılayacak panel sayısı

$\dot{W}_{\text{günlük elektrik tüketimi}}$ Tesisin saatlik elektrik tüketimi, kW

$t_{\text{güneşlenme süresi}}$	Günlük güneşlenme süresi, saat
$\dot{W}_{\text{PV panel}}$	PV panelin saatlik elektrik üretimi, kW

Soğuk tesisin ilk yatırım maliyeti hesaplanırken her bir ürün miktarıyla adet fiyatı çarpılarak toplam fiyatı bulunmuştur;

$$TF_{\text{ürün}} = n_{\text{ürün}} \cdot BF \quad (4.32)$$

Burada;

$TF_{\text{ürün}}$	Tesiste kullanılan ürünün toplam fiyatı, Euro
$n_{\text{ürün}}$	Tesiste kullanılan ürün adedi
BF	Tesiste kullanılan ürünün birim fiyatı, Euro

Tesisin geri ödeme süresi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır;

$$x_{\text{geri ödeme}}(\text{yıl}) = \frac{\sum TF_{\text{ürün}}(\text{EURO}) \cdot 37 \left(\frac{\text{TL}}{\text{EURO}} \right)}{n_{\text{güneş paneli}} \cdot 0,3 \text{ (kW)} \cdot t_{\text{güneşlenme süresi}} \left(\frac{\text{saat}}{\text{gün}} \right) \cdot x_{\text{elektrik}} \left(\frac{\text{TL}}{\text{kW.saat}} \right) \cdot 365 \left(\frac{\text{gün}}{\text{yıl}} \right)} \quad (4.33)$$

Burada;

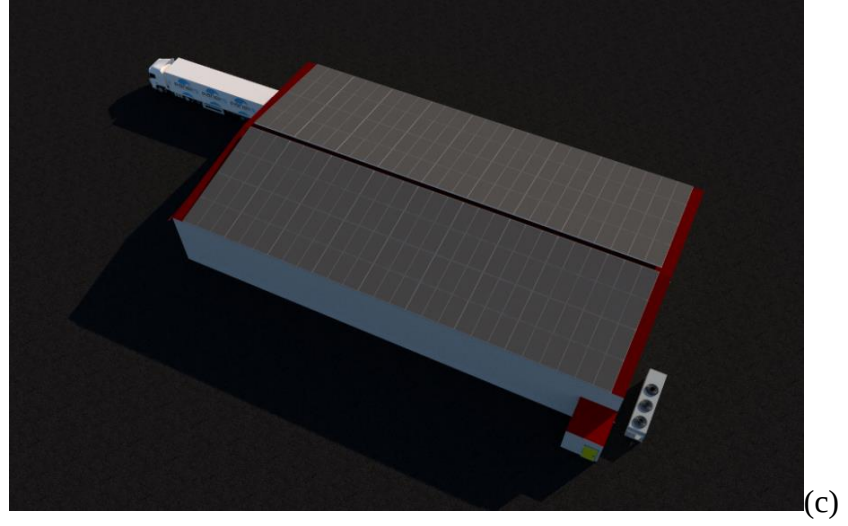
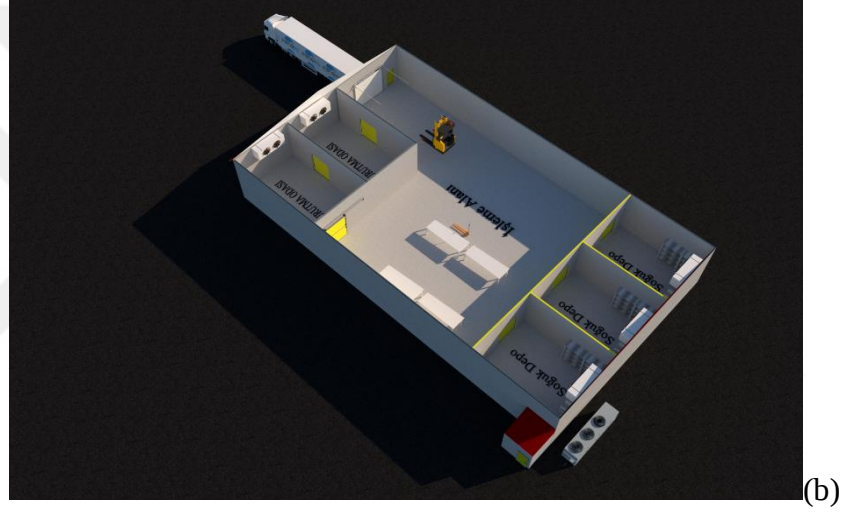
$x_{\text{geri ödeme}}$	Tesisin geri ödeme süresi, yıl
$\sum TF_{\text{ürün}}$	Tesiste kullanılan ürünlerin toplam fiyatı, Euro
$n_{\text{güneş paneli}}$	Tesiste kullanılan güneş paneli adedi
$t_{\text{güneşlenme süresi}}$	Günlük güneşlenme süresi, saat
x_{elektrik}	Elektrik birim fiyatı, $\frac{\text{TL}}{\text{kW.t}_{\text{saat}}}$

Soğuk tesis tasarımı yapılırken muhafaza odalarını olabildiğince küçük yapılması gerekir. Bunun sebebi soğuk oda kapsının açılması veya soğuk odaya yeni ürün girişlerinde oda içerisinde bulunan mevcut ürünlerin daha az etkilenmesini sağlamaktır. Bu detaylar doğrultusunda bu çalışmada soğuk muhafaza edilecek ürünlerin 3 ayrı oda muhafaza edilmesi planlanmıştır. Tesiste depolanacak ürün seçimi yaparken TÜİK raporlarına göre 2022 yılı ve 2023 yılları arasında yaş meyve üretimi anlamında en çok artış yaşanan ürün grubu turunçgiller seçilmiştir. Turunçgiller grubuna ait muhafaza koşulları Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2. Tesiste soğuk odalarda depolanacak ürünler ve saklama koşulları (Özkol, 1999)

	Oda 1	Oda 2	Oda 3
Ürün İsmi	Enterdonat cinsi	Enterdonat cinsi	Valencia cinsi
	limon	limon	portakal
Kütlesel su içeriği (%)	89	89	87
Oda nemi (%)	85-90	85-90	85-90
Saklama süresi (ay)	1-6	1-6	1-3
Oda sıcaklığı (°C)	+10	+10	+9
Donma sıcaklığı (°C)	-1.4	-1.4	-1
Özgül ısı (kcal/kg°C)	0,92	0,92	0,9
Ürün başına ortalama ağırlık (gr)	108,14	108,14	180,8
Ürün başına ortalama çap (cm)	5,77	5,77	7,56
Depolama kapasitesi (kg)	8.600	8.600	6.300
Statik ürün miktarı (kg)	20.000	20.000	20.000

Tesisin çatısına kurulması planlanan PV panellerin teknik detayları şekil 4.3’te verilmiştir. Tüm tesisin elektrik tüketimini karşılamak için gerekli olan PV panel sayısı bu teknik detaylara istinaden belirlenecektir. PV panellerin elektrik üretimi tesisin kurulacağı bölgenin mevsim şartlarıyla doğrudan etkilidir. Aynı teknik özelliklere sahip PV paneller farklı bölgelerde veya iklim şartlarında farklı performans sergileyebilirler. Bu sebeple kurulacak olan soğuk tesisin elektrik tüketimini karşılayacak PV panel sayısı belirlenirken tesisin kurulacağı ilin iklim şartları veya güneşlenme süresi göz önünde bulundurularak hesaplama yapılmalıdır.



Şekil 4.1. Soğuk hava tesisin yerleşim planı (a), perspektif görünümü (b), tesisin dış perspektif görünümü (c)

5. ARAŞTIRMA BULGULARI

Tablo 5.1’de soğuk hava depolarının kurulacağı illerimiz için 1929 ve 2022 yılları arasındaki en yüksek dış ortam sıcaklıkları ve günlük ortalama maksimum ve minimum güneşlenme süreleri belirtilmiştir. Güneşlenme süreleri PV panel hesabı yapılırken dikkate alınması gereken verilerdir. Maksimum dış ortam sıcaklığı ise soğuk tesislerde soğutma yükünde belirleyici faktördür.

Tablo 5.1. Soğuk tesislerin kurulacağı şehirlerin 1929 ve 2022 tarihleri arasındaki en yüksek sıcaklıkları ve günlük ortalama maksimum ve minimum güneşlenme süreleri (MGM, 2024)

Şehir	Maksimum dış ortam sıcaklığı (°C)	Minimum güneşlenme süresi (saat)	Maksimum güneşlenme süresi (saat)
İzmir	43	4,2	12,3
Sakarya	44	2,5	8,9
Bolu	40	1,7	8,4
Adana	46	4	10,1
Erzurum	37	2,9	10,7

5.1 Soğutma Yükünün Belirlenmesi ve Karşılaştırılması

Soğuk hava depolarında soğutma yükü hesabı yapılırken tasarlanan odaya etki eden toplam ısı yükleri dikkate alınır. Bu yükler başlıca, transmisyon ısı yükü, infiltrasyon ısı yükü, ürünlerden gelen ısı yükü, oda içerisine giren insanlardan gelen ısı yükü, aydınlatmalardan gelen ısı yükü, elektrik motorlarından gelen ısı yükü, diğer ısı yükleri olmak üzere birden fazla etken vardır. Tesiste bulunan üç soğuk odaya ait ısı yükleri sırasıyla Tablo 5.2, Tablo 5.3 ve Tablo 5.4’te verilmiştir. Tablolar incelendiğinde soğutma yüküne etki eden en büyük ısı yükü ürünlerden gelen ısı yüküdür.

Tablo 5.5’te sırasıyla İzmir, Sakarya, Bolu, Adana ve Erzurum illeri için soğuk hava depolarının termodinamik formüller ile hesaplanan ve Danfoss software program (Danfoss, 2024) ile belirlenen soğutma yükü verilmiştir. Hesaplanan ve belirlenen toplam soğutma yükü farklarının İzmir, Sakarya, Bolu, Adana ve Erzurum için sırasıyla %5, %6, %8, %5 ve %8 olduğu anlaşılabılır.

Tablo 5.2. Tesiste bulunan limon depolanacak 1.soğuk odada meydana gelen ısı yükleri

Isıl Yükler	İzmir	Sakarya	Bolu	Adana	Erzurum
Transmisyon ısı yükü (W)	867	807	736	842	685
İnfiltrasyon ısı yükü (W)	450	450	450	450	450
Ürünlerden Gelen Isıl Yük	18.969	19.544	17.245	20.694	15.520
Oda İçerisine Giren İnsanlardan Gelen Isıl Yük (W)	840	840	840	840	840
Aydınlatmalardan Gelen Isıl Yük (W)	1.440	1.440	1.440	1.440	1.440
Elektrik Motorlarından Gelen Isıl Yük (W)	855	855	855	855	855
Diğer Isıl Yükler (W)	2.343	2.395	2.154	2.512	1.979
Toplam Isıl Yük (W)	25.765	26.330	23.720	27.633	21.770

Tablo 5.3. Tesiste bulunan limon depolanacak 2.soğuk odada meydana gelen ısı yükleri

Isıl Yükler	İzmir	Sakarya	Bolu	Adana	Erzurum
Transmisyon ısı yükü (W)	717	652	600	680	560
İnfiltrasyon ısı yükü (W)	450	450	450	450	450
Ürünlerden Gelen Isıl Yük	18.969	19.544	17.245	20.694	15.520
Oda İçerisine Giren İnsanlardan Gelen Isıl Yük (W)	840	840	840	840	840
Aydınlatmalardan Gelen Isıl Yük (W)	1.440	1.440	1.440	1.440	1.440
Elektrik Motorlarından Gelen Isıl Yük (W)	855	855	855	855	855
Diğer Isıl Yükler (W)	2.329	2.379	2.145	2.495	1.965
Toplam Isıl Yük (W)	25.600	26.160	23.575	27.452	21.630

Soğutma yükü hesaplandıktan sonra soğutma yüküne uygun ekipman ve sistem tasarımı yapılmalıdır. Termodinamik hesaplamalar yapılırken çevrim noktalarının sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri termodinamik tabloları aracılığıyla belirlenir. Tablo 5.6 ve Tablo 5.7’de İzmir ili için sırasıyla ideal çevrim ve aşırı kızdırmalı (5 K) ve aşırı soğutmalı (5 K), kompresör veriminin %85 olduğu soğutma çevrimleri için çevrim noktalarının termodinamik özellikleri verilmiştir.

Tablo 5.4. Tesiste bulunan portakal depolanacak 3.soğuk odada meydana gelen ısı yükler

Isıl Yükler	İzmir	Sakarya	Bolu	Adana	Erzurum
Transmisyon ısı yükü (W)	771	788	720	821	670
İnfiltrasyon ısı yükü (W)	450	450	450	450	450
Ürünlerden Gelen Isıl Yük	13.607	14.432	12.783	15.257	11.546
Oda İçerisine Giren İnsanlardan Gelen Isıl Yük (W)	840	840	840	840	840
Aydınlatmalardan Gelen Isıl Yük (W)	1.440	1.440	1.440	1.440	1.440
Elektrik Motorlarından Gelen Isıl Yük (W)	855	855	855	855	855
Diğer Isıl Yükler (W)	1.797	1.880	1.707	1.966	1.580
Toplam Isıl Yük (W)	19.760	20.685	18.795	27.452	17.380

Tablo 5.5. Soğuk tesisin farklı şehirler için hesaplanan ve Danfoss program (Danfoss, 2024) ile belirlenen toplam soğutma yükü

Şehirler	İzmir	Sakarya	Bolu	Adana	Erzurum
Oda 1 (Hesaplanan)	25.765 W	26.330 W	23.720 W	27.633	21.770
Oda 1 (Belirlenen)	26.230 W	27.420 W	25.100 W	28.580	23.060
Oda 2 (Hesaplanan)	25.600 W	26.160 W	23.575 W	27.452	21.630
Oda 2 (Belirlenen)	26.230 W	27.420 W	25.100 W	28.580	23.060
Oda 3 (Hesaplanan)	19.760 W	20.685 W	18.795 W	21.630	17.380
Oda 3 (Belirlenen)	22.220 W	22.760 W	21.020 W	23.630	19.410
Total (Hesaplanan)	71.125 W	73.175 W	66.090 W	76.715	60.780
Total (Belirlenen)	74.680 W	77.600 W	71.220 W	80.790	65.530

5.2 Termodinamik Analizler

Belirlenen termodinamik özellikler ve değerler dikkate alınarak termodinamik formüller aracılığıyla soğutma ekipmanlarının entropi üretimi hesaplamaları yapılmıştır. Entropi bir sistemde tersinmezlikten veya düzensizlikten meydana gelen kayıpları ifade etmektedir. Tablo 5.8 ve Tablo 5.9’da sırasıyla ideal ve soğutma çevrimi için İzmir iline ait farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma çevrimlerinde soğutma ekipmanlarının

(kompresör, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve genleşme valfi) entropi üretimi değerleri verilmiştir.

Tablo 5.6. İzmir ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	316	316	316	316
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğusturucu}}$ (K)	324	324	324	324
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	274	274	274	274
s_1 (kJ/kgK)	0,93	1,59	1,64	1,59
s_2 (kJ/kgK)	0,93	1,59	1,64	1,59
s_3 (kJ/kgK)	0,44	1,24	1,23	1,23
s_4 (kJ/kgK)	0,47	1,26	1,26	1,26
h_1 , kJ/kg	250,94	362,49	376,43	363,78
h_2 , kJ/kg	282,08	387,56	403,50	388,61
h_3 , kJ/kg	124,79	273,72	272,11	271,20
h_4 , kJ/kg	124,79	273,72	272,11	271,20
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğusturucu}}$ (bar)	13,47	23,67	14,08	13,29

Tablo 5.7. İzmir ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	316	316	316	316
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğusturucu}}$ (K)	319	319	319	319
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	279	279	279	279
s_1 (kJ/kgK)	0,94	1,6	1,66	1,61
s_2 (kJ/kgK)	0,96	1,61	1,67	1,63
s_3 (kJ/kgK)	0,42	1,22	1,21	1,21
s_4 (kJ/kgK)	0,44	1,25	1,23	1,23
h_1 , kJ/kg	255,43	365,21	381,17	368,49
h_2 , kJ/kg	293,05	395,35	409,12	398,66
h_3 , kJ/kg	117,04	267,95	264,3	263,49
h_4 , kJ/kg	117,04	267,95	264,3	263,49
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğusturucu}}$ (bar)	13,47	23,67	14,08	13,29

Ekserji, maksimum iş yapabilme potansiyelini ifade ederken ekserji yıkımı entropi üretiminden kaynaklı olarak kaybedilen iş potansiyelini ifade etmektedir. Tablo 5.10 ve 5.11’de sırasıyla ideal ve soğutma çevrimi için İzmir iline ait farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma çevrimlerinde soğutma ekipmanlarının (kompresör, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve genleşme valfi) ekserji yıkımı değerleri verilmiştir.

Tablo 5.8. İzmir ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğusturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genlesmevalfi}$
R134a	0 W/K	23,98 W/K	7,34 W/K	13,94 W/K
R452a	0 W/K	24,81 W/K	7,74 W/K	21,31 W/K
R513a	0 W/K	24,17 W/K	7,32 W/K	16,92 W/K
R1234yf	0 W/K	24,29 W/K	7,36 W/K	18,83 W/K

Tablo 5.9. İzmir ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğusturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genlesmevalfi}$
R134a	8,62 W/K	25,00 W/K	7,27 W/K	10,56 W/K
R452a	9,81 W/K	25,79 W/K	7,64 W/K	17,19 W/K
R513a	9,06 W/K	24,76 W/K	7,23 W/K	12,54 W/K
R1234yf	9,37 W/K	24,64 W/K	7,26 W/K	13,78 W/K

Tablo 5.10. İzmir ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğusturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genlesmevalfi}$
R134a	0 W	7146 W	2189 W	4155 W
R452a	0 W	7392 W	2307 W	6351 W
R513a	0 W	7204 W	2184 W	5042 W
R1234yf	0 W	7239 W	2194 W	5609 W

Tablo 5.11. İzmir ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğusturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genlesmevalfi}$
R134a	2570 W	7415 W	2167 W	3147 W
R452a	2924 W	7686 W	2277 W	5122 W
R513a	2701 W	7379 W	2157 W	3738 W
R1234yf	2792 W	7341 W	2163 W	4106 W

Tablo 5.12 ve 5.13 sırasıyla Sakarya ili için ideal ve soğutma çevrimlerinin baz alındığı çevrim şartlarında çevrim noktalarının termodinamik özellikleri verilmiştir. Dış ortam sıcaklığı soğutma çevrimini doğrudan etkileyeceği için çevrim noktalarının termodinamik özelliklerinde farklılıklar meydana gelmektedir. Tablo 5.16 ve Tablo 5.17 sırasıyla ideal soğutma çevrimi ve soğutma çevrimi şartlarında Sakarya ili için farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma çevrimlerinin entropi üretimi ve ekserji yıkımı

değerleri verilmiştir. Tablolar incelendiğinde dış ortam sıcaklığındaki artış entropi üretimi ve ekserji yıkımını da orantılı olarak arttırdığı görülmektedir.

Tablo 5.12. Sakarya ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	317	317	317	317
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	325	325	325	325
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	274	274	274	274
s_1 (kJ/kgK)	0,94	1,59	1,64	1,6
s_2 (kJ/kgK)	0,94	1,59	1,64	1,6
s_3 (kJ/kgK)	0,45	1,24	1,24	1,24
s_4 (kJ/kgK)	0,47	1,27	1,27	1,26
h_1 , kJ/kg	250,94	362,49	376,43	363,78
h_2 , kJ/kg	282,54	387,97	403,95	389
h_3 , kJ/kg	126,36	275,44	273,65	272,74
h_4 , kJ/kg	126,36	275,44	273,65	272,74
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğuşurucu}}$ (bar)	13,81	24,22	14,42	13,61

Tablo 5.13. Sakarya ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	317	317	317	317
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	320	320	320	320
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	279	279	279	279
s_1 (kJ/kgK)	0,94	1,61	1,66	1,61
s_2 (kJ/kgK)	0,96	1,62	1,67	1,63
s_3 (kJ/kgK)	0,42	1,23	1,22	1,21
s_4 (kJ/kgK)	0,44	1,25	1,24	1,23
h_1 , kJ/kg	255,43	365,12	381,17	368,49
h_2 , kJ/kg	293,67	395,84	414,58	399,14
h_3 , kJ/kg	118,56	269,57	265,82	264,99
h_4 , kJ/kg	118,56	269,57	265,82	264,99
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğuşurucu}}$ (bar)	13,81	24,22	14,42	13,61

Tablo 5.14. Sakarya ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genleşmevalfi}$
R134a	0 W/K	25,69 W/K	8,00 W/K	15,10 W/K
R452a	0 W/K	26,65 W/K	7,96 W/K	23,31 W/K
R513a	0 W/K	25,91 W/K	7,53 W/K	18,37 W/K
R1234yf	0 W/K	26,05 W/K	7,57 W/K	20,48 W/K

Tablo 5.15. Sakarya ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genleşmevalfi}$
R134a	9,00 W/K	27,00 W/K	7,48 W/K	11,46 W/K
R452a	10,40 W/K	27,70 W/K	7,85 W/K	18,76 W/K
R513a	9,57 W/K	26,54 W/K	7,44 W/K	13,64 W/K
R1234yf	9,90 W/K	26,42 W/K	7,46 W/K	15,00 W/K

Tablo 5.16. Sakarya ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genleşmevalfi}$
R134a	0 W	7655 W	2252 W	4500 W
R452a	0 W	7941 W	2374 W	6946 W
R513a	0 W	7721 W	2246 W	5473 W
R1234yff	0 W	7764 W	2257 W	6102 W

Tablo 5.17. Sakarya ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genleşmevalfi}$
R134a	2709 W	7943 W	2229 W	3415 W
R452a	3099 W	8255 W	2342 W	5592 W
R513a	2852 W	7909 W	2219 W	4064 W
R1234yf	2952 W	7873 W	2225 W	4471 W

Tablo 5.18 ve Tablo 5.19’da Bolu ili için İdeal soğutma çevrimi ve soğutma çevrimi dikkate alınarak çevrim noktalarındaki termodinamik özellikleri verilmiştir. Bu detaylar dikkate alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda Tablo 5.20, Tablo 5.21, Tablo 5.22 ve Tablo 5.23’te sırasıyla soğutma ekipmanlarının entropi üretimi ve ekserji yıkımı değerleri verilmiştir.

Tablo 5.18. Bolu ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	313	313	313	313
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	321	321	321	321
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	274	274	274	274
s_1 (kJ/kgK)	0,93	1,59	1,64	1,6
s_2 (kJ/kgK)	0,93	1,59	1,64	1,6
s_3 (kJ/kgK)	0,43	1,22	1,22	1,22
s_4 (kJ/kgK)	0,45	1,25	1,24	1,24
h_1 , kJ/kg	250,94	362,49	376,43	363,78
h_2 , kJ/kg	280,45	386,33	402,18	387,41
h_3 , kJ/kg	120,15	268,67	267,51	266,62
h_4 , kJ/kg	120,15	268,67	267,51	266,62
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğusturucu}}$ (bar)	12,49	22,09	13,09	12,37

Tablo 5.19. Bolu ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	313	313	313	313
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	316	316	316	316
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	279	279	279	279
s_1 (kJ/kgK)	0,94	1,6	1,66	1,61
s_2 (kJ/kgK)	0,96	1,61	1,67	1,63
s_3 (kJ/kgK)	0,4	1,21	1,2	1,2
s_4 (kJ/kgK)	0,42	1,23	1,21	1,21
h_1 , kJ/kg	255,43	365,21	381,17	368,49
h_2 , kJ/kg	291,14	393,86	412,42	397,19
h_3 , kJ/kg	112,5	263,17	259,78	259,04
h_4 , kJ/kg	112,5	263,17	259,78	259,04
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğusturucu}}$ (bar)	12,49	22,09	13,09	12,37

Tablo 5.20. Bolu ili için ideal soğutma çevrimi soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genleşmevalfi}$
R134a	0 W/K	19,56 W/K	7,00 W/K	11,07 W/K
R452a	0 W/K	20,09 W/K	7,19 W/K	16,48 W/K
R513a	0 W/K	19,07 W/K	6,80 W/K	13,35 W/K
R1234yf	0 W/K	19,76 W/K	6,84 W/K	14,76 W/K

Tablo 5.21. Bolu ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genleşmevalfi}$
R134a	7,00 W/K	20,00 W/K	6,75 W/K	8,32 W/K
R452a	8,34 W/K	20,90 W/K	7,10 W/K	13,34 W/K
R513a	7,78 W/K	20,18 W/K	6,73 W/K	9,83 W/K
R1234yf	8,01 W/K	20,04 W/K	6,75 W/K	10,77 W/K

Tablo 5.22. Bolu ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genleşmevalfi}$
R134a	0 W	5830 W	2034 W	3298 W
R452a	0 W	5988 W	2144 W	4910 W
R513a	0 W	5870 W	2029 W	3977 W
R1234yf	0 W	5888 W	2039 W	4398 W

Tablo 5.23. Bolu ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genleşmevalfi}$
R134a	2217 W	6050 W	2014 W	2481 W
R452a	2488 W	6229 W	2117 W	3976 W
R513a	2319 W	6012 W	2005 W	2930 W
R1234yf	2389 W	5971 W	1974 W	3208 W

Bolu ilinin en yüksek dış ortam sıcaklığı İzmir ve Sakarya illerine göre daha düşük olması dolayısıyla entropi üretimi ve ekserji yıkımı değerleri de orantılı olarak azalmıştır.

Adana ili için ideal soğutma çevrimi ve soğutma çevrimi için çevrim noktalarının termodinamik özellikleri termodinamik tablolar aracılığıyla belirlenmiş ve Tablo 5.24 ve Tablo 5.25'te verilmiştir.

Tablo 5.24 Adana ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	319	319	319	319
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	327	327	327	327
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	274	274	274	274
s_1 (kJ/kgK)	0,93	1,59	1,64	1,6
s_2 (kJ/kgK)	0,93	1,59	1,64	1,6
s_3 (kJ/kgK)	0,46	1,25	1,25	1,25
s_4 , (kJ/kgK)	0,48	1,29	1,28	1,27
h_1 , kJ/kg	250,94	362,49	376,43	363,78
h_2 , kJ/kg	283,56	388,77	404,81	389,78
h_3 , kJ/kg	129,5	278,93	276,77	275,85
h_4 , kJ/kg	129,5	278,93	276,77	275,85
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğuşurucu}}$ (bar)	14,51	25,34	15,13	14,26

Tablo 5.25. Adana ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	319	319	319	319
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	322	322	322	322
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	279	279	279	279
s_1 (kJ/kgK)	0,94	1,6	1,66	1,61
s_2 (kJ/kgK)	0,96	1,61	1,67	1,63
s_3 (kJ/kgK)	0,43	1,23	1,22	1,22
s_4 , (kJ/kgK)	0,46	1,26	1,25	1,25
h_1 , kJ/kg	255,43	365,21	381,17	368,49
h_2 , kJ/kg	294,91	396,81	415,64	400,09
h_3 , kJ/kg	121,63	272,84	268,87	268,04
h_4 , kJ/kg	121,63	272,84	268,87	268,04
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğuşurucu}}$ (bar)	14,51	25,34	15,13	14,26

Adana ili seçilen iller arasında en yüksek dış ortam sıcaklığına sahip olduğu için en yüksek entropi üretimi ve ekserji yıkımı da bu ile aittir. Entropi üretimi ve ekserji yıkımının diğer illere göre daha yüksek olması, Adana ilinin en düşük COP ve Ekserji verimine sahip olmasına sebep olur.

Tablo 5.26. Adana ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genlesmevalfi}$
R134a	0 W/K	29,09 W/K	8,00 W/K	17,52 W/K
R452a	0 W/K	30,36 W/K	8,35 W/K	27,62 W/K
R513a	0 W/K	29,38 W/K	7,90 W/K	21,42 W/K
R1234yf	0 W/K	29,58 W/K	7,94 W/K	23,98 W/K

Tablo 5.27. Adana ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genlesmevalfi}$
R134a	10,00 W/K	30,00 W/K	7,83 W/K	13,34 W/K
R452a	11,56 W/K	31,54 W/K	8,23 W/K	22,13 W/K
R513a	10,57 W/K	30,09 W/K	7,80 W/K	15,94 W/K
R1234yf	10,96 W/K	29,99 W/K	7,82 W/K	17,58 W/K

Tablo 5.28. Adana ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genlesmevalfi}$
R134a	0 W	8670 W	2361 W	5221 W
R452a	0 W	9048 W	2489 W	8232 W
R513a	0 W	8754 W	2355 W	6382 W
R1234yf	0 W	8816 W	2367 W	7147 W

Tablo 5.29. Adana ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genlesmevalfi}$
R134a	2980 W	8995 W	2336 W	3975 W
R452a	3446 W	9400 W	2454 W	6594 W
R513a	3149 W	8967 W	2326 W	4751 W
R1234yf	3267 W	8936 W	2332 W	5240 W

Erzurum ili için ideal soğutma çevrimi ve soğutma çevrimi için çevrim noktalarının termodinamik özellikleri termodinamik tablolar aracılığıyla belirlenmiş ve Tablo 5.29 ve Tablo 5.30’te verilmiştir. Aynı şekilde bu değerler yardımıyla entropi üretimi ve ekserji yıkımı hesaplamaları yapılmış ve Tablo 5.31, Tablo 5.32, Tablo 5.32 ve Tablo 5.34’te sırasıyla verilmiştir.

Tablo 5.30. Erzurum ili için ideal soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	310	310	310	310
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	318	318	319	318
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	274	274	274	274
s_1 (kJ/kgK)	0,93	1,6	1,64	1,6
s_2 (kJ/kgK)	0,93	1,6	1,64	1,6
s_3 (kJ/kgK)	0,41	1,21	1,21	1,2
s_4 (kJ/kgK)	0,43	1,23	1,23	1,22
h_1 , kJ/kg	250,94	362,49	376,43	363,78
h_2 , kJ/kg	278,85	385,06	400,82	386,17
h_3 , kJ/kg	115,57	263,77	262,96	262,1
h_4 , kJ/kg	115,57	263,77	262,96	262,1
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğuşurucu}}$ (bar)	11,56	20,58	12,15	11,5

Tablo 5.31. Erzurum ili için soğutma çevriminde çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

Özellik	R134a	R452a	R513a	R1234yf
T_0 (K)	298	298	298	298
T_H (K)	310	310	310	310
T_L (K)	282	282	282	282
$T_{\text{yoğuşurucu}}$ (K)	313	313	313	313
$T_{\text{buharlaştırıcı}}$ (K)	279	279	279	279
s_1 (kJ/kgK)	0,94	1,6	1,66	1,61
s_2 (kJ/kgK)	0,96	1,61	1,67	1,62
s_3 (kJ/kgK)	0,39	1,19	1,18	1,18
s_4 (kJ/kgK)	0,41	1,21	1,2	1,2
h_1 , kJ/kg	255,43	365,21	381,17	368,49
h_2 , kJ/kg	289,18	392,33	410,76	395,67
h_3 , kJ/kg	108,01	388,26	255,32	254,63
h_4 , kJ/kg	108,01	388,26	255,32	254,63
$P_{\text{buharlaştırıcı}}$ (bar)	3,02	6,16	3,34	3,25
$P_{\text{yoğuşurucu}}$ (bar)	11,56	20,58	12,15	11,5

Tablo 5.32. Erzurum ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{\text{ü,kompresör}}$	$S_{\text{ü,yoğuşurucu}}$	$S_{\text{ü,buharlaştırıcı}}$	$S_{\text{ü,genleşmevalfi}}$
R134a	0 W/K	15,54 W/K	6,00 W/K	8,64 W/K
R452a	0 W/K	15,87 W/K	6,61 W/K	12,58 W/K
R513a	0 W/K	15,63 W/K	6,26 W/K	10,37 W/K
R1234yf	0 W/K	15,65 W/K	6,29 W/K	11,40 W/K

Tablo 5.33. Erzurum ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının entropi üretimi

Soğutucu Akışkan	$S_{ü,kompresör}$	$S_{ü,yoğuşturucu}$	$S_{ü,buharlaştırıcı}$	$S_{ü,genleşmevalfi}$
R134a	6,00 W/K	16,00 W/K	6,21 W/K	6,44 W/K
R452a	7,02 W/K	16,51 W/K	6,53 W/K	10,20 W/K
R513a	6,59 W/K	16,01 W/K	6,19 W/K	7,57 W/K
R1234yf	6,77 W/K	15,87 W/K	6,21 W/K	8,27 W/K

Tablo 5.34. Erzurum ili için ideal soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

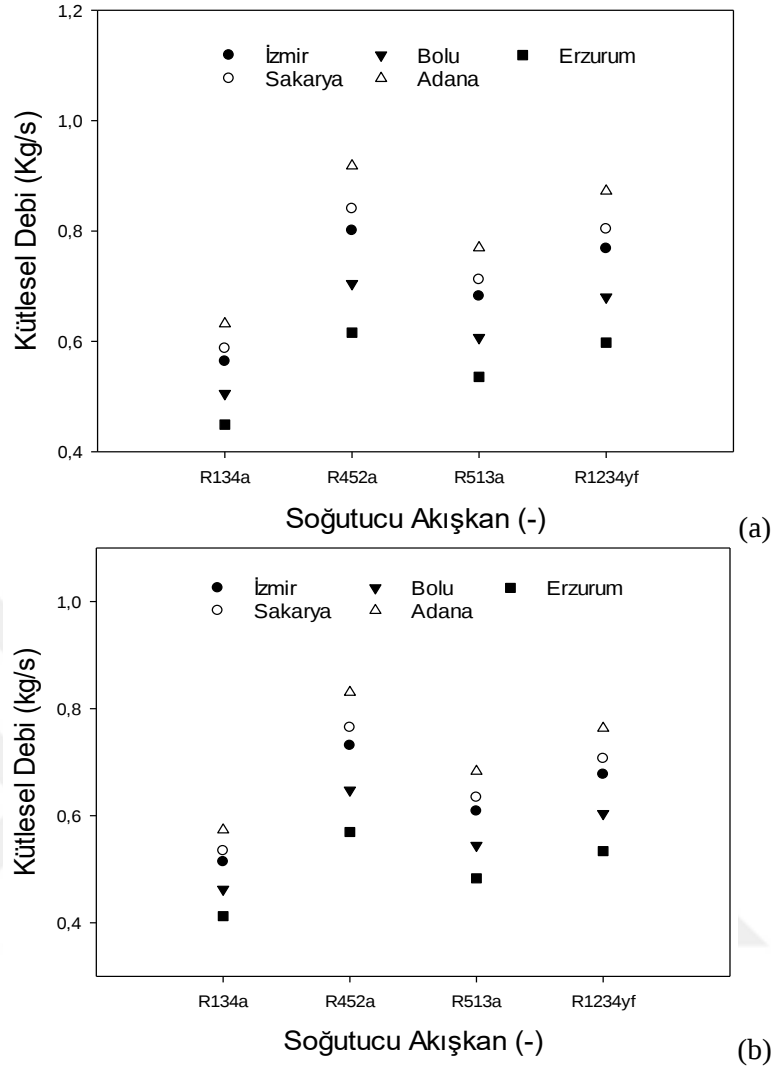
Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genleşmevalfi}$
R134a	0 W	4632 W	1871 W	2577 W
R452a	0 W	4728 W	1972 W	3748 W
R513a	0 W	4659 W	1866 W	3090 W
R1234yf	0 W	4665 W	1875 W	3398 W

Tablo 5.35. Erzurum ili için soğutma çevriminde soğutma ekipmanlarının ekserji yıkımı

Soğutucu Akışkan	$Ex_{yıkım,kompresör}$	$Ex_{yıkım,yoğuşturucu}$	$Ex_{yıkım,buharlaştırıcı}$	$Ex_{yıkım,genleşmevalfi}$
R134a	1887 W	4808 W	1853 W	1921 W
R452a	2093 W	4920 W	1948 W	3040 W
R513a	1965 W	4771 W	1845 W	2257 W
R1234yf	2019 W	4730 W	1851 W	2464 W

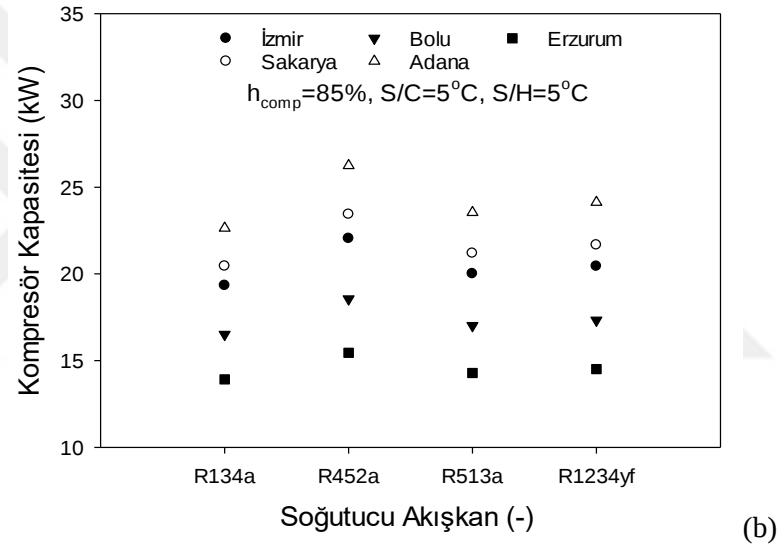
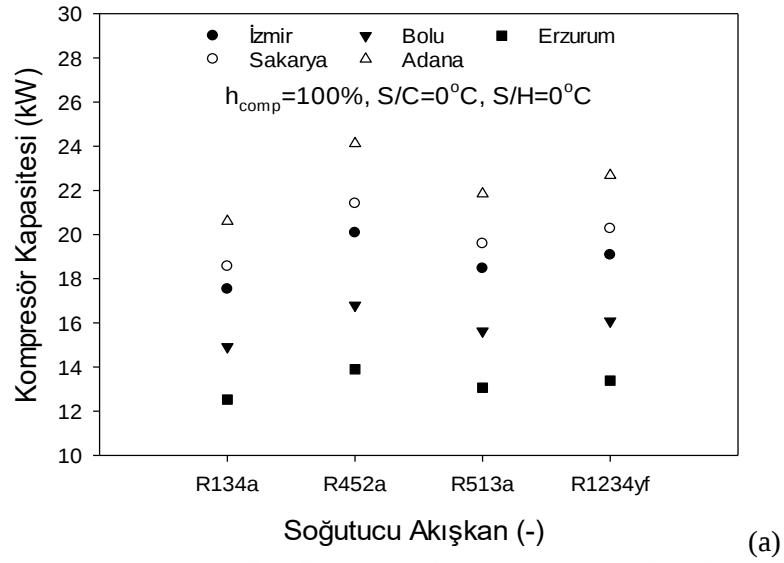
Erzurum ili diğer illere göre en düşük dış ortam sıcaklığına sahip olduğu için bununla bağlantılı olarak en düşük entropi üretimi ve ekserji yıkımına sahiptir. Bu durum En yüksek COP ve Ekserji veriminin Erzurum iline ait olmasına neden olur.

Soğutma kapasitesi belirlendikten sonra soğutucu akışkanın akış hızı Denk. (9) çeşitli soğutucu akışkanlar ve şehirler için ideal soğutma çevrim (ISC) ve aşırı kızdırmalı/soğutmalı ($\eta_{komp} = \%85$) soğutma çevrimi (SC) için ve sonuçlar Şekil 5.1'de verilmiştir. En düşük ve en yüksek soğutucu akışkan kütle akış hızları, sırasıyla R134a ve R452a kullanımında gözlemlenmiştir. Ayrıca Erzurum ili diğer şehirlere göre dış hava sıcaklığının en düşük olması nedeniyle ele alınan tüm soğutucu akışkanlar arasında minimum soğutucu akışkan kütle akış hızı değerleri gözlemlenmiştir.



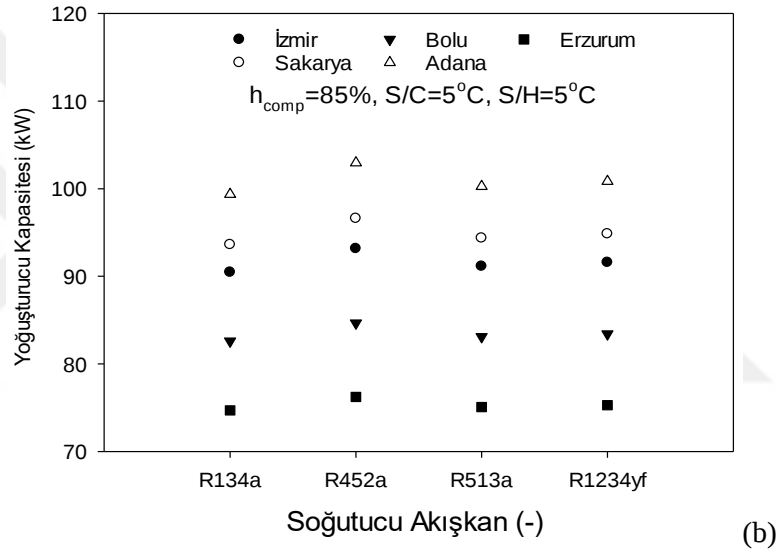
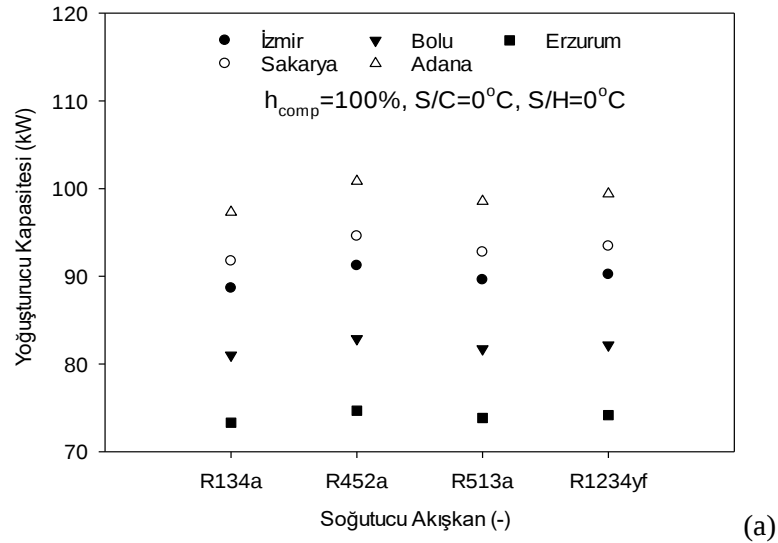
Şekil 5.1. Soğutucu akışkan kütle akış hızlarının (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması

Soğutma çevriminin çalışması için gerekli işi temsil eden kompresör kapasitesi Denklem 4.11 kullanılarak hesaplandı ve sonuçlar Şekil 5.2'de verilmiştir. Sonuçlar, R452a ve R134a soğutucu akışkanının kullanıldığı soğutma çevrimlerinin sırasıyla en yüksek ve en düşük kompresör gücüne ihtiyaç duyduğunu ortaya koymuştur. Adana ili diğer şehirlere göre en yüksek dış hava sıcaklığına sahip olduğundan, en yüksek kompresör kapasitesine sahiptir. Erzurum'da çalışan sistemin kompresör kapasitesi diğer illere göre minimum olduğu görülmektedir. Aşırı soğutmalı/kızdırmalı ($\eta_{komp}=\%85$) soğutma çevrimine ait kompresör kapasitesini ideal çevrim ile karşılaştırıldığında kompresör kapasitesinin %6 ile %11 aralığında arttığı görülmektedir.



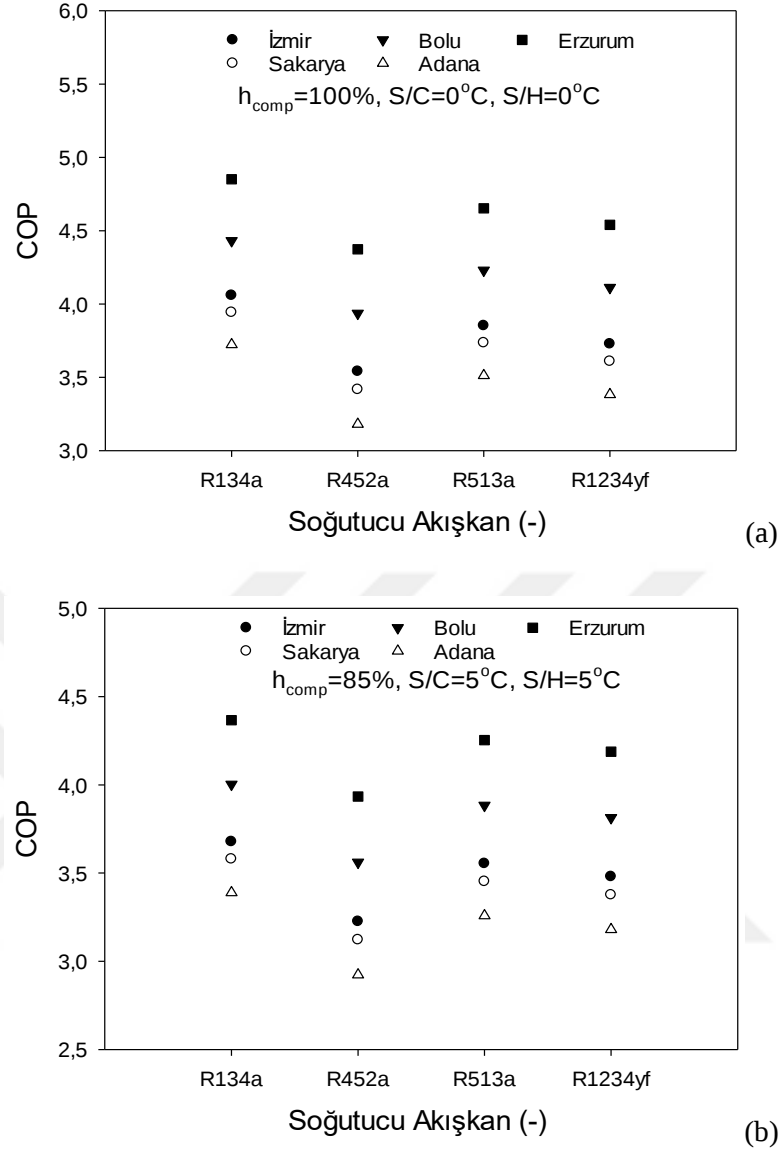
Şekil 5.2. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için kompresör kapasitelerinin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması

Yoğuşturucu kapasitesi Denklem 4.10 kullanılarak farklı akışkanlar ve farklı şehirler için iki farklı soğutma çevrimi baz alınarak hesaplandı. Şekil 5.3'te görüldüğü gibi en düşük ve en yüksek kondenser kapasiteleri, ele alınan her iki çevrim için de sırasıyla R134a ve R452a akışkanlarının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde elde edilmiştir. ISC yerine SC kullanımıyla kondenser kapasitelerinin %1 ile %2 aralığında arttığı görülmektedir.



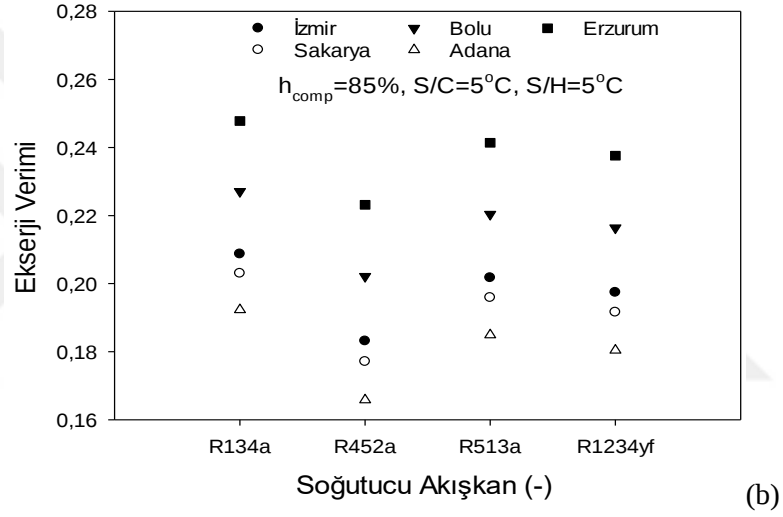
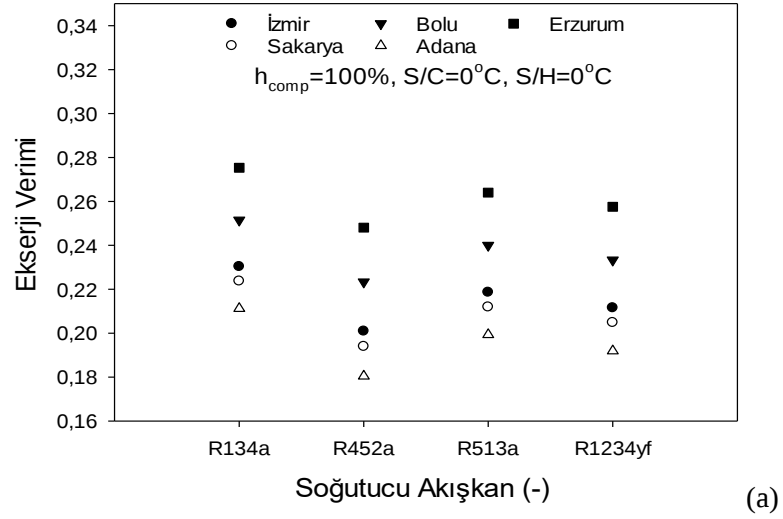
Şekil 5.3. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için Yoğuşturucu kapasitelerinin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması

Şekil 5.4'te farklı soğutucu akışkanlar ve şehirler için iki soğutma çevrimine ait (ISC ve SC) COP değerleri verilmiştir. Tahmin ettiğimiz gibi ISC diğer soğutma çevrimine kıyasla daha yüksek COP sonuçlarına sahiptir. Sonuçlar, tüm şartlarda en yüksek ve en düşük COP değerlerinin sırasıyla R134a ve R452a'ya ait olduğunu göstermektedir. Ayrıca, ISC yerine SC kullanıldığında maksimum ve minimum azalma sırasıyla %10 ve %6 olarak gözlemlenmiştir.



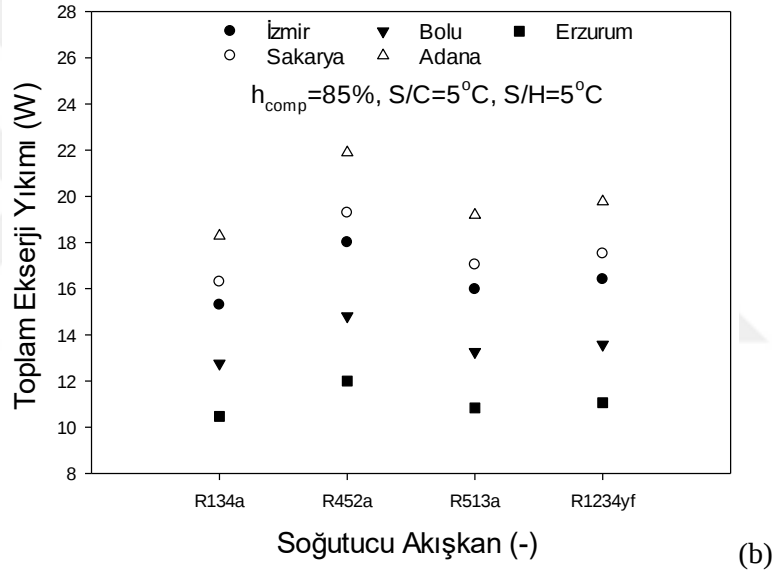
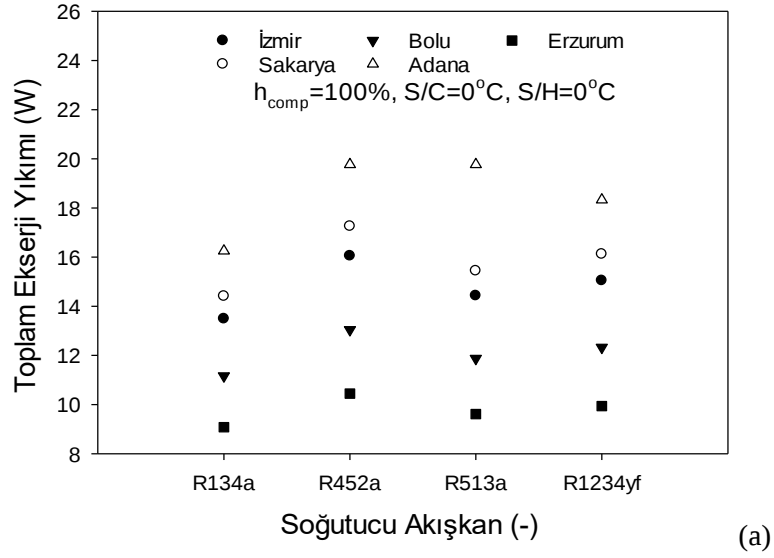
Şekil 5.4. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için COP'nin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması

ISC ve SC ekserji verimleri hesaplanmış olup Şekil 5.5'de verilmiştir. Sonuçlar soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı soğutma çevrimlerinin tüm koşullar için en iyi ekserji verimliliğine sahip olduğunu göstermiştir. Ayrıca, ele alınan iller arasında en yüksek dış sıcaklığa sahip olan Adana ili diğer illere kıyasla en düşük ekserji verimliliğine sahiptir. Beklediğimiz gibi SC ile tasarlanan soğutma sistemlerinin ekserji verimliliği ISC sistemlerine göre %6-10 oranında azalmıştır.

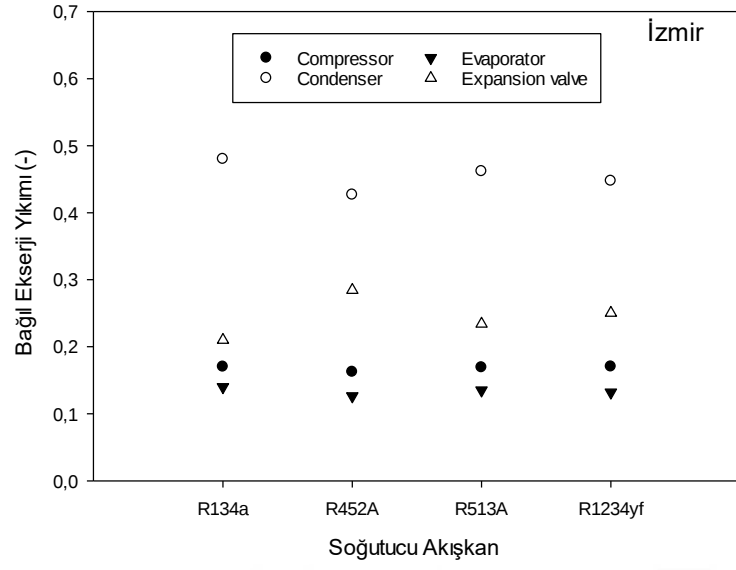


Şekil 5.5. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için Ekserji veriminin (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması

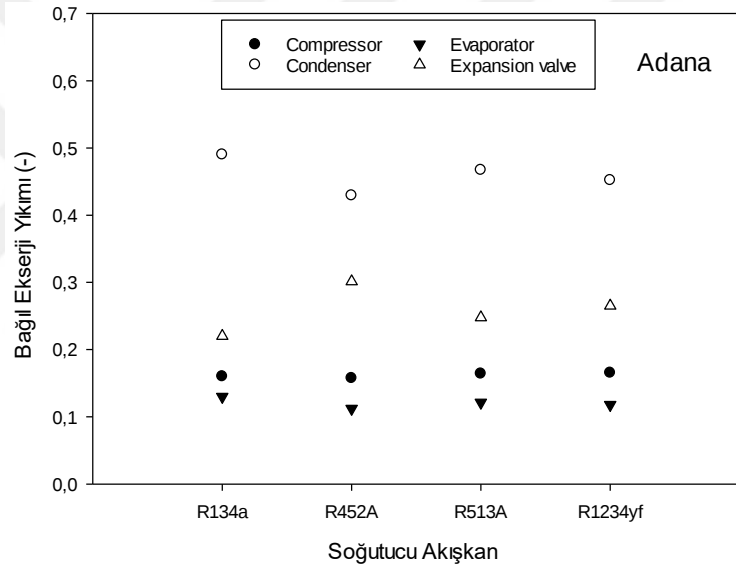
Soğutucu akışkan tipinin, soğutma çevrimlerinin ve şehirlerin toplam ekserji yok oluşu üzerindeki etkisi Şekil 5.6'da gösterilmektedir. Maksimum ve minimum toplam ekserji yıkımı sırasıyla R452a ve R134a soğutucu akışkanların kullanıldığı soğutma çevrimlerinde elde edilmiştir. Ayrıca en yüksek toplam ekserji yıkım değerleri en düşük ekserji verimliliğine sahip olan Adana ili için belirlenmiştir. Bu şehirde çalışan soğutma sisteminin en düşük ekserji verimliliğine sahip olması en yüksek toplam ekserji yıkımının Adana ilinde olmasıyla açıklanabilir.



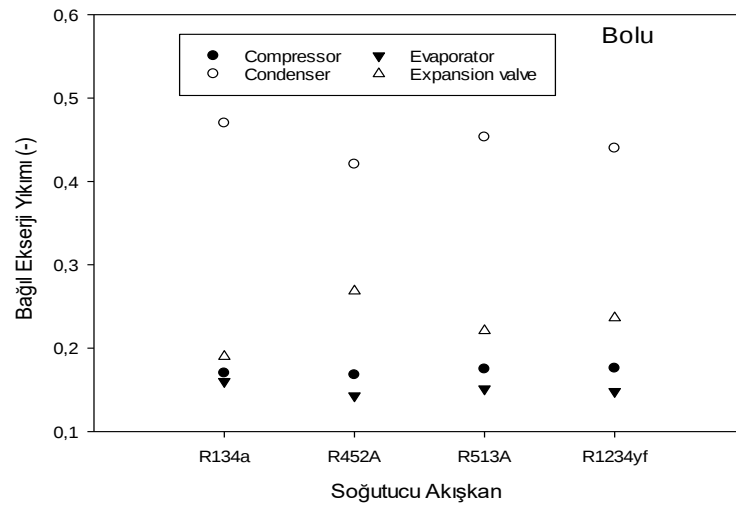
Şekil 5.6. Farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için Toplam Ekserji Yıkımlarının (a) ISC ve (b) SC için karşılaştırılması



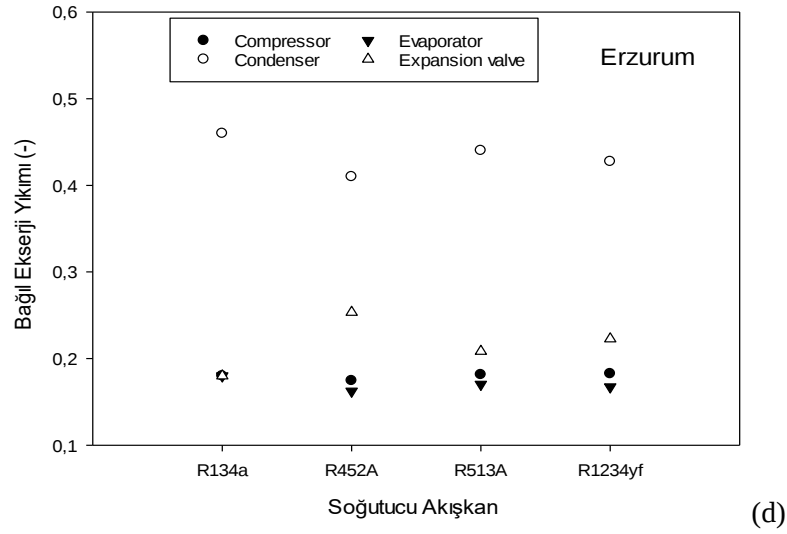
(a)



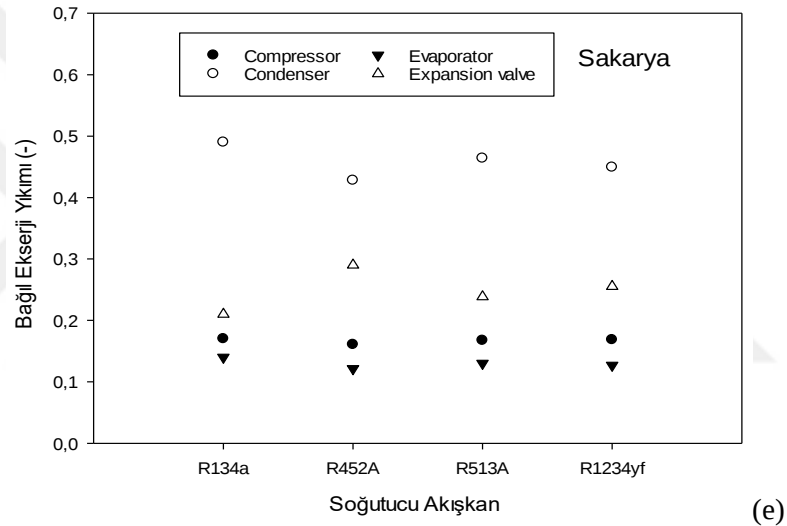
(b)



(c)



(d)



(e)

Şekil 5.7. Farklı şehirler için bağıl ekserji yıkımlarının karşılaştırılması (a) İzmir, (b) Adana, (c) Bolu, (d) Erzurum ve (e) Sakarya

Tablo 5.36’da kurutma odaları için gerekli ısı gücü hesaplanmıştır. Kurutma işlemi için gerekli olan ısıl güç, ürünün cinsi, kurutulacak ürün miktarı, kurutma süresi ve kurutma sıcaklığıyla doğrudan etkilidir. Kurutulacak ürün miktarı ve kurutma sıcaklığı arttıkça orantılı olarak gerekli ısıl güçte artmaktadır. Bununla birlikte kurutma süresi azaldıkça ters orantılı olarak kurutma işlemi için gerekli ısıl güç artmaktadır.

Tablo 5.36. Kurutma odaları için ürün kurutma detayları ve kurutma kapasitesi

Ürün Özellikleri	Değer
Kurutulacak Ürün Miktarı ($m_{ürün}$)	250 kg
Toplam Kurutma Süresi ($t_{kurutma}$)	10 saat
Kurutucu Girişi Islak Nemlilik (w_i)	88 %
Kurutucu çıkışı ıslak nemlilik (w_o)	10 %
Kurutucu girişi ürün sıcaklığı (T_i)	25°C
Kurutucu çıkışı ürün sıcaklığı (T_o)	55°C
Kurutucu girişi havanın sıcaklığı (Th_i)	65°C
Kurutucu girişi havanın bağıl nemi (w_{hi})	55 %
Kurutucu çıkışı havanın bağıl nemi (w_{ho})	85 %
Buharlaştırıcı çıkışı havanın bağıl nemi (w_{bo})	95 %
Dış ortam havasının sıcaklığı ($T_{outside}$)	38°C
Dış ortam havasının bağıl nemi ($w_{outside}$)	55 %
Üründen Uzaklaştırılacak nem miktarı	30 kg
Kurutma kabininden çıkacak son ürün miktarı	33,3 kg
Üründen uzaklaştırılacak toplam nem miktarı	216,7 kg
Kuruma hızı	21,7 kg/saat
Üründen uzaklaştırılan nemin birim saniyedeki buharlaşma hızı	0,0060 kg/s
Kurutma için gerekli ısı gücü	15 kW
Ürün çıkış sıcaklığı (55°C) için suyun fiziksel özellikleri;	
h_{fg} (kJ/kg)	2370,8 kJ/kg
$C_{p,su}$ (kJ/kg.K)	4,18 kJ/kgK

5.3 Maliyet Hesabı ve Karşılaştırmalar

Tablo 5.37. Farklı soğutma çevrimleri ve soğutucu akışkanlar için, Şehirlere göre günlük elektrik tüketimi ve bu tüketimi karşılayacak güneş paneli sayısı

Şehir	Soğutucu Akışkan	İdeal Soğutma Çevrimi				Aşırı Kızdırmalı ve Soğutmalı Soğutma Çevrimi ($\eta_{comp}=85\%$)			
		Günlük Minimum Güneşlenme Süresi (h)	Günlük Maksimum Güneşlenme Süresi (h)	Günlük Elektrik Tüketimi (kWh/gün)	Minimum Güneşlenme Süresi İçin Elektrik Tüketimini Karşılacak Panel Sayısı	Maksimum Güneşlenme Süresi İçin Elektrik Tüketimini Karşılacak Panel Sayısı	Günlük Elektrik Tüketimi (kWh/gün)	Maksimum Güneşlenme Süresi İçin Elektrik Tüketimini Karşılacak Panel Sayısı	Minimum Güneşlenme Süresi İçin Elektrik Tüketimini Karşılacak Panel Sayısı
İzmir	R134a	4,2	12,3	427	396	136	456	146	426
	R513a	4,2	12,3	442	413	141	467	149	436
	R452a	4,2	12,3	468	435	149	500	160	467
	R1234yf	4,2	12,3	452	420	144	474	152	443
Sakarya	R134a	2,5	8,9	443	696	196	474	209	744
	R513a	2,5	8,9	460	722	203	486	215	763
	R452a	2,5	8,9	489	768	216	522	231	819
	R1234yf	2,5	8,9	471	739	208	494	218	775
Bolu	R134a	2	8,4	384	754	170	410	181	805
	R513a	2	8,4	396	778	175	418	185	821
	R452a	2	8,4	415	814	183	443	196	870
	R1234yf	2	8,4	403	791	178	423	187	831
Adana	R134a	4,3	10,1	476	435	177	510	189	466
	R513a	4,3	10,1	496	453	184	524	194	478
	R452a	4,3	10,1	533	487	198	567	210	518
	R1234yf	4,3	10,1	510	466	189	533	198	487
Erzurum	R134a	3,2	10,7	346	424	120	368	128	452
	R513a	3,2	10,7	354	435	124	374	130	459
	R452a	3,2	10,7	368	451	128	393	137	482
	R1234yf	3,2	10,7	360	441	125	378	132	464

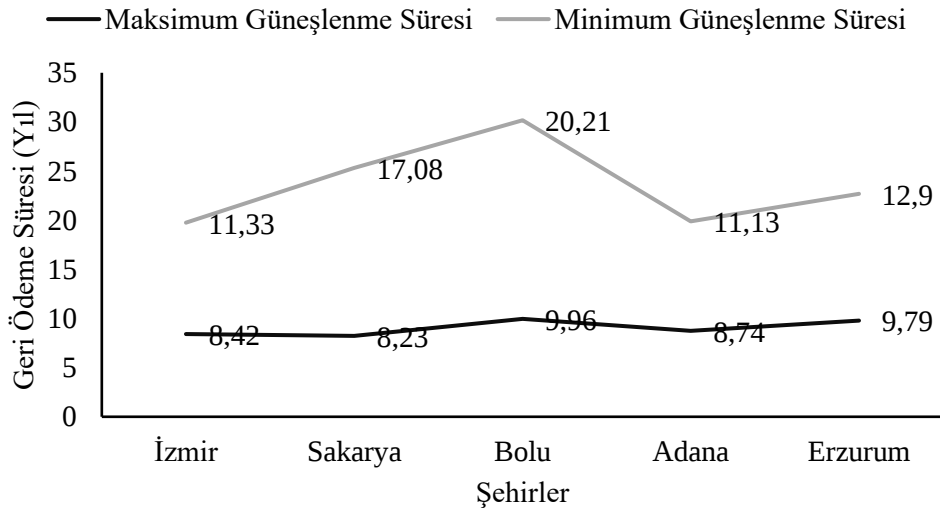
Tablo 5.38. Farklı şehirler için minimum güneşlenme şartlarında tesisin maliyet tablosu

Şehirler Ürünler	İzmir		Sakarya		Bolu		Adana		Erzurum	
	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat
Merkezi Soğutma Grubu	3x15 hp soğutma grubu	€ 37.980	3x15 hp soğutma grubu 1 adet	€ 37.980	3x12 hp soğutma grubu 1 adet	€ 35.750	3x20 hp soğutma grubu 1 adet	€ 43.700	3x7,5 hp soğutma grubu 1 adet	€ 28.800
Aydınlatma	78 ad	€ 4.290	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290
Sandviç Panel	1266 m²	€ 44.185	1266 m²	€ 43.600	1266 m²	€ 43.600	1266 m²	€ 47.900	1266 m²	€ 46.100
Soğuk Oda Sürgülü Kapısı	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250
Seksiyonel Kapı	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000
Forklift	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800
Transpalet	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245
Kurutma Cihazı	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320
Kurutma Tepsisi	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280
Kurutma Tepsi Arabası	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350
Güneş paneli (PV)	399 adet	€ 97.755	432 adet	€ 105.840	432 adet	€ 105.840	432 adet	€ 110.840	432 adet	€ 103.880
Güneş Enerjisi Batarya grubu	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000
Toplam Fiyat (EUR)	-	€ 253.455	-	€ 260.955	-	€ 238.725	-	€ 275.975	-	€ 252.315
Günlük Elektrik Üretimi (kWh)	502,74		324		259,2		557,28		414,72	
Elektrik Birim Fiyatı (TL)	4,51		4,78		4,62		4,51		4,78	

Tablo 5.39. Farklı şehirler için maksimum güneşlenme şartlarında tesisin maliyet tablosu

Şehirler Ürünler	İzmir		Sakarya		Bolu		Adana		Erzurum	
	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat	Miktar/Birim	Toplam Fiyat
Merkezi Soğutma Grubu	3x15 hp soğutma grubu 1 adet	€ 37.980	3x15 hp soğutma grubu 1 adet	€ 37.980	3x12 hp soğutma grubu 1 adet	€ 35.750	3x20 hp soğutma grubu 1 adet	€ 43.700	3x7,5 hp soğutma grubu 1 adet	€ 28.800
Aydınlatma	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290	78 adet	€ 4.290
Sandviç Panel	1266 m²	€ 44.185	1266 m²	€ 43.600	1266 m²	€ 43.600	1266 m²	€ 47.900	1266 m²	€ 46.100
Soğuk Oda Sürgülü Kapısı	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250	5 adet	€ 6.250
Seksiyonel Kapı	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000	1 adet	€ 2.000
Forklift	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800	1 adet	€ 17.800
Transpalet	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245	1 adet	€ 245
Kurutma Cihazı	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320	2 adet	€ 1.320
Kurutma Tepsisi	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280	480 adet	€ 17.280
Kurutma Tepsi Arabası	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350	30 adet	€ 4.350
Güneş paneli (PV)	137 adet	€ 33.565	196 adet	€ 48.020	170 adet	€ 41.650	177 adet	€ 43.365	120 adet	€ 29.400
Güneş Enerjisi Batarya grubu	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000	4 adet	€ 20.000
Toplam Fiyat (EUR)	-	€ 189.265	-	€ 203.135	-	€ 194.535	-	€ 208.500	-	€ 177.835
Günlük Elektrik Üretimi (kWh)	505,53		523,32		428,4		536,31		385,2	
Elektrik Birim Fiyatı (TL)	4,51		4,78		4,62		4,51		4,78	

Soğuk hava tesislerinin ilk yatırım ve işletim maliyetleri diğer depolama yöntemlerine göre daha yüksektir. İşletim maliyetlerine en büyük etken ise tesisin elektrik tüketimidir. Tablo 5.37’de farklı çevrim şartlarında farklı şehirler ve soğutucu akışkanlar için tesislerin günlük elektrik tüketimleri ve bu elektrik tüketimini karşılayacak güneş paneli sayıları verilmiştir. Tasarlan soğuk hava tesisin çatı alanına maksimum 432 adet güneş paneli kurulumu yapılabilmektedir. Tesisin elektrik tüketimini karşılayacak PV panel sayısı belirlenirken tesisin kurulması planlanan şehirlerin güneşlenme süreleri dikkate alınmıştır. Farklı şehirler için maksimum güneşlenme sürelerinde PV panellerden üretilen elektrik enerjisi tesisin tüm elektrik tüketimini karşıladığı görülmektedir. Bununla birlikte bazı şehirler için minimum güneşlenme sürelerinde üretilen elektrik enerjisi tesisin tüm elektrik tüketimini karşılamak için yetersiz kalmaktadır. Bu durum tesisin ilk yatırım ve işletim maliyetlerine doğrudan etki ederek geri ödeme süresine farklılıklar oluşturmaktadır. Tablo 5.38 ve Tablo 5.39’da sırasıyla farklı şehirler için maksimum ve minimum güneşlenme şartlarında soğuk tesislerin maliyet tabloları ve geri ödeme süreleri verilmiştir. Şekil 5.8’de farklı şehirler için maksimum ve minimum güneşlenme şartlarında tasarlanan soğuk tesisin geri ödeme süresinin karşılaştırma grafiği verilmiştir. Grafik incelendiğinde güneşlenme süresi ile geri ödeme süresinin ters orantılı olduğu görülmektedir.



Şekil 5.8. Farklı şehirler için maksimum ve minimum güneşlenme şartlarında tesisin geri ödeme süresi

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada PV panel destekli soğuk tesis tasarımı yapılmış olup tesisin kurulacağı illerin (dış ortam sıcaklığı ve güneşlenme süreleri) iklim şartlarının ve farklı soğutucu akışkanların ekipman kapasitelerine etkisini göstermek amacıyla sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar ideal soğutma çevrimi ve aşırı kızdırma ve soğutmanın olduğu kompresör veriminin %85 olarak baz alındığı iki farklı çevrim şartları için yapılmıştır.

- Yapılan hesaplamalar sonucunda tesisin kurulacağı ilin iklim şartları tesisin soğutma yüküne doğrudan etki etmektedir. Dış ortam sıcaklığı ve buna bağlı olarak ürün giriş sıcaklığı arttıkça soğuk depolama için gerekli olan soğutma yükü de artmaktadır. Aynı ürün depolama kapasitesindeki tesisler için dış ortam sıcaklığına bağlı olarak soğutma yükündeki artış soğutma performansını düşürmektedir.
- Dış ortam sıcaklığının artmasıyla birlikte kompresör kapasitesindeki artış soğutma performansını doğrudan etkilemektedir. Bu durum en düşük COP ve ekserji veriminin Adana, en yüksek COP ve ekserji veriminin Erzurum iline ait olmasıyla açıklanabilir.
- Aynı soğutma yükleri altında farklı soğutucu akışkanların performansları incelenmiş en yüksek ve en düşük COP, ekserji verimi sırasıyla R134a ve R452a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı soğutma çevrimlerinde olduğu görülmüştür. R134a soğutucu akışkanına ait COP ve ekserji verimi R452a akışkanına göre sırasıyla %10 ve %11 daha azdır. Bunun sebebi soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleridir.
- Yapılan hesaplamalar ideal çevrim ve Aşırı kızdırma ve soğutmanın olduğu kompresör veriminin %85 olarak baz alındığı her iki soğutma çevrimi içinde yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar ideal çevrimin COP, Ekserji veriminin aşırı kızdırma ve soğutmanın olduğu kompresör veriminin %85 olduğu soğutma çevrimine göre %6 ila %10 daha yüksektir.
- Sonuçlar incelendiğinde R134a soğutucu akışkanına alternatif olarak daha yeni ve GWP' si daha düşük olan R513a soğutucu akışkanı diğer soğutucu akışkanlara göre daha iyi performans sergilemiştir.

- Kurutma odalarında kurutulacak ürün miktarı ve kurutma süresi, kurutma işlemi için gerekli olan ısı enerjisini doğrudan etkilemektedir. Kurutulan ürün miktarı arttıkça gerekli olan ısı enerjisi de artar. Kurutma süresi azaldıkça ısı enerjisi ile ters orantılı olarak artar.
- Tesisin çatısına kurulması planlanan PV güneş panelleri yeterli sayıda kullanılması durumunda tesisin günlük elektrik tüketiminin tamamını karşılayabilir. Tesisin kurulacağı alan sınırlamaları olması durumunda ise güneşlenme süresince tesisin elektrik ihtiyacını karşılanabilir, güneşlenme sürelerinin dışında gece şebeke elektrigiinden uygun tarifeli olarak yararlanılabilir. Bu durum kırsal bölgelerde şebekeden bağımsız tesislerin kurulumuna imkan sağlarken sürdürülebilirliğini de artırır. Soğuk tesisin kurulacağı şehir ve sistem tasarımı, tesisin ilk yatırım ve işletim maliyetini doğrudan etkilemektedir.
- Soğuk tesis tasarımı yapılırken tesisin kurulacağı bölgenin iklim şartları göz önünde bulundurulmalı sıcak bölgelerden kaçınılmalıdır. Tesis boyutlandırılması yapılırken ilk olarak depolanacak ürün kapasitesi ve depolama şekline göre boyutlandırma yapılmalıdır. Soğuk depolarda statik ürün miktarı fazla ve ürün sirkülasyonu çok yapılyorsa daha büyük hacimli odalardan kaçınılmalıdır. Çünkü oda iç sıcaklığı istenilen seviyelere düştüğünde kapı açılımları ve yeni ürün girişleri oda iç sıcaklığını ve oda içerisindeki nem oranını artırır. Oda içerisinde bulunan ürün miktarı ne kadar az olursa bu durumdan etkilenen ürün miktarı da o kadar az olur. Bu duruma ek olarak Soğuk depo tesislerinde dış ortamdan getirilen ürünler direkt olarak soğuk odalara gönderilmeden önce ön soğutma odalarında bekletilir ve muhafaza sıcaklığına yakın sıcaklıklarda soğuk odalara gönderilirse soğutma grupları daha az çalışır elektrik tasarrufu sağlanır.
- Soğuk depolama sıcaklıkları dikkate alınarak dış ortam ile iç ortam arasındaki ısı geçişini engelleyecek sandviç panel kalınlıkları belirlenmelidir. Uygun panel kalınlığının seçilememesi durumunda dış ortam ve iç ortam sıcaklık farkından dolayı oda içerisinde panel yüzeylerinde yoğunlaşma meydana gelir ve buzlanmaya neden olur. Bu durum pozitif sıcaklıktaki muhafaza koşullarında çok görülme de negatif sıcaklıktaki muhafaza koşullarında büyük problemlere neden olabilir.

- Soğutma çevrimi tasarımı yapılırken muhafaza sıcaklığına uygun soğutucu akışkan, buharlaştırıcı, kompresör, yoğuşturucu ve yardımcı ekipmanlar seçilmelidir. Yanlış ekipman seçimi soğutma performansını olumsuz etkiler.
- Soğuk tesislerin ilk yatırım ve işletim maliyetleri normal depolara göre daha yüksektir. Bu maliyetleri en aza indirmek için soğuk tesis tasarımında ve kullanımında birçok faktöre dikkat etmek gerekir. İlk yatırım maliyetinde tesis boyutlandırılması, kurulacağı şehir ve depolama kapasitesi büyük bir etken olurken işletim maliyetine en büyük etken soğutma gruplarının elektrik tüketimidir.
- Soğuk hava tesislerinde işletim maliyetini azaltmak ve tesisin sürdürülebilirliğini arttırmak için yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanılabilir. Bu tesislerin kurulu olduğu alanın büyük oluşundan dolayı güneş enerjisi ile elektrik üretimi diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına göre daha uygun olacaktır. Tesisin çatısına yerleştirilebilecek PV panellerden üretilen elektrik enerjisi tesisin elektrik tüketimini karşılamak için kullanılabilirken, panellerde üretilen ısı enerjisi ile proses ısısı olarak kullanılabilir. PV panellerin yerleştirileceği çatı alanı tesisin elektrik tüketimini karşılayacak panel sayısına uygun olması durumunda tesisin günlük elektrik tüketiminin tamamını karşılayabilir.

KAYNAKLAR

- Abdullah, A., Karyadi, K. And Khoirudin, K. (2022) “An Energy Evaluation in a Vapor Compression Refrigeration System Utilizing R32 Refrigerant”, **Journal Teknik Mesin Mechanical Xplore**, 3(2), 67-77.
- Akgün, H. A. (2009) “Tarımsal ürünlerin ısı pompası destekli kurutulması”, Yüksek Lisans, **Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İzmir.
- Aziz, M. A., Khan, M. I. H., Afroz, H. M. M., Hossain, M.M, Talukdar, S. And Masud, M. A. A. (2023) “The development and performance evaluation of an alternative energy-based hybrid cold storage system”, **Journal of Cleaner Production**, 434, 140394.
- Basu, D. N., and Ganguly, A. (2016) “Solar thermal–photovoltaic powered potato cold storage – Conceptual design and performance analyses”, **Applied Energy**, 165, 308-317.
- Cengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2011). Thermodynamics: an engineering approach. **New York: McGraw-hill**.
- Davoodi, V., Deymi-Dashtebayaz. M., Kuhutornaya. J. and Sergienko, O. (2023) “Parametric analysis and multi-objective optimization of a heat pump dryer based on working conditions and using different refrigerants”, **Journal of Energy**, 284, 129231.
- De, R.K. and Ganguly, A. (2019) “Energy and economic analysis of a solar-assisted multi-commodity cold storage ”, **Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, 41, 393.
- Delibaş, H. M. (2021) “Yenilikçi Bir Tasarım İle Birlikte Fotovoltaik Panel Verimliliğinin Arttırılması”, **Karabük Üniversitesi, Türkiye**.
- Deng, Q., Yang, Z., Zhang, L. and Jia, M. (2022) “The control strategy and economic analysis of a new type of solar cold storage”, **Journal of Energy Store**, 52(2022), 104865.
- Dincer, M. ve Kanoglu, M, (2010) “Refrigeration systems and applications”, 2nd ed., **John Wiley & Sons Ltd**, United Kingdom.
- El-Khozondar, H. J., Elnaggar, M., Al-Mabhouh, A., Zanouna, L. A., Al-Atawne, M. I. and Safi, O. (2021) "Solar-powered cold storage system", **2021 International Conference on Promising Electronic Technologies (ICPET)**, 2021, 28-33.
- Ghaith, F. A. and Dag, R. O. (2022) “Performance and feasibility of utilizing solar powered ice storage system for space cooling applications”, **Energy Conversion and Management: X**, 16(2022), 100319.
- Ikram, H., Javed, A., Mehmood, M., Shah, M., Ali, M. and Wagas, A. (2020) “Techno-economic evaluation of a solar PV integrated refrigeration system for a cold storage facility”, **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, 44(2021), 101063.

- Kumma, N. and Kruthiventi, S.S.H. (2024) “Current status of refrigerants used in domestic applications: A review”, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 189(2024), 114073.
- Munir, A., Ashraf, T., Amjad, W., Ghafoor, A., Rehman, S., Malik, A.U., Hensel, O., Sultan, M. and Morosuk, T. (2021) “Solar-Hybrid Cold Energy Storage System Coupled with Cooling Pads Backup: A Step towards Decentralized Storage of Perishables”, **Energies**, 14(22), 7633
- Natarjan, B., Kathiresan, A.C. and Subramaniam, S.K. (2023) “Development and Performance evaluation of a hybrid portable solar cold storage system for the preservation of vegetables and fruits in remote areas”, **Journal of Energy Storage**, 72, 108292.
- Özkoç, N., (1999) “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, 5th ed., **MMO Yayınları**, Ankara.
- Reda, A. M., Ali, A. H. H., Taha, İ. S. and Morsy, M. G. (2016) “Performance of a small-scale solar-powered adsorption cooling system”, **International Journal of Green Energy**, 14(2017), 75-85.
- Sadi, M. and Arabkoohsar, A. (2020) “Techno-economic analysis of off-grid solar-driven cold storage systems for preventing the waste of agricultural products in hot and humid climates”, **Journal of Cleaner Production**, 275(2020), 124143.
- Sharma, P. K. and Kumar, H. S. A. (2018) “Solar Powered Movable Cold Storage Structure for Perishables”, **Current Science**, 114(10), 2020-2022.
- 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”, **Journal of Materials Today: Proceedings**, 2023.
- Şimşek, M. Ö. (2023) “Yeni Nesil Soğutucu Akışkanların Enerji, Ekserji ve LCCP Perspektifinde Analizi”, **Karabük Üniversitesi, Türkiye**.
- Zhang, Z., He, G., Ning, Q., Wang, Z., Yang, W., Hua, J. and Zhou, S. (2023) “Evaluation of flammability characteristics of mixed refrigerants R134a/R1270, R134a/R170, and R170/R1270 Évaluation des caractéristiques d'inflammabilité des mélanges de frigorigènes R134a/R1270, R134a/R170 et R170/R1270”, **International Journal of Refrigeration**, 156, 1-11.
- Xu, B., Li, M., Hassanien, R.H.E., Zhang, Y., Wang, Y., Xu, Q. and Lu, X. (2024) “Research on the Cold Storage Characteristics of Ice Storage Photovoltaic Cold Storage”, **Journal of Energy and Built Environment**.
- Xu, Y., Li, Z., Chen, H. and Lv, S. (2021) “Techno-economic evaluation and analysis of solar hybrid cooling systems with cool energy buffer for cold storages”, **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, 46(2021), 101270.

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1663060369241&mod=HHK>
Son erişim tarihi 20.05.2024

<https://termodizayn.com/faydali-bilgiler/sogutma-cevrimi-nedir/> Son erişim tarihi 20.05.2024

<https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview> 28.08.2024

<https://dualsun.com/en/professionals/technical-documents/#spring-shingle>, 21.05.2024
Son erişim tarihi.

<https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?k=H>, 21.05.2024
Son erişim tarihi.

<https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/> Son erişim tarihi 25.05.2024 (program ismi yazılacak)

<https://www.iklimlendirme.web.tr/sogutma/subcooling-ve-superheat-nedir> Son erişim tarihi 26.05.2024

EİB. “2022/2023 SEZONU ÇALIŞMA RAPORU VE FAALİYET PLANI”,
https://www.eib.org.tr/Sayfa.Asp?SI_Id=F665790D72&0E253920222D0D2F2F=7E7D7E Son erişim tarihi 18.08.2024.

EDQM. “2021 Management of Environmental Conditions”,
<file:///C:/Users/ismlk/Downloads/Management%20of%20Environmental%20Conditions.pdf> Son erişim tarihi 26.08.2024

GEKA. “Meyve ve Sebze Kurutma Tesisi Ön Fizibilitesi”, chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://geka.gov.tr/Dosyalar/o_1co4vvc9du76g1uajj3h189ke.pdf Son erişim tarihi 26.08.2024

TÜİK. “2023 Bitkisel Üretim İstatistikleri”, [TÜİK Kurumsal \(tuik.gov.tr\)](https://tuik.gov.tr) Son erişim tarihi 03.06.2024

TBB. “2023 Tarım Sektör Raporu” chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.tbb.org.tr/Content/Upload/Dokuman/8960/Tarim_Sektor_Raporu_130723.pdf Son erişim tarihi 03.06.2024