



**T.C.**  
**KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**TÜRKİYE İÇİN CO<sub>2</sub> BOOSTER SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN**  
**SÜPERMARKET UYGULAMALARININ**  
**TERMODİNAMİK ANALİZİ**

**Metehan IŞIK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Haziran-2022**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Metehan Işık tarafından hazırlanan “Türkiye için CO<sub>2</sub> Booster Soğutma Sistemlerinin Süpermarket Uygulamalarının Termodinamik Analizi” adlı tez çalışması 13/06/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliğı ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

.....

#### Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ

.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN  
Enstitü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Metehan IŞIK

Tarih: 13/06/2022

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS

# TÜRKİYE İÇİN CO<sub>2</sub> BOOSTER SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN SÜPERMARKET UYGULAMALARININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

Metehan IŞIK

Konya Teknik Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ

2022, 57 Sayfa

Jüri

Danışman Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ  
Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY  
Dr. Öğr. Üyesi Aziz Hakan ALTUN

Gelişmiş toplumlar için vazgeçilmez konumda olan süpermarketlerin elektrik tüketimlerinin yaklaşık yarısı soğutma sistemlerinden kaynaklanmaktadır. Bu sistemlerin elektrik tüketimini ve bunun yanı sıra küresel ısınmaya sağladıkları katkıyı azaltmak amacıyla CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma çevrimleri geliştirilmiştir. Bu tez çalışmasında enerjetik açıdan performansı yüksek, ekonomik olarak uygulanabilir ve doğa dostu olmasıyla öne çıkan üç farklı CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma çevrimi ele alınmıştır. Bu çevrimler, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı standart booster çevrimi (BSÇ), yaş tip evaporatörlü booster çevrimi (BSÇ-YAS) ve yaş tip evaporatörlü paralel kompresörlü booster çevrimidir (BSÇ-YAS-PAR). Çevrimlerin matematiksel modelleri oluşturulmuş ve Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılarak enerji analizleri yapılmıştır. Farklı çevre şartları için çevrimlerin güç tüketimi ve soğutma performans katsayısı (COP) değerleri hesaplanmıştır ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca, çevrimlerin yıllık enerji tüketimleri, kurulum ve işletim maliyetleri ve CO<sub>2</sub> emisyon miktarları Türkiye’de seçilen 12 il için hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar süpermarketlerde yaygın olarak kullanılan R404A akışkanlı referans soğutma sistemi ile kıyaslanmıştır.

Araştırılan çalışma şartlarında, çevre sıcaklığı arttıkça CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin COP’sinin azaldığı belirlenmiştir. 30 °C çevre sıcaklığına kadar BSÇ-YAS-PAR en yüksek COP değerine (BSÇ’ye göre %15,1, BSÇ-YAS’a göre %11,2, R404A referans sistemine göre %66,7’ye kadar daha yüksek) sahipken bu sıcaklığın üzerindeki çevre sıcaklıklarında R404A akışkanlı referans soğutma sisteminin en yüksek COP değerine (BSÇ’ye göre %29,1, BSÇ-YAS’a göre %19,6, BSÇ-YAS-PAR’a göre %8,5’e kadar daha yüksek) sahip olduğu bulunmuştur. CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimlerinin yıllık enerji tüketim değerleri karşılaştırıldığında BSÇ en yüksek enerji tüketimine sahipken BSÇ-YAS-PAR’ın en az enerji tüketimine sahip olduğu belirlenmiştir. BSÇ-YAS-PAR ele alınan tüm illerde R404A referans soğutma sistemine göre en yüksek tasarrufun (%2,2-%19,4) sağlandığı çevrim olarak öne çıkmıştır. Araştırılan CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma çevrimlerinin R404A referans soğutma sisteminden %23,4 ila %52,2 arasında daha düşük emisyon değerine sahip oldukları belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Booster, Emisyon, Karbon dioksit, Paralel Kompresör, Soğutma, Süpermarket, Yaş Evaporatör

## ABSTRACT

## MS THESIS

# THERMODYNAMIC ANALYSIS OF CO<sub>2</sub> BOOSTER REFRIGERATION SYSTEMS OF SUPERMARKET APPLICATIONS FOR TÜRKİYE

Metehan IŞIK

Konya Technical University  
Institute of Graduate Studies  
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Asst. Prof. Dr. Nagihan BİLİR SAĞ

2022, 57 Pages

Jury

Advisor Asst. Prof. Dr. Nagihan BİLİR SAĞ  
Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY  
Asst. Prof. Dr. Aziz Hakan ALTUN

Refrigeration systems account for nearly half of the electricity consumed by supermarkets, which are essential in developed societies. In order to reduce the electricity consumption of these systems as well as their contribution to global warming, CO<sub>2</sub> booster refrigeration cycles have been developed. This thesis discusses three different CO<sub>2</sub> booster refrigeration cycles that stand out for their high energy efficiency, economic feasibility, and environmental friendliness. These cycles are the CO<sub>2</sub> standard booster cycle (BŞÇ), the booster refrigeration cycle with the flooded evaporator (BŞÇ-YAS), and the booster refrigeration cycle with the flooded evaporator and parallel compressor (BŞÇ-YAS-PAR). Mathematical models of the cycles were generated, and energy analyzes were performed using Engineering Equation Solver (EES) software. The power consumption and coefficient of performance (COP) values of the cycles were calculated for different environmental conditions and the results were compared. Additionally, annual energy consumption, installation and operating costs, and CO<sub>2</sub> emission amounts of the cycles are calculated for 12 selected cities in Türkiye. The results were compared with the reference refrigeration system using R404A refrigerant, which is commonly used in supermarkets.

It was determined that the COP of the CO<sub>2</sub> refrigeration booster systems decreased as the ambient temperature increased under the investigated operating conditions. BŞÇ-YAS-PAR has the highest COP (up to 15.1% according to BŞÇ, 11.2% according to BŞÇ-YAS, 66.7% according to the R404A reference refrigeration system) up to 30 °C ambient temperature. Above this temperature, it has been found that the R404A reference refrigeration system has the highest COP value (up to 29.1% according to BŞÇ, 19.6% according to BŞÇ-YAS, 8.5% according to BŞÇ-YAS-PAR). When the annual energy consumption values of CO<sub>2</sub> booster refrigeration cycles are compared, it was determined that BŞÇ has the highest energy consumption, while BŞÇ-YAS-PAR has the lowest energy consumption. BŞÇ-YAS-PAR was the cycle with the highest saving (2.2%-19.4%) as compared to the R404A reference refrigeration system in all cities considered. It was determined that the investigated CO<sub>2</sub> booster refrigeration cycles have lower emission values between 23.4% and 52.2% than the R404A reference refrigeration system.

**Keywords:** Booster, Carbon dioxide, Emission, Flooded Evaporator, Parallel Compressor, Refrigeration, Supermarket

## ÖNSÖZ

Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak sunulan bu çalışmanın, modern toplumda önemli bir yer tutan süpermarketlerin soğutma sistemleri için CO<sub>2</sub> akışkanlı yenilikçi ve doğa dostu sistemlerin Türkiye özelinde incelenmesi açısından önem arz ettiğini düşünüyorum. CO<sub>2</sub> akışkanlı sistemlerin doğa dostu olmanın yanında enerjetik olarak daha verimli ve ekonomik olarak uygulanabilirliğinin ortaya konulduğu bu çalışmanın Türkiye'nin süpermarket soğutma sistemlerine yönelik politikasına ışık tutacağını umuyorum.

Tez çalışmamın her aşamasında bana destek olup yol gösteren çok değerli hocam ve danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Nagihan BİLİR SAĞ'a ve hayatımın her noktasında beni destekleyen aileme teşekkürlerimle.

Metehan IŞIK  
KONYA-2022

## İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET</b> .....	iv
<b>ABSTRACT</b> .....	v
<b>ÖNSÖZ</b> .....	vi
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR</b> .....	viii
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI</b> .....	3
<b>3. MATERYAL YÖNTEM</b> .....	10
3.1 Araştırılan Süpermarket Soğutma Çevrimleri.....	10
3.1.1 R404 soğutucu akışkanlı referans soğutma çevrimi (R404A Ref.).....	10
3.1.2 Standart CO <sub>2</sub> booster soğutma çevrimi (BSC) .....	11
3.1.3 Yaş evaporatörlü CO <sub>2</sub> booster soğutma çevrimi (BSC-YAS) .....	13
3.1.4 Yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO <sub>2</sub> booster soğutma çevrimi (BSC-YAS-PAR).....	15
3.2 Çevrimlerin Çalışma Koşulları.....	16
3.3 Enerji Analizi .....	19
3.3.1 R404A referans soğutma sisteminin enerji analizi.....	19
3.3.2 Standart CO <sub>2</sub> booster soğutma çevriminin enerji analizi .....	20
3.3.3 Yaş evaporatörlü CO <sub>2</sub> booster soğutma çevriminin enerji analizi .....	22
3.3.4 Yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO <sub>2</sub> booster soğutma çevriminin enerji analizi .....	24
3.3.5 Yıllık enerji tüketimi analizi .....	26
3.4 Ekonomik Analiz.....	29
3.5 Emisyon Analizi .....	33
3.6 Akış Diyagramı .....	35
<b>4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA</b> .....	37
4.1 Enerji Analiz Sonuçları .....	37
4.2 Ekonomik Analiz Sonuçları .....	44
4.3 Emisyon Analizi Sonuçları.....	49
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b> .....	53
<b>KAYNAKLAR</b> .....	55

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

A	:	alan (m <sup>2</sup> )
$\alpha$	:	geri dönüşüm faktörü
$\Delta$	:	fark, değişim
$\eta$	:	toplam kompresör verimi
h	:	entalpi (kJ/kg)
M	:	kütle (kg)
$\dot{m}$	:	kütleli debi (kg/s)
n	:	işletim süresi (yıl)
P	:	basınç (kPa)
$\dot{Q}$	:	ısı transferi yükü (kW)
RC	:	bölgesel elektrik dönüşümü faktörü (kg CO <sub>2</sub> /kWh)
R <sub>p</sub>	:	sıkıştırma oranı
t	:	bin saati (saat)
T	:	sıcaklık (°C)
T <sub>ç</sub>	:	çevre sıcaklığı (°C)
$\dot{W}$	:	güç tüketimi (kW)
y	:	uygulanma sayısı

### Kısaltmalar

BM	:	bakım maliyeti
BSC	:	CO <sub>2</sub> booster soğutma çevrimi
BSC-YAS	:	yaş tip evaporatörlü CO <sub>2</sub> booster soğutma çevrimi
BSC-YAS-PAR	:	paralel kompresörlü yaş tip evaporatörlü CO <sub>2</sub> booster soğutma çevrimi
COP	:	soğutma performans katsayısı
DB	:	düşük basınç
DS	:	düşük sıcaklık seviyesi
E	:	emisyon
EV	:	evaporatör
FGB	:	flaş gaz bypass valfi
gs	:	gaz soğutucu
GV	:	genleşme valfi
GWP	:	küresel ısınma potansiyeli
HFC	:	hidroflorokarbon
ID	:	iç ısı değiştirici
KM	:	kurulum maliyeti
Komp	:	kompresör
kon	:	kondenser
KÖM	:	kullanım ömrü maliyeti
lmtd	:	logaritmik ortalama sıcaklık farkı
maks	:	maksimum
min	:	minimum
ODP	:	ozon tabakası inceltme potansiyeli
opt	:	optimum
OS	:	orta sıcaklık seviyesi
PAR	:	paralel kompresör
Ref	:	referans



SA	:	sıvı-buhar ayırıcı
SM	:	satın alma maliyeti
YB	:	yüksek basınç
YEO	:	yıllık enerji etkinlik oranı
YET	:	yıllık enerji tüketimi
YİM	:	yıllık işletim maliyeti



## 1. GİRİŞ

Süpermarketler modern toplum için vazgeçilmez konumdadır ve sayıları günden güne artmaktadır. Bununla birlikte tüketilen global enerji miktarı da artmaktadır. Bu elektrik tüketim artışını azaltmak için süpermarket soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Çünkü süpermarketlerin elektrik tüketiminin yarısı süpermarket soğutma sistemlerinden kaynaklanmaktadır (Gullo ve ark., 2018). Ayrıca, süpermarketler bu elektrik tüketimi ile küresel ısınmaya dolaylı katkı sağlarken, soğutma sistemindeki soğutucu akışkan kaçakları ile de küresel ısınmaya doğrudan katkı sağlamaktadır. Dünya'nın geleceğini olumsuz etkileyen durumlardan biri olan bu küresel ısınmaya katkı sağlayan florlu sera gazları ile ozon tabakasını incelten maddelerin kullanımının azaltılmasına yönelik çabalar sürmektedir. Avrupa Birliği'nin florlu sera gazları düzenlemesi 2030 yılına kadar hidroflorokarbon (HFC) tüketimini %79 azaltmayı öngörürken Montreal Protokolü'ne göre gelişmiş ülkelerin 2035, gelişmekte olan ülkelerin 2045 yılına kadar HFC tüketimini %85 azaltması beklenmektedir (Goetzler ve ark., 2014).

Ülkelerin protokol ve düzenlemelere uymak yolunda attıkları adımlardan biri soğutma sistemlerinde doğa dostu akışkan kullanılmasıdır. Bu akışkanların arasında küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri 1 (Demirci ve ark., 2020) ve ozon tabakası inceltme potansiyeli (ODP) değeri 0 (Demirci ve ark., 2020) olan karbondioksit (CO<sub>2</sub>) ön plana çıkmaktadır. CO<sub>2</sub> doğa dostu olmasının yanı sıra yanmaz ve zehirsiz bir gazdır (Goetzler ve ark., 2014). Ayrıca HFC gazları ile kıyaslandığında yüksek gizli ısıya, özgül ısıya, yoğunluğa ve ısıl iletkenliğe sahip olup viskozitesi düşüktür (Gullo ve ark., 2018). Tüm bu avantajlarına karşın CO<sub>2</sub> çalışma basıncı yüksek bir akışkandır. Ayrıca CO<sub>2</sub> kritik nokta üstünde ısı atımı prosesiyle sistemlerin transkritik çalışmasına sebep olacak nispeten düşük bir kritik nokta sıcaklığına (30,98 °C) sahiptir. Kritik nokta üstünde sıcaklık ve basınç arasında değişken bir ilişki bulunmakla birlikte yüksek basınç değerleri CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı sistemlerin düşük verimlere sahip olmasına ve sistem maliyetlerinin artmasına sebep olmaktadır (Goetzler ve ark., 2014). Soğutma sistemlerinde doğaya zararlı akışkanlara alternatif olarak ön plana çıkan CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin bu dezavantajını ortadan kaldırarak daha verimli hale gelmesi için yapılmış önemli sayıda çalışma bulunmaktadır.

Literatürde CO<sub>2</sub>'in soğutucu akışkan olarak kullanılmasının diğer akışkanlara kıyasla nasıl sonuçlar verdiğini araştırmak için yapılmış çalışmalarda, CO<sub>2</sub> akışkanının doğa dostu olması avantaj sağlarken özellikle yüksek çevre sıcaklıklarında soğutucu akışkan olarak kullanılması durumunda geleneksel akışkanlara göre daha az verimli olduğu belirlenmiştir. Bu

olumsuz etkiyi ortadan kaldırmak için CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinin performansını artırmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

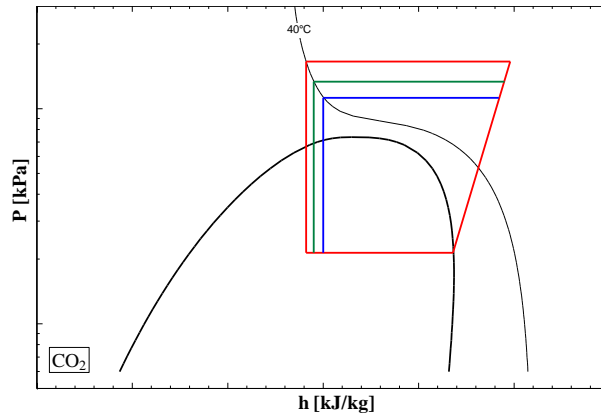
Nüfusun yoğun olduğu bölgelerle doğru orantılı olarak artan süpermarket sayısı araştırmacıları şehir bazlı çalışmalar yapmaya sevk etmiştir. Bu amaçla, literatürde farklı CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma çevrimlerinin çeşitli ülke ve şehirlerde, farklı iklim koşullarında enerjetik ve ekonomik analizlerine rastlanmaktadır.

Montreal Protokolü'ne gelişmekte olan ülkeler arasında 1 numaralı grupta yer alarak taraf olan Türkiye'nin sorumluluğu 2024 yılından itibaren HFC tüketimini azaltmaya başlamak ve 2029 yılına kadar %10 azaltmış olmaktır (Anonim, 2022). Sahip olduğu yüksek nüfus ve yüksek süpermarket sayısı ile soğutma sistemlerinde HFC akışkanlar yerine CO<sub>2</sub> tercih etmek Türkiye'nin bu hedeflere ulaşmasına katkı sağlayacaktır. Bu sebeple süpermarketlerde CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin Türkiye iklim şartlarında enerjetik ve ekonomik analizinin yapılması gereklidir.

Literatürde Türkiye için CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin süpermarketlerde kullanılmasının enerjetik ve ekonomik açıdan sonuçlarının ne olduğunu inceleyen herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışması ile literatürde enerjetik olarak daha iyi sonuçların elde edildiği CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı standart booster çevrimi (BSÇ), yaş tip evaporatörlü booster çevrimi (BSÇ-YAS) ve paralel kompresörlü yaş tip evaporatörlü booster çevriminin (BSÇ-YAS-PAR) Türkiye'nin farklı illerindeki farklı iklim koşulları için enerjetik ve ekonomik analizinin literatüre kazandırılması hedeflenmiştir.

Bu çalışmanın bir diğer amacı ise, incelenen CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin süpermarketlerde yaygın olarak kullanılan R404A akışkanlı referans soğutma sistemi ile kıyaslamak ve böylelikle bu incelenen sistemlerin doğa dostu olmalarının yanı sıra enerji tasarrufu ve maliyet durumları açısından Türkiye'deki süpermarketlerde uygulanabilirliğini ortaya koymaktadır. Tez çalışmasının Türkiye'nin enerji tüketimi ve emisyon azaltma hedefleri kapsamında süpermarket soğutma sistemlerine yönelik politikasına ışık tutması umulmaktadır.





**Şekil 2.2.** Aynı gaz soğutucu çıkış sıcaklığına ve farklı gaz soğutucu basınçlarına sahip transkritik soğutma çevrimlerinin P-h diyagramları

Kauf (1999) yaptığı çalışmada kritik üstü bölgede gaz soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak sistemin soğutma performans katsayısını (COP) maksimum yapan bir optimum basınç değeri olduğunu belirtmiştir. Liao ve ark. (2000) ise optimum basınç değerini etkileyen bir diğer faktörün buharlaşma sıcaklığı olduğunu ifade ederek bir optimum basınç korelasyon denklemi oluşturmuşlardır. Bu optimum basınç değerinin farklı çevrim ve çalışma şartları için ne olduğunu tespit etmek üzere literatürde önemli sayıda yayın bulunmaktadır (Yang ve ark., 2015).

CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinin performansını artırmak için yapılan araştırmaların bir diğer odağı ise çevrim modifikasyonları üzerine olmuştur. Bu modifikasyonları CO<sub>2</sub> soğutma çevrimlerinde bir iç ısı değiştirici kullanmak, genleşme işlemini genleşme valfi yerine bir türbin veya ejektör kullanarak yapmak şeklinde açıklayan Bruno ve ark. (2019), yaptıkları derlemede çift kademe kompresör kullanımından da bahsetmişlerdir. Çift kademe kompresörlü sistemleri üç farklı yöntem ile ara soğutmalı, flaş gaz ara soğutmalı ve flaş gaz bypass olmak üzere gösteren Bruno ve ark. (2019) klasik tek kademe kompresörlü soğutma çevriminde ana kompresöre paralel bir ikinci kompresör kullanımına da değinmişlerdir. Klasik soğutma çevriminde yapılması mümkün bu modifikasyonların yanı sıra booster soğutma çevrimlerinden ve kaskat sistemlerden de bahsetmişlerdir.

Sarkar (2010) çalışmasında evaporatör, kompresör, gaz soğutucu ve genleşme valfinden oluşan klasik bir sistemi referans alarak, sistemin soğutma performans katsayısını iç ısı değiştirici kullanımının yaklaşık %7, genleşmede vorteks tüpü kullanımının %10, ejektör kullanımının %15, türbin kullanımının %36, paralel kompresör eklentisinin %16 ve iki kademe kompresör kullanımının %25 artıracığını belirlemiştir.

Bellos ve Tzivanidis (2019) çalışmalarında CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma çevriminin evaporatör sıcaklığının -35 °C ile 5 °C, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının 35 °C ile 50 °C arasında değiştiği koşullarda iç ısı değiştirici kullanmanın %3,0 ile %19,4 COP iyileşmesi sağladığını ortaya koymuşlardır. COP iyileşmesi çift kademe kompresörlü sistemde %13,5 ile %121,8 arası, paralel kompresörlü çevrimde %17,5 ile %75,3 arası ve mekanik aşırı soğutma yapılan çevrimde %32,4 ile %164,9 arası olarak verilmiştir.

Sarkar ve Agrawal (2010) çalışmasında CO<sub>2</sub> akışkanlı transkritik paralel kompresörlü soğutma sistemini, gaz soğutucudan sonra aşırı soğutma yapılmış paralel kompresörlü soğutma sistemini ve üçüncü sistem olarak da çift kademe kompresörlü flaş gaz sistemini ele almışlardır. Bir evaporatör, bir kompresör, bir gaz soğutucu/kondenser ve bir genişleme valfinden oluşan klasik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimine göre araştırılan sistemlerin COP değerlerinin daha yüksek olduğu ve %47,3 ile en yüksek iyileşmenin buharlaşma sıcaklığı -55 °C, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ise 60 °C olduğunda paralel kompresörlü soğutma çevriminden elde edildiği gösterilmiştir. Bu çalışmada her üç sistem için de referans alınan klasik sisteme göre en yüksek COP iyileşmesi en düşük buharlaşma ve en yüksek gaz soğutucu çıkış sıcaklığında elde edilmiştir. Buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları ile COP iyileşmesi arasındaki ilişkiye dair benzer sonuç Fritschi ve arkadaşlarının (2016) çalışmasında da yer bulmuştur. Chesi ve ark. (2014) çalışmalarında paralel kompresörlü soğutma sisteminin kullanılmasının çalışma koşullarına bağlı olarak %30-%65 arasında COP iyileşmesi sağlayacağını deneysel olarak gözlemlemişlerdir.

Süpermarketlerde soğutma ihtiyacı taze gıda ve donmuş gıda olmak üzere iki seviyeden oluşmaktadır. Taze gıdaların soğutulduğu seviye orta sıcaklık seviyesi (OS) olarak adlandırılırken donmuş gıdaların muhafazası düşük sıcaklık seviyesi (DS) olarak adlandırılmaktadır. Literatürde süpermarket soğutma sistem uygulamalarında CO<sub>2</sub> kullanımına yönelik öne çıkan çevrim bu iki sıcaklık seviyesindeki soğutma ihtiyacını tek çevrim ile karşılayan booster çevrimidir. Booster çevrimlerine yönelik atılan adımların öncülerinden biri European Commission (2008) tarafından Danimarka'da yapılan bir çalışmadır. Bu çalışmaya göre süpermarketlerde CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimini kullanmanın yaygın olarak kullanılan R404A akışkanlı klasik soğutma çevrimine göre %4 kadar enerji tasarrufu sağladığı belirlenmiştir.

Ge ve Tassou (2011) CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma sistemlerini süpermarket uygulamalarına uygunluğu açısından ele alıp sistem performansını etkileyen parametreleri incelemek üzere detaylı bir termodinamik analiz ortaya koymuşlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre çevre sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklıkları arttığında COP değerinin düştüğünü, yüksek ara

basınç değerlerinde COP'nin azaldığını bulmuşlardır. Her iki evaporatörde de aşırı kızdırma işleminin yapılması COP değerinde önemli bir değişim sağlamamıştır. Kullanılan iç ısı değiştiricisinin etkinlik katsayısının yüksek olmasının COP iyileşmesine etkisinin çevre sıcaklığının artışı ile arttığını da göstermişlerdir.

Süpermarketlerde mevcut iki soğutma seviyesini birbirinden bağımsız iki farklı soğutma çevrimi ile sağlayan klasik sistemler ile booster çevrimini kıyaslayan bir diğer çalışma ise Mylona ve arkadaşlarının (2017) çalışmasıdır. CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma sisteminin yıllık enerji tüketim değerlerine bakıldığında R134a/CO<sub>2</sub> kaskat, klasik R404A ve klasik R134a akışkanlı soğutma çevrimlerinden daha az enerji tükettiği sonucunu bulmuşlardır.

Amaris ve ark. (2019) ise booster çevrimini geleneksel çevrimlerle kıyaslamak yerine farklı booster çevrimi opsiyonlarını karşılaştırmışlardır. Standart booster, paralel kompresörlü booster ve R717/CO<sub>2</sub> kaskat soğutma sistemi olmak üzere üç sistemi ele almışlardır. Paralel kompresör eklentisine sahip booster soğutma sistemi standart booster sistemine göre daha yüksek COP değerine sahipken, kaskat soğutma sisteminin 2 °C çevre sıcaklığının üzerinde standart booster sisteminden, 14 °C çevre sıcaklığının üzerinde ise paralel kompresörlü booster sisteminden daha yüksek COP değerine sahip olduğu belirlenmiştir.

Mitsopoulos ve ark. (2019) Atina şehri için yaptıkları yıllık performans analizinde referans sistemi olarak R404A akışkanlı klasik soğutma çevrimini ele almıştır. Karşılaştırmalı analiz için seçilen diğer sistemler CO<sub>2</sub> akışkanlı ve booster temelli olup standart booster çevrimi, paralel kompresörlü booster çevrimi, paralel kompresörlü ve OS evaporatörü yaş tip olan booster çevrimi, paralel kompresörlü ve her iki seviye evaporatörü de yaş tip olan booster çevrimi ve ayrıca bu sisteme düşük basınç kompresöründen sonra bir ara soğutucu eklenmiş booster soğutma çevrimi olmak üzere beş adettir. Bu beş sisteme R290 soğutucu akışkanlı mekanik aşırı soğutmanın da eklenmesi ile beş yeni sistem daha oluşturularak toplam on booster çevrimi analize dahil edilmiştir. Yıllık analiz sonuçlarına göre paralel kompresörlü ve her iki kademede de yaş tip evaporatör kullanılan sistem ile bu sisteme ara soğutma eklenmiş sistem, referans R404A sisteminden daha az enerji tüketmektedir. Mekanik aşırı soğutmanın da sistemlerin enerji tüketimini azalttığı görülmektedir. Çalışmada yer alan diğer altı sistem referanstan daha çok enerji tüketimine sahiptir. Sonuçlar ay bazında incelendiğinde tüm booster çevrimleri Aralık, Ocak ve Şubat aylarında referansa göre daha az enerji tüketmektedir. Bunun aksine yıllık enerji tüketimi en düşük olan booster sistemleri dahi Temmuz ve Ağustos aylarında referans sisteminden daha çok enerji tüketmektedir. Yüksek çevre sıcaklıklarının CO<sub>2</sub> sistemlerinin enerji tüketimini artırdığı olgusu burada da açıkça gözükmektedir. Mitsopoulos

ve arkadaşlarının (2019) Atina şehri için yaptıkları bu çalışma belirli bir iklimde hangi sistemin nasıl sonuç vereceğini göstermesi açısından önemlidir.

Tsamos ve ark. (2017) Atina ve Londra şehirlerini ele alıp standart booster, CO<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> kaskat booster, paralel kompresörlü booster ve bu iki eklentinin birleştirildiği dört soğutma sistemini ele almışlardır. En düşük yıllık enerji tüketimi 556,33 MWh ve 639,13 MWh ile paralel kompresörlü sistemde sağlanırken en yüksek enerji tüketimi 589,08 MWh ve 684,14 MWh ile kaskat sistemde sırasıyla Londra ve Atina için elde edilmiştir. CO<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> kaskat soğutma sisteminin enerji tüketiminin standart booster sisteminden daha yüksek çıkması bu sistemin avantajlı bir seçenek olmadığını göstermektedir. Şehirler kıyaslandığında ise Atina'da enerji tüketiminin Londra'ya göre daha fazla oluşu Atina'nın yıllık ortalama sıcaklık değerlerinin daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Yıllık enerji tüketimi daha yüksek olan Atina'da yıllık çalışma maliyeti ve emisyon miktarları da Londra'ya göre daha yüksek bulunmuştur.

Gullo ve arkadaşları (2016) Roma, Valensiya ve Sevilla şehirleri için yaptıkları çalışmada CO<sub>2</sub> akışkanlı paralel kompresörlü booster soğutma sisteminin, OS'de yaş tip evaporatör kullanılan booster çevriminden daha yüksek enerji tükettiğini ve bu iki eklentinin birlikte kullanıldığı sistemin her şehirde araştırılan tüm sistemler içinde en düşük enerji tüketimine sahip olduğunu göstermişlerdir. Şehir bazında incelendiğinde en yüksek yıllık enerji tüketimi Roma için R404A klasik soğutma çevriminde, Valensiya ve Sevilla için ise standart booster çevriminde gözükmektedir. Yıllık sıcaklık verileri incelendiğinde Roma'nın diğer iki şehre göre daha soğuk bir iklime sahip olduğu anlaşılmaktadır. Aynı zamanda Roma ele alınan beş çevrimin hepsinde diğer şehirlere kıyasla en düşük enerji tüketim değerlerine sahiptir.

Şehir bazlı analiz çalışmalarından biri olan Karampour ve Sawalha (2018) yaptıkları çalışmada Barselona ve Stokholm şehirleri için sekiz farklı CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma çevrimini standart booster çevrimi ile karşılaştırmışlardır. En yüksek enerji tasarrufunu her iki evaporatörün de yaş tip olduğu paralel kompresörlü booster soğutma çevriminde Stokholm için yaklaşık %13 ve Barselona için yaklaşık %17 olarak elde etmişlerdir. Diğer elde ettikleri araştırma sonuçlarına göre sadece OS'de yaş evaporatör kullanımı sadece DS'de kullanımına göre daha fazla enerji tasarrufu sağlarken her iki sıcaklık kademesinde yaş evaporatör kullanımının enerji tasarrufunu artırdığını tespit etmişlerdir.

Lata ve arkadaşlarının (2020) çalışmasında yaş tip evaporatör kullanılan booster soğutma çevrimi ele alınmıştır. Bu çalışmada Hindistan'ın beş şehri için yapılan analiz sonuçlarına göre yaş tip evaporatör kullanımının standart booster çevrimine göre daha fazla enerji tasarrufu sağladığı ortaya konmuştur. Sadece DS'de yaş evaporatör kullanımı, sadece



OS'de kullanımından daha düşük tasarruf sağlarken en yüksek tasarrufu her iki soğutma seviyesinde de yaş tip evaporatör kullanımı ile gerçekleştirmiştir. Lata ve arkadaşları (2020) yaptıkları çalışmada yer alan yaş evaporatörlü soğutma sistemlerinde evaporatif soğutma yapılmasını da ayrıca incelemiştir. Gaz soğutucu veya kondenserin ısı atımı yapacağı havanın sıcaklığının düşürülmesini amaçlayan evaporatif soğutma ile araştırılan soğutma sistemlerinin daha verimli hale geldiğini ortaya koymuşlardır. Lata ve Gupta (2020) Hindistan için emisyon analizini içeren çalışmalarında soğutma sistemlerinin doğrudan ve bu sistemlerin elektrik tüketiminden kaynaklanan dolaylı emisyon miktarlarını göstermişlerdir. Ahmedabad ve Delhi'de tüm evaporatif soğutmalı sistemler R404A referans soğutma sistemine göre daha düşük dolaylı emisyon miktarına sahipken tüm şehirlerde tüm CO<sub>2</sub> akışkanlı sistemler R404A akışkanlı sistemlere kıyasla çok daha düşük doğrudan emisyonu sahiptir.

Cui ve arkadaşlarının (2020) Çin'in beş şehri için yaptıkları çalışmada üç referans sistemi ve altı farklı booster sistemi analiz edilmiştir. Referans sistemlerinde klasik R404A, R404A/CO<sub>2</sub> ve R134a/CO<sub>2</sub> kaskat sistemleri tercih edilirken booster sistemlerinde yaş evaporatör, paralel kompresör ve mekanik aşırı soğutma modifikasyonları ele alınmıştır. Yıllık enerji etkinlik oranı (YEO) analiz sonuçlarına göre booster çevrimleri içinde en yüksek değerler yaş tip evaporatörlü paralel kompresörlü booster çevriminde elde edilmiştir. İkinci sırada yalnızca yaş tip evaporatörlü booster çevrimi yer alırken en düşük değerler standart booster çevriminden elde edilmiştir. En soğuk şehir olarak bahsedilen Harbin'de tüm booster çevrimleri tüm referanslardan daha yüksek yıllık enerji etkinlik oranına sahipken, en sıcak şehir olarak ifade edilen Guangzhou'da hiçbir CO<sub>2</sub> booster sistemi hiçbir referanstan daha yüksek sonuç ortaya koyamamıştır. Maliyet analizinde sistemlerin yıllık elektrik tüketimleri (YET) ve kurulum maliyetleri (KM) ele alınıp booster sistemlerinin yüksek maliyetli kurulumlarını ne kadar süre sonra amorti edeceği hesaplanmıştır. Harbin'de her bir booster çevrimi her bir referansa göre en geç beş yıla kadar amortismanı sağlarken Guangzhou'da hiçbir booster çevrimi hiçbir referansa göre maddi kazanç sağlayamamaktadır. Karşılaştırma R134a/CO<sub>2</sub> kaskat sistemi ile yapıldığında Guangzhou'daki amortisman sağlayamama durumu daha soğuk iklimli olmalarına rağmen Kunming ve Nanjing için de geçerlidir. Diğer iki referansa göre ise Kunming'de maliyetini amorti eden tek çevrim yaş tip evaporatörlü paralel kompresörlü booster çevrimidir. Emisyon analizlerine göre ise booster çevrimleri bir istisna hariç her şehirde tüm referanslara göre daha düşük CO<sub>2</sub> emisyonu göstermişlerdir. İstisnai durum Guangzhou'da standart booster çevriminin R134a/CO<sub>2</sub> kaskat referans sistemine göre daha yüksek emisyon sonucu vermesi olup bu durum referans sisteminin CO<sub>2</sub> içermesi sebebiyle zaten kısmen doğa dostu olmasından kaynaklanmaktadır.

Çin’de yapılan bir başka çalışmada Sun ve ark. (2020) CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı standart booster çevrimi, CO<sub>2</sub> akışkanlı mekanik aşırı soğutmalı paralel kompresörlü booster çevrimi ve R134a soğutucu akışkanlı booster çevrimini incelemişlerdir. CO<sub>2</sub> akışkanlı standart booster çevrimin ele alınan beş şehirde de en yüksek enerji tüketimi değerine sahip olduğunu, CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma sisteminde paralel kompresör kullanımının ise enerji tasarrufu sağladığını tespit etmişlerdir.

Booster çevrimlerini ele alarak şehir odaklı analiz yapan bir diğer çalışma ise Sooben ve arkadaşlarının (2019) ada ülkesi Mauritius özelinde yaptıkları çalışmadır. Çalışmada CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı standart booster çevrimi, paralel kompresörlü booster çevrimi, mekanik aşırı soğutmalı booster çevrimi ve CO<sub>2</sub>/R134a, CO<sub>2</sub>/R404A ile CO<sub>2</sub>/R1234ze soğutucu akışkanlarının kullanıldığı üç kaskat sistem ele alınmıştır. Evaporatif soğutma ile gaz soğutucu veya kondenserden ısı atımı yapılacak hava sıcaklığının düşürülmesi işlemi de CO<sub>2</sub> standart booster soğutma çevrimi ve paralel kompresörlü booster soğutma çevriminde ayrıca ele alınmıştır. R404A klasik çevrimi ile kıyaslandığında paralel kompresörlü booster çevriminde evaporatif soğutma uygulanması haricinde hiçbir booster çevriminde enerji tasarrufu sağlanamamıştır. Araştırmanın yapıldığı Mauritius’un Port Loius şehrinin yıl içerisinde yaklaşık olarak en düşük 15 °C sıcaklığa sahip olması sebebiyle CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemleri daha önce bahsedilen şehir bazlı çalışmalardaki kadar düşük enerji tüketimlerine sahip olamamıştır.

Sacasas ve arkadaşlarının (2022) Şili özelinde standart booster ve paralel kompresörlü booster sistemlerini inceledikleri çalışmada ise paralel kompresörlü booster sisteminin ele alınan 14 şehirde %4 ile %12 arasında daha az yıllık enerji tüketimine sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

## **2.1 Tez Çalışmasının Literatüre Katkısı**

Literatürde CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı booster çevrimlerinin farklı iklim koşullarında enerjetik ve ekonomik analizinin yapıldığı görülmüştür. Fakat, literatürde Türkiye için CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin süpermarketlerde kullanılmasının enerjetik ve ekonomik açıdan sonuçlarının ne olduğunu inceleyen herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışması, enerjetik ve ekonomik açıdan ön plana çıkan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı BSC, BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR sistemlerinin süpermarket soğutma sistemlerinde en çok kullanılan R404A akışkanlı (ICF Incorporated, 2020) referans soğutma sistemi ele alınarak Türkiye’de belirlenen 12 il için incelenmesi, Türkiye’nin emisyon azaltma hedeflerine ışık tutarken doğa dostu yenilikçi sistemlerin enerjetik ve ekonomik olarak uygulanabilirliğinin görülmesi ve literatüre kazandırılması açısından önem arz etmektedir.

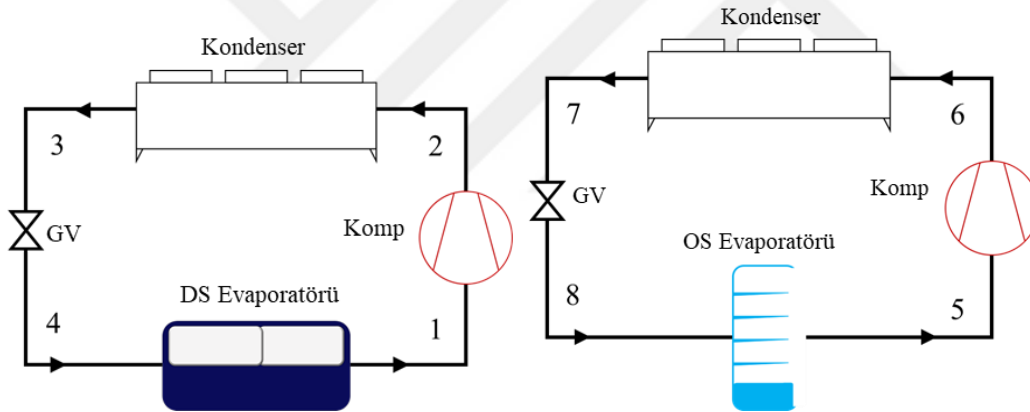
### 3. MATERYAL YÖNTEM

CO<sub>2</sub> akışkanlı BSC, BSC-YAS, BSC-YAS-PAR ve bu sistemlerin karşılaştırılacağı referans sistem olan R404A akışkanlı klasik soğutma sisteminin çalışma prensipleri bu bölümde açıklanmış olup enerji, ekonomi ve emisyon analizler denklemleri sunulmuştur. Sistemlerin enerji analizi Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılarak yapılmıştır.

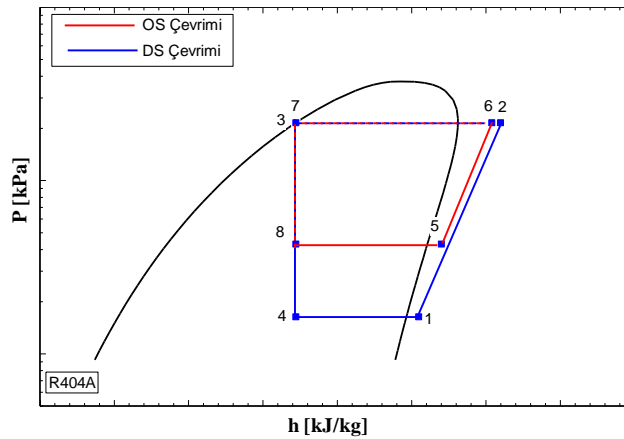
#### 3.1 Araştırılan Süpermarket Soğutma Çevrimleri

##### 3.1.1 R404 soğutucu akışkanlı referans soğutma çevrimi (R404A Ref.)

Yenilikçi doğa dostu CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymak için süpermarketlerde halen yaygın olarak kullanılan soğutma sistemiyle kıyaslanması gerekmektedir. Bu amaçla, ele alınan bu üç CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimi, sektörde en çok kullanılan R404A (ICF Incorporated, 2020) akışkanlı klasik çevrim ile kıyaslanmıştır. Referans alınan sistemin tesisat şeması Şekil 3.1'de ve P-h diyagramı Şekil 3.2'de sunulmuştur.



Şekil 3.1. Düşük sıcaklık ve orta sıcaklık seviyeleri için R404A referans soğutma çevrimlerinin tesisat şemaları

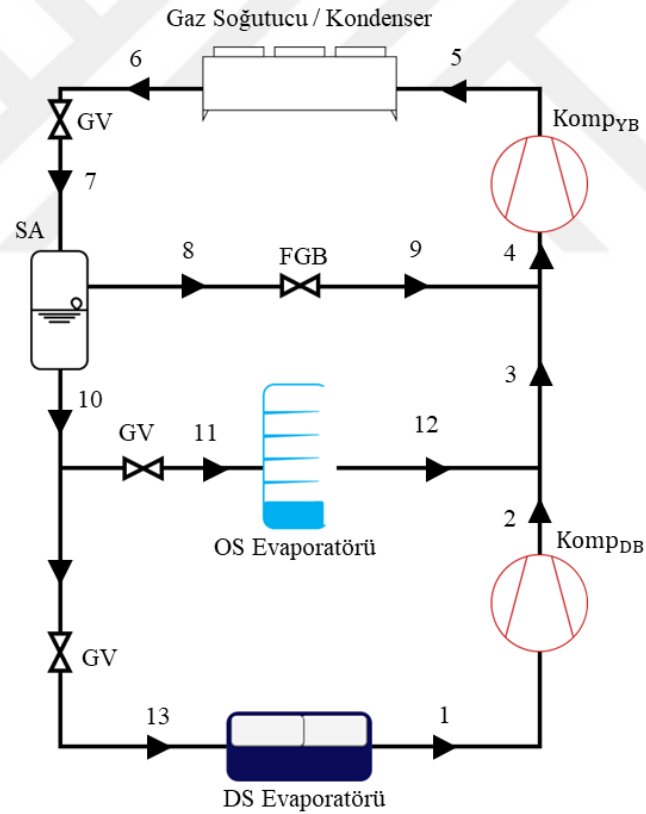


Şekil 3.2. R404A referans soğutma sisteminin DS ve OS çevrimlerinin P-h diyagramları

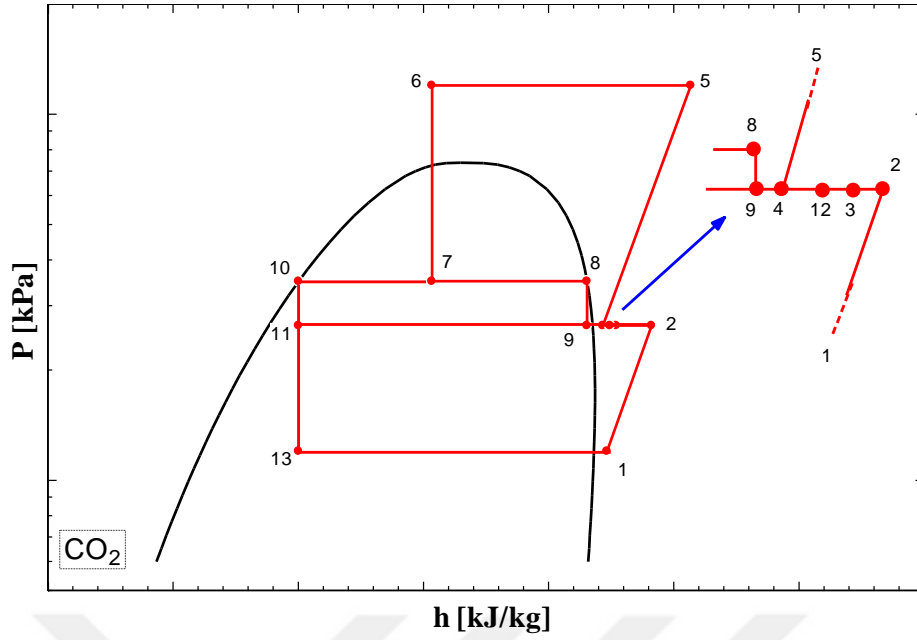
R404A akışkanlı referans soğutma sisteminde süpermarketlerin ihtiyacı olan düşük ve orta sıcaklık seviyeleri için soğutma işlemi iki ayrı çevrim ile sağlanmaktadır. Düşük sıcaklık seviyesine sahip çevrimde soğutma 4-1 noktaları arasındaki evaporatör ile sağlanırken orta sıcaklık seviyesine sahip çevrimde ise 8-5 noktaları arasındaki evaporatör ile sağlanmaktadır. Evaporatörden kızgın buhar olarak ayrılan R404A akışkanı kompresörlerde sıkıştırıldıktan sonra DS çevriminde 2, OS çevriminde 6 noktasından kondensere girmekte ve burada çevreye ısı vererek yoğuşmaktadır. Çevrim, akışkanın DS'de 3-4, OS'de 7-8 noktaları arasında izentalpik olarak genişmesi sonunda evaporatöre girmesiyle tamamlanır.

### 3.1.2 Standart CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimi (BSÇ)

Süpermarketlerde taze gıda ve donmuş gıda soğutmasını tek bir çevrim ile gerçekleştiren CO<sub>2</sub> booster çevriminin tesisat şeması Şekil 3.3'te ve P-h diyagramı Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Standart CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin tesisat şeması

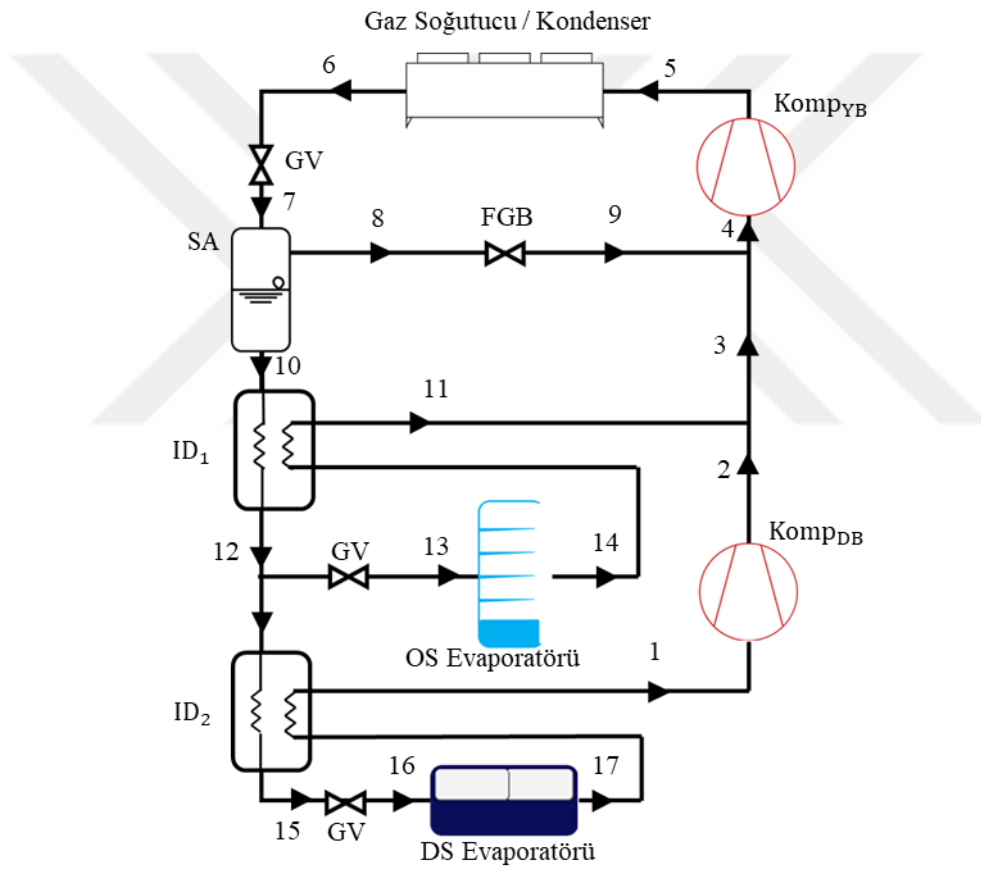


Şekil 3.4. Standart CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin P-h diyagramı

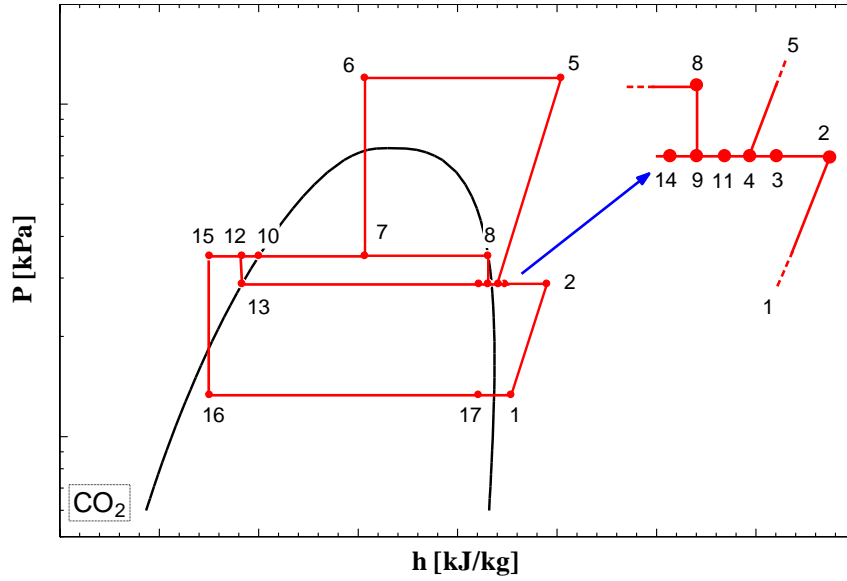
Gıdaları taze tutmayı sağlayan OS evaporatörüne ve donmuş gıdaları muhafaza eden DS evaporatörüne sahip CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin çalışma prensibi şöyledir: Yüksek sıcaklık ve basınca sahip CO<sub>2</sub> gaz soğutucuya (kritik altı çalışma durumunda kondensere) 5 durumunda girer ve burada çevreye ısısını atar. Akışkan daha sonra 6 durumunda genleşme valfine girer. Basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan sıvı-buhar ayırıcısına (SA) 7 durumunda girip doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ikiye ayrılır. Ayrılan akışkanın doymuş buhar kısmı, 8 durumunda flaş gaz valfine (FGB) girerken, doymuş sıvı kısmı ikiye ayrılarak OS ve DS evaporatörlerinin girişindeki valflere ilerler. DS evaporatörüne 13 durumunda giren soğutucu akışkan soğutulmak istenilen ortamdan (donmuş gıda bölümünden) ısı çekerek 1 durumunda buhar halinde evaporatörü terk eder ve düşük basınç kompresöründe (Komp<sub>DB</sub>) sıkıştırılarak 2 durumuna gelir. Orta sıcaklık evaporatörüne 11 durumunda giren soğutucu akışkan ise taze gıda bölümünden ısı çekerek 12 durumunda evaporatörü terk eder ve 2 durumundaki kızgın buhar halinde bulunan akışkanla karışarak 3 durumuna ulaşır. 3 noktasındaki akışkan ile FGB'den 9 durumunda çıkan akışkan karışarak yüksek basınç kompresörüne (Komp<sub>YB</sub>) 4 halinde girer. Akışkan 5 durumunda gaz soğutucuya gitmek üzere yüksek basınç kompresöründe sıkıştırılır ve çevrim bu şekilde devam eder. Bu sistemde sıvı-buhar ayırıcısı ve 8-9 noktaları arası FGB elemanlarının kullanılması ile evaporatörlere doymuş sıvı oranı yüksek akışkanın girmesi sağlanmaktadır.

### 3.1.3 Yaş evaporatörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimi (BSÇ-YAS)

Yaş evaporatörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin tesisat şeması Şekil 3.5'te ve P-h diyagramı ise Şekil 3.6'da verilmiştir. Booster soğutma çevriminde yaş tip evaporatörler kullanılmasıyla evaporatörde dolaşan akışkanın sıvı oranının yüksek olması ve soğutucu akışkanın evaporatörü doymuş karışım olarak terk etmesi ve bu etki ile ısı transferini iyileştirerek sistem performansının artması amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, booster çevrimine yaş tip evaporatör uygulamasını gerçekleştirmek için evaporatörden önce sirkülasyon pompası kullanımı, evaporatör çıkışında ejektör kullanımı veya iç ısı değiştiricisi kullanımı yöntemlerinden (Karampour ve Sawalha, 2018) iç ısı değiştirici kullanımı tercih edilmiştir.



Şekil 3.5. Yaş evaporatörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin tesisat şeması

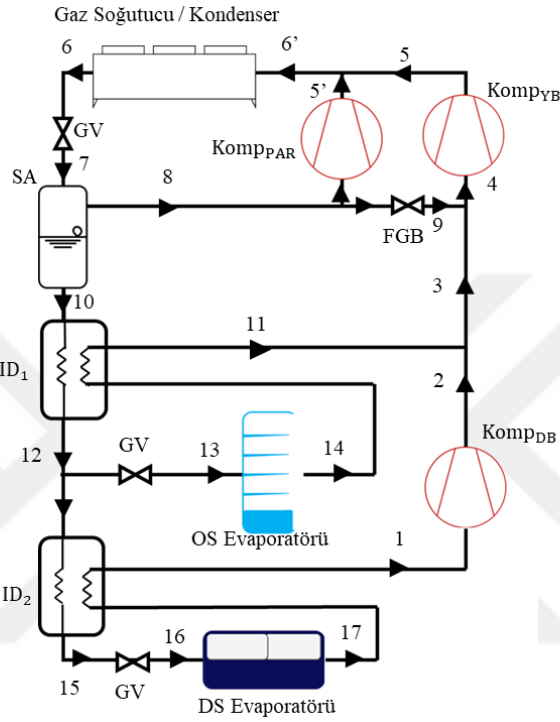


Şekil 3.6. Yaş evaporatörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin P-h diyagramı

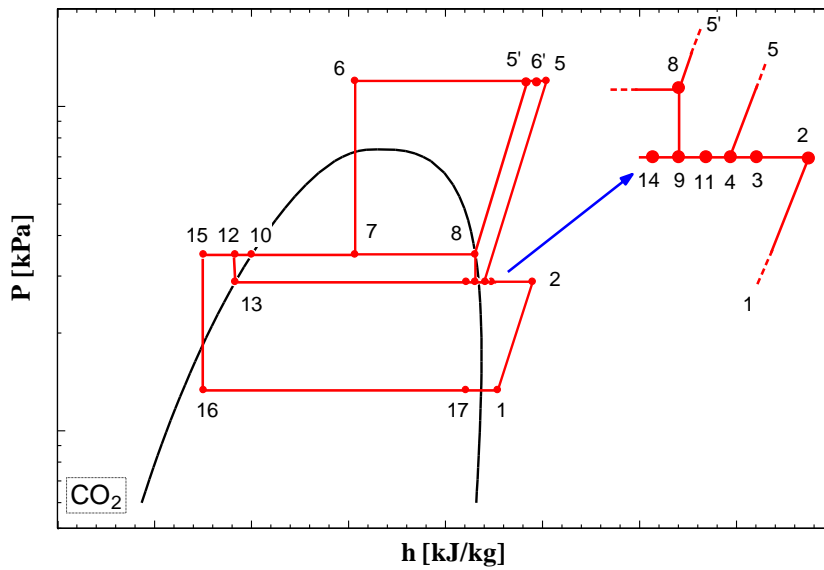
BSC-YAS çevriminde yüksek sıcaklık ve basınca sahip akışkan gaz soğutucuya (kritik nokta altı çalışma durumunda kondensere) 5 durumunda girer ve burada çevreye ısı atımı gerçekleşir. Soğutucu akışkan daha sonra 6 durumunda genişleme valfine girer. Basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan SA'ya girip doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ayrışır. Ayrışan soğutucu akışkanın doymuş buharı, 8 durumunda FGB'ye girerken, doymuş sıvı kısmı ilk iç ısı değiştiricisinde (ID 1) OS evaporatöründen gelen soğutucu akışkana ısı verip 12 noktasına ulaşır. 12 noktasında akışkanın bir kısmı OS evaporatörüne girip OS kabininden (taze gıda bölmesinden) ısı çekerken bir kısmı ise ikinci bir iç ısı değiştiricisinde (ID 2) DS evaporatöründen gelen akışkana ısı aktarır. Bu iç ısı değiştiricileri sayesinde yaş evaporatörden doymuş karışım olarak gelen akışkanın tamamen buhara dönüşmesi amaçlanır. Ayrıca akışkanın evaporatörlere giriş kuruluk derecesi düşürülmüş olur. DS evaporatörüne 16 durumunda giren soğutucu akışkan soğutulmak istenilen ortamdan (donmuş gıda bölümünden) ısı çekerek 17 durumunda doymuş karışım halinde, tamamen buharlaşmadan evaporatörü terk eder. 17 noktasında ID 2'de ısı alarak buhar halinde 1 noktasına gelen akışkan düşük basınç kompresöründe sıkıştırılarak 2 durumuna gelir. OS evaporatörünü 14 halinde terk eden akışkan ise ID 1'de ısı alıp buhar durumuna geçer ve düşük basınç kompresöründen gelen akışkan ile karışır (3 durumu). Bu işlem sonucunda 3 noktasına gelen akışkan FGB'de genişli 9 halinde bulunan akışkan ile karışarak 4 halinde yüksek basınç kompresörüne girer. Akışkan 5 durumunda gaz soğutucuya gitmek üzere yüksek basınç kompresöründe sıkıştırılır ve çevrim tamamlanmış olur.

### 3.1.4 Yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimi (BSC-YAS-PAR)

Yüksek basınç kompresörünün iş yükünü azaltmak amacıyla kullanılan yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin tesisat şeması Şekil 3.7’de ve P-h diyagramı ise Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.7. Yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin tesisat şeması



Şekil 3.8. Yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin P-h diyagramı



Paralel kompresör eklentili booster soğutma çevriminin çalışma prensibi BSC-YAS ile benzerdir. BSC-YAS'tan farklı olarak paralel kompresörün aktif olmasıyla sıvı-buhar ayırıcından doymuş buhar olarak gelen akışkan 8-9 noktaları arasındaki FGB'ye girmek yerine paralel kompresörde sıkıştırılır. 3 haline kadar BSC-YAS ile aynı adımları takip eden akışkan, bu noktada yüksek basınç kompresörüne girer. Yüksek basınç kompresöründen 5 durumunda gelen akışkan ile paralel kompresörden 5' halinden gelen akışkan karışarak 6' durumunda gaz soğutucuya/kondensere girmeleri ile çevrim tamamlanmış olur. BSC-YAS-PAR çevriminde paralel kompresör kullanılarak sıvı-buhar ayırıcından gelen doymuş buharın paralel kompresör tarafından sıkıştırılması ve yüksek basınç kompresörünün tükettiği gücün düşürülmesi amaçlanmaktadır.

Paralel kompresör 14 °C çevre sıcaklığı ve üzerinde aktif olmaktadır. Düşük çevre sıcaklıklarında çevrimdeki yüksek basınç kompresörünün tükettiği güç düşük olduğu için 14 °C altında paralel kompresör kullanılması, paralel kompresöre gelen akışkan debisinin de çok düşük olmasından kaynaklanarak tercih edilmemiştir (Mitsopoulos ve ark., 2019).

### 3.2 Çevrimlerin Çalışma Koşulları

Araştırılan çevrimlerin enerji, ekonomi ve emisyon analizlerini yapmak için bazı kabuller ve çalışma koşulları belirlenmiştir.

Çalışma boyunca ısı değiştiricileri ve borularda ısı kayıpları ve basınç düşüşleri ihmal edilmiş olup tüm genleşme valflerinin izentalpik proses gerçekleştirdiği kabul edilmiştir.

Bu analizde yer alan sistemler süpermarket soğutmasında görev almak üzere tasarlanacağı için iki ayrı soğutma ihtiyacını karşılamaları beklenmektedir. Donmuş gıdalar için DS evaporatörünün soğutma kapasitesi 35 kW olarak her çevre sıcaklığı için sabit alınırken taze gıdaların muhafazasında görev alacak OS evaporatörünün soğutma kapasitesi ise 10 °C çevre sıcaklığına kadar 100 kW, 35 °C ve üstü çevre sıcaklığında 200 kW olarak alınmıştır (Karampour ve Sawalha, 2018). OS için soğutma kapasitesi, 10 °C'den 35 °C'ye kadar olan çevre sıcaklıklarında 100 kW'dan 200 kW'a lineer olarak artmaktadır (Karampour ve Sawalha, 2018). DS evaporatör kapasitesinin sabit, OS evaporatör kapasitesinin değişken alınmasının sebebi donmuş gıda kabinlerinin çoğunlukla kapalı olması nedeniyle çevre hava şartlarından etkilenmemesi, taze gıdaların ise açık kabinlerde sergilenmesi ile OS soğutma ihtiyacının çevre sıcaklığından etkilenmesinden kaynaklanmaktadır (Karampour ve Sawalha, 2018). Soğutma kapasitesinin çevre sıcaklığına göre değişiminde hafta içi, hafta sonu, mesai saati veya marketin kapalı olduğu saatleri ayrı ayrı hesaba katan bir yaklaşım (Mitsopoulos ve ark., 2019) bulunduğu gibi yükleri her şartta sabit alan bir yaklaşım (Lata ve ark., 2020) da mevcuttur.

Çevre sıcaklıkları ekonomik analiz bölümünde detaylı anlatılacak olup meteoroloji kurumundan alınan veriler ışığında  $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığında hesaplara dahil edilmiştir.  $\text{CO}_2$  akışkanlı booster soğutma sistemleri transkritik çalıştıklarında ısı atımı gaz soğutucu ile kritik üstü bölgede yapılırken subkritik çalışması durumunda kondenser bu görevi alarak kritik altı bölgede ısı atımı yapar. Çizelge 3.1’de verildiği gibi  $\text{CO}_2$  akışkanlı booster soğutma sistemlerinin analizi farklı çevre sıcaklıklarına göre (Subkritik 1, Subkritik 2, Geçiş, Transkritik çalışma bölgesi sıcaklıklarına göre) çeşitli kabuller altında yapılmıştır (Cui ve ark., 2020; Mitsopoulos ve ark., 2019).

Subkritik çalışma bölgesi ikiye ayrılmıştır. Çevre sıcaklığı  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’nin altında olması durumunda çevrim Subkritik 1 çalışma bölgesindedir ve kondenser sıcaklığı  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye sabitlenmiştir. Çevre sıcaklığının  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $14\text{ }^{\circ}\text{C}$  olması durumunda çevrim Subkritik 2 olarak adlandırılan bölgede çalışmaktadır ve kondenser sıcaklığı çevre sıcaklığından  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  daha yüksek ve basınç değeri bu sıcaklıktaki doyma basıncıdır. Subkritik çalışma bölgelerinde kondenser çıkışında akışkan doymuş sıvıdır.

Transkritik ve subkritik çalışma bölgelerinin arası Geçiş bölgesi olarak tanımlanmış olup  $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  aralığındaki çevre sıcaklıklarını kapsar. Bu bölgede  $\text{CO}_2$  gaz soğutucu/kondenser çıkış sıcaklığı ve basınç değeri Çizelge 3.1’de verilen denklemlere göre lineer değişmektedir. Bu lineer değişim bir alt bölge olan Subkritik 2 bölgesinin en yüksek basınç ve sıcaklık değerleri ile kritik noktanın basınç ve sıcaklık değerleri arasındadır.

Çevre sıcaklığının  $28\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve üzerinde olması durumunda booster soğutma çevrimi Transkritik bölgede çalışmaktadır. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı çevre sıcaklığından  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  daha fazla olarak alınmıştır ve gaz soğutucu basıncı EES yardımıyla her bir sistem ve çevre sıcaklığı için optimize edilmiştir.

R404A soğutucu akışkanı kullanan soğutma çevriminde ise çevre sıcaklığı  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  ve üzerinde iken çevre sıcaklığı ile kondenser sıcaklığı arasındaki fark  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  alınmış olup,  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  altı çevre sıcaklıklarında yoğuşma sıcaklığı  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’de sabitlenmiştir. R404A soğutma çevrimi her çalışma şartında kritik altı sıcaklıkta çalıştığı için kondenser basıncı yoğuşma sıcaklığındaki doyma basıncına eşittir.

**Çizelge 3.1.** CO<sub>2</sub> akışkanlı sistemler için çevre sıcaklıklarına göre çalışma aralıklarında gaz soğutucu çıkış /kondenser sıcaklığı ve basınç değerleri

Çalışma Bölgesi	Çevre Sıcaklığı (°C)	Gaz Soğutucu Çıkış/Kondenser Sıcaklığı (°C)	Gaz Soğutucu/Kondenser Basıncı (kPa)
Subkritik 1	$T_{\dot{c}} < 2$	10	$P_{\text{doyma}}@10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Subkritik 2	$2 \leq T_{\dot{c}} < 14$	$T_{\dot{c}} + 8$	$P_{\text{doyma}}@T_{\text{kon}}$
Geçiş	$14 \leq T_{\dot{c}} < 28$	$0,642 T_{\dot{c}} + 13,007$	$98,283 T_{\dot{c}} + 4627,03$
Transkritik	$28 \leq T_{\dot{c}}$	$T_{\dot{c}} + 3$	optimize

Hem R404A referans soğutma sisteminde hem de CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinde evaporatör sıcaklıkları DS için -35 °C, OS için -10 °C olarak belirlenmiştir (Gullo ve ark., 2016) ve evaporatörlerde 10 °C aşırı kızdırma (Cui ve ark., 2020) uygulanmıştır. Yaş tip evaporatörlerde ise buharlaşma sıcaklığı kuru evaporatörlerin buharlaşma sıcaklıklarından 3 °C daha fazla olarak belirlenmiştir (Cui ve ark., 2020). Yaş tip evaporatörlerde CO<sub>2</sub> çıkış kuruluk derecesi 0,95 olarak kabul edilmiştir (Cui ve ark., 2020).

Sıvı-buhar ayırıcının çalışma basıncı olan ara basınç ( $P_{\text{ara}}$ ) değerinin belirlenmesinde literatürdeki çalışmalar incelenmiştir. Gullo ve ark. (2016) ara basınç değeri ile kondenser basıncı arasında 500 kPa fark olması gerektiğini belirtirken paralel kompresörlü sistemler için bir optimum ara basınç değeri olduğundan ancak sabit tutulmasının tercih edildiğinden bahsetmişlerdir. Literatürdeki çalışmalarda (Gullo ve ark., 2016; Tsamos ve ark., 2017; Cui ve ark., 2020) ara basınç değeri olarak 3500 kPa değeri genel kabul görmesi sebebiyle bu çalışmada da ara basınç değeri olarak belirlenmiştir.

Kompresörlerin toplam verimleri Çizelge 3.2’de verilen bağıntılar kullanılarak elde edilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Kompresörlerin toplam verimleri (Cui ve ark., 2020)

Kompresör Adı	Toplam Kompresör Verimi ( $\eta$ )
R404A DS Çevrimi Kompresörü	$-0,0004R_{P,DS}^2 + 0,0021R_{P,DS} + 0,6989$
R404A OS Çevrimi Kompresörü	$-0,0075R_{P,OS}^2 + 0,0652R_{P,OS} + 0,5609$
Yüksek Basınç Kompresörü	$-0,01R_{P,YB}^2 + 0,0468R_{P,YB} + 0,6134$
Düşük Basınç Kompresörü	$-0,0111R_{P,DB}^2 + 0,0793R_{P,DB} + 0,8030$
Paralel Kompresör	$-0,0102R_{P,PAR}^2 + 0,0571R_{P,PAR} + 0,5987$

Sharma ve ark. (2014) iç ısı değiştiricilerinin etkinlik katsayısının artışı ile COP değerlerinin arttığını göstermiş olup booster çevrimlerinde ihmal edilebileceğini belirtmiştir.

İhmal edilebilir olmasına karşın iç ısı değiştirici etkinlik katsayısı bu tez çalışmasında 0,65 olarak kabul edilmiştir (Cui ve ark., 2020).

Daha önce bahsedildiği gibi BSC-YAS-PAR sisteminde paralel kompresör 14 °C ve üzerindeki çevre sıcaklıklarında aktif olmaktadır. Daha düşük sıcaklıklarda paralel kompresöre gelen akışkan debisinin çok düşük olması sebebiyle aktive edilmesinin sistem performansına bir kazanım sağlamadığı literatürde belirtilmiştir (Mitsopoulos ve ark., 2019).

### 3.3 Enerji Analizi

Araştırılan soğutma çevrimlerinin verilen çalışma koşulları altında enerjetik analizleri EES programı kullanılarak yapılmıştır ve her bir sistemin her bir çevre sıcaklığında tükettiği toplam güç ve sahip olduğu COP değeri hesaplanmıştır.

#### 3.3.1 R404A referans soğutma sisteminin enerji analizi

R404A referans soğutma sisteminde DS ve OS kademe soğutmasının iki ayrı çevrim ile sağlandığı daha önce bahsedilmiştir. DS ve OS çevrimlerinde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debileri sırasıyla Denklem 3.1 ve 3.2 ile hesaplanır. Kompresörlerin tükettiği güç ise Denklem 3.3 ve 3.4'ten bulunur.

$$\dot{m}_{DS} = \dot{Q}_{EV,DS} / (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{OS} = \dot{Q}_{EV,OS} / (h_5 - h_8) \quad (3.2)$$

$$\dot{W}_{Komp,DS} = \dot{m}_{DS} (h_{2,s} - h_1) / \eta_{Komp,DS} \quad (3.3)$$

$$\dot{W}_{Komp,OS} = \dot{m}_{OS} (h_{6,s} - h_5) / \eta_{Komp,OS} \quad (3.4)$$

Her bir çevrimin kondenserinden çevreye atılan ısı miktarı aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kon,DS} = \dot{m}_{DS} (h_{2,s} - h_3) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{kon,OS} = \dot{m}_{OS} (h_{6,s} - h_7) \quad (3.6)$$

Çevrimlerde elektrikle çalışan fan vb. elemanların elektrik tüketimi kondenserin çevreye attığı ısının %3'ü olarak kabul edilerek hesaplanır ve toplam elektrik tüketimi kompresörün tükettiği güç ile ek elektrik tüketiminin toplamı şeklinde bulunur (Denklem 3.7-3.8).

$$\dot{W}_{toplam,DS} = \dot{W}_{Komp,DS} + \dot{W}_{ek,DS} \quad (3.7)$$

$$\dot{W}_{\text{toplaml,OS}} = \dot{W}_{\text{Komp,OS}} + \dot{W}_{\text{ek,OS}} \quad (3.8)$$

Enerjetik denklemleri verilen bu iki çevrim ile süpermarketin iki sıcaklık kademesindeki soğutma ihtiyacı karşılanır. Bu ihtiyacı karşılamak için harcanan enerji de iki sistemin toplam elektrik tüketimi olarak ele alınır ve R404A referans soğutma sisteminin soğutma performans katsayısı toplam soğutma kapasitesinin toplam güç tüketimine oranı şeklinde bulunur.

$$\text{COP} = (\dot{Q}_{\text{EV,DS}} + \dot{Q}_{\text{EV,OS}}) / (\dot{W}_{\text{toplaml,DS}} + \dot{W}_{\text{toplaml,OS}}) \quad (3.9)$$

### 3.3.2 Standart CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin enerji analizi

Booster çevriminin klasik soğutma çevriminden farkı sistemde dolaşan soğutucu akışkan debi miktarının her yerde aynı olmamasıdır. Çevrimin gaz soğutucusundan/kondenserinden geçen kütleli debi ( $\dot{m}_{\text{toplaml}}$ ) sıvı buhar ayırıcıdan evaporatörlere giden toplam doymuş sıvının debisi ile flaş gaz valfinden genleşmek için ayrılan doymuş buhar debisinin toplamı olarak;

$$\dot{m}_{\text{toplaml}} = \dot{m}_{\text{EV}} + \dot{m}_{\text{FGB}} \quad (3.10)$$

şeklinde ifade edilebilir. Toplam debi ile evaporatörlere ayrılan kütleli debi arasında Denklem 3.11'te verilen eşitlik mevcuttur. Gaz soğutucu/kondenser çıkışındaki akışkanın entalpi değerinde ve 3500 kPa basınçta sıvı buhar ayırıcıya giren akışkanın kuruluk derecesi  $\dot{m}_{\text{EV}}$  hesabında kullanılır.

$$\dot{m}_{\text{toplaml}} = \dot{m}_{\text{EV}} / (1 - x_7) \quad (3.11)$$

Evaporatörlerin toplam debisi iki sıcaklık seviyesi evaporatörlerinin toplam debisi olarak hesaplanırken evaporatörlerden geçen akışkanın kütleli debileri ise evaporatör soğutma kapasitesi ve giriş-çıkış entalpi değerleri ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{EV}} = \dot{m}_{\text{EV,DS}} + \dot{m}_{\text{EV,OS}} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{\text{EV,DS}} = \dot{Q}_{\text{EV,DS}} / (h_1 - h_{13}) \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_{\text{EV,OS}} = \dot{Q}_{\text{EV,OS}} / (h_{12} - h_{11}) \quad (3.14)$$

SA'da doymuş sıvı olarak yoluna devam eden akışkanın DS hattına giderek DB kompresöründe sıkıştırılıp ardından 2 noktasına gelen hali ile, OS hattından gelen 12 noktasındaki hali 3 noktasında bir araya gelirler. Bu noktadaki enerji dengesi;

$$h_3 = (\dot{m}_{EV,DS}h_{2,s} + \dot{m}_{EV,OS}h_{12})/\dot{m}_{EV} \quad (3.15)$$

denklemi ile gösterilir. Benzer bir enerji dengesi 3 noktasında bulunan akışkan ile flaş gaz valfinden gelen akışkanın birleşim noktası olan 4 hali için yazılır (Denklem 3.16).

$$h_4 = (\dot{m}_{EV}h_3 + \dot{m}_{FGB}h_9)/\dot{m}_{toplamlam} \quad (3.16)$$

Kompresörlerin toplam verimleri ve giriş çıkış entalpi değerleri ile kompresörlerin tükettiği güç değerleri hesaplanır.

$$\dot{W}_{Komp,YB} = \dot{m}_{toplamlam}(h_{5,s} - h_4)/\eta_{Komp,YB} \quad (3.17)$$

$$\dot{W}_{Komp,DB} = \dot{m}_{EV,DS}(h_{2,s} - h_1)/\eta_{Komp,DB} \quad (3.18)$$

Gaz soğutucudan/kondenserden çevreye atılan ısı ise Denklem 3.19 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{gs/kon} = \dot{m}_{toplamlam}(h_{5,s} - h_6) \quad (3.19)$$

Toplam elektrik tüketimi kompresörlerin tükettiği güç ile ek elektrik tüketiminin toplamı şeklinde bulunur. Çevrimde elektrikle çalışan fan vb. elemanların elektrik tüketimi gaz/soğutucu kondenserin çevreye attığı ısının %3'ü olarak kabul edilir.

$$\dot{W}_{toplamlam} = \dot{W}_{Komp,YB} + \dot{W}_{Komp,DB} + \dot{W}_{ek} \quad (3.20)$$

Çevrimin COP değeri evaporatörlerin soğutma kapasitelerinin toplamının, toplam güç tüketimine oranı ile bulunur.

$$COP = (\dot{Q}_{EV,DS} + \dot{Q}_{EV,OS})/(\dot{W}_{toplamlam}) \quad (3.21)$$

### 3.3.3 Yaş evaporatörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin enerji analizi

BSC’de olduğu gibi BSC-YAS için de gaz soğutucudan/kondenserden geçen toplam debi ve sıvı-buhar ayırıcıdan doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ayrılan akışkanların debileri Denklem 3.22 ve 3.23 ile ifade edilebilir.

$$\dot{m}_{\text{toplam}} = \dot{m}_{\text{EV}} + \dot{m}_{\text{FGB}} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_{\text{toplam}} = \dot{m}_{\text{EV}}/(1 - x_7) \quad (3.23)$$

Evaporatörlerin toplam debisi ise iki sıcaklık seviyesi evaporatörlerinin toplam debisi olarak hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{EV}} = \dot{m}_{\text{EV,DS}} + \dot{m}_{\text{EV,OS}} \quad (3.24)$$

Evaporatörlerden geçen akışkanın kütledebileri, evaporatör soğutma kapasiteleri ve giriş-çıkış entalpi değerleri ile bulunur.

$$\dot{m}_{\text{EV,DS}} = \dot{Q}_{\text{EV,DS}}/(h_{17} - h_{16}) \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{\text{EV,OS}} = \dot{Q}_{\text{EV,OS}}/(h_{14} - h_{13}) \quad (3.26)$$

BSC-YAS sisteminde BSC’ye ek olarak iç ısı değiştiricileri bulunduğu Şekil 3.5’te verilmiştir. Isı değiştiriciler için 3.27 ve 3.28 denklemleri yazılır.

$$T_{11} = \eta_{\text{ID}}(T_{10} - T_{14}) + T_{14} \quad (3.27)$$

$$T_1 = \eta_{\text{ID}}(T_{12} - T_{17}) + T_{17} \quad (3.28)$$

İç ısı değiştiricilerinde enerji dengesi denklemleri de Denklem 3.29 ve 3.30 ile ifade edilebilir.

$$h_{12} = h_{10} - (\dot{m}_{\text{EV,OS}}/\dot{m}_{\text{EV}})(h_{11} - h_{14}) \quad (3.29)$$

$$h_{15} = h_{12} - h_1 + h_{17} \quad (3.30)$$

DS ve OS evaporatöründen gelen akışkanlar 3 noktasında bir araya gelirler. Bu noktada enerji dengesi;

$$h_3 = (\dot{m}_{EV,DS}h_{2,s} + \dot{m}_{EV,OS}h_{11})/\dot{m}_{EV} \quad (3.31)$$

denklemleri ile gösterilir. Benzer bir enerji dengesi 3 noktasında bulunan akışkan ile flaş gaz valfinden gelen akışkanın birleşim noktası olan 4 hali için de yazılır.

$$h_4 = (\dot{m}_{EV}h_3 + \dot{m}_{FGB}h_9)/\dot{m}_{toplamlam} \quad (3.32)$$

Kompresörlerin toplam verimleri ve giriş çıkış entalpi değerleri ile kompresörlerin tükettiği güç değerleri hesaplanır.

$$\dot{W}_{Komp,YB} = \dot{m}_{toplamlam}(h_{5,s} - h_4)/\eta_{Komp,YB} \quad (3.33)$$

$$\dot{W}_{Komp,DB} = \dot{m}_{EV,DS}(h_{2,s} - h_1)/\eta_{Komp,DB} \quad (3.34)$$

Gaz soğutucudan/kondenserden çevreye atılan ısı ise Denklem 3.35 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{gs/kon} = \dot{m}_{toplamlam}(h_{5,s} - h_6) \quad (3.35)$$

Toplam elektrik tüketimi kompresörün tükettiği güç ile ek elektrik tüketiminin toplamı şeklinde bulunur. Çevrimde elektrikle çalışan fan vb. elemanların elektrik tüketimi gaz soğutucu/kondenserin çevreye attığı ısının %3'ü olarak kabul edilir.

$$\dot{W}_{toplamlam} = \dot{W}_{Komp,YB} + \dot{W}_{Komp,DB} + \dot{W}_{ek} \quad (3.36)$$

Çevrimin COP değeri evaporatörlerin soğutma kapasitelerinin toplamının, toplam güç tüketimine oranı ile bulunur.

$$COP = (\dot{Q}_{EV,DS} + \dot{Q}_{EV,OS})/(\dot{W}_{toplamlam}) \quad (3.37)$$



### 3.3.4 Yaş evaporatörlü paralel kompresörlü CO<sub>2</sub> booster soğutma çevriminin enerji analizi

BSC’de olduğu gibi BSC-YAS-PAR için de gaz soğutucudan/kondenserden geçen toplam debi ve sıvı-buhar ayırıcıdan doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ayrılan akışkanların debileri Denklem 3.38 ve 3.39 ile ifade edilebilir.

$$\dot{m}_{\text{toplaml}} = \dot{m}_{\text{EV}} + \dot{m}_{\text{FGB}} \quad (3.38)$$

$$\dot{m}_{\text{toplaml}} = \dot{m}_{\text{EV}}/(1 - x_7) \quad (3.39)$$

Evaporatörlerin toplam debisi ise iki sıcaklık seviyesi evaporatörlerinin toplam debisi olarak hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{EV}} = \dot{m}_{\text{EV,DS}} + \dot{m}_{\text{EV,OS}} \quad (3.40)$$

Evaporatörlerden geçen akışkanın kütleli debileri, evaporatör soğutma kapasiteleri ve giriş-çıkış entalpi değerleri ile bulunur.

$$\dot{m}_{\text{EV,DS}} = \dot{Q}_{\text{EV,DS}}/(h_{17} - h_{16}) \quad (3.41)$$

$$\dot{m}_{\text{EV,OS}} = \dot{Q}_{\text{EV,OS}}/(h_{14} - h_{13}) \quad (3.42)$$

BSC-YAS-PAR sisteminde BSC’ye ek olarak iç ısı değıştircileri bulunduğu Şekil 3.7’de verilmiştir. Isı değıştirciler için 3.43 ve 3.44 denklemleri yazılır.

$$T_{11} = \eta_{\text{ID}}(T_{10} - T_{14}) + T_{14} \quad (3.43)$$

$$T_1 = \eta_{\text{ID}}(T_{12} - T_{17}) + T_{17} \quad (3.44)$$

İç ısı değıştircilerinde enerji dengesi denklemleri de Denklem 3.45 ve 3.46 ile ifade edilebilir.

$$h_{12} = h_{10} - (\dot{m}_{\text{EV,OS}}/\dot{m}_{\text{EV}})(h_{11} - h_{14}) \quad (3.45)$$

$$h_{15} = h_{12} - h_1 + h_{17} \quad (3.46)$$

DS ve OS evaporatöründen gelen akışkanlar 3 noktasında bir araya gelirler. Bu noktada enerji dengesi;

$$h_3 = (\dot{m}_{EV,DS}h_{2,s} + \dot{m}_{EV,OS}h_{11})/\dot{m}_{EV} \quad (3.47)$$

denklemleri ile gösterilir. Benzer bir enerji dengesi 5 noktasında bulunan akışkan ile paralel kompresörden gelen akışkanın birleşim noktası olan 5' hali için de yazılır.

$$h_{6'} = (\dot{m}_{EV}h_{5,s} + \dot{m}_{FGB}h_{5',s})/\dot{m}_{toplamlar} \quad (3.48)$$

Kompresörlerin toplam verimleri ve giriş çıkış entalpi değerleri ile kompresörlerin tükettiği güç değerleri hesaplanır.

$$\dot{W}_{Komp,PAR} = \dot{m}_{FGB}(h_{5',s} - h_8)/\eta_{Komp,PAR} \quad (3.49)$$

$$\dot{W}_{Komp,YB} = \dot{m}_{toplamlar}(h_{5,s} - h_4)/\eta_{Komp,YB} \quad (3.50)$$

$$\dot{W}_{Komp,DB} = \dot{m}_{EV,DS}(h_{2,s} - h_1)/\eta_{Komp,DB} \quad (3.51)$$

Gaz soğutucu/kondenserden çevreye atılan ısı da debi ve entalpi değerleri yardımıyla bulunur.

$$\dot{Q}_{gs/kon} = \dot{m}_{toplamlar}(h_{6'} - h_6) \quad (3.52)$$

Toplam elektrik tüketimi kompresörün tükettiği güç ile ek elektrik tüketiminin toplamı şeklinde bulunur. Çevrimde elektrikle çalışan fan vb. elemanların elektrik tüketimi gaz soğutucu/kondenserin çevreye attığı ısının %3'ü olarak kabul edilir.

$$\dot{W}_{toplamlar} = \dot{W}_{Komp,YB} + \dot{W}_{Komp,DB} + \dot{W}_{Komp,PAR} + \dot{W}_{ek} \quad (3.53)$$

Çevrimin COP değeri soğutma kapasitelerinin toplamının, toplam güç tüketimine oranı ile bulunur.

$$COP = (\dot{Q}_{EV,DS} + \dot{Q}_{EV,OS})/(\dot{W}_{toplamlar}) \quad (3.54)$$

### 3.3.5 Yıllık enerji tüketimi analizi

Yıllık enerji tüketim (YET) analizi ile her bir sistemin her bir şehirde bir sene boyunca tüketeceği toplam enerjinin miktarı belirlenir.

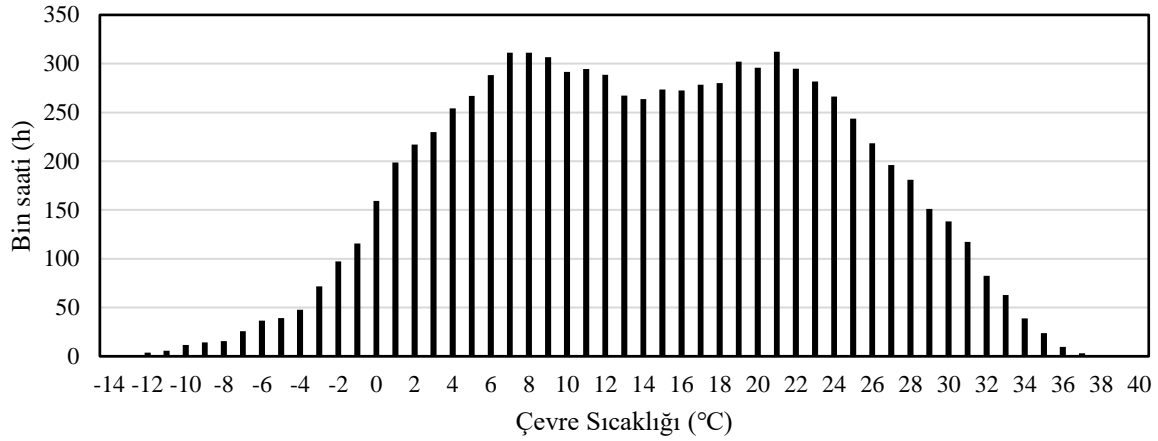
Araştırılan soğutma sistemlerinin tükettikleri enerji miktarları, her bir çevrimin bir çevrim boyunca tüketeceği toplam güç tüketim değeri ile çevrimin çalışma süresinin çarpımı sonucunda bulunur. Yıllık enerji tüketimi hesabında çalışma süresi bir yılın 365 gün kabul edilmesiyle 8760 saattir. Ancak ele alınan çevrimlerin farklı çevre sıcaklıklarına göre farklı güç tüketim değerlerine sahip olması sebebiyle yıllık enerji tüketimi, çevrimlerin her bir çevre sıcaklığındaki çalışma süresine bağlıdır. Bir sene içindeki her bir çevre sıcaklığında sistemlerin çalışma süreleri, o çevre sıcaklığındaki güç tüketimi değeri ile çarpılarak bu işlem tüm çevre sıcaklıkları için tekrar edilir ve elde edilen değerler toplanarak yıllık toplam enerji tüketimi denklem 3.55'te gösterildiği gibi bulunur. Meteoroloji kurumundan alınan verilere göre -28 °C ve 45 °C aralığında analiz yapılacağından dolayı toplam 74 çevre sıcaklığı değerinde enerji tüketim değerleri hesaplanır.

$$YET = \sum_{i=1}^{74} t(i)W(i) \quad (3.55)$$

Bir sistemin yıllık toplam soğutma kapasitesinin yıllık toplam enerji tüketimine oranı ile yıllık enerji etkinlik oranı (YEO) hesaplanır.

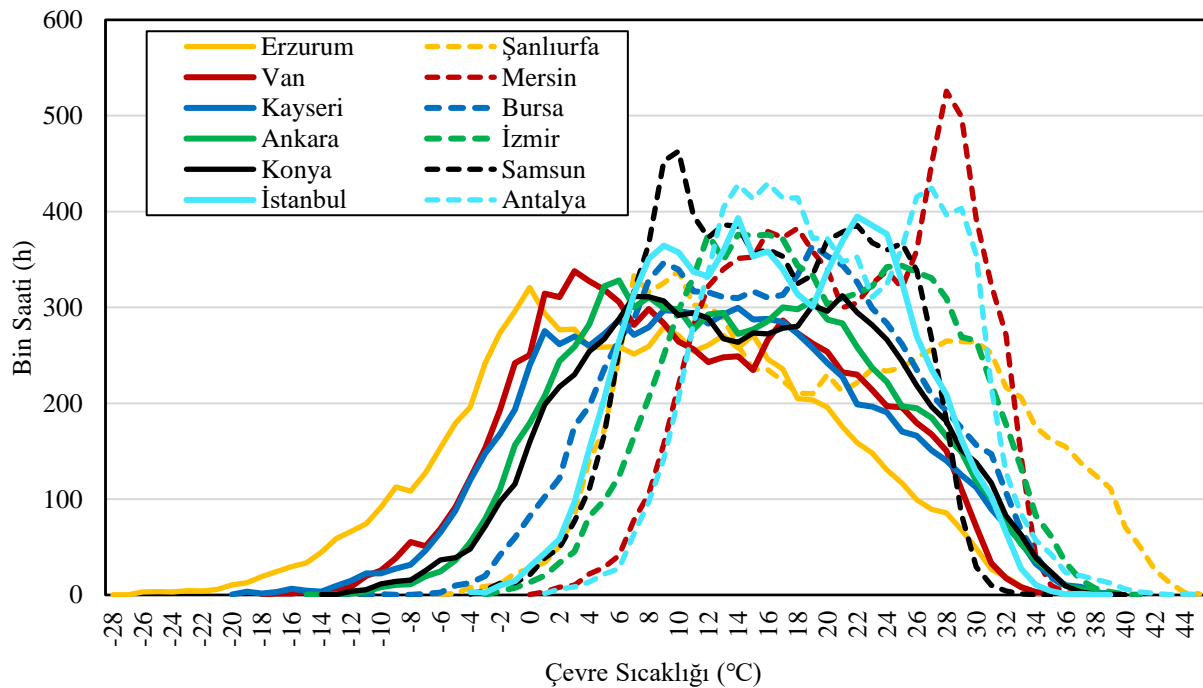
$$YEO = \frac{\sum_{i=1}^{74} t(i)Q_{EV}(i)}{\sum_{i=1}^{74} t(i)W(i)} \quad (3.56)$$

Denklem 3.55 ve 3.56'te verilen işlemlerin şehirler özelinde yapılabilmesi için şehirlerin bir yılda her bir çevre sıcaklığı değerinde geçirdikleri süre bilinmelidir. "Bin saati" olarak adlandırılan bu veriye ulaşmak için meteoroloji kurumundan belirlenen şehirler için 2016-2020 yılları arasında saatlik sıcaklık verileri alınmıştır. Bu 5 senede her bir sıcaklıkta geçirilen toplam süre tespit edilip beşe bölünerek yıllık ortalama bin saati veri seti oluşturulmuştur. Şekil 3.9'da Konya için örnek veri seti grafiği verilmiştir.



**Şekil 3.9.** Konya'nın 2016-2020 yılları arasında çevre sıcaklıklarına göre yıllık ortalama bin saati değerleri

Bu analizde Doğu Anadolu bölgesinden Erzurum ve Van, Güneydoğu Anadolu bölgesinden Şanlıurfa, İç Anadolu bölgesinden Ankara, Konya ve Kayseri, Akdeniz bölgesinden Antalya ve Mersin, Ege bölgesinden İzmir, Marmara bölgesinden İstanbul ve Bursa, Karadeniz bölgesinden Samsun olmak üzere 12 şehir yer almaktadır. Seçilen 12 ilin yıllık ortalama bin saati verileri Şekil 3.10'da verilmiştir.



**Şekil 3.10.** Çalışmada yer alan 12 şehrin 2016-2020 arası çevre sıcaklıklarına göre yıllık ortalama bin saati değerleri

Meteoroloji kurumundan alınan veriye göre yıllık ortalama bin saati değerleri mevcut 12 şehir ile çok yüksek benzerlik gösteren bazı iller elde mevcut veri olmasına rağmen analize dahil edilmemiştir. Bin saati verisi enerji, ekonomi ve emisyon analizleri açısından kritik olduğu için benzer bin saati değerlerinin getireceği çok yakın sonuçlar ile analizlerin hacminin büyümesinin önüne geçilmiştir. Bu durumda olan iller Erzurum ile Kars, Şanlıurfa ile Diyarbakır, Kayseri ile Sivas, Samsun ile Trabzon, İzmir ile Denizli ve Mersin ile Adana'dır. Bu şehir ikililerinden analize dahil olmayanların sonuçları analizde yer alanların sonuçları ile yüksek oranda benzer kabul edilebilir.

Daha önce bahsedildiği üzere CO<sub>2</sub> soğutma çevrimlerinin güç tüketim hesapları 4 farklı çalışma aralığında ele alınmıştır. Elde var olan bin saati verilerine göre şehirlerin bu 4 çalışma aralığında geçirdikleri sürelerin bir yıl içerisindeki miktarları ve oranları Çizelge 3.3'te verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** İllere göre bir yılda çalışma aralıklarında geçirilen süreler ve bir yıldaki süre oranları

Şehir	Subkritik 1		Subkritik 2		Geçiş		Transkritik	
	Bin saati (h)	Oran (%)	Bin saati (h)	Oran (%)	Bin saati (h)	Oran (%)	Bin saati (h)	Oran (%)
Erzurum	2791,4	31,87	3176,2	36,26	2532,4	28,91	260,0	2,97
Samsun	90,2	1,03	3412,6	38,96	4946,6	56,47	310,6	3,55
Van	1649,4	18,83	3474,6	39,66	3241,4	37,00	394,6	4,50
Kayseri	1495,0	17,07	3362,8	38,39	3232,6	36,90	669,6	7,64
İstanbul	103,0	1,18	3191,8	36,44	4753,8	54,27	711,4	8,12
Ankara	904,0	10,32	3507,6	40,04	3605,4	41,16	743,0	8,48
Konya	843,0	9,62	3327,6	37,99	3779,6	43,15	809,8	9,24
Bursa	333,6	3,81	3242,2	37,01	4260,4	48,63	923,8	10,55
İzmir	45,0	0,51	2359,0	26,93	4776,6	54,53	1579,4	18,03
Antalya	1,6	0,02	1609,8	18,38	5379,8	61,41	1768,8	20,19
Mersin	3,8	0,04	1613,0	18,41	4933,0	56,31	2210,2	25,23
Şanlıurfa	114,6	1,31	2899,6	33,10	3248,0	37,08	2497,8	28,51

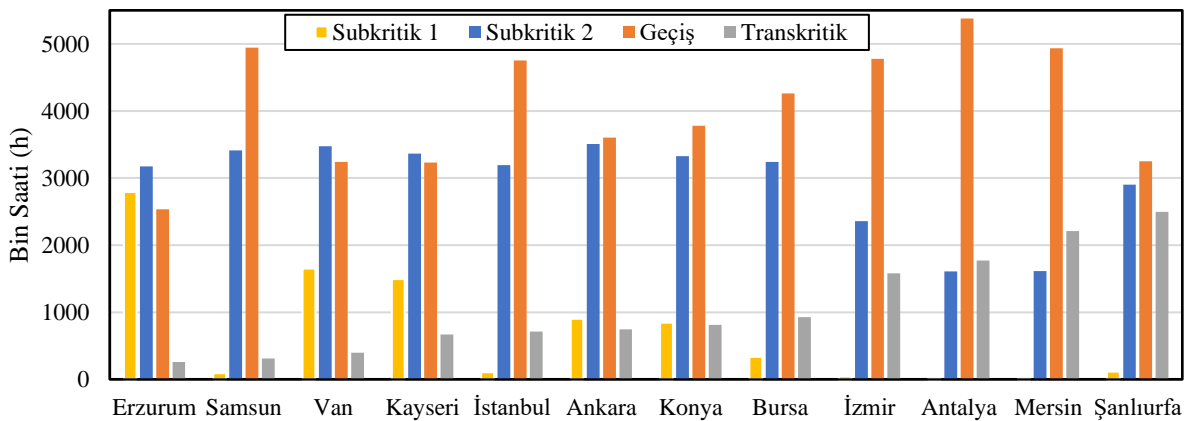
Çizelge 3.3'teki bin saati veri dağılımı Şekil 3.11'de grafik olarak görselleştirilmiştir. Bu verilere göre en düşük sıcaklıklara sahip olduğu bin saati grafiğinde görülebilen Erzurum ili, bir yılın %68'lik kısmını subkritik çalışma bölgesinde geçirirken transkritik bölgede çalışma oranı yaklaşık olarak sadece %3'tür. Samsun ve Van şehirleri de %5'in altında kalan oranlar ile transkritik bölgede çalışmanın en az olduğu iller olarak gözükmektedir. Bu iki il arasında Van'ın subkritik bölgede çalışma oranı yaklaşık %60 iken Samsun'un %40 olarak

gözükmektedir. Bin saati grafiğinden de görülebileceği gibi Samsun'da bir senedeki sıcaklık dağılımı uç nokta sıcaklıklara dağılmayıp 0 °C-30 °C aralığında toplanmıştır.

Şanlıurfa %28,5 ile transkritik bölgede çalışma süresi en uzun olan şehir olarak ön plana çıkmaktadır. Şanlıurfa'da 34 °C üstünde geçen süre bin saati grafiğinde açıkça görülebileceği gibi diğer illerden oldukça fazladır. Bunun yanı sıra toplam subkritik bölgede çalışma süresi en düşük il Şanlıurfa değildir. İzmir %30'un, Mersin ve Antalya %20'nin altında kalan oranlar ile toplam subkritik bölgede çalışma oranının en düşük olduğu iller olarak sıralanmaktadır. Akdeniz ikliminin hakim olduğu İzmir, Mersin ve Antalya yılın uzun bir bölümünü ılıman geçirirken karasal iklime sahip Şanlıurfa'da en yüksek ve en düşük sıcaklık değerleri arasındaki fark Akdeniz şehirlerine göre daha fazladır. Akdeniz şehirlerine kıyasla 10 °C çevre sıcaklığının altında geçirdiği süre Şanlıurfa'da yüksektir.

2 °C-28 °C arasındaki sıcaklıklarda geçirdikleri süre oranlarıyla benzerlik gösteren Ankara, Konya ve Kayseri şehirleri içinde Kayseri 2 °C sıcaklık altı süresinin daha uzun olup transkritik çalışma oranının daha kısa olmasıyla diğer iki şehirden ayrılır. Ankara ve Konya'nın çalışma aralıklarında geçirdikleri süre neredeyse birbirinin aynısıdır.

2 °C sıcaklık altında %1,2 oranı ile düşük bir süreye sahip olan İstanbul %54,3 ile yılın çoğunluğunu 14 °C-28 °C sıcaklık bandında geçirirken transkritik bölgede çalışma oranı %8,1'dir. Bursa'nın bin saati verisinin çalışma aralıklarına dağılımı da İstanbul ile benzer bir eğilim göstermektedir.



Şekil 3.11. İllere göre bir yılda çalışma aralıklarında geçirilen süreler

### 3.4 Ekonomik Analiz

Ekonomik analiz bir sistemin kurulum ve işletiminde karşılaşılabilecek maliyetlerin hesaplanmasını kapsamaktadır. Enerjetik olarak daha verimli gözükken bir sistemin ekonomik

olarak da uygulanabilir olup olmadığının analiz edilmesi gerekmektedir. Ekonomik analiz kapsamında ele alınan soğutma sistemlerindeki elemanların satın alım maliyetleri ( $SM_{toplam}$ ), bu elemanların kurulumunda karşılaşılan ek maliyetleri ( $SM_{ek}$ ), bir yıllık işletim sürecinde harcanan elektriğin maliyeti (YİM) ve sistemlerin bakım maliyetleri (BM) hesaplanmıştır. Belirlenen bir süre zarfı için kullanım ömrü maliyeti (KÖM) hesaplanarak sistemlerin uzun vadede getirilerinin ortaya konulması hedeflenmiştir. R404A referans soğutma sisteminin maliyet hesabı ile CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin maliyetleri karşılaştırılarak kurulacak yeni CO<sub>2</sub> sistemlerinin yapılan harcamaları ne kadar sürede amorti edeceğinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Çalışmada, ekonomik analizde hesaplanan maliyetler farklı para birimlerinde (Cui ve arkadaşlarının (2020) çalışmalarındaki maliyet hesabındaki para birimi Çin yenisidir) olabilirken elde edilen sonuçların tamamı Euro ile ifade edilmiştir.

İlk olarak sistem elemanlarının satın alma maliyetleri hesaplanır. Bu hesap yapılırken hesaba dahil edilen güç tüketimi ve yüzey alanı gibi parametreler, Çizelge 3.4'te verilen her bir şehir için o şehirde karşılaşılan en yüksek çevre sıcaklığındaki değerlerine göre hesaba katılır.

**Çizelge 3.4.** Şehirlerin 2016-2020 arasında sahip oldukları en yüksek sıcaklık değerleri.

Şehir	En Yüksek Sıcaklık Değeri (°C)
Erzurum	
Samsun	35
Van	
Ankara	
Bursa	
İstanbul	39
Kayseri	
Konya	
Mersin	40
İzmir	41
Antalya	
Şanlıurfa	45

CO<sub>2</sub> ve R404A soğutma çevrimlerindeki kompresörlerin satın alım maliyetleri sırasıyla Denklem 3.57 ve 3.58 ile tükettikleri güce bağlı olarak hesaplanır (Cui ve ark., 2020).

$$SM_{Komp,CO_2} = 17547\dot{W}^{0,4488} \quad (3.57)$$

$$SM_{Komp,R404A} = 758,15\dot{W}^{0,8728} \quad (3.58)$$

Çizelge 3.4'te verildiği üzere analize dahil edilen her şehrin en yüksek sıcaklığı kritik nokta üzerinde olduğu için CO<sub>2</sub> sistemlerinde ısı atımı elemanı olarak gaz soğutucu maliyeti hesaba dahil edilir. Gaz soğutucu maliyeti gaz soğutucu alanına bağlı olarak Denklem 3.59 ile hesaplanır. Bu denklem Lata ve arkadaşlarının (2020) çalışmasından alınmış olup alan birimi m<sup>2</sup> iken maliyet birimi Amerikan dolarıdır. R404A sistemleri için kondenser maliyetleri ve tüm sistemler için evaporatör satın alma maliyetleri FRITERM firmasından elde edilmiştir. Her bir genişleme valfinin satın alma maliyeti ise 100 € kabul edilmiştir (Fazelpour ve Morosuk, 2014).

$$SM_{gs} = 1397A^{0,89} \quad (3.59)$$

Yaş tip evaporatörlü sistemlerde yer alan iç ısı değiştiriciler için satın alma maliyeti alana bağlı olarak Denklem 3.60 ile hesaplanır (Cui ve ark., 2020).

$$SM_{ID} = 1874,4A^{0,9835} \quad (3.60)$$

Korelasyon denklemlerindeki alanların hesabı aktarılan ısı, toplam ısı transfer katsayısı ve logaritmik ortalama sıcaklık farkı ( $\Delta T_{lmtd}$ ) yardımıyla bulunur. Denklemdeki  $\dot{Q}$  aktarılan ısı olup, U toplam ısı transfer katsayısıdır. U değeri Santosa ve arkadaşlarının (2019) yaptığı çalışmaya göre gaz soğutucu için ortalama değer olarak 575 W/m<sup>2</sup>K alınmıştır. İç ısı değiştiricisinde ise 2000 W/m<sup>2</sup>K olarak kabul edilmiştir (Cui ve ark., 2020).  $\Delta T_{lmtd}$  hesabında gaz soğutucunun CO<sub>2</sub> tarafının giriş ve çıkış sıcaklıkları belli iken hava tarafının giriş değeri çevre sıcaklığı olup çıkış değeri bu sıcaklığın 5 °C fazlası olarak alınmıştır (Gullo, 2018).

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{lmtd}} \quad (3.61)$$

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{\Delta T_{maks} - \Delta T_{min}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{maks}}{\Delta T_{min}} \right)} \quad (3.62)$$

Sıvı buhar ayırıcının satın alım maliyet hesabı içinden geçen akışkanın kütleli debisine göre yapılır (Cui ve ark., 2020).

$$SM_{SA} = 2000\dot{m}^{0,67} \quad (3.63)$$



Tüm elemanların satın alma maliyetlerinin toplanması ile her bir soğutma sisteminin toplam satın alma maliyeti hesaplanır.

$$SM_{\text{toplam}} = SM_{\text{Komp}} + SM_{\text{gs/kon}} + SM_{\text{EV}} + SM_{\text{SA}} + SM_{\text{ID}} + SM_{\text{GV}} \quad (3.64)$$

Toplam satın alma maliyetinin %15'i tesisatta yer alan borular ve işçilik gibi ek maliyetleri oluşturur.

$$SM_{\text{ek}} = (0,15)(SM_{\text{toplam}}) \quad (3.65)$$

Toplam satın alma maliyeti ile ek maliyetlerin toplamı her bir sistemin kurulum maliyetini (KM) verir.

$$KM = SM_{\text{toplam}} + SM_{\text{ek}} \quad (3.66)$$

Kurulum maliyetinin %1'i yıllık bakım maliyeti (BM) olarak kabul edilir ve yıllık enerji tüketiminin kWh başına elektrik ücreti ile çarpımı ile yıllık işletim maliyeti (YİM) Denklem 3.68 ile hesaplanır.

$$BM = (0,01)(KM) \quad (3.67)$$

$$YİM = YET \times \text{Elektrik Ücreti} \quad (3.68)$$

CO<sub>2</sub> booster soğutma sisteminin kurulum maliyeti ile referans R404A soğutma sisteminin kurulum maliyeti arasındaki fark CO<sub>2</sub> soğutma sistemine yapılacak yatırım farkını gösterir. Referans sisteminin yıllık işletim ve bakım maliyet ile CO<sub>2</sub> soğutma sisteminin yıllık işletim ve bakım maliyeti arasındaki fark ise CO<sub>2</sub> sistemlerinin kurulmasıyla elde edilecek tasarruf miktarını ortaya koyar. Yatırım farkı yıllık tasarrufa oranlandığında yeni satın alınacak CO<sub>2</sub> booster sistemlerinin amortisman süresini verir.

$$\text{Yeni Satın Alım Amorti Süresi} = \frac{KM_{\text{CO}_2} - KM_{\text{R404A}}}{(YİM+BM)_{\text{R404A}} - (YİM+BM)_{\text{CO}_2}} \quad (3.69)$$

Mevcut soğutma sisteminin CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemi ile değiştirilmesinin getirisi ise sadece yıllık işletim maliyetlerinin farkıyla Denklem 3.70 ile bulunabilir.

$$\text{Değişim Amorti Süresi} = \frac{KM_{CO_2}}{(YİM+BM)_{R404A} - (YİM+BM)_{CO_2}} \quad (3.70)$$

CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinin kullanım ömrü 15 sene alınarak kullanım ömrü maliyeti Denklem 3.71 ile hesaplanır.

$$KÖM = KM + (YİM + BM)15 \quad (3.71)$$

### 3.5 Emisyon Analizi

CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinin mevcut süpermarket soğutma sistemlerine göre daha az emisyon değerine sahip olduğunun rakamlarla ortaya konması bu çalışmanın amaçlarından biridir. Bu amaçla, analizi yapılan üç farklı CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimi ile standart R404A soğutma çevriminin emisyon değerlerinin karşılaştırılması için aşağıdaki kabuller yapılmıştır (Cui ve ark., 2020).

Soğutma sistemlerinin küresel ısınmaya doğrudan katkısı sistemde dolaşan toplam soğutucu akışkan miktarı ve sistemden çevreye olan kaçakların miktarı ile Denklem 3.72 kullanılarak hesaplanır. Burada soğutucu akışkan kütlesi,  $M_{akışkan}$  birim soğutma kapasitesi için gerekli kütle miktarıdır. R404A soğutma sistemi için bu değer OS'de 2 kg/kW, DS'de 4 kg/kW olarak kabul edilmiştir. CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinde OS ve DS için 3 kg/kW olarak alınmıştır.  $M_{sızıntı}$  sistemdeki kaçakları ifade edip  $M_{akışkan}$  değerinin %15'idir.  $\alpha$  geri dönüşüm faktörü olup %95 kabul edilmiştir. İşletim süresi  $n$  harfiyle yıl olarak hesaba dahil edilir. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) CO<sub>2</sub> için 1 iken R404A için 3922'dir.

$$\text{Doğrudan katkı} = (M_{sızıntı}n - M_{akışkan}(1 - \alpha)) GWP \quad (3.72)$$

Soğutma sistemlerinin küresel ısınmaya dolaylı katkısı ise yıllık enerji tüketiminin bölgesel elektrik dönüşüm faktörü (RC) ve işletim süresi ile çarpımı şeklinde hesaplanır. RC 0,997 kabul edilmiştir.

$$\text{Dolaylı katkı} = RC * YET * n \quad (3.73)$$

Toplam emisyon değeri dolaylı ve doğrudan katkıların toplanması ile hesaplanır.

$$E = \text{Doğrudan katkı} + \text{Dolaylı Katkı} \quad (3.74)$$

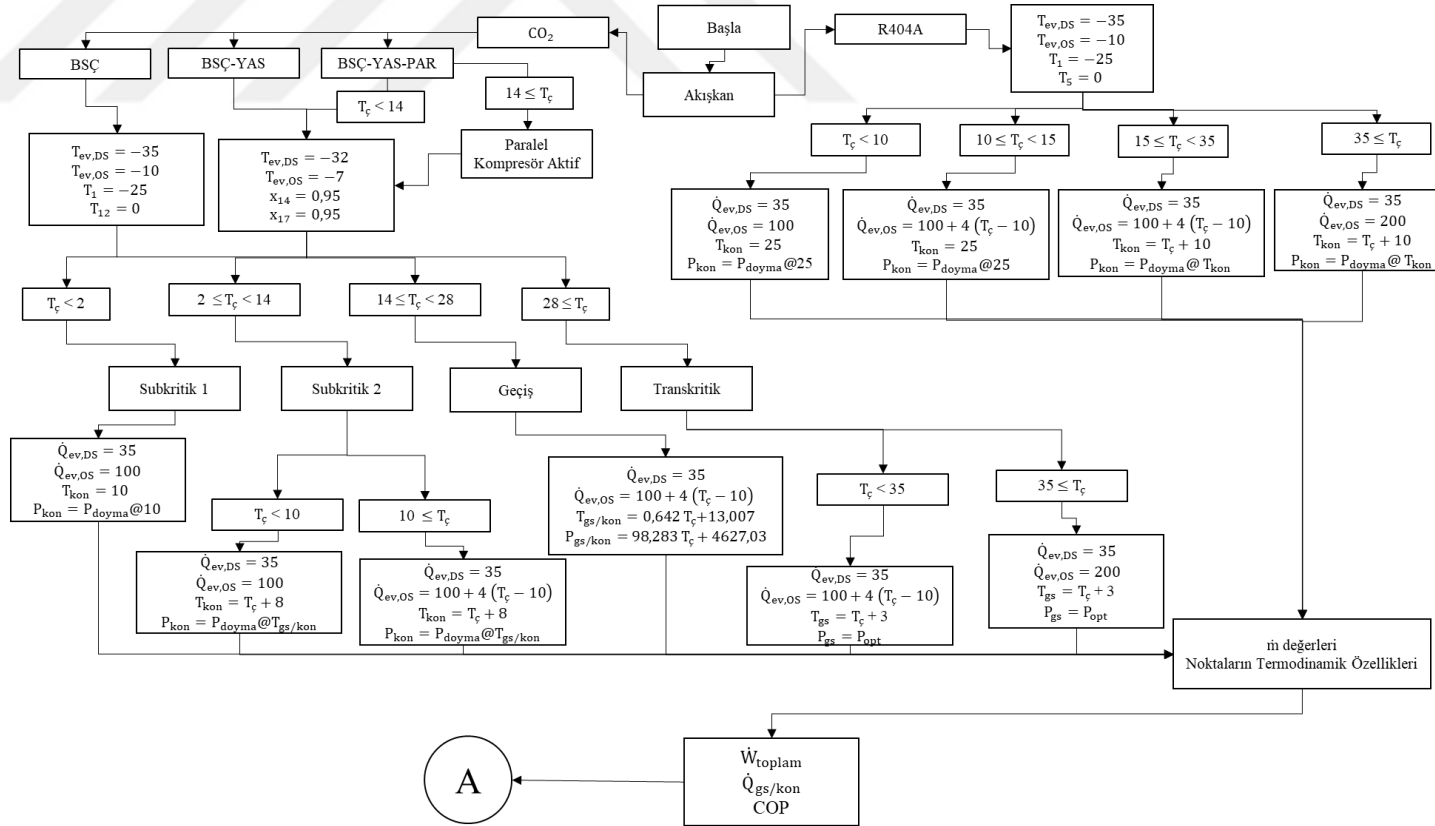
CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerin referans soğutma sistemi ile arasındaki emisyon farkları Denklem 3.75 ile hesaplanır. Bir sistemin getirdiği emisyon kazancı o sistemin uygulanma sayısı (y) ile çarpılıp Türkiye'nin sahip olduğu toplam CO<sub>2</sub> emisyonu değerinden çıkarılarak mevcut R404A soğutma sistemlerinin kaldırılıp yerine CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinin kurulması durumunda sağlanacak emisyon düşüş miktarı hesaplanır. Bu miktarın mevcut toplam emisyon miktarına bölünmesinin 100 ile çarpımı ile yüzde emisyon azalış miktarı bulunur.

$$\Delta E = (E_{R404A} - E_{CO_2}) \quad (3.75)$$

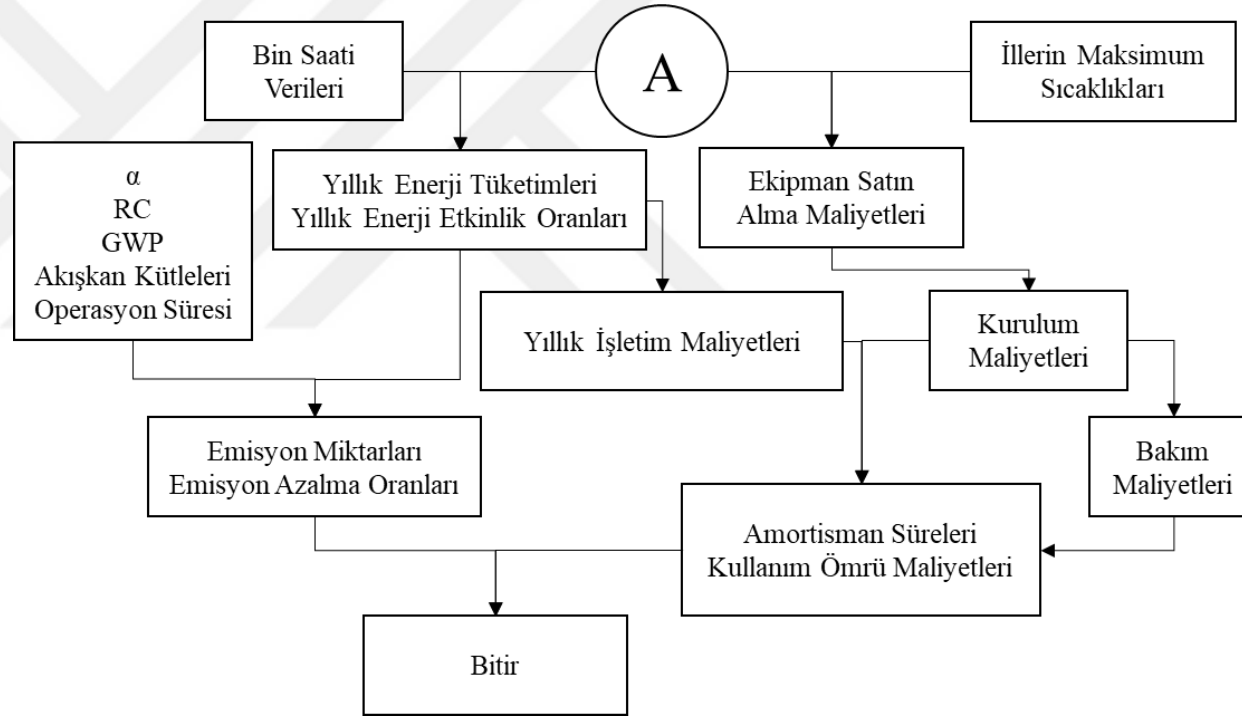
$$\% \text{ Emisyon Azalışı} = \left( \frac{E_{\text{toplam}} - \Delta E * y}{E_{\text{toplam}}} \right) * 100 \quad (3.76)$$

### 3.6 Akış Diyagramı

Araştırılan süpermarket soğutma çevrimlerinin enerji, ekonomik ve emisyon analizi akış diyagramı Şekil 3.12’de verilmiştir. Sıcaklık değerlerinin birimi °C, basınç kPa, soğutma kapasiteleri ise kW’tır.



Şekil 3.12. Enerji, ekonomik ve emisyon analizi akış diyagramı (1. Kısım)

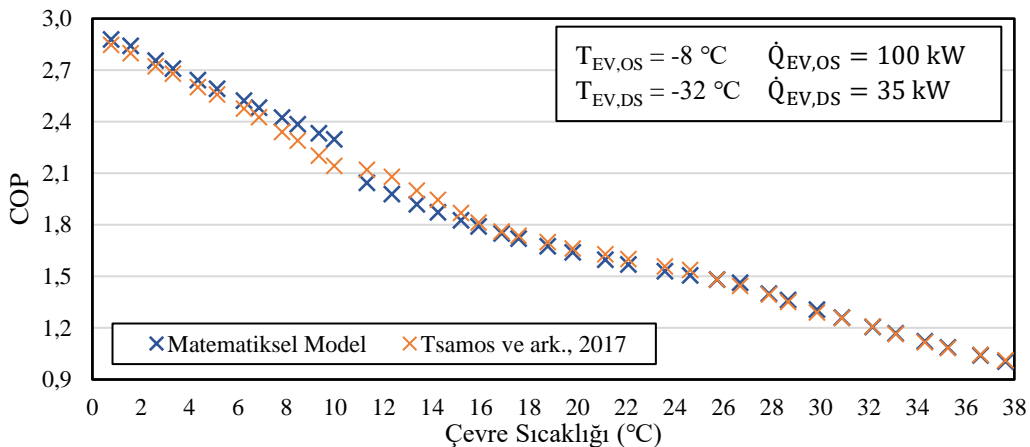


Şekil 3.12. Enerji, ekonomik ve emisyon analizi akış diyagramı (2. Kısım)

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

R404A referans soğutma sistemi ile bu tezde ele alınan CO<sub>2</sub> akışkanlı BSC, BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR sistemlerinin enerji, ekonomi ve emisyon analizleri Bölüm 3'te verilen hesaplama prosedürü kullanılarak yapılmıştır. Elde edilen enerji tüketimi, maliyet hesabı ve emisyon değerleri gibi sonuçlar her bir sistem ve şehir için karşılaştırılarak bu bölümde sunulmuştur.

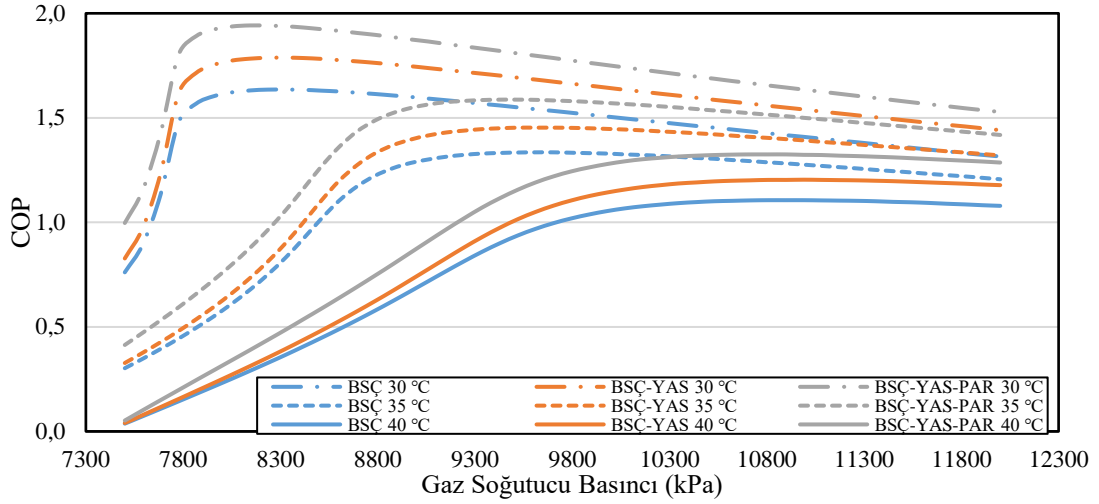
Bölüm 3'te CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimi için verilen matematiksel model kullanılarak elde edilen enerji analiz sonuçlarının doğruluğu literatürdeki bir çalışma ile teyit edilmiştir ve karşılaştırılması Şekil 4.1 de sunulmuştur. Referans alınan Tsamos ve arkadaşlarının (2017) çalışmalarındaki COP değerleri, benzer çevrim oluşturularak EES ile elde edilen COP değerleri ile kıyaslanmıştır. Şekil 4.1'de verilen çevre sıcaklığı değerlerinde matematiksel modelden elde edilen COP değeri ile referans alınan çalışmanın COP değeri arasındaki ortalama fark %1,9 olarak bulunmuştur.



**Şekil 4.1.** Matematiksel modelden ve Tsamos ve arkadaşlarının (2017) çalışmasından elde edilen COP değerlerinin karşılaştırılması

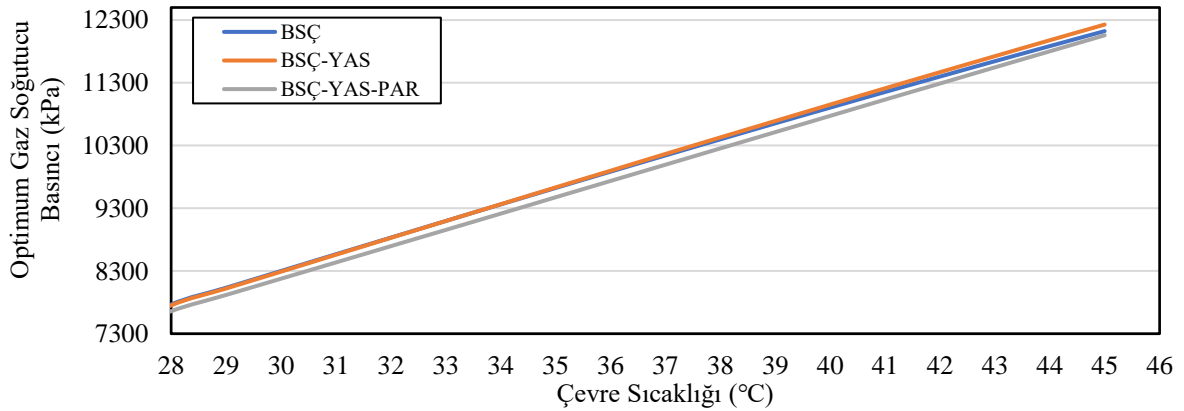
#### 4.1 Enerji Analiz Sonuçları

CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma çevrimleri için kritik nokta üstünde COP değerini maksimum yapan bir optimum gaz soğutucu basınç değeri olduğundan daha önce bahsedilmiştir. Şekil 4.2'de CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimlerinin farklı çevre sıcaklıkları için gaz soğutucu basıncı ile COP değerinin değişim grafiği verilmiştir. Burada, COP değerini maksimum yapan bir optimum gaz soğutucu basıncının olduğu ve bu optimum basınç değerinin çevre sıcaklığı arttıkça arttığı görülmektedir.



**Şekil 4.2.** CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimlerinin farklı çevre sıcaklıkları için gaz soğutucu basıncı ile COP değerinin değişimi

Enerjetik analiz kapsamında meteoroloji kurumundan alınan veriler doğrultusunda R404A referans soğutma sistemi ve tezde ele alınan CO<sub>2</sub> akışkanlı booster çevrimlerinin analizleri -28 °C ile 45 °C çevre sıcaklıkları için EES programı ile yapılmıştır. Bu program ile CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma çevrimlerinin transkritik çalışması durumunda COP değerini maksimum yapan optimum gaz soğutucu basınç değerleri çevre sıcaklığına göre belirlenmiştir. Şekil 4.3'te her bir çevrimin transkritik çalışması durumunda çevre sıcaklıklarına göre optimum gaz soğutucu basınç değerinin değişimi verilmiştir. Çevre sıcaklığı arttıkça artan optimum basınç değerleri sistemden sisteme büyük farklılık göstermediği ve paralel kompresörlü booster soğutma sisteminde bu optimum değer diğer iki sisteme göre biraz daha düşük olduğu görülmüştür.



**Şekil 4.3.** CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma sistemlerin optimum gaz soğutucu basıncının çevre sıcaklığına göre değişimi

Analizlerde her bir çalışma koşulu için gaz soğutucu basıncı EES programı ile optimize edilmiştir ve elde edilen optimum basınç değerleri kullanılarak her bir çevrim için korelasyon denklemleri oluşturulmuştur.

$$P_{\text{opt,BŞÇ}} = 257,04 T_c + 604,92 \quad (4.1)$$

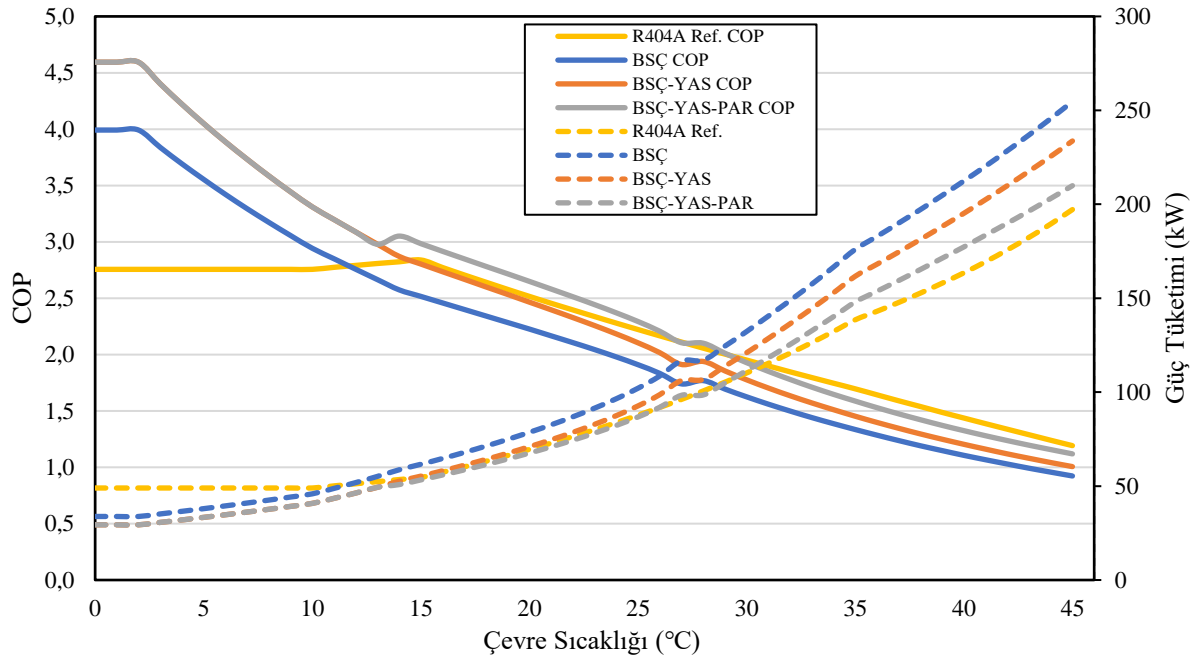
$$P_{\text{opt,BŞÇ-YAS}} = 264,04 T_c + 378,55 \quad (4.2)$$

$$P_{\text{opt,BŞÇ-YAS-PAR}} = 259,04 T_c + 407,40 \quad (4.3)$$

Şekil 4.4'te ise her bir çevrim için çevre sıcaklıklarına göre COP değerlerinin ve güç tüketimlerinin değişimi verilmiştir. CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin COP değerleri 2 °C çevre sıcaklığının altında sabit kalmaktadır. Bunun sebebi kondenser sıcaklığının çevre sıcaklığına bağlı olmayıp sabit kalması ile açıklanabilir. Benzer şekilde R404A akışkanlı referans soğutma sisteminde 15 °C çevre sıcaklığı altında yoğuşma sıcaklığı sabit olduğu için COP değerleri 10 °C-15 °C arasındaki değişim haricinde sabit kalmaktadır. 10 °C-15 °C arasındaki değişimin sebebi ise soğutma kapasitesinin çevre sıcaklığı ile lineer değişmesi ve 15 °C'de 155 kW olup 10 °C'de 135 kW'a düşmesinden kaynaklanmaktadır. Paralel kompresörün aktif olduğu 14 °C çevre sıcaklığına kadar BŞÇ-YAS ve BŞÇ-YAS-PAR sistemlerinin COP değerleri ise birbirine eşittir. BŞÇ-YAS-PAR sisteminin COP değerleri 30 °C çevre sıcaklığına kadar araştırılan sistemler içinde en yüksektir. Bu sıcaklık değerinin üzerinde ise en yüksek COP değeri R404A referans soğutma sisteminde olup CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin transkritik çalışmanın etkileriyle yüksek çevre sıcaklıklarında referans soğutma sistemine göre daha çok enerji tükettikleri anlaşılmaktadır. 14 °C altındaki çevre sıcaklıklarında BŞÇ sisteminin COP değeri ise diğer iki CO<sub>2</sub> booster soğutma sisteminden %12,7 daha düşüktür.

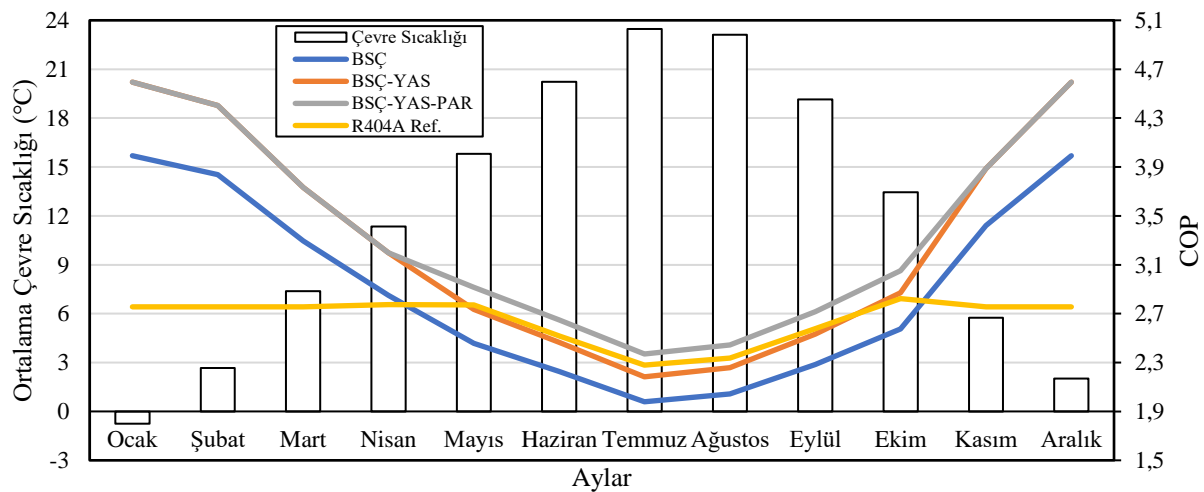
Şekil 4.4'te görüldüğü gibi çevrimlerin COP değerleri çevre sıcaklığı arttıkça düşmektedir. Çevre sıcaklığı 2 °C'den 45 °C'ye artarken BŞÇ sisteminin COP'si %76,9, BŞÇ-YAS sistemindeki %78,1, BŞÇ-YAS-PAR sistemindeki %75,7 ve R404A referans soğutma sistemindeki ise %56,8 düşmüştür. Çevre sıcaklığının artması ile COP değerinin düşmesinin sebebi çevre sıcaklığı arttıkça kompresörlerin çalışma basınç aralıkları ve dolayısıyla tükettiği güç miktarlarının da artmasından kaynaklanmaktadır.





**Şekil 4.4.** Araştırılan soğutma çevrimlerinin çevre sıcaklıklarına göre COP ve güç tüketim değerlerinin değişimi

Şekil 4.5'te iklim koşullarına bağlı olarak illerin sıcaklığının bir yıl boyunca değişimini ve buna bağlı olarak da soğutma çevrimlerinin COP değerlerinin değişimi Kayseri ili örneği üzerinden sunulmuştur. Referans soğutma sisteminin COP değeri 10 °C çevre sıcaklığının altında değişmediği ve incelenen tüm soğutma sistemlerinin COP değerinin ortalama sıcaklığın yüksek olduğu yaz aylarında kış aylarına oranla daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun sebebi çevre sıcaklığının yükselmesi ile güç tüketiminin artması olup Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



**Şekil 4.5.** Kayseri'nin aylara göre ortalama sıcaklıkları ve bu sıcaklıklardaki COP değişimi

Şekil 4.6'da her bir şehir için analizi yapılan soğutma sistemlerinin yıllık enerji tüketim değerleri, Şekil 4.7'de ise R404A referans soğutma sistemine göre CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin yüzde ve MWh olarak her bir ile göre yıllık enerji tüketimi farkı verilmiştir. Buna göre CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimleri içinde BSC en yüksek enerji tüketimine sahipken BSC-YAS-PAR'ın en az enerji tüketimi ile en yüksek tasarrufun sağlandığı çevrim olduğu görülmektedir. Standart booster çevriminin verimini artırması beklenen yağ evaporatör kullanımının beklenildiği şekilde sonuç verdiği görülmektedir. Şekil 4.4'te gösterilen çevre sıcaklığının artmasıyla artan güç tüketimleri sebebiyle daha sıcak iklimlere sahip illerde yıllık enerji tüketimi değerleri daha fazla olmuştur. Şekil 4.6'da CO<sub>2</sub> sistemlerinin enerji tüketim miktarının sıcak iklime sahip olan illerde soğuk iklime sahip olan illere göre daha fazla olduğu görülmektedir.

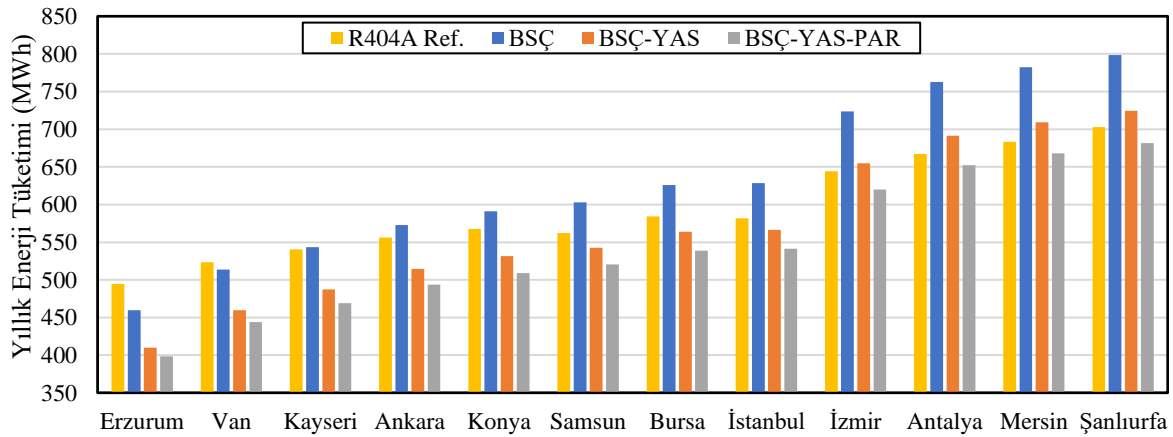
Yıl içerisinde en düşük sıcaklık değerine sahip olan ve subkritik çalışma bölgesinde en yüksek süreyi geçiren Erzurum ilinde R404A referans soğutma sistemi 494,72 MWh ile en yüksek enerji tüketimine sahip olduğu Şekil 4.6'dan görülmektedir. Erzurum'da kritik üstü bölgede ısı atımının getirdiği dezavantajların yılın yaklaşık sadece %3'ünde yaşanması sebebiyle tüm CO<sub>2</sub> soğutma sistemleri referans sisteme göre daha az enerji tüketimini sağlamıştır. Sıcaklık profili Erzurum'a yakın olan Van ilinde soğutma çevrimlerinin enerji tüketim sıralaması Erzurum ile benzerlik göstermekle birlikte sağlanan tasarruf oranları farklıdır. Geçiş bölgesi ve transkritik bölgede çalışma süresi Erzurum'a kıyasla daha uzun olan Van'ın R404A referans soğutma sistemine göre yıllık enerji tasarruf oranları Erzurum'a göre daha düşük çıkmıştır. Erzurum'da BSC kullanılması durumunda enerji tasarrufu %7,1 iken Van'da %1,9 olarak bulunmuştur. Aynı şekilde BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR kullanılması durumunda Erzurum'da sırasıyla %17,2 ve %19,4 enerji tasarrufu sağlanırken Van ilinde %12,2 ve %15,2 tasarruf sağlanmıştır.

Kayseri'nin enerji tüketim sonuçları ele alındığında BSC sisteminin R404A referans soğutma sistemine göre yıllık enerji tüketiminin daha fazla (3 MWh) olduğu görülmüştür (Şekil 4.7). Analize dahil edilen diğer İç Anadolu şehirlerinden olan Ankara ve Konya illerinde de soğutma sistemlerinin enerji tüketim değerleri aynı sıralamaya sahip olmakla birlikte CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin yıllık enerji tasarruf oranı Kayseri'ye göre daha düşüktür. Referans soğutma sistemine göre Kayseri'de %9,9 olan BSC-YAS sisteminin enerji tasarruf miktarı Ankara'da %7,5'e, Konya'da %6,3'e düşmüştür. BSC-YAS-PAR'ın referans soğutma sistemine göre yıllık enerji tasarrufu ise Kayseri'de %13,3, Ankara'da %11,2 ve Konya'da %10,3'tür. Bu sonuçlara göre subkritik bölgede geçirilen sürenin azalmasının, tüketilen gücün

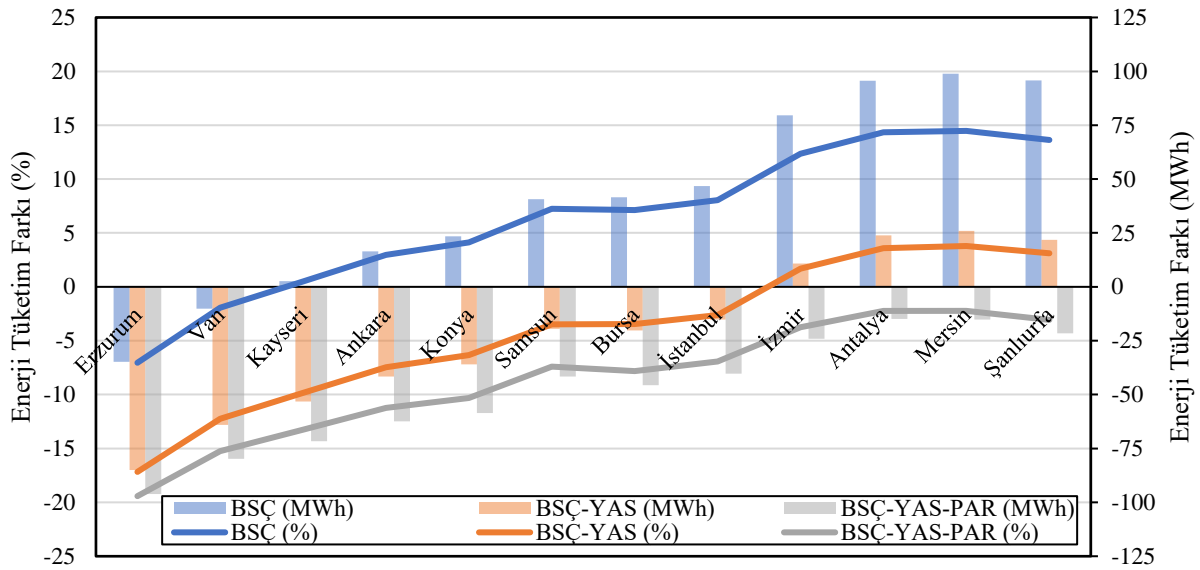
artmasına ve dolayısıyla CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin enerji tasarrufunun azalmasına yol açtığı gözükmektedir.

Samsun, Bursa ve İstanbul'da araştırılan soğutma çevrimlerinin yıllık enerji tüketim değerleri incelendiğinde İç Anadolu bölgesi şehirleriyle aynı sıralamaya sahip oldukları belirlenmiştir. Bu üç ilimizde de BSC en yüksek enerjiyi tüketirken en yüksek tasarruf BSC-YAS-PAR ile sağlanmaktadır.

Sıcaklık değerlerinin en yüksek noktalara ulaştığı ve transkritik çalışma bölgesinde uzun sürelerle sahip olan illerden İzmir incelendiğinde BSC sisteminin yanında BSC-YAS sisteminin de R404A referansa göre yıllık 10,8 MWh daha fazla enerji tükettiği Şekil 4.7'de görülmektedir. İzmir için referans soğutma sistemine göre enerji tasarrufu %3,7 ile sadece BSC-YAS-PAR çevriminde sağlanmıştır. Benzer sonuç Antalya, Mersin ve Şanlıurfa illeri için de elde edilmiş olup transkritik bölgede en uzun süreye sahip olan Şanlıurfa'da enerji tasarrufu %3,1 olurken Antalya ve Mersin'de %2,2 enerji tasarrufu elde edilmiştir (Şekil 4.7).



Şekil 4.6. Şehirlere göre incelenen soğutma sistemlerinin yıllık enerji tüketim miktarları

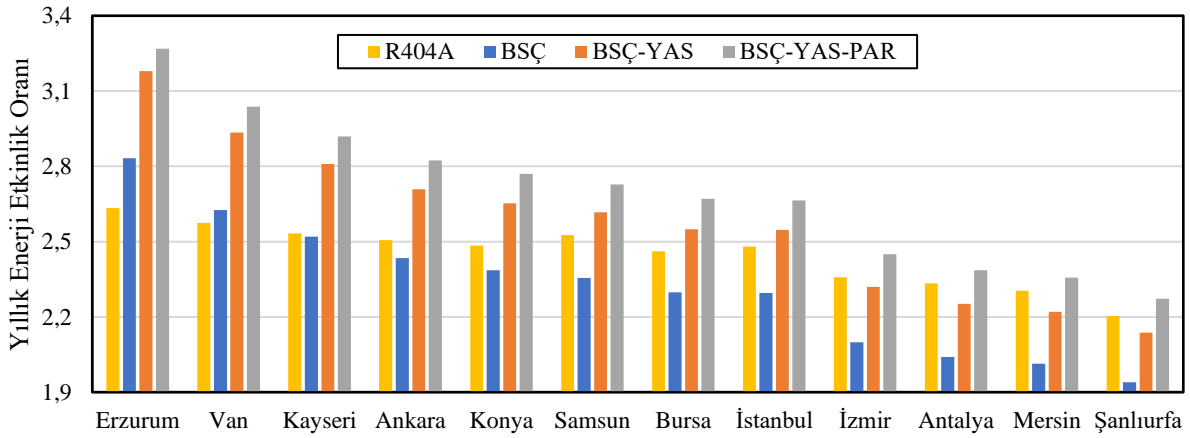


Şekil 4.7. R404A soğutma sistemine göre CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin yüzde ve MWh olarak yıllık enerji tüketim farkı

Çevrimlerin enerji tüketimi değerleri çevre sıcaklıklarına göre değişen güç tüketimi değerlerine bağlıdır. Bu sebeple sistemlerin yıllık enerji tüketimleri şehirden şehre farklılık göstermektedir. Benzer şekilde çevrimlerin soğutma kapasiteleri de çevre sıcaklığına göre değişkenlik gösterip yıllık toplam soğutma kapasitesi şehirden şehre farklı olmaktadır. Erzurum'da yıllık soğutma kapasitesi 1302,7 MWh iken Şanlıurfa'da 1548,7 MWh'tir. Yıllık enerji tüketimi değerleri her sistem için Şanlıurfa'dan düşük olan Antalya ve Mersin'in soğutma kapasiteleri sırasıyla 1556,6 MWh ve 1574,5 MWh olup Şanlıurfa'dan yüksektir. Bu değişimlerin incelenmesi için her bir çevrimin her bir şehirdeki yıllık toplam soğutma kapasitesinin yıllık toplam enerji tüketimine oranını ifade eden yıllık enerji etkinlik oranı (YEO) hesaplanıp Şekil 4.8'de her bir il ve sistem için verilmiştir.

Antalya ve Mersin'de yıllık soğutma kapasitelerinin Şanlıurfa'daki toplam kapasiteden yüksek olmasına rağmen araştırılan tüm sistemlerin yıllık enerji tüketimi değerleri daha düşük ve YEO değerleri Şanlıurfa'dan daha yüksek bulunmuştur. Tüm iller ve sistemler karşılaştırıldığında yüksek yıllık enerji tüketimi değerine sahip olan illerin ve sistemlerin düşük YEO değerlerine sahip olduğu görülmüştür. YET ve YEO sonuçlarına göre iller ve sistemler arasındaki sıralamalar değişmeyip R404A referans soğutma sistemine göre CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin değerleri arasındaki oran farklılık göstermektedir. Örnek olarak R404A referans sistemine göre Erzurum'da BSC-YAS-PAR %19,4 daha az enerji tüketirken YEO

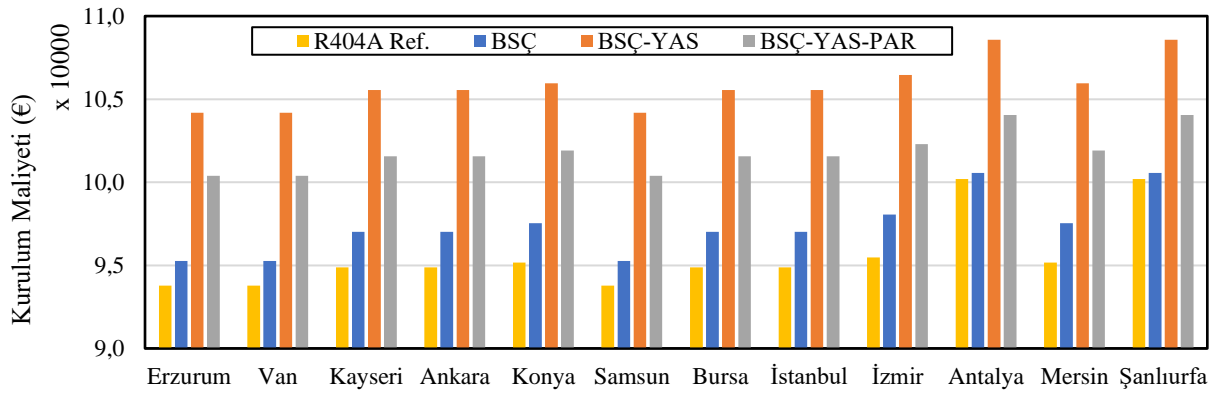
değerinin %24,1 daha fazla olduğu görülmüştür. BSC'nin %13,6 daha yüksek enerji tükettiği Şanlıurfa'da R404A referans sistemine göre YEO değeri %12,0 daha düşük bulunmuştur.



Şekil 4.8. Şehirlere göre her bir soğutma sisteminin yıllık enerji etkinlik oranı

#### 4.2 Ekonomik Analiz Sonuçları

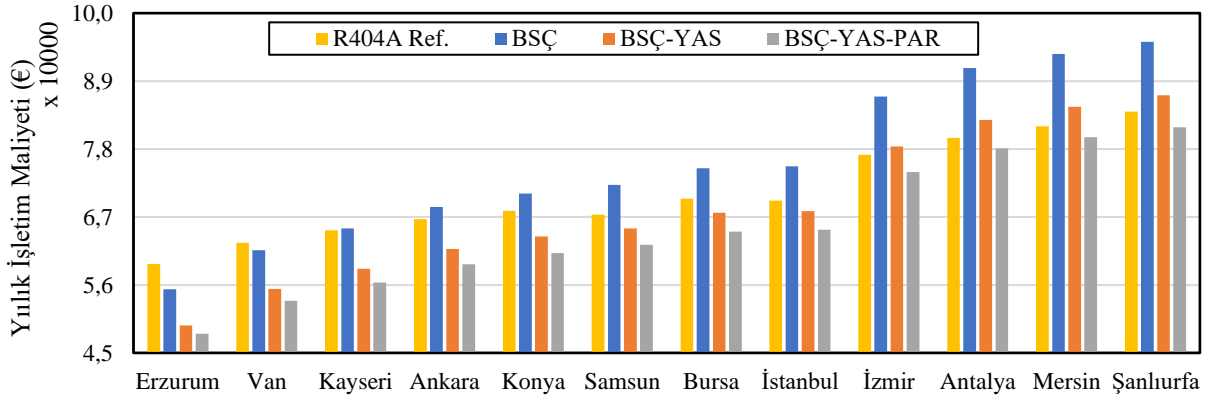
Ekonomik analiz için incelenen her bir soğutma sisteminin kurulum maliyetleri hesaplanmış ve Şekil 4.9'da verilmiştir. Buna göre, seçilen illerin tamamında en düşük kurulum maliyeti R404A referans soğutma sisteminde olup onu sırasıyla BSC, BSC-YAS-PAR ve BSC-YAS sistemleri takip etmektedir. R404A referans sisteminin en düşük kurulum maliyetine sahip olmasının ana sebebi kompresör fiyatlarının CO<sub>2</sub> kompresörlerine göre daha ucuz olmasıdır. R404A için en yüksek kompresör ücreti Antalya ve Şanlıurfa'da olup diğer tüm sistemlerdeki en düşük CO<sub>2</sub> kompresörü fiyatından dahi %54,6 daha ucuzdur. OS ve DS çevrimleri için kullanılan R404A kondenserlerinin toplam fiyatı da bir gaz soğutucu fiyatına göre %12,7 ile %21,6 arasında daha düşüktür. R404A soğutma sistemlerinin kurulumunda CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerine göre daha yüksek fiyata sahip tek eleman evaporatörlerdir. Ayrıca R404A referans soğutma sisteminde CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinde bulunan sıvı-buhar ayırıcısının ve iç ısı değiştiricilerinin bulunmaması da referans soğutma sisteminin kurulum maliyetinin daha az olmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.9. Şehirlere göre her bir sistemin kurulum maliyeti

Araştırılan CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin kurulum maliyetleri birbirleriyle kıyaslandığında ise BSC sisteminin en düşük kurulum maliyetine sahip olduğu gözükmektedir. Bunun sebebi, BSC'nin evaporatör fiyatlarının BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR sistemlerine göre daha ucuz olması ve diğer iki sistemde bulunan iç ısı değiştiricinin bulunmamasıdır. BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR sistemleri karşılaştırıldığında BSC-YAS-PAR sistemi fazladan bir kompresöre sahip olmasına rağmen bu kompresörlerin toplam maliyeti daha düşüktür. Bunun nedeni, BSC-YAS-PAR kompresörlerinin daha az güç tüketimine sahip olmasıdır. Ayrıca, BSC-YAS-PAR'ın gaz soğutucu kapasitesi BSC-YAS'a göre daha düşüktür ve bu da gaz soğutucu yüzey alanının dolayısıyla maliyetinin daha düşük olmasını sağlamaktadır.

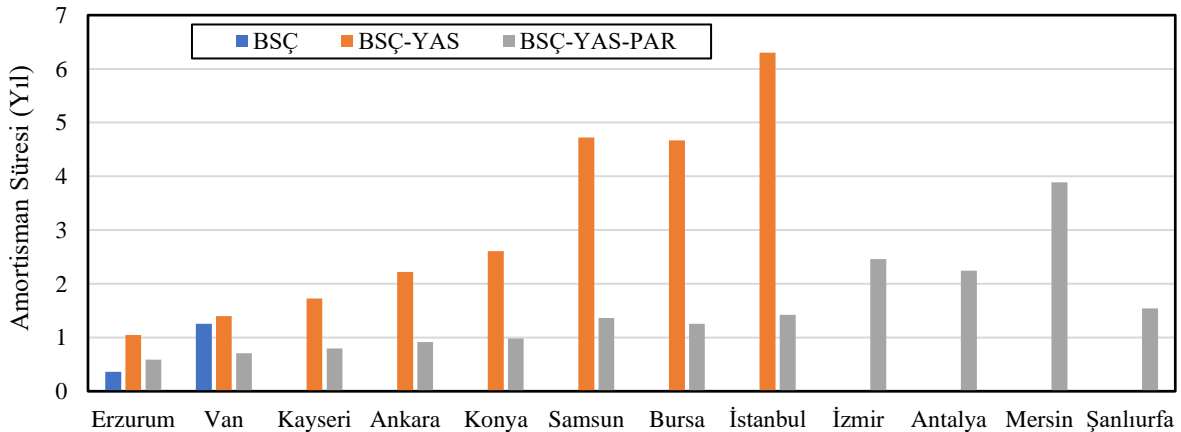
Kurulum maliyetleri iller arasında kıyaslandığında satın alma maliyetlerinin hesaplanmasında şehirdeki en yüksek sıcaklık değerinin belirleyici olmasının etkileri gözükmektedir. Antalya ve Şanlıurfa'da satın alım için 45 °C çevre koşulları ele alınmış olup bu iki şehirde kurulum maliyetleri diğer illerden fazladır. Araştırılan illerden en yüksek üçüncü kurulum maliyetine sahip olan il maksimum 41 °C çevre sıcaklığı ile İzmir'dir. Konya ve Mersin'in satın alım maliyetleri 40 °C için hesaplanırken, Kayseri, Ankara, Bursa ve İstanbul'da 39 °C, Erzurum, Van ve Samsun için maksimum sıcaklık değeri 35 °C olarak alınmıştır. Satın alma maliyetleri bin saati verisine göre değil en yüksek çevre sıcaklık değerine göre hesaplandığı için daha yüksek enerji tüketimine sahip olan bir il daha düşük satın alma ve kurulum maliyetlerine sahip olabilmektedir. Örneğin, Samsun en düşük kurulum maliyetine sahip üç ilden biri iken enerji tüketimleri açısından en düşük üç il içerisinde yer almamaktadır.



Şekil 4.10. Şehirlere göre her bir sistemin yıllık işletim maliyeti

Şekil 4.10’da seçilen şehirlere göre incelenen her bir soğutma sisteminin yıllık işletim maliyetleri verilmiştir. Elektrik ücret tarifesi tüm illerde aynı olup Türk lirasından Euro’ya 0,12 €/kWh olarak çevrilmiştir. Tarifenin ilden ile değişmiyor oluşu daha yüksek yıllık enerji tüketimine sahip illerin daha yüksek yıllık işletim maliyetine sahip olacağı anlamına gelmektedir. Bu yüzden, yıllık enerji tüketim grafiğine benzer sonuçlar elde edilmiştir.

İncelenen soğutma sistemlerinin her birinin satın alma maliyetinin iller arasındaki farkı %3,5-%6,4 aralığında değişirken örneğin Erzurum ve Şanlıurfa arasında yıllık işletim maliyetlerinin farkı R404A soğutma sistemi için %41,0, BSC için %29,3, BSC-YAS için %42,0 ve BSC-YAS-PAR için %43,0’tür.



Şekil 4.11. Şehirlere göre her bir sistemin yeni satın alınması durumunda amortisman süresi

İlk defa soğutma sistemi kurulumu yapılacak bir süpermarket için amortisman hesabı sonuçları Şekil 4.11’de verilmiştir. Bu kıyaslama, yeni açılan bir süpermarketin R404A referans soğutma sistemi yerine doğa dostu CO<sub>2</sub> akışkanlı booster soğutma sistemlerini tercih etmesinin

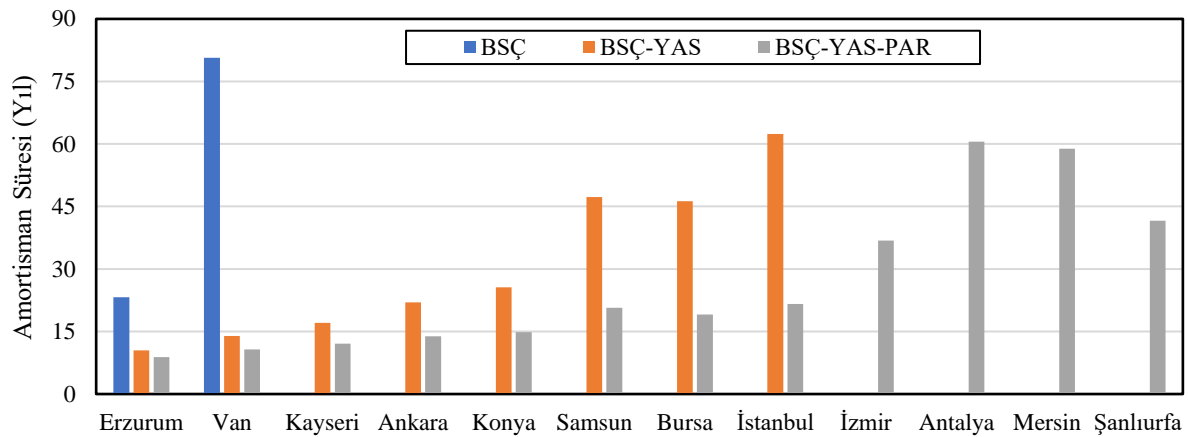
getirdiği kurulum maliyeti farkının, enerji tüketiminden kaynaklı tasarruf ile ne kadar süre sonra başa baş noktasına geleceğinin göstermektedir. Sonuçlar incelendiğinde BSC sistemi yalnızca Erzurum ve Van illerinde yatırımı amorti edebilmektedir. Bunun nedeni, Şekil 4.10'de ortaya konduğu üzere BSC sisteminin Erzurum ve Van dışında R404A soğutma sisteminden daha yüksek yıllık işletim ve kurulum maliyetine sahip olmasıdır.

BSC-YAS sistemi ise İzmir, Antalya, Mersin ve Şanlıurfa'da R404A referans sistemine göre daha yüksek yıllık işletim maliyetine sahip olup yatırımlarını amorti edememişlerdir. Eşit kurulum maliyetine sahip Erzurum'da 1,1, Van'da 1,4 ve Samsun'da 4,7 yıl olmak üzere amortisman süreleri BSC-YAS sisteminin R404A referans soğutma sistemine karşı sağladığı yıllık işletim maliyeti tasarrufları sebebiyle elde edilebilmiştir. Benzer şekilde BSC-YAS sistemi için kurulum maliyetlerinin eşit olduğu illerden Kayseri'de 1,7, Ankara'da 2,2, Bursa'da 4,7 ve İstanbul'da 6,3 yıl amortisman süresi sonucu ortaya çıkmıştır. Eşit kurulum maliyetlerine rağmen amortisman sürelerinin farklı olmasının sebebi daha az yıllık enerji tasarrufu sağlayan sistemlerin R404A soğutma sistemine göre oransal olarak daha yüksek yıllık işletim maliyetlerine sahip olmaları olup BSC-YAS için Konya'da 2,6 yıl amorti süresi sonucu ortaya çıkarken Konya ile aynı kurulum maliyetine sahip Mersin'de yatırımın amorti edilememesi de Mersin'de tasarruf sağlanamamış olmasından kaynaklanır.

Enerjetik olarak tüm illerde tasarruf sağlayabilen BSC-YAS-PAR sisteminin kurulması durumunda tüm iller için amortisman süresi mevcuttur. Eşit kurulum maliyetlerine sahip Erzurum'da 0,6 ve Van'da 0,7 yıl amortisman süresi sonucuna ulaşılmışken Samsun'da bu süre 1,4 yıl bulunmuştur. Eşit kurulum maliyetine sahip Kayseri, Ankara, Bursa ve İstanbul'da 0,8-1,4 yıl arasında değişen amortisman süreleri BSC-YAS-PAR sisteminin R404A referans sistemine göre sağladığı yıllık işletim maliyeti tasarrufuna göre belirlenmektedir. Konya'da 1,0 yıl olan amorti süresi Mersin'de 3,9 yıldır. İzmir'de amorti süresi 2,5 yıl, eşit kurulum maliyetlerine sahip Antalya ve Şanlıurfa'da ise sırasıyla 2,2 ve 1,5 yıldır.

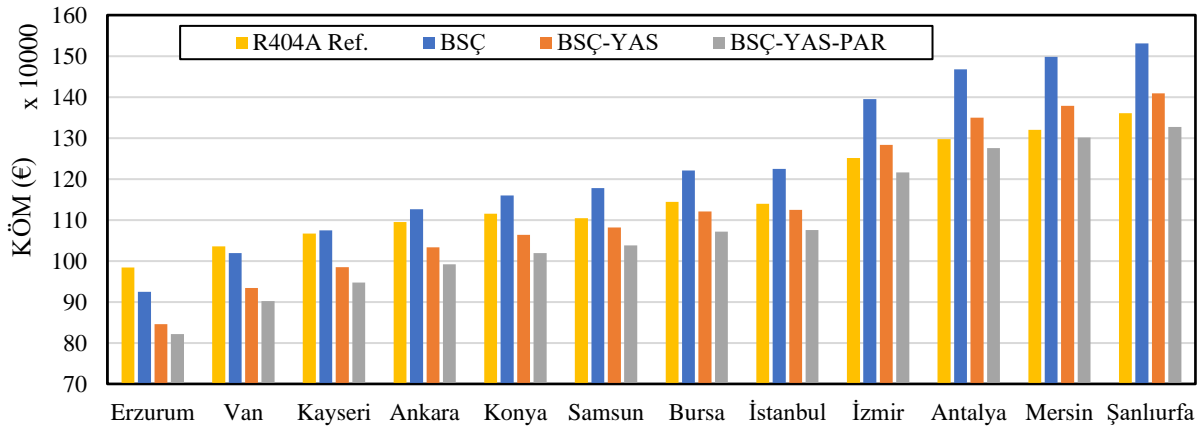
CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin her bir ildeki amorti süreleri kıyaslandığında ise en yüksek süreler BSC-YAS sisteminde ortaya çıkmıştır. Daha önce de belirtildiği gibi bazı illerde yatırımı amorti edememiştir. Bunun nedeni, BSC-YAS'ın yüksek kurulum maliyetlerine sahip olmasından kaynaklanmaktadır. BSC-YAS-PAR ise hem daha düşük kurulum maliyetine hem de daha düşük yıllık işletim maliyetine sahip olduğu için BSC-YAS sistemine göre her ilde daha kısa amortisman süresine sahiptir.





Şekil 4.12. Şehirlere göre her bir sistemin değişim amortisman süresi

Şekil 4.12’de verilen amorti süreleri ise R404A akışkanlı soğutma sistemini hali hazırda kullanmakta olan süpermarketlerin bu sistemi kaldırıp yerine CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerini kurmaları durumunda karşılaştıkları amorti süreleridir. R404A soğutma sisteminin kurulum maliyetinin ortadan kalktığı bu hesapta sadece yıllık işletim maliyetinin getirdiği tasarruf ile CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin kurulum maliyetlerinin ne kadar sürede karşılandığı ortaya konmuştur. Erzurum’da BŞÇ-YAS-PAR için 8,9 yıl amorti süresi haricinde soğutma sistemlerinin tamamın 10 yıla 80,7 yıla kadar uzanan sürelerde kendilerini amorti ettikleri görülmektedir. Bu hesaplamada eldeki R404A sisteminin çok yakın zamanda satın alındığı varsayımı ve ikinci el satılması halinde elde edilebilecek gelirin hesaba dahil edilmeyişi bu kadar uzun sürelerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bu ve benzeri parametrelerin eklenmesi ile amortisman süreleri kısalmaktadır. Ancak hali hazırda bir soğutma ünitesi bulunan süpermarketlerin CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerine geçişindeki amortisman hesabının sistemlerin kurulacağı her bir süpermarket için özel olarak yapılması gerekmektedir. Şekil 4.11 en ideal amortisman süresini verirken Şekil 4.12 en kötü senaryo olarak düşünülebilir.



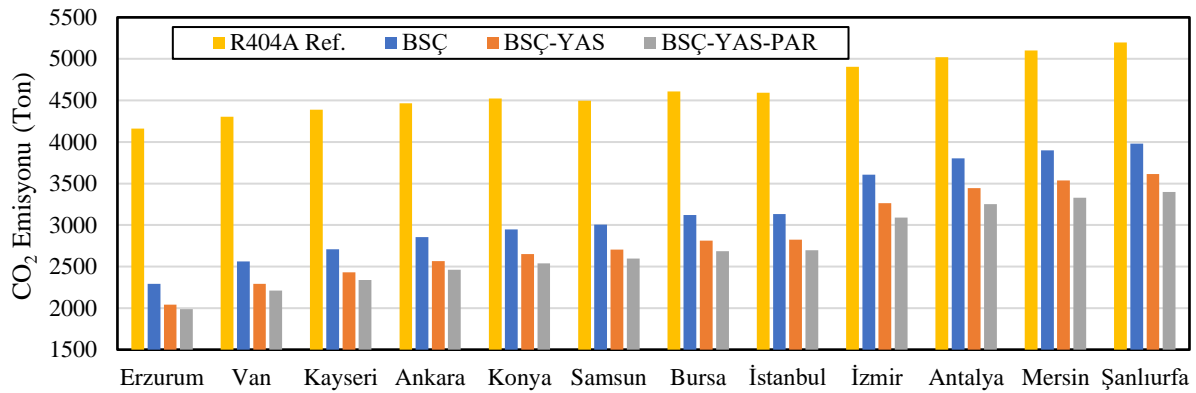
Şekil 4.13. Şehirlere göre her bir sistemin kullanım ömrü maliyeti

CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin kullanım ömrünün 15 sene kabul edildiği daha önce belirtilmişti. Şekil 4.13'te verilen grafik sistemlerin her bir il için 15 yıllık toplam kullanım ömrü maliyetini göstermektedir. Yıllık işletim maliyetlerinin kullanım ömrü maliyeti içerisinde kurulum maliyetine oranla baskın parametre olması sebebiyle her bir şehir ve soğutma sisteminin kullanım ömrü maliyeti sıralaması yıllık işletim maliyeti sıralamasına benzerdir.

#### 4.3 Emisyon Analizi Sonuçları

Süpermarket soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılmasının doğanın korunmasına yönelik katkısı, araştırılan CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin emisyon değerleri ile R404A referans sisteminin emisyon değerlerinin karşılaştırılması ile ortaya konulabilir. Şekil 4.14'te araştırılan soğutma sistemlerinin ele alınan her bir şehir için 5 yıllık toplam eşdeğer CO<sub>2</sub> emisyonu değerleri verilmiştir. Buna göre tüm illerde R404A referans soğutma sisteminin emisyon katkısının CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemlerinin emisyon katkısından %23,4-%52,2 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir: Soğutma sistemleri emisyonla doğrudan ve dolaylı olmak üzere iki tip katkı sağlarlar. Doğrudan katkı soğutucu akışkan miktarı ve sistemdeki sızıntılara bağlı iken dolaylı katkı enerji tüketimiyle ilgilidir. R404A akışkanı soğutma sisteminde kullanıldığında hem doğrudan hem de dolaylı olarak emisyonla yüksek bir katkı sağlarken CO<sub>2</sub> akışkanı kullanılması durumunda sadece dolaylı katkı sağlanmaktadır. Çünkü CO<sub>2</sub> akışkanının emisyonla doğrudan katkısı ihmal edilebilecek kadar azdır (Çizelge 4.1). CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinin CO<sub>2</sub> emisyon miktarları karşılaştırıldıklarında en yüksek emisyon miktarı en fazla enerji tüketimine sahip olan BSC'de, en düşük emisyon miktarı ise en az enerji tüketimine sahip olan BSC-YAS-PAR'da elde edilmiştir (Şekil 4.14). BSC-YAS-PAR'ın emisyon miktarı BSC'den %13,3-%14,7 kadar daha

düşük olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, beklenildiği gibi soğutma sistemlerinin tükettiği enerji miktarları arttıkça CO<sub>2</sub> emisyon miktarlarının da arttığı belirlenmiştir (1040 kTon-1690 kTon).



Şekil 4.14. Şehirlere göre her bir soğutma sisteminin 5 yıllık CO<sub>2</sub> emisyon miktarları

Çizelge 4.1. Şehirlere göre her bir sistemin 5 yıllık CO<sub>2</sub> emisyonuna dolaylı ve doğrudan katkı miktarları

Şehir	Dolaylı Katkı (10 <sup>3</sup> Ton)			Doğrudan Katkı (10 <sup>3</sup> Ton)		
	BŞÇ	BŞÇ-YAS	BŞÇ-YAS-PAR	R404A Ref.	Tüm CO <sub>2</sub> Sistemleri	R404A Ref.
Erzurum	2,29	2,04	1,99	2,47	0,00056	1,69430
Van	2,56	2,29	2,21	2,61	0,00056	1,69430
Kayseri	2,71	2,43	2,34	2,70	0,00056	1,69430
Ankara	2,86	2,57	2,46	2,77	0,00056	1,69430
Konya	2,95	2,65	2,54	2,83	0,00056	1,69430
Samsun	3,01	2,71	2,60	2,80	0,00056	1,69430
Bursa	3,12	2,81	2,69	2,91	0,00056	1,69430
İstanbul	3,13	2,82	2,70	2,90	0,00056	1,69430
İzmir	3,61	3,26	3,09	3,21	0,00056	1,69430
Antalya	3,80	3,45	3,25	3,33	0,00056	1,69430
Mersin	3,90	3,54	3,33	3,41	0,00056	1,69430
Şanlıurfa	3,98	3,61	3,40	3,50	0,00056	1,69430

CO<sub>2</sub> booster sistemleri R404A referans sistemine göre daha düşük emisyon değerlerine sahip oldukları için R404A sistemlerinin CO<sub>2</sub> soğutma sistemleri ile değiştirilmesi toplam emisyon miktarının azalmasını sağlayacaktır. Çizelge 4.2’de R404A soğutma sistemi yerine CO<sub>2</sub> soğutma sistemleri kullanılması durumunda emisyon miktarının 5 yılda ne kadar azaltılacağı ele alınan iller bazında verilmiştir. Türkiye’nin hedefi 2024-2029 yılları arasında %10 emisyon düşüşü olduğu için hesapta süre olarak 5 yıl kullanılmıştır (Anonim, 2022).

**Çizelge 4.2.** Şehirlere göre CO<sub>2</sub> booster soğutma çevrimlerinin R404A soğutma sistemi yerine kullanılması durumunda 5 yıl sonunda CO<sub>2</sub> emisyonu azalmasına katkı miktarları

Şehir	BSC (10 <sup>3</sup> Ton)	BSC-YAS (10 <sup>3</sup> Ton)	BSC-YAS-PAR (10 <sup>3</sup> Ton)
Erzurum	1,87	2,12	2,17
Van	1,74	2,01	2,09
Kayseri	1,68	1,96	2,05
Ankara	1,61	1,90	2,01
Konya	1,58	1,87	1,99
Samsun	1,49	1,79	1,90
Bursa	1,49	1,79	1,92
İstanbul	1,46	1,77	1,89
İzmir	1,30	1,64	1,81
Antalya	1,22	1,57	1,77
Mersin	1,20	1,56	1,77
Şanlıurfa	1,22	1,59	1,80

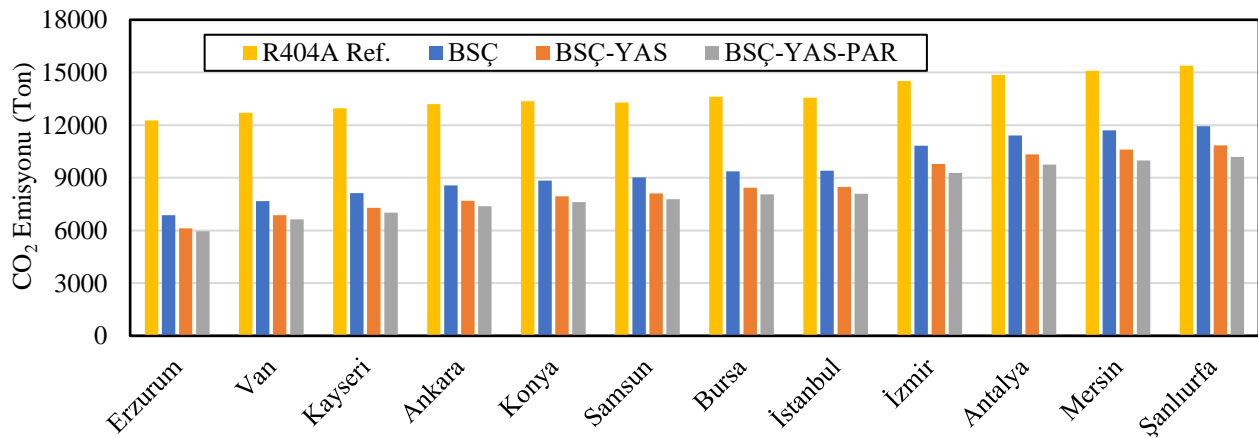
Türkiye'nin toplam CO<sub>2</sub> emisyon miktarı 2021 yılında 392,97 milyon ton CO<sub>2</sub>'dir (Ritchie ve ark., 2020). Bu değer baz alınarak yapılan CO<sub>2</sub> soğutma sistemleri kullanılması durumunda CO<sub>2</sub> emisyonu azalmasına katkı oranları Çizelge 4.3'te verilmiştir. Seçilen illerden en düşük nüfusa sahip il olan Erzurum'da 200 tane R404A akışkanlı soğutma sisteminin CO<sub>2</sub> booster soğutma sistemiyle değiştirildiği varsayımı baz alınarak diğer illerdeki soğutma sistem sayıları nüfusa oranla belirlenmiştir. Oluşturulan projeksiyona göre sadece bu 12 ilde toplam 11308 sistemin değişmesi ile 5 sene sonunda Türkiye'nin toplam emisyon miktarı BSC kullanılması ile %4,19, BSC-YAS kullanılması durumunda %5,10 ve BSC-YAS-PAR kullanılması ile %5,48 azaltılabilmektedir. Bu değişim Türkiye'nin 2029 yılında ulaşmak istediği %10 emisyon azalması hedefine ulaşılmasına büyük katkı sağlamaktadır.

**Çizelge 4.3.** Şehirlere göre CO<sub>2</sub> booster çevrimlerinin 5 yıl sonunda CO<sub>2</sub> emisyonu azalmasına katkı oranları

Şehir	Nüfus	Uygulama Adedi	5 Senelik Emisyon Düşürme Katkısı (%)		
			BSC	BSC-YAS	BSC-YAS-PAR
Erzurum	756.893	200	0,10	0,11	0,11
Van	1.141.015	301	0,13	0,15	0,16
Kayseri	1.434.357	379	0,16	0,19	0,20
Ankara	5.747.325	1.519	0,62	0,74	0,78
Konya	2.277.017	602	0,24	0,29	0,30

Samsun	1.371.274	362	0,14	0,17	0,18
Bursa	3.147.818	832	0,32	0,38	0,41
İstanbul	15.840.900	4.186	1,56	1,89	2,02
İzmir	4.425.789	1.169	0,39	0,49	0,54
Antalya	2.619.832	692	0,21	0,28	0,31
Mersin	1.891.145	500	0,15	0,20	0,23
Şanlıurfa	2.143.020	566	0,18	0,23	0,26
<b>Toplam</b>	<b>42.796.385</b>	<b>11.308</b>	<b>4,19</b>	<b>5,10</b>	<b>5,48</b>

Türkiye'nin hedefleri doğrultusunda 5 yıllık emisyon analizinin yanı sıra incelenen soğutma sistemlerinin 15 yıllık kullanım ömürleri sonunda CO<sub>2</sub> emisyonuna sağlayacakları katkı miktarları Şekil 4.15'te verilmiştir. Kullanım ömrü emisyon miktarları 5 yıllık emisyon miktarlarının yaklaşık üç katıdır (2,9999). CO<sub>2</sub> sistemlerinin doğrudan katkısının çok düşük olup çalışma süresine bağlı dolaylı katkısının emisyon miktarında ana etken olması sebebiyle çalışma süresinin üç katına çıkması emisyon miktarlarını da neredeyse üç katına çıkarmıştır. R404A referans soğutma sisteminde ise doğrudan katkı CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerine göre daha fazla olup 15 yıllık emisyon miktarı içinde daha fazla yer tutmaktadır. 15 yıllık emisyon miktarları R404A referans sistemi için 5 yıllık değerlerinin yaklaşık 2,95 katı olarak bulunmuştur.



Şekil 4.15. Her bir şehir için incelenen soğutma sistemlerin 15 yıllık emisyon değerleri

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı BSC, BSC-YAS, BSC-YAS-PAR sistemlerinin enerji, ekonomi ve emisyon analizleri Türkiye'nin belirlenen 12 şehri için yapılmıştır. Bu sistemler süpermarket soğutma sistemlerinde en sık kullanılan akışkanlardan biri olan R404A soğutucu akışkanlı sistem ile karşılaştırılarak kurulacak yeni sistemlerin avantaj ve dezavantajları ele alınmıştır.

### 5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerin transkritik bölgede çalışması durumunda COP değerini maksimum yapan bir optimum gaz soğutucu basınç değerine sahip oldukları belirlenmiştir.
- Çevre sıcaklığının artmasıyla, ele alınan soğutma sistemlerin COP değerleri düşmektedir. Yoğuşma sıcaklığının ve soğutma kapasitesinin çevre sıcaklığından bağımsız hale geldiği sıcaklık değerlerinin altında ise COP değerleri değişmemektedir.
- Yüksek çevre sıcaklıklarında CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin performansı düşmektedir. BSC 12 °C çevre sıcaklığının üstünde, BSC-YAS 14 °C'nin üstünde ve BSC-YAS-PAR 30 °C'nin üstünde R404A akışkanlı referans sistemine göre daha düşük COP değerlerine sahiptir.
- Araştırılan çalışma şartları için CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemlerinin COP değerleri karşılaştırıldığında BSC'nin en düşük, BSC-YAS-PAR'ın ise en yüksek COP değerine sahip olduğu belirlenmiştir. Paralel kompresör aktif değil iken birebir aynı çevrim haline gelen BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR'ın 14 °C çevre sıcaklığının altında COP değerleri aynı olduğu görülmüştür.
- Transkritik çalışma bölgesinde bin saati değeri arttıkça incelenen soğutma sistemlerinin yıllık enerji tüketim değerlerinin arttığı belirlenmiştir. Transkritik çalışma bölgesinde en uzun süreye sahip Şanlıurfa'da R404A 702,9 MWh, BSC 798,6 MWh, BSC-YAS 724,7 MWh, BSC-YAS-PAR 681,4 MWh enerji tüketirken subkritik bölgede çalışma süresi en uzun olan Erzurum için sırasıyla 494,7 MWh, 459,9 MWh, 409,8 MWh ve 398,6 MWh'tir.
- BSC sistemi Erzurum ve Van haricinde R404A referans soğutma sistemine göre daha fazla enerji tüketirken, BSC-YAS İzmir, Antalya, Mersin ve Şanlıurfa'da R404A soğutma sisteminden daha fazla enerji tüketimine sahiptir. BSC-YAS-PAR ise incelenen her ilde R404A sisteminden daha az enerji tüketmektedir.

- Ele alınan iller için BSC-YAS en yüksek kurulum maliyetine sahipken, R404A referans soğutma sistemi en düşük kurulum maliyetine sahiptir.
- BSC-YAS-PAR sistemi 6 ay ila 4 yıl arasında yeni satın alım amortisman süresine sahipken BSC sistemi Erzurum ve Van haricindeki illerde, BSC-YAS sistemi ise İzmir, Antalya, Mersin ve Şanlıurfa'da yapılan yatırımı amorti edememişlerdir.
- R404A akışkanlı soğutma sisteminin CO<sub>2</sub> emisyon değeri diğer araştırılan sistemlere göre her il için daha yüksektir. CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemleri birbirleriyle kıyaslandığında BSC-YAS-PAR en düşük, BSC'nin ise en yüksek emisyonu sahip olduğu belirlenmiştir.
- Seçilen illerde toplam 11308 adet R404A akışkanlı soğutma sisteminin CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma sistemleri ile değiştirilmesi halinde 5 senelik süreçte Türkiye'nin toplam emisyon miktarının %4,19 ile %5,48 arasında düşeceği belirlenmiştir.
- Araştırılan soğutma sistemleri arasında İzmir, Antalya, Mersin ve Şanlıurfa'da enerjetik, ekonomik ve emisyon miktarı açısından kullanılması karlı olacak tek soğutma sistemi BSC-YAS-PAR olarak öne çıkmaktadır.
- Samsun, Bursa ve İstanbul'da BSC-YAS-PAR kullanılması uygun olmakla birlikte BSC-YAS kullanımı da yapılan yatırımı 4,7-6,3 yıl arasında amorti etmektedir.
- Konya, Ankara ve Kayseri illerinde 3 yılı aşmayan amortisman süreleri ile BSC-YAS ve BSC-YAS-PAR seçenekler süpermarket soğutmasında kullanılabilir.
- Erzurum ve Van illerinde her üç CO<sub>2</sub> akışkanlı sistemin de R404A referans sistemine göre amortisman süreleri 0,4 yıl ila 1,4 yıl arasındadır.

## 5.2 Öneriler

- Ekonomik analiz, uzun süreler için enflasyon değerleri hesaba katılarak tekrar ele alınabilir.
- Emisyon azaltmaya yönelik sistemlerin kurulumu için devletin maddi destek politikaları araştırılarak amortisman hesabı gözden geçirilebilir.
- Araştırılan soğutma sistemlerinin ekserji analizi yapılarak ekserjetik açıdan verimleri karşılaştırılabilir.

## KAYNAKLAR

- Amaris, C., Tsamos, K. M., ve Tassou, S. A., 2019, Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic Analysis. *Energy Procedia*, 161, 259-267.
- Anonim, 2022, Türkiye Cumhuriyet Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı: Montreal Protokolü [online], <https://iklim.csb.gov.tr/montreal-protokolu-i-4364> [Ziyaret Tarihi: 14 Nisan 2022]
- Bellos, E., ve Tzivanidis, C., 2019, A comparative study of CO<sub>2</sub> refrigeration systems, *Energy Conversion and Management: X*.
- Bruno, F., Belusko, M., ve Halawa, E., 2019, CO<sub>2</sub> Refrigeration and Heat Pump Systems - A Comprehensive Review, *energies*.
- Chesi, A., Esposito, F., Ferrara, G., ve Ferrari, L., 2014, Experimental analysis of R744 parallel compression cycle, *Applied Energy*, 135, 274-285.
- Cui, Q., Gao, E., Zhang, Z., ve Zhang, X., 2020, Preliminary study on the feasibility assessment of CO<sub>2</sub> booster refrigeration systems for supermarket application in China: An energetic, economic, and environmental analysis, *Energy Conversion and Management*, 225.
- Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E., ve Aktaş, M., 2020, Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Gelişmeler, *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199.
- Dilshad, S., Kalair, A. R., ve Khan, N., 2019, Review of carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) based heating and cooling technologies: Past, present, and future outlook. *International Journal of Energy Research*, 1408-1463.
- European Commission, 2008, Development and demonstration of a prototype transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system Final Report of LIFE Project.
- Fazelpour, F., ve Morosuk, T., 2014, Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines, *International Journal of Refrigeration*, 38, 128-139.
- Fritschi, H., Tillenkamp, F., Löhrer, R., ve Brügger, M., 2016, Efficiency increase in carbon dioxide refrigeration technology with parallel compression, *International Journal of Low-Carbon Technologies*.
- Ge, Y. T., ve Tassou, S. A., 2011, Thermodynamic analysis of transcritical CO<sub>2</sub> booster refrigeration systems in supermarket, *Energy Conversion and Management*, 52, 1868-1875.
- Goetzler, W., Sutherland, T., Rassi, M., ve Burgos, J., 2014, *Research & Development Roadmap for Next-Generation Low Global Warming Potential Refrigerants*. U.S. Department of Energy, Navigant Consulting Inc.



- Gullo, P., Cortella, G., Minetto, S., ve Polzot, A., 2016, Overfed Evaporators and Parallel Compression in Commercial R744 Booster Refrigeration Systems - An assesment of energy benefits, *12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference*, Edinburgh.
- Gullo, P., 2018, Advanced Thermodynamic Analysis of a Transcritical R744 Booster Refrigerating Unit with Dedicated Mechanical Subcooling, *energies*.
- Gullo, P., Hafner, A., ve Banasiak, K., 2018, Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives, *International Journal of Refrigeration*, 93, 269-310.
- ICF Incorporated, 2020, Supermarket Emission Reduction Analysis.
- Karampour, M., ve Sawalha, S., 2018, State-of-the-art integrated CO<sub>2</sub> refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis, *International Journal of Refrigeration*, 86, 239-257.
- Kauf, F., 1999, Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub>-refrigeration cycles. *Int. J. Therm. Sci.*, 38, 325-330.
- Lata, M., ve Gupta, D. K., 2020, Performance evaluation and comparative analysis of transcritical CO<sub>2</sub> booster refrigeration systems with modified evaporative cooled gas cooler for supermarket application in Indian context. *International Journal of Refrigeration*, 120, 248-259.
- Lata, M., Purohit, N., ve Gupta, D. K., 2020, Techno-economic assessment of trans-critical CO<sub>2</sub> booster system with modified evaporative cooling for supermarket application in Indian context, *Environmental Progress & Sustainable Energy*.
- Liao, S. M., Zhao, T. S., ve Jakobsen, A., 2000, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 20, 831-841.
- Mitsopoulos, G., Syngounas, E., Tsimpoukis, D., Bellos, E., Tzivanidis, C., ve Anagnostatos, S., 2019, Annual performance of a supermarket refrigeration system using different configurations with CO<sub>2</sub> refrigerant, *Energy Conversion and Management: X*.
- Mylona, Z., Kolokotroni, M., Tsamos, K. M., ve Tassou, S. A., 2017, Comparative analysis on the energy use and environmental impact of different refrigeration systems for frozen food supermarket application, *Energy Procedia*, 123, 121-130.
- Ritchie, H., Roser, M., ve Rosado, P. (2020). CO<sub>2</sub> and Greenhouse Gas Emissions [Online]. Our World In Data: <https://ourworldindata.org/co2-and-other-greenhouse-gas-emissions> [Ziyaret Tarihi: Nisan 2022].
- Sacasas, D., Vega, J., ve Cuevas, C., 2022, An annual energetic evaluation of booster and parallel refrigeration systems with R744 in food retail supermarkets. A Chilean perspective, *International Journal of Refrigeration*, 133, 326-336.

- Santosa, I. M., Tsamos, K. M., Gowreesunker, B. L., ve Tassou, S. A., 2019, Experimental and CFD investigation of overall heat transfer coefficient of finned tube CO<sub>2</sub> gas coolers, *Energy Procedia*, 161, 300-308.
- Sarkar, J., 2010, Review on Cycle Modifications of Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration and Heat Pump Systems, *Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering*, 22-29.
- Sarkar, J., ve Agrawal, N., 2010, Performance optimization of transcritical CO<sub>2</sub> cycle with parallel compression economization, *International Journal of Thermal Sciences*, 838-843.
- Sharma, V., Fricke, B., ve Bansal, P., 2014, Comparative analysis of various CO<sub>2</sub> configurations in supermarket refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 46, 86-99.
- Sooben, D., Purohit, N., Mohee, R., Meunier, F., ve Dasgupta, M. S., 2019, R744 refrigeration as an alternative for the supermarket sector in small tropical island developing states: The case of Mauritius, *International Journal of Refrigeration*, 103, 264-273.
- Sun, Z., Li, J., Liang, Y., Sun, H., Liu, S., Yang, L., Wang, C., Dai, B., 2020, Performance assessment of CO<sub>2</sub> supermarket refrigeration system in different climate zones of China, *Energy Conversion and Management*, 208.
- Tsamos, K. M., Ge, Y. T., Santosa, I., Tassou, S. A., Bianchi, G., ve Mylona, Z., 2017, Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates, *Energy Conversion and Management*, 150, 822-829.
- Yang, L., Li, H., Cai, S.-W., Shao, L.-L., ve Zhang, C.-L., 2015, Minimizing COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO<sub>2</sub> cycle, *Applied Thermal Engineering*, 89, 656-662.