



**R744 (CO₂) SOĞUTUCU AKIŞKANLI
ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ VE ENERJİ
PERFORMANSININ DEĞERLENDİRİLMESİ**

Esra DEMİRCİ

**2021
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK**

**R744 (CO₂) SOĞUTUCU AKIŞKANLI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE ENERJİ
PERFORMANSININ DEĞERLENDİRİLMESİ**

Esra DEMİRCİ

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK**

**KARABÜK
Ocak 2021**

Esra DEMİRCİ tarafından hazırlanan “R744 (CO₂) SOĞUTUCU AKIŞKANLI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE ENERJİ PERFORMANSININ DEĞERLENDİRİLMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 17/12/2020

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr.Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Bahadır ACAR (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ (GÜ)

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Esra DEMİRCİ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R744 (CO₂) SOĞUTUCU AKIŞKANLI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE ENERJİ PERFORMANSININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Esra DEMİRCİ

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Ocak 2021, 31 sayfa

Bu çalışmada tek kademeli transkritik R744 (CO₂) doğal soğutucu akışkanlı süpermarket uygulamaları için yeni nesil bir enerji depolamalı endüstriyel tip soğutucu sistem tasarlanarak, teorik olarak incelenmiştir. Çevrimde kullanılan R744 soğutucu akışkanının zayıf ve güçlü yönleri belirlenerek sistemin enerji performansı irdelenmiştir. İrdeleme sonucu enerji performansını arttıran, çevreye zararsız sistemler için kriterler belirlenmiştir. Endüstriyel tip soğutucularda kullanılan R744 soğutucu akışkanlı sistemin termodinamik analizleri yapılmıştır.

Klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde gaz soğutucudan atılan ısı kullanılmamaktadır. Bu tasarlanan çevrim ile gaz soğutucudan atılan yaklaşık 18-20 kW'lık ısı, kullanım sıcak suyu elde etme ve ısıtma amacı için kullanılabilir.

Sistem sınır şartları $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaşma ve $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ gaz soğutucu çıkış sıcaklığına ve $41.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ çevre sıcaklığına göre göre optimum gaz basıncı 107.955 bar olarak hesaplanmıştır. Bu tasarlanan enerji depolamalı sistemin uygulanması ile atık ısı değerlendirileceği için enerji maliyetlerinin düşürülmesi amaçlanmıştır. Yapılan analizler neticesinde, transkritik CO_2 soğutkanlı sistemin, soğutma performans katsayısı (COPs) 1.18 , ısıtma performans katsayısı (COP_1) 2.20 olarak ve ikinci yasa verimleri ise soğutma ve ısıtma için sırasıyla $\%31.09$ ve $\%45.85$ olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Sözcükler : CO_2 soğutucu akışkan, termodinamik analiz, endüstriyel soğutma sistemi, enerji performansı.

Bilim Kodu : 92808

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THERMODYNAMIC ANALYSIS AND EVALUATION OF ENERGY PERFORMANCE OF R744 (CO₂) REFRIGERANT INDUSTRIAL COOLING SYSTEMS

Esra DEMİRCİ

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

January 2021, 31 pages

In this study, a new generation energy storage industrial type refrigerant system with single stage transcritical R744 (CO₂) natural refrigerant for supermarket applications was designed and studied theoretically. The strengths and weaknesses of the R744 refrigerant used in the cycle were determined and the energy performance of the system was examined. As a result of the discussion, criteria have been determined for systems that increase energy performance and are harmless to the environment. Thermodynamic analyzes of the R744 refrigerant system used in industrial type refrigerators were performed.

In conventional steam compression refrigeration cycles, the heat released from the gas cooler is not used. With this designed cycle, approximately 18-20 kW of heat

discharged from the gas cooler can be used for the purpose of obtaining domestic hot water and heating. Optimum gas pressure were calculated as 107.955 bar according to system limit conditions -25 °C evaporation, 40 °C gas cooler outlet temperature and 41.5 °C ambient temperature. With the application of this designed energy storage system, it is aimed to reduce energy costs as waste heat will be utilized. As a result of the analysis, the cooling performance coefficient (COPs) of the transcritical CO₂ refrigerant system was 1.18, the heating performance coefficient (COP_h) was 2.20, and the second-law efficiency for cooling and heating was calculated as %31.09 and %45.85.

Key Word : CO₂ refrigerant, thermodynamic analysis, industrial cooling system, energy performance.

Science Code : 92808

TEŞEKKÜR

Bu tez alıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Çalıőmalarımnda yardımlarını esirgemeyen, Gazi Üniversitesi Sayın Prof.Dr. Mustafa AKTAŞ hocama ve emeği geçen tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Sevgili eőime ve aileme manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	4
LİTERATÜR TARAMASI.....	4
BÖLÜM 3	13
TEORİK ANALİZ	13
BÖLÜM 4	15
SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SINIFLANDIRILMASI.....	15
4.1. KLOROFLOROKARBONLAR (CFC).....	15
4.2. HIDROKLOROFLOROKARBONLAR (HCFC)	15
4.3. HIDROFLOROKARBONLAR (HFC).....	15
4.4. SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARI	15
4.5. KARBONDİOKSİT (CO ₂).....	16

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 5	18
CO ₂ SOĞUTUCU AKIŞKANLI TEMEL SOĞUTMA ÇEVRİMİ	18
5.1. SUBKRİTİK ÇEVRİM	18
5.1.1. Direkt Genleşmeli Subkritik Çevrim	18
5.1.2. CO ₂ Subkritik Kaskad Çevrim.....	19
5.2. TRANSKRİTİK CO ₂ ÇEVRİMİ.....	19
5.2.1. İç Isı Değiştiricili Tek Kademeli Basit Transkritik Çevrim	20
5.2.2. İç Isı Değiştiricili Gaz By-Passlı Transkritik Çevrim.....	21
BÖLÜM 6	22
TEORİK SONUÇLAR	22
6.1. TASARLANAN CO ₂ SOĞUTUCU AKIŞKANLI SOĞUTMA ÇEVRİMİNİN ELEMANLARI.....	24
6.1.1. CO ₂ Kompresörleri	24
6.1.2. CO ₂ Genleşme Valfleri	24
6.1.3. CO ₂ Evaporatörleri.....	24
6.1.4. CO ₂ Gaz Soğutucuları.....	24
BÖLÜM 7	25
SONUÇ VE ÖNERİLER	25
KAYNAKLAR	26
ÖZGEÇMİŞ	31

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1.	Evaporatör sıcaklığı için gaz soğutucu çıkış sıcaklığına (T3) göre optimum gaz soğutucu basıncı, maksimum ITK ve maksimum STK değerlerinin değişimi	5
Şekil 5.1.	Direkt genişmeli subkritik çevrim	19
Şekil 5.2.	Transkritik CO ₂ çevrimi	20
Şekil 5.3.	İç ısı değiştiricili tek kademeli basit transkritik çevrim	20
Şekil 5.4.	İç ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik çevrim	21
Şekil 6.1.	Farklı ara soğutucu basınç değerlerinde COP ve kütleli debi değişimi	31
Şekil 6.2.	Farklı ara soğutucu basınç değerlerinde değişen gaz soğutucu kapasitesi değişimi.....	23

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1. Soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özellikleri.....	2
Çizelge 1.2. Soğutucu akışkanların ortalama maliyet tablosu	3
Çizelge 4.1. Soğutucu akışkanlarda yanmazlık sınıfı	17

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- P_{opt} : optimum basınç değeri
 W_C : kompresördeki iş miktarı
 $Q_{G,C}$: gaz soğutucu yükü
 T_L : buharlaşma sıcaklığı
 T_H : yoğuşma sıcaklığı
 $T_{çevre}$: çevre sıcaklığı
 Q_E : soğutma kapasitesi
 \dot{m} : kütleli debi
 h : özgül entalpi
COP : çevrimin performans katsayısı
 P : basınç
 S : entropi
 T : sıcaklık
 T_5 : gaz soğutucu çıkış sıcaklığı
 η_1, η_s : ikinci yasa verimleri
 η_{1s} : izantropik verim
 q_v : hacimsel soğutma kapasitesi
 \dot{V}_s : hacimsel debi

KISALTMALAR

- ODP : Ozone Depletion Potential (Ozon Delme Potansiyeli)
GWP : Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HCFC : Hidrokloroflorokarbon
CFC : Kloroflorokarbon
HFC : Hidroflorokarbon
COP : Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
STK : Soğutma Tesir Katsayısı
ITK : Isıtma Tesir Katsayısı
EER : Energy Efficiency Rate (Enerji Tasarruf Oranı)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Ürünlerin fizyolojik yapılarının bozulmaması için uygun olarak belirlenen sıcaklık ve nem şartlarında muhafaza edilmesi için yürütülen çalışmalara endüstriyel soğutma denir [1]. Endüstriyel soğutma sistemleri, gıda işleme süreçlerinden buz üretimine ve ürün muhafazasından kimyasal süreçlere kadar birçok uygulamaya hizmet etmektedir. Endüstriyel soğutma sistemleri genelde karmaşık ve büyük sistemlerdir. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi en yaygın kullanıma sahip soğutma yöntemidir. Bu çevrim kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme elemanı olmak üzere 4 ana elemandan oluşur. Bakır boru ile sistem elemanları seri olarak kapalı bir devre oluşturur. Dışarıdan verilen iş sayesinde soğutucu akışkan mekanik olarak kompresör tarafından sıkıştırılır. Kompresörde basıncı yükselen soğutucu akışkan kondensere kızgın buhar olarak gönderilir. Çevreye ısı vererek kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın genişleme elemanında basıncı düşürülerek ıslak- buhar hal durumunda buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen soğutucu akışkan ortam sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa sahiptir, ortamın ısını alarak ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar fazında kompresöre basılır ve çevrim bu şekilde sürekli devam eder. Bu çevrimlerde bakım ve arızalardan dolayı çevrimde ki soğutucu akışkan havaya sızabilir. Bu durum çok önemli bir mahzurdur [2].

Soğutma çevrimlerinde kullanılan soğutucu akışkanların seçilebilmesi için birçok koşulu sağlaması gerekir. Bu koşullar; çevrimde gerekli olan sıcaklık ve ısı kapasite değerlerini, uygun basınçlarda sağlayabilmeli, kararlı bir kimyasal bileşim olmalı ve sistem elemanları ile etkileşim sağlanmadan uzun süre kullanılabilir olması ve ozon tabakasının delinmesine ve küresel ısınmaya sebebiyet vermeyecek yani çevre sorunları ile mümkün olduğunca ilişkilendirilemeyecek özelliklerde olmasıdır.

Soğutma çevrimlerinde soğutucu gazların zaman içerisinde kullanımının sonucunda soğutucu akışkanlar; doğal çevrenin kirlenmesine, atmosferde sera etkisinin artmasına ve bu kullanılan gazların yapısındaki brom ve klor atomlarının serbest kalarak ozon tabakasının tahrip olmasına sebep oldukları gözlemlenmiştir. Soğutucu akışkanların çevreye verdikleri bu olumsuz etkiler, yeni soğutucu akışkan arayışına girmemizi sağlayarak çevreye verilen zararın kontrol altına alınmasını ve son yıllarda hızla alternatifleri ile değiştirilmesini sağlamıştır. Soğutucu akışkanların etkilerinden korunmak adına uluslar arası protokoller uygulanarak önlemler alınmaya çalışılmaktadır [3].

2009 yılında imzalanan Montreal Protokolü ve Kyoto Protokolü önlem için imzalanan doğal çevre dostu akışkan kullanmaya teşvik etmekte ve CO₂ kullanımını yaygın hale getirecek kapsamda olması beklenmektedir.CO₂ soğutucu akışkanının tercih edilme nedeni çevreci bir gaz olmasının yanında ısıtma ve soğutma kapasitesinin yüksek olması ve ısı geri kazanımı sağlayabilen sistemlerde kullanılabilmesidir [4].

Çizelge 1.1. Soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özellikleri [5].

Soğutucu Akışkanlar	Kritik Basınç (kPa)	Kritik Sıcaklık (°C)	ODP	GWP
R1270	4664.6	92.420	0	3
R290	4247.1	96.675	0	3
R600	3796	151.975	0	20
R717	11333	132.25	0	0
R744	7380	31,03	0	1
R410A	4925	72.4	0	1725
R404A	3734.9	73.12	0	3922
R152A	4520	113.3	0	150
R507	3790	70.9	0	3300
R1234yf	3380	94.7	0	4

Çizelge 1.2. Soğutucu akışkanların ortalama maliyet tablosu [6].

Soğutucu Akışkan	Maliyeti (USD/kg)
R22	10,53
R32	9,47
R410A	11,35
R404A	11,82
R744	0,59

Bu çalışma da, R744 (CO₂) soğutucu akışkanlı endüstriyel soğutucu zayıf ve güçlü yönleri ile değerlendirilmiştir. Çevreye zararsız, yeni alternatif sistemlerin kullanımının zorunluluk haline gelmesi ile süpermarketlerde kullanılan endüstriyel tip soğutucuların yeni soğutucu akışkan şarjı ile çevrimin termodinamik analizi, maliyeti ve enerji performansı değerlendirilmiştir.

BÖLÜM 2

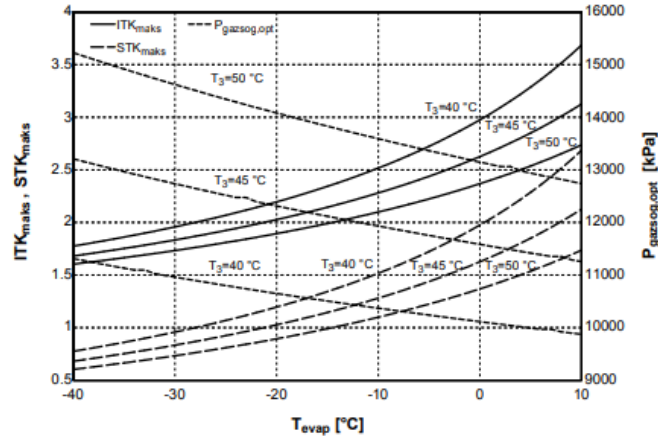
LİTERATÜR TARAMASI

Günümüzde soğutma çevrimlerinin performansını arttırıcı, çevre dostu soğutucu gaz seçimi ile ilgili birçok çalışma yapılmaktadır. Bu kısımda R744 soğutucu akışkanlı sistemler ile ilgili yapılan önceki çalışmalar irdelenmiştir.

Özdemir, -30 °C değerlerinde derin dondurma işlemini CO₂ soğutucu akışkanı kullanan bir soğutma sistemi ile gerçekleştirebilmek için kurmuş olduğu deney düzeneğinde kompresör karakteristiklerini belirlemiştir [7].

Özgür vd., -25 ve 0 °C buharlaşma sıcaklığı, 30 ve 55 °C gaz soğutucu çıkış sıcaklığı aralığına göre CO₂ soğutucu akışkanı kullanılan transkritik soğutma sistemlerinde en uygun gaz soğutucu basıncının tespitine yönelik 625 değişik çalışma şartına göre ampirik bir bağıntı geliştirmişlerdir. Elde ettikleri bağıntıyı literatürde verilen bağıntılarla kıyaslamışlardır. Sonuç olarak geliştirdikleri bağıntının daha geniş çalışma aralığında daha yüksek doğrulukta sonuç verdiğini belirtmişlerdir [8].

Akdemir ve Güngör, ara ısı değiştiricinin etkinliğini 1 °C ve aşırı kızıdırma değerini 5 °C, kompresörün izantropik verimini 0,7 olarak kabul ettiği kritik nokta üstü çalışan CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin teorik analizini yapmışlardır. Buharlaşma sıcaklığının 10, 0, -10, -20, -30 ve -40 °C ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 40, 45 ve 50 °C olması durumlarına göre sistemin ısıtma kapasitelerini, soğutma kapasitelerini, gaz soğutucu basınç değerlerini, ısıtma tesir katsayılarını ve soğutma tesir katsayılarını grafiksel olarak belirlemişlerdir [9].



Şekil 2.1. Evaporatör sıcaklığı için gaz soğutucu çıkış sıcaklığına (T_3) göre optimum gaz soğutucu basıncı, maksimum ITK ve maksimum STK değerlerinin değişimi [9].

Bayrakçı ve Özgür, ısı kaynağı olarak toprağı kullanan bir ısı pompası sisteminde aynı şartlar altında soğutucu akışkan olarak CO_2 , R410A ve R407C kullanılması durumundaki performans değişimini teorik olarak incelemişlerdir. CO_2 soğutucu akışkanlı ısı pompasının COPH değerinin diğerlerinden daha düşük olduğunu ancak elde edilebilecek su sıcaklığının daha yüksek olabileceğini göstermişlerdir [10].

Chen ve Gu, kritik nokta üstü çalışan iç ısı değiştiricili CO_2 soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin optimum gaz soğutucu basıncını belirlemeye yönelik buharlaşma sıcaklığına, çevre sıcaklığına, iç ısı değiştirici etkinliğine ve kompresör verimine bağlı olarak bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak yapmış oldukları simülasyonun $5,3\text{ }^\circ\text{C}$ buharlaşma sıcaklık şartında %3,6'dan daha az bir hata payıyla 0,84 kolerasyon katsayısına sahip olduğunu bildirmişlerdir [11].

Kızılkın, teorik bir soğutma sistemindeki kondansör, evaporatör, aşırı soğutma, aşırı kızdırma eşanjörlerinin termoekonomik ve termodinamik analizini yapmıştır. Çalışmasında ilk olarak Termodinamiğin birinci kanun analizini, soğutma sisteminin soğutma performans katsayısını inceleyerek yapmış termodinamiğin ikinci kanun analizini de tersinmezlik ve ekserji kayıplarını inceleyerek yapmıştır. Çalışmasının sonunda da soğutma sistemlerinin tamamına termoekonomik optimizasyon metodu uygulamıştır [12].

Yeşilata ve ark., ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimli buzdolabı sisteminin termoekonomik olarak analizini Yapısal Bağ Katsayılar Yöntemini kullanarak yapmışlardır. Numerik iterasyon yöntemi ile de toplam maliyeti azaltmak amacı ile kondenser ve evaporatörün ısı transfer alanını belirlemişlerdir [13].

Özyurt vd., ‘‘R717 (NH₃) ve R744 (CO₂) soğutucu akışkanların kullanıldığı kaskad bir soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. -25 °C buharlaşma ve -10 °C yoğuşturucu sıcaklığında karbondioksit döngüsünde yoğuşturucu sıcaklığının yükseltilmesiyle ekserji yıkımlarında azalma olduğunu ve buna bağlı olarak da performans katsayısı ile ikinci yasa veriminin arttığını gözlemlemişlerdir. R717(NH₃) yoğuşturucusu sistemdeki ekserji kayıplarının nedeni olarak tespit etmişler ve ısı değiştiricideki sıcaklık farkındaki artışın ikinci yasa verimini ve sistemin performans katsayısını düşürdüğü sonucuna ulaşmışlardır [14].

Kurtuluş, karbondioksit soğutucu akışkanlı derin soğutma amaçlı kurmuş olduğu deney düzeneğinde, 70, 90, 110 bar çalışma basınç değerlerinde ve -10, -20, -30 °C buharlaşma sıcaklığı değerlerinde yaptığı deneylerinde, sistemin soğutma kapasitelerini, COP değerlerini ve kompresörün güç tüketimini belirleyerek, deney sonuçlarının sistemin matematiksel modeli ile karşılaştırılması sonucunda uyumlu olduğunu göstermiştir [15].

Cho, R22 ve CO₂ soğutucu akışkanlı güneş destekli ısı pompası sistemlerinin ekserji ve performans analizlerini ayrı hava koşulları için yapmıştır. Bulutlu günde R22 li sistemin COP değeri 3,21 CO₂ li sistemin COP değeri 2,75 olarak tespit edilmiştir. Güneşli günlerde COP değerleri %20.2 artarken, güneş kollektörünün veriminin ise yaklaşık %14.2 azaldığını gözlemlemiştir. Ayrıca bulutlu gün boyunca güneş kollektörünün ekserji kaybı güneşli günde kayıptan %13.5 daha fazla olduğunu gözlemlemiştir. İkinci yasa verimleri kıyaslandığında da R22’li sistemin veriminin R744’lü sistemin veriminden %6.2 daha yüksek olduğunu belirtmiştir [16].

Austin ve Sumathy, farklı karbondioksitli transkritik ısı pompası çevrimlerini ve transkritik çevrim performansının sayısal analizlerini yapmışlardır. CO₂’li transkritik

ısı pompası sistem bileşenlerini kapsayan, yapılandırma ve değişikliklerin genel sistem performansını nasıl etkilediğini sunmuşlardır [17].

Fartaj vd., CO₂ gazının soğutma sistemlerindeki performansı üzerine çalışmışlardır. Her bir kademelinin ikinci yasa analizini yaparak sistemin performansını ve verimini belirleyerek gelecekte performansını daha da arttıracak çalışmalar üzerinde durmuşlardır. Bu çalışmalarına göre sistem için gaz soğutucu ve kompresörün en büyüğünün ideal olarak kabul edilmemesi gerektiğine değinmişler ve bu bileşenler üzerinde geliştirme çalışmaları yapmayı amaçlamışlardır [18].

Cavallini vd., ara soğutmalı iki kademeli CO₂ soğutucu akışkanlı çevriminin verimini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Gaz soğutucu ve evaporatör iki tane ısıtma amacıyla kapalı hava döngü devreleri kullanarak deney düzeneği oluşturmuşlardır. Buhar basıncı evaporatör çıkış sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarını sabit alarak gaz soğutucu basıncını 8-11 MPa arasında değerler ile değiştirerek araştırmalar yapmışlardır. Bu çalışmada optimum gaz soğutucu basıncını ve sistem verimliliğini incelemişlerdir [19].

Yanga vd., araştırma yaptıkları çalışmalarında iki kademeli transkritik CO₂ çevriminin termodinamik özelliklerini kullanarak performans analizini araştırmışlardır. İki kademeli optimum basınçlı sistemin soğutma tesir katsayısını (STK) ve ekserji verimini tek kademeli sisteme göre ortalama %9 oranında daha yüksek olarak bulmuşlardır ve bu sistemin performansının %11,32 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir [20].

Nguyen vd., CO₂ soğutucu akışkanlı ısı pompasında ısıtma modunda ısı değiştiricinin sistem performansı üzerindeki etkisini anlık enerji simülasyonları ile değerlendirmişlerdir ve aynı çalışma şartlarında ara ısı değiştiricili sistemin ara ısı değiştirici kullanılmayan sistemden %22 daha yüksek performans katsayısına sahip olduğunu göstermişlerdir [21].

Özgür, kritik nokta üstü çalışan CO₂ soğutucu akışkan kullanılan taşıt iklimlendirme sisteminin; +5 °C sabit buhar sıcaklığı, 10 °C'lik ara ısıtma, 0,7 izentropik verim, 4 ve

8 kW'lık kompresör kapasitesinde çalıştığını kabul etmiş, 30,40,50 °C CO₂'nin gaz soğutucudan çıkma sıcaklığına göre basma basıncı, COP ve soğutma kapasitesindeki değişimi yapmış olduğu teorik analize göre belirlemiştir. Sitemden elde ettiği sonuç ise, performansının gaz soğutucu basıncına ve gazın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına bağlı olduğudur [22].

Blasco vd., kullanım sıcak suyu elde etmek amacı ile atık su ısısından yararlanarak CO₂ soğutucu akışkan kullanılan subkritik sudan suya ısı pompası sisteminde aşırı soğutmanın sistem performansına etkileri üzerinde incelemeler yapmışlardır. Evaporatör suyu giriş çıkış sıcaklıkları 20 °C ve 15 °C, kondenser suyu giriş çıkış sıcaklıkları 10 °C ve 60 °C ve aşırı soğutma miktarı 47 K olduğu durumu ele alarak maksimum ısıtma tesir katsayısını 5,5 olarak tespit etmişlerdir [23].

Çomaklı vd., çalışmalarında farklı termal sistemler için ekserjetik verimi tanımlayarak, ekserjetik verim hesabında etkili parametre değerlerini belirlemiştir [24].

Kauf, kritik nokta üstü çalışan CO₂ soğutucu akışkanlı ısı kaynağı olarak havayı kullanan soğutma çevriminde en yüksek COP değerini sağlayacak, çevre ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarına bağlı, en uygun gaz soğutucu çalışma basıncını belirlemeye yönelik çalışmalarda bulunmuştur. Çalışmalarına göre elde ettiği bağıntının %5.8 sapmalar ile gerçek sonuca yaklaştığını tespit etmiştir [25].

Liao vd., optimum olarak gaz soğutucu basıncını;

$P_{opt, gs} = (2.778 - 0.0157 \cdot T_b) \cdot T_5 + (0.381 \cdot T_b - 9.34)$ ifadesi ile hesaplamıştır. Burada CO₂'in buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı T_b ve CO₂' in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı T_5 'dir. Bu korelasyonun geçerli olması için sıcaklık değerleri $-10 \text{ °C} < T_b < 20 \text{ °C}$ ve $30 \text{ °C} < T_5 < 60 \text{ °C}$ aralığında olmalıdır [26].

Dikmen ve arkadaşları, soğutucu akışkanlardan GWP değeri daha düşük olanların kullanıldığı kaskad bir soğutma sisteminin performansını analiz ederek, karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmada en yüksek COP değerini 3,16 ile R454C/R717 soğutucu akışkan çiftiyle çalışan sistemde bulmuşlardır [27].

Kim ve arkadaşları, iklimlendirme ve ısı pompası uygulamalarında kullanılan R744 soğutucu akışkanın transkritik çevrim teknolojisi için yapılan son gelişmeleri araştırmışlardır. Araştırmalarında R744'ün hacimsel ısı transfer kapasitesinin 0 °C de 22,545 kJ/m³ olduğunu ve CFC, HCFC, HFC ve HC soğutucuların hacimsel ısı transfer kapasite değerlerine göre 3-10 kat daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir [28].

Boumaza, tarafından R22'ye alternatif 3 farklı soğutucu akışkanın (R290, R717, R600) 3 farklı kondenzasyon sıcaklıklarında (30 °C, 40 °C, 50 °C) çalışan akışkanın termodinamik analizinin simülasyonu yapılmıştır. R290 soğutucu akışkanı R22 ile benzer COP değerleri gösterirken R717 ve R600 soğutucu akışkanları R22den düşük COP değeri göstermiştir. R290 soğutucu akışkanının küçük soğutma yüklerinin karşılanmasında R22 ye alternatif olabileceğini belirtmişler ve buna ek olarak R717 akışkanının yanıcı ve zehirleyici özelliğinden ek güvenlik önlemlerinin alınması gerektiğini söylemişlerdir [29].

Kızıllan, ozon tahribatına ve küresel ısınmaya yol açan akışkanlara alternatif olabilecek bazı doğal ve klasik akışkanları bir soğuk hava deposu için karşılaştırmış ve termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre incelemiştir. Çalışmasında en yüksek performans katsayısı R600 soğutucu akışkan ile 2,5 olarak bulunmuştur. R717 ve R290 soğutucu akışkanların COP değerleri ise sırasıyla 2,462 ve 2,369 olarak bulunmuştur. En düşük COP değerleri R744 için 1,482 ve R170 için 1,463 olarak elde edilmiştir. Çalışmada R134a soğutucu akışkanın COP değeri bazı doğal soğutucu akışkanlardan düşük bir değerde 2,403 olarak bulunmuştur [30].

Pitarch, ve arkadaşları, doğal soğutucu akışkanlar kullanarak sıcak su üretmek için farklı ısı pompası tasarımları arasında bir karşılaştırma yapmışlardır. Propan, subkritik çevrimli sistemler mevcut CO₂ sistemleri ile karşılaştırıldığında su sıcaklığı artışına bağlı olarak %5 ile %20 arasında daha yüksek bir COP göstermiştir. Propan subkritik çevrimle çalışan sistem CO₂ sistemlere göre COP'ta %11'e kadar bir iyileşme ile suyu 30 °C'den 90 °C'ye kadar ısıtabileceğini ifade etmişlerdir [31].

Özyurt ve arkadaşları, kaskad bir soğutma çevriminin teorik analizini yapmışlardır. 25°C buharlaşma ve -10°C yoğuşturucu sıcaklığında karbondioksit döngüsünde yoğuşturucu sıcaklığının yükseltilmesiyle ekserji yıkımlarında azalma olduğunu ve buna bağlı olarak performans katsayısı ile ikinci yasa verimimin arttığını gözlemlemişlerdir. R717 yoğuşturucusunu sistemdeki ekserji kayıplarının nedeni olarak belirlemişler ve ısı değiştiricideki sıcaklık farkındaki artışın sistemin performans katsayısını ve ikinci yasa verimini düşürdüğünü tespit etmişlerdir [32].

Cho, güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin ekserji ve performans analizlerini farklı hava koşullarında yapmıştır. Bulutlu hava koşullarında R22 soğutucu akışkanlı sistemin COP değeri 3,21, R744 soğutucu akışkanlı sistemin COP değeri 2,75; güneşli hava koşullarında ise COP değerleri %20,2 artarken, güneş kolektörünün veriminin yaklaşık %14,2 azaldığını gözlemlemiştir. İkinci yasa verimleri kıyaslandığında da R22 soğutucu akışkanlı sistemin veriminin R744 soğutucu akışkanlı sistemin veriminden %6,2 daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir [33].

Nguyen ve arkadaşları, R744 soğutucu akışkanlı ısı pompası çevriminde ısıtma modunda ısı değiştiricinin sistem performansı üzerindeki etkisini anlık enerji simülasyonları ile değerlendirmişlerdir. Aynı çalışma şartlarında ara ısı değiştiricili sistemin ara ısı değiştirici kullanılmayan sistemden %22 daha yüksek performans katsayısına sahip olduğunu gözlemlemişlerdir [34].

Silva ve arkadaşları, çalışmalarında süpermarket uygulamalarında CO₂ – R404A soğutucu akışkanlı kaskad soğutma sistemini (CO₂ subkritik olarak), R404A soğutucu akışkanlı sistemi ve R22 soğutucu akışkanlı sistemi enerji verimliliği yönünden değerlendirmişlerdir. Değerlendirme sonucunda CO₂ kullanılan kaskad soğutma çevrimi diğer iki sistem ile karşılaştırıldığında elektrik enerjisi tüketiminin %24-%13 arasında azaldığı ve düşük sıkıştırma oranı ile CO₂ kompresörünün ömrünün uzadığını gözlemlemişlerdir [35].

Spatz ve Motta, R404A, R410A ve R290 soğutucu akışkanlarının, R22 soğutucu akışkanına alternatif olabilecek yapıda olup olmadığını çalışmalarında deneysel olarak

ele almışlardır. Deney sonuçlarına göre R290 soğutucu akışkanının, R22 soğutucu akışkanına göre %5 daha yakın verimlilik gösterdiğini ve çevresel etkileri üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılarak giderilmiş HFC410A'yı alternatif olarak sunmuşlardır [36].

Niu ve Zhang, yaptıkları çalışmada R744/R290 soğutucu akışkan karışımının ozon tabakasına zararı olmayan çevre dostu soğutkan olduğunu belirleyerek, R13'e alternatif olabileceğini COP değerinin ve soğutma kapasitesinin daha yüksek olmasından çıkarmıştır, bu çıkarımı çalışmalarında deneysel olarak ortaya koymuşlardır [37].

Aksu B., çalışmasında farklı çalışma şartlarında CO₂ (R744) soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırmalı sudan suya bir ısı pompasının performansını subkritik bölgede deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Sudan suya bir ısı pompası sistemi tasarlanarak iki farklı duruma göre deneyler gerçekleştirmiştir. Birinci grup deneylerde; evaporatör su debisi 500 lt/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerinde değiştirilerek, 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı kondenser su debilerinin ısı pompası performansı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. İkinci grup deneylerde ise; kondenser su debisi 500 l/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde değiştirilerek 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı evaporatör su debilerinin ısı pompası performansına etkisini gözlemleyerek enerji analizi yapmıştır. Enerji analizi sonuçlarına göre birinci grup deneylerde ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı (COP_{HP}) değerinin 3,75 ile 4,049 aralığında, ikinci grup deneylerde ise 3,192 ile 3,75 aralığında değiştiğini görmüştür. Ekserji analizinden elde edilen sonuçlardan, ısı pompası ekserji veriminin birinci grup deneylerde 0,403 ile 0,428 aralığında, ikinci grup deneylerde ise 0,394 ile 0,416 aralığında değiştiğini belirlemiştir [38].

CO₂ soğutucu akışkanının kullanıldığı ve R404A soğutucu akışkanının kullanıldığı iki ayrı süpermarket soğutma sistemleri arasındaki yıllık enerji tüketimi kıyaslanmıştır. Yapılan kıyaslamaya göre CO₂ kullanan sistemlerin % 10 daha az enerji tükettiği tespit edilmiştir [39].

Son zamanlarda sentetik soğutucu akışkanların yerine doğal soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Doğal soğutucu akışkanların arasından (su, asal gazlar, hidrokarbonlar, amonyak, CO₂ vb.) CO₂, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kullanılan yanıcı özellik göstermeyen ve çevreye zararsız tek soğutucudur [40].

Süpermarketlerde kullanılan eski soğutma sistemlerinde %30 ve daha fazla olan soğutkan kaçakları, yeni sistemlerde ki boruların yerleştirilmesi ve birleşim noktalarındaki işçiliğe dikkat edilmesi ile %15 oranında azaltılmıştır [41].

BÖLÜM 3

TEORİK ANALİZ

Optimum basınç değeri ($P_{opt,gs}$) korelasyona göre verilen katsayı ile çevre sıcaklığının ($T_{çevre}$) çarpımına eşittir. Bu durumda denklem:

$$P_{opt,gs} = (2,6T_{çevre}) \quad (3.1)$$

şeklinde ifade edilir.

Çevrimdeki sıvı (\dot{m}_s), buhar (\dot{m}_b) ve toplam kütleli debi miktarları (\dot{m}_{top}) aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{top} &= \dot{m}_s + \dot{m}_b \\ \dot{m}_s &= Q_E / (h_1 - h_6) \\ \dot{m}_b &= \dot{m}_s (h_4 - h_5) / (h_8 - h_4) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Kompresördeki iş miktarını bulmak için (W_C)

$$W_C = \dot{m}_{top} (h_2s - h_1) \quad (3.3)$$

eşitliği kullanılır.

Gaz soğutucu yükünü hesaplamak için ($Q_{G,C}$)

$$Q_{G,C} = \dot{m}_{top} (h_2s - h_3) \quad (3.4)$$

eşitliği kullanılır.

Çevrimin soğutma ve ısıtma performans katsayısı değeri (COP_s , COP_i)

$$COP_s = Q_E / W_C$$

$$\text{COP}_1 = Q_{G,C} / W_C \quad (3.5)$$

eşitliği ile hesaplanır.

İkinci yasa verimleri (η_s, η_i)

$$\eta_s = \text{COP}_s / (T_L / (T_H - T_L))$$

$$\eta_i = \text{COP}_i / (T_H / (T_H - T_L)) \quad (3.6)$$

denklemleri ile hesaplanır.

İzantropik verim (η_{1s})

$$\eta_{1s} = \text{COP}_s / \text{COP}_{\text{carnot}}$$

$$\text{COP}_{s, \text{carnot}} = 1 / (T_H / T_L - 1)$$

$$\text{COP}_{i, \text{carnot}} = 1 / (1 - T_L / T_H) \quad (3.7)$$

denklemleri ile hesaplanır.

Hacimsel soğutma kapasitesi;

$$q_v = \frac{Q_E}{\dot{V}_s} \quad (3.8)$$

denklemleri ile hesaplanır.

BÖLÜM 4

SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SINIFLANDIRILMASI

Soğutucu akışkanlar; soğutucu akışkan karışımları, kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve hidroflorokarbon (HFC) olarak sınıflandırılabilir.

4.1. KLOROFLOROKARBONLAR(CFC)

Kloroflorokarbonlar, ozon delme ve küresel ısınma potansiyelleri yüksek soğutucu akışkanlardır. Bu neden ile kullanımı dünya çapında kontrol altına alınmaktadır. R-11, R12, R-13, R-114 ve R-115 soğutucu akışkanları uygulamalarda daha çok kullanılmaktadır. CFC'lerin en önemli özellikleri 75-120 yıl arasında atmosferde kimyasal yapılarını kaybetmeden kalabiliyor olmalarıdır [42].

4.2. HİDROKLOROFLOROKARBONLAR(HCFC)

Hidrokloroflorokarbonlar, 15-20 yıl kadar az süre kimyasal yapısı bozulmadan kalabilen, ozon delme potansiyelleri düşük soğutucu akışkanlardır. Uygulamada en çok R22, R124 ve R123 kullanılır [42].

4.3. HİDROFLOROKARBONLAR(HFC)

Hidroflorokarbonlar, ozon tabakasına etkisi olmayan fakat küresel ısınmaya olumsuz etkileri olan soğutucu akışkanlardır.

4.4. SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARI

Montreal Protokolü gereği ozon tüketim potansiyeli yüksek soğutucu akışkanların kullanımının kısıtlanmasından dolayı, alternatif soğutucu akışkan olarak iki veya daha fazla soğutucu akışkanın belirlenen uygun karışım oranlarında karıştırılması ile yeni soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Uygulama da en çok R-500, R-502, 404A ve 407C kullanılır.

Soğutucu akışkan karışımları belirlenirken yerine geçeceği akışkanın özelliklerine yakın olması gerekir. Mevcut durumlarda bu durum çok önemlidir. Karışımlarda HFC akışkanlarından R152a, R32, R125, R134a, R143a saf bileşenleri kullanılmaktadır. Bazı saf bileşenler az miktar da propan ve izobütan ihtiva eder [43].

4.5. KARBONDİOKSİT (CO₂)

Kokusuz, yanmaz, karbonun yanmasından elde edilen tüm çalışma şartlarında yapısı tamamen kararlı bir soğutucu akışkandır. Uygulamada birlikte kullanıldığı tüm metallere karşı hiçbir şekilde aşınma gerçekleştirmez. Soğutucu akışkan içinde yağlama yağının çözülmemesi kondenser ve soğutucu ünitelerden yağı ayırıştırılarak alma imkanı sağlar [44].

Karbondioksit, yüksek yoğuşma basıncı ve düşük kritik basıncına sahip olması ile kullanım alanı daralmaktadır.

CO₂'nin kritik nokta sıcaklığının yaklaşık 31,06 °C ve yüksek kritik basınç değerinin 73,8 bar olması sistemin çalışma sınırlarında ve üretim aşamasında zorluklar meydana getirir.

Karbondioksitin ODP(Ozon Delme Potansiyeli) değeri sıfırdır. GWP(Küresel Isınma Potansiyeli) değeri ise oldukça düşüktür (GWP=1).

Termofiziksel özellikleri ve halokarbon soğutucu akışkanlara göre düşük viskozite, yüksek hacimsel kapasite, yüksek buhar yoğunluğu ve yüksek ısı iletkenliğe sahip olması aynı zaman da birim fiyatının diğer soğutucu akışkanlara göre daha ucuz olması karbondioksit kullanımını arttırıcı etkenler olarak gösterilebilir.

Yanıcılık soğutucu akışkanlarda ayırt edici özelliklerden birisidir. 3 sınıfa ayrılır. CO₂ yanmaz soğutucu akışkan olarak sınıflandırılır [45].

Çizelge 4.1. Soğutucu akışkanlarda yanmazlık sınıfı [46].

Sınıf	Sıcaklık	Basınç	Yoğunluk	Yanıcılık Durumu
Sınıf 1	21°C	101 kPa		Yanmaz
Sınıf 2	21 °C	101 kPa	0,10 kg/m ³ (19 kJ/kg'dan düşük yanma ısısı üreten akışkanlar için)	Düşük Yanıcılık
Sınıf 3	21 °C	101 kPa	0,10 kg/m ³ (19 kJ/kg'dan yüksek yanma ısısı üreten akışkanlar için)	Yüksek Yanıcılık

BÖLÜM 5

CO₂ SOĞUTUCU AKIŞKANLI TEMEL SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Soğutma çevrimlerinde kullanılan soğutucu akışkanların çevreye olumsuz etkilerinin var olması nedeni ile hidroflorokarbonlar ve kloroflorokarbonlar gibi soğutucu akışkan türlerinin kullanımı yasaklanmıştır. Yönetmelikte kullanımı kısıtlanan soğutucu akışkanlara alternatif soğutucu akışkan arayışı devam etmekte ve bu durum alternatif akışkanlardan CO₂'i kullanımını yaygınlaştırmaktadır.

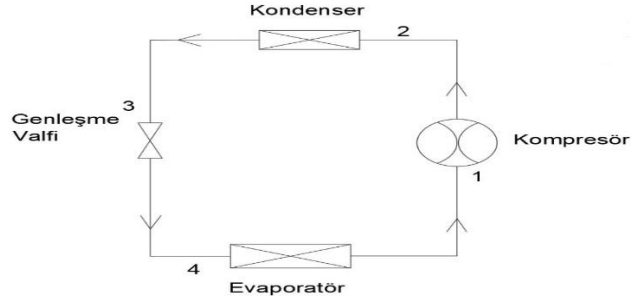
CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinde iki temel çevrim vardır.

1. Subkritik Çevrim
2. Transkritik Çevrim

5.1. SUBKRİTİK ÇEVİRİM

5.1.1. Direkt Genleşmeli Subkritik Çevrim

Çevrimde ki tüm sıcaklık ve basınç değerlerinin kritik noktanın altında olması nedeni ile karbondioksitli soğutma çevriminde en çok kullanılan sistemlerdir. Subkritik tek kademeli CO₂ çevrimi kısıtlı sıcaklık aralığına ve 60-70 bar yüksek çalışma basıncı değerine ve çevreye ısı geçişini zorlaştıracak düşük kondenzasyon sıcaklığına sahiptir [47].



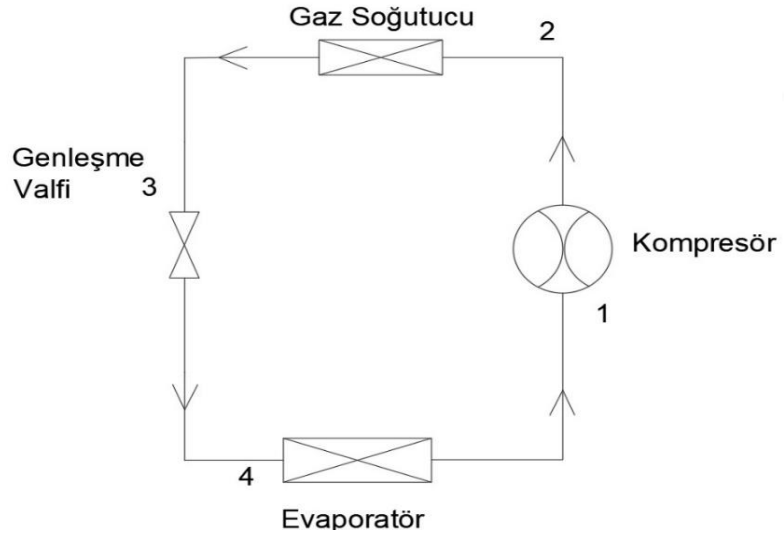
Şekil 5.1. Direkt genişlemeli subkritik çevrim

5.1.2. CO₂ Subkritik Kaskad Çevrimi

İki farklı soğutucu akışkanlı ve birbirine karışmayan iki soğutma çevriminden oluşan sistemlerdir. Genellikle çevrimin biri dışarıya ısı geçişinin gerçekleştiği sıkıştırma çevrimidir. Bu kaskad çevrimlerinde çalışma basıncı genelde 40-45 bardır [48].

5.2. TRANSKRİTİK CO₂ ÇEVİRİMİ

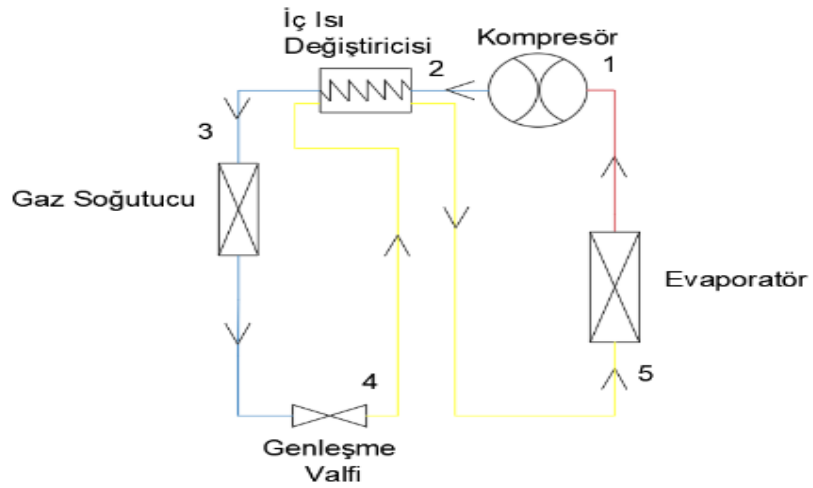
CO₂ soğutucu akışkanının düşük kritik nokta sıcaklığı 31,06 °C ve yüksek kritik nokta basıncı 73,8 bardır. Transkritik CO₂ çevrimlerinde, akışkanın basit buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerindeki gibi kondenserde yoğuşarak atmosfere ısı atması imkansızdır. Çevreye ısı geçişi süperkritik bölgede gaz fazındaki soğutucu akışkanın yoğuşmadan sıcaklığının düşmesi ile gerçekleşir. Bu neden ile çevrimde kondenser değil gaz soğutucu vardır, çevrimde sıkıştırılmış karbondioksit gaz soğutucu ile çevreye ısıyı atar. Transkritik soğutma çevrimlerinde basınç değerleri 120 bar, sıcaklık ise 130 °C değerlerine ulaşabilir [48].



Şekil 5.2. Transkritik CO₂ çevrimi

5.2.1. İç Isı Değiştiricili Tek Kademeli Basit Transkritik Çevrim

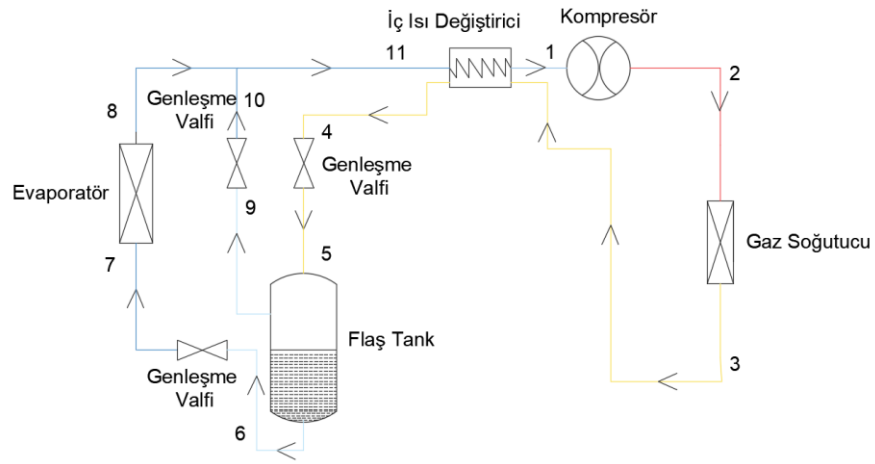
Daha etken bir çevrim için iç ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemlerdir. Eşanjör, sistemin EER (Enerji Tasarruf Oranı) değerini arttırmak için kompresöre sıvı kaçırmayı engelleyerek evaporatör çıkışında gaz olmasını sağlar ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürür.



Şekil 5.3. İç ısı değiştiricili tek kademeli basit transkritik çevrim

5.2.2. İç Isı Değiştiricili Gaz By-Passlı Transkritik Çevrim

Transkritik çevrimlerin verimini arttırmaya yönelik, ikinci bir genleşme vanasının kullanıldığı sistemlerdir. Birinci genleşme gaz soğutucudan likit tankına doğru gerçekleşerek sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha sonra tekrar sıvı buharlaşma sıcaklık değerine kadar kısılmış olur. İki genleşme elemanlı bu sistemde evaporatör girişinin kuruluk derecesi ikinci kez gerçekleşen bu genleşmeden dolayı azalır; EER değeri artar aynı zaman da basınç kademesinde kullanılan likit tankı sistemin dış ortam ile bağlantısının azalmasını sağlar [48].



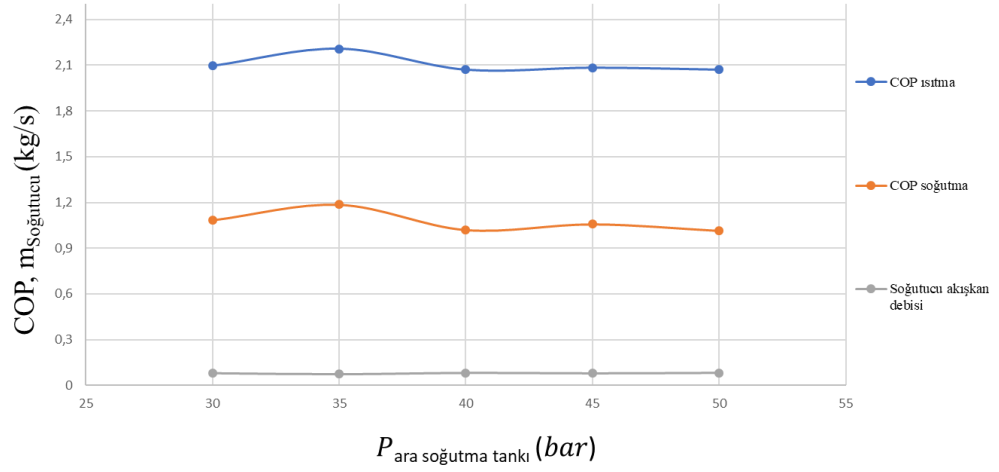
Şekil 5.4. İç ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik çevrim

BÖLÜM 6

TEORİK SONUÇLAR

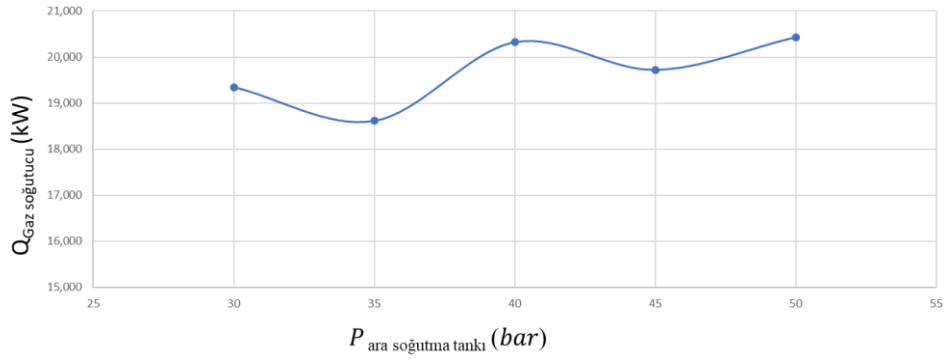
Bu çalışma kapsamında, CO₂ soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırmalı endüstriyel soğutma çevriminin performansı transkritik bölgede teorik olarak incelenerek termodinamik analizleri karşılaştırılmıştır. Bu analizler 10 kW soğutma kapasitesine, -25 °C evaporasyon sıcaklığı, 40 °C gaz soğutucu sıcaklığı, 0.7 kompresör izantropik verim şartları göz önüne alınarak; kompresör gücü, soğutma performans katsayısı, gerekli kütleli debi değeri, ikinci yasa verimleri analiz edilerek sunulmuştur.

Termodinamik analizlere göre sayısal olarak da, transkritik CO₂ soğutkanlı sistemin optimum gaz basıncı 107.955 bar seçildiği için enerji maliyetlerinin düşürülmesi amaçlanmıştır. Yapılan analizler neticesinde, transkritik CO₂ soğutkanlı sistemin, soğutma performans katsayısı (COPs) 1.18, ısıtma performans katsayısı (COP₁) 2.20 olarak ve ikinci yasa verimleri ise soğutma ve ısıtma için sırasıyla %31.09 ve %45.85 olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan transkritik soğutma çevriminde en verimli sistemin tasarlanabilmesi için farklı ara soğutucu basınç değerlerinde analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda ara soğutucu basıncının sistem performansını etkilediği gözlemlenmiştir. Bu amaçla değişen ara soğutucu basınç değerlerinde gaz soğutucu kapasitesi, soğutucu akışkan debileri ve COP değerleri hesaplanarak grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 6.1. Farklı ara soğutucu basınç değerlerinde COP ve kütleli debi değişimi.

35 bar civarında elde edilen sonuçlara göre COP değerlerinde kayda değer bir yükseliş gözlenmiş ve soğutucu akışkan debisi ise bu basınç değeri için düşmüştür. Elde edilen bu sonuçlar neticesinde ara soğutucu basıncı olarak 35 bar seçilmiştir.



Şekil 6.2. Farklı ara soğutucu basınç değerlerinde değişen gaz soğutucu kapasitesi değişimi

Şekilde görüldüğü üzere gaz soğutucu kapasitesi ara soğutucu basınç değerinin artması ile artarken 35 bar basınç değerlerinde düşüş göstermektedir.

6.1. Tasarılan CO₂ Soğutucu Akışkanlı Soğutma Çevriminin Elemanları

6.1.1. CO₂ Kompresörleri

Subkritik ve transkritik CO₂ soğutucu akışkanlı soğutma sistemlerinde kompresörler; hermetik, rotorlu, yarı hermetik, sarmal, santrifüj ve vidalı tipte bulunabilmektedir. R744 kompresörlerin avantajları; düşük süpürme hacmine, düşük sıkıştırma oranına ve yüksek hacimsel verimliliğe sahip olmasıdır dezavantajları ise; düşük sıcaklıkta basma hattı sıcaklığının çok fazla artması ve çalışma basıncının da çok yüksek olmasıdır [49].

6.1.2. CO₂ Genleşme Valfleri

Genleşme valfi, evaporatöre sabit entalpi değerinde soğutucu akışkanın iletilmesini sağlayan çevrim elemanıdır. Kapılar boru, otomatik, termostatik ve elektronik gibi çeşitleri mevcuttur. Sisteme tam kontrol ve optimizasyon sağlayan çeşidi elektronik genleşme valfleri pahalı ve kompleks elemandır [49].

6.1.3. CO₂ Evaporatörleri

Kanatlı borulu karbondioksit evaporatörleri subkritik ve transkritik soğutma çevrimlerinde kullanılabilir. Evaporatör seçiminde; hava tarafı ve karbondioksit tarafı tasarım verileri ve ısı değiştiricisi tasarım verileri bilinmelidir. CO₂ soğutucu akışkanlı sistemlerde kullanılan bakır boru et kalınlıkları konvansiyonel soğutma sistemlerine göre daha fazla olmalıdır [49].

6.1.4. CO₂ Gaz Soğutucuları

Evaporatör ve CO₂ hava tarafı ve ısı değiştirici verileri dikkate alınarak gaz soğutuculu transkritik sistemin tasarımı yapılabilir [49].

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde gaz soğutucudan atılan ısı kullanılmamaktadır. Bu tasarlanan enerji depolamalı çevrim ile gaz soğutucudan atılan yaklaşık 18-20 kW'lık ısı, kullanım sıcak suyu elde etme ve ısıtma amacı için kullanılabilir. Bu tasarlanan sistemin uygulanması ile atık ısı değerlendirilecektir. Sistem -25°C buharlaşma, 40°C gaz soğutucu sınır şartlarında ve 41.5°C çevre sıcaklığına göre [50] optimum gaz basıncı 107.955 bar olarak hesaplanmıştır. Bu tasarlanan enerji depolamalı sistemin uygulanması ile atık ısı değerlendirileceği için enerji maliyetlerinin düşürülmesi amaçlanmıştır. Yapılan analizler neticesinde, transkritik CO_2 soğutkanlı sistemin, soğutma performans katsayısı (COPs) 1.18, ısıtma performans katsayısı (COP₁) 2.20 olarak ve ikinci yasa verimleri ise soğutma ve ısıtma için sırasıyla %31.09 ve %45.85 olarak hesaplanmıştır. Enerji depolamalı bu sistem ile süpermarketlerde yaz kış kullanım sıcak suyu elde edilecek ve gaz soğutucudan atılan ısı klima santaline gönderilerek kışın mahal ısıtmasında kullanılabilir, yazın ise nem alma prosesinden sonra sıcaklığı düşen havanın konfor şartlarına göre belirli bir üfleme sıcaklığına getirilmesi gerektiğinde bu işlem için son ısıtıcıda gaz soğutucudan çıkan ısı kullanılabilir. Ayrıca gaz soğutucudan atılan ısı rezistanslı derin dondurucularda rezistansız iptal etmek için, hotgaslı rezistanssız bir derin dondurucuda ise kapı ve çerçeve ısıtıcılarını iptal etmek için kullanılabilir. Bu atık ısıdan yararlanılarak soğutucunun etiket sınıfının belirlenmesinde kullanılan Enerji Verimlilik Endeksi (EEI) değeri düşecektir. CO_2 soğutucu akışkanlı kurulacak soğutma çevrimlerini, enerji verimli tasarlamak için optimum çalışma şartları belirlenmeli ve CO_2 'li sistemin basınç değerinin yüksek olması göz önünde bulundurularak bu sistemlerde basınç durumuna göre ekipman seçilmesi önerilmektedir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: Friterm, ‘‘Endüstriyel Soğutma’’, <https://www.friterm.com/tr-TR/gida/13003> (2020).
2. İnternet: Ceyhun Yılmaz, ‘‘Soğutma Teknolojisi Yardımcı Notlar 2’’, http://blog.aku.edu.tr/cehunyilmaz/files/2017/02/So%C4%9Futma-Teknolojisi-Yard%C4%B1mc%C4%B1-Notlar_2.pdf (2017).
3. İnternet: DSpace United Nations Environment Programme Industry and Environment, ‘‘Technologies For Protecting The Ozone Layer – Catalogue: Refrigeration, Air Conditioning And Heat Pumps’’, <https://wedocs.unep.org/handle/20.500.11822/29858> (1994).
4. Akdağ, A.E., ‘‘CO₂ soğutkanlı soğutma sistemlerinin termodinamik ve termoeconomik analizi’’, Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta, 1-10 (2010).
5. Kılıçarslan, A., Hoşöz, M., ‘‘Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples’’, **Energy Conversion and Management**, 51(12):2947–2954 (2010).
6. Erten S. ve Uludağ K., ‘‘Soğutma sistemlerinde R404a ve R290 soğutucu akışkan kullanımının termodinamik analizi: Deneysel karşılaştırma’’, **VII. Uluslararası Fen, Mühendislik ve Mimarlık Bilimlerinde Akademik Çalışmalar Sempozyumu**, Ankara, 254-267 (2019).
7. Özdemir, S., ‘‘Karbondiyoksit kullanan soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan tarafının modellenmesi ve performans parametrelerinin belirlenmesi’’, Yüksek Lisans Tezi, **Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 20-25 (2011).
8. Özgür, A. E., Bayrakçı, H. C., Akdağ, A. E., ‘‘Kritiknokta üstü çevrimli CO₂ soğutma sistemlerinde optimum gaz soğutucu basıncı: Yeni bir korelasyon’’, **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, 29 (2):23-28 (2009).
9. Akdemir, Ö., Güngör, A., ‘‘CO₂ soğutma çevrimlerinin maksimum performans analizi’’, **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, 30 (2):37-43 (2010).
10. Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., ‘‘Toprak kaynaklı ısı pompalarında CO₂ kullanımı’’, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 130 (1): 68-72 (2012).

11. Chen, Y., Gu, J., “The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchanger”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 1238-1249 (2005).
12. Kızıllıkan, Ö., “Kompresörlü soğutma sistemlerinde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma etkisinin termoekonomik yönden incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 20-30 (2004).
13. Yeşilata, B., Ertürk, D., “İdeal çevrimli bir buzdolabı soğutma sisteminde ısı transfer alanlarının termoekonomik optimizasyonu”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 93: 5-12 (2006).
14. Özyurt, A., Erdönmez, N., Yılmaz, B., Yılmaz, D., Sevindir, M.K, Mançuhan, E., “CO₂/NH₃ kaskat soğutma sisteminin termodinamik analizi ve performans değerlendirmesi”, *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1101-1110 (2015).
15. Kurtuluş, O., “Soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan transkritik çevrimlerin sayısal ve deneysel incelenmesi”, Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 30-35 (2011).
16. Cho, H., “Comparative study on the performance and exergy efficiency of solar hybrid heat pump using R22 and R744”, *Energy*, 93: 1267-1276 (2015).
17. Austin, B. T., Sumathy, K., “Transcritical carbon dioxide heat pump systems”, *A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 4013-4029 (2011).
18. Fartaj, A., David, S., Ting, K., Yang, W.W., “Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle”, *Energy Con. and Management*, 45: 2269-2281 (2004).
19. Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zilio, E., “Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation, a theoretical and experimental analysis”, *International Journal of Refrigeration* 28, 1274-1283 (2005).
20. Yanga, J. L., Ma, Y. T., Liu, S. C., “Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expand”, *Energy*, 32,237-245 (2007).
21. Nguyen, A., et al, “Influence of an internal heat exchanger on the operation of a CO₂ direct expansion ground source heat pump”, *Energy & Buildings*, 202: 110 (2019).
22. Özgür, A.E, “Değişik gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları ve basınçları için bir CO₂ soğutkanlı mobil klimanın performansının incelenmesi”, *Gazi*

Üniversitesi Mimarlık Mühendislik Fakültesi Dergisi, 23(1): 181-185 (2007).

23. Blasco, E. H., Peris, E. N., Ruescas, F. B., Corberán, J. M., “Improved water to water heat pump design for low-temperature waste heat recovery based on subcooling control”, *International Journal of Refrigeration*, 106: 374-383 (2019).
24. Çomaklı, K., Karşlı, S., Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., “Termal sistemlerde ekserji verimi”, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2: 25-34 (2007).
25. Kauf, F., “Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles”, *International Journal of Thermal Science*, 38 (4):325-330 (1999).
26. Liao, S.M., Zhao, T.S., Jakobsen, A., “A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles”, *Applied Thermal Engineering*, 20: 831-841 (2000).
27. Dikmen, E., Şahin, A.Ş., Deveci, Ö.İ., ve Akdağ E., “Gwp değeri düşük soğutucu akışkanların kullanıldığı kaskad soğutma sisteminin karşılaştırmalı performans analizi”, *El-Cezerî Journal of Science and Engineering*, 7(1): 338-345 (2020).
28. Kim, H.M., Pettersen J., and Bullard, C.W., “Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems”, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 119-174 (2004).
29. Boumaza, M., “Performances assessment of natural refrigerants as substitutes to Cfc and Hcfc in hot climate”, *Int. J. Of Thermal & Environmental Engineering*, 1(2): 125-130 (2010).
30. Kharazi, A.A. and Müller N., “Comparing water (R718) to other refrigerants”, *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Process Industries, IMECE 13341: 85-93 (2006).
31. Pitarch, M., Navarro-Peris, E., González-Maciá, J., and J.M. “Corberán, evaluation of different heat pump systems for sanitary hot water production using natural refrigerants”, *Applied Energy*, 190: 911-919 (2017).
32. Özyurt, A., Erdönmez, N., Yılmaz, B., Yılmaz, D., Sevindir, M.K. and Mançuhan, E., “CO₂/NH₃ kaskad soğutma sisteminin termodinamik analizi ve performans değerlendirmesi”, *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir 1101-1110 (2015).
33. Cho, H., “Comparative study on the performance and exergy efficiency of solar hybrid heat pump using R22 and R744”, *Energy*, 93: 1267-1276 (2015).

34. Nguyen, A., Eslami, N. P., Badache, M., Bastani, A., “Influence of an internal heat exchanger on the operation of a CO₂ direct expansion ground source heat pump”, *Energy & Buildings*, 202: 109-343 (2019).
35. Silva, A. D., Filho, E. P. B., Antunes, A. H. P., “Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets”, *Applied Thermal Engineering*, 41: 30-35 (2012).
36. Spatz, M.W., Motta, S.F.Y., “An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems”, *International Journal of Refrigeration*, 27: 475-483 (2004).
37. Niu, B. and Zhang, Y., “Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures”, *Refrigeration*, 30: 37-42 (2007).
38. Aksu, B., “Farklı çalışma şartlarında CO₂ soğutucu akışkanlı ısı pompası performansının deneysel ve teorik olarak incelenmesi”, Doktora Tezi, *Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü*, Karabük, 60-70 (2019).
39. Sienel, T., Finckh, O., “CO₂-DX Systems for medium- and low-temperature refrigeration in supermarket applications”, *Proceedings 22nd International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, 8(1): 1101-1110 (2007).
40. Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C., “Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems”, *Prog. In Energy and Combustion Sci.*, 30:119-174 (2004).
41. Baxter, V., “Advanced supermarket refrigeration/heat recovery systems”, *Final Report IEA Annex 26*, 1:50-72 (2003).
42. Yamankaradeniz, R., vd., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları Geniştirilmiş 2. Baskı”, *Dora Yayın Dağıtım Ltd. Şti.*, Bursa, 295-329 (2009).
43. Rohlin, P., “Zeotropik refrigerant mixtures in systems and in flow boiling”, Ph. D. Thesis, *American Conservatory of Music Institute*, Stockholm, eLIBRARY ID:6880656 (1996).
44. Savaş S., “Soğutma Tekniğinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar”, *Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 88* (1974).
45. Yılmaz, F. ve Tosun, C., “Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip HFO-1234ze akışkanın termodinamik analizi”, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 30(5):308-313 (2014).
46. İnternet: Institut International Du Froid, “Classification of Refrigerants, International Institute of Refrigeration” http://hydrocarbons21.com/files/pdf_090.pdf (2001).

47. EVANS, C. L., “CO₂ unit coolers for supermarket refrigeration systems”, *Bohn The Cold Standard*, Group Manager-Product Management September, 10-15 (2009).
48. Onbaşıoğlu H., “An overview of vapour compression system using natural refrigerant CO₂”, *İSKİD ACV&R Journal of Turkey*, 2: 48-64 (2010).
49. Kasap F., Acül H., Canbaz H., Erbil S., “R744 (CO₂) Soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu R744 (CO₂) evaporatör ve gaz soğutucu tasarım esasları”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 1: 369-389 (2011).
50. İnternet: 2017 ASHRAE El Kitabı, “Yıllık Tasarım Koşulları” http://ashrae-meteo.info/v2.0/index.php?lat=36.899&lng=30.800&place=%27%27&wmo=173000&ashrae_version=2017 (2017).

ÖZGEÇMİŞ

Esra DEMİRCİ 1994 yılında Ankara’da doğdu; ilk ve orta öğrenimini Ankara’da tamamladı. Yenimahalle Anadolu Teknik, Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi’nden mezun oldu. 2014 yılında Karabük Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü’ne başladı 2015 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Çift Ana Dal Programı (ÇAP)’na başlayıp 2018 yılında iki lisans bölümündende iyi derece ile mezun oldu. 2018 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2020 yılında Nurdil Teknik Soğutma A.Ş.’de çalışmaya başladı. Esra DEMİRCİ halen Nurdil Teknik Soğutma A.Ş.’de Tasarım ve Ürün Geliştirme Uzmanı olarak çalışmaya devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Ahi Evran, Türkistan Cd. No:9, 06935 Ahi Evran Osb/Sincan/Ankara

Tel : (544) 318 80 57

E-posta : esrademirci@nurdil.com.tr